

Kreiselpumpen

Technische Anforderungen – Klasse I
(ISO 9905 : 1994)

DIN

ISO 9905

ICS 23.80

Deskriptoren: Kreiselpumpe, Pumpe, Anforderung

Technical specifications for centrifugal pumps – Class I
(ISO 9905 : 1994)

Specifications techniques pour pompes centrifuges – Classe I
(ISO 9905 : 1994)

Die Internationale Norm ISO 9905, 1. Ausgabe, 1994-05-01, "Technical specifications for centrifugal pumps – Class I", ist unverändert in diese Deutsche Norm übernommen worden.

Nationales Vorwort

Diese Norm wurde im SC 1 "Abmessungen und technische Richtlinien" des ISO/TC 115 "Pumpen" erarbeitet, unter Mitwirkung des nationalen Arbeitsausschusses AA 1 "Kreiselpumpen" und dessen Unterausschuß UA 1.4 "Allgemeine Richtlinien".

Der Arbeitsausschuß Kreiselpumpen im Fachbereich Pumpen des Normenausschuß Maschinenbau (NAM) hat die Übernahme der Internationalen Norm in unveränderter Fassung in das Deutsche Normenwerk beschlossen. Das in Anhang G.3 abgebildete graphische Symbol, Kennzeichnungs-Nr 65, wird üblicherweise wie folgt dargestellt: 

Diese Norm steht in engem Zusammenhang mit den im Oktober 1982 zurückgezogenen Entwürfen DIN 24296-1 "Kreiselpumpen – Richtlinien für die Beschaffung – Allgemeine Anforderungen" und E DIN 24296-2 : 1976-09 "Kreiselpumpen – Richtlinien für die Beschaffung – Datenblatt", und mit dem Einheitsblatt VDMA 24297 : 1971-07 "Kreiselpumpen – Technische Anforderungen – Richtlinien", Anforderungsgrad A. Der Anforderungsgrad A in VDMA 24297 wird durch DIN ISO 9905 ersetzt. Für Anforderungsgrad B gilt DIN ISO 5199 "Kreiselpumpen – Technische Anforderungen – Klasse II; Identisch mit ISO 5199, Ausgabe 1986". Der Anforderungsgrad C in VDMA 24297 wird durch DIN ISO 9908 "Kreiselpumpen – Technische Anforderungen – Klasse III; Identisch mit ISO 9908 : 1991 (z. Z. Entwurf)" ersetzt.

Für die in Abschnitt 2 "Normative Verweisungen" und in Anhang L "Literaturhinweise" zitierten Internationalen Normen, soweit sie nicht als DIN-ISO-Normen veröffentlicht sind, wird im folgenden auf die Deutschen Normen mit entsprechendem oder ähnlichem Inhalt hingewiesen:

ISO 7-1	DIN 2999-1
ISO 185	DIN 1691
ISO 427	DIN 17662
ISO 544	DIN 1732-1, DIN 1733-1, DIN 1736-1, DIN 8554-1, DIN 8555-1, DIN 8556-1, DIN 8575-1, DIN EN 20544
ISO 683-1	Keine entsprechende Deutsche Norm
ISO 683-13	DIN 17440, DIN 17441
ISO/R 773	Keine entsprechende Deutsche Norm
ISO/R 775	E DIN 748-3
ISO 2372	Keine entsprechende Deutsche Norm
ISO 2548	Keine entsprechende Deutsche Norm
ISO 2858	DIN EN 22858
ISO 3069	Keine entsprechende Deutsche Norm
ISO 3511-1	DIN 19227-1
ISO 3511-2	DIN 19227-1
ISO 3511-3	DIN 19227-2
ISO 3555	Keine entsprechende Deutsche Norm
ISO 3661	DIN EN 23661
ISO 3744	DIN 45635-1
ISO 3746	DIN 45635-1
ISO 3755	DIN 1681, DIN 17182
ISO 4863	Keine entsprechende Deutsche Norm
ISO 5343	Keine entsprechende Deutsche Norm
ISO 7000	DIN 70005-2, DIN-Fachbericht 4 T1
ISO 7005-1, -2, -3	Keine entsprechende Deutsche Norm

Fortsetzung Seite 2 bis 60

Normenausschuß Maschinenbau (NAM) im DIN Deutsches Institut für Normung e. V.

Nationaler Anhang NA (informativ)

Literaturhinweise in nationalen Zusätzen

- E DIN 748-3
Zylindrische Wellenenden für umlaufende elektrische Maschinen
- DIN 1681
Stahlguß für allgemeine Verwendungszwecke – Technische Lieferbedingungen
- DIN 1691
Gußeisen mit Lamellengraphit (Grauguß) – Eigenschaften
- DIN 1732-1
Schweißzusätze für Aluminium und Aluminiumlegierungen – Zusammensetzung, Verwendung und Technische Lieferbedingungen
- DIN 1733-1
Schweißzusätze für Kupfer und Kupferlegierungen – Zusammensetzung, Verwendung und Technische Lieferbedingungen
- DIN 1736-1
Schweißzusätze für Nickel und Nickellegierungen – Zusammensetzung, Verwendung und Technische Lieferbedingungen
- DIN 2999-1
Withworth-Rohrgewinde für Gewinderohre und Fittings – Zylindrisches Innengewinde und kegeliges Außengewinde – Gewindemaße
- DIN 8554-1
Schweißstäbe für das Gasschweißen, unlegiert und niedriglegiert – Bezeichnung, Technische Lieferbedingungen
- DIN 8555-1
Schweißzusätze zum Auftragschweißen – Schweißdrähte, Schweißstäbe, Drahtelektroden, Stabelektroden – Bezeichnung, Technische Lieferbedingungen
- DIN 8556-1
Schweißzusätze für das Schweißen nichtrostender und hitzebeständiger Stähle – Bezeichnung, Technische Lieferbedingungen
- DIN 8575-1
Schweißzusätze zum Lichtbogenschweißen warmfester Stähle – Einteilung, Bezeichnung, Technische Lieferbedingungen
- DIN 17182
Stahlgußsorten mit verbesserter Schweißbarkeit und Zähigkeit für allgemeine Verwendungszwecke – Technische Lieferbedingungen
- DIN 17440
Nichtrostende Stähle – Technische Lieferbedingungen für Blech, Warmband, Walzdraht, gezogenen Draht, Stabstahl, Schmiedestücke und Halbzeug
- DIN 17441
Nichtrostende Stähle – Technische Lieferbedingungen für kaltgewalzte Bänder und Spaltbänder sowie daraus geschnittene Bleche
- DIN 17662
Kupfer-Knetlegierungen – Kupfer-Zinn-Legierungen (Zinnbronze) – Zusammensetzung
- DIN 19227-1
Leittechnik – Graphische Symbole und Kennbuchstaben für die Prozeßleittechnik – Darstellung von Aufgaben
- DIN 19227-2
Leittechnik – Graphische Symbole und Kennbuchstaben für die Prozeßleittechnik – Darstellung und Einzelheiten
- DIN 45635-1
Geräuschmessung an Maschinen – Luftschallemission, Hüllflächen-Verfahren – Rahmenverfahren für 3 Genauigkeitsklassen
- DIN 70005-2
Kraftfahrzeuge – Graphische Symbole – Grundlagen, Übersicht
- DIN EN 20544
Zusätze zum Handschweißen – Maße (ISO 544 : 1989); Deutsche Fassung EN 20544 : 1991
- DIN EN 22858
Kreiselpumpen mit axialem Eintritt PN 16 – Bezeichnung, Nennleistung und Abmessungen (ISO 2858 : 1975); Deutsche Fassung EN 22858 : 1993
- DIN EN 23661
Kreiselpumpen mit axialem Eintritt – Grundplatten- und Einbau-Maße (ISO 3661 : 1977); Deutsche Fassung EN 23661 : 1993
- DIN-Fachbericht 4 T1
Graphische Symbole nach DIN 30600 – Teil 1: Bildzeichen; Übersicht

Deutsche Übersetzung

Kreiselpumpen

Technische Anforderungen – Klasse I

Inhalt

	Seite		Seite
Vorwort	3	Anhang C (normativ) Anfrage, Angebot, Bestellung ..	38
Einleitung	3	Anhang D (normativ) Dokumentation nach erfolgter Bestellung	38
1 Anwendungsbereich	4	Anhang E (informativ) Wegamplitude	39
2 Normative Verweisungen	4	Anhang F (informativ) Wellendichtungsanordnung ..	40
3 Definitionen	4	Anhang G (informativ) Rohrleitungsanordnungen für Wellendichtungen	42
4 Konstruktive Ausführung	6	Anhang H (informativ) Kennzeichnung der Fluidanschlüsse	57
5 Werkstoffe	20	Anhang J (informativ) Werkstoffe und Werkstoffnormen für Kreiselpumpenteile ..	57
6 Werksinspektion und Prüfungen	22	Anhang K (informativ) Checkliste	59
7 Vorbereitung für den Versand	24	Anhang L (informativ) Literaturhinweise	60
8 Verantwortlichkeiten	24		
Anhang A (normativ) Kreiselpumpen; Datenblatt ...	25		
Anhang B (normativ) Äußere Kräfte und Momente an Stützen	30		

Vorwort

Die ISO (Internationale Organisation für Normung) ist die weltweite Vereinigung nationaler Normungsinstitute (ISO-Mitgliedskörperschaften). Die Erarbeitung Internationaler Normen obliegt den Technischen Komitees der ISO. Jede Mitgliedskörperschaft, die sich für ein Thema interessiert, für das ein Technisches Komitee eingesetzt wurde, ist berechtigt, in diesem Komitee mitzuarbeiten. Internationale (staatliche und nichtstaatliche) Organisationen, die mit der ISO in Verbindung stehen, sind an den Arbeiten ebenfalls beteiligt. Die ISO arbeitet bei allen Angelegenheiten der elektrotechnischen Normung eng mit der Internationalen Elektrotechnischen Kommission (IEC) zusammen.

Die von den Technischen Komitees verabschiedeten internationalen Norm-Entwürfe werden den Mitgliedskörperschaften zur Abstimmung vorgelegt. Die Veröffentlichung als Internationale Norm erfordert Zustimmung von mindestens 75 % der abstimmenden Mitgliedskörperschaften.

Die Internationale Norm ISO 9905 wurde durch das Technische Komitee ISO/TC 115 "Pumpen", Subkomitee SC 1 "Abmessungen und technische Anforderungen von Pumpen", erarbeitet.

Die Anhänge A, B, C und D sind ein integrierter Bestandteil dieser Internationalen Norm. Die Anhänge E, F, G, H, J, K und L sind nur zur Information gedacht.

Einleitung

Diese Internationale Norm ist die zweite einer Reihe von Normen, die Anforderungen an Kreiselpumpen behandelt; die Reihe umfaßt die drei Klassen I, II und III. Klasse I (diese Internationale Norm) enthält die höchsten und Klasse III (siehe ISO 9908) die einfachsten Anforderungen. Für Anforderungen für Klasse II an Kreiselpumpen siehe ISO 5199.

Welche Klasse zur Anwendung gelangt, ist entsprechend den technischen Anforderungen des jeweiligen Einsatzfalles festzulegen, für den die Pumpe verwendet wird. **Die Festlegungen der Klasse erfolgt gemeinsam durch den Besteller und den Hersteller/Lieferer.**

Darüber hinaus sind die Sicherheitsanforderungen für den entsprechenden Anwendungsbereich zu berücksichtigen.

Da jeder Anwendungsbereich unterschiedliche Anforderungen stellt, ist es jedoch nicht möglich, die Klasse für die technischen Anforderungen an Kreiselpumpen für einen bestimmten Anwendungsbereich zu normen. Entsprechend den unterschiedlichen Anforderungen aufgrund des jeweiligen Anwendungsbereiches der Pumpe, z. B. in Ölraffinerien, Chemieanlagen oder Kraftwerken, können alle drei Klassen (I, II und III) zum Einsatz kommen. Es ist möglich, daß in ein und derselben Anlage nach Klasse I, II und III gebaute Pumpen nebeneinander betrieben werden.

Spezifische Anwendungsbereiche oder Anforderungen in bestimmten Industrien werden in anderen Normen behandelt.

Kriterien für die Auswahl der Anforderungsklasse einer Pumpe für einen bestimmten Anwendungsfall können basieren auf:

- Verfügbarkeit;
- Arbeitsbedingungen;
- Umweltbedingungen;
- Örtlichen Umgebungsbedingungen.

Wo eine Entscheidung durch den Besteller oder eine Vereinbarung zwischen Besteller und Hersteller/Lieferer erforderlich wird, sind die Textteile in dieser Internationalen Norm durch Fettdruck gekennzeichnet.

1 Anwendungsbereich

1.1 Diese Internationale Norm gilt für die Anforderungen der Klasse I (höchste Anforderung) für Kreiselpumpen, die in verschiedenen Industrien eingesetzt werden. Sie umfaßt einen Grundtext, der die allgemeinen Anforderungen festlegt. Die technischen Anforderungen gelten nur für das Pumpenaggregat.

Speicherpumpen sind in dieser Internationalen Norm nicht erfaßt. Hierfür wird eine separate Norm von IEC herausgegeben.

1.2 Diese Internationale Norm schließt Ausführungsmerkmale ein, soweit sie sich auf die Aufstellung, Wartung und Betriebssicherheit der Pumpe, einschließlich Grundplatte, Kupplung und Hilfsrohrleitungen auswirken.

1.3 Wenn diese Internationale Norm anzuwenden ist

- a) und eine bestimmte Ausführung gefordert wird, können alternative Ausführungen angeboten werden, sofern sie den Festlegungen dieser Internationalen Norm genügen und die Alternativen im einzelnen beschrieben werden.
- b) können auch Pumpen angeboten werden, die nicht mit allen Anforderungen dieser Internationalen Norm übereinstimmen, vorausgesetzt, daß alle Abweichungen genannt werden.

2 Normative Verweisungen

Die folgenden normativen Dokumente enthalten Festlegungen, die durch Verweisung in diesem Text Bestandteil der vorliegenden Internationalen Norm sind. Zum Zeitpunkt der Veröffentlichung dieser Internationalen Norm waren die angegebenen Ausgaben gültig. Alle Normen unterliegen der Überarbeitung. Vertragspartner, deren Vereinbarungen auf dieser Internationalen Norm basieren, werden gebeten, die Möglichkeit zu prüfen, ob die jeweils neuesten Ausgaben der im folgenden genannten Normen angewendet werden können. Die Mitglieder von IEC und ISO führen Verzeichnisse der gegenwärtig gültigen Internationalen Normen.

ISO 7-1 : 1982

Pipe threads where pressure-tight joints are made on the threads – Part 1: Designation, dimensions and tolerances

ISO 76 : 1987

Rolling bearings – Static load ratings

ISO 185 : 1988

Grey cast iron – Classification

ISO 228-1 : 1982

Pipe threads where pressure-tight joints are not made on the threads – Part 1: Designation, dimensions and tolerances

ISO 281 : 1990

Rolling bearings – Dynamic load ratings and rating life

ISO 427 : 1983

Wrought copper-tin alloys – Chemical composition and forms of wrought products

ISO 544 : 1989

Filler materials for manual welding – Size requirements

ISO 1940-1 : 1986

Mechanical vibration – Balance quality requirements of rigid rotors – Part 1: Determination of permissible residual unbalance

ISO 2372 : 1974

Mechanical vibration of machines with operating speeds from 10 to 200 rev/s – Basic for specifying evaluation standards

ISO 2548 : 1973

Centrifugal, mixed flow and axial pumps – Code for acceptance tests – Class C
(Es ist vorgesehen ISO 2548 und ISO 3555 gleichzeitig zu überarbeiten und in einer neuen Internationalen Norm zusammenzufassen.)

ISO 2858 : 1975

End suction centrifugal pumps (rating 16 bar) – Designation, nominal duty point and dimensions

ISO 3069 : 1974

End suction centrifugal pumps – Dimensions of cavities for mechanical seals and for soft packing

ISO 3274 : 1975

Instruments for the measurement of surface roughness by the profile method – Contact (stylus) instruments of consecutive profile transformation – Contact profile meters, system M

ISO 3506 : 1979

Corrosion-resistant stainless steel fasteners – Specifications

ISO 3555 : 1977

Centrifugal, mixed flow and axial pumps – Code for acceptance tests – Class B
(Es ist vorgesehen ISO 2548 und ISO 3555 gleichzeitig zu überarbeiten und in einer neuen Internationalen Norm zusammenzufassen.)

ISO 3744 : 1981

Acoustics – Determination of sound power levels of noise sources – Engineering methods for free-field conditions over a reflecting plane

ISO 3746 : 1979

Acoustics – Determination of sound power levels of noise sources – Survey method

ISO 3755 : 1991

Cast carbon steels for general engineering purposes

ISO 4863 : 1984

Resilient shaft couplings – Information to be supplied by users and manufactures

ISO 7005-1 : 1992

Metallic flanges – Part 1: Steel flanges

ISO 7005-2 : 1988

Metallic flanges – Part 2: Cast iron flanges

ISO 7005-3 : 1988

Metallic flanges – Part 3: Copper alloy and composite flanges

3 Definitionen

Für die Anwendung dieser Internationalen Norm gelten die folgenden Definitionen.

3.1 Normalbedingungen: Bedingungen, bei denen üblicher Betrieb zu erwarten ist.

3.2 Auslegungsbedingungen: Arbeitsbedingungen für den festgelegten Garantiepunkt einschließlich Förderstrom, Förderhöhe, Leistungsbedarf, Wirkungsgrad, NPSH, Eintrittsdruck, Temperatur, Dichte, Viskosität und Drehzahl.

3.3 Arbeitsbedingungen: Alle Einflußgrößen (z. B. Arbeitstemperatur, Arbeitsdruck), die sich aus einem bestimmten Anwendungsfall und der Art der zu fördernden Flüssigkeit ergeben.

Diese Einflußgrößen beeinflussen die Pumpenausführung und Werkstoffauswahl.

3.4 Zulässiger Arbeitsbereich: Der durch Kavitation, Erwärmung, Schwingungen, Geräusch, Wellendurchbiegung und andere ähnliche Kriterien begrenzte, vom Hersteller/Lieferer festgelegte Förderstrombereich einer Pumpe mit

dem eingebauten Laufraddurchmesser. Die obere und untere Grenze des Arbeitsbereiches ist durch den Höchst- und Mindestförderstrom gekennzeichnet.

3.5 Höchstzulässiger Betriebsüberdruck: Höchster Austrittsdruck bei der festgelegten Arbeitstemperatur, für den das Pumpengehäuse ausgeführt ist.

3.6 Basis-Bemessungsdruck: Dieser Druck leitet sich aus der zulässigen Spannung des für die drucktragenden Teile verwendeten Werkstoffs bei 20 °C ab.

3.7 Maximaler Austrittsdruck: Summe aus dem maximalen Eintrittsdruck und dem vom eingebauten Laufrad erzeugten maximalen Differenzdruck bei Auslegungsbedingungen und Dichte.

3.8 Auslegungs-Austrittsdruck: Austrittsdruck der Pumpe zum Erreichen des Garantiepunktes bei Auslegungsförderstrom, Auslegungsdrehzahl, Auslegungs-Eintrittsdruck und Auslegungsdichte.

3.9 Maximaler Eintrittsdruck: Höchster Eintrittsdruck, der für die Pumpe während des Betriebs zu erwarten ist.

3.10 Auslegungs-Eintrittsdruck: Eintrittsdruck für die Arbeitsbedingungen im Garantiepunkt.

3.11 Höchstzulässige Temperatur: Die höchstzulässige Dauertemperatur, der eine Ausrüstung (oder irgendein Teil, auf den sich dieser Begriff bezieht) ausgesetzt werden darf bei Förderung des spezifizierten Arbeits-Förderguts bei dem spezifizierten Arbeitsdruck.

3.12 Auslegungs-Leistungsbedarf: Leistungsbedarf der Pumpe bei Auslegungsbedingungen.

3.13 Maximaler dynamischer Wellendichtungsdruck: Der an den Wellendichtungen zu erwartende höchste Überdruck bei den jeweiligen festgelegten Arbeitsbedingungen sowie während des Anfahr- und Abfahrbetriebs.

ANMERKUNG: Bei der Bestimmung dieses Druckes sind der maximale Eintrittsdruck, der Zirkulations- oder Spüldruck sowie Auswirkungen von Veränderungen der inneren Spiele zu berücksichtigen.

3.14 Zulässiger Mindestförderstrom:

1) stabiler Förderstrom: Kleinster Förderstrom, bei dem die Pumpe arbeiten kann, ohne daß die in dieser Internationalen Norm festgelegten Geräusch- und Schwingungsgrenzwerte überschritten werden.

2) thermischer Förderstrom: Kleinster Förderstrom, bei dem die Pumpe arbeiten kann und die Fördergut-Temperatur noch unter dem Wert bleibt, bei dem der verfügbare NPSH (NPSHA) gleich dem erforderlichen NPSH (NPSHR) ist.

3.15 Korrosionszuschlag: Der über die theoretisch notwendige Wanddicke, bezogen auf die in 4.4.2.2 und 4.4.2.4 angegebenen Druckgrenzen, hinausgehende Wanddickenanteil, der mit dem Fördergut in Berührung kommenden Bauteile.

3.16 Höchstzulässige Dauerbetriebsdrehzahl: Die vom Hersteller zugelassene höchste Drehzahl für Dauerbetrieb der Pumpe.

3.17 Auslegungsdrehzahl: Die für die Pumpe erforderliche Anzahl an Umdrehungen je Zeiteinheit, um die Auslegungsbedingungen zu erreichen.

ANMERKUNG: Es ist zu berücksichtigen, daß die Drehzahl bei Asynchronmotoren lastabhängig ist.

3.18 Schnellschlußdrehzahl: Drehzahl, bei der die unabhängige Überdrehzahl-Vorrichtung den Antrieb abschaltet.

3.19 Erste biegekritische Drehzahl: Drehzahl, bei der die niedrigste Eigenfrequenz der Biegeschwingung umlaufen der Teile gleich der Drehfrequenz ist.

3.20 Bemessungs-Radiallast: Die maximalen hydraulischen Radialkräfte, die bei Betrieb innerhalb des vom Hersteller festgelegten Bereiches auf das größte Laufrad (Durchmesser und Breite) wirken, wenn die Pumpe bei maximaler Drehzahl und einer Dichte des Förderguts von 1000 kg/m³ arbeitet.

3.21 Maximale Radiallast: Die maximalen hydraulischen Radialkräfte, die bei Betrieb mit höchster Drehzahl und höchster Dichte in irgendeinem Punkt der Kennlinie auf das größte Laufrad (Durchmesser und Breite) wirken.

3.22 Wellenrundlauf: Die gesamte radiale Abweichung, die bei Messung der Wellenlage in bezug auf das Lagergehäuse bei manuellem Drehen der Welle in horizontaler Lage vom Meßinstrument angezeigt wird.

3.23 Planlauf: Die gesamte axiale Abweichung, bezogen auf die äußere Planfläche des Stopfbuchsengehäuses, die bei manuellem Drehen der Welle in horizontaler Lage von einem an der Welle angebrachten und mit diesem umlaufendem Meßinstrument angezeigt wird.

Die radiale Planfläche bestimmt die Ausrichtung eines Wellendichtungsteils.

3.24 Wellendurchbiegung: Verlagerung der Welle aus ihrem geometrischen Mittelpunkt als Folge von hydraulischen Radialkräften, die auf das Laufrad wirken.

ANMERKUNG: Die Wellendurchbiegung enthält nicht die Wellenverlagerung, die bei Kippen der Welle im Lagerspiel oder Durchbiegung als Folge einer Laufradunwucht oder Wellenrundlauf entsteht.

3.25 Zirkulation: Die Rückführung von Förderflüssigkeit aus einem Bereich höheren Drucks zum Wellendichtungsraum über außenliegende Rohrleitung oder internen Kanal zur Abführung der an der Dichtung erzeugten Wärme oder zur Aufrechterhaltung eines Überdrucks im Wellendichtungsraum oder zur Verbesserung der Arbeitsbedingungen der Dichtung.

ANMERKUNG: In einigen Fällen kann es wünschenswert sein, die Zirkulationsflüssigkeit vom Wellendichtungsraum zu einem Bereich niederen Drucks (z. B. zum Pumpeneintritt) zurückzuführen.

3.26 Spülung: Einleiten einer geeigneten (sauberen, mit der Förderflüssigkeit verträglichen usw.) Flüssigkeit von außen in den Wellendichtungsraum und von dort in das Fördergut.

3.27 Quenchen: Kontinuierliches oder diskontinuierliches Einleiten eines geeigneten (sauberen, mit der Förderflüssigkeit verträglichen usw.) Fluids auf der Atmosphärenseite der Hauptwellendichtung. Wird angewandt, um Luft oder Feuchte fernzuhalten, Ablagerungen (einschließlich Eis) zu vermeiden oder abzuführen, Hilfsdichtungen zu schmieren, Funkenbildung zu vermeiden, austretende Flüssigkeiten (Leckflüssigkeiten) zu verdünnen, aufzuheizen oder zu kühlen.

3.28 Sperrflüssigkeit: Eine geeignete (saubere, mit der Förderflüssigkeit verträgliche usw.) Flüssigkeit, die zwischen zwei Wellendichtungen (Gleitringdichtung und/oder Weichpackung) eingeführt wird.

ANMERKUNG: Der Druck der Sperrflüssigkeit hängt von der Dichtungsanordnung ab. Die Sperrflüssigkeit kann dazu verwendet werden, Eindringen von Luft in die Pumpe zu verhindern. Sie kann üblicherweise leichter abgedichtet werden als das Fördergut und/oder verursacht weniger Gefährdungen bei auftretender Leckage.

3.29 Drosselbuchse (Sicherheitsbuchse): Buchse mit engem Spiel um die Welle (oder Wellenhülse) am äußeren Ende einer Gleitringdichtung, um die Leckage bei Versagen der Wellendichtung zu reduzieren.

3.30 Grundbuchse: Buchse mit engem Spiel um die Welle (oder Wellenhülse) zwischen der Dichtung (oder Pakung) und dem Laufrad.

3.31 Druckgehäuse: Gesamtheit aller stationären drucktragenden Teile des Pumpenaggregates einschließlich aller Stützen und anderer angebauter Teile.

3.32 Doppelgehäuse: Gehäuseausführung, bei der das äußere Druckgehäuse ein von den Pumpeneinbauten völlig separates Bauteil bildet.

3.33 Mantelgehäuse: Dieser Ausdruck bezieht sich speziell auf eine Pumpe in Doppelgehäuse-Ausführung.

3.34 Vertikale Topfpumpe: Eine vertikale Pumpe, die in ein äußeres Gehäuse (Topf oder Behälter) eingebaut ist und aus diesem ansaugt.

3.35 Spaltrohrmotorpumpe: Pumpenaggregat ohne Wellendichtung; der Stator des Elektromotors ist gegenüber dem im Fördermedium oder in einer anderen Flüssigkeit laufenden Läufer durch ein Spaltrohr abgedichtet.

3.36 Hydraulische Entspannungsturbine: Eine Pumpe, die mit umgekehrter Strömungsrichtung betrieben wird, um an der Pumpenkupplung die bei der Druckentspannung des Fluids freigesetzte (und mitunter auch die bei der Dampf- oder Gasbildung aus dem Fluid zusätzlich freigesetzte) Energie in Form von mechanischer Energie zurückgewinnt.

ANMERKUNG: Alle in dieser Norm enthaltenen Hinweise auf Eintritts- und Austrittsstutzen gelten bei hydraulischen Entspannungsturbinen entsprechend für Austritt und Eintritt.

3.37 Radiale Teilung: Dieser Ausdruck bezeichnet eine Gehäuseteilung quer zur Wellenachse.

3.38 Axiale Teilung: Dieser Ausdruck bezeichnet eine Gehäuseteilung parallel zur Wellenachse.

3.39 NPSH: Die absolute Energiehöhe im Eintrittsquerschnitt der Pumpe über der dem Dampfdruck entsprechenden Höhe bezogen auf das NPSH-Bezugsniveau.

ANMERKUNG: Die NPSH bezieht sich auf das NPSH-Bezugsniveau, während sich die Energiehöhe im Eintrittsquerschnitt auf die Bezugsebene bezieht. Das NPSH-Bezugsniveau bezieht sich auf die horizontale Ebene, die durch den Mittelpunkt des von den Außenpunkten der Laufradeintrittskante beschriebenen Kreises führt. Im Falle von zweiströmigen Pumpen mit vertikaler oder schräger Achse ist dies die durch den höher gelegenen Mittelpunkt führende Ebene. Der Hersteller/Lieferer sollte die Lage dieser Ebene angeben und dazu exakte Bezugspunkte auf der Pumpe nennen.

3.40 Verfügbare NPSH (NPSHA): NPSH-Wert, der durch die Einbaubedingungen für ein vorgegebenes Fördergut, dessen Temperatur sowie Förderstrom bestimmt ist.

3.41 Erforderlicher NPSH (NPSHR): Kleinster NPSH-Wert, damit eine Pumpe vorgegebene Bedingungen bei vorgegebenem Förderstrom und Drehzahl erreicht (Auftreten sichtbarer Kavitation, Erhöhung des Geräusches durch Kavitation, Förderhöhen- oder Wirkungsgradverlusten, Förderhöhen- oder Wirkungsgradverluste von einer bestimmten Größe usw.).

3.42 Spezifische Saugzahl: Die spezifische Saugzahl ist eine Kennzahl bezogen auf die Drehzahl, den Förderstrom und die NPSHR im Punkt besten Wirkungsgrades.

3.43 Hydrodynamische Lager: Ein Lager, dessen Laufflächen so angeordnet sind, daß sich durch Relativbewegung ein Ölkeil bildet, der die Last aufnimmt, so daß es zu keiner metallischen Berührung kommt.

3.44 Hydrodynamische Radiallager: Lagerbuchsen- und Kippsegmentkonstruktionen.

3.45 Hydrodynamische Drucklager: Mehrflächen- oder Kippsegmentlager.

3.46 Bemessungswerte: Werte, die bei der Bemessung einer Pumpe verwendet werden, mit dem Ziel, die Kennlinie, die geringste zulässige Wanddicke und die physikalischen Eigenschaften der einzelnen Pumpenteile festzulegen.

ANMERKUNG: In den Spezifikationen des Bestellers sollte das Wort Bemessung und alle seine Zusammensetzungen (wie z.B. Bemessungsleistung, Bemessungsdruck, Bemessungstemperatur, Bemessungsdrehzahl) vermieden werden. Dieser Ausdruck sollte nur vom Konstrukteur und Hersteller/Lieferer der Ausrüstung verwendet werden.

3.47 Kupplungsbetriebsfaktor: Der Kupplungsbetriebsfaktor k ist die Zahl, mit der das Nenndrehmoment T_N der Arbeitsmaschine multipliziert werden muß, um ein fiktives Drehmoment $T_k = k \cdot T_N$ zu erhalten, das von der Pumpe und/oder deren Antrieb ausgehende zyklische Schwankungen des Drehmoments berücksichtigt und daher eine zufriedenstellende Lebensdauer der Kupplung sicherstellt.

4 Konstruktive Ausführung

4.1 Allgemeines

Falls sich aus den Unterlagen Widersprüche hinsichtlich der technischen Anforderungen ergeben, gelten die Unterlagen in nachstehender Reihenfolge:

- a) Bestellung (oder Anfrage, falls kein Auftrag erteilt worden ist) (siehe Anhänge C und D);
- b) Datenblatt (siehe Anhang A);
- c) diese Internationale Norm;
- d) andere Normen, auf die in der Bestellung (oder Anfrage, falls keine Bestellung vorliegt) Bezug genommen wird.

Die Anwendung nationaler und örtlicher Vorschriften, Verordnungen oder Richtlinien ist zwischen Besteller und Hersteller/Lieferer zu vereinbaren.

4.1.1 Kennlinie

4.1.1.1 Die Kennlinie für das eingebaute Laufrad muß die Förderhöhe, den Wirkungsgrad und den Leistungsbedarf in Abhängigkeit vom Förderstrom angeben. Sie muß außerdem den zulässigen Arbeitsbereich der Pumpe ausweisen. Durch Berechnung oder durch Versuche ermittelte Förderhöhen-/Förderstromkurven sind für die Laufräder mit dem

größten und dem kleinsten Durchmesser von einstufigen Pumpen – und auf Verlangen auch von mehrstufigen Pumpen – anzufertigen.

4.1.1.2 Pumpen mit stabiler, bis zur Nullförderhöhe stetig ansteigender Förderhöhenkennlinie der Pumpe (H(Q)-Kennlinie) sind in den meisten Einsatzfällen vorzuziehen und sie sind erforderlich, wenn der Besteller Parallelbetrieb vorschreibt. Instabile H(Q)-Kennlinien oder Kurven, die in bestimmten Bereichen wieder absinken (wie z.B. Propellerpumpenkurven) sind zulässig, vorausgesetzt, daß sie für den Einsatzfall geeignet sind und die Formabweichungen der Kurve angegeben werden. Bei Betriebsbedingungen, unter denen eine stabile Kurve technisch unmöglich ist, müssen andere Mittel gefunden werden, um den gewünschten Förderstrom zu erreichen. Bei Pumpen, für die Parallelbetrieb festgelegt ist, muß der Förderhöhen-Anstieg bei Auslegungs-Förderstrom einen ausreichenden Anstieg haben, um Instabilität des Förderstroms zu verhindern.

4.1.1.3 Der Punkt des besten Wirkungsgrades bei eingebautem Laufrad sollte vorzugsweise zwischen Auslegungspunkt und Normalpunkt liegen (siehe 3.1).

4.1.1.4 Sofern die konstruktive Ausführung Antriebe mit konstanter Drehzahl zuläßt, muß die Pumpe in der Lage sein, durch Einbau eines oder mehrerer neuer Laufräder bei Auslegungsbedingungen eine um etwa 5 % größere Förderhöhe zu erreichen.

4.1.1.5 Bei Pumpen, mit denen Newtonsche Flüssigkeiten gefördert werden, deren Viskosität höher ist als die von Wasser, ist die Leistung entsprechend den zwischen Besteller und dem Hersteller/Lieferer vereinbarten Umrechnungsfaktoren zu korrigieren. Nichtnewtonsche Flüssigkeiten erfordern besondere Beachtung.

4.1.2 NPSH

Sofern nichts anderes vereinbart, liegt dem NPSHR-Wert kaltes Wasser nach ISO 2548 und/oder ISO 3555¹⁾ zugrunde.

Es ist der für Wasser gültige Verlauf der NPSHR in Abhängigkeit vom Förderstrom anzugeben.

NPSHA muß NPSHR um 10 %, mindestens jedoch um 0,5 m überschreiten. Die Basis für die NPSH-Kennlinie ist ein Abfall von 3 % der Gesamtförderhöhe der ersten Stufe einer Pumpe (NPSH3).

Sollte der Pumpenhersteller/-lieferer der Ansicht sein, daß im Hinblick auf Werkstoff und Fördergut ein höherer NPSH-Wert erforderlich ist, so ist dies im Angebot anzugeben und die entsprechende Kurve ist mitzuliefern.

Der Hersteller/Lieferer muß den für Wasser gültigen Verlauf der NPSHR in Abhängigkeit vom Auslegungsförderstrom und bei Auslegungsdrehzahl angeben.

Reduzierungs- oder Korrekturfaktoren für Kohlenwasserstoffe sind nicht zulässig.

NPSH-Prüfungen siehe 6.3.5.

4.1.3 Konstruktion der Pumpe

4.1.3.1 Die Pumpenaggregate dürfen einstufig oder mehrstufig ausgeführt sein. Bei einem Auslegungs-Eintrittsdruck größer Atmosphärendruck oder einem Differenzdruck von mehr als 3,5 bar sollte die Pumpe so konstruiert sein, daß der Druck an den Wellendichtungen möglichst niedrig gehalten wird, es sei denn, der Axialschubausgleich erfordert andere Bedingungen. Bei einstufigen, fliegend gelagerten Pumpen läßt sich dies mit Ringen oder Schaufeln auf der Laufradrückseite erreichen. Bei mehrstufigen Pumpen kann dies erreicht werden, entweder durch gegenläufige Anordnung der Laufräder (Rücken an Rücken) mit

einer Drosselbuchse oder durch eine Reihenanordnung der Laufräder und Verwendung von Entlastungskolben oder -scheiben.

Andere Methoden sind nach Absprache zwischen dem Besteller und dem Hersteller/Lieferer zulässig.

4.1.3.2 Bei Hochenergiepumpen (Förderhöhe größer als 200 m je Stufe und mehr als 225 kW je Stufe) ist besonders darauf zu achten, daß der radiale Abstand zwischen der Spiralgehäusezunge (einschließlich Doppelspiralgehäuse) oder Leitapparatschaufeln und dem Laufradumfang so bemessen wird, daß unzulässige Schwingungen und Geräusche (Schaufeldrehklangschwingungen und Niederfrequenz-Schwingungen bei verminderten Förderströmen) vermieden werden.

4.1.3.3 Vertikale Pumpen mit Gewindekupplungen an der Welle, die bei Rückwärtslauf beschädigt werden können, sind mit einer Sperrklinke oder einer anderen zugelassenen Vorrichtung auszurüsten.

4.1.3.4 Alle Ausrüstungen sind so zu gestalten, daß eine schnelle und wirtschaftliche Instandhaltung möglich ist. Wesentliche Teile, wie z. B. Gehäuseteile und Lagergehäuse sind so zu konstruieren (mit Vor- und Rücksprung oder verstiftet), daß beim Wiederzusammenbau eine exakte Ausrichtung möglich ist.

4.1.3.5 Die Begrenzung des Geräuschpegels der gesamten gelieferten Ausrüstung muß ein gemeinsames Anliegen von Besteller und Hersteller/Lieferer sein. Falls nichts anderes festgelegt, haben die vom Hersteller/Lieferer gelieferten Ausrüstungen den Anforderungen örtlicher Vorschriften und dem vom Besteller festgelegten höchstzulässigen Geräuschpegel zu entsprechen.

ANMERKUNG: Obwohl im Anwendungsbereich dieser Internationalen Norm der Antrieb ausgeschlossen ist, muß der Anteil des Antriebs am Geräusch mit in Betracht gezogen werden.

4.1.4 Aufstellung im Freien

Der Besteller muß sowohl die Aufstellungsart, in Innenräumen (beheizt oder unbeheizt) oder im Freien (mit oder ohne Dach) als auch die örtlichen Umgebungsbedingungen, unter denen die Ausrüstung arbeiten muß (einschließlich höchsten und niedrigsten Temperaturen, außergewöhnliche Feuchtigkeit, Korrosions- oder Staubprobleme), festlegen. Das Aggregat und seine Hilfseinrichtungen müssen zum Betrieb bei diesen festgelegten Bedingungen geeignet sein. Als Hinweis an den Besteller ist der Hersteller/Lieferer verpflichtet, in seinem Angebot besondere Schutzmaßnahmen aufzuführen, die der Besteller erfüllen muß.

4.2 Antriebe

4.2.1 Allgemeines

4.2.1.1 Anforderungen zur Bestimmung der Auslegung des Betriebs

Bei der Bestimmung der Nennleistung der Antriebsmaschine ist zu berücksichtigen:

- Verwendungszweck und Betriebsweise der Pumpe. Zum Beispiel ist bei Parallelbetrieb anhand der Anlagenkennlinie der mögliche Arbeitsbereich bei Betrieb mit einer Pumpe zu berücksichtigen;
- Lage des Arbeitspunkts auf der Kennlinie der Pumpe;
- Reibungsverlust der Wellendichtung;

¹⁾ Es ist vorgesehen, ISO 2548 und ISO 3555 gleichzeitig zu überarbeiten und in einer neuen Internationalen Norm zusammenzufassen.

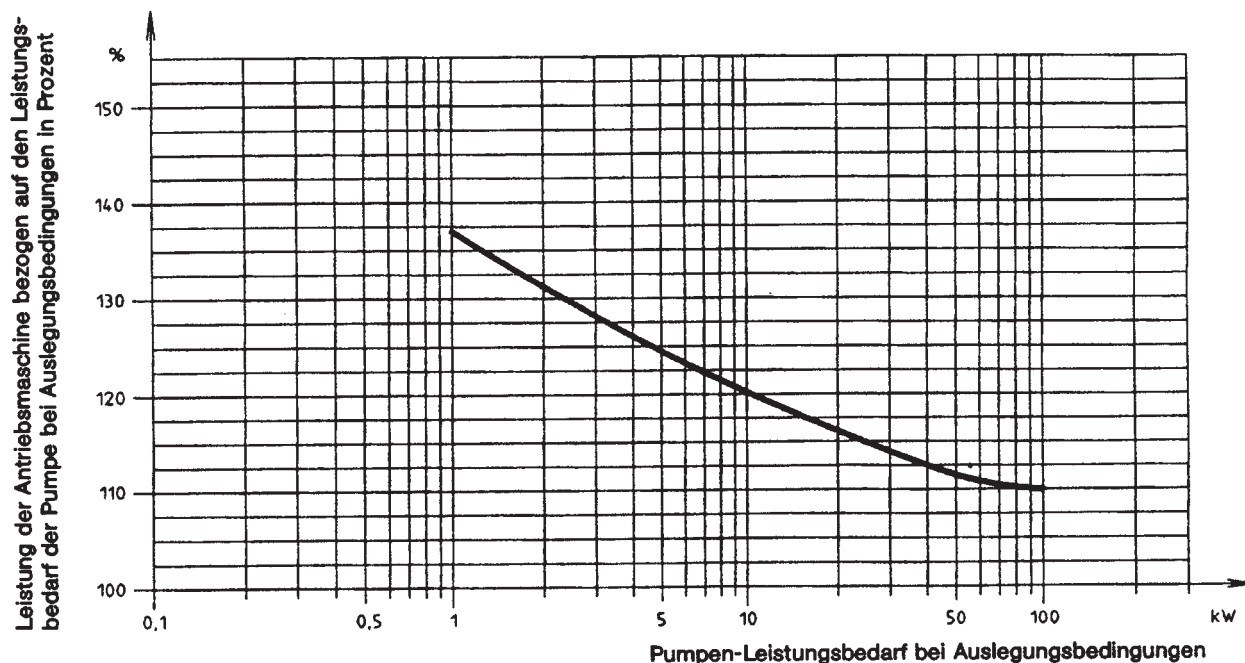


Bild 1: Auslegungsleistung der Antriebsmaschine als Prozentsatz des Auslegungs-Leistungsbedarfs der Pumpe im Bereich von 1 bis 100 kW

- d) Zirkulationsstrom für die Gleitringdichtung (besonders bei Pumpen mit kleinem Förderstrom beachten);
- e) Eigenschaften des Förderguts (Zähigkeit, Feststoffgehalt, Dichte);
- f) Leistungsverlust und Schlupf der Übertragungselemente;
- g) Umgebungseinflüsse am Aufstellungsort der Pumpe.

Die Nennleistung der Antriebsmaschinen für Pumpen, die in den Anwendungsbereich dieser Internationalen Norm fallen, muß mindestens gleich dem in Bild 1 angegebenen Prozentsatz des Leistungsbedarfs der Pumpe, mindestens jedoch 1 kW, sein. Wenn dies zu einer unnötig großen Antriebsmaschine führt, ist dem Besteller ein Alternativvorschlag zur Genehmigung vorzulegen.

4.2.1.2 Axialschub

Wenn das Drucklager nicht Teil der Pumpe ist und sofern der Besteller keine abweichende Konstruktion genehmigt hat, sind der Motor, die Turbine oder die Getriebe für vertikale Pumpen einschließlich vertikaler Inline-Pumpen so zu konstruieren, daß sie den maximalen Axialschub der Pumpe während des Anfahrens, Abstellens oder Betriebes bei irgendeinem Förderstrom aufnehmen können. Der maximale Axialschub ist für das doppelte innere Spiel zu bestimmen. Sofern der Antrieb vom Hersteller/Lieferer nicht mitgeliefert wird, ist der Hersteller/Lieferer verpflichtet, den Besteller von diesen Anforderungen in Kenntnis zu setzen.

4.2.2 Turbinenangetriebene Pumpen

4.2.2.1 Dampfturbinen

Die gewählten Dampfturbinen müssen in der Lage sein, den maximalen Leistungsbedarf der Pumpe bei den auf dem garantierten Pumpenwirkungsgrad beruhenden Auslegungsbedingungen, oder alternativ den maximalen Leistungsbedarf der Pumpe für deren vollen Betriebsbereich zu erbringen. Die Nennleistung der Dampfturbine muß auf Basis der tiefsten Eintritts- und höchsten Austritts-Dampfbedingungen ermittelt werden.

4.2.2.2 Pumpendrehzahl bei Turbinenbetrieb

Mit Turbinen angetriebene Pumpen sind so zu konstruieren, daß sie im Dauerbetrieb bei 105 % der Nenndrehzahl und kurzfristig in Notsituationen bis 110 % der Auslegungsdrehzahl betrieben werden können (Einstellwert der Schnellschlußdrehzahl).

Für Dampfturbinen und Hubkolbenmotoren muß die Schnellschlußdrehzahl mindestens 110 % der höchstzulässigen Dauerbetriebsdrehzahl betragen. Für Gasturbinen muß die Schnellschlußdrehzahl mindestens 105 % der höchstzulässigen Dauerbetriebsdrehzahl sein.

4.3 Kritische Drehzahl, Auswuchten und Schwingungen

4.3.1 Kritische Drehzahl

4.3.1.1 Die kritischen Drehzahlen entsprechen den Resonanzfrequenzen des Rotor-Lager-Systems. Die Ermittlung der kritischen Drehzahlen erfolgt im wesentlichen aufgrund der Eigenfrequenzen des Systems und der einwirkenden Kräfte. Falls die Frequenz einer harmonischen Komponente einer periodisch einwirkenden Kraft gleich oder annähernd gleich der Frequenz irgendeiner Rotorschwingung ist, kann eine Resonanzbedingung gegeben sein. Wenn Resonanz bei einer bestimmten Drehzahl auftritt, wird diese Drehzahl als eine kritische Drehzahl bezeichnet. Diese Norm befaßt sich mit tatsächlichen kritischen Drehzahlen, weniger mit verschiedenen rechnerisch ermittelten Werten für Biege- und Torsionsschwingungen.

4.3.1.2 Eine einwirkende Kraft oder Erregerfrequenz darf geringer, gleich oder größer als die Synchronfrequenz des Rotors sein. Derartige Wirkfrequenzen können unter anderem die nachfolgenden Phänomene beinhalten, sind aber nicht auf diese begrenzt:

- a) Unwucht im Rotorsystem;
- b) Ölfilmfrequenzen;
- c) Innere Reibungsfrequenzen;

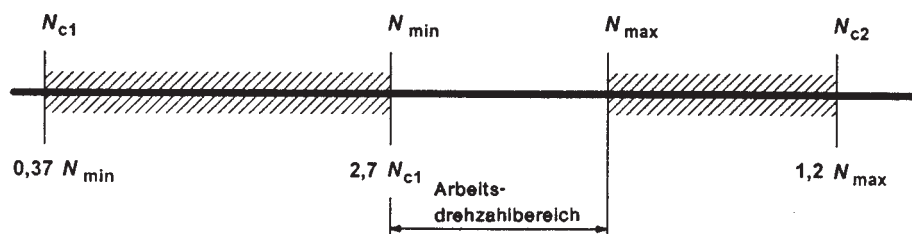


Bild 2: Bedingungen für kritische Drehzahl (siehe 4.3.1.3)

- d) Frequenzen durch Vorbeilaufen der Laufradschaufeln an Gehäusezunge oder Leitapparat (genannt: Schaufeldrehklang-Frequenz);
- e) Getriebeeingriffs- und Seitenfrequenzen;
- f) Frequenzen durch fehlerhaftes Ausrichten der Kuppelung;
- g) Frequenzen durch lose Teile des Rotorsystems;
- h) Hysterese- und Reibungswirbelfrequenzen;
- i) Grenzschicht (Wirbelablösung);
- j) Akustische oder aerodynamische Wirkungen;
- k) Anfahrbedingungen, z. B. Anlaufhemmung aufgrund von Trägheit oder Verwindungen, die zu Torsionsresonanzen beitragen;
- l) Anzahl der Zylinder, Kurbelwinkel sowie 2- oder 4-Takt bei Verbrennungsmaschinen.

4.3.1.3 Die tatsächlichen kritischen Drehzahlen dürfen sich nicht negativ auf die festgelegten Betriebsdrehzahlbereiche auswirken.

Die erste biegekritische Drehzahl muß mindestens 20 % über der maximalen Betriebsdrehzahl liegen, es sei denn, es ist nicht möglich, eine Pumpe mit starrer Welle zu konstruieren und der Besteller stimmt dem zu.

Für vertikale Pumpen ist dies insbesondere anzuwenden, wenn das Fördergut einen wesentlichen Feststoffanteil enthält.

Wenn es nicht möglich ist, eine Pumpe mit starrer Welle zu konstruieren und mit Zustimmung des Bestellers,

- darf die erste kritische Drehzahl N_{c1} nicht größer sein als 0,37mal ($= 1/2,7$) die Mindestarbeitsdrehzahl N_{min} .
- darf die zweite kritische Drehzahl N_{c2} nicht kleiner sein als 1,2mal die höchste Dauerbetriebsdrehzahl N_{max} .

Dies ist in Bild 2 dargestellt.

4.3.1.4 Der Abstand von allen Biegeschwingsformen (einschließlich starrer und elastischer Schwingungsformen) muß mindestens betragen:

- a) 20 % über der höchsten Dauerbetriebsdrehzahl für Läufersysteme mit starren Wellen oder
- b) 15 % unter allen Betriebsdrehzahlen und 20 % über der höchsten Dauerbetriebsdrehzahl für flexible Läufersysteme.

Torsionseigenformen einer gesamten Einheit müssen mindestens 10 % unter allen Betriebsdrehzahlen oder mindestens 10 % über der Schnellschlußdrehzahl sein.

Der obengenannte Abstand verhindert ein Übergreifen der kritischen Anregungsresonanz in den Betriebsdrehzahlbereich.

4.3.1.5 Während des Leerlaufs, Anfahrens und Abstellens von umlaufenden Ausrüstungen darf beim Durchgang durch die kritischen Drehzahlen kein Schaden entstehen.

4.3.1.6 Die Resonanzen der Abstützung und der Lagergehäuse des Antriebs und der angetriebenen Ausrüstungen dürfen nicht innerhalb des festgelegten Arbeitsdrehzahlbereichs oder des festgelegten Abstandes liegen.

4.3.1.7 Falls vom Besteller festgelegt, müssen die kritischen Drehzahlen durch Prüfstandsversuche bestätigt werden oder falls sie höher als die Prüfdrehzahlen liegen, muß es sich entweder

- a) um mit Dämpfung gerechnete Werte oder
- b) um Werte handeln, die durch Anregung des Rotors von außen ermittelt wurden.

4.3.1.8 Sofern vom Besteller festgelegt, sind die nachfolgend unter Punkt a) und b) genannten Berechnungen vom Hersteller/Lieferer vorzulegen. Falls der Besteller die Antriebsmaschinen liefert, ist er verpflichtet, die Daten für diese Berechnungen zur Verfügung zu stellen:

- a) Eine Analyse der biegekritischen Drehzahl, um festzustellen, ob die kritischen Drehzahlen des Antriebs mit den kritischen Drehzahlen der Pumpe vereinbar sind und ob die Kombination für den festgelegten Arbeitsdrehzahlbereich geeignet ist.
- b) Eine Torsionsschwingungsanalyse des Pumpen-Antriebsaggregates und eine Analyse der Einschwingungsvorgänge bei Systemen, die von Synchronmotoren angetrieben werden. Der Hersteller/Lieferer trägt die Verantwortung für die zufriedenstellende Wirkungsweise des Systems.

Erfolgt der Antrieb durch eine Verbrennungsmaschine, ist deren Hersteller/Lieferer für die Analyse verantwortlich.

4.3.2 Auswuchten und Schwingungen

4.3.2.1 Allgemeines

4.3.2.1.1 Alle wesentlichen umlaufenden Teile sind auszuwuchten. Soweit vom Besteller festgelegt, sind die zusammengebauten Läufer auszuwuchten.

4.3.2.1.2 Falls vom Besteller festgelegt, muß der Hersteller/Lieferer nachweisen, daß die Pumpe bei angegebenem stabilem Mindest-Dauerförderstrom betrieben werden kann, ohne daß die in 4.3.2.2 angegebenen Schwingungsgrenzwerte überschritten werden.

4.3.2.1.3 Die Pumpen müssen in ihrem gesamten Drehzahlbereich bis zur Auslegungs-Drehzahl, bei turbinengetriebenen Aggregaten auch bis zur Überdrehzahl-Grenze, ruhig laufen.

4.3.2.1.4 Hersteller/Lieferer und Besteller sind gemeinsam für den ruhigen Lauf der Pumpe (und ihres Antriebs) nach deren Montage verantwortlich. Die Aggregate müssen auf ihren endgültigen Fundamenten das gleiche Verhalten zeigen wie auf dem Prüfstand des Herstellers/Lieferers.

4.3.2.2 Horizontalpumpen

Die ungefilterten Schwingungen dürfen auf dem Prüfstand des Herstellers/Lieferers die in Tabelle 1 angegebenen Schwingungs-Grenzwerte nicht überschreiten. Diese

Werte werden radial am Lagergehäuse bei Auslegungsdrehzahl ($\pm 5\%$) und Auslegungsförderstrom ($\pm 5\%$) und kavitationsfreiem Betrieb bei einem Arbeitspunkt gemessen. Diese Werte können im allgemeinen durch Auswuchten nach Gütestufe G 6.3 von ISO 1940-1 erreicht werden; weitere Einzelheiten siehe ISO 5343 und ISO 8821.

Tabelle 1: Grenzwerte der maximalen effektiven Schwinggeschwindigkeiten von Pumpen mit Mehrschaufelrädern (basiert auf ISO 2372)

Drehzahl, N min^{-1}	Maximale Effektivwerte in mm/s der Schwinggeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Achshöhe der Pumpe h_1 ¹⁾	
	$h_1 \leq 225 \text{ mm}$	$h_1 > 225 \text{ mm}$
$N \leq 1\,800$	2,8	4,5
$1\,800 < N \leq 4\,500$	4,5	7,1

¹⁾ Bei horizontalen, auf Füßen montierten Pumpen ist h_1 der Abstand zwischen der Berührungsfläche Füße/Grundplatte und der Wellenachse der Pumpe.

Pumpen mit speziellem Laufrad, z. B. Einkanalrad dürfen die in Tabelle 1 angegebenen Werte überschreiten. In einem solchen Fall sollte der Hersteller/Lieferer dieses im Angebot nennen.

4.3.2.3 Vertikalpumpen

4.3.2.3.1 Schwingungswerte sind bei Vertikalpumpen mit starren Kupplungen am oberen Anschlußflansch zum Antrieb und bei Vertikalpumpen mit elastischen Kupplungen in der Nähe des oberen Pumpenlagers zu messen.

4.3.2.3.2 Die Schwinggeschwindigkeit bei Pumpen mit Wälz- bzw. Gleitlagern darf während der Werksprüfung bei Auslegungsdrehzahl ($\pm 5\%$) und Auslegungsförderstrom ($\pm 5\%$) und kavitationsfreiem Betrieb 7,1 mm/s nicht überschreiten.

4.4 Drucktragende Teile (siehe auch 5.1)

4.4.1 Druck-Temperaturgrenzen

Der höchstzulässige Betriebsüberdruck der Pumpe bei schwersten Arbeitsbedingungen ist vom Hersteller/Lieferer eindeutig anzugeben. In keinem Fall darf der höchstzulässige Betriebsüberdruck der Pumpe (Gehäuse und Deckel einschließlich Wellendichtungsgehäuse und Stopfbuchsbrille/Dichtungsdeckel) den der Pumpenflansche überschreiten.

4.4.2 Pumpengehäuse

4.4.2.1 Pumpen mit radial geteiltem Gehäuse sind erforderlich, wenn eine der folgenden Arbeitsbedingungen festgelegt ist:

- a) Eine Arbeitstemperatur von 200 °C oder höher (eine niedrigere Temperaturgrenze sollte dann berücksichtigt werden, wenn Temperaturschock wahrscheinlich ist);
- b) Ein giftiges Fördergut oder eine brennbare Flüssigkeit mit einer Dichte kleiner als 0,7 kg/dm³ bei festgelegter Arbeitstemperatur;
- c) Ein brennbares Fördergut bei einem Auslegungs-Austrittsüberdruck von mehr als 70 bar.

ANMERKUNG: Pumpen mit axial geteiltem Gehäuse können für obengenannte Einsatzzwecke mit besonderer Zustimmung des Bestellers geliefert werden. (Es wird empfohlen, daß vor Genehmigung der Pumpen mit axial geteiltem Gehäuse für

diese Einsatzbedingungen der Besteller die Ausführungsdetails und die Betriebserfahrung des Herstellers/Lieferers in Betracht zieht. Bei dieser Entscheidung sollten der maximale hydrostatische Prüfdruck, die Art der horizontalen Dichtung, der Einsatzort der Pumpe und die Fähigkeiten des Wartungspersonals der Anlage berücksichtigt werden.)

4.4.2.2 Die Wanddicke des Druckgehäuses muß für den maximalen Betriebsdruck am Austritt plus einem Zuschlag für Erhöhung der Förderhöhe und Drehzahl bei Arbeitstemperatur sowie für die hydrostatische Druckprüfung bei Umgebungstemperatur geeignet sein.

Der höchstzulässige Betriebsüberdruck muß gleich oder größer als der höchste Austrittsdruck sein.

Für Bereiche von Doppelgehäusen, horizontalen mehrstufigen Pumpen (drei oder mehr Stufen) und Pumpen mit axial geteiltem Gehäuse, die üblicherweise dem Eintrittsdruck ausgesetzt sind, ist es nicht erforderlich, sie für den Austrittsdruck auszulegen (bei derartigen Konstruktionen sollte der Besteller den Einbau von Sicherheits-Überdruckventilen auf der Eintrittsseite in Betracht ziehen). **Der Besteller muß angeben, ob der Eintritt von vertikalen Topfpumpen für den maximalen Austrittsdruck geeignet sein muß.** (Dies ist dann empfehlenswert, wenn zwei oder mehr Pumpen auf der Austrittsseite an ein gemeinsames System angeschlossen sind.) Die für die Bemessung bestimmter Werkstoffe verwendeten Spannungen dürfen die in den spezifizierten Werkstoffnormen angegebenen Werte nicht überschreiten. Die Berechnungsmethoden für drucktragende Teile und die Sicherheitsfaktoren für die gewählten Werkstoffe müssen den entsprechenden nationalen Vorschriften genügen.

Die drucktragenden Teile müssen einen Korrosionszuschlag von 3 mm erhalten, soweit nicht ein niedrigerer Korrosionszuschlag zugelassen werden kann (z. B. für Titan).

4.4.2.3 Der maximale Austrittsdruck gilt für alle in der Definition des Druckgehäuses einbezogenen Teile (siehe 3.31), ausgenommen Doppelgehäusepumpen, horizontale mehrstufige Pumpen (drei oder mehr Stufen) und Pumpen mit axial geteiltem Gehäuse.

4.4.2.4 Das innere Gehäuse von Doppelgehäusepumpen ist für den maximalen inneren Differenzdruck oder für 3,5 bar auszulegen, je nachdem, welcher Wert größer ist.

4.4.2.5 Falls aufgrund von Temperaturunterschieden oder aus anderen Gründen die Gefahr einer Fehlausrichtung zwischen Pumpe und Antrieb besteht, sind Vorkehrungen zu treffen, diese Fehlausrichtung so gering wie möglich zu halten, z. B. durch achsmittige Lagerung, gekühlte Fußabstützungen, temperaturkorrigierte Ausrichtung.

4.4.3 Werkstoffe

Die für drucktragende Teile verwendeten Werkstoffe sind abhängig von dem Fördergut, der Pumpenkonstruktion und dem Einsatzzweck der Pumpe (siehe Abschnitt 5).

4.4.4 Ausführungsmerkmale

4.4.4.1 Demontage

Mit Ausnahme von vertikalen Pumpen und von mehrstufigen Gliedergehäusepumpen sind die Pumpen so auszuführen, daß das Gehäuse beim Ausbau von Laufrad, Welle, Wellendichtung und Lagergehäuse nicht von den Rohrleitungen am Eintritt und Austritt getrennt zu werden braucht.

Für Pumpen mit axial geteiltem Gehäuse sind Haken oder Ösensrauben vorzusehen, mit denen nur die obere Hälfte des Gehäuses abgehoben werden kann. Die zum Heben der zusammengebauten Pumpe erforderlichen Methoden sind vom Hersteller/Lieferer anzugeben.

4.4.4.2 Abdrückschrauben und Gehäuse-Ausrichtungsstifte

Abdrückschrauben und Gehäuse-Ausrichtungsstifte sind vorzusehen, um die Demontage und den Wiederaufbau des Gehäuses zu erleichtern. Werden Abdrückschrauben zur Trennung von Kontaktflächen verwendet, muß eine der Flächen entlastet sein (gegengebohrt oder zurückspringend), um zu verhindern, daß Beschädigungen zu Lecks oder ungenauen Sitzen führen.

4.4.4.3 Heiz-/Kühlmäntel

Heiz- und Kühlmäntel für Gehäuse und Wellendichtung sind bei Bedarf vorzusehen. Mäntel sind mindestens für einen Arbeitsdruck von 6 bar bei 170 °C auszulegen.

Das Mantelkühlsystem ist so zu gestalten, daß ein Übertritt des Fördergutes in das Kühlmittel sicher ausgeschlossen wird. Kühlmitteldurchgänge dürfen keine Öffnungen zu Gehäusedichtungen aufweisen.

4.4.4.4 Gehäusedichtungen

Gehäusedichtungen müssen für die Betriebsbedingungen und die hydrostatischen Prüfbedingungen bei Umgebungstemperatur geeignet sein.

Bei radial geteilten Gehäusen sind die Gehäusedeckel-Dichtungen atmosphärenseitig zu kammern, damit sie nicht herausgedrückt werden können.

Radial geteilte Gehäuse (einschließlich Gleitringdichtungsdeckel-Dichtungen) sind mit metallischen Sitzen und mit gekammerten, vorgepreßten Dichtungen auszuführen.

4.4.4.5 Äußere Verschraubung

4.4.4.5.1 Bolzen- oder Stiftschrauben zur Verbindung druckbelasteter Bauteile einschließlich Wellendichtungsgehäuse müssen einen Mindestdurchmesser von 12 mm haben (metrisches ISO-Gewinde).

Falls aufgrund von Platzmangel kleinere Bolzen- oder Stiftschrauben als 12 mm verwendet werden müssen, ist darüber zwischen Besteller und Hersteller/Lieferer eine Vereinbarung zu treffen. In diesem Fall sollte das Schraubmoment vom Hersteller/Lieferer angegeben werden.

4.4.4.5.2 Die gewählten Schrauben (Festigkeitsklasse siehe Information in Anhang L) müssen geeignet sein für den höchstzulässigen Betriebsdruck und die Arbeitstemperatur sowie für die üblicherweise beim Anziehen der Schrauben verwendeten Verfahren. Falls an einigen Punkten Schrauben in besonderer Qualität erforderlich werden, müssen an anderen Verbindungsstellen verwechselbare Schrauben (abmessungsgleiche) in der gleichen Qualität verwendet werden.

4.4.4.5.3 Die Anzahl der Gewindelöcher in drucktragenden Bauteilen ist auf ein Mindestmaß zu begrenzen. Zusätzlich zum Korrosionszuschlag muß, um und unter dem Boden der Bohrungen und Gewindebohrungen in Druckbereichen von Gehäusen ausreichend Metall stehenbleiben, um Leckagen zu verhindern.

4.4.4.5.4 Um die Demontage zu erleichtern, sind bei der inneren Verschraubung von Vertikalpumpen Werkstoffe zu verwenden, die gegen Korrosion durch das Fördergut absolut beständig sind.

4.4.4.5.5 Bei Stiftschraubenverbindungen sind die Stiftschrauben eingebaut mitzuliefern. Blindbohrungen für Stiftschrauben sollten nur so tief gebohrt werden, daß die Stiftschraube vorzugsweise bis zum 1,5fachen des Schraubenbolzenhauptdurchmessers eingeschraubt werden kann.

4.4.4.5.6 Stiftschrauben sind gegenüber Kopfschrauben vorzuziehen.

4.4.4.5.7 Ausreichend freier Raum ist an den Verschraubungsstellen vorzusehen, damit Steck- oder Ringschlüssel verwendet werden können. Der Hersteller/Lieferer muß alle erforderlichen Spezialwerkzeuge und Vorrichtungen mitliefern.

4.5 Stutzen und sonstige Anschlüsse

4.5.1 Allgemeines

Für die Anwendung dieser Internationalen Norm sind die englischsprachigen Begriffe "branch" und "nozzle" mit dem deutschen Begriff "Stutzen" gleichzusetzen.

Dieser Unterabschnitt bezieht sich auf alle zum Betrieb oder Wartung erforderlichen Rohrleitungsanschlüsse der Pumpe.

4.5.2 Entlüftung, Druckmeßgerät und Entleerung

4.5.2.1 Sofern die Pumpe nicht durch die Anordnung der Stutzen sich selbst entlüftet, sind an allen Pumpen Entlüftungsanschlüsse vorzusehen.

4.5.2.2 Sofern sie nicht für den Betrieb der Pumpe erforderlich sind, sollten vorzugsweise im Eintritts- und Austrittsbereich der Pumpe oder in anderen Bereichen mit hoher Strömungsgeschwindigkeit keine Gewindeöffnungen vorgesehen werden. **Sofern Entleerungs-, Entlüftungs- oder Druckmeßgeräte-Anschlüsse erforderlich werden, müssen sie vom Besteller in der Anfrage und in der Bestellung angegeben werden.**

4.5.3 Verschlüsse

Der Werkstoff der Verschlüsse (Stopfen, Vorschweiß-/Blindflansche usw.) muß für das Fördergut geeignet sein. Es ist darauf zu achten, daß die Werkstoffpaarung ausreichend korrosionsbeständig ist und bei Gewinden nicht zum Fressen neigt.

Alle vom Fördergut berührten, druckbelasteten Anschlüsse, einschließlich derjenigen im Wellendichtungsraum, sind lösbar zu verschließen und müssen für den höchstzulässigen Betriebsüberdruck geeignet sein.

4.5.4 Anschlüsse für Hilfsrohrleitungen

4.5.4.1 Alle Anschlüsse für Hilfsrohrleitungen müssen im Hinblick auf den vorgesehenen Einsatzzweck aus geeignetem Werkstoff und in ausreichender Größe und Wanddicke hergestellt sein (siehe auch 4.14).

4.5.4.2 Bei Pumpen mit Austrittsstutzen von DN 50 und kleiner sind Anschlüsse von mindestens 15 mm (Außendurchmesser) vorzusehen. Bei Pumpen mit Austrittsstutzen von DN 80 und größer müssen die Anschlüsse einen Außendurchmesser von mindestens 20 mm aufweisen, ausgenommen die Anschlüsse für die Spülleitungen der Wellendichtungen und der Sperringe; für diese sind 15 mm Außendurchmesser ausreichend, ungeachtet der Pumpengröße. Falls aufgrund von Platzmangel kleinere Anschlüsse verwendet werden müssen, sind alle Vorsichtsmaßnahmen zu ergreifen, um sie gegen Beschädigung zu schützen und ihren zuverlässigen Betrieb sicherzustellen.

4.5.5 Kennzeichnung der Anschlüsse

Alle Anschlüsse sind in der Aufstellungszeichnung nach Zweck und Funktion zu kennzeichnen. Falls möglich, wird empfohlen, diese Kennzeichnung auch an der Pumpe anzubringen, insbesondere bei Gleitringdichtungen und für Schmierung und Kühlung der Lager (siehe Anhang H).

4.6 Äußere Kräfte und Momente an Stutzen (Eintritt und Austritt)

Sofern zwischen Besteller und Hersteller/Lieferer nichts anderes vereinbart wird, ist für Pumpen mit elastischen Kupplungen die in Anhang B angegebene Methode zu verwenden.

Der Besteller muß die von den Rohrleitungen auf die Pumpe wirkenden Kräfte und Momente berechnen.
Der Hersteller/Lieferer muß sich davon überzeugen, daß diese Lasten für die betreffende Pumpe zulässig sind. **Falls die Lasten den in Anhang B angegebenen Grenzwert überschreiten, ist die Lösung des Problems zwischen Besteller und Hersteller/Lieferer zu vereinbaren.**

4.7 Eintritts- und Austrittsflansche und Dichtflächen

4.7.1 Flansche sind nach ISO 7005 auszuführen mit Ausnahme der nachstehenden Festlegungen a) bis c):

- a) Flansche aus Gußeisen sind ohne Dichtleiste auszuführen;
- b) Flansche ohne Dichtleiste an Gehäusen aus anderen Werkstoffen als Gußeisen sind nur zulässig, wenn ihre Dicke derjenigen von Flanschen einschließlich Dichtleiste entspricht;
- c) Flansche, deren Dicke oder Außendurchmesser größer ist als nach der entsprechenden Norm erforderlich, sind zulässig, müssen jedoch wie vorgeschrieben bearbeitet und gebohrt werden.

4.7.2 Eine einwandfreie Auflage des Schraubenkopfes und/oder der Mutter auf der Rückseite von Gußflanschen muß sichergestellt sein.

Die Schraubenlöcher sind gegenüber den Hauptachsen des Flansches versetzt anzuordnen.

4.8 Laufräder

4.8.1 Laufradkonstruktion

4.8.1.1 Je nach Verwendungszweck dürfen geschlossene, halboffene oder offene Laufräder gewählt werden.

4.8.1.2 Das Laufrad, mit Ausnahme der Laufringe, muß aus einem Stück bestehen (z. B. Guß oder Schweißkonstruktion).

Andere Laufradkonstruktionen sind in Sonderfällen zulässig, d. h. bei kleinen Laufradaustrittsbreiten oder bei speziellen Werkstoffen. Dazu ist jedoch die Zustimmung des Bestellers erforderlich.

4.8.1.3 Die Laufräder sind vorzugsweise mit massiver Nabe zu fertigen.

4.8.1.4 Wenn im Falle von benetzten Wellen durch das Fördergut eine Gefährdung eintreten oder das Fördergut verunreinigt werden kann, falls sich das Fördergut in einem geschlossenen Raum fängt, ist das Laufrad und seine Sicherung so auszuführen, daß nach Einbau auf der Welle alle abgeschlossenen Räume durch Gänge von mindestens 10 mm² Querschnitt ungehindert entleert werden können.

4.8.2 Sicherung der Laufräder

4.8.2.1 Laufräder sind zuverlässig auf der Pumpenwelle zu befestigen und gegen Verdrehen sowie axiale Verschiebung für Betrieb in der richtigen Drehrichtung zu sichern. Verstiften von Laufrädern ist nicht zulässig.

4.8.2.2 Fliegend angeordnete Laufräder sind mit Hilfe einer das Wellengewinde verdeckenden Hutschraube oder Hutmutter auf der Welle zuverlässig zu sichern. Bei beiden Sicherheitsvorrichtungen sind die Gewinde so auszuführen, daß sie bei üblicher Drehrichtung durch die Flüssigkeitseinwirkung auf das Laufrad festgezogen werden, und darüber hinaus ist eine kraftschlüssige mechanische Sicherung erforderlich (z. B. ein korrosionsbeständiger Gewindestift mit Zapfen oder eine Sicherungsscheibe mit Zungen). Hutschrauben sind mit einem Dehnschaft auszuführen, um Spannungskonzentrationen zu vermindern.

4.8.3 Axiale Einstellung

Wird die Einstellung des axialen Laufradspalts am Aufstellungsort verlangt, so sind äußere Einstellmöglichkeiten vorzusehen. Falls die Einstellung durch axiale Verschiebung des Läufers erfolgt, ist darauf zu achten, daß sich dabei möglicherweise eine Gefährdung der Gleitringdichtung(en) ergibt (siehe auch 4.11.6).

4.9 Spalt- und Laufringe

4.9.1 Erforderlichenfalls sind Spalt- und Laufringe vorzusehen. Sofern Spalt- und Laufringe eingebaut sind, müssen diese auswechselbar und gegen Verdrehen gesichert sein.

4.9.2 Bei gepaarten Schleifflächen aus härtbaren Werkstoffen muß der Unterschied in der Brinell-Härte mindestens 50 HB betragen, es sei denn, daß sowohl die feststehenden als auch die umlaufenden Schleifflächen eine Brinell-Härte von mindestens 400 HB besitzen oder daß sich mit dem festgelegten Werkstoff kein Härteunterschied erreichen läßt.

4.9.3 Austauschbare Spalt- und Laufringe sind entweder durch Preßsitz mit Haltestiften oder Gewindestiften (axial oder radial) oder durch Flansch- und Schraubverfahren zu befestigen. Andere Verfahren einschließlich Punktschweißen an drei oder mehr Punkten sind nur mit dem Einverständnis des Bestellers zulässig.

4.10 Laufspiele

4.10.1 Bei der Festlegung der Laufspiele zwischen Spalt- und Laufringen und anderen bewegten Teilen ist auf die Arbeitstemperaturen, die Bedingungen am Eintritt der Pumpe, die Art des Förderguts, die Ausdehnungs- und Freßeigenschaften der Werkstoffe und den hydraulischen Wirkungsgrad zu achten.

Das Spiel muß ausreichen, um einen zuverlässigen Betrieb sicherzustellen, und daß bei üblichen Arbeitsbedingungen sich die Teile nicht festfressen können.

4.10.2 Bei Gußeisen, Kupfer-Zinn-Legierung, gehärtetem Stahl mit 11 % bis 13 % Chrom und anderen Werkstoffen mit ähnlich niedriger Freßneigung sind die in Tabelle 2 angegebenen Mindestlaufspiele einzuhalten. Bei Durchmessern größer als 150 mm ist ein Durchmesser-Spiel von mindestens 0,43 mm + 0,025 mm für jede zusätzliche 25 mm Durchmesser oder einen Bruchteil davon einzuhalten. Bei Werkstoffen mit höherer Freßneigung und/oder bei Arbeitstemperaturen von mehr als 260 °C sind zu diesem Durchmesser-Spiel 0,125 mm hinzuzurechnen.

Wenn Werkstoffe, wie z. B. Gußeisen und/oder Kupfer-Zinn-Legierung für kaltes und sauberes Fördergut wie z. B. Wasser bei Temperaturen von weniger als 50 °C eingesetzt werden, darf der Hersteller/Lieferer geringere als die in Tabelle 2 angegebenen Laufspiele vorsehen.

Tabelle 2: Mindestlaufspiele

Durchmesser des umlaufenden Teils mm	Minstdurchmesserspiel mm
50	0,25
50 bis 64,99	0,28
65 bis 79,99	0,30
80 bis 89,99	0,35
90 bis 99,99	0,40
100 bis 114,99	0,40
115 bis 124,99	0,40
125 bis 149,99	0,43

4.10.3 Bei mehrstufigen Pumpen darf das Spiel der Stufenbuchsen zwischen den einzelnen Stufen nach Herstellernorm gewählt werden, vorausgesetzt, daß das Spiel im Angebot angegeben wird.

4.10.4 Bei Vertikalpumpen gelten die in 4.10.2 angegebenen Laufspiele nicht für das Spiel von Zwischenlagern oder Stufenbuchsen, falls Werkstoffe mit geringer Freßneigung verwendet werden. Die angewandten Laufspiele sind dann im Angebot anzugeben.

4.11 Welle und Wellenschutzhülsen

4.11.1 Allgemeines

4.11.1.1 Die Wellen müssen ausreichend bemessen und genügend steif sein, um

- a) die Nennleistung des Antriebs zu übertragen;
- b) die einwandfreie Funktion der Wellendichtung sicherzustellen;
- c) den Verschleiß und die Gefahr des Fressens möglichst gering zu halten;
- d) die Methode der Inbetriebnahme und die Massenträgheit angemessen zu berücksichtigen;
- e) die Radialkraft (statische und dynamische) zu berücksichtigen.

4.11.1.2 Bei Vertikalpumpen muß die Pumpenwelle möglichst aus einem Stück gefertigt sein, es sei denn, der Besteller stimmt einer anderen Version zu (aufgrund der Gesamtlänge der Welle oder Transportbeschränkungen).

4.11.2 Oberflächenrauheit

Die Oberflächenrauheit der Welle oder Wellenschutzhülse an der Stopfbuchse, der Gleitringdichtung und der Lagerdichtung, falls vorhanden, darf höchstens $0,8 \mu\text{m } R_a$ betragen, sofern die Dichtung keinen anderen Wert verlangt. Die Messung muß nach ISO 3274 erfolgen (siehe auch 4.11.7.1).

4.11.3 Wellendurchbiegung

Zur zufriedenstellenden Funktion der Stopfbuchse oder Gleitringdichtung, zur Vermeidung von Wellenbruch und zur Verhinderung von internem Verschleiß oder Fressen muß die Wellensteifigkeit bei ein- und zweistufigen horizontalen Pumpen und vertikalen in-line-Pumpen die Gesamtdurchbiegung der Welle unter den schwersten dynamischen Belastungen über die gesamte $H(Q)$ -Linie – bei maximalem Laufraddurchmesser, festgelegter Drehzahl und festgelegtem Fördergut – auf höchstens $50 \mu\text{m}$ in der Ebene der Planfläche des Wellendichtungsgehäuses (oder an der Dichtfläche von Pumpen mit Built-in *)-Gleitringdichtung) und auf kleiner als die Hälfte des Mindestdurchmesserspiels an allen Buchsen und Lauf-/Spaltringen begrenzen. Bei in-line-Pumpen ist die Steifigkeit des gesamten Wellensystems einschließlich Kupplung und Motor in die Berechnungen einzubeziehen.

Die erforderliche Wellensteifigkeit läßt sich durch eine Kombination von Wellendurchmesser, Lagerabstand oder Überhang und Gehäusekonstruktion (einschließlich der Verwendung von Doppelspiralen oder Leiteinrichtungen) erreichen. Bei der Ermittlung der Wellendurchbiegung bleibt die Stützwirkung durch konventionelle Packungen außer Betracht.

4.11.4 Durchmesser

Die Maße des Wellenendes sollten nach ISO/R 775 gewählt werden, und die Maße der Paßfeder für das Wellenende sollten ISO/R 773 entsprechen, soweit dies praktisch möglich ist.

4.11.5 Wellenrundlauf

4.11.5.1 Wellen sind über die gesamte Länge zu bearbeiten und einwandfrei fertigzustellen.

4.11.5.2 Falls vorhanden, müssen Fertigung und Montage der Welle und Wellenschutzhülse sicherstellen, daß der Rundlauffehler (siehe 3.23), in der durch die äußere Planfläche des Dichtungsgehäuses gegebenen Ebene höchstens $50 \mu\text{m}$ bei Wellendurchmesser kleiner als 50 mm , höchstens $80 \mu\text{m}$ bei Wellendurchmessern von 50 bis 100 mm und höchstens $100 \mu\text{m}$ bei Wellendurchmessern größer 100 mm nicht überschreitet.

4.11.6 Axialbewegung

Die Axialbewegung des Läufers infolge Lagerspiel darf die einwandfreie Funktion der Gleitringdichtung nicht beeinträchtigen.

4.11.7 Wellenschutzhülsen

4.11.7.1 Sofern vorhanden, sind Wellenschutzhülsen auf der Welle zu arretieren oder festzuklemmen. Die Hülsen müssen aus verschleißfesten und gegebenenfalls aus korrosions- und erosionsbeständigen Werkstoffen gefertigt sein. Die Außenfläche der Hülsen muß für den jeweiligen Einsatzzweck geeignet sein (siehe auch 4.11.2).

4.11.7.2 Für Wellen, deren Dichtungen über Gewinde geführt werden, müssen die Gewinde mindestens $1,5 \text{ mm}$ kleiner sein als der Innendurchmesser der Dichtung, und der Durchmesserübergang muß mit 15° bis 20°C angefast sein, um eine Beschädigung der Dichtung zu vermeiden.

4.11.7.3 Mit Zustimmung des Bestellers kann bei in-line-Pumpen und bei kleinen horizontalen Pumpen auf Wellenschutzhülsen verzichtet werden, vorausgesetzt, dies ist im Angebot angegeben und die Welle ist aus einem Werkstoff gefertigt, der ebenso verschleiß- und korrosionsbeständig und ebenso bearbeitet ist wie ein entsprechender Werkstoff einer Wellenschutzhülse. Falls keine Wellenschutzhülsen vorgesehen werden, müssen die Wellen oder Wellenenden eine Zentrierbohrung erhalten, damit sie nachgearbeitet werden können.

4.11.7.4 Bei einer Pumpe, die mit einer Stopfbuchse ausgerüstet ist, muß das Ende der Wellenschutzhülse, sofern eingebaut, über die Außenfläche der Stopfbuchsbrille hinausragen. Bei einer mit Gleitringdichtung ausgerüsteten Pumpe muß die Wellenschutzhülse über den Dichtungsdeckel der Gleitringdichtung hinausragen. Dadurch kann eine Leckage zwischen Welle und Wellenschutzhülse nicht mit einer Leckage durch die Stopfbuchspackung oder die Gleitringdichtungsflächen verwechselt werden.

4.11.7.5 Bei Horizontalpumpen sind an allen Zwischenstufen ausbaubare Stufenbuchsen und Stufenhülsen oder gleichwertige Bauelemente vorzusehen.

4.11.7.6 Bei Vertikalpumpen sind an allen Zwischenstufen und Zwischenlagern austauschbare Stufenbuchsen vorzusehen. Die Notwendigkeit entsprechender Wellenschutzhülsen sollte jedoch auch von der Art des Förderguts (z. B. verunreinigt oder nichtschmierend) abhängen.

4.12 Lager, Lagergehäuse und Schmierung

4.12.1 Lager und Lagergehäuse

4.12.1.1 Sofern vom Besteller nicht anders vorgeschrieben, müssen Radiallager von genormter üblicher Bauart verwendet werden (Kugel-, Rollen-, Gleit- oder Segmentlager). Als Axiallager sind je nach Bedarf entweder Wälzlager oder hydrodynamische Lager vorzusehen.

*) Nationale Fußnote: Built-in Gleitringdichtung ist eine in das Pumpengehäuse integrierte, innenliegende Gleitringdichtung.

4.12.1.2 Wälzlager sind nach ISO 76 und ISO 281 zu wählen und auszulegen. Die nominelle Lebensdauer L_{10} muß im Dauerbetrieb bei den Auslegungsbedingungen der Pumpe 3 Jahre (25 000 h) betragen, mindestens jedoch 16 000 h bei maximaler Axial- und Radiallast und bei Auslegungsdrehzahl, innerhalb des zulässigen Arbeitsbereichs.

4.12.1.3 Wälzlager sind nach Angaben des Herstellers/Lieferers der Lager auf der Welle zu befestigen und in die Gehäuse einzupassen. Zur Übertragung des Schubs von der Welle auf den Innenring des Lagers dürfen keine direkt mit den Lagern in Berührung kommenden Sicherungsringe verwendet werden. Sicherungsmuttern und Sicherungsscheiben sind vorzuziehen.

4.12.1.4 Hydrodynamische Radial- und/oder Axiallager sind unter folgenden Bedingungen erforderlich:

- a) wenn der DN-Faktor größer oder gleich 300 000 ist (der DN-Faktor ist das Produkt aus dem Lagerdurchmesser (Bohrung) in mm und der Auslegungsdrehzahl in min^{-1});
- b) wenn das Produkt der Pumpen-Auslegungsleistung (kW) und der Auslegungsdrehzahl (min^{-1}) größer oder gleich $2 \cdot 10^6$ ist;
- c) wenn mit üblichen Wälzlagern die in 4.12.1.2 angegebene nominelle Lebensdauer L_{10} nicht erreicht werden kann.

4.12.1.5 Soweit aufgrund der Pumpenkonstruktion möglich und aufgrund der Arbeitsbedingungen gerechtfertigt, sollten hydrodynamische Radiallager zur Erleichterung der Montage geteilt sein und müssen als Hülsen- oder Segmentbauart mit Präzisionsbohrung mit Weißmetall ausgegossenen Schalen, Hülsen oder Segmenten ausgeführt sein. Die Lager sind mit Stiften gegen Verdrehen auszurüsten und in Axialrichtung zu sichern. Die Konstruktion des Lagers muß hydrodynamische Instabilitäten unterdrücken und ausreichende Dämpfungseigenschaften aufweisen, um die Schwingungen des Läufers beim Betrieb mit oder ohne Last bei festgelegter Arbeitsdrehzahl, einschließlich Betrieb bei einer der kritischen Frequenzen, auf die geforderten maximalen Amplituden (siehe 4.3.2.2 und 4.3.2.3) zu begrenzen. Die Laufbuchsen, Segmente oder Lagerschalen sind in axial geteilten Gehäusen einzubauen und müssen austauschbar sein. Zum Austausch dieser Elemente darf es nicht erforderlich werden, die obere Gehäusehälfte einer axial geteilten Maschine oder Gehäusedeckel einer radial geteilten Maschine abzubauen. Die Lagerkonstruktion muß das Auswechseln der Lagerschalen, Segmente oder Hülsen ohne Abbau der Kupplungshälfte erlauben.

4.12.1.6 Axiallager sind für Dauerbetrieb bei allen festgelegten Bedingungen einschließlich Betrieb bei maximalem Differenzdruck auszulegen. Alle Lasten sind bei den für die Auslegung zugrunde gelegten inneren Spielen zu ermitteln. Als Richtwert sollten hydrodynamische Axiallager für höchstens 50 % der vom Hersteller/Lieferer angegebenen Nennleistung des Lagers gewählt werden, und sie müssen für die Konstruktion und den Einsatzzweck der Pumpe geeignet sein.

Zusätzlich zu dem vom Läufer ausgehenden Schub und dem des Getriebes aufgrund der extremsten zulässigen Bedingungen ist bei der Belastung der Drucklager auch die über die elastische Kupplung übertragene Axialkraft zu berücksichtigen.

Die Axiallager müssen die volle Last auch dann übernehmen können, wenn der übliche Drehsinn der Pumpe umgekehrt wird. Zu berücksichtigen ist die Art des Antriebs, der Kupplung und eine mögliche Fehlausrichtung.

4.12.1.7 Axiallager sind für die gleiche Belastung in beiden Richtungen zu bemessen und für stetige Druckschmierung zu gestalten. Falls vom Besteller festgelegt, muß die Druckscheibe austauschbar sein, und um Fressen zu vermeiden, muß sie sicher auf der Welle befestigt sein. Sofern die Druckscheiben aus einem Stück mit der Welle gearbeitet sind, sind sie mit 3 mm Dickenzugabe vorzusehen, damit sie bei Beschädigungen nachgearbeitet werden können. Beide Gleitflächen der Druckscheiben müssen eine Oberflächenrauheit R_a von höchstens $0,4 \mu\text{m}$ haben, und der gesamt angezeigte axiale Rundlauf jeder Seite darf $13 \mu\text{m}$ nicht überschreiten.

4.12.1.8 Lagergehäuse für ölgeschmierte drucklose Lager sind mit Füll- und Entleerungsöffnungen zu liefern, die mit einem Gewindestopfen von mindestens 15 mm zu verschließen sind. Sie sind mit Konstantlevelölern mit transparenten Ölbehältern auszurüsten (die unter Einwirkung von Sonnenlicht oder Wärme nicht trüb oder in ihrer Qualität beeinträchtigt werden). **Sofern festgelegt, sind diese Öler nach Anweisung des Bestellers auszuführen und an der entsprechenden Stelle des Lagergehäuses anzubringen.** Eine dauerhafte Anzeige des richtigen Ölstandes ist an der zutreffenden Stelle anzugeben und deutlich mit dauerhaften Metallschildern und eingepprägten Markierungen auf der Außenseite des Lagergehäuses zu kennzeichnen, und es ist anzugeben, ob dieser Ölstand für Stillstands- oder Arbeitsbedingungen gilt, konstant bleibt oder sich im Betrieb ändert.

4.12.1.9 Lagergehäuse für hydrodynamische Lager mit Druckschmierung sind so zu gestalten, daß die Schaumbildung minimiert wird. Das Ölrücklaufsystem muß ausreichen, um das Öl- und Schaumniveau unterhalb der Wellendichtungen zu halten. Der Anstieg der Öltemperatur im Lager und den Gehäusen darf bei ungünstigsten festgelegten Arbeitsbedingungen bei einer Öleintrittstemperatur von 40°C nicht höher als 30°C sein. Wenn die Öleintrittstemperaturen 50°C überschreiten, ist der Konstruktion des Lagers, der Ölversorgung und dem zulässigen Temperaturanstieg besondere Beachtung zu widmen. Bei Axiallagern ist der Ölaustritt tangential im Regelring anzuordnen, oder, sofern keine Regelringe verwendet werden, in der Axiallagerpatrone.

4.12.1.10 Um Schmierverluste und die Mischung von Kühl- oder Heizmittel mit dem Schmierstoff zu vermeiden, dürfen gedichtete oder geschraubte Verbindungen nicht verwendet werden.

4.12.1.11 Alle Öffnungen im Lagergehäuse sind so auszuliegen, daß ein Eindringen von Verunreinigungen und ein Austritt des Schmiermittels bei üblichen Arbeitsbedingungen vermieden wird, insbesondere gilt dies für die Dichtung zwischen Lagergehäuse und Welle.

4.12.1.12 In gefährdeten Bereichen ist die Wellendichtung so auszuführen, daß sie keine Zündquelle darstellt.

4.12.1.13 Gehäuse für ringölgeschmierte Lager sollten so ausgeführt sein, daß Sicht-Inspektion des Ölrings während des Betriebes der Pumpe möglich ist.

4.12.1.14 Sofern vom Besteller vorgeschrieben, ist der Hersteller/Lieferer verpflichtet, eine Ölheizung vorzusehen, wenn die Umgebungs- oder Arbeitstemperatur dies erforderlich macht.

4.12.1.15 Die Lagergehäuse sind vorzugsweise so zu gestalten, daß die Lager ausgetauscht werden können, ohne daß der Pumpenantrieb und Übertragungselemente oder Anbauten entfernt werden müssen.

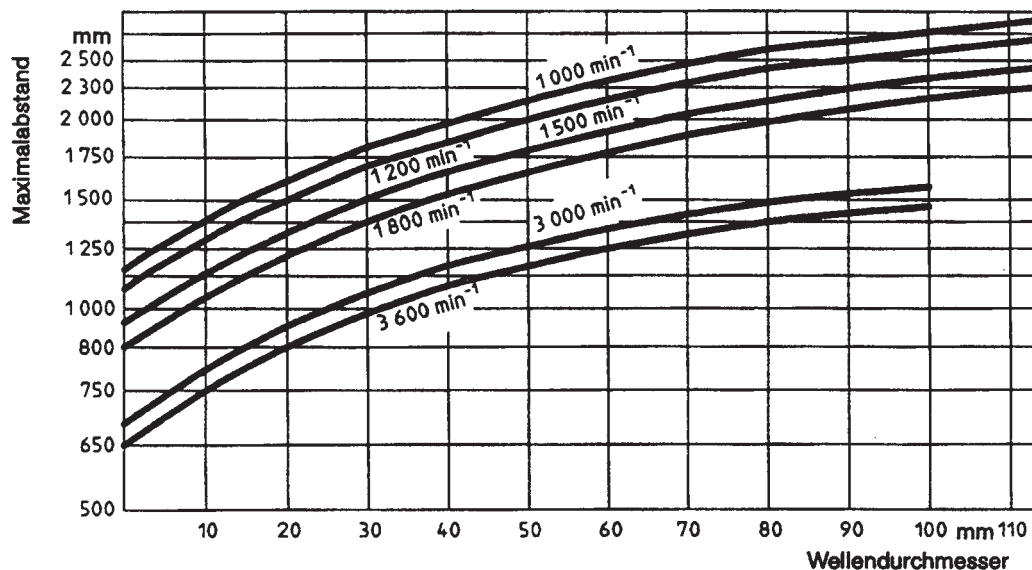


Bild 3: Maximalabstand zwischen Wellenföhrungsbuchsen (vertikale Bohrlochpumpen)

4.12.1.16 Es ist für ausreichende Kühlung zu sorgen unter Berücksichtigung eines Verschmutzungsfaktors, um sicherzustellen, daß die Öltemperatur bei festgelegten Arbeitsbedingungen und 40 °C Umgebungstemperatur bei Druckölschmiersystemen unter 70 °C im Ölrücklauf und bei Ringöl- oder Tauchschmiersystemen unter 80 °C bleibt. Kühltischlangen (einschließlich der Fittings), falls solche verwendet werden, sind aus Nichteisenwerkstoffen zu fertigen, und sie dürfen keine innenliegenden drucktragenden Verbindungen oder Formstücke aufweisen. Die Kühltischlangen sind mit einer Wanddicke von mindestens 1 mm und einem Rohraußendurchmesser von mindestens 12 mm auszuführen.

4.12.2 Föhrungsbuchsen und Lager für vertikale Bohrlochpumpen

4.12.2.1 Der maximale Abstand zwischen den Föhrungsbuchsen an der Welle ist nach Bild 3 zu wählen, ausgenommen für Cantilever-Pumpen. Falls diese Buchsen vom Fördergut geschmiert sind, müssen sie für das entsprechende Fördergut und die festgelegte Temperatur in geeigneter Weise korrosions- und abriebfest sein.

4.12.2.2 Im Antrieb integrierte Axiallager werden in 4.2.1.2 behandelt. Falls das Axiallager in der Pumpe eingebaut ist, sind die für Axiallager und Lagergehäuse geltenden Absätze in 4.12.1 anzuwenden.

4.12.3 Schmierung

4.12.3.1 Sofern nichts anderes festgelegt wird, sind die Lager und Lagergehäuse für Schmierung mit Öl oder Fett vorzusehen.

4.12.3.2 Druckschmierung oder Önebelschmierung ist vorzusehen, falls vom Besteller festgelegt oder vom Hersteller/Lieferer empfohlen und vom Besteller genehmigt. Durch interne Vorkehrungen ist für ein konstantes Schmierölniveau zu sorgen.

4.12.3.2.1 Wenn eine separate Druckölschmier-Anlage erforderlich ist, muß sie mindestens aus einer Ölpumpe mit eintrittsseitigem Schmutzfänger und/oder Filter, einem Vor- und Rücklaufsystem, erforderlichenfalls einem Ölkühler, einem Ölbehälter, einem für vollen Durchfluß ausgelegten Filter und einer Vorrichtung zur Schmierung, bevor das Pumpenaggregat in Betrieb genommen wird, sowie allen erforderlichen Meß- und Regelgeräten einschließlich Alarm und Abschaltung bei zu niedrigem Öldruck bestehen (siehe G.6).

4.12.3.2.2 Falls vom Besteller verlangt, ist ein ausbaubares, außen am Ölbehälter angebrachtes Dampfheizelement oder ein temperaturgeregeltes elektrisches Tauchheizgerät vorzusehen, um bei kalter Witterung die Ölfüllung vor dem Anfahren aufzuheizen. Die Leistung der Heizeinrichtung muß in der Lage sein, das Öl im Behälter bei laufendem Schmierölsystem innerhalb von 4 h von der festgelegten niedrigsten Umgebungstemperatur auf die vom Hersteller/Lieferer vorgeschriebene Anfahrtemperatur zu bringen.

4.12.3.2.3 Zu liefern ist ein Ölbehälter mit den nachfolgend unter a) bis f) genannten Merkmalen:

- Das Fassungsvermögen ist so festzulegen, daß eine Verweilzeit von mindestens 3 min vorhanden ist, damit häufiges Nachfüllen vermieden wird und um bei Entleerung im Stillstand das zurückfließende Öl aus dem System aufnehmen zu können;
- Einrichtungen, um Luft abzuführen und um das Einschwemmen von Fremdbestandteilen in den Pumpeneintritt zu verhindern;
- Füllanschlüsse, Standanzeiger und Druckausgleichsöffnungen (Atmungseinrichtungen) geeignet für Aufstellung im Freien;
- Einen schrägen Boden und Anschlüsse zur vollständigen Entleerung;
- Reinigungsöffnungen von sinnvoller Größe;
- Entzunderung, Rostschutz und Daueranstrich der Innenseite nach Herstellernorm, sofern nichts anderes verlangt wird.

4.12.3.2.4 Schleuderringe oder Ölringe müssen über der Unterkante des Schleuderringes oder über der Unterkante der Bohrung des Ölrings in Öl getaucht sein. Die Ölschleuderringe müssen mit Montagenaben zur Beibehaltung der Konzentrität versehen sein und sind sicher auf der Welle zu befestigen.

4.12.3.2.5 Der Hersteller/Lieferer muß in der Betriebsanleitung den Bedarf und Festlegung des erforderlichen Schmieröls unter Berücksichtigung der Umgebungs- und Arbeitsbedingungen angeben.

4.12.3.2.6 Hinweise für Schmieröl-Rohrleitungen siehe 4.14.3.

4.12.3.3 Bei fettgeschmierten Lagern mit Nachschmier-einrichtung müssen Vorkehrungen gegen Überfettung getroffen werden.

4.13 Wellendichtungen

4.13.1 Allgemeines

Wenn die Pumpenwelle abzudichten ist, muß die Pumpe so konstruiert sein, daß eine oder mehrere der nachfolgend genannten Alternativen Verwendung finden kann:

- Packungsstopfbuchse (P),
- Einzel-Gleitringdichtung (S),
- Mehrfach-Gleitringdichtung (D),

wie in Anhang F dargestellt. **Falls die eine oder andere Alternative ausgetauscht werden muß, ist dies vom Besteller anzugeben. Andere Wellendichtungsarten (z. B. Labyrinthdichtungen, hydrodynamische Dichtungen, Magnetkupplungen) sind gemeinsam zu vereinbaren.** Quenchanordnungen (Q), die in bestimmten Fällen erforderlich werden, sind ebenfalls in Anhang F dargestellt. Einrichtungen zum Begrenzen, Sammeln und Abführen der Leckflüssigkeit aus dem Wellendichtungsbereich müssen vorhanden sein, insbesondere wenn die Leckage von Gleitringdichtungen überwacht wird.

Im Datenblatt (siehe Anhang A) sind folgende Informationen anzugeben:

- Anordnung der Wellendichtung (nach Anhang F)
- für Gleitringdichtungen:
 - Art: entlastet (B)
nicht entlastet (U)
Faltenbalg (Z)
 - Größe: Nenndurchmesser der Welle oder Wellenhülse in mm bezogen auf den Wellendurchmesser am Durchgang durch den feststehenden Ring (siehe ISO 3069).
- für Stopfbuchsen:
 - Größe: Durchmesser des Wellendichtungsraums nach ISO 3069.

4.13.2 Arbeitskriterien für die Auswahl

Die wesentlichen Arbeitskriterien für die Auswahl von Gleitringdichtungen und Stopfbuchspackungen sind:

- chemische und physikalische Eigenschaften sowie Art des Fördergutes;
 - kleinster und größter zu erwartender Dichtungsdruck,
 - Temperatur der Flüssigkeit an der Dichtung;
 - besondere Arbeitsbedingungen (einschließlich Anfahren, Abschalten, thermische und mechanische Schocks usw.);
 - Wellendurchmesser und Drehzahl;
- sowie als Zusatzkriterium für Gleitringdichtungen:
- Drehrichtung der Pumpe.

4.13.3 Gleitringdichtungen

4.13.3.1 Bauart und Anordnung

Grundsätzlich sind entlastete Gleitringdichtungen vorzusehen. **Nicht entlastete Dichtungen dürfen nur geliefert werden, wenn sie vom Besteller vorgeschrieben oder genehmigt werden.**

Diese Internationale Norm behandelt nicht die konstruktive Ausführung der Bestandteile der Gleitringdichtungen; die Bestandteile müssen jedoch für die im Datenblatt (siehe Anhang A) angegebenen Arbeitsbedingungen geeignet sein.

Die Ausführung der Gleitringdichtung muß die axiale Einstellung der Welle und die Bewegung der Welle während des üblichen Betriebes berücksichtigen.

Die Anordnung (z. B. Einzel- oder Mehrfach-Gleitringdichtung) ist zu vereinbaren (siehe Anhang F).

Wenn Flüssigkeiten in der Nähe ihres Siedepunktes zu fördern sind, muß der Druck im Wellendichtungsraum weit genug über dem Eintrittsdruck oder die Temperatur in unmittelbarer Nähe der Dichtung weit genug unter der Verdampfungstemperatur liegen, um eine Verdampfung an den Dichtungsflächen zu verhindern.

Bei Mehrfach-Gleitringdichtung in Rücken zu Rücken-Anordnung muß die Sperrflüssigkeit zwischen den Dichtungen mit dem Fördergut verträglich sein und ihr Druck muß höher als der abzudichtende Druck sein.

Ist eine Mehrfach-Gleitringdichtung in Rücken zu Rücken-Anordnung eingebaut, muß der Gegenring auf der Lauftrasse so gesichert sein, daß er sich bei einem Druckabfall der Sperrflüssigkeit nicht verschiebt.

Für Pumpen, die bei Temperaturen unter 0 °C arbeiten, kann eine Quenchvorlage zur Vermeidung von Eisbildung erforderlich werden.

4.13.3.2 Kühlung oder Beheizung

Falls zur Erfüllung der Aufgabenstellung erforderlich, sind an den Pumpendichtungsräumen Mäntel vorzusehen. **Die Kühlungs-(oder Beheizungs-)Anforderungen für Pumpen mit Gleitringdichtungen sind zwischen Besteller, Pumpenhersteller/-lieferer und Dichtungshersteller/-lieferer zu vereinbaren.** Als Regel sind Mäntel üblicherweise für die unter den nachfolgenden Punkten a) bis e) genannten Bedingungen erforderlich:

- Fördergut-Arbeitstemperaturen über 150 °C, sofern keine Gleitringdichtungen mit Faltenbalg verwendet werden;
- Fördergut-Arbeitstemperaturen über 315 °C;
- Gleitringdichtungs-Anordnungen mit blindem Ende (dead-end);
- Fördergut mit niedrigem Flammpunkt;
- Fördergut mit hohem Schmelzpunkt (Beheizung).

4.13.3.3 Werkstoffe

Für die Dichtungsteile sind geeignete Werkstoffe zu wählen, die gegen Korrosion, Erosion, Temperatur, thermische und mechanische Beanspruchung usw. beständig sind. Die von dem Fördergut benetzten Metallteile der Gleitringdichtungen müssen hinsichtlich ihrer mechanischen Eigenschaften und Korrosionsbeständigkeit mindestens die gleiche Werkstoffqualität aufweisen wie das Pumpengehäuse (siehe Abschnitt 5).

Für die Angaben im Datenblatt (siehe Anhang A) ist die in Tabelle J.2 (Anhang J) angegebene Werkstoffkennzeichnung für Gleitringdichtungsteile zu verwenden.

4.13.3.4 Konstruktionsmerkmale

4.13.3.4.1 Der Gleitringdichtungsdeckel muß zentrisch zum Wellendichtungsraum fixiert sein. Eine Innen- oder Außenzentrierung ist zu diesem Zweck zulässig.

4.13.3.4.2 Der Dichtungsdeckel muß ausreichend verwindungssteif sein. Dichtungsgehäuse und -deckel einschließlich Befestigungsschrauben (siehe 4.4.4.5) sind für den zulässigen Betriebsüberdruck bei Arbeitstemperatur einschließlich der erforderlichen Deckeldichtungskraft auszulegen.

4.13.3.4.3 Dichtungen zwischen Dichtungsgehäuse und feststehendem Dichtungsring (Gegenring und/oder federbelasteter Ring) oder Dichtungsdeckel sind nach außen zu kammern, oder so auszuführen, daß ein Herausdrücken verhindert wird.

4.13.3.4.4 Alle stationären Dichtungsteile einschließlich Dichtungsdeckel sind so einzubauen, daß ein Anlaufen der Welle oder Wellenschutzhülse vermieden wird und sie gegen Verdrehen gesichert sind. Berührt ein feststehen-

des Dichtungsteil (Gegenring und/oder federbelasteter Ring) die Welle oder Wellenschutzhülse, muß deren Oberfläche, die mit der Dichtung in Berührung kommen kann, ausreichend hart und korrosionsbeständig sein. Um Schäden bei Einbau der Dichtung zu vermeiden, sind Einbauhilfsmittel vorzusehen und scharfe Kanten zu entfernen.

4.13.3.4.5 Die Bearbeitungstoleranzen des Dichtungsraumes und des Dichtungsdeckels müssen sicherstellen, daß der Planlauf an der Sitzfläche des feststehenden Dichtungsring (Gegenring und/oder federbelasteter Ring) der Gleitringdichtung die vom Dichtungshersteller/-lieferer genannten maximal zulässigen Werte nicht überschreitet.

4.13.3.4.6 Wird im Dichtungsdeckel eine Drosselbuchse zur Verringerung der Leckage bei einem vollständigen Ausfall der Dichtung, oder um Flüssigkeitsaustritt anzuzeigen, vorgesehen, so sollte das Durchmesserspiel in mm zwischen Buchse und Welle so gering wie möglich, in keinem Fall jedoch größer sein als

$$\frac{\text{Wellendurchmesser}}{150} + 0,65$$

4.13.3.4.7 Wenn vom Besteller festgelegt oder vom Hersteller/Lieferer empfohlen, sind Grundbuchsen vorzusehen. Derartige Grundbuchsen dienen dazu, den Druck im Dichtungsraum zu erhöhen, das Fördergut zu isolieren oder den Flüssigkeitsstrom in den Wellendichtungsraum, oder aus demselben, zu verringern.

4.13.3.4.8 Für Pumpen, bei denen Leckage vermieden werden muß, ist eine Hilfsdichtung (z. B. Mehrfachdichtung) erforderlich (siehe Anhang F).

4.13.3.4.9 Wenn möglich, ist der Wellendichtungsraum so auszubilden, daß sich keine Luftsäcke bilden können (siehe 4.5.2.1). Sofern dies nicht möglich ist, muß der Wellendichtungsraum durch das Bedienpersonal entlüftet werden können. Wie dies zu geschehen hat, ist in der Betriebsanleitung anzugeben.

4.13.3.4.10 Flüssigkeitszuführungen in den und gegebenenfalls -abführungen aus dem Wellendichtungsraum sind so nahe wie möglich an den Dichtflächen anzuordnen, vorzugsweise auf der Gleitringseite (federbelasteter Ring und/oder Gegenring).

4.13.3.4.11 Sofern nichts anderes vereinbart wurde, dürfen Gewindebohrungen mit Verschlußschrauben auch dann vorgesehen werden, wenn ein Anschluß nicht erforderlich ist (siehe 4.5.2 und 4.5.4).

4.13.3.5 Zusammenbau und Prüfung
Zusammenbau für den Versand siehe 7.1.

Die Gleitringdichtung darf nicht einem statischen Prüfdruck ausgesetzt werden, der den zulässigen Dichtungsdruck überschreitet. Die Gleitringdichtung kann während aller Betriebs- oder Leistungsprüfungen verwendet werden (siehe 6.3.3.4 und 6.3.4.4). Bei Pumpen, die eine endgültige Ausrichtung am Aufstellungsort erfordern, sind vom Hersteller/Lieferer Metallschilder mit Hinweisen auf diese Erfordernisse anzubringen.

4.13.4 Stopfbuchse

4.13.4.1 Allgemeines

4.13.4.1.1 Sofern aufgrund der Aufgabenstellung erforderlich oder vom Besteller verlangt, ist in der Stopfbuchse ein Sperring vorzusehen, um Kühlfüssigkeit unmittelbar in die Packung einleiten zu können. Für den Sperring sind Ein- und Austritts-Anschlüsse vorzusehen.

4.13.4.1.2 An der Stopfbuchse muß genügend freier Raum vorhanden sein, um die Packung auswechseln zu

können, ohne daß andere Teile als die Stopfbuchsenbrillenteile und Schutzvorrichtungen entfernt werden müssen. Stopfbuchsenbrillenteile müssen zuverlässig gesichert sein, auch dann, wenn die Pressung der Packung nachläßt.

4.13.4.1.3 Bei geteilten Stopfbuchsenbrillen sind die Hälften miteinander zu verschrauben. Die Verwendung von Augenschrauben für die Brillenbefestigung ist nicht wünschenswert; vorzuziehen sind in das Pumpengehäuse eingeschraubte Stiftschrauben.

4.13.4.1.4 An Vertikalpumpen ist eine Entleerung vorzusehen, um zu verhindern, daß sich Flüssigkeit in der Antriebslaterne ansammelt.

4.13.4.1.5 Bei Arbeitstemperaturen von mehr als 90 °C oder bei Fördergut, dessen absoluter Dampfdruck bei Arbeitstemperaturen größer ist als 1 bar, sind geteilte, waserbeaufschlagte Stopfbuchsenbrillen vorzusehen. Bei Hochtemperaturbetrieb darf das Wasser durch Dampf ersetzt werden. Sofern der Hersteller/Lieferer Kühlwasserleitungen mitliefert, muß der flexible Schlauch oder die Rohrleitung zum Quenchanschluß der Stopfbuchsenbrille einen Innendurchmesser von mindestens 6 mm aufweisen.

4.13.4.1.6 Kühlmäntel an den Stopfbuchsen sind vorzusehen, wenn eine der folgenden Bedingungen vorgegeben ist:

- a) die Arbeitstemperatur des Förderguts ist größer als 150 °C, oder
- b) der absolute Dampfdruck bei Arbeitstemperatur ist größer als 0,7 bar.

4.14 Rohrleitung und Zubehör

4.14.1 Allgemeines

Sofern vom Besteller festgelegt, sind die Rohrleitungen für Kühlwasser, Schmieröl und Hilfsfluide einschließlich aller Zubehörteile, wie z. B. Meßgeräte und Armaturen bei Horizontalpumpen und, soweit dies möglich ist, auch bei Vertikalpumpen, vom Hersteller/Lieferer komplett zusammen- und einzubauen.

4.14.1.1 Ausführung der Rohrleitung

Die Ausführung der Rohrleitungssysteme muß die unter den nachfolgenden Punkten a) bis d) genannten Bedingungen erfüllen:

- a) Sofern keine geschweißten Rohrleitungen festgelegt sind, ist die Rohrleitung so auszuführen und anzuordnen, daß sie zur Wartung ausgebaut werden kann;
- b) Sachgemäße Abstützung, um Schäden durch Schwingungen während Betrieb und während Wartung zu verhindern;
- c) Sachgemäße Flexibilität und übliche Zugänglichkeit für Betrieb, Wartung und gründliche Reinigung;
- d) Saubere und sachgemäße Installation innerhalb der Maschinen-Außenkontur ohne Zugangsbehinderung.

4.14.1.2 Rohrleitungsangebot

Der Hersteller/Lieferer muß in seinem Angebot die gesamte von ihm zum erfolgreichen Betrieb der Pumpe für erforderlich gehaltene interne Verrohrung anbieten, sowie alle internen Rohrleitungen nach den festgelegten, im Anhang G enthaltenen RI-Fließbildern und den im Datenblatt angegebenen Positionen.

4.14.1.3 Konstruktionsmerkmale

4.14.1.3.1 Rohrgewinde sind nach ISO 7 oder ISO 228-1 auszuführen. Die Flansche müssen ISO 7005-2 oder ISO 7005-3 entsprechen. **Aufsteckflansche sind mit besonderer Genehmigung des Bestellers zulässig.**

4.14.1.3.2 Die Anforderungen für Verschraubungen nach 4.4.4.5 gelten auch für Hilfsrohrleitungen.

4.14.1.3.3 Rohrleitungsverbindungen und -anschlüsse für nicht brennbares oder nicht giftiges Fördergut, einschließlich Schmieröl, können nach Herstellernorm oder nach den Angaben des Bestellers im Datenblatt ausgeführt werden.

4.14.2 Kühlwasserleitungen

4.14.2.1 Kühlwasserleitungen müssen mindestens einen Nenndurchmesser von G 1/2 aufweisen. Soweit dies aus Platzgründen nicht möglich ist, darf ein Nenndurchmesser von G 1/4 verwendet werden.

4.14.2.2 Der Werkstoff für Kühlwasserleitungen ist auf den Datenblättern anzugeben. Sofern kein Werkstoff festgelegt ist, sind weichgeglühte Kupferrohre mit Fittings G 1/2 aus Kupfer-Zink-Legierung zu liefern. **Mit Zustimmung des Bestellers können stattdessen Edelstahlrohre Typ CrNi oder CrNiMo verwendet werden. Mit Zustimmung des Bestellers können ebenfalls verzinkte Rohre mit Schraubfittings PN 20 aus verzinktem Temperguß eingesetzt werden.**

4.14.2.3 Falls vom Besteller festgelegt, sind in allen Austrittsleitungen Durchfluß-Sichtanzeiger (je nach Angabe offen oder geschlossen) zu liefern.

4.14.2.4 An allen tiefliegenden Stellen sind Entleerungen vorzusehen, um eine vollständige Entleerung der Rohrleitungen und der Mäntel zu ermöglichen. Die Rohrleitungen sollten so ausgeführt sein, daß Lufttaschen in den Kühlmänteln verhindert werden.

4.14.3 Schmierölleitungen

4.14.3.1 Die Ölleitungen sind mindestens mit Nenndurchmesser G 1/2 auszuführen. Sofern dies aus Platzgründen nicht möglich ist, kann ein Nenndurchmesser von G 1/4 verwendet werden.

4.14.3.2 Die Ölrücklaufleitungen sind so zu bemessen, daß sie höchstens zur Hälfte gefüllt sind und so anzuordnen, daß eine einwandfreie Entleerung (unter Berücksichtigung möglicher Schaumbildung) sichergestellt ist. Horizontale Leitungen sind mit einem stetigen Gefälle von mindestens 20 mm je 1 m in Richtung auf den Ölbehälter hin zu verlegen.

4.14.3.3 In jeder Rücklaufleitung ist ein Durchfluß-Sichtanzeiger vorzusehen.

4.14.3.4 Vor dem Anbau an die Pumpe sind alle Schmierölleitungen gründlich zu reinigen. Die Reinigungsverfahren richten sich nach dem Rohrleitungswerkstoff. Falls die Rohrleitungen getrennt zum Versand gelangen, sind die offenen Enden durch Stopfen zu verschließen. Verzinkte Rohrleitungen dürfen nicht verwendet werden.

4.14.4 Andere Hilfsrohrleitungen

4.14.4.1 Die anderen Hilfsrohrleitungen umfassen Entlüftungen und Entleerungen, Ausgleichsleitungen und Fördergutleitungen. Hilfsrohrleitungen für Weichpackungen und Gleitringdichtungen sind in 4.14.5 beschrieben.

4.14.4.2 Die Hilfsleitungen für das Fördergut sind mit einem Nenndurchmesser von mindestens G 1/2 auszuführen. Bei Platzmangel ist ein Nenndurchmesser von G 1/4 zulässig.

4.14.4.3 Rohrleitungsteile, die mit dem Fördergut in Berührung kommen, sind hinsichtlich Druck und Temperatur mindestens gleich dem maximalen Austrittsdruck und der Temperatur des Pumpengehäuses zu bemessen.

4.14.4.4 Bei Pumpengehäusen aus legierten Werkstoffen sind alle dem Fördergut ausgesetzten Rohrleitungsteile aus einem Werkstoff zu fertigen, der hinsichtlich Korrosion und Erosion gleich oder besser ist als der Gehäusewerkstoff.

4.14.4.5 Wenn Lochblenden vorgesehen werden, darf deren Durchmesser nicht kleiner als 3 mm sein. Bei einstellbaren Blenden ist ein stetiger Mindestdurchfluß sicherzustellen.

4.14.4.6 Falls Heizung oder Kühlung vorgesehen ist, müssen die Wärmetauscherbauteile für das Fördergut und/oder Kühlmittel, dem sie ausgesetzt sind, geeignet und für den entsprechenden Durchfluß bemessen sein.

4.14.4.7 Sofern keine Armaturen festgelegt sind, müssen die zur Entlüftung und Entleerung des Gehäuses vorgesehenen Gewindebohrungen mit massiven Stopfen verschlossen sein. Bei Gehäusen aus Gußeisen sind Stopfen aus Kohlenstoffstahl zu verwenden.

4.14.5 Hilfsrohrleitungen für Stopfbuchse und Gleitringdichtung

4.14.5.1 Die Pumpe ist so auszuführen, daß alle für die Wellendichtung unter den festgelegten Bedingungen erforderlichen Hilfsrohrleitungen montiert werden können.

4.14.5.2 Hilfsrohrleitungen können in folgenden Fällen erforderlich werden:

— Kategorie a)

Für das Fördergut oder die Flüssigkeiten, die in das Fördergut gelangen können:

- Zirkulation, sofern keine innere Rückführung vorgesehen ist;
- Spülung;
- Sperrung;
- Druckbeaufschlagung.

— Kategorie b)

Für Fluide, die nicht in das Fördergut gelangen:

- Heizung;
- Kühlung;
- Quenchen.

In jedem dieser Fälle sind Lieferumfang und Anschlußdetails für Hilfsrohrleitungen zwischen Besteller und Hersteller/Lieferer zu vereinbaren.

Die Hilfsrohrleitungen sind nach Anhang G oder einer vereinbarten Alternative auszuführen.

4.14.5.3 Ein geeigneter Werkstoff ist für die Hilfsrohrleitungen des Förderguts der Kategorie a) zu Gleitringdichtungen und Stopfbuchsen zu verwenden. Die Rohrfittings können nach Herstellernorm ausgeführt werden.

4.14.5.4 Hilfsrohrleitungen müssen die folgenden Konstruktionsmerkmale aufweisen:

a) Druck- und Temperatur-Auslegung der Hilfsrohrleitungen für Fördergut (siehe 4.14.4.3 und 4.14.5.2) müssen mindestens der Druck- und Temperatur-Auslegung des Gehäuses entsprechen (siehe 6.3). Der Rohrleitungswerkstoff muß gegenüber dem Fördergut (siehe 4.5.4) und der Umgebung korrosionsbeständig sein;

b) An allen tief gelegenen Stellen der Leitungen sind Entleerungen zur vollständigen Entleerung der Leitungen und zur Abführung von Leckage vorzusehen. Die Leitungen sind so auszuführen, daß Gastaschen vermieden werden;