

Fördern und Lagern von
Flüssigkeiten, Gasen und Feststoffen

- 1 Einleitung
- 2 Fördern von Flüssigkeiten
 - 2.1 Pumpentypen
 - 2.2 Berechnungsgrundlagen
 - 2.2.1 Bernoulli-Gleichung und Gesamtförderhöhe
 - 2.2.2 Definition von Förderleistung und Wirkungsgrad
 - 2.2.3 Kreiselpumpen
 - 2.2.3.1 Fördercharakteristik
 - 2.2.3.2 Drucksteigerung und spezifische Arbeit
 - 2.2.3.3 Förderstrom
 - 2.2.3.4 Antriebsleistung
 - 2.2.3.5 Affinitätsgesetze
 - 2.2.3.6 Spezifische (charakteristische) Drehzahl
 - 2.2.3.7 Betrieb von Kreiselpumpen
 - 2.2.4 Verdrängerpumpen
- 3 Fördern von Gasen
 - 3.1 Isotherme, adiabate und polytype Verdichterleistung
 - 3.2 Apparate
- 4 Fördern von Feststoffen
 - 4.1 Hydraulische Förderung
 - 4.2 Förderzustände bei horizontaler und vertikaler pneumatischer Förderung
 - 4.3 Apparate
- 5 Lagern
 - 5.1 Fließprofile bei Bunkern
 - 5.2 Bunkerabzüge, Lagerbehälter und Lager für Schüttgüter

Mechanische und thermische Grundverfahren

Vorlesung 1: Fördern und Lagern von Flüssigkeiten, Gasen und Feststoffen

1.1 Einleitung

Neben den Fördereigenschaften und dem Regelbereich muß bei der Auswahl z. B. einer Pumpe noch auf folgendes geachtet werden:

- Betriebssicherheit
- Geräuschentwicklung
- Baugröße
- Einbauverhältnisse
- Kosten

Hydraulischer Transport: Rohrströmung von Suspensionen in Wasser

Tab. 1 . Typische Daten hydraulischer Förderanlagen

System	Länge (km)	Rohr- durchmesser (mm)	Kapazität (10 ⁶ t a)	Inbetrieb- nahme
<i>Förderfluid: H₂O</i>				
<i>Kohle</i>				
Ohio (USA)	173	254	1.3	1957
Black Mesa (USA)	437	457	4.8	1970
<i>Eisenerzkonzentrat</i>				
Savage River (USA)	85	229	2.5	1967
Peña Colorado (Mexiko)	48	203	1.8	1974
Sierra Grande (Argentinien)	32	203	2.1	1974
Las Truckas (Mexiko)	27	203	1.5	1975
<i>Kupferkonzentrat</i>				
Bougainville	27	152	1.0	1972
West Irian	110	102	0.3	1972
Pinto Valley (USA)	18	102	0.4	1974
<i>Kalkstein</i>				
Trinidad	10	203	0.6	1959
Rugby (England)	91	254	1.7	1964
Calaveras (USA)	27	178	1.5	1971
Australien	70	203	0.9	1975

Vorteile:

Vorteile im Vergleich zu anderen Fördersystemen sind:

- vergleichsweise steile Trassen im hügeligen Gelände (bis 16% Steigung) möglich, dabei Energierückgewinnung beim Abwärtsströmen;
- kontinuierlicher Betrieb mit wenig Personal bei jedem Wetter.

Nachteile:

- Verschleiß der Rohrwand, mehr noch bei den Trennapparaten (Zentrifugen) zur Abtrennung von Feststoff und Fluid: daher sollen die Partikeln nicht zu grobkörnig sein (geringe Fördergeschwindigkeiten);
- je nach Klimazone evtl. frostsichere Verlegung nötig, d.h. Eingraben in das Erdreich;
- Probleme beim An- und Abfahren;
- Wasserentzug von einer Region in eine andere, Verschmutzung des Transportwassers, evtl. Rückführung des Transportwassers an den Ausgangsort nötig.

Pneumatischer Transport: Rohrströmung von Feststoffen mit
Luft als Förderfluid

Anwendung in:

- Mühlenbetrieben
- Kraftwerken für die Staubfeuerung und Entaschung
- chem. Industrie (z. B. Abbrandförderung, zur Förderung landwirtschaftlicher Produkte, Nahrungsmittel, Grundstoffe und/oder Zwischenprodukte)
- Verladeanlagen des Straßen-, Schienen- und Schiffsverkehrs.

Vorteile:

- Gründe für die weite Verbreitung der pneumatischen Förderung liegen
- in der hohen Anpassungsfähigkeit der Förderstrecken an die örtlichen Gegebenheiten,
 - in der umweltfreundlichen Gestaltung (staubfreie Förderung),
 - in der Vielfalt an Schaltungsmöglichkeiten durch Rohrweichen,
 - im geringen Wartungsaufwand für die Förderleitung,
 - in der Möglichkeit, während des Fördervorgangs chemische oder physikalische Prozesse durchzuführen,
 - in der Möglichkeit, luftempfindliche Feststoffe mit Schutzgas zu fördern.

Nachteile:

- relativ hoher Energieverbrauch
- Verschleiß der Rohrleitungen, insbesondere der Krümmer
- Produktabrieb
- evtl. aufwendige Fördergas-Reinigung

Zur Überwindung von Höhenunterschieden sowie von Strömungs- und Reibungswiderständen (Druckabfall) in Rohrleitungen, Armaturen und Apparaten werden Pumpen eingesetzt. Sie befördern die Flüssigkeit aus einem Saugraum in den Druckraum.

2.1 Pumpentypen

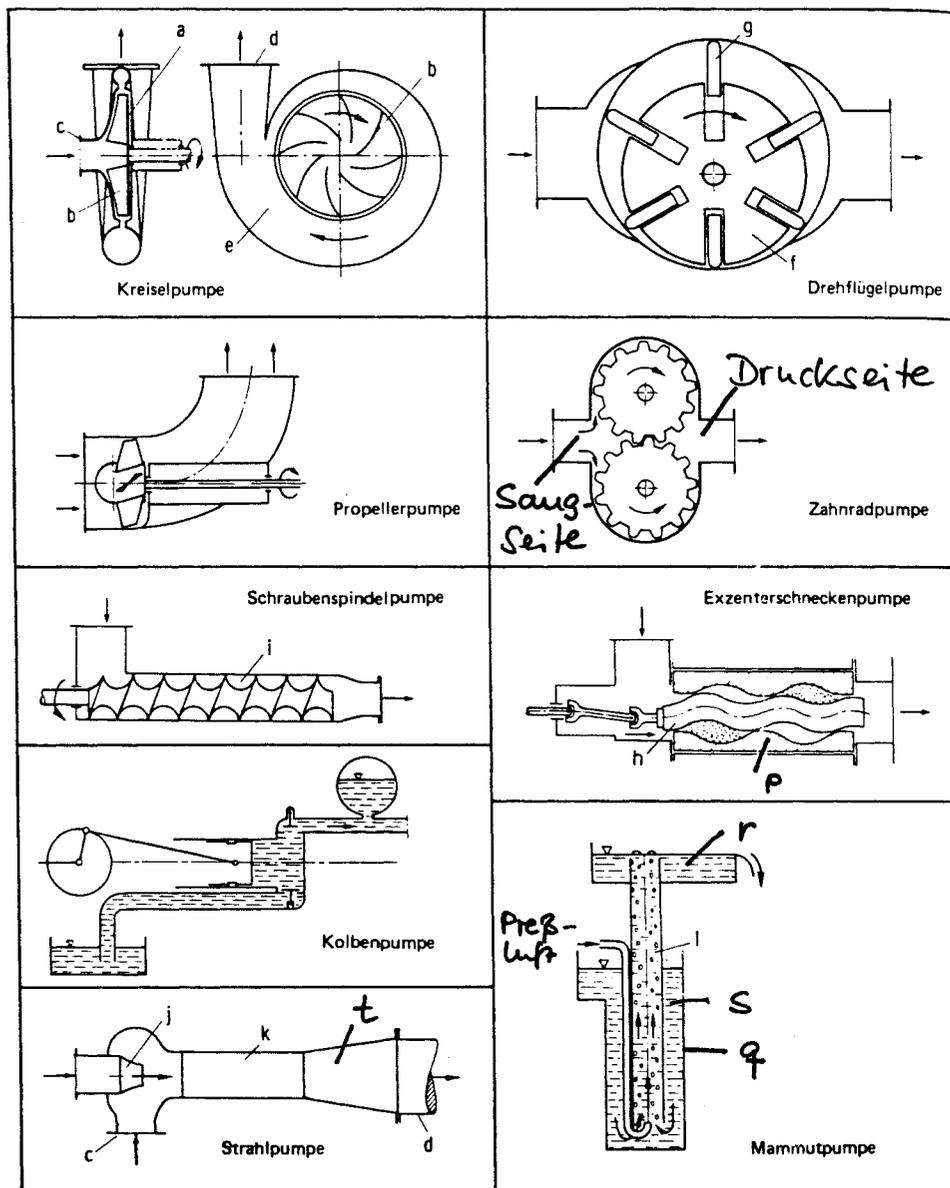


Abb. 1 Pumpen für Flüssigkeiten (entnommen aus [2,8]). – a) Laufrad; b) Schaufel; c) Saugstutzen; d) Druckstutzen; e) Spirale; f) Rotor; g) Drehflügel; h) Rotorwelle; i) Spindelgang; j) Treibdüse; k) Mischstrecke; l) Förderrohr; p) Schnecken gang; q) Saugschlacht; r) Hochbehälter; s) äußere Flüssigkeitssäule; t) Diffusor

Technische Daten zu den Pumpen in Abb. 2

Benennung	Förderhöhe h m	Durchsatz \dot{V} m^3/h	Drehzahl n min^{-1}	Viskosität η mPa s	Einsatz
Kreiselpumpe einstufig	max. 175 meist ≤ 15	1 bis 1500	750 bis 3000	1 bis 500	Wasser, Säuren, Laugen, Lösungen, organische Flüssigkeiten, feststoffbeladene Flüssigkeiten, Schlämme
Kreiselpumpe mehrstufig	bis 4 000	3 bis 2500	1500 bis 6000	1 bis 500	
Propellerpumpe	bis 6	200 bis 10^6	150 bis 1500	1 bis 500	bevorzugt als Universalpumpe
Drehflügelpumpe	bis 100	0,1 bis 400	30 bis 1500	1 bis 10^4	reine Flüssigkeiten, Treibstoffe, Öle *
Zahnradpumpe	bis 250	$< 0,1$ bis 300	30 bis 1500	1 bis $2 \cdot 10^4$	selbstschmierende reine Flüssigkeiten, Polymerschmelzen, -lösungen
Exzenter-schneckenpumpe	bis 120	$< 0,1$ bis 600	100 bis 3000	1 bis 10^5	hochviskose Flüssigkeiten, Lacke, Latices, Pasten
Schraubenspindelpumpe	bis 300	0,1 bis 600	500 bis 1500	1 bis 10^5	Dispersionen, plastische Massen ohne schmirgelnde Farbstoffe
Kolbenpumpe	bis 70 000	1 bis 450	30 bis 450	1 bis 10^3	Öle, Säuren, Laugen auch mit Feststoffen
Strahlpumpe	bis 30 meist ≤ 15	1 bis 35	—	1 bis 500	verunreinigte Flüssigkeiten, Vermischen mit Treibstrahl
Mammutpumpe	bis 60	bis 7 500	—	1 bis 500	aggressive, verunreinigte, auch heiße Flüssigkeiten, Förderung von Sand, Kies, Schlamm

* Flüssiggase, Mischungen

2.2 Berechnungsgrundlagen

2.2.1 Bernoulli-Gleichung und Gesamtförderhöhe

Aus der Bernoulli-Gleichung (Energiebilanz) mit Reibungseinfluß (\rightarrow TC I/4) und dem Einfluß einer Energiezufuhr (spezifische Arbeit $A_m = g H$) durch die Pumpe:

$$\underbrace{m \cdot g \cdot h}_{\text{potentielle Energie des Fluids}} + \underbrace{p \cdot V}_{\text{Druckenergie}} + \underbrace{\frac{1}{2} m u^2}_{\text{kinetische Energie}} + \underbrace{m \cdot g \cdot H}_{\text{Energiezufuhr durch Pumpe}} = \text{const} + \underbrace{W \frac{1}{2} \rho u^2 V}_{\text{Reibungsarbeit}} \quad (1a)$$

potentielle Energie des Fluids Druckenergie kinetische Energie Energiezufuhr durch Pumpe Reibungsarbeit

folgt die Höhenbilanz (mit $h_R \equiv W \frac{u^2}{2g}$):

$$h_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + H = h_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + h_R \quad (1 b)$$

oder

$$H = \underbrace{h_2 - h_1}_{\text{geodätische Förderhöhe}} + \underbrace{\frac{p_2 - p_1}{\rho g}}_{\text{Druckhöhe (statische Höhe)}} + \underbrace{\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}}_{\text{dynamische Druckhöhe}} + \underbrace{h_R}_{\text{Reibungshöhe}} \quad (1 c)$$

— Gesamtförderhöhe

Bemerkungen zu Gl. (1)

1. Gesamtförderhöhe $H \neq$ geodätische Höhe: i. a. $H > h_2 - h_1$;

$$2. \underbrace{\Delta p_R V}_{\text{Druckenergie der Pumpe}} = \underbrace{m g H}_{\text{Spezifische Arbeit } A_m \text{ der Pumpe}} \rightarrow \boxed{H = \frac{\Delta p_R}{\rho g}} \quad (2 a)$$

Druckenergie
der Pumpe

Spezifische Arbeit
 A_m der Pumpe

und

$$\boxed{A_m = g \cdot H}$$

(2 b)

$\Delta p_R \dots$ Pumpendruck; Drucksteigerung durch
Pumpe ohne Verluste

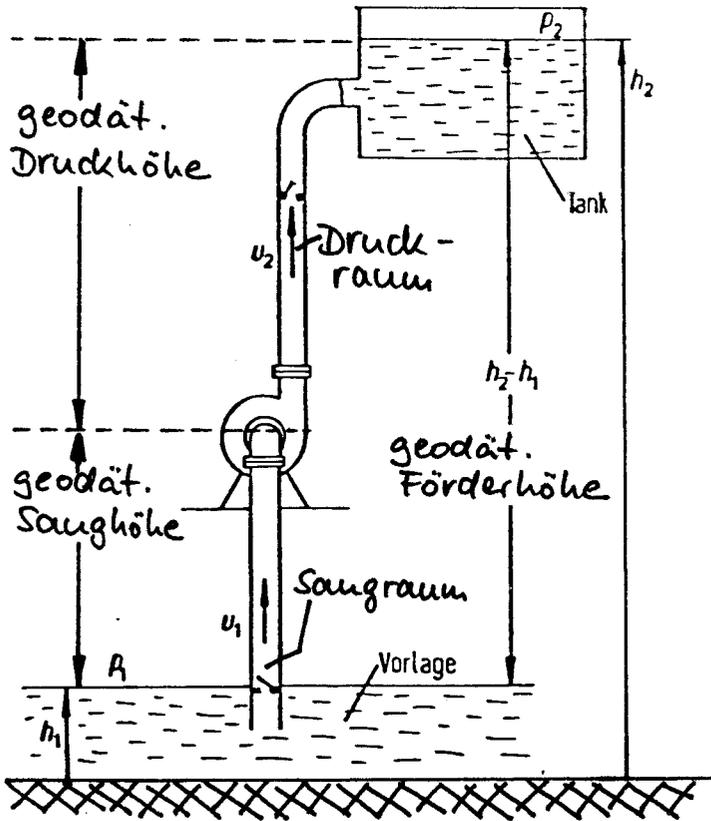
3. Spezialfälle:

$h_2 - h_1 = 0$: keine Höhenunterschiede

$p_2 - p_1 = 0$: wenn $p_1 = p_2 \approx 1$ bar

$u_2^2 - u_1^2 = 0$: wenn $u_1 = u_2$ ($\dot{V} = \text{const.}$) bei gleichem Rohr-
querschnitt

4.



- $h_1, h_2 \dots$ Ortshöhe der Flüssigkeitsoberfläche in der Vorlage bzw. im Tank
- $p_1, p_2 \dots$ Druck auf der Flüssigkeitsoberfläche in der Vorlage bzw. im Tank
- $u_1, u_2 \dots$ Strömungsgeschwindigkeit im Saug- bzw. Druckrohr
- $h_R \dots$ in Förderhöhe umgerechnete Druckverluste durch Reibung im durchströmten System
- $H \dots$ die von der Pumpe erzeugte ^{Gesamt} Förderhöhe
- $W \dots$ Widerstandsziffer

Abb. 3 Schema einer Pumpenanlage; zur Veranschaulichung von Gl. (1 c)

2.2.2 Definition von Förderleistung und Wirkungsgrad

$$A_{FK} = \Delta p_{FK} \dot{V} \quad \rightarrow \quad \dot{A}_{FK} \equiv N_{FK} = \Delta p_{FK} \cdot \dot{V}_{FK} \quad (3 a)$$

Mit Gln. (2) folgt aus Gl. (3 a):

$$N_{FK} = \rho g \dot{V}_{FK} = \rho A_m \dot{V}_{FK} \quad (3 b)$$

Wirkungsgrad η_p der Pumpe:

$$\eta_p \equiv \frac{N_{th}}{N_{real}} \leq 1, \text{ da } N_{real} \geq N_{th} \quad (4)$$

aus Gl. (3 b) folgt mit Gl. (4):

$$N_{real} = \frac{1}{\eta_p} N_{th} = \frac{1}{\eta_p} \rho g \dot{V}_{th} = \frac{1}{\eta_p} \rho A_m \dot{V}_{th} \quad (5)$$

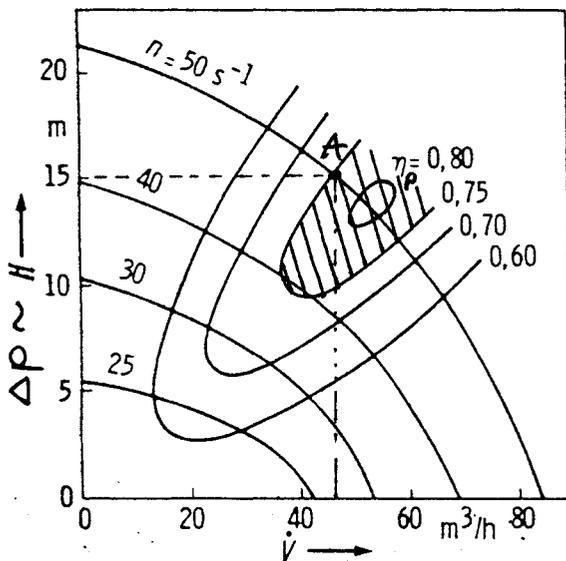
\dot{V}_{th} theoretischer Förderstrom

N Förderleistung

A_{th} theor. Förderarbeit (Druckenergie der Pumpe)

2.2.3 Kreiselpumpen

2.2.3.1 Fördercharakteristik



Arbeitsbereich
 für $\eta_p \geq 0,75$

A: Auslegungs-
 oder Betriebspunkt:

$$H = 15 \text{ m}$$

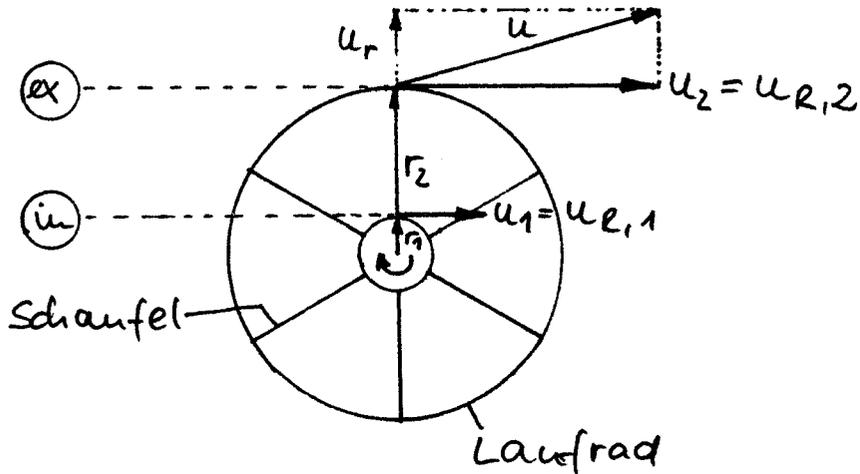
$$\dot{V} = 45 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$n = 50 \text{ Hz}$$

$$\eta_p = 0,75$$

Abb. 4 Fördercharakteristik oder Kennfeld einer Kreiselpumpe

2.2.3.2 Drucksteigerung und spezifische Arbeit



- $r_1 \dots$ Innenradius des Laufrades
- $r_2 \dots$ Außenradius des Laufrades
- $u_{R,1}; u_{R,2} \dots$ Umfangsgeschw. des Laufrades R
- $u_1, u_2 \dots$ Umfangsgeschwindigkeiten der Flüssigkeit, vom Laufrad erzeugt
- $u_r \dots$ radiale Relativgeschwindigkeit der Flüssigkeit gegenüber Laufrad
- $u \dots$ Absolutgeschwindigkeit der Flüssigkeit
- in \dots Laufradeintritt
- ex \dots Laufradaustritt

Abb. 5 : Laufrad mit geraden Schaufeln einer Kreiselpumpe

Die radialen Geschwindigkeitskomponenten u_r des im Läuferkanal austretenden Flüssigkeitsmassenstromes bewirken kein Drehmoment auf das Laufrad.

Der Flüssigkeitsmassenstrom \dot{m} muß aber vom Antriebsmotor der Pumpe von der kleinen Umfangsgeschwindigkeit u_1 auf die große Umfangsgeschwindigkeit u_2 jeweils in tangentialer Richtung beschleunigt werden, d. h. \dot{m} übt auf das Laufrad eine Drehmomentänderung aus:

$$\Delta \vec{M} \equiv \vec{M}_2 - \vec{M}_1 \quad (6 \text{ a})$$

M_1 : Drehimpuls am Laufradeintritt in

M_2 : Drehimpuls am Laufradaustritt ex

Wegen

$$\vec{M} \equiv \vec{F} \times \vec{r} \quad \text{folgt:}$$

$$M = F \cdot r = \dot{m} \cdot u \cdot r = \int \dot{V} u r \quad (6 \text{ b})$$

Mit Gl.(6b) folgt aus Gl.(6a):

$$\Delta M = M_2 - M_1 = \int \dot{V} (u_2 r_2 - u_1 r_1) \quad (6 \text{ c})$$

Diese Drehmomentänderung ΔM , die die Flüssigkeit aufnimmt muß gleich dem Antriebsdrehmoment (erzeugt durch Motor) M_a des Laufrades sein:

$$\Delta M \equiv M_a \quad (6 \text{ d})$$

Für die theoretische Antriebsleistung $N_{th} = F u = F r \omega \equiv M \omega = M_2 \pi n$ ergibt sich also aus Gln. (6c) und (6d):

$$N_{th} = M_a \omega = \Delta M \omega = \int \dot{V} (u_2 r_2 \omega - u_1 r_1 \omega) \quad (6 \text{ d})$$

Für die Drucksteigerung Δp_{th} folgt aus Gln. (3a) und (6d),
wenn $u_{R,2} = r_2 \omega$ und $u_{R,1} = r_1 \omega$ berücksichtigt wird:

$$\Delta p_{th} = \frac{N_{th}}{\dot{V}_{th}} = \rho (u_2 u_{R,2} - u_1 u_{R,1}) \approx \rho u_{R,2}^2 = \rho r_2^2 4\pi^2 n^2 \quad (6e)$$

Euler'sche Hauptgleichung der Turbinentheorie

Infolge von Verlusten wird:

$$\Delta p_{eff} \approx (0.5 \text{ bis } 0.75) \rho u_{R,2}^2 \quad (6f)$$

$\Rightarrow \Delta p_{eff}(\dot{V})$: nimmt ab mit wachsendem \dot{V}

Für die spezifische Arbeit lautet die Euler-Gleichung, wenn
Gln.(2) berücksichtigt werden:

$$A_m = g \cdot H = \frac{\Delta p_{th}}{\rho} = u_2 u_{R,2} - u_1 u_{R,1} \approx u_{R,2}^2 = r_2^2 4\pi^2 n^2 \quad (7)$$

A_m und Gesamtförderhöhe H sind $\neq f(\rho_{\text{Flüssigkeit}}) \Rightarrow$ Wasser und
z.B. Hg werden gleich hoch gefördert!

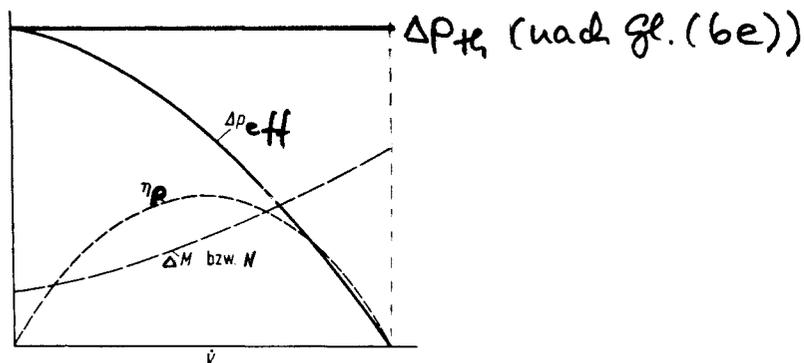
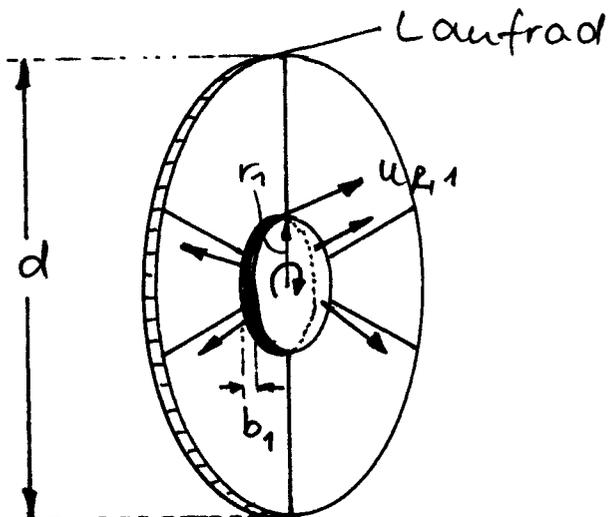


Abb. 6 Kennlinie einer Kreiselpumpe mit Wirkungsgrad η_p sowie
Drehmoment ΔM - bzw. Leistungsverlauf N_{th} .
($\Delta M(\dot{V}=0) \neq 0$; ΔM_{max} bei $\Delta p_{eff} = 0$ und $\dot{V} = \dot{V}_{max}$)

2.2.3.3 Förderstrom

$$\dot{V}_{th} = \underbrace{2\pi r_1 b_1}_{\text{Eintrittsquerschnitt der Flüssigkeit}} u_{R,1} \sim r_1^3 n \sim d^3 n \quad (8)$$

Dasselbe Ergebnis für \dot{V}_{th} gilt, wenn Flüssigkeitsquerschnitt aus Radaustritt verwendet wird.



2.2.3.4 Antriebsleistung

Aus Gl. (6d) folgt:

$$\underline{\underline{N_{th}}} \approx \int \dot{V} u_2 r_2 \omega = \int \dot{V}_{th} u_2 r_2 2\pi n \sim \underline{\underline{n^3 d^5}} \quad (9)$$

$$u_2 \sim \omega r_2$$

2.2.3.5 Affinitätsgesetze

Kreiselpumpen werden für bestimmte Werte von \dot{V}_{eff} , $A_{m,\text{eff}}$, N_{eff} und n gebaut, wobei η_p am größten ist. Für kleine Drehzahländerungen gelten folgende Affinitätsgesetze:

aus Gl.(8) folgt:

$$\frac{\dot{V}_{\text{eff},\text{I}}}{\dot{V}_{\text{eff},\text{II}}} = \frac{n_{\text{I}}}{n_{\text{II}}} \quad (10a)$$

aus Gl.(9) folgt:

$$\frac{N_{\text{eff},\text{I}}}{N_{\text{eff},\text{II}}} = \left(\frac{n_{\text{I}}}{n_{\text{II}}} \right)^3 \quad (10b)$$

aus Gl.(7) folgt:

$$\frac{A_{m,\text{eff},\text{I}}}{A_{m,\text{eff},\text{II}}} = \left(\frac{n_{\text{I}}}{n_{\text{II}}} \right)^2 \quad (10c)$$

Bei größeren Drehzahländerungen ändert sich auch η_p !

⇒ Gln.(10) werden ungültig.

2.2.3.6 Spezifische (charakteristische) Drehzahl

Für geom. ähnliche Kreiselpumpen I, II erhält man aus Gl.(7):

$$\frac{H_I}{H_{II}} = \frac{u_I^2 d_I^2}{u_{II}^2 d_{II}^2} \quad (11a)$$

aus Gl.(8):

$$\frac{\dot{V}_I}{\dot{V}_{II}} = \frac{u_I d_I^3}{u_{II} d_{II}^3} \quad (11b)$$

Elimination von d ergibt:

$$\frac{u_{II}}{u_I} = \frac{(\dot{V}_I / \dot{V}_{II})^{1/2}}{(\#_I / \#_{II})^{3/4}}$$

für $n_{II} \equiv n_s$ und $\dot{V}_{II} = 1 \text{ m}^3/\text{s}$, $H_{II} = 1 \text{ m}$ erhält man:

$$n_s = n \cdot \frac{\dot{V}^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (11c)$$

Bemerkungen

1. Alle geom. ähnlichen Kreiselpumpen haben die gleiche spezifische Drehzahl n_s . Sie wird auch als Schnellläufigkeit bezeichnet und kennzeichnet den Kreiselpumpentyp:

n_s	$\left[\frac{1}{\text{min}} \right]$	langsamlaufend	normallaufend	schnellaufend
		< 20	20 40	40 300

$\rightarrow n_s \neq f(d)$

geom. ähnliches

2. n_s ist diejenige Drehzahl einer Kreiselpumpe, die bei einem Förderstrom $\dot{V} = 1 \text{ m}^3/\text{s}$ eine Gesamtförderhöhe $H=1 \text{ m}$ erzeugt.
3. n_s wird ermittelt, in dem man für n , \dot{V} , H die Zahlenwerte des Auslegungspunktes der betreffenden Kreiselpumpe einsetzt.
4. $\dim n = \dim n_s = \text{min}^{-1}$
 $\dim V = \text{m}^3/\text{s}$
 $\dim H = \text{m}$

2.2.3.7 Betrieb von Kreiselpumpen

große Betriebssicherheit

Förderhöhen H:

- $H \leq 20 \text{ m}$: Niederdruckpumpen (am häufigsten)
- $20 \leq H \leq 60 \text{ m}$: Mitteldruckpumpen
- $H \geq 60 \text{ m}$: Hochdruckpumpen
- $H > 100 \text{ m}$: mehrstufige Kreiselpumpen

Kavitation

Bildung von Dampfblasen im Saugstrom \Rightarrow Abnahme von N_{th} sowie Stöße auf Laufrad

Selbstansaugung

Kreiselpumpe ist nicht selbstansaugend \Rightarrow Ansaugung von Luft
 $\Delta p_{th} \sim \rho$, d.h. Δp_{th} ist um den Faktor 10^3 geringer als bei der Wasseransaugung.

Wellenabdichtung

Durchführung der Antriebswelle durch das Gehäuse muß abgedichtet werden:

- Stopfbuchsenabdichtung
- Gleitringdichtung
- Magnet-Kupplung

Förderung zäher Flüssigkeiten

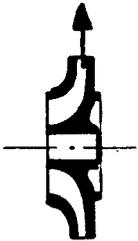
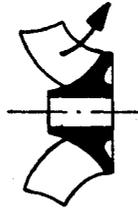
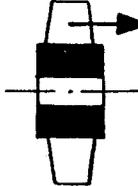
geeignet für $\eta \leq 0.1$ Pas

Bauarten

Entscheidend sind Form, Größe und Drehzahl des Laufrades:

Abb. 7 Laufradtypen

	n_s in U/min	20	110	220
H in m		100	14	5
A_m in J/kg		1000	140	50

Laufradform			
Pumpentyp	Radialpumpe	Diagonalspumpe	Axialpumpe

2.2.4 Verdrängerpumpen

Das Fördervolumen (Durchsatz) \dot{V} berechnet sich nach:

$$\dot{V} = n V_h \quad (12a)$$

V_h : (angesaugtes) Hubvolumen

n : Drehzahl

Die Antriebsleistung N_{eff} ist:

$$N_{\text{eff}} = \frac{\dot{V} \Delta p}{\eta_p} \quad (12b)$$

mit $0.5 \leq \eta_p \leq 0.75$; $\Delta p \dots$ Förderdruck

Gln. (12) gelten für alle Verdrängerpumpen (z.B. Kolbenpumpen).

Allgemeine Eigenschaften :

- zur Erzeugung hoher und höchster Drücke Δp
- $\dot{V} \cong \text{const.} \neq f(\text{Gegendruck})$
- selbstansaugend bis etwa 8 m Saughöhe

3 Fördern von Gasen

Für die Druckerhöhung bei Gasen werden Gebläse und Turboverdichter eingesetzt, die wie Kreiselpumpen arbeiten. Es gelten die gleichen Berechnungsgrundlagen wie in Abschn. 2.2, für Druckerhöhungen $\Delta p \leq 0.2$ bar. Für $p_{\text{ex}}/p_{\text{in}} \geq 2$ muß die Kompressibilität der Gase berücksichtigt werden, die mit einer Temperaturerhöhung verbunden ist.

3.1 Isotherme, adiabate und polytype Verdichterleistung

Bei idealer Wärmeleitung bleibt durch Kühlung die Temperatur des Gases konstant und die erforderliche isotherme Verdichterleistung $N_{\text{th},i}$ berechnet sich nach:

$$N_{\text{th},i} = p_{\text{in}} \dot{V}_{\text{in}} \ln \frac{p_{\text{ex}}}{p_{\text{in}}} < N_{\text{th},ad} \quad (13a)$$

Bei idealer Wärmeisolierung erwärmt sich das Gas und die erforderliche adiabate (isentrop) Verdichterleistung $N_{th,ad}$ berechnet sich nach:

$$N_{th,ad} = p_{in} \dot{v}_{in} \frac{n_1}{n_1-1} \left[\left(\frac{p_{ex}}{p_{in}} \right)^{\frac{n_1-1}{n_1}} - 1 \right] \quad (13b)$$

mit $n_1 \equiv \kappa = c_p/c_v$; κ : Adiabatenexponent; für Luft: $\kappa \approx 1,4$

In der Praxis wird mit gekühlten Verdichtern polytrop verdichtet. Die polytrophe Verdichterleistung $N_{th,pol}$ wird nach Gl.(13b) berechnet, wenn für den Polytropen-Exponent n_1 gilt:

$$1 < n_1 < \kappa \quad (13c)$$

für Luft: $1.25 < n_1 < 1.35$

$$\Rightarrow N_{th,i} < N_{th,pol} < N_{th,ad}$$

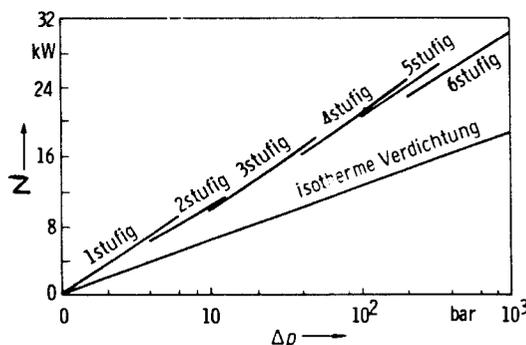


Abb. 8 Leistungsbedarf bei idealer isothermer Verdichtung (untere Gerade) und praktischer Verdichtung (obere Kurven) für einen Volumendurchsatz von $100 \text{ m}^3/\text{h}$ Gas (1 bar Ausgangsdruck)

Tab. 2 Arbeitsaufwand in kJ bei Verdichtung von 1 m^3 Luft in Stufen von etwa 1 bis 10 bar

Verdichtung von 1,013 bar auf	1,52	2,03	3,04	4,05	5,07	6,08	7,09	8,10	9,12	10,13 bar
isotherme Verdichtung	39,7	67,7	108	136	158	176	191	204	216	225 kJ
adiabatische Verdichtung Temperaturerhöhung bei adiabat. Verdichtung	42,2	75,5	127	168	201	231	256	281	301	321 kJ
	35	63	107	141	169	193	215	235	253	269 °C

3.2 Apparate

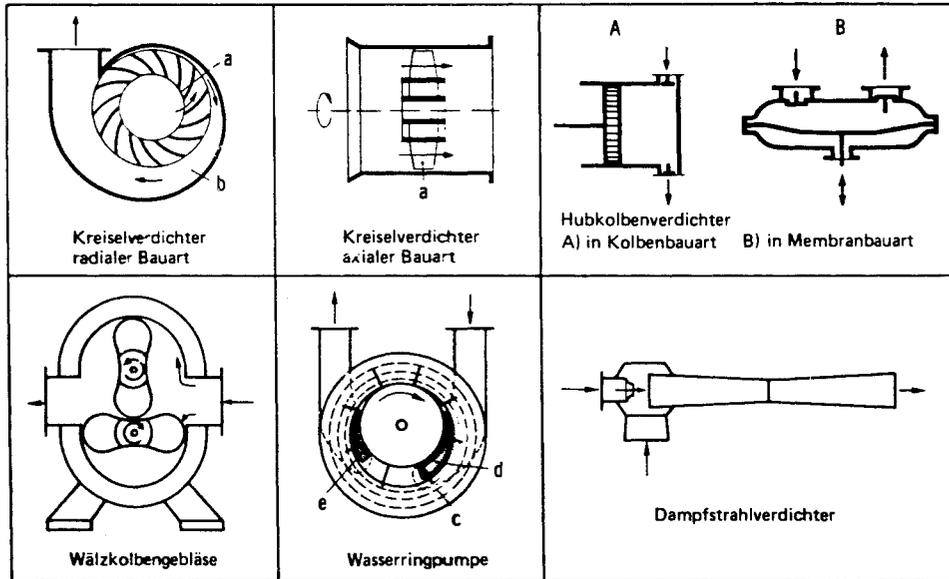


Abb. 9 Ventilatoren, Verdichter und Kompressoren
 b) Diffusor; c) Flüssigkeitsring; d) Saugöffnung; e) Drucköffnung.

a) Schaufelrad;

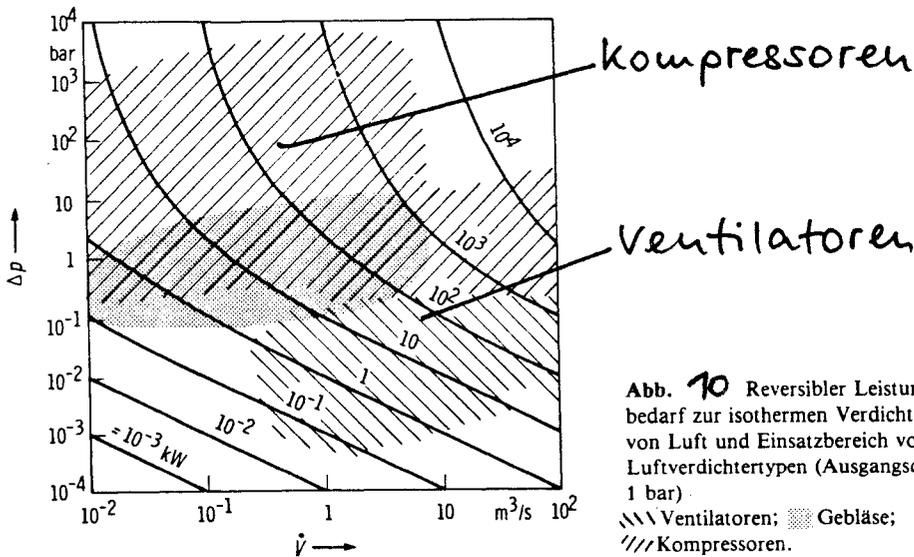


Abb. 10 Reversibler Leistungsbedarf zur isothermen Verdichtung von Luft und Einsatzbereich von Luftverdichtertypen (Ausgangsdruck 1 bar)

//// Ventilatoren; ▨ Gebläse;
 // Kompressoren.

4 Fördern von Feststoffen

4.1 Hydraulische Förderung

Bei der hydraulischen Förderung von Feststoffen (meist in Wasser) berechnet sich der Druckverlust nach: (worin u so groß ist, daß sich kein Feststoff absetzt)

$$\Delta P_s = \frac{1}{2} \rho_f u^2 \frac{l}{d_R} \phi_V \phi_D \phi_S$$

mit dem Volumendurchsatz-Verhältnis:

$$\phi_V = \frac{\dot{V}_S}{\dot{V}_S + \dot{V}_f}$$

dem Dichte-Verhältnis:

$$\phi_D = \frac{\rho_S - \rho_f}{\rho_f}$$

und der Kenngröße:

$$\phi_S = 0.28 \left(\frac{u_s^3}{g \nu} \right)^{1/3} \left(\frac{u^2}{g d_K} \right)^{-4/3}$$

$$1 < u < 3 \text{ m/s}$$

$$l \gg l_{\text{pneumatisch}}$$

u : Strömungsgeschw. des Fluids f

ρ_S : Dichte des Feststoffes S

\dot{V}_S : Volumenstrom des Feststoffes

d_R : Rohrdurchmesser

\dot{V}_f : Volumenstrom des Fluids

l : Rohrlänge bei hydraulischer Förderung

ν : Kinematische Viskosität des Fluids

d_K : Korndurchmesser

u_s : Sinkgeschwindigkeit des Feststoffes S

g : Fallbeschleunigung

l : Rohrlänge bei pneumatischer Förderung

4.2 Förderzustände bei horizontaler und vertikaler pneumatischer Förderung

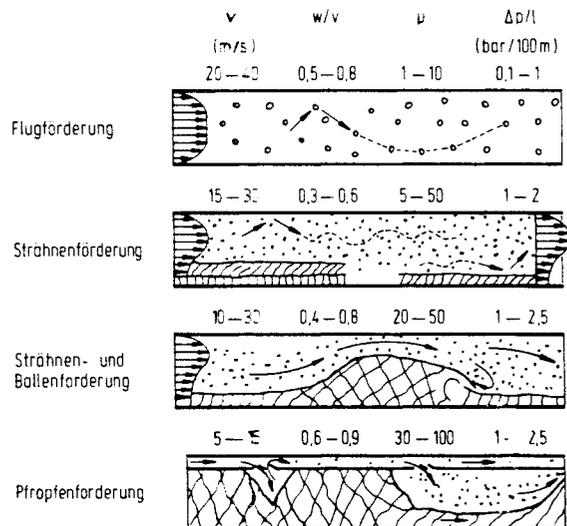


Abb. 11 Förderzustände bei horizontaler pneumatischer Förderung

(v: Gasgeschw.; w: Partikelgeschw.; $\mu = \frac{\dot{m}_{\text{Feststoff}}}{\dot{m}_{\text{Luft}}}$;
 l : Rohrlänge; Δp : Gesamtdruckverlust)

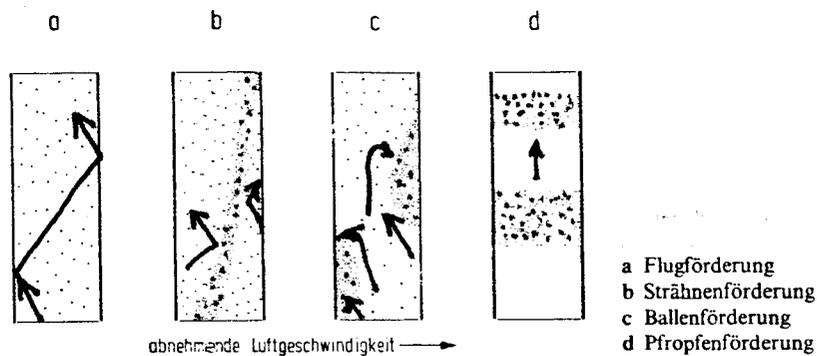


Abb. 12 Förderzustände bei vertikal-aufwärts gerichteter pneumatischer Förderung

Bei der pneumatischen Förderung berechnet sich der Gesamtdruckverlust Δp aus dem Druckverlust der Gasströmung Δp_g und dem Zusatzdruckverlust Δp_z durch Feststofftransport:

$$\Delta p = \Delta p_g + \Delta p_z \quad \Delta p_z : \text{abhängig vom Förderzustand; i.a. kompliziert}$$

mit $\Delta p_g = \frac{1}{2} S_f u^2 \frac{1}{d_R} w_R$ w_R : Widerstandszahl

4.3 Apparate

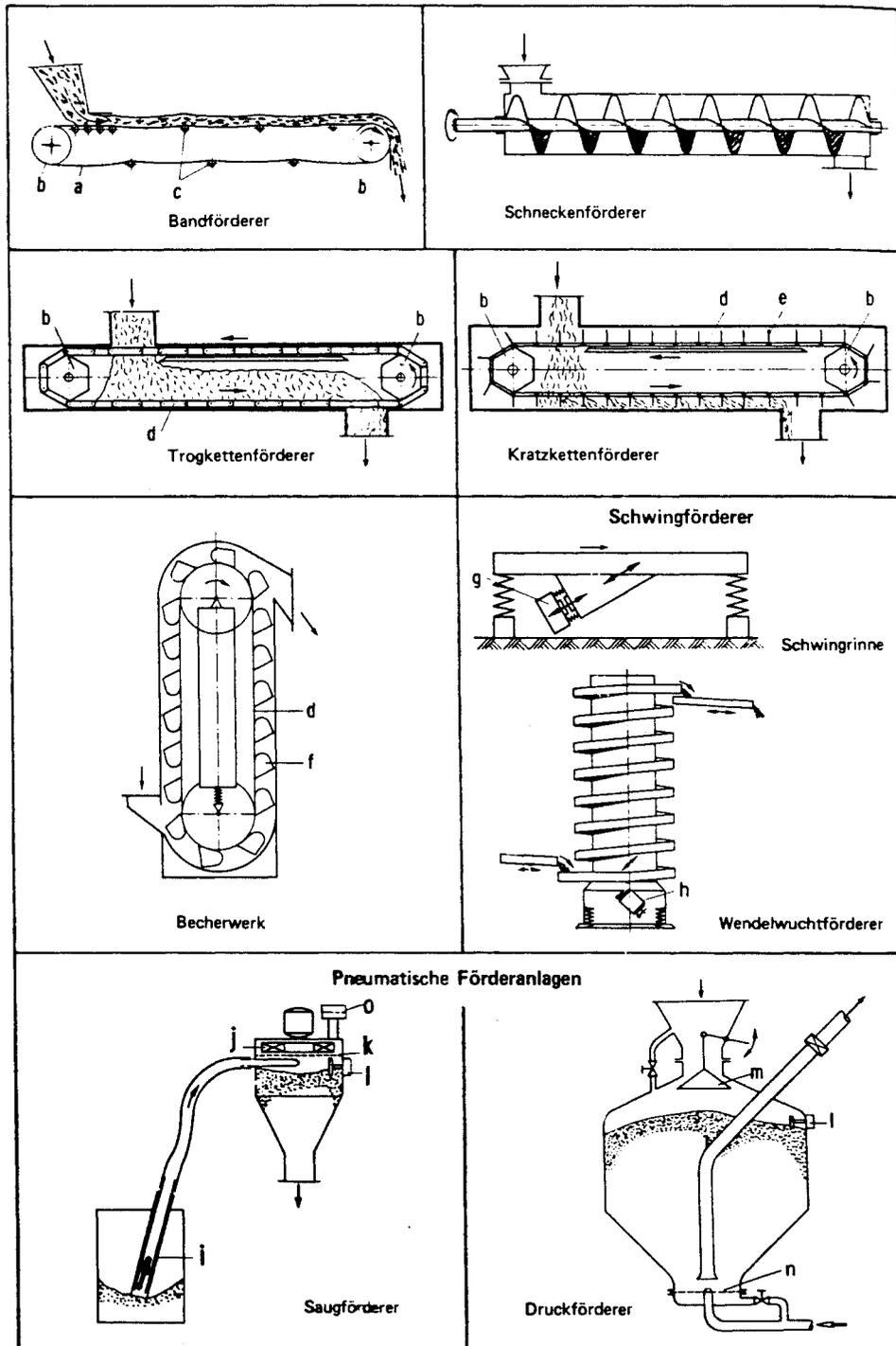


Abb. 12.1 Kontinuierlicher Transport von Schüttgütern
 a) endless band; b) Umlenkrollen; c) Tragrollen; d) Antriebskette; e) Kratzer; f) Becher; g) Magnetantrieb; h) Unwuchtantrieb; i) Saugrüssel; j) Gebläse; k) Filter; l) Füllstandanzeiger; m) Einlaufventil; n) poröser Gutauflockungsboden; o) Staubfilter; = Luft.

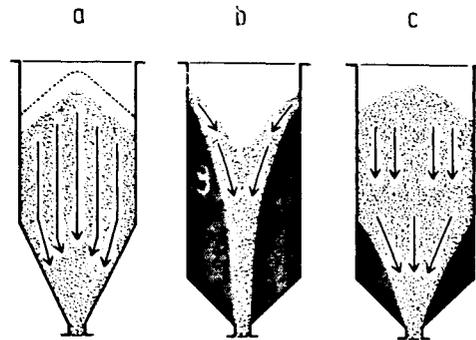
5 Lagern

5.1 Fließprofile bei Bunkern

Das lagernde Schüttgut muß gute Fließeigenschaften haben. Es hat für $d_K > 100$ bis $200 \mu\text{m}$ keine kohäsiven Eigenschaften mehr.

Es treten folgende Fließprobleme auf:

- Brückenbildung: über der Auslauföffnung bildet sich ein stabiles Gewölbe;
- Schachtbildung: es fließt nur das Schüttgut aus, das sich zentral über der Auslauföffnung befindet;
- Unregelmäßiger Fluß;
- Schießen von Material: bei unregelmäßigem Fluß können feinkörnige Schüttgüter von selbst fluidisiert werden und „schießen“ wie eine Flüssigkeit aus dem Bunker;
- Entmischung: bildet sich beim Füllen eines Bunkers ein Schüttgutkegel, gelangt das Grobgut in die Peripherie, wogegen sich das Feingut im Zentrum ansammelt: bildet sich beim Entleeren ein Abflußtrichter, wird zunächst vorwiegend Feingut und gegen Ende vorwiegend Grobgut ausgetragen;
- Füllstandskontrolle: bilden sich tote Zonen im Bunker, ist die Kapazität unbekannt und eine Füllstandsangabe sinnlos;
- Verweilzeitverteilung: bei Bunkern mit toten Zonen wird Schüttgut, das beim Füllen in diese Zonen gelangt, erst beim völligen Entleeren abgezogen, wogegen später eingefülltes Schüttgut sofort wieder ausgetragen wird.



Massenfluß (a) und Kernfluß
(b und c)

5.2 Bunkerabzüge, Lagerbehälter und Lager für Schüttgüter

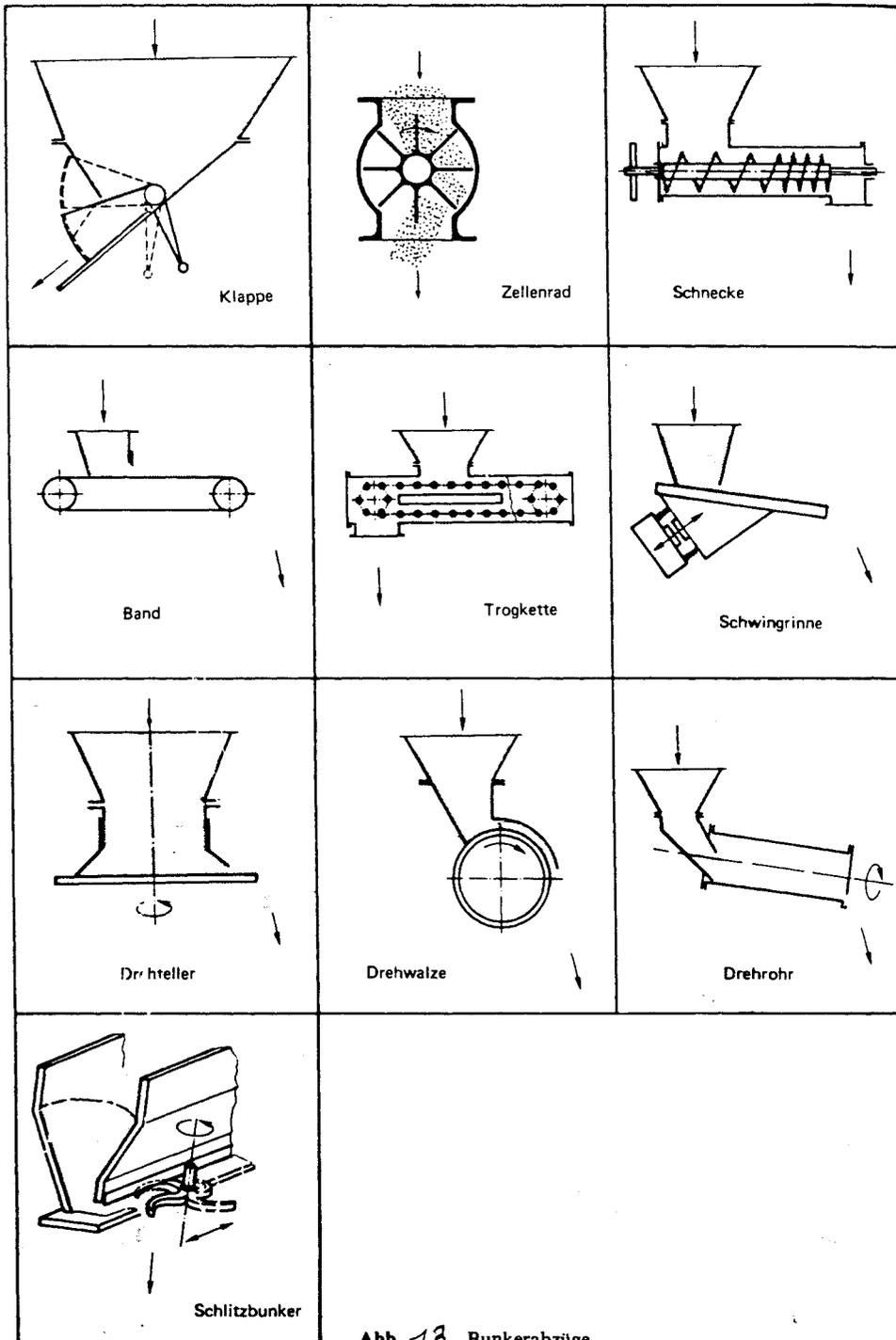


Abb. 13 Bunkerabzüge.

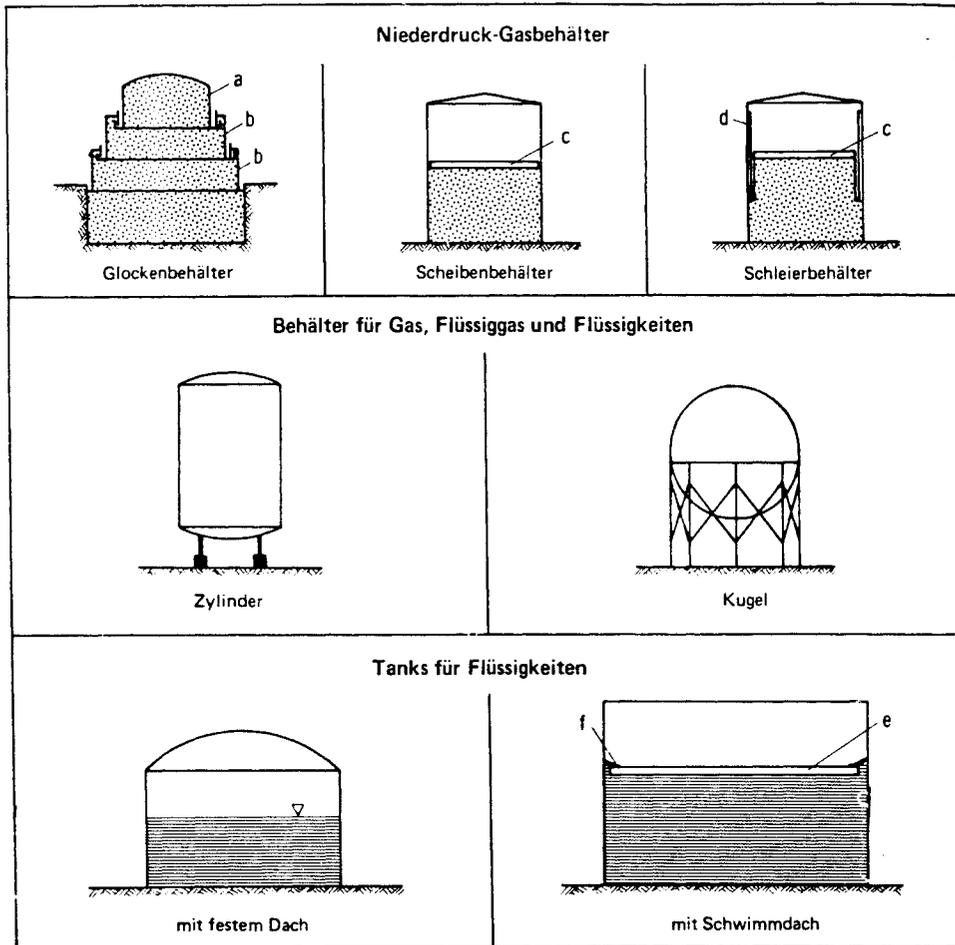


Abb. 14 Lagerbehälter für Gase und Flüssigkeiten. – a) Glocke; b) Teleskopringe; c) auf dem Gas ruhende Scheibe; d) Gummi- oder Kunststoffhaut; e) Schwimmdach; f) Gleitdichtung.

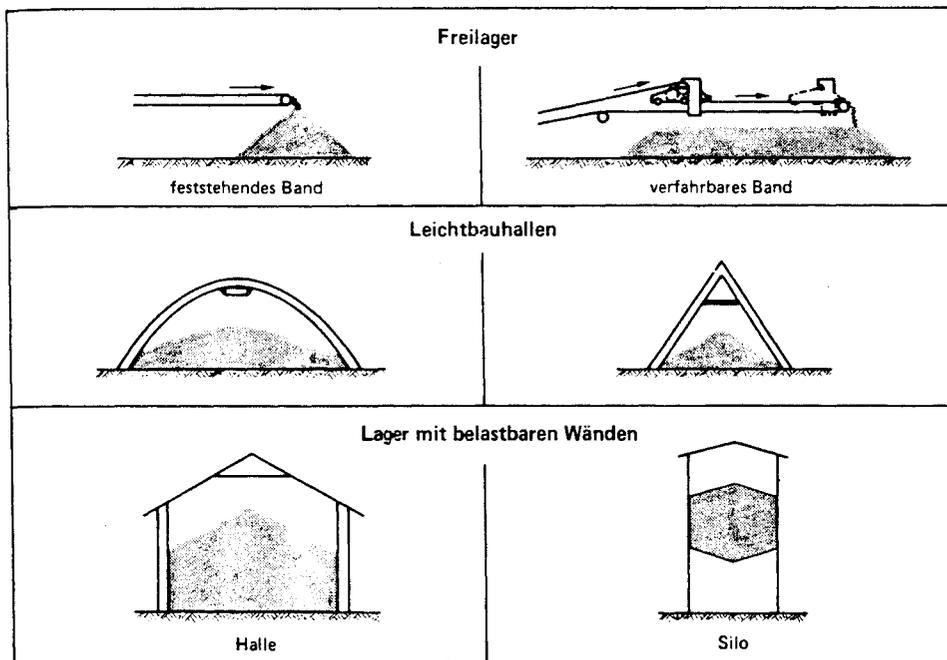


Abb. 14 Lager für Schüttgüter.