

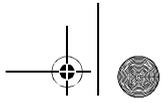
Technische Grundlagen

Tragfähigkeit und Lebensdauer
Steifigkeit
Reibung und Erwärmung
Drehzahlen
Schmierung
Lagerdaten
Gestaltung der Lagerung
Ein- und Ausbau



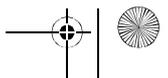
Technische Grundlagen

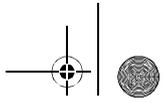
	Seite
Tragfähigkeit und Lebensdauer	
Ermüdungstheorie als Grundlage	32
Dynamische Tragfähigkeit und Lebensdauer	33
Berechnung der Lebensdauer	34
Nominelle Lebensdauer	34
Modifizierte Lebensdauer	35
Erweiterte modifizierte Lebensdauer	38
Äquivalente Betriebswerte	42
Veränderliche Belastung und Drehzahl	42
Erforderliche Lebensdauer.....	44
Gebrauchsdauer.....	47
Axiale Tragfähigkeit von Zylinderrollenlagern.....	48
Berechnung der axialen Belastung.....	49
Statische Tragfähigkeit.....	50
Statische Tragsicherheit.....	51
Steifigkeit	
Einfederung.....	52
Reibung und Erwärmung	
Reibung.....	54
Wärmeabfuhr.....	54
Bestimmen der Reibungsgrößen	55
Axial belastete Zylinderrollenlager	60
Drehzahlen	
Thermische Bezugsdrehzahl.....	62
Bezugsbedingungen	62
Grenzdrehzahl.....	62
Thermisch zulässige Drehzahl	63
Berechnen der thermisch zulässigen Drehzahl.....	63



Technische Grundlagen

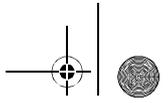
	Seite
Schmierung	
Grundlagen	66
Aufgaben des Schmierstoffes	66
Wahl der Schmierungsart	66
Gestaltung der Schmierstoffleitungen	67
Fettschmierung.....	68
Aufbau eines Schmierfettes	68
Art des Schmierfettes	69
Konsistenz der Schmierfette.....	69
Auswahl des geeigneten Fettes	69
Schmierfette mit besonderer Eignung.....	72
Fettgebrauchsdauer	74
Nachschmierfristen	80
Mischbarkeit.....	82
Lagerfähigkeit	82
Ölschmierung	83
Auswahl des geeigneten Öls	83
Verträglichkeit.....	85
Mischbarkeit.....	85
Sauberkeit	86
Schmiervverfahren.....	86
Ölwechsel.....	93
Arcanol – Wälzlagerschmierfette	94





	Seite
Lagerdaten	
Radiale Lagerluft	96
Hüllkreis	96
Betriebsspiel.....	97
Betriebsspiel berechnen	97
Lagerwerkstoffe.....	99
Käfige.....	100
Blechkäfige.....	100
Massivkäfige	100
Führungsart	102
Betriebstemperatur	103
Laufrollen	103
Abgedichtete Lager.....	103
Rostschutz	104
Corrotect®-Beschichtung.....	104
Maß- und Lauf toleranzen.....	105
Radiallager, außer Kegelrollenlager.....	107
Axiallager.....	118
Kantenabstände.....	121
Radiallager, außer Kegelrollenlager.....	121
Kegelrollenlager	123
Axiallager.....	124





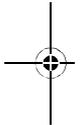
Technische Grundlagen

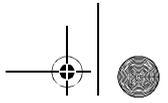
	Seite
Gestaltung der Lagerung	
Wahl der Lageranordnung.....	125
Fest-Loslagerung.....	125
Angestellte Lagerung.....	128
Schwimmende Lagerung	130
Passungen	131
Kriterien für die Wahl der Passung.....	131
Umlaufverhältnisse.....	132
Wellen- und Gehäusetoleranzen	133
Tabellen für Wellen- und Gehäusepassungen	137
Form- und Lagetoleranzen der Lagersitzflächen	152
Genauigkeit der Lagersitzflächen	152
Laufbahnen für Lager ohne Laufringe	154
Werkstoffe für die Laufbahnen	154
Axiale Befestigung der Lager.....	156
Konstruktionshinweise.....	156
Angestellte und schwimmende Lagerungen	160
Dichtungen.....	161
Berührungsfreie Dichtungen	
in der Anschlusskonstruktion.....	161
Berührungsfreie Dichtungen im Lager.....	163
Berührende Dichtungen	
in der Anschlusskonstruktion.....	164
Berührende Dichtungen im Lager	166





Ein- und Ausbau	Handhabung	167
	Aufbewahrung der Wälzlager	167
	Entnahme der Wälzlager	168
	Verträglichkeit, Mischbarkeit	168
	Reinigung der Wälzlager	168
	Montage.....	169
	Richtlinien für den Einbau	169
	Einbau von Wälzlagern mit zylindrischen Sitzen.....	170
	Einbau von Wälzlagern mit kegeliger Bohrung.....	173
	Richtlinien für den Ausbau.....	174
	Ausbau von Wälzlagern auf zylindrischen Sitzen.....	175
	Ausbau von Wälzlagern mit kegeliger Bohrung.....	177





Tragfähigkeit und Lebensdauer

Die Schaeffler KG führte 1997 die „Erweiterte Berechnung der modifizierten Lebensdauer“ ein. Dieses Verfahren ist nach DIN ISO 281, Beiblatt 1, genormt. Das Verfahren wird Bestandteil in der nächsten Ausgabe der internationalen Norm ISO 281 sein.

Ermüdungstheorie als Grundlage

Grundlage der in ISO 281 genormten Lebensdauer-Berechnung ist die Ermüdungstheorie von Lundberg und Palmgren, die immer zu einer endlichen Lebensdauer führt.

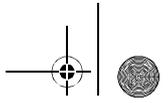
Zeitgemäße Lager hoher Qualität können jedoch bei günstigen Betriebsbedingungen die errechneten Werte nach Norm ISO 281 erheblich übertreffen. Ioannides und Harris haben dazu ein Modell über die Ermüdung im Wälzkontakt entwickelt, das die Theorie von Lundberg/Palmgren erweitert und die Leistungsfähigkeit moderner Lager besser beschreibt.

Das Verfahren der „Erweiterten Berechnung der modifizierten nominellen Lebensdauer“ berücksichtigt die folgenden Einflüsse:

- die Höhe der Lagerbelastung
- die Ermüdungsgrenze des Werkstoffs
- den Grad der Oberflächentrennung durch den Schmierstoff
- die Sauberkeit im Schmierpalt
- die Additivierung des Schmierstoffs
- die innere Lastverteilung und die Reibungsverhältnisse im Lager.

Achtung! Die Einflüsse, besonders die der Verunreinigungen, sind sehr komplex! Für eine genaue Beurteilung ist sehr viel Erfahrung notwendig! Zur weiterführenden Beratung sollten Sie deshalb den Ingenieurdienst der Schaeffler Gruppe Industrie hinzuziehen! Die Tabellen und Diagramme stellen nur Anhaltswerte dar!





Dynamische Tragfähigkeit und Lebensdauer

Die erforderliche Größe eines Wälzlagers hängt ab von den Anforderungen an seine:

- Tragfähigkeit – Belastbarkeit
- Lebensdauer
- Betriebssicherheit.

Das Maß für die dynamische Tragfähigkeit sind die dynamischen Tragzahlen. Die dynamischen Tragzahlen basieren auf DIN ISO 281.

Die dynamischen Tragzahlen für Wälzlager sind dem praxisbewährten und in früheren FAG- und INA-Katalogen veröffentlichten Leistungsstandard angepasst.

Das Ermüdungsverhalten des Werkstoffs bestimmt die dynamische Tragfähigkeit des Wälzlagers.

Die dynamische Tragfähigkeit wird beschrieben durch die dynamische Tragzahl und die nominelle Lebensdauer.

Die Lebensdauer als Ermüdungszeitraum hängt ab von:

- der Belastung
- der Betriebsdrehzahl
- der statistischen Zufälligkeit des ersten Schadeneintritts.

Für umlaufende Wälzlager gilt die dynamische Tragzahl C .

Sie ist:

- bei Radiallagern eine konstante Radiallast C_r
- bei Axiallagern eine zentrisch wirkende, konstante Axiallast C_a .

Die dynamische Tragzahl C ist die Belastung unveränderlicher Größe und Richtung, bei der eine genügend große Menge gleicher Lager eine nominelle Lebensdauer von einer Million Umdrehungen erreicht.





Tragfähigkeit und Lebensdauer

Berechnung der Lebensdauer

Verfahren zur Berechnung der Lebensdauer sind:

- die nominelle Lebensdauer nach DIN ISO 281, Seite 34
- die modifizierte Lebensdauer nach DIN ISO 281, Seite 35
- die erweiterte modifizierte Lebensdauer nach DIN ISO 281, Beiblatt 1, Seite 38.

Nominelle Lebensdauer

Die nominelle Lebensdauer L und L_h ergibt sich aus folgenden Gleichungen:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

$$L_h = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

L 10^6 Umdrehungen
nominelle Lebensdauer in Millionen Umdrehungen, die von 90% einer genügend großen Menge gleicher Lager erreicht oder überschritten wird, bevor die ersten Anzeichen einer Werkstoffermüdung auftreten

L_h h
nominelle Lebensdauer in Betriebsstunden entsprechend der Definition für L

C N
dynamische Tragzahl

P N
dynamisch äquivalente Lagerbelastung für Radial- und Axiallager (siehe auch Äquivalente Betriebswerte, Seite 42 und Seite 43)

p –
Lebensdauerexponent;
für Nadel- und Rollenlager: $p = 10/3$
für Kugellager: $p = 3$

n min^{-1}
Betriebsdrehzahl (siehe auch Äquivalente Betriebswerte, Seite 42 und Seite 43).

dynamisch äquivalente Belastung

Die dynamisch äquivalente Belastung P ist ein rechnerischer Wert. Dieser Wert ist eine in Größe und Richtung konstante Radiallast bei Radiallagern und Axiallast bei Axiallagern.

P ergibt die gleiche Lebensdauer wie die tatsächlich wirkende kombinierte Belastung.

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

P N
dynamisch äquivalente Lagerbelastung

F_r N
radiale dynamische Lagerbelastung

F_a N
axiale dynamische Lagerbelastung

X –
Radialfaktor aus den Maßtabellen oder der Beschreibung des Produktes

Y –
Axialfaktor aus den Maßtabellen oder der Beschreibung des Produktes.

Achtung!

Diese Berechnung ist nicht anwendbar für Radial-Nadellager und Radial-Zylinderrollenlager sowie Axial-Nadellager und Axial-Zylinderrollenlager! Bei diesen Lagern sind kombinierte Belastungen nicht zulässig!

Äquivalente Werte für nicht konstante Belastungen oder Drehzahlen siehe Äquivalente Betriebswerte, Seite 42 und Seite 43!

Modifizierte Lebensdauer

Die modifizierte Lebensdauer kann berechnet werden, wenn neben Belastung und Drehzahl weitere Einflüsse bekannt sind wie:

- besondere Werkstoffeigenschaften
- die Schmierung

oder

- wenn eine von 90% abweichende Erlebenswahrscheinlichkeit gefordert wird.

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L$$

L_{na} 10⁶ Umdrehungen
 modifizierte Lebensdauer für besondere Werkstoffeigenschaften und Betriebsbedingungen bei einer Erlebenswahrscheinlichkeit von (100 - n) %.

L 10⁶ Umdrehungen
 nominelle Lebensdauer

a_1 –
 Lebensdauerbeiwert für eine Erlebenswahrscheinlichkeit, die von 90% abweicht, Tabelle Lebensdauerbeiwert a_1

a_2 –
 Lebensdauerbeiwert für besondere Werkstoffeigenschaften – für Standard-Wälzlagerstähle: $a_2 = 1$

a_3 –
 Lebensdauerbeiwert für besondere Betriebsbedingungen – insbesondere für den Schmierzustand, Bild 1.

Das Viskositätsverhältnis κ wird nach der Gleichung auf Seite 36 ermittelt.

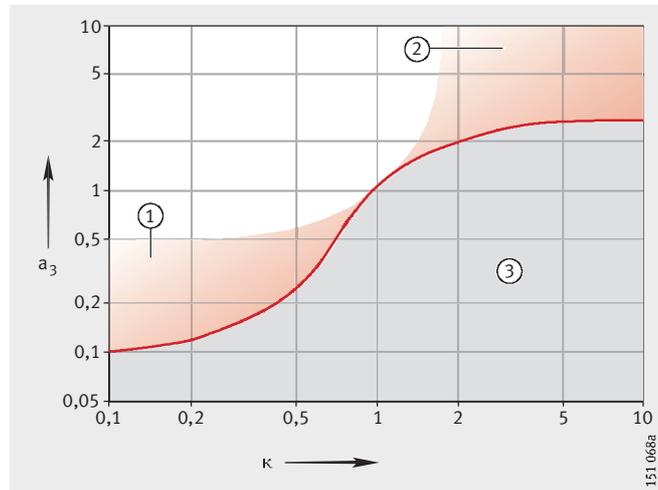
Lebensdauerbeiwert a_1

Erlebenswahrscheinlichkeit	90%	95%	96%	97%	98%	99%
Lebensdauerbeiwert a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

- a_3 = Lebensdauerbeiwert
 κ = Viskositätsverhältnis
- ① Gute Sauberkeit und geeignete Additive
 - ② Höchste Sauberkeit und geringe Belastung
 - ③ Verunreinigungen im Schmierstoff

Bild 1

Lebensdauerbeiwert a_3





Tragfähigkeit und Lebensdauer

Viskositätsverhältnis

Das Viskositätsverhältnis κ ist ein Maß für die Güte der Schmierfilmbildung:

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1}$$

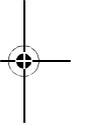
ν mm^2s^{-1}
kinematische Viskosität des Schmierstoffes bei Betriebstemperatur
 ν_1 mm^2s^{-1}
Bezugsviskosität des Schmierstoffes bei Betriebstemperatur.

Die Bezugsviskosität ν_1 wird mit Hilfe des mittleren Lagerdurchmessers $d_M = (D + d)/2$ und der Betriebsdrehzahl n bestimmt, *Bild 2*, Bezugsviskosität ν_1 , Seite 37.

Die Nennviskosität des Öls bei +40 °C ergibt sich aus der geforderten Betriebsviskosität ν und der Betriebstemperatur ϑ , *Bild 3*, V/T -Diagramm für Mineralöle, Seite 37. Bei Schmierfetten ist ν die Betriebsviskosität des Grundöls.

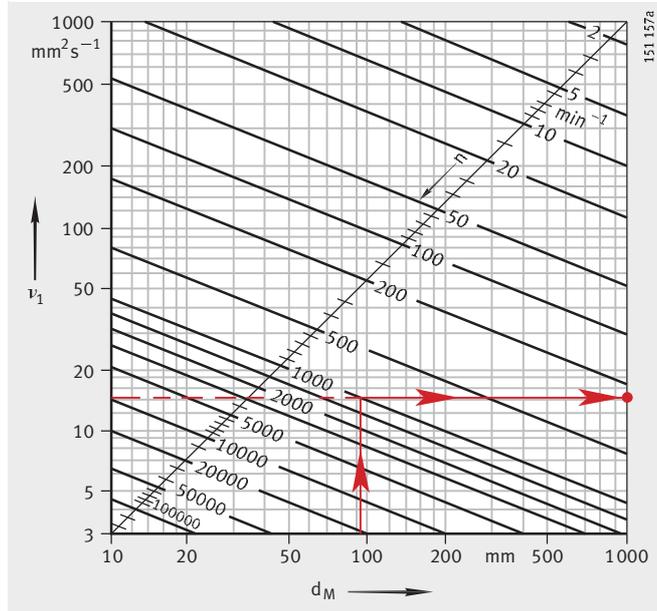
Bei hochbelasteten Lagern mit größeren Gleitanteilen kann die Temperatur im Kontaktbereich der Rollkörper bis 20 K höher sein als die am stillstehenden Ring messbare Temperatur (ohne Einfluss von Fremderwärmung).

Achtung! Die Berücksichtigung der EP-Additive zur Berechnung der erweiterten modifizierten Lebensdauer L_{nm} siehe Seite 38!



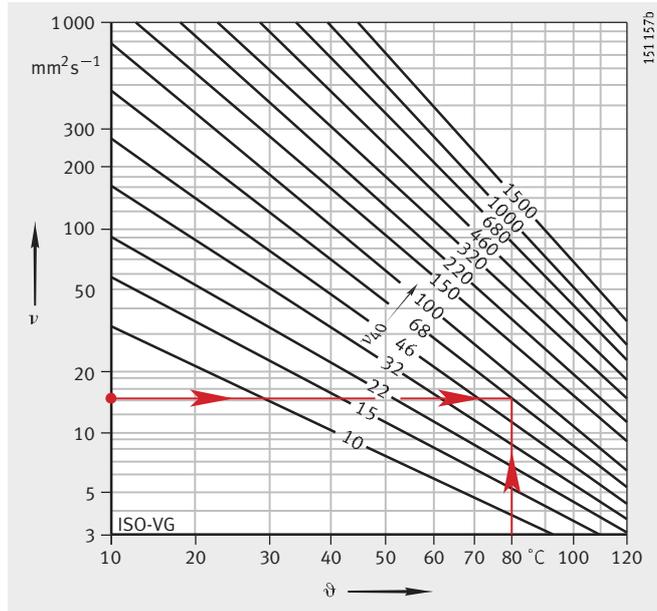
ν_1 = Bezugsviskosität
 d_M = mittlerer Lagerdurchmesser
 n = Drehzahl

Bild 2
 Bezugsviskosität ν_1



ν = Betriebsviskosität
 ϑ = Betriebstemperatur
 ν_{40} = Viskosität bei +40 °C

Bild 3
 V/T-Diagramm für Mineralöle



Tragfähigkeit und Lebensdauer

Erweiterte modifizierte Lebensdauer

Die erweiterte modifizierte Lebensdauer wird nach folgender Gleichung berechnet:

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{DIN} \cdot L$$

L_{nm} 10^6 Umdrehungen
erweiterte modifizierte Lebensdauer nach DIN ISO 281, Beiblatt 1

a_1 –
Lebensdauerbeiwert für eine Erlebenswahrscheinlichkeit, die von 90% abweicht.
Tabelle Lebensdauerbeiwert a_1 , Seite 35

a_{DIN} –
Lebensdauerbeiwert für die Betriebsbedingungen, siehe Gleichung unten.

L 10^6 Umdrehungen
nominelle Lebensdauer, siehe Seite 34.

Lebensdauerbeiwert a_{DIN}

Das genormte Rechenverfahren für den Lebensdauerbeiwert a_{DIN} berücksichtigt im Wesentlichen folgende Einflüsse:

- die Belastung des Lagers
- den Schmierzustand –
Viskosität und Art des Schmierstoffs, Drehzahl, Lagergröße, Additive
- die Ermüdungsgrenze des Werkstoffes
- die Bauart des Lagers
- die Eigenspannung des Werkstoffes
- die Umgebungsbedingungen
- die Verunreinigung des Schmierstoffs.

$$a_{DIN} = f \left[\frac{e_c \cdot C_u}{P}, \kappa \right]$$

a_{DIN} –
Lebensdauerbeiwert für Betriebsbedingungen, siehe *Bild 4 bis Bild 7*

e_c –
Lebensdauerbeiwert für Verunreinigung, siehe Tabelle, Seite 41

C_u N
Ermüdungsgrenzbelastung, nach Maßstabellen

P N
dynamisch äquivalente Lagerbelastung

κ –
Viskositätsverhältnis, siehe Seite 36

Für $\kappa > 4$ ist mit $\kappa = 4$ zu rechnen.

Für $\kappa < 0,1$ ist dieses Rechenverfahren nicht anwendbar.

Berücksichtigung der EP-Additive

DIN ISO 281, Beiblatt 1, beschreibt, wie sich EP-Additive berücksichtigen lassen. Bei einem Viskositätsverhältnis $\kappa < 1$ und einem Verunreinigungsbeiwert $e_c \geq 0,2$ kann bei Verwendung von Schmierstoffen mit nachgewiesen wirksamen EP-Additiven mit dem Wert $\kappa = 1$ gerechnet werden. Bei starker Verschmutzung (Verunreinigungsbeiwert $e_c < 0,2$) ist die Wirksamkeit der Additivierung unter diesen Verschmutzungsbedingungen nachzuweisen. Der Nachweis der Wirksamkeit der EP-Additive kann in der realen Anwendung oder in einem Wälzlager-Prüfgerät FE 8 nach DIN 51819-1 erfolgen.

Wird bei nachgewiesen wirksamen EP-Additiven mit dem Wert $\kappa = 1$ gerechnet, ist der Lebensdauerbeiwert auf $a_{DIN} \leq 3$ zu begrenzen. Falls der für das tatsächliche κ berechnete Wert a_{DIN} größer als 3 ist, kann mit diesem Wert gerechnet werden.

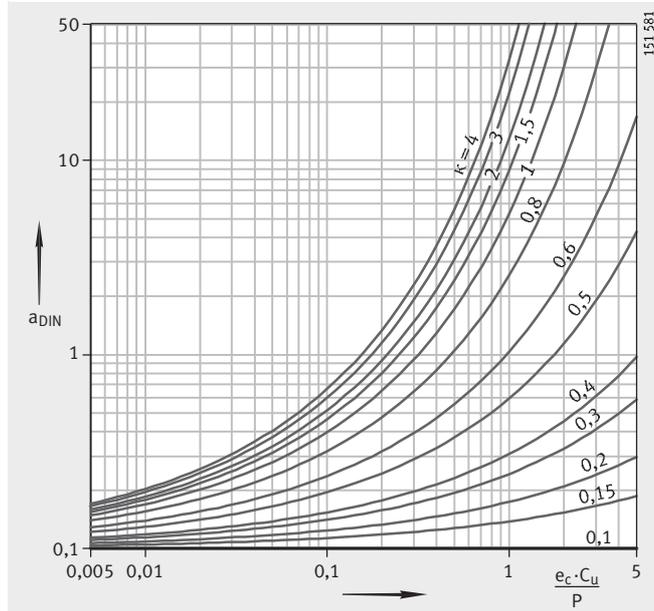


Bild 4
Lebensdauerbeiwert a_{DIN}
für Radial-Rollenlager

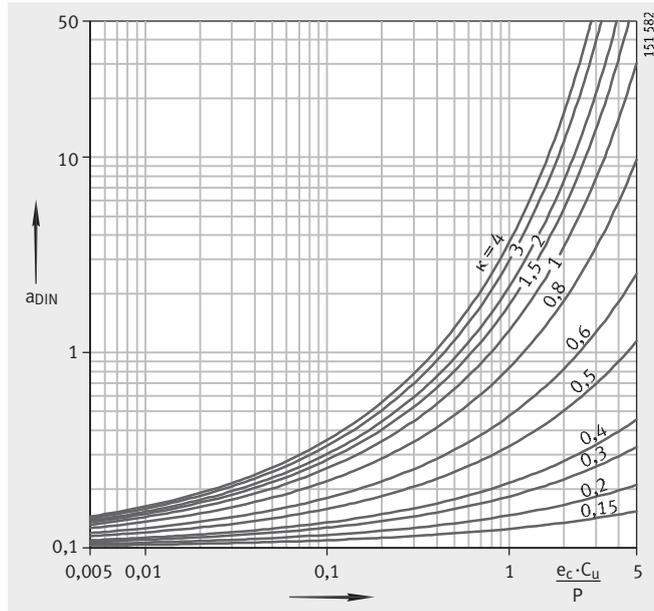


Bild 5
Lebensdauerbeiwert a_{DIN}
für Axial-Rollenlager

Tragfähigkeit und Lebensdauer

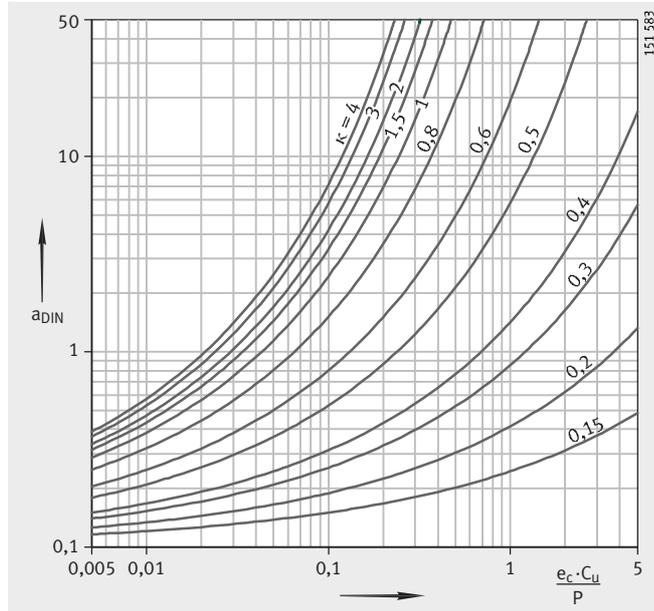


Bild 6
Lebensdauerbeiwert a_{DIN}
für Radial-Kugellager

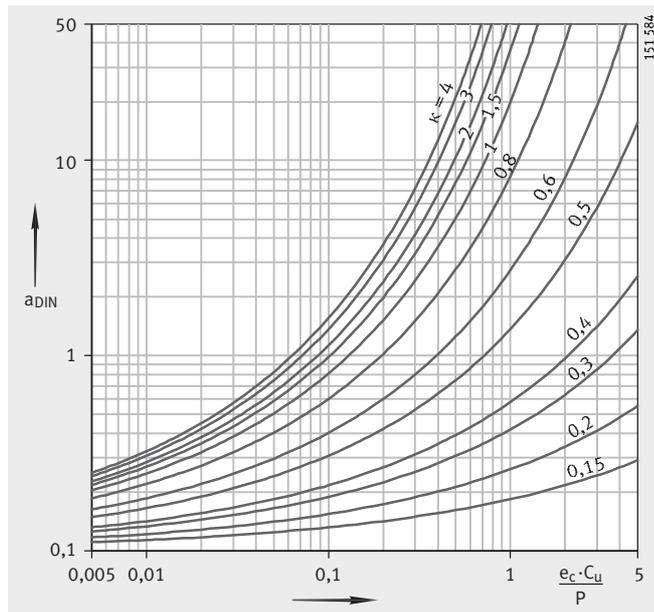


Bild 7
Lebensdauerbeiwert a_{DIN}
für Axial-Kugellager

**Ermüdungsgrenzbelastung**

Die Ermüdungsgrenzbelastung C_U ist definiert als die Belastung, unterhalb der – bei Laborbedingungen – keine Ermüdung im Werkstoff auftritt.

Lebensdauerbeiwert für Verunreinigung

Der Lebensdauerbeiwert für Verunreinigung e_c berücksichtigt den Einfluss von Verunreinigungen im Schmierespalt auf die Lebensdauer, Tabelle Beiwert e_c .

Die verminderte Lebensdauer durch feste Partikel im Schmierespalt hängt ab von:

- der Art, Größe, Härte und Menge der Partikel
- der relativen Schmierfilmhöhe
- der Lagergröße.

Komplexe Wechselwirkungen zwischen diesen Einflussgrößen lassen nur grobe Anhaltswerte zu. Die Tabellenwerte gelten für Verunreinigungen durch feste Partikel, Tabelle Beiwert e_c .

Nicht berücksichtigt sind andere Verschmutzungen wie Verunreinigungen durch Wasser oder andere Flüssigkeiten.

Achtung!

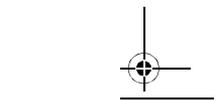
Bei starker Verschmutzung – $e_c \rightarrow 0$ – können die Lager durch Verschleiß ausfallen!

Die Gebrauchsdauer liegt dann weit unter der berechneten Lebensdauer!

Beiwert e_c

Verschmutzung	Beiwert e_c	
	$d_M < 100 \text{ mm}^1$	$d_M \geq 100 \text{ mm}^1$
Größte Sauberkeit ■ Partikelgröße in Größenordnung der Schmierfilmhöhe ■ Laborbedingungen	1	1
Große Sauberkeit ■ Schmieröl feinstgefiltert ■ abgedichtete, befettete Lager	0,8 bis 0,6	0,9 bis 0,8
Normale Sauberkeit ■ Schmieröl feingefiltert	0,6 bis 0,5	0,8 bis 0,6
Leichte Verunreinigungen ■ leichte Verunreinigungen im Schmieröl	0,5 bis 0,3	0,6 bis 0,4
Typische Verunreinigungen ■ Lager mit Abrieb von anderen Maschinenelementen kontaminiert	0,3 bis 0,1	0,4 bis 0,2
Starke Verunreinigungen ■ Umgebung der Lager stark verschmutzt ■ Lagerung unzureichend abgedichtet	0,1 bis 0	0,1 bis 0
Sehr starke Verunreinigungen	0	0

¹⁾ d_M = mittlerer Lagerdurchmesser $(d + D)/2$.





Tragfähigkeit und Lebensdauer

Äquivalente Betriebswerte

Die Lebensdauer-Gleichungen setzen voraus, dass die Lagerbelastung P und die Lagerdrehzahl n konstant sind. Sind Belastung und Drehzahl nicht konstant, können äquivalente Betriebswerte bestimmt werden, die die gleiche Ermüdung verursachen wie die tatsächlich wirkenden Beanspruchungen.

Achtung! Die hier berechneten äquivalenten Betriebswerte berücksichtigen bereits die Lebensdauerbeiwerte a_3 oder a_{DIN} ! Diese dürfen bei der Berechnung der modifizierten Lebensdauer nicht noch einmal berücksichtigt werden!

Veränderliche Belastung und Drehzahl

Verändern sich Belastung und Drehzahl im Zeitraum T , gelten für die Drehzahl n und die äquivalente Lagerbelastung P :

$$n = \frac{1}{T} \int_0^T n(t) \cdot dt$$

$$P = p \sqrt{\frac{\int_0^T \frac{1}{a(t)} \cdot n(t) \cdot F^p(t) \cdot dt}{\int_0^T n(t) \cdot dt}}$$

stufenweise Veränderung

Verändern sich Belastung und Drehzahl im Zeitraum T stufenweise, gelten für die Drehzahl n und die äquivalente Lagerbelastung P :

$$n = \frac{q_1 \cdot n_1 + q_2 \cdot n_2 + \dots + q_z \cdot n_z}{100}$$

$$P = p \sqrt{\frac{\frac{1}{a_i} \cdot q_i \cdot n_i \cdot F_i^p + \dots + \frac{1}{a_z} \cdot q_z \cdot n_z \cdot F_z^p}{q_i \cdot n_i + \dots + q_z \cdot n_z}}$$

veränderliche Belastung bei konstanter Drehzahl

Beschreibt die Funktion F die Veränderung der Belastung im Zeitraum T und ist die Drehzahl konstant, gilt für die äquivalente Lagerbelastung P :

$$P = p \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \frac{1}{a(t)} \cdot F^p(t) \cdot dt}$$

stufenweise veränderliche Belastung bei konstanter Drehzahl

Verändert sich die Belastung im Zeitraum T stufenweise und ist die Drehzahl konstant, gilt für die äquivalente Lagerbelastung P :

$$P = p \sqrt{\frac{\frac{1}{a_i} \cdot q_i \cdot F_i^p + \dots + \frac{1}{a_z} \cdot q_z \cdot F_z^p}{100}}$$

konstante Belastung bei veränderlicher Drehzahl

Verändert sich die Drehzahl bei konstanter Belastung, gilt:

$$n = \frac{1}{T} \int_0^T \frac{1}{a(t)} \cdot n(t) \cdot dt$$

**konstante Belastung
bei stufenweise veränderlicher
Drehzahl**

Verändert sich die Drehzahl stufenweise bei konstanter Belastung, gilt:

$$n = \frac{\frac{1}{a_i} \cdot q_i \cdot n_i + \dots + \frac{1}{a_z} \cdot q_z \cdot n_z}{100}$$

oszillierende Lagerbewegung

Die äquivalente Drehzahl bei oszillierender Lagerbewegung errechnet sich aus:

$$n = n_{osc} \cdot \frac{\varphi}{180^\circ}$$

Achtung!

Die Gleichung gilt nur, wenn der Schwenkwinkel größer als der doppelte Teilungswinkel der Wälzkörper ist! Ist der Schwenkwinkel kleiner, besteht die Gefahr der Riffelbildung!

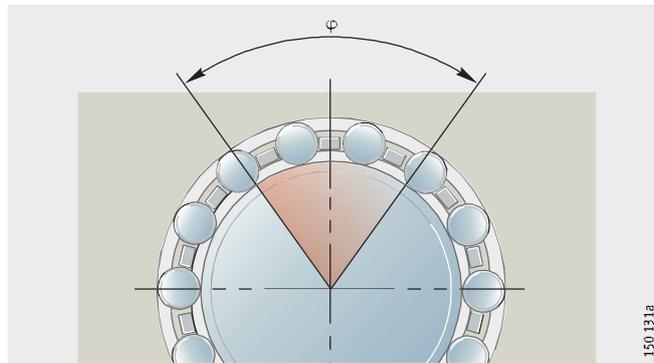


Bild 8
Schwenkwinkel φ

**Bezeichnungen,
Einheiten und Bedeutung**

n	min ⁻¹
mittlere Drehzahl	
T	min
betrachteter Zeitraum	
P	N
äquivalente Lagerbelastung	
p	-
Lebensdauerexponent:	
für Rollenlager: p = 10/3	
für Kugellager: p = 3	
a _i , a(t)	-
Lebensdauerbeiwert a _{DIN} für den momentanen Betriebszustand, siehe Lebensdauerbeiwert a _{DIN} , Seite 38	
a _i , n(t)	min ⁻¹
Lagerdrehzahl im momentanen Betriebszustand	
q _i	%
Zeitanteil eines Betriebszustandes an der Gesamtbetriebsdauer, q _i = (Δt _i /T) · 100	
F _i , F(t)	N
Lagerbelastung im momentanen Betriebszustand	
n _{osc}	min ⁻¹
Frequenz der Hin- und Herbewegung	
φ	°
Schwenkwinkel, Bild 8.	

Tragfähigkeit und Lebensdauer

Erforderliche Lebensdauer

Liegen keine Angaben über die erforderliche Lebensdauer vor, können Anhaltswerte aus den folgenden Tabellen entnommen werden.

Achtung! Lager nicht überdimensionieren! Ist die errechnete Lebensdauer größer als 60 000 h, ist die Lagerung meistens überdimensioniert! Mindestbelastung der Lager beachten, siehe Konstruktions- und Sicherheitshinweise in den Produktkapiteln!

Kraftfahrzeuge

Einbaustelle	empfohlene Lebensdauer h			
	Kugellager		Rollenlager	
	von	bis	von	bis
Motorräder	400	2 000	400	2 400
Pkw-Antriebe	500	1 100	500	1 200
schmutzgeschützte Pkw-Lager (Getriebe)	200	500	200	500
Pkw-Radlager	1 400	5 300	1 500	7 000
leichte Lastwagen	2 000	4 000	2 400	5 000
mittlere Lastwagen	2 900	5 300	3 600	7 000
schwere Lastwagen	4 000	8 800	5 000	12 000
Omnibusse	2 900	11 000	3 600	16 000
Verbrennungsmotoren	900	4 000	900	5 000

Schienenfahrzeuge

Einbaustelle	empfohlene Lebensdauer h			
	Kugellager		Rollenlager	
	von	bis	von	bis
Radsatzlager von Förderwagen	7 800	21 000	–	–
Straßenbahnwagen	–	–	35 000	50 000
Reisezugwagen	–	–	20 000	35 000
Güterwagen	–	–	20 000	35 000
Abraumwagen	–	–	20 000	35 000
Triebwagen	–	–	35 000	50 000
Lokomotiven/Außenlager	–	–	35 000	50 000
Lokomotiven/Innenlager	–	–	75 000	110 000
Getriebe von Schienenfahrzeugen	14 000	46 000	20 000	75 000

Schiffbau

Einbaustelle	empfohlene Lebensdauer h			
	Kugellager		Rollenlager	
	von	bis	von	bis
Schiffsdrucklager	–	–	20 000	50 000
Schiffswellenauflager	–	–	50 000	200 000
große Schiffsgetriebe	14 000	46 000	20 000	75 000
kleine Schiffsgetriebe	4 000	14 000	5 000	20 000
Bootsantriebe	1 700	7 800	2 000	10 000

Landmaschinen

Einbaustelle	empfohlene Lebensdauer h			
	Kugellager		Rollenlager	
	von	bis	von	bis
Ackerschlepper	1 700	4 000	2 000	5 000
selbstfahrende Arbeitsmaschinen	1 700	4 000	2 000	5 000
Saisonmaschinen	500	1 700	500	2 000

Baumaschinen

Einbaustelle	empfohlene Lebensdauer h			
	Kugellager		Rollenlager	
	von	bis	von	bis
Planierraupen, Lader	4 000	7 800	5 000	10 000
Bagger/Fahrwerk	500	1 700	500	2 000
Bagger/Drehwerk	1 700	4 000	2 000	5 000
Vibrations-Straßenwalzen, Unwuchterreger	1 700	4 000	2 000	5 000
Rüttlerflaschen	500	1 700	500	2 000

Elektromotoren

Einbaustelle	empfohlene Lebensdauer h			
	Kugellager		Rollenlager	
	von	bis	von	bis
E-Motoren für Haushaltsgeräte	1 700	4 000	–	–
Serienmotoren	21 000	32 000	35 000	50 000
Großmotoren	32 000	63 000	50 000	110 000
Elektrische Fahrmotoren	14 000	21 000	20 000	35 000

Walzwerke, Hütteneinrichtungen

Einbaustelle	empfohlene Lebensdauer h			
	Kugellager		Rollenlager	
	von	bis	von	bis
Walzgerüste	500	14 000	500	20 000
Walzwerkgetriebe	14 000	32 000	20 000	50 000
Rollgänge	7 800	21 000	10 000	35 000
Schleudergießmaschinen	21 000	46 000	35 000	75 000

Werkzeugmaschinen

Einbaustelle	empfohlene Lebensdauer h			
	Kugellager		Rollenlager	
	von	bis	von	bis
Drehspindeln, Frässpindeln	14 000	46 000	20 000	75 000
Bohrspindeln	14 000	32 000	20 000	50 000
Schleifspindeln	7 800	21 000	10 000	35 000
Werkstückspindeln von Schleifmaschinen	21 000	63 000	35 000	110 000
Werkzeugmaschinengetriebe	14 000	32 000	20 000	50 000
Pressen/Schwungrad	21 000	32 000	35 000	50 000
Pressen/Exzenterwelle	14 000	21 000	20 000	35 000
Elektrowerkzeuge und Druckluftwerkzeuge	4 000	14 000	5 000	20 000

Holzbearbeitungsmaschinen

Einbaustelle	empfohlene Lebensdauer h			
	Kugellager		Rollenlager	
	von	bis	von	bis
Frässpindeln und Messerwellen	14 000	32 000	20 000	50 000
Sägegatter/Hauptlager	–	–	35 000	50 000
Sägegatter/Pleuellager	–	–	10 000	20 000
Kreissägen	4 000	14 000	5 000	20 000

Tragfähigkeit und Lebensdauer

Getriebe im allgemeinen Maschinenbau

Einbaustelle	empfohlene Lebensdauer h			
	Kugellager		Rollenlager	
	von	bis	von	bis
Universalgetriebe	4 000	14 000	5 000	20 000
Getriebemotoren	4 000	14 000	5 000	20 000
Großgetriebe, stationär	14 000	46 000	20 000	75 000

Fördertechnik

Einbaustelle	empfohlene Lebensdauer h			
	Kugellager		Rollenlager	
	von	bis	von	bis
Bandantriebe/Tagebau	–	–	75 000	150 000
Förderbandrollen/Tagebau	46 000	63 000	75 000	110 000
Förderbandrollen/allgemein	7 800	21 000	10 000	35 000
Bandtrommeln	–	–	50 000	75 000
Schaufelradbagger/Fahrtrieb	7 800	21 000	10 000	35 000
Schaufelradbagger/Schaufelrad	–	–	75 000	200 000
Schaufelradbagger/ Schaufelradantrieb	46 000	83 000	75 000	150 000
Förderseilscheiben	32 000	46 000	50 000	75 000
Seilrollen	7 800	21 000	10 000	35 000

Pumpen, Gebläse, Kompressoren

Einbaustelle	empfohlene Lebensdauer h			
	Kugellager		Rollenlager	
	von	bis	von	bis
Ventilatoren, Gebläse	21 000	46 000	35 000	75 000
Großgebläse	32 000	63 000	50 000	110 000
Kolbenpumpen	21 000	46 000	35 000	75 000
Kreiselpumpen	14 000	46 000	20 000	75 000
Hydraulische Axial- und Radial-Kolbenmaschinen	500	7 800	500	10 000
Zahnradpumpen	500	7 800	500	10 000
Verdichter, Kompressoren	4 000	21 000	5 000	35 000

Zentrifugen, Rührwerke

Einbaustelle	empfohlene Lebensdauer h			
	Kugellager		Rollenlager	
	von	bis	von	bis
Zentrifugen	7 800	14 000	10 000	20 000
Größere Rührwerke	21 000	32 000	35 000	50 000

Textilmaschinen

Einbaustelle	empfohlene Lebensdauer h			
	Kugellager		Rollenlager	
	von	bis	von	bis
Spinnmaschinen/Spinnspindeln	21 000	46 000	35 000	75 000
Web-, Wirk- und Strickmaschinen	14 000	32 000	20 000	50 000

Kunststoffverarbeitung

Einbaustelle	empfohlene Lebensdauer h			
	Kugellager		Rollenlager	
	von	bis	von	bis
Kunststoff-Schneckenpressen	14 000	21 000	20 000	35 000
Gummi- und Kunststoffkalander	21 000	46 000	35 000	75 000

Brecher, Mühlen, Siebe

Einbaustelle	empfohlene Lebensdauer h			
	Kugellager		Rollenlager	
	von	bis	von	bis
Backenbrecher	–	–	20 000	35 000
Kreiselbrecher, Walzenbrecher	–	–	20 000	35 000
Schlägermühlen, Hammermühlen, Prallmühlen	–	–	50 000	110 000
Rohrmühlen	–	–	50 000	110 000
Schwingmühlen	–	–	5 000	20 000
Mahlbahnmühlen	–	–	50 000	110 000
Schwingsiebe	–	–	10 000	20 000
Brikettpressen	–	–	35 000	50 000
Drehofen-Laufrollen	–	–	50 000	110 000

Papier- und Druckmaschinen

Einbaustelle	empfohlene Lebensdauer h			
	Kugellager		Rollenlager	
	von	bis	von	bis
Papiermaschinen/Nassteil	–	–	110 000	150 000
Papiermaschinen/Trockenteil	–	–	150 000	250 000
Papiermaschinen/Refiner	–	–	110 000	150 000
Papiermaschinen/Kalander	–	–	75 000	110 000
Druckmaschinen	32 000	46 000	50 000	75 000

Gebrauchsdauer

Die Gebrauchsdauer ist die tatsächlich erreichte Lebensdauer eines Wälzlagers. Sie kann deutlich von der errechneten Lebensdauer abweichen.

Mögliche Ursachen sind Verschleiß oder Ermüdung durch:

- abweichende Betriebsdaten
- Fluchtungsfehler zwischen Welle und Gehäuse
- zu kleines oder zu großes Betriebsspiel
- Verschmutzung
- nicht ausreichende Schmierung
- zu hohe Betriebstemperatur
- oszillierende Lagerbewegungen mit sehr kleinen Schwenkwinkeln – Riffelbildung
- Vibrationsbeanspruchung und Riffelbildung
- sehr hohe Stoßlasten – statische Überlastung
- Vorschäden bei der Montage.

Wegen der Vielfalt der möglichen Einbau- und Betriebsverhältnisse kann die Gebrauchsdauer nicht exakt vorausgerechnet werden. Sie lässt sich am sichersten durch den Vergleich mit ähnlichen Einbaufällen abschätzen.

Tragfähigkeit und Lebensdauer

Axiale Tragfähigkeit von Zylinderrollenlagern

Radial-Zylinderrollenlager in Stütz- und Festlagerbauart nehmen zusätzlich zu den radialen Kräften auch axiale Kräfte in einer oder in beiden Richtungen auf.

Die axiale Tragfähigkeit hängt ab von:

- der Größe der Gleitflächen zwischen den Borden und den Stirnflächen der Wälzkörper
- der Gleitgeschwindigkeit an den Borden
- der Schmierung in den Kontaktflächen.

Achtung! Belastete Borde müssen auf der gesamten Höhe unterstützt werden, Bild 9!

Bei sehr starken Wellenbiegungen können wegen der Unterstützung am Bord Biegewechselbeanspruchungen auftreten! Dazu ist eine gesonderte Analyse notwendig!

Die Grenzbelastung $F_{a \max}$ darf nicht überschritten werden, um unzulässige Pressungen in den Kontaktflächen zu vermeiden! Berechnung der axialen Belastung siehe Seite 49!

Das Verhältnis F_a/F_r darf den Wert 0,4 nicht überschreiten!

Ständige axiale Belastung ohne gleichzeitige radiale Belastung ist nicht zulässig!

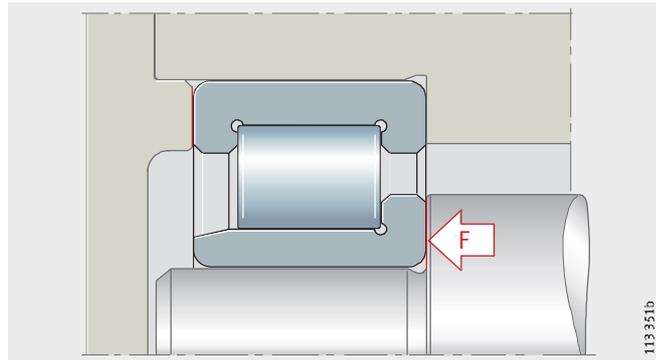


Bild 9
Unterstützung der Borde
bei Axialbelastung

Berechnung der axialen Belastung

Die zulässige Axialbelastung $F_{a\text{zul}}$ und die axiale Grenzbelastung $F_{a\text{max}}$ werden nach folgenden Gleichungen berechnet:

$$F_{a\text{zul}} = k_S \cdot k_B \cdot d_M^{1,5} \cdot n^{-0,6} \leq F_{a\text{max}}$$

$$F_{a\text{max}} = 0,075 \cdot k_B \cdot d_M^{2,1}$$

$F_{a\text{zul}}$ N
zulässige Axialbelastung
 $F_{a\text{max}}$ N
axiale Grenzbelastung
 k_S –
vom Schmierverfahren abhängiger Beiwert,
siehe Tabelle Beiwert k_S für das Schmierverfahren
 k_B –
von der Baureihe des Lagers abhängiger Beiwert,
siehe Tabelle Lagerbeiwert k_B
 d_M mm
mittlerer Lagerdurchmesser $(d + D)/2$
 n min^{-1}
Betriebsdrehzahl.

Beiwert k_S für das Schmierverfahren

Schmierverfahren ¹⁾	k_S
minimale Wärmeabfuhr, Tropfölschmierung, Ölnebelschmierung, geringe Betriebsviskosität ($\nu < 0,5 \cdot \nu_1$)	7,5 bis 10
wenig Wärmeabfuhr, Ölsumpfschmierung, Spritzölschmierung, geringer Öldurchsatz	10 bis 15
gute Wärmeabfuhr, Ölumlaufschmierung (Druckölschmierung)	12 bis 18
sehr gute Wärmeabfuhr, Ölumlaufschmierung bei Rückkühlung des Öls, hohe Betriebsviskosität ($\nu > 2 \cdot \nu_1$)	16 bis 24

¹⁾ Voraussetzung für diese k_S -Werte ist die Bezugsviskosität ν_1 nach Kapitel Ölschmierung. Es sollen legierte Schmieröle verwendet werden, zum Beispiel CLP (DIN 51 517) und HLP (DIN 51 524) der ISO-VG-Klassen 32 bis 460 sowie ATF-Öle (DIN 51 502) und Getriebeöle (DIN 51 512) der SAE-Viskositätsklassen 75 W bis 140 W.

Lagerbeiwert k_B

Baureihen	k_B
SL1818, SL0148	4,5
SL1829, SL0149	11
SL1830, SL1850	17
SL1822	20
LSL1923, ZSL1923	28
SL1923	30
NJ2...-E, NJ22...-E, NUP2...-E, NUP22...-E	18
NJ3...-E, NJ23...-E, NUP3...-E, NUP23...-E	23



Tragfähigkeit und Lebensdauer

Statische Tragfähigkeit

Bei hoher ruhender oder stoßartiger Last können an den Laufbahnen und Wälzkörpern plastische Verformungen entstehen. Diese Verformungen, bezogen auf die noch zulässigen Geräusche beim Lagerlauf, begrenzen die statische Tragfähigkeit des Wälzlagers.

Wälzlager ohne oder mit selten auftretender Drehbewegung werden nach der statischen Tragzahl C_0 dimensioniert.

Diese ist nach DIN ISO 76:

- bei Radiallagern eine konstante Radiallast C_{0r}
- bei Axiallagern eine zentrisch wirkende, konstante Axiallast C_{0a} .

Die statische Tragzahl C_0 ist die Belastung, bei der die Hertz'sche Pressung zwischen Wälzkörpern und Laufbahnen an der höchst-belasteten Stelle folgende Werte erreicht:

- bei Rollenlagern $4\,000\text{ N/mm}^2$
- bei Kugellagern $4\,200\text{ N/mm}^2$
- bei Pendelkugellagern $4\,600\text{ N/mm}^2$.

Diese Belastung erzeugt bei normalen Berührungsverhältnissen an den Kontaktstellen eine bleibende Verformung von ungefähr $1/10\,000$ des Wälzkörperdurchmessers.





Statische Tragsicherheit

Die statische Tragsicherheit S_0 ist das Verhältnis aus der statischen Tragzahl C_0 und der statisch äquivalenten Belastung P_0 :

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

S_0 –
statische Tragsicherheit
 $C_0, (C_{0r}, C_{0a})$ N
statische Tragzahl nach Maßtabellen
 $P_0, (P_{0r}, P_{0a})$ N
statisch äquivalente Belastung des Radial- oder Axiallagers.

Achtung! Anhaltswerte und im Betrieb auftretende Stoßbelastungen nach Tabelle Richtwerte für die statische Tragsicherheit berücksichtigen!
Richtwerte für Axial-Pendelrollenlager und Genauigkeitslager siehe entsprechende Produktbeschreibung!
Für Nadelhülsen muss $S_0 \geq 3$ sein!

Richtwerte für die statische Tragsicherheit

Betriebsbedingungen	S_0	
	Rollenlager	Kugellager
ruhiger, erschütterungsarmer und normaler Betrieb mit geringen Ansprüchen an die Laufruhe; Lager mit geringen Drehbewegungen	≥ 1	$\geq 0,5$
normaler Betrieb mit höheren Anforderungen an die Laufruhe	≥ 2	≥ 1
Betrieb mit ausgeprägten Stoßbelastungen	≥ 3	≥ 2
Lagerung mit hohen Ansprüchen an die Laufgenauigkeit und die Laufruhe	≥ 4	≥ 3

Statisch äquivalente Belastung

Die statisch äquivalente Belastung P_0 ist ein rechnerischer Wert. Sie entspricht einer radialen Belastung bei Radiallagern und einer axialen und zentrischen Belastung bei Axiallagern.

P_0 verursacht die gleiche Beanspruchung im Mittelpunkt der am höchsten belasteten Berührstelle zwischen Rollkörper und Laufbahn wie die tatsächlich wirkende kombinierte Belastung.

$$P_0 = X_0 \cdot F_{0r} + Y_0 \cdot F_{0a}$$

P_0 N
statisch äquivalente Lagerbelastung
 F_{0r} N
radiale statische Lagerbelastung
 F_{0a} N
axiale statische Lagerbelastung
 X_0 –
Radialfaktor aus den Maßtabellen oder der Beschreibung des Produktes
 Y_0 –
Axialfaktor aus den Maßtabellen oder der Beschreibung des Produktes.

Achtung! Diese Berechnung ist nicht anwendbar für Radial-Nadellager und Radial-Zylinderrollenlager sowie Axial-Nadellager und Axial-Zylinderrollenlager! Bei diesen Lagern sind kombinierte Belastungen nicht zulässig!

Steifigkeit

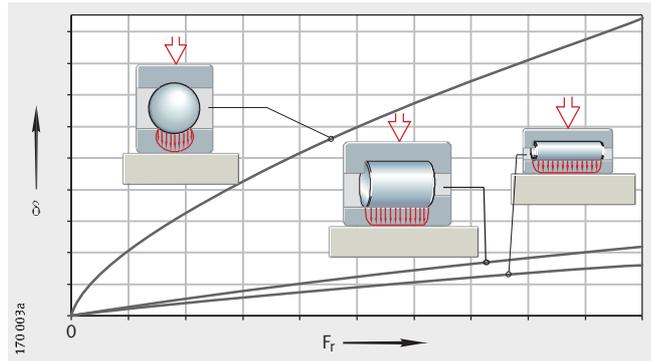
Bauart, Lagergröße und Betriebsspiel bestimmen die Steifigkeit eines Wälzlagers.

Die Steifigkeit steigt mit der Anzahl der Wälzkörper, die Last übertragen.

Wälzlager mit Linienberührung haben eine höhere Steifigkeit als Wälzlager mit Punktkontakt, *Bild 1*.

δ = Verlagerung
 F_r = radiale Lagerbelastung

Bild 1
 Steifigkeit,
 abhängig von der Lagerbauart



Einfederung

Wälzlager haben eine progressive Federrate. Die Verlagerungswerte können mit Näherungsgleichungen ermittelt werden.

Achtung!

Die Gleichungen gelten für Lager ohne Fluchtungsfehler in starrer Umgebung!

Bei Axiallagern wird eine zentrisch wirkende Kraft angenommen!

$$\delta_r = \frac{1}{c_s} \cdot F_r^{0,84} + \frac{S}{2}$$

$$\delta_a = \frac{1}{c_s} \cdot \left[(F_{av} + F_a)^{0,84} - F_{av}^{0,84} \right]$$

$$c_s = K_c \cdot d^{0,65}$$

c_s $N^{0,84}/\mu m$

Steifigkeitskennzahl

d mm

Bohrungsdurchmesser des Lagers

δ_r μm

radiale Verlagerung zwischen Wellenachse und Bohrungsmitte, *Bild 2*

δ_a μm

axiale Verlagerung zwischen Wellen- und Gehäusescheibe, *Bild 3*

S μm

radiales Betriebsspiel des eingebauten, unbelasteten Lagers

F_r N

radiale Lagerbelastung

F_a N

axiale Lagerbelastung

F_{av} N

axiale Vorspannkraft

K_c -

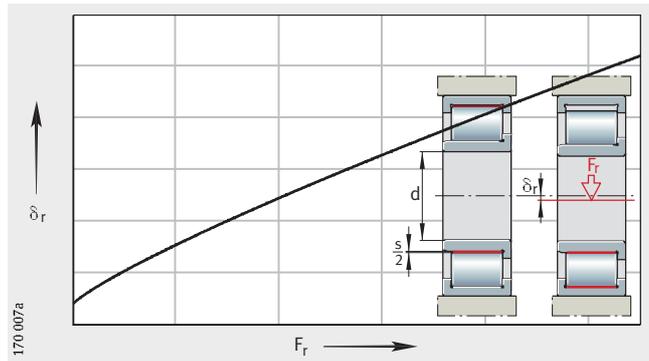
Beiwert zur Bestimmung der Steifigkeitskennzahl, Tabelle Beiwert K_c , Seite 53.

Beiwert K_c

Baureihe	K_c	Baureihe	K_c
SL1818	12,8	NJ2...-E	11,1
SL1829, SL1830, SL1923	16,0	NJ3...-E	11,3
SL1850, SL0148, SL0248, SL0249	29,2	NJ22...-E	15,4
NA48	24,9	NJ23...-E	16,9
NA49	23,5	NU10	9,5
NA69	37,3	NU19	11,3
NKIS	21,3	NN30...-AS-K	18,6
NKI	$4,4 \cdot B^{0,8}/d^{0,2}$	ZNR31-22	21,1
HK, BK	$4,2 \cdot C^{0,8}/d^{0,2}$	ZNR31-23	23,2
K811, 811, K812, 812	36,7	ZNR31-30	30,0
K893, 893, K894, 894	59,7	ZNR31-31	29,3
		ZNR31-32	28,9

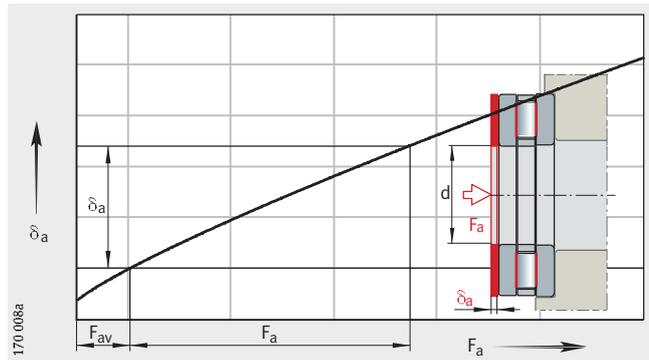
δ_r = radiale Verlagerung
 F_r = radiale Lagerbelastung

Bild 2
 radiale Verlagerung δ_r
 Beispiel: Radial-Zylinderrollenlager



δ_a = axiale Verlagerung
 F_a = axiale Lagerbelastung

Bild 3
 axiale Verlagerung δ_a
 Beispiel: Axial-Zylinderrollenlager



Reibung und Erwärmung

Reibung

Die Reibung eines Wälzlagers setzt sich aus mehreren Anteilen zusammen, siehe Tabelle Reibungsanteil und Einflussgröße. Wegen der Vielzahl der Einflussgrößen können Reibungsmoment und Reibungsleistung nur annähernd und für einen konstanten Betriebszustand berechnet werden.

Reibungsanteil und Einflussgröße

Reibungsanteil	Einflussgröße
Rollreibung	Größe der Belastung
Gleitreibung der Wälzkörper Gleitreibung des Käfigs	Größe und Richtung der Belastung, Drehzahl und Schmierzustand, Einlaufzustand
Flüssigkeitsreibung – Strömungswiderstände	Bauart und Drehzahl, Art, Menge und Betriebsviskosität des Schmierstoffs
Dichtungsreibung	Bauart und Vorspannung der Dichtung

Die Leerlaufreibung hängt ab von:

- der Schmierstoffmenge
- der Drehzahl
- der Betriebsviskosität des Schmierstoffs
- den Dichtungen
- dem Einlaufzustand des Lagers.

Wärmeabfuhr

Die Reibung wird in Wärme umgesetzt; diese Wärme wird aus dem Lager abgeführt. Aus dem Gleichgewicht von Reibungsleistung und Wärmeabfuhr wird die thermisch zulässige Drehzahl n_{zul} berechnet, siehe Drehzahlen, Seite 62.

Wärmeabfuhr durch Schmierstoff

Bei Ölschmierung wird ein Teil der Wärme durch das Öl abgeführt; besonders wirksam ist die Umlaufschmierung mit Rückkühlung.

Achtung!

Fett führt keine Wärme ab!

Wärmeabfuhr über Welle und Gehäuse

Die Wärmeabfuhr über die Welle und dem Gehäuse hängt ab von der Temperaturdifferenz zwischen Lager und Umgebung, *Bild 1*.

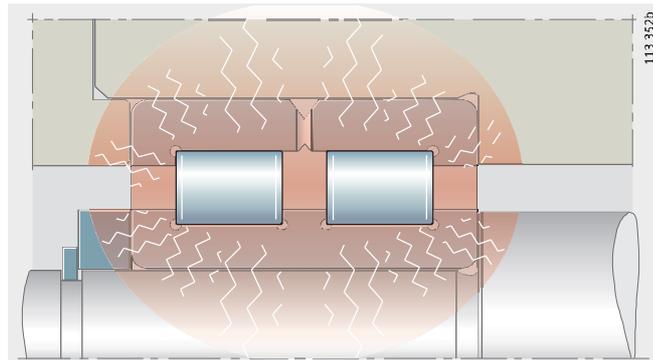


Bild 1
Temperaturverteilung zwischen
Lager, Welle und Gehäuse

Achtung!

Benachbarte, zusätzliche Wärmequellen oder Wärmestrahlung beachten!



Bestimmen der Reibungsgrößen

Für das Bestimmen der Reibungsgrößen müssen die Drehzahl und Belastung bekannt sein. Die Schmierungsart, das Schmierverfahren und die Viskosität des Schmierstoffs bei Betriebstemperatur sind weitere notwendige Rechengrößen.

Gesamttriebungsmoment M_R
(Berechnung axial belasteter Zylinderrollenlager siehe Seite 60):

$$M_R = M_0 + M_1$$

Reibungsleistung N_R :

$$N_R = M_R \cdot \frac{n}{9550}$$

Drehzahlabhängiges Reibungsmoment für $\nu \cdot n \geq 2000$:

$$M_0 = f_0 \cdot (\nu \cdot n)^{\frac{2}{3}} \cdot d_M^3 \cdot 10^{-7}$$

Drehzahlabhängiges Reibungsmoment für $\nu \cdot n < 2000$:

$$M_0 = f_0 \cdot 160 \cdot d_M^3 \cdot 10^{-7}$$

Lastabhängiges Reibungsmoment für Nadel- und Zylinderrollenlager:

$$M_1 = f_1 \cdot F \cdot d_M$$

Lastabhängiges Reibungsmoment für Kugellager, Kegelrollenlager und Pendelrollenlager:

$$M_1 = f_1 \cdot P_1 \cdot d_M$$

M_R Nmm

Gesamttriebungsmoment

M_0 Nmm

drehzahlabhängiges Reibungsmoment

M_1 Nmm

lastabhängiges Reibungsmoment

N_R W

Reibungsleistung

n min^{-1}

Betriebsdrehzahl

f_0 –

Lagerbeiwert für drehzahlabhängiges Reibungsmoment, siehe Bild 2 und Tabellen von Seite 57 bis Seite 59

f_1 –

Lagerbeiwert für lastabhängiges Reibungsmoment, Tabellen von Seite 57 bis Seite 59

ν mm^2s^{-1}

kinematische Viskosität des Schmierstoffs bei Betriebstemperatur.

Bei Fett entscheidet die Viskosität des Grundöls bei Betriebstemperatur

F (F_r , F_a) N

Radiallast bei Radiallagern, Axiallast bei Axiallagern

P_1 N

maßgebende Belastung für das Reibungsmoment,

Tabelle Kugellager, Kegelrollenlager und Pendelrollenlager, Seite 60

d_M mm

mittlerer Lagerdurchmesser.

Reibung und Erwärmung

Lagerbeiwerte

Die Lagerbeiwerte f_0 und f_1 sind Mittelwerte aus Versuchsreihen und entsprechenden Angaben nach ISO 15 312.

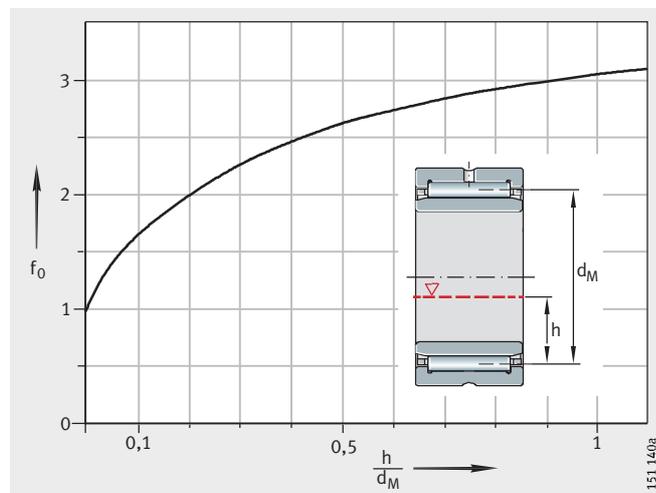
Sie gelten bei Fettschmierung für eingebaute Lager. Im frisch befetteten Zustand kann der Lagerbeiwert f_0 zwei- bis fünffach höher sein.

Bei Ölnebelschmierung wird eine knappe Schmierstoffversorgung vorausgesetzt.

Bei Ölbad Schmierung muss der Ölstand bis zur Mitte des untersten Wälzkörpers reichen. Bei höherem Ölstand kann f_0 bis zum Dreifachen des Tabellenwerts steigen, *Bild 2*.

f_0 = Lagerbeiwert
 h = Ölstand
 d_M = mittlerer Lagerdurchmesser

Bild 2
 Anstieg des Lagerbeiwertes f_0 ,
 abhängig vom Ölstand h



**Lagerbeiwerte
für Nadellager, Nadelhülsen,
Nadelbüchsen, Nadelkränze**

Baureihe	Lagerbeiwert f_0		Lagerbeiwert f_1
	Fett/Ölnebel	Ölbad/Ölumlauflauf	
NA48	3	5	0,0005
NA49	4	5,5	
RNA48	3	5	
RNA49	4	5,5	
NA69	7	10	
RNA69			
NKI, NK, NKIS, NKS, NAO, RNO, K	$(12 \cdot B)/(33 + d)$	$(18 \cdot B)/(33 + d)$	
HK, BK	$(24 \cdot B)/(33 + d)$	$(36 \cdot B)/(33 + d)$	
HN	$(30 \cdot B)/(33 + d)$	$(45 \cdot B)/(33 + d)$	

**Lagerbeiwerte
für Zylinderrollenlager, vollrollig**

Baureihe	Lagerbeiwert f_0		Lagerbeiwert f_1
	Fett/Ölnebel	Ölbad/Ölumlauflauf	
SL1818	3	5	0,00055
SL1829	4	6	
SL1830	5	7	
SL1822	5	8	
SL0148, SL0248	6	9	
SL0149, SL0249	7	11	
SL1923	8	12	
SL1850	9	13	

**Lagerbeiwerte
für Zylinderrollenlager mit Käfig**

Baureihe	Lagerbeiwert f_0		Lagerbeiwert f_1
	Fett/Ölnebel	Ölbad/Ölumlauflauf	
LSL1923	1	3,7	0,00020
ZSL1923	1	3,8	0,00025
NU2..-E	1,3	2	0,00030
NU3..-E			0,00035
NU4			0,00040
NU10, NU19			0,00020
NU22..-E			2
NU23..-E	2,7	4	0,00040
NN30	1,7	2,5	0,00040

**Lagerbeiwerte
für Axial-Rollenlager**

Baureihe	Lagerbeiwert f_0		Lagerbeiwert f_1
	Fett/Ölnebel	Ölbad/Ölumlauflauf	
AXK, AXW	3	4	0,0015
811, K811	2	3	
812, K812			
893, K893			
894, K894			

Reibung und Erwärmung

**Lagerbeiwerte
für kombinierte Lager**

Baureihe	Lagerbeiwert f_0		Lagerbeiwert f_1
	Fett/Ölnebel	Ölbad/Ölumlauflauf	
ZARN, ZARF	3	4	0,0015
NKXR	2	3	
NX, NKX	2	3	$0,001 \cdot (F_d/C_0)^{0,33}$
ZKLN, ZKLF	4	6	
NKIA, NKIB	3	5	0,0005

**Lagerbeiwerte
für Kegelrollenlager**

Baureihe	Lagerbeiwert f_0		Lagerbeiwert f_1
	Fett/Ölnebel	Ölbad/Ölumlauflauf	
302, 303, 313	2	3	0,0004
329, 320, 322, 323	3	4,5	
330, 331, 332	4	6	

**Lagerbeiwerte
für Axial- und
Radial-Pendelrollenlager**

Baureihe	Lagerbeiwert f_0		Lagerbeiwert f_1
	Fett/Ölnebel	Ölbad/Ölumlauflauf	
213	2,3	3,5	$0,0005 \cdot (P_0/C_0)^{0,33}$
222	2,7	4	
223	3	4,5	$0,0008 \cdot (P_0/C_0)^{0,33}$
230, 239			$0,00075 \cdot (P_0/C_0)^{0,5}$
231	3,7	5,5	$0,0012 \cdot (P_0/C_0)^{0,5}$
232	4	6	$0,0016 \cdot (P_0/C_0)^{0,5}$
240	4,3	6,5	$0,0012 \cdot (P_0/C_0)^{0,5}$
241	4,7	7	$0,0022 \cdot (P_0/C_0)^{0,5}$
292..-E	1,7	2,5	0,00023
293..-E	2	3	0,00030
294..-E	2,2	3,3	0,00033

**Lagerbeiwerte
für Rillenkugellager**

Baureihe	Lagerbeiwert f_0		Lagerbeiwert f_1
	Fett/Ölnebel	Ölbad/Ölumlauflauf	
618, 618..-2Z, (2RSR)	1,1	1,7	$0,0005 \cdot (P_0/C_0)^{0,5}$
160	1,1	1,7	$0,0007 \cdot (P_0/C_0)^{0,5}$
60, 60..-2RSR, 60..-2Z, 619, 619..-2Z, (2RSR)	1,1	1,7	
622..-2RSR	1,1		$0,0009 \cdot (P_0/C_0)^{0,5}$
623..-2RSR	1,1		
62, 62..-2RSR, 62..-2Z	1,3	2,0	
63, 63..-2RSR, 63..-2Z	1,5	2,3	
64	1,5	2,3	
42..-B	2,3	3,5	$0,0010 \cdot (P_0/C_0)^{0,5}$
43..-B	4	6	

**Lagerbeiwerte
für Schrägkugellager**

Baureihe	Lagerbeiwert f_0		Lagerbeiwert f_1
	Fett/Ölnebel	Ölbild/Ölumlauf	
70..-B, 70..-B-2RS	1,3	2	$0,001 \cdot (P_0/C_0)^{0,33}$
718..-B, 72..-B, 72..-B-2RS			
73..-B, 73..-B-2RS	2	3	
30..-B, 30..-B-2RSR, 30..-B-2Z	2,3	3,5	
32..-B, 32..-B-2RSR, 32..-B-2Z, 32			
38..-B, 38..-B-2RSR, 38..-B-2Z			
33..-B, 33..-B-2RSR, 33, 33..-DA	4	6	

**Lagerbeiwerte
für Pendelkugellager**

Baureihe	Lagerbeiwert f_0		Lagerbeiwert f_1
	Fett/Ölnebel	Ölbild/Ölumlauf	
12	1	1,5	$0,0003 \cdot (P_0/C_0)^{0,4}$
13	1,3	2	
22	1,7	2,5	
23	2	3	

**Lagerbeiwerte
für Vierpunktlager**

Baureihe	Lagerbeiwert f_0		Lagerbeiwert f_1
	Fett/Ölnebel	Ölbild/Ölumlauf	
QJ2, QJ3	2,7	4	$0,001 \cdot (P_0/C_0)^{0,33}$

**Lagerbeiwerte
für Axial-Rillenkugellager**

Baureihe	Lagerbeiwert f_0		Lagerbeiwert f_1
	Fett/Ölnebel	Ölbild/Ölumlauf	
511, 512, 513, 514, 532, 533	1	1,5	$0,0012 \cdot (F_a/C_0)^{0,33}$
522, 523, 524, 542, 543	1,3	2	

**Bezeichnungen,
Einheiten und Bedeutungen**

B mm
 Breite des Lagers
 C_0 (C_{0r} , C_{0a}) N
 statische Tragzahl nach Maßtabellen
 d mm
 Wellendurchmesser
 P_0 N
 statisch äquivalente Lagerbelastung
 F_a N
 axiale dynamische Lagerbelastung
 F_r N
 radiale dynamische Lagerbelastung.

Reibung und Erwärmung

maßgebende Belastung für
Kugellager, Kegelrollenlager und
Pendelrollenlager

Lagerbauart	Einzellager P_1	Lagerpaar P_1
Rillenkugellager	$3,3 \cdot F_a - 0,1 \cdot F_r$	–
Schräggugellager einreihig	$F_a - 0,1 \cdot F_r$	$1,4 \cdot F_a - 0,1 \cdot F_r$
Schräggugellager zweireihig	$1,4 \cdot F_a - 0,1 \cdot F_r$	–
Vierpunktlager	$1,5 \cdot F_a + 3,6 \cdot F_r$	–
Kegelrollenlager	$2 \cdot Y \cdot F_a$ oder F_r den größeren Wert einsetzen	$1,21 \cdot Y \cdot F_a$ oder F_r den größeren Wert einsetzen
Pendelrollenlager	$1,6 \cdot F_a/e$ wenn $F_a/F_r > e$ $F_r \{1 + 0,6 \cdot [F_a/(e \cdot F_r)]^3\}$ wenn $F_a/F_r \leq e$. Bei zusätzlich axial belasteten Zylinderrollenlagern ist M_2 zum Reibungsmoment M_1 hinzuzufügen: $M = M_0 + M_1 + M_2$	

Achtung! Für $P_1 \leq F_r$ gilt $P_1 = F_r$!

Axial belastete Zylinderrollenlager

Bei axial belasteten Radial-Zylinderrollenlagern verursacht Gleitreibung zwischen den Stirnseiten der Wälzkörper und den Borden der Ringe das zusätzliche Reibungsmoment M_2 .

Das gesamte Reibungsmoment wird somit zu:

$$M_R = M_0 + M_1 + M_2$$

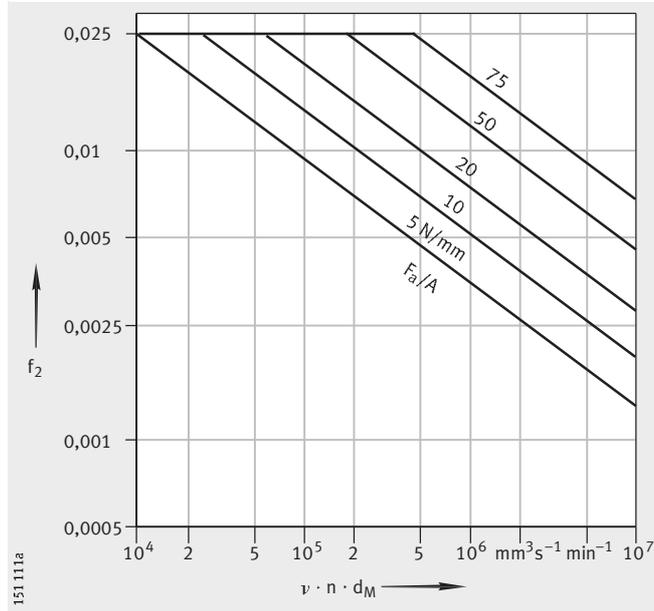
$$M_2 = f_2 \cdot F_a \cdot d_M$$

$$A = k_B \cdot 10^{-3} \cdot d_M^{2,1}$$

M_R Nmm
Gesamttriebmoment
 M_0 Nmm
drehzahlabhängiges Reibungsmoment
 M_1 Nmm
radiallastabhängiges Reibungsmoment
 M_2 Nmm
axiallastabhängiges Reibungsmoment
 f_2 –
von der Baureihe des Lagers abhängiger Beiwert, Bild 3, Seite 61
 A –
Lagerkennwert, nach obiger Formel
 F_a N
axiale dynamische Lagerbelastung
 k_B –
von der Baureihe des Lagers abhängiger Beiwert,
Tabelle Lagerbeiwert k_B , Seite 61
 d_M mm
mittlerer Lagerdurchmesser $(d + D)/2$.

f_2 = Lagerbeiwert
 F_a = axiale dynamische Lagerbelastung
 A = Lagerkennwert
 ν = Betriebsviskosität
 n = Betriebsdrehzahl
 d_M = mittlerer Lagerdurchmesser

Bild 3
 Lagerbeiwert f_2 abhängig vom Betriebskennwert $\nu \cdot n \cdot d_M$



Achtung!

Die Lagerbeiwerte f_2 unterliegen großen Streuungen! Die gezeigten Werte gelten für Ölumlaufschmierung bei ausreichender Ölmenge, Bild 3!

Kennlinien dürfen nicht extrapoliert werden, Bild 3!

Lagerbeiwert k_B

Baureihe	k_B
SL1818, SL0148	4,5
SL1829, SL0149	11
SL1830, SL1850	17
SL1822	20
LSL1923, ZSL1923	28
SL1923	30
NJ2...-E, NJ22...-E, NUP2...-E, NUP22...-E	18
NJ3...-E, NJ23...-E, NUP3...-E, NUP23...-E	23

Drehzahlen

Aufbauend auf DIN 732-1 wurde die Berechnung der thermischen Bezugsdrehzahl n_B in ISO 15 312 genormt. Die Berechnung der Bezugsdrehzahlen wurde dieser Norm angepasst, dadurch ergeben sich gegenüber den bisherigen Katalogangaben veränderte Werte. Mit der Normung wurden die Formelzeichen dem internationalen Standard angepasst.

Thermische Bezugsdrehzahl

Die thermische Bezugsdrehzahl n_B wird als Hilfsgröße zur Berechnung der thermisch zulässigen Drehzahl n_{zul} verwendet. Sie ist die Drehzahl, bei der sich unter definierten Bezugsbedingungen eine Lagertemperatur von +70 °C einstellt.

Bezugsbedingungen

Die Bezugsbedingungen orientieren sich an den üblichen Betriebsbedingungen der wichtigsten Lagerbauarten und Lagergrößen.

Sie sind in ISO 15 312 folgendermaßen festgelegt:

- mittlere Umgebungstemperatur $\vartheta_{Ar} = +20$ °C
- mittlere Lagertemperatur am Außenring $\vartheta_r = +70$ °C
- Belastung bei Radiallagern: $P_{1r} = 0,05 \cdot C_{Or}$
- Belastung bei Axiallagern: $P_{1a} = 0,02 \cdot C_{0a}$
- die Betriebsviskositäten:
Sie sind für Radiallager so gewählt, dass sich für Öl- und Fettschmierung etwa gleiche Bezugsdrehzahlen ergeben
 - Radiallager: $12 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ (ISO VG 32)
 - Axiallager: $24 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ (ISO VG 68)
- die Wärmeabfuhr über die Lagersitzflächen nach den folgenden Gleichungen:

für Radiallager, Lagersitz $A_r \leq 50\,000 \text{ mm}^2$

$$q_r = 0,016 \text{ W/mm}^2$$

für Radiallager, Lagersitz $A_r > 50\,000 \text{ mm}^2$

$$q_r = 0,016 \cdot \left(\frac{A_r}{50000} \right)^{-0,34} \text{ W/mm}^2$$

für Axiallager, Lagersitz $A_r \leq 50\,000 \text{ mm}^2$

$$q_r = 0,020 \text{ W/mm}^2$$

für Axiallager, Lagersitz $A_r > 50\,000 \text{ mm}^2$

$$q_r = 0,020 \cdot \left(\frac{A_r}{50000} \right)^{-0,16} \text{ W/mm}^2$$

Grenzdrehzahl

Die Grenzdrehzahl n_G beruht auf Erfahrungen aus der Praxis. Sie berücksichtigt zusätzliche Kriterien wie Laufruhe, Dichtfunktion und Fliehkräfte.

Achtung! Die Grenzdrehzahl darf auch bei günstigen Betriebsbedingungen und Kühlverhältnissen nicht überschritten werden!



Thermisch zulässige Drehzahl

Die thermisch zulässige Drehzahl n_{zul} wird nach DIN 732-2 (Entwurf) berechnet. Grundlage dafür ist die Wärmebilanz am Lager, das Gleichgewicht zwischen der drehzahlabhängigen Reibungsleistung und der temperaturabhängigen Wärmeabfuhr. Im Gleichgewichtszustand ist die Lagertemperatur konstant.

Die zulässige Betriebstemperatur bestimmt die thermisch zulässige Drehzahl n_{zul} des Lagers. Voraussetzungen für die Berechnung sind ein ordnungsgemäßer Einbau, ein normales Betriebsspiel und konstante Betriebsbedingungen.

Das Berechnungsverfahren gilt nicht für:

- abgedichtete Lager mit berührender Dichtung, denn die maximale Drehzahl wird von der zulässigen Gleitgeschwindigkeit an der Dichtlippe begrenzt
- Stützrollen und Kurvenrollen
- Einstell-Nadellager
- Axial-Rillenkugellager und Axial-Schräggugellager.

Lager mit Sonderkäfigen TBH, T9H ermöglichen auf Grund ihrer Käfige höhere Drehzahlen als nach diesem Verfahren berechnet.

Berechnen der thermisch zulässigen Drehzahl

Die thermisch zulässige Drehzahl n_{zul} ergibt sich aus der Bezugsdrehzahl n_B und dem Drehzahlverhältnis f_n :

$$n_{zul} = n_B \cdot f_n$$

Achtung! Grenzdrehzahl beachten!

Das Drehzahlverhältnis ergibt sich aus *Bild 1*, Seite 64:

$$k_L \cdot f_n^{5/3} + k_p \cdot f_n = 1$$

Im praxisüblichen Bereich von $0,01 < k_L < 10$ und $0,01 < k_p < 10$ kann f_n mit einer Näherungsgleichung berechnet werden:

$$f_n = \frac{490,77}{1 + 498,78 \cdot k_L^{0,599} + 852,88 \cdot k_p^{0,963} - 504,5 \cdot k_L^{0,055} \cdot k_p^{0,832}}$$

Wärmeabfuhr über die Lagersitzflächen \dot{Q}_S , *Bild 2*, Seite 64:

$$\dot{Q}_S = k_q \cdot A_r \cdot \Delta\vartheta_A$$

Wärmeabfuhr mit dem Schmierstoff \dot{Q}_L :

$$\dot{Q}_L = 0,0286 \frac{\text{kW}}{\text{l/min} \cdot \text{K}} \cdot \dot{V}_L \cdot \Delta\vartheta_L$$

Gesamter abgeführter Wärmestrom \dot{Q} :

$$\dot{Q} = \dot{Q}_S + \dot{Q}_L + \dot{Q}_E$$

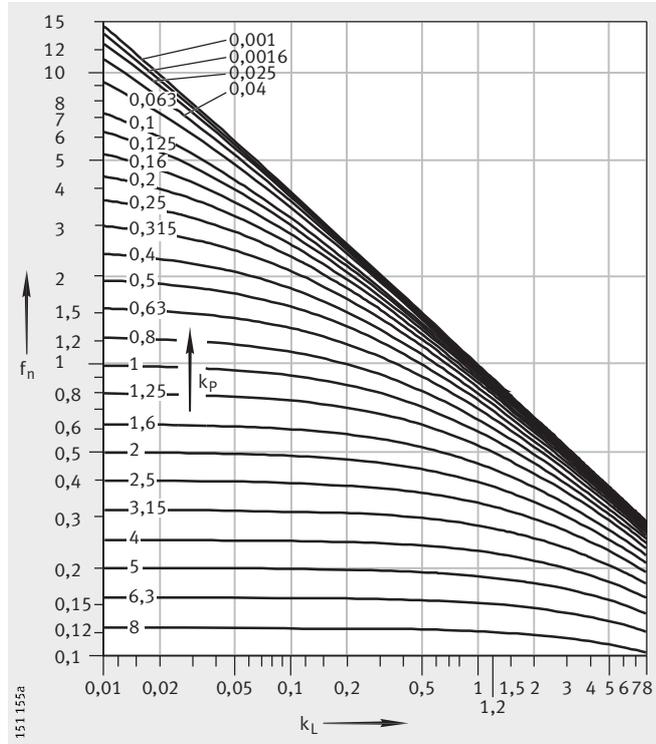
Schmierfilmparameter k_L :

$$k_L = 10^{-6} \cdot \frac{\pi}{30} \cdot n_B \cdot \frac{10^{-7} \cdot f_0 \cdot (\nu \cdot n_B)^2 \cdot d_M^3}{\dot{Q}}$$

Lastparameter k_p :

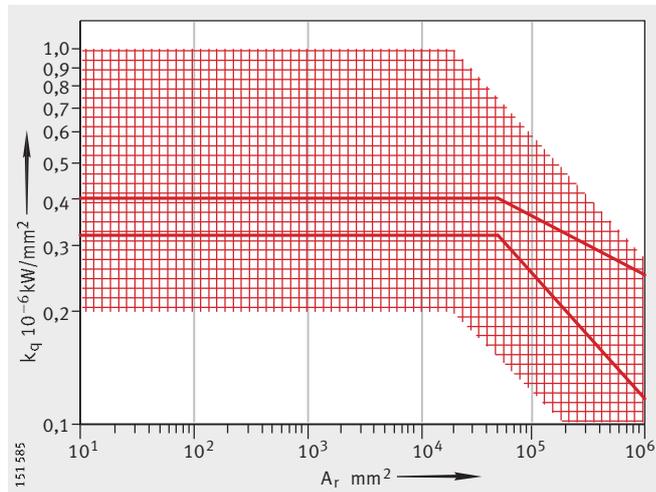
$$k_p = 10^{-6} \cdot \frac{\pi}{30} \cdot n_B \cdot \frac{f_1 \cdot P_1 \cdot d_M}{\dot{Q}}$$

Drehzahlen



f_n = Drehzahlverhältnis
 k_L = Schmierfilmparameter
 k_p = Lastparameter

Bild 1
 Drehzahlverhältnis f_n



k_q = Wärmedurchgangskoeffizient
 A_r = Lagersitzfläche

Bild 2
 Wärmedurchgangskoeffizient k_q ,
 abhängig von der Lagersitzfläche A_r

Bezeichnungen, Einheiten und Bedeutungen

- A_r mm²
 Lagersitzfläche für
 Radiallager: $A_r = \pi \times B \times (D + d)$
 Axiallager: $A_r = \pi/2 \times (D^2 - d^2)$
 Kegelrollenlager: $A_r = \pi \times T \times (D + d)$
 Axial-Pendelrollenlager: $A_r = \pi/4 \times (D^2 + d_1^2 - D_1^2 - d^2)$



**Bezeichnungen,
Einheiten und Bedeutungen**
Fortsetzung

B	mm
Breite des Lagers	
d	mm
Lagerbohrung	
D	mm
Lageraußendurchmesser	
d_1	mm
Außendurchmesser der Wellenscheibe	
D_1	mm
Innendurchmesser der Gehäusescheibe	
d_M	mm
mittlerer Lagerdurchmesser $(D + d)/2$	
f_0	–
Lagerbeiwert für drehzahlabhängiges Reibmoment (Kapitel Reibung und Erwärmung)	
f_1	–
Lagerbeiwert für lastabhängiges Reibmoment (Kapitel Reibung und Erwärmung)	
f_n	–
Drehzahlverhältnis, <i>Bild 1</i> , Seite 64	
k_L	–
Schmierfilmparameter	
k_p	–
Lastparameter	
k_q	10^{-6} kW/mm^2
Wärmedurchgangskoeffizient der Lagersitzfläche, <i>Bild 2</i> , Seite 64. Er hängt ab von der Gehäuseform und -größe, dem Gehäusewerkstoff und der Einbausituation. Für normale Einbautfälle liegt der Wärmedurchgangskoeffizient bei Lagersitzflächen bis $25\,000 \text{ mm}^2$ zwischen 0,2 und $1,0 \cdot 10^{-6} \text{ kW/mm}^2$	
P_1	N
Radiallast bei Radiallagern, Axiallast bei Axiallagern	
n_{zul}	min^{-1}
thermisch zulässige Drehzahl	
n_B	min^{-1}
Bezugsdrehzahl aus Maßtabellen	
q_r	W/mm^2
Wärmestromdichte	
\dot{Q}	kW
gesamter abgeführter Wärmestrom	
\dot{Q}_E	kW
Wärmestrom bei eventueller Fremderwärmung	
\dot{Q}_L	kW
mit dem Schmierstoff abgeführter Wärmestrom	
\dot{Q}_S	kW
über die Lagersitzflächen abgeführter Wärmestrom	
T	mm
Gesamtbreite eines Kegelrollenlagers	
\dot{V}_L	l/min
Öldurchfluss	
$\Delta \vartheta_A$	K
Differenz zwischen mittlerer Lagertemperatur und Umgebungstemperatur	
$\Delta \vartheta_L$	K
Differenz der Ölttemperaturen zwischen Ab- und Zulauf	
ν	$\text{mm}^2 \text{ s}^{-1}$
kinematische Viskosität des Schmierstoffs bei Betriebstemperatur.	

Schmierung

Grundlagen

Schmierung und Wartung sind wichtig für die zuverlässige Funktion und eine lange Gebrauchsdauer der Wälzlager.

Aufgaben des Schmierstoffes

Der Schmierstoff soll, *Bild 1*:

- an den Kontaktflächen einen ausreichend tragfähigen Schmierfilm ausbilden und damit Verschleiß und vorzeitige Ermüdung vermeiden ①
- bei Ölschmierung die Wärme ableiten ②
- bei Fettschmierung das Lager zusätzlich nach außen gegen feste und flüssige Verunreinigungen abdichten ③
- das Laufgeräusch dämpfen ④
- vor Korrosion schützen ⑤.

- ① tragfähigen Schmierfilm ausbilden
- ② bei Ölschmierung Wärme ableiten
- ③ bei Fettschmierung das Lager nach außen gegen Verunreinigungen abdichten
- ④ Laufgeräusch dämpfen
- ⑤ vor Korrosion schützen

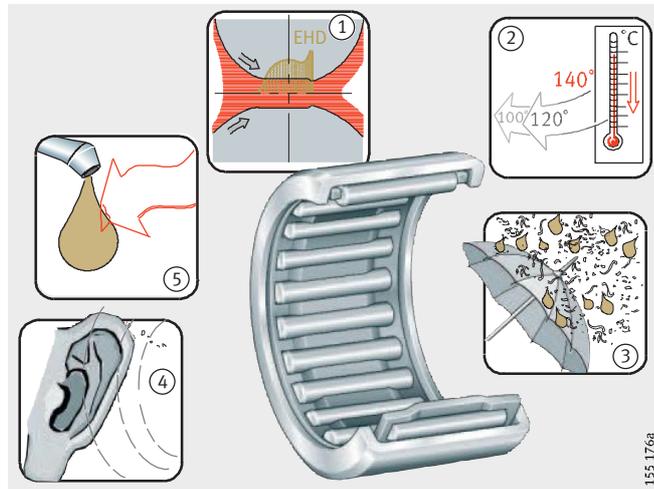


Bild 1

Aufgaben des Schmierstoffes

Wahl der Schmierungsart

Bei der Konstruktion möglichst früh festlegen, ob die Lager mit Fett oder Öl geschmiert werden.

Für die Art der Schmierung und die Schmierstoffmenge sind entscheidend:

- die Betriebsbedingungen
- die Bauform und Größe des Lagers
- die Anschlusskonstruktion
- die Schmierstoffführung.

Kriterien für Fettschmierung

Bei Fettschmierung sind folgende Kriterien zu betrachten:

- sehr geringer konstruktiver Aufwand
- Dichtwirkung
- Depotwirkung
- hohe Gebrauchsdauer bei geringem Wartungsaufwand (unter Umständen „For Life“-Schmierung möglich)
- bei Nachschmierung gegebenenfalls Auffangraum für Altfett und Zuführungskanäle berücksichtigen
- keine Wärmeabfuhr durch den Schmierstoff
- kein Ausspülen von Verschleiß- und sonstigen Partikeln.

Kriterien für Ölschmierung

Bei Ölschmierung sind zu betrachten:

- gute Schmierstoffverteilung/-versorgung des Kontaktes
- Wärmeabfuhr aus dem Lager möglich (wichtig vor allem bei hohen Drehzahlen/Belastungen)
- Ausspülen von Verschleißpartikeln
- bei Minimalmengenschmierung sehr geringe Reibungsverluste
- aufwändigere Zuführung und Abdichtung erforderlich.

Bei extremen Betriebsbedingungen (zum Beispiel sehr hohe Temperaturen, Vakuum, aggressive Medien) sind auch Sonder-schmierverfahren, wie Feststoffschmierung nach Rücksprache mit dem Ingenieurdienst möglich.

Gestaltung der Schmierstoffleitungen

Gestaltung der Zuführleitungen und Schmierbohrungen in den Gehäusen und Wellen, *Bild 2* und *Bild 3*:

- direkt zur Schmierbohrung des Wälzlagers führen
- möglichst kurz halten
- für jedes Lager eine eigene Leitung vorsehen.

Achtung! Auf befüllte Leitungen achten, *Bild 2*; Leitung eventuell entlüften! Hinweise der Schmieranlagenhersteller beachten!

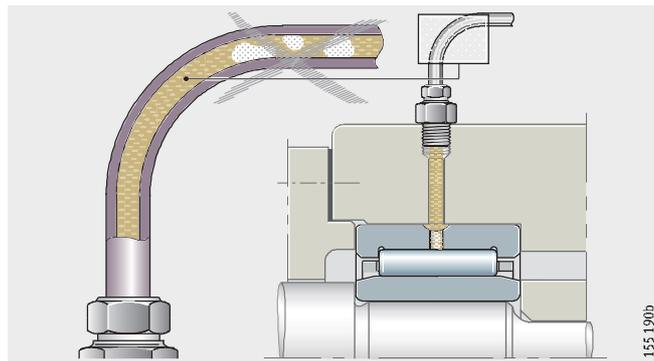


Bild 2
Schmierstoffleitungen

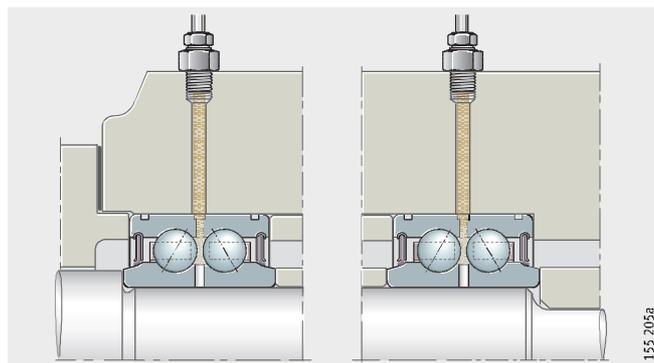


Bild 3
Anordnung der Leitungen
bei mehreren Lagern auf einer Welle

Schmierung

Fettschmierung

Fette sind nach den unterschiedlich aufgebauten Verdickern und nach den Grundölen unterscheidbar. Für die Grundöle der Fette gelten die Aussagen im Abschnitt Ölschmierung, Seite 83.

Aufbau eines Schmierfettes

Die herkömmlichen Fette haben Metallseifen als Verdicker und mineralisches Grundöl.

Zusätzlich enthalten sie Additive. Diese beeinflussen zum Beispiel gezielt die Eigenschaften hinsichtlich Verschleißschutz, Korrosionsschutz oder Alterungsstabilität. Diese Additiv-Packages sind jedoch nicht in jedem Temperatur- und Lastbereich wirksam.

Fette verhalten sich sehr unterschiedlich gegenüber Umwelteinflüssen wie Temperatur und Feuchtigkeit.

- ① Verdicker
- ② Additivierung
- ③ Grundöl
- ④ Fett

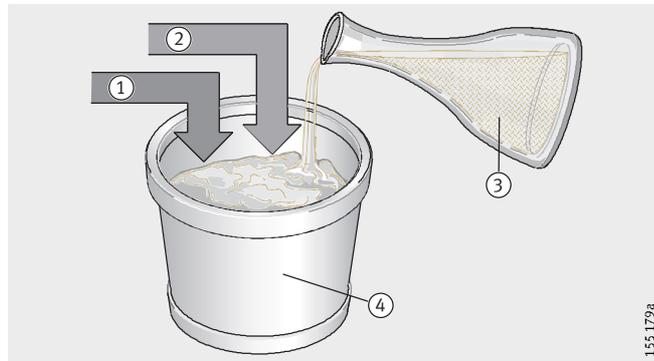


Bild 4
Art des Schmierfettes

Achtung!

Verträglichkeit der Schmierstoffe prüfen:

- zu Schmierstoffen untereinander
- zu Korrosionsschutzmitteln
- zu Thermoplasten, Duroplasten und Elastomeren
- zu Leicht- und Buntmetallen
- zu Beschichtungen
- zu Farben, Lacken
- zur Umwelt.

Bei der Umweltverträglichkeit sind unter anderem Toxizität, biologische Abbaubarkeit und Wassergefährdungsklasse zu berücksichtigen!



Art des Schmierfettes

Die Eigenschaften eines Schmierfettes hängen ab von:

- dem Grundöl
- der Viskosität des Grundöles (wichtig für den Drehzahlbereich)
- dem Verdicker (Scherfestigkeit wichtig für den Drehzahlbereich)
- der Additivierung.

Konsistenz der Schmierfette

Schmierfette sind in Konsistenzklassen – NLGI-Klassen – eingeteilt (DIN 51818). Für Wälzlager werden bevorzugt die Klassen 1, 2, 3 eingesetzt, *Bild 5*.

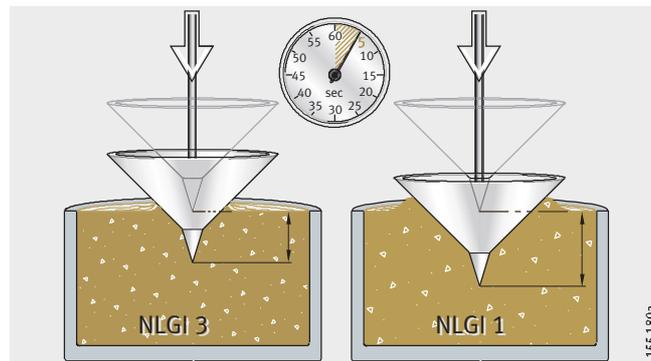


Bild 5

Konsistenz von Schmierfetten

Auswahl des geeigneten Fettes

Geeignet sind Wälzlager-Schmierfette K nach DIN 51825.

Die geeigneten Fette sind nach den Betriebsbedingungen des Lagers zu wählen:

- Temperatur
- Druckbelastung
- Drehzahl
- Wasser/Feuchtigkeit.

Gebrauchstemperaturbereich

Der Gebrauchstemperaturbereich des Fettes muss dem Bereich der möglichen Betriebstemperaturen im Wälzlager entsprechen.

Die Fetthersteller geben für ihre Wälzlager-Schmierfette K nach DIN 51825 einen Gebrauchstemperaturbereich an.

Der obere Wert wird nach DIN 51821 über die Prüfung mit dem FAG-Wälzlagerfett-Prüfgerät FE 9 festgelegt. Bei der oberen Gebrauchstemperatur muss in diesem Test eine 50-prozentige Ausfallwahrscheinlichkeit (F_{50}) von mindestens 100 Stunden erreicht werden.

Der untere Wert wird nach DIN 51825 über den Fließdruck definiert. Der Fließdruck für ein Schmierfett ist der erforderliche Druck, um einen Strang des Schmierfettes durch eine definierte Düse zu drücken.

Für Schmierfette K muss der Fließdruck bei der unteren Gebrauchstemperatur kleiner 1400 mbar sein.

Schmierung

Die Bestimmung der unteren Gebrauchstemperatur nach dem Fließdruck sagt jedoch nur aus, ob das Schmierfett bei dieser Temperatur förderbar ist. Eine Aussage über die Tieftemperatur-Eignung in Wälzlagern kann daraus nicht abgeleitet werden.

Daher wird zusätzlich für die untere Gebrauchstemperatur eines Schmierfettes auch die Bestimmung des Tieftemperatur-Reibungsmomentes nach ASTM D 1478 oder IP 186/93 herangezogen. Bei der unteren Gebrauchstemperatur darf das Startdrehmoment nicht größer als 1000 Nmm und das Laufdrehmoment nicht größer als 100 Nmm sein.

Die Schaeffler Gruppe Industrie empfiehlt Schmierfette im Hinblick auf die sich einstellende Lagertemperatur im Standard-Einsatzbereich zu verwenden, um eine zuverlässige Schmierwirkung beziehungsweise eine annehmbare Fettgedauerdauer zu erreichen, *Bild 6*.

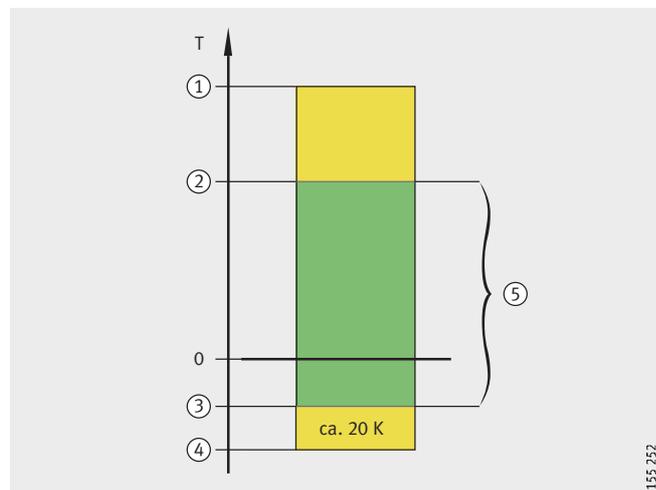
Fette geben bei niedrigen Temperaturen nur wenig Grundöl ab. Als Folge kann hier Mangelschmierung auftreten. Daher empfiehlt die Schaeffler Gruppe Industrie die Fette nicht unterhalb der unteren Dauergrenzttemperatur $T_{\text{Grenz,unten}}$ zu verwenden, *Bild 6*. Diese liegt circa 20 K über der unteren Gebrauchstemperatur des Fettes nach Angaben der Fetthersteller.

Die obere Dauergrenzttemperatur $T_{\text{Grenz,oben}}$ darf nicht überschritten werden, wenn eine temperaturbedingte Minderung der Fettgedauerdauer vermieden werden soll. Sehen Sie hierzu Abschnitt Fettgedauerdauer, Seite 74.

Achtung! Bei isotherm niedrigen Temperaturen (zum Beispiel Kühlhausanwendungen) muss sichergestellt werden, dass die Ölabgabe des Fettes abhängig vom Lagertyp ausreichend ist!

- ① obere Gebrauchstemperatur nach Fetthersteller
- ② $T_{\text{Grenz,oben}}$
- ③ $T_{\text{Grenz,unten}}$
- ④ untere Gebrauchstemperatur nach Fetthersteller
- ⑤ Standard-Einsatzbereich

Bild 6
Gebrauchstemperaturbereich



Druckbelastbarkeit Für einen tragfähigen Schmierfilm muss die Viskosität bei Betriebstemperatur ausreichend hoch sein.

Bei hohen Belastungen Schmierfette mit EP-Eigenschaften – „extreme pressure“ – und hoher Grundölviskosität verwenden (KP-Fett nach DIN 51825).

Solche Fette auch einsetzen für Lager mit höherem Gleitanteil bzw. Linienkontakt.

Silikonschmierfette nur bei geringen Belastungen ($P \leq 3\% C$) einsetzen.

Achtung! Schmierfette mit Festschmierstoffen bevorzugt für Anwendungen im Misch-/Grenzreibungsgebiet einsetzen!

Festschmierstoff-Partikelgröße von $5 \mu\text{m}$ nicht überschreiten!

Drehzahl Schmierfett nach dem Drehzahlkennwert $n \cdot d_M$ für Fett auswählen (siehe Tabelle, Seite 72 und Seite 73):

- Für schnell laufende Wälzlager oder bei kleinem Anlaufmoment Fette mit hohem Drehzahlkennwert nehmen
- für langsam laufende Lager Fette mit niedrigem Drehzahlkennwert verwenden.

Bei Zentrifugalbeschleunigungen größer $500 g$ kann es zu einer Separierung (das heißt Trennung von Verdicker und Grundöl) kommen. In diesem Fall Rücksprache mit dem Schmierstoffhersteller halten.

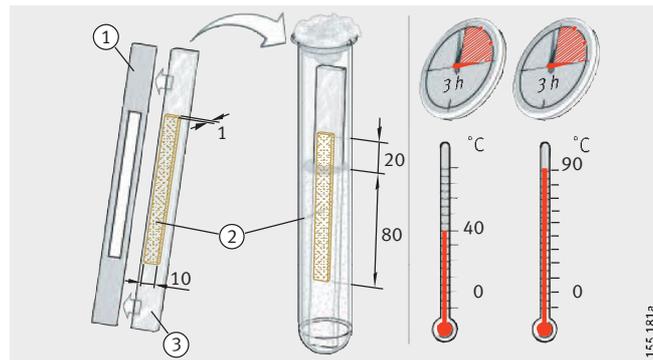
Achtung! Polyharnstofffette können bei Scherbeanspruchung ihre Konsistenz stärker als Metallseifenfette ändern!

Wasser/Feuchtigkeit Wasser im Schmierfett setzt die Gebrauchsdauer der Lager stark herab:

- das statische Verhalten von Schmierfetten gegenüber Wasser wird nach DIN 51807 bewertet, siehe *Bild 7*
- die Korrosionsschutzeigenschaften können nach DIN 51802 (Emcor-Test) geprüft werden – Angaben in den Datenblättern der Fetthersteller.

- ① Schablone
② Fettprobe
③ Glasstreifen

Bild 7
Verhalten gegenüber Wasser
nach DIN 51807



Schmierung

Schmierfette mit besonderer Eignung

Die Schaeffler Gruppe Industrie verwendet Schmierfette nach der Tabelle Fette. Diese haben sich in mechanisch-dynamischen Tests für die Anwendungen als besonders geeignet erwiesen.

Fette

Kurzzeichen	Klassifizierung	Art des Schmierfettes
GA01	Kugellagerfett für $T < +180\text{ °C}$	Polyhamstoff Esteröl
GA02	Kugellagerfett für $T < +160\text{ °C}$	Polyhamstoff SHC
GA13	Kugel-/Spannlagerfett Standard für $D > 62\text{ mm}$	Lithiumseife Mineralöl
GA14	Kugellagerfett geräuscharm für $D \cong 62\text{ mm}$	Lithiumseife Mineralöl
GA15	Kugellagerfett geräuscharm, hohe Drehzahlen	Lithiumseife Esteröl
GA22	Leichtlauf fett mit niedrigem Reibungsmoment	Lithiumseife Esteröl
L014	Spannlager-Erstbefettung bei tiefen Temperaturen	Gel Esteröl
L086	Spannlager-Erstbefettung für weiten Temperaturbereich und niedrige Belastungen	Natriumkomplekseife Silikonöl
GA08	Fett für Linienberührung	Lithiumkomplekseife Mineralöl
GA26	Standardfett für Hülsenfreiläufe	Calcium-Lithiumseife Mineralöl
GA28	Vorschubspindellagerfett	Lithiumseife Esteröl
GA11	medienbeständiges Wälzlagerfett für Temperaturen bis $+250\text{ °C}$	PTFE Alkoxyfluorether
GA47	medienbeständiges Wälzlagerfett für Temperaturen bis $+140\text{ °C}$	Bariumkomplekseife Mineralöl

- 1) Die obere Dauergrenztemperatur $T_{\text{Grenz,oben}}$ darf nicht überschritten werden, wenn eine temperaturbedingte Minderung der Fettgebrauchsdauer vermieden werden soll.
- 2) Abhängig vom Lagertyp.
- 3) Gebrauchstemperaturbereich nicht nach DIN 51825 bestimmt, sondern nach MIL-Spezifikation

Gebrauchs- temperaturbereich °C	obere Dauergrenz- temperatur $T_{\text{Grenz,oben}}^{1)}$ °C	NLGI- Klasse	Drehzahl- kennwert $n \cdot d_M$ $\text{min}^{-1} \cdot \text{mm}$	ISO-VG-Klasse (Grundöl) ²⁾	Kurzzeichen
-40 bis +180	+115	2 bis 3	600 000	68 bis 220	GA01
-40 bis +160	+85	2 bis 3	500 000	68 bis 220	GA02
-30 bis +140	+75	3	500 000	68 bis 150	GA13
-30 bis +140	+75	2	500 000	68 bis 150	GA14
-50 bis +150	+70	2 bis 3	1000 000	22 bis 32	GA15
-50 bis +120	+70	2	1000 000	10 bis 22	GA22
-54 bis +204 ³⁾	+80	1 bis 2	900 000	22 bis 46	L014
-40 bis +180	+115	3	150 000	68 bis 150	L086
-30 bis +140	+95	2 bis 3	500 000	150 bis 320	GA08
-20 bis +80	+60	2	500 000	10 bis 22	GA26
-30 bis +160	+110	2	600 000	15 bis 100	GA28
-40 bis +250	+180	2	300 000	460 bis 680	GA11
-20 bis +140	+70	1 bis 2	350 000	150 bis 320	GA47

Schmierung

Fettgebrauchsdauer

Die Fettgebrauchsdauer t_{fG} wird zur bestimmenden Größe, wenn sie kleiner ist als die errechnete Lagerlebensdauer. Sie gilt, wenn Wälzlager nicht nachgeschmiert werden.

Ein Richtwert für die Fettgebrauchsdauer t_{fG} ist näherungsweise bestimmbar.

$$t_{fG} = t_f \cdot K_T \cdot K_P \cdot K_R \cdot K_U \cdot K_S$$

t_{fG} h
Richtwert für die Fettgebrauchsdauer

t_f h
Grundfettgebrauchsdauer

K_T, K_P, K_R, K_U, K_S –
Korrekturfaktoren für Temperatur, Belastung, Oszillation, Umgebung, senkrechte Welle, Seite 77 bis Seite 80.

Achtung! Eine Fettgebrauchsdauer > 3 Jahre ist auch mit dem Schmierstoffhersteller abzustimmen!

Grundfettgebrauchsdauer

Die Grundfettgebrauchsdauer t_f gilt unter folgenden Voraussetzungen, Tabelle:

Voraussetzungen für die Grundfettgebrauchsdauer t_f

	Bedingung
Lagertemperatur	< obere Dauergrenztemperatur $T_{Grenz,oben}$
Belastungsverhältnis	$C_0/P = 20$
Drehzahl und Belastung	konstant
Belastung in Hauptrichtung	Radiallager radial, Axiallager axial
Drehachse	horizontal bei Radiallager
Innenring	drehend
Umgebungseinflüsse	keine störenden

lagerbezogener Drehzahlkennwert $k_f \cdot n \cdot d_M$

Die Grundfettgebrauchsdauer t_f hängt vom lagerbezogenen Drehzahlkennwert $k_f \cdot n \cdot d_M$ ab.

k_f –
Faktor der Lagerbauart, Tabelle Faktor k_f , Seite 75
 n min^{-1}
Betriebsdrehzahl bzw. äquivalente Drehzahl
 d_M mm
mittlerer Lagerdurchmesser $(d + D)/2$.

Faktor k_f – abhängig von der Lagerbauart

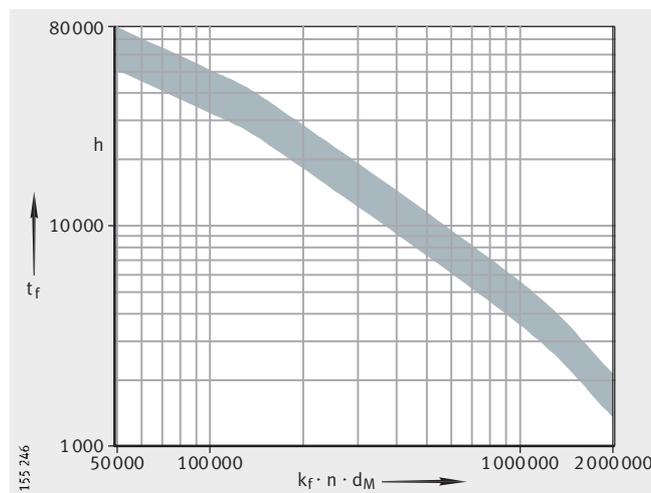
Lagerbauart	Faktor k_f
Rillenkugellager einreihig	1
Rillenkugellager zweireihig	1,5
Schrägkugellager einreihig	1,6
Schrägkugellager zweireihig	2
Vierpunktlager	1,6
Pendelkugellager	1,45
Axial-Rillenkugellager	5,5
Axial-Schrägkugellager zweireihig	1,4
Zylinderrollenlager einreihig mit konstanter Axiallast	3,25
Zylinderrollenlager einreihig mit wechselnder Axiallast	2
Zylinderrollenlager zweireihig	3,5
Zylinderrollenlager vollrollig	5,3
Kegelrollenlager	4
Tonnenlager	10
Pendelrollenlager ohne Mittelbord	8
Pendelrollenlager mit Mittelbord	10,5
Nadelkränze/Nadellager	3,6
Nadelhülsen/Nadelbüchsen	4,2
Stützrollen/Kurvenrollen mit Käfig/vollrollig	15,5
Stützrollen/Kurvenrollen vollnadelig	30
Laufrollen einreihig	1
Laufrollen zweireihig	2
Stützrollen PWTR/Kurvenrollen PWKR	3,2
Zylinderrollenlager LSL/ZSL	3,1
Kreuzrollenlager	4,4
Axial-Nadellager/Axial-Zylinderrollenlager	58
Spannlager/Gehäuseeinheiten	1

Ermittlung der Grundfettgebrauchsdauer t_f

Lagerbezogenen Drehzahlkennwert $k_f \cdot n \cdot d_M$ bestimmen und Grundfettgebrauchsdauer t_f aus *Bild 8* ermitteln.

t_f = Grundfettgebrauchsdauer
 $k_f \cdot n \cdot d_M$ = Drehzahlkennwert

Bild 8
Bestimmung der Grundfettgebrauchsdauer t_f





Schmierung

Hinweise zur Berechnung der Fettgebrauchsdauer kombinierte Wälzlager

Achtung!

Radiallager und Axiallager getrennt berechnen – bestimmend ist die jeweils kürzere Fettgebrauchsdauer!

drehender Außenring

Bei drehendem Außenring kann sich die Fettgebrauchsdauer verkürzen.

Bei Stütz- und Kurvenrollen:

- dürfen keine Winkelfehler auftreten
- sind die Auswirkungen des drehenden Außenrings auf die Fettgebrauchsdauer im Lagerbauartfaktor k_f berücksichtigt.

Einschränkungen

Achtung!

Die Fettgebrauchsdauer kann nicht nach dem beschriebenen Verfahren ermittelt werden:

- wenn das Schmierfett aus dem Wälzlager auslaufen kann
 - das Grundöl übermäßig ausdampft
 - bei Lagern ohne Abdichtung
 - bei Axiallagern mit waagrechter Drehachse
- wenn im Betrieb Luft durch das Wälzlager gesaugt wird
 - das Fett kann oxidieren
- bei Changierbetrieb
 - das Fett verteilt sich über den Gesamthub
- wenn Schmutz, Wasser oder andere Flüssigkeiten in die Lager eindringen
- für Spindellager
- für Hülsenfreiläufe
- bei Lagern für Gewindetriebe
- bei Genauigkeitslagern für kombinierte Lasten!

Weitere Hinweise zur Schmierung in den Produkt-Kapiteln beachten!

Korrekturfaktoren zur Bestimmung der Fettgebrauchsdauer Temperaturfaktor K_T

Liegt die Lagertemperatur über der
Dauergrenztemperatur $T_{\text{Grenz,oben}}$ so ist K_T nach Diagramm zu
bestimmen, *Bild 9*.

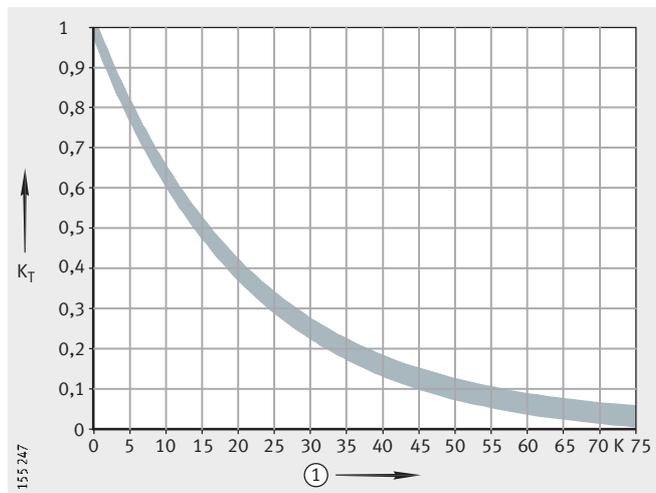
Achtung!

Diagramm nicht anwenden, wenn die Lagertemperatur höher
ist als die obere Gebrauchstemperatur des angewendeten Fettes,
siehe Tabelle Fette, Seite 72!

Gegebenenfalls anderes Fett auswählen und/oder Ingenieurdienst
zu Rate ziehen!

K_T = Temperaturfaktor
① K über $T_{\text{Grenz,oben}}$

Bild 9
Temperaturfaktor K_T



Schmierung

Belastungsfaktor K_p

Der Belastungsfaktor beschreibt die Minderung für höhere Belastung, abhängig vom Lagertyp. Hier wird das Schmierfett stärker beansprucht, *Bild 10*.

Grundlage sind Lithiumseifenfette guter Qualität.

①, ②, ③, ④ siehe Tabelle K_p -Faktor
 C_0/P = Verhältnis statische Tragzahl/
 dynamisch äquivalente Lagerbelastung

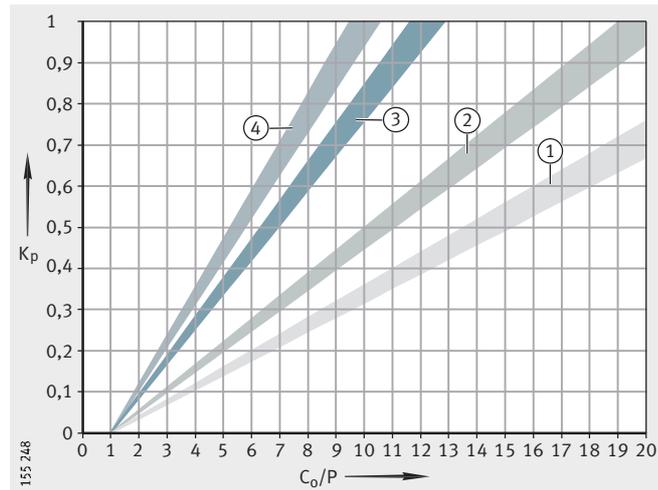


Bild 10
 K_p -Faktor für Lager

K_p -Faktor

Kurve ¹⁾	Lagerbauart
①	Axial-Schrägkugellager zweireihig
	Axial-Rillenkugellager
	Axial-Nadellager/Axial-Zylinderrollenlager
	Kreuzrollenlager
②	Pendelrollenlager mit Mittelbord
	Nadelkränze/Nadellager
	Nadelhülsen/Nadelbüchsen
	Zylinderrollenlager zweireihig
③	Stützrollen PWTR/Kurvenrollen PWKR
	Zylinderrollenlager LSL/ZSL
	Stützrollen/Kurvenrollen mit Käfig/vollrollig
	Stützrollen/Kurvenrollen vollnadelig
	Kegelrollenlager
	Pendelrollenlager ohne Mittelbord (E1)
	Tonnenlager
	Zylinderrollenlager vollrollig
	Zylinderrollenlager einreihig (konstante/wechselnde Last)
	Vierpunktlager
④	Rillenkugellager (einreihig/zweireihig)
	Schrägkugellager (einreihig/zweireihig)
	Pendelkugellager
	Laufrollen (einreihig/zweireihig)
	Spannlager/Gehäuseeinheiten

¹⁾ Kurven siehe *Bild 10*.



Oszillationsfaktor K_R Oszillierende Bewegungen beanspruchen das Schmierfett höher als rotative.

Achtung! Um Tribokorrosion zu vermindern, Schmierfrist verkürzen!
Wenn keine vollständige Wälzkörperumdrehung stattfindet, bitte den Ingenieurdienst zu Rate ziehen!

Der Faktor K_R wirkt sich ab einem Schwenkwinkel φ von $< 180^\circ$ aus, Bild 11 und Bild 12.

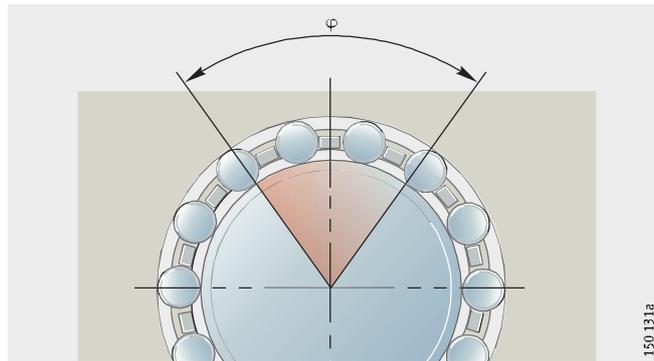
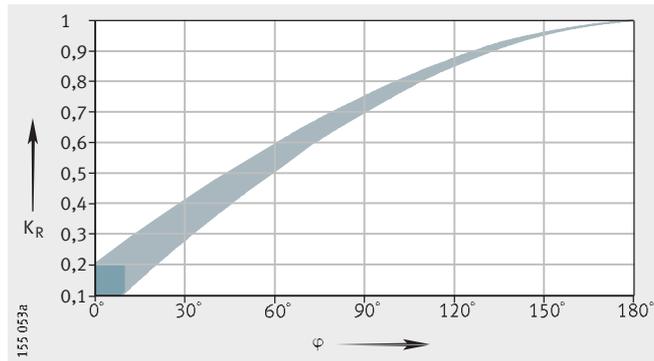


Bild 11
Schwenkwinkel φ



K_R = Oszillationsfaktor
 φ = Schwenkwinkel

Bild 12
Oszillationsfaktor K_R

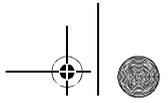
Umgebungsfaktor K_U Der Umgebungsfaktor K_U berücksichtigt Einflüsse durch Feuchtigkeit, Rüttelkräfte, geringe Vibrationen (Ursache für Tribokorrosion) und Stöße, siehe Tabelle Umgebungsfaktor K_U .

Achtung! Der Umgebungsfaktor K_U berücksichtigt keine extremen Umgebungseinflüsse wie Wasser, aggressive Medien, Schmutz, radioaktive Strahlung und extreme Vibrationen, wie zum Beispiel bei Rüttlern!

Zum Thema Verschmutzung auch das Kapitel Einfluss der Verschmutzung auf die Lebensdauerberechnung beachten!

Umgebungsfaktor K_U

Umgebungseinfluss	Umgebungsfaktor K_U
gering	1
mittel	0,8
stark	0,5



Schmierung

Faktor K_S für senkrechte Wellen Ist mit erhöhtem Fettaustritt zu rechnen, zum Beispiel bei Radiallagern mit senkrechter Drehachse, ist der Faktor nach Tabelle Faktor K_S für senkrechte Welle zu berücksichtigen.

Faktor K_S für senkrechte Welle

senkrechte Welle	Faktor K_S
senkrechte Welle (je nach Abdichtung)	0,5 bis 0,7
ansonsten	1

Nachschmierfristen

Für Wälzlager, die nachgeschmiert werden, ist die Schmierfrist zu beachten, damit die sichere Funktion der Lager gewährleistet ist.

Achtung! Genaue Schmierfrist durch Versuche unter Anwendungsbedingungen ermitteln:

- ausreichend langen Beobachtungszeitraum wählen
- Fettzustand in regelmäßigen Zeitabständen prüfen!

Bei den meisten Anwendungen ist der Richtwert erfahrungsgemäß:

$$t_{FR} = 0,5 \cdot t_{FG}$$

t_{FR} Richtwert für die Nachschmierfrist

t_{FG} Richtwert für die Fettgebrauchsdauer.

Bedingungen

Gleiches Schmierfett wie bei der Erstbefettung verwenden.

Bei anderen Fetten Mischbarkeit und Verträglichkeit der Fette prüfen

Nachschmieren:

- bei betriebswarmem und drehendem Lager
- vor dem Stillstand
- vor langen Betriebsunterbrechungen.

Nachschmiermenge

Aufgrund der kompakten Bauweise der INA-/FAG-Lager empfehlen wir, eine Nachschmierung mit 50% bis 80% der Erstbefettungsmenge vorzunehmen.

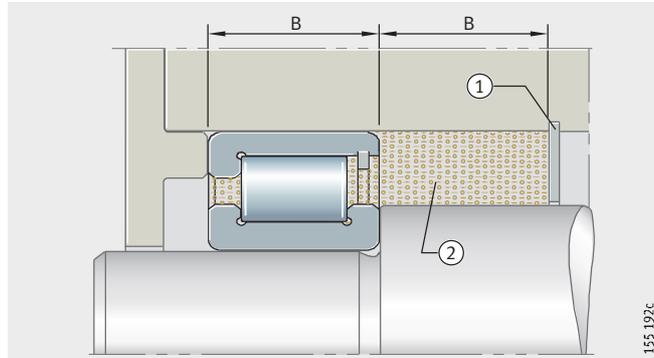
Sind luftgefüllte Zufuhrleitungen vorhanden, so ist das Füllvolumen der Zufuhrleitungen bei der Nachschmiermenge hinzu zu rechnen.

Nachschmierung

Nachfetten, bis sich an den Dichtspalten ein frischer Fettkragen bildet. Altes Schmierfett muss ungehindert aus dem Lager austreten können.

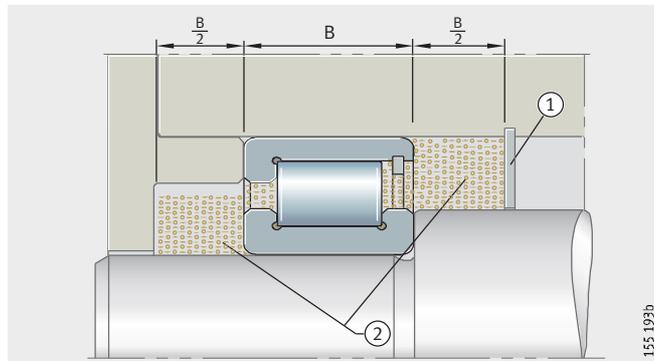
- ① Dichtscheibe
- ② Schmierfett-Depot

Bild 13
Fettvorrat einseitig



- ① Dichtscheibe
- ② Schmierfett-Depot

Bild 14
Fettvorrat zweiseitig



Die Erstbefüllungsmenge liegt zwischen 30% und 100% des freien Lagervolumens, abhängig von der Lagertyp und den Betriebsbedingungen.

Ein Fettvorrat kann die Fettgebrauchsdauer verlängern. Das Fett im Vorratsraum muss mit dem Fett der Laufbahn ständig im Kontakt sein. Größere Fettvorräte steigern die Fettgebrauchsdauer nicht proportional.

Das Volumen des Fettvorrats soll dem Volumen des Lagers zwischen Innen- und Außenring entsprechen (Käfig und Wälzkörper nicht berücksichtigt), *Bild 13* und *Bild 14*.

Ein Abdampfen des Basisöles ist durch konstruktive Maßnahmen zu verhindern – zum Beispiel mit Dichtscheiben, *Bild 13* und *Bild 14*.



Schmierung

Mischbarkeit

Fettmischungen sind grundsätzlich zu vermeiden.

Falls Fettmischungen nicht vermeidbar sind, müssen folgende Voraussetzungen beachtet werden:

- gleiche Grundölbasis
- übereinstimmender Verdickertyp
- ähnliche Grundölviskositäten – nicht weiter auseinander als eine ISO-VG-Klasse
- gleiche Konsistenz – NLGI-Klasse.

Achtung! Unbedingt beim Fetthersteller anfragen!

Auch bei der Erfüllung dieser Voraussetzungen ist eine Beeinträchtigung der Leistungsfähigkeit des Mischfettes nicht ausgeschlossen.

Wird bewusst auf eine andere Fettsorte umgestellt, so sollte eine Fettspülung vorgenommen werden, sofern die konstruktive Ausbildung der Einbaustelle dies zulässt. Eine weitere Nachschmierung sollte nach einem verkürzten Zeitraum vorgenommen werden.

Achtung! Bei der Mischung nicht verträglicher Fette kann es zu starken Strukturänderungen kommen, auch eine starke Erweichung des Mischfettes ist möglich!

Konkrete Aussagen zur Mischbarkeit können nur über geeignete Versuche erreicht werden!

Lagerfähigkeit

Die eingesetzten Fette sind in der Regel 3 Jahre lagerfähig.

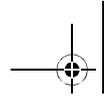
Voraussetzungen dafür sind:

- ein umschlossener Raum – Lagerraum
- Temperaturen zwischen 0 °C und + 40 °C
- eine relative Luftfeuchtigkeit nicht über 65%
- keine Einwirkung chemischer Agenzien – Dämpfe, Gase, Flüssigkeiten
- dass die Wälzlager abgedichtet sind.

Achtung! Schmierstoffe altern durch Umwelteinflüsse. Angaben der Schmierstoffhersteller einhalten!

Nach längerer Lagerung kann das Anlauf-Reibungsmoment befetteter Lager vorübergehend höher sein. Außerdem kann die Schmierfähigkeit des Fettes nachgelassen haben!

Da die Schmiereigenschaften von Schmierfetten schwanken und da aufgrund von Globalisierung unterschiedliche Rohstoffe bei gleichen Fettamen verwendet werden können, können wir weder für die vom Kunden zur Nachschmierung eingesetzten Schmierstoffe noch für deren Eigenschaften im Betrieb eine Gewähr übernehmen!



Ölschmierung

Zur Schmierung von Wälzlagern eignen sich grundsätzlich Mineralöle oder Syntheseöle. Schmieröle auf Mineralölbasis werden am häufigsten verwendet. Sie müssen mindestens die Anforderungen nach DIN 51 517 oder DIN 51 524 erfüllen. Sonderöle, oft synthetische Öle, werden bei extremen Betriebsbedingungen oder besonderen Anforderungen an die Ölbeständigkeit eingesetzt.

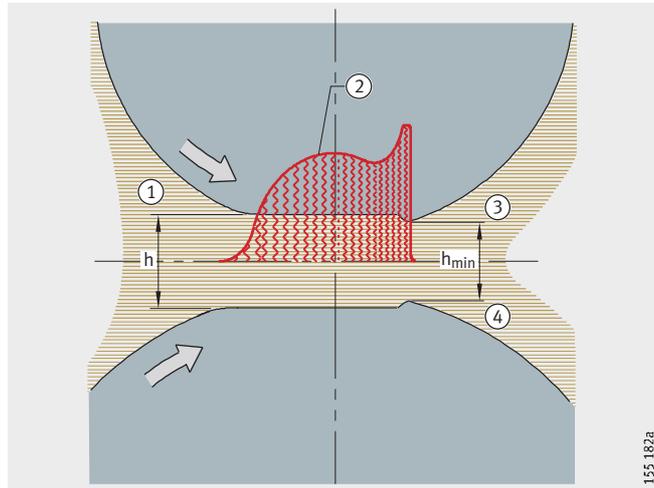
Achtung! Bitte wenden Sie sich in diesen Fällen an die Schmierstoffhersteller oder unseren Ingenieurdienst!

Betriebstemperaturen

Achtung! Maßgebend sind die Angaben der Schmierstoffhersteller!

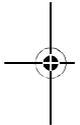
Auswahl des geeigneten Öls

Die erreichbare Lebensdauer und die Sicherheit gegen Verschleiß sind umso höher, je besser die Kontaktflächen durch einen Schmierfilm getrennt sind, *Bild 15* und Kapitel Tragfähigkeit und Lebensdauer.



- ① Einlaufzone
- ② Druckverlauf nach EHD-Theorie
- ③ Auslaufzone
- ④ Schmierstoff

Bild 15
Schmierfilm in den Kontaktzonen –
schematisch dargestellt



Schmierung

Bezugsviskosität für Mineralöle

Der Richtwert für ν_1 hängt ab:

- vom mittleren Lagerdurchmesser d_M und von der Drehzahl n .

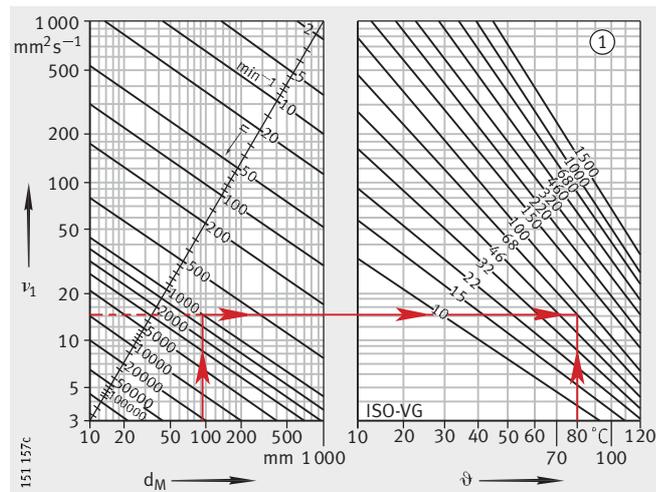
Der Richtwert ν_1 berücksichtigt:

- Erkenntnisse der EHD-Theorie zur Schmierfilmbildung
- praktische Erfahrungen.

Abhängig von der Betriebsdrehzahl muss das Schmieröl bei Betriebstemperatur mindestens die Bezugsviskosität ν_1 haben, *Bild 16*.

n = Betriebsdrehzahl
 ν_1 = Bezugsviskosität
 d_M = mittlerer Lagerdurchmesser $(d + D)/2$
 ϑ = Betriebstemperatur
 ① Viskosität mm^2s^{-1} bei $+40^\circ\text{C}$

Bild 16
 Bezugsviskosität und
 V/T-Diagramm für Mineralöle



Bezugsviskosität bestimmen

Bezugsviskosität ν_1 nach Beispiel bestimmen, *Bild 16*:

- ν_1 einer Nennviskosität der ISO-VG zwischen 10 und 1500 zuordnen
 - Mittelpunktviskosität nach DIN 51 519
- Zwischenwerte auf die nächstliegende ISO-VG runden
 - bedingt durch die Stufensprünge.

Achtung!

Verfahren nicht für synthetische Schmieröle einsetzen, da unterschiedliches V/P- (Viskositäts-Druck) und V/T- (Viskositäts-Temperatur) Verhalten!
 Bitte wenden Sie sich an unseren Ingenieurdienst!



Einfluss der Temperatur auf die Viskosität

Mit steigender Temperatur fällt die Viskosität des Öls. Diese temperaturabhängige Änderung der Viskosität wird durch den Viskositätsindex VI beschrieben. Bei Mineralölen sollte dieser VI bei mindestens 95 liegen.

Achtung! Bei der Wahl der Viskosität die untere Betriebstemperatur berücksichtigen:

■ die steigende Viskosität verringert das Fließvermögen des Schmierstoffes; die Leistungsverluste erhöhen sich!

Eine sehr lange Lebensdauer kann mit dem Viskositätsverhältnis $\kappa = \nu/\nu_1 = 3$ bis 4 erreicht werden (ν = Betriebsviskosität). Hochviskose Öle bringen jedoch nicht nur Vorteile. Neben den angesprochenen Leistungsverlusten durch Schmierstoffreibung können bei tiefen, aber auch bei normalen Temperaturen Probleme mit der Zuführung oder Abführung des Öls auftreten.

Das Öl ist daher so zäh zu wählen, dass sich eine möglichst hohe Ermüdungslebensdauer ergibt, aber auch ständig eine befriedigende Versorgung der Lager mit Öl sichergestellt ist.

Druckbelastbarkeit Öl

Sind die Lager hoch belastet oder ist die Betriebsviskosität ν kleiner als die Bezugsviskosität ν_1 , sollten Öle mit Verschleißschutz-

zusätzen (Kennbuchstabe P nach DIN 51 502) verwendet werden. Solche Öle sind auch erforderlich bei Wälzlager-Bauarten mit größeren Gleitanteilen (zum Beispiel Lager mit Linienkontakt).

Diese grenschichtbildenden Zusätze mindern die schädlichen Auswirkungen der stellenweise auftretenden metallischen Berührung (Verschleiß).

Die Eignung dieser Additive ist unterschiedlich und meist stark temperaturabhängig. Die Wirksamkeit kann nur durch eine Prüfung im Wälzlager beurteilt werden (zum Beispiel auf unserem Prüfstand FE8 nach DIN 51 819).

Achtung! Silikonöle nur bei geringen Belastungen ($P \leq 3\% C$) verwenden!

Verträglichkeit

Achtung! Vor dem Einsatz der Schmieröle das Schmierölverhalten prüfen gegenüber Kunststoffen, Dichtungsmaterialien (Elastomeren) und Bunt- und Leichtmetallen!

Unter dynamischer Beanspruchung und bei Betriebstemperatur prüfen!

Syntheseöle grundsätzlich auf Verträglichkeit prüfen sowie beim Schmierstoffhersteller anfragen!

Mischbarkeit

Das Mischen von unterschiedlichen Ölen ist nach Möglichkeit zu vermeiden. Insbesondere kann die unterschiedliche Additivierung zu unerwünschten Wechselwirkungen führen.

In der Regel sind Schmieröle auf Mineralölbasis und gleicher Klassifikation miteinander mischbar, zum Beispiel HLP und HLP.

Die Viskositäten sollen sich um höchstens eine ISO-VG-Klasse unterscheiden.

Achtung! Syntheseöle grundsätzlich auf Mischbarkeit prüfen sowie beim Schmierstoffhersteller anfragen!

Im Einzelfall ist die Mischbarkeit vorher zu prüfen!

Schmierung

Sauberkeit Die Sauberkeit des Öls beeinflusst die Lebensdauer der Lager, siehe Kapitel Erweiterte modifizierte Lebensdauer.

Empfehlung:

- Einen Ölfilter vorsehen und die Filterrate beachten (empfohlene Feinheit der Filter $< 25 \mu\text{m}$).

Schmierverfahren Im Wesentlichen werden folgende Verfahren unterschieden:

- Tropfölschmierung
- Öl-Luftschmierung
 - zur Entlastung der Umwelt auch als Ersatz für Ölnebelschmierung
- Ölbadschmierung
 - Tauch- oder Sumpfschmierung
- Ölumlaufschmierung.

Tropfölschmierung Dieses Verfahren ist verwendbar für schnell laufende Lager, *Bild 17*.

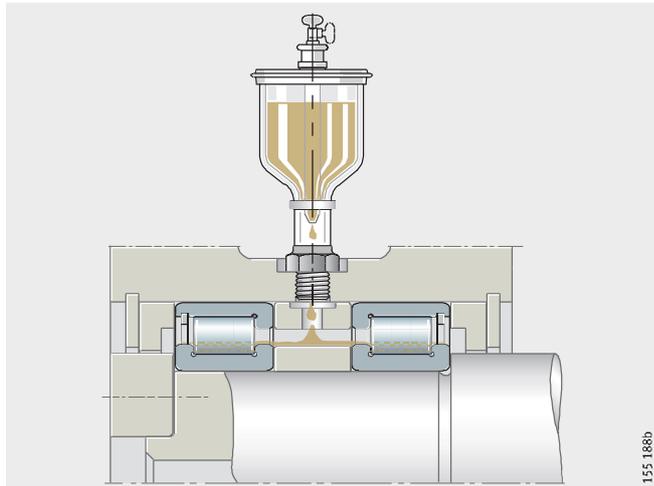


Bild 17
Tropfölschmierung –
Prinzipdarstellung

Die notwendige Ölmenge hängt ab von der Lagergröße, der Lagerbauart, der Betriebsdrehzahl und der Belastung.

Der Richtwert liegt zwischen 3 Tropfen/min und 50 Tropfen/min für jede Wälzkörperlaufbahn (ein Tropfen wiegt ca. 0,025 g).

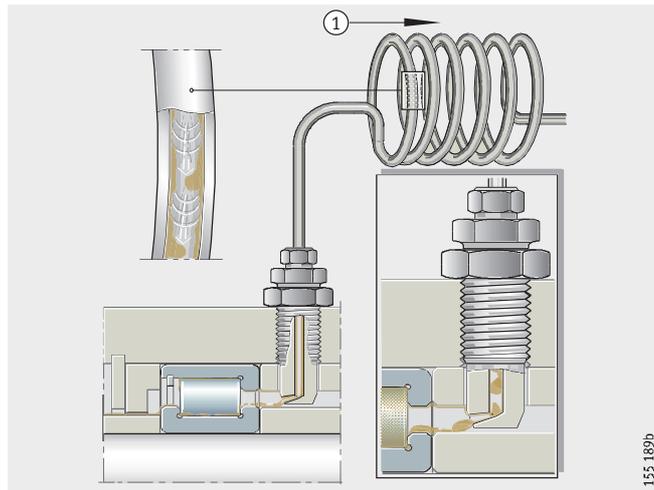
Achtung! Überschüssiges Öl muss aus der Lagerung ablaufen können!

Öl-Luftschmierung

Besonders geeignet für schnell laufende und gering belastete Radiallager ($n \cdot d_M = 800\,000$ bis $3\,000\,000 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$). Kenndaten zur Auslegung der Anlage von den Herstellern der Schmiereinrichtungen anfordern, *Bild 18*.

① zum Öl-Luft-Aggregat

Bild 18
Öl-Luftschmierung –
Prinzipdarstellung



Mit einer als Minimalmengenschmierung ausgeführten Öl-Luftschmierung lässt sich ein niedriges Reibungsmoment sowie eine niedrige Betriebstemperatur erreichen.

Wasserfreie und gereinigte Druckluft führt das Öl dem Lager zu. Dadurch entsteht ein Überdruck. Dieser verhindert, dass Verunreinigungen in das Lager eindringen.

Die Kühlwirkung der Öl-Luftschmierung ist gering.

Achtung! Öl-Luftschmierung für Axiallager möglichst vermeiden!

Die zur ausreichenden Versorgung nötige Ölmenge hängt von der Lagerbauart ab!

Die Hinweise der Schmieranlagenhersteller beachten!

Schmierung

Ölbadschmierung

Der Ölstand soll bis zur Mitte des untersten Wälzkörpers reichen, *Bild 19*. Liegt der Ölstand darüber, ist bei hoher Umfangsgeschwindigkeit eine höhere Lagertemperatur – Planschverluste – möglich. Zusätzlich kann sich Ölschaum bilden.

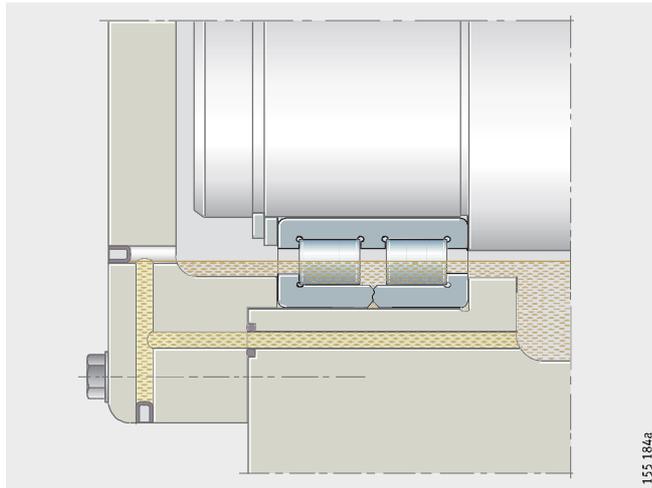


Bild 19
Ölbadschmierung –
Prinzipdarstellung

Die Drehzahlleistung ist allgemein bis

$$n \cdot d_M = 300\,000 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}.$$

Bei $n \cdot d_M < 150\,000 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$ darf das Lager auch voll eintauchen.

Bei Lagern mit asymmetrischem Querschnitt müssen aufgrund der Förderwirkung Ölrücklaufkanäle vorgesehen werden, so dass sich ein Umlauf einstellen kann.

Bei Axiallagern ist der Ölstand bis zum Innendurchmesser des Axialkranzes erforderlich.

Die Ölmenge sollte im Gehäuse ausreichend bemessen sein, sonst sind sehr kurze Ölwechselintervalle notwendig.



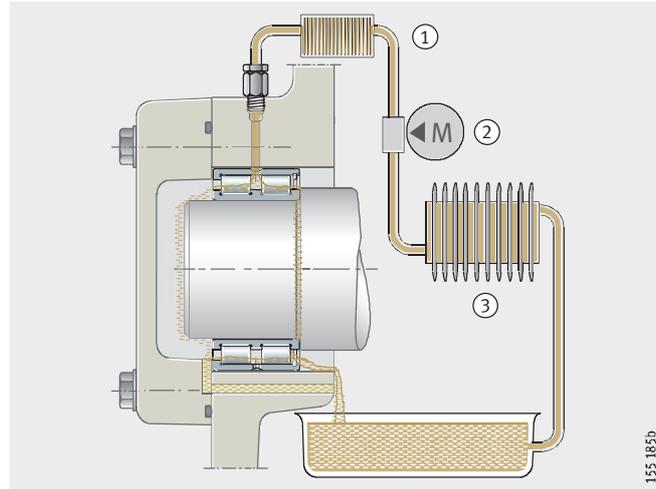
Ölumlafschmierung

Durch Ölumlafschmierung wird das Öl rückgekühlt, *Bild 20*. Das Öl führt so Wärme aus dem Lager ab. Die Ölmenge zur Wärmeabfuhr hängt von den Kühlverhältnissen ab, siehe Kapitel Drehzahlen.

- ① Filter
- ② Pumpe
- ③ Kühlung

Bild 20

Ölumlafschmierung –
Prinzipdarstellung



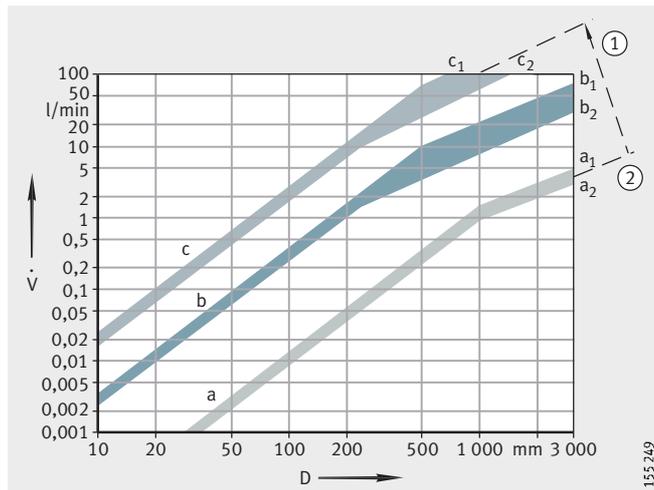
Die Ölmenge \dot{V} werden den Betriebsbedingungen angepasst, *Bild 21*. Das Diagramm gibt Ölmenge an, die bei seitlicher Zuführung und Aufstau bis zur Wellenunterkante drucklos durch das Lager geführt werden können.

Für Lager mit asymmetrischem Querschnitt (zum Beispiel Schrägkugellager, Kegelrollenlager, Axial-Pendelrollenlager), sind wegen ihrer Förderwirkung größere Durchlaufmengen zulässig als für Lager mit symmetrischem Querschnitt. Mit großen Mengen können Verschleißpartikel oder Wärme abgeführt werden.

- D = Lagerdurchmesser außen
- \dot{V} = Ölmenge
- ① zunehmende Ölmenge zur Wärmeabfuhr notwendig
- ② keine Wärmeabfuhr notwendig
- a = zur Schmierung ausreichende Ölmenge
- b = obere Grenze für Lager symmetrischer Bauart
- c = obere Grenze für Lager asymmetrischer Bauart
- $a_1; b_1; c_1: D/d > 1,5$
- $a_2; b_2; c_2: D/d \leq 1,5$

Bild 21

Ölmenge



Schmierung

Gestaltung der Anschlusskonstruktion bei Ölschmierung

Die Schmierbohrungen im Gehäuse und in der Welle müssen mit denen der Wälzlager fluchten.
Ausreichende Querschnitte für Ringnuten, Taschen oder Ähnliches vorsehen.

Das Schmieröl muss drucklos ablaufen (verhindert Öltau und die zusätzliche Erwärmung des Öls).

Für Axiallager Öl grundsätzlich von innen nach außen führen.

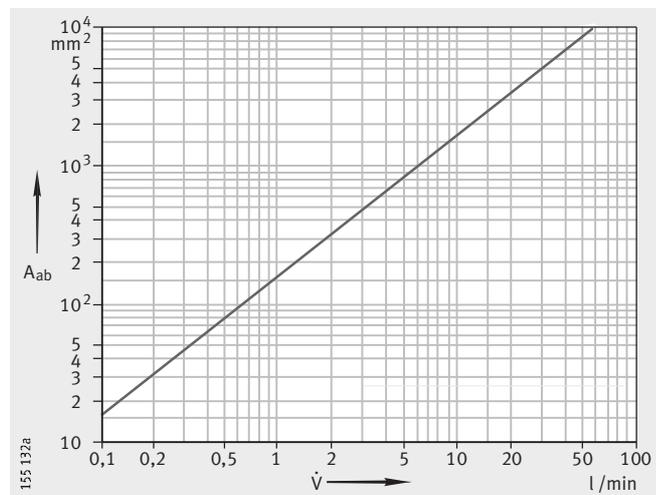
Ablaufquerschnitt – Richtwerte bei Ölschmierung

Querschnitt der Ölablaufbohrung wesentlich größer ausführen als den Querschnitt des Zulaufs, *Bild 22*.

A_{ab} = Querschnitt für drucklosen Ölablauf
 \dot{V} = Ölmenge

Bild 22

Ablaufquerschnitte – Richtwerte



Der Querschnitt A_{rab} hängt von der Ölmenge und der Viskosität ab.

$$A_{rab} = K_{ab} \cdot A_{ab}$$

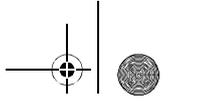
A_{rab} mm²
Ablaufquerschnitt unter Berücksichtigung der Viskosität

K_{ab} –
Korrekturfaktor Viskosität, siehe Tabelle Korrekturfaktor K_{ab}

A_{ab} mm²
Ablaufquerschnitt, *Bild 22*.

Korrekturfaktor K_{ab}

Viskosität mm ² · s ⁻¹	Korrekturfaktor K_{ab}
bis 30	1
30 bis 60	1,2 bis 1,6
60 bis 90	1,8 bis 2,2
90 bis 120	2,4 bis 2,8
120 bis 150	3 bis 3,4



Öleinspritzschmierung

Bei schnell laufenden Lagern wird das Öl gezielt in den Spalt zwischen Käfig und Lagerring eingespritzt. Die Einspritzschmierung mit großen Umlaufmengen ist mit hoher Verlustleistung verbunden, *Bild 23*.

Die Erwärmung der Lager lässt sich nur mit hohem Aufwand in Grenzen halten. Die für Umlaufschmierung sinnvolle Obergrenze des Drehzahlkennwerts $n \cdot d_M = 1\,000\,000 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$ bei geeigneten Lagern (zum Beispiel Spindellagern) kann mit der Einspritzschmierung erheblich überschritten werden.

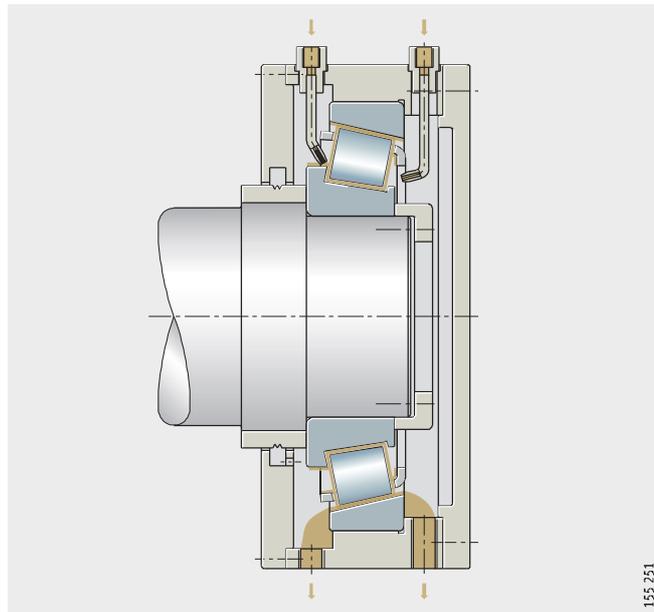
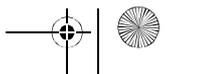


Bild 23

Öleinspritzschmierung –
beidseitige Ölzufuhr bei
schnell laufendem Kegelrollenlager



Schmierung

Wärmeabfuhr durch den Schmierstoff

Schmieröl führt Reibungswärme aus dem Lager ab.

Berechnet werden können dazu:

- der Wärmestrom \dot{Q}_L , der mit dem Schmierstoff abgeführt wird, siehe Kapitel Drehzahlen
- der notwendige Schmierstoff-Volumenstrom \dot{V}_L .

Wärmestrom

$$\dot{Q} = 10^6 \cdot \frac{\pi}{30} \cdot n \cdot (M_0 + M_1) + \dot{Q}_E$$

$$\dot{Q}_L = \dot{Q} - \dot{Q}_S$$

überschlägige Berechnung

$$\dot{V}_L = \frac{\dot{Q}_L}{0,0286 \cdot \Delta\vartheta_L}$$

- \dot{Q}_L kW
mit dem Schmierstoff abgeführter Wärmestrom
- \dot{Q} kW
gesamter abgeführter Wärmestrom
- \dot{Q}_S kW
über die Lagersitzflächen abgeführter Wärmestrom
- \dot{Q}_E kW
Wärmestrom bei eventueller Fremderwärmung
- n min⁻¹
Betriebsdrehzahl bzw. äquivalente Drehzahl
- M_0 Nmm
drehzahlabhängiges Reibungsmoment
- M_1 Nmm
lastabhängiges Reibungsmoment
- \dot{V}_L l/min
Schmierstoff-Volumenstrom
- $\Delta\vartheta_L$ K
Differenz der Öltemperaturen zwischen Ab- und Zulauf.

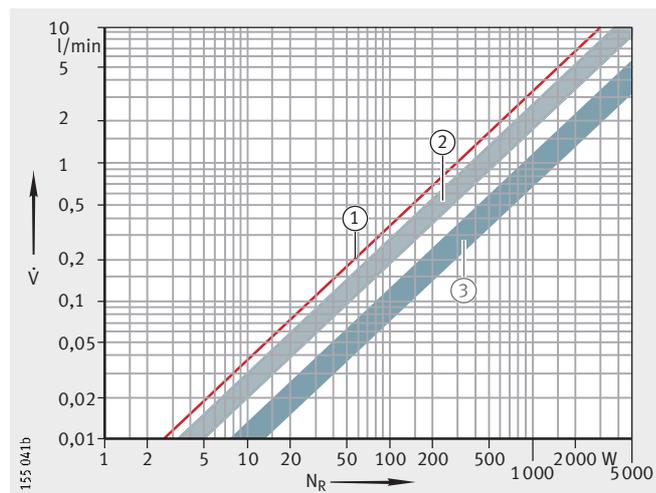
Richtwerte für die Ölmenge zur Kühlung und Schmierung

Ist die rechnerische Bestimmung nicht möglich, gelten Richtwerte nach *Bild 24* bei einer Temperaturdifferenz von $\Delta\vartheta_L = 10$ K.

- \dot{V} = Ölmenge
- N_R = Reibungsleistung
- ① ohne Berücksichtigung der Wärmeleitung, Wärmestrahlung oder Konvektion
- ② Erfahrungswerte bei normalen Kühlverhältnissen
- ③ Erfahrungswerte bei sehr guten Kühlverhältnissen

Bild 24

Richtwerte für die Ölmenge zur Schmierung/Kühlung





Ölwechsel

Im Allgemeinen genügt ein jährlicher Ölwechsel bei Temperaturen im Lager unter +50 °C und geringer Verschmutzung.

erschwerter Betrieb

Bei erschweren Bedingungen ist das Öl häufiger zu wechseln. Dies gilt zum Beispiel bei höheren Temperaturen und geringen Ölmengen mit großer Umwälzzahl.

Die Umwälzzahl gibt an, wie oft das gesamte zur Verfügung stehende Schmierölvolumen pro Stunde umgewälzt bzw. umgepumpt wird.

$$\text{Umwälzzahl} = \frac{\text{Pumpenförderung m}^3/\text{h}}{\text{Behälterinhalt m}^3}$$

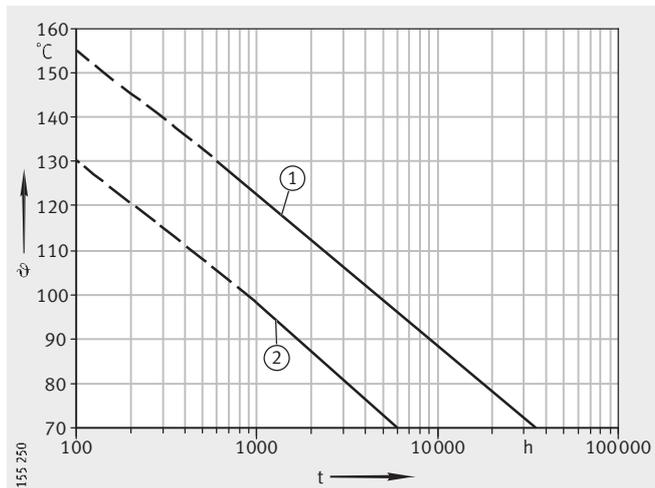
Achtung!

Die genauen Fristen für den Ölwechsel sind mit dem Ölhersteller abzustimmen!

Anhaltswerte für die Ölwechselfristen liefert *Bild 25*.

t = Ölwechsel-Intervall
 ϑ = Ölsumpf-Temperatur
 ① synthetische Getriebeöle
 ② mineralische Getriebeöle
 Quelle: FVA-Vorhaben Nr. 171

Bild 25
 Ölwechselfristen



Schmierung

Arcanol – Wälzlagerschmierfette

In Zusammenarbeit mit namhaften Schmierstoffherstellern hat die Schaeffler Gruppe Industrie besonders geeignete Wälzlager-Schmierfette entwickelt. Die Fette des Arcanol-Programms werden auf den Schmierstoffprüfständen FE8 (DIN 51819) und FE9 (DIN 51821) in Wälzlagern hinsichtlich Lebensdauer, Reibung, Verschleiß und Temperatureignung geprüft.

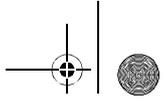
Jede Fett-Charge des Arcanol-Programms wird einer Wareneingangsprüfung unterzogen, um so die Gleichmäßigkeit der Qualität sicherzustellen.

Die Fette des Programms sind in ihrer Leistungsfähigkeit so abgestuft, dass nahezu alle Anwendungsbereiche abgedeckt werden, siehe Tabelle Arcanol – Wälzlagerschmierfette.

Arcanol – Wälzlagerschmierfette

Arcanol-Fett	Bezeichnung nach DIN 51825	Klassifizierung	Art des Schmierfettes
MULTI2	K2N-30	Kugellagerfett geräuscharm für $D \leq 62$ mm	Lithiumseife Mineralöl
MULTI3	K3N-30	Kugel-/Spannlagerfett Standard für $D > 62$ mm	Lithiumseife Mineralöl
SPEED2,6	KE3K-50	Spindellagerfett Standard	Polyharnstoff PAO + Esteröl
MULTITOP	KP2N-40	Universal-Hochleistungsfett	Lithiumseife Mineralöl + Esteröl ¹⁾
TEMP90	KP2P-40	Wälzlagerfett geräuscharm, bis +160 °C	Calciumseife + Polyharnstoff, PAO ¹⁾
TEMP110	KE2P-40	Schmierfett universell für höhere Temperaturen	Lithiumkomplexseife, Esteröl
TEMP120	KPHC2R-30	Schmierfett für hohe Temperaturen und hohe Belastungen	Polyharnstoff PAO + Esteröl ¹⁾
TEMP200	KFK2U-40	Wälzlagerfett für $T > +150$ °C bis +250 °C	PTFE Alkoxyfluorether
LOAD220	KP2N-20	Hochlastfett, großer Drehzahlbereich	Lithium-Calciumseife ¹⁾ Mineralöl
LOAD400	KP2N-20	Schmierfett für hohe Belastungen, Stöße	Lithium-Calciumseife ¹⁾ Mineralöl
LOAD1000	KP2N-20	Schmierfett für hohe Belastungen, Stöße, große Lager	Lithium-Calciumseife ¹⁾ Mineralöl
FOOD2	KPF2K-30	Schmierfett mit Lebensmittelzulassung	Aluminiumkomplexseife Weißöl
VIB3	KP3N-30	Schmierfett für oszillierende Bewegungen	Lithiumkomplexseife Mineralöl
BIO2	KPE2K-30	Schmierfett biologisch schnell abbaubar	Lithium-Calciumseife ¹⁾ Esteröl

¹⁾ Mit EP-Zusatz.



Gebrauchs- temperaturbereich °C	obere Dauergrenztemperatur $T_{\text{Grenz,oben}}$ °C	NLGI- Klasse	Drehzahl- kennwert $n \cdot d_M$ $\text{min}^{-1} \cdot \text{mm}$	kinematische Viskosität	
				bei +40 °C mm^2/s	bei +100 °C
-30 bis +140	+75	2	500 000	100	10
-30 bis +140	+75	3	500 000	80	8
-50 bis +120	+80	2/3	2 000 000	22	5
-40 bis +150	+80	2	800 000	85	12,5
-40 bis +160	+90	2	500 000	130	15,5
-40 bis +160	+110	2	600 000	150	19,8
-35 bis +180	+120	2	300 000	460	40
-40 bis +260	+200	2	300 000	400	35
-20 bis +140	+80	2	500 000	220	16
-25 bis +140	+80	2	400 000	400	28
-20 bis +140	+80	2	300 000	1 000	42
-30 bis +120	+70	2	500 000	192	17,5
-30 bis +150	+90	3	350 000	170	13,5
-30 bis +120	+80	2	300 000	58	10



Lagerdaten

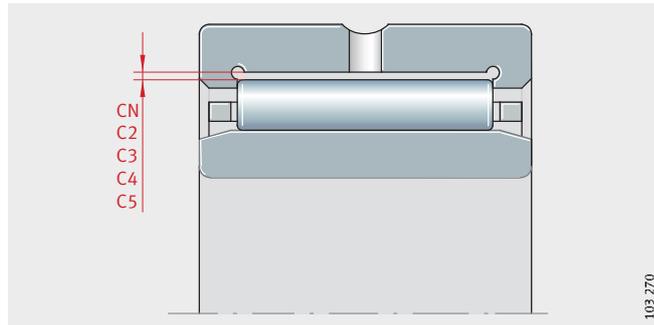
Radiale Lagerluft

Die radiale Lagerluft gilt für Lager mit Innenring und wird am ausgebauten Lager ermittelt. Sie ist das Maß, um das sich der Innenring gegenüber dem Außenring in radialer Richtung von einer Grenzstellung zur gegenüberliegenden verschieben lässt, *Bild 1*.

Nach DIN 620 und ISO 5 753 ist die radiale Lagerluft in Gruppen unterteilt, siehe Tabelle Gruppen der radialen Lagerluft. Die Werte für die radiale Lagerluft sind angegeben in DIN 620-4, ISO 5 753 und bei den Merkmalen der Produktebeschreibung.

CN, C2, C3, C4, C5
Lagerluft-Gruppen

Bild 1
radiale Lagerluft



Gruppen der radialen Lagerluft

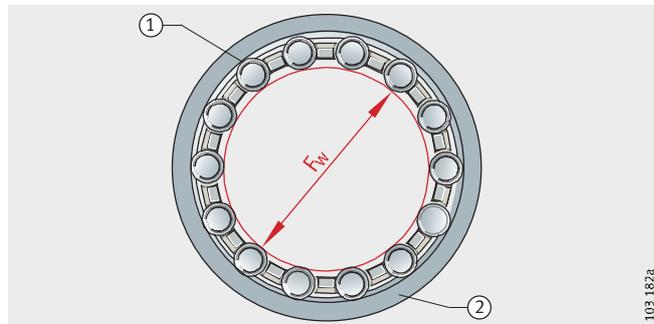
Lagerluft-Gruppe	Bedeutung	Norm	Einsatzspektrum
CN	Radiale Lagerluft normal CN wird in den Lagerbezeichnungen nicht angegeben	DIN 620-4 ISO 5 753	Für normale Betriebsverhältnisse bei Wellen- und Gehäusetoleranzen wie in den Kapiteln Betriebsspiel und Gestaltung der Lagerung gezeigt
C2	Lagerluft kleiner als CN		Für starke Wechselbelastungen in Verbindung mit Schwenkbewegungen
C3	Lagerluft größer als CN		Für Presspassungen der Lagerringe und größeres Temperaturgefälle zwischen Innen- und Außenring
C4	Lagerluft größer als C3		
C5	Lagerluft größer als C4	ISO 5 753	

Hüllkreis

Für Lager ohne Innenring ist anstelle der radialen Lagerluft das Maß des Hüllkreises F_w maßgebend. Der Hüllkreis ist der innere Begrenzungskreis der Nadelrollen bei spielfreier Anlage an der Außenlaufbahn, *Bild 2*. Im nicht eingebauten Zustand der Lager liegt der Hüllkreis im Toleranzfeld F_6 (ausgenommen Nadelhülsen und Nadelbüchsen).

① Nadelrolle
② Außenlaufbahn

Bild 2
Hüllkreis F_w

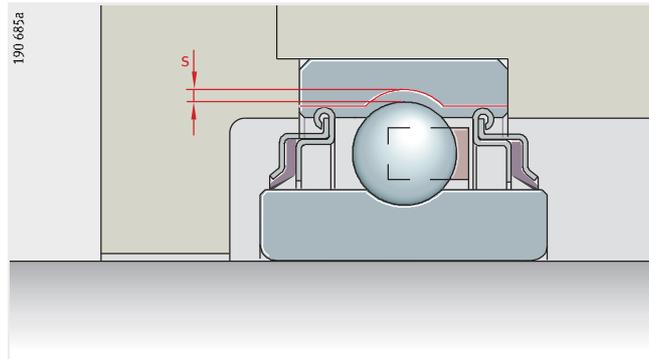




Betriebsspiel

Das Betriebsspiel wird am eingebauten und betriebswarmen Lager ermittelt. Es ist das Maß, um das sich die Welle in radialer Richtung von einer Grenzstellung zur gegenüberliegenden verschieben lässt, *Bild 3*.

Das Betriebsspiel ergibt sich aus der radialen Lagerluft und der Veränderung der radialen Lagerluft durch Passungsübermaß und Temperatureinflüsse im eingebauten Zustand.



s = Betriebsspiel

Bild 3

Betriebsspiel

Größe des Betriebsspiels

Die Größe des Betriebsspiels hängt von den Betriebs- und Einbaubedingungen des Lagers ab.

Ein größeres Betriebsspiel ist notwendig beispielsweise bei Wärmezufuhr über die Welle, bei Wellendurchbiegung und einem Fluchtungsfehler.

Ein kleineres Betriebsspiel als CN ist nur in Sonderfällen anzuwenden, zum Beispiel bei Genauigkeitslagerungen.

Das normale Betriebsspiel wird mit der Lagerluft CN, bei größeren Lagern überwiegend mit C3 erreicht, wenn die empfohlenen Wellen- und Gehäusetoleranzen eingehalten werden, siehe Kapitel Gestaltung der Lagerung, Seite 125.

Achtung! Konstruktionshinweise aus Kapitel Gestaltung der Lagerung beachten!

Betriebsspiel berechnen

Das Betriebsspiel ergibt sich aus:

$$s = s_r - \Delta s_p - \Delta s_T$$

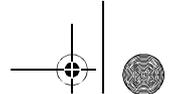
s μm
radiales Betriebsspiel des eingebauten, betriebswarmen Lagers

s_r μm
radiale Lagerluft

Δs_p μm
passungsbedingte Minderung der radialen Lagerluft

Δs_T μm
temperaturbedingte Minderung der radialen Lagerluft.





Lagerdaten

passungsbedingte Minderung der radialen Lagerluft

Die radiale Lagerluft verringert sich passungsbedingt durch die Aufweitung des Innenrings und die Einschnürung des Außenrings:

$$\Delta s_p = \Delta d + \Delta D$$

Δd μm
Aufweitung des Innenrings
 ΔD μm
Einschnürung des Außenrings.

Aufweitung des Innenrings

Die Aufweitung des Innenrings errechnet sich aus:

$$\Delta d \approx 0,9 \cdot U \cdot d / F \approx 0,8 \cdot U$$

d mm
Bohrungsdurchmesser des Innenrings
 U μm
theoretisches Übermaß der Passteile bei Festsitz
Das theoretische Übermaß der Passteile bei Festsitz wird bestimmt aus: den mittleren Abmaßen sowie den oberen oder unteren Abmaßen der von der Gutseite her um $1/3$ eingegengten Toleranzfelder der Passteile. Hiervon den Betrag abziehen, um den sich die Teile beim Zusammenfügen glätten
 F mm
Laufbahndurchmesser des Innenrings.

Achtung! Bei sehr dünnwandigen Gehäusen und Gehäusen aus Leichtmetall muss die Verminderung der radialen Lagerluft durch Einpressversuche bestimmt werden!

Einschnürung des Außenrings

Die Einschnürung des Außenrings errechnet sich aus:

$$\Delta D \approx 0,8 \cdot U \cdot E / D \approx 0,7 \cdot U$$

E mm
Laufbahndurchmesser des Außenrings
 D mm
Außendurchmesser des Außenrings.

temperaturbedingte Minderung der radialen Lagerluft

Die radiale Lagerluft ändert sich merklich durch ein größeres Temperaturgefälle zwischen dem Innen- und Außenring.

$$\Delta s_T = \alpha \cdot d_M \cdot 1000 \cdot (\vartheta_{IR} - \vartheta_{AR})$$

Δs_T μm
temperaturbedingte Minderung der radialen Lagerluft
 α K^{-1}
Ausdehnungskoeffizient von Stahl: $\alpha = 0,000011 \text{ K}^{-1}$
 d_M mm
mittlerer Lagerdurchmesser $(d + D)/2$
 ϑ_{IR} $^{\circ}\text{C}, \text{K}$
Temperatur des Innenrings
 ϑ_{AR} $^{\circ}\text{C}, \text{K}$
Temperatur des Außenrings.

Achtung! Bei schnell anlaufenden Wellen ist eine größere radiale Lagerluft vorzusehen, weil hier kein ausreichender Temperaturengleich zwischen Lager, Welle und Gehäuse stattfindet.
 Δs_T kann in diesem Fall deutlich größer sein als bei Dauerbetrieb!

Werkstoffe und Lagerkomponenten

Lagerwerkstoffe

INA-/FAG-Wälzlager erfüllen die Anforderungen an die Ermüdungs- und Verschleißfestigkeit, Härte, Zähigkeit und Gefügestabilität. Das Material für die Ringe und Wälzkörper ist in der Regel ein niedrig legierter, durchhärtender Chromstahl von hoher Reinheit. Für stark stoß- und biegewechselbeanspruchte Lager wird auch Einsatzstahl verwendet (Lieferung auf Anfrage).

Vor allem durch die verbesserte Qualität der Wälzlagerstähle konnten in den letzten Jahren die Tragzahlen beträchtlich erhöht werden.

Forschungsergebnisse und die praktische Erfahrung bestätigen, dass Lager aus dem heutigen Standardstahl bei nicht zu hohen Belastungen sowie günstigen Schmierungs- und Sauberkeitsbedingungen Dauerfestigkeit erreichen.

High Nitrogen Steel

Mit Sonderlagern aus HNS (High Nitrogen Steel) sind auch bei schwierigsten Bedingungen (hohe Temperaturen, Feuchtigkeit, Schmutz) ausreichende Standzeiten zu erreichen (Lieferung auf Anfrage).

Keramik-Werkstoffe

Für Keramik-Hybridspindellager werden Kugeln aus Siliziumnitrid gefertigt. Diese Keramikugeln sind viel leichter als Stahlkugeln. Fliehkräfte und Reibung werden deutlich geringer.

Hybridlager ermöglichen höchste Drehzahlen – auch bei Fettschmierung – lange Gebrauchsdauern und niedrige Betriebstemperaturen.

Werkstoff	Lagerkomponente – Beispiel
durchhärtender Chromstahl – Wälzlagerstahl nach ISO 683-17	Außen- und Innenring, Axialscheibe
HNS – High Nitrogen Steel	Außen- und Innenring
nichtrostender Stahl – Wälzlagerstahl nach ISO 683-17	Außen- und Innenring
Einsatzstahl	z. B. Außenring der Stützrollen
flamm- und induktionsgehärteter Stahl	Bolzen der Kurvenrollen
Stahlband nach EN 10139, SAE J403	Außenring der Nadelhülsen und Nadelbüchsen
Siliziumnitrid	Keramikkugeln
Messinglegierung	Käfig
Aluminiumlegierung	Käfig
Polyamid – thermoplastischer Kunststoff	Käfig
NBR, FPM, PUR	Dichtring



Lagerdaten

Käfige

Die wichtigsten Aufgaben des Käfigs sind:

- die Wälzkörper voneinander zu trennen, um Reibung und Wärmeentwicklung möglichst gering zu halten
- die Wälzkörper in gleichem Abstand voneinander zu halten, damit sich die Last gleichmäßig verteilt
- bei zerlegbaren und ausschwenkbaren Lagern das Herausfallen der Wälzkörper zu verhindern
- Wälzkörper in der unbelasteten Zone des Lagers zu führen.

Wälzlagerkäfige werden unterteilt in Blech- und Massivkäfige.

Blechkäfige

Diese Käfige werden vorwiegend aus Stahl, für einige Lager auch aus Messing hergestellt, *Bild 4*. Im Vergleich zu Massivkäfigen aus Metall haben sie ein geringeres Gewicht.

Weil ein Blechkäfig den Spalt zwischen Innenring und Außenring nur wenig ausfüllt, gelangt Schmierstoff leicht ins Lagerinnere und wird am Käfig gespeichert.

In der Regel wird ein Blechkäfig aus Stahl nur dann im Lagerkurzzeichen angegeben, wenn er nicht als Standardausführung des Lagers festgelegt ist.

Massivkäfige

Diese Käfige werden aus Metall, Hartgewebe und Kunststoff hergestellt, *Bild 5*. Sie sind anhand des Lagerkurzzeichens erkennbar.

Massivkäfige aus Metall oder Hartgewebe

Massivkäfige aus Metall verwendet man bei hohen Anforderungen an die Käfigfestigkeit und bei hohen Temperaturen.

Massivkäfige werden auch eingesetzt, wenn eine Bordführung des Käfigs notwendig ist. Bordgeführte Käfige für schnell laufende Lager werden vielfach aus leichten Werkstoffen, wie Leichtmetall oder Hartgewebe gefertigt, damit die Massenkräfte klein bleiben.

Massivkäfige aus Polyamid PA66

Massivkäfige aus Polyamid 66 werden im Spritzgießverfahren hergestellt, *Bild 6*. Damit können in der Regel Käfigformen verwirklicht werden, die besonders tragfähige Konstruktionen ermöglichen. Die Elastizität und das geringe Gewicht des Polyamids wirken sich günstig aus bei stoßartigen Lagerbeanspruchungen, hohen Beschleunigungen und Verzögerungen und bei Verkippen der Lagerringe gegeneinander. Polyamidkäfige haben sehr gute Gleit- und Notlaufeigenschaften.

Käfige aus glasfaserverstärktem Polyamid 66 eignen sich für Dauertemperaturen bis +120 °C.

Achtung! Bei Ölschmierung können im Öl enthaltene Additive zu einer Beeinträchtigung der Käfiggebrauchsdauer führen! Den Zusammenhang zwischen der Käfiggebrauchsdauer, der Dauertemperatur des still stehenden Lagerringes und dem Schmierstoff zeigt *Bild 7*, Seite 102! Auch gealtertes Öl kann bei höheren Temperaturen die Käfiggebrauchsdauer beeinträchtigen, so dass auf die Einhaltung der Ölwechselfristen zu achten ist!



Käfig-Ausführung – Beispiele

- ① Lappenkäfig und
- ② Nietkäfig für Rillenkugellager
- ③ Fensterkäfig für Pendelrollenlager



Bild 4

Blechkäfige aus Stahl

- ① genietet Massivkäfig für Rillenkugellager
- ② Fensterkäfig für Schrägkugellager
- ③ stegvernieteter Käfig für Zylinderrollenlager



Bild 5

Massivkäfige aus Messing

- ① Fensterkäfig für einreihige Schrägkugellager
- ② Fensterkäfig für Zylinderrollenlager



Bild 6

Massivkäfige aus
glasfaserverstärktem Polyamid





Lagerdaten

- ① Gebrauchsdauer von Fensterkäfigen.
- ② Die Kurven gelten für Dauertemperatur des still stehenden Lagerrings.
Wenn die hohe Temperatur nicht ständig wirkt, liegt die Käfiggebrauchsdauer höher.
- ③ Wälzlager-Schmierfett K nach DIN 51825, Motoröl oder Maschinenschmieröl
- ④ Getriebeöl
- ⑤ Hypoidöl

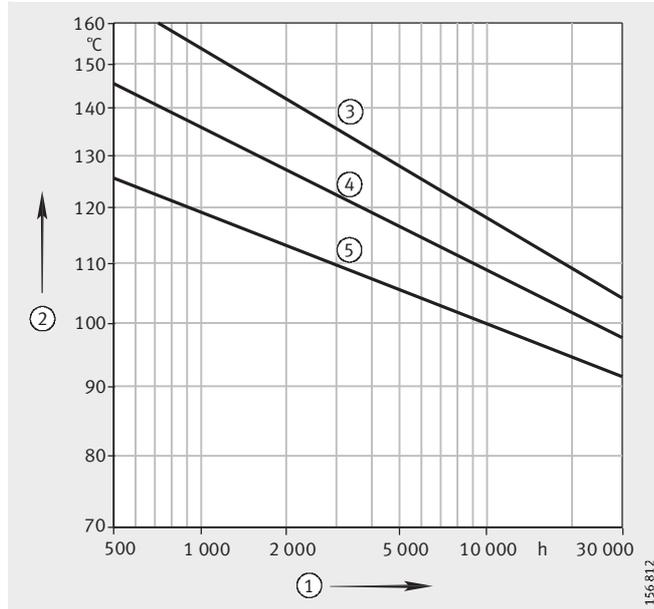


Bild 7

Gebrauchsdauer der Fensterkäfige aus Polyamid PA66-GF25

Führungsart

Ein weiteres Unterscheidungsmerkmal der Käfige ist ihre Führungsart, Bild 8. Die meisten Käfige werden von den Rollkörpern geführt und haben kein Nachsetzzeichen für die Führungsart.

Bei der Führung durch den Lageraußenring wird das Nachsetzzeichen A verwendet. Käfige, die am Innenring geführt werden, haben das Nachsetzzeichen B.

Bei normalen Betriebsbedingungen eignet sich in der Regel die Käfigausführung, die als Standardkäfig festgelegt ist. Standardkäfige, die innerhalb einer Lagerreihe je nach Lagergröße unterschiedlich sein können, werden in den Produktkapiteln beschrieben.

Bei besonderen Betriebsbedingungen muss ein speziell dafür geeigneter Käfig gewählt werden.

- Wälzlagerkäfige,
- ① rollkörpergeführt
- ② bordgeführt

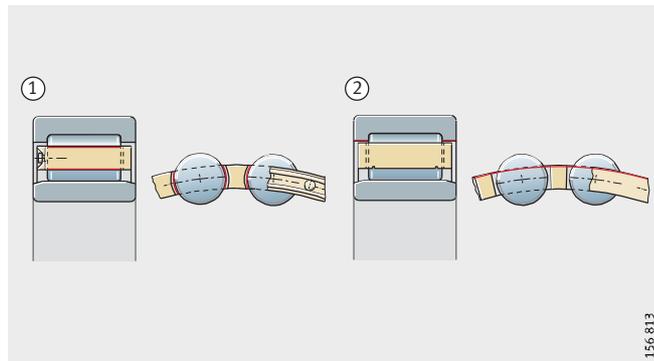


Bild 8

Führung der Käfige



Betriebstemperatur

Wälzlager sind so wärmebehandelt, dass sie, abhängig von der Bauart, in der Regel bis +120 °C bzw. +150 °C maßstabil sind. Betriebstemperaturen über +150 °C erfordern eine besondere Wärmebehandlung. Derart behandelte Lager sind auf Anfrage erhältlich und erhalten zur Kennzeichnung die Nachsetzzeichen S1 ... S4 (DIN 623-1).

Temperaturbereich und entsprechendes Nachsetzzeichen siehe Tabelle Lager für hohe Temperaturen.

Achtung!

Temperaturangaben in den Produktkapiteln beachten!

Lager für hohe Temperaturen – Nachsetzzeichen

Nachsetzzeichen	S1	S2	S3	S4
max. Betriebstemperatur	+200 °C	+250 °C	+300 °C	+350 °C

Laufrollen

Eine Betriebstemperatur von +70 °C wird als normale Betriebstemperatur betrachtet. Weitere Temperaturangaben sind in den Produktbeschreibungen zu beachten.

Abgedichtete Lager

Bei abgedichteten Lagern ist die zulässige Temperatur abhängig von den Anforderungen an die Gebrauchsdauer der Fettfüllung und an die Wirkung der berührenden Dichtung.

Abgedichtete Lager sind mit besonders geprüften, leistungsfähigen Qualitätsfetten geschmiert. Diese Fette ertragen kurzzeitig +120 °C. Ab +70 °C Dauertemperatur ist bei Standardfetten auf Lithiumseifenbasis mit einer Minderung der Fettgebrauchsdauer zu rechnen.

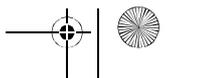
Vielfach werden bei hohen Temperaturen nur mit Sonderfetten ausreichende Gebrauchsdauerwerte erreicht. In diesen Fällen ist auch zu prüfen, ob Dichtungen aus wärmebeständigen Werkstoffen verwendet werden müssen. Die Einsatzgrenze der üblichen berührenden Dichtungen liegt bei +100 °C.

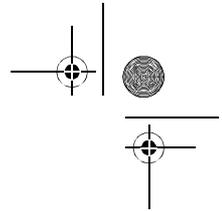
Achtung!

Bei der Verwendung von Hochtemperatur-Synthesewerkstoffen für Dichtungen und Fette ist zu beachten, dass die besonders leistungsfähigen fluorierten Werkstoffe bei einer Erwärmung auf ca. +300 °C und mehr gesundheitsschädliche Gase und Dämpfe abgeben können! Dieser Fall kann dann eintreten, wenn z. B. beim Ausbau eines Lagers ein Schweißbrenner verwendet wird!

Hohe Temperaturen sind insbesondere bei Dichtungen aus Fluorkautschuk (FKM, FPM, z. B. Viton) oder fluorierten Schmierfetten wie z. B. den Wälzlagerfetten Arcanol TEMP200 und Schmierfetten nach GA11 kritisch!

Lässt sich die hohe Temperatur nicht vermeiden, ist das für den jeweiligen fluorierten Werkstoff gültige Sicherheitsdatenblatt zu beachten, das auf Anforderung erhältlich ist!





Lagerdaten

Rostschutz

Lager sind nicht korrosionsbeständig gegen Wasser sowie laugen- und säurehaltigen Medien, werden aber oft solchen korrosionsfördernden Medien ausgesetzt. Rostschutz ist in diesen Anwendungen deshalb ein entscheidender Faktor für die lange Gebrauchsdauer der Lager.

Grundsätzlich können für gefährdete Bauteile korrosionsbeständige Stähle nach ISO 693-17 verwendet werden. Diese Lager haben das Vorsetzzeichen S; Rostgeschützte Rillenkugellager, siehe Seite 186. In vielen Anwendungen ist jedoch die Spezialbeschichtung Corrotect® wirtschaftlicher.

Corrotect®-Beschichtung

Corrotect® ist eine extrem dünne, galvanisch aufgebraute Beschichtung der Oberfläche – Schichtdicke 0,5 µm bis 3 µm. Die Beschichtung wirkt bei Feuchtigkeit, Schmutzwasser, Salzsprühnebel, schwach alkalischen und schwach sauren Reinigungsmedien.



Bild 9

Lageringee nach dem Salzsprühtest. Links ein Corrotect®-beschichtetes Teil, rechts ein unbeschichtetes Lagering

Vorteile der Beschichtung

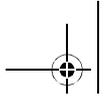
Die Vorteile der INA-Spezialbeschichtung Corrotect® sind allseitiger Rostschutz – auch an den gedrehten Oberflächen der Fasen und Radien, Bild 9. Auch langfristig gibt es keine Unterrostung der Dichtungen und kleinere blanke Stellen bleiben durch die kathodische Schutzwirkung rostgeschützt. Im Vergleich mit unbeschichteten Teilen ist die Gebrauchsdauer durch den Rostschutz deutlich höher. Baugleiche unbeschichtete Lager können problemlos gegen beschichtete ausgetauscht werden, Tragfähigkeitseinbußen – wie bei Verwendung korrosionsbeständiger Stähle – gibt es nicht. Während der Lagerung kann auf den Einsatz organischer Konservierungsstoffe verzichtet werden.

Einbau beschichteter Lager

Achtung!

Vor dem Einbau Corrotect®-beschichteter Lager ist grundsätzlich die Verträglichkeit mit den Medien zu prüfen!

Um die Einpresskräfte zu verringern, Oberfläche der Teile leicht fetten – die Toleranzen sind um die Schichtdicke erhöht!



Maß- und Lauftoleranzen

Soweit nicht anders angegeben, entsprechen die Toleranzen der Radial-Wälzlager DIN 620-2 sowie ISO 492 und die Toleranzen der Axial-Wälzlager DIN 620-3 sowie ISO 199, *Bild 10*.

Die Genauigkeit entspricht der Toleranzklasse PN.

Für Lager mit höherer Genauigkeit sind die Toleranzen auf die Werte der Klassen P6, P5, P4 und P2 eingeeengt. Toleranztabellen der einzelnen Toleranzklassen siehe Seite 107 bis Seite 120.

Außer in den genormten Toleranzklassen werden Genauigkeitslager auch in den Toleranzklassen P4S, SP und UP gefertigt. Diese Toleranzen sind in den Produktbeschreibungen der Genauigkeitslager aufgeführt.

Für die Abnahme der Wälzlager gelten die Messverfahren nach DIN 620-1 sowie ISO 1132-2.

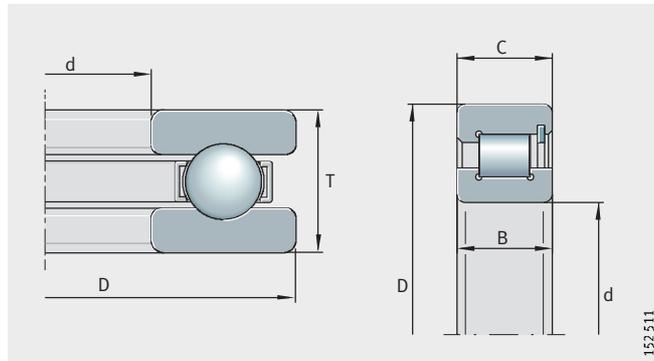
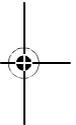


Bild 10

Hauptabmessungen nach DIN 620



Lagerdaten

Maßbuchstaben und Toleranzsymbole

Maßbuchstaben und Toleranzsymbole	Tolerierte Eigenschaft nach DIN 1132 und DIN 620
d	Nenndurchmesser der Bohrung
Δ_{dmp}	Abweichung des mittleren Bohrungsdurchmessers in einer einzelnen Ebene
Δ_{d1mp}	Abweichung des mittleren großen Durchmessers bei kegeligen Bohrungen
V_{dsp}	Schwankung eines einzelnen Bohrungsdurchmessers in einer einzelnen Ebene
V_{dmp}	Schwankung des mittleren Bohrungsdurchmessers
D	Nenndurchmesser des Mantels
Δ_{Dmp}	Abweichung des mittleren Manteldurchmessers in einer einzelnen Ebene
V_{Dsp}	Schwankung eines einzelnen Manteldurchmessers in einer einzelnen Ebene
V_{Dmp}	Schwankung des mittleren Manteldurchmessers
B	Nennbreite des Innenrings
Δ_{Bs}	Abweichung einer einzelnen Innenringbreite
V_{Bs}	Schwankung der Innenringbreite
C	Nennbreite des Außenrings
Δ_{Cs}	Abweichung einer einzelnen Außenringbreite
V_{Cs}	Schwankung der Außenringbreite
K_{ia}	Radialschlag des Innenrings am zusammengebauten Lager
K_{ea}	Radialschlag des Außenrings am zusammengebauten Lager
S_d	Planlauf der Stirnseite in Bezug auf die Bohrung
S_D	Schwankung der Neigung der Mantellinie bezogen auf die Bezugsseitenfläche
S_{ia}	Axialschlag des Innenrings am zusammengebauten Lager
S_{ea}	Axialschlag des Außenrings am zusammengebauten Lager
S_i	Schwankung der Scheibendicke der Wellenscheibe
S_e	Schwankung der Scheibendicke der Gehäusescheibe
T	Nennhöhe eines einseitig wirkenden Axiallagers

**Radiallager,
außer Kegelrollenlager**

**Toleranzklasse PN
Innenring
Toleranzen in μm**

d		Δ_{dmp}		V_{dsp} Durchmesserreihen			V_{dmp}	K_{ia}
mm		Abmaß		9	0, 1	2, 3, 4		
über	bis	oberes	unteres	max.	max.	max.	max.	max.
0,6 ¹⁾	2,5	0	-8	10	8	6	6	10
2,5	10	0	-8	10	8	6	6	10
10	18	0	-8	10	8	6	6	10
18	30	0	-10	13	10	8	8	13
30	50	0	-12	15	12	9	9	15
50	80	0	-15	19	19	11	11	20
80	120	0	-20	25	25	15	15	25
120	180	0	-25	31	31	19	19	30
180	250	0	-30	38	38	23	23	40
250	315	0	-35	44	44	26	26	50
315	400	0	-40	50	50	30	30	60
400	500	0	-45	56	56	34	34	65
500	630	0	-50	63	63	38	38	70
630	800	0	-75	-	-	-	-	80
800	1000	0	-100	-	-	-	-	90
1000	1250	0	-125	-	-	-	-	100
1250	1600	0	-160	-	-	-	-	120
1600	2000	0	-200	-	-	-	-	140

**Toleranzklasse PN
Innenring – Fortsetzung
Toleranzen in μm**

d		Δ_{Bs}				V_{Bs}
mm		Abmaß normal		Abmaß modifiziert ²⁾		
über	bis	oberes	unteres	oberes	unteres	max.
0,6 ¹⁾	2,5	0	-40	0	-	12
2,5	10	0	-120	0	-250	15
10	18	0	-120	0	-250	20
18	30	0	-120	0	-250	20
30	50	0	-120	0	-250	20
50	80	0	-150	0	-380	25
80	120	0	-200	0	-380	25
120	180	0	-250	0	-500	30
180	250	0	-300	0	-500	30
250	315	0	-350	0	-500	35
315	400	0	-400	0	-630	40
400	500	0	-450	0	-	50
500	630	0	-500	0	-	60
630	800	0	-750	0	-	70
800	1000	0	-1000	0	-	80
1000	1250	0	-1250	0	-	100
1250	1600	0	-1600	0	-	120
1600	2000	0	-2000	0	-	140

¹⁾ Dieser Durchmesser ist eingeschlossen.

²⁾ Nur für Lager, die speziell für gepaarte Anordnungen gefertigt werden.

Lagerdaten

**Toleranzklasse PN
Außenring¹⁾**
Toleranzen in μm

D mm		Δ_{Dmp} Abmaß		V_{Dsp}				$V_{\text{Dmp}}^{3)}$	K_{ea}
				offene Lager			Lager mit Deck- oder Dicht- scheiben		
				Durchmesserreihen					
über	bis	obe- res	unte- res	9 max.	0, 1 max.	2, 3, 4 max.	max.	max.	
2,5 ²⁾	6	0	-8	10	8	6	10	6	15
6	18	0	-8	10	8	6	10	6	15
18	30	0	-9	12	9	7	12	7	15
30	50	0	-11	14	11	8	16	8	20
50	80	0	-13	16	13	10	20	10	25
80	120	0	-15	19	19	11	26	11	35
120	150	0	-18	23	23	14	30	14	40
150	180	0	-25	31	31	19	38	19	45
180	250	0	-30	38	38	23	-	23	50
250	315	0	-35	44	44	26	-	26	60
315	400	0	-40	50	50	30	-	30	70
400	500	0	-45	56	56	34	-	34	80
500	630	0	-50	63	63	38	-	38	100
630	800	0	-75	94	94	55	-	55	120
800	1000	0	-100	125	125	75	-	75	140
1000	1250	0	-125	-	-	-	-	-	160
1250	1600	0	-160	-	-	-	-	-	190
1600	2000	0	-200	-	-	-	-	-	220
2000	2500	0	-250	-	-	-	-	-	250

¹⁾ Δ_{CS} , Δ_{C1S} , V_{CS} und V_{C2S} sind identisch mit Δ_{BS} und V_{BS} für den Innenring des zugehörigen Lagers (Tabelle Toleranzklasse PN Innenring Toleranzen in μm , Seite 107).

²⁾ Dieser Durchmesser ist eingeschlossen.

³⁾ Gilt vor dem Zusammenbau des Lagers und nachdem innere und/oder äußere Sprenringe entfernt sind.

**Radiallager,
außer Kegelrollenlager**

**Toleranzklasse P6
Innenring
Toleranzen in μm**

d		Δ_{dmp}		V_{dsp} Durchmesserreihen			V_{dmp}	K_{ia}
mm		Abmaß		9	0, 1	2, 3, 4		
über	bis	oberes	unteres	max.	max.	max.	max.	max.
0,6 ¹⁾	2,5	0	-7	9	7	5	5	5
2,5	10	0	-7	9	7	5	5	6
10	18	0	-7	9	7	5	5	7
18	30	0	-8	10	8	6	6	8
30	50	0	-10	13	10	8	8	10
50	80	0	-12	15	15	9	9	10
80	120	0	-15	19	19	11	11	13
120	180	0	-18	23	23	14	14	18
180	250	0	-22	28	28	17	17	20
250	315	0	-25	31	31	19	19	25
315	400	0	-30	38	38	23	23	30
400	500	0	-35	44	44	26	26	35
500	630	0	-40	50	50	30	30	40

**Toleranzklasse P6
Innenring – Fortsetzung
Toleranzen in μm**

d		Δ_{Bs}				V_{Bs}
mm		Abmaß normal		Abmaß modifiziert ²⁾		
über	bis	oberes	unteres	oberes	unteres	max.
0,6 ¹⁾	2,5	0	-40	-	-	12
2,5	10	0	-120	0	-250	15
10	18	0	-120	0	-250	20
18	30	0	-120	0	-250	20
30	50	0	-120	0	-250	20
50	80	0	-150	0	-380	25
80	120	0	-200	0	-380	25
120	180	0	-250	0	-550	30
180	250	0	-300	0	-500	30
250	315	0	-350	0	-500	35
315	400	0	-400	0	-630	40
400	500	0	-450	-	-	45
500	630	0	-500	-	-	50

1) Dieser Durchmesser ist eingeschlossen.

2) Nur für Lager, die speziell für gepaarte Anordnungen gefertigt werden.

Lagerdaten

**Toleranzklasse P6
Außenring¹⁾**
Toleranzen in μm

D		Δ_{Dmp}		V_{Dsp}				$V_{\text{Dmp}}^{3)}$	K_{ea}
				offene Lager			Lager mit Deck- oder Dicht- scheiben		
mm		Abmaß		Durchmesserreihen					
über	bis	obe- res	unte- res	9	0, 1	2, 3, 4	max.	max.	
				max.	max.	max.	max.	max.	
2,5 ²⁾	6	0	-7	9	7	5	9	5	8
6	18	0	-7	9	7	5	9	5	8
18	30	0	-8	10	8	6	10	6	9
30	50	0	-9	11	9	7	13	7	10
50	80	0	-11	14	11	8	16	8	13
80	120	0	-13	16	16	10	20	10	18
120	150	0	-15	19	19	11	25	11	20
150	180	0	-18	23	23	14	30	14	23
180	250	0	-20	25	25	15	-	15	25
250	315	0	-25	31	31	19	-	19	30
315	400	0	-28	35	35	21	-	21	35
400	500	0	-33	41	41	25	-	25	40
500	630	0	-38	48	48	29	-	29	50
630	800	0	-45	56	56	34	-	34	60
800	1000	0	-60	75	75	45	-	45	75

¹⁾ Δ_{Cs} , Δ_{C1s} , V_{Cs} und V_{C2s} sind identisch mit Δ_{Bs} und V_{Bs} für den Innenring des zugehörigen Lagers (Tabelle Toleranzklasse P6 Innenring Toleranzen in μm , Seite 109).

²⁾ Dieser Durchmesser ist eingeschlossen.

³⁾ Gilt vor dem Zusammenbau des Lagers und nachdem innere und/oder äußere Sprengringe entfernt sind.



Radiallager, außer Kegelrollenlager

Toleranzklasse P5
Innenring
Toleranzen in μm

d		Δ_{dmp}		V_{dsp} Durchmesser- reihen		V_{dmp}	K_{ia}	S_{d}
mm		Abmaß		9	0, 1, 2, 3, 4			
über	bis	oberes	unteres	max.	max.	max.	max.	max.
0,6 ¹⁾	2,5	0	-5	5	4	3	4	7
2,5	10	0	-5	5	4	3	4	7
10	18	0	-5	5	4	3	4	7
18	30	0	-6	6	5	3	4	8
30	50	0	-8	8	6	4	5	8
50	80	0	-9	9	7	5	5	8
80	120	0	-10	10	8	5	6	9
120	180	0	-13	13	10	7	8	10
180	250	0	-15	15	12	8	10	11
250	315	0	-18	18	14	9	13	13
315	400	0	-23	23	18	12	15	15

Toleranzklasse P5
Innenring – Fortsetzung
Toleranzen in μm

d		$S_{\text{ia}}^{2)}$	Δ_{Bs}				V_{Bs}
mm		max.	Abmaß normal		Abmaß modifiziert ³⁾		max.
über	bis		oberes	unteres	oberes	unteres	
0,6 ¹⁾	2,5	7	0	-40	0	-250	5
2,5	10	7	0	-40	0	-250	5
10	18	7	0	-80	0	-250	5
18	30	8	0	-120	0	-250	5
30	50	8	0	-120	0	-250	5
50	80	8	0	-150	0	-250	6
80	120	9	0	-200	0	-380	7
120	180	10	0	-250	0	-380	8
180	250	13	0	-300	0	-500	10
250	315	15	0	-350	0	-500	13
315	400	20	0	-400	0	-630	15

1) Dieser Durchmesser ist eingeschlossen.

2) Nur für Rillenkugellager und Schrägkugellager.

3) Nur für Lager, die speziell für gepaarte Anordnungen gefertigt werden.

Lagerdaten

**Toleranzklasse P5
Außenring¹⁾**
Toleranzen in μm

D mm		Δ_{Dmp} Abmaß		V_{Dsp} ³⁾ Durchmesser- reihen		V_{Dmp} ⁴⁾	K_{ea}	S_{D}	S_{ea} ⁵⁾	V_{Cs}
				9	0, 1, 2, 3, 4					
über	bis	obe- res	unte- res	max.	max.	max.	max.	max.	max.	max.
2,5 ²⁾	6	0	-5	5	4	3	5	8	8	5
6	18	0	-5	5	4	3	5	8	8	5
18	30	0	-6	6	5	3	6	8	8	5
30	50	0	-7	7	5	4	7	8	8	5
50	80	0	-9	9	7	5	8	8	10	6
80	120	0	-10	10	8	5	10	9	11	8
120	150	0	-11	11	8	6	11	10	13	8
150	180	0	-13	13	10	7	13	10	14	8
180	250	0	-15	15	11	8	15	11	15	10
250	315	0	-18	18	14	9	18	13	18	11
315	400	0	-20	20	15	10	20	13		13
400	500	0	-23	23	17	12	23	15		15
500	630	0	-28	28	21	14	25	18		18
630	800	0	-35	35	26	18	30	20		20

¹⁾ Δ_{Cs} ist identisch mit Δ_{Bs} für den Innenring des zugehörigen Lagers
(Tabelle Toleranzklasse P5 Innenring – Fortsetzung Toleranzen in μm ,
Seite 111).

²⁾ Dieser Durchmesser ist eingeschlossen.

³⁾ Für Radial-Kugellager mit Deck- und Dichtscheiben sind keine Werte festgelegt.

⁴⁾ Gilt vor dem Zusammenbau des Lagers und nachdem innere und/oder
äußere Sprenringe entfernt sind.

⁵⁾ Nur für Rillenkugellager und Schrägkugellager.



Radiallager, außer Kegelrollenlager

Toleranzklasse P4
Innenring
Toleranzen in μm

d mm		Δ_{dmp} Abmaß		Δ_{ds}		V_{dsp}		V_{dmp}	K_{ia}
				Durchmesserreihen		9	0, 1, 2, 3, 4		
über	bis	obe- res	unte- res	obe- res	unte- res			max.	max.
0,6 ¹⁾	2,5	0	-4	0	-4	4	3	2	2,5
2,5	10	0	-4	0	-4	4	3	2	2,5
10	18	0	-4	0	-4	4	3	2	2,5
18	30	0	-5	0	-5	5	4	2,5	3
30	50	0	-6	0	-6	6	5	3	4
50	80	0	-7	0	-7	7	5	3,5	4
80	120	0	-8	0	-8	8	6	4	5
120	180	0	-10	0	-10	10	8	5	6
180	250	0	-12	0	-12	12	9	6	8

Toleranzklasse P4
Innenring – Fortsetzung
Toleranzen in μm

d mm		S_{d}	$S_{\text{ia}}^{2)}$	Δ_{Bs}				V_{Bs}
				Abmaß normal		Abmaß modifiziert ³⁾		
über	bis	max.	max.	oberes	unteres	oberes	unteres	max.
0,6 ¹⁾	2,5	3	3	0	-40	0	-250	2,5
2,5	10	3	3	0	-40	0	-250	2,5
10	18	3	3	0	-80	0	-250	2,5
18	30	4	4	0	-120	0	-250	2,5
30	50	4	4	0	-120	0	-250	3
50	80	5	5	0	-150	0	-250	4
80	120	5	5	0	-200	0	-380	4
120	180	6	6	0	-250	0	-380	5
180	250	7	7	0	-300	0	-500	6

1) Dieser Durchmesser ist eingeschlossen.

2) Nur für Rillenkugellager und Schrägkugellager.

3) Nur für Lager, die speziell für gepaarte Anordnungen gefertigt werden.

Lagerdaten

Toleranzklasse P4 Außenring Toleranzen in μm

D mm		Δ_{Dmp} Abmaß		Δ_{Ds}		$V_{\text{Dsp}}^{2)}$		V_{Dmp}	K_{ea}
				Durchmesserreihen		9	0, 1, 2, 3, 4		
über	bis	obe- res	unte- res	obe- res	unte- res			max.	max.
2,5 ¹⁾	6	0	-4	0	-4	4	3	2	3
6	18	0	-4	0	-4	4	3	2	3
18	30	0	-5	0	-5	5	4	2,5	4
30	50	0	-6	0	-6	6	5	3	5
50	80	0	-7	0	-7	7	5	3,5	5
80	120	0	-8	0	-8	8	6	4	6
120	150	0	-9	0	-9	9	7	5	7
150	180	0	-10	0	-10	10	8	5	8
180	250	0	-11	0	-11	11	8	6	10
250	315	0	-13	0	-13	13	10	7	11
315	400	0	-15	0	-15	15	11	8	13

Toleranzklasse P4 Außenring – Fortsetzung Toleranzen in μm

D mm		S_{D} S_{D1}	$S_{\text{ea}}^{3)}$ max.	Δ_{Cs} Δ_{C1s}	V_{Cs} V_{C1s}
2,5 ¹⁾	6	4	5	Δ_{Cs} und Δ_{C1s} sind identisch mit Δ_{Bs} und V_{Bs} für den Innenring des zugehörigen Lagers (Tabelle Toleranzklasse P4 Innenring – Fortsetzung Toleranzen in μm , Seite 113)	2,5
6	18	4	5		2,5
18	30	4	5		2,5
30	50	4	5		2,5
50	80	4	5		3
80	120	5	6		4
120	150	5	7		5
150	180	5	8		5
180	250	7	10		7
250	315	8	10		7
315	400	10	13	8	

1) Dieser Durchmesser ist eingeschlossen.

2) Für Lager mit Deck- und Dichtscheiben sind keine Werte festgelegt.

3) Nur für Rillenkugellager und Schrägkugellager.



Radiallager, außer Kegelrollenlager

Toleranzklasse P2
Innenring
Toleranzen in μm

d mm		Δ_{dmp} Abmaß		Δ_{ds} Abmaß		V_{dsp}	V_{dmp}	K_{ia}
über	bis	oberes	unteres	oberes	unteres	max.	max.	max.
0,6 ¹⁾	2,5	0	-2,5	0	-2,5	2,5	1,5	1,5
2,5	10	0	-2,5	0	-2,5	2,5	1,5	1,5
10	18	0	-2,5	0	-2,5	2,5	1,5	1,5
18	30	0	-2,5	0	-2,5	2,5	1,5	2,5
30	50	0	-2,5	0	-2,5	2,5	1,5	2,5
50	80	0	-4	0	-4	4	2	2,5
80	120	0	-5	0	-5	5	2,5	2,5
120	150	0	-7	0	-7	7	3,5	2,5
150	180	0	-7	0	-7	7	3,5	5
180	250	0	-8	0	-8	8	4	5

Toleranzklasse P2
Innenring – Fortsetzung
Toleranzen in μm

d mm		S_{d}	$S_{\text{ia}}^{2)}$	Δ_{Bs} Abmaß normal		V_{Bs}
über	bis	max.	max.	oberes	unteres	max.
0,6 ¹⁾	2,5	1,5	1,5	0	-40	1,5
2,5	10	1,5	1,5	0	-40	1,5
10	18	1,5	1,5	0	-80	1,5
18	30	1,5	2,5	0	-120	1,5
30	50	1,5	2,5	0	-120	1,5
50	80	1,5	2,5	0	-150	1,5
80	120	2,5	2,5	0	-200	2,5
120	150	2,5	2,5	0	-250	2,5
150	180	4	5	0	-300	4
180	250	5	5	0	-350	5

1) Dieser Durchmesser ist eingeschlossen.

2) Nur für Rillenkugellager und Schrägkugellager.



Lagerdaten

Toleranzklasse P2 Außenring Toleranzen in μm

D mm		Δ_{Dmp} Abmaß		Δ_{Ds} Abmaß		$V_{\text{Dsp}}^{2)}$	V_{Dmp}	K_{ea}
über	bis	oberes	unteres	oberes	unteres	max.	max.	max.
2,5 ¹⁾	6	0	-2,5	0	-2,5	2,5	1,5	1,5
6	18	0	-2,5	0	-2,5	2,5	1,5	1,5
18	30	0	-4	0	-4	4	2	2,5
30	50	0	-4	0	-4	4	2	2,5
50	80	0	-4	0	-4	4	2	4
80	120	0	-5	0	-5	5	2,5	5
120	150	0	-5	0	-5	5	2,5	5
150	180	0	-7	0	-7	7	2,5	5
180	250	0	-8	0	-8	8	4	7
250	315	0	-8	0	-8	8	4	7
315	400	0	-10	0	-10	10	5	8

Toleranzklasse P2 Außenring – Fortsetzung Toleranzen in μm

D mm		S_{D} S_{D1}	$S_{\text{ea}}^{3)}$	Δ_{Cs} Δ_{C1s}	V_{Cs} V_{C1s}
über	bis	max.	max.		max.
2,5 ¹⁾	6	1,5	1,5	Δ_{Cs} und Δ_{C1s} sind identisch mit Δ_{Bs} und V_{Bs} für den Innenring des zugehörigen Lagers (Tabelle Toleranzklasse P2 Innenring – Fortsetzung Toleranzen in μm , Seite 115)	1,5
6	18	1,5	1,5		1,5
18	30	1,5	2,5		1,5
30	50	1,5	2,5		1,5
50	80	1,5	4		1,5
80	120	2,5	5		2,5
120	150	2,5	5		2,5
150	180	2,5	5		2,5
180	250	4	7		4
250	315	5	7		5
315	400	7	8		7

1) Dieser Durchmesser ist eingeschlossen.

2) Für Lager mit Deck- und Dichtscheiben sind keine Werte festgelegt.

3) Nur für Rillenkugellager und Schrägkugellager.

**Toleranzen für
kegelige Bohrungen – Kegel 1:12
Toleranzen in μm**

Bohrungs- durchmesser		Toleranzklasse PN				
d mm		Δ_{dmp} Abmaß μm		$V_{dp}^{1)}$	$\Delta_{d1mp} - \Delta_{dmp}$ Abmaß μm	
über	bis	ob.	unt.	max.	ob.	unt.
18	30	+21	0	13	+21	0
30	50	+25	0	15	+25	0
50	80	+30	0	19	+30	0
80	120	+35	0	25	+35	0
120	180	+40	0	31	+40	0
180	250	+46	0	38	+46	0
250	315	+52	0	44	+52	0
315	400	+57	0	50	+57	0
400	500	+63	0	56	+63	0
500	630	+70	0	–	+70	0
630	800	+80	0	–	+80	0
800	1000	+90	0	–	+90	0

1) Gilt in beliebigen Radialschnitten der Bohrung.

**Toleranzen für
kegelige Bohrungen – Kegel 1:30
Toleranzen in μm**

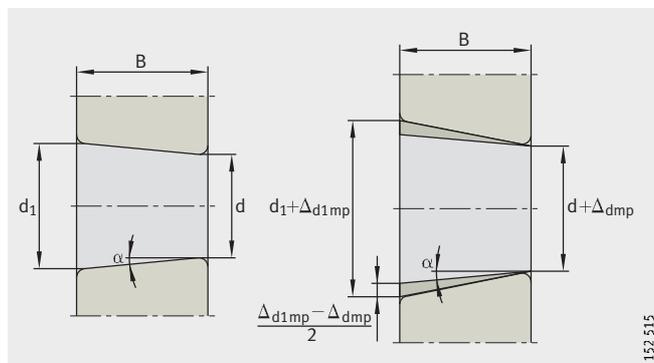
Bohrungs- durchmesser		Toleranzklasse PN				
d mm		Δ_{dmp} Abmaß μm		$V_{dp}^{1)}$	$\Delta_{d1mp} - \Delta_{dmp}$ Abmaß μm	
über	bis	ob.	unt.	max.	ob.	unt.
–	80	+15	0	19	+35	0
80	120	+20	0	25	+40	0
120	180	+25	0	31	+50	0
180	250	+30	0	38	+55	0
250	315	+35	0	44	+60	0
315	400	+40	0	50	+65	0
400	500	+45	0	56	+75	0
500	630	+50	0	63	+85	0
630	800	+75	0	–	+100	0
800	1000	+100	0	–	+100	0

1) Gilt in beliebigen Radialschnitten der Bohrung.

Kegel 1:12
halber Kegelwinkel $\alpha = 2^\circ 23' 9,4''$
theoretischer großer Durchmesser
 $d_1 = d + \frac{1}{12} \times B$

Kegel 1:30
halber Kegelwinkel $\alpha = 0^\circ 57' 17,4''$
theoretischer großer Durchmesser
 $d_1 = d + \frac{1}{30} \times B$

Bild 11
Toleranzen für kegelige Bohrungen



Lagerdaten

Axiallager

Toleranzen des Bohrungsdurchmessers für Wellenscheiben nach ISO 199 sowie DIN 620-3
Toleranzen in μm

d mm		PN (Normaltoleranz), P6 und P5			P4		
		Δ_{dmp} Abmaß		V_{dp}	Δ_{dmp} Abmaß		V_{dp}
über	bis	oberes	unteres	max.	oberes	unteres	max.
–	18	0	–8	6	0	–7	5
18	30	0	–10	8	0	–8	6
30	50	0	–12	9	0	–10	8
50	80	0	–15	11	0	–12	9
80	120	0	–20	15	0	–15	11
120	180	0	–25	19	0	–18	14
180	250	0	–30	23	0	–22	17
250	315	0	–35	26	0	–25	19
315	400	0	–40	30	0	–30	23
400	500	0	–45	34	0	–35	26
500	630	0	–50	38	0	–40	30
630	800	0	–75	56	0	–50	–
800	1000	0	–100	75	0	–	–
1000	1250	0	–125	95	0	–	–

Toleranzen des Außendurchmessers für Gehäusescheiben nach ISO 199 sowie DIN 620-3
Toleranzen in μm

D mm		PN (Normaltoleranz), P6 und P5			P4		
		Δ_{Dmp} Abmaß		V_{Dp}	Δ_{Dmp} Abmaß		V_{Dp}
über	bis	oberes	unteres	max.	oberes	unteres	max.
10	18	0	–11	8	0	–7	5
18	30	0	–13	10	0	–8	6
30	50	0	–16	12	0	–9	7
50	80	0	–19	14	0	–11	8
80	120	0	–22	17	0	–13	10
120	180	0	–25	19	0	–15	11
180	250	0	–30	23	0	–20	15
250	315	0	–35	26	0	–25	19
315	400	0	–40	30	0	–28	21
400	500	0	–45	34	0	–33	25
500	630	0	–50	38	0	–38	29
630	800	0	–75	55	0	–45	34
800	1000	0	–100	75	–	–	–
1000	1250	0	–125	75	–	–	–
1250	1600	0	–160	120	–	–	–

**Schwankung der Scheibendicke
für Wellen- und Gehäusescheiben
Toleranzen in μm**

d mm		S_i				S_e PN (Normaltoleranz), P6, P5, P4
		PN (Normal- toleranz)	P6	P5	P4	
über	bis	max.	max.	max.	max.	Identisch mit S_i für die Wellenscheibe des zugehörigen Lagers
-	18	10	5	3	2	
18	30	10	5	3	2	
30	50	10	6	3	2	
50	80	10	7	4	3	
80	120	15	8	4	3	
120	180	15	9	5	4	
180	250	20	10	5	4	
250	315	25	13	7	5	
315	400	30	15	7	5	
400	500	30	18	9	6	
500	630	35	21	11	7	
630	800	40	25	13	8	
800	1000	45	30	15	8	
1000	1250	50	35	18	9	

Toleranzen der Nennhöhe

Diese Toleranzen sind in der Tabelle auf Seite 120 angegeben.
Die zugehörigen Maßbuchstaben zeigt *Bild 12*.

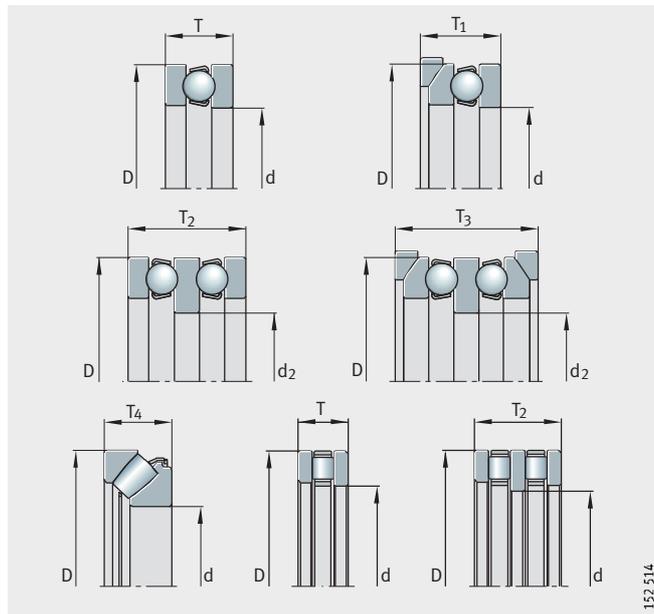


Bild 12

Toleranzen der Lager-Nennhöhe

Lagerdaten

Toleranzen der Lager-Nennhöhe
Toleranzen in μm

d mm		T Abmaß		T ₁ Abmaß		T ₂ Abmaß	
über	bis	oberes	unteres	oberes	unteres	oberes	unteres
-	30	20	-250	100	-250	150	-400
30	50	20	-250	100	-250	150	-400
50	80	20	-300	100	-300	150	-500
80	120	25	-300	150	-300	200	-500
120	180	25	-400	150	-400	200	-600
180	250	30	-400	150	-400	250	-600
250	315	40	-400	200	-400	350	-700
315	400	40	-500	200	-500	350	-700
400	500	50	-500	300	-500	400	-900
500	630	60	-600	350	-600	500	-1100
630	800	70	-750	400	-750	600	-1300
800	1000	80	-1000	450	-1000	700	-1500
1000	1250	100	-1400	500	-1400	900	-1800

Toleranzen der Lager-Nennhöhe –
Fortsetzung
Toleranzen in μm

d mm		T ₃ Abmaß		T ₄ Abmaß	
über	bis	oberes	unteres	oberes	unteres
-	30	300	-400	20	-300
30	50	300	-400	20	-300
50	80	300	-500	20	-400
80	120	400	-500	25	-400
120	180	400	-600	25	-500
180	250	500	-600	30	-500
250	315	600	-700	40	-700
315	400	600	-700	40	-700
400	500	750	-900	50	-900
500	630	900	-1100	60	-1200
630	800	1100	-1300	70	-1400
800	1000	1300	-1500	80	-1800
1000	1250	1600	-1800	100	-2400



Kantenabstände Radiallager, außer Kegelrollenlager

Die Maße für Kantenabstände entsprechen DIN 620-6.

Mindest- und Maximalwerte für die Lager stehen in der Tabelle Grenzwerte der Kantenabstände nach DIN 620-6, Seite 122.

Bei Nadelhülsen HK, Nadelbüchsen BK und Einstell-Nadellagern PNA und RPNA weichen die Kantenabstände von DIN 620-6 ab. In den Maßstabellen sind die unteren Grenzwerte von r angegeben.

Kantenabstände für Kegelrollenlager siehe Seite 123, für Axiallager Seite 124.

- ① symmetrischer Ringquerschnitt mit gleichen Kanten an beiden Ringen
- ② symmetrischer Ringquerschnitt mit verschiedenen Kanten an beiden Ringen
- ③ asymmetrischer Ringquerschnitt
- ④ Ringnut am Außenring, Lager mit Bordscheibe
- ⑤ Winkelring

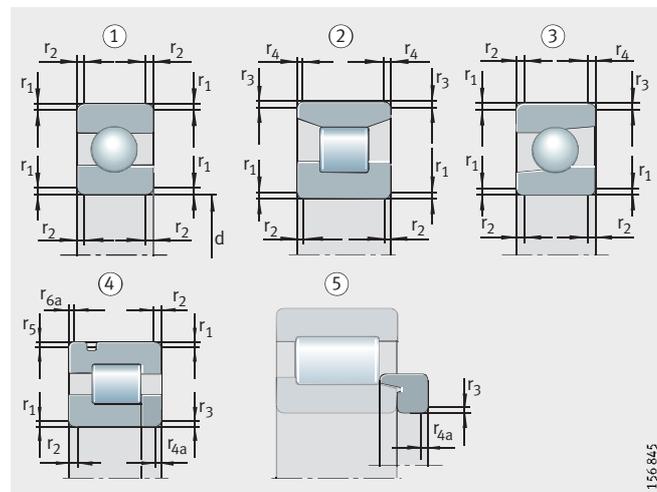


Bild 13

Kantenabstände bei Radiallagern
außer Kegelrollenlager

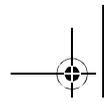
Lagerdaten

Grenzwerte der Kantenabstände nach DIN 620-6

r ¹⁾ mm	d		r ₁ bis r _{6a} min. mm	r ₁ , r ₃ , r ₅ max. mm	r ₂ , r ₄ , r ₆ ²⁾ max. mm	r _{4a} , r _{6a} max. mm
	über mm	bis mm				
0,05	–	–	0,05	0,1	0,1	0,1
0,08	–	–	0,08	0,16	0,16	0,16
0,1	–	–	0,1	0,2	0,2	0,2
0,15	–	–	0,15	0,3	0,6	0,3
0,2	–	–	0,2	0,5	0,8	0,5
0,3	–	40	0,3	0,6	1	0,8
	40	–	0,3	0,8	1	0,8
0,5	–	40	0,5	1	2	1,5
	40	–	0,5	1,3	2	1,5
0,6	–	40	0,6	1	2	1,5
	40	–	0,6	1,3	2	1,5
1	–	50	1	1,5	3	2,2
	50	–	1	1,9	3	2,2
1,1	–	120	1,1	2	3,5	2,7
	120	–	1,1	2,5	4	2,7
1,5	–	120	1,5	2,3	4	3,5
	120	–	1,5	3	5	3,5
2	–	80	2	3	4,5	4
	80	220	2	3,5	5	4
	220	–	2	3,8	6	4
2,1	–	280	2,1	4	6,5	4,5
	280	–	2,1	4,5	7	4,5
2,5	–	100	2,5	3,8	6	5
	100	280	2,5	4,5	6	5
	280	–	2,5	5	7	5
3	–	280	3	5	8	5,5
	280	–	3	5,5	8	5,5
4	–	–	4	6,5	9	6,5
5	–	–	5	8	10	8
6	–	–	6	10	13	10
7,5	–	–	7,5	12,5	17	12,5
9,5	–	–	9,5	15	19	15
12	–	–	12	18	24	18
15	–	–	15	21	30	21
19	–	–	19	25	38	25

¹⁾ Der Nennkantenabstand r ist identisch mit dem kleinstzulässigen Kantenabstand r_{min}.

²⁾ Für Lager mit einer Breite von 2 mm oder weniger gelten die Werte für r₁.



Kegelrollenlager

Mindest- und Maximalwerte für die Kegelrollenlager stehen in der Tabelle Grenzwerte der Kantenabstände.

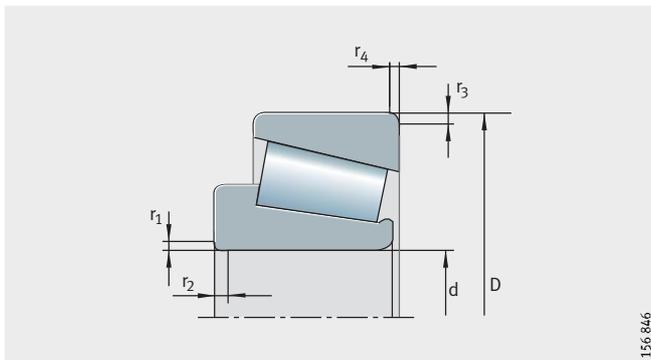
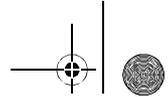


Bild 14
Kantenabstände bei metrischen Kegelrollenlagern

Grenzwerte der Kantenabstände

$r^{1)}$ mm	d		r_1 bis r_4 min. mm	r_1, r_3 max. mm	r_2, r_4 max. mm
	über mm	bis mm			
0,3	–	40	0,3	0,7	1,4
	40	–	0,3	0,9	1,6
0,6	–	40	0,6	1,1	1,7
	40	–	0,6	1,3	2
1	–	50	1	1,6	2,5
	50	–	1	1,9	3
1,5	–	120	1,5	2,3	3
	120	250	1,5	2,8	3,5
	250	–	1,5	3,5	4
2	–	120	2	2,8	4
	120	250	2	3,5	4,5
	250	–	2	4	5
2,5	–	120	2,5	3,5	5
	120	250	2,5	4	5,5
	250	–	2,5	4,5	6
3	–	120	3	4	5,5
	120	250	3	4,5	6,5
	250	400	3	5	7
	400	–	3	5,5	7,5
4	–	120	4	5	7
	120	250	4	5,5	7,5
	250	400	4	6	8
	400	–	4	6,5	8,5
5	–	180	5	6,5	8
	180	–	5	7,5	9
6	–	180	6	7,5	10
	180	–	6	9	11

¹⁾ Der Nennkantenabstand r ist identisch mit dem kleinstzulässigen Kantenabstand r_{min} .



Lagerdaten

Axiallager

Mindest- und Maximalwerte für die Lager stehen in der Tabelle Grenzerte der Kantenabstände. Die Tabelle entspricht DIN 620-6. Bei Axial-Rillenkugellagern sind die Toleranzen für die Kantenabstände in axialer Richtung gleich denen der in radialer Richtung.

- ① einseitig wirkendes Axial-Rillenkugellager mit ebener Gehäusescheibe
- ② zweiseitig wirkendes Axial-Rillenkugellager mit kugeligen Gehäusescheiben und U-Scheiben
- ③ einseitig wirkendes Axial-Zylinderrollenlager
- ④ einseitig wirkendes Axial-Pendelrollenlager

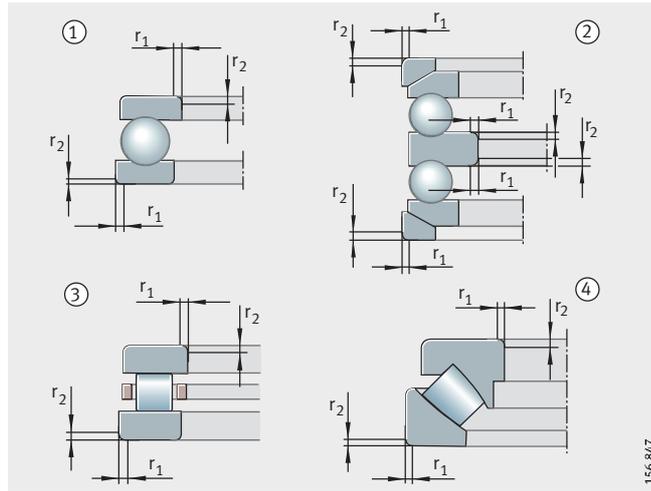


Bild 15
Kantenabstände bei Axiallagern

Grenzerte der Kantenabstände

r ¹⁾ mm	r ₁ , r ₂	
	min. mm	max. mm
0,05	0,05	0,1
0,08	0,08	0,16
0,1	0,1	0,2
0,15	0,15	0,3
0,2	0,2	0,5
0,3	0,3	0,8
0,6	0,6	1,5
1	1	2,2
1,1	1,1	2,7
1,5	1,5	3,5
2	2	4
2,1	2,1	4,5
3	3	5,5
4	4	6,5
5	5	8
6	6	10
7,5	7,5	12,5
9,5	9,5	15
12	12	18
15	15	21
19	19	25

¹⁾ Der Nennkantenabstand r ist identisch mit dem kleinstzulässigen Kantenabstand r_{min}.



Gestaltung der Lagerung

Wahl der Lageranordnung

Zur Führung und Abstützung einer umlaufenden Welle sind mindestens zwei Lager erforderlich, die in einem bestimmten Abstand voneinander angeordnet sind. Je nach Anwendung wählt man zwischen einer Fest-Loslagerung, einer angestellten Lagerung oder einer schwimmenden Lagerung.

Fest-Loslagerung

Bei einer Welle, die in zwei Radiallagern abgestützt ist, stimmen die Abstände der Lagersitze auf der Welle und im Gehäuse durch Fertigungstoleranzen häufig nicht überein. Auch durch Erwärmung im Betrieb verändern sich die Abstände. Diese Abstandsunterschiede werden im Loslager ausgeglichen. Beispiele für Fest-Loslagerungen siehe *Bild 1* bis *Bild 4*.

Loslager

Ideale Loslager sind Zylinderrollenlager mit Käfig N und NU sowie Nadellager, *Bild 1* (2), (4). Bei ihnen kann sich der Rollenkranz auf der Laufbahn des bordlosen Lagerrings verschieben.

Alle anderen Lagerbauarten, z. B. Rillenkugellager und Pendelrollenlager wirken nur dann als Loslager, wenn ein Lagerring verschiebbar gepasst ist, *Bild 2*. Der mit Punktlast beaufschlagte Lagerring wird deshalb lose gepasst; meist ist dies der Außenring, siehe Umlaufverhältnisse, Seite 132.

Festlager

Das Festlager führt die Welle axial und überträgt äußere Axialkräfte. Um Axialverspannungen zu vermeiden, wird bei Wellen mit mehr als zwei Lagern nur ein Festlager eingesetzt.

Welche Lagerbauart als Festlager gewählt wird, hängt davon ab, wie hoch die Axialkräfte sind und wie genau die Welle axial geführt werden muss.

Mit einem zweireihigen Schrägkugellager, *Bild 3* (1), erzielt man z. B. eine engere axiale Führung als mit einem Rillenkugellager oder Pendelrollenlager. Auch ein Paar spiegelbildlich angeordnete Schrägkugellager oder Kegelrollenlager, *Bild 4*, bieten als Festlager eine sehr enge axiale Führung.

Besonders vorteilhaft sind Schrägkugellager der Universalausführung, *Bild 5*. Die Lager können ohne Passscheiben in O- oder X-Anordnung beliebig gepaart werden. Schrägkugellager der Universalausführung sind so abgestimmt, dass sie beim Einbau in X- oder O-Anordnung geringe Axialluft haben (Ausführung UA), spielfrei sind (UO) oder leichte Vorspannung haben (UL).

Spindellager der Universalausführung UL, *Bild 6*, haben beim Einbau in X- oder O-Anordnung leichte Vorspannung (Ausführungen mit stärkerer Vorspannung auf Anfrage).

Bei Getrieben wird manchmal ein Vierpunktlager direkt neben einem Zylinderrollenlager so eingebaut, dass eine Festlagerstelle entsteht, *Bild 3* (3). Das Vierpunktlager, dessen Außenring radial nicht unterstützt ist, kann nur axiale Kräfte übertragen. Das Zylinderrollenlager übernimmt die Radialkraft.

Bei niedrigerer Axialkraft kann auch ein Zylinderrollenlager mit Käfig NUP als Festlager verwendet werden, *Bild 4* (3).

keine Anstell- und Passarbeiten bei zusammengepassten Kegelrollenlagern

Auch zusammengepasste Kegelrollenlager als Festlager (313..N11CA), *Bild 7* (2), erleichtern den Einbau. Sie sind mit entsprechender Axialluft so zusammengepasst, dass Anstell- und Passarbeiten nicht erforderlich sind.

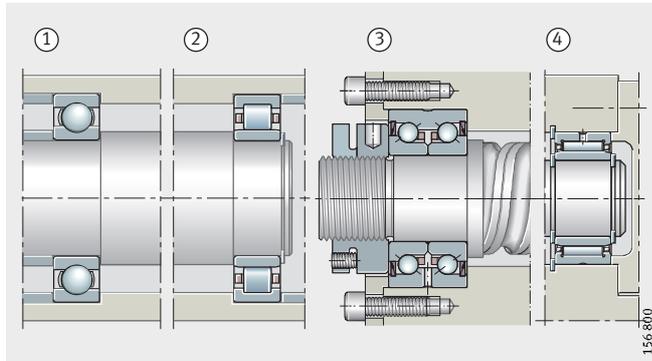
Gestaltung der Lagerung

Beispiele für Fest-Loslagerungen

- Rillenkugellager
 - ① Festlager
- Zylinderrollenlager NU
 - ② Loslager
- Axial-Schrägkugellager ZKLN
 - ③ Festlager
- Nadellager NKIS
 - ④ Loslager

Bild 1

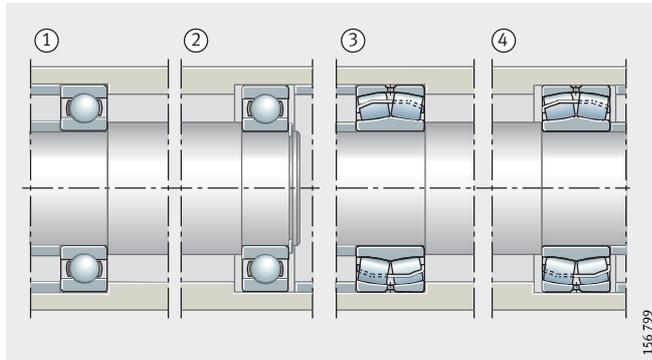
Rillenkugellager und Axial-Schrägkugellager als Festlager
Zylinderrollenlager und Nadellager als Loslager



- Rillenkugellager
 - ① Festlager
 - ② Loslager
- Pendelrollenlager
 - ③ Festlager
 - ④ Loslager

Bild 2

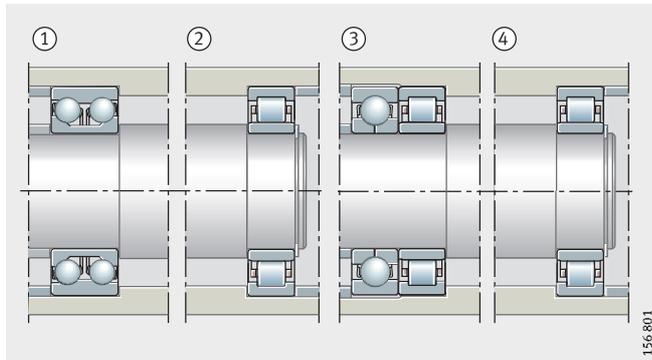
Rillenkugellager und Pendelrollenlager als Fest- und als Loslager



- Zweireihiges Schrägkugellager
 - ① Festlager
- Zylinderrollenlager NU
 - ② Loslager
- Vierpunktlager und Zylinderrollenlager
 - ③ Festlager
- Zylinderrollenlager NU
 - ④ Loslager

Bild 3

zweireihiges Schrägkugellager und Vierpunktlager als Festlager,
Zylinderrollenlager als Loslager





- zwei Kegelrollenlager
- ① Festlager
- Zylinderrollenlager NU
- ② Loslager
- Zylinderrollenlager NUP
- ③ Festlager
- Zylinderrollenlager NU
- ④ Loslager

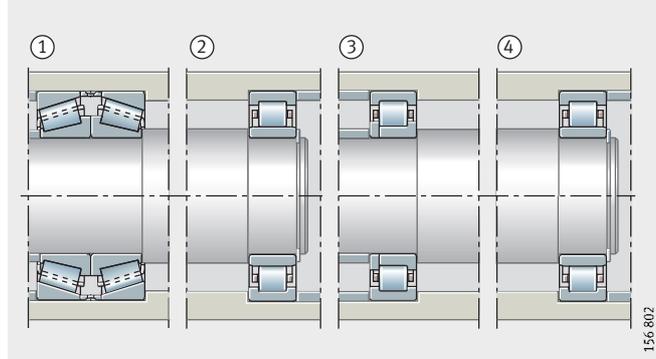


Bild 4
Kegel- und Zylinderrollenlager als Festlager, Zylinderrollenlager als Loslager

156 802

- ① O-Anordnung
- ② X-Anordnung

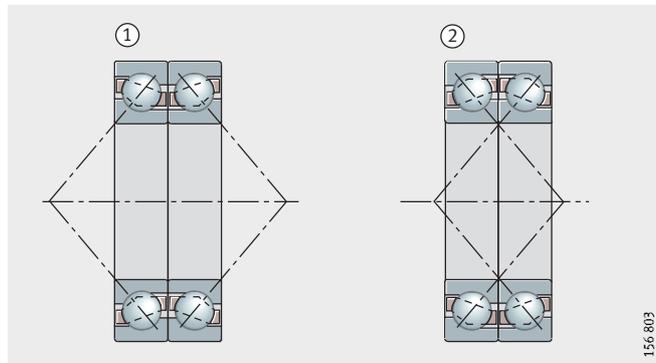


Bild 5
Schrägkugellagerpaar der Universalausführung als Festlager

156 803

- ① O-Anordnung
- ② X-Anordnung
- ③ Tandem-O-Anordnung

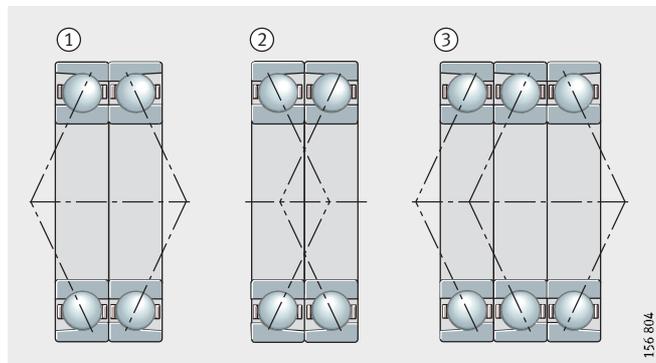


Bild 6
Spindellager der Universalausführung als Festlager

156 804

- ① O-Anordnung
- ② X-Anordnung

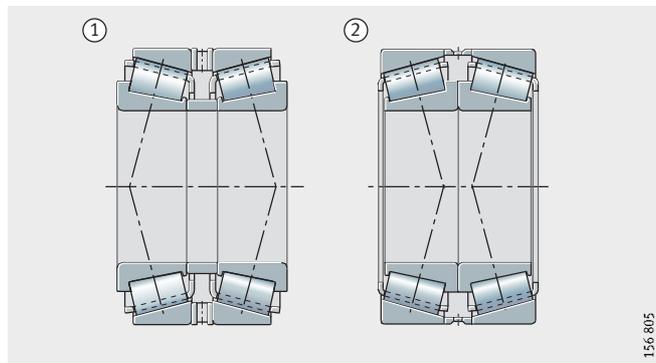


Bild 7
Kegelrollenlagerpaar als Festlager

156 805





Gestaltung der Lagerung

Angestellte Lagerung

Eine angestellte Lagerung besteht in der Regel aus zwei spiegelbildlich angeordneten Schrägkugel- oder Kegelrollenlagern, *Bild 8*. Bei der Montage wird ein Lagerring auf seinem Sitz so weit verschoben, bis die Lagerung das gewünschte Spiel oder die notwendige Vorspannung hat.

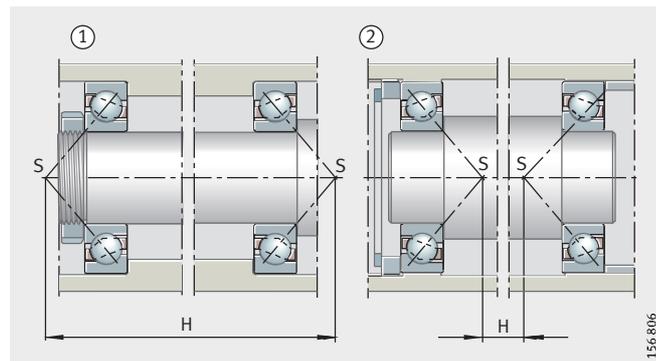
Einsatzbereich

Durch diese Einstellmöglichkeit eignet sich die angestellte Lagerung besonders, wenn eine enge Führung notwendig ist, z. B. bei Ritzellagerungen mit spiralverzahnten Kegelrädern und Spindellagerungen bei Werkzeugmaschinen.

X- oder O-Anordnung

Grundsätzlich wird zwischen der O-Anordnung, *Bild 8* ①, und der X-Anordnung, *Bild 8* ②, der Lager unterschieden. Bei der O-Anordnung zeigen die von den Drucklinien gebildeten Kegel mit ihren Spitzen S nach außen, bei der X-Anordnung nach innen.

Die Stützbasis H, also der Abstand der Druckkegelspitzen zueinander, ist bei der O-Anordnung größer als bei der X-Anordnung. Die O-Anordnung ergibt daher das geringere Kippspiel.

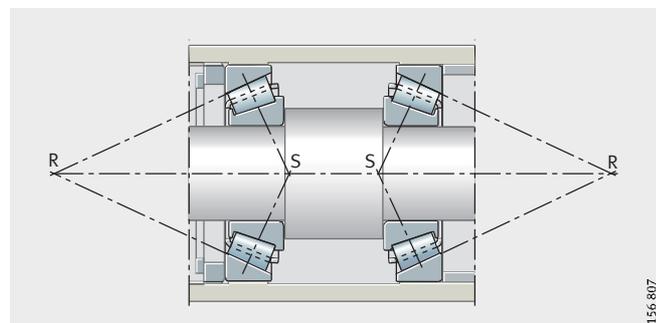


- ① O-Anordnung
- ② X-Anordnung
- S = Spitzen der Druckkegel
- H = Stützbasis

Bild 8
angestellte Lagerung mit Schrägkugellagern in O-Anordnung und X-Anordnung

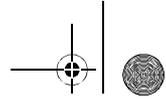
Einfluss der Wärmedehnung bei X- oder O-Anordnung

Bei der Einstellung der Axialluft ist die Wärmedehnung zu berücksichtigen. Bei der X-Anordnung, *Bild 9*, führt ein Temperaturgefälle von der Welle zum Gehäuse immer zu einer Luftverminderung (Voraussetzungen: gleiche Werkstoffe von Welle und Gehäuse, gleiche Temperatur von Innenringen und gesamter Welle, gleiche Temperatur von Außenringen und gesamtem Gehäuse).



- S = Spitzen der Druckkegel
- R = Rollkegelspitzen

Bild 9
angestellte Lagerung mit Kegelrollenlagern in X-Anordnung und ihre Rollkegelspitzen

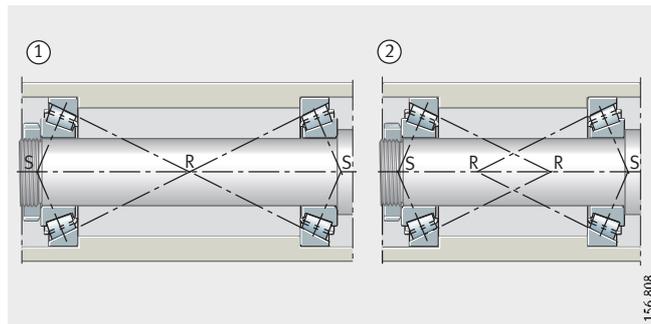


Bei der O-Anordnung unterscheidet man drei Fälle:

- Die Rollkegelspitzen R, d.h. die Schnittpunkte der verlängerten Außenringlaufbahn mit der Lagerachse, fallen zusammen: die eingestellte Lagerluft bleibt erhalten, *Bild 10* ①.
- Die Rollkegel überschneiden sich bei kurzem Lagerabstand: die Axialluft wird kleiner, *Bild 10* ②.
- Die Rollkegel berühren sich nicht bei großem Lagerabstand: die Axialluft wird größer, *Bild 11*.

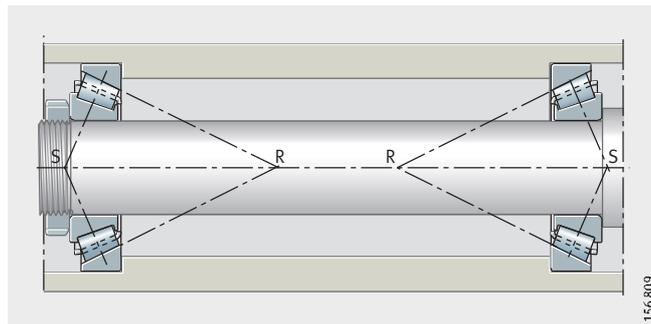
- ① Schnittpunkte fallen zusammen
- ② Schnittpunkte überschneiden sich
- S = Spitzen der Druckkegel
- R = Rollkegelspitzen

Bild 10
angestellte Lagerung mit Kegelrollenlagern in O-Anordnung



- S = Spitzen der Druckkegel
- R = Rollkegelspitzen

Bild 11
angestellte Lagerung mit Kegelrollenlagern in O-Anordnung, bei der sich die Rollkegelspitzen nicht überschneiden

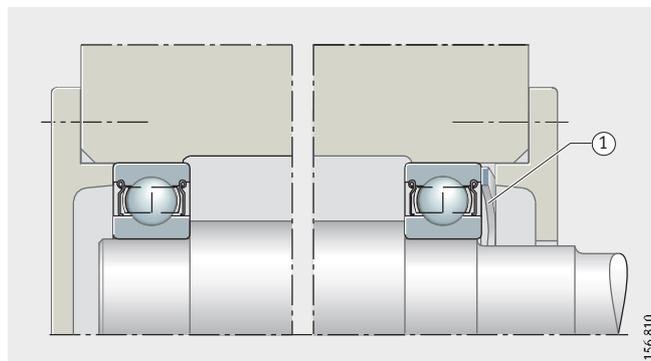


elastische Anstellung

Angestellte Lagerungen erhält man auch durch Vorspannung mit Federn, *Bild 12* ①. Diese elastische Art der Anstellung gleicht die Wärmedehnungen aus. Man wendet sie auch an, wenn Lagerungen durch Stillstand-Erschütterungen gefährdet sind.

- ① Federscheibe

Bild 12
angestellte Rillenkugellager mit Federscheibe vorgespannt





Gestaltung der Lagerung

Schwimmende Lagerung

Die schwimmende Lagerung ist eine wirtschaftliche Lösung, wenn keine enge axiale Führung der Welle verlangt wird, *Bild 13*. Ihr Aufbau gleicht dem der angestellten Lagerung.

Die Welle kann sich bei schwimmender Lagerung jedoch um das Axialspiel s gegenüber dem Gehäuse verschieben. Der Wert für s wird in Abhängigkeit der geforderten Führungsgenauigkeit so festgelegt, dass die Lager auch bei ungünstigen thermischen Verhältnissen nicht axial verspannt werden.

geeignete Lager

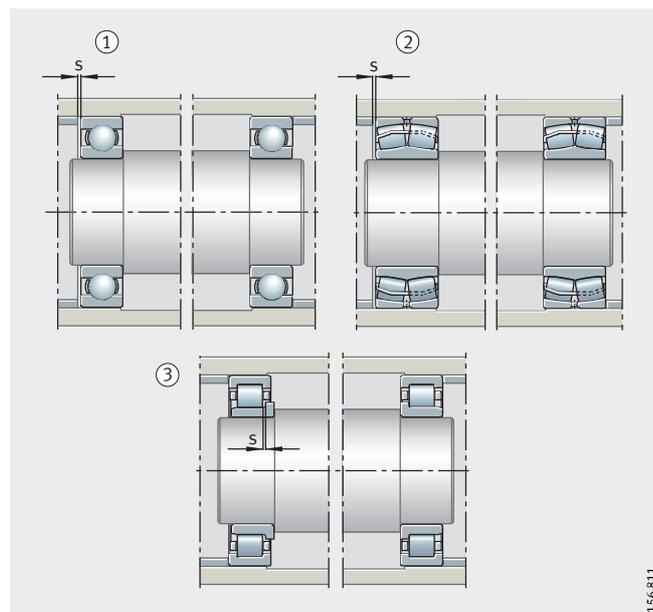
Geeignete Lagerbauarten für die schwimmende Anordnung sind z. B. Rillenkugellager, Pendelkugellager und Pendelrollenlager.

Bei beiden Lagern ist je ein Ring – gewöhnlich ein Außenring – verschiebbar zu passen.

Bei schwimmenden Lagerungen mit Zylinderrollenlagern mit Käfig NJ findet der Längenausgleich in den Lagern statt.

Innen- und Außenringe können fest gepasst werden, *Bild 13* ③.

Kegelrollenlager und Schrägkugellager eignen sich nicht für eine schwimmende Anordnung, weil sie angestellt werden müssen, damit sie einwandfrei laufen.



- ① zwei Rillenkugellager
 - ② zwei Pendelrollenlager
 - ③ zwei Zylinderrollenlager NJ
- s = Axialspiel

Bild 13
Beispiele für
schwimmende Lagerungen



Passungen

Wälzlager werden entsprechend ihrer Funktion auf der Welle und im Gehäuse in radialer, axialer und tangentialer Richtung befestigt. Die radiale und tangential Fixierung wird meist durch Kraftschluss erreicht, also durch feste Passungen der Lagerringe. Axial befestigt man die Lager in der Regel formschlüssig, siehe Axiale Befestigung der Lager, Seite 156.

Kriterien für die Wahl der Passung

Für die Auswahl der Passung sind zu berücksichtigen:

- Die Lagerringe müssen auf ihrem Umfang gut unterstützt werden, damit die Tragfähigkeit des Lagers voll ausgenutzt wird.
- Die Ringe dürfen auf ihren Gegenstücken nicht wandern, da sonst die Sitze beschädigt werden.
- Ein Ring des Loslagers muss sich Längenänderungen von Welle und Gehäuse anpassen, also axial verschiebbar sein; lediglich bei Zylinderrollenlagern N und NU findet die Verschiebung im Lager statt.
- Die Lager müssen sich einfach ein- und ausbauen lassen.

Die gute Unterstützung der Lagerringe auf ihrem Umfang erfordert einen festen Sitz, d.h. eine feste Passung. Auch die Forderung, dass die Ringe nicht wandern, erfordert einen festen Sitz.

Sind nicht zerlegbare Lager ein- und auszubauen, kann die Forderung nach einer festen Passung – zumindest für einen Ring – nicht realisiert werden.

Bei Zylinderrollenlagern N und NU und bei Nadellagern können beide Ringe fest gepasst werden, da der Längenausgleich im Lager erfolgt und die Ringe getrennt montieren werden können.

Durch feste Passungen und ein Temperaturgefälle vom Innen- zum Außenring vermindert sich die Radialluft des Lagers. Das ist bei der Wahl der Radialluft zu berücksichtigen, Betriebsspiel, Seite 97.

Achtung!

Wird für die Anschlusskonstruktion ein anderer Werkstoff als Gusseisen oder Stahl verwendet, müssen für den Festsitz zusätzlich berücksichtigt werden: Elastizitätsmodul und die unterschiedlichen Wärme-Ausdehnungskoeffizienten der Werkstoffe!

Für Gehäuse aus Aluminium, dünnwandige Gehäuse und Hohlwellen ggf. engere Passung wählen, um gleichen Kraftschluss wie bei Gusseisen, Stahl oder Vollwellen zu erreichen!

Höhere Belastungen, besonders Stöße, erfordern ein größeres Passungsübermaß und das Einhalten enger Formtoleranzen!

Sitze für Axiallager

Axiallager, die nur Axiallasten aufnehmen, dürfen nicht radial geführt werden (Ausnahme: Axial-Zylinderrollenlager, bei denen der Freiheitsgrad in radialer Richtung wegen der ebenen Laufbahnen vorhanden ist).

Bei Axiallagern mit rillenförmigen Laufbahnen, wie z. B. Axial-Rillenkugellagern, ist er nicht gegeben und muss durch einen losen Sitz der stillstehenden Scheibe geschaffen werden. Für die umlaufende Scheibe wird meist ein fester Sitz gewählt.

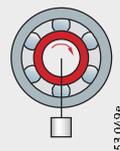
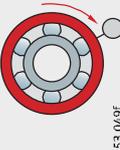
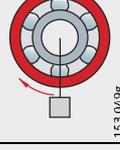
Nehmen Axiallager zu den Axialkräften auch Radialkräfte auf, z. B. Axial-Pendelrollenlager, so sind Passungen wie für Radiallager zu wählen.

Die Anlageflächen der Gegenstücke müssen senkrecht zur Drehachse stehen (Planlauf toleranz nach IT5 oder besser), damit sich die Belastung gleichmäßig auf alle Rollkörper verteilt.

Gestaltung der Lagerung

- Umlaufverhältnisse** Das Umlaufverhältnis kennzeichnet die Bewegung eines Lageringens im Verhältnis zur Lastrichtung und liegt als Umfangs- oder Punktlast vor, siehe Tabelle Umlaufverhältnisse.
- Punktlast** Steht der Ring relativ zur Belastungsrichtung still, treten keine Kräfte auf, die den Ring relativ zu seiner Sitzfläche verschieben. Eine solche Belastung wird als Punktlast bezeichnet.
Die Gefahr, dass die Sitzfläche beschädigt wird, besteht nicht und eine lose Passung ist möglich.
- Umfangslast** Treten Kräfte auf, die den Ring relativ zu seiner Sitzfläche verschieben wollen, wird bei einer Umdrehung des Lagers jeder Punkt der Laufbahn belastet. Eine Belastung mit dieser Eigenschaft wird als Umfangslast bezeichnet.
- Achtung!** Die Gefahr, dass die Sitzfläche beschädigt wird, ist vorhanden und es sollte eine feste Passung vorgesehen werden!

Umlaufverhältnisse

Bewegungsverhältnis	Beispiel	Schema	Belastungsfall	Passung
Innenring rotiert Außenring steht still Lastrichtung unveränderlich	Welle mit Gewichtsbelastung		Umfangslast für den Innenring	Innenring: feste Passung notwendig Außenring: lose Passung zulässig
Innenring steht still Außenring rotiert Lastrichtung rotiert mit dem Außenring	Nabenlagerung mit großer Unwucht		und Punktlast für den Außenring	
Innenring steht still Außenring rotiert Lastrichtung unveränderlich	Kfz-Vorderrad Laufrolle (Nabenlagerung)		Punktlast für den Innenring	Innenring: lose Passung zulässig Außenring: feste Passung notwendig
Innenring rotiert Außenring steht still Lastrichtung rotiert mit dem Innenring	Zentrifuge Schwingsieb		und Umfangslast für den Außenring	

Gestaltung der Lagerung

Wellentoleranzen – Radiallager mit zylindrischer Bohrung

Umlaufverhältnis	Lagerbauart	Wellendurchmesser mm	Verschiebbarkeit Belastung	Toleranz
Punktlast für den Innenring	Kugellager, Rollenlager	alle Größen	leicht verschiebbarer Innenring	g6 (g5)
			schwer verschiebbarer Innenring, Schrägkugellager und Kegelrollenlager mit angestelltem Innenring	h6 (j6)
	Nadellager	alle Größen	Loslager	h6 (g6) ¹⁾
Umfangslast für den Innenring oder unbestimmte Lastrichtung	Kugellager	bis 50	normale Belastung ²⁾	j6 (j5)
		50 bis 100	niedrige Belastung ³⁾	j6 (j5)
			normale und hohe Belastung ⁴⁾	k6 (k5)
		100 bis 200	niedrige Belastung ²⁾	k6 (m6)
			normale und hohe Belastung ⁵⁾	m6 (m5)
		über 200	niedrige Belastung	m6 (m5)
	normale und hohe Belastung		n6 (n5)	
	Rollenlager	bis 60	niedrige Belastung	j6 (j5)
			normale und hohe Belastung	k6 (k5)
		60 bis 200	niedrige Belastung	k6 (k5)
			normale Belastung	m6 (m5)
		200 bis 500	hohe Belastung, Stöße	n6 (n5)
			normale Belastung	m6 (n6)
	über 500	hohe Belastung, Stöße	p6	
		normale Belastung	n6 (p6)	
	über 500	hohe Belastung	p6	
		Nadellager	bis 50	niedrige Belastung
	normale und hohe Belastung			m6
50 bis 120	niedrige Belastung		m6	
	normale und hohe Belastung		n6	
120 bis 250	niedrige Belastung		n6	
	normale und hohe Belastung		p6	
250 bis 400	niedrige Belastung		p6	
	normale und hohe Belastung		r6	
400 bis 500	niedrige Belastung		r6	
	normale und hohe Belastung		s6	
über 500	niedrige Belastung		r6	
	normale und hohe Belastung		s6	

1) Für leichtere Montage.

2) $C/P > 10$

3) $C/P > 12$

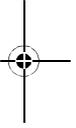
4) $C/P < 12$

5) $C/P < 10$



Wellentoleranzen – Axiallager

Belastung	Lagerbauart	Wellen- durchmesser	Betriebs- bedingungen	Toleranz
Axiallast	Axial- Rillenkugellager	alle Größen	–	j6
	Axial- Rillenkugellager zweiseitig wirkend		–	k6
	Axial- Zylinderrollenlager mit Wellenscheibe		–	h6 (j6)
	Axial- Zylinderrollenkranz		–	h8
kombinierte Belastung	Axial- Pendelrollenlager	alle Größen	Punktlast für die Wellenscheibe	j6
		bis 200 mm	Umfangslast für die Wellenscheibe	j6 (k6)
		über 200 mm		k6 (m6)



Gestaltung der Lagerung

Gehäusetoleranzen – Radiallager

Umlaufverhältnis	Verschiebbarkeit Belastung	Betriebsbedingungen	Toleranz
Punktlast für den Außenring	leicht verschiebbarer Außenring, Gehäuse ungeteilt	Die Qualität der Toleranz richtet sich nach der notwendigen Laufgenauigkeit	H7 (H6) ¹⁾
	leicht verschiebbarer Außenring, Gehäuse geteilt		H8 (H7)
	schwer verschiebbarer Außenring, Gehäuse ungeteilt	hohe Laufgenauigkeit notwendig	H6 (J6)
	schwer verschiebbarer Außenring, Schrägkugellager und Kegelrollenlager mit angestelltem Außenring, Gehäuse geteilt	normale Laufgenauigkeit	H7 (J7)
	leicht verschiebbarer Außenring	Wärmezufuhr von der Welle	G7 ²⁾
Umfangslast für den Außenring oder unbestimmte Lastrichtung	kleine Belastung, Außenring nicht verschiebbar	Bei hohen Anforderungen an die Laufgenauigkeit K6, M6, N6 und P6	K7 (K6)
	normale Belastung, Stöße, Außenring nicht verschiebbar		M7 (M6)
	hohe Belastung, Stöße ($C/P < 6$), Außenring nicht verschiebbar		N7 (N6)
	hohe Belastung, starke Stöße, dünnwandiges Gehäuse, Außenring nicht verschiebbar		P7 (P6)

¹⁾ G7 bei Gehäusen aus GG, wenn Lageraußendurchmesser $D > 250$ mm und Temperaturdifferenz zwischen Außenring und Gehäuse > 10 K.

²⁾ F7 bei Gehäusen aus GG, wenn Lageraußendurchmesser $D > 250$ mm und Temperaturdifferenz zwischen Außenring und Gehäuse > 10 K.

Gehäusetoleranzen – Axiallager

Belastung	Lagerbauart	Betriebsbedingungen	Toleranz
Axiallast	Axial-Rillenkugellager	normale Laufgenauigkeit hohe Laufgenauigkeit	E8 H6
	Axial-Zylinderrollenlager mit Gehäusescheibe	–	H7 (K7)
	Axial-Zylinderrollenkranz	–	H10
	Axial-Pendelrollenlager	normale Belastung hohe Belastung	E8 G7
kombinierte Belastung Punktlast für die Gehäusescheibe	Axial-Pendelrollenlager	–	H7
kombinierte Belastung Umfangslast für die Gehäusescheibe	Axial-Pendelrollenlager	–	K7

Tabellen für Wellen- und Gehäusepassungen

Die Zahlenwerte zu den Passungen (Seite 138 bis Seite 151) gelten für Vollwellen aus Stahl und für Gussgehäuse. Im Kopf der Tabellen stehen unter den Nennmaßen der Durchmesser die Normaltoleranzen für den Bohrungs- oder den Außendurchmesser der Radiallager (ohne Kegelrollenlager). Darunter sind die Abmaße der für den Wälzlagerereinbau wichtigsten Toleranzfelder aufgeführt.

Wellenpassung

In jedem Kästchen stehen fünf Zahlen nach folgendem Schema für beispielsweise Welle $\varnothing 40 j5$:

Beispiel Tabelleneintrag Wellenpassung

Wellenabmaß in μm		Passungsübermaß oder Passungsspiel in μm	
Gutseite +6		18²⁾	Übermaß oder Passungsspiel, wenn die Gutseiten zusammentreffen
		10¹⁾²⁾	Wahrscheinliches Übermaß oder Passungsspiel
Ausschussseite -5		5 ³⁾	Übermaß oder Passungsspiel, wenn die Ausschussseiten zusammentreffen

- 1) Als wahrscheinliches Übermaß oder Passungsspiel ist hier der Wert angegeben, der sich ergibt, wenn die Istmaße um ein Drittel der Toleranz von den Gutseiten entfernt liegen.
- 2) Fett gedruckte Zahlen bedeuten Passungsübermaß.
- 3) Normalgedruckte Zahlen bedeuten Passungsspiel.

Wellenpassungen siehe Seite 138 bis Seite 145.

Gehäusepassung

In jedem Kästchen stehen fünf Zahlen nach folgendem Schema für beispielsweise Gehäuse $\varnothing 100 K6$:

Beispiel Tabelleneintrag Gehäusepassung

Gehäuseabmaß in μm		Passungsübermaß oder Passungsspiel in μm	
Ausschussseite +4		18²⁾	Übermaß oder Passungsspiel, wenn die Gutseiten zusammentreffen
		6¹⁾²⁾	Wahrscheinliches Übermaß oder Passungsspiel
Gutseite -18		19 ³⁾	Übermaß oder Passungsspiel, wenn die Ausschussseiten zusammentreffen

- 1) Als wahrscheinliches Übermaß oder Passungsspiel ist hier der Wert angegeben, der sich ergibt, wenn die Istmaße um ein Drittel der Toleranz von den Gutseiten entfernt liegen.
- 2) Fett gedruckte Zahlen bedeuten Passungsübermaß.
- 3) Normalgedruckte Zahlen bedeuten Passungsspiel.

Gehäusepassungen siehe Seite 147 bis Seite 151.

Gestaltung der Lagerung

Wellenpassungen

Nennmaß der Welle in mm										
über	3		6		10		18		30	
bis	6		10		18		30		50	
Abweichung Lagerbohrungsdurchmesser in μm (Normaltoleranz)										
Δ_{dmp}	0 -8		0 -8		0 -8		0 -10		0 -12	
Wellenabmaß, Passungsübermaß oder Passungsspiel in μm										
g5	-4 -9	4 0 9	-5 -11	3 2 11	-6 -14	2 3 14	-7 -16	3 3 16	-9 -20	3 5 20
g6	-4 -12	4 1 12	-5 -14	3 3 14	-6 -17	2 4 17	-7 -20	3 5 20	-9 -25	3 6 25
h5	0 -5	8 4 5	0 -6	8 3 6	0 -8	8 3 8	0 -9	10 4 9	0 -11	12 4 11
h6	0 -8	8 3 8	0 -9	8 2 9	0 -11	8 2 11	0 -13	10 2 13	0 -16	12 3 16
j5	+3 -2	11 7 2	+4 -2	12 7 2	+5 -3	13 8 3	+5 -4	15 9 4	+6 -5	18 10 5
j6	+6 -2	14 8 2	+7 -2	15 9 2	+8 -3	16 10 3	+9 -4	19 11 4	+11 -5	23 14 5
js5	+2,5 -2,5	11 6 3	+3 -3	11 6 3	+4 -4	12 6 4	+4,5 -4,5	15 9 5	+5,5 -5,5	18 10 6
js6	+4 -4	12 7 4	+4,5 -4,5	13 7 5	+5,5 -5,5	14 8 6	+6,5 -6,5	17 9 7	+8 -8	20 11 8
k5	+6 +1	14 9 1	+7 +1	15 10 1	+9 +1	17 12 1	+11 +2	21 15 2	+13 +2	25 17 2
k6	+9 +1	17 11 1	+10 +1	18 12 1	+12 +1	20 14 1	+15 +2	25 17 2	+18 +2	30 21 2
m5	+9 +4	17 13 4	+12 +6	20 15 6	+15 +7	23 18 7	+17 +8	27 21 8	+20 +9	32 24 9
m6	+12 +4	20 15 4	+15 +6	23 17 6	+18 +7	26 20 7	+21 +8	31 23 8	+25 +9	37 27 9

50		65		80		100		120		140		160		180		200		225	
65		80		100		120		140		160		180		200		225		250	
0		0		0		0		0		0		0		0		0		0	
-15		-15		-20		-20		-25		-25		-25		-30		-30		-30	
-10	5	-10	5	-12	8	-12	8	-14	11	-14	11	-14	11	-15	15	-15	15	-15	15
-23	4	-23	4	-27	4	-27	4	-32	3	-32	3	-32	3	-35	2	-35	2	-35	2
	23		23		27		27		32		32		32		35		35		35
-10	5	-10	5	-12	8	-12	8	-14	11	-14	11	-14	11	-15	15	-15	15	-15	15
-29	6	-29	6	-34	6	-34	6	-39	6	-39	6	-39	6	-44	5	-44	5	-44	5
	29		29		34		34		39		39		39		44		44		44
0	15	0	15	0	20	0	20	0	25	0	25	0	25	0	30	0	30	0	30
-13	6	-13	6	-15	8	-15	8	-18	11	-18	11	-18	11	-20	13	-20	13	-20	13
	13		13		15		15		18		18		18		20		20		20
0	15	0	15	0	20	0	20	0	25	0	25	0	25	0	30	0	30	0	30
-19	4	-19	4	-22	6	-22	6	-25	8	-25	8	-25	8	-29	10	-29	10	-29	10
	19		19		22		22		25		25		25		29		29		29
+6	21	+6	21	+6	26	+6	26	+7	32	+7	32	+7	32	+7	37	+7	37	+7	37
-7	12	-7	12	-9	14	-9	14	-11	18	-11	18	-11	18	-13	20	-13	20	-13	20
	7		7		9		9		11		11		11		13		13		13
+12	27	+12	27	+13	33	+13	33	+14	39	+14	39	+14	39	+16	46	+16	46	+16	46
-7	16	-7	16	-9	19	-9	19	-11	22	-11	22	-11	22	-13	26	-13	26	-13	26
	7		7		9		9		11		11		11		13		13		13
+6,5	22	+6,5	22	+7,5	28	+7,5	28	+9	34	+9	34	+9	34	+10	40	+10	40	+10	40
-6,5	13	-6,5	13	-7,5	16	-7,5	16	-9	20	-9	20	-9	20	-10	23	-10	23	-10	23
	7		7		8		8		9		9		9		10		10		10
+9,5	25	+9,5	25	+11	31	+11	31	+12,5	38	+12,5	38	+12,5	38	+14,5	45	+14,5	45	+14,5	45
-9,5	13	-9,5	13	-11	17	-11	17	-12,5	21	-12,5	21	-12,5	21	-14,5	25	-14,5	25	-14,5	25
	10		10		11		11		13		13		13		15		15		15
+15	30	+15	30	+18	38	+18	38	+21	46	+21	46	+21	46	+24	54	+24	54	+24	54
+2	21	+2	21	+3	26	+3	26	+3	32	+3	32	+3	32	+4	37	+4	37	+4	37
	2		2		3		3		3		3		3		4		4		4
+21	36	+21	36	+25	45	+25	45	+28	53	+28	53	+28	53	+33	63	+33	63	+33	63
+2	25	+2	25	+3	31	+3	31	+3	36	+3	36	+3	36	+4	43	+4	43	+4	43
	2		2		3		3		3		3		3		4		4		4
+24	39	+24	39	+28	48	+28	48	+33	58	+33	58	+33	58	+37	67	+37	67	+37	67
+11	30	+11	30	+13	36	+13	36	+15	44	+15	44	+15	44	+17	50	+17	50	+17	50
	11		11		13		13		15		15		15		17		17		17
+30	45	+30	45	+35	55	+35	55	+40	65	+40	65	+40	65	+46	76	+46	76	+46	76
+11	34	+11	34	+13	42	+13	42	+15	48	+15	48	+15	48	+17	56	+17	56	+17	56
	11		11		13		13		15		15		15		17		17		17

Gestaltung der Lagerung

Wellenpassungen

Nennmaß der Welle in mm									
		250		280		315		355	
		280		315		355		400	
Abweichung Lagerbohrungsdurchmesser in μm (Normaltoleranz)									
Δ_{dmp}		0		0		0		0	
		-35		-35		-40		-40	
Wellenabmaß, Passungsübermaß oder Passungsspiel in μm									
g5	-17	18	-17	18	-18	22	-18	22	
	-40	1 40	-40	1 40	-43	0 43	-43	0 43	
g6	-17	18	-17	18	-18	22	-18	22	
	-49	4 49	-49	4 49	-54	3 54	-54	3 54	
h5	0	35	0	35	0	40	0	40	
	-23	16 23	-23	16 23	-25	18 25	-25	18 25	
h6	0	35	0	35	0	40	0	40	
	-32	13 32	-32	13 32	-36	15 36	-36	15 36	
j5	+7	42	+7	42	+7	47	+7	47	
	-16	23 16	-16	23 16	-18	25 18	-18	25 18	
j6	+16	51	+16	51	+18	58	+18	58	
	-16	29 16	-16	29 16	-18	33 18	-18	33 18	
js5	+11,5	47	+11,5	47	+12,5	53	+12,5	53	
	-11,5	27 12	-11,5	27 12	-12,5	32 13	-12,5	32 13	
js6	+16	51	+16	51	+18	58	+18	58	
	-16	29 16	-16	29 16	-18	33 18	-18	33 18	
k5	+27	62	+27	62	+29	69	+29	69	
	+4	43 4	+4	43 4	+4	47 4	+4	47 4	
k6	+36	71	+36	71	+40	80	+40	80	
	+4	49 4	+4	49 4	+4	55 4	+4	55 4	
m5	+43	78	+43	78	+46	86	+46	86	
	+20	59 20	+20	59 20	+21	64 21	+21	64 21	
m6	+52	87	+52	87	+57	97	+57	97	
	+20	65 20	+20	65 20	+21	72 21	+21	72 21	

400		450		500		560		630		710		800	
450		500		560		630		710		800		900	
0		0		0		0		0		0		0	
-45		-45		-50		-50		-75		-75		-100	
-20	25 1 47	-20	25 1 47	-22	28 1 51	-22	28 1 51	-24	51 15 56	-24	51 15 56	-26	74 29 62
-20	25 3 60	-20	25 3 60	-22	28 4 66	-22	28 4 66	-24	51 9 74	-24	51 9 74	-26	74 24 82
0	45 21 27	0	45 21 27	0	50 23 29	0	50 23 29	0	75 39 32	0	75 39 32	0	100 55 36
0	45 17 40	0	45 17 40	0	50 18 44	0	50 18 44	0	75 33 50	0	75 33 50	0	100 48 56
+7	52 28 20	+7	52 28 20	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
+20	65 37 20	+20	65 37 20	+22	72 40 22	+22	72 40 22	+25	100 58 25	+25	100 58 25	+28	128 76 28
+13,5	59 35 14	+13,5	59 35 14	+14,5	65 38 15	+14,5	65 38 15	+16	91 55 16	+16	91 55 16	+18	118 73 18
+20	65 37 20	+20	65 37 20	+22	72 40 22	+22	72 40 22	+25	100 58 25	+25	100 58 25	+28	128 76 28
+32	77 53 5	+32	77 53 5	+29	79 53 0	+29	79 53 0	+32	107 71 0	+32	107 71 0	+36	136 91 0
+45	90 62 5	+45	90 62 5	+44	94 62 0	+44	94 62 0	+50	125 83 0	+50	125 83 0	+56	156 104 0
+50	95 71 23	+50	95 71 23	+55	105 78 26	+55	105 78 26	+62	137 101 30	+62	137 101 30	+70	170 125 34
+63	108 80 23	+63	108 80 23	+70	120 88 26	+70	120 88 26	+80	155 113 30	+80	155 113 30	+90	190 138 34

Gestaltung der Lagerung

Wellenpassungen

Nennmaß der Welle in mm													
über		3	6	10	18	30	50						
bis		6	10	18	30	50	65						
Abweichung Lagerbohrungsdurchmesser in μm (Normaltoleranz)													
Δ_{dmp}		0	0	0	0	0	0	-8	-15				
Wellenabmaß, Passungsübermaß oder Passungsspiel in μm													
n5	+13	21	+16	24	+20	28	+24	34	+28	40	+33	48	
	+8	17	+10	19	+12	23	+15	28	+17	32	+20	39	
n6	+16	24	+19	27	+23	31	+28	38	+33	45	+39	54	
	+8	19	+10	21	+12	25	+15	30	+17	36	+20	43	
p6	+20	28	+24	32	+29	37	+35	45	+42	54	+51	66	
	+12	23	+15	26	+18	31	+22	37	+26	45	+32	55	
p7	+24	32	+30	38	+36	44	+43	53	+51	63	+62	77	
	+12	25	+15	30	+18	35	+22	43	+26	51	+32	62	
r6	+23	31	+28	36	+34	42	+41	51	+50	62	+60	75	
	+15	25	+19	30	+23	35	+28	44	+34	53	+41	64	
r7	+27	35	+34	42	+41	49	+49	59	+59	71	+71	86	
	+15	28	+19	34	+23	40	+28	49	+34	59	+41	71	
Wellentoleranzen für Spannhülsen und Abziehhülsen													
h7/	$\frac{IT5}{2}$	0	2,5	0	3	0	4	0	4,5	0	5,5	0	6,5
		-12		-15		-18		-21		-25		-30	
h8/	$\frac{IT5}{2}$	0	2,5	0	3	0	4	0	4,5	0	5,5	0	6,5
		-18		-22		-27		-33		-39		-46	
h9/	$\frac{IT6}{2}$	0	4	0	4,5	0	5,5	0	6,5	0	8	0	9,5
		-30		-36		-43		-52		-62		-74	

Die *kursiv* gedruckten Zahlen geben Richtwerte für die Zylinderformtoleranz t_1 (DIN ISO 1101) an.

65		80		100		120		140		160		180		200		225	
80		100		120		140		160		180		200		225		250	
0		0		0		0		0		0		0		0		0	
-15		-20		-20		-25		-25		-25		-30		-30		-30	
+33	48	+38	58	+38	58	+45	70	+45	70	+45	70	+51	81	+51	81	+51	81
+20	39	+23	46	+23	46	+27	56	+27	56	+27	56	+31	64	+31	64	+31	64
	20		23		23		27		27		27		31		31		31
+39	54	+45	65	+45	65	+52	77	+52	77	+52	77	+60	90	+60	90	+60	90
+20	43	+23	51	+23	51	+27	60	+27	60	+27	60	+31	70	+31	70	+31	70
	20		23		23		27		27		27		31		31		31
+51	66	+59	79	+59	79	+68	93	+68	93	+68	93	+79	109	+79	109	+79	109
+32	55	+37	65	+37	65	+43	76	+43	76	+43	76	+50	89	+50	89	+50	89
	32		37		37		43		43		43		50		50		50
+62	77	+72	92	+72	92	+83	108	+83	108	+83	108	+96	126	+96	126	+96	126
+32	62	+37	73	+37	73	+43	87	+43	87	+43	87	+50	101	+50	101	+50	101
	32		37		37		43		43		43		50		50		50
+62	77	+73	93	+76	96	+88	113	+90	115	+93	118	+106	136	+109	139	+113	143
+43	66	+51	79	+54	82	+63	97	+65	99	+68	102	+77	116	+80	119	+84	123
	43		51		54		63		65		68		77		80		84
+73	88	+86	106	+89	109	+103	128	+105	130	+108	133	+123	153	+126	156	+130	160
+43	73	+51	87	+54	90	+63	107	+65	109	+68	112	+77	128	+80	131	+84	135
	43		51		54		63		65		68		77		80		84
0	6,5	0	7,5	0	7,5	0	9	0	9	0	9	0	10	0	10	0	10
-30		-35		-35		-40		-40		-40		-46		-46		-46	
0	6,5	0	7,5	0	7,5	0	9	0	9	0	9	0	10	0	10	0	10
-46		-54		-54		-63		-63		-63		-72		-72		-72	
0	9,5	0	11	0	11	0	12,5	0	12,5	0	12,5	0	14,5	0	14,5	0	14,5
-74		-87		-87		-100		-100		-100		-115		-115		-115	

Gestaltung der Lagerung

Wellenpassungen

Nennmaß der Welle in mm										
über		250	280	315	355	400	450			
bis		280	315	355	400	450				
Abweichung Lagerbohrungsdurchmesser in μm (Normaltoleranz)										
Δ_{dmp}		0	0	0	0	0	0			
		-35	-35	-40	-40	-45				
Wellenabmaß, Passungsübermaß oder Passungsspiel in μm										
n5	+57	92	+57	92	+62	102	+62	102	+67	112
	+34	73	+34	73	+37	80	+37	80	+40	88
		34		34		37		37		40
n6	+66	101	+66	101	+73	113	+73	113	+80	125
	+34	79	+34	79	+37	88	+37	88	+40	97
		34		34		37		37		40
p6	+88	123	+88	123	+98	138	+98	138	+108	153
	+56	101	+56	101	+62	113	+62	113	+68	125
		56		56		62		62		68
p7	+108	143	+108	143	+119	159	+119	159	+131	176
	+56	114	+56	114	+62	127	+62	127	+68	139
		56		56		62		62		68
r6	+126	161	+130	165	+144	184	+150	190	+166	211
	+94	138	+98	142	+108	159	+114	165	+126	183
		94		98		108		114		126
r7	+146	181	+150	185	+165	205	+171	211	+189	234
	+94	152	+98	156	+108	173	+114	179	+126	198
		94		98		108		114		126
Wellentoleranzen für Spannhülsen und Abziehhülsen										
h7 / $\frac{IT5}{2}$	0	11,5	0	11,5	0	12,5	0	12,5	0	13,5
	-52		-52		-57		-57		-63	
h8 / $\frac{IT5}{2}$	0	11,5	0	11,5	0	12,5	0	12,5	0	13,5
	-81		-81		-89		-89		-97	
h9 / $\frac{IT6}{2}$	0	16	0	16	0	18	0	18	0	20
	-130		-130		-140		-140		-155	

Die kursiv gedruckten Zahlen geben Richtwerte für die Zylinderformtoleranz t_1 (DIN ISO 1101) an.

450		500		560		630		710		800	
500		560		630		710		800		900	
0		0		0		0		0		0	
-45		-50		-50		-75		-75		-100	
+67	112	+73	123	+73	123	+82	157	+82	157	+92	192
+40	88	+44	96	+44	96	+50	121	+50	121	+56	147
	40		44		44		50		50		56
+80	125	+88	138	+88	138	+100	175	+100	175	+112	212
+40	97	+44	106	+44	106	+50	133	+50	133	+56	160
	40		44		44		50		50		56
+108	153	+122	172	+122	172	+138	213	+138	213	+156	256
+68	125	+78	140	+78	140	+88	171	+88	171	+100	204
	68		78		78		88		88		100
+131	176	+148	198	+148	198	+168	243	+168	243	+190	290
+68	139	+78	158	+78	158	+88	199	+88	199	+100	227
	68		78		78		88		88		100
+172	217	+194	244	+199	249	+225	300	+235	310	+266	366
+132	189	+150	212	+155	217	+175	258	+185	268	+210	314
	132		150		155		175		185		210
+195	240	+220	270	+225	275	+255	330	+265	340	+300	400
+132	204	+150	230	+155	235	+175	278	+185	288	+210	337
	132		150		155		175		185		210
0	13,5	0	14,5	0	14,5	0	16	0	16	0	18
-63		-70		-70		-80		-80		-90	
0	13,5	0	14,5	0	14,5	0	16	0	16	0	18
-97		-110		-110		-125		-125		-140	
0	20	0	22	0	22	0	25	0	25	0	28
-155		-175		-175		-200		-200		-230	



Gestaltung der Lagerung



Gehäusepassungen

Nennmaß der Gehäusebohrung in mm										
über	6		10		18		30		50	
bis	10		18		30		50		80	
Abweichung Lageraußendurchmesser in µm (Normaltoleranz)										
Δ_{Dmp}	0		0		0		0		0	
	-8		-8		-9		-11		-13	
Gehäuseabmaß, Passungsübermaß oder Passungsspiel in µm										
E8	+47	25	+59	32	+73	40	+89	50	+106	60
	+25	35	+32	44	+40	54	+50	67	+60	79
		55		67		82		100		119
F7	+28	13	+34	16	+41	20	+50	25	+60	30
	+13	21	+16	25	+20	30	+25	37	+30	44
		36		42		50		61		73
G6	+14	5	+17	6	+20	7	+25	9	+29	10
	+5	11	+6	12	+7	14	+9	18	+10	21
		22		25		29		36		42
G7	+20	5	+24	6	+28	7	+34	9	+40	10
	+5	13	+6	15	+7	17	+9	21	+10	24
		28		32		37		45		53
H6	+9	0	+11	0	+13	0	+16	0	+19	0
	0	6	0	6	0	7	0	9	0	11
		17		19		22		27		32
H7	+15	0	+18	0	+21	0	+25	0	+30	0
	0	8	0	9	0	10	0	12	0	14
		23		26		30		36		43
H8	+22	0	+27	0	+33	0	+39	0	+46	0
	0	10	0	12	0	14	0	17	0	20
		30		35		42		50		59
J6	+5	4	+6	5	+8	5	+10	6	+13	6
	-4	2	-5	1	-5	2	-6	3	-6	5
		13		14		17		21		26
J7	+8	7	+10	8	+12	9	+14	11	+18	12
	-7	1	-8	1	-9	1	-11	1	-12	2
		16		18		21		25		31
JS6	+4,5	4,5	+5,5	5,5	+6,5	6,5	+8	8	+9,5	9,5
	-4,5	2	-5,5	1	-6,5	0	-8	1	-9,5	0
		12,5		13,5		15,5		19		22,5
JS7	+7,5	7,5	+9	9	+10,5	10,5	+12,5	12,5	+15	15
	-7,5	1	-9	0	-10,5	1	-12,5	1	-15	1
		15,5		17		19,5		23,5		28
K6	+2	7	+2	9	+2	11	+3	13	+4	15
	-7	1	-9	3	-11	4	-13	4	-15	4
		10		10		11		14		17
K7	+5	10	+6	12	+6	15	+7	18	+9	21
	-10	2	-12	3	-15	5	-18	6	-21	7
		13		14		15		18		22

Gestaltung der Lagerung

Gehäusepassungen

Nennmaß der Gehäusebohrung in mm									
		80		120		150		180	
		120		150		180		250	
Abweichung Lageraußendurchmesser in μm (Normaltoleranz)									
Δ_{Dmp}		0		0		0		0	
		-15		-18		-25		-30	
Gehäuseabmaß, Passungsübermaß oder Passungsspiel in μm									
E8	+126 +72	72 85 141	+148 +85	85 112 166	+148 +85	85 114 173	+172 +100	100 134 202	
F7	+71 +36	36 53 86	+83 +43	43 62 101	+83 +43	43 64 108	+96 +50	50 75 126	
G6	+34 +12	12 24 49	+39 +14	14 28 57	+39 +14	14 31 64	+44 +15	15 35 74	
G7	+47 +12	12 29 62	+54 +14	14 33 72	+54 +14	14 36 79	+61 +15	15 40 91	
H6	+22 0	0 12 37	+25 0	0 14 43	+25 0	0 17 50	+29 0	0 20 59	
H7	+35 0	0 17 50	+40 0	0 19 58	+40 0	0 22 65	+46 0	0 25 76	
H8	+54 0	0 23 69	+63 0	0 27 81	+63 0	0 29 88	+72 0	0 34 102	
J6	+16 -6	6 6 31	+18 -7	7 7 36	+18 -7	7 10 43	+22 -7	7 13 52	
J7	+22 -13	13 4 37	+26 -14	14 5 44	+26 -14	14 8 51	+30 -16	16 9 60	
JS6	+11 -11	11 1 26	+12,5 -12,5	12,5 1 30,5	+12,5 -12,5	12,5 3 37,5	+14,5 -14,5	14,5 5 44,5	
JS7	+17,5 -17,5	17,5 1 32,5	+20 -20	20 1 38	+20 -20	20 1 45	+23 -23	23 2 53	
K6	+4 -18	18 6 19	+4 -21	21 7 22	+4 -21	21 4 29	+5 -24	24 4 35	
K7	+10 -25	25 8 25	+12 -28	28 9 30	+12 -28	28 6 37	+13 -33	33 8 43	

250		315		400		500		630		800		1000	
315		400		500		630		800		1000		1250	
0		0		0		0		0		0		0	
-35		-40		-45		-50		-75		-100		-125	
+191	110	+214	125	+232	135	+255	145	+285	160	+310	170	+360	195
+110	149	+125	168	+135	182	+145	199	+160	227	+170	250	+195	292
	226		254		277		305		360		410		485
+108	56	+119	62	+131	68	+146	76	+160	80	+176	86	+203	98
+56	85	+62	94	+68	104	+76	116	+80	132	+86	149	+98	175
	143		159		176		196		235		276		328
+49	17	+54	18	+60	20	+66	22	+74	24	+82	26	+94	28
+17	39	+18	43	+20	48	+22	54	+24	66	+26	78	+28	93
	84		94		105		116		149		182		219
+69	17	+75	18	+83	20	+92	22	+104	24	+116	26	+133	28
+17	46	+18	50	+20	56	+22	62	+24	76	+26	89	+28	105
	104		115		128		142		179		216		258
+32	0	+36	0	+40	0	+44	0	+50	0	+56	0	+66	0
0	22	0	25	0	28	0	32	0	42	0	52	0	64
	67		76		85		94		125		156		191
+52	0	+57	0	+63	0	+70	0	+80	0	+90	0	+105	0
0	29	0	32	0	36	0	40	0	52	0	63	0	77
	87		97		108		120		155		190		230
+81	0	+89	0	+97	0	+110	0	+125	0	+140	0	+165	0
0	39	0	43	0	47	0	54	0	67	0	80	0	97
	116		129		142		160		200		240		290
+25	7	+29	7	+33	7	-	-	-	-	-	-	-	-
-7	15	-7	18	-7	21								
	60		69		78								
+36	16	+39	18	+43	20	-	-	-	-	-	-	-	-
-16	13	-18	14	-20	16								
	71		79		88								
+16	16	+18	18	+20	20	+22	22	+25	25	+28	28	+33	33
-16	7	-18	6	-20	8	-22	10	-25	17	-28	24	-33	31
	51		58		65		72		100		128		158
+26	26	+28,5	28,5	+31,5	31,5	+35	35	+40	40	+45	45	+52	52
-26	3	-28,5	3	-31,5	4	-35	5	-40	12	-45	18	-52	24
	61		68,5		76,5		85		115		145		177
+5	27	+7	29	+8	32	0	44	0	50	0	56	0	66
-27	5	-29	4	-32	4	-44	12	-50	8	-56	4	-66	2
	40		47		53		50		75		100		125
+16	36	+17	40	+18	45	0	70	0	80	0	90	0	105
-36	7	-40	8	-45	9	-70	30	-80	28	-90	27	-105	28
	51		57		63		50		75		100		125

Gestaltung der Lagerung

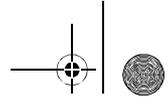
Gehäusepassungen

Nennmaß der Gehäusebohrung in mm												
über												
bis												
Abweichung Lageraußendurchmesser in μm (Normaltoleranz)												
Δ_{Dmp}												
Gehäuseabmaß, Passungsübermaß oder Passungsspiel in μm												
M6	-3	12	-4	15	-4	17	-4	20	-5	24	-6	28
	-12	6	-15	9	-17	10	-20	11	-24	13	-28	16
M7	0	15	0	18	0	21	0	25	0	30	0	35
	-15	7	-18	9	-21	11	-25	13	-30	16	-35	18
N6	-7	16	-9	20	-11	24	-12	28	-14	33	-16	38
	-16	10	-20	14	-24	17	-28	19	-33	22	-38	26
N7	-4	19	-5	23	-7	28	-8	33	-9	39	-10	45
	-19	11	-23	14	-28	18	-33	21	-39	25	-45	28
P6	-12	21	-15	26	-18	31	-21	37	-26	45	-30	52
	-21	15	-26	20	-31	24	-37	28	-45	34	-52	40
P7	-9	24	-11	29	-14	35	-17	42	-21	51	-24	59
	-24	16	-29	20	-35	25	-42	30	-51	37	-59	42
		1		3		5		6		8		9

	120	150	180	250	315	400	500	630	800
	150	180	250	315	400	500	630	800	1000
	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	-18	-25	-30	-35	-40	-45	-50	-75	-100
	-8 33 -33	-8 33 -33	-8 37 -37	-9 41 -41	-10 46 -46	-10 50 -50	-26 70 -70	-30 80 -80	-34 90 -90
	19 10	16 17	17 22	19 26	21 30	22 35	38 24	38 45	38 66
	0 -40	0 -40	0 -46	0 -52	0 -57	0 -63	-26 -96	-30 -110	-34 -124
	40 21 18	40 18 25	46 21 30	52 23 35	57 25 40	63 27 45	96 56 24	110 58 45	124 61 66
	-20 -45	-20 -45	-22 -51	-25 -57	-26 -62	-27 -67	-44 -88	-50 -100	-56 -112
	45 31 2	45 28 5	51 31 8	57 35 10	62 37 14	67 39 18	88 56 6	100 58 25	112 60 44
	-12 -52	-12 -52	-14 -60	-14 -66	-16 -73	-17 -80	-44 -114	-50 -130	-56 -146
	52 33 6	52 30 13	60 35 16	66 37 21	73 41 24	80 44 28	114 74 6	130 78 25	146 83 44
	-36 -61	-36 -61	-41 -70	-47 -79	-51 -87	-55 -95	-78 -122	-88 -138	-100 -156
	61 47 18	61 44 11	70 50 11	79 57 12	87 62 11	95 67 10	122 90 28	138 96 13	156 104 0
	-28 -68	-28 -68	-33 -79	-36 -88	-41 -98	-45 -108	-78 -148	-88 -168	-100 -190
	68 49 10	68 46 3	79 54 3	88 59 1	98 66 1	108 72 0	148 108 28	168 126 13	190 127 0

Gehäusepassungen

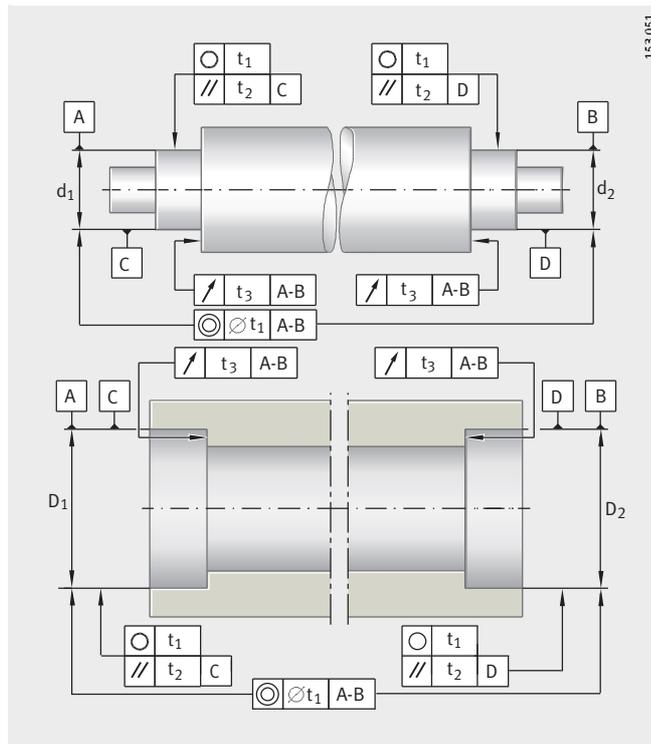
Nennmaß der Gehäusebohrung in mm		
über	1000	
bis	1250	
Abweichung Lageraußendurchmesser in µm (Normaltoleranz)		
Δ_{Dmp}	0 -125	
Gehäuseabmaß, Passungsübermaß oder Passungsspiel in µm		
M6	-40 -106	106 45 85
M7	-40 -145	145 68 85
N6	-66 -132	132 67 59
N7	-66 -171	171 94 59
P6	-120 -186	186 121 5
P7	-120 -225	225 148 5



Gestaltung der Lagerung

Form- und Lagetoleranzen der Lagersitzflächen

Für die gewünschte Passung müssen die Lagersitze/Passflächen von Welle und Gehäuse – abgestimmt auf die Lager – bestimmte Toleranzen einhalten, *Bild 15* und Tabelle Form- und Lagetoleranzen der Lagersitzflächen, Seite 153.



t_1 = Rundheit
 t_2 = Parallelität
 t_3 = Planlauf der Anlageschultern

Bild 15
Form- und Lagetoleranzen

Genauigkeit der Lagersitzflächen

Der Genauigkeitsgrad für die Toleranzen der Lagersitze auf der Welle und im Gehäuse ist den Tabellen Form- und Lagetoleranzen der Lagersitzflächen, Seite 153, und der ISO-Grundtoleranzen (ISO 286) zu entnehmen.

zweiter Lagersitz

Die Lagetoleranzen für einen zweiten Lagersitz auf der Welle (d_2) bzw. im Gehäuse (D_2) – ausgedrückt durch die Koaxialität nach DIN ISO 1101 – müssen sich an der Winkeleinstellbarkeit des jeweiligen Lagers orientieren. Dabei sind auch Fluchtfehler durch elastische Verformung von Welle und Gehäuse zu berücksichtigen.

Gehäuse

Bei geteilten Gehäusen müssen die Trennfugen gratfrei sein. Die Genauigkeit der Lagersitze wird abhängig von der Genauigkeit des gewählten Lagers bestimmt.

**Form- und Lagertoleranzen der Lagersitzflächen**

Toleranzklasse der Lager	Lagersitzfläche	Durchmessertoleranz	Rundheits-toleranz	Parallelitätstoleranz	Planlauf-toleranz der Anlagenschulter
			t_1	t_2	t_3
PN P6X	Welle	IT6 (IT5)	Umfangslast IT4/2	IT4	IT4
			Punktlast IT5/2	IT5	
	Gehäuse	IT7 (IT6)	Umfangslast IT5/2	IT5	IT5
			Punktlast IT6/2	IT6	
P5	Welle	IT5	Umfangslast IT2/2	IT2	IT2
			Punktlast IT3/2	IT3	
	Gehäuse	IT6	Umfangslast IT3/2	IT3	IT3
			Punktlast IT4/2	IT4	
P4 P4S SP	Welle	IT4	Umfangslast IT1/2	IT1	IT1
			Punktlast IT2/2	IT2	
	Gehäuse	IT5	Umfangslast IT2/2	IT2	IT2
			Punktlast IT3/2	IT3	
UP	Welle	IT3	Umfangslast IT0/2	IT0	IT0
			Punktlast IT1/2	IT1	
	Gehäuse	IT4	Umfangslast IT1/2	IT1	IT1
			Punktlast IT2/2	IT2	

Rauheit der Lagersitze

Die Rauheit der Lagersitze ist auf die Toleranzklasse der Lager abzustimmen. Der Mittenrauwert R_a darf nicht zu groß werden, damit der Übermaßverlust in Grenzen bleibt. Wellen schleifen, Bohrungen feindreihen.

Bohrungs- und Wellentoleranzen sowie zulässige Rauheitswerte sind auch in Konstruktions- und Sicherheitshinweisen der Produktkapitel angegeben. Die Richtwerte für die Rauheit entsprechen DIN 5 425-1.



Gestaltung der Lagerung

Laufbahnen für Lager ohne Laufringe

Bei Wälzlagern ohne Innen- und/oder Außenring laufen die Wälzkörper direkt auf der Welle bzw. in der Gehäusebohrung.

Achtung!

Welle und Gehäusebohrung als Wälzlager-Laufbahn ausführen!

Für die Laufbahnen ist ein wellenfreier Feinschliff erforderlich!

Laufbahnen immer feinstbearbeiten (Schleifen und Honen)!

Bei einem Mittenrauwert $R_a > 0,2 \mu\text{m}$ ist die Tragfähigkeit der Lager nicht mehr voll nutzbar!

Zusätzliche Angaben zur Ausführung der Welle in den Produktkapiteln beachten!

Die Durchmessertoleranzen der Welle und des Gehäuses bestimmen die Lagerluft!

Werkstoffe für die Laufbahnen durchhärtende Stähle

Als Werkstoffe für die Wälzlagerlaufbahn bei Direktlagerung sind durchhärtende Stähle nach ISO 683-17 (z.B. 100Cr6) geeignet. Diese Stähle können auch randschichtgehärtet werden.

Einsatzstähle

Einsatzstähle müssen ISO 683-17 (z.B. 17MnCr5, 16CrNiMo6) oder EN 10 084 (z.B. 16MnCr5) entsprechen.

Flamm- und Induktionshärtung

Für Flamm- und Induktionshärtung Stähle nach ISO 683-17 (z.B. Cf54, 43CrMo4) oder nach DIN 17 212 (z.B. Cf53) verwenden.

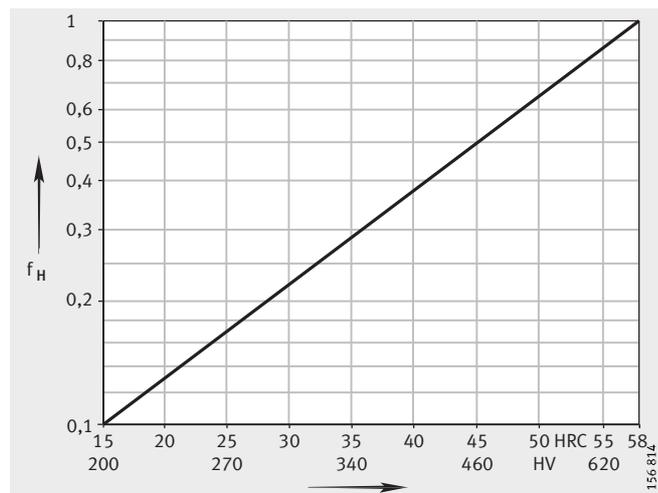
Oberflächenhärte und Härtungstiefe

Die Werte gelten für Laufbahnen, Anlaufscheiben und Wellenschultern. Bei einsatz-, flamm- oder induktionsgehärteten Stählen ist eine Oberflächenhärte von 670 HV + 170 HV und eine ausreichende Härtungstiefe CHD oder Rht sicherzustellen.

Die Härtungstiefe ist nach DIN 50190 die Tiefe der gehärteten Randzone, in der noch eine Härte von 550 HV besteht. Sie wird an der fertiggeschliffenen Welle gemessen und muss den angegebenen Werten entsprechen, auf jeden Fall aber $\geq 0,3 \text{ mm}$ sein.

Achtung!

Sind die Laufbahnen weicher als 650 HV (58 HRC), erreicht die Lagerung nicht die volle Tragfähigkeit! Dann müssen die dynamische Tragzahl C_r und die statische Tragzahl C_{0r} um den Faktor f_H verringert werden, Bild 16!



f_H = Faktor zur Berücksichtigung der Laufbahnhärte
HRC, HV = Oberflächenhärte

Bild 16

Faktor f_H zur Berücksichtigung der Oberflächenhärte der Laufbahn

Härteverläufe

Die Härteverläufe sind schematisch dargestellt, siehe *Bild 17* und *Bild 18*. Der erforderliche Härteverlauf ergibt sich aus der Beanspruchung des Werkstoffs.

Die Gleichungen basieren auf Härteverläufen, die bei fachmännischer Wärmebehandlung im Normalfall erreicht werden.

Einsatzhärtung:

$$\text{CHD} \geq 0,078 \cdot D_w$$

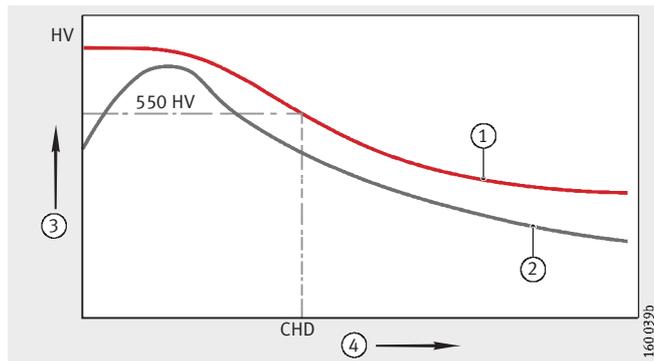
Flamm- oder Induktionshärtung:

$$\text{Rht} \geq 140 \cdot D_w / R_{p0,2}$$

CHD mm
 Einsatzhärtungstiefe
 Rht mm
 Einhärtungstiefe
 D_w mm
 Wälzkörperdurchmesser
 R_{p0,2} N/mm²
 Streckgrenze.

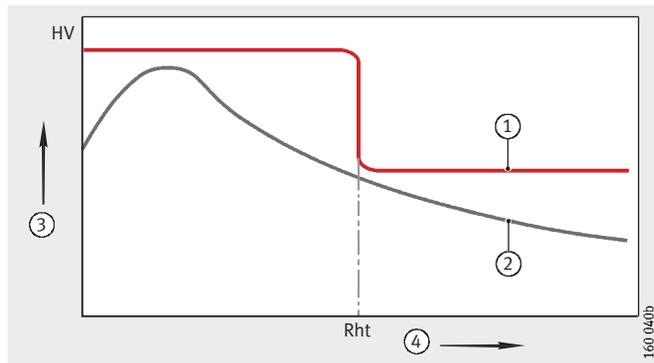
- ① Einsatzhärtung
 - ② Erforderliche Härte
 - ③ Härte
 - ④ Abstand von der Oberfläche
- CHD = Einsatzhärtungstiefe mit Härte 550 HV

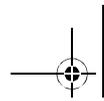
Bild 17
 Einsatzhärtungstiefe CHD –
 Härteverlauf



- ① Flamm- oder Induktionshärtung
 - ② Erforderliche Härte
 - ③ Härte
 - ④ Abstand von der Oberfläche
- Rht = Einhärtungstiefe

Bild 18
 Einhärtungstiefe Rht





Gestaltung der Lagerung

Axiale Befestigung der Lager

Die axiale Befestigung der Lagerringe wird auf die jeweilige Lageranordnung abgestimmt (Festlager, Loslager, angestellte und schwimmend angeordnete Lager).

Beispiele siehe *Bild 19*, Seite 157 bis *Bild 29*, Seite 160.

Konstruktionshinweise

Lagerringe kraft- oder formschlüssig fixieren, um seitliches Abwandern zu verhindern.

Die Lagerringe dürfen nur an der Wellen- oder Gehäuseschulter, jedoch nicht in der Hohlkehle anliegen.

Jeder Radius des Gegenstücks muss kleiner sein als der kleinste Kantenabstand r bzw. r_1 des Lagers.

Radius mit Rundung nach DIN 5 418 oder Freistich nach DIN 509 ausführen.

Die Schulterhöhe der Gegenstücke muss so groß sein, dass auch bei größtem Kantenabstand des Lagers eine ausreichend breite Anlagefläche bleibt (DIN 5 418).

In den Lagertabellen sind die Größtmaße des Radius r_a bzw. r_{a1} und die Durchmesser der Anlageschultern (D_a bzw. d_a) angegeben.

Auf Besonderheiten bei den einzelnen Lagerbauarten, z. B. bei Nadellagern, Zylinderrollenlagern, Kegelrollenlagern und Axiallagern, wird in den Produktkapiteln hingewiesen.

Festlager

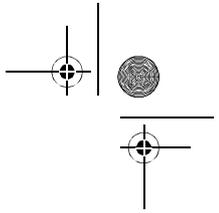
Festlager nehmen Axialkräfte auf. Auf diese Axialkräfte muss das jeweilige Halteelement abgestimmt sein. Geeignet sind: Schultern an Welle und Gehäuse, Sprengringe, Gehäusedeckel, Wellenkappen, Muttern, Distanzringe usw.

Loslager

Loslager haben nur geringe Axialkräfte bei Wärmedehnungen zu übertragen. Die axiale Befestigung muss nur das Abwandern der Ringe verhindern. Dazu genügt häufig eine feste Passung.

Selbsthaltende Lager

Bei nicht zerlegbaren Lagern muss lediglich ein Lagerring fest gepasst werden; der andere Ring wird von den Rollkörpern gehalten.



**Rillenkugellager,
Schrägkugellager zweireihig**

Bild 19
Festlager
beidseitige Abstützung
innen und außen

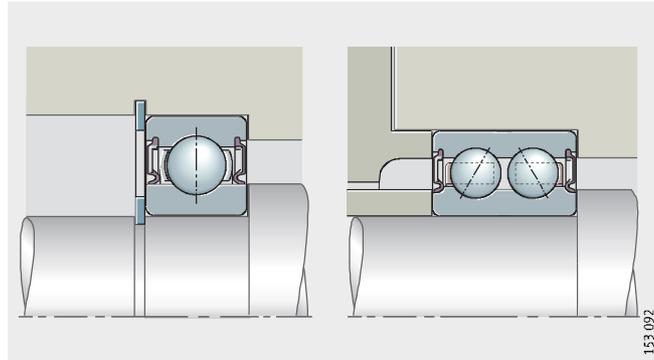
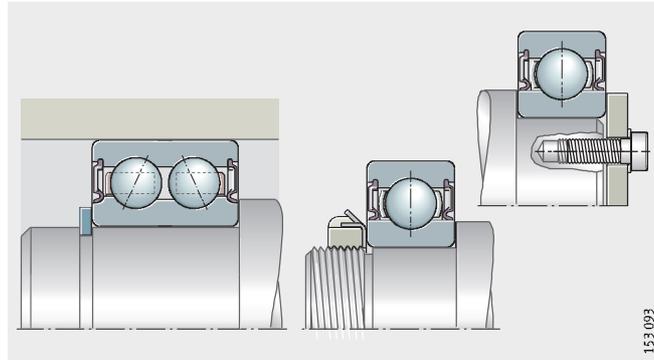


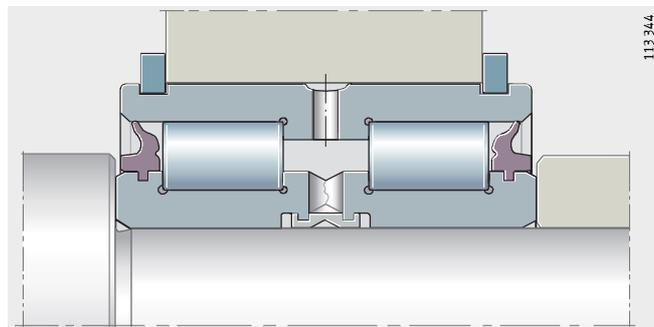
Bild 20
Loslager
beidseitige Abstützung innen,
Borde axial belasteter Lager bis
Schulterdurchmesser unterstützen



Zylinderrollenlager

Die Lagerringe müssen beidseitig innen und außen abgestützt werden, *Bild 21* bis *Bild 23*.
Borde axial belasteter Zylinderrollenlager bis zum Maß d_1 bzw. D_1 unterstützen. Maße d_1 , D_1 siehe Maßtabellen.
Bei Stützlagern genügt eine einseitige Abstützung der Lagerringe am Axiallast aufnehmenden Bord.

Bild 21
Festlager
Außenring durch Sicherungsringe
axial fixiert





Gestaltung der Lagerung

- ① Festlager
- ② Loslager

Bild 22
formschlüssige axiale Befestigung

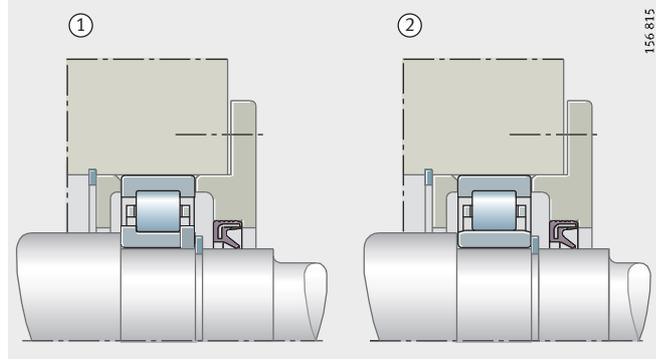
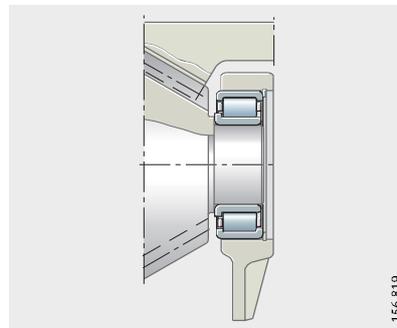


Bild 23
Loslager
der Innenringbord verhindert das
axiale Abwandern nach einer Seite



Nadelkränze
Achtung!

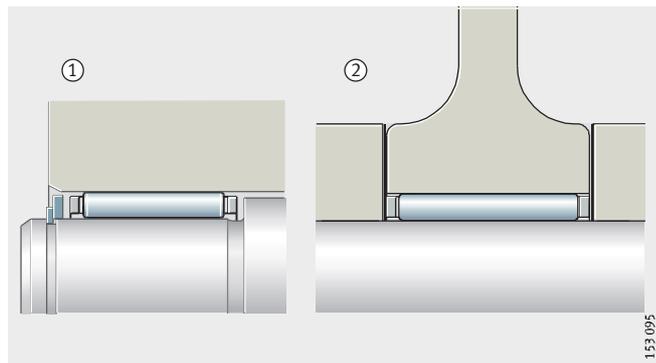
Seitliche Anlaufflächen feinbearbeitet ($R_a 2$) und verschleißfest ausführen!

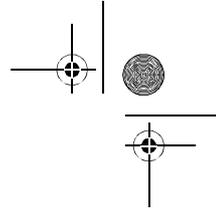
Vor Sicherungs- und Sprengringen eine Scheibe anordnen!

Auf ausreichende Überdeckung zwischen Sprengring und Scheibe achten!

- ① Sicherung durch Sprengring und Scheibe
- ② Sicherung durch Anschlusskonstruktion

Bild 24
axiale Sicherung von Nadelkränzen

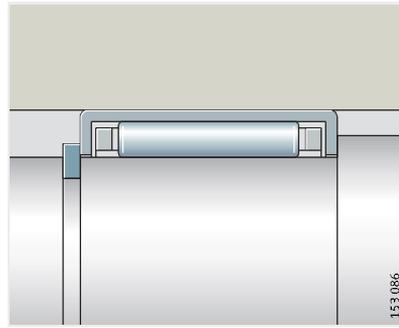




**Nadelhülsen, Nadelbüchsen,
Nadellager ohne Borde,
Nadellager, Innenringe**

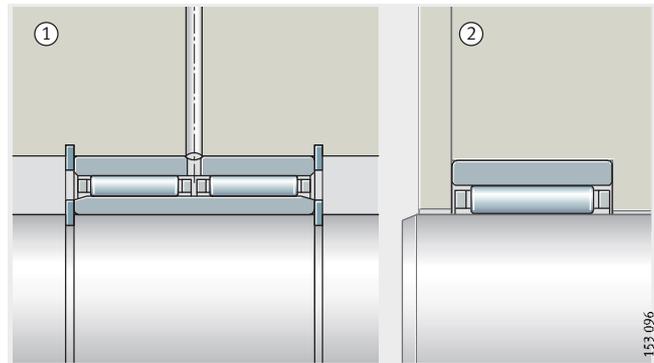
Sicherung durch Sprengring und Wellenschulter. Auf ausreichende Überdeckung zwischen Sprengring und Innenring-Stirnfläche achten.

Bild 25
axiale Sicherung durch
Sprengring und Wellenschulter



- ① axiale Sicherung durch Sprengringe
- ② axiale Sicherung durch Anlageschulter

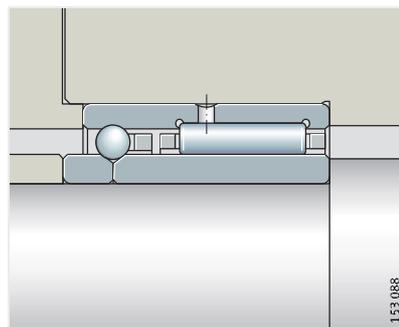
Bild 26
axiale Sicherung der Lagerringe

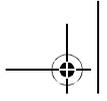


kombinierte Nadellager
Achtung!

Beidseitige axiale Abstützung der Lagerringe ist besonders wichtig bei Festlagern, Lagern mit geteiltem Innenring bzw. geteiltem Außenring!

Bild 27
Festlager
beidseitig axiale Abstützung
der Lagerringe





Gestaltung der Lagerung

Angestellte Lagerungen und schwimmende Lagerungen

Da angestellte und schwimmend angeordnete Lager Axialkräfte nur in einer Richtung übertragen, müssen die Lagerringe auch nur auf einer Seite abgestützt werden. Die Gegenführung übernimmt ein zweites, spiegelbildlich angeordnetes Lager, *Bild 28* und *Bild 29*. Als Anstellelement verwendet man Wellenmuttern, Gewinderinge, Deckel, Distanzscheiben.

Bei schwimmenden Lagerungen begrenzt man die seitliche Bewegung der Ringe durch Wellen- oder Gehäuseschultern, Deckel, Sprenringe usw., *Bild 29*.

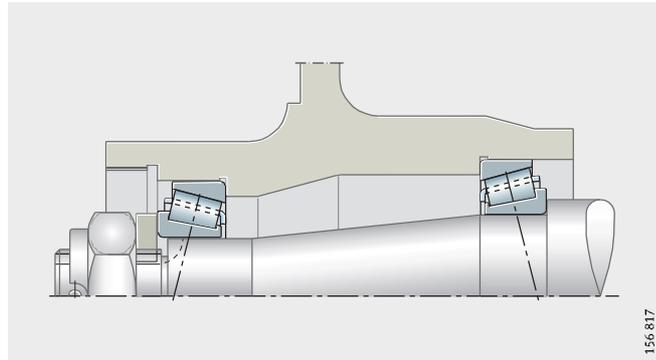
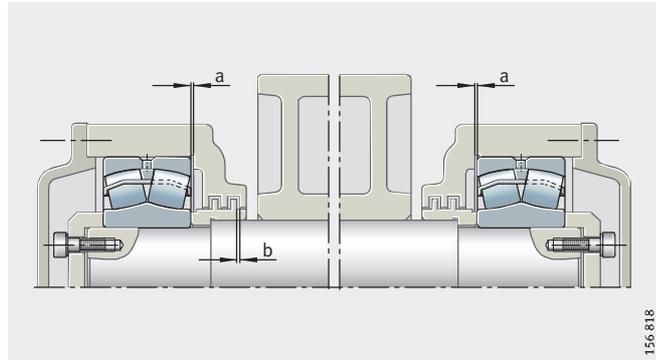


Bild 28
axiale Befestigung bei angestellter Lagerung

156.817



a = Führungsspiel;
 $a < b$ (b = axialer Labyrinthspalt)

Bild 29
axiale Befestigung bei schwimmender Lagerung

156.818



Dichtungen

Die Abdichtung hat einen erheblichen Einfluss auf die Gebrauchsdauer einer Lagerung. Sie soll einerseits den Schmierstoff im Lager halten und andererseits verhindern, dass Verunreinigungen in das Lager gelangen.

Verunreinigungen können sich unterschiedlich auswirken:

- Eine große Zahl sehr kleiner, abrasiv wirkender Partikel erzeugt im Lager Verschleiß. Die Vergrößerung des Spiels oder zunehmende Geräuschentwicklung beendet die Gebrauchsdauer des Lagers.
- Größere, überrollte harte Partikel vermindern die Ermüdungslebensdauer, weil sich bei hohen Lagerbelastungen an den Eindruckstellen Pittings bilden.

Grundsätzlich unterscheidet man zwischen berührungsfreien und berührenden Dichtungen in der Anschlusskonstruktion und im Lager.

Berührungsfreie Dichtungen in der Anschlusskonstruktion

Bei berührungsfreien Dichtungen entsteht außer der Schmierstoffreibung im Schmierpalt keine Reibung. Die Dichtungen verschleifen nicht und bleiben lange Zeit funktionsfähig. Weil sie keine Wärme erzeugen, eignen sich berührungsfreie Dichtungen auch bei sehr hohen Drehzahlen.

Spaltdichtungen

Einfach, aber vielfach ausreichend, ist ein enger Dichtspalt zwischen Welle und Gehäuse, *Bild 30*.

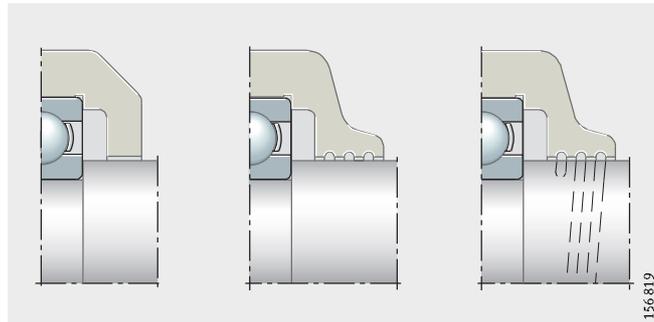


Bild 30
einfache Spaltdichtung

Labyrinthdichtungen

Eine erheblich höhere Dichtwirkung als Spaltdichtungen haben Labyrinthdichtungen, deren Spalte mit Fett gefüllt sind, *Bild 31*.

Bei verschmutzter Umgebung ist in kürzeren Zeitabständen Fett von innen in die Dichtspalte nachzupressen.

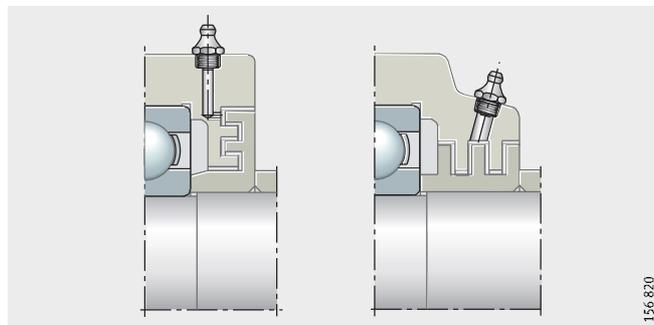
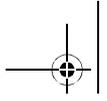


Bild 31
Labyrinthdichtungen



Gestaltung der Lagerung

Ring mit Spritzkanten

Bei Ölschmierung und waagerechter Welle eignen sich Ringe mit Spritzkanten, um das Austreten des Öles zu verhindern, *Bild 32*. Die Ölablauföffnung auf der Unterseite der Dichtstelle muss so groß sein, dass Schmutz sie nicht zusetzen kann.

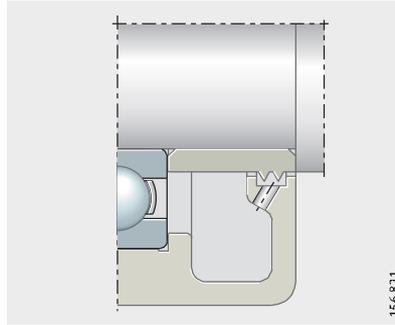


Bild 32
Ring mit Spritzkanten

Schleuderscheiben

Mitdrehende Schleuderscheiben schirmen bei stärkerer Verschmutzung den Dichtspalt ab, *Bild 33*.

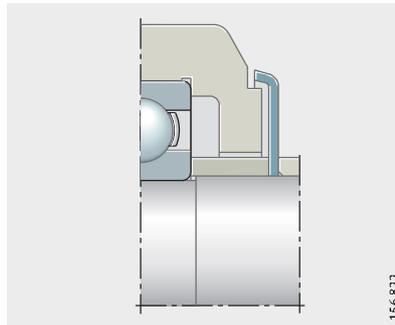


Bild 33
Schleuderscheiben

Stauscheiben

Stillstehende Stauscheiben bewirken, dass Schmierfett in der Lagernähe bleibt, *Bild 34*. Der Fettkragen, der sich am Dichtspalt bildet, schützt das Lager vor Verunreinigungen.

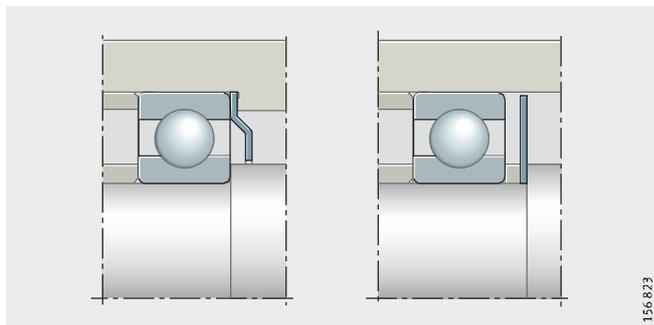
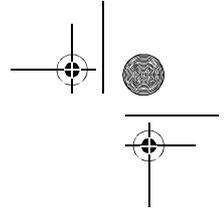


Bild 34
starre Stauscheiben



Lamellenringe

Lamellenringe aus Stahl, die radial nach außen oder nach innen federn, benötigen einen kleinen Einbauraum, *Bild 35*. Sie dichten gegen Fettverlust und Staubeintritt und werden auch als Vordichtung gegen Spritzwasser verwendet.

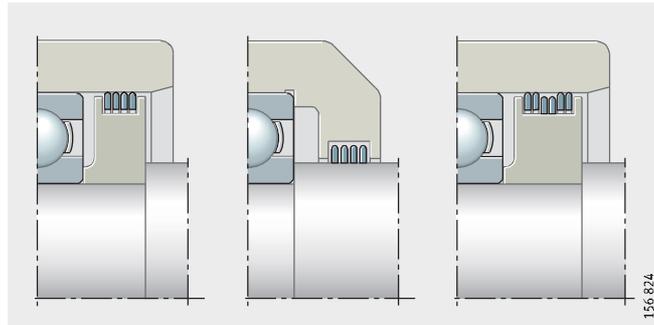


Bild 35
Lamellenringe

**Berührungsfreie Dichtungen
im Lager
Deckscheiben im Lager**

Platzsparende Dichtelemente sind einseitig oder beidseitig in das Lager eingebaute Deckscheiben, *Bild 36*. Lager mit Deckscheiben auf beiden Seiten (Nachsetzzeichen 2Z) werden mit Fettfüllung geliefert.

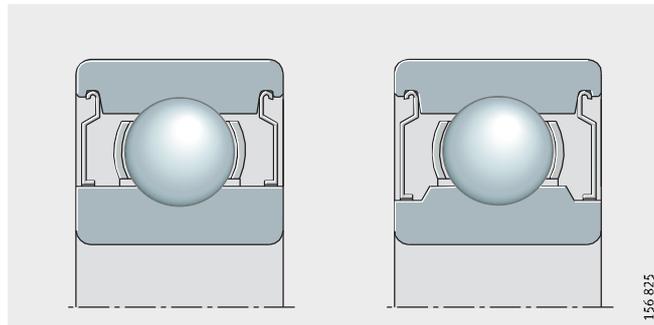


Bild 36
Deckscheiben,
Nachsetzzeichen 2Z

BRS-Dichtungen

Lager mit BRS-Dichtungen werden nur auf Anfrage geliefert, *Bild 37*.

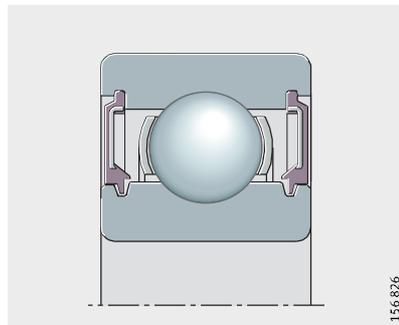
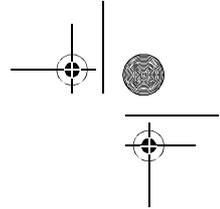


Bild 37
BRS-Dichtungen,
Nachsetzzeichen 2BRS



Gestaltung der Lagerung

Die Reibung ist hier ebenso niedrig wie bei Lagern mit Deckscheiben. Gegenüber diesen haben sie jedoch den Vorteil, dass der äußere gummielastische Wulst in der Nut im Außenring gut abdichtet. Dies ist bei drehendem Außenring wichtig, weil das Grundöl im Fett unter dem Fliehkrafteinfluss aus dem Seifengerüst herauszentrifugiert wird und bei Deckscheiben durch den nicht dichten metallischen Sitz im Außenring austreten würde.

Berührende Dichtungen in der Anschlusskonstruktion

Berührende Dichtungen liegen unter einer Anpresskraft (meist radial) an der Lauffläche an. Die Anpresskraft sollte gering gehalten werden, damit Reibungsmoment und Temperatur nicht zu sehr ansteigen. Auch der Schmierzustand in der Lauffläche, die Rauheit der Lauffläche und die Gleitgeschwindigkeit beeinflussen das Reibungsmoment und die Temperatur sowie den Verschleiß der Dichtung.

bei Fettschmierung

Filzringe sind einfache Dichtelemente, die sich vor allem bei Fettschmierung gut bewähren, *Bild 38*. Sie werden vor dem Einbau mit Öl getränkt und dichten besonders gut gegen Staub ab. Bei ungünstigen Umweltverhältnissen werden zwei Filzringe nebeneinander angeordnet. Filzringe und Ringnuten sind genormt nach DIN 5 419.

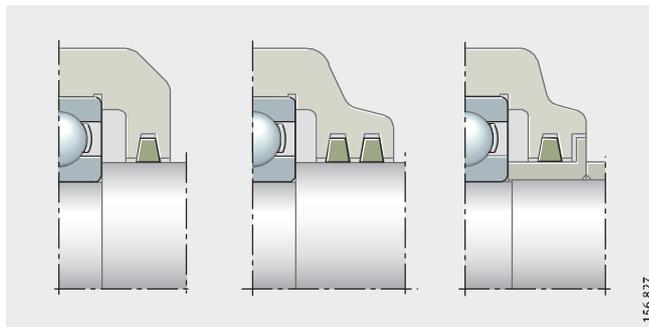


Bild 38
Filzringe oder Filzstreifen

bei Ölschmierung

Zur Abdichtung bei Ölschmierung werden vor allem Radial-Wellendichtringe nach DIN 3 760 und DIN 3 761 eingesetzt, *Bild 39*. Die mit einer Lippe versehene Dichtmanschette wird von einer Feder gegen die Wellenlauffläche gepresst.

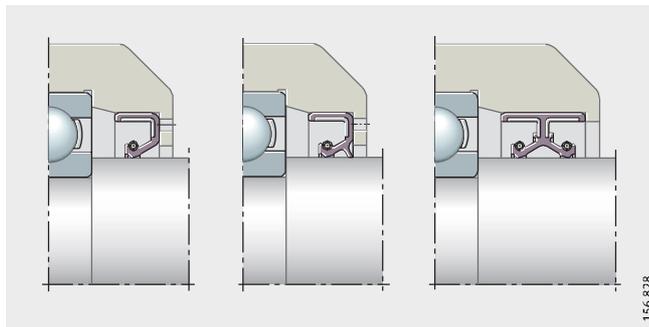
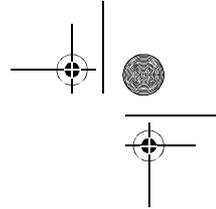


Bild 39
Radial-Wellendichtringe



Wenn man hauptsächlich das Austreten des Schmierstoffs verhindern will, ordnet man die Lippe auf der Innenseite der Lagerung an. Ein Dichtring mit einer zusätzlichen Schutzlippe vermeidet auch das Eindringen von Schmutz. Dichtlippen aus dem üblichen Werkstoff Nitril-Butadien-Kautschuk (NBR) eignen sich bei Ölschmierung für Umfangsgeschwindigkeiten an der Lauffläche bis zu 12 m/s.

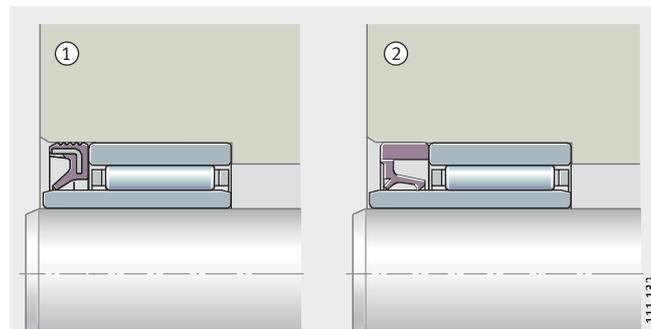
INA-Dichtringe für Nadellager

Diese bauraumkleinen Dichtringe sind abgestimmt auf die INA-Nadellager und eignen sich für Umfangsgeschwindigkeiten an der Lauffläche bis zu 10 m/s, *Bild 40*. Als Dichtringlaufbahn werden INA-Innenringe empfohlen.

- ① INA-Dichtring G
- ② INA-Dichtring SD

Bild 40

INA-Dichtringe für Nadellager



axial wirkende Lippendichtung

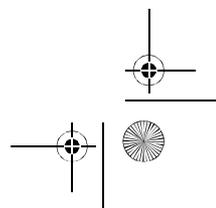
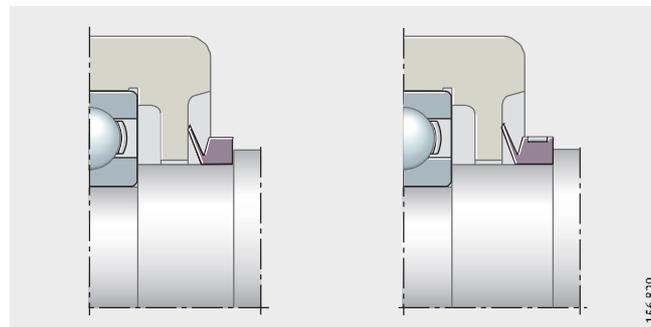
Eine axial wirkende Lippendichtung ist der V-Ring, *Bild 41*. Dieser einteilige Gummiring wird beim Einbau mit Spannung so weit auf die Welle geschoben, dass seine Lippe axial an der Gehäusewand anliegt. Die Dichtlippe wirkt zugleich als Schleuderscheibe.

Axial-Lippendichtungen sind unempfindlich gegen radialen Versatz und leichte Schrägstellung der Welle.

Umlaufende V-Ringe eignen sich bei Fettschmierung für Umfangsgeschwindigkeiten bis zu 12 m/s, stillstehende für bis zu 20 m/s. Bei Umfangsgeschwindigkeiten über 8 m/s muss der V-Ring axial abgestützt und ab 12 m/s zusätzlich radial geklammert werden.

V-Ringe verwendet man häufig als Vordichtung, um Schmutz von einem Radial-Wellendichtring fernzuhalten.

Bild 41
V-Ring



Gestaltung der Lagerung

axial federnde Dichtbleche

Eine wirkungsvolle Abdichtung erzielt man bei Fettschmierung auch mit axial federnden Dichtblechen, *Bild 42*. Die Scheiben aus dünnem Blech werden an der Stirnfläche des Innenrings oder des Außenrings festgespannt und liegen am anderen Lagerring axial federnd an.

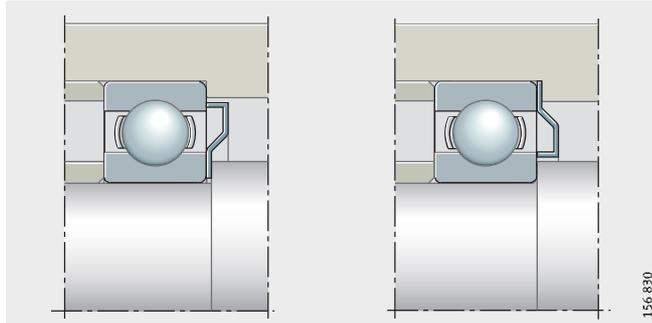


Bild 42
Dichtbleche

Berührende Dichtungen im Lager Dichtscheiben

Lager mit einer oder zwei eingebauten Dichtscheiben ermöglichen einfache Konstruktionen, *Bild 43*. Die Scheiben eignen sich zur Abdichtung gegen Staub, Schmutz, feuchte Atmosphäre und geringe Druckdifferenzen.

Dichtscheiben werden z. B. in wartungsfreien Lagern mit Fettfüllung verwendet.

Die bei Rillenkugellagern am meisten verwendete Dichtscheiben-ausführung RSR aus Acrylnitril-Butadien-Kautschuk (NBR) liegt mit radialer Anpresskraft am zylindrisch geschliffenen Innenringbord an.

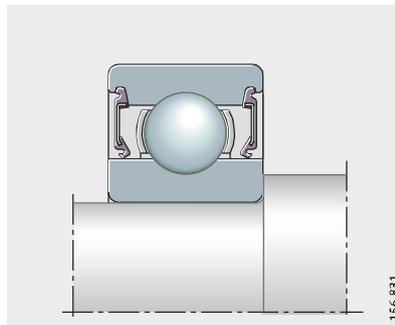


Bild 43
Dichtscheiben 2RSR



Ein- und Ausbau

Handhabung

Wälzlager sind Präzisions-Maschinenelemente. Diese Produkte müssen vor und während der Montage sorgfältig behandelt werden, um ihre volle Leistungsfähigkeit zu erhalten.

Die Wälzlager sind konserviert mit einem Korrosionsschutz auf Mineralölbasis, trockenkonserviert mit VCI-Papier oder langzeitkonserviert für den Überseetransport.

Konservierungsstoff und Verpackung der Wälzlager sind so aufeinander abgestimmt, dass die Eigenschaften der Lager möglichst lange erhalten bleiben.

Aufbewahrung der Wälzlager

Während der Aufbewahrung dürfen keine aggressiven Medien einwirken, wie z. B. Gase, Nebel oder Aerosole von Säuren, Laugen oder Salzen. Auch direktes Sonnenlicht ist zu vermeiden, da es, abgesehen von schädlichen Auswirkungen der UV-Strahlung, zu großen Temperaturschwankungen in der Verpackung führen kann. Lager aufbewahren in trockenen, sauberen Räumen mit möglichst konstanter Temperatur.

Um Schwitzwasserbildung zu verhindern, sind zulässig:

- eine Temperatur zwischen +6 °C bis +25 °C, kurzzeitig +30 °C
- Temperatursprünge Tag/Nacht ≤ 8 K
- eine relative Luftfeuchtigkeit von max. 65%.

Die Lagerfähigkeit befetteter, abgedichteter Lager ist durch die Haltbarkeit des Fetts und des Dichtring-Werkstoffs begrenzt.

zulässige Aufbewahrungszeiten für Wälzlager

Bei Normkonservierung können Lager bis zu 5 Jahre lang aufbewahrt werden, wenn die oben genannten Bedingungen erfüllt sind. Wird die zulässige Aufbewahrungszeit überschritten, empfiehlt sich vor Verwendung des Lagers eine Überprüfung auf den Konservierungszustand und auf Korrosion. Auf Anfrage informieren wir über die Risikoabschätzung weiterer Aufbewahrung oder die Verwendung älterer Lager.

Spezialkonservierung, die kürzere oder längere Aufbewahrungszeiten erlaubt als die Normkonservierung, wird in Sonderfällen angewandt.

Beidseitig abgedichtete Lager mit Deckscheiben (Nachsetzzeichen 2Z) oder mit Dichtscheiben (Nachsetzzeichen 2RSR) sollen möglichst nicht bis an die Grenze der normalen Aufbewahrungstauglichkeit gelagert werden. Die eingefüllten Schmierfette können während der Aufbewahrung durch Alterung ihr chemisch-physikalisches Verhalten ändern. Auch wenn die Mindestleistungsfähigkeit erhalten bleibt, können Sicherheitsreserven des Schmierfetts abgebaut werden. Weitere Informationen dazu liefert das Kapitel Schmierung.



Ein- und Ausbau

Entnahme der Wälzlager

Handschweiß führt zu Korrosion. Hände sauber und trocken halten, ggf. Schutzhandschuhe tragen.

Lager erst unmittelbar vor der Montage aus der Originalverpackung entnehmen. Werden Lager aus einer Sammelpackung mit Trockenkonservierung entnommen, Verpackung anschließend sofort wieder verschließen, denn die schützende Dampfphase bleibt nur in der geschlossenen Verpackung erhalten.

Achtung! Entnommene Lager sofort ölen oder fetten!

Verträglichkeit, Mischbarkeit

Korrosionsschutzmittel ölig konservierter Wälzlager sind mit Schmierölen und Schmierfetten auf Mineralölbasis verträglich und mischbar. Verträglichkeit prüfen, wenn synthetische Schmierstoffe bzw. andere Verdicker als Lithium- oder Lithiumkomplexeifen eingesetzt werden.

Bei Unverträglichkeit, Korrosionsschutzöl vor der Befettung auswaschen, besonders bei Schmierstoffen auf Basis PTFE/Alkoxyfluorether und Polyharnstoffen als Verdicker. Lager auswaschen, wenn der Schmierstoff gewechselt wird oder die Wälzlager verschmutzt sind.

Im Zweifel bitte beim entsprechenden Hersteller des Schmierstoffs rückfragen.

Reinigung der Wälzlager

Achtung! Bei der Reinigung gesetzliche Vorschriften zu Umweltschutz, Arbeitssicherheit usw. beachten! Vorschriften des Herstellers der Reinigungsmittel, z. B. zur Handhabung, beachten! Konstruktions- und Sicherheitshinweise in den Produktkapiteln beachten!

Für die Reinigung sollten Pinsel, Bürsten oder faserfreie Lappen verwendet werden. Wenn die Lager verharzte Öl- oder Fettrückstände enthalten, empfiehlt sich eine mechanische Vorreinigung und eine Behandlung mit einem wässrigen, stark alkalischen Reinigungsmittel.

Zum Entfetten und Waschen der Wälzlager sind geeignet:

- wässrige Reinigungsmittel, neutral, sauer oder alkalisch. Verträglichkeit alkalischer Mittel mit Aluminiumteilen vor der Reinigung prüfen
- organische Reinigungsmittel wie säure- und wasserfreies Petroleum, Waschbenzin (kein Fahrbenzin), Spiritus, Dewatering-Fluids, Frigen-Ersatzprodukte, chlorkohlenwasserstoffhaltige Reinigungsmittel.

Achtung! Petroleum, Waschbenzin, Spiritus und Dewatering-Fluids sind feuergefährlich und alkalische Mittel sind ätzend! Die Verwendung von Chlor-Kohlenwasserstoffen ist verbunden mit Gefahren durch Brand, Explosion und Zersetzung sowie mit Gesundheitsgefahren!

Diese Gefahren sowie geeignete Schutzmaßnahmen werden im Merkblatt ZH1/425 des Hauptverbandes der gewerblichen Berufsgenossenschaften ausführlich beschrieben.

Achtung! Wälzlager nach dem Reinigen sofort trocknen und konservieren oder fetten – Korrosionsgefahr!





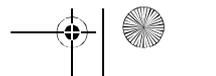
Montage

Ausführliche Angaben zum Ein- und Ausbau enthalten die Publikationen WL 80 100, Montage von Wälzlagern und WL 80 250, Geräte und Dienstleistungen für Montage und Wartung von Wälzlagern.

Bei größeren Arbeiten sollte eine Montageanleitung vorhanden sein, in der alle Arbeiten genau beschrieben sind. Die Anleitung enthält auch Einzelheiten zu Transportmitteln, Montagevorrichtungen, Messwerkzeugen, Art und Menge des Schmierstoffs und eine genaue Beschreibung des Montagevorgangs.

Richtlinien für den Einbau

- Vor Beginn der Montage anhand der Zusammenstellungszeichnung mit der Konstruktion vertraut machen.
- Vor dem Einbau prüfen, ob das zur Montage bereitgestellte Lager mit den Angaben auf der Zeichnung übereinstimmt.
- Montageplatz weitgehend staubfrei und sauber halten.
- Lager vor Staub, Schmutz und Feuchtigkeit schützen. Verunreinigungen beeinflussen den Lauf und die Gebrauchsdauer der Wälzlager nachteilig.
- Gehäusebohrung und Wellensitz prüfen auf Maß-, Form- und Lagegenauigkeit, Sauberkeit.
- Korrosionsschutz an den Sitz- und Anlageflächen abwischen, aus kegeligen Lagerbohrungen auswaschen.
- Sitzflächen der Lagerringe leicht ölen oder mit Festschmierstoff einreiben.
- Prüfen, dass Welle und Gehäusebohrung eine Schlupffase von 10° bis 15° aufweisen.
- Lager nicht unterkühlen, Schwitzwasserbildung kann zu Korrosion in den Lagern und Lagersitzen führen.
- Nach dem Einbau Wälzlager mit Schmierstoff versorgen.
- Funktionsprüfung der Lagerung durchführen.



Ein- und Ausbau

Einbau von Wälzlagern mit zylindrischen Sitzen

Achtung!

Schläge mit dem Hammer unmittelbar auf die Lagerringe unbedingt vermeiden!

Bei nicht zerlegbaren Lagern die Montagekräfte an dem fest gepassten Ring aufbringen, der auch zuerst montiert wird, *Bild 1*.

Erhält der Innenring eines nicht zerlegbaren Lagers einen Festsitz, das Lager zunächst auf die Welle aufpressen. Anschließend das Lager zusammen mit der Welle in das Gehäuse schieben (Passungsspiel).

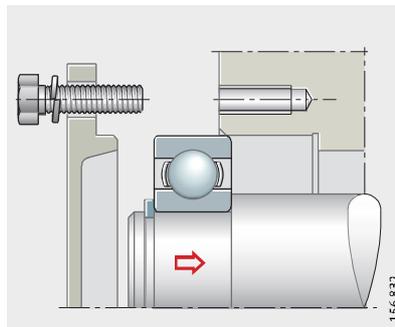


Bild 1
bei nicht zerlegbaren Lagern
den fest gepassten Ring
zuerst montieren
(hier Festsitz für den Innenring)

Bei zerlegbaren Lagern, *Bild 2*, ist der Einbau einfacher; beide Ringe können einzeln montiert werden. Eine schraubende Drehung beim Zusammenbau hilft, Schürfmacken zu vermeiden.

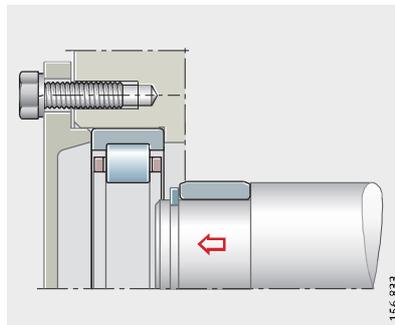
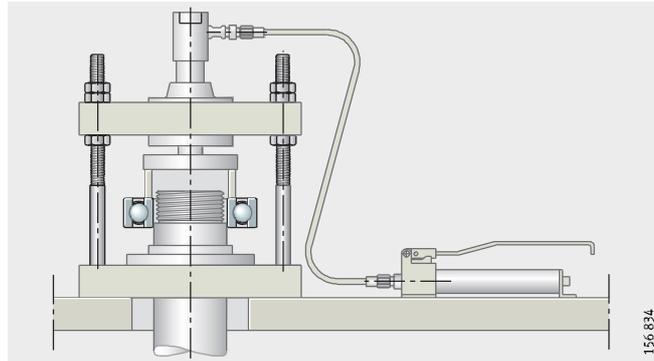


Bild 2
bei Zylinderrollenlagern werden
die Ringe einzeln montiert (Festsitz)

Lager kalt aufpressen

Lager bis etwa 80 mm Bohrungsdurchmesser können bei den üblichen Festsitzen kalt auf die Welle gepresst werden (mechanische oder hydraulische Pressen), *Bild 3*.

Bild 3
mit hydraulischer Presse
montiertes Rillenkugellager

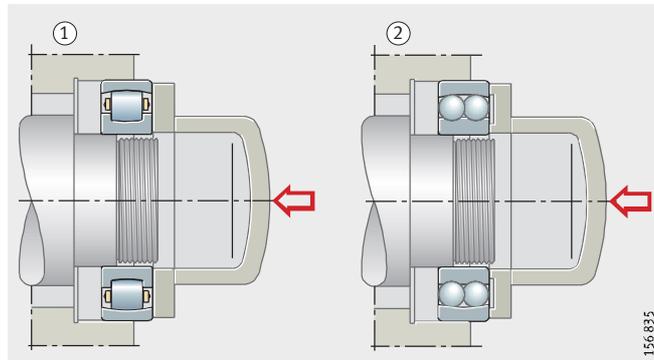


Steht keine Presse zur Verfügung, können die Lager auch mit Hammer und Schlagbüchse aufgetrieben werden.

Bei winkeleinstellbaren Lagern wird ein Verkanten des Außenrings durch eine Scheibe vermieden, die an beiden Lagerringen anliegt, *Bild 4*. Bei Lagern mit seitlich vorstehenden Käfigen oder Kugeln (z. B. einige Pendelkugellager) ist die Scheibe auszudrehen, *Bild 4* ②.

① ohne Ausdrehung für
Tonnenlager
② mit Ausdrehung für
einige Pendelkugellager

Bild 4
gleichzeitiges Aufpressen
von Lagern auf die Welle und
Einschieben in das Gehäuse
mit Hilfe einer Montagescheibe



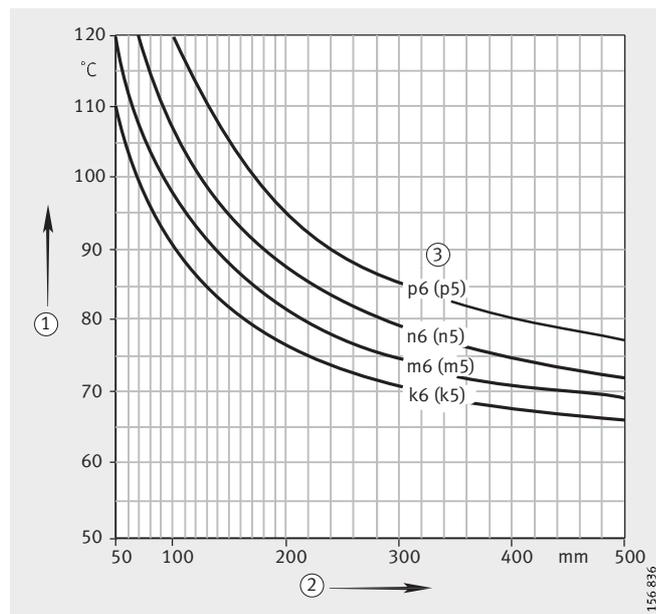


Ein- und Ausbau

Lager anwärmen

Lager mit zylindrischer Bohrung vor dem Einbau anwärmen, wenn ein Festsitz auf der Welle vorgesehen ist und der Aufwand für mechanisches Aufpressen zu hoch ist. Die für eine problemlose Montage erforderliche Anwärmtemperatur in Abhängigkeit vom Lagerbohrungsdurchmesser zeigt *Bild 5*.

Die Angaben gelten für maximales Passungsübermaß, eine Raumtemperatur von +20 °C und sicherheitshalber eine Übertemperatur von 30 K.



- ① Anwärmtemperatur
- ② Durchmesser d des Lagers
- ③ Wellentoleranz

Bild 5
Anwärmtemperatur

induktive Anwärmergeräte

Für schnelles, sicheres und sauberes Anwärmen eignen sich besonders induktive Anwärmergeräte. Diese Geräte werden vor allem bei Serienmontagen eingesetzt.

Heizplatte

Behelfsmäßig kann man einzelne Lager auf einer elektrischen Heizplatte anwärmen. Das Lager deckt man mit Blech ab und wendet es mehrmals. Unbedingt erforderlich ist eine thermostatische Regelung.

Wärmeschrank

Sicher und sauber lassen sich Lager in einem thermostatgeregelten Heißluft- oder Wärmeschrank anwärmen. Das Verfahren wendet man vor allem bei kleinen und mittelgroßen Lagern an. Die Anwärmzeiten sind relativ lang.

Ölbad

Außer abgedichteten, gefetteten sowie Genauigkeitslagern, können Wälzlager aller Größen und Bauarten im Ölbad erwärmt werden. Zweckmäßig ist eine thermostatische Regelung (Temperatur +80 °C bis +100 °C). Damit sie sich gleichmäßig erwärmen, Lager auf einen Rost legen oder ins Ölbad hängen.

Achtung! Unfallgefahr, Umweltbelastung durch Öldämpfe, Brennbarkeit des heißen Öls, Gefahr der Lagerverschmutzung!



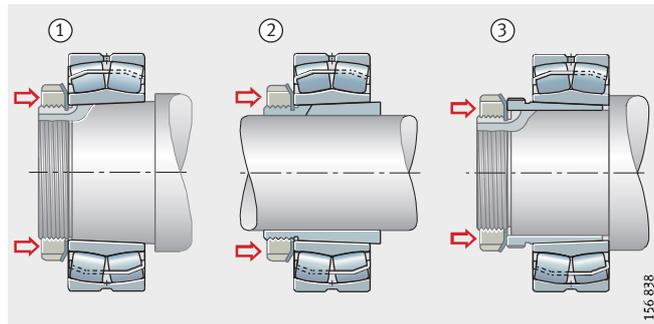
Einbau von Wälzlagern mit kegeliger Bohrung

Wälzlager mit kegeliger Bohrung werden direkt auf dem Kegelsitz der Welle oder mit einer Spannhülse bzw. Abziehhülse auf einer zylindrischen Welle befestigt, *Bild 6* ①, ②, ③.

Kleine Lager (bis ca. 80 mm Bohrung) mit einer Nutmutter auf die kegelige Sitzfläche der Welle oder der Spannhülse schieben. Der feste Sitz ergibt sich durch axiales Aufpressen des Innenrings. Zum Anziehen der Mutter wird z.B. ein Hakenschlüssel verwendet. Auch kleine Abziehhülsen werden mit einer Nutmutter in den Spalt zwischen Welle und Innenringbohrung gepresst.

- Einbau
- ① mit einer Nutmutter,
 - ② auf eine Spannhülse mit der Spannhülsenmutter,
 - ③ auf eine Abziehhülse mit der Nutmutter

Bild 6
Einbau von Wälzlagern mit kegeliger Bohrung



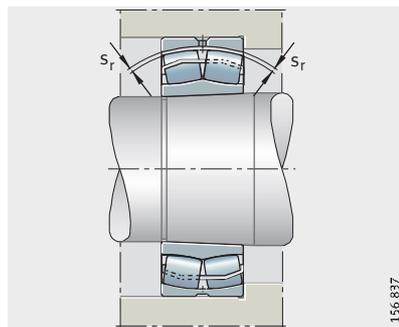
Radialluft-Minderung

Als Maß für den Festsitz die Radialluft-Minderung infolge Aufweitung des Innenrings kontrollieren. Bei Pendelrollenlagern muss die Radialluft (s_r) gleichzeitig über beide Rollenreihen gemessen werden, *Bild 7*. Alternativ ist der axiale Verschiebeweg zu messen.

Werte für die Radialluftverminderung und den Aufschiebeweg bei Pendelrollenlagern siehe Kapitel Pendelrollenlager.

Als Hilfsmittel zur Radialluftmessung eignen sich z.B. die Fühllehren FEELER.GAUGE100 und FEELER.GAUGE300.

Bild 7
Radialluft (s_r) bei Pendelrollenlagern



Ein- und Ausbau

Montage mit Druckschrauben oder hydraulischem Werkzeug

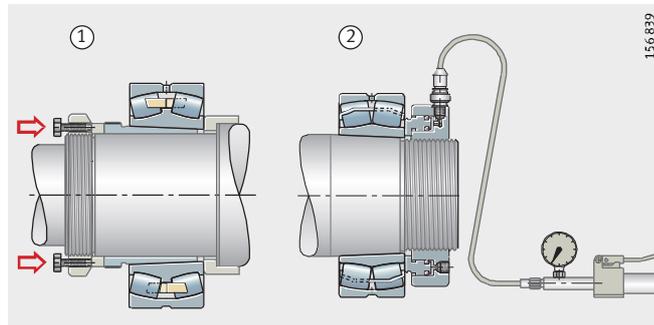
Bereits bei mittelgroßen Lagern sind zum Anziehen der Mutter erhebliche Kräfte notwendig. Nutmutter mit Druckschrauben erleichtern in solchen Fällen den Einbau (nicht geeignet für Pendelrollenlager der E1-Ausführung, *Bild 8* ①).

Für die Montage größerer Lager zum Aufschieben des Lagers oder zum Einpressen der Hülse ist eine hydraulische Vorrichtung zu benutzen, *Bild 8* ②).

Hydraulikmuttern gibt es für alle gängigen Hülsen- und Wellengewinde.

- Einbau auf eine Abziehhülse
 ① mit Nutmutter und Druckschrauben
 und auf eine kegelige Welle
 ② mit Hydraulikmutter

Bild 8
 Einbau von Wälzlagern
 mit kegeliger Bohrung



Hydraulik-Verfahren

Durch das Hydraulik-Verfahren werden der Einbau und vor allem der Ausbau von Lagern ab ca. 160 mm Bohrung sehr vereinfacht. Für den Einbau wird ein Öl mit einer Viskosität von $75 \text{ mm}^2/\text{s}$ bei $+20 \text{ }^\circ\text{C}$ (Nennviskosität $32 \text{ mm}^2/\text{s}$ bei $+40 \text{ }^\circ\text{C}$) empfohlen.

Richtlinien für den Ausbau

Ausführliche Angaben zum Ein- und Ausbau enthalten die Publikationen WL 80 100, Montage von Wälzlagern und WL 80 250, FAG Geräte und Dienstleistungen für Montage und Wartung von Wälzlagern.

Ausbau-Möglichkeit schon bei der Gestaltung der Lagerstelle berücksichtigen. Ist für die Lagerringe Festsitz vorgesehen, in der Welle bzw. Gehäusebohrung z.B. Nuten zum Abziehen der Lagerringe anbringen.

Wenn das Lager wieder verwendet werden soll, folgende Hinweise berücksichtigen:

- keine „harte“ Flamme verwenden
- direkte Schläge auf die Lagerringe vermeiden
- Ausbaukräfte nicht über die Wälzkörper leiten
- Lager im ausgebauten Zustand reinigen.



Ausbau von Wälzlagern auf zylindrischen Sitzen

Sollen die Lager und Umbauteile wieder verwendet werden, ist das Abziehwerkzeug an dem festsitzenden Ring anzusetzen. Bei nicht zerlegbaren Lagern wird zunächst der mit Schiebesitz gepasste Ring ausgebaut und anschließend der Ring abgedrückt, der mit Festsitz gepasst ist.

kleine Lager abziehen

Zum Abziehen kleiner Lager eignen sich mechanische Abziehvorrichtungen, *Bild 9*, oder hydraulische Pressen. Erleichtert wird der Ausbau, wenn Abziehnuten an Welle oder Gehäuse vorhanden sind, so dass man das Abziehwerkzeug unmittelbar am festsitzenden Lagerring ansetzen kann.

Spezialvorrichtungen gibt es für die Fälle, bei denen Abziehnuten fehlen.

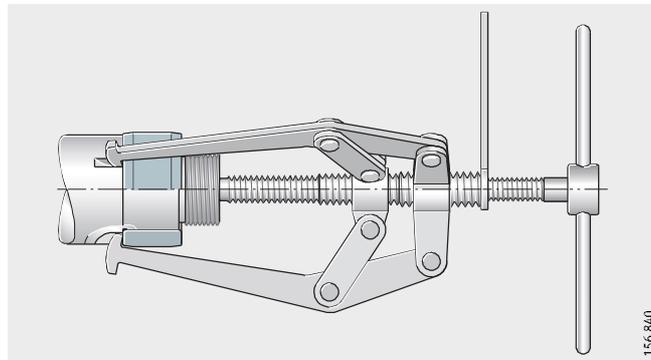


Bild 9

Abziehvorrichtung mit drei verstellbaren Armen zum Abziehen zerlegbarer Lager

Innenringe mit Induktivgerät abziehen

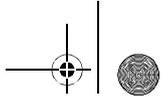
Induktive Erwärmungsanlagen benutzt man vor allem, um aufgeschumpfte Innenringe von Zylinderrollenlagern abziehen, *Bild 10*.

Die Erwärmung erfolgt rasch, so dass sich die Ringe leicht lösen, ohne dass viel Wärme in die Welle übergeht.



Bild 10

induktive Erwärmungsanlage zum Abziehen von Zylinderrollenlager-Innenringen



Ein- und Ausbau

Anwärmringe Anwärmringe aus Leichtmetall mit radialen Schlitzn können für den Ausbau von Zylinderrollenlager-Innenringen verwendet werden, die bordlos sind oder nur einen festen Bord haben, *Bild 11*.

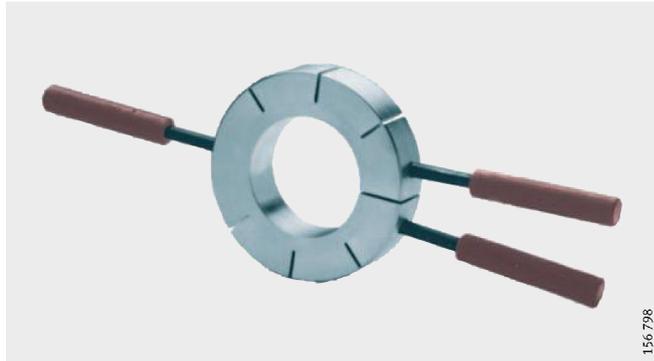


Bild 11
Anwärmringe eignen sich zum Ausbau von Zylinderrollenlager-Innenringen

Die Anwärmringe werden mit einer elektrischen Heizplatte auf +200 °C bis +300 °C aufgeheizt, über den abzuziehenden Lagerring geschoben und mit den Griffen verspannt. Wenn der Presssitz auf der Welle aufgehoben ist, zieht man beide Ringe gemeinsam ab.

Achtung! Der Lagerring muss, damit er nicht überhitzt wird, nach dem Abziehen sofort aus dem Anwärmring genommen werden!

Flamme Ist keine induktive Vorrichtung vorhanden und fehlen die Ölkanäle für das Hydraulikverfahren, können die Innenringe zerlegbarer Lager notfalls zum Abziehen mit einer Flamme angewärmt werden, am besten mit einem Ringbrenner.

Achtung! Mit äußerster Sorgfalt arbeiten, da die Ringe gegen ungleichmäßige Erwärmung und örtliche Überhitzung empfindlich sind!



Ausbau von Wälzlagern mit kegeliger Bohrung mechanischer Ausbau

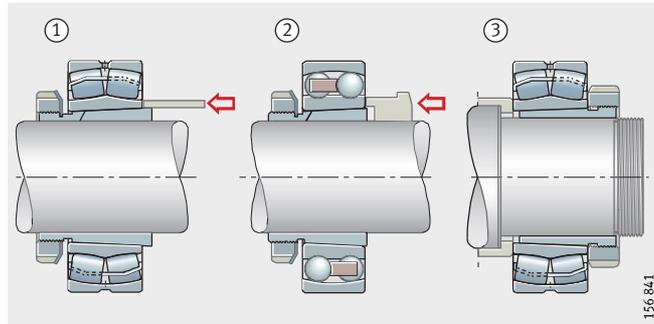
Wenn Lager unmittelbar auf einem kegeligen Wellensitz oder auf einer Spannhülse montiert sind, wird zuerst die Sicherung der Wellen- oder Spannhülsenmutter gelöst. Anschließend die Mutter um den Aufschiebeweg zurückdrehen. Dann den Innenring von der Hülse oder der Welle treiben, z. B. mit Hammer und Metalldorn oder einem Schlagstück, *Bild 12* ①, ②.

Bei der Verwendung eines Schlagstücks vermeidet man die Gefahr des Abrutschens.

Lager, die mit Abziehhülsen befestigt sind, werden mit Hilfe der Abdrückmutter ausgebaut, *Bild 12* ③.

- ① Metalldorn
- ② Schlagstück
- ③ Abdrückmutter

Bild 12
Lager ausbauen





Ein- und Ausbau

Bei großen Lagern, die mit einer Abziehhülse befestigt sind, sind hohe Kräfte erforderlich. Man kann dann Nutmuttern mit zusätzlichen Druckschrauben benutzen, *Bild 13* ①. Zwischen Innenring und Druckschrauben eine Scheibe einlegen.

hydraulischer Ausbau

Einfacher und wirtschaftlicher ist der Ausbau von Abziehhülsen mit Hydraulikmuttern, *Bild 13* ②. Dabei wird die überstehende Abziehhülse mit einem dickwandigen Ring unterstützt.

Um die Demontage großer Lager zu erleichtern, verwendet man das Hydraulikverfahren, *Bild 13* ③, und *Bild 14*. Dabei wird Öl zwischen die Passflächen gepresst. Dadurch können die Passteile ohne Gefahr einer Oberflächenbeschädigung mit geringem Kraftaufwand gegeneinander verschoben werden.

Kegelige Wellen müssen mit entsprechenden Ölnuten und Zuführbohrungen versehen sein. Für die Druckerzeugung sind Ölinjektoren ausreichend.

Achtung! Die Abziehhülse löst sich schlagartig! Mutter auf der Welle lassen!

Große Spann- und Abziehhülsen haben bereits die entsprechenden Nuten und Bohrungen. Hier muss mit einer Pumpe der nötige Öldruck erzeugt werden.

- Ausbau einer Abziehhülse
 ① mit Mutter und Druckschrauben,
 ② mit Hydraulikmutter,
 Ausbau eines Pendelrollenlagers
 von der Abziehhülse
 ③ mit dem Hydraulikverfahren

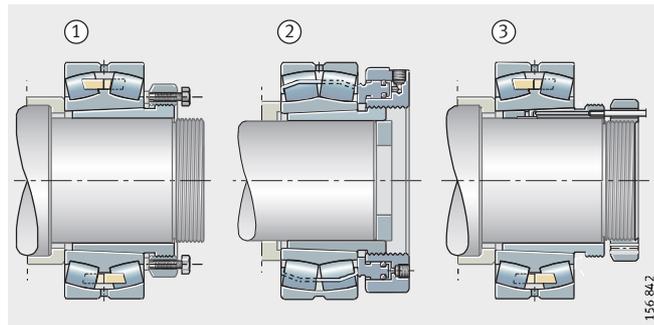


Bild 13

Ausbau einer Abziehhülse

geeignete Öle

Beim Ausbau verwendet man ein Öl mit der Viskosität von etwa $150 \text{ mm}^2/\text{s}$ bei $+20 \text{ }^\circ\text{C}$ (Nennviskosität $46 \text{ mm}^2/\text{s}$ bei $+40 \text{ }^\circ\text{C}$). Passungsrost kann durch rostlösende Zusätze zum Öl gelöst werden.

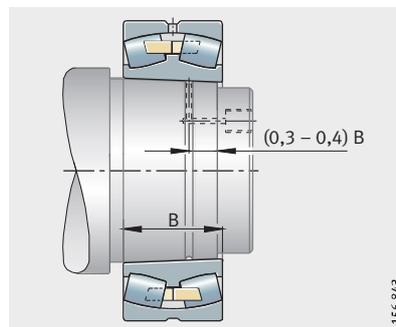


Bild 14

Anordnung der Ölkanäle
 beim Hydraulikverfahren für
 die Demontage eines Pendelrollen-
 lagers vom kegeligen Wellensitz



Entsorgung der ausgebauten Lager

Sollen die Lager nach der Demontage nicht wieder verwendet werden, Lager zerlegen. Fett, Dichtungen und Kunststoffteile nach den geltenden Abfallrichtlinien entsorgen.

Lagerringe und Wälzkörper der stofflichen Verwertung (Recycling) zuführen.

