

Der Anteil der kinetischen Energie beträgt etwa 10 bis 40 %, nur in Ausnahmefällen mehr. Um auch diesen Teil noch in Druckenergie umzusetzen, wird hinter dem Laufrad ein Diffusor angeordnet, der aus einem schaufellosten Ringraum oder aus einem Kranz feststehender Leitschaufeln bestehen kann, bei einer Endstufe außerdem oder ausschließlich aus dem Spiralgehäuse der Pumpe.

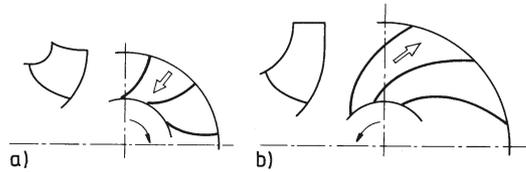


Bild 5.2
Laufradvergleich
a) Turbine
b) Pumpe

Der Volumenstrom einer Kreiselpumpe ist stark von der spezifischen Stutzenarbeit und beide von der Drehzahl abhängig. Deshalb müssen Laufradform und Maschinenabmessungen an die Betriebsbedingungen sorgfältig angepasst werden. Der Wirkungsgrad ist kleiner als bei einer Turbine mit vergleichbaren Betriebsdaten, weil der Reibungseinfluss in den längeren Schaufelkanälen stärker ist und auch die Radseitenreibung wegen des größeren Laufraddurchmessers verstärkt ist.

Kavitation. Kurz hinter der Eintrittskante treten auf der Saugseite der Laufschaufeln, insbesondere in der Nähe des Außenkranzes hohe Relativgeschwindigkeiten auf. An diesen Stellen besteht deshalb die größte Kavitationsgefahr. Da hier anders als in der Turbine die Dampfbläschen im Inneren der Laufradkanäle kondensieren, ist auch der Materialverschleiß bei gleichem Kavitationsgrad größer. Dazu kommt noch, dass schon in der Unterdruckzone vor dem Laufrad in der Flüssigkeit gelöste Gase in Form feiner Bläschen ausgeschieden werden können. Diese wirken einerseits als Siedekeime und verstärken die Kavitation, andererseits mindern sie deren Wirkung, da das kompressible Gas dämpfend wirkt.

5.2 Bauformen

5.2.1 Schnellläufigkeit und Laufradform

Bei drallfreier Zuströmung zum Laufrad lautet die Hauptgleichung Gl. (1.49)

$$Y_{\text{sch}} = g H_{\text{th}} = u_2 c_{2u} = \pi n D_2 c_{2u}.$$

Hieraus ist für die Form eines langsamläufigen Laufrades zu schließen, dass für eine gegebene spezifische Schaufelarbeit Y_{sch} bei kleiner Drehzahl der Laufradaußendurchmesser D_2 groß sein muss, wenn man vom Einfluss der Umfangskomponente der absoluten Austrittsgeschwindigkeit c_{2u} absieht. Da der Eintrittsdurchmesser vom geforderten Volumenstrom abhängt und nicht ebenfalls groß sein darf, ergibt sich ein Laufrad mit radialer Meridianform und mit einfach gekrümmten Laufschaufeln nach Bild 5.3 a.

Mit wachsender Schnellläufigkeit σ nach Gl. (1.67) wird der Austrittsdurchmesser immer kleiner, und um keine zu kurzen Laufschaufelkanäle entstehen zu lassen, muss die Eintrittskante weiter in den Bereich des Übergangs von der axialen in die radiale Strömung vorgezogen werden, sodass doppelt gekrümmte Schaufeln entstehen (Bild 5.3 b und c).

Bei weiterer Fortsetzung dieser Tendenz wird schließlich auch die Austrittskante in den axial-radialen Übergangsbereich verlegt, und es entsteht ein halbaxiales (Bild 5.3 d) und schließlich als die schnellläufigste Form ein axiales Laufrad (Bild 5.3 e).

Bild 5.3

Laufradformen

a) Radialrad mit einfach gekrümmten Schaufeln
 $\sigma = 0,08$

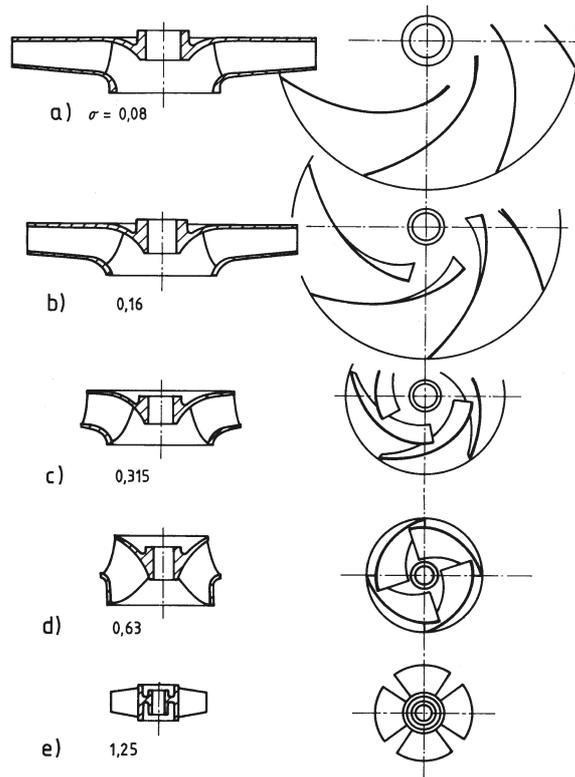
b) Radialrad mit räumlich gekrümmten Schaufeln
 $\sigma = 0,16$

c) Radialrad mit räumlich gekrümmten Schaufeln
 $\sigma = 0,315$

d) Halbaxiales Rad
 $\sigma = 0,63$

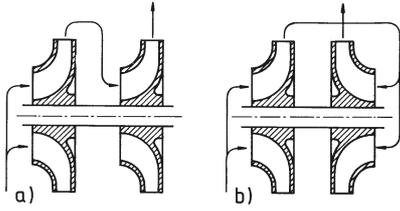
e) Axialrad
 $\sigma = 1,25$

$$\sigma = \frac{2n\sqrt{\pi\dot{V}}}{(2gH)^{3/4}}$$



5.2.2 Mehrstufige und mehrflutige Pumpen

Mehrstufige Pumpen. Für große Förderhöhen muss die Schnellläufigkeit eines Pumpenrades klein sein, wobei die untere Grenze etwa durch $\sigma = 0,06$ gegeben ist. Noch kleinere Schnellläufigkeiten führen nämlich zu ungünstigen Laufradformen mit sehr langen, engen Schaufelkanälen und entsprechend großen Reibungsverlusten. Die erreichbaren Stufengefälle sind außerdem wegen der Festigkeit und der Kavitation begrenzt und liegen bei etwa 180 bis 200 m, in Ausnahmefällen bis zu 400 m und nur sehr selten darüber.

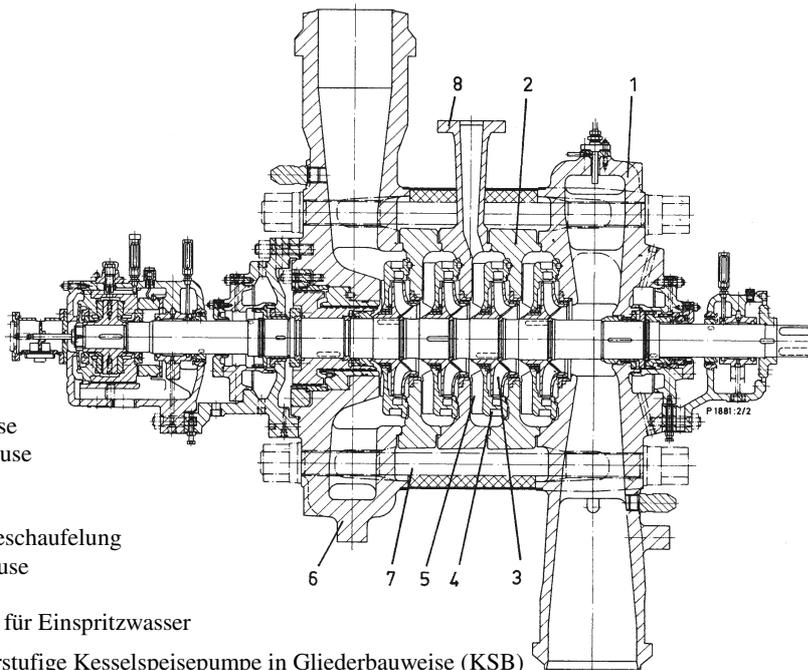
**Bild 5.4**

Laufradanordnung mehrstufiger Pumpen

- a) gleichsinnig
- b) gegensinnig

Hochdruckpumpen für große Förderhöhen müssen deshalb mehrstufig ausgeführt werden, wobei die einzelnen Stufen baugleich sein können, da die Fluide ja inkompressibel sind. Die Laufräder werden gleichsinnig oder gegensinnig durchströmt (Bild 5.4).

Gliederpumpen. Bei der gleichsinnigen Anordnung, der häufigsten Bauform mehrstufiger Pumpen (Bild 5.4 a), besteht die Maschine aus einem Sauggehäuse, mehreren unter sich gleichen Stufen und dem Druckgehäuse, die alle durch Zuganker miteinander verbunden sind (Bild 5.5). Zu jedem Laufrad gehört ein Leitapparat, der wie bei einstufigen Pumpen ein schaufelloser oder beschaufelter Ringraum ist, außerdem ein Rückführkanal, der das Fluid dem Saugmund des nachfolgenden Laufrades zuführt. Nur in der letzten Stufe mündet der Leitapparat in das Spiralgehäuse.



- 1 Sauggehäuse
- 2 Stufengehäuse
- 3 Laufrad
- 4 Leitrad
- 5 Rückführbeschaufelung
- 6 Druckgehäuse
- 7 Zuganker
- 8 Anzapfung für Einspritzwasser

Bild 5.5 Vierstufige Kesselspeisepumpe in Gliederbauweise (KSB)

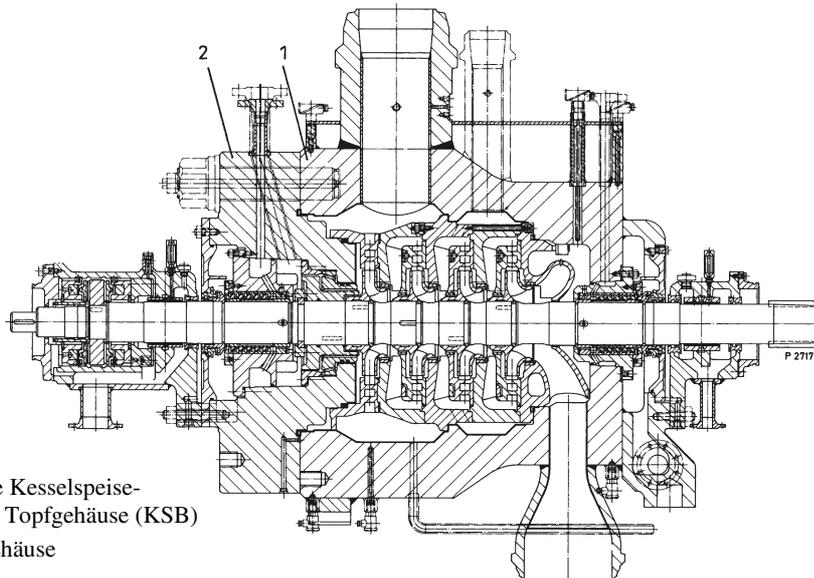


Bild 5.6
Vierstufige Kesselspeise-
pumpe mit Topfgehäuse (KSB)

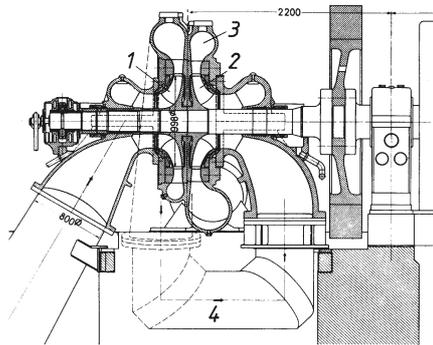
- 1 Topfgehäuse
- 2 Deckel

Topfgehäusepumpen. Bei hohen Enddrücken werden die Pumpenstufen in ein Topfgehäuse eingesetzt (Bild 5.6). Die Herstellungskosten dieser Bauart sind höher, aber sie ist außer der größeren Druckfestigkeit auch montagegünstiger. Bei einer Reparatur können die Innenteile ausgebaut werden, während das Gehäuse mit den Rohranschlüssen an seinem Platz bleibt.

Rücken-an-Rücken-Anordnung. Bei gegensinniger Laufradanordnung (Bild 5.4 b) sind die Laufräder von je zwei Stufen mit ihren Innenkränzen einander zugekehrt (Bild 5.7). Die Stufenzahl muss gerade sein und ist selten größer als zwei. Vorteile sind der durch keinen zusätzlichen Verlust erkaufte Axialschubausgleich und geringe Spaltverluste. Nachteilig ist der größere Bauaufwand, denn hier wird ein doppeltes Spiralgehäuse benötigt und eine Umgehungsleitung, die das Fluid aus dem Spiralstutzen der Niederdruckseite dem Saugmund der Hochdruckseite zuführt. Deshalb kommt diese Bauweise nur für größere Pumpen zur Anwendung, insbesondere bei Pumpen in Pipelines, Pumpspeicherkraftwerken (Abschn. 5.5.7) und in der Trinkwasserversorgung.

Mehrflutige Pumpen. Durch das Parallelschalten von Laufrädern wird bei ungeänderter Förderhöhe der Volumenstrom entsprechend vervielfacht. Davon wird Gebrauch gemacht, um die Abmessungen insgesamt klein zu halten, und um die Geschwindigkeit im Eintrittsquerschnitt der Laufräder zur Verbesserung des Saugverhaltens herabzusetzen.

Grundsätzlich ist die Zahl der parallel arbeitenden Laufräder beliebig, doch sind mehr als zweiflutige Kreiselpumpen ungebräuchlich. Durch das gemeinsame Spiralgehäuse und das verzweigte, gemeinsame Saugrohr bilden doppelflutige Pumpen (Bild 5.8) eine besonders

**Bild 5.7**

Zweistufige Pumpe in Rücken-an-Rücken Anordnung (Voith)

$\dot{V} = 1,5 \text{ m}^3/\text{s}$; $H = 305 \div 315 \text{ m}$

$n = 16,3 \text{ 1/s}$

1 Laufrad der ersten Stufe

2 Laufrad der zweiten Stufe

3 Spiralgehäuse

4 Umführungsleitung

rationelle Bauweise. Durch die spiegelbildliche Laufradanordnung wird der Achsschub ausgeglichen und die Radseitenreibung am Innenkranz der Laufräder vermieden. Die Mehrflutigkeit kann auch mit der Mehrstufigkeit kombiniert werden (Bild 5.48).

5.2.3 Weitere Konstruktionsformen

Laufräder. Außer der Schnellläufigkeit ist für die Formgebung der Laufräder auch die Art des Förderfluids maßgebend. Für verunreinigte Flüssigkeiten, Dickstoffe und andere Flüssigkeits-Feststoffgemische wird die Schaufelzahl auf drei, zwei oder eine einzige

erzielt. In der Tauchmotorpumpe (Bild 5.9) hat der rotierende Laufradkanal die gleiche Lichtweite wie die Rohrleitungen, um ein Festklemmen von Fremdkörpern zu vermeiden.

Weitere Laufräder mit und ohne Außenkranz zeigt Bild 5.10. Die offenen Räder werden bei ausgasenden Flüssigkeiten bevorzugt. Für Dickstoff- und Schmutzwasserförderung eignen sich auch Freistromräder, deren Schaufeln radiale, nur teilweise in den Strömungsraum reichende Rippen sind (Bild 5.11). Da das Laufrad nur indirekt auf das Fluid einwirkt, ist die Verstopfungsgefahr gering. Manchmal ist auch der Mischeffekt erwünscht, der durch die vom Freistromrad erzeugten Wirbel zustande kommt.

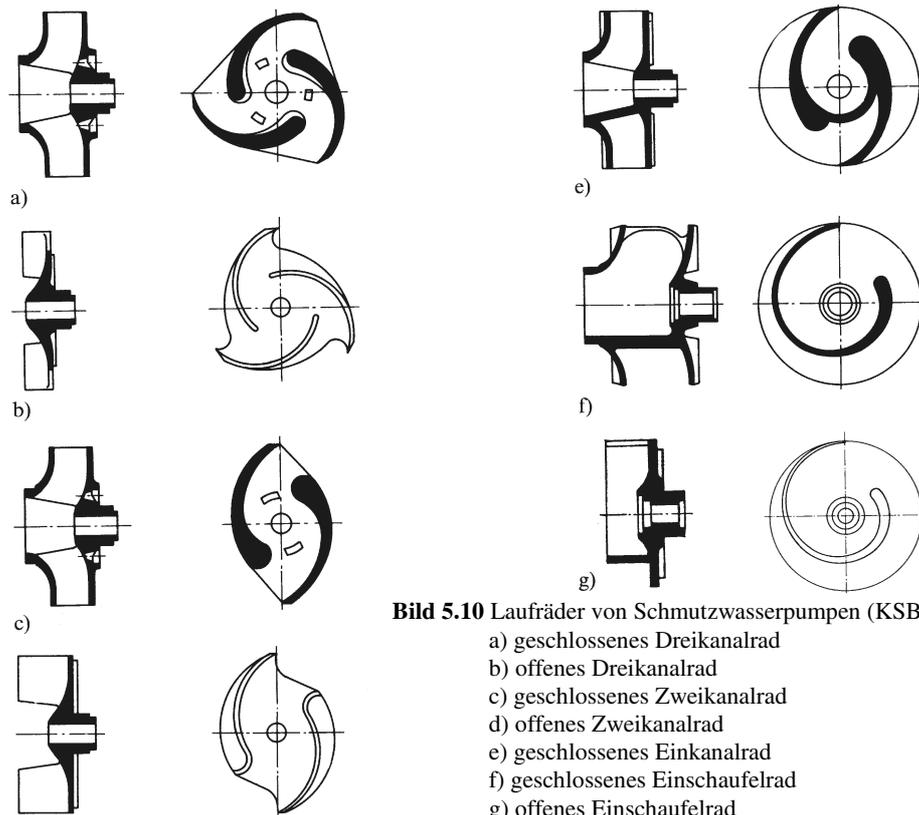


Bild 5.10 Laufräder von Schmutzwasserpumpen (KSB)

- a) geschlossenes Dreikanalrad
- b) offenes Dreikanalrad
- c) geschlossenes Zweikanalrad
- d) offenes Zweikanalrad
- e) geschlossenes Einkanalrad
- f) geschlossenes Einschaufelrad
- g) offenes Einschaufelrad

Gehäuse. Die meisten Kreiselpumpen sind Spiralgehäusepumpen, wobei die Gehäuse gewöhnlich quer zur Maschinenachse geteilt sind. Längsgeteilte Gehäuse sind seltener und finden sich vor allem bei zweiflutigen Maschinen.

Im Interesse spannungsgünstiger und montagefreundlicher Formen oder auch einfach zur Verringerung der Herstellungskosten wird statt des dem Strömungsverlauf gut angepassten Spiralgehäuses gelegentlich auch ein Ringgehäuse mit über dem Umfang gleichbleibendem Querschnitt oder zylindrische bzw. kugelige Gehäuse verwirklicht.

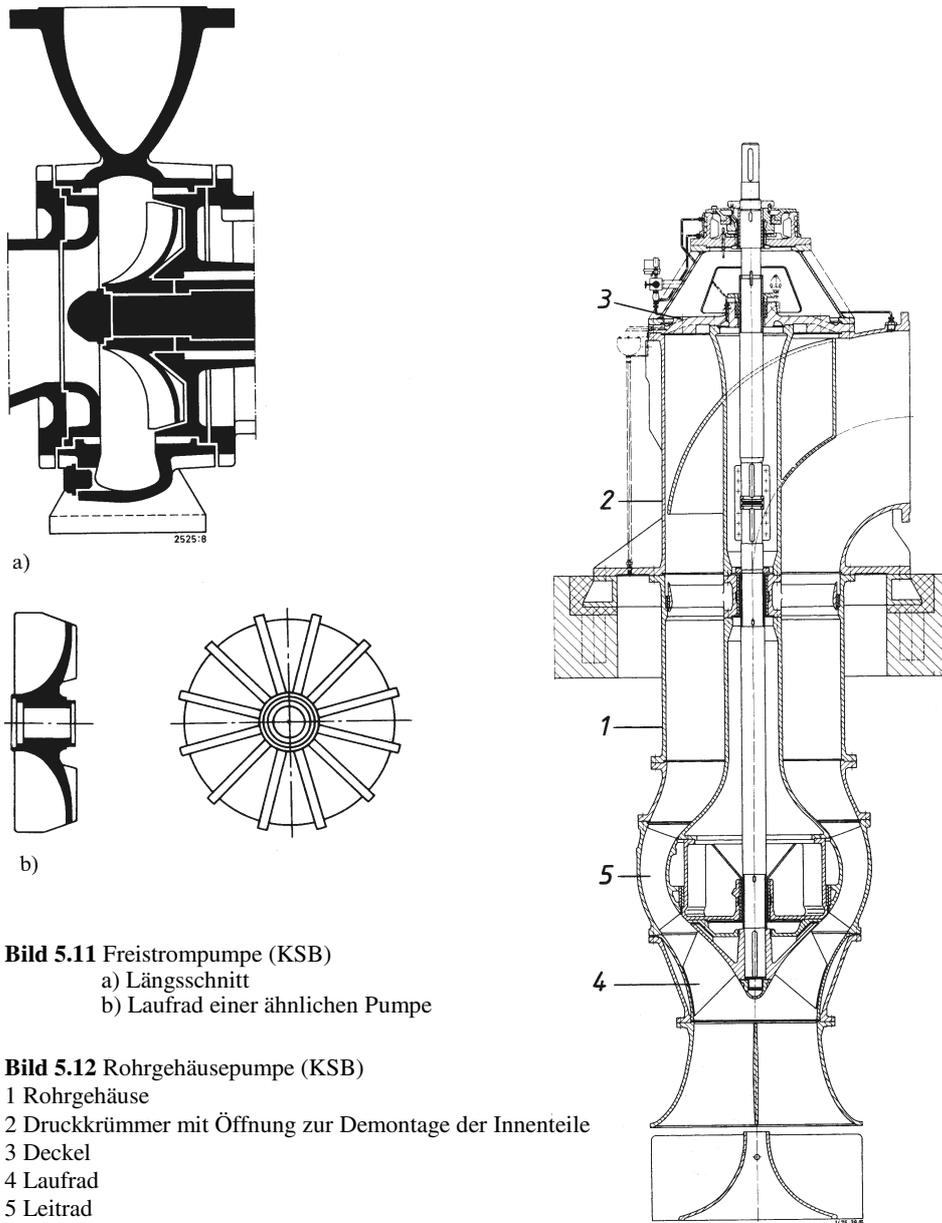


Bild 5.11 Freistrompumpe (KSB)

a) Längsschnitt

b) Laufrad einer ähnlichen Pumpe

Bild 5.12 Rohrgehäusepumpe (KSB)

1 Rohrgehäuse

2 Druckkrümmer mit Öffnung zur Demontage der Innenteile

3 Deckel

4 Laufrad

5 Leitrad

Bei Pumpen hoher Schnellläufigkeit, bei denen das Fluid in axialer oder halbaxialer Richtung aus dem Laufrad austritt, ist ein Rohrgehäuse oder Krümmerrohrgehäuse naheliegend (Bild 5.12). Meistens ist die Welle bei diesen Pumpen vertikal oder schräg angeordnet. Um bei Reparaturarbeiten die Demontage des sperrigen Rohrgehäuses zu

vermeiden, wird im Druckkrümmer zur Antriebsseite hin eine durch einen Deckel verschließbare Öffnung vorgesehen, durch welche die gesamte Welle mit der Lagerung und dem Laufrad auszubauen ist.

Dichtungen. An den Wellendurchführungen in den Pumpengehäusen werden vor allem Packungsstopfbuchsen oder Gleitringdichtungen verwendet.

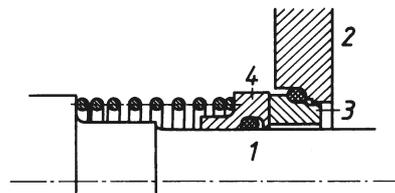
Packungsstopfbuchsen sind an die Art des Förderfluids und dessen Temperatur anzugleichen. Bei Wasser geringer Temperatur werden geflochtene Talg- oder Graphit-Baumwollschnüre als Packungsmaterial verwendet, bei höherer Temperatur Graphit-Asbestschnüre.

Gleitringdichtungen (Bild 5.13) sind für alle Drücke geeignet und bewähren sich auch bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten. Sie sind aber empfindlich gegen abrasive Verunreinigungen im Förderfluid, sodass sie gegebenenfalls durch saubere Sperrflüssigkeit vor dem Arbeitsfluid geschützt werden müssen.

Bild 5.13

Gleitringdichtung

- | | |
|-----------|---------------------------|
| 1 Welle | 3 feststehender Gleitring |
| 2 Gehäuse | 4 umlaufender Gleitring |



Nassläufermotoren. Bei der Förderung giftiger, aggressiver oder radioaktiv kontaminierter Flüssigkeiten, überall dort, wo vollständige Dichtheit verlangt wird, verzichtet man auf eine Wellendurchführung und lässt den Läufer der antreibenden Asynchronmaschine mit seiner Lagerung im Förderfluid laufen. Solche Motoren gibt es mit nasser oder mit trockener Ständerwicklung. Der Stator lässt sich nämlich durch ein dünnwandiges Spaltrohr im magnetischen Spalt des Motors von der Flüssigkeit trennen.

Spalt- und Labyrinthdichtungen werden nur an den innerhalb des Pumpengehäuses liegenden Dichtungsstellen angewendet.

5.3 Berechnung radialer und halbradialer Laufräder

5.3.1 Meridianform

Den Ausgangspunkt der Berechnung bilden der Volumenstrom \dot{V} und die spezifische Stutzenarbeit Y bzw. die Förderhöhe H , die für einen bestimmten Anwendungsfall gegeben sind. Die Schnellläufigkeit σ kann im Interesse eines günstigen Wirkungsgrades nur selten nach Bild 5.14 gewählt werden. Oft ist nämlich die Drehzahl durch den Antrieb, etwa mit einem Asynchronmotor vorgegeben. Immerhin zeigt das Diagramm, dass zu langsamläufige Maschinen möglichst zu vermeiden und statt dessen zwei- oder mehrstufige Pumpen vorzuziehen sind. Die großen Schnellläufigkeiten führen zwar auch zu geringen Wirkungsgraden und erhöhen die Kavitationsanfälligkeit, haben aber den Vorteil geringeren Bauvolumens.