












# Wälzlager



Technische Informationen	Seiten A7 ~A143 Techn. Info.
Rillenkugellager	B4 ~B49 
Schräggugellager	B50 ~B81 
Pendelkugellager	B82 ~B101 
Zylinderrollenlager	B102 ~B127 
Kegelrollenlager	B128 ~B199 
Pendelrollenlager	B200 ~B223 
Axiallager	B224 ~B261 Axial lager
Nadellager	B262 ~B293 
Gehäuselager	B294 ~B317 
Zylinderrollenlager für Seilscheiben	B318 ~B325 
Walzenzapfenlager	B326 ~B335 Walzenzapfen
Lager für Schienenfahrzeuge	B336 ~B337 Schienenfahrzeuge
Stahlkugeln und Rollen	B338 ~B347 
Zubehör für Wälzlager	B348 ~B371 Hülsen 
NSK-Produkte und Anhänge	C1 ~C31 Anhänge

---

# Wälzlager

---

Referenz: RB/A/D/0907

## **Vorwort zum NSK Wälzlagerkatalog**

Wir freuen uns über Ihr Interesse an unserem neuen Wälzlagerkatalog. Bei der Überarbeitung stand der Nutzen für unsere Kunden im Vordergrund und wir hoffen, dass der Katalog Ihren Anforderungen entspricht.

In den letzten Jahren haben sich Technologien in einem bemerkenswerten Tempo weiter entwickelt und in vielen Bereichen ist eine Fülle neuartiger Produkte entstanden. Hierzu gehören Windkraftanlagen, Unterhaltungselektronik, Medizintechnik, Werkzeugmaschinen und vieles mehr. Diese innovativen Produkte stellen für Wälzlagerhersteller eine Herausforderung dar, da die Nachfrage nach Lagern mit höherer Leistungsfähigkeit, Genauigkeit und Betriebssicherheit stark belebt wird. Hersteller von Geräten, Maschinen und Anlagen stellen die vielfältigsten Anforderungen an Wälzlager, darunter höhere ertragbare Drehzahlen, geringe Reibung, leiser und vibrationsarmer Betrieb, Wartungsfreiheit, Einsatz unter rauen Umgebungsbedingungen, einfache Integration in Anlagen und vieles mehr.

Diese Überarbeitung berücksichtigt die stetige Erweiterung unseres Produktportfolios und die Änderungen, die sich bei ISO- und JIS Normen ergeben haben. Im ersten Teil finden Sie allgemeine Informationen über Wälzlager, die Ihnen bei der Auswahl der passenden Lager helfen. Dann folgen zusätzliche technische Informationen zu Lagerlebensdauer, Tragzahlen, Grenzdrehzahlen, Handhabung sowie Schmierung. Im letzten und größten Teil des Kataloges finden sich ausführliche Lagertabellen mit Lagerbezeichnung, Abmessungen und den dazugehörigen Konstruktionsdaten, die nach aufsteigendem Bohrungsnennmaß geordnet sind. Die Tabellendaten stehen sowohl im internationalen Einheitensystem (SI) wie auch dem technischen Einheitensystem (Gravitational System of Units) zur Verfügung.

Wir hoffen, Sie finden mit diesem Katalog das geeignete Hilfsmittel für Ihre Lagerauslegung. Falls Sie dennoch Unterstützung benötigen, wenden Sie sich bitte an NSK. Unsere Ingenieure geben Ihnen gerne Auskunft.

### **Haftungsausschluss:**

Alle Angaben wurden sorgfältig erstellt und geprüft. Änderungen, insbesondere wenn sie dem Fortschritt dienen, behalten wir uns vor. Hinweise auf eine Anwendung unserer Produkte besagen nicht, dass wir eine Haftung für tatsächliche Eignung übernehmen. Sämtliche Haftungsansprüche gegen uns sind ausgeschlossen, insbesondere auch für materielle oder immaterielle Schäden, auch soweit sie auf einer unmittelbaren oder mittelbaren Verwendung der Angaben und Hinweise gestützt werden.

Nachdruck – auch auszugsweise – ist nur mit unserer schriftlichen Genehmigung zulässig.

# INHALTSVERZEICHNIS

## TECHNISCHE INFORMATIONEN

	Seiten		Seiten
<b>1 WÄLZLAGERBAUARTEN UND -MERKMALE</b>			
1.1 Konstruktion und Einordnung	A 7	5.4.2 Axiallastkomponenten in Schrägkugellagern und Kegelrollenlagern	A33
1.2 Wälzlagereigenschaften	A 7	5.5 Statische Tragzahl und äquivalente statische Lagerbelastung	A34
		5.5.1 Statische Tragzahl	A34
<b>2 LAGERAUSWAHLVERFAHREN</b>	A16	5.5.2 Äquivalente statische Lagerbelastung	A34
		5.5.3 Zulässige statische Tragfähigkeit	A34
<b>3 AUSWAHL DER LAGEBAUART</b>	A18	5.6 Maximal zulässige Axialbelastungen für Zylinderrollenlager	A35
3.1 Zulässiger Bauraum	A18	5.7 Beispiele für Lagerberechnungen	A36
3.2 Tragfähigkeit und Lagerarten	A18		
3.3 Zulässige Drehzahlen und Lagerarten	A18	<b>6 GRENZDREHZAHL</b>	A39
3.4 Schiefstellung der Innen-/Außenringe und Lagerarten	A18	6.1 Anpassung der Grenzdrehzahl	A39
3.5 Steifigkeit und Lagerarten	A19	6.2 Grenzdrehzahlen für Kugellager mit berührenden Dichtungen	A39
3.6 Laufgeräusche und Reibmomente verschiedener Lagerarten	A19		
3.7 Laufgenauigkeit und Lagerarten	A19	<b>7 LAGERABMESSUNGEN UND -BEZEICHNUNG</b>	A40
3.8 Ein- und Ausbau verschiedener Lagerarten	A19	7.1 Lagerabmessungen und Abmessungen von Sicherungsringnuten	A40
		7.1.1 Lagerabmessungen	A40
<b>4 AUSWAHL DER LAGERANORDNUNG</b>	A20	7.1.2 Abmessungen Sicherungsringnuten und -befestigungen	A40
4.1 Festlager und Loslager	A20	7.2 Zusammensetzung der Lagerbezeichnung	A56
4.2 Beispiele für die Anordnung von Lagern	A21		
		<b>8 LAGERTOLERANZEN</b>	A60
<b>5 AUSWAHL DER LAGERGRÖSSE</b>	A24	8.1 Normwerte der Lagertoleranzen	A60
5.1 Lagerlebensdauer	A24	8.2 Auswahl der Genauigkeitsklasse	A83
5.1.1 Ermüdungslebensdauer und nominelle Lebensdauer	A24		
5.2 Dynamische Tragzahl und Lebensdauer	A24	<b>9 PASSUNGEN UND LAGERSPIEL</b>	A84
5.2.1 Dynamische Tragzahl	A24	9.1 Passungen	A84
5.2.2 Lageranwendungen und geplante Lebensdauer	A24	9.1.1 Die Wichtigkeit geeigneter Passungen	A84
5.2.3 Auswahl der Lagergröße nach der Tragzahl	A25	9.1.2 Auswahl der Passungen	A84
5.2.4 Temperaturkorrektur der Tragzahl	A26	9.1.3 Empfohlene Passungen	A85
5.2.5 Modifizierung der nominellen Lebensdauer	A27	9.2 Lagerspiel	A90
5.3 Berechnung der Lagerbelastung	A30	9.2.1 Lagerspiel und seine Normen	A90
5.3.1 Betriebsfaktor	A30	9.2.2 Auswahl des Lagerspiels	A96
5.3.2 Lagerbelastungen in Anwendungen mit Riemen- oder Kettenantrieb	A30		
5.3.3 Lagerbelastungen in Anwendungen mit Zahnradgetrieben	A31	<b>10 VORSPANNUNG</b>	A98
5.3.4 Lastverteilung auf die Lagerstellen	A31	10.1 Zweck der Vorspannung	A98
5.3.5 Mittlere Last bei veränderlicher Belastung	A31	10.2 Vorspannarten	A98
5.4 Äquivalente Belastung	A32	10.2.1 Starre Vorspannung	A98
5.4.1 Berechnung äquivalenter Belastungen	A33	10.2.2 Federvorspannung	A98
		10.3 Vorspannung und Steifigkeit	A98
		10.3.1 Starre Vorspannung und Steifigkeit	A98
		10.3.2 Federvorspannung und Steifigkeit	A99
		10.4 Auswahl der Vorspannart und -größe	A99
		10.4.1 Vergleich der Vorspannarten	A99
		10.4.2 Größe der Vorspannung	A100

	Seiten		Seiten
<b>11 GESTALTUNG VON WELLEN UND GEHÄUSEN</b>	A102	<b>15 TECHNISCHE DATEN</b>	A128
11.1 Genauigkeit und Oberflächenbeschaffenheit von Wellen und Gehäusen	A102	15.1 Axiale Lagerverschiebung	A130
11.2 Schulter- und Hohlkehlenradius	A102	15.2 Passungen	A132
11.3 Lagerdichtungen	A104	15.3 Radiales und axiales Lagerspiel	A134
11.3.1 Berührungsfreie Dichtungen	A104	15.4 Vorspannung und Anlaufmoment	A136
11.3.2 Berührende Dichtungen	A106	15.5 Reibungszahlen und andere Lagerdaten	A138
<b>12 SCHMIERUNG</b>	A107	15.6 Sorten und Eigenschaften von Schmierfetten	A140
12.1 Zweck der Schmierung	A107		
12.2 Schmierungsarten	A107	<b>LAGERTABELLEN</b>	
12.2.1 Fettschmierung	A107	<b>INHALTSVERZEICHNIS</b>	B2
12.2.2 Ölschmierung	A109		
12.3 Schmierstoffe	A112	<b>EINFÜHRUNG IN DIE NSK-PRODUKTE</b>	
12.3.1 Schmierfette	A112		
12.3.2 Schmieröle	A114	<b>ANHÄNGE</b>	
<b>13 LAGERWERKSTOFFE</b>	A116	<b>INHALTSVERZEICHNIS</b>	C 1
13.1 Werkstoffe für Lagerringe und Wälzkörper	A116	<b>PRODUKTABBILDUNGEN</b>	C 2
13.2 Käfigerwerkstoffe	A117	Anhang 1 Umrechnung vom SI (Internationalen Einheiten-) System	C 6
<b>14 HANDHABUNG VON LAGERN</b>	A118	Anhang 2 N-kgf Umrechnungstabelle	C 8
14.1 Vorsichtsmaßnahmen für die richtige Handhabung von Lagern	A118	Anhang 3 kg-lb Umrechnungstabelle	C 9
14.2 Einbau	A118	Anhang 4 °C- °F Temperaturumrechnungstabelle	C10
14.2.1 Einbau von Lagern mit zylindrischer Bohrung	A118	Anhang 5 Viskositätsrechnungstabelle	C11
14.2.2 Einbau von Lagern mit kegeliger Bohrung	A120	Anhang 6 Zoll-mm Umrechnungstabelle	C12
14.3 Probelauf	A120	Anhang 7 Härteumrechnungstabelle	C14
14.4 Ausbau	A123	Anhang 8 Physikalische und mechanische Materialeigenschaften	C15
14.4.1 Ausbau der Außenringe	A123	Anhang 9 Toleranzen für Wellendurchmesser	C16
14.4.2 Ausbau von Lagern mit zylindrischer Bohrung	A123	Anhang 10 Toleranzen für Durchmesser von Gehäusebohrungen	C18
14.4.3 Ausbau von Lagern mit kegeliger Bohrung	A124	Anhang 11 Zahlenwerte der Standardtoleranzen IT	C20
14.5 Lagerüberprüfung	A125	Anhang 12 Drehzahlfaktor $f_n$	C22
14.5.1 Lagerreinigung	A125	Anhang 13 Lebensdauerfaktor $f_h$ und Lebensdauer $L-L_h$	C23
14.5.2 Überprüfung und Beurteilung der Lager	A125	Anhang 14 Index der Kegelrollenlager (Zollabmessungen)	C24
14.6 Wartung und Inspektion	A126		
14.6.1 Abweichungen erkennen und korrigieren	A126		
14.6.2 Lagerschäden und Gegenmaßnahmen	A126		

# 1. WÄLZLAGERBAUARTEN UND -MERKMALE

## 1.1 Konstruktion und Einordnung

Wälzlager bestehen im Allgemeinen aus zwei Ringen, Wälzkörpern und einem Käfig und werden je nach Richtung der Hauptbelastung in Radiallager und Axiallager unterteilt. Zusätzlich werden sie abhängig von der Art der Wälzkörper in Kugellager oder Rollenlager und entsprechend ihrer Konstruktion oder ihrem besonderen Verwendungszweck weiter unterteilt.

Die gängigsten Lagerarten und die Bezeichnung ihrer Einzelteile sind unter Abb. 1.1 aufgeführt, eine allgemeine Einordnung der Wälzlager befindet sich unter Abb. 1.2.

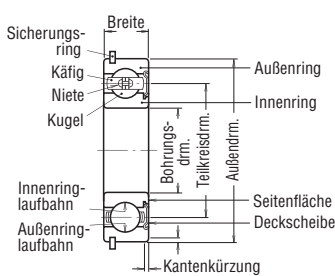
## 1.2 Wälzlagereigenschaften

Im Vergleich zu Gleitlagern haben Wälzlager die folgenden großen Vorteile:

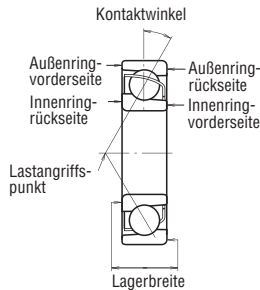
- (1) Anlaufmoment und Reibung sind niedrig und die Differenz zwischen dem Anlaufmoment und dem Betriebsreibmoment ist gering.

- (2) Mit der Ausweitung der weltweiten Standardisierung sind Wälzlager international verfügbar und austauschbar.
- (3) Wartung, Ersatz und Prüfung sind einfach, weil der Aufbau um die Wälzlager einfach ist.
- (4) Viele Wälzlager können sowohl radiale als auch axiale Belastungen gleichzeitig oder unabhängig voneinander aufnehmen.
- (5) Wälzlager können in einem großen Temperaturbereich eingesetzt werden.
- (6) Wälzlager können vorgespannt werden, um ein negatives Spiel und größere Steifigkeit zu erreichen.

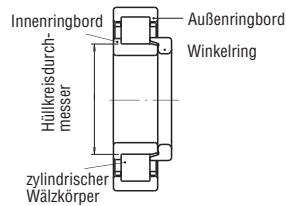
Darüber hinaus haben die verschiedenen Wälzlagerarten ihre ihnen eigenen Vorteile. Die Merkmale der gebräuchlichsten Wälzlager sind auf den Seiten A10 bis A12 und in der Tabelle 1.1 (Seiten A14 und A15) beschrieben.



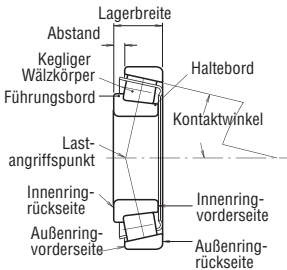
Einreihiges Rillenkugellager



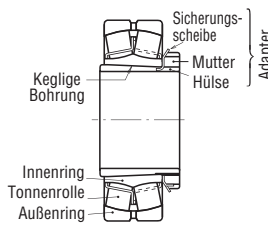
Einreihiges Schrägkugellager



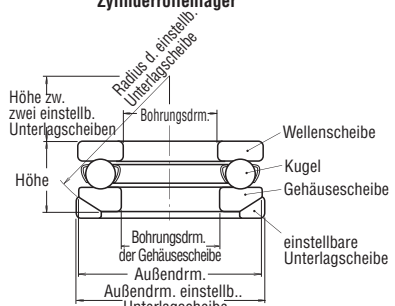
Zylinderrollenlager



Kegelrollenlager



Pendelrollenlager



Einseitig wirkendes Axialkugellager

Abb. 1.1 Bezeichnungen der Lagerteile



**Rillen-  
kugellager**



**Schräg-  
kugellager**



**Pendel-  
kugellager**



**Zylinder-  
rollen-  
lager**



**Nadel-  
lager**



**Kegel-  
rollen-  
lager**



**Pendel-  
rollen-  
lager**



— einreihig



— zweireihig



**(Radiallager)**

Rillen-  
kugellager

Schulter-  
kugellager



— einreihig



— zweireihig



— gepaart

Schräg-  
kugellager



Drei-/Vierpunkt-  
kugellager



Pendel-  
kugellager



Gehäuselagereinsatz

Kugellager



— einreihig



— zweireihig

Zylinder-  
rollenlager

Zylinderrollen-  
lager mit  
langen  
Wälzkörpern



Nadellager

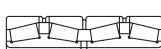
Rollenlager



— einreihig



— zweireihig



— vierreihig

Kegel-  
rollenlager

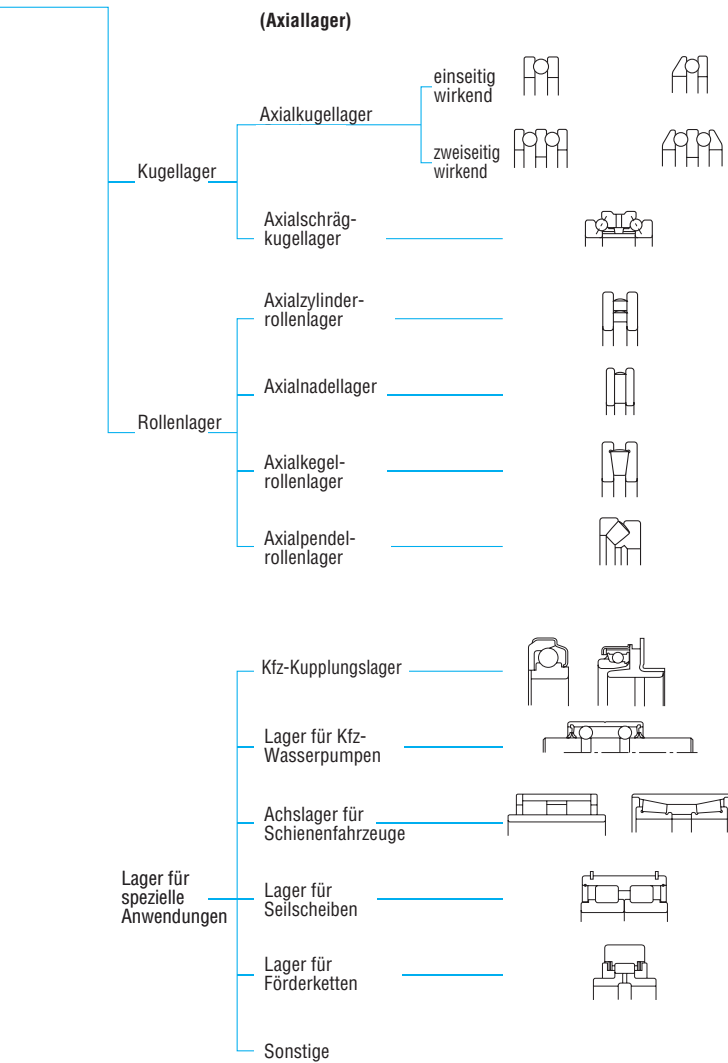


Pendel-  
rollenlager

**WÄLZLAGER**

**Abb. 1.2 Einordnung der Wälzlager**





### Einseitig wirkendes Axial-Kugellager



### Axialzylinderrollenlager



### Axialkegelrollenlager



### Axialpendelrollenlager

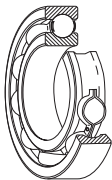


### Abgedichtetes Achslager



## Zylinderrollenlager für Seilscheiben

## Einreihige Rillen- kugellager



Einreihige Rillenkugellager ist die gebräuchlichste Art von Wälzlagern. Ihre Verwendung ist sehr weit verbreitet. Die Laufrollen auf den Innen- und Außenringen sind kreisbogenförmig und weisen einen etwas größeren Radius als den der Kugeln auf. Zusätzlich zur Radiallast können auch Axiallasten in beiden Richtungen aufgebracht werden. Wegen ihres geringen Reibmomentes sind sie besonders für Anwendungen geeignet, in denen hohe Drehzahlen und geringe Reibungsverluste erforderlich sind.

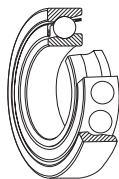
Zusätzlich zu den offenen Typen haben diese Lager oft Deckscheiben aus Stahlblech oder Dichtscheiben aus Kautschuk auf einer oder beiden Seiten und sind dann bereits befedert. Auch werden manchmal Sicherungsringe am Außenring eingesetzt. Käfige aus Stahlblech sind am gängigsten.

## Schulter- kugellager



Die Innenringlaufbahn von Schulterkugellagern ist etwas flacher als bei Rillenkugellagern. Da der Außenring nur an einer Seite eine Schulter hat, kann dieser entnommen werden. Dies ist beim Einbau oft von Vorteil. Im Allgemeinen werden zwei dieser Lager gepaart eingesetzt. Schulterkugellager sind kleine Lager mit einem Bohrungsdurchmesser von 4 bis 20 mm, sie werden hauptsächlich für kleine Magneten, Kreisel, Werkzeuge, usw. verwendet. Es werden für gewöhnlich Messingblechkäfige eingesetzt.

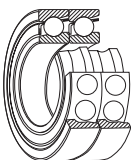
## Einreihige Schräg- kugellager



Einzelne Lager dieses Typs können sowohl Radial- als auch Axiallasten in einer Richtung aufnehmen. Es gibt vier Kontaktwinkel; 15°, 25°, 30° und 40°. Je größer der Kontaktwinkel desto höher ist die mögliche Axiallast. Jedoch sind für den Hochgeschwindigkeitsbetrieb kleinere Kontaktwinkel vorteilhafter. Normalerweise werden zwei Lager gepaart verwendet und das Spiel zwischen diesen beiden muss korrekt eingestellt sein.

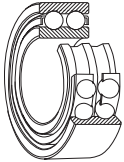
Für gewöhnlich kommen Stahlblechkäfige zum Einsatz, jedoch werden für Spindellager mit einem Kontaktwinkel unter 30° oft Hartgewebe- oder Kunststoffkäfige verwendet.

## Lagersätze



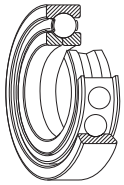
Der Einsatz zweier oder mehrerer Radiallager wird „Lagerpaar“ oder „Lagersatz“ genannt. Normalerweise setzen sie sich aus Schrägkugellagern oder Kegelrollenlagern zusammen. Lagersätze können sowohl Radial- als auch Axiallasten in beiden Richtungen aufnehmen. Die DT-Anordnung (Tandem-Anordnung) wird bei einseitigen hohen Axiallasten verwendet, dadurch kann die Last auf beide Lager gleich verteilt werden.

## Zweireihige Schrägkugellager



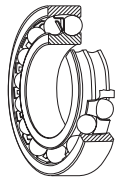
Zweireihige Schrägkugellager sind eigentlich zwei einreihige Schrägkugellager in O-Anordnung, die jedoch einen gemeinsamen Innen- und Außenring haben. Sie können Axiallasten in beiden Richtungen aufnehmen.

## Vierpunkt- kugellager



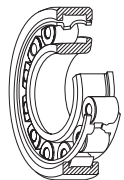
Vierpunkt-  
kugellager sind zerlegbar, weil der Innenring aus zwei Teilringen besteht. Sie können Axiallasten in beiden Richtungen aufnehmen. Die Kugeln haben mit jedem Ring einen Kontaktwinkel von 35°. Schon ein Lager dieses Typs kann ein Paar von Schrägkugellagern in X- oder O-Anordnung ersetzen. Hier werden im Allgemeinen Massivkäfige aus Messing eingesetzt.

## Pendel- kugellager



Der Innenring dieses Lagertyps hat zwei Laufbahnen und der Außenring eine hohlkugelige Laufbahn, deren Mittelpunkt auf der Lagerachse liegt. Deshalb sind Innenring, die Kugeln und der Käfig bis zu einem gewissen Grad um das Lagerzentrum herum schwenkbar. Folglich können kleinere Schiefstellungen der Welle und des Gehäuses, z.B. durch einen Bearbeitungs- oder Einbaufehler, kompensiert werden. Dieser Lagertyp ist oft mit einer kegelförmigen Bohrung für den Einbau mit einer Spannhülse ausgestattet.

## Zylinder- rollenlager



Bei diesen Lagertypen haben die zylindrischen Wälzkörper eine Linienberührung mit den Laufbahnen. Sie sind radial hoch belastbar und eignen sich für hohe Drehzahlen.

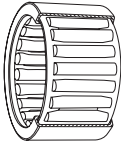
Es gibt sie in verschiedenen Ausführungen: NU, NJ, NUP, N, NF für einreihige Lager und NNU, NN für zweireihige Lager, je nach Konstruktionsdetail und Lage der Seitenborde.

Zylinderrollenlager sind zerlegbar.

Einige Zylinderrollenlager haben entweder am Innen- oder am Außenring keine Borde, so dass hier eine axiale Bewegung der Lagerringe zueinander möglich ist. Diese können als Loslager verwendet werden. Zylinderrollenlager, bei denen entweder der Innen- oder der Außenring zwei Borde hat und der andere Ring einen Bord, können axiale Belastungen in einer Richtung aufnehmen. Zweireihige Zylinderrollenlager bieten eine hohe radiale Steifigkeit und werden vor allem für Präzisionswerkzeugmaschinen eingesetzt.

Hier kommen normalerweise Stahlblechkäfige oder massive Käfige aus Messing zum Einsatz, jedoch werden auch Kunststoffkäfige verwendet.

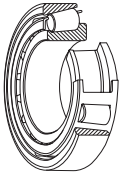
## Nadellager



Nadellager enthalten viele längliche Rollen mit einer Länge des 3 - 10fachen ihres Durchmessers. Die Differenz des Lageraußendurchmessers zum Lagerinnendurchmesser ist klein und die Lager können hohe Radiallasten aufnehmen.

Es stehen verschiedene Varianten zu Verfügung, viele davon haben keinen Innenring. Diese sog. Nadelhülsen haben einen Außenring aus Stahlblech, bzw. die massiven Ausführungen einen massiven Außenring. Es gibt auch sog. Nadelkränze komplett ohne Ringe. Die meisten Lager haben Käfige aus Stahlblech, einige haben aber auch keine Käfige.

## Kegel- rollenlager

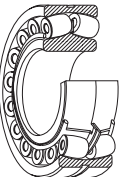


Bei dieser Lagerart werden kegelige Rollen von einem Führungsbord am Innenring geführt. Diese Lager können hohe axiale und radiale Belastungen in einer Richtung aufnehmen. Die HR-Baureihe hat größere und zusätzliche Rollen, durch die eine noch höhere Tragzahl erreicht wird.

Sie werden für gewöhnlich paarweise, ähnlich wie einreihige Schrägkugellager eingebaut. Hier wird das korrekte Lagerspiel über den axialen Abstand zwischen den Innen- oder Außenringen der zwei gegenüberliegenden Lager eingestellt. Die Lager sind zerlegbar. Die Innen- und Außenringe können unabhängig voneinander eingebaut werden.

Je nach Kontaktwinkel lassen sich Kegelrollenlager in drei Typen unterteilen; mit normalem, mittlerem und steilem Winkel. Zwei- und vierreihige Kegelrollenlager sind ebenfalls verfügbar. Es kommen Käfige aus Stahlblech zum Einsatz.

## Pendel- rollenlager



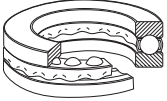
Diese Lager haben tonnenförmige Rollen als Wälzkörper. Der Innenring hat zwei Laufbahnen, der Außenring eine hohlkugelige Laufbahn. Da der Mittelpunkt der Laufbahn des Außenrings auf der Lagerachse liegt, richten sich die Pendelrollenlager ähnlich wie ein Pendelkugellager selbst aus. Wenn also eine Verformung der Welle oder des Gehäuses oder eine Schiefstellung ihrer Achsen auftritt, wird diese kompensiert, so dass am Lager keine zusätzlichen Belastungen auftreten.

Pendelrollenlager können nicht nur große Radiallasten sondern auch axiale Belastungen in beiden Richtungen aufnehmen. Ihre Aufnahmefähigkeit von Radiallasten ist hervorragend und sie sind für große Belastungen oder bei Stößen gut geeignet.

Es gibt auch Varianten mit kegeligen Bohrungen. Diese können direkt auf konische Wellen oder mit Hilfe von Hülsen auf zylindrischen Wellen montiert werden.

Es werden Käfige aus Stahlblech und massive Messingkäfige verwendet.

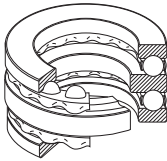
**Einseitig  
wirkende  
Axialkugellager**



Einseitig wirkende Axial-Kugellager bestehen aus scheibenartigen Lagerringen mit Laufrillen. Der an der Welle angebrachte Ring ist die Wellenscheibe (oder Innenring), der am Gehäuse angebrachte Ring ist die Gehäusescheibe (oder Außenring).

Zweiseitig wirkende Axial-Kugellager bestehen aus drei Ringen; der mittlere (oder die Wellenscheibe) ist an der Welle befestigt.

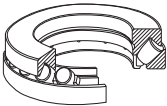
**Zweiseitig  
wirkende  
Axialkugellager**



Es gibt auch Axial-Kugellager mit einstellbaren Unterlagscheiben unter den Gehäusescheiben um einen Wellenversatz oder Einbaufehler auszugleichen.

Käfige aus Stahlblech werden in kleineren Lagern und Massivkäfige in größeren Lagern verwendet.

**Axialpendel-  
rollenlager**



Diese Lager haben eine hohlkugelige Laufbahn in der Gehäusescheibe und winkelig angeordnete Tonnenrollen. Da die Laufbahn in der Gehäusescheibe hohlkugelig ist, stellen sich diese Lager selbst ein. Sie erlauben sehr hohe Axiallasten und können bei axialer Belastung auch moderate Radiallasten aufnehmen.

Es werden Stahlblechkäfige oder massive Messingkäfige verwendet.

Tabelle 1.1 Bauarten und Eigenschaften

Lagerarten		Rillen- kugellager	Shoulder- kugellager	Schräg- kugellager	Zweireihige Schräg- kugellager	Kombinierte Schräg- kugellager	Vierpunkt- kugellager	Pendel- kugellager	Zylinder- röllenlager	Zweireihige Zylinder- röllenlager	Zylinder- röllenlager mit Borden
Merkmale											
Lasttragfähigkeit	Radial- belastungen										
	Axial- belastungen								×	×	
	Kombinierte Belastungen								×	×	
Hohe Drehzahlen											
Hohe Genauigkeit											
Geräuscharm und niedriges Reibmoment											
Steifigkeit											
Schief- stellung											
Winkel- einstellbarkeit										☆	
Zerlegbarkeit			☆				☆		☆	☆	☆
Festlager		☆			☆	☆	☆			☆	
Loslager		★			★	★	★	★	☆		☆
Kegelige Bohrung im Innenring								☆			☆
Anmerkungen			Zwei Lager werden normalerweise gegenüberliegend eingebaut.	Kontaktwinkel von 15°, 25°, 30° und 40°. Zwei Lager werden normalerweise gegenüberliegend eingebaut. Einstellung des Spieles erforderlich.		Kombination von DF- und DT-Paaren ist möglich, Verwendung als Loslager jedoch nicht möglich.	Kontaktwinkel von 35°		einschließlich N-Typ	einschließlich NNU-Typ	einschließlich NF-Typ
Seite		B5 B34	B5 B30	B51	B51 B72	B51	B51 B78	B83	B103	B103 B124	B103

ausgezeichnet gut ausreichend schlecht × Nicht möglich ← nur einseitig wirkend ↔ zweiseitig wirkend  
 ☆ Anwendbar ★ Anwendbar, aber eine Wellenausdehnung/-schrumpfung muss über die Lagersitze möglich sein.

## von Wälzlager

Zylinder- rollenlager mit Winkel- ring	Nadellager	Kegel- rollenlager	Zwei- und mehreihige Kegelrollen- lager	Pendel- rollenlager	Axialkugel- lager	Axialkugel- lager mit Unterlag- scheibe	Zweiseitig wirkende Axialschräg- kugellager	Axial- zylinder- rollenlager	Axial- kegel- rollenlager	Axial- pendel- rollenlager	Seite Nr.
											—
	×										—
	×				×	×	×	×	×	○	—
					×	×		○	○	○	A18 A39
											A19 A60 A83
											A19
											A19 A98
	○		○		×		×	×	×		A18 Blaue Seiten jedes Lager- typs
				☆		☆				☆	A18
☆	☆	☆	☆		☆	☆	☆	☆	☆	☆	A19 A20
☆			☆				☆				A20 ~A21
	☆		★				★				A20 ~A27
							☆				A82 A120 A124
einschließlich NUP-Typ		Zwei Lager werden normalerweise gegen- überliegend eingebaut. Einstellung des Spiels erforderlich.	Die Typen KH, KV sind ebenfalls verfügbar, können jedoch nicht für Loslager verwendet werden.					einschließlich Axial- nadelager		zur Verwendung mit Ölschmierung	
B103	B263	B129	B129 B190 B327	B200	B225	B253	B256	B225 B242	—	B225 B246	

## 2. LAGERAUSWAHLVERFAHREN

Die Einsatzmöglichkeiten für Wälzlager sind nahezu unbegrenzt und die Betriebsbedingungen und -umgebungen sind ebenfalls äußerst unterschiedlich. Dazu kommt, dass die Vielfalt der Betriebsbedingungen und Lageranforderungen durch den schnellen Technologiefortschritt weiter zunehmen. Deshalb ist es notwendig, Lager aus verschiedenen Blickwinkeln zu beurteilen, um das beste aus der Vielzahl der verfügbaren unterschiedlichen Bauarten und Größen auszuwählen.

Gewöhnlich wird ein Lagertyp unter Berücksichtigung der Betriebsbedingungen, Einbau-Anordnungen, des einfachen Einbaus in die Maschine, des zulässigen Bauraumes, Kosten, Verfügbarkeit und anderer Faktoren ausgewählt. Dann wird die Lagergröße gewählt, die der gewünschten

Lebensduranforderung entspricht. Dabei muss man, zusätzlich zur Lebensdauer, Faktoren wie Fettgebrauchsdauer, Geräuschentwicklung und Vibration, Verschleiß, usw. berücksichtigen.

Es gibt keine vorgeschriebene Vorgehensweise für die Auswahl eines Lagers. Es empfiehlt sich immer, Erfahrungen mit ähnlichen Anwendungen oder Studien zu besonderen Anforderungen entsprechend Ihres Anwendungsfalles zu berücksichtigen. Bei der Lagerauswahl für neue Maschinen, bei ungewöhnlichen Betriebsbedingungen oder rauen Umgebungsbedingungen wenden Sie sich bitte an NSK.

Das folgende Schaubild (Abb. 2.1) zeigt ein Beispiel eines Lagerauswahlverfahrens.

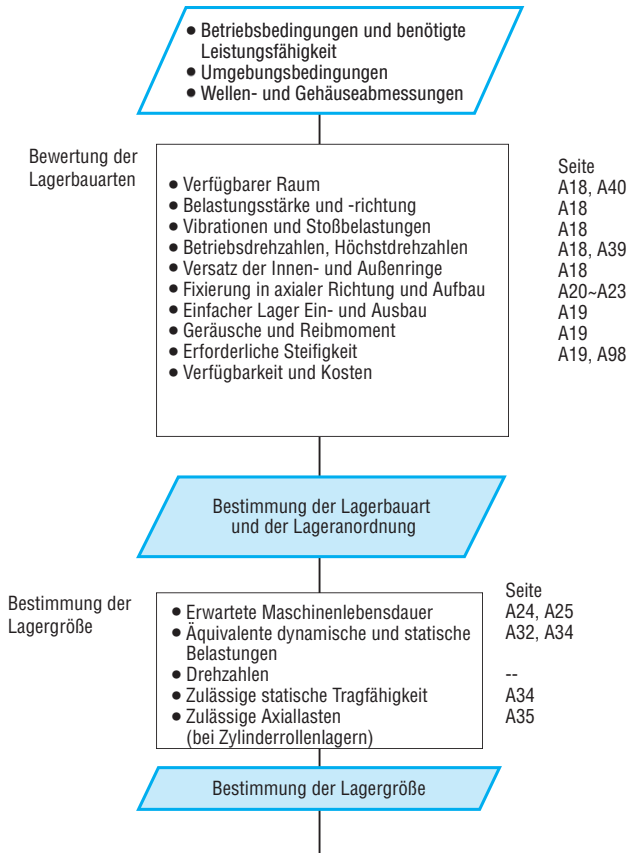
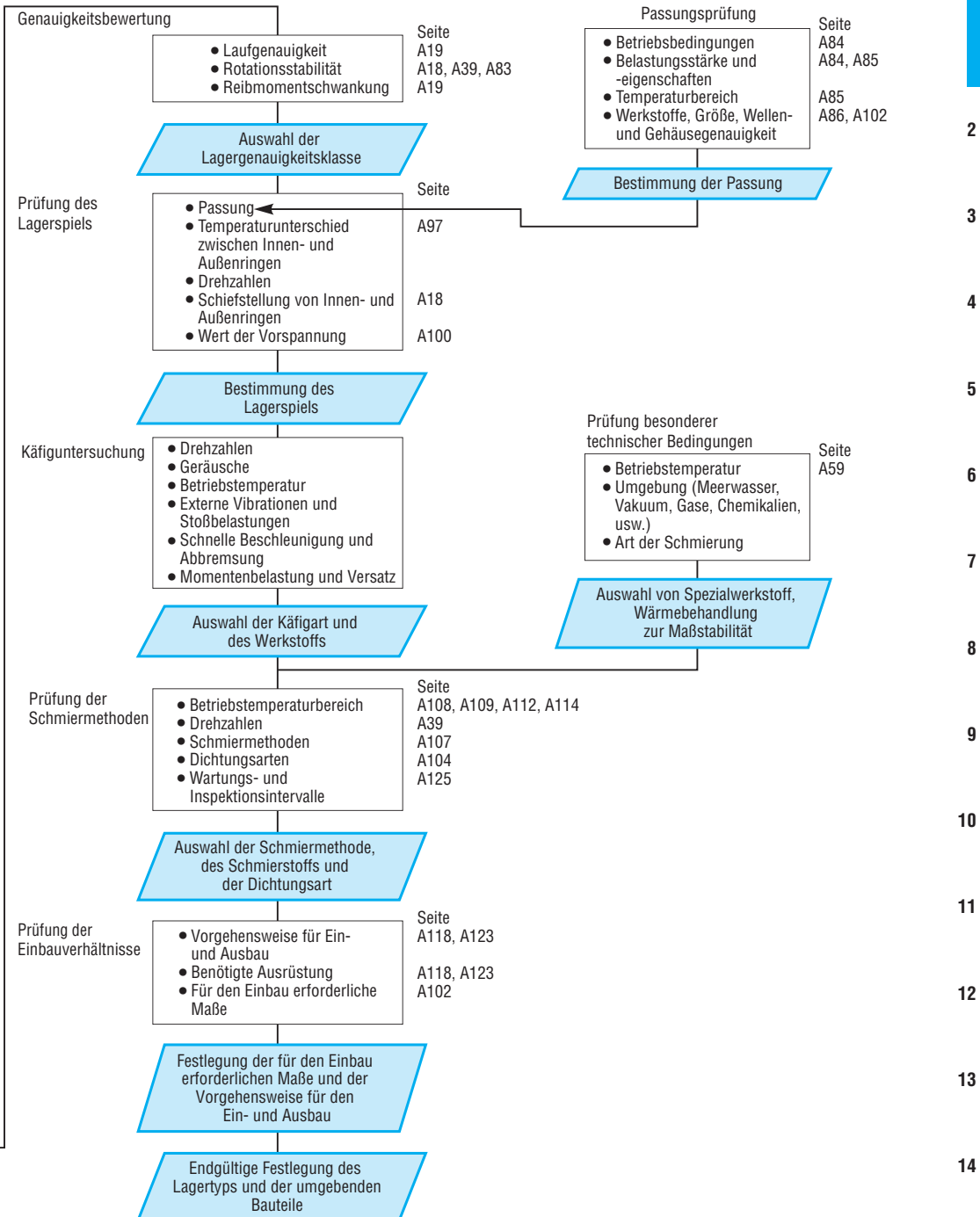


Abb. 2.1 Ablaufplan für die Auswahl von Wälzlagern





## 3. AUSWAHL DER LAGERBAUART

### 3.1 Zulässiger Bauraum

Der Bauraum für Wälzlager und ihre angrenzenden Teile ist grundsätzlich begrenzt, so dass der Lagertyp und die Lagergröße innerhalb dieser Grenzen liegen muss. In den meisten Fällen wird der Wellendurchmesser zuerst durch die Maschinenkonstruktion vorgegeben; deshalb wird das Lager oft auf der Basis seiner Bohrungsgröße ausgewählt. Für Wälzlager gibt es viele genormte Baureihen und Typen verschiedener Abmessungen und es ist notwendig, unter ihnen das am besten geeignete Lager auszuwählen. Abb. 3.1 zeigt die Maßreihen für Radiallager und entsprechende Lagerarten.

### 3.2 Tragfähigkeit und Lagerarten

Die axiale Tragfähigkeit eines Lagers ist eng mit der radialen Tragfähigkeit (siehe Seite A24) verknüpft und hängt von der Lagerkonstruktion wie in Abb. 3.2 gezeigt, ab. Diese Abbildung zeigt, dass beim Vergleich von Lagern derselben Maßreihe Rollenlager eine höhere Tragzahl als Kugellager aufweisen und besser für Stoßbelastungen geeignet sind.

### 3.3 Zulässige Drehzahlen und Lagerarten

Die maximale Drehzahl von Wälzlagern variiert nicht nur nach Lagerart sondern hängt auch von Größe, Käfigtyp, Schmiermethode, Wärmeverlust, usw. ab. Die übliche Methode der Ölbadschmierung vorausgesetzt, zeigt Abb. 3.3 die Lagertypen grob in der Reihenfolge der höheren zu den niedrigeren Drehzahlen.

### 3.4 Schiefstellung der Innen-/Außenringe und Lagerarten

Wegen der Verformung der Welle durch aufgebrauchte Belastungen, Maßfehler der Welle und des Gehäuses oder Einbaufehlern sind die Innen- und Außenringe leicht schief gestellt. Die zulässige Schiefstellung variiert je nach Lagerart und Betriebsbedingungen, aber für gewöhnlich ist es ein kleiner Winkel mit einem Bogenmaß von 0.0012 (4').

Wenn von einer großen Schiefstellung ausgegangen wird, sollten Lager mit der Fähigkeit zur Winkleinstellbarkeit, wie z.B. Pendelkugellager, Pendelrollenlager oder besondere Lagereinheiten ausgewählt werden (Abb. 3.4 und 3.5).

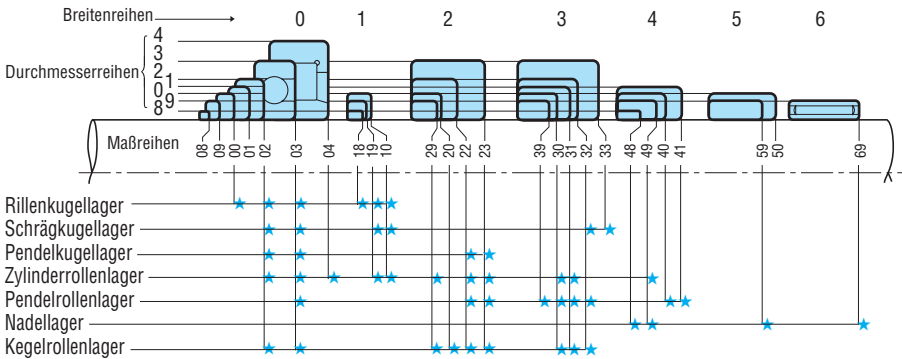


Abb. 3.1 Maßreihen für Radiallager

Lagerart	Radiale Tragfähigkeit				Axiale Tragfähigkeit			
	1	2	3	4	1	2	3	4
Einreihiges Rillenkugellager	1	2	3	4	1	2	3	4
Einreihiges Schrägkugellager	1	2	3	4	1	2	3	4
Zylinderrollenlager(*)	1	2	3	4	1	2	3	4
Kegelrollenlager	1	2	3	4	1	2	3	4
Pendelrollenlager	1	2	3	4	1	2	3	4

(\*) Hinweis: Lager mit Borden können ein gewisses Maß an Axiallasten aufnehmen

Abb. 3.2 Relative Tragfähigkeit verschiedener Lagertypen

Lagerarten	Relative zulässige Drehzahl				
	1	4	7	10	13
Rillenkugellager	1	4	7	10	13
Schrägkugellager	1	4	7	10	13
Zylinderrollenlager	1	4	7	10	13
Nadellager	1	4	7	10	13
Kegelrollenlager	1	4	7	10	13
Pendelrollenlager	1	4	7	10	13
Axialkugellager	1	4	7	10	13

Anmerkungen → Ölbadschmierung  
 ---- mit speziellen Maßnahmen zur Erweiterung der Drehzahlbegrenzung

Abb. 3.3 Relative zulässige Drehzahlen verschiedener Lagertypen

Die zulässige Lagerschiefstellung wird in den Lagertabellen zu Beginn eines jeden Kapitels für die einzelnen Lagerbauarten angegeben.

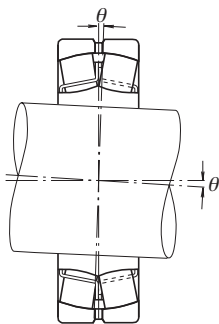


Abb. 3.4 Zulässige Schiefstellung von Pendelrollenlagern

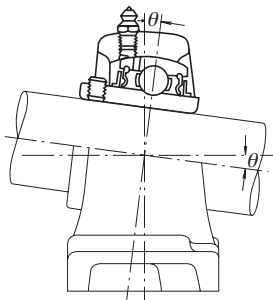


Abb. 3.5 Zulässige Schiefstellung von Kugellagereinheiten

3.5 Steifigkeit und Lagerarten

Wenn Wälzlager Belastungen aufnehmen, führt das zu elastischen Verformungen in den Kontaktbereichen zwischen den Wälzkörpern und den Laufbahnen. Die Lagersteifigkeit wird durch das Verhältnis der Lagerbelastung zur elastischen Verformung der Innen- und Außenringe, sowie der Wälzkörper bestimmt. Bei Hauptspindeln von Werkzeugmaschinen ist ein hohe Gesamtsteifigkeit erforderlich. Somit muss auch die Einzelkomponente Spindellager sehr steif sein. Für extreme Anforderungen an die Steifigkeit werden Rollenlager verwendet. Zur Erhöhung der Steifigkeit werden Lager auch vorgespannt, d.h. sie haben negatives Spiel. Schrägkugellager und Kegelrollenlager sind meist vorgespannt.

3.6 Laufgeräusche und Reibmomente verschiedener Lagerarten

Da Wälzlager mit sehr hoher Präzision gefertigt werden, sind die Laufgeräusche und Reibmomente minimal. Besonders bei Rillenkugellagern und Zylinderrollenlagern wird der Geräuschpegel manchmal abhängig vom jeweiligen Einsatz spezifiziert. Bei Hochpräzisions-Miniaturlagern wird das Anlaufmoment festgelegt. Rillenkugellager werden für Anwendungen empfohlen, die Geräuscharmheit und ein geringes Reibmomente erfordern, wie z.B. Elektromotoren und Messgeräte.

3.7 Laufgenauigkeit und Lagerarten

Für Hauptspindeln von Werkzeugmaschinen, die eine hohe Laufgenauigkeit erfordern oder für Hochgeschwindigkeitsmaschinen wie Kompressoren werden normalerweise Hochgenauigkeitslager der Klassen 5, 4 oder 2 verwendet. Die Laufgenauigkeit der Wälzlager wird auf verschiedene Weise festgelegt und die angegebenen Genauigkeitsklassen unterscheiden sich je nach Lagertyp. In Abbildung 3.6. ist ein Vergleich des Radialschlags für Innenringe zur höchsten Laufgenauigkeit aller Lagertypen aufgeführt. Für Anwendungen, die eine hohe Laufgenauigkeit erfordern, eignen sich am besten Rillenkugellager, Schrägkugellager und Zylinderrollenlager.

3.8 Ein- und Ausbau verschiedener Lagerarten

Zerlegbare Lagertypen wie Zylinderrollenlager, Nadellager und Kegelrollenlager können einfach ein- und ausgebaut werden. Diese Lagertypen empfehlen sich für Maschinen, in denen Lager oft zur regelmäßigen Inspektion ein- und ausgebaut werden. Auch können Pendelkugellager und Pendelrollenlager (kleine Ausführungen) mit kegeligen Bohrungen mit Hilfe von Hülsen relativ einfach ein- und ausgebaut werden.

Lagerarten	Höchste festgelegte Genauigkeit	Toleranzvergleich des Radialschlags des Innenrings				
		1	2	3	4	5
Rillenkugellager	Klasse 2	→				
Schrägkugellager	Klasse 2	→				
Zylinderrollenlager	Klasse 2	→				
Kegelrollenlager	Klasse 4	→	→			
Pendelrollenlager	Normal	→	→	→	→	→

Abb. 3.6 Relativer Radialschlag des Innenrings der höchsten Genauigkeitsklasse verschiedener Lagertypen

## 4. AUSWAHL DER LAGERANORDNUNG

Meist werden Wellen nur von zwei Lagerstellen getragen. Bei der Ermittlung einer vorteilhaften Lageranordnung sollten die folgenden Punkte berücksichtigt werden:

- (1) Ausdehnung und Schrumpfung der Welle durch Temperaturschwankungen.
- (2) Einfacher Lagereinbau und -ausbau.
- (3) Schiefstellung der Innen- und Außenringe durch Verformung der Welle oder Einbaufehler.
- (4) Steifigkeit des gesamten Systems einschließlich der Lager und Vorspannmethode.
- (5) Die Fähigkeit, Belastungen standzuhalten, sie korrekt aufzunehmen und weiterzuleiten.

### 4.1 Festlager und Loslager

Im Falle der am häufigsten gewählten statisch bestimmten Konstruktion kann nur eine der beiden Lagerstellen ein „Festlager“ sein, mit dem die Welle axial fixiert wird. Für dieses Festlager muss ein Lagertyp ausgewählt werden, der sowohl radiale als auch axiale Belastungen aufnehmen kann.

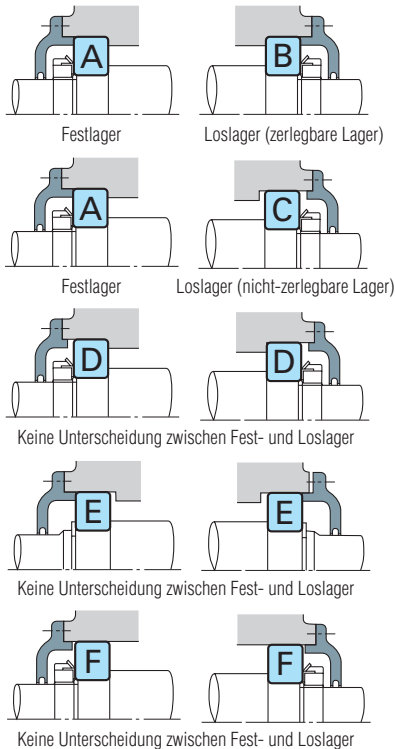
Die anderen Lager neben dem Festlager sind dann „Loslager“, die nur Radiallasten aufnehmen und somit unempfindlich gegenüber axialen Wärmedehnungen bzw. Schrumpfungen der Welle sind.

Wenn die konstruktiven Pufferräume für die Maßänderungen durch Wärmeausdehnung und Schrumpfung einer Welle nicht ausreichen, kommt es am Lager zu extremen Axiallasten. Dies kann zu vorzeitigen Ausfällen führen.

Für Loslager werden Zylinderrollenlager oder Nadellager mit zerlegbarem Innen- und Außenring, die sich axial frei verschieben können (NU-, N-Typen, usw.) empfohlen. Mit diesen Typen ist der Ein- und Ausbau einfach.

Wenn nicht zerlegbare Typen als Loslager eingesetzt werden, wird meist der Sitz zwischen dem Außenring und dem Gehäuse lose ausgeführt, um eine axiale Bewegung der Welle zusammen mit dem Lager zuzulassen. In selteneren Fällen kann eine solche Axialbewegung auch durch eine lose Passung zwischen dem Innenring und der Welle erreicht werden.

Wenn der Abstand zwischen den Lagern gering und die Auswirkung der Wellenausdehnung und -schrumpfung nebensächlich ist, werden zwei oft gegeneinander angestellte Schrägkugellager oder Kegelrollenlager verwendet. Das axiale Spiel (mögliche axiale Beweglichkeit) wird beim Einbau mit Hilfe von Muttern oder Beilagen justiert.



#### LAGER A

- Rillenkugellager
- Gepaartes Schrägkugellager
- Zweireihiges Schrägkugellager
- Pendelkugellager
- Zylinderrollenlager mit Borden (NH-, NUP-Typen)
- Zweireihiges Kegelrollenlager
- Pendelrollenlager

#### LAGER B

- Zylinderrollenlager (NU-, N-Typen)
- Nadellager (NA-Typ, usw.)

#### LAGER C(1)

- Rillenkugellager
- Gepaartes Schrägkugellager (O-Anordnung)
- Zweireihiges Schrägkugellager
- Pendelkugellager
- Zweireihiges Kegelrollenlager (KBE-Typ)
- Pendelrollenlager

#### LAGER D, E(2)

- Schrägkugellager
- Kegelrollenlager
- Schulterkugellager
- Zylinderrollenlager (NJ-, NF-Typen)

#### LAGER F

- Rillenkugellager
- Pendelkugellager
- Pendelrollenlager

Hinweise: (1) In der Abbildung werden Wellenausdehnung und -schrumpfung durch lose gepasste Außenringe im Gehäuse ausgeglichen. Dies kann auch durch lose gepasste Innenringe auf der Welle erfolgen.

(2) Für jeden Typ werden zwei gegeneinander angestellte Lager verwendet.

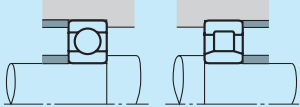
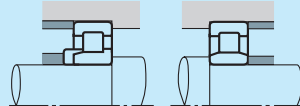
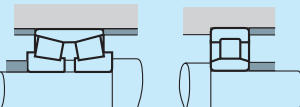
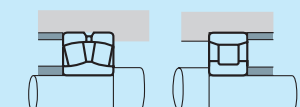
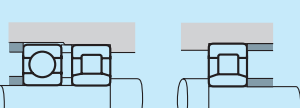
Abb. 4.1 Lagereinbaumöglichkeiten und Lagertypen

Abb. 4.1 zeigt Unterschiede zwischen Los- und Festlagerungen sowie einige mögliche Einbauvarianten verschiedener Lagertypen.

4.2 Beispiele für die Anordnung von Lagern

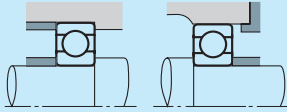
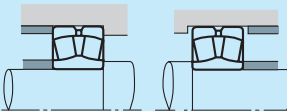
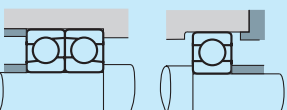
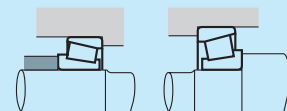
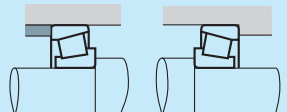
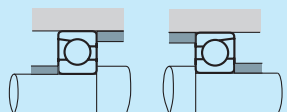
Einige typische Lageranordnungen, die Vorspannung und Steifigkeit der gesamten Baugruppe, Wellenausdehnung und -schrumpfung, Einbaufehler, etc. berücksichtigen, sind in Tabelle 4.1 aufgeführt.

Tabelle 4.1 Typische Lageranordnungen und Anwendungsbeispiele

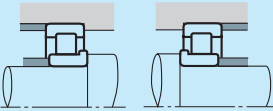
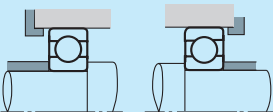
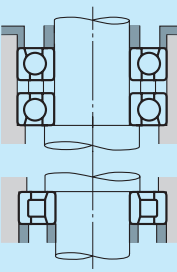
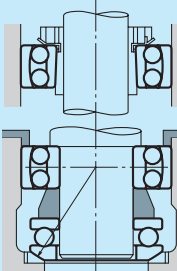
Lageranordnungen		Anmerkungen	Anwendungsbeispiele
Festlager	Loslager		
		<p>Gebräuchliche Anordnung, bei der keine unnormalen Belastungen auf die Lager übertragen werden auch dann nicht, wenn die Welle sich ausdehnt oder schrumpft.</p> <p>Wenn der Einbaufehler nur klein ist, ist diese Anordnung auch für hohe Drehzahlen geeignet.</p>	Mittelgroße Elektromotoren, Ventilatoren
		<p>Es können hohe Belastungen, Stöße und in begrenztem Maße Axiallasten aufgenommen werden.</p> <p>Jeder Typ der Zylinderrollenlager ist zerlegbar. Das ist hilfreich, wenn Übermaße sowohl für die Innen- als auch Außenringe erforderlich sind.</p>	Traktionsmotoren für Schienenfahrzeuge
		<p>Wird verwendet, wenn die Belastungen relativ hoch sind.</p> <p>Um dem Festlager maximale Steifigkeit zu geben, wird es in O-Anordnung eingebaut.</p> <p>Sowohl die Welle als auch das Gehäuse müssen hochpräzise und der Einbaufehler darf nur klein sein.</p>	Rollengänge in Walzwerken, Hauptspindeln für Drehmaschinen.
		<p>Das ist hilfreich, wenn feste Passungen sowohl für die Innen- als auch Außenringe erforderlich sind. Hohe Axiallasten können nicht aufgenommen werden.</p>	Kalandерwalzen in Papiermaschinen, Achsen von Diesellokomotiven
		<p>Geeignet für hohe Drehzahlen und hohe Radiallasten. Moderate Axiallasten können ebenfalls aufgenommen werden.</p> <p>Es muss etwas Spiel zwischen dem Außenring des Rillenkugellagers und der Gehäusebohrung vorgesehen werden, um die Aufnahme von Radiallasten zu vermeiden.</p>	Untersetzungsgetriebe in Diesellokomotiven

Fortsetzung auf der nächsten Seite

**Tabelle 4.1 Typische Lageranordnungen und Anwendungsbeispiele (Fortsetzung)**

Lageranordnungen		Anmerkungen	Anwendungsbeispiele
Festlager	Loslager		
		Das ist die gängigste Anordnung. Sie kann nicht nur Radiallasten sondern auch moderate axiale Lasten aufnehmen.	Großpumpen, Kfz-Getriebe
		Das ist die passendste Anordnung bei Einbaufehlern oder Wellenverformung. Kommt oft zum Einsatz für allgemeine Anwendungen und Industrie-Anwendungen, die schwere Belastungen aufnehmen müssen.	Getriebe, Rollengänge in Walzwerken, Kranbahnlager
		Geeignet bei hohen Axiallasten in beiden Richtungen. Zweireihige Schrägkugellager können an Stelle einer Anordnung von zwei Schrägkugellagern verwendet werden.	Schneckengetriebe
Wenn es keine Unterscheidung zwischen Fest- und Loslagern gibt.		Anmerkungen	Anwendungsbeispiele
 O-Anordnung		Diese Anwendung ist sehr verbreitet, da sie hohe Belastungen und Stöße aufnehmen kann. Die O-Anordnung ist besonders gut, wenn der Abstand zwischen den Lagern kurz ist und die Belastungen kurzzeitig auftreten. Die X-Anordnung erleichtert den Einbau, wenn der Innenring fest gepasst ist. Diese Anordnung eignet sich gut bei Einbaufehlern. Um diese Anordnung mit einer Vorspannung zu versehen, muss die Vorspanngröße und die Spieleinstellung berücksichtigt werden.	Ritzelwellen von Kfz-Differentialgetrieben, Kfz-Vorder- und Hinterachsen, Schneckengetriebe
 X-Anordnung			
 O-Anordnung		Wird für hohe Drehzahlen bei geringeren Radiallasten und relativ hohen Axiallasten verwendet. Durch Vorspannung lässt sich eine gute Wellensteifigkeit erreichen. Für kurzzeitige Belastungen empfiehlt sich anstelle einer X-Anordnung der Einbau mit O-Anordnung.	Schleifspindeln

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Wenn es keine Unterscheidung zwischen Fest- und Loslager gibt	Anmerkungen	Anwendungsbeispiele
 <p>NJ + NJ-Anordnung</p>	<p>Geeignet für hohe Belastungen und Stöße. Kann verwendet werden, wenn sowohl für Innen- als auch Außenringe feste Passungen benötigt werden. Es ist zu beachten, dass das axiale Spiel während des Betriebes nicht zu klein wird. Ein gepaarter Einbau des Typs NF ist ebenfalls möglich.</p>	<p>Abtriebsstufen in Getrieben für Baumaschinen</p>
	<p>Manchmal wird ein Federring auf der Seite des Außenrings eines Lagers verwendet.</p>	<p>Kleine Elektromotoren, Klein- getriebe, kleine Pumpen</p>
Senkrechte Wellenanordnung	Anmerkungen	Anwendungsbeispiele
	<p>Die gepaarten Schrägkugellager bilden das Festlager. Das Zylinderrollenlager bildet das Loslager.</p>	<p>Elektromotoren mit senkrechter Welle</p>
	<p>Der Kugelmittelpunkt der Unterlagscheibe muss mit dem Mittelpunkt des unteren Pendelkugellagers übereinstimmen. Das obere Lager befindet sich am freien Wellenende.</p>	<p>Spinn- und Webmaschinen</p>

## 5. AUSWAHL DER LAGERGRÖSSE

### 5.1 Lagerlebensdauer

Je nach Einsatzart müssen Wälzlager unterschiedliche Funktionen erfüllen, die über einen langen Zeitraum hinweg gewährleistet sein müssen. Auch wenn Lager richtig eingebaut und korrekt betrieben werden, kann es vorkommen, dass sie auf Grund zunehmender Geräusche und Schwingungen, Abnehmen der Laufgenauigkeit, Schmierstoffverschleiß oder wegen Ermüdungsausbrüchen der Wälzoberflächen nicht länger zufriedenstellend arbeiten.

Die Lagerlebensdauer ist im weitesten Sinne der Zeitraum während dem die Lager in Betrieb sind und ihre geforderte Funktion erfüllen. Diese Lagerlebensdauer kann auch als Geräuschlebensdauer, Verschleißlebensdauer, Fettgebrauchsdauer oder Ermüdungslebensdauer definiert werden, abhängig von dem Faktor, welcher die Lagerlebensdauer begrenzt.

Abgesehen von einem Ausfall der Lager durch natürlichen Verschleiß können Lager auch auf Grund von Schäden durch starke Temperatureinwirkung, Brüche, Mangelschmierungen, Beschädigungen der Dichtelemente oder des Käfigs oder anderer Schäden ausfallen.

Solche Umstände sollten nicht als normale Wälzlagerschäden betrachtet werden, da sie oft das Ergebnis falscher Lagerauswahl, Ungenauigkeiten in Konstruktion oder Fertigung der Lagerumgebungen, falschen Einbaus oder unzureichender Wartung sind.

#### 5.1.1 Ermüdungslebensdauer und nominelle Lebensdauer

Wenn Wälzlager unter Belastung betrieben werden, sind die Laufbahnen der Innen- und Außenringe und Wälzkörper einer Wechselbeanspruchung ausgesetzt. Durch die Ermüdung der metallischen Oberflächen der Laufbahnen und Wälzkörper im Wälzkontakt können sich kleine, flache Teilchen vom Lagerwerkstoff lösen (Abb. 5.1). Diese Erscheinung wird „Ermüdungsschaden“ genannt. Die Ermüdungslebensdauer wird durch die Anzahl der Umdrehungen definiert, die ein Lager erreicht, bis sich erste Ermüdungsschäden aufgrund der Beanspruchung zeigen. Wie in Abb. 5.2 zu erkennen ist, schwankt die Ermüdungslebensdauer enorm, selbst unter denselben Betriebsbedingungen. Dies gilt für Lager derselben Ausführung und Baugröße aus demselben Material mit gleicher Wärmebehandlung und anderen gleichen Prozessparametern. Das liegt daran, dass die Materialeermüdungen von vielen weiteren Größen abhängt. Folglich wird die „nominelle Lebensdauer“, bei der die Ermüdungslebensdauer statistisch berücksichtigt wird, gegenüber der eigentlichen Ermüdungslebensdauer zu Berechnungszwecken bevorzugt verwendet.

Angenommen, eine bestimmte Anzahl von Lagern des selben Typs wird einzeln unter den gleichen Bedingungen betrieben. Nach einem bestimmten Zeitraum sind 10% der Lager aufgrund von Ermüdungsschäden ausgefallen. Die Gesamtanzahl der Umdrehungen bis zu diesem Zeitpunkt wird als nominelle Lebensdauer bezeichnet. Wenn die Drehzahl konstant ist, wird sie aber auch durch die Gesamtzahl der Betriebsstunden beschrieben, die bis zum Ausfall von 10 % der Lager aufgrund von Ermüdungsschäden vergangen sind.

Um die Lagerlebensdauer zu bestimmen, wird oft als einziger Faktor nur die nominelle Lebensdauer berücksichtigt, jedoch

müssen auch andere Faktoren in Betracht gezogen werden. Beispielsweise kann die Fettgebrauchsdauer von fettgeschmierten Lagern (siehe Abschnitt 12, Schmierung, Seite A107) abgeschätzt werden. Da Geräusch- bzw. Verschleißlebensdauer entsprechend der individuellen Anforderungen für verschiedene Anwendungen beurteilt werden, müssen spezifische Werte für Geräusch und Verschleiß empirisch bestimmt werden.

### 5.2 Dynamische Tragzahl und Lebensdauer

#### 5.2.1 Dynamische Tragzahl

Die dynamische Tragzahl ist definiert als die konstante Belastung auf Lager mit stehenden Außenringen, bei welcher die Innenringe eine nominelle Lebensdauer von einer Million Umdrehungen ( $10^6$  Umdrehungen) aushalten. Die dynamische Tragzahl für Radiallager wird als Radiallast gleichbleibender Richtung und Größe definiert, während die dynamische Tragzahl von Axiallagern als konstante Axiallast in Richtung der Lagerachse definiert wird. Die Tragzahlen sind in den Maßtabellen unter  $C_r$  für Radiallager und  $C_a$  für Axiallager aufgeführt.

#### 5.2.2 Lageranwendungen und geplante Lebensdauer

Es ist nicht ratsam, Lager mit unnötig hohen Tragzahlen zu wählen, da solche Lager zu groß und unwirtschaftlich sein können. Darüber hinaus sollte die Lagerlebensdauer allein nicht der entscheidende Faktor für die Lagerauswahl sein. Die Festigkeit, Steifigkeit und Gestalt der Welle, auf der die Lager montiert werden, sollten ebenfalls berücksichtigt werden. Für Lager gibt es viele



Abb. 5.1 Beispiel für Ermüdung

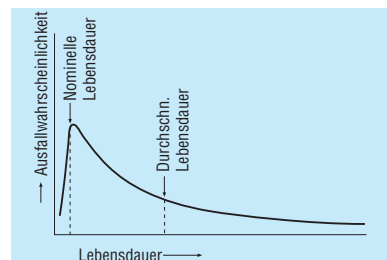


Abb. 5.2. Ausfallwahrscheinlichkeit und Lagerlebensdauer



Tabelle 5.1 Lebensdauerfaktor  $f_h$  verschiedener Lageranwendungen

Betriebsdauer	Lebensdauerfaktor $f_h$				
	~3	2~4	3~5	4~7	6~
Unregelmäßig oder nur für kurze Zeit eingesetzt	Kleinstmotoren für Haushaltsgeräte wie Staubsauger und Waschmaschinen Elektrisches Werkzeug	Landwirtschaftliche Geräte			
Wird nur gelegentlich verwendet, Zuverlässigkeit ist aber wichtig		Motoren für Heiz- und Klimageräte Baugeräte	Förderanlagen Aufzugkabel-Seilscheiben		
Wird periodisch für relativ lange Zeiträume eingesetzt	Walzwerkslager	Kleinstmotoren Deckenkrane Allgemeine Stückgutkrane Zahnradgetriebe PKW	Fabrikmotoren Werkzeugmaschinen Getriebe Schwingensiebe Brecher	Laufrollen für Krane Kompressoren Sondergetriebe	
Wird periodisch für mehr als acht Stunden täglich verwendet		Aufzüge	Zentrifugalabscheider Klimaanlagen Gebläse Holzbearbeitungs-maschinen Großmotoren Achslager von Schienenfahrzeuge	Grubenaufzüge Pressenschwungräder Antriebsmotoren für Schienenfahrzeuge Achslager für Lokomotiven	Papiermaschinen
Wird ständig verwendet; hohe Zuverlässigkeit ist wichtig					Pumpen in Wasserwerken Elektrizitätswerke Grubenentwässerungs-pumpen

verschiedene Anwendungsmöglichkeiten. Deren Lebensdaueranforderungen hängen von den speziellen Einsatzgebieten und den Betriebsbedingungen ab. Tabelle 5.1 gibt einen empirisch ermittelten Lebensdauerfaktor an, der aus üblichen Erfahrungswerten mit verschiedenen Maschinen abgeleitet wurde. Siehe auch Tabelle 5.2.

5.2.3 Auswahl der Lagergröße nach der Tragzahl

Zwischen Lagerbelastung und nomineller Lebensdauer besteht die folgende Verbindung:

Für Kugellager 
$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \dots\dots\dots (5.1)$$

Für Rollenlager 
$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \dots\dots\dots (5.2)$$

- mit  $L$ : Nominelle Lebensdauer ( $10^6$  Umdrehungen)  
 $P$ : Lagerbelastung (äquivalente Belastung) (N), {kgf} .....(siehe Seite A30)  
 $C$ : Dynamische Tragzahl (N), {kgf}  
Für Radiallager wird  $C$  als  $C_r$  notiert  
Für Axiallager wird  $C$  als  $C_a$  notiert

Im Falle von Lagern mit gleichbleibender Drehzahl kann die Lebensdauer der Einfachheit halber in Stunden ausgedrückt werden. Die Lebensdauer von Lagern, die in Kraftfahrzeugen und anderen Fahrzeugen eingesetzt werden, wird in der Regel als Laufleistung in Kilometern angegeben.

Tabelle 5.2 Nominelle Lebensdauer, Lebensdauerfaktor und Drehzahlfaktor

Lebensdauerparameter	Kugellager	Rollenlager
Nominelle Lebensdauer-	$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^3 = 500f_h^3$	$L_n = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = 500f_h^{\frac{10}{3}}$
Lebensdauerfaktor	$f_h = f_n \frac{C}{P}$	$f_h = f_n \frac{C}{P}$
Drehzahlfaktor	$f_n = \left(\frac{10^6}{500 \times 60n}\right)^{\frac{1}{3}}$ $= (0,03n)^{-\frac{1}{3}}$	$f_n = \left(\frac{10^6}{500 \times 60n}\right)^{\frac{3}{10}}$ $= (0,03n)^{-\frac{3}{10}}$

$n, f_n$ .....Abb. 5.3 (siehe Seite A26), Anhang Tabelle 12 (siehe Seite C22)  
 $L_h, f_h$ ....Abb. 5.4 (siehe Seite A26), Anhang Tabelle 13 (siehe Seite C23)

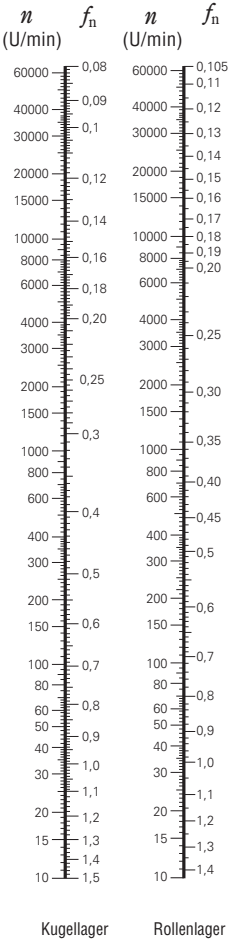


Abb. 5.3 Lagerdrehzahl und Drehzahlfaktor

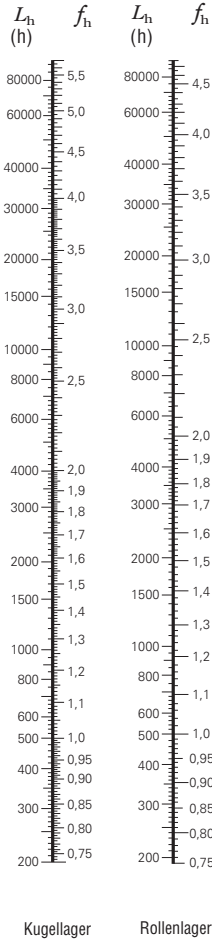


Abb. 5.4 Lebensdauerfaktor und Lebensdauer

Wenn die Lagerbelastung  $P$  und die Drehzahl  $n$  bekannt sind, wird der Lebensdauerfaktor  $f_h$  entsprechend der erforderlichen Maschinenlebensdauer festgelegt und dann die dynamische Tragzahl  $C$  mit Hilfe der folgenden Gleichung berechnet.

$$C = \frac{f_h \cdot P}{f_n} \dots\dots\dots (5.3)$$

Dann sollte ein Lager, das diesem Wert  $C$  entspricht, aus den Lagertabellen ausgewählt werden.

5.2.4 Temperaturkorrektur der Tragzahl

Wenn Wälzlager unter hohen Betriebstemperaturen eingesetzt werden, nimmt die Härte des Lagerstahls ab. Folglich sinkt auch die nominelle Tragzahl, die von den physikalischen Eigenschaften des Materials abhängt. Aus diesem Grund sollte die nominelle Tragzahl für höhere Temperaturen mit Hilfe der folgenden Gleichung angepasst werden:

$$C_t = f_t \cdot C \dots\dots\dots (5.4)$$

- mit  $C_t$ : Dynamische Tragzahl nach Temperaturanpassung (N), {kgf}
- $f_t$ : Temperaturfaktor (siehe Tabelle 5.3.)
- $C$ : Dynamische Tragzahl vor Temperaturanpassung (N), {kgf}

Wenn große Lager bei Temperaturen über 120°C eingesetzt werden, müssen diese einer speziellen Wärmebehandlung zur Maßstabilisierung unterzogen werden, um große Maßänderungen zu vermeiden. Die dynamische Tragzahl von Lagern, die einer solchen speziellen Wärmebehandlung zur Maßstabilisierung unterzogen wurden, kann niedriger ausfallen als die in den Lagertabellen aufgeführten dynamischen Tragzahlen.

Tabelle 5.3 Temperaturfaktor  $f_t$

Lager-temperatur °C	125	150	175	200	250
Temperatur-faktor $f_t$	1,00	1,00	0,95	0,90	0,75

### 5.2.5 Modifizierung der nominellen Lebensdauer

Wie oben beschrieben lauten die Grundgleichungen für die Berechnung der nominellen Lebensdauer wie folgt:

Für Kugellager  $L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \dots\dots\dots (5.5)$

Für Rollenlager  $L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \dots\dots\dots (5.6)$

Die Lebensdauer  $L_{10}$  ist als nominelle Lebensdauer mit einer statistischen Zuverlässigkeit von 90 % definiert. Abhängig von den Maschinen, in denen die Lager eingesetzt werden, kann eine Zuverlässigkeit über 90 % erforderlich sein. Jedoch haben die jüngsten Verbesserungen in Lagerwerkstoffen die Lebensdauer erheblich verlängert. Zusätzlich beweist die Entwicklung der elastohydrodynamischen Schmierungstheorie, dass die Dicke des Schmierfilms im Kontaktbereich zwischen Ringen und Wälzkörpern großen Einfluss auf die Lagerlebensdauer hat. Um solche Verbesserungen in der Berechnung der Lebensdauer zu berücksichtigen, wird die nominelle Lebensdauer mit Hilfe der folgenden Faktoren angepasst:

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 L_{10} \dots\dots\dots (5.7)$$

mit

$L_{na}$  : Modifizierte Lebensdauer unter Berücksichtigung der Erlebenswahrscheinlichkeit, Werkstoffverbesserungen, Schmierbedingungen, usw.

$L_{10}$  : Nominelle Lebensdauer mit einer Zuverlässigkeit von 90 %

$a_1$  : Lebensdauerbeiwert für die Zuverlässigkeit

$a_2$  : Lebensdauerbeiwert für besondere Lagereigenschaften

$a_3$  : Lebensdauerbeiwert für die Betriebsbedingungen

Der Lebensdauerbeiwert für die Zuverlässigkeit  $a_1$  für Wahrscheinlichkeiten über 90 % ist in Tabelle 5.4 aufgeführt.

Mit dem Lebensdauerbeiwert für besondere Lagereigenschaften  $a_2$  werden Verbesserungen im Lagerwerkstoff Stahl berücksichtigt.

NSK setzt jetzt Lagerstahl ein, der im Vakuum entgast wurde. Die Testergebnisse von NSK zeigen, dass sich damit die Lebensdauer im Vergleich zu früheren Materialien erheblich verlängert. Die in den Lagertabellen aufgeführten dynamischen Tragzahlen  $C_r$  und  $C_a$  wurden unter Berücksichtigung der durch verbesserte Werkstoffe

und Produktionsmethoden verlängerten Lebensdauer berechnet. Folglich reicht es bei der Berechnung der Lebensdauer mit der Gleichung (5.7) aus, den Faktor größer 1 festzulegen.

Der Lebensdauerbeiwert für Betriebsbedingungen  $a_3$  wird verwendet, um verschiedene Faktoren zu berücksichtigen, vor allem die Schmierbedingungen. Wenn es zwischen den Innen- und Außenringen keine Schiefstellung gibt und die Dicke des Schmierfilms in den Kontaktbereichen des Lagers ausreicht, kann  $a_3$  größer 1 sein; jedoch ist  $a_3$  in den folgenden Fällen kleiner 1:

- Wenn die Viskosität des Schmierstoffes in den Kontaktbereichen zwischen den Laufbahnen und Wälzkörpern niedrig ist.
- Wenn die Umfangsgeschwindigkeit der Wälzkörper sehr niedrig ist.
- Wenn die Lagertemperatur hoch ist.
- Wenn der Schmierstoff durch Wasser oder durch Fremdkörper verunreinigt ist.
- Wenn die Schiefstellung der Innen- und Außenringe zu groß ist.

Es ist schwierig, den richtigen Wert für  $a_3$  bei speziellen Betriebsbedingungen zu ermitteln, weil es noch viele unbekannte Faktoren gibt. Da der Lebensdauerbeiwert für Werkstoff  $a_2$  auch von den Betriebsbedingungen beeinflusst wird, empfiehlt es sich,  $a_2$  und  $a_3$  in einem Wert ( $a_2 \cdot a_3$ ) zusammenzufassen und sie nicht unabhängig voneinander zu betrachten. In diesem Fall und unter normalen Schmier- und Betriebsbedingungen, sollte das Produkt ( $a_2 \cdot a_3$ ) als gleich 1 angesehen werden. Wenn jedoch die Viskosität des Schmierstoffes zu gering ist, kann dieser Wert bis auf 0,2 fallen.

Wenn keine Schiefstellung vorliegt und ein Schmierstoff mit hoher Viskosität verwendet wird, sodass der Schmierfilm ausreichend dick ist, kann das Produkt von ( $a_2 \cdot a_3$ ) etwa bei 2 liegen.

Bei der Auswahl eines Lagers nach der nominellen Tragzahl empfiehlt es sich, einen Beiwert  $a_1$  für die Zuverlässigkeit auszuwählen, der zur geplanten Verwendung passt, sowie einen empirisch festgelegten  $C/P$  oder  $f_d$  Wert, der von früheren Ergebnissen für Schmierung, Temperatur, Einbaubedingungen, usw. in ähnlichen Maschinen abgeleitet wurde.

Die Gleichungen zur Berechnung der nominellen Lebensdauer (5.1), (5.2), (5.5) und (5.6) liefern zufriedenstellende Ergebnisse für eine große Bandbreite von Lagerbelastungen. Jedoch können besonders hohe Belastungen schädliche, plastische Verformungen an den Kontaktstellen der Kugeln/Laufbahnen verursachen. Falls  $P_r$  größer als  $C_{0r}$  (statische Tragzahl) oder 0,5  $C_r$  ist (je nachdem, welcher Wert kleiner ist) oder, bei Axiallagern,  $P_a$  größer als 0,5  $C_a$  ist, wenden Sie sich bitte an NSK, um die Eignung der Gleichungen für die Bestimmung der Lebensdauer zu ermitteln.

**Tabelle 5.4 Lebensdauerbeiwert für die Zuverlässigkeit  $a_1$**

Zuverlässigkeit (%)	90	95	96	97	98	99
$a_1$	1,00	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

## Die klassischen Berechnungsmethoden.

Konventionelle Berechnungsverfahren der Lebensdauer eines Lagers sind die so genannten genormten Berechnungen, auch bekannt als Katalogmethode. Sie sind festgelegt in der Norm DIN ISO 281, die Parameter sind Lagerbelastung, Drehzahl, Tragzahl und Lagerart. Als Ergebnis resultiert die Lagerlebensdauer  $L_{10}$  bzw.  $L_{10h}$ .

### Klassische Methoden, genormt

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^p \text{ bzw. } L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^p$$

- $C$  Dynamische Tragzahl
- $P$  Dynamische Äquivalentbelastung
- $p$  Exponent (3 für Kugellager, 10/3 für Rollenlager)
- $n$  Drehzahl

### Modifizierte Lagerlebensdauer

$$L_{na} = a_1 \cdot a_{DIN} \cdot \left( \frac{C}{P} \right)^p$$

bzw.

$$L_{na} = a_1 \cdot a_{DIN} \cdot \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^p$$

- $a_1$  Beiwert für die Überlebenswahrscheinlichkeit
- $a_{DIN}$  Beiwert zur Berücksichtigung der Betriebsbedingungen

Die so genannten erweiterten genormten Berechnungen nach DIN ISO 281, Beiblatt 1 und 4, berücksichtigen für eine genauere Beschreibung des Lager-Betriebszustands zusätzlich die Ermüdungsgrenzbelastung des Wälzlagers, den Schmierungsparameter und die Schmierstoffreinheit. Das Ergebnis führt zur Lagerlebensdauer  $L_{10a}$  bzw.  $L_{10ah}$ . Beide Methoden sind anerkannt, aber wie so oft gilt: Das Bessere ist der Feind des Guten.

## Der ABLE-Forecaster.

Eine viel genauere Aussage zur Lagerlebensdauer liefert eine von NSK neu entwickelte Software, der ABLE-Forecaster (ABLE steht für Advanced Bearing Life Equation). Auch hier handelt es sich um eine Erweiterung der genormten Berechnungen nach DIN ISO 281. Der große Unterschied – und Fortschritt – besteht jedoch darin, dass diese Methode u. a. auf der Auswertung von konkreten Anwendungsfällen und Versuchen aus einem Zeitraum von mehreren Jahrzehnten basiert.

Zudem ist die neue Lebensdauergleichung von NSK implementiert, die zahlreiche Faktoren berücksichtigt, darunter die tatsächliche Betriebsumgebung, die Ermüdungsgrenzbelastung, Schmierparameter sowie Verschmutzungsfaktor und Werkstoff.

5

6

7

8

9

10

11

12

13

14

## 5.3 Berechnung der Lagerbelastungen

Die Belastungen, die auf Lager wirken, beinhalten üblicherweise die Gewichtskraft der abgestützten und der rotierenden Bauteile, Übertragungskräfte von Getrieben und Riemen, Belastungen, die auf Grund des Betriebs der Maschine entstehen, in der die Lager eingesetzt werden, usw. Einige Belastungen können berechnet werden, aber andere sind schwierig abzuschätzen. Aus diesem Grund ist es notwendig, die Schätzungen anhand empirisch ermittelter Daten abzugleichen.

### 5.3.1 Betriebsfaktor

Wenn eine radiale oder axiale Belastung errechnet wurde, kann die tatsächliche Lagerbelastung wegen der Vibrationen und Stoßkräfte, die während des Maschinenbetriebs entstehen, größer als die berechnete Belastung sein. Die tatsächliche Belastung kann mit der folgenden Gleichung berechnet werden:

$$\left. \begin{aligned} F_r &= f_w \cdot F_{rc} \\ F_a &= f_w \cdot F_{ac} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5.8)$$

mit

$F_r, F_a$ : Betriebsbelastung (N), {kgf}

$F_{rc}, F_{ac}$ : Theoretische Belastung (N), {kgf}

$f_w$ : Betriebsfaktor

Die in Tabelle 5.5 angegebenen Werte werden üblicherweise für den Betriebsfaktor  $f_w$  verwendet.

**Tabelle 5.5 Werte für Betriebsfaktor  $f_w$**

Betriebsbedingungen	Typische Anwendungsbereiche	$f_w$
Ruhiger Betrieb erschütterungsfrei	Elektromotoren, Werkzeugmaschinen, Klimageräte	1 ~ 1,2
Normaler Betrieb	Ventilatoren, Kompressoren, Aufzüge, Kräne, Papiermaschinen	1,2 ~ 1,5
Betrieb mit Stoßbelastungen und Vibrationen	Baugeräte, Brecher, Schwingsiebe, Walzwerke	1,5 ~ 3

### 5.3.2 Lagerbelastungen in Anwendungen mit Riemen- oder Kettenantrieben

Die auf Riemenscheibe oder Kettenrad wirkende Kraft auf Grund der Kraftübertragung von Riemen oder Ketten wird mit den folgenden Gleichungen berechnet:

$$\left. \begin{aligned} M &= 9550000 H / n \dots (N \cdot mm) \\ &= 974000 H / n \dots \{kgf \cdot mm\} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5.9)$$

$$P_k = M / r \dots\dots\dots (5.10)$$

mit

$M$ : An-/Abtriebsmoment an Riemenscheibe oder Kettenrad (N mm), {kgf mm}

$P_k$ : Übertragungskraft von Riemen oder Kette (N), {kgf}

$H$ : Übertragene Leistung (kW)

$n$ : Drehzahl (U/min)

$r$ : Wirkradius von Riemenscheibe oder Kettenrad (mm)

Bei der Berechnung der Belastung auf der Riemenwelle muss die Riemenspannung berücksichtigt werden. Demnach wird zur Berechnung der tatsächlichen Belastung  $K_b$  bei einem Riemenantrieb die Übertragungskraft mit dem Riemenfaktor  $f_b$ , der für die Riemen Spannung steht, multipliziert. Die Werte des Riemenfaktors  $f_b$  für verschiedene Riemenarten stehen in Tabelle 5.6.

$$K_b = f_b \cdot P_k \dots\dots\dots (5.11)$$

Für Kettengetriebe sollten die für  $f_b$  eingesetzten Werte bei 1,25 bis 1,5 liegen.

**Tabelle 5.6 Riemenfaktor  $f_b$**

Riemenart	$f_b$
Zahnriemen	1,3 ~ 2
Keilriemen	2 ~ 2,5
Flachriemen mit Spannrolle	2,5 ~ 3
Flachriemen	4 ~ 5

### 5.3.3 Lagerbelastungen in Anwendungen mit Zahnradgetrieben

Die Belastungen in Zahnradgetrieben hängen von der verwendeten Getriebeart ab. Für einfache Stirnradgetriebe wird die Belastung wie folgt berechnet:

$$\left. \begin{aligned} M &= 9550000 H / n \text{ ....} (N \cdot \text{mm}) \\ &= 974000 H / n \text{ ....} (\text{kgf} \cdot \text{mm}) \end{aligned} \right\} \text{.....(5.12)}$$

$$P_k = M / r \text{ .....(5.13)}$$

$$S_k = P_k \tan \theta \text{ .....(5.14)}$$

$$K_c = \sqrt{P_k^2 + S_k^2} = P_k \text{ Sek } \theta \text{ ..... (5.15)}$$

mit

$M$ : Übertragenes Drehmoment am Getriebe  
( $N \cdot \text{mm}$ ), ( $\text{kgf} \cdot \text{mm}$ )

$P_k$ : Tangentialer Kraftanteil auf Zahnrad  
( $N$ ), ( $\text{kgf}$ )

$S_k$ : Radialkraftanteil auf Zahnrad ( $N$ ), ( $\text{kgf}$ )

$K_c$ : Kombinierte Zahnradbelastung  
( $N$ ), ( $\text{kgf}$ )

$H$ : Übertragene Leistung ( $\text{kW}$ )

$n$ : Drehzahl ( $\text{U/min}$ )

$r$ : Teilkreisradius des Getrieberads ( $\text{mm}$ )

$\theta$ : Eingriffswinkel

Zusätzlich zu der oben berechneten theoretischen Belastung sollten Vibration und Stoßbelastung (die davon abhängen, wie genau das Zahnrad ausgeführt wurde) anhand des Zahnradfaktors  $f_g$  mit berücksichtigt werden, indem die berechnete Belastung mit diesem Faktor multipliziert wird.

Die Werte für  $f_g$  können der Tabelle 5.7 entnommen werden. Wenn Vibrationen anderen Ursprungs mit dem Zahnradbetrieb einhergehen, wird die tatsächliche Belastung ermittelt, in dem man den Betriebsfaktor mit diesem Zahnradfaktor multipliziert.

**Tabelle 5.7 Werte für Zahnradfaktor  $f_g$**

Bearbeitungsgenauigkeit des Zahnrads	$f_g$
Geschliffene Zahnräder	1 ~ 1,1
Gefräste Zahnräder	1,1 ~ 1,3

### 5.3.4 Lastverteilung auf die Lagerstellen

Einfache Beispiele in Abb. 5.5 und 5.6. Die Radialbelastungen auf die Lager I und II können mit den folgenden Gleichungen berechnet werden:

$$F_{CI} = \frac{b}{c} K \text{ .....(5.16)}$$

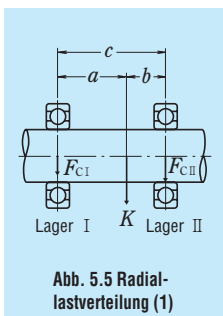
$$F_{CII} = \frac{a}{c} K \text{ .....(5.17)}$$

mit  $F_{CI}$ : Radiallast auf Lager I ( $N$ ), ( $\text{kgf}$ )

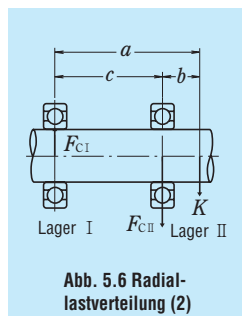
$F_{CII}$ : Radiallast auf Lager II ( $N$ ), ( $\text{kgf}$ )

$K$ : Wellenbelastung ( $N$ ), ( $\text{kgf}$ )

Wenn mehrere Lasten an unterschiedlichen Wellenabschnitten angreifen, sollten zunächst die jeweiligen Lagerbelastungen aus den Einzelasten bestimmt und diese anschließend aufsummiert werden.



**Abb. 5.5 Radiallastverteilung (1)**



**Abb. 5.6 Radiallastverteilung (2)**

### 5.3.5 Mittlere Last bei veränderlicher Belastung

Wenn die zugrundeliegende Lagerbelastung schwankt, sollte die mittlere Belastung, die die gleiche Lagerlebensdauer erzielt wie die veränderliche Belastung, berechnet werden.

(1) Wenn der Zusammenhang von Belastung und Drehzahl in folgende Schritte unterteilt werden kann (Abb. 5.7):

Belastung  $F_1$ : Drehzahl  $n_1$ ; Betriebsdauer  $t_1$

Belastung  $F_2$ : Drehzahl  $n_2$ ; Betriebsdauer  $t_2$

⋮ ⋮ ⋮

Belastung  $F_n$ : Drehzahl  $n_n$ ; Betriebsdauer  $t_n$

In diesem Fall kann die mittlere Belastung  $F_m$  mit folgender Gleichung berechnet werden:

$$F_m = \sqrt[p]{\frac{F_1^p n_1 t_1 + F_2^p n_2 t_2 + \dots + F_n^p n_n t_n}{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_n t_n}} \text{ .....(5.18)}$$

mit  $F_m$ : Gemittelte Belastung ( $N$ ), ( $\text{kgf}$ )

$p = 3$  für Kugellager

$p = \frac{10}{3}$  für Rollenlager

Die durchschnittliche Drehzahl  $n_m$  kann wie folgt berechnet werden:

$$n_m = \frac{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_n t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n} \quad (5.19)$$

- (2) Wenn sich die Belastung nahezu linear verändert (Abb. 5.8), kann die durchschnittliche Belastung wie folgt berechnet werden:

$$F_m \triangleq \frac{1}{3} (F_{\min} + 2F_{\max}) \quad (5.20)$$

mit  $F_{\min}$  : Minimum der veränderlichen Last (N), {kgf}

$F_{\max}$  : Maximum der veränderlichen Last (N), {kgf}

- (3) Wenn die Veränderung der Belastung einer Sinuskurve entspricht (Abb. 5.9) kann mit Hilfe der folgenden Gleichung ein Annäherungswert für die mittlere Belastung  $F_m$  berechnet werden:  
Für den Lastfall entsprechend Abb. 5.9 (a)

$$F_m \triangleq 0,65 F_{\max} \quad (5.21)$$

Für den Lastfall entsprechend Abb. 5.9 (b)

$$F_m \triangleq 0,75 F_{\max} \quad (5.22)$$

- (4) Wenn sowohl eine rotierende als auch eine stationäre Last wirken (Abb. 5.10):

$F_R$  : Rotierende Last (N), {kgf}

$F_S$  : Stationäre Last (N), {kgf}

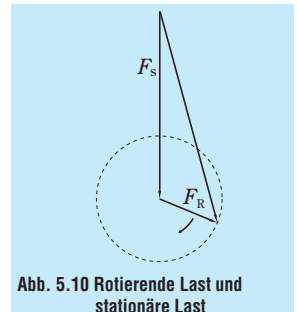
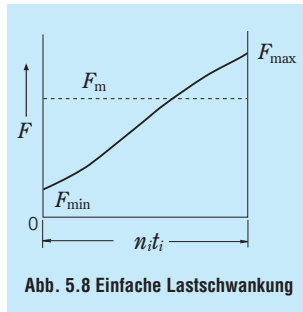
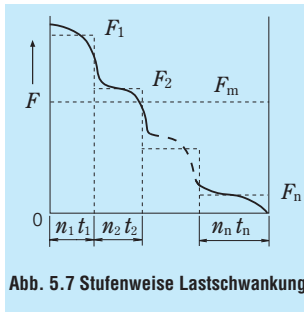
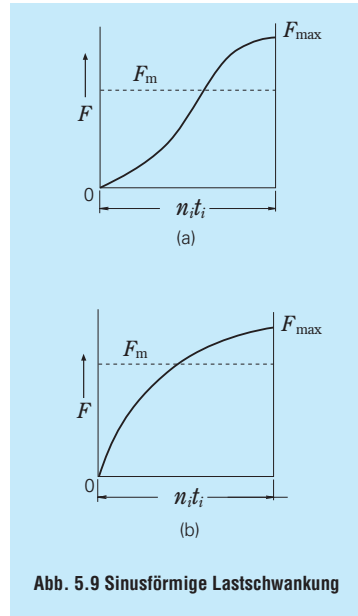
Ein Annäherungswert für die mittlere Belastung  $F_m$  kann wie folgt berechnet werden:

- a) Bei  $F_R \geq F_S$
- $$F_m = F_R + 0,3F_S + 0,2 \frac{F_S^2}{F_R} \quad (5.23)$$

- b) Bei  $F_R < F_S$
- $$F_m = F_S + 0,3F_R + 0,2 \frac{F_S^2}{F_R} \quad (5.24)$$

## 5.4 Äquivalente Belastung

In wenigen Fällen sind Lagerbelastungen rein radial oder axial sondern meist eine Kombination beider Belastungsarten. Darüber hinaus sind solche Belastungen normalerweise sowohl in ihrer Stärke als auch der Richtung veränderlich. In solchen Fällen können die aufgetragenen Maximalbelastungen nicht für die Berechnung der Lagerlebensdauer verwendet werden. Aus diesem Grund sollte die Berechnung mit einer theoretischen Ersatzbelastung konstanter Krafrichtung erfolgen, die in der Lagermitte angreift und deren errechnete Lagerlebensdauer derjenigen entspricht, die das Lager unter den wirklichen Betriebsbedingungen hat. Diese theoretische Ersatzbelastung wird äquivalente Belastung genannt.





### 5.4.1 Berechnung äquivalenter Belastungen

Die äquivalente Belastung auf Radiallagern kann mit der folgenden Gleichung ermittelt werden:

$$P = XF_r + YF_a \quad (5.25)$$

- mit  $P$ : Äquivalente Belastung (N), {kgf}  
 $F_r$ : Radiallast (N), {kgf}  
 $F_a$ : Axiallast (N), {kgf}  
 $X$ : Radiallastfaktor des Lagers  
 $Y$ : Axiallastfaktor des Lagers

Die Werte von  $X$  und  $Y$  sind in den Lagertabellen aufgeführt. Die äquivalente Lagerbelastung für Radialrollenlager mit  $\alpha = 0^\circ$  beträgt

$$P = F_r$$

Grundsätzlich können Axialkugellager keine Radialbelastungen, Axialpendelrollenlager jedoch ein gewisses Maß an Radialbelastungen aufnehmen. Für diesen Fall wird die äquivalente Belastung mit der folgenden Gleichung ermittelt:

$$P = F_a + 1,2F_r \quad (5.26)$$

für  $\frac{F_r}{F_a} \leq 0,55$

### 5.4.2 Axiallastkomponenten in Schrägkugellagern und Kegelrollenlagern

Wie in Abb. 5.11 gezeigt, liegt der tatsächliche Lastangriffspunkt sowohl bei Schrägkugellagern als auch bei Kegelrollenlagern im Schnittpunkt der Wellenachse und der Normalen der Außenringlaufbahn im Kontakt mit den Wälzkörpern. Dieser tatsächliche Lastangriffspunkt ist in den Lagertabellen für jedes Lager aufgeführt.

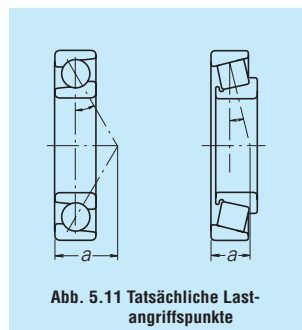


Abb. 5.11 Tatsächliche Lastangriffspunkte

Wenn auf diese Lagerarten Radialbelastungen aufgebracht werden, entsteht eine Belastungskomponente in axialer Richtung. Um diese Belastungskomponente auszugleichen, werden Lager der selben Art gepaart eingesetzt, entweder in X- oder O-Anordnung. Diese Axialbelastungen werden mit der folgenden Gleichung berechnet:

$$F_{ai} = \frac{0,6}{Y} F_r \quad (5.27)$$

- mit  $F_{ai}$ : Lastanteil in axialer Richtung (N), {kgf}  
 $F_r$ : Radiallast (N), {kgf}  
 $Y$ : Axiallastfaktor des Lagers

Angenommen, die Radiallasten  $F_{rI}$  und  $F_{rII}$  wirken auf die Lager I und II (Abb. 5.12), und eine externe Axiallast  $F_{ae}$  wird wie gezeigt aufgebracht. Wenn die Axiallastfaktoren  $Y_I$  und  $Y_{II}$  sind und der Radiallastfaktor  $X$  ist, können die äquivalenten Belastungen  $P_I$  und  $P_{II}$  wie folgt berechnet werden:

für  $F_{ae} + \frac{0,6}{Y_{II}} F_{rII} \geq \frac{0,6}{Y_I} F_{rI}$

$$P_I = XF_{rI} + Y_I \left( F_{ae} + \frac{0,6}{Y_{II}} F_{rII} \right) \quad (5.28)$$

$$P_{II} = F_{rII}$$

für  $F_{ae} + \frac{0,6}{Y_{II}} F_{rII} < \frac{0,6}{Y_I} F_{rI}$

$$P_I = F_{rI}$$

$$P_{II} = XF_{rII} + Y_{II} \left( \frac{0,6}{Y_I} F_{rI} - F_{ae} \right) \quad (5.29)$$

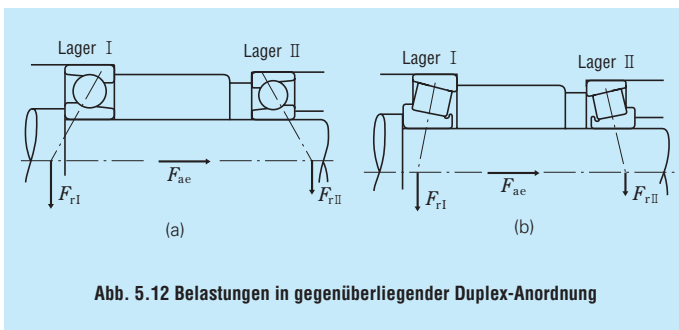


Abb. 5.12 Belastungen in gegenüberliegender Duplex-Anordnung

## 5.5 Statische Tragzahl und äquivalente statische Lagerbelastung

### 5.5.1 Statische Tragzahl

Übermäßige Belastungen oder starke Stöße können, bei Überschreitung der Elastizitätsgrenze, bleibende Verformungen an den Wälzkörpern und Laufbahnen der Wälzlager verursachen. Die nichtelastischen Verformungen nehmen mit steigender Belastung in Fläche und Tiefe zu. Wenn die Belastung eine bestimmte Grenze überschreitet, beeinträchtigt dies den ruhigen Lagerlauf.

Die statische Tragzahl ist die statische Belastung, bei welcher die folgende Druckspannung in der Mitte der Berührungsfläche zwischen dem Rollkörper mit der größten Belastung und der Laufbahnoberfläche entsteht.

Für Pendelkugellager	4 600MPa {469kgf/mm <sup>2</sup> }
Für andere Kugellager	4 200MPa {428kgf/mm <sup>2</sup> }
Für Rollenlager	4 000MPa {408kgf/mm <sup>2</sup> }

In diesem Bereich der höchsten Druckspannung beträgt die Summe der permanenten Verformung von Rollkörper und Laufbahn ca. das 0,0001-fache des Durchmessers des Rollkörpers. Die statische Tragzahl  $C_0$  wird in den Lagertabellen für Radiallager mit  $C_0$  und für Axiallager mit  $C_{0a}$  geführt.

Des weiteren wurden die neuen  $C_0$ -Werte entsprechend den von ISO geänderten Kriterien für statische Tragzahlen angepasst. Die neuen  $C_0$ -Werte für NSK-Kugellager liegen jetzt beim 0,8- bis 1,3-fachen der alten Werte und die für Rollenlager beim 1,5- bis 1,9-fachen. Hier ist zu beachten, dass sich in Folge dessen auch die Werte der zulässigen statischen Tragfähigkeit  $f_s$  geändert haben.

### 5.5.2 Äquivalente statische Lagerbelastung

Die statische äquivalente Lagerbelastung ist eine gedachte, in Größe und Richtung konstante Last, die bei stillstehenden, sehr langsam laufenden oder oszillierenden Lagerringen zu berücksichtigen ist und die gleichen Druckspannungen und Verformungen erzeugt wie unter den gegebenen Bedingungen. Für Radiallager ist die lagermittig angreifende, statische Radiallast als äquivalente statische Lagerbelastung definiert, während bei Axiallagern die achsmittig angreifende Axiallast für die äquivalente statische Lagerbelastung maßgeblich ist.

(a) Äquivalente statische Belastung auf Radiallager

Der größere der beiden aus den folgenden Gleichungen berechnete Wert sollte als äquivalente statische Belastung auf Radiallager übernommen werden.

$$P_o = X_o F_r + Y_o F_a \quad \text{.....(5.30)}$$

$$P_o = F_r \quad \text{.....(5.31)}$$

mit  $P_o$  : Äquivalente statische Belastung (N), {kgf}  
 $F_r$  : Radiallast (N), {kgf}  
 $F_a$  : Axiallast (N), {kgf}  
 $X_o$  : Statischer Radiallastfaktor des Lagers  
 $Y_o$  : Statischer Axiallastfaktor des Lagers

(b) Äquivalente statische Belastung auf Axiallagern  
 $P_o = X_o F_r + F_a \quad \alpha \neq 90^\circ \text{.....(5.32)}$

Mit  $P_o$  : Äquivalente statische Belastung (N), {kgf}  
 $\alpha$  : Druckwinkel

Für  $F_a < X_o F_r$  werden die Ergebnisse ungenauer. Die Werte von  $X_o$  und  $Y_o$  für die Gleichungen (5.30) und (5.32) stehen in den Lagertabellen. Die äquivalente statische Belastung für Axialrollenlager mit

$$\alpha = 90^\circ \text{ ist } P_o = F_a$$

### 5.5.3 Zulässige statische Tragfähigkeit

Die zulässige äquivalente statische Lagerbelastung hängt von der statischen Tragzahl und auch von der Anwendung und den Betriebsbedingungen ab. Die zulässige statische Tragfähigkeit  $f_s$  ist ein Sicherheitsfaktor, welcher das Verhältnis aus Gleichung (5.33) angibt. Die allgemein empfohlenen Werte für  $f_s$  stehen in Tabelle 5.8. In Übereinstimmung mit den Anpassungen der statischen Tragzahl wurden die Werte für  $f_s$  bereinigt, speziell für jene Lager, für die der Wert von  $C_0$  erhöht wurde. Diese Änderungen sind bei der Lagerauswahl zu beachten.

$$f_s = \frac{C_o}{P_o} \quad \text{.....(5.33)}$$

mit  $C_o$  : Statische Tragzahl (N), {kgf}  
 $P_o$  : Äquivalente statische Lagerbelastung (N), {kgf}

Für Axialpendelrollenlager sollten die Werte von  $f_s$  größer 4 sein.

**Tabelle 5.8 Werte der zulässigen statischen Tragfähigkeit  $f_s$**

Betriebsbedingungen	Unterer Grenzwert von $f_s$	
	Kugellager	Rollenlager
Geräuscharme Anwendungen	2	3
Lager, die Vibrationen und Stoßbelastungen ausgesetzt sind	1,5	2
Normale Betriebsbedingungen	1	1,5

## 5.6 Maximal zulässige Axialbelastungen für Zylinderrollenlager

Zylinderrollenlager deren Innen- und Außenringe feste Borde, lose Borde oder Winkellringe haben, können gleichzeitig Radiallasten und begrenzt Axiallasten aufnehmen. Die zulässige Axialbelastung wird durch übermäßigen Temperaturanstieg oder Adhäsivverschleiß infolge von Gleitreibung zwischen den Wälkörperstirnseiten und den Bordflächen begrenzt.

Abb. 5.13 führt die maximal zulässige Axialbelastung für Lager der Durchmesserreihe 3 auf, welche gleichmäßig belastet und mit Fett oder Öl geschmiert werden.

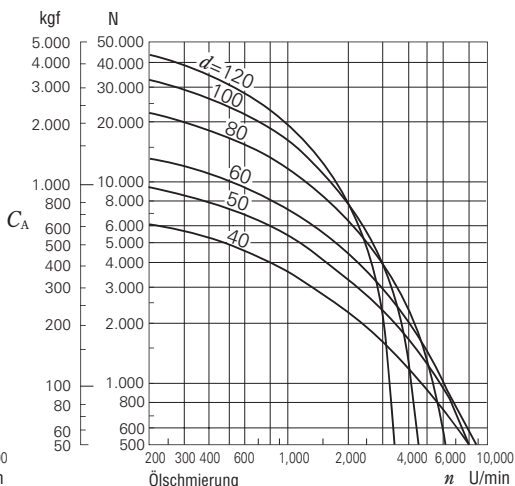
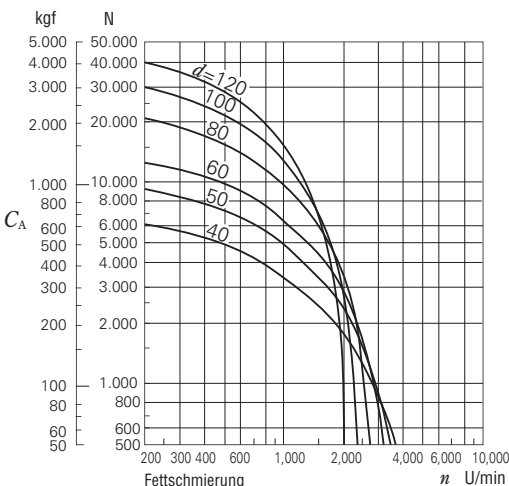
Fettschmierung (empirische Gleichung)

$$C_A = 9,8f \left\{ \frac{900 (k \cdot d)^2}{n + 1500} - 0,023 \cdot (k \cdot d)^{2,5} \right\} \dots (N) \\ = f \left\{ \frac{900 (k \cdot d)^2}{n + 1500} - 0,023 \cdot (k \cdot d)^{2,5} \right\} \dots \{kgf\} \dots (5.34)$$

Ölschmierung (empirische Gleichung)

$$C_A = 9,8f \left\{ \frac{490 (k \cdot d)^2}{n + 1000} - 0,000135 \cdot (k \cdot d)^{3,4} \right\} \dots (N) \\ = f \left\{ \frac{490 (k \cdot d)^2}{n + 1000} - 0,000135 \cdot (k \cdot d)^{3,4} \right\} \dots \{kgf\} \dots (5.35)$$

Mit  $C_A$ : Zulässige Axiallast (N), {kgf}  
 $d$ : Bohrungsdurchmesser des Lagers (mm)  
 $n$ : Drehzahl (U/min)



**Abb. 5.13 Zulässige Axiallast für Zylinderrollenlager**  
 Für Lager der Durchmesserreihen 3 ( $k=1,0$ ), die unter ständiger Belastung betrieben und mit Fett oder Öl geschmiert werden.

$f$ : Betriebsfaktor

Belastungsintervall	Wert von $f$
Kontinuierlich	1
Periodisch	2
Nur kurzzeitig	3

$k$ : Größenkoeffizient

Durchmesserreihe	Wert von $k$
2	0,75
3	1
4	1,2

Damit Zylinderrollenlager im Betrieb eine stabile Axialtragfähigkeit haben, sind zusätzlich folgende Vorsichtsmaßnahmen für die Lager und ihre Umgebung erforderlich:

- Werden Axiallasten aufgebracht, müssen Radiallasten ebenfalls vorhanden sein.
- Zwischen den Kontaktflächen von Rollen und Borden muss genügend Schmierstoff vorhanden sein.
- Es muss Hochleistungsfett mit EP-Zusätzen verwendet werden.
- Es sollte genügend Einlauf erfolgen.
- Das Radialspiel sollte das notwendige Maß nicht überschreiten.

In Fällen mit sehr niedrigen Lagerdrehzahlen, wenn die Drehzahl die Grenzdrehzahl um mehr als 50 % übersteigt oder wenn der Bohrungsdurchmesser über 200 mm liegt, sollte die passende Schmierung, Kühlung, usw. sorgfältig für jeden Einzelfall ermittelt werden. In diesen Fällen wenden Sie sich bitte an NSK.

## 5.7 Beispiele für Lagerberechnungen

### (Beispiel 1)

Gesucht wird der Lebensdauerfaktor  $f_h$  eines einreihigen Rillenkugellagers **6208**, wenn es unter einer radialen Belastung von  $F_r=2500$  (N), {kgf} und einer Drehzahl von  $n = 900$  U/min eingesetzt wird.

Die dynamische Tragzahl  $C_r$  für **6208** ist 29100 (N), {2970 kgf} (Lagertabelle, Seite B10). Da nur eine radiale Belastung anfällt, wird die äquivalente Belastung  $P$  wie folgt berechnet:

$$P = F_r = 2500 \text{ N, } \{255 \text{ kgf}\}$$

Da die Drehzahl  $n = 900$  U/min ist, kann der Drehzahlfaktor  $f_n$  mit der Gleichung in Tabelle 5.2 (Seite A25) oder Abb. 5.3 (Seite A26) ermittelt werden.

$$f_n = 0,333$$

Unter diesen Bedingungen wird der Lebensdauerfaktor  $f_h$  wie folgt berechnet:

$$f_h = f_n \cdot \frac{C_r}{P} = 0,333 \cdot \frac{29100}{2500} = 3,88$$

Dieser Wert eignet sich für Anwendungen im Industriebereich, regelmäßig genutzte Klimageräte, usw. Gemäß der Gleichung in Tabelle 5.2 (Seite A25) oder Abb. 5.4 (Seite A26) entspricht er etwa einer Betriebsdauer von 29000 Stunden.

### (Beispiel 2)

Wählen Sie ein einreihiges Rillenkugellager mit einem Bohrungsdurchmesser von 50 mm und einem Außendurchmesser unter 100 mm, das den folgenden Bedingungen entspricht:

Radiallast  $F_r = 3000$  N, {306 kgf}

Drehzahl  $n = 1900$  U/min

Erforderliche Lebensdauer  $L_h > 10000$  h

Der Lebensdauerfaktor  $f_h$  von Kugellagern mit einer Lebensdauer von über 10000 Stunden ist  $f_h \geq 2,72$ .

Da  $f_n = 0,26$ ,  $P = F_r = 3000$  N, {306 kgf}

$$f_h = f_n \cdot \frac{C_r}{P} = 0,26 \cdot \frac{C_r}{3000} \geq 2,72$$

und damit  $C_r \geq 2,72 \cdot \frac{3000}{0,26} = 31380$  N {3200 kgf}

Aus den Daten in der Lagertabelle auf Seite B12 sollte **6210** als ein Lager ausgewählt werden, welches den obigen Bedingungen entspricht.

### (Beispiel 3)

$C_r / P$  oder der Lebensdauerfaktor  $f_h$  sollen ermittelt werden, wenn eine Axialbelastung  $F_a = 1000$  N, {102 kgf} zusätzlich zu den Bedingungen von (Beispiel 1) zugrundegelegt wird.

Wenn die Radiallast  $F_r$  und die Axiallast  $F_a$  auf das einreihige Rillenkugellager **6208** aufgebracht werden, wird die äquivalente dynamische Lagerbelastung  $P$  gemäß der folgenden Vorgehensweise berechnet.

Ermitteln der Werte des Radiallastfaktors  $X$ , des Axiallastfaktors  $Y$  und der Konstante  $e$ , abhängig von der Größe von  $f_0 F_a / C_{or}$ , welche der Tabelle über der Lagertabelle für einreihigen Rillenkugellager entnommen werden können.

Die statische Tragzahl  $C_{or}$  des Kugellagers **6208** beträgt 17900 N, {1 820 kgf} (Seite B10)

$$f_0 F_a / C_{or} = 14,0 \cdot 1000 / 17900 = 0,782$$

$$e \triangleq 0,26$$

und  $F_a / F_r = 1000 / 2500 = 0,4 > e$

$$X = 0,56$$

$$Y = 1,67 \quad (Y \text{ wird durch lineare Interpolation ermittelt})$$

Hieraus ergibt sich die äquivalente dynamische Lagerbelastung  $P$ .

$$\begin{aligned} P &= X F_r + Y F_a \\ &= 0,56 \cdot 2500 + 1,67 \cdot 1000 \\ &= 3070 \text{ N, } \{313 \text{ kgf}\} \end{aligned}$$

$$\frac{C_r}{P} = \frac{29100}{3070} = 9,48$$

$$f_h = f_n \cdot \frac{C_r}{P} = 0,333 \cdot \frac{29100}{3070} = 3,16$$

Der Wert von  $f_h$  entspricht in etwa 15800 Stunden für Kugellager.

### (Beispiel 4)

Wählen Sie ein einreihiges Pendelrollenlager der Baureihe 231, das den folgenden Bedingungen entspricht:

Radiallast  $F_r = 45000$  N, {4950 kgf}

Axiallast  $F_a = 8000$  N, {816 kgf}

Drehzahl  $n = 500$  U/min

Nominelle Lebensdauer  $F_h$  30000 h

Der Lebensdauerfaktor  $f_h$ , welcher in  $L_h > 30000$  h resultiert ist größer als 3,45 aus der Abb. 5.4 (Seite A26).

Die äquivalente dynamische Lagerbelastung  $P$  von Pendelrollenlagern ergibt sich wie folgt:

wenn  $F_a / F_r < e$

$$P = XF_r + YX_a = F_r + Y_3 F_a$$

wenn  $F_a / F_r > e$

$$P = XF_r + YF_a = 0,67 F_r + Y_2 F_a$$

$$F_a / F_r = 8000/45000 = 0,18$$

Die Lagertabelle zeigt, dass für Lager der Baureihe 231 der Wert von  $e$  etwa bei 0,3 und der für  $Y_3$  etwa bei 2,2 liegt:

$$\begin{aligned} \text{Daher: } P &= XF_r + YF_a = F_r + Y_3 F_a \\ &= 45000 + 2,2 \cdot 8000 \\ &= 62600 \text{ N, } \{6380 \text{ kgf}\} \end{aligned}$$

Mit Hilfe des Lebensdauerfaktors  $f_h$  kann die dynamische Tragzahl wie folgt ermittelt werden:

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P} = 0,444 \cdot \frac{C_r}{62600} \geq 3,45$$

folglich,  $C_r \geq 490000 \text{ N, } \{50000 \text{ kgf}\}$

Von den Pendelrollenlagern der Baureihe 231, die diesem Wert  $C_r$  entsprechen, ist das kleinste **23126CE4** ( $C_r = 505000 \text{ N, } \{51500 \text{ kgf}\}$ )

Nach der Auswahl des Lagers wird der Wert von  $Y_3$  in der Gleichung ersetzt und der Wert von  $P$  errechnet.

$$\begin{aligned} P &= F_r + Y_3 F_a = 45000 + 2,4 \cdot 8000 \\ &= 64200 \text{ N, } \{6550 \text{ kgf}\} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} L_h &= 500 \left( f_n \frac{C_r}{P} \right)^{\frac{10}{3}} \\ &= 500 \left( 0,444 \cdot \frac{505000}{64200} \right)^{\frac{10}{3}} \\ &= 500 \cdot 3,49^{\frac{10}{3}} \triangleq 32000 \text{ h} \end{aligned}$$

#### (Beispiel 5)

Angenommen, Kegelrollenlager **HR30305DJ** und **HR30206J** werden in einer O-Anordnung wie in Abb.5.14 gezeigt, verwendet und der Abstand zwischen den Außenringen beträgt 50 mm.

Berechnen Sie die nominelle Lebensdauer für jedes Lager, wenn neben der Radiallast  $F_r = 5500 \text{ N, } \{561 \text{ kgf}\}$  die Axiallast  $F_{ae} = 2000 \text{ N, } \{204 \text{ kgf}\}$  auf **HR30305DJ** wie in Abb. 5.14 aufgebracht wird. Die Drehzahl beträgt 600 U/min.

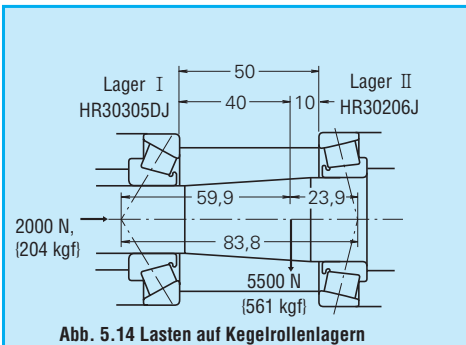


Abb. 5.14 Lasten auf Kegelrollenlagern

Um die Radiallast  $F_r$  auf die Lager I und II zu verteilen, müssen die tatsächlichen Lastangriffspunkte der Kegelrollenlager ermittelt werden. Der Wert  $a$  für den Lastangriffspunkt der Lager I und II kann aus der Lagertabelle entnommen werden, danach wird die relative Lage der Radiallast  $F_r$  zu den Lastangriffspunkten der Lager ermittelt. Das Ergebnis ist in Abb. 5.14 aufgeführt. Folglich kann die auf die Lager I (**HR30305DJ**) und II (**HR30206J**) wirkende Radiallast mit den nachstehenden Gleichungen ermittelt werden:

$$F_{rI} = 5500 \cdot \frac{23,9}{83,8} = 1569 \text{ N, } \{160 \text{ kgf}\}$$

$$F_{rII} = 5500 \cdot \frac{59,9}{83,8} = 3931 \text{ N, } \{401 \text{ kgf}\}$$

Die folgenden Werte ergeben sich aus den Daten der Lagertabelle:

Lager	Dynamische Tragzahlen $C_r$ (N) {kgf}	Axiallastfaktor des Lagers $Y_1$	Konstante $e$
Lager I ( <b>HR30305DJ</b> )	38 000 {3 900}	$Y_I = 0,73$	0,83
Lager II ( <b>HR30206J</b> )	43 000 {4 400}	$Y_{II} = 1,6$	0,38

Wenn Radiallasten auf Kegelrollenlager aufgebracht werden, ergibt sich eine axiale Lastkomponente, die bei der Ermittlung der äquivalenten dynamischen Radiallast berücksichtigt werden muss (siehe Abschnitt 5.4.2, Seite A33).

$$F_{ae} + \frac{0,6}{Y_{II}} F_{rII} = 2000 + \frac{0,6}{1,6} \cdot 3931$$

$$= 3474 \text{ N, } \{354 \text{ kgf}\}$$

$$\frac{0,6}{Y_I} F_{rI} = \frac{0,6}{0,73} \cdot 1569 = 1290 \text{ N, } \{132 \text{ kgf}\}$$

Deshalb wird in dieser Lageranordnung die Axiallast

$F_{ae} + \frac{0,6}{Y_{II}} F_{rII}$  auf Lager I, aber nicht auf Lager II übertragen.

Für Lager I

$$F_{rI} = 1569 \text{ N, } \{160 \text{ kgf}\}$$

$$F_{aI} = 3474 \text{ N, } \{354 \text{ kgf}\}$$

da  $F_{aI} / F_{rI} = 2,2 > e = 0,83$

ist die äquivalente dynamische Belastung

$$P_I = X F_{rI} + Y_I F_{aI}$$

$$= 0,4 \cdot 1569 + 0,73 \cdot 3474$$

$$= 3164 \text{ N, } \{323 \text{ kgf}\}$$

Der Lebensdauerfaktor  $f_h = f_n \frac{C_r}{P_I}$

$$= \frac{0,42 \cdot 38000}{3164} = 5,04$$

und die nominelle Lebensdauer

$$P_h = 500 \cdot 5,04^{\frac{10}{3}} = 109750 \text{ h}$$

Für Lager II

da  $F_{rII} = 3931 \text{ N, } \{401 \text{ kgf}\}$ ,  $F_{aII} = 0$

ist die äquivalente dynamische Belastung

$$P_{II} = F_{rII} = 3931 \text{ N, } \{401 \text{ kgf}\}$$

Der Lebensdauerfaktor ist

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P_{II}} = \frac{0,42 \cdot 43000}{3931} = 4,59$$

und die nominelle Lebensdauer beträgt

$$L_h = 500 \cdot 4,59^{\frac{10}{3}} = 80400 \text{ h}$$

Anmerkung: Für X-Anordnungen (Typ DF) wenden Sie sich bitte an NSK.

## (Beispiel 6)

Wählen Sie ein Lager für ein Untersetzungsgetriebe für die folgenden Werte aus:

Betriebsbedingungen

Radiallast  $F_r = 245000 \text{ N, } \{25000 \text{ kgf}\}$

Axiallast  $F_a = 49000 \text{ N, } \{5000 \text{ kgf}\}$

Drehzahl  $n = 500 \text{ U/min}$

Größenbegrenzung

Wellendurchmesser 300 mm

Gehäusebohrung: unter 500 mm

Für diesen Anwendungsbereich werden schwere Belastungen, Stoßbelastungen und Wellendurchbiegung erwartet; deshalb sollten Pendelrollenlager eingesetzt werden.

Die nachfolgend aufgeführten Pendelrollenlager entsprechen der obigen Größenbegrenzung (siehe Seite B214)

$d$	$D$	$B$	Kurzzeichen	Dynamische Tragzahlen		Konstante $e$	Faktor $Y_3$
				$C_r$ (N)	(kgf)		
300	420	90		1230000	125000	0,19	3,5
	460	118		1920000	196000	0,24	2,8
	460	160		2310000	235000	0,32	2,1
	500	160		2670000	273000	0,31	2,2
	500	200		3100000	315000	0,38	1,8

Wenn  $F_a / F_r = 0,20 < e$  ist

dann ist die äquivalente dynamische Lagerbelastung  $P$

$$P = F_r + Y_3 F_a$$

Berücksichtigt man den Lebensdauerfaktor  $f_h$  aus Tabelle 5.1 und die Anwendungsbeispiele (siehe Seite A27), dann scheint der Wert von  $f_h$  zwischen 3 und 5 passend zu sein.

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P} = \frac{0,444 C_r}{F_r + Y_3 F_a} = 3 \sim 5$$

Angenommen  $Y_3 = 2,1$ , dann kann die notwendige nominelle Tragzahl  $C_r$  berechnet werden

$$C_r = \frac{(F_r + Y_3 F_a) \cdot (3 \sim 5)}{0,444}$$

$$= \frac{(245000 + 2,1 \cdot 49000) \cdot (3 \sim 5)}{0,444}$$

$$= 2350000 \sim 3900000 \text{ N,}$$

$$\{240000 \sim 400000 \text{ kgf}\}$$

Die Lager **23160CAE4** und **24160CAE4** erfüllen diesen Bereich.

## 6. GRENZDREHZAHL

Die Drehzahl von Wälzlagern unterliegt gewissen Beschränkungen. Wenn Lager betrieben werden, steigt mit der Drehzahl die Lagertemperatur aufgrund von Reibung. Die Grenzdrehzahl ist ein empirisch ermittelter Wert für die maximale Drehzahl, unter der Lager dauernd ohne Ausfälle durch Mangelschmierung oder übermäßige Temperaturentwicklung betrieben werden können. Folglich hängt die Grenzdrehzahl für Lager von der Lagerart- und -größe, Käfigform und -material, Belastung, Schmierung und Wärmeableitung inklusive der Gestaltung der Lagerumgebung ab.

Die Grenzdrehzahlen für fett- und ölgeschmierte Lager sind in den Lagertabellen aufgeführt. Die in den Tabellen genannten Grenzdrehzahlen beziehen sich auf Lager der Standardausführung, die normalen Belastungen ausgesetzt werden, d. h. etwa  $C/P > 12$  und  $F_a/F_r < 0,2$ . Die in den Lagertabellen aufgeführten Grenzdrehzahlen für ölgeschmierte Lager beziehen sich auf die herkömmliche Ölbadschmierung.

Einige Schmierungsarten eignen sich nicht für hohe Drehzahlen, auch wenn sie in anderer Hinsicht ausgesprochene Vorteile bieten können. Wenn die Drehzahlen bei über 70 % der aufgeführten Grenzdrehzahlen liegen, ist es erforderlich, Öl oder Fett mit hoher Drehzahleignung auszuwählen.

(Siehe)

Tabelle 12.2 Schmierfetteigenschaften (Seite A112 und 113)

Tabelle 12.5 Beispiele für die Auswahl von Schmierstoffen für Lagerbetriebsbedingungen (Seite A115)

Tabelle 15.8 Fettsorten und Vergleich der Eigenschaften (Seite A140 bis A143)

### 6.1 Anpassung der Grenzdrehzahl

Wenn die Lagerbelastung  $P$  8% der dynamischen Tragzahl  $C$  übersteigt oder die Axiallast  $F_a$  20% der Radiallast  $F_r$  übersteigt, muss die Grenzdrehzahl angepasst werden, indem der Wert der Grenzdrehzahl aus den Lagertabellen mit dem Korrekturfaktor, wie in Abb. 6.1 und 6.2 gezeigt, multipliziert wird.

Wenn die benötigte Betriebsdrehzahl die Grenzdrehzahl des gewünschten Lagers übersteigt, müssen der Genauigkeitsgrad, das Lagerspiel, der Käfigtyp und -werkstoff, die Schmierung, usw. genau betrachtet werden, um ein für die benötigte Drehzahl geeignetes Lager auszuwählen. Dann muss eine Druckumlaufschmierung, Öleinspritzschmierung, Ölebensschmierung oder Öl-Luft-Schmierung eingesetzt werden.

Wenn all diese Bedingungen berücksichtigt werden, kann die maximal zulässige Drehzahl durch Multiplizierung der Grenzdrehzahl aus den Lagertabellen mit dem Korrekturfaktor aus Tabelle 6.1 angepasst werden. Es wird empfohlen, bei Hochgeschwindigkeitsanwendungen NSK zu konsultieren.

### 6.2 Grenzdrehzahlen für Kugellager mit berührenden Dichtungen

Die maximal zulässige Drehzahl für schleifende Dichtungen aus Kautschuk (Typ DDU) wird hauptsächlich durch die Gleitgeschwindigkeit an der Dichtlippe bestimmt. Die Werte für Grenzdrehzahlen sind in den Lagertabellen aufgeführt.

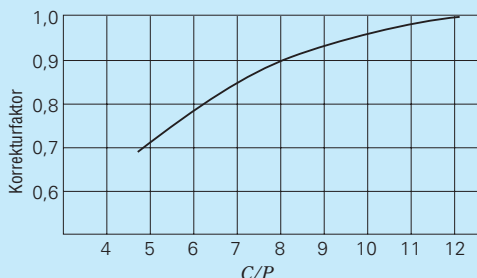


Abb. 6.1 Abhängigkeit des Korrekturfaktors vom Belastungsverhältnis

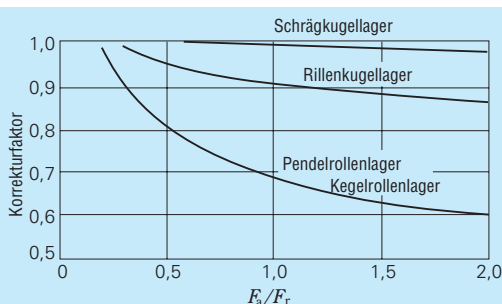


Abb. 6.2 Abhängigkeit des Korrekturfaktors vom Verhältnis der kombinierten Belastung für verschiedene Lagerbauarten

Tabelle 6.1 Korrekturfaktor für Grenzdrehzahlen bei Hochgeschwindigkeitsanwendungen

Lagerarten	Korrekturfaktor
Zylinderrollenlager (einreihig)	2
Nadellager (außer breite Reihen)	2
Kegelrollenlager	2
Pendelrollenlager	1,5
Rillenkugellager	2,5
Schrägkugellager (außer gepaarte Lager)	1,5

## 7. LAGERABMESSUNGEN UND -BEZEICHNUNG

### 7.1 Lagerabmessungen und Abmessungen von Sicherungsringnuten

#### 7.1.1 Lagerabmessungen

Die Maße von Wälzlagern, die in den Abb. 7.1 bis 7.5 aufgeführt sind, sind die Abmessungen der Außengeometrie der Lager. Sie beinhalten Durchmesser der Lagerbohrung  $d$ , Außendurchmesser  $D$ , Nennbreite des Außenrings  $B$ , Nennbreite (oder -höhe) des Lagers  $T$ , Kantenkürzung  $r$ , usw. Für den Einbau eines Lagers auf einer Welle und in ein Gehäuse ist es notwendig, all diese Abmessungen zu kennen. Diese Lagerabmessungen wurden international standardisiert (ISO 15) und für JIS B 1512 (Grenzmaße für Wälzlager) übernommen.

Die Lagerabmessungen und Maßreihen für Radiallager, Kegelrollenlager und Axiallager sind in den Tabellen 7.1. bis 7.3 aufgeführt (Seite A42 bis A51).

In diesen Grenzmaßstabellen sind für jede Lagerbohrungskennziffer, welche den Bohrungsdurchmesser beschreibt, die Abmessungen für jede Maßreihe aufgeführt. Eine sehr große Anzahl von Baureihen ist möglich; jedoch sind nicht alle handelsüblich, es können in Zukunft also weitere nachfolgen. Über jeder Lagertabelle (7.1 bis 7.3) stehen typische Lagerarten und Reihenbezeichnungen (siehe Tabelle 7.5, Lagerreihenbezeichnungen, Seite A57).

Die relativen Querschnitte von Radiallagern (außer Kegelrollenlagern) und Axiallagern für verschiedene Reiheneinteilungen sind in Abb. 7.6 bzw. 7.7 dargestellt.

#### 7.1.2 Abmessungen der Sicherungsringnuten und -befestigungen

Die Abmessungen von Sicherungsringnuten in den Lageraußenringen werden durch ISO 464 festgelegt. Die Abmessungen und Genauigkeiten von Sicherungsringbefestigungen werden ebenfalls durch ISO 464 bestimmt. Die Abmessungen der Sicherungsringnuten und Sicherungsringbefestigungen der Durchmesserreihen 8, 9, 0, 2, 3, und 4 sind in Tabelle 7.4 (Seite A52 bis A55) aufgeführt.

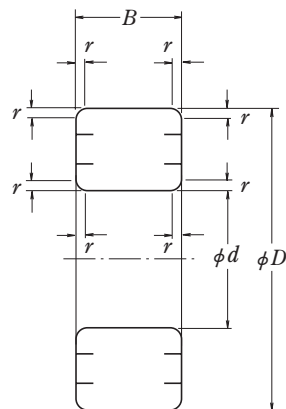


Abb. 7.1 Äußere Abmessungen für Radialkugel- und -rollenlager

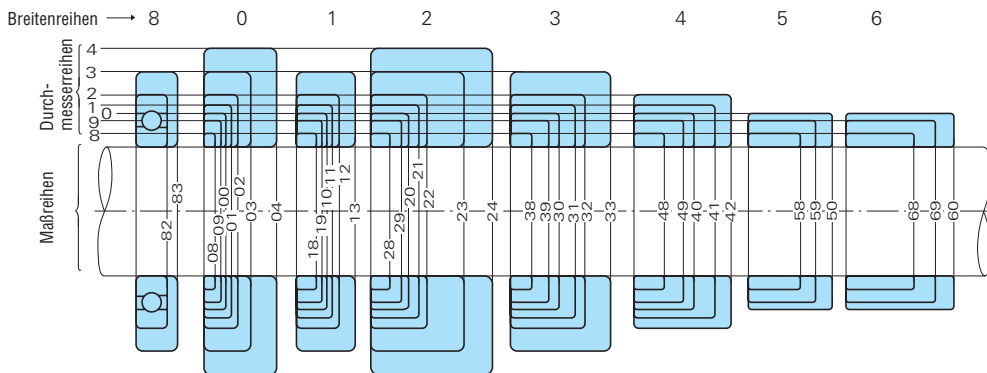


Abb. 7.6 Vergleich der Querschnitte von Radiallagern (außer Kegelrollenlagern) für verschiedene Maßreihen



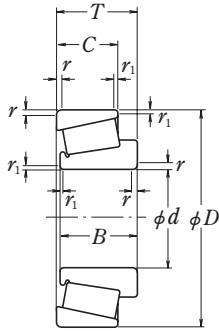


Abb. 7.2 Kegelrollenlager

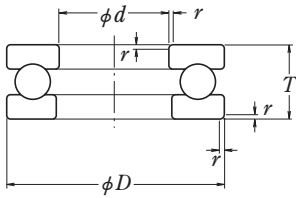


Abb. 7.3 Einseitig wirkende Axialkugellager

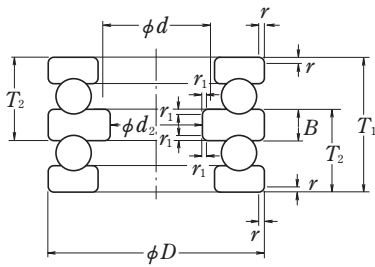


Abb. 7.4 Zweiseitig wirkende Axialkugellager

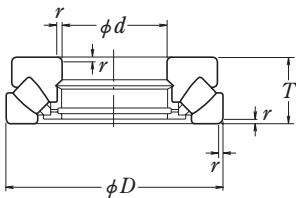


Abb. 7.5 Axialpendelrollenlager

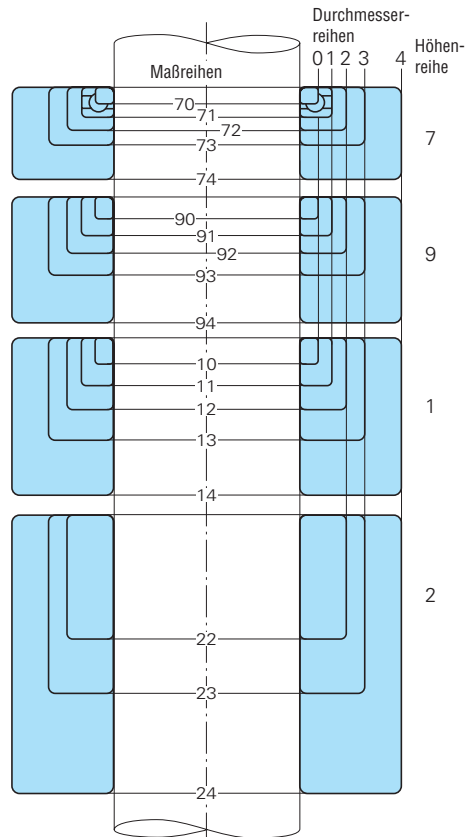


Abb. 7.7. Vergleich der Querschnitte von Axiallagern (außer Durchmesserreihe 5) für verschiedene Maßreihen

Tabelle 7.1 Abmessungen für Radiallager (außer Kegelrollenlager)

Einreihige Kugellager Zweireihige Kugellager		Einheiten mm															
Zylinderrollenlager																	
Nadelrollerlager																	
Pendelrollenlager																	
Bohrungskennzahl																	
Durchmesserreihen 7																	
Durchmesserreihen 8																	
Durchmesserreihen 9																	
Durchmesserreihen 0																	





21	105	175	22	33	42	56	69	1,1	2	190	27	36	—	50	65,1	85	1,5	2,1	225	37	49	53	77	87,3	2,1	3	260	60	100	4
22	120	180	22	33	42	56	69	1,1	2	200	28	38	—	53	69,8	90	1,5	2,1	240	42	50	57	80	92,1	3	3	280	65	108	4
23	140	200	25	38	48	62	80	1,5	2	215	—	40	42	58	76	95	—	2,1	260	44	55	62	86	106	3	3	310	72	118	5
26	130	210	25	38	48	64	80	1,5	2	230	—	40	46	64	88	100	—	3	300	48	58	66	93	112	3	4	340	78	128	5
28	140	225	27	40	50	68	85	1,5	2,1	250	—	42	50	68	88	109	—	3	320	50	62	70	102	118	4	4	360	82	132	5
30	150	250	31	46	60	80	100	2	2,1	270	—	45	54	73	96	118	—	3	320	—	65	75	108	128	—	4	380	85	138	5
32	160	270	34	51	66	86	109	2	2,1	290	—	48	58	80	104	128	—	3	340	—	68	79	114	136	—	4	400	88	142	5
34	170	280	34	51	66	88	109	2	2,1	310	—	52	62	86	110	140	—	4	360	—	72	84	120	140	—	4	420	92	145	5
35	180	300	37	56	72	96	118	2,1	3	320	—	52	62	86	112	140	—	4	380	—	75	88	126	150	—	4	440	95	150	6
36	180	320	42	60	78	104	128	3	3	340	—	55	65	92	120	150	—	4	400	—	78	92	132	155	—	5	460	98	155	6
38	200	340	44	65	82	112	140	3	3	360	—	58	70	98	126	160	—	4	420	—	80	97	136	165	—	5	480	102	160	6
40	200	360	48	69	86	120	150	3	4	400	—	65	78	108	144	180	—	4	460	—	88	106	145	180	—	5	540	115	180	6
44	220	370	48	69	86	120	150	3	4	440	—	72	85	120	160	200	—	4	500	—	95	114	155	195	—	5	580	122	190	6
48	240	400	50	74	95	128	160	4	4	480	—	80	90	130	174	218	—	5	540	—	102	123	165	206	—	6	620	132	206	7,5
52	260	440	57	82	106	144	180	4	5	500	—	80	90	130	176	218	—	5	580	—	108	132	175	224	—	6	670	140	224	7,5
56	280	460	57	82	106	146	180	4	5	540	—	85	98	140	182	243	—	5	620	—	109	140	185	236	—	7,5	710	150	236	7,5
60	300	500	63	90	118	160	200	5	5	580	—	92	105	150	205	258	—	5	670	—	112	155	200	258	—	7,5	750	155	239	9,5
64	320	540	71	100	128	176	218	5	5	620	—	92	105	150	205	258	—	6	710	—	118	165	212	272	—	7,5	800	165	265	9,5
68	340	580	78	106	140	190	243	5	6	700	—	92	118	165	212	280	—	6	750	—	125	170	224	290	—	7,5	850	180	280	9,5
72	360	600	78	106	140	192	243	5	6	720	—	95	122	170	232	290	—	6	800	—	128	175	230	300	—	7,5	900	190	300	9,5
76	380	620	78	106	140	194	243	5	6	740	—	95	122	170	232	290	—	6	850	—	136	185	243	308	—	7,5	950	200	315	12
80	400	650	80	112	145	200	250	6	6	760	—	103	140	185	256	315	—	6	900	—	136	185	243	308	—	7,5	950	200	315	12
84	420	700	88	122	165	224	280	6	6	790	—	109	150	195	272	335	—	7,5	950	—	145	200	258	335	—	7,5	950	200	315	12
88	440	720	88	122	165	226	280	6	6	810	—	112	155	200	280	345	—	7,5	950	—	145	200	258	335	—	7,5	950	200	315	12
92	460	750	95	132	175	240	300	6	7,5	830	—	118	165	212	296	365	—	7,5	950	—	155	212	280	365	—	7,5	950	200	315	12
96	480	790	100	136	180	248	308	6	7,5	870	—	125	170	224	310	388	—	7,5	980	—	160	218	290	375	—	9,5	1120	230	365	15
100	500	830	106	145	190	264	325	7,5	7,5	920	—	136	185	243	336	412	—	7,5	1030	—	170	230	300	388	—	12	1150	236	375	15
104	520	870	112	150	195	272	335	7,5	7,5	960	—	145	200	258	355	450	—	9,5	1090	—	180	243	325	412	—	12	1220	250	400	15
108	540	910	115	160	206	280	355	7,5	7,5	1000	—	150	206	272	365	475	—	9,5	1150	—	190	258	335	438	—	12	1280	258	412	15
112	560	950	122	170	218	300	375	7,5	7,5	1090	—	155	212	280	388	488	—	9,5	1220	—	200	272	355	462	—	15	1360	272	438	15
116	580	990	128	175	230	315	400	7,5	7,5	1150	—	165	230	300	412	515	—	12	1280	—	206	280	375	488	—	15	1420	280	450	15
120	600	1030	136	185	243	336	412	7,5	7,5	1220	—	175	243	315	438	545	—	12	1360	—	218	300	400	515	—	15	1500	290	475	15
124	620	1070	140	195	250	345	438	9,5	9,5	1280	—	180	250	325	450	560	—	12	1420	—	224	308	412	530	—	15	—	—	—	—
128	640	1110	150	206	272	365	475	9,5	9,5	1360	—	195	265	345	475	615	—	15	1500	—	236	325	438	560	—	15	—	—	—	—
132	660	1150	155	212	272	375	475	9,5	9,5	1420	—	200	272	355	488	615	—	15	1600	—	258	355	462	600	—	15	—	—	—	—
136	680	1190	165	224	290	400	500	12	12	1500	—	206	280	375	515	650	—	15	1700	—	272	375	488	630	—	19	—	—	—	—
140	700	1230	165	230	300	412	515	12	12	1580	—	218	300	388	515	670	—	15	1780	—	280	388	500	650	—	19	—	—	—	—
144	720	1270	175	243	315	438	545	12	12	1660	—	230	315	412	530	710	—	15	1850	—	290	400	515	670	—	19	—	—	—	—
148	740	1310	185	258	335	450	560	12	12	1750	—	243	330	425	560	750	—	15	1950	—	300	412	545	710	—	19	—	—	—	—
152	760	1350	190	265	345	475	600	12	15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
156	780	1390	200	280	365	475	630	12	15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
160	800	1430	210	290	388	500	670	15	15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
164	820	1470	220	308	400	530	710	15	15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
168	840	1510	230	325	425	560	750	15	15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
172	860	1550	240	345	450	580	775	19	19	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
176	880	1590	250	365	475	600	800	19	19	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
180	900	1630	260	388	500	630	840	19	19	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
184	920	1670	270	400	530	660	880	19	19	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
188	940	1710	280	425	560	690	920	19	19	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
192	960	1750	290	450	580	720	960	19	19	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
196	980	1790	300	475	600	750	1000	19	19	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
200	1000	1830	310	500	630	780	1040	19	19	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

**Anmerkungen** Die in dieser Tabelle aufgeführten Kantenabstände gelten nicht notwendigerweise für die folgenden Kanten: (a) Kanten der Sicherungsringnuten der Außenringe.

(b) Kanten an den bordlosen Stirnseiten bei Zylinderrollenlagern mit flachem Querschnitt.

(c) Kanten an den vorderen Stirnseiten der Lagering mit Schrägkugellagern.

(d) Kanten an Innenringen von Lagern mit kegelförmigen Bohrungen.

Tabelle 7.2 Abmessungen von

Kegel- rollen- lager		329										320 X				330				331							
Bohrungskennzahl.	d	Durchmesserreihe 9										Durchmesserreihe 0										Maßreihe 1					
		D	Maßreihe 29						Kanten- kürzung		D	Maßreihe 20			Maßreihe 30			Kanten- kürzung		D	Maßreihe 31			Kanten- kürzung			
			I			II			Innen- ring	Außen- ring		r (min)	B	C	T	B	C	T	r (min)		Innen- ring	Außen- ring	r (min)				
			B	C	T	B	C	T																			
00 01 02	10 12 15	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	28 32	11 12 11	— — —	11 12 11	13 14 14	— — —	13 13 14	0,3 0,3 0,3	0,3 0,3 0,3	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	
03 04 /22	17 20 22	— 37 40	— 11 —	— — —	— 11,6 —	— 12 12	— 9 9	— 12 12	— 0,3 0,3	— 0,3 0,3	35 42 44	13 15 15	— 12 11,5	13 15 15	15 17 —	— 17 —	15 17 —	0,3 0,6 0,6	0,3 0,6 0,6	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	
05 /28 06	25 28 30	42 45 47	11 — 11	— — —	11,6 — 11,6	12 12 12	9 9 9	12 12 12	0,3 0,3 0,3	0,3 0,3 0,3	47 52 55	15 16 17	11,5 12 13	15 16 17	17 14 20	14 — 16	17 16 20	0,6 1 1	0,6 1 1	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	
/32 07 08	32 35 40	52 55 62	— 13 14	— — —	— 14 15	— 15 15	15 14 12	10 11,5 15	14 0,6 0,6	0,6 0,6 0,6	58 62 68	17 18 19	13 14 14,5	17 18 19	17 21 22	— 17 18	21 21 22	1 1 1	1 1 1	— — 75	— — 26	— — 20,5	— — 26	— — 1,5	— — 1,5	— — 1,5	
09 10 11	45 50 55	68 72 80	14 14 16	— — —	15 15 17	15 12 17	12 15 14	15 15 17	0,6 0,6 1	0,6 0,6 1	75 80 90	20 20 23	15,5 15,5 17,5	20 20 23	24 20 27	19 19 21	24 24 27	1 1 1,5	1 1 1,5	80 85 95	26 26 30	20,5 20 23	26 26 30	1,5 1,5 1,5	1,5 1,5 1,5	1,5 1,5 1,5	
12 13 14	60 65 70	85 90 100	16 16 19	— — —	17 17 20	17 17 20	14 14 16	17 17 1	1 1 1	1 1 1	95 100 110	23 23 25	17,5 17,5 19	23 23 25	27 27 31	21 21 27	27 27 31	1,5 1,5 1,5	1,5 1,5 1,5	100 110 120	30 34 37	23 26,5 29	30 34 37	1,5 1,5 2	1,5 1,5 1,5	1,5 1,5 1,5	
15 16 17	75 80 85	105 110 120	19 19 22	— — —	20 20 23	20 16 23	16 20 18	20 20 23	1 1 1,5	1 1 1,5	115 125 130	25 29 29	19 22 22	25 29 36	31 29 36	25,5 29,5 29,5	31 36 36	1,5 1,5 1,5	1,5 1,5 1,5	125 130 140	37 37 41	29 29 32	37 37 41	2 2 2,5	1,5 1,5 2	1,5 1,5 2	
18 19 20	90 95 100	125 130 140	22 22 24	— — —	23 23 25	23 23 25	18 18 20	23 23 25	1,5 1,5 1,5	1,5 1,5 1,5	140 145 150	32 32 32	24 24 24	32 32 32	39 39 39	32,5 32,5 32,5	39 39 39	2 2 2	1,5 1,5 1,5	150 160 165	45 49 52	35 38 40	45 49 52	2,5 2,5 2,5	2 2 2	2 2 2	
21 22 24	105 110 120	145 150 165	24 24 27	— — —	25 25 29	25 25 23	20 20 23	25 25 29	1,5 1,5 1,5	1,5 1,5 1,5	160 170 180	35 38 38	26 29 29	35 38 38	43 47 48	34 37 38	43 47 48	2,5 2,5 2,5	2 2 2	175 180 200	56 56 62	44 43 48	56 56 62	2,5 2,5 2,5	2 2 2	2 2 2	
26 28 30	130 140 150	180 190 210	30 30 36	— — —	32 32 38	32 32 38	25 25 30	32 32 38	2 2 2,5	1,5 1,5 2	200 210 225	45 45 48	34 34 36	45 45 48	55 56 59	43 46 46	55 56 59	2,5 2,5 3	2 2 2,5	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	
32 34 36	160 170 180	220 230 250	36 36 42	— — —	38 38 45	38 38 45	30 30 34	38 38 45	2,5 2,5 2,5	2 2 2	240 260 280	51 57 64	38 43 48	51 57 64	— — —	— — —	— — —	3 3 3	2,5 2,5 2,5	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	
38 40 44	190 200 220	260 280 300	42 48 48	— — —	45 51 51	45 51 51	34 39 39	45 51 51	2,5 3 3	2 2,5 2,5	290 310 340	64 70 76	48 53 76	64 70 76	— — —	— — —	— — —	3 3 4	2,5 2,5 3	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	
48 52 56	240 260 280	320 360 380	48 — —	— — —	51 — —	51 63,5 63,5	39 48 48	51 63,5 63,5	3 3 3	2,5 2,5 2,5	360 400 420	76 87 87	57 65 65	76 87 87	— — —	— — —	— — —	4 5 5	3 4 4	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	— — —	
60 64 68 72	300 320 340 360	420 440 460 480	— — — —	— — — —	— — — —	76 76 76 76	57 57 57 57	76 76 76 76	4 4 4 4	3 3 3 3	460 480 — —	100 100 — —	74 74 — —	100 100 — —	— — — —	— — — —	— — — —	5 5 — —	4 4 — —	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —	— — — —		

Anmerkungen

- Andere Reihen, die nicht in dieser Tabelle aufgeführt sind, sind ebenfalls durch ISO festgelegt.
- In der Maßreihe der Durchmesserreihe 9 steht Unterteilung I für die alte Norm und Unterteilung II für die von ISO festgelegte Norm.
- Nicht unterteilte Maßreihen entsprechen den Abmessungen (D, B, C, T) wie von ISO vorgegeben.
- Die aufgeführten Kantenkürzungen sind die kleinst zulässigen Abmessungen gemäß ISO. Sie gelten nicht für die Kanten an der vorderen Stirnfläche.

# Kegelrollenlagern

Einheiten: mm

302				322				332				oder 303 303D				313				323				Kegel- rollen- lager		
Durchmesserreihe 2												Durchmesserreihe 3												d  Bohrungskennzahl		
D	Maßreihe 02			Maßreihe 22			Maßreihe 32			Kanten- kürzung		D	Maßreihe 03				Maßreihe 13			Maßreihe 23			Kanten- Kürzung			
	B	C	T	B	C	T	B	C	T	r (min)	Innen- ring		Außen- ring	B	C	T	B	C	T	B	C	T	r (min)			Innen- ring
30	9	—	9,7	14	—	14,7	—	—	—	0,6	0,6	35	11	—	—	11,9	—	—	17	—	17,9	0,6	0,6	10	00	
32	10	9	10,75	14	—	14,75	—	—	—	0,6	0,6	37	12	—	—	12,9	—	—	17	—	17,9	1	1	12	01	
35	11	10	11,75	14	—	14,75	—	—	—	0,6	0,6	42	13	11	—	14,25	—	—	17	14	18,25	1	1	15	02	
40	12	11	13,25	16	14	17,25	—	—	—	1	1	47	14	12	—	15,25	—	—	19	16	20,25	1	1	17	03	
47	14	12	15,25	18	15	19,25	—	—	—	1	1	52	15	13	—	16,25	—	—	21	18	22,25	1,5	1,5	20	04	
50	14	12	15,25	18	15	19,25	—	—	—	1	1	56	16	14	—	17,25	—	—	21	18	22,25	1,5	1,5	22	/22	
52	15	13	16,25	18	15	19,25	22	18	22	1	1	62	17	15	13	18,25	—	—	24	20	25,25	1,5	1,5	25	05	
58	16	14	17,25	19	16	20,25	24	19	24	1	1	68	18	15	14	19,75	—	—	24	20	25,75	1,5	1,5	28	/28	
62	16	14	17,25	20	17	21,25	25	19,5	25	1	1	72	19	16	14	20,75	—	—	27	23	28,75	1,5	1,5	30	06	
65	17	15	18,25	21	18	22,25	26	20,5	26	1	1	75	20	17	15	21,75	—	—	28	24	29,75	1,5	1,5	32	/32	
72	17	15	18,25	23	19	24,25	28	22	28	1,5	1,5	80	21	18	15	22,75	—	—	31	25	32,75	2	1,5	35	07	
80	18	16	19,75	23	19	24,75	32	25	32	1,5	1,5	90	23	20	17	25,25	—	—	33	27	35,25	2	1,5	40	08	
85	19	16	20,75	23	19	24,75	32	25	32	1,5	1,5	100	25	22	18	27,25	—	—	36	30	38,25	2	1,5	45	09	
90	20	17	21,75	23	19	24,75	32	24,5	32	1,5	1,5	110	27	23	19	29,25	—	—	40	33	42,25	2,5	2	50	10	
100	21	18	22,75	25	21	26,75	35	27	35	2	1,5	120	29	25	21	31,5	—	—	43	35	45,5	2,5	2	55	11	
110	22	19	23,75	28	24	29,75	38	29	38	2	1,5	130	31	26	22	33,5	—	—	46	37	48,5	3	2,5	60	12	
120	23	20	24,75	31	27	32,75	41	32	41	2	1,5	140	33	28	23	36	—	—	48	39	51	3	2,5	65	13	
125	24	21	26,25	31	27	33,25	41	32	41	2	1,5	150	35	30	25	38	—	—	51	42	54	3	2,5	70	14	
130	25	22	27,25	31	27	33,25	41	31	41	2	1,5	160	37	31	26	40	—	—	55	45	58	3	2,5	75	15	
140	26	22	28,25	33	28	35,25	46	35	46	2,5	2	170	39	33	27	42,5	—	—	58	48	61,5	3	2,5	80	16	
150	28	24	30,5	36	30	38,5	49	37	49	2,5	2	180	41	34	28	44,5	—	—	60	49	63,5	4	3	85	17	
160	30	26	32,5	40	34	42,5	55	42	55	2,5	2	190	43	36	30	46,5	—	—	64	53	67,5	4	3	90	18	
170	32	27	34,5	43	37	45,5	58	44	58	3	2,5	200	45	38	32	49,5	—	—	67	55	71,5	4	3	95	19	
180	34	29	37	46	39	49	63	48	63	3	2,5	215	47	39	—	51,5	51	35	66,5	73	77,5	4	3	100	20	
190	36	30	39	50	43	53	68	52	68	3	2,5	225	49	41	—	53,5	53	36	68	77	81,5	4	3	105	21	
200	38	32	41	53	46	56	—	—	—	3	2,5	240	50	42	—	54,5	57	38	63	85	84,5	4	3	110	22	
210	40	34	43,5	58	50	61,5	—	—	—	3	2,5	260	55	46	—	59,5	62	42	68	86	89	90,5	4	3	120	24
230	40	34	43,75	64	54	67,75	—	—	—	4	3	280	58	49	—	63,75	66	44	72	93	98,75	5	4	130	26	
250	42	36	45,75	68	58	71,75	—	—	—	4	3	300	62	53	—	67,75	70	47	77	102	107,75	5	4	140	28	
270	45	38	49	73	60	77	—	—	—	4	3	320	65	55	—	72	75	50	82	108	114	5	4	150	30	
290	48	40	52	80	67	84	—	—	—	4	3	340	68	58	—	75	79	—	87	114	121	5	4	160	32	
310	52	43	57	86	71	91	—	—	—	5	4	360	72	62	—	80	84	—	92	120	127	5	4	170	34	
320	52	43	57	86	71	91	—	—	—	5	4	380	75	64	—	83	88	—	97	126	134	5	4	180	36	
340	55	46	60	92	75	97	—	—	—	5	4	400	78	65	—	86	92	—	101	132	139	6	5	190	38	
360	58	48	64	98	82	104	—	—	—	5	4	420	80	67	—	89	97	—	107	138	145	6	5	200	40	
400	65	54	72	108	90	114	—	—	—	5	4	460	88	73	—	97	106	—	117	145	154	6	5	220	44	
440	72	60	79	120	100	127	—	—	—	5	4	500	95	80	—	105	114	—	125	155	165	6	5	240	48	
480	80	67	89	130	106	137	—	—	—	6	5	540	102	85	—	113	123	—	135	165	176	6	6	260	52	
500	80	67	89	130	106	137	—	—	—	6	5	580	108	90	—	119	132	—	145	175	187	6	6	280	56	
540	85	71	96	140	115	149	—	—	—	6	5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	300	60	
580	92	75	104	150	125	159	—	—	—	6	5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	320	64	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	340	68	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	360	72	

**Hinweis** (†) Steilwinklige Kegelrollenlager der Reihe 303D nach JIS entsprechen der Reihe 313 nach DIN.  
Lager der Maßreihe 13 mit einem Bohrungsdurchmesser größer 100 mm sind mit der Kennzeichnung 313 bezeichnet.

Tabelle 7.3 Abmessungen von

Axialkugellager										511				512	522					
Axial- pendelrollenlager													292							
Bohrungskennzahl	d	Durchmesserreihe 0					Durchmesserreihe 1					Durchmesserreihe 2								
		D	Maßreihe			r (min)	D	Maßreihe			r (min)	D	Maßreihe						r (min)	r <sub>1</sub> (min)
			70	90	10			71	91	11			72	92	12	22	22			
																	Mittlere Unterlagscheibe			
																	d <sub>2</sub>	b		
		T					T					T								
4	4	12	4	—	6	0,3	—	—	—	—	—	16	6	—	8	—	—	0,3	—	
6	6	16	5	—	7	0,3	—	—	—	—	—	20	6	—	9	—	—	0,3	—	
8	8	18	5	—	7	0,3	—	—	—	—	—	22	6	—	9	—	—	0,3	—	
00	10	20	5	—	7	0,3	24	6	—	9	0,3	26	7	—	11	—	—	0,6	—	
01	12	22	5	—	7	0,3	26	6	—	9	0,3	28	7	—	11	—	—	0,6	—	
02	15	26	5	—	7	0,3	28	6	—	9	0,3	32	8	—	12	22	10	0,6	0,3	
03	17	28	5	—	7	0,3	30	6	—	9	0,3	35	8	—	12	—	—	0,6	—	
04	20	32	6	—	8	0,3	35	7	—	10	0,3	40	9	—	14	26	15	0,6	0,3	
05	25	37	6	—	8	0,3	42	8	—	11	0,6	47	10	—	15	28	20	0,6	0,3	
06	30	42	6	—	8	0,3	47	8	—	11	0,6	52	10	—	16	29	25	0,6	0,3	
07	35	47	6	—	8	0,3	52	8	—	12	0,6	62	12	—	18	34	30	1	0,3	
08	40	52	6	—	9	0,3	60	9	—	13	0,6	68	13	—	19	36	30	1	0,6	
09	45	60	7	—	10	0,3	65	9	—	14	0,6	73	13	—	20	37	35	1	0,6	
10	50	65	7	—	10	0,3	70	9	—	14	0,6	78	13	—	22	39	40	1	0,6	
11	55	70	7	—	10	0,3	78	10	—	16	0,6	90	16	21	25	45	45	10	0,6	
12	60	75	7	—	10	0,3	85	11	—	17	1	95	16	21	26	46	50	10	0,6	
13	65	80	7	—	10	0,3	90	11	—	18	1	100	16	21	27	47	55	10	1	
14	70	85	7	—	10	0,3	95	11	—	18	1	105	16	21	27	47	55	10	1	
15	75	90	7	—	10	0,3	100	11	—	19	1	110	16	21	27	47	60	10	1	
16	80	95	7	—	10	0,3	105	11	—	19	1	115	16	21	28	48	65	10	1	
17	85	100	7	—	10	0,3	110	11	—	19	1	125	18	24	31	55	70	12	1	
18	90	105	7	—	10	0,3	120	14	—	22	1	135	20	27	35	62	75	14	1,1	
20	100	120	9	—	14	0,6	135	16	21	25	1	150	23	30	38	67	85	15	1,1	
22	110	130	9	—	14	0,6	145	16	21	25	1	160	23	30	38	67	95	15	1,1	
24	120	140	9	—	14	0,6	155	16	21	25	1	170	23	30	39	68	100	15	1,1	
26	130	150	9	—	14	0,6	170	18	24	30	1	190	27	36	45	80	110	18	1,5	
28	140	160	9	—	14	0,6	180	18	24	31	1	200	27	36	46	81	120	18	1,5	
30	150	170	9	—	14	0,6	190	18	24	31	1	215	29	39	50	89	130	20	1,5	
32	160	180	9	—	14	0,6	200	18	24	31	1	225	29	39	51	90	140	20	1,5	
34	170	190	9	—	14	0,6	215	20	27	34	1,1	240	32	42	55	97	150	21	1,5	
36	180	200	9	—	14	0,6	225	20	27	34	1,1	250	32	42	56	98	150	21	1,5	
38	190	215	11	—	17	1	240	23	30	37	1,1	270	36	48	62	109	160	24	2	
40	200	225	11	—	17	1	250	23	30	37	1,1	280	36	48	62	109	170	24	2	
44	220	250	14	—	22	1	270	23	30	37	1,1	300	36	48	63	110	190	24	2	
48	240	270	14	—	22	1	300	27	36	45	1,5	340	45	60	78	—	—	—	2,1	
52	260	290	14	—	22	1	320	27	36	45	1,5	360	45	60	79	—	—	—	2,1	
56	280	310	14	—	22	1	350	32	42	53	1,5	380	45	60	80	—	—	—	2,1	
60	300	340	18	24	30	1	380	36	48	62	2	420	54	73	95	—	—	—	3	
64	320	360	18	24	30	1	400	36	48	63	2	440	54	73	95	—	—	—	3	

- Anmerkungen
1. Maßreihen 22, 23 und 24 sind beidseitig wirkende Lager.
  2. Der maximal zulässige Außendurchmesser der Wellenscheiben und mittleren Unterlagscheiben und der minimal zulässige Bohrungsdurchmesser für Gehäusescheiben sind hier nicht aufgeführt. (Siehe Lagertabellen für Axiallager).



**Axiallagern (Flache Auflage) – 1 –**

Einheiten: mm

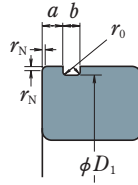
			513	523							514	524												Axialkugellager	
		293								294															Axial- pendelrollenlager
Durchmesserreihe 3									Durchmesserreihe 4									Durchmesserreihe 5					Bohrungskennzahl		
D	Maßreihen						r (min)	r <sub>1</sub> (min)	D	Maßreihen						r (min)	r <sub>1</sub> (min)	Maßreihen		D	r (min)				
	73	93	13	23	23	74				94	14	24	24	95											
	T					T					Mittlere Unterlagscheibe		T												
											d <sub>2</sub>	B			d <sub>2</sub>			B							
20	7	—	11	—	—	—	0,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	4	4
24	8	—	12	—	—	—	0,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	6	6
26	8	—	12	—	—	—	0,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	8	8
30	9	—	14	—	—	—	0,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	10	00
32	9	—	14	—	—	—	0,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12	01
37	10	—	15	—	—	—	0,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	15	02
40	10	—	16	—	—	—	0,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	52	21	1	17	03			
47	12	—	18	—	—	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	60	24	1	20	04			
52	12	—	18	34	20	8	1	0,3	60	16	21	24	45	15	11	1	0,6	73	29	1,1	25	05			
60	14	—	21	38	25	9	1	0,3	70	18	24	28	52	20	12	1	0,6	85	34	1,1	30	06			
68	15	—	24	44	30	10	1	0,3	80	20	27	32	59	25	14	1,1	0,6	100	39	1,1	35	07			
78	17	22	26	49	30	12	1	0,6	90	23	30	36	65	30	15	1,1	0,6	110	42	1,5	40	08			
85	18	24	28	52	35	12	1	0,6	100	25	34	39	72	35	17	1,1	0,6	120	45	2	45	09			
95	20	27	31	58	40	14	1,1	0,6	110	27	36	43	78	40	18	1,5	0,6	135	51	2	50	10			
105	23	30	35	64	45	15	1,1	0,6	120	29	39	48	87	45	20	1,5	0,6	150	58	2,1	55	11			
110	23	30	35	64	50	15	1,1	0,6	130	32	42	51	93	50	21	1,5	0,6	160	60	2,1	60	12			
115	23	30	36	65	55	15	1,1	0,6	140	34	45	56	101	50	23	2	1	170	63	2,1	65	13			
125	25	34	40	72	55	16	1,1	1	150	36	48	60	107	55	24	2	1	180	67	3	70	14			
135	27	36	44	79	60	18	1,5	1	160	38	51	65	115	60	26	2	1	190	69	3	75	15			
140	27	36	44	79	65	18	1,5	1	170	41	54	68	120	65	27	2,1	1	200	73	3	80	16			
150	29	39	49	87	70	19	1,5	1	180	42	58	72	128	65	29	2,1	1,1	215	78	4	85	17			
155	29	39	50	88	75	19	1,5	1	190	45	60	77	135	70	30	2,1	1,1	225	82	4	90	18			
170	32	42	55	97	85	21	1,5	1	210	50	67	85	150	80	33	3	1,1	250	90	4	100	20			
190	36	48	63	110	95	24	2	1	230	54	73	95	166	90	37	3	1,1	270	95	5	110	22			
210	41	54	70	123	100	27	2,1	1,1	250	58	78	102	177	95	40	4	1,5	300	109	5	120	24			
225	42	58	75	130	110	30	2,1	1,1	270	63	85	110	192	100	42	4	2	320	115	5	130	26			
240	45	60	80	140	120	31	2,1	1,1	280	63	85	112	196	110	44	4	2	340	122	5	140	28			
250	45	60	80	140	130	31	2,1	1,1	300	67	90	120	209	120	46	4	2	360	125	6	150	30			
270	50	67	87	153	140	33	3	1,1	320	73	95	130	226	130	50	5	2	380	132	6	160	32			
280	50	67	87	153	150	33	3	1,1	340	78	103	135	236	135	50	5	2,1	400	140	6	170	34			
300	54	73	95	165	150	37	3	2	360	82	109	140	245	140	52	5	3	420	145	6	180	36			
320	58	78	105	183	160	40	4	2	380	85	115	150	—	—	—	5	—	440	150	6	190	38			
340	63	85	110	192	170	42	4	2	400	90	122	155	—	—	—	5	—	460	155	7,5	200	40			
360	63	85	112	—	—	—	4	—	420	90	122	160	—	—	—	6	—	500	170	7,5	220	44			
380	63	85	112	—	—	—	4	—	440	90	122	160	—	—	—	6	—	540	180	7,5	240	48			
420	73	95	130	—	—	—	5	—	480	100	132	175	—	—	—	6	—	580	190	9,5	260	52			
440	73	95	130	—	—	—	5	—	520	109	145	190	—	—	—	6	—	620	206	9,5	280	56			
480	82	109	140	—	—	—	5	—	540	109	145	190	—	—	—	6	—	670	224	9,5	300	60			
500	82	109	140	—	—	—	5	—	580	118	155	205	—	—	—	7,5	—	710	236	9,5	320	64			

Age Group	Percentage
18-24	100%
25-34	90%
35-44	80%
45-54	70%
55-64	60%
65-74	50%
75-84	40%
85+	30%

**Anmerkungen**

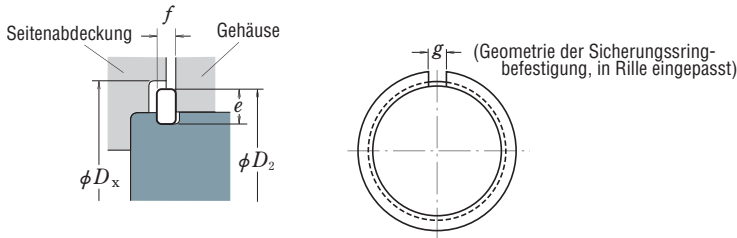
1. Maßreihen 22, 23 und 24 sind beidseitig wirkende Lager.
2. Der maximal zulässige Außendurchmesser der Wellenscheiben und mittleren Unterlagscheiben und der minimal zulässige Bohrungsdurchmesser für Gehäusescheiben sind hier nicht aufgeführt. (Siehe Lagertabellen für Axiallager).



**Tabelle 7.4 Abmessungen für Sicherungsringnuten und Sicherungsringe –  
(1) Lager der Maßreihen 18 und 19**


Geeignete Lager			Sicherungsringnut								
$d$		$D$	Sicherungsringnut Durchmesser $D_1$		Position der Sicherungsringnut $a$				Breite Sicherungsringnut $b$		Kanten- radius $r_0$
					Lagermaßreihen						
			Maßreihen				18		19		
18	19		max	min	max	min	max	min	max	min	max
—	10	<b>22</b>	20,8	20,5	—	—	1,05	0,9	1,05	0,8	0,2
—	12	<b>24</b>	22,8	22,5	—	—	1,05	0,9	1,05	0,8	0,2
—	15	<b>28</b>	26,7	26,4	—	—	1,3	1,15	1,2	0,95	0,25
—	17	<b>30</b>	28,7	28,4	—	—	1,3	1,15	1,2	0,95	0,25
20	—	<b>32</b>	30,7	30,4	1,3	1,15	—	—	1,2	0,95	0,25
22	—	<b>34</b>	32,7	32,4	1,3	1,15	—	—	1,2	0,95	0,25
25	20	<b>37</b>	35,7	35,4	1,3	1,15	1,7	1,55	1,2	0,95	0,25
—	22	<b>39</b>	37,7	37,4	—	—	1,7	1,55	1,2	0,95	0,25
28	—	<b>40</b>	38,7	38,4	1,3	1,15	—	—	1,2	0,95	0,25
30	25	<b>42</b>	40,7	40,4	1,3	1,15	1,7	1,55	1,2	0,95	0,25
32	—	<b>44</b>	42,7	42,4	1,3	1,15	—	—	1,2	0,95	0,25
—	28	<b>45</b>	43,7	43,4	—	—	1,7	1,55	1,2	0,95	0,25
35	30	<b>47</b>	45,7	45,4	1,3	1,15	1,7	1,55	1,2	0,95	0,25
40	32	<b>52</b>	50,7	50,4	1,3	1,15	1,7	1,55	1,2	0,95	0,25
—	35	<b>55</b>	53,7	53,4	—	—	1,7	1,55	1,2	0,95	0,25
45	—	<b>58</b>	56,7	56,4	1,3	1,15	—	—	1,2	0,95	0,25
—	40	<b>62</b>	60,7	60,3	—	—	1,7	1,55	1,2	0,95	0,25
50	—	<b>65</b>	63,7	63,3	1,3	1,15	—	—	1,2	0,95	0,25
—	45	<b>68</b>	66,7	66,3	—	—	1,7	1,55	1,2	0,95	0,25
55	50	<b>72</b>	70,7	70,3	1,7	1,55	1,7	1,55	1,2	0,95	0,25
60	—	<b>78</b>	76,2	75,8	1,7	1,55	—	—	1,6	1,3	0,4
—	55	<b>80</b>	77,9	77,5	—	—	2,1	1,9	1,6	1,3	0,4
65	60	<b>85</b>	82,9	82,5	1,7	1,55	2,1	1,9	1,6	1,3	0,4
70	65	<b>90</b>	87,9	87,5	1,7	1,55	2,1	1,9	1,6	1,3	0,4
75	—	<b>95</b>	92,9	92,5	1,7	1,55	—	—	1,6	1,3	0,4
80	70	<b>100</b>	97,9	97,5	1,7	1,55	2,5	2,3	1,6	1,3	0,4
—	75	<b>105</b>	102,6	102,1	—	—	2,5	2,3	1,6	1,3	0,4
85	80	<b>110</b>	107,6	107,1	2,1	1,9	2,5	2,3	1,6	1,3	0,4
90	—	<b>115</b>	112,6	112,1	2,1	1,9	—	—	1,6	1,3	0,4
95	85	<b>120</b>	117,6	117,1	2,1	1,9	3,3	3,1	1,6	1,3	0,4
100	90	<b>125</b>	122,6	122,1	2,1	1,9	3,3	3,1	1,6	1,3	0,4
105	95	<b>130</b>	127,6	127,1	2,1	1,9	3,3	3,1	1,6	1,3	0,4
110	100	<b>140</b>	137,6	137,1	2,5	2,3	3,3	3,1	2,2	1,9	0,6
—	105	<b>145</b>	142,6	142,1	—	—	3,3	3,1	2,2	1,9	0,6
120	110	<b>150</b>	147,6	147,1	2,5	2,3	3,3	3,1	2,2	1,9	0,6
130	120	<b>165</b>	161,8	161,3	3,3	3,1	3,7	3,5	2,2	1,9	0,6
140	—	<b>175</b>	171,8	171,3	3,3	3,1	—	—	2,2	1,9	0,6
—	130	<b>180</b>	176,8	176,3	—	—	3,7	3,5	2,2	1,9	0,6
150	140	<b>190</b>	186,8	186,3	3,3	3,1	3,7	3,5	2,2	1,9	0,6
160	—	<b>200</b>	196,8	196,3	3,3	3,1	—	—	2,2	1,9	0,6

**Anmerkungen** Die minimal zulässigen Kantenkürzungen  $r_N$  auf der Seite der Sicherungsringnut der Außenringe sind wie folgt:  
 Maßreihen 18 : Für Außendurchmesser von 78 mm und weniger werden Kantenkürzungen von 0,3 mm verwendet.  
 Für alle anderen über 78 mm werden Kantenkürzungen von 0,5 mm verwendet.  
 Maßreihen 19 : Für Außendurchmesser von 24 mm und weniger werden Kantenkürzungen von 0,2 mm verwendet.  
 Für 47 mm und weniger werden Kantenkürzungen von 0,3 mm verwendet.  
 Für alle anderen über 47 mm werden Kantenkürzungen von 0,5 mm verwendet.



Einheiten: mm

Kurzzeichen Sicherungsring	Sicherungsringbefestigung						Seitenabdeckung
	Querschnittshöhe <i>e</i>		Dicke <i>f</i>		Sicherungsring- geometrie in Nut eingesetzt (Referenz)		Abgestufter Bohrungs- durchmesser (Referenz)
	max	min	max	min	Schlitz- breite <i>g</i> ca.	Sicherungsring Außendurchmesser <i>D<sub>2</sub></i> max	<i>D<sub>x</sub></i> min
NR 1022	2,0	1,85	0,7	0,6	2	24,8	25,5
NR 1024	2,0	1,85	0,7	0,6	2	26,8	27,5
NR 1028	2,05	1,9	0,85	0,75	3	30,8	31,5
NR 1030	2,05	1,9	0,85	0,75	3	32,8	33,5
NR 1032	2,05	1,9	0,85	0,75	3	34,8	35,5
NR 1034	2,05	1,9	0,85	0,75	3	36,8	37,5
NR 1037	2,05	1,9	0,85	0,75	3	39,8	40,5
NR 1039	2,05	1,9	0,85	0,75	3	41,8	42,5
NR 1040	2,05	1,9	0,85	0,75	3	42,8	43,5
NR 1042	2,05	1,9	0,85	0,75	3	44,8	45,5
NR 1044	2,05	1,9	0,85	0,75	4	46,8	47,5
NR 1045	2,05	1,9	0,85	0,75	4	47,8	48,5
NR 1047	2,05	1,9	0,85	0,75	4	49,8	50,5
NR 1052	2,05	1,9	0,85	0,75	4	54,8	55,5
NR 1055	2,05	1,9	0,85	0,75	4	57,8	58,5
NR 1058	2,05	1,9	0,85	0,75	4	60,8	61,5
NR 1062	2,05	1,9	0,85	0,75	4	64,8	65,5
NR 1065	2,05	1,9	0,85	0,75	4	67,8	68,5
NR 1068	2,05	1,9	0,85	0,75	5	70,8	72
NR 1072	2,05	1,9	0,85	0,75	5	74,8	76
NR 1078	3,25	3,1	1,12	1,02	5	82,7	84
NR 1080	3,25	3,1	1,12	1,02	5	84,4	86
NR 1085	3,25	3,1	1,12	1,02	5	89,4	91
NR 1090	3,25	3,1	1,12	1,02	5	94,4	96
NR 1095	3,25	3,1	1,12	1,02	5	99,4	101
NR 1100	3,25	3,1	1,12	1,02	5	104,4	106
NR 1105	4,04	3,89	1,12	1,02	5	110,7	112
NR 1110	4,04	3,89	1,12	1,02	5	115,7	117
NR 1115	4,04	3,89	1,12	1,02	5	120,7	122
NR 1120	4,04	3,89	1,12	1,02	7	125,7	127
NR 1125	4,04	3,89	1,12	1,02	7	130,7	132
NR 1130	4,04	3,89	1,12	1,02	7	135,7	137
NR 1140	4,04	3,9	1,7	1,6	7	145,7	147
NR 1145	4,04	3,89	1,7	1,6	7	150,7	152
NR 1150	4,04	3,89	1,7	1,6	7	155,7	157
NR 1165	4,85	4,7	1,7	1,6	7	171,5	173
NR 1175	4,85	4,7	1,7	1,6	10	181,5	183
NR 1180	4,85	4,7	1,7	1,6	10	186,5	188
NR 1190	4,85	4,7	1,7	1,6	10	196,5	198
NR 1200	4,85	4,7	1,7	1,6	10	206,5	208

7

8

9

10

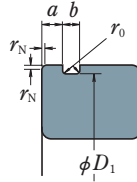
11

12

13

14

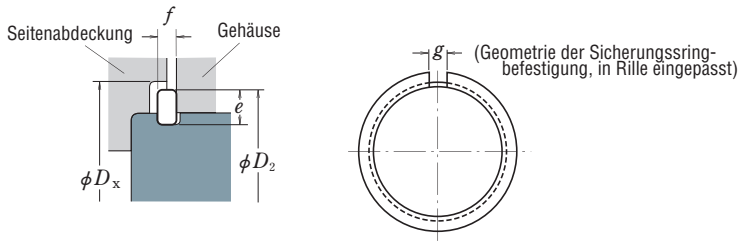
Tabelle 7.4 Abmessungen für Sicherungsringnuten und Sicherungsringe –  
(2) Lager der Maßreihen 0, 2, 3 und 4



Geeignete Lager					Sicherungsringnut									
$D$				$D$	Sicherungsringnut $D_1$		Position der Sicherungsringnut $D$				Breite Sicherungsringnut $b$		Kanten- radius $r_0$	
							Lagerdurchmesserreihen							
Durchmesserreihen					0		2, 3, 4							
0	2	3	4		max	min	max	min	max	min	max	min		max
10	—	—	—	26	24,5	24,25	1,35	1,19	—	—	1,17	0,87	0,2	
12	—	—	—	28	26,5	26,25	1,35	1,19	—	—	1,17	0,87	0,2	
—	10	9	8	30	28,17	27,91	—	—	2,06	1,9	1,65	1,35	0,4	
15	12	—	9	32	30,15	29,9	2,06	1,9	2,06	1,9	1,65	1,35	0,4	
17	15	10	—	35	33,17	32,92	2,06	1,9	2,06	1,9	1,65	1,35	0,4	
—	—	12	10	37	34,77	34,52	—	—	2,06	1,9	1,65	1,35	0,4	
—	17	—	—	40	38,1	37,85	—	—	2,06	1,9	1,65	1,35	0,4	
20	—	15	12	42	39,75	39,5	2,06	1,9	2,06	1,9	1,65	1,35	0,4	
22	—	—	—	44	41,75	41,5	2,06	1,9	—	—	1,65	1,35	0,4	
25	20	17	—	47	44,6	44,35	2,06	1,9	2,46	2,31	1,65	1,35	0,4	
—	22	—	—	50	47,6	47,35	—	—	2,46	2,31	1,65	1,35	0,4	
28	25	20	15	52	49,73	49,48	2,06	1,9	2,46	2,31	1,65	1,35	0,4	
30	—	—	—	55	52,6	52,35	2,08	1,88	—	—	1,65	1,35	0,4	
—	—	22	—	56	53,6	53,35	—	—	2,46	2,31	1,65	1,35	0,4	
32	28	—	—	58	55,6	55,35	2,08	1,88	2,46	2,31	1,65	1,35	0,4	
35	30	25	17	62	59,61	59,11	2,08	1,88	3,28	3,07	2,2	1,9	0,6	
—	32	—	—	65	62,6	62,1	—	—	3,28	3,07	2,2	1,9	0,6	
40	—	28	—	68	64,82	64,31	2,49	2,29	3,28	3,07	2,2	1,9	0,6	
—	35	30	20	72	68,81	68,3	—	—	3,28	3,07	2,2	1,9	0,6	
45	—	32	—	75	71,83	71,32	2,49	2,29	3,28	3,07	2,2	1,9	0,6	
50	40	35	25	80	76,81	76,3	2,49	2,29	3,28	3,07	2,2	1,9	0,6	
—	45	—	—	85	81,81	81,31	—	—	3,28	3,07	2,2	1,9	0,6	
55	50	40	30	90	86,79	86,28	2,87	2,67	3,28	3,07	3	2,7	0,6	
60	—	—	—	95	91,82	91,31	2,87	2,67	—	—	3	2,7	0,6	
65	55	45	35	100	96,8	96,29	2,87	2,67	3,28	3,07	3	2,7	0,6	
70	60	50	40	110	106,81	106,3	2,87	2,67	3,28	3,07	3	2,7	0,6	
75	—	—	—	115	111,81	111,3	2,87	2,67	—	—	3	2,7	0,6	
—	65	55	45	120	115,21	114,71	—	—	4,06	3,86	3,4	3,1	0,6	
80	70	—	—	125	120,22	119,71	2,87	2,67	4,06	3,86	3,4	3,1	0,6	
85	75	60	50	130	125,22	124,71	2,87	2,67	4,06	3,86	3,4	3,1	0,6	
90	80	65	55	140	135,23	134,72	3,71	3,45	4,9	4,65	3,4	3,1	0,6	
95	—	—	—	145	140,23	139,73	3,71	3,45	—	—	3,4	3,1	0,6	
100	85	70	60	150	145,24	144,73	3,71	3,45	4,9	4,65	3,4	3,1	0,6	
105	90	75	65	160	155,22	154,71	3,71	3,45	4,9	4,65	3,4	3,1	0,6	
110	95	80	—	170	163,65	163,14	3,71	3,45	5,69	5,44	3,8	3,5	0,6	
120	100	85	70	180	173,66	173,15	3,71	3,45	5,69	5,44	3,8	3,5	0,6	
—	105	90	75	190	183,64	183,13	—	—	5,69	5,44	3,8	3,5	0,6	
130	110	95	80	200	193,65	193,14	5,69	5,44	5,69	5,44	3,8	3,5	0,6	

**Hinweis** (\*)  
**Anmerkungen**

- Die Sicherungsringe und Sicherungsringnuten dieser Lager sind nicht durch ISO festgelegt.
- Die Abmessungen dieser Sicherungsringnuten gelten nicht für Lager der Maßreihen 00, 82 und 83.
- Die minimal zulässige Kantenkürzung  $r_N$  auf der Sicherungsringsseite der Außenringe beträgt 0,5 mm. Jedoch liegt dieser Wert für Lager der Durchmesserreihe 0 und einem Außendurchmesser von 35 mm und darunter bei 0,3 mm.



Einheiten: mm

Kurzzeichen Sicherungsring	Sicherungsring				Seitenabdeckung	
	Querschnitts- höhe <i>e</i>		Dicke <i>f</i>		Sicherungsring- geometrie in Nut eingesetzt (Referenz)	
	max	min	max	min	Schlitz- breite <i>g</i> ca.	Sicherungsring- Außendurchmesser <i>D<sub>2</sub></i> max <i>D<sub>x</sub></i> min
NR 26 <sup>(1)</sup>	2,06	1,91	0,84	0,74	3	28,7
NR 28 <sup>(1)</sup>	2,06	1,91	0,84	0,74	3	30,7
NR 30	3,25	3,1	1,12	1,02	3	34,7
NR 32	3,25	3,1	1,12	1,02	3	36,7
NR 35	3,25	3,1	1,12	1,02	3	39,7
NR 37	3,25	3,1	1,12	1,02	3	41,3
NR 40	3,25	3,1	1,12	1,02	3	44,6
NR 42	3,25	3,1	1,12	1,02	3	46,3
NR 44	3,25	3,1	1,12	1,02	3	48,3
NR 47	4,04	3,89	1,12	1,02	4	52,7
NR 50	4,04	3,89	1,12	1,02	4	55,7
NR 52	4,04	3,89	1,12	1,02	4	57,9
NR 55	4,04	3,89	1,12	1,02	4	60,7
NR 56	4,04	3,89	1,12	1,02	4	61,7
NR 58	4,04	3,89	1,12	1,02	4	63,7
NR 62	4,04	3,89	1,7	1,6	4	67,7
NR 65	4,04	3,89	1,7	1,6	4	70,7
NR 68	4,85	4,7	1,7	1,6	5	74,6
NR 72	4,85	4,7	1,7	1,6	5	78,6
NR 75	4,85	4,7	1,7	1,6	5	81,6
NR 80	4,85	4,7	1,7	1,6	5	86,6
NR 85	4,85	4,7	1,7	1,6	5	91,6
NR 90	4,85	4,7	2,46	2,36	5	96,5
NR 95	4,85	4,7	2,46	2,36	5	101,6
NR 100	4,85	4,7	2,46	2,36	5	106,5
NR 110	4,85	4,7	2,46	2,36	5	116,6
NR 115	4,85	4,7	2,46	2,36	5	121,6
NR 120	7,21	7,06	2,82	2,72	7	129,7
NR 125	7,21	7,06	2,82	2,72	7	134,7
NR 130	7,21	7,06	2,82	2,72	7	139,7
NR 140	7,21	7,06	2,82	2,72	7	149,7
NR 145	7,21	7,06	2,82	2,72	7	154,7
NR 150	7,21	7,06	2,82	2,72	7	159,7
NR 160	7,21	7,06	2,82	2,72	7	169,7
NR 170	9,6	9,45	3,1	3	10	182,9
NR 180	9,6	9,45	3,1	3	10	192,9
NR 190	9,6	9,45	3,1	3	10	202,9
NR 200	9,6	9,45	3,1	3	10	212,9

## 7.2 Zusammensetzung der Lagerbezeichnung

Die Bezeichnungen der Lager bestehen aus einer Kombination von Ziffern und Buchstaben, die den Lagertyp, die Abmessungen, Maß- und Laufgenauigkeit, Lagerspiel und andere zugehörige Einzelheiten angeben. Sie bestehen aus der Basisbezeichnung und zusätzlichen Zeichen. Die Abmessungen gebräuchlicher Lager entsprechen meist dem ISO-Konzept und die Lagerbezeichnungen dieser Standardlager sind durch JIS B 1513 festgelegt (Lagerbezeichnungen für Wälzlager). Auf Grund der Notwendigkeit weiterer Klassifizierung verwendet NSK Zusatzzeichen zu den von JIS festgelegten Zeichen.

Lagerbezeichnungen bestehen aus einem Basiszeichen und zusätzlichen Zeichen. Das Basiszeichen gibt die Lagerreihe (oder -art) und die Breiten- und Durchmesserreihe wie in Tabelle 7.5 an. Basiszeichen, Zusatzzeichen und die Bedeutungen der gebräuchlichen Zahlen und Zeichen sind in Tabelle 7.6 (Seite A58 und A59) aufgeführt. Die Bezeichnungen für Kontaktwinkel und andere zusätzliche Angaben sind in Tabelle 7.6 in den fortlaufenden Spalten von links nach rechts notiert. Als Referenz nachstehend einige Beispiele für Lagerbezeichnungen:

(Beispiel 1) **6 3 0 8 ZZ C3**

- Radiales Lagerspiel **C3** (Zeichen für Lagerluft)
- Deckscheiben auf beiden Seiten (Dicht-/Deckscheiben-Zeichen)
- Lagerbohrung **40 mm** (Bohrungskennzahl)
- Durchmesserreihe **3**
- Einreihiges Rillenkugellager

(Beispiel 2) **7 2 2 0 A DB C3**

- Axiales Lagerspiel **C3**
- O-Anordnung
- Kontaktwinkel **30°**
- Lagerbohrung **100 mm**
- Durchmesserreihe **2**
- Einreihiges Schrägkugellager

(Beispiel 3) **1 2 0 6 K +H206X**

- Adapter mit **25 mm** Bohrung
- Kegelige Bohrung (Kegel 1:12)
- Lagerbohrung **30 mm**
- Durchmesserreihe **2**
- Pendelkugellager

(Beispiel 4) **NU 3 18 M CM**

- Radiales Lagerspiel für Lager in Elektromotoren **CM**
- Messingmassivkäfig
- Lagerbohrung **90 mm**
- Durchmesserreihe **3**
- Zylinderrollenlager der Ausführung **NU**

(Beispiel 5) **NN 3 0 17 K CC1 P4**

- Genauigkeit der ISO Klasse **4**
- Radiales Lagerspiel in nicht austauschbaren Zylinderrollenlagern **CC1**
- Kegelige Bohrung (Kegel 1:12)
- Lagerbohrung **85 mm**
- Durchmesserreihen **0**
- Breitenreihen **3**
- Zylinderrollenlager der Ausführung **NN**

(Beispiel 6) **HR 3 0 2 07 J**

- Kleiner Durchmesser der Außenringlaufbahn und Kontaktwinkel entsprechend ISO
- Lagerbohrung **35 mm**
- Durchmesserreihe **2**
- Breitenreihen **0**
- Kegelrollenlager
- Verstärkte Ausführung

(Beispiel 7) **2 4 0 /1000M K30 E4 C3**

- Radiales Lagerspiel **C3**
- Außenring mit Schmiernut und -bohrungen
- Kegelige Bohrung (Kegel 1:30)
- Messingmassivkäfig
- Lagerbohrung **1000 mm**
- Durchmesserreihen **0**
- Breitenreihen **4**
- Pendelrollenlager

(Beispiel 8) **5 1 2 15**

- Lagerbohrung **75 mm**
- Durchmesserreihe **2**
- Höhenreihe **1**
- Axialkugellager



Tabelle 7.5 Lagerreihenzeichen

Lagertyp	Lagerreihenzeichen	Typenzeichen	Maßzeichen	
			Breitenzeichen	Durchmesserzeichen
Einreihige Rillenkugellager	<b>68</b>	6	(1)	8
	<b>69</b>	6	(1)	9
	<b>60</b>	6	(1)	0
	<b>62</b>	6	(0)	2
	<b>63</b>	6	(0)	3
Einreihige Schrägkugellager	<b>79</b>	7	(1)	9
	<b>70</b>	7	(1)	0
	<b>72</b>	7	(0)	2
	<b>73</b>	7	(0)	3
Pendelkugellager	<b>12</b>	1	(0)	2
	<b>13</b>	1	(0)	3
	<b>22</b>	(1)	2	2
	<b>23</b>	(1)	2	3
Einreihiges Zylinderrollenlager	<b>NU10</b>	NU	1	0
	<b>NU2</b>	NU	(0)	2
	<b>NU22</b>	NU	2	2
	<b>NU3</b>	NU	(0)	3
	<b>NU23</b>	NU	2	3
	<b>NU4</b>	NU	(0)	4
	<b>NJ2</b>	NJ	(0)	2
	<b>NJ22</b>	NJ	2	2
	<b>NJ3</b>	NJ	(0)	3
	<b>NJ23</b>	NJ	2	3
	<b>NJ4</b>	NJ	(0)	4
	<b>NUP2</b>	NUP	(0)	2
	<b>NUP22</b>	NUP	2	2
	<b>NUP3</b>	NUP	(0)	3
	<b>NUP23</b>	NUP	2	3
	<b>NUP4</b>	NUP	(0)	4
	<b>N10</b>	N	1	0
	<b>N2</b>	N	(0)	2
	<b>N3</b>	N	(0)	3
	<b>N4</b>	N	(0)	4
	<b>NF2</b>	NF	(0)	2
	<b>NF3</b>	NF	(0)	3
	<b>NF4</b>	NF	(0)	4
Zweireihige Zylinderrollenlager	<b>NNU49</b>	NNU	4	9
	<b>NN30</b>	NN	3	0
Nadellager	<b>NA48</b>	NA	4	8
	<b>NA49</b>	NA	4	9
	<b>NA59</b>	NA	5	9
	<b>NA69</b>	NA	6	9
Kegelrollenlager	<b>329</b>	3	2	9
	<b>320</b>	3	2	0
	<b>330</b>	3	3	0
	<b>331</b>	3	3	1
	<b>302</b>	3	0	2
	<b>322</b>	3	2	2
	<b>332</b>	3	3	2
	<b>303</b>	3	0	3
	<b>323</b>	3	2	3
	<b>230</b>	2	3	0
Pendelrollenlager	<b>231</b>	2	3	1
	<b>222</b>	2	2	2
	<b>232</b>	2	3	2
	<b>213<sup>(1)</sup></b>	2	0	3
	<b>223</b>	2	2	3
	<b>511</b>	5	1	1
Axialkugellager mit flachen Auflagen	<b>512</b>	5	1	2
	<b>513</b>	5	1	3
	<b>514</b>	5	1	4
	<b>522</b>	5	2	2
	<b>523</b>	5	2	3
	<b>524</b>	5	2	4
	<b>292</b>	2	9	2
	<b>293</b>	2	9	3
Axialpendelrollenlager	<b>294</b>	2	9	4

**Hinweis** <sup>(1)</sup> Das Lagerreihenzeichen 213 sollte eigentlich 203 lauten, wird üblicherweise aber mit 213 bezeichnet.

**Anmerkungen** Zahlen in ( ) in der Spalte der Breitenzeichen werden beim Lagerkurzzeichen normalerweise weggelassen.

**Tabelle 7.6 Zusammensetzung der**

Basiszeichen														
Lagerreihen- zeichen (*)		Bohrungs- Kennzahl		Kontaktwinkel- zeichen		NSK-Internes Konstruktionszeichen		Werkstoffzeichen		Käfigzeichen		Externe Merkmale		
												Dichtungen, Deckscheiben Zeichen		
Zeichen	Bedeutung	Zeichen	Bedeutung	Zeichen	Bedeutung	Zeichen	Bedeutung	Zeichen	Bedeutung	Zeichen	Bedeutung	Zeichen	Bedeutung	
68	Einreihige Rillenkugel-lager	1	Lager-bohrung 1mm	A	(Schräggugellager)	A	Interne Konstruktion weicht vom Standard Eins ab	g	Einsatzgehärteter Stahl für Ringe und Wälzkörper	M	Messing massivkäfig	Z	} Deckscheibe an nur einer Seite	
69	:	2	2			J	Kleinerer Durchmesser der Außenringlaufbahn, Kontaktwinkel und Außenringbreite von Kegelrollenlagern stimmen mit ISO 355 überein					ZS		
60	:	3	3			A5	Standard Kontaktwinkel von 30°							ZZ
70	Einreihige Schräggugel-lager	:	:	B	Standard-Kontaktwinkel von 25°			h	Rostbeständiger Stahl für Ringe, Wälzkörper	W	Käfig aus Stahlblech	ZZS		
72	:	:	:											
73	:	9	9											
12	Pendel-kugellager	00	10	C	Standard-Kontaktwinkel von 40°								DU Berührende Dichtung aus Kautschuk auf nur einer Seite	
13	:	01	12											
22	:	02	15											
:	:	03	17							T	Kunststoff-käfig			
NU10	Zylinder-rollen-lager			C	Standard-Kontaktwinkel von 15°		( für Lager der ver-stärkten Ausführung)						DDU Berührende Dichtungen aus Kautschuk auf beiden Seiten	
NJ 2	:	/22	22											
N 3	:	/28	28											
NN 30	:	/32	32			C	} Pendel-rollenlagern			V	Ohne Käfig			
NA48	Nadellager					CA							V Nicht berührende Dichtung aus Kautschuk auf nur einer Seite	
NA49	:	04 <sup>(3)</sup>	20			CD								
NA69	:	05	25			EA								
:	:	06	30	Aus-gelassen	Standard-Kontaktwinkel von 17°									
320	Kegelrollen-lager (2)													
322	:													
323	:	:	:	C	Kontaktwinkel von etwa 20°								VV Nicht berührende Dichtungen aus Kautschuk auf beiden Seiten	
:	:	:	:					E	Zylinderrollenlager					
230	Pendel-rollenlagern	88	440											
222	:	92	460											
223	:	96	480											
:	:	/500	500	D	Kontaktwinkel von etwa 28°									
511	Axial-kugellager mit flachen Auflagen	/530	530											
512	:	/560	560											
513	:	:	:											
:	:	:	:											
292	Axial-pendelrollen-lager													
293	:	/2 360	2 360											
294	:	/2 500	2 500											
:	:													
HR <sup>(4)</sup>	Kegelrollenlager der verstärkten Ausführung													
Zeichen und Zahlen stimmen mit JIS <sup>(5)</sup> überein						NSK Zeichen						NSK Zeichen		
Auf Lagern markiert										Nicht auf Lagern markiert				

**Hinweise**

- (1) Zeichen der Lagerreihen stimmen mit Tabelle 7.5 überein.
- (2) Die Basiskennzeichen der Kegelrollenlager aus der neuen ISO-Reihe stehen auf Seite B129 .
- (3) Bei den Lagerbohrungskennzahlen 04 bis 96 entspricht das Fünffache der Bohrungskennzahl dem Bohrungsdurchmesser (mm) (außer bei zweiseitig wirkenden Axialkugellagern).
- (4) HR ist Vorsetzzeichen für die Lagerreihenzeichen und das ursprüngliche Vorsetzzeichen von NSK.

# Lagerbezeichnung

Zusatzzeichen													
Zeichen		Einbauzeichen		Zeichen für Lagerspiel Zeichen für Vorspannung		Zeichen für Toleranzklasse		Zeichen für bes. Spezifikation		Zeichen für Zwischenring oder Hülse		Zeichen für Fett	
Zeichen für die Gestaltung der Ringe													
Zeichen	Bedeutung	Zeichen	Bedeutung	Zeichen	Bedeutung (radiales Lagerspiel)	Zeichen	Bedeutung	Zeichen	Bedeutung	Zeichen	Bedeutung	Zeichen	Bedeutung
K	Kegelige Bohrung des Innenrings (Kegel 1:12)	DB	O-Anordnung	C1	Spiel weniger als C2	Aus-gelassen	ISO Normal		Lager bearbeitet für Maß-Stabilisierung	+K	Lager mit Zwischenring zwischen den Außenringen	AS2	Shell Alvania Fett S2
K30	Kegelige Bohrung des Innenrings (Kegel 1:30)	DF	X-Anordnung	C3	Normales Spiel CN	Für alle Radiallager	ISO Klasse 6X	X26	Betriebs-temperatur unter 150°C			NS7	NS Hi-lube
E	Nut oder Schmiernut im Ring	DT	Tandem-anordnung	C5	Spiel größer als C4	Für nicht austauschbare Zylinderrollenlager	ISO Klasse 5	X28	Betriebs-temperatur unter 200°C				
E4	Schmiernut und -bohrungen im Außenring			CC2	Spiel weniger als CC		ISO Klasse 4						
N	Sicherungs-ringnut im Außenring			CC3	Spiel größer als CC		ISO Klasse 2						
NR	Sicherungs-ringnut mit Sicherungs-ring im Außenring			CC5	Spiel größer als CC4	Für Kleinstmotoren- und Miniaturlager	ABMA(?) Kegel-rollenlager						
				MC2	Spiel weniger als MC3		Klasse 2						
				MC4	Spiel größer als MC3		Klasse 3						
				MC6	Spiel größer als MC5		Klasse 0						
				CM	Spiel in Rillenkugellagern für Elektromotoren		Klasse 00						
				CT	Spiel in Zylinderrollenlagern für Elektromotoren								
				EL	Vorspannung für Schrägkugellager								
				L	Leichte Vorspannung								
				M	Mittlere Vorspannung								
				H	Starke Vorspannung								
Teilweise entsprechend JIS(5)		entsprechend JIS(5)		NSK Zeichen		Teilweise entsprechend JIS(5)/BAS(6)		Entsprechend JIS(5)		NSK Zeichen, entspricht teilweise JIS(5)			
Normalerweise auf Lagern markiert											Nicht auf Lagern markiert		

## Hinweise

(5) JIS : Japanische Industriennormen.

(6) BAS : Normen des japanischen Industrieverbands für Wälzlager (The Japan Bearing Industrial Association Standard).

(7) ABMA : Vereinigung der amerikanischen Lagerhersteller (The American Bearing Manufacturers Association).

## 8. LAGERTOLERANZEN

### 8.1 Normwerte für Lagertoleranzen

Die Toleranzen der Abmessungen und Laufgenauigkeiten von Wälzlager sind durch ISO 492/199/582 vorgeschrieben (Genauigkeiten von Wälzlager). Für die folgenden Bereiche wurden Toleranzen festgelegt:

Genauigkeit von Wälzlager

Toleranzen für Abmessungen:  
Werden zum Einbau der Lager auf Wellen und in Gehäusen benötigt.

Laufgenauigkeit:  
Wird zur Bestimmung des Rundlaufs der Maschinenteile benötigt.

Für die Genauigkeitsklassen der Wälzlager, neben der von ISO festgelegten Standardgenauigkeit, werden höhere Genauigkeiten mit Klasse 6X (für Kegelrollenlager), Klasse 6, Klasse 5, Klasse 4 und Klasse 2 festgelegt, wobei Klasse 2 der höchsten Klasse nach ISO entspricht. Die geeigneten Genauigkeitsklassen für jede Lagerart und die Entsprechung dieser Klassen sind in Tabelle 8.1 aufgeführt.

- Toleranzen für Bohrungs- und Außendurchmesser, Ring- und Lagerbreite
- Toleranzen für Innen- und Umfangsdurchmesser der Wälzkörper
- Toleranzen der Kantenkürzungen
- Toleranzen für Breiten schwankung
- Toleranzen für Durchmesser kegelförmiger Bohrungen

- Zulässiger Radialschlag des Innen- und Außenrings
- Zulässiger Axialseitenschlag der Innen- und Außenringlaufbahnen
- Zulässiger Axialseitenschlag des Innenrings zur Bohrung
- Zulässige Schwankung der Neigung der Mantellinie zur Bezugsseitenfläche
- Zulässige Abweichung der Laufbahn-Stirnseitendicke von Axiallagern

**Tabelle 8.1 Lagerarten und Toleranzklassen**

Lagerarten			Geeignete Toleranzklassen					Geeignete Tabellen	Referenz-Seiten
Rillenkugellager			Normal	Klasse 6	Klasse 5	Klasse 4	Klasse 2	Tabelle 8.2	A62 ~A65
Schräggugellager			Normal	Klasse 6	Klasse 5	Klasse 4	Klasse 2		
Pendelkugellager			Normal	Klasse 6	Klasse 5	–	–		
Zylinderrollenlager			Normal	Klasse 6	Klasse 5	Klasse 4	Klasse 2		
Nadellager (massive Ausführung)			Normal	Klasse 6	Klasse 5	Klasse 4	–		
Pendelrollenlager			Normal	Klasse 6	Klasse 5	–	–	Tabelle 8.3	A66 ~A69
Kegelrollenlager	Metrisch		Normal Klasse 6X	–	Klasse 5	Klasse 4	–		
	Zollabmessungen		ANSI/ABMA Klasse 4	ANSI/ABMA Klasse 2	ANSI/ABMA Klasse 3	ANSI/ABMA Klasse 0	ANSI/ABMA Klasse 00	Tabelle 8.4	A70 ~A71
Schulterkugellager			Normal	Klasse 6	Klasse 5	–	–	Tabelle 8.5	A72 ~A73
Axialkugellager			Normal	Klasse 6	Klasse 5	Klasse 4	–	Tabelle 8.6	A74 ~A76
Axialpendelrollenlager			Normal	–	–	–	–	Tabelle 8.7	A77
Entsprechende Normen (Referenz)	JIS <sup>(1)</sup>		Klasse 0	Klasse 6	Klasse 5	Klasse 4	Klasse 2	–	–
	DIN <sup>(2)</sup>		P0	P6	P5	P4	P2	–	–
	ANSI/ABMA <sup>(3)</sup>	Kugellager	ABEC 1	ABEC 3	ABEC 5 (Klasse 5P)	ABEC 7 (Klasse 7P)	ABEC 9 (Klasse 9P)	Tabelle 8.2	A62 ~A65
		Rollenlager	RBEC 1	RBEC 3	RBEC 5	–	–	[Tabelle 8.8]	A78 ~A79
		Kegelrollenlager	Klasse 4	Klasse 2	Klasse 3	Klasse 0	Klasse 00	Tabelle 8.4	A70 ~A71

**Hinweise** <sup>(1)</sup> JIS: Japanische Industrienormen <sup>(2)</sup> DIN: Deutsche Industrienorm

<sup>(3)</sup> ANSI/ABMA: Vereinigung der amerikanischen Lagerhersteller

**Anmerkungen** Die zulässigen Grenzen der Kantenkürzungen sollten den Werten in Tabelle 8.9 (Seite A80) und die Toleranzen und zulässigen Durchmesser für kegelförmige Bohrungen sollten den Werten in Tabelle 8.10 entsprechen (Seite A82).

**(Referenz)** Definitionen der für die Laufgenauigkeit aufgeführten Punkte und ihre Messmethoden stehen in Abb. 8.1 und werden ausführlich in ISO 5593 (Wörterverzeichnis für Wälzlager) und JIS B 1515 (Messmethoden für Wälzlager) und weiteren Referenzmaterialien beschrieben.

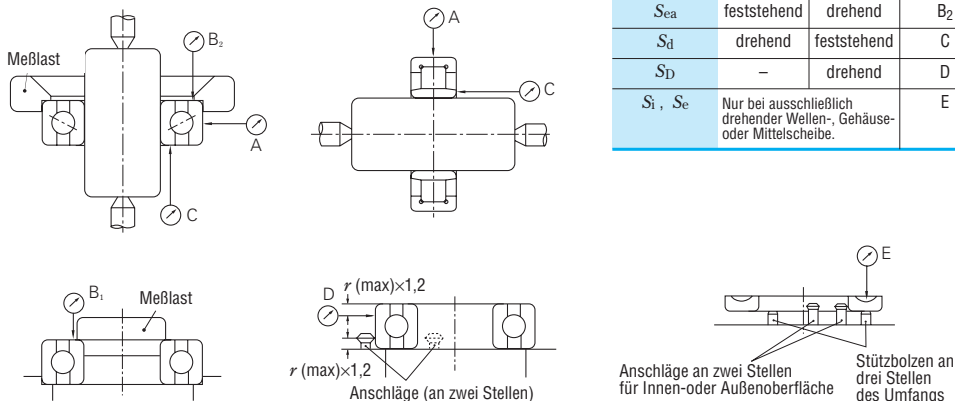


Abb. 8.1 Messmethoden für Laufgenauigkeit (Zusammenfassung)

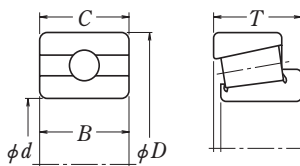
Ergänzungstabelle

Laufgenauigkeit	Innenring	Außenring	Messstelle
$K_{ia}$	drehend	feststehend	A
$K_{ea}$	feststehend	drehend	A
$S_{ia}$	drehend	feststehend	B <sub>1</sub>
$S_{ea}$	feststehend	drehend	B <sub>2</sub>
$S_d$	drehend	feststehend	C
$S_D$	–	drehend	D
$S_i, S_e$	Nur bei ausschließlich drehender Wellen-, Gehäuse- oder Mittelscheibe.		E

## Symbole für Hauptabmessungen und Laufgenauigkeit

$d$	Nennmaß des Bohrungsdurchmessers
$\Delta_{ds}$	Abweichung eines einzelnen Bohrungsdurchmessers
$\Delta_{dmp}$	Abweichung des mittleren Bohrungsdurchmessers in einer Ebene vom Nennmaß
$V_{dp}$	Schwankung des Bohrungsdurchmessers in einer einzelnen radialen Ebene
$V_{dmp}$	Schwankung des mittleren Bohrungsdurchmessers
$B$	Nennbreite des Innenrings
$\Delta_{Bs}$	Abweichung der einzelnen Innenringbreite
$V_{Bs}$	Schwankung der Innenringbreite
$K_{ia}$	Rundlauf des Innenrings am zusammengebauten Lager (Radialschlag)
$S_d$	Planlauf der Innenring-Stirnseite (Rückseite, wo geeignet) in Bezug auf die Bohrung
$S_{ia}$	Planlauf der Stirnfläche in Bezug auf die Laufbahn des Innenrings am zusammengebauten Lager (Axialschlag)
$S_i, S_e$	Schwankung der Scheibendicke bei Axiallagern
$S_T$	Nennbreite Lager
$\Delta_{Ts}$	Abweichung der Ist-Lagerbreite

$D$	Nennmaß des Außendurchmessers
$\Delta_{Ds}$	Abweichung eines einzelnen Außendurchmessers
$\Delta_{Dmp}$	Abweichung des mittleren Außendurchmessers in einer Ebene
$V_{Dp}$	Schwankung des Außendurchmessers in einer einzelnen radialen Ebene
$V_{Dmp}$	Schwankung des mittleren Außendurchmessers
$C$	Nennbreite des Außenrings
$\Delta_{Cs}$	Abweichung einer einzelnen Außenringbreite
$V_{Cs}$	Schwankung der Außenringbreite
$K_{ea}$	Rundlauf des Außenrings am zusammengebauten Lager (Radialschlag)
$S_D$	Schwankung der Neigung der Mantelfläche bezogen auf die Bezugsseitenfläche (Seitenschlag)
$S_{ea}$	Axialschlag des Außenrings (Rückseite) am zusammengebauten Lager



**Tabelle 8.2 Toleranzen für Radiallager**

**Tabelle 8.2.1 Toleranzen für Innenringe und**

Nennmaß des Bohrungsdurchmessers <i>d</i> (mm)		$\Delta_{\text{dmp}}^{(2)}$										$\Delta_{\text{ds}}^{(2)}$			
		Normal		Klasse 6		Klasse 5		Klasse 4		Klasse 2		Klasse 4		Klasse 2	
												Durchmesser- reihen			
												0, 1, 2, 3, 4			
über	bis	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.
<b>0,6<sup>(1)</sup></b>	<b>2,5</b>	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2,5	0	-4	0	-2,5
<b>2,5</b>	<b>10</b>	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2,5	0	-4	0	-2,5
<b>10</b>	<b>18</b>	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2,5	0	-4	0	-2,5
<b>18</b>	<b>30</b>	0	-10	0	-8	0	-6	0	-5	0	-2,5	0	-5	0	-2,5
<b>30</b>	<b>50</b>	0	-12	0	-10	0	-8	0	-6	0	-2,5	0	-6	0	-2,5
<b>50</b>	<b>80</b>	0	-15	0	-12	0	-9	0	-7	0	-4,0	0	-7	0	-4
<b>80</b>	<b>120</b>	0	-20	0	-15	0	-10	0	-8	0	-5,0	0	-8	0	-5
<b>120</b>	<b>150</b>	0	-25	0	-18	0	-13	0	-10	0	-7,0	0	-10	0	-7
<b>150</b>	<b>180</b>	0	-25	0	-18	0	-13	0	-10	0	-7,0	0	-10	0	-7
<b>180</b>	<b>250</b>	0	-30	0	-22	0	-15	0	-12	0	-8,0	0	-12	0	-8
<b>250</b>	<b>315</b>	0	-35	0	-25	0	-18	—	—	—	—	—	—	—	—
<b>315</b>	<b>400</b>	0	-40	0	-30	0	-23	—	—	—	—	—	—	—	—
<b>400</b>	<b>500</b>	0	-45	0	-35	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
<b>500</b>	<b>630</b>	0	-50	0	-40	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
<b>630</b>	<b>800</b>	0	-75	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
<b>800</b>	<b>1000</b>	0	-100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
<b>1000</b>	<b>1250</b>	0	-125	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
<b>1250</b>	<b>1600</b>	0	-160	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
<b>1600</b>	<b>2000</b>	0	-200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

		$\Delta_{\text{Bs}}$ (oder $\Delta_{\text{Cs}}$ ) <sup>(2)</sup>									$V_{\text{Bs}}$ (oder $V_{\text{Cs}}$ )							
		Einreihige Lager						Gepaarte Lager <sup>(4)</sup>						Innenring (oder Außenring) <sup>(3)</sup>		Innenring		
Normal Klasse 6		Klasse 5 Klasse 4		Klasse 2		Normal Klasse 6		Klasse 5 Klasse 4		Klasse 2		Normal	Klasse 6	Klasse 5	Klasse 4	Klasse 2		
ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	max	max	max	max	max		
0	−40	0	−40	0	−40	—	—	0	−250	0	−250	12	12	5	2,5	1,5		
0	−120	0	−40	0	−40	0	−250	0	−250	0	−250	15	15	5	2,5	1,5		
0	−120	0	−80	0	−80	0	−250	0	−250	0	−250	20	20	5	2,5	1,5		
0	−120	0	−120	0	−120	0	−250	0	−250	0	−250	20	20	5	2,5	1,5		
0	−120	0	−120	0	−120	0	−250	0	−250	0	−250	20	20	5	3	1,5		
0	−150	0	−150	0	−150	0	−380	0	−250	0	−250	25	25	6	4	1,5		
0	−200	0	−200	0	−200	0	−380	0	−380	0	−380	25	25	7	4	2,5		
0	−250	0	−250	0	−250	0	−500	0	−380	0	−380	30	30	8	5	2,5		
0	−250	0	−250	0	−250	0	−500	0	−380	0	−380	30	30	8	5	4		
0	−300	0	−300	0	−300	0	−500	0	−500	0	−500	30	30	10	6	5		
0	−350	0	−350	—	—	0	−500	0	−500	—	—	35	35	13	—	—		
0	−400	0	−400	—	—	0	−630	0	−630	—	—	40	40	15	—	—		
0	−450	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	50	45	—	—	—		
0	−500	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	60	50	—	—	—		
0	−750	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	70	—	—	—	—		
0	−1000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	80	—	—	—	—		
0	−1250	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	100	—	—	—	—		
0	−1600	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	120	—	—	—	—		
0	−2000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	140	—	—	—	—		

**Hinweise** <sup>(1)</sup> einschließlich 0,6 mm.

<sup>(2)</sup> Für Lager mit zylindrischen Bohrungen.

<sup>(3)</sup> Die Toleranzen für Breitenschwankungen und die Toleranzgrenzen für die Breitenschwankung des Außenrings sollten sich auf das gleiche Lager beziehen. Tabelle 8.2.2 führt die Toleranzen für die Breitenschwankungen des Außenrings für die Klassen 5, 4 und 2 auf.

<sup>(4)</sup> Für Einzelringe, die für gepaarte Lager eingesetzt werden.

<sup>(5)</sup> Für Kugellager wie Rillenkugellager, Schrägkugellager, usw.

(außer Kegelrollenlager)

Breiten der Außenringe

V <sub>dp</sub> (°)											V <sub>dmp</sub> (°)					
Normal			Klasse 6			Klasse 5		Klasse 4		Klasse 2	Normal	Klasse 6	Klasse 5	Klasse 4	Klasse 2	
Durchmesserreihen			Durchmesserreihen			Durchmesserreihen		Durchmesserreihen		Durchmesserreihen						
9	0, 1	2, 3, 4	9	0, 1	2, 3, 4	9	0,1,2,3,4	9	0,1,2,3,4	0,1,2,3,4						
max			max			max		max		max	max	max	max	max	max	
10	8	6	9	7	5	5	4	4	3	2,5	6	5	3	2	1,5	
10	8	6	9	7	5	5	4	4	3	2,5	6	5	3	2	1,5	
10	8	6	9	7	5	5	4	4	3	2,5	6	5	3	2	1,5	
13	10	8	10	8	6	6	5	5	4	2,5	8	6	3	2,5	1,5	
15	12	9	13	10	8	8	6	6	5	2,5	9	8	4	3	1,5	
19	19	11	15	15	9	9	7	7	5	4	11	9	5	3,5	2	
25	25	15	19	19	11	10	8	8	6	5	15	11	5	4	2,5	
31	31	19	23	23	14	13	10	10	8	7	19	14	7	5	3,5	
31	31	19	23	23	14	13	10	10	8	7	19	14	7	5	3,5	
38	38	23	28	28	17	15	12	12	9	8	23	17	8	6	4	
44	44	26	31	31	19	18	14	—	—	—	26	19	9	—	—	
50	50	30	38	38	23	23	18	—	—	—	30	23	12	—	—	
56	56	34	44	44	26	—	—	—	—	—	34	26	—	—	—	
63	63	38	50	50	30	—	—	—	—	—	38	30	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	

Einheiten:  $\mu\text{m}$

$K_{ia}$					$S_d$			$S_{ia} (^{\circ})$			Nennmaß des Bohrungsdurchmessers $d$ (mm)	
Normal	Klasse 6	Klasse 5	Klasse 4	Klasse 2	Klasse 5	Klasse 4	Klasse 2	Klasse 5	Klasse 4	Klasse 2		
max	max	max	max	max	max	max	max	max	max	max		
10	5	4	2,5	1,5	7	3	1,5	7	3	1,5	<b>0,6<sup>(1)</sup></b>	<b>2,5</b>
10	6	4	2,5	1,5	7	3	1,5	7	3	1,5		
10	7	4	2,5	1,5	7	3	1,5	7	3	1,5		
13	8	4	3	2,5	8	4	1,5	8	4	2,5	<b>18</b>	<b>30</b>
15	10	5	4	2,5	8	4	1,5	8	4	2,5		
20	10	5	4	2,5	8	5	1,5	8	5	2,5		
25	13	6	5	2,5	9	5	2,5	9	5	2,5	<b>80</b>	<b>120</b>
30	18	8	6	2,5	10	6	2,5	10	7	2,5		
30	18	8	6	5	10	6	4	10	7	5		
40	20	10	8	5	11	7	5	13	8	5	<b>150</b>	<b>180</b>
50	25	13	—	—	13	—	—	15	—	—		
60	30	15	—	—	15	—	—	20	—	—		
65	35	—	—	—	—	—	—	—	—	—	<b>400</b>	<b>500</b>
70	40	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
80	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
90	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	<b>500</b>	<b>630</b>
100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
120	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
140	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	<b>1000</b>	<b>1250</b>

- Anmerkungen**
- Die Ausschußseite (Toleranzobergrenze) für zylindrische Bohrungsdurchmesser wie in dieser Tabelle gilt nicht notwendigerweise innerhalb der 1,2-fachen Entfernung der Kantenkürzung  $r$  (max) von der Ringvorderseite.
  - ABMA Std 20-1996: ABEC1·RBEC1, ABEC3·RBEC3, ABEC5·RBEC5, ABEC7·RBEC7, und ABEC9·RBEC9 entsprechen den Klassen Normal, 6, 5, 4 bzw. 2.

**Tabelle 8.2 Toleranzen für Radiallager**

**Tabelle 8.2.2 Toleranzen**

Nennmaß des Außen- durchmessers <i>D</i> (mm)		$\Delta_{Dmp}$										$\Delta_{Ds}$			
		Normal		Klasse 6		Klasse 5		Klasse 4		Klasse 2		Klasse 4		Klasse 2	
												Durchmesser- reihen			
												0, 1, 2, 3, 4			
über	bis	ob	unt	ob	unt	ob	unt	ob	unt	ob	unt	ob	unt	ob	unt.
2,5 <sup>(1)</sup>	6	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2,5	0	-4	0	-2,5
6	18	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-2,5	0	-4	0	-2,5
18	30	0	-9	0	-8	0	-6	0	-5	0	-4	0	-5	0	-4
30	50	0	-11	0	-9	0	-7	0	-6	0	-4	0	-6	0	-4
50	80	0	-13	0	-11	0	-9	0	-7	0	-4	0	-7	0	-4
80	120	0	-15	0	-13	0	-10	0	-8	0	-5	0	-8	0	-5
120	150	0	-18	0	-15	0	-11	0	-9	0	-5	0	-9	0	-5
150	180	0	-25	0	-18	0	-13	0	-10	0	-7	0	-10	0	-7
180	250	0	-30	0	-20	0	-15	0	-11	0	-8	0	-11	0	-8
250	315	0	-35	0	-25	0	-18	0	-13	0	-8	0	-13	0	-8
315	400	0	-40	0	-28	0	-20	0	-15	0	-10	0	-15	0	-10
400	500	0	-45	0	-33	0	-23	—	—	—	—	—	—	—	—
500	630	0	-50	0	-38	0	-28	—	—	—	—	—	—	—	—
630	800	0	-75	0	-45	0	-35	—	—	—	—	—	—	—	—
800	1000	0	-100	0	-60	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1000	1250	0	-125	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1250	1600	0	-160	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1600	2000	0	-200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
2000	2500	0	-250	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

**Hinweise**

- (<sup>1</sup>) einschließlich 2,5 mm.
- (<sup>2</sup>) Gilt nur, wenn kein Sicherungsring zur Befestigung verwendet wird.
- (<sup>3</sup>) Für Kugellager wie Rillenkugellager und Schrägkugellager.
- (<sup>4</sup>) In Tabelle 8.2.1 stehen die Toleranzen für die Breitenschwankungen des Außenrings für Lager der Klassen Normal und 6.

**Anmerkungen**

1. Die Ausschußseite (Toleranzuntergrenze) des Außendurchmessers wie in dieser Tabelle gilt nicht notwendigerweise innerhalb der 1,2-fachen Entfernung der Kantenkürzung  $r$  (max) von der Ringvorderseite.
2. ABMA Std 20-1996: ABEC1-RBEC1, ABEC3-RBEC3, ABEC5-RBEC5, ABEC7-RBEC7 und ABEC9-RBEC9 entsprechen den Klassen Normal, 6, 5, 4 bzw. 2.



(außer Kegelrollenlager)  
für Außenringe

V <sub>Dp</sub> <sup>(2)</sup>													V <sub>Dmp</sub> <sup>(2)</sup>					
Normal				Klasse 6				Klasse 5		Klasse 4		Klasse 2	Normal	Klasse 6	Klasse 5	Klasse 4	Klasse 2	
Offene Ausfg.		Gedichtete Ausfg.	Offene Ausfg.		Gedichtete Ausfg.	Offene Ausfg.		Offene Ausfg.		Offene Ausfg.								
Durchmesserreihen				Durchmesserreihen				Durchmesserreihen		Durchmesserreihen		Durchmesserreihen						
9	0, 1	2, 3, 4	2, 3, 4	9	0, 1	2, 3, 4	0,1,2,3,4	9	0,1,2,3,4	9	0,1,2,3,4	0,1,2,3,4						
max				max				max		max		max		max	max	max	max	max
10	8	6	10	9	7	5	9	5	4	4	3	2,5	6	5	3	2	1,5	
10	8	6	10	9	7	5	9	5	4	4	3	2,5	6	5	3	2	1,5	
12	9	7	12	10	8	6	10	6	5	5	4	4	7	6	3	2,5	2	
14	11	8	16	11	9	7	13	7	5	6	5	4	8	7	4	3	2	
16	13	10	20	14	11	8	16	9	7	7	5	4	10	8	5	3,5	2	
19	19	11	26	16	16	10	20	10	8	8	6	5	11	10	5	4	2,5	
23	23	14	30	19	19	11	25	11	8	9	7	5	14	11	6	5	2,5	
31	31	19	38	23	23	14	30	13	10	10	8	7	19	14	7	5	3,5	
38	38	23	—	25	25	15	—	15	11	11	8	8	23	15	8	6	4	
44	44	26	—	31	31	19	—	18	14	13	10	8	26	19	9	7	4	
50	50	30	—	35	35	21	—	20	15	15	11	10	30	21	10	8	5	
56	56	34	—	41	41	25	—	23	17	—	—	—	34	25	12	—	—	
63	63	38	—	48	48	29	—	28	21	—	—	—	38	29	14	—	—	
94	94	55	—	56	56	34	—	35	26	—	—	—	55	34	18	—	—	
125	125	75	—	75	75	45	—	—	—	—	—	—	75	45	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	

Einheiten:  $\mu\text{m}$

	$K_{ea}$				$S_D$			$S_{ea}^{(3)}$			$V_{Cs}^{(4)}$			Nennmaß des Außen- durchmessers $D$ (mm)	
Normal	Klasse 6	Klasse 5	Klasse 4	Klasse 2	Klasse 5	Klasse 4	Klasse 2	Klasse 5	Klasse 4	Klasse 2	Klasse 5	Klasse 4	Klasse 2		
max	max	max	max	max	max	max	max	max	max	max	max	max			
15	8	5	3	1,5	8	4	1,5	8	5	1,5	5	2,5	1,5	2,5 <sup>(1)</sup>	6
15	8	5	3	1,5	8	4	1,5	8	5	1,5	5	2,5	1,5	6	18
15	9	6	4	2,5	8	4	1,5	8	5	2,5	5	2,5	1,5	18	30
20	10	7	5	2,5	8	4	1,5	8	5	2,5	5	2,5	1,5	30	50
25	13	8	5	4	8	4	1,5	10	5	4	6	3	1,5	50	80
35	18	10	6	5	9	5	2,5	11	6	5	8	4	2,5	80	120
40	20	11	7	5	10	5	2,5	13	7	5	8	5	2,5	120	150
45	23	13	8	5	10	5	2,5	14	8	5	8	5	2,5	150	180
50	25	15	10	7	11	7	4	15	10	7	10	7	4	180	250
60	30	18	11	7	13	8	5	18	10	7	11	7	5	250	315
70	35	20	13	8	13	10	7	20	13	8	13	8	7	315	400
80	40	23	—	—	15	—	—	23	—	—	15	—	—	400	500
100	50	25	—	—	18	—	—	25	—	—	18	—	—	500	630
120	60	30	—	—	20	—	—	30	—	—	20	—	—	630	800
140	75	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	800	1000
160	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1000	1250
190	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1250	1600
220	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1600	2000
250	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2000	2500

**Tabelle 8.3 Toleranzen für metrische Kegelrollenlager**

**Tabelle 8.3.1 Toleranzen für Bohrungsdurchmesser von Innenringen und Laufgenauigkeit**

Nennmaß des Bohrungsdurchmessers <div><math>d</math> (mm)</div>		$\Delta_{dmp}$						$\Delta_{ds}$		$V_{dp}$				$V_{dmp}$			
		Normal Klasse 6X		Klasse 6 Klasse 5		Klasse 4		Klasse 4		Normal Klasse 6X	Klasse 6	Klasse 5	Klasse 4	Normal Klasse 6X	Klasse 6	Klasse 5	Klasse 4
über	inkl.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	max	max	max	max	max	max	max	max
10	18	0	−8	0	−7	0	−5	0	−5	8	7	5	4	6	5	5	4
18	30	0	−10	0	−8	0	−6	0	−6	10	8	6	5	8	6	5	4
30	50	0	−12	0	−10	0	−8	0	−8	12	10	8	6	9	8	5	5
50	80	0	−15	0	−12	0	−9	0	−9	15	12	9	7	11	9	6	5
80	120	0	−20	0	−15	0	−10	0	−10	20	15	11	8	15	11	8	5
120	180	0	−25	0	−18	0	−13	0	−13	25	18	14	10	19	14	9	7
180	250	0	−30	0	−22	0	−15	0	−15	30	22	17	11	23	16	11	8
250	315	0	−35	0	−25	0	−18	0	−18	35	—	—	—	26	—	—	—
315	400	0	−40	0	−30	0	−23	0	−23	40	—	—	—	30	—	—	—
400	500	0	−45	0	−35	0	−27	0	−27	—	—	—	—	—	—	—	—
500	630	0	−50	0	−40	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
630	800	0	−75	0	−60	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

**Anmerkungen** 1. Die Ausschußseite (Toleranzobergrenze) des Bohrungsdurchmessers wie in dieser Tabelle gilt nicht notwendigerweise innerhalb der 1,2-fachen Entfernung der Kantenkürzung  $r$  (max) von der Stirnfläche.

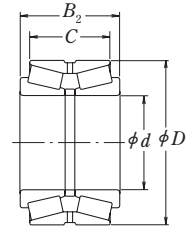
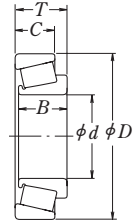
**Tabelle 8.3.2 Toleranzen für Außenringdurchmesser und Laufgenauigkeit**

Nennmaß des Außen- durchmessers  <i>D</i> (mm)		$\Delta_{Dmp}$						$\Delta_{Ds}$		$V_{dp}$				$V_{dmp}$			
		Normal Klasse 6X		Klasse 6 Klasse 5		Klasse 4		Klasse 4		Normal Klasse 6X	Klasse 6	Klasse 5	Klasse 4	Normal Klasse 6X	Klasse 6	Klasse 5	Klasse 4
über	inkl.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	max	max	max	max	max	max	max	max
<b>18</b>	<b>30</b>	0	−9	0	−8	0	−6	0	−6	9	8	6	5	7	6	5	4
<b>30</b>	<b>50</b>	0	−11	0	−9	0	−7	0	−7	11	9	7	5	8	7	5	5
<b>50</b>	<b>80</b>	0	−13	0	−11	0	−9	0	−9	13	11	8	7	10	8	6	5
<b>80</b>	<b>120</b>	0	−15	0	−13	0	−10	0	−10	15	13	10	8	11	10	7	5
<b>120</b>	<b>150</b>	0	−18	0	−15	0	−11	0	−11	18	15	11	8	14	11	8	6
<b>150</b>	<b>180</b>	0	−25	0	−18	0	−13	0	−13	25	18	14	10	19	14	9	7
<b>180</b>	<b>250</b>	0	−30	0	−20	0	−15	0	−15	30	20	15	11	23	15	10	8
<b>250</b>	<b>315</b>	0	−35	0	−25	0	−18	0	−18	35	25	19	14	26	19	13	9
<b>315</b>	<b>400</b>	0	−40	0	−28	0	−20	0	−20	40	28	22	15	30	21	14	10
<b>400</b>	<b>500</b>	0	−45	0	−33	0	−23	0	−23	45	—	—	—	34	—	—	—
<b>500</b>	<b>630</b>	0	−50	0	−38	0	−28	0	−28	50	—	—	—	38	—	—	—
<b>630</b>	<b>800</b>	0	−75	0	−45	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
<b>800</b>	<b>1000</b>	0	−100	0	−60	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

**Anmerkungen** 1. Die Ausschußseite (Toleranzuntergrenze) der Außendurchmesser wie in dieser Tabelle gilt nicht notwendigerweise innerhalb der 1,2-fachen Entfernung der Kantenkürzung  $r$  (max) von der Stirnfläche.

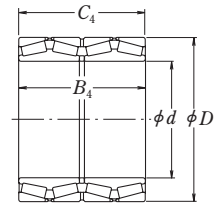
Einheiten:  $\mu\text{m}$

$K_{ia}$				$S_d$		$S_{ia}$
Normal Klasse GX	Klasse 6	Klasse 5	Klasse 4	Klasse 5	Klasse 4	Klasse 4
max	max	max	max	max	max	max
15	7	3.5	2.5	7	3	3
18	8	4	3	8	4	4
20	10	5	4	8	4	4
25	10	5	4	8	5	4
30	13	6	5	9	5	5
35	18	8	6	10	6	7
50	20	10	8	11	7	8
60	25	13	10	13	8	10
70	30	15	12	15	10	14
70	35	18	14	19	13	17
85	40	20	—	22	—	—
100	45	22	—	27	—	—



Einheiten:  $\mu\text{m}$

$K_{ea}$				$S_D$		$S_{ea}$
Normal Klasse GX	Klasse 6	Klasse 5	Klasse 4	Klasse 5	Klasse 4	Klasse 4
max	max	max	max	max	max	max
18	9	6	4	8	4	5
20	10	7	5	8	4	5
25	13	8	5	8	4	5
35	18	10	6	9	5	6
40	20	11	7	10	5	7
45	23	13	8	10	5	8
50	25	15	10	11	7	10
60	30	18	11	13	8	10
70	35	20	13	13	10	13
80	40	23	15	15	11	15
100	50	25	18	18	13	18
120	60	30	—	20	—	—
120	75	35	—	23	—	—

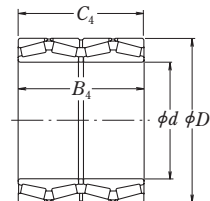
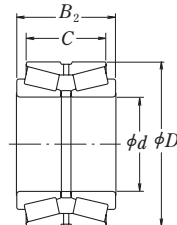
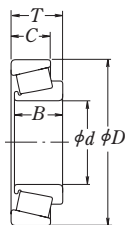


**Tabelle 8.3 Toleranzen für metrische Ausführungen**

**Tabelle 8.3.3 Toleranzen für Breite, gesamte Lagerbreite,**

Nennmaß des Bohrungs- durchmessers $d$ (mm)		$\Delta_{B_s}$						$\Delta_{C_s}$						$\Delta_{T_s}$					
		Normal		Klasse 6X		Klasse 5 Klasse 4		Normal		Klasse 6X		Klasse 5 Klasse 4		Normal Klasse 6		Klasse 6X		Klasse 5 Klasse 4	
		über	inkl.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.
<b>10</b>	<b>18</b>	0	-120	0	-50	0	-200	0	-120	0	-100	0	-200	+200	0	+100	0	+200	-200
<b>18</b>	<b>30</b>	0	-120	0	-50	0	-200	0	-120	0	-100	0	-200	+200	0	+100	0	+200	-200
<b>30</b>	<b>50</b>	0	-120	0	-50	0	-240	0	-120	0	-100	0	-240	+200	0	+100	0	+200	-200
<b>50</b>	<b>80</b>	0	-150	0	-50	0	-300	0	-150	0	-100	0	-300	+200	0	+100	0	+200	-200
<b>80</b>	<b>120</b>	0	-200	0	-50	0	-400	0	-200	0	-100	0	-400	+200	-200	+100	0	+200	-200
<b>120</b>	<b>180</b>	0	-250	0	-50	0	-500	0	-250	0	-100	0	-500	+350	-250	+150	0	+350	-250
<b>180</b>	<b>250</b>	0	-300	0	-50	0	-600	0	-300	0	-100	0	-600	+350	-250	+150	0	+350	-250
<b>250</b>	<b>315</b>	0	-350	0	-50	0	-700	0	-350	0	-100	0	-700	+350	-250	+200	0	+350	-250
<b>315</b>	<b>400</b>	0	-400	0	-50	0	-800	0	-400	0	-100	0	-800	+400	-400	+200	0	+400	-400
<b>400</b>	<b>500</b>	0	-450	—	—	0	-800	0	-450	—	—	0	-800	+400	-400	—	—	+400	-400
<b>500</b>	<b>630</b>	0	-500	—	—	0	-800	0	-500	—	—	0	-800	+500	-500	—	—	+500	-500
<b>630</b>	<b>800</b>	0	-750	—	—	0	-800	0	-750	—	—	0	-800	+600	-600	—	—	+600	-600

**Anmerkungen** Die tatsächliche Breite eines Innenrings mit Rollensatz  $T_1$  wird als Gesamtlagerbreite eines Innenrings mit Rollensatz und Meister-Außenring definiert.  
Die Nennbreite eines Außenrings  $T_2$  wird als Gesamtlagerbreite eines Außenrings mit Meister-Innenring mit Rollensatz definiert.



# Kegelrollenlager und Breite von gepaarten Lagern

Einheiten:  $\mu\text{m}$

Ringbreite mit Rollensatz $\Delta T_{1s}$				Nennbreitenabweichung Außenring $\Delta T_{2s}$				Gesamtbreitenabweichung gepaarter Lager $\Delta B_{2s}$				Nennmaß des Bohrungs- durchmessers $d$ (mm)	
Normal		Klasse 6X		Normal		Klasse 6X		Alle Klassen zweireihiger Lager		Alle Klassen vierreihiger Lager			
ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	über	inkl.
+100	0	+50	0	+100	0	+50	0	+200	-200	-	-	10	18
+100	0	+50	0	+100	0	+50	0	+200	-200	-	-	18	30
+100	0	+50	0	+100	0	+50	0	+200	-200	-	-	30	50
+100	0	+50	0	+100	0	+50	0	+300	-300	+300	-300	50	80
+100	-100	+50	0	+100	-100	+50	0	+300	-300	+400	-400	80	120
+150	-150	+50	0	+200	-100	+100	0	+400	-400	+500	-500	120	180
+150	-150	+50	0	+200	-100	+100	0	+450	-450	+600	-600	180	250
+150	-150	+100	0	+200	-100	+100	0	+550	-550	+700	-700	250	315
+200	-200	+100	0	+200	-200	+100	0	+600	-600	+800	-800	315	400
-	-	-	-	-	-	-	-	+700	-700	+900	-900	400	500
-	-	-	-	-	-	-	-	+800	-800	+1000	-1000	500	630
-	-	-	-	-	-	-	-	+1200	-1200	+1500	-1500	630	800

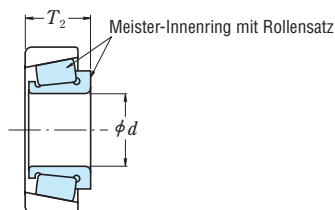
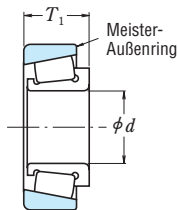


Tabelle 8.4 Toleranzen für Kegelrollenlager in Zollabmessungen

Tabelle 8.4.1 Toleranzen für den Bohrungsdurchmesser des Innenrings

Einheiten:  $\mu\text{m}$

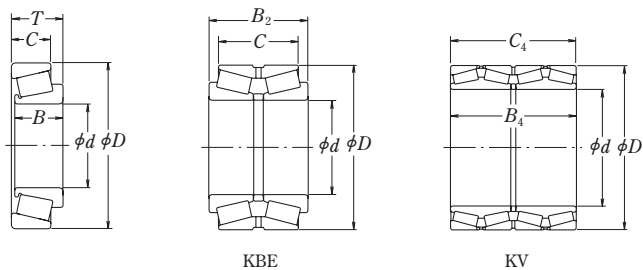
Nennmaß des Bohrungsdurchmessers $d$				$\Delta_{ds}$					
über		inkl		Klasse 4, 2		Klasse 3, 0		Klasse 00	
(mm)	1/25,4	(mm)	1/25,4	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.
—	—	<b>76200</b>	30000	+13	0	+13	0	+8	0
<b>76200</b>	30000	<b>266700</b>	105000	+25	0	+13	0	+8	0
<b>266700</b>	105000	<b>304800</b>	120000	+25	0	+13	0	—	—
<b>304800</b>	120000	<b>609600</b>	240000	+51	0	+25	0	—	—
<b>609600</b>	240000	<b>914400</b>	360000	+76	0	+38	0	—	—
<b>914400</b>	360000	<b>1 219200</b>	480000	+102	0	+51	0	—	—
<b>1219200</b>	480000	—	—	+127	0	+76	0	—	—

Tabelle 8.4.2 Toleranzen für den Außendurchmesser des Außenrings

Nennmaß des Außendurchmessers $D$				$\Delta_{Ds}$					
über		inkl		Klasse 4, 2		Klasse 3, 0		Klasse 00	
(mm)	1/25,4	(mm)	1/25,4	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.
—	—	<b>266700</b>	105000	+25	0	+13	0	+8	0
<b>266700</b>	105000	<b>304800</b>	120000	+25	0	+13	0	+8	0
<b>304800</b>	120000	<b>609600</b>	240000	+51	0	+25	0	—	—
<b>609600</b>	240000	<b>914400</b>	360000	+76	0	+38	0	—	—
<b>914400</b>	360000	<b>1219200</b>	480000	+102	0	+51	0	—	—
<b>1 219200</b>	480000	—	—	+127	0	+76	0	—	—

Tabelle 8.4.3 Toleranzen für die

Nennmaß des Bohrungsdurchmessers <i>d</i>				<i>A</i> <sub>Ts</sub>									
über		inkl.		Klasse 4		Klasse 2		Klasse 3				Klasse 0, 00	
								<i>D</i> 508000(mm)		<i>D</i> > 508000 (mm)			
(mm)	1/25,4	(mm)	1/25,4	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.
— <b>101600</b>	— 40000	<b>101600</b> <b>304800</b>	40000 120000	+203 +356	0 −254	+203 +203	0 0	+203 +203	−203 −203	+203 +203	−203 −203	+203 +203	−203 −203
<b>304800</b> <b>609600</b>	120000 240000	<b>609600</b> —	240000 —	+381 +381	−381 −381	+381 —	−381 —	+203 +381	−203 −381	+381 +381	−381 −381	— —	— —



und radialer Rundlauf des Innen- und Außenrings

Einheiten:  $\mu\text{m}$

$K_{ia}, K_{ea}$				
Klasse 4	Klasse 2	Klasse 3	Klasse 0	Klasse 00
max	max	max	max	max
51	38	8	4	2
51	38	8	4	2
51	38	18	—	—
76	51	51	—	—
76	—	76	—	—
76	—	76	—	—

Gesamtbreite und kombinierte Breite

Einheiten:  $\mu\text{m}$

zweireihige Lager (KBE-Typ)										vierreihige Lager (KV-Typ)	
$\Delta B_{2s}$										$\Delta B_{4s}, \Delta C_{4s}$	
Klasse 4		Klasse 2		Klasse 3				Klasse 0,00		Klasse 4, 3	
				$D \leq 508000 \text{ (mm)}$		$D > 508000 \text{ (mm)}$					
ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.
+406	0	+406	0	+406	-406	+406	-406	+406	-406	+1524	-1524
+711	-508	+406	-203	+406	-406	+406	-406	+406	-406	+1524	-1524
+762	-762	+762	-762	+406	-406	+762	-762	—	—	+1524	-1524
+762	-762	—	—	+762	-762	+762	-762	—	—	+1524	-1524

Tabelle 8.5 Toleranzen für Schulterkugellager  
Tabelle 8.5.1 Toleranzen für Innenringe und

Nennmaß des Bohrungs- durchmessers $d$ (mm)		$\Delta_{dmp}$						$V_{dp}$			$V_{dmp}$			$\Delta_{Bs}$ (oder $\Delta_{Cs}$ ) <sup>(1)</sup>			
		Normal		Klasse 6		Klasse 5		Normal	Klasse 6	Klasse 5	Normal	Klasse 6	Klasse 5	Normal Klasse 6		Klasse 5	
		über	inkl.	ob.	unt.	ob.	unt.	max	max	max	max	max	max	ob.	unt.	ob.	unt.
2,5	10			0	-8	0	-7	6	5	4	6	5	3	0	-120	0	-40
10	18			0	-8	0	-7	6	5	4	6	5	3	0	-120	0	-80
18	30			0	-10	0	-8	8	6	5	8	6	3	0	-120	0	-120

**Hinweis** <sup>(1)</sup> Die Breitenabweichung und -schwankung eines Außenrings wird entsprechend des Innenrings desselben Lagers festgelegt.

**Anmerkungen** Die Ausschußseite (Toleranzobergrenze) der Bohrungsdurchmesser wie in dieser Tabelle gilt nicht notwendigerweise innerhalb der 1,2-fachen Entfernung der Kantenkürzung  $r$  (max) von der Stirnseite.

Tabelle 8.5.2 Toleranzen für

Nennmaß des Außen- durchmessers  <i>D</i> (mm)		$\Delta_{Dmp}$									$V_{Dp}$					
		Lagerreihen E						Lagerreihen EN								
		Normal		Klasse 6		Klasse 5		Normal		Klasse 6		Klasse 5		Normal	Klasse 6	Klasse 5
über	inkl.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	max	max	max
6	18	+8	0	+7	0	+5	0	0	−8	0	−7	0	−5	6	5	4
18	30	+9	0	+8	0	+6	0	0	−9	0	−8	0	−6	7	6	5
30	50	+11	0	+9	0	+7	0	0	−11	0	−9	0	−7	8	7	5

**Anmerkungen** Die Ausschußseite (Toleranzuntergrenze) der Außendurchmesser wie in dieser Tabelle gilt nicht notwendigerweise innerhalb der 1,2-fachen Entfernung der Kantenkürzung  $r$  (max) von der Stirnseite.



# Breiten von Außenringen

Einheiten:  $\mu\text{m}$

$V_{Bs}$ (oder $V_{Cs}$ ) <sup>(1)</sup>		$\Delta T_s$		$K_{ia}$			$S_d$	$S_{ia}$
Normal Klasse 6	Klasse 5	Normal Klasse 6 Klasse 5		Normal	Klasse 6	Klasse 5	Klasse 5	Klasse 5
max	max	ob.	unt.	max	max	max	max	max
15	5	+120	−120	10	6	4	7	7
20	5	+120	−120	10	7	4	7	7
20	5	+120	−120	13	8	4	8	8

# Außenringe

Einheiten:  $\mu\text{m}$

$V_{Dmp}$			$K_{ea}$			$S_{ea}$	$S_D$
Normal	Klasse 6	Klasse 5	Normal	Klasse 6	Klasse 5	Klasse 5	Klasse 5
max	max	max	max	max	max	max	max
6	5	3	15	8	5	8	8
7	6	3	15	9	6	8	8
8	7	4	20	10	7	8	8

**Tabelle 8.6 Toleranzen für Axialkugellager**

**Tabelle 8.6.1 Toleranzen für Bohrungsdurchmesser von Wellenscheiben und Laufgenauigkeit**

Einheiten:  $\mu\text{m}$

Nennmaß des Bohrungs- durchmessers $d$ oder $d_2$ (mm)		$\Delta_{\text{dmp}}$ oder $\Delta_{\text{d2mp}}$				$V_{\text{dp}}$ oder $V_{\text{d2p}}$		$S_i$ oder $S_e$ <sup>(1)</sup>			
		Normal Klasse 6 Klasse 5		Klasse 4		Normal Klasse 6 Klasse 5	Klasse 4	Normal	Klasse 6	Klasse 5	Klasse 4
		ob.	unt.	ob.	unt.	max	max	max	max	max	max
über	inkl.										
—	<b>18</b>	0	−8	0	−7	6	5	10	5	3	2
<b>18</b>	<b>30</b>	0	−10	0	−8	8	6	10	5	3	2
<b>30</b>	<b>50</b>	0	−12	0	−10	9	8	10	6	3	2
<b>50</b>	<b>80</b>	0	−15	0	−12	11	9	10	7	4	3
<b>80</b>	<b>120</b>	0	−20	0	−15	15	11	15	8	4	3
<b>120</b>	<b>180</b>	0	−25	0	−18	19	14	15	9	5	4
<b>180</b>	<b>250</b>	0	−30	0	−22	23	17	20	10	5	4
<b>250</b>	<b>315</b>	0	−35	0	−25	26	19	25	13	7	5
<b>315</b>	<b>400</b>	0	−40	0	−30	30	23	30	15	7	5
<b>400</b>	<b>500</b>	0	−45	0	−35	34	26	30	18	9	6
<b>500</b>	<b>630</b>	0	−50	0	−40	38	30	35	21	11	7
<b>630</b>	<b>800</b>	0	−75	0	−50	—	—	40	25	13	8
<b>800</b>	<b>1000</b>	0	−100	—	—	—	—	45	30	15	—
<b>1000</b>	<b>1250</b>	0	−125	—	—	—	—	50	35	18	—

**Hinweise** <sup>(1)</sup> Für zweiseitig wirkende Lager hängt die Schwankung der Scheibendicke nicht vom Bohrungsdurchmesser  $d_2$  ab, sondern vom Wert  $d$  für einseitig wirkende Lager mit demselben Wert  $D$  in der gleichen Durchmesserreihe. Die Schwankung der Scheibendicke der Gehäusescheibe  $S_e$  gilt nur für Axiallager in flacher Ausführung.

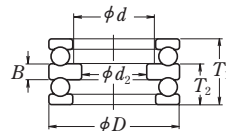
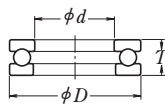
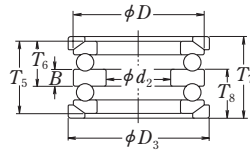
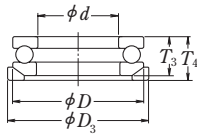


Tabelle 8.6.2 Toleranzen für den Außendurchmesser von Gehäusescheiben und einstellbare Unterlagscheiben

Nennmaß des Außendurchmessers des Lagers oder der einstellbaren Unterlagscheibe $D$ oder $D_3$ (mm)		$\Delta_{Dmp}$						$V_{Dp}$		Einheiten: $\mu m$	
										Typ flache Ausführung	
		Normal Klasse 6 Klasse 5		Klasse 4		Normal Klasse 6		Normal Klasse 6 Klasse 5	Klasse 4	Normal Klasse 6	
		über	inkl.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	max	max
10	18	0	-11	0	-7	0	-17	8	5	0	-25
18	30	0	-13	0	-8	0	-20	10	6	0	-30
30	50	0	-16	0	-9	0	-24	12	7	0	-35
50	80	0	-19	0	-11	0	-29	14	8	0	-45
80	120	0	-22	0	-13	0	-33	17	10	0	-60
120	180	0	-25	0	-15	0	-38	19	11	0	-75
180	250	0	-30	0	-20	0	-45	23	15	0	-90
250	315	0	-35	0	-25	0	-53	26	19	0	-105
315	400	0	-40	0	-28	0	-60	30	21	0	-120
400	500	0	-45	0	-33	0	-68	34	25	0	-135
500	630	0	-50	0	-38	0	-75	38	29	0	-180
630	800	0	-75	0	-45	0	-113	55	34	0	-225
800	1000	0	-100	—	—	—	—	75	—	—	—
1000	1250	0	-125	—	—	—	—	—	—	—	—
1250	1600	0	-160	—	—	—	—	—	—	—	—



**Tabelle 8.6.3 Toleranzen für die Höhe von Axialkugellagern und Wellenscheiben**

Einheiten:  $\mu\text{m}$

Nennmaß des Bohrungs- durchmessers  $d^{(1)}$ (mm)		Typ flache Ausführung				Typ einstellbare Unterlagscheibe				mit einstellbarer Unterlagscheibe				Höhenabweichung Wellenscheiben $\Delta_{Bs}$	
		$\Delta_{T_{2s}}$ oder $\Delta_{T_{2s}}$		$\Delta_{T_{1s}}$		$\Delta_{T_{3s}}$ oder $\Delta_{T_{6s}}$		$\Delta_{T_{5s}}$		$\Delta_{T_{4s}}$ oder $\Delta_{T_{8s}}$		$\Delta_{T_{7s}}$			
		Normal, Klasse 6 Klasse 5, Klasse 4	Normal, Klasse 6 Klasse 5, Klasse 4	Normal Klasse 6	Normal Klasse 6	Normal Klasse 6	Normal Klasse 6	Normal Klasse 6	Normal Klasse 6						
über	bis	ob	unt	ob	unt	ob	unt	ob	unt	ob	unt	ob	unt.		
— 30 50	30 50 80	0	−75	+50	−150	0	−75	+50	−150	+50	−75	+150	−150	0	−50
		0	−100	+75	−200	0	−100	+75	−200	+50	−100	+175	−200	0	−75
		0	−125	+100	−250	0	−125	+100	−250	+75	−125	+250	−250	0	−100
80 120 180	120 180 250	0	−150	+125	−300	0	−150	+125	−300	+75	−150	+275	−300	0	−125
		0	−175	+150	−350	0	−175	+150	−350	+100	−175	+350	−350	0	−150
		0	−200	+175	−400	0	−200	+175	−400	+100	−200	+375	−400	0	−175
250 315	315 400	0	−225	+200	−450	0	−225	+200	−450	+125	−225	+450	−450	0	−200
		0	−300	+250	−600	0	−300	+250	−600	+150	−275	+550	−550	0	−250

**Hinweise** (1) Für zweiseitig wirkende Lager hängt die Klassifizierung vom Wert  $d$  für einseitig wirkende Lager vom gleichen Wert  $D$  aus derselben Durchmesserreihe ab.

**Anmerkungen**  $\Delta_{T_s}$  in der Tabelle entspricht der Abweichung der entsprechenden Höhen  $T$  in den nachstehenden Abbildungen.

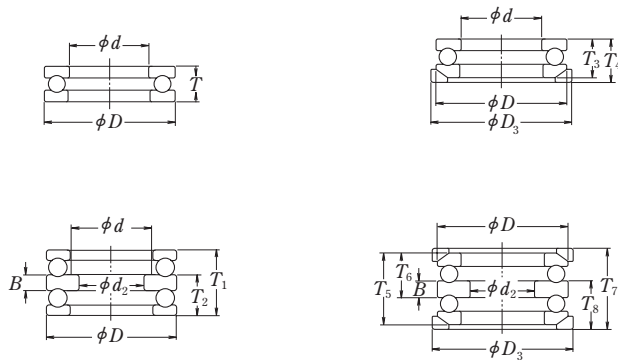


Tabelle 8.7 Toleranzen für Axialpendelrollenlager

Tabelle 8.7.1 Toleranzen für Bohrungsdurchmesser von Wellenscheiben und Höhe (Klasse Normal)

Einheiten:  $\mu\text{m}$

Nennmaß des Bohrungsdurchmessers $d$ (mm)		$\Delta_{\text{dmp}}$		$V_{\text{dp}}$	Referenz		
					$S_d$	$\Delta_{\text{Ts}}$	
über	inkl.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.
50	80	0	-15	11	25	+150	-150
80	120	0	-20	15	25	+200	-200
120	180	0	-25	19	30	+250	-250
180	250	0	-30	23	30	+300	-300
250	315	0	-35	26	35	+350	-350
315	400	0	-40	30	40	+400	-400
400	500	0	-45	34	45	+450	-450

**Anmerkungen** Die Ausschußseite (Toleranzobergrenze) der Bohrungsdurchmesser wie in dieser Tabelle gilt nicht notwendigerweise innerhalb der 1,2-fachen Entfernung der Kantenkürzung  $r$  (max) von der Stirnfläche.

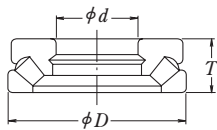
Tabelle 8.7.2 Toleranzen für Gehäusescheiben

Durchmesser (Klasse: Normal)

Einheiten:  $\mu\text{m}$

Nennmaß des Außendurchmessers $D$ (mm)		$\Delta_{\text{Dmp}}$	
über	inkl.	ob.	unt.
120	180	0	-25
180	250	0	-30
250	315	0	-35
315	400	0	-40
400	500	0	-45
500	630	0	-50
630	800	0	-75
800	1 000	0	-100

**Anmerkungen** Die Ausschußseite (Toleranzuntergrenze) der Außendurchmesser wie in dieser Tabelle gilt nicht notwendigerweise innerhalb der 1,2-fachen Entfernung der Kantenkürzung  $r$  (max) von der Stirnfläche.



**Tabelle 8.8 Toleranzen für Instrumentenlager**

**Klasse 5P, Klasse 7P und Klasse 9P**

**(1) Toleranzen für Innenringe und**

Nennbohrungsdurchmesser $d$ (mm)		$\Delta_{dmp}$				$\Delta_{ds}$				$V_{dp}$		$V_{dmp}$		$\Delta_{Bs}$	
		Klasse 5P Klasse 7P		Klasse 9P		Klasse 5P Klasse 7P		Klasse 9P		Klasse 5P Klasse 7P		Klasse 9P		Einreihige Lg.	
		ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	max	max	max	max	ob.	unt.
über	inkl.														
—	10	0	−5,1	0	−2,5	0	−5,1	0	−2,5	2,5	1,3	2,5	1,3	0	−25,4
10	18	0	−5,1	0	−2,5	0	−5,1	0	−2,5	2,5	1,3	2,5	1,3	0	−25,4
18	30	0	−5,1	0	−2,5	0	−5,1	0	−2,5	2,5	1,3	2,5	1,3	0	−25,4

**Hinweis** <sup>(1)</sup> Gilt für Lager, deren axiales Spiel (Vorspannung) durch die Kombination von zwei ausgewählten Lagern eingestellt wird.

**Anmerkungen** Für die Klasse 3P und die Toleranzen metrischer Instrumentenlager wird empfohlen NSK zu konsultieren.

**(2) Toleranzen für**

Nennmaß des Außen- durchmessers $D$ (mm)	$\Delta_{Dmp}$				$\Delta_{Ds}$						$V_{Dp}$			$V_{Dmp}$				
	Klasse 5P Klasse 7P				Klasse 9P				Klasse 5P Klasse 7P			Klasse 9P		Klasse 5P Klasse 7P			Klasse 9P	
									Offen		Gedichtete Ausf.		Offen		Offen	Gedichtete Ausfg.	Offen	Offen
	über	inkl.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	ob.	unt.	max	max	max	max	max	max	max	
—	18	0	−5,1	0	−2,5	0	−5,1	+1	−6,1	0	−2,5	2,5	5,1	1,3	2,5	5,1	1,3	
18	30	0	−5,1	0	−3,8	0	−5,1	+1	−6,1	0	−3,8	2,5	5,1	2	2,5	5,1	2	
30	50	0	−5,1	0	−3,8	0	−5,1	+1	−6,1	0	−3,8	2,5	5,1	2	2,5	5,1	2	

**Hinweise** <sup>(1)</sup> Gilt für Flanschbreitenschwankung von Flanschlagern.

<sup>(2)</sup> Gilt für Flanschrückseiten.

(Zollabmessung)

(entspricht ANSI/ABMA)

Breiten von Außenringen

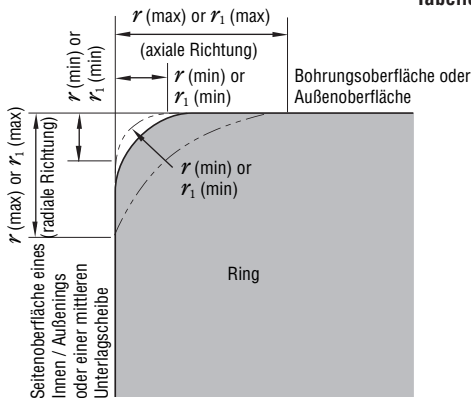
Einheiten:  $\mu\text{m}$

(oder $\Delta_{Cs}$ )		$V_{Bs}$			$K_{ia}$			$S_{ia}$			$S_d$		
Kombinierte Lg.( <sup>1</sup> )		Klasse 5P	Klasse 7P	Klasse 9P	Klasse 5P	Klasse 7P	Klasse 9P	Klasse 5P	Klasse 7P	Klasse 9P	Klasse 5P	Klasse 7P	Klasse 9P
ob.	unt.	max	max	max	max	max	max	max	max	max	max	max	max
0	-400	5,1	2,5	1,3	3,8	2,5	1,3	7,6	2,5	1,3	7,6	2,5	1,3
0	-400	5,1	2,5	1,3	3,8	2,5	1,3	7,6	2,5	1,3	7,6	2,5	1,3
0	-400	5,1	2,5	1,3	3,8	3,8	2,5	7,6	3,8	1,3	7,6	3,8	1,3

Außenringe

Einheiten:  $\mu\text{m}$

$V_{Cs}$ ( <sup>1</sup> )			$S_D$			$K_{ea}$			$S_{ea}$			Abweichung des Flanschaußendurchmessers $\Delta D_{1s}$		Abweichung der Flanschbreite $\Delta C_{1s}$		Rundlauf der Flanschrückseite mit Laufbahn ( <sup>2</sup> ) $S_{ea1}$
Klasse 5P	Klasse 7P	Klasse 9P	Klasse 5P	Klasse 7P	Klasse 9P	Klasse 5P	Klasse 7P	Klasse 9P	Klasse 5P	Klasse 7P	Klasse 9P					
max	max	max	max	max	max	max	max	max	max	max	max	ob.	unt.	ob.	unt.	max
5,1	2,5	1,3	7,6	3,8	1,3	5,1	3,8	1,3	7,6	5,1	1,3	0	-25,4	0	-50,8	7,6
5,1	2,5	1,3	7,6	3,8	1,3	5,1	3,8	2,5	7,6	5,1	2,5	0	-25,4	0	-50,8	7,6
5,1	2,5	1,3	7,6	3,8	1,3	5,1	5,1	2,5	7,6	5,1	2,5	0	-25,4	0	-50,8	7,6



$r$  : Kantenabmessungen des Innen- / Außenrings  
 $r_1$  : Kantenabmessungen des Innen- / Außenrings (Stirnseite)  
 oder der mittleren Unterscheibe von Axialkugellagern

**Anmerkungen** Die genaue Form der Kantenoberflächen wurde nicht festgelegt, aber ihr Schnitt in der axialen Ebene sollte einen Bogenradius von  $r$  (min) oder  $r_1$  (min) nicht überschneiden, bei Berührung der Stirnfläche eines Innenrings oder einer mittleren Wellenscheibe und Bohrungsoberfläche oder der Stirnfläche eines Außenrings und der Mantelfläche

**Tabelle 8.9 Abmessungen der Kantenkürzungen (metrische Lager)**

**Tabelle 8.9.1 Abmessungen der Kantenkürzungen bei Radiallagern (außer Kegelrollenlager)**

Einheiten: mm

Zulässige Kantenabmessungen bei Innen-/Außenringen $r$ (min) oder $r_1$ (min)	Nennmaß des Bohrungsdurchmessers $d$		Zulässige Kantenabmessungen bei Innen-/Außenringen $r$ (max) oder $r_1$ (max)		Referenz
	über	inkl.	radiale Richtung	axiale Richtung	Kantenradius an Welle oder Gehäuse $r_a$ max
<b>0,05</b>	—	—	0,1	0,2	0,05
<b>0,08</b>	—	—	0,16	0,3	0,08
<b>0,1</b>	—	—	0,2	0,4	0,1
<b>0,15</b>	—	—	0,3	0,6	0,15
<b>0,2</b>	—	—	0,5	0,8	0,2
<b>0,3</b>	—	40	0,6	1	0,3
	40	—	0,8	1	
<b>0,6</b>	—	40	1	2	0,6
	40	—	1,3	2	
<b>1</b>	—	50	1,5	3	1
	50	—	1,9	3	
<b>1,1</b>	—	120	2	3,5	1
	120	—	2,5	4	
<b>1,5</b>	—	120	2,3	4	1,5
	120	—	3	5	
<b>2</b>	—	80	3	4,5	2
	80	220	3,5	5	
	220	—	3,8	6	
<b>2,1</b>	—	280	4	6,5	2
	280	—	4,5	7	
<b>2,5</b>	—	100	3,8	6	2
	100	280	4,5	6	
	280	—	5	7	
<b>3</b>	—	280	5	8	2,5
	280	—	5,5	8	
<b>4</b>	—	—	6,5	9	3
<b>5</b>	—	—	8	10	4
<b>6</b>	—	—	10	13	5
<b>7,5</b>	—	—	12,5	17	6
<b>9,5</b>	—	—	15	19	8
<b>12</b>	—	—	18	24	10
<b>15</b>	—	—	21	30	12
<b>19</b>	—	—	25	38	15

**Anmerkungen** Bei Lagern mit Breitenennmaßen unter 2 mm ist der Wert von  $r$  (max) in axialer Richtung gleich dem in radialer Richtung.



**Tabelle 8.9.2 Abmessungen der Kantenkürzungen bei Kegelrollenlagern**

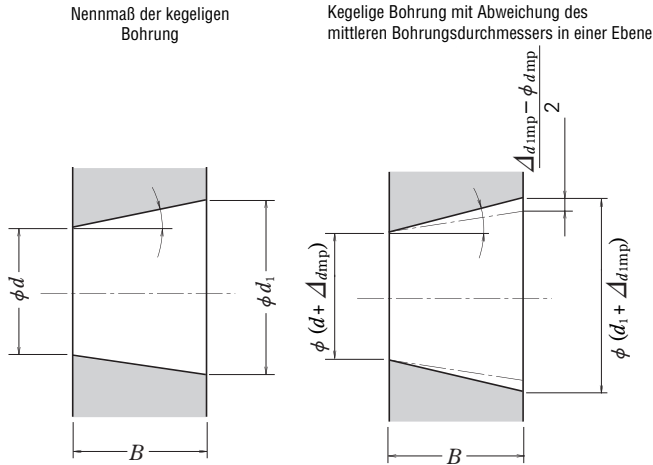
Einheiten: mm					
Zulässige Kantenabmessungen bei Innen-/Außenringen $r$ (min)	Nennmaß der Bohrung oder des Außen-durchmessers <sup>(1)</sup> $d$ oder $D$		Zulässige Kantenabmessungen bei Innen-/Außenringen $r$ (max)		Referenz
	über	inkl.	radiale Richtung	axiale Richtung	Kantenradius an Welle oder Gehäuse $r_a$
					max
<b>0,15</b>	—	—	0,3	0,6	0,15
<b>0,3</b>	—	40	0,7	1,4	0,3
	40	—	0,9	1,6	
<b>0,6</b>	—	40	1,1	1,7	0,6
	40	—	1,3	2,0	
<b>1</b>	—	50	1,6	2,5	1,0
	50	—	1,9	3,0	
<b>1,5</b>	—	120	2,3	3,0	1,5
	120	250	2,8	3,5	
	250	—	3,5	4,0	
<b>2</b>	—	120	2,8	4,0	2,0
	120	250	3,5	4,5	
	250	—	4,0	5,0	
<b>2,5</b>	—	120	3,5	5,0	2,0
	120	250	4,0	5,5	
	250	—	4,5	6,0	
<b>3</b>	—	120	4,0	5,5	2,5
	120	250	4,5	6,5	
	250	400	5,0	7,0	
	400	—	5,5	7,5	
<b>4</b>	—	120	5,0	7,0	3,0
	120	250	5,5	7,5	
	250	400	6,0	8,0	
	400	—	6,5	8,5	
<b>5</b>	—	180	6,5	8,0	4,0
	180	—	7,5	9,0	
<b>6</b>	—	180	7,5	10,0	5,0
	180	—	9,0	11,0	

**Hinweis** <sup>(1)</sup> Innenringe werden durch  $d$ , Außenringe durch  $D$  klassifiziert.

**Tabelle 8.9.3 Abmessungen der Kantenkürzungen von Axiallagern**

Einheiten: mm		
Zulässige Kantenabmessungen für Wellen- (oder mittlere) / Gehäusescheiben $r$ (min) oder $r_1$ (min)	Zulässige Kantenabmessungen für (mittlere) Wellenscheiben / Gehäusescheiben $r$ (max) oder $r_1$ (max)	Referenz
		Kantenradius an Welle oder Gehäuse $r_a$
	Radiale oder axiale Richtung	max
<b>0,05</b>	0,1	0,05
<b>0,08</b>	0,16	0,08
<b>0,10</b>	0,2	0,1
<b>0,15</b>	0,3	0,15
<b>0,2</b>	0,5	0,2
<b>0,3</b>	0,8	0,3
<b>0,6</b>	1,5	0,6
<b>1</b>	2,2	1
<b>1,1</b>	2,7	1
<b>1,5</b>	3,5	1,5
<b>2</b>	4	2
<b>2,1</b>	4,5	2
<b>3</b>	5,5	2,5
<b>4</b>	6,5	3
<b>5</b>	8	4
<b>6</b>	10	5
<b>7,5</b>	12,5	6
<b>9,5</b>	15	8
<b>12</b>	18	10
<b>15</b>	21	12
<b>19</b>	25	15

**Tabelle 8.10 Toleranzen für kegelige Bohrungen (Klasse Normal)**



- $d$ : Nennmaß des Bohrungsdurchmessers  
 $d_1$ : Sollmaß des größeren Bohrungsdurchmessers  
 Kegel 1:12  $d_1 = d + 1/12 B$  Kegel 1:30  $d_1 = d + 1/30 B$   
 $\Delta d_{imp}$ : Abweichung des mittleren Bohrungsdurchmessers in einer Ebene vom Sollmaß des kleineren Bohrungsdurchmessers  
 $\Delta d_{1imp}$ : Abweichung des mittleren Bohrungsdurchmessers in einer Ebene vom Sollmaß des größeren Bohrungsdurchmessers  
 $V_{dp}$ : Schwankung des Bohrungsdurchmessers in einer einzelnen radialen Ebene  
 $B$ : Nennbreite des Innenrings  
 $\alpha$ : Halber Kegelwinkel der kegeligen Bohrung

Kegel 1:12

$$\begin{aligned}\alpha &= 2^\circ 23' 9,4'' \\ &= 2,38594^\circ \\ &= 0,041643 \text{ rad}\end{aligned}$$

Kegel 1:30

$$\begin{aligned}\alpha &= 0^\circ 57' 17,4'' \\ &= 0,95484^\circ \\ &= 0,016665 \text{ rad}\end{aligned}$$

**Kegel 1:12**

Einheiten:  $\mu\text{m}$

Nennmaß des Bohrungsdurchmessers $d$ (mm)		$\Delta d_{imp}$		$\Delta d_{1imp} - \Delta d_{imp}$		$V_{dp}^{(1)} (^{\circ})$
ob	inkl.	ob.	unt.	ob.	unt.	max
18	30	+33	0	+21	0	13
30	50	+39	0	+25	0	16
50	80	+46	0	+30	0	19
80	120	+54	0	+35	0	22
120	180	+63	0	+40	0	40
180	250	+72	0	+46	0	46
250	315	+81	0	+52	0	52
315	400	+89	0	+57	0	57
400	500	+97	0	+63	0	63
500	630	+110	0	+70	0	70
630	800	+125	0	+80	0	—
800	1000	+140	0	+90	0	—
1000	1250	+165	0	+105	0	—
1250	1600	+195	0	+125	0	—

**Hinweise** <sup>(1)</sup> Gilt für alle radialen Ebenen kegeliger Bohrungen.

<sup>(2)</sup> Gilt nicht für Durchmesserreihen 7 und 8.

Kegel 1: 30

Einheiten: µm

Nennmaß des Bohrungs- durchmessers <i>d</i> (mm)		$\Delta_{dmp}$		$\Delta_{d1mp} - \Delta_{dmp}$		$V_{dp}^{(1) (2)}$
über	inkl.	ob.	unt.	ob.	unt.	max
80	120	+20	0	+35	0	22
120	180	+25	0	+40	0	40
180	250	+30	0	+46	0	46
250	315	+35	0	+52	0	52
315	400	+40	0	+57	0	57
400	500	+45	0	+63	0	63
500	630	+50	0	+70	0	70

**Hinweise** <sup>(1)</sup> Gilt für alle radialen Ebenen kegelliger Bohrungen.

<sup>(2)</sup> Gilt nicht für Durchmesserreihen 7 und 8.

**Anmerkungen** Bei einem Wert über 630 mm wenden Sie sich bitte an NSK.

8.2 Auswahl der Genauigkeitsklasse

Für allgemeine Anwendungen sind in den meisten Fällen die Toleranzen der Toleranzklasse Normal ausreichend.

Für die nachfolgenden Anwendungen jedoch sind Lager mit einer Genauigkeitsklasse von 5, 4 oder höher besser geeignet.

Als Referenz sind in Tabelle 8.11 einige Anwendungsbeispiele und die passenden Toleranzklassen für verschiedene Lageranforderungen und Betriebsbedingungen aufgeführt.

Tabelle 8.11 Typische Toleranzklassen für spezielle Anwendungen (Referenz)

Lageranforderung, Betriebsbedingungen	Anwendungsbeispiele	Toleranzklassen
Hohe Laufgenauigkeit	VTR Trommelspindeln	P5
	Magnetplattenspindeln für Computer	P5, P4, P2
	Hauptspindeln für Werkzeugmaschinen	P5, P4, P2
	Rotationsdruckmaschinen	P5
	Drehtisch für vertikale Pressen, usw.	P5, P4
	Walzenzapfen von Stützwalzen in Kaltwalzwerken	Höher als P4
	Schwenklager für Parabolantennen	Höher als P4
Besonders hohe Drehzahlen	Dentalbohrer	Klasse 7P, Klasse 5P
	Gyroskope	Klasse 7P, P4
	Hochfrequenzspindeln	Klasse 7P, P4
	Kompressoren	P5, P4
	Zentrifugalabscheider	P5, P4
Geringes Reibmoment und geringe Reibmomentschwankung	Hauptwellen für Flugzeugtriebwerke	Höher als P4
	Kardanringe von Gyroskopen	Klasse 7P, P4
	Servosysteme	Klasse 7P, Klasse 5P
	Potentiometrische Steuerungen	Klasse 7P

# 9. PASSUNGEN UND LAGERSPIEL

## 9.1 Passungen

### 9.1.1 Die Wichtigkeit geeigneter Passungen

Falls der Innenring eines Wälzlagers nur mit leichtem Übermaß auf der Welle montiert wird, kann dies zu schädlichem Rutschen zwischen dem Innenring und der Welle führen. Dieses Rutschen des Innenrings, „Wandern“ genannt, führt zu einer Umfangsverschiebung des Rings im Verhältnis zur Welle, wenn die Presspassung nicht fest genug sitzt. Wenn solche „Wanderungen“ auftreten, reiben sich die Passflächen ab und verursachen Verschleiß und beträchtlichen Schaden an der Welle. Auch können durch den Eintritt abgeschliffener Metallpartikel in das Lagerinnere unerwünschte Erwärmung und Vibrationen entstehen.

Es ist wichtig, dieses Wandern zu verhindern. Dies wird erreicht, indem mit einem ausreichenden Übermaß der Ring gesichert wird, der sich entweder gegenüber der Welle oder dem Gehäuse dreht. Der Effekt des „Wanderns“ kann nicht immer nur durch die axiale Verspannung der Stirnflächen verhindert werden. Jedoch ist es normalerweise nicht notwendig, Presspassungen für Ringe vorzusehen, die nur Punktlast übertragen. Für bestimmte Betriebsbedingungen, oder um den Ein- und Ausbau zu erleichtern, werden Passungen manchmal ganz ohne Übermaß, weder für den Innen- noch den Außenring, hergestellt. Hier sollte eine Schmierung oder andere entsprechende Maßnahmen in Betracht gezogen werden, um Schäden an den Passflächen aufgrund von Wandern zu vermeiden.

### 9.1.2 Auswahl der Passungen

#### (1) Lastbedingungen und Passung

Die richtige Passung kann aus Tabelle 9.1 anhand der Belastung und der Betriebsbedingungen ausgewählt werden.

#### (2) Höhe der Belastung und Übermaß

Das Übermaß des Innenrings wird durch die Lagerbelastung geringfügig reduziert; aus diesem Grund sollte der Verlust des Übermaßes mit Hilfe der folgenden Gleichungen berechnet werden:

$$\left. \begin{aligned} \Delta d_F &= 0,08 \sqrt{\frac{d}{B}} F_r \cdot 10^{-3} \dots\dots (N) \\ \Delta d_F &= 0,25 \sqrt{\frac{d}{B}} F_r \cdot 10^{-3} \dots\dots \{ \text{kgf} \} \end{aligned} \right\} \dots (9.1)$$

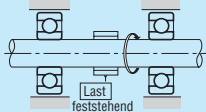
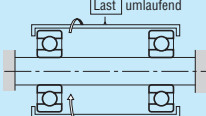
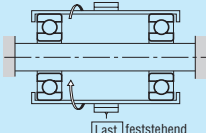
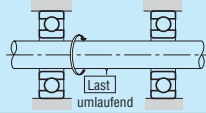
mit  $\Delta d_F$ : Minderung des Innenringübermaßes (mm)

$d$ : Bohrungsdurchmesser des Lagers (mm)

$B$ : Nennmaß Innenringbreite (mm)

$F_r$ : Radiallast am Lager (N), {kgf}

**Tabelle 9.1 Lastbedingungen und Passungen**

Lastangriff	Lagerbetrieb		Belastungsbedingungen	Passung	
	Innenring	Außenring		Innenring	Außenring
	umlaufend	feststehend	umlaufende Innenringlast feststehende Außenringlast	Feste Passung	Lose Passung
	feststehend	umlaufend			
	feststehend	umlaufend	umlaufende Außenringlast feststehende Innenringlast	Lose Passung	Feste Passung
	umlaufend	feststehend			
Unbestimmte Lastrichtung wegen Richtungsänderungen oder asymmetrischer Belastung	umlaufend oder feststehend	umlaufend oder feststehend	Lastrichtung unbestimmt	Feste Passung	Feste Passung

Deshalb sollte das tatsächliche Übermaß  $\Delta d$  größer sein als das Übermaß aus der Gleichung (9.1). Jedoch kann bei großen Belastungen, bei denen die Radiallast mehr als 20 % über der statischen Tragzahl  $C_{0r}$  liegt, das Übermaß unter Betriebsbedingungen zu gering sein. Deshalb sollte das Übermaß mit Hilfe der Gleichung (9.2) ermittelt werden:

$$\left. \begin{aligned} \Delta d &\geq 0,02 \frac{F_r}{B} \cdot 10^{-3} \dots\dots\dots (N) \\ \Delta d &\geq 0,2 \frac{F_r}{B} \cdot 10^{-3} \dots\dots\dots \{kgf\} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (9.2)$$

mit  $\Delta d$ : Tatsächliches Übermaß (mm)  
 $F_r$ : Radiallast am Lager  
 (N), {kgf}  
 $B$ : Nennmaß Innenringbreite (mm)

### (3) Übermaßänderung durch Temperaturunterschiede zwischen Lager und Welle oder Gehäuse

Das tatsächliche Übermaß nimmt wegen der ansteigenden Lagertemperatur während des Betriebs ab. Wenn der Temperaturunterschied zwischen dem Lager und dem Gehäuse  $\Delta T$  (°C) ist, liegt der Temperaturunterschied zwischen den Passungsflächen der Welle und dem Innenring etwa bei (0,1–0,15)  $\Delta T$ , falls die Welle gekühlt wird. Die Verringerung des Übermaßes des Innenrings aufgrund dieses Temperaturunterschieds  $\Delta d_T$  kann mit Hilfe folgender Gleichung (9.3) berechnet werden:

$$\begin{aligned} \Delta d_T &= (0,10-0,15) \cdot \Delta T \cdot \alpha \cdot d \\ &\triangleq 0,0015 \Delta T \cdot d \cdot 10^3 \dots\dots\dots (9.3) \end{aligned}$$

mit  $\Delta d_T$ : Passmaßminderung durch Temperaturunterschied am Innenring (mm)  
 $\Delta T$ : Temperaturunterschied zwischen Lagerinnenseite und umliegenden Teilen °C  
 $\alpha$ : Ausdehnungskoeffizient von Wälzlagerstahl  $= 12,5 \cdot 10^{-6}$  (1/°C)  
 $d$ : Nennmaß des Bohrungsdurchmessers des Lagers (mm)

Zusätzlich kann das Übermaß auch abhängig von Temperaturunterschieden zwischen Außenring und Gehäuse oder Unterschieden in den Ausdehnungskoeffizienten ansteigen.

### (4) Tatsächliches Übermaß und Oberflächengüte der Welle und des Gehäuses

Da die Rauheit der Passflächen während der Passung reduziert wird, liegt das tatsächliche Übermaß unter

dem scheinbaren Übermaß. Wie stark sich das Übermaß verringert, hängt von der Oberflächenrauheit ab und kann mit Hilfe der folgenden Gleichungen berechnet werden:

$$\text{Für geschliffene Wellen } \Delta d = \frac{d}{d+2} \Delta d_a \dots\dots\dots (9.4)$$

$$\text{Für gedrehte Wellen } \Delta d = \frac{d}{d+3} \Delta d_a \dots\dots\dots (9.5)$$

mit  $\Delta d$ : Tatsächliches Übermaß (mm)  
 $\Delta d_a$ : Scheinbares Übermaß (mm)  
 $d$ : Nennmaß des Bohrungsdurchmessers des Lagers (mm)

Gemäß den Gleichungen (9.4) und (9.5) liegt das tatsächliche Übermaß von Lagern mit einem Bohrungsdurchmesser von 30 bis 150 mm bei etwa 95 % des scheinbaren Übermaßes.

### (5) Fugenpressung, Ringaufweitung und -schrumpfung

Wenn Lager auf einer Welle oder in einem Gehäuse mit Übermaß montiert werden, weiten sich die Ringe entweder auf oder sie schrumpfen und es entstehen Spannungen. Ein zu großes Übermaß kann Lager beschädigen; deshalb sollte das maximale Übermaß grundsätzlich unter etwa 7/10000 des Wellendurchmessers gehalten werden.

Der Druck zwischen Passflächen, Aufweitung oder Schrumpfung der Ringe und die Umfangsspannung können mit Hilfe der Gleichungen im Abschnitt 15.2 Passungen, Absatz (1), (Seiten A132 und 133) berechnet werden.

#### 9.1.3 Empfohlene Passungen

Wie oben beschrieben, müssen bei der Auswahl der richtigen Passung viele Faktoren wie Größe und Art der Lagerbelastung, Temperaturunterschiede und Hilfsmittel für den Ein- und Ausbau berücksichtigt werden. Wenn das Gehäuse dünn ist oder das Lager auf einer Hohlwelle montiert wird, muss eine engere Passung als gewöhnlich verwendet werden. Ein geteiltes Gehäuse erzeugt im Lager oft eine ovale Verformung; deshalb sollten geteilte Gehäuse nicht verwendet werden, wenn eine feste Passung für den Außenring benötigt wird.

Die Passungen sowohl des Innen- als auch des Außenrings sollten in Anwendungen, in denen die Welle starken Vibrationen ausgesetzt ist, fest ausgeführt werden. Empfohlene Passungen für einige gebräuchliche Anwendungen sind in den Tabellen 9.2 bis 9.7. aufgeführt. Bei ungewöhnlichen Betriebsbedingungen wenden Sie sich bitte an NSK. Genauigkeitsangaben und die Oberflächenbeschaffenheit von Wellen und Gehäusen sind in Abschnitt 11.1 (Seite A102) beschrieben.

Tabelle 9.2 Wellenpassungen für Radiallager

Lastbedingungen		Beispiele	Wellendurchmesser (mm)			Wellen-toleranz	Anmerkungen
			Kugellager	Zylinderrollen-lager, Kegelrollenlager	Pendelrollenlager		
Radiallager mit zylindrischen Bohrungen							
Umfangslast des Außenrings	Einfache axiale Verschiebung des Innenrings auf der Welle wünschenswert.	Räder an feststehenden Achsen	Alle Wellendurchmesser			g6	Wo hohe Genauigkeit erforderlich ist, empfehlen sich die Werte g5 und h5. Im Falle von großen Lagern kann f6 verwendet werden, um eine leichte Axialverschiebung zu ermöglichen.
	Einfache axiale Verschiebung des Innenrings auf der Welle nicht notwendig.	Spannrollen Seilscheiben				h6	
Umfangslast des Innenrings oder unbestimmte Lastrichtung	Leichte Belastungen oder wechselnde Belastungen ( $< 0.06C_r^{(1)}$ )	Elektrische Haushaltsgeräte, Pumpen, Gebläse, Transportfahrzeuge, Präzisionsmaschinen, Werkzeugmaschinen	< 18	—	—	js5	k6 und m6 können für einreihige Kegelrollenlager und einreihige Schrägkugellager an Stelle von k5 und m5 verwendet werden.
			18~100	< 40	—	js6 (j6)	
			100~200	40~140	—	k6	
			—	140~200	—	m6	
	Normale Belastungen (0,06 bis $0,13C_r^{(1)}$ )	Allgemeiner Maschinenbau, Mittlere und große Motoren, Turbinen, Pumpen, Motorenhauptlager, Zahnradgetriebe, Holzbearbeitungsmaschinen	< 18	—	—	js5-6 (j5-6)	
			18~100	< 40	< 40	k5-6	
			100~140	40~100	40~65	m5-6	
			140~200	100~140	65~100	m6	
			200~280	140~200	100~140	n6	
			—	200~400	140~280	p6	
			—	—	280~500	r6	
			—	—	über 500	r7	
	Große Belastungen oder Stoßbelastungen ( $> 0.13C_r^{(1)}$ )	Achslager für Züge, Industriefahrzeuge, Traktionsmotoren, Baugeräte, Brecher	—	50~140	50~100	n6	
			—	140~200	100~140	p6	
			—	über 200	140~200	r6	
			—	—	200~500	r7	
	Reine Axiallasten			Alle Wellendurchmesser			js6 (j6)
Radiallager mit kegligen Bohrungen und Hülsen							
Alle Belastungsarten		Allgemeiner Maschinenbau, Achslager für Züge,	Alle Wellendurchmesser			h9/IT5	IT5 und IT7: Die Abweichung der Welle von ihrer wahren geometrischen Form, d.h. Rundheit und Zylindrizität sollte innerhalb der Toleranzen von IT5 bzw. IT7 liegen.
		Getriebewelle, Holzbearbeitungsspindeln				h10/IT7	

**Hinweis** <sup>(1)</sup>  $C_r$  steht für die dynamische Tragzahl des Lagers.  
**Anmerkungen** Diese Tabelle bezieht sich nur auf massive Stahlwellen.

Tabelle 9.3 Wellenpassungen für Axiallager

Lastbedingungen		Beispiele	Wellendurchmesser (mm)		Wellen-toleranz	Anmerkungen
Reine Axiallast		Hauptspindel an Drehbänken	Alle Wellendurchmesser		h6 oder js6 (j6)	
Kombinierte Radial- und Axiallasten (Axial-pendelrollen-lager)	Punktlast des Innenrings	Kegelbrecher	Alle Wellendurchmesser		js6 (j6)	
	Umfangslast des Innenrings oder unbestimmt Lastrichtung	Papierzellstoff-veredler, Kunststoff-extruder	$< 200$		k6	
			200~400		m6	
			über 400		n6	

Tabelle 9.4 Gehäusepassungen für Radiallager

Lastbedingungen			Beispiele	Toleranzen für Gehäusebohrungen	Axiale Verschiebung des Außenrings	Anmerkungen
Massive Gehäuse	Umfangslast des Außenrings	Große Lagerbelastungen in dünnwandigen Gehäusen oder große Stoßbelastungen	Kfz-Radnaben (Rollenlager) Räder fahrbarer Krane	P7	nicht möglich	—
		Normale oder große Belastungen	Kfz-Radnaben (Kugellager) Schwingsiebe	N7		
		Leichte oder unterschiedliche Belastungen	Förderrollen Seilscheiben Spannrollen	M7		
	unbestimmte Lastrichtung	Große Stoßbelastungen	Traktionsmotoren	K7	im allgemeinen nicht möglich	Axiale Verschiebung des Außenrings ist nicht erforderlich.
		Normale oder große Belastungen	Pumpen Kurbelwellen-hauptlager			
Massive oder geteilte Gehäuse	unbestimmte Lastrichtung	Normale oder leichte Belastungen	Mittlere und große Motoren	JS7 (J7)	möglich	Axiale Verschiebung des Außenrings ist notwendig.
		Belastungen aller Art	Allgemeiner Maschinenbau, Achslager für Züge	H7	einfach möglich	—
	Umfangslast des Innenrings	Normale oder leichte Belastungen	Lagergehäuse	H8		
		Hoher Temperaturanstieg des Innenrings durch Welle	Trockenzylinder in Papiermaschinen	G7		
Massives Gehäuse	unbestimmte Lastrichtung	Genauer Lauf wünschenswert unter normalen oder leichten Belastungen	Schleifspindel (Rückseite) Kugellager Loslager in Zentrifugen	JS6 (J6)	möglich	Bei großen Belastungen wird eine engere Presspassung als K verwendet. Wenn hohe Genauigkeit benötigt wird, sollten sehr genaue Abmaße für die Passteile verwendet werden.
			Schleifspindel (Frontseite) Kugellager Festlager in Zentrifugen	K6	im allgemeinen nicht möglich	
	Umfangslast des Innenrings	Akkurate Rundlaufgenauigkeit und hohe Steifigkeit unter verschiedenen Belastungen wünschenswert	Zylinderrollenlager für Hauptspindel der Werkzeugmaschine	M6 oder N6	nicht möglich	—
		Geräuscharmer Lauf ist erforderlich.	Elektrische Haushaltsgeräte	H6	einfach möglich	

**Anmerkungen** Diese Tabelle bezieht sich auf Gusseisen- und Stahlgehäuse. Für Gehäuse, die aus Leichtmetalllegierungen gefertigt sind, sollte das Übermaß kleiner sein als in dieser Tabelle angegeben.

Tabelle 9.5 Gehäusepassungen für Axiallager

Lastbedingungen		Lagerarten	Toleranzen für Gehäusebohrungen	Anmerkungen
Reine Axiallasten		Axialkugellager	Spiel über 0,25 mm	Für allgemeine Verwendung
			H8	Wenn Präzision erforderlich ist.
		Axialpendelrollenlager Kegelrollenlager mit steilem Kontaktwinkel	Außenring hat radiales Spiel.	Wenn radiale Belastungen durch andere Lager aufgenommen werden.
Kombinierte radiale und axiale Lasten	Punktlasten am Außenring	Axialpendelrollenlager	H7 oder JS7 (J7)	—
	Umfangslast des Außenrings oder unbestimmte Lastrichtung		K7	Normale Belastungen
			M7	Relativ große radiale Belastungen

**Tabelle 9.6 Wellenpassungen für Kegelrollenlager (Zollabmessungen)**

**(1) Lager der Genauigkeitsklassen 4 und 2**

Einheiten:  $\mu\text{m}$

Betriebsbedingungen		Nennmaß Bohrungsdurchmesser $d$				Bohrungs- durchmesser Toleranz $\Delta d_s$		Wellendurchmesser Toleranz		Anmerkungen
		über		inkl.		ob.	unt.	ob.	unt.	
		(mm)	1/25,4	(mm)	1/25,4					
Umfangslasten des Innenrings	Normale Belastungen	—	—	76,200	3,0000	+13	0	+38	+25	Bei Lagern mit $d \leq 152,4$ mm, ist das Spiel normalerweise größer als CN.
		76,200	3,0000	304,800	12,0000	+25	0	+64	+38	
		304,800	12,0000	609,600	24,0000	+51	0	+127	+76	
		609,600	24,0000	914,400	36,0000	+76	0	+190	+114	
Umfangslasten des Innenrings	Große Belastungen Stoßbelastungen Hohe Drehzahlen	—	—	76,200	3,0000	+13	0	+64	+38	Normalerweise werden Lager mit einem Spiel größer als CN verwendet. ※ bedeutet, dass das durchschnittliche Übermaß etwa bei 0,0005 $d$ liegt.
		76,200	3,0000	304,800	12,0000	+25	0	※	※	
		304,800	12,0000	609,600	24,0000	+51	0	※	※	
		609,600	24,0000	914,400	36,0000	+76	0	+381	+305	
Umfangslasten des Außenrings	Normale Belastungen ohne Stöße	—	—	76,200	3,0000	+13	0	+13	0	Der Innenring kann nicht axial verschoben werden. Wenn große oder stoßartige Belastungen vorherrschen, gelten obenstehende Zahlen (Umfangslasten des Innenrings, große oder stoßartige Belastungen).
		76,200	3,0000	304,800	12,0000	+25	0	+25	0	
		304,800	12,0000	609,600	24,0000	+51	0	+51	0	
		609,600	24,0000	914,400	36,0000	+76	0	+76	0	
Umfangslasten des Außenrings	Normale Belastungen ohne Stöße	—	—	76,200	3,0000	+13	0	0	−13	Der Innenring kann axial verschoben werden.
		76,200	3,0000	304,800	12,0000	+25	0	0	−25	
		304,800	12,0000	609,600	24,0000	+51	0	0	−51	
		609,600	24,0000	914,400	36,0000	+76	0	0	−76	

**(2) Lager der Genauigkeitsklassen 3 und 0 <sup>(1)</sup>**

Einheiten:  $\mu\text{m}$

Betriebsbedingungen		Nennmaß Bohrungsdurchmesser $d$				Bohrungs- durchmesser Toleranz $\Delta d_s$		Wellendurchmesser Toleranz		Anmerkungen
		über		inkl.		ob.	unt.	ob.	unt.	
		(mm)	1/25,4	(mm)	1/25,4					
Umfangslasten des Innenrings	Präzisions- Werkzeug- maschinen Hauptspindeln	—		76,200	3,0000	+13	0	+30	+18	—
		76,200	3,0000	304,800	12,0000	+13	0	+30	+18	
		304,800	12,0000	609,600	24,0000	+25	0	+64	+38	
		609,600	24,0000	914,400	36,0000	+38	0	+102	+64	
Umfangslasten des Außenrings	Große Belastungen Stoßbelastungen Hohe Geschwindigkeiten	—		76,200	3,0000	+13	0	—	—	Es wird ein Mindestübermaß von etwa 0,00025 $d$ verwendet.
		76,200	3,0000	304,800	12,0000	+13	0	—	—	
		304,800	12,0000	609,600	24,0000	+25	0	—	—	
		609,600	24,0000	914,400	36,0000	+38	0	—	—	
Umfangslasten des Außenrings	Hauptspindeln an Werkzeug- maschinen	—		76,200	3,0000	+13	0	+30	+18	—
		76,200	3,0000	304,800	12,0000	+13	0	+30	+18	
		304,800	12,0000	609,600	24,0000	+25	0	+64	+38	
		609,600	24,0000	914,400	36,0000	+38	0	+102	+64	

**Hinweis:** <sup>(1)</sup> Für Lager mit  $d$  größer als 304,8 mm existiert die Klasse 0 nicht.



Tabelle 9.7 Gehäusepassungen für Kegelrollenlager (Zollabmessungen)

(1) Lager der Genauigkeitsklassen 4 und 2

Einheiten:  $\mu\text{m}$

Betriebsbedingungen		Nennmaß Außendurchmesser $D$				Außendurchmesser Toleranzen $\Delta d_s$		Gehäusebohrungs- durchmesser Toleranzen		Anmerkungen
		über		inkl.		ob.	unt.	ob.	unt.	
		(mm)	1/25,4	(mm)	1/25,4					
Umfangslasten des Innenrings	Verwendung entweder bei Fest- oder Loslagern	—	—	76,200	3,0000	+25	0	+76	+51	Der Außenring kann einfach axial verschoben werden.
		76,200	3,0000	127,000	5,0000	+25	0	+76	+51	
		127,000	5,0000	304,800	12,0000	+25	0	+76	+51	
		304,800	12,0000	609,600	24,0000	+51	0	+152	+102	
	Die Position des Außenrings ist axial anpassbar.	609,600	24,0000	914,400	36,0000	+76	0	+229	+152	Der Außenring kann axial verschoben werden.
		—	—	76,200	3,0000	+25	0	+25	0	
		76,200	3,0000	127,000	5,0000	+25	0	+25	0	
		127,000	5,0000	304,800	12,0000	+25	0	+51	0	
	Die Position des Außenrings kann nicht axial angepasst werden.	304,800	12,0000	609,600	24,0000	+51	0	+76	+25	Der Außenring ist grundsätzlich axial befestigt.
		609,600	24,0000	914,400	36,0000	+76	0	+127	+51	
		—	—	76,200	3,0000	+25	0	-13	-38	
		76,200	3,0000	127,000	5,0000	+25	0	-25	-51	
Umfangslasten des Außenrings	Normale Belastungen, die Position des Außenrings ist nicht axial anpassbar.	127,000	5,0000	304,800	12,0000	+25	0	-25	-51	Der Außenring ist axial befestigt.
		304,800	12,0000	609,600	24,0000	+51	0	-25	-76	
		609,600	24,0000	914,400	36,0000	+76	0	-25	-102	
		—	—	76,200	3,0000	+25	0	-13	-38	
		76,200	3,0000	127,000	5,0000	+25	0	-25	-51	
		127,000	5,0000	304,800	12,0000	+25	0	-25	-51	
		304,800	12,0000	609,600	24,0000	+51	0	-25	-76	
		609,600	24,0000	914,400	36,0000	+76	0	-25	-102	

(2) Lager der Genauigkeitsklassen 3 und 0 <sup>(1)</sup>

Einheiten:  $\mu\text{m}$

Betriebsbedingungen		Nennmaß Außendurchmesser $D$				Außendurchmesser Toleranzen $\Delta D_s$		Gehäusebohrungs durchmesser Toleranzen		Anmerkungen
		über		inkl.		unt.	ob.	unt.	ob.	
		(mm)	1/25,4	(mm)	1/25,4					
Umfangslasten des Innenrings	Für Loslager	—		152,400	6,0000	+13	0	+38	+25	Der Außenring kann einfach axial verschoben werden.
		152,400	6,0000	304,800	12,0000	+13	0	+38	+25	
		304,800	12,0000	609,600	24,0000	+25	0	+64	+38	
		609,600	24,0000	914,400	36,0000	+38	0	+89	+51	
	Für Festlager	—		152,400	6,0000	+13	0	+25	+13	Der Außenring kann axial verschoben werden.
		152,400	6,0000	304,800	12,0000	+13	0	+25	+13	
		304,800	12,0000	609,600	24,0000	+25	0	+51	+25	
		609,600	24,0000	914,400	36,0000	+38	0	+76	+38	
	Die Position des Außenrings ist axial anpassbar.	—		152,400	6,0000	+13	0	+13	0	Der Außenring ist grundsätzlich axial befestigt.
		152,400	6,0000	304,800	12,0000	+13	0	+25	0	
		304,800	12,0000	609,600	24,0000	+25	0	+25	0	
		609,600	24,0000	914,400	36,0000	+38	0	+38	0	
Die Position des Außenrings ist nicht axial anpassbar.	—		152,400	6,0000	+13	0	0	-13	Der Außenring ist axial befestigt.	
	152,400	6,0000	304,800	12,0000	+13	0	0	-25		
	304,800	12,0000	609,600	24,0000	+25	0	0	-25		
	609,600	24,0000	914,400	36,0000	+38	0	0	-38		
Umfangslasten des Außenrings	Normale Belastungen, die Position des Außenrings ist nicht axial anpassbar.	—		76,200	3,0000	+13	0	-13	-25	Der Außenring ist axial befestigt.
		76,200	3,0000	152,400	6,0000	+13	0	-13	-25	
		152,400	6,0000	304,800	12,0000	+13	0	-13	-38	
		304,800	12,0000	609,600	24,0000	+25	0	-13	-38	
		609,600	24,0000	914,400	36,0000	+38	0	-13	-51	

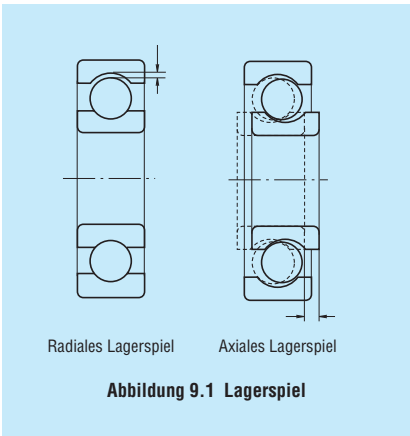
Hinweis <sup>(1)</sup> Für Lager mit  $D$  größer als 304,8 mm existiert Klasse 0 nicht.

9.2 Lagerspiel

9.2.1 Das Lagerspiel und seine Normen

Das Lagerspiel in Wälzlagern im Betrieb hat einen großen Einfluss auf die Leistungsfähigkeit der Lager, einschließlich Lebensdauer, Vibration, Geräuschpegel, Wärmeentwicklung, usw. Nachdem die Lagerart und -größe festgelegt wurden, ist die Wahl des richtigen Lagerspieles folglich eine der wichtigsten Aufgaben bei der Lagerauswahl.

Das Lagerspiel ist das kombinierte Spiel zwischen den Innen-/Außenringen und den Wälzkörpern. Das radiale und axiale Spiel ergibt den Gesamtwert, um den ein Ring im Verhältnis zu dem anderen in radialer bzw. axialer Richtung verschoben werden kann (Abb. 9.1).



Um genaue Messergebnisse zu erhalten, wird das Spiel normalerweise durch Aufbringen einer bestimmten Messlast auf das Lager gemessen; deshalb ist das gemessene Spiel (manchmal zur Unterscheidung auch „gemessenes Spiel“ genannt) immer etwas größer als das Soll-Lagerspiel (bei Radiallagern „geometrisches Spiel“ genannt). Dieser Unterschied entspricht der Größe der elastischen Verformung, die durch die Messlast verursacht wird.

Deshalb kann das Soll-Lagerspiel ermittelt werden, wenn das gemessene Spiel um den Betrag der elastischen Verformung korrigiert wird. Die elastische Verformung ist im Fall von Rollenlagern vernachlässigbar gering.

Das vor dem Einbau definierte Spiel entspricht dem Soll-Lagerspiel.

In Tabelle 9.8 sind Referenztabelle und Seitenzahlen nach Lagerarten aufgeführt.

Tabelle 9.8 Tabelle für radiale Lagerspiele nach Lagerarten

Lagerarten		Tabelle	Seite
Rillenkugellager		9.9	A91
Miniaturlager		9.10	A91
Schulterkugellager		9.11	A91
Pendelkugellager		9.12	A92
Rillen-kugellager	Für Motoren	9.13.1	A92
Zylinder-rollenlager		9.13.2	A92
Zylinder-rollenlager	Mit zylindrischen Bohrungen Mit zylindrischen Bohrungen (gepaart) Mit kegeligen Bohrungen (gepaart)	9.14	A93
Pendel-rollenlager	Mit zylindrischen Bohrungen Mit kegeligen Bohrungen	9.15	A94
Zweireihiges und gepaartes Kegelrollenlager		9.16	A95
Gepaartes Schrägkugellager (¹)		9.17	A96
Vierpunkt-kugellager (¹)		9.18	A96

**Hinweis** (¹) Werte sind als axiales Lagerspiel angegeben.

**Tabelle 9.9 Radiales Lagerspiel in Rillenkugellagern**

Nennmaß Bohrungs- durchmesser $d$ (mm)		Einheiten: $\mu\text{m}$									
		Lagerspiel									
		C2		CN		C3		C4		C5	
über	inkl.	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max
<b>10 (nur)</b>		0	7	2	13	8	23	14	29	20	37
<b>10</b>	<b>18</b>	0	9	3	18	11	25	18	33	25	45
<b>18</b>	<b>24</b>	0	10	5	20	13	28	20	36	28	48
<b>24</b>	<b>30</b>	1	11	5	20	13	28	23	41	30	53
<b>30</b>	<b>40</b>	1	11	6	20	15	33	28	46	40	64
<b>40</b>	<b>50</b>	1	11	6	23	18	36	30	51	45	73
<b>50</b>	<b>65</b>	1	15	8	28	23	43	38	61	55	90
<b>65</b>	<b>80</b>	1	15	10	30	25	51	46	71	65	105
<b>80</b>	<b>100</b>	1	18	12	36	30	58	53	84	75	120
<b>100</b>	<b>120</b>	2	20	15	41	36	66	61	97	90	140
<b>120</b>	<b>140</b>	2	23	18	48	41	81	71	114	105	160
<b>140</b>	<b>160</b>	2	23	18	53	46	91	81	130	120	180
<b>160</b>	<b>180</b>	2	25	20	61	53	102	91	147	135	200
<b>180</b>	<b>200</b>	2	30	25	71	63	117	107	163	150	230
<b>200</b>	<b>225</b>	2	35	25	85	75	140	125	195	175	265
<b>225</b>	<b>250</b>	2	40	30	95	85	160	145	225	205	300
<b>250</b>	<b>280</b>	2	45	35	105	90	170	155	245	225	340
<b>280</b>	<b>315</b>	2	55	40	115	100	190	175	270	245	370
<b>315</b>	<b>355</b>	3	60	45	125	110	210	195	300	275	410
<b>355</b>	<b>400</b>	3	70	55	145	130	240	225	340	315	460
<b>400</b>	<b>450</b>	3	80	60	170	150	270	250	380	350	510
<b>450</b>	<b>500</b>	3	90	70	190	170	300	280	420	390	570
<b>500</b>	<b>560</b>	10	100	80	210	190	330	310	470	440	630
<b>560</b>	<b>630</b>	10	110	90	230	210	360	340	520	490	690
<b>630</b>	<b>710</b>	20	130	110	260	240	400	380	570	540	760
<b>710</b>	<b>800</b>	20	140	120	290	270	450	430	630	600	840

**Anmerkungen** Um die gemessenen Werte zu erhalten, wird aus der nachfolgenden Tabelle der Korrekturwert für den Anstieg des Radialspieles, der durch die Messlast verursacht wurde, verwendet. Für die Lagerspielklasse C2 sollte der kleinere Wert für Lager mit Mindestspiel und der größere Wert für Lager im Bereich des maximalen Spielbereiches verwendet werden.

Einheiten: $\mu\text{m}$								
Nennmaß Bohrungs- Drm. $d$ (mm)		Messlast (N)      (kgf)		Korrekturwert für Radialspiel				
über	inkl.			C2	CN	C3	C4	C5
<b>10 (inkl.)</b>	<b>18</b>	24,5	{2,5}	3~4	4	4	4	4
<b>18</b>	<b>50</b>	49	{5}	4~5	5	6	6	6
<b>50</b>	<b>280</b>	147	{15}	6~8	8	9	9	9

**Anmerkungen** Bei Werten über 280 mm wenden Sie sich bitte an NSK.

**Tabelle 9.10 Radiales Lagerspiel in Miniaturlagern**

Lagerspiel- bezeichnung		Einheiten: $\mu\text{m}$					
		MC1	MC2	MC3	MC4	MC5	MC6
		min max	min max	min max	min max	min max	min max
<b>Spiel</b>		0 5	3 8	5 10	8 13	13 20	20 28

**Anmerkungen** 1. Das Standard-Lagerspiel ist MC3.  
2. Um den gemessenen Wert zu erhalten, wird der Korrekturwert aus der unteren Tabelle addiert.

Einheiten: $\mu\text{m}$						
Lagerspiel- bezeichnung	MC1	MC2	MC3	MC4	MC5	MC6
Lagerspiel Korrektur- wert	1	1	1	1	2	2

Die Messlasten sind wie folgt:

Miniaturlager\* 2,5N {0,25 kgf}

Kleinlager\* 4,4N {0,45 kgf}

\* Die entsprechende Klassifizierung finden Sie in Tabelle 1 auf Seite B 33.

**Tabelle 9.11 Radiales Lagerspiel in Schulterkugellagern**

Nennmaß Bohrungs- durchmesser $d$ (mm)		Einheiten: $\mu\text{m}$	
		Lagerreihen	Lagerspiel
			min max
über	inkl.		
<b>2,5</b>	<b>30</b>	EN	10 50
		E	30 60

Tabelle 9.12 Radiales Lagerspiel in Pendelkugellagern

Einheiten:  $\mu\text{m}$

Nennmaß Bohrungs-Drn. $d$ (mm)		Lagerspiel bei zylindrischen Bohrungen										Lagerspiel bei kegeligen Bohrungen									
		C2		CN		C3		C4		C5		C2		CN		C3		C4		C5	
über	inkl.	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max
2,5	6	1	8	5	15	10	20	15	25	21	33	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
6	10	2	9	6	17	12	25	19	33	27	42	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
10	14	2	10	6	19	13	26	21	35	30	48	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
14	18	3	12	8	21	15	28	23	37	32	50	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
18	24	4	14	10	23	17	30	25	39	34	52	7	17	13	26	20	33	28	42	37	55
24	30	5	16	11	24	19	35	29	46	40	58	9	20	15	28	23	39	33	50	44	62
30	40	6	18	13	29	23	40	34	53	46	66	12	24	19	35	29	46	40	59	52	72
40	50	6	19	14	31	25	44	37	57	50	71	14	27	22	39	33	52	45	65	58	79
50	65	7	21	16	36	30	50	45	69	62	88	18	32	27	47	41	61	56	80	73	99
65	80	8	24	18	40	35	60	54	83	76	108	23	39	35	57	50	75	69	98	91	123
80	100	9	27	22	48	42	70	64	96	89	124	29	47	42	68	62	90	84	116	109	144
100	120	10	31	25	56	50	83	75	114	105	145	35	56	50	81	75	108	100	139	130	170
120	140	10	38	30	68	60	100	90	135	125	175	40	68	60	98	90	130	120	165	155	205
140	160	15	44	35	80	70	120	110	161	150	210	45	74	65	110	100	150	140	191	180	240

Tabelle 9.13 Radiales Lagerspiel in Lagern für Elektromotoren

Tabelle 9.13.1 Rillenkugellager für Elektromotoren

Einheiten:  $\mu\text{m}$

Nennmaß Bohrungs- Drn. $d$ (mm)		Lagerspiel		Anmerkungen	
		CM		Empf. Passung	
über	inkl.	min	max	Welle	Gehäusebohrung
<b>10 (inkl)</b>	<b>18</b>	4	11	js5 (j5)	H6-7 oder JS6-7 (J6-7)
<b>18</b>	<b>30</b>	5	12	k5	
<b>30</b>	<b>50</b>	9	17		
<b>50</b>	<b>80</b>	12	22		
<b>80</b>	<b>100</b>	18	30		
<b>100</b>	<b>120</b>	18	30	m5	
<b>120</b>	<b>160</b>	24	38		

**Anmerkungen** Der der durch die Messlast verursachte Anstieg des Radialspieles ist gleich dem Korrekturwert für CN-Spiel (siehe Anmerkungen unter Tabelle 9.9).

Tabelle 9.13.2 Zylinderrollenlager für Elektromotoren

						Einheiten: $\mu\text{m}$	
Nennmaß Bohrungs-		Lagerspiel				Anmerkungen	
Drn. $d$ (mm)		austauschbar CT		nicht austauschbar CM		Empf. Passung	
über	inkl.	min	max	min	max	Welle	Gehäusebohrung
24	40	15	35	15	30	k5	JS6-7 (J6-7) oder K6-7
40	50	20	40	20	35	m5	
50	65	25	45	25	40		
65	80	30	50	30	45		
80	100	35	60	35	55		
100	120	35	65	35	60		
120	140	40	70	40	65		
140	160	50	85	50	80	n6	
160	180	60	95	60	90		
180	200	65	105	65	100		

**Tabelle 9.14 Radiales Lagerspiel in Zylinderrollenlagern und massiven Nadellagern**

Einheiten: µm

Nenn-Bohr.-Drm. <i>d</i> (mm)	Lagerspiel in Lagern mit zylindrischen Bohrungen										Lagerspiel in nicht-austauschbaren Lagern mit zylindrischen Bohrungen											
	C2		CN		C3		C4		C5		CC1		CC2		CC (¹)		CC3		CC4		CC5	
über inkl.	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max
— 10	0	25	20	45	35	60	50	75	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
10 24	0	25	20	45	35	60	50	75	65	90	5	15	10	20	20	30	35	45	45	55	65	75
24 30	0	25	20	45	35	60	50	75	70	95	5	15	10	25	25	35	40	50	50	60	70	80
30 40	5	30	25	50	45	70	60	85	80	105	5	15	12	25	25	40	45	55	55	70	80	95
40 50	5	35	30	60	50	80	70	100	95	125	5	18	15	30	30	45	50	65	65	80	95	110
50 65	10	40	40	70	60	90	80	110	110	140	5	20	15	35	35	50	55	75	75	90	110	130
65 80	10	45	40	75	65	100	90	125	130	165	10	25	20	40	40	60	70	90	90	110	130	150
80 100	15	50	50	85	75	110	105	140	155	190	10	30	25	45	45	70	80	105	105	125	155	180
100 120	15	55	50	90	85	125	125	165	180	220	10	30	25	50	50	80	95	120	120	145	180	205
120 140	15	60	60	105	100	145	145	190	200	245	10	35	30	60	60	90	105	135	135	160	200	230
140 160	20	70	70	120	115	165	165	215	225	275	10	35	35	65	65	100	115	150	150	180	225	260
160 180	25	75	75	125	120	170	170	220	250	300	10	40	35	75	75	110	125	165	165	200	250	285
180 200	35	90	90	145	140	195	195	250	275	330	15	45	40	80	80	120	140	180	180	220	275	315
200 225	45	105	105	165	160	220	220	280	305	365	15	50	45	90	90	135	155	200	200	240	305	350
225 250	45	110	110	175	170	235	235	300	330	395	15	50	50	100	100	150	170	215	215	265	330	380
250 280	55	125	125	195	190	260	260	330	370	440	20	55	55	110	110	165	185	240	240	295	370	420
280 315	55	130	130	205	200	275	275	350	410	485	20	60	60	120	120	180	205	265	265	325	410	470
315 355	65	145	145	225	225	305	305	385	455	535	20	65	65	135	135	200	225	295	295	360	455	520
355 400	100	190	190	280	280	370	370	460	510	600	25	75	75	150	150	225	255	330	330	405	510	585
400 450	110	210	210	310	310	410	410	510	565	665	25	85	85	170	170	255	285	370	370	455	565	650
450 500	110	220	220	330	330	440	440	550	625	735	25	95	95	190	190	285	315	410	410	505	625	720

**Hinweis** (¹) CC bezeichnet das normale Lagerspiel für nicht-austauschbare Zylinderrollenlager und massive Nadellager.

Einheiten: µm

Nenn-Bohrg.-Drm. <i>d</i> (mm)		Lagerspiel in nicht-austauschbaren Lagern mit kegeligen Bohrungen															
		CC9 (¹)		CC0		CC1		CC2		CC (²)		CC3		CC4		CC5	
über	inkl.	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max
10	24	5	10	—	—	10	20	20	30	35	45	45	55	55	65	75	85
24	30	5	10	8	15	10	25	25	35	40	50	50	60	60	70	80	95
30	40	5	12	8	15	12	25	25	40	45	55	55	70	70	80	95	110
40	50	5	15	10	20	15	30	30	45	50	65	65	80	80	95	110	125
50	65	5	15	10	20	15	35	35	50	55	75	75	90	90	110	130	150
65	80	10	20	15	30	20	40	40	60	70	90	90	110	110	130	150	170
80	100	10	25	20	35	25	45	45	70	80	105	105	125	125	150	180	205
100	120	10	25	20	35	25	50	50	80	95	120	120	145	145	170	205	230
120	140	15	30	25	40	30	60	60	90	105	135	135	160	160	190	230	260
140	160	15	35	30	50	35	65	65	100	115	150	150	180	180	215	260	295
160	180	15	35	30	50	35	75	75	110	125	165	165	200	200	240	285	320
180	200	20	40	30	50	40	80	80	120	140	180	180	220	220	260	315	355
200	225	20	45	35	60	45	90	90	135	155	200	200	240	240	285	350	395
225	250	25	50	40	65	50	100	100	150	170	215	215	265	265	315	380	430
250	280	25	55	40	70	55	110	110	165	185	240	240	295	295	350	420	475
280	315	30	60	—	—	60	120	120	180	205	265	265	325	325	385	470	530
315	355	30	65	—	—	65	135	135	200	225	295	295	360	360	430	520	585
355	400	35	75	—	—	75	150	150	225	255	330	330	405	405	480	585	660
400	450	40	85	—	—	85	170	170	255	285	370	370	455	455	540	650	735
450	500	45	95	—	—	95	190	190	285	315	410	410	505	505	600	720	815

**Hinweis** (¹) Lagerspiel CC9 bezieht sich auf Zylinderrollenlager mit kegeligen Bohrungen in den ISO Toleranzklassen 5 und 4.  
(²) CC bezeichnet das normale Lagerspiel für nicht-austauschbare Zylinderrollenlager und massive Nadellager.

**Tabelle 9.15 Radiales Lagerspiel in Pendelrollenlagern**

Einheiten:  $\mu\text{m}$

Nenn-Bohrgr.-Drm. $d$ (mm)		Lagerspiel bei zylindrischen Bohrungen										Lagerspiel bei kegeligen Bohrungen									
		C2		CN		C3		C4		C5		C2		CN		C3		C4		C5	
über	inkl.	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max
<b>24</b>	<b>30</b>	15	25	25	40	40	55	55	75	75	95	20	30	30	40	40	55	55	75	75	95
<b>30</b>	<b>40</b>	15	30	30	45	45	60	60	80	80	100	25	35	35	50	50	65	65	85	85	105
<b>40</b>	<b>50</b>	20	35	35	55	55	75	75	100	100	125	30	45	45	60	60	80	80	100	100	130
<b>50</b>	<b>65</b>	20	40	40	65	65	90	90	120	120	150	40	55	55	75	75	95	95	120	120	160
<b>65</b>	<b>80</b>	30	50	50	80	80	110	110	145	145	180	50	70	70	95	95	120	120	150	150	200
<b>80</b>	<b>100</b>	35	60	60	100	100	135	135	180	180	225	55	80	80	110	110	140	140	180	180	230
<b>100</b>	<b>120</b>	40	75	75	120	120	160	160	210	210	260	65	100	100	135	135	170	170	220	220	280
<b>120</b>	<b>140</b>	50	95	95	145	145	190	190	240	240	300	80	120	120	160	160	200	200	260	260	330
<b>140</b>	<b>160</b>	60	110	110	170	170	220	220	280	280	350	90	130	130	180	180	230	230	300	300	380
<b>160</b>	<b>180</b>	65	120	120	180	180	240	240	310	310	390	100	140	140	200	200	260	260	340	340	430
<b>180</b>	<b>200</b>	70	130	130	200	200	260	260	340	340	430	110	160	160	220	220	290	290	370	370	470
<b>200</b>	<b>225</b>	80	140	140	220	220	290	290	380	380	470	120	180	180	250	250	320	320	410	410	520
<b>225</b>	<b>250</b>	90	150	150	240	240	320	320	420	420	520	140	200	200	270	270	350	350	450	450	570
<b>250</b>	<b>280</b>	100	170	170	260	260	350	350	460	460	570	150	220	220	300	300	390	390	490	490	620
<b>280</b>	<b>315</b>	110	190	190	280	280	370	370	500	500	630	170	240	240	330	330	430	430	540	540	680
<b>315</b>	<b>355</b>	120	200	200	310	310	410	410	550	550	690	190	270	270	360	360	470	470	590	590	740
<b>355</b>	<b>400</b>	130	220	220	340	340	450	450	600	600	750	210	300	300	400	400	520	520	650	650	820
<b>400</b>	<b>450</b>	140	240	240	370	370	500	500	660	660	820	230	330	330	440	440	570	570	720	720	910
<b>450</b>	<b>500</b>	140	260	260	410	410	550	550	720	720	900	260	370	370	490	490	630	630	790	790	1000
<b>500</b>	<b>560</b>	150	280	280	440	440	600	600	780	780	1000	290	410	410	540	540	680	680	870	870	1100
<b>560</b>	<b>630</b>	170	310	310	480	480	650	650	850	850	1100	320	460	460	600	600	760	760	980	980	1230
<b>630</b>	<b>710</b>	190	350	350	530	530	700	700	920	920	1190	350	510	510	670	670	850	850	1090	1090	1360
<b>710</b>	<b>800</b>	210	390	390	580	580	770	770	1010	1010	1300	390	570	570	750	750	960	960	1220	1220	1500
<b>800</b>	<b>900</b>	230	430	430	650	650	860	860	1120	1120	1440	440	640	640	840	840	1070	1070	1370	1370	1690
<b>900</b>	<b>1 000</b>	260	480	480	710	710	930	930	1220	1220	1570	490	710	710	930	930	1190	1190	1520	1520	1860
<b>1000</b>	<b>1120</b>	290	530	530	780	780	1020	1020	1330	—	—	530	770	770	1030	1030	1300	1300	1670	—	—
<b>1120</b>	<b>1250</b>	320	580	580	860	860	1120	1120	1460	—	—	570	830	830	1120	1120	1420	1420	1830	—	—
<b>1250</b>	<b>1400</b>	350	640	640	950	950	1240	1240	1620	—	—	620	910	910	1230	1230	1560	1560	2000	—	—

Tabelle 9.16 Radiales Lagerspiel in zweireihigen und gepaarten Kegelrollenlagern

Einheiten:  $\mu\text{m}$

<div> <div>zylindrische Bohrung</div> <div>kegelige Bohrung</div> <div>Nennmaß Bohrungsdurchm. <math>d</math> (mm)</div> </div>		Lagerspiel											
		C1		C2		CN		C3		C4		C5	
		—		C1		C2		CN		C3		C4	
über	inkl.	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max
—	18	0	10	10	20	20	30	35	45	50	60	65	75
18	24	0	10	10	20	20	30	35	45	50	60	65	75
24	30	0	10	10	20	20	30	40	50	50	60	70	80
30	40	0	12	12	25	25	40	45	60	60	75	80	95
40	50	0	15	15	30	30	45	50	65	65	80	95	110
50	65	0	15	15	35	35	55	60	80	80	100	110	130
65	80	0	20	20	40	40	60	70	90	90	110	130	150
80	100	0	25	25	50	50	75	80	105	105	130	155	180
100	120	5	30	30	55	55	80	90	115	120	145	180	210
120	140	5	35	35	65	65	95	100	130	135	165	200	230
140	160	10	40	40	70	70	100	110	140	150	180	220	260
160	180	10	45	45	80	80	115	125	160	165	200	250	290
180	200	10	50	50	90	90	130	140	180	180	220	280	320
200	225	20	60	60	100	100	140	150	190	200	240	300	340
225	250	20	65	65	110	110	155	165	210	220	270	330	380
250	280	20	70	70	120	120	170	180	230	240	290	370	420
280	315	30	80	80	130	130	180	190	240	260	310	410	460
315	355	30	80	80	130	140	190	210	260	290	350	450	510
355	400	40	90	90	140	150	200	220	280	330	390	510	570
400	450	45	95	95	145	170	220	250	310	370	430	560	620
450	500	50	100	100	150	190	240	280	340	410	470	620	680
500	560	60	110	110	160	210	260	310	380	450	520	700	770
560	630	70	120	120	170	230	290	350	420	500	570	780	850
630	710	80	130	130	180	260	310	390	470	560	640	870	950
710	800	90	140	150	200	290	340	430	510	630	710	980	1060
800	900	100	150	160	210	320	370	480	570	700	790	1100	1200
900	1000	120	170	180	230	360	410	540	630	780	870	1200	1300
1000	1120	130	190	200	260	400	460	600	700	—	—	—	—
1120	1250	150	210	220	280	450	510	670	770	—	—	—	—
1250	1400	170	240	250	320	500	570	750	870	—	—	—	—

Anmerkungen Axiales Lagerspiel  $\Delta_a = \Delta_r \cot \alpha = \frac{1,5}{e} \Delta_r$

mit:

$\Delta_r$  : Radiales Lagerspiel

$\alpha$  : Kontaktwinkel

$e$  : Konstante (siehe Lagertabellen)

**Tabelle 9.17 Axiales Lagerspiel in gepaarten Schrägkugellagern (Gemessenes Spiel)**

Einheiten:  $\mu\text{m}$

Nennmaß Bohrungs- durchmesser <i>d</i> (mm)		Axiales Lagerspiel											
		Kontaktwinkel 30°						Kontaktwinkel 40°					
		CN		C3		C4		CN		C3		C4	
über	inkl.	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max
—	10	9	29	29	49	49	69	6	26	26	46	46	66
10	18	10	30	30	50	50	70	7	27	27	47	47	67
18	24	19	39	39	59	59	79	13	33	33	53	53	73
24	30	20	40	40	60	60	80	14	34	34	54	54	74
30	40	26	46	46	66	66	86	19	39	39	59	59	79
40	50	29	49	49	69	69	89	21	41	41	61	61	81
50	65	35	60	60	85	85	110	25	50	50	75	75	100
65	80	38	63	63	88	88	115	27	52	52	77	77	100
80	100	49	74	74	99	99	125	35	60	60	85	85	110
100	120	72	97	97	120	120	145	52	77	77	100	100	125
120	140	85	115	115	145	145	175	63	93	93	125	125	155
140	160	90	120	120	150	150	180	66	96	96	125	125	155
160	180	95	125	125	155	155	185	68	98	98	130	130	160
180	200	110	140	140	170	170	200	80	110	110	140	140	170

**Anmerkungen** Diese Tabelle bezieht sich nur auf Lager der Toleranzklassen Normal und 6. Für das axiale Lagerspiel in Lagern der Toleranzklassen besser als 5 und Kontaktwinkeln von 15° und 25° wenden Sie sich bitte an NSK.

**Tabelle 9.18 Axiales Lagerspiel in Vierpunktkugellagern (gemessenes Spiel)**

Einheiten:  $\mu\text{m}$

Nennmaß Bohrungs- Drm. $d$ (mm)		Axiales Lagerspiel							
		C2		CN		C3		C4	
über	inkl.	min	max	min	max	min	max	min	max
10	18	15	55	45	85	75	125	115	165
18	40	26	66	56	106	96	146	136	186
40	60	36	86	76	126	116	166	156	206
60	80	46	96	86	136	126	176	166	226
80	100	56	106	96	156	136	196	186	246
100	140	66	126	116	176	156	216	206	266
140	180	76	156	136	196	176	246	226	296
180	220	96	176	156	226	206	276	256	326
220	260	115	196	175	245	225	305	285	365
260	300	135	215	195	275	255	335	315	395
300	350	155	235	215	305	275	365	345	425
350	400	175	265	245	335	315	405	385	475
400	500	205	305	285	385	355	455	435	525

## 9.2.2 Auswahl der Lagerluft

Von den in der Tabelle aufgeführten Lagerspielen eignet sich das CN-Spiel für normale Betriebsbedingungen. Das Spiel nimmt von C2 bis C1 progressiv ab und von C3 bis C5 progressiv zu.

Unter normalen Betriebsbedingungen beträgt die Drehzahl des Innenringes etwa 50% der Grenzdrehzahl, die in den Lagertabellen aufgeführt ist, die Belastung liegt unterhalb des Normalbereichs ( $P \triangleq 0,1C_r$ ) und das Lager sitzt fest auf der Welle.

Als Maßnahme zur Reduzierung des Lagerlaufgeräusches bei Elektromotoren liegt die Bandbreite des Radialspiels niedriger als in der normalen Klasse. Die Werte für Rillen-kugellager und Zylinderrollenlager für Elektromotoren sind etwas niedriger. (Siehe Tabelle 9.13.1 und 9.13.2)

Das Lagerspiel variiert je nach Passung und den Temperaturunterschieden während des Betriebs. Die Änderungen des Radialspiels in einem Kugellager sind in Abb. 9.2 aufgeführt.

## (1) Abnahme des Radialspiels durch Passungen und Restlagerspiel

Wenn der Innenring oder Außenring fest auf der Welle oder im Gehäuse sitzt, verringert sich das Radialspiel durch eine Aufweitung oder Schrumpfung der Lageringringe. Diese Verringerung verändert sich je nach Lagerart und -größe und ist von der Wellen- oder Gehäusekonstruktion abhängig. Die Reduzierung liegt bei etwa 70 bis 90 % des Übermaßes (siehe Abschnitt 15.2 Passungen, Absatz (1), Seite A132 bis A135). Das Spiel wird nach Abzug dieser Verringerung vom Soll-Lagerspiel  $\Delta_s$  als Restlagerspiel  $\Delta_r$  bezeichnet.



## (2) Abnahme des radialen Lagerspiels durch Temperaturunterschiede zwischen Innen- und Außenringen und tatsächlichem Spiel

Die während des Betriebs entstehende Reibungswärme wird von der Welle und dem Gehäuse nach außen geleitet. Da Gehäuse Wärme grundsätzlich besser ableiten als Wellen, liegt die Temperatur des Innenrings und der Wälzkörper normalerweise 5 bis 10 °C über der des Außenrings. Wenn die Welle erwärmt oder das Gehäuse abgekühlt wird, ist der Temperaturunterschied zwischen den Innen- und Außenringen größer. Das Radialspiel nimmt aufgrund der Wärmeausdehnung, die durch den Temperaturunterschied zwischen den Innen- und Außenringen entsteht, ab. Mit Hilfe der folgenden Gleichungen kann das Ausmaß dieser Verringerung berechnet werden:

$$\delta_t \triangleq \alpha \Delta D_e \dots \dots \dots (9.6)$$

mit  $\delta_t$  : Verringerung des Radialspiels auf Grund von Temperaturunterschieden zwischen den Innen- und Außenringen (mm)  
 $\alpha$  : Längenausdehnungskoeffizient von Lagerstahl =  $12,5 \cdot 10^{-6}$  (1/°C)  
 $\Delta$  : Temperaturunterschied zwischen Innen- und Außenringen (°C)  
 $D_e$  : Laufbahndurchmesser Außenring (mm)

für Kugellager

$$D_e \triangleq \frac{1}{5} (4D+d) \dots \dots \dots (9.7)$$

für Rollenlager

$$D_e \triangleq \frac{1}{4} (3D+d) \dots \dots \dots (9.8)$$

Zieht man  $\delta_t$  vom Restlagerspiel  $\Delta_f$  ab, erhält man das tatsächliche Lagerspiel  $\Delta$ . Theoretisch kann die längste Lagerlebensdauer erwartet werden, wenn das tatsächliche Lagerspiel leicht negativ ist. Jedoch ist es schwierig, solche ideale Bedingungen zu erreichen, und übermäßig negatives Spiel kann die Lagerlebensdauer beträchtlich verkürzen. Deshalb sollte ein Spiel von 0 oder anstatt eines negativen ein leicht positiver Wert gewählt werden. Wenn einreihige Schrägkugellager oder Kegelrollenlager gegenüberliegend eingesetzt werden, sollte ein kleines tatsächliches Lagerspiel vorhanden sein, außer wenn eine Vorspannung benötigt wird. Wenn zwei Zylinderrollenlager mit einem Bord auf einer Seite gegenüberliegend eingesetzt werden, muss ein angemessenes Lagerspiel gewählt werden, um eine Längenausdehnung der Welle während des Betriebs zu ermöglichen.

Das Radialspiel für einige spezielle Anwendungen kann Tabelle 9.19 entnommen werden. Bei besonderen Betriebsbedingungen empfiehlt es sich NSK zu konsultieren.

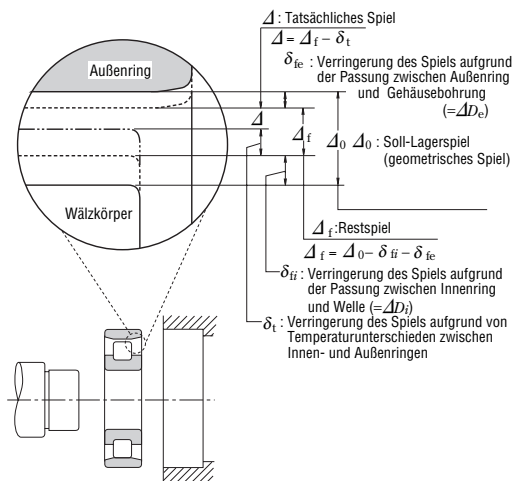


Abb. 9.2 Änderungen des radialen Lagerspiels

Tabelle 9.19 Beispiele für Lagerspiele in speziellen Anwendungen

Betriebsbedingungen	Beispiele	Lager-spiel
Bei großer Wellenverformung	Halb schwimmende Radlagerungen in Automobilen	C5 oder ähnliches
Dampfdurchströmung von Hohlwellen oder Aufheizung von Andrückbügeln	Trockenpartien in Papiermaschinen Transportrollen in Walzwerken	C3, C4 C3
Bei starken Stoßkräften und Vibrationen oder wenn sowohl Innen- als auch Außenringe fest sitzen.	Traktionsmotoren für Eisenbahnen Schwingsiebe Flüssigkeitskupplung Getriebe für Traktoren	C4 C3, C4 C4 C4
Bei losem Sitz des Innen- und Außenrings	Walzenzapfen für Walzwerke	C2 oder ähnliches
Bei besonders leisem und vibrationsfreiem Lauf	Kleinmotoren mit besonderen Spezifikationen	C1, C2, CM
Bei eingestelltem Spiel, um Wellenverformung zu vermeiden, usw.	Hauptspindel von Drehbänken	CC9, CC1

# 10. VORSPANNUNG

Normalerweise verbleibt während des Betriebs ein gewisses Lagerspiel in den Wälzlager. In einigen Fällen ist es jedoch von Vorteil, ein negatives Lagerspiel einzustellen, um die interne Spannung beizubehalten. Dies wird Vorspannung genannt. Eine Vorspannung wird für gewöhnlich für Lager vorgesehen, bei denen das Spiel während des Einbaus eingestellt werden kann, z.B. bei Schrägkugellagern oder Kegelrollenlagern. Für gewöhnlich werden zwei Lager in X- oder O-Anordnung eingebaut, um einen Zweiersatz mit Vorspannung zu erhalten.

## 10.1 Zweck der Vorspannung

Der Hauptzweck vorgespannter Lager sowie einige typische Anwendungsbeispiele sind:

- (1) Erhalt der Lager in ihrer exakten Position, sowohl radial als auch axial, und Erhalt der Rundlaufgenauigkeit der Welle (z.B. Hauptwellen von Werkzeugmaschinen, Präzisionsinstrumente, etc.)
- (2) Erhöhung der Steifigkeit der Lager (z.B. Hauptwellen von Werkzeugmaschinen, Ritzelwellen von Getrieben für Automobile, usw.)
- (3) Reduzierung des Geräuschpegels, der durch axiale Vibration und Resonanz verursacht wird (z.B. Kleine Elektromotoren, usw.)
- (4) Verhinderung des Gleitens zwischen den Wälzkörpern und den Laufbahnen aufgrund von Kreiselmomenten (z.B. Hochgeschwindigkeits- oder Hochbeschleunigungsanwendungen mit Schrägkugellagern und Axialkugellagern)
- (5) Erhalt der Wälzkörper mit den Lagerringen in ihrer korrekten Position (z.B. Axialkugellager und Axialpendelrollenlager, auf einer horizontalen Welle.)

## 10.2 Vorspannarten

### 10.2.1 Starre Vorspannung

Eine starre Vorspannung wird erreicht, wenn zwei axial gegenüberliegende Lager so fixiert werden, dass sie Vorspannung haben. Nachdem sie einmal fixiert wurde, bleibt diese Position während des Betriebs unverändert.

In der Praxis kommen normalerweise drei Methoden zum Einsatz, um eine starre Vorspannung zu erreichen:

- (1) Durch Installation eines paarweise zusammengepassten Lagersatzes mit zuvor angepassten Abstandsmaßen (siehe Seite A7, Abb. 1.1) und axialem Lagerspiel.
- (2) Durch Verwendung eines passenden Zwischenringes oder einer U-Scheibe, um den notwendigen Abstand und die Vorspannung zu erreichen. (siehe Abb. 10.1)

- (3) Durch die Verwendung von Schrauben oder Muttern, um die axiale Vorspannung einzustellen. In diesem Fall sollte das Anlaufmoment gemessen werden, um die korrekte Vorspannung nachzuprüfen.

### 10.2.2 Federvorspannung

Eine Federvorspannung wird mit Hilfe einer Spiralfeder erzeugt. Auch wenn sich die relative Position der Lager während des Betriebs verändert, bleibt die Größe der Vorspannung relativ konstant (siehe Abb. 10.2)

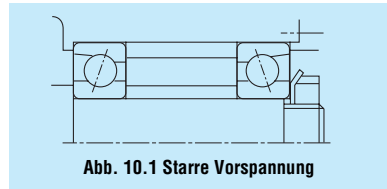


Abb. 10.1 Starre Vorspannung

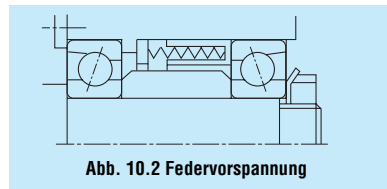


Abb. 10.2 Federvorspannung

## 10.3 Vorspannung und Steifigkeit

### 10.3.1 Starre Vorspannung und Steifigkeit

Mit der axialen Fixierung der Innenringe der Lager A und B wird der Spalt mit dem Abstand  $2\delta_{a0}$ , wie in Abb. 10.3 dargestellt, eliminiert. Dann wird jedes Lager mit der Vorspannkraft  $F_{a0}$  vorgespannt. Abb. 10.4 zeigt den Steifigkeitsverlauf eines Lagersatzes als Beziehung zwischen der Belastung und den axialen Verschiebungen bei gegebener Axiallast  $F_a$ .

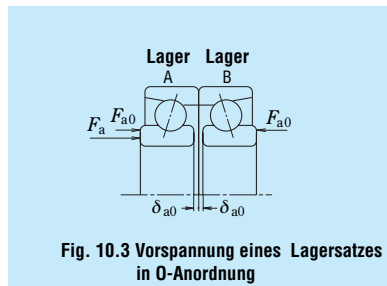


Fig. 10.3 Vorspannung eines Lagersatzes in O-Anordnung

### 10.3.2 Federvorspannung und Steifigkeit

Abb. 10.5 zeigt einen Steifigkeitsverlauf für gepaarte Lager unter Federvorspannung. Die Verformungskurve der Feder verläuft fast parallel zur Horizontalachse, da die Steifigkeit der Federn niedriger ist als die Lagersteifigkeit. Folglich ist die Steifigkeit unter einer Federvorspannung etwa gleich der eines einzelnen Lagers unter Vorspannung  $F_{a0}$ . Abb. 10.6 zeigt einen Vergleich der Lagersteifigkeiten bei starrer Vorspannung und bei Federvorspannung.

## 10.4 Auswahl der Vorspannart und -größe

### 10.4.1 Vergleich der Vorspannarten

Abb. 10.6 zeigt einen Steifigkeitsvergleich beider Vorspannmethoden. Starre Vorspannung und Federvorspannung können wie folgt verglichen werden:

- (1) Wenn beide Vorspannungen gleich sind, bietet die starre Vorspannung eine größere Lagersteifigkeit, d.h. die Verformung auf Grund externer Belastungen ist bei Lagern mit starrer Vorspannung geringer.
- (2) Bei der starren Vorspannung hängt die Vorspannung von folgenden Faktoren ab: der Differenz der axialen Ausdehnung auf Grund von Temperaturunterschieden zwischen Welle und Gehäuse, dem Unterschied in der radialen Ausdehnung durch Temperaturunterschiede zwischen den Innen- und Außenringen, der Verformung durch Belastung, usw.

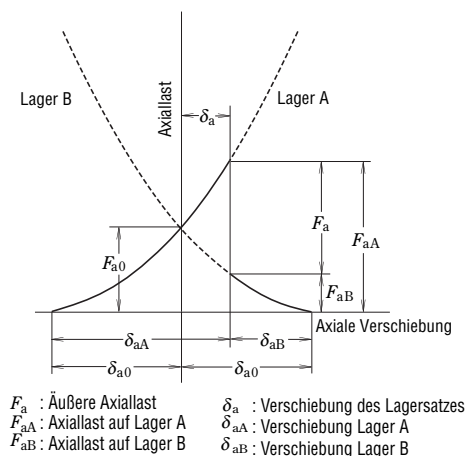


Abb. 10.4 Axiale Verschiebung bei starrer Vorspannung

Bei der Federvorspannung können jegliche Änderungen der Vorspannung minimiert werden, da die Abweichung der Federbelastung mit der Wellenaufweitung und -schrumpfung nebensächlich ist. Die vorausgegangenen Erläuterungen zeigen, dass eine starre Vorspannung grundsätzlich für bessere Steifigkeit vorzuziehen ist, während sich die Federvorspannung besser für Hochgeschwindigkeitsanwendungen, zur Vermeidung axialer Vibrationen, für den Einsatz mit Axiallagern auf horizontalen Wellen, usw. eignet.

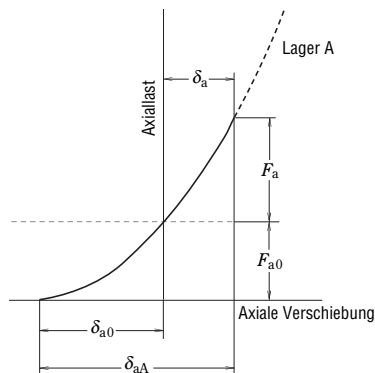


Abb. 10.5 Axiale Verschiebung bei Federvorspannung

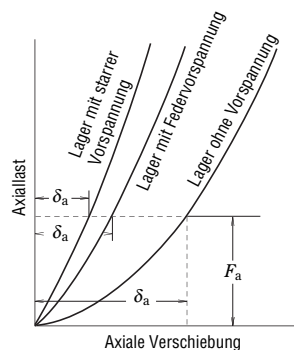


Abb. 10.6 Vergleich von Steifigkeiten und Vorspannmethoden

## 10.4.2 Wert der Vorspannung

Wenn die Vorspannung größer ist als notwendig, kann dies zu ungewünschter Wärmeentwicklung, zunehmenden Reibmomenten, verringerter Lebensdauer, usw. führen. Die Höhe der Vorspannkraft sollte sorgfältig unter Berücksichtigung der Betriebsbedingungen und dem Zweck der Vorspannung ermittelt werden.

### (1) Vorspannen eines gepaarten Schrägkugellagers

Die durchschnittlichen Vorspannwerte für gepaarte Schrägkugellager (Kontaktwinkel von 15°) mit einer Genauigkeit höher als Klasse P5, die auf Hauptspindeln von Werkzeugmaschinen eingesetzt werden, sind in Tabelle 10.2 aufgeführt.

In Tabelle 10.1 stehen die empfohlenen Passungen, die zwischen Welle und Innenring und zwischen Gehäuse und Außenring verwendet werden. Passungen für Gehäuse sollten für Festlager im unteren Grenzbereich und für Loslager im oberen Grenzbereich liegen.

Grundsätzlich gilt, dass eine sehr leichte oder leichte Vorspannung für Schleifspindeln und die Hauptspindeln von Bearbeitungszentren gewählt werden sollte. Für Hauptspindeln von Drehbänken, die Steifigkeit erfordern, sollten hingegen mittlere Vorspannkraften gewählt werden.

Wenn die Drehzahlen einen Wert von  $D_{pw} \cdot n$  ( $d_m n$ -Wert) erreichen, der über 500000 liegt, sollte die Vorspannung sehr genau beurteilt und ausgewählt werden. In diesem Fall wenden Sie sich bitte zuerst an NSK.

**Tabelle 10.1 Empfohlene Passungen für Spindellager mit Vorspannung**

Einheiten: µm

Nennmaß Bohrungs- Drm. $d$ (mm)		Soll- Übermaß Welle	Nennmaß des Außen- Drm. $D$ (mm)		Soll-Spiel Gehäuse
über	inkl.		über	inkl.	
—	<b>18</b>	0 ~	—	<b>18</b>	—
<b>18</b>	<b>30</b>	0 ~ 2,5	<b>18</b>	<b>30</b>	2~ 6
<b>30</b>	<b>50</b>	0 ~ 2,5	<b>30</b>	<b>50</b>	2~ 6
<b>50</b>	<b>80</b>	0 ~ 3	<b>50</b>	<b>80</b>	3~ 8
<b>80</b>	<b>120</b>	0 ~ 4	<b>80</b>	<b>120</b>	3~ 9
<b>120</b>	<b>150</b>	—	<b>120</b>	<b>150</b>	4~12
<b>150</b>	<b>180</b>	—	<b>150</b>	<b>180</b>	4~12
<b>180</b>	<b>250</b>	—	<b>180</b>	<b>250</b>	5~15

**Tabelle 10.2 Vorspannungen für gepaarte**

**Tabelle 10.2.2 gepaarte**

**Tabelle 10.2.1 gepaarte Schrägkugellager der Reihe 79**

Einheiten: N

Lager	Vorspannungen			
	Extra leichte Vorspannung EL	Leichte Vorspannung L	Mittlere Vorspannung M	Starke Vorspannung H
<b>7900 C</b>	7	15	29	59
<b>7901 C</b>	8,6	15	39	78
<b>7902 C</b>	12	25	49	100
<b>7903 C</b>	12	25	59	120
<b>7904 C</b>	19	39	78	150
<b>7905 C</b>	19	39	100	200
<b>7906 C</b>	24	49	100	200
<b>7907 C</b>	34	69	150	290
<b>7908 C</b>	39	78	200	390
<b>7909 C</b>	50	100	200	390
<b>7910 C</b>	50	100	250	490
<b>7911 C</b>	60	120	290	590
<b>7912 C</b>	60	120	290	590
<b>7913 C</b>	75	150	340	690
<b>7914 C</b>	100	200	490	980
<b>7915 C</b>	100	200	490	980
<b>7916 C</b>	100	200	490	980
<b>7917 C</b>	145	290	640	1270
<b>7918 C</b>	145	290	740	1470
<b>7919 C</b>	145	290	780	1570
<b>7920 C</b>	195	390	880	1770

Lager	Extra leichte Vorspannung EL	Leichte Vorspannung L
<b>7000 C</b>	12	25
<b>7001 C</b>	12	25
<b>7002 C</b>	14	29
<b>7003 C</b>	14	29
<b>7004 C</b>	24	49
<b>7005 C</b>	29	59
<b>7006 C</b>	39	78
<b>7007 C</b>	60	120
<b>7008 C</b>	60	120
<b>7009 C</b>	75	150
<b>7010 C</b>	75	150
<b>7011 C</b>	100	200
<b>7012 C</b>	100	200
<b>7013 C</b>	125	250
<b>7014 C</b>	145	290
<b>7015 C</b>	145	290
<b>7016 C</b>	195	390
<b>7017 C</b>	195	390
<b>7018 C</b>	245	490
<b>7019 C</b>	270	540
<b>7020 C</b>	270	540

## (2) Vorspannen von Axialkugellagern

Wenn die Kugeln eines Axialkugellagers mit relativ hoher Geschwindigkeit umlaufen, kann durch Kreiselmomente an den Kugeln ein Gleiten auftreten. Der größere der beiden Werte, der sich aus den Gleichungen (10.1 und 10.2) ergibt, sollte als Mindestaxiallast übernommen werden, um das Gleiten zu verhindern.

$$F_{a \min} = \frac{C_{0a}}{100} \left( \frac{n}{N_{\max}} \right)^2 \dots\dots\dots (10.1)$$

$$F_{a \min} = \frac{C_{0a}}{1000} \dots\dots\dots (10.2)$$

mit  $F_{a \min}$  : Mindestaxiallast (N), {kgf}  
 $n$  : Drehzahl (U/min)  
 $C_{0a}$  : statische Tragzahl (N), {kgf}  
 $N_{\max}$  : Grenzdrehzahl (Ölschmierung) (U/min)

## (3) Vorspannen von Axialpendelrollenlagern

Wenn Axialpendelrollenlager eingesetzt werden, können während des Gleitens zwischen den Rollen und der Laufbahn des Außenrings Schäden wie gebrochene Ringe entstehen. Die Mindestaxiallast  $F_{a \min}$  zur Vermeidung dieses Gleitens kann mit der folgenden Gleichung berechnet werden:

$$F_{a \min} = \frac{C_{0a}}{1000} \dots\dots\dots (10.3)$$

## Schräggkugellager

### Schräggkugellager der Reihe 70

Einheiten: N

Vorspannungen	
Mittlere Vorspannung M	Starke Vorspannung H
49	100
59	120
69	150
69	150
120	250
150	290
200	390
250	490
290	590
340	690
390	780
490	980
540	1080
540	1080
740	1470
780	1570
930	1860
980	1960
1180	2350
1180	2350
1270	2550

Tabelle 10.2.3 gepaarte Schräggkugellager der Reihe 72

Einheiten: N

Lager	Vorspannungen			
	Extra leichte Vorspannung EL	Leichte Vorspannung L	Mittlere Vorspannung M	Starke Vorspannung H
<b>7200 C</b>	14	29	69	150
<b>7201 C</b>	19	39	100	200
<b>7202 C</b>	19	39	100	200
<b>7203 C</b>	24	49	150	290
<b>7204 C</b>	34	69	200	390
<b>7205 C</b>	39	78	200	390
<b>7206 C</b>	60	120	290	590
<b>7207 C</b>	75	150	390	780
<b>7208 C</b>	100	200	490	980
<b>7209 C</b>	125	250	540	1080
<b>7210 C</b>	125	250	590	1180
<b>7211 C</b>	145	290	780	1570
<b>7212 C</b>	195	390	930	1860
<b>7213 C</b>	220	440	1080	2160
<b>7214 C</b>	245	490	1180	2350
<b>7215 C</b>	270	540	1230	2450
<b>7216 C</b>	295	590	1370	2750
<b>7217 C</b>	345	690	1670	3330
<b>7218 C</b>	390	780	1860	3730
<b>7219 C</b>	440	880	2060	4120
<b>7220 C</b>	490	980	2350	4710

# 11. GESTALTUNG VON WELLEN UND GEHÄUSEN

## 11.1 Genauigkeit und Oberflächenbeschaffenheit von Wellen und Gehäusen

Wenn die Genauigkeit von Wellen oder Gehäusen nicht den Spezifikationen entspricht, beeinträchtigt dies die Funktion der Lager, sodass sie nicht ihre volle Leistung erbringen können. Beispielsweise kann eine Ungenauigkeit in der Rechtwinkligkeit der Wellenschulter einen Versatz der Innen- und Außenringe des Lagers verursachen. Durch die zusätzlich zur normalen Belastung auftretende Kantenbelastung kann die Lagerlebensdauer reduziert werden. Aus dem gleichen Grund können auch Käfigbruch und -fraß auftreten. Zur festen Abstützung der Lager sollten Gehäuse formstabil sein. Gehäuse mit sehr hoher Steifigkeit sind auch im Hinblick auf die Geräuscentwicklung und Lastverteilung vorteilhaft. Unter normalen Betriebsbedingungen ist eine gedrehte oder fein gebohrte Bearbeitung für die Passungsfläche ausreichend; geräusch- und vibrationsarme Anwendungen oder hohe Belastungen erfordern jedoch geschliffene Ausführungen.

Wenn zwei oder mehr Lager in einem Einzelgehäuse montiert werden, sollten die Passungsflächen der Gehäusebohrung so konstruiert werden, dass beide Lagersitze in einem Arbeitsgang bearbeitet werden können. Im Fall von geteilten Gehäusen müssen die konstruktive Ausführung, Fertigungsgenauigkeit und Genauigkeit der Zusammenfügung so präzise beschaffen sein, dass die Außenringe des Lagers nicht unzulässig verformt werden. In Tabelle 11.1 sind Genauigkeit und Oberflächenbeschaffenheit von Lagern und Gehäusen für normale Betriebsbedingungen aufgeführt.

**Tabelle 11.1 Genauigkeit und Rauheit von Wellen und Gehäusen**

Maß	Lager- genauigkeit	Welle	Gehäusebohrung
Toleranz für Rundheit	Normal, Klasse 6	IT3 ~ IT4 2 ~ 2	IT4 ~ IT5 2 ~ 2
		IT2 ~ IT3 2 ~ 2	IT2 ~ IT3 2 ~ 2
	Klasse 5, Klasse 4	IT3 ~ IT4 2 ~ 2	IT4 ~ IT5 2 ~ 2
		IT2 ~ IT3 2 ~ 2	IT2 ~ IT3 2 ~ 2
Toleranz für Zylindrizität	Normal, Klasse 6	IT3 ~ IT4 2 ~ 2	IT4 ~ IT5 2 ~ 2
		IT2 ~ IT3 2 ~ 2	IT2 ~ IT3 2 ~ 2
	Klasse 5, Klasse 4	IT3 ~ IT4 2 ~ 2	IT4 ~ IT5 2 ~ 2
		IT2 ~ IT3 2 ~ 2	IT2 ~ IT3 2 ~ 2
Toleranz für Schulterrundlauf	Normal, Klasse 6	IT3	IT3~IT4
	Klasse 5, Klasse 4	IT3	IT3
Mittenrauhwert der Passflächen $R_a$	Kleinlager	0,8	1,6
	Großlager	1,6	3,2

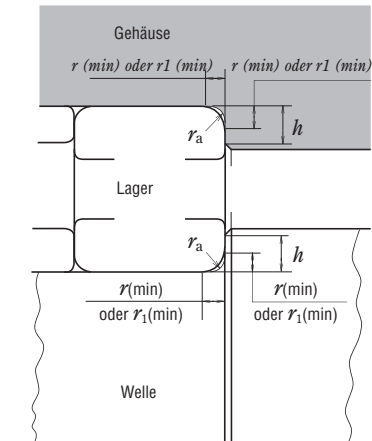
**Anmerkungen** In dieser Tabelle sind allgemeine Empfehlungen zur Genauigkeit und Rauheit von Wellen- und Gehäusesitz aufgeführt: die Grundtoleranzklasse (IT) sollte entsprechend der Lagergenauigkeitsklasse ausgewählt werden. Die Maße für die Grundtoleranzen stehen in Tabelle 11 im Anhang (Seite C20).

In Fällen, in denen der Außenring in die Gehäusebohrung mit einem Übermaß eingebaut wird, speziell bei Dünnringkugellagern, sollte die Genauigkeit der Welle und des Gehäuses höher sein, da dies direkte Auswirkungen auf die Lagerlaufbahn hat.

## 11.2 Schulter- und Hohlkehlenradius

Die Schultern von Wellen oder Gehäusen, die die La-gerstirnseite berühren, müssen exakt senkrecht zur Wellenoberfläche bzw. Gehäusebohrung stehen (siehe Tabelle 11.1). Bei einem Kegelrollenlager muss das Gehäuse an beiden Seiten des Lagers eine Freidrehung haben, die groß genug ist, dass eine Berührung des Käfigs ausgeschlossen ist.

Die Lagerringe dürfen nicht an der Hohlkehle von Welle oder Gehäuse anliegen. Daher muss der größte Kantenradius der Hohlkehle von Welle bzw. Gehäuse  $r_a$  kleiner als die kleinste Kantenkürzung  $r(\min)$  bzw.  $r_1(\min)$  des Lagerrings sein.



**Abb. 11.1 Kantenkürzung, Hohlkehlenradius von Welle und Gehäuse sowie Schulterhöhen**

Bei Radiallagern sollte die Höhe von Wellen- und Gehäuseschultern groß genug sein um eine ausreichende Bordunterstützung zu gewährleisten. Es sollte aber auch genügend Ringfläche über die Schulter ragen, um den Einsatz von Abziehwerkzeugen zu ermöglichen. Die empfohlenen Mindestschulterhöhen für metrische Ausführungen von Radiallagern stehen in Tabelle 11.2. Die Nennmaße für den Lagereinbau einschließlich sinnvoller Schulterabmessungen sind in den Lagertabellen aufgeführt. Ausreichende Schulterhöhen sind insbesondere zur Abstützung der Seitenborde von Kegel- und Zylinderrollenlagern, die hohen Axiallasten ausgesetzt sind, wichtig.

Die Werte von  $h$  und  $r_a$  aus Tabelle 11.2 sollten dann Anwendung finden, wenn die Form der Hohlkehle von Wellen oder Gehäusen der in Abb. 11.2 (a) entspricht. Die Werte aus Tabelle 11.3 dagegen werden für gewöhnlich in Verbindung mit einem Freistich bei geschliffenen Wellen angewendet (siehe Abb. 11.2 (b)).

Tabelle 11.2 Empfohlene Mindestschulterhöhen bei metrischen Radiallagern

Einheiten: mm

Kanten- kürzung	Welle oder Gehäuse		
	Hohlkehlen- radius	Mindestschulterhöhen $h$ (min)	
		Rillenkugellager, Pendelkugellager, Zylinderrollenlager, Nadellager	Schräggugellager, Kegelrollenlager, Pendelrollenlager
$r$ (min) oder $r_1$ (min)	$r_a$ (max)		
0,05	0,05	0,2	–
0,08	0,08	0,3	–
0,1	0,1	0,4	–
0,15	0,15	0,6	–
0,2	0,2	0,8	–
0,3	0,3	1	1,25
0,6	0,6	2	2,5
1	1	2,5	3
1,1	1	3,25	3,5
1,5	1,5	4	4,5
2	2	4,5	5
2,1	2	5,5	6
2,5	2		6
3	2,5	6,5	7
4	3	8	9
5	4	10	11
6	5	13	14
7,5	6	16	18
9,5	8	20	22
12	10	24	27
15	12	29	32
19	15	38	42

- Anmerkungen**
1. Bei schweren Axiallasten muss die Schulterhöhe wesentlich über den aufgeführten Werten liegen.
  2. Der Rundungsradius der Schulterkehle gilt auch für Axiallager.
  3. In den Lagertabellen ist der Schulterdurchmesser statt der Schulterhöhe aufgeführt.

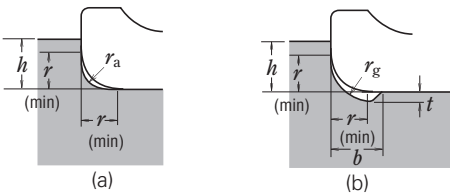


Abb. 11.2 Kantenabstände, Rundungsradien und Schulterhöhen

Tabelle 11.3 Freistich an der Welle

Einheiten: mm

Kantenkürzungen der Innen- und Außenringe	Freistichabmessungen		
$r$ (min) oder $r_1$ (min)	$t$	$r_g$	$b$
1	0,2	1,3	2
1,1	0,3	1,5	2,4
1,5	0,4	2	3,2
2	0,5	2,5	4
2,1	0,5	2,5	4
2,5	0,5	2,5	4
3	0,5	3	4,7
4	0,5	4	5,9
5	0,6	5	7,4
6	0,6	6	8,6
7,5	0,6	7	10

11

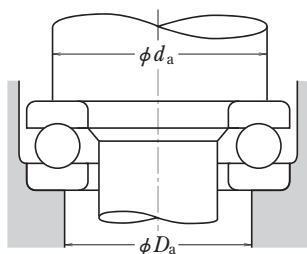
12

13

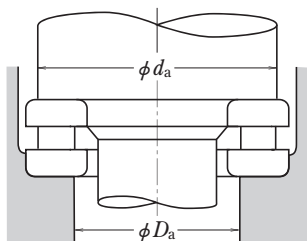
14

Bei Axiallagern müssen Rechtwinkligkeit und Lage der Stützflächen passend sein. Bei Axialkugellagern sollte der Durchmesser der Gehäuseschulter  $D_a$  unter dem Teilkreisdurchmesser der Kugeln und der Durchmesser der Wellenschulter  $d_a$  über dem Teilkreisdurchmesser der Kugeln liegen (Abb. 11.3).

Für Axialrollenlager empfiehlt es sich, die Gesamtkontaktlänge zwischen den Rollen und Ringen durch Wellen- und Gehäuseschultern zu stützen (Abb. 11.4). Diese Durchmesser  $d_a$  und  $D_a$  sind in den Lagertabellen aufgeführt.

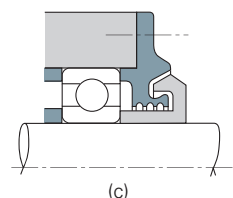
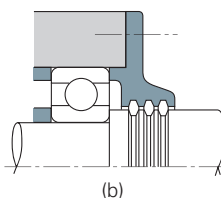
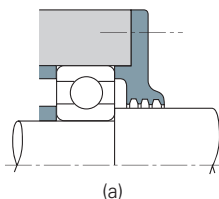


**Abb. 11.3. Einbaumaße Axialkugellager**



**Abb. 11.4 Einbaumaße für Radialrollenlager**

**Abb. 11.4 Vorderseiten unterstützende Durchmesser für Axial-Rollenlager**



**Abb. 11.5 Beispiele für Spaltdichtungen**

## 11.3 Lagerdichtungen

Um eine möglichst lange Lagerlebensdauer zu gewährleisten, können Dichtungen verwendet werden, um das Austreten von Schmierstoffen und das Eindringen von Staub, Wasser und anderen schädlichen Stoffen wie Metalpartikeln zu verhindern. Die Dichtungen dürfen keine übermäßige Laufreibung verursachen und keinen Dichtungsverschleiß zulassen. Sie sollten auch einfach ein- und auszubauen sein. Für jede Anwendung muss unter Berücksichtigung der Schmiermethode die geeignete Dichtung ausgewählt werden.

### 11.3.1 Berührungsfreie Dichtungen

Es gibt verschiedene Dichtungsvarianten, die nicht mit der Welle in Berührung kommen: z.B. Schmiernuten, Schleuderringe und Labyrinthdichtungen. Mit diesen Dichtungen wird auf Grund ihres geringen Betriebspiels für gewöhnlich eine zufriedenstellende Dichtleistung erreicht. Zentrifugalkräfte können auch dazu beitragen, interne Verunreinigungen und ein Austreten des Schmierstoffes zu verhindern.

#### (1) Spaltdichtungen

Die Wirksamkeit von Spaltdichtungen wird durch einen dünnen Spalt zwischen Welle und Gehäuse sowie durch eine Vielzahl von Nuten in der Gehäusebohrung oder Wellenoberfläche bzw. beidseitig erreicht. (Abb. 11.5 (a), (b)).

Wenn der Einsatz von einfachen Spaltdichtungen allein nicht ausreicht, wird (außer bei niedrigen Drehzahlen) oft ein Schleuder- oder ein Labyrinthring mit der Spaltdichtung kombiniert (Abb. 11.5 (c)). Staubeintritt wird verhindert, indem die Rillen mit einem Fett, dessen Walkpenetration bei etwa 200 liegt, geschmiert werden. Je dünner der Spalt zwischen Welle und Gehäuse, desto größer die Dichtwirkung; jedoch dürfen sich Welle und Gehäuse während des Betriebs nicht berühren. Die empfohlenen Spaltmaße stehen in Tabelle 11.4.

Die empfohlene Rillenbreite liegt bei etwa 3 bis 5 mm mit einer Tiefe von etwa 4 bis 5 mm. Wenn die Dichtung nur über Rillen erfolgt, sollten drei oder mehr Rillen vorhanden sein.



(2) Dichtung mit Schleuderring (Ölschleuderring)

Ein Schleuderring dient der Abweisung von Wasser und Staub mit Hilfe der Zentrifugalkräfte, die auf die Verunreinigungen wirken. Dichtungsmechanismen mit Schleuderringen im Gehäuse wie in Abb. 11.6 (a) und (b) sind hauptsächlich zur Vermeidung von Ölleckagen gedacht und werden in relativ staubfreien Umgebungen eingesetzt. Zentrifugalkräfte an den Schleuderringen, wie in Abb. 11.6 (c) und (d) dargestellt, verhindern das Eindringen von Staub und Feuchtigkeit.

Tabelle 11.4 Spaltmaße für Spaltdichtungen an Wellen und Gehäusen

Einheiten: mm	
Nennmaß des Wellendurchmessers	Radialspalt
Unter 50	0,25 ~ 0,4
50-200	0,5 ~ 1,5

(3) Labyrinthdichtungen

Labyrinthdichtungen setzen sich aus ineinander verschränkten Segmenten zusammen, die an der Welle und am Gehäuse sitzen und durch einen sehr kleinen Spalt getrennt sind. Sie eignen sich besonders bei hohen Drehzahlen zur Vermeidung von Ölleckagen an der Welle.  
Die in Abb. 11.7 (a) gezeigte Bauweise wird oft verwendet, weil sie einfach einzubauen ist, jedoch haben die in Abb. 11.7 (b) und (c) gezeigten Varianten eine bessere Dichtwirkung.

Tabelle 11.5 Labyrinthdichtungsspalte

Einheiten: mm		
Nennmaß des Wellendurchmessers	Labyrinthspalte	
	Radialspalt	Axialspalt
Unter 50	0,25 ~ 0,4	1 ~ 2
50-200	0,5 ~ 1,5	2 ~ 5

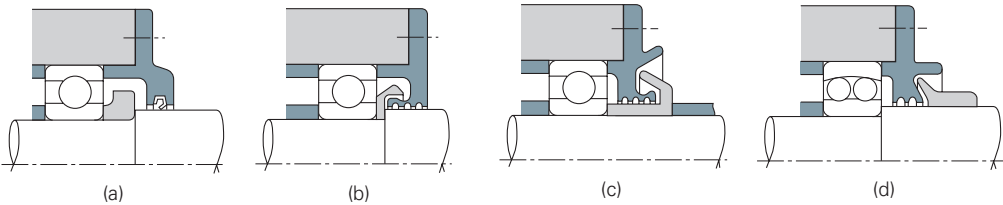


Abb. 11.6 Beispiele für Schleuderringe

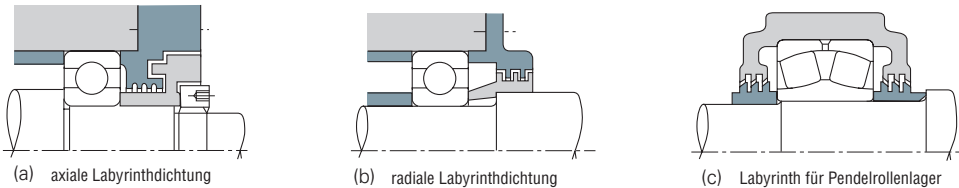


Abb. 11.7 Beispiele für Labyrinthdichtungen

11.3.2 Berührende Dichtungen

Die Wirkung von berührenden Dichtungen besteht im physischen Kontakt zwischen Welle und Dichtung. Sie können aus synthetischem Kautschuk, Kunstharz, Filz, usw. bestehen. Radial-Wellendichtringe mit Dichtlippen aus Kautschuk werden am häufigsten verwendet.

(1) Radial-Wellendichtringe

Viele Arten von Radial-Wellendichtringen werden eingesetzt, um Schmierstoffleckagen sowie das Eindringen von Staub, Wasser und anderen Fremdstoffen zu verhindern (Abb. 11.8 und 11.9).

Da viele Radial-Wellendichtringe mit Federringen ausgestattet sind, um die geeignete Anpresskraft zu erzeugen, sind die Öldichtungen bis zu einem gewissen Grad auch bei ungleichförmigen Rotationsbewegungen der Welle geeignet. Dichtlippen bestehen meist aus synthetischem Kautschuk mit Nitril, Acrylat, Silikon und Fluor. Tetrafluorethen wird ebenfalls verwendet. Die höchstzulässige Betriebstemperatur für die einzelnen Werkstoffe steigt entsprechend der vorgenannten Reihenfolge.

Radial-Wellendichtringe aus synthetischem Kautschuk können zu Problemen wie Überhitzung, Verschleiß und Fraß führen, wenn zwischen der Dichtlippe und der Welle kein Ölfilm besteht. Deshalb sollten die Dichtlippen beim Einbau der Dichtungen leicht geschmiert werden. Erwünscht ist auch eine regelmäßige Benetzung der Dichtfläche mit Schmierstoff von innen.

Die zulässige Umfangsgeschwindigkeit für Radial-Wellendichtringe variiert je nach Art der Oberflächengüte der Welle,

der abdichtenden Flüssigkeit, Temperatur, Rundlauf, usw. Der Temperaturbereich für Radial-Wellendichtringe wird vom Werkstoff der Dichtlippen begrenzt. Die ungefähren Umfangsgeschwindigkeiten und die unter günstigen Bedingungen erlaubten Temperaturen sind in Tabelle 11.6 aufgeführt.

Wenn Radial-Wellendichtringe unter hohen Umfangsgeschwindigkeiten oder hohem Innendruck eingesetzt werden, muss die Kontaktoberfläche der Welle glatt bearbeitet sein und der Rundlauf sollte unter 0,02 bis 0,05 mm liegen.

Die Härte der Kontaktoberfläche der Welle sollte durch thermische Behandlung oder Hartverchromung über HRC40 gesteigert werden um die Abriebfestigkeit zu erhöhen. Wenn möglich, wird eine Härte über HRC 55 empfohlen.

Richtwerte für die Bearbeitungsgüte von Kontaktflächen für verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten von Wellen sind in Tabelle 11.7 angegeben.

(2) Filzdichtungen

Filzdichtungen gehören zu den einfachsten und gebräuchlichsten Dichtungen, die z.B. für Getriebewellen eingesetzt werden.

Da es beim Einsatz von Öl als Schmierstoff zum Aufweichen des Filzes und dann zu Leckagen kommen kann, wird diese Dichtungsart nur in Verbindung mit Fettschmierung verwendet, hauptsächlich, um das Eindringen von Staub und anderen Fremdkörpern zu vermeiden. Filzdichtungen eignen sich nicht für Umfangsgeschwindigkeiten über 4 m/s; deshalb sollten diese je nach Anwendungsbereich durch Synthetik-Kautschukdichtungen ersetzt werden.

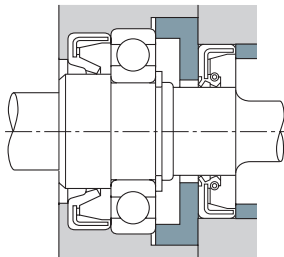


Abb. 11.8 Beispiel einer Öldichtung (1)

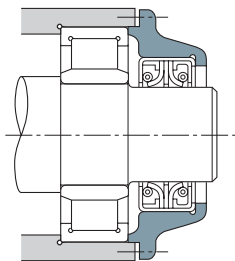


Abb. 11.9 Beispiel einer Öldichtung (2)

Tabelle 11.6 Zulässige Umfangsgeschwindigkeiten und Temperaturbereiche für Radial-Wellendichtringe

Dichtungswerkstoffe		Zulässige Umfangsgeschwindigkeiten (m/s)	Betriebs-temperaturbereich(°C)( <sup>1</sup> )
Synthetik-kautschuk	Nitrilkautschuk	Unter 16	–25 bis +100
	Acrylkautschuk	Unter 25	–15 bis +130
	Silikonkautschuk	Unter 32	–70 bis +200
	Fluorhaltiger Kautschuk	Unter 32	–30 bis +200
Tetrafluorethylenharz		Unter 15	–50 bis +220

**Hinweis** (<sup>1</sup>) Die Obergrenze des Temperaturbereichs kann für kurze Betriebsintervalle um etwa 20 °C angehoben werden.

Tabelle 11.7 Umfangsgeschwindigkeiten und Güte der Kontaktoberflächen bei Wellen

Umfangs-geschwindigkeiten (m/s)	Mittenrauwert $R_a$
Unter 5	0,8
5 bis 10	0,4
über 10	0,2

# 12. SCHMIERUNG

## 12.1 Zweck der Schmierung

Die Schmierung dient hauptsächlich der Reduzierung von Reibung und Verschleiß in den Lagern, da diese sonst zum frühzeitigen Lagerausfall führen. Die Wirkung der Schmierung lässt sich wie folgt kurz erläutern:

- (1) Reduzierung von Reibung und Verschleiß  
Ein Ölfilm vermeidet die unmittelbare metallische Berührung zwischen den Einzelteilen des Lagers, den Lagerringen, Rollkörpern und dem Käfig, und verringert so die Reibung und den Verschleiß in den Kontaktbereichen.
- (2) Verlängerung der Ermüdungslebensdauer  
Die Ermüdungslebensdauer von Lagern hängt stark von der Viskosität und der Filmdicke zwischen den Wälzkontaktflächen ab. Ein starker Schmierfilm verlängert die Ermüdungslebensdauer, verkürzt diese jedoch, wenn die Viskosität des Öls zu niedrig und die Filmdicke demnach unzureichend ist.
- (3) Ableitung der Reibungswärme und Kühlung  
Mit der Umlaufschmierung kann Reibungswärme oder von außen übertragene Wärme abtransportiert werden, um so einer Überhitzung des Lagers und Ölverschleiß vorzubeugen.
- (4) Andere Auswirkungen  
Eine angemessene Schmierung verhindert auch den Eintritt von Fremdmaterial in die Lager und schützt vor Korrosion und Rost.

## 12.2 Schmierungsarten

Die verschiedenen Schmierungsarten werden zuerst in Fett- oder Ölschmierung unterteilt. Durch den Einsatz der bestgeeigneten Schmierungsart für die jeweilige Anwendung und Betriebsbedingungen können zufriedenstellende Leistungswerte der Lager erzielt werden. Im Allgemeinen bietet Öl eine herausragende Schmierleistung; jedoch erlaubt eine Fettschmierung einen einfacheren Aufbau der Peripherie. Tabelle 12.1 zeigt den Vergleich von Fett- und Ölschmierung.

**Tabelle 12. 1 Vergleich von Fett- und Ölschmierung**

Bezeichnung	Fettschmierung	Ölschmierung
Gehäuseaufbau und Dichtungsmethode	einfach	Kann komplex sein, sorgfältige Wartung erforderlich.
Drehzahl	Grenzdrehzahl beträgt 65 % bis 80 % der Ölschmierung.	Höhere Grenzdrehzahl
Kühleffekt	schwach	Wärmeausleitung mit Zwangsumlauf möglich.
Fluidität	schwach	gut
Kompletter Schmierstoffaustausch	manchmal schwierig	einfach
Entfernen von Fremdkörpern	Entfernung der Partikel aus dem Fett ist nicht möglich.	einfach
Externe Verunreinigung durch Leckage	Umliegende Bereiche selten durch Leckagen verunreinigt.	Oft Leckagen ohne angemessene Gegenmaßnahmen. Nicht geeignet, wenn externe Verunreinigung vermieden werden soll.

### 12.2.1 Fettschmierung

#### (1) Fettmenge

Die Fettmenge, die für ein Gehäuse vorgesehen ist, hängt von der Gehäusekonstruktion und dem verfügbaren Raum, den Fetteigenschaften und der Umgebungstemperatur ab. Zum Beispiel benötigen Hauptspindeln von Werkzeugmaschinen, wo die Genauigkeit nur durch einen geringen Temperaturanstieg beeinträchtigt werden darf, nur eine kleine Menge Schmierfett. Die Schmierfettmenge für normale Lager wird wie folgt ermittelt:  
Das Lager muss innen mit genügend Schmierfett befüllt werden, einschließlich der Führungsseite des Käfigs. Der Anteil des verfügbaren Raumes innerhalb des Lagers, der mit Schmierfett befüllt werden soll, hängt wie folgt von der Drehzahl ab:

1/2 bis 2/3 des Raums:  
Wenn die Drehzahl weniger als 50 % der Grenzdrehzahl beträgt.

1/3 bis 1/2 des Raums:  
Wenn die Drehzahl mehr als 50 % der Grenzdrehzahl beträgt.

## (2) Schmierfettwechsel

Schmierfett muss, nachdem es befüllt ist, normalerweise lange Zeit nicht nachgefüllt werden; jedoch sollte Schmierfett unter schweren Betriebsbedingungen regelmäßig nachgefüllt oder ausgewechselt werden. In diesen Fällen sollte das Lagergehäuse so konstruiert sein, dass einfaches Nachfüllen oder Auswechseln des Schmierstoffes möglich ist.

Wenn die Schmierfrist kurz ist, ist es wichtig, Befüllungs- und Abführungsstutzen an geeigneten Stellen vorzusehen, damit verbrauchtes Schmierfett durch frisches ersetzt werden kann. Beispiel: der Raum im Gehäuse auf der Seite des Lagers, auf der das Fett zugeführt wird, kann in mehrere Abschnitte mit Teilbereichen unterteilt werden. Das Schmierfett auf der unterteilten Seite läuft langsam durch die Lager, und altes Schmierfett, das auf der

gegenüberliegenden Lagerseite austritt, wird über einen Fettmengenregler abgeleitet (Abb. 12.1). Wenn kein Fettmengenregler verwendet wird, kann der Raum auf der Ablaufseite vergrößert gestaltet werden, sodass das alte Fett sich darin ansammelt und in periodischen Abständen durch Abnahme der Abdeckung entfernt werden kann.

## (3) Schmierfristen

Auch wenn Schmierfett hoher Qualität eingesetzt wird, unterliegen seine Eigenschaften dem zeitlichen Verschleiß, darum ist es notwendig, den Schmierstoff regelmäßig nachzufüllen. Abb. 12.2 (1) und (2) zeigen die Schmierfristen für verschiedene Lagerarten mit unterschiedlichen Drehzahlen. Abb. 12.2 (1) und (2) gelten für die Eigenschaften von hochwertigem Lithiumseifen-Mineralölfett, einer Lagertemperatur von 70 °C und einer normaler Belastung ( $P/C = 0,1$ ).

### Temperatur

Wenn die Lagertemperatur über 70 °C steigt, muss für jeden Temperaturanstieg der Lager um weitere 15 °C die Schmierfrist um die Hälfte reduziert werden.

### Fett

Besonders bei Kugellagern kann das Nachfüllintervall je nach eingesetztem Schmierfett verlängert werden. (Beispielsweise kann Lithiumseifen-Synthetikölfett die Schmierfrist um das Zweifache verlängern, siehe Abb. 12.2 (1). Wenn die Lagertemperatur unter 70 °C liegt, ist Lithiumseifen-Mineralölfett oder Lithiumseifen-Synthetikölfett geeignet.) Bitte wenden Sie sich zur Festlegung der richtigen Schmierung an NSK.

### Belastung

Die Schmierfrist hängt von der Stärke der Lagerbelastung ab.

Siehe Abb.12.2 (3).

Wenn  $P/C$  über 0,16 liegt, wenden Sie sich bitte an NSK.

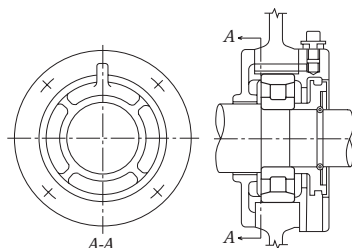
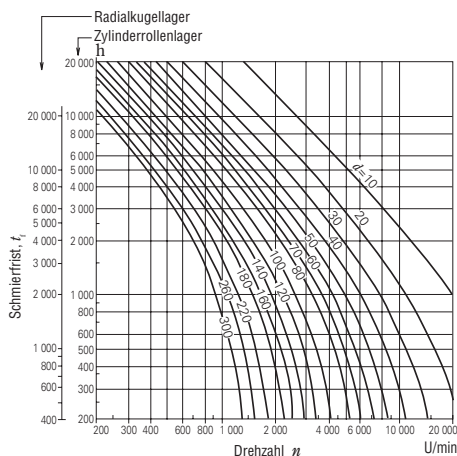
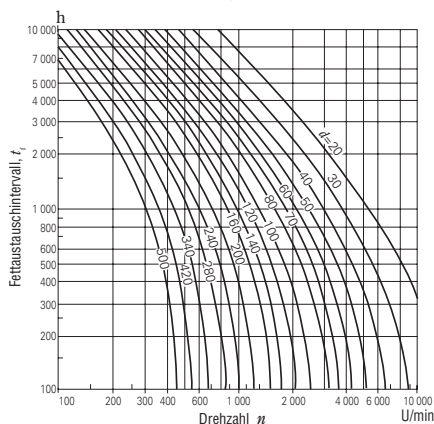


Abb. 12.1 Kombination untergliederter Fettbehälter und Fettventil



(1) Radialkugellager, Zylinderrollenlager



(2) Kegelrollenlager, Pendelrollenlager

(3) Belastungskoeffizient

$P/C$	≤ 0,06	0,1	0,13	0,16
Belastungs- koeffizient	1,5	1	0,65	0,45

Abb. 12.2 Schmierfristen

#### (4) Fettgebrauchsdauer bei gedichtetem Kugellagern

Für gedichtete und befettete einreihige Rillenkugellager kann die Lebensdauer des Fettes mit der Gleichung (12.1) oder (12.2) oder Abb. 12.3 berechnet werden: (Mehrbereichsfett <sup>(1)</sup>)

$$\log t = 6,54 - 2,6 \frac{n}{N_{\max}} - \left(0,025 - 0,012 \frac{n}{N_{\max}}\right) F$$

(Mehrbereichsfett <sup>(2)</sup>) ..... (12.1)

$$\log t = 6,12 - 1,4 \frac{n}{N_{\max}} - \left(0,018 - 0,006 \frac{n}{N_{\max}}\right) F$$

..... (12.2)

mit  $t$  : Durchschnittliche Fettgebrauchsdauer, (h)  
 $n$  : Drehzahl (U/min)  
 $N_{\max}$  : Grenzdrehzahl mit Fettschmierung (U/min)  
 (Werte für ZZ- und VV-Typen stehen in den Lagertabellen)  
 $T$  : Betriebstemperatur °C

Die Gleichungen (12.1) und (12.2) und Abb. 12.3 gelten unter den folgenden Bedingungen:

(a) Drehzahl,  $n$

$$0,25 \leq \frac{n}{N_{\max}} \leq 1$$

$$\text{wenn } \frac{n}{N_{\max}} < 0,25, \text{ angenommen } \frac{n}{N_{\max}} = 0,25$$

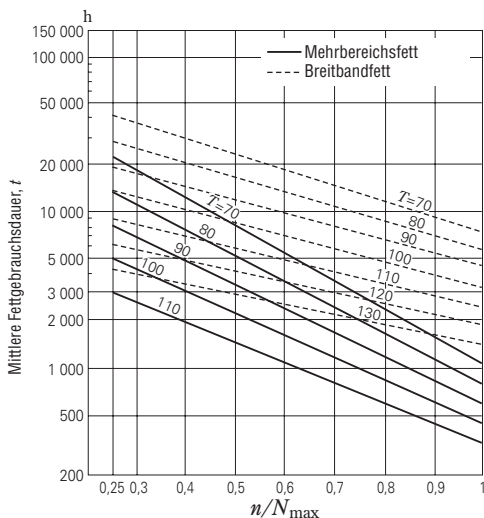


Abb. 12.3 Fettgebrauchsdauer von gedichteten Lagern

(b) Betriebstemperatur,  $T$

Mehrbereichsfett <sup>(1)</sup>

$$70^\circ\text{C} \leq T \leq 110^\circ\text{C}$$

Breitbandfett <sup>(2)</sup>

$$70^\circ\text{C} \leq T \leq 130^\circ\text{C}$$

Wenn  $T < 70^\circ\text{C}$  wird  $T = 70^\circ\text{C}$  eingesetzt.

(c) Lagerbelastungen

Die Lagerbelastungen sollten ca. 1/10 oder weniger der nominellen Tragzahl  $C_r$  betragen.

Hinweise <sup>(1)</sup> Mineralölbasierte Fette (z.B. Lithiumseifen-Grundfett) werden oft für einen Temperaturbereich von  $-10$  bis  $110^\circ\text{C}$  eingesetzt.

<sup>(2)</sup> Grundfette aus Synthetiköl können für einen großen Temperaturbereich von  $40$  bis  $130^\circ\text{C}$  verwendet werden.

### 12.2.2 Ölschmierung

#### (1) Ölbadschmierung

Die Ölbadschmierung kommt oft bei niedrigen und mittleren Drehzahlen zum Einsatz. Der Ölstand sollte in der Mitte des niedrigsten Wälzkörpers liegen. Es empfiehlt sich, eine Sichtanzeige zu montieren, damit der richtige Ölstand gewährleistet werden kann (Abb. 12.4).

#### (2) Tropfölschmierung

Die Tropfölschmierung wird vor allem bei kleinen Kugellagern, die mit relativ hohen Drehzahlen laufen, angewendet. Wie in Abb. 12.5 gezeigt, wird das Öl in einem sichtbaren Ölreservoir vorgehalten. Die Öltropfrate wird mit einer Schraube im oberen Bereich geregelt.

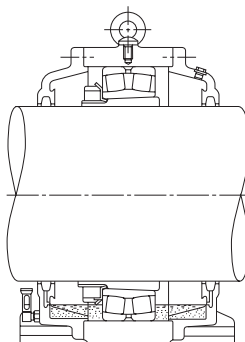


Abb. 12.4 Ölbadschmierung

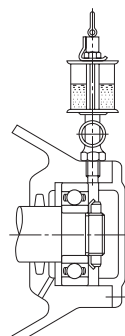


Abb. 12.5 Tropfölschmierung

## (3) Ölsprühschmierung

Bei dieser Schmierungsmethode wird Öl von Zahnrädern oder einer Schleuderscheibe, die in der Nähe der Lager angebracht ist, auf die Lager gespritzt, ohne diese in Öl zu tauchen.

Sie wird vor allem im Kfz-Getriebe und Achsantrieb eingesetzt. Abb. 12.6 zeigt ein Untersetzungsgetriebe, bei dem diese Schmierungsmethode zur Anwendung kommt.

## (4) Ölumlaufschmierung

Die Ölumlaufschmierung wird vor allem für Anwendungen mit hohen Drehzahlen verwendet, wo Lagerkühlung und der Einsatz der Lager bei hohen Temperaturen notwendig sind. Wie in Abb. 12.7 (a) gezeigt, wird Öl über eine Leitung auf der rechten Seite zugeführt, läuft durch das Lager und dann durch die Leitung auf der linken Seite wieder ab. Nachdem es in einem Speicherbehälter gekühlt wurde, läuft es über eine Pumpe und einen Filter wieder zurück ins Lager.

Die Ablaufleitung für das Öl sollte größer als der Zulauf sein, so dass sich kein überschüssiges Öl aufstauen kann.

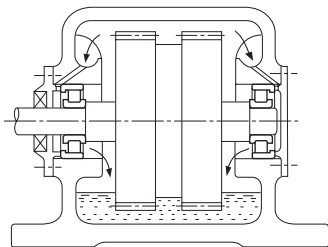


Abb. 12.6 Ölsprühschmierung

## (5) Öleinspritzschmierung

Die Öleinspritzschmierung wird oft für Lager mit extrem hohen Drehzahlen eingesetzt, wie Lager in Düsentriebwerken mit einem  $n \cdot d_m$ -Wert ( $d_m$ : Teilkreisdurchmesser des Wälzkörpersatzes in mm;  $n$ : Drehzahl U/min) über eine Million. Schmieröl wird unter Druck aus einer oder mehreren Düsen direkt in das Lager eingespritzt.

Abb. 12.8 zeigt ein Beispiel einer normalen Öleinspritzschmierung. Das Schmieröl wird auf Innenring und Führungsseite des Käfigs gespritzt. Bei Betrieb im hohen Drehzahlbereich entsteht um das Lager herum ein Luftwirbel, der den Ölstrahl ablenken kann. Die Ölstrahlgeschwindigkeit sollte beim Austritt aus der Düse mehr als 20 % der Umfangsgeschwindigkeit der Außenfläche des Innenrings (die auch die Führungsseite des Käfigs ist) betragen.

Durch den Einsatz mehrerer Düsen wird für eine bestimmte Ölmenge eine einheitlichere Kühlung und eine bessere Temperaturverteilung erreicht. Es ist günstig, überschüssiges Öl abzusaugen. Damit können Planschverluste vermieden werden und das Öl kann auch zum Abtransport von Wärme verwendet werden.

## (6) Ölnebelschmierung

Bei der Ölnebelschmierung wird ein Ölnebel in das Lager gesprüht. Diese Methode hat die folgenden Vorteile:

- (a) Wegen der geringen benötigten Ölmenge ist der Bewegungswiderstand niedrig und höhere Drehzahlen sind möglich.
- (b) Verunreinigungen der Lagerumgebung sind niedrig, da Ölleckagen gering sind.
- (c) Es ist relativ einfach, ständig frisches Öl vorzuhalten, dadurch verlängert sich die Lagerlebensdauer.

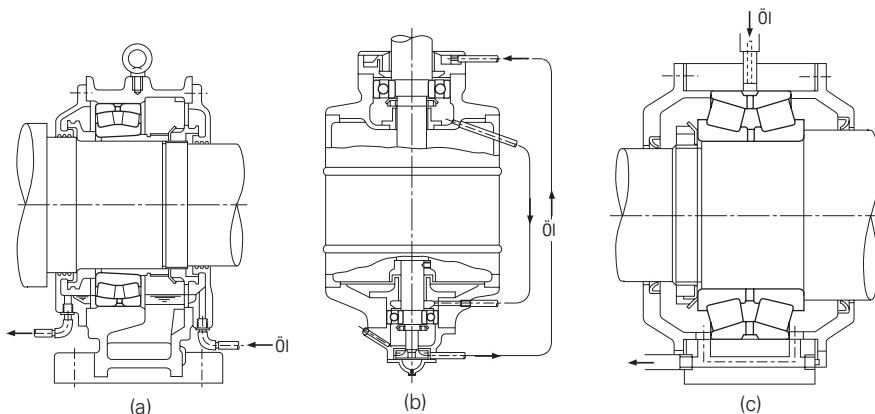


Abb. 12.7 Ölumlaufschmierung

Diese Schmirmethode wird für Spindeln und Pumpen mit hoher Drehzahl, Walzenzapfen in Walzwerken, usw. (Abb. 12.9) verwendet.  
Für Ölnebelschmierungen großer Lager wenden Sie sich bitte an NSK.

### (7) Öl-Luft-Schmierung

Bei der Methode der Öl-Luft-Schmierung werden sehr geringe Ölmenge periodisch in gleichbleibender Menge durch eine Dosiereinheit in Rohrleitungen mit einem kontinuierlichen Druckluftstrom gespritzt. Das Öl fließt mit einer konstanten Fließgeschwindigkeit an den Rohrleitungswänden entlang.

Hauptvorteile der Öl-Luft-Schmierung:

(a) Da die Mindestölmenge gegeben ist, eignet sich diese Methode für hohe Drehzahlen, weil weniger Wärme generiert wird.

(b) Da die Mindestölmenge ständig verfügbar ist, bleibt die Lagertemperatur stabil. Auch entsteht durch die geringe Ölmenge praktisch keine Luftverschmutzung.

(c) Da den Lagern nur Frischöl zugeführt wird, muss Ölverschleiß nicht berücksichtigt werden.

(d) Da den Lagern ständig Druckluft zugeführt wird, entsteht ein gewisser Überdruck, so dass Staub, Schneidflüssigkeit, usw. nicht eindringen können.

Aus diesen Gründen wird diese Schmirmethode in Hauptspindeln von Werkzeugmaschinen und anderen Anwendungen mit hohen Drehzahlen eingesetzt (Abb. 12.10).

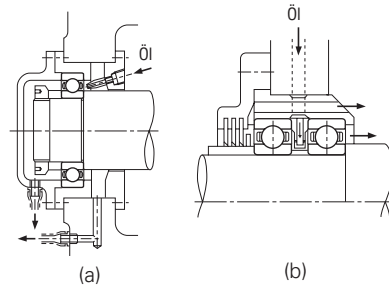


Abb. 12.8 Öleinspritzschmierung

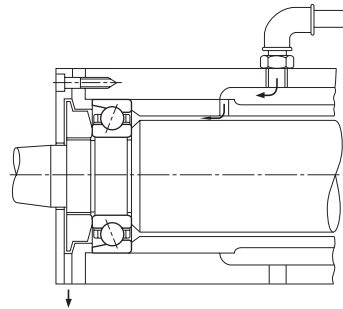


Abb. 12.9 Ölnebelschmierung

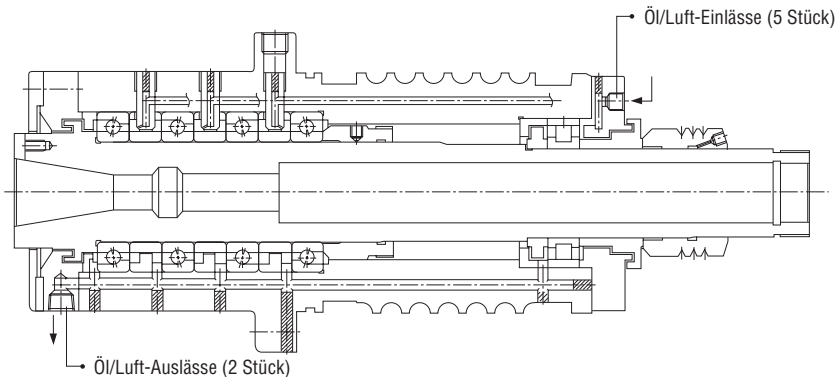


Abb. 12.10 Öl/Luft-Schmierung

12

13

14

## 12.3 Schmierstoffe

### 12.3.1 Schmierfette

Fett ist ein halbfester Schmierstoff aus Grundöl und einem Verdicker. Die Hauptfettarten und ihre wichtigsten Eigenschaften stehen in Tabelle 12.2. Es ist zu beachten, dass verschiedene Produktmarken derselben Fettart verschiedene Eigenschaften haben können.

#### (1) Grundöl

Mineralöle oder Synthetiköle wie Silikon- oder Diesteröl werden hauptsächlich als Grundöl für Fette verwendet. Die Schmiereigenschaften von Fett hängen hauptsächlich von den Merkmalen seines Grundöls ab. Deshalb ist die Viskosität des Grundöls genauso wichtig bei der Auswahl eines Fetts wie bei der Auswahl eines Öls. Im Allgemeinen ist Fettschmierstoff, der aus Grundölen niedriger Viskosität besteht, besser für hohe Drehzahlen und niedrige Temperaturen geeignet, während Fettschmierstoffe mit hochviskosen Grundölen besser für hohe Temperaturen und schwere Belastungen geeignet sind.

Jedoch beeinflusst der Verdicker auch die Schmiereigenschaften des Fetts, deshalb sind die Auswahlkriterien für Fett nicht die selben wie für Schmieröl.

#### (2) Verdicker

Als Verdicker für Schmierfette dienen verschiedene Metallseifen, anorganische Dichtungsmittel wie Silikagel und Bentonit und wärmebeständige organische Verdicker wie Polyharnstoffe und Fluorverbindungen.

Die Art des Verdickers ist eng mit dem Tropfpunkt des Fetts (\*) verknüpft; im Allgemeinen gilt, dass ein Fett mit hohem Tropfpunkt auch eine hohe Temperaturbeständigkeit während des Betriebs hat. Jedoch erlaubt das Fett nur dann eine hohe Betriebstemperatur, wenn das Grundöl auch wärmebeständig ist. Die höchstmögliche Betriebstemperatur für Fette sollte unter Berücksichtigung der Wärmebeständigkeit des Grundöls festgelegt werden.

Die Wasserfestigkeit von Fett hängt von der Art des Verdickers ab. Natriumseifenfett oder Komplexseifen mit Natriumseife emulgieren, wenn sie Wasser oder hoher Feuchtigkeit ausgesetzt sind und können deshalb nicht in Umgebungen eingesetzt werden, wo Feuchtigkeit vorherrscht.

#### (3) Zusätze

Fett enthält oft verschiedene Additive wie Hochdruckzusätze, um dem Schmierstoff besondere Eigenschaften zu verleihen. Der Einsatz von Hochdruckzusätzen wird für Anwendungen unter schweren Belastungen empfohlen. Antioxidantien sollten für lange Einsatzzeiten ohne Schmierstoffnachfüllung hinzugegeben werden.

Tabelle 12.2

Name (gängige Bezeichnung)	Lithiumfett		
	Li Seife		
	Mineralöl	Diester-Öl, Polyatomares Esteröl	Silikonöl
Eigenschaften			
Tropfpunkt, °C	170~195	170~195	200~210
Betriebs- temperaturen, °C	-20~+110	-50~+130	-50~+160
Betriebs- drehzahl, %(*)	70	100	60
Mechanische Stabilität	gut	gut	gut
Für hohe Lasten	geeignet	geeignet	nicht geeignet
Wasser- beständigkeit als Korrosions- schutz	gut	gut	gut
	gut	gut	schlecht
Anmerkungen	Mehrzweckfett für verschiedene Anwendungen geeignet	Gute Eigen- schaften bei niedrigen Tempe- raturen, gutes Reibmoment- verhalten. Wird oft für Kleinsmotoren und Instrumenten lager verwendet. Es ist auf Rost, der durch Isolier- lack verursacht wurde, zu achten.	Vor allem für Anwendungen mit hohen Temperaturen. Für Lager mit hoher oder niedriger Drehzahl, schweren Belastungen oder mit mehreren Gleitkontakt- flächen (Rollenlager, usw.) ungeeignet.

**Hinweis** (\*) Die angegebenen Werte sind Prozentsätze der in den Lagerlisten angegebenen Grenzdrehzahlen.

#### (4) Walkpenetration

Die Walkpenetration bezeichnet die „Weichheit“ eines Fetts. Die Tabelle 12.3 zeigt die Beziehung zwischen Walkpenetration und Betriebsbedingungen.

#### (5) Mischbarkeit verschiedener Fettarten

Im Allgemeinen dürfen verschiedene Sorten eines Fetts nicht miteinander vermischt werden. Die Vermischung von Fetten mit verschiedenen Verdickern kann Beschaffenheit und physikalische Eigenschaften des Fetts zerstören. Auch bei Verdickern des gleichen Typs kann es mögliche Unterschiede in den Zusätzen geben, die schädliche Auswirkungen haben können.

**Hinweis** (\*) Der Tropfpunkt des Fetts entspricht der Temperatur, bei der Fett, in einem speziellen Behälter erhitzt, flüssig genug wird um zu tropfen.



Schmierfetteigenschaften

Natriumfett	Kalziumfett	Grundölmischfett	Komplexes Grundfett (Komplekseife)	Seifenfreies Grundfett (seifenfreies Fett)	
Na Seife	Ca Seife	Na + Ca Seife, Li + Ca Seife, usw.	Ca Komplekseife, Al Komplekseife, Li Komplekseife, usw.	Harnstoff, Bentonit, Ruß, Fluorverbindungen, wärmebeständige organische Verbindungen, usw.	
Mineralöl	Mineralöl	Mineralöl	Mineralöl	Mineralöl	Synthetiköl (Esteröl, Polyatomares Esteröl, synthetisches Kohlenwasserstofföl, Silikonöl, Öl auf Fluorbasis)
170~210 -20~+130 70 gut geeignet schlecht schlecht bis gut	70~90 -20~+60 40 schlecht nicht geeignet gut gut	160~190 -20~+80 70 gut geeignet bis empfohlen schlecht für Na Seifenfett mäßig bis gut	180~300 -20~+130 70 gut geeignet bis empfohlen gut mäßig bis gut	230~ -10~+130 70 gut geeignet gut mäßig bis gut	230~ ~+220 40~100 gut geeignet gut mäßig bis gut
Lang- und kurzfasrige Arten sind verfügbar. Langfaseriges Fett ist für hohe Drehzahlen ungeeignet. Wasser und hohe Temperaturen müssen berücksichtigt werden.	Hochdruckfett mit hochviskosem Mineralöl und Hochdruckadditiven (Pb Seife, etc.) besitzt hohen Druckwiderstand.	Oft für Rollenlager und große Kugellager verwendet.	Für Hochdruckanwendungen geeignet, mechanisch stabil.	Grundöl auf Mineralölbasis eignet sich als Schmierstoff für mittlere bis hohe Temperaturen. Grundöl auf Synthetikölbasis wird für niedrige oder hohe Temperaturen empfohlen. Einige Fette auf Silikon- oder Fluorölbasis eignen sich nicht für den Rostschutz und laufen nicht geräuscharm.	

Anmerkungen Die hier aufgeführten Schmierfetteigenschaften können je nach Produktmarke variieren.

Tabelle 12.3 Walkpenetration und Betriebsbedingungen

NLGI-Klasse	0	1	2	3	4
Walkpenetration (1) 1/10 mm	355~385	310~340	265~295	220~250	175~205
Betriebsbedingungen (Anwendung)	<ul style="list-style-type: none"><li>• Zentralschmierung</li><li>• Fressverschleiß</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Zentralschmierung</li><li>• Fressverschleiß</li><li>• niedrige Temperaturen</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• allgemeine Verwendung</li><li>• abgedichtete Kugellager</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• allgemeine Verwendung</li><li>• abgedichtete Kugellager</li><li>• hohe Temperaturen</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• hohe Temperaturen</li><li>• Fettdichtungen</li></ul>

Hinweis (1) Walkpenetration: Die Tiefe, die ein Kegel in das Fett eintaucht, wenn eine bestimmte Belastung aufgebracht wird, wird in 1/10 mm angegeben. Je größer der Wert, desto weicher das Fett.

12.3.2 Schmieröle

Die für Wälzlager eingesetzten Schmieröle sind normalerweise hochraffinierte Mineral- oder Synthetiköle mit hoher Ölfilmfestigkeit und hervorragendem Oxidations- und Korrosionswiderstand. Bei der Auswahl eines Schmieröls ist die Viskosität unter Betriebsbedingungen wichtig. Wenn die Viskosität zu niedrig ist, kann sich kein richtiger Ölfilm bilden, wodurch anormaler Verschleiß und Fraß entstehen können. Wenn die Viskosität andererseits jedoch zu hoch ist, kann eine zu hohe schmierstoffabhängige Reibung zu Erhitzung oder großen Energieverlusten führen. Grundsätzlich sollten Öle mit niedriger Viskosität bei hohen Drehzahlen verwendet werden; jedoch sollte die Viskosität mit zunehmender Lagerbelastung und -größe ebenfalls zunehmen. In Tabelle 12.4 ist die allgemein empfohlene Viskosität für Lager unter normalen Betriebsbedingungen aufgeführt.

Zur Unterstützung bei der Auswahl des geeigneten Schmieröls erläutert Abb. 12.11 den Zusammenhang zwischen Öltemperatur und Viskosität; Auswahlbeispiele sind in Tabelle 12.5 genannt.

Tabelle 12.4 Lagerarten und geeignete Viskositäten von Schmierölen

Lagerart	Geeignete Viskosität bei Betriebstemperatur
Kugellager und Zylinderrollenlager	höher als 13 mm <sup>2</sup> /s
Kegelrollenlager und Pendelrollenlager	höher als 20 mm <sup>2</sup> /s
Axialpendelrollenlager	höher als 32 mm <sup>2</sup> /s

Anmerkungen 1 mm<sup>2</sup>/s = 1 cSt (Zentistoke)

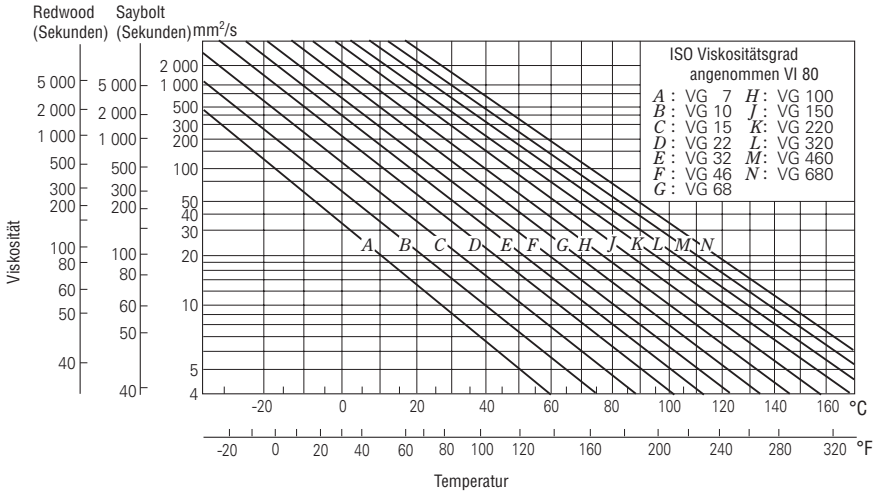


Abb. 12.11 Viskositäts-Temperatur-Verhalten von Schmierölen

## Ölwechselfristen

Die Fristen für den Ölwechsel hängen von den Betriebsbedingungen und der Ölmenge ab.

In Fällen mit Betriebstemperaturen unter 50 °C und guten Umgebungsbedingungen mit wenig Staub sollte das Öl etwa einmal jährlich ausgetauscht werden. Wenn die Öltemperatur jedoch bei etwa 100 °C liegt, muss das Öl wenigstens einmal im Quartal ausgetauscht werden.

Wenn Feuchtigkeit eintreten kann oder Fremdkörper in das Öl eindringen können, muss die Ölwechselfrist verkürzt werden.

Das Mischen verschiedener Öl-Sorten muss aus den gleichen Gründen wie oben für Fette genannt vermieden werden.

**Tabelle 12.5 Beispiele ausgewählter Schmieröle**

Betriebs- temperatur	Drehzahl	Normale oder leichte Belastung	Schwere oder Stoßbelastung
-30 bis 0°C	Weniger als die Grenzdrehzahl	ISO VG 15, 22, 32 (Kältemaschinenöl)	—
0~50°C	Weniger als 50 % der Grenzdrehzahl	ISO VG 32, 46, 68 (Lageröl, Turbinenöl)	ISO VG 46, 68, 100 (Lageröl, Turbinenöl)
	50 bis 100 % der Grenzdrehzahl	ISO VG 15, 22, 32 (Lageröl, Turbinenöl)	ISO VG 22, 32, 46 (Lageröl, Turbinenöl)
	Mehr als die Grenzdrehzahl	ISO VG 10, 15, 22 (Lageröl)	—
50~80°C	Weniger als 50 % der Grenzdrehzahl	ISO VG 100, 150, 220 (Lageröl)	ISO VG 150, 220, 320 (Lageröl)
	50 bis 100 % der Grenzdrehzahl	ISO VG 46, 68, 100 (Lageröl, Turbinenöl)	ISO VG 68, 100, 150 (Lageröl, Turbinenöl)
	Mehr als die Grenzdrehzahl	ISO VG 32, 46, 68 (Lageröl, Turbinenöl)	—
80~110°C	Weniger als 50 % der Grenzdrehzahl	ISO VG , 320, 460 ( Lageröl)	ISO VG 460, 680 (Lageröl, Getriebeöl)
	50 bis 100 % der Grenzdrehzahl	ISO VG , 150, 220 ( Lageröl)	ISO VG , 220, 320 ( Lageröl)
	Mehr als die Grenzdrehzahl	ISO VG 68, 100 (Lageröl, Turbinenöl)	—

### Anmerkungen

1. Für die Grenzdrehzahlen werden die in den Lagertabellen aufgeführten Werte verwendet.
2. Siehe Kältemaschinenöle (JIS K 2211), Lageröle (JIS K 2239), Turbinenöle (JIS K 2213), Getriebeöle (JIS K 2219).
3. Wenn die Betriebstemperatur am oberen Ende des in der linken Spalte aufgeführten Temperaturbereichs liegt, empfiehlt sich die Verwendung eines hochviskosen Öls.
4. Ist die Betriebstemperatur niedriger als -30 °C oder höher als 110 °C, wenden Sie sich bitte an NSK.

# 13. LAGERWERKSTOFFE

Die Lagerringe und Wälzkörper der Wälzlager werden wiederholt hohem Druck und geringen Gleitanteilen mit den Wälzkörpern ausgesetzt. Die Käfige sind Spannung, Druck und Gleitkontakten mit den Wälzkörpern sowie mit einem oder beiden Lagerringen ausgesetzt. Deshalb benötigen die für Ringe, Wälzkörper und Käfige verwendeten Werkstoffe folgende Eigenschaften:



Weitere Anforderungen wie einfache Fertigung, Stoß- und Hitzebeständigkeit sowie Korrosionsbeständigkeit hängen von den jeweiligen Anwendungen ab.

## 13.1 Werkstoffe für Lagerringe und Wälzkörper

Für Lagerringe und Wälzkörper wird vor allem durchgehärteter Chromstahl (Tabelle 13.1) verwendet. Die meisten NSK-Wälzlager verwenden den Stahl SUJ2 (gemäß JIS-Norm) wie in Tabelle 13.1 aufgeführt, wohingegen für große Lager im Allgemeinen SUJ3 eingesetzt wird. Die chemische Zusammensetzung von SUJ2 entspricht etwa der von AISI 52100 gemäß den Normen der USA, DIN 100 Cr6 in Deutschland und BS 535A99 in England.

Für Lager, die schweren Stoßbelastungen ausgesetzt sind, werden oft Einsatzstähle wie Chromstahl, Chrommolybdänstahl, Nickelchrommolybdänstahl, usw. verwendet. Solche Stähle sind, wenn sie bis zur richtigen Tiefe durchgehärtet sind und eine ausreichende Oberflächenhärte besitzen, wegen ihres weicheren, kräfteabsorbierenden Kerns widerstandsfähiger gegen Stöße als normale, durchgehärtete Lagerstähle. Die chemischen Zusammensetzungen von gehärteten Lagerstählen sind in Tabelle 13.2 aufgeführt.

**Tabelle 13.1 Chemische Zusammensetzung von Kohlenstoffchromstahl für Lager (Hauptelemente)**

Standard	Bezeichnungen	Chemische Zusammensetzung (%)						
		C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
JIS G 4805	SUJ 2	0,95~1,10	0,15~0,35	weniger als 0,50	weniger als 0,025	weniger als 0,025	1,30~1,60	weniger als 0,08
	SUJ 3	0,95~1,10	0,40~0,70	0,90~1,15	weniger als 0,025	weniger als 0,025	0,90~1,20	weniger als 0,08
	SUJ 4	0,95~1,10	0,15~0,35	weniger als 0,50	weniger als 0,025	weniger als 0,025	1,30~1,60	0,10~0,25
ASTM A 295	52100	0,98~1,10	0,15~0,35	0,25~0,45	weniger als 0,025	weniger als 0,025	1,30~1,60	weniger als 0,10

**Tabelle 13.2 Chemische Zusammensetzung für einsatzgehärtete Lagerstähle (Hauptelemente)**

Standard	Bezeichnungen	Chemische Zusammensetzung (in %)							
		C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo
JIS G 4052	SCr 420 H	0,17~0,23	0,15~0,35	0,55~0,95	weniger als 0,030	weniger als 0,030	weniger als 0,25	0,85~1,25	—
	SCM 420 H	0,17~0,23	0,15~0,35	0,55~0,95	weniger als 0,030	weniger als 0,030	weniger als 0,25	0,85~1,25	0,15~0,35
	SNCM 220 H	0,17~0,23	0,15~0,35	0,60~0,95	weniger als 0,030	weniger als 0,030	0,35~0,75	0,35~0,65	0,15~0,30
	SNCM 420 H	0,17~0,23	0,15~0,35	0,40~0,70	weniger als 0,030	weniger als 0,030	1,55~2,00	0,35~0,65	0,15~0,30
JIS G 4053	SNCM 815	0,12~0,18	0,15~0,35	0,30~0,60	weniger als 0,030	weniger als 0,030	4,00~4,50	0,70~1,00	0,15~0,30
ASTM A 534	8620	0,18~0,23	0,15~0,35	0,70~0,90	weniger als 0,035	weniger als 0,040	0,40~0,70	0,40~0,60	0,15~0,25
	4320	0,17~0,22	0,15~0,35	0,45~0,65	weniger als 0,035	weniger als 0,040	1,65~2,00	0,40~0,60	0,20~0,30
	9310	0,08~0,13	0,15~0,35	0,45~0,65	weniger als 0,035	weniger als 0,040	3,00~3,50	1,00~1,40	0,08~0,15

**Tabelle 13.3 Chemische Zusammensetzung von HSS-Stahl für Lager, die unter hohen Temperaturen laufen**

Standard	Bezeichnungen	Chemische Zusammensetzung (in %)											
		C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	V	Ni	Cu	Co	W
AISI	M50	0,77~0,85	weniger als 0,25	weniger als 0,35	weniger als 0,015	weniger als 0,015	3,75~4,25	4,00~4,50	0,90~1,10	weniger als 0,10	weniger als 0,10	weniger als 0,25	weniger als 0,25

NSK verwendet einsatzgehärtete Lagerstähle, die im Vakuum umgeschmolzen werden und nur minimale Verunreinigungen durch Sauerstoff, Stickstoff und Wasserstoffverbindungen aufweisen. Die Ermüdungslebensdauer der Lager wurde durch den Einsatz dieses Materials in Verbindung mit der entsprechenden Wärmebehandlung beträchtlich verlängert.

Für Lager spezieller Einsatzarten kann hochtemperaturfester Lagerstahl, der eine hervorragende Wärmebeständigkeit aufweist, und Edelstahl, der eine gute Korrosionsbeständigkeit hat, verwendet werden. In den Tabellen 13.3 und 13.4 sind die chemischen Verbindungen dieser speziellen Werkstoffe beschrieben.

### 13.2 Käfigwerkstoffe

Kohlenstoffarme Stähle, wie in Tabelle 13.5 aufgeführt, kommen bei gepressten Stahlblechkäfigen für Lager am häufigsten zum Einsatz. Je nach Einsatzzweck wird Messing oder Edelstahl verwendet. Massive Käfige werden aus Sondermessing (Tabelle 13.6) oder unlegiertem Stahl (Tabelle 13.5) gefertigt. Für besondere Anwendungen kommen Käfige aus Hartgewebe, Polyamid, PEEK oder anderen Werkstoffen zum Einsatz.

**Tabelle 13.4 Chemische Zusammensetzung von Edelstahl für Wälzlager (Hauptelemente)**

Standard	Bezeichnungen	Chemische Zusammensetzung (in %)						Mo
		C	Si	Mn	P	S	Cr	
JIS G 4303	SUS 440 C	0,95~1,20	weniger als 1,00	weniger als 1,00	weniger als 0,040	weniger als 0,030	16,00~18,00	weniger als 0,75
SAE J 405	51440 C	0,95~1,20	weniger als 1,00	weniger als 1,00	weniger als 0,040	weniger als 0,030	16,00~18,00	weniger als 0,75

**Tabelle 13.5 Chemische Zusammensetzung von Stahlblechen und unlegiertem Stahl für Käfige (Hauptelemente)**

Klassifikation	Standard	Bezeichnungen	Chemische Zusammensetzung (in %)				
			C	Si	Mn	P	S
Stahlblech und Stahlband für gepresste Käfige	JIS G 3141	SPCC	weniger als 0,12		weniger als 0,05	weniger als 0,04	weniger als 0,045
	BAS 361	SPB 2	0,13~0,20	weniger als 0,04		weniger als 0,03 0,25~0,60	weniger als 0,030
	JIS G 3311	S 50 CM	0,47~0,53	0,15~0,35		weniger als 0,03 0,60~0,90	weniger als 0,035
Unlegierter Stahl für Massivkäfige	JIS G 4051	S 25 C	0,22~0,28	0,15~0,35	0,30~0,60	weniger als 0,03	weniger als 0,035

**Anmerkungen** BAS ist der Japanese Bearing Association Standard.

**Tabelle 13.6 Chemische Zusammensetzung von Sondermessing für Massivkäfige**

Standard	Bezeichnungen	Chemische Zusammensetzung (in %)							
		Cu	Zn	Mn	Fe	Al	Sn	Ni	Verunreinigungen
									Pb Si
JIS H 5120	HBsC 1	55,0~60,0	33,0~42,0	0,1~1,5	0,5~1,5	weniger als 1,0	weniger als 1,0	0,5~1,5	weniger als 0,4 weniger als 0,1
JIS H 3250	C 6782	56,0~60,5	zurückbleibend	0,5~2,5	0,1~1,0	0,2~2,0	—	—	weniger als 0,5 —

**Anmerkungen** Verbessertes HBsC 1 wird ebenfalls verwendet.

## 14. HANDHABUNG VON LAGERN

### 14.1 Vorsichtsmaßnahmen für die richtige Handhabung von Lagern

Da Wälzlager hochpräzise Maschinenteile sind, müssen sie entsprechend behandelt werden. Auch bei Qualitätslagern wird die erwartete Leistungsfähigkeit nur bei sachgemäßer Handhabung erreicht. Die wichtigsten zu beachtenden Vorsichtsmaßnahmen sind:

#### (1) Lager und ihre Umgebung sauber halten

Staub oder Schmutz, auch wenn sie mit bloßem Auge nicht erkennbar sind, wirken sich schädlich auf Lager aus. Es ist erforderlich, das Eindringen von Staub oder Schmutz zu verhindern, indem die Lager und ihre Umgebung so sauber wie möglich gehalten werden.

#### (2) Sorgfältiger Umgang mit Lagern

Schwere Stöße können Lager während der Handhabung verkratzen oder anderweitig beschädigen, was möglicherweise zu einem Lagerausfall führen kann. Besonders starke Einwirkungen können Brinelling (plastische Verformungen auf den Laufbahnen), Brüche oder Risse verursachen.

#### (3) Geeignetes Werkzeug verwenden

Bei der Handhabung von Lagern muss immer die geeignete Ausrüstung verwendet werden, der Einsatz von allgemeinem Werkzeug sollte vermieden werden.

#### (4) Korrosion verhindern

Da Handschweiß und andere Schadstoffe zu Korrosion führen können, dürfen Lager nur mit sauberen Händen angefasst werden. Wenn möglich, sollten Handschuhe getragen werden. Auch sind die Lager auf Rost durch korrosive Gase zu prüfen.

### 14.2 Einbau

Die Art des Lagereinbaus wirkt sich stark auf ihre Genauigkeit, Lebensdauer und Leistungsfähigkeit aus; aus diesem Grund muss der Einbau mit Sorgfalt durchgeführt werden. Die Eigenschaften der Lager sollten zuerst genau erfasst, dann erst sollten sie in der geeigneten Art und Weise eingebaut werden. Es wird empfohlen, dass Konstruktionsingenieure die Prozeduren für die Lagerhandhabung umfassend untersuchen und Normen mit Hinblick auf die nachfolgenden Punkte festzulegen:

- (1) Säubern der Lager und der dazugehörigen Teile.
- (2) Überprüfung der Maße und Oberflächengüte der dazugehörigen Teile.
- (3) Einbaumethoden
- (4) Untersuchung nach dem Einbau.
- (5) Bereitstellung der Schmierstoffe.

Lager sollten erst kurz vor dem Einbau ausgepackt werden. Wird eine normale Fettschmierung verwendet, können die Lager ohne vorherige Reinigung befettet werden. Auch bei normaler Ölschmierung ist eine Lagerreinigung nicht notwendig.

wendig. Lager für Instrumente oder für hohe Drehzahlen müssen jedoch zuerst mit sauberem gefiltertem Öl gereinigt werden, um das Konservierungsöl zu entfernen.

Nach der Reinigung mit Öl müssen die Lager vor Korrosion geschützt werden. Vorbefettete Lager werden keinesfalls gereinigt. Die Lagereinbauarten hängen von der Lagerart und dem Sitz ab. Da Lager für gewöhnlich auf umlaufenden Wellen sitzen, benötigen die Innenringe einen festen Sitz.

Lager mit zylindrischen Bohrungen werden auf die Wellen aufgespritzt (Presspassung) oder sie werden erwärmt, damit sich ihr Durchmesser erweitert (Schrumpfpassung). Lager mit kegeligen Bohrungen können mit Hilfe einer entsprechenden Hülse direkt auf konische oder zylindrische Wellen eingebaut werden.

Lager werden normalerweise in Gehäuse mit einer losen Passung eingebaut. Jedoch kann in Fällen, wo der Außenring eine Übermaßpassung hat, eine Presse verwendet werden. Auch durch eine Trockeneiskühlung können Lager feststehend eingebaut werden. In diesem Fall muss am Lager auf Korrosionsschutz geachtet werden, weil Luftfeuchtigkeit auf seiner Oberfläche kondensiert.

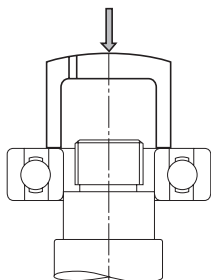
#### 14.2.1 Einbau von Lagern mit zylindrischer Bohrung

##### (1) Aufpressen

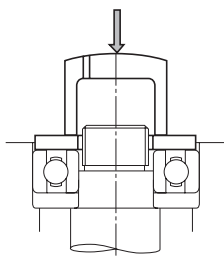
Kleinlager werden oft mit Pressen montiert. Ein Montagewerkzeug wird wie in Abb. 14.1 auf den Innenring gesetzt und das Lager langsam auf die Welle gepresst, bis die Stirnseite des Innenrings an der Wellenschulter sitzt. Das Montagewerkzeug darf den Außenring während des Einpressens nicht berühren, da sonst das Lager beschädigt werden könnte. Vor dem Einbau wird empfohlen, die Wellenoberfläche einzuölen, um die Reibung beim Aufziehen zu reduzieren. Die Einbaumethode mit Hilfe eines Hammers sollte nur für kleine Kugellager mit lockerem Sitz und wenn keine Presse verfügbar ist verwendet werden. Bei engen Übermaßpassungen oder für mittlere und große Lager empfiehlt sich diese Methode nicht. Wenn ein Hammer benutzt wird, muss immer ein Montagewerkzeug auf den Innenring gesetzt werden.

Wenn sowohl die Innen- als auch Außenringe nicht zerlegbarer Lager, wie Rillenkugellager, eine feste Passung erfordern, wird ein Montagewerkzeug wie in Abb. 14.2 gezeigt auf beide Ringe gesetzt und beide Ringe werden gleichzeitig mit Hilfe einer Schraube oder hydraulischen Presse eingepasst. Da der Außenring von Pendelkugellagern ausschwenken kann, sollte für den Einbau immer ein Montagewerkzeug, wie in Abb. 14.2 gezeigt, verwendet werden.

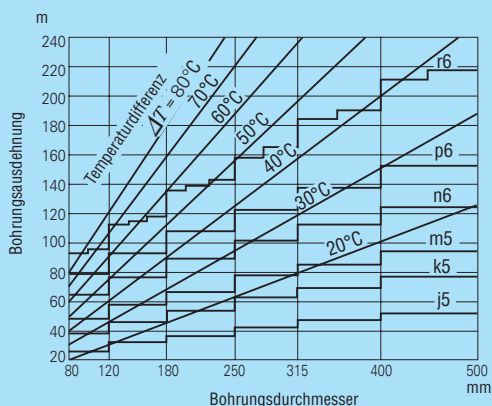
Bei zerlegbaren Lagern, wie Zylinderrollenlagern und Kegelrollenlagern, können die Innen- und Außenringe einzeln eingebaut werden. Der Zusammenbau der Innen- und Außenringe, die zuvor einzeln eingebaut wurden, sollte mit Sorgfalt erfolgen, damit beide korrekt fluchten. Nachlässiger oder erzwungener Zusammenbau kann Kratzer auf den Wälzkontaktflächen verursachen.



**Abb. 14.1 Montage des Innenringes**



**Abb. 14.2 Gleichzeitiges Montieren von Innen- und Außenring**



**Abb. 14.3 Temperatur und Wärmedehnung von Innenringen**

## (2) Aufschrupfen

Da das Einpressen von großen Lagern einen großen Kraftaufwand erfordert, wird oft die Methode des Aufschrupfens verwendet. Dazu wird das Lager bzw. der Innenring zuerst in Öl erwärmt, damit es sich vor dem Einbau ausdehnt.

Durch diese Methode werden die Lager keinen übermäßigen Kräften ausgesetzt und sie können schnell montiert werden.

Abb. 14.3. zeigt die Aufweitung des Innenrings für verschiedene Temperaturunterschiede sowie Lagergrößen.

Die folgenden Vorsichtsmaßnahmen sind beim Aufschrupfen zu beachten:

- Lager nicht über 120 °C erhitzen.
- Lager müssen auf einen Rost gelegt werden oder in einem Ölbad schwimmen, damit sie nicht mit dem heißen Boden des Behälters in Berührung kommen.
- Die Lager werden um 20° bis 30 °C mehr erhitzt als für einen Einbau ohne Übermaß benötigt wird, da sich der Innenring während des Einbaus wieder etwas abkühlt.
- Nach dem Einbau schrumpfen die Lager während des Abkühlens sowohl in axialer wie auch in radialer Richtung. Deshalb muss das Lager mit Hilfe von Haltevorrichtungen fest gegen die Wellenschulter gedrückt werden, so dass kein Spiel zwischen dem Lager und der Schulter entsteht.

## Induktive Anwärmegeräte für Lager

Neben der Erwärmung in Öl werden oft auch induktive Anwärmgeräte verwendet, die Lager durch elektromagnetische Induktion erwärmen (siehe Seite C5).

NSK-Lager-Anwärmgeräte erzeugen elektromagnetische Felder, die Ströme im Lager induzieren, wodurch dieses aufgeheizt wird. Folglich ist ohne den Einsatz von Flammen oder Öl eine gleichmäßige Erwärmung innerhalb kurzer Zeit möglich, was das Aufschrupfen von Lagern effizient und sauber macht.

Wenn Ein- und Ausbau relativ häufig erfolgt, wie bei Zylinderrollenlagern für Walzenzapfen von Walzwerken und für Radsatzlager, sollte die Induktionserwärmung für den Ein- und Ausbau von Innenringen eingesetzt werden.

## 14.2.2 Einbau von Lagern mit kegeliger Bohrung

Lager mit kegeligen Bohrungen werden direkt auf kegelige oder mit Hilfe von Spann- oder Abziehhülsen auf zylindrische Wellen montiert (Abb. 14.4 und 14.5). Große Pendelrollenlager werden oft mit hydraulischem Druck eingebaut. Abb. 14.6 zeigt einen Lagereinbau mit Hilfe einer Abziehhülse und Hydraulikmutter. In Abb. 14.7 ist eine andere Einbaumethode abgebildet. Durch die Abziehhülse wird Hydrauliköl über Bohrungen zum Lagersitz gebracht. Wenn sich der Lagerinnenring unter Druck radial aufweitet, wird die Hülse mit den Schrauben axial festgezogen.

Beim Einbau von Pendelrollenlagern sollte die Verringerung des Radialspiels gemessen und die in Tabelle 14.1 aufgeführten Werte für das Aufziehen beachtet werden. Das Radialspiel muss mit Hilfe von Fühlerlehren gemessen werden.

Beim Messvorgang, wie in Abb. 14.8. gezeigt, muss das Spiel beider Wälzkörperreihen gleichzeitig gemessen werden. Die Messung muss so erfolgen, dass das Spiel beider Reihen gleich groß ist. Dies kann durch eine Relativbewegung zwischen Außen- und Innenring erreicht werden.

Wenn ein großes Lager auf einer Welle montiert wird, kann sich der Außenring durch sein eigenes Gewicht oval verformen. Wird das Spiel am tiefsten Teil des verformten Lagers gemessen, kann der gemessene Wert über dem tatsächlichen Wert liegen. Wenn auf diese Art ein falsches Radialspiel ermittelt wird und die Zahlen aus Tabelle 14.1 verwendet werden, kann

die Übermaßpassung zu fest und das tatsächliche Restspiel zu klein werden. Wie in Abb. 14.9 gezeigt, kann in diesem Fall die Hälfte des Gesamtlagerspiels an den Punkten *a* und *b* (die sich auf einer horizontalen Linie befinden, die durch die Lagermitte verläuft) und *c* (befindet sich an der tiefsten Lagerposition) als Restspiel verwendet werden.

Wenn ein Pendelkugellager mit einer Hülse auf eine Welle montiert wird, ist sicherzustellen, dass das Restspiel nicht zu klein ausfällt. Es muss ausreichend Spiel vorhanden sein, um ein Schwenken des Außenringes zu ermöglichen.

## 14.3 Probelauf

Nach dem Einbau sollte ein Testlauf durchgeführt werden, um zu prüfen, ob das Lager korrekt eingebaut wurde. Kleine Maschinen können manuell gedreht werden, um eine schonende Überprüfung zu gewährleisten.

Die zu überprüfenden Punkte sind: Blockieren des Lagers wegen Fremdkörpern, sichtbare Mängel, ungleichmäßiges Reibmoment durch ungenauen Einbau oder unebene Einbauflächen, Einbaufehler oder Dichtungsreibung. Wenn keine Unregelmäßigkeiten festgestellt werden, kann der elektrische Betrieb aufgenommen werden.

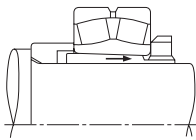


Abb. 14.4 Montage mit Spannhülse

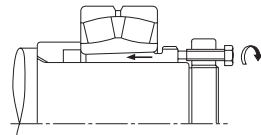


Abb. 14.5 Montage mit Abziehhülse

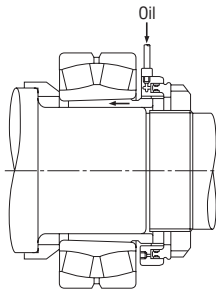


Abb. 14.6 Montage mit Hydraulikmutter

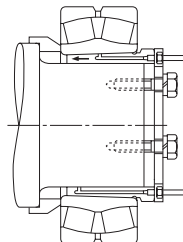


Abb. 14.7 Montage mit spezieller Abziehhülse und Hydrauliköl

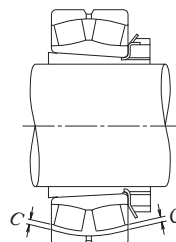


Abb. 14.8 Messen des Spiels von Pendelrollenlagern



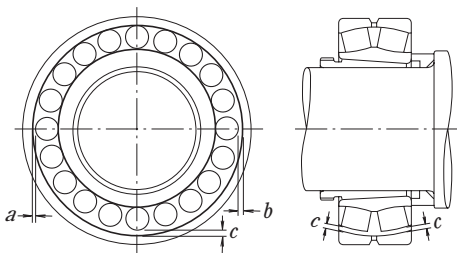
**Tabelle 14.1 Einbau von Pendelrollenlagern mit kegeligen Bohrungen**

Einheiten: mm

Lagerbohrung Durchmesser über $D$ inkl.		Radialspiel- verringering		Axiale Verschiebung				Minimal zulässiges Restspiel	
				Kegel 1: 12		Kegel 1: 30			
		min	max	min	max	min	max	CN	C3
<b>30</b>	<b>40</b>	0,025	0,030	0,40	0,45	—	—	0,010	0,025
<b>40</b>	<b>50</b>	0,030	0,035	0,45	0,55	—	—	0,015	0,030
<b>50</b>	<b>65</b>	0,030	0,035	0,45	0,55	—	—	0,025	0,035
<b>65</b>	<b>80</b>	0,040	0,045	0,60	0,70	—	—	0,030	0,040
<b>80</b>	<b>100</b>	0,045	0,055	0,70	0,85	1,75	2,15	0,035	0,050
<b>100</b>	<b>120</b>	0,050	0,060	0,75	0,90	1,9	2,25	0,045	0,065
<b>120</b>	<b>140</b>	0,060	0,070	0,90	1,1	2,25	2,75	0,055	0,080
<b>140</b>	<b>160</b>	0,065	0,080	1,0	1,3	2,5	3,25	0,060	0,100
<b>160</b>	<b>180</b>	0,070	0,090	1,1	1,4	2,75	3,5	0,070	0,110
<b>180</b>	<b>200</b>	0,080	0,100	1,3	1,6	3,25	4,0	0,070	0,110
<b>200</b>	<b>225</b>	0,090	0,110	1,4	1,7	3,5	4,25	0,080	0,130
<b>225</b>	<b>250</b>	0,100	0,120	1,6	1,9	4,0	4,75	0,090	0,140
<b>250</b>	<b>280</b>	0,110	0,140	1,7	2,2	4,25	5,5	0,100	0,150
<b>280</b>	<b>315</b>	0,120	0,150	1,9	2,4	4,75	6,0	0,110	0,160
<b>315</b>	<b>355</b>	0,140	0,170	2,2	2,7	5,5	6,75	0,120	0,180
<b>355</b>	<b>400</b>	0,150	0,190	2,4	3,0	6,0	7,5	0,130	0,200
<b>400</b>	<b>450</b>	0,170	0,210	2,7	3,3	6,75	8,25	0,140	0,220
<b>450</b>	<b>500</b>	0,190	0,240	3,0	3,7	7,5	9,25	0,160	0,240
<b>500</b>	<b>560</b>	0,210	0,270	3,4	4,3	8,5	11,0	0,170	0,270
<b>560</b>	<b>630</b>	0,230	0,300	3,7	4,8	9,25	12,0	0,200	0,310
<b>630</b>	<b>710</b>	0,260	0,330	4,2	5,3	10,5	13,0	0,220	0,330
<b>710</b>	<b>800</b>	0,280	0,370	4,5	5,9	11,5	15,0	0,240	0,390
<b>800</b>	<b>900</b>	0,310	0,410	5,0	6,6	12,5	16,5	0,280	0,430
<b>900</b>	<b>1000</b>	0,340	0,460	5,5	7,4	14,0	18,5	0,310	0,470
<b>1000</b>	<b>1120</b>	0,370	0,500	5,9	8,0	15,0	20,0	0,360	0,530

**Anmerkungen**

Die Werte für die Minderung des Radialspiels gelten für Lager mit CN-Spiel. Für Lager mit C3-Spiel sollten die aufgeführten Maximalwerte für die Reduzierung des Radialspiels verwendet werden.


**Abb. 14.9 Messen des Spiels bei einem großen Pendelrollenlager**

Große Maschinen, die nicht von Hand gedreht werden können, können nach einer Prüfung ohne Lagerbelastung gestartet werden; dann den Strom sofort abstellen und warten, bis die Maschine von selbst zum Halt kommt. Es dürfen keine Störungen wie Vibrationen, Geräusche, Kontakt der umlaufenden Teile, usw. auftreten. Der Strombetrieb sollte langsam und ohne Belastung gestartet und der Betrieb sorgfältig beobachtet werden, bis sichergestellt ist, dass das Lager einwandfrei läuft. Dann erst werden Drehzahl, Belastung, usw. nach und nach bis auf das normale Niveau erhöht. Die Punkte, die während des Probelaufs geprüft werden müssen, umfassen ungewöhnliche Geräuschentwicklung, übermäßigen Anstieg der Lagertemperatur, Leckagen und Verunreinigungen des Schmierstoffs, usw. Wenn Störungen während des Probelaufs auftreten, den Vorgang sofort abbrechen und die Maschine überprüfen. Falls notwendig, muss das Lager zur Untersuchung wieder ausgebaut werden.

Allein über die Oberflächentemperatur des Gehäuses ist die Lagertemperatur nur sehr unzureichend abzuschätzen. Daher empfiehlt sich eine direkte Messung der Außenringtemperatur z.B. über eventuell vorhandene Ölbohrungen.

Nach der Inbetriebnahme sollte die Lagertemperatur innerhalb von ein oder zwei Stunden allmählich ansteigen, bis das vorgesehene Niveau erreicht ist. Wenn das Lager fehlerhaft ist oder der Einbau nicht sorgfältig durchgeführt wurde, kann die Lagertemperatur sehr schnell steigen und weit außerhalb der Normalwerte liegen. Der Grund für diesen ungewöhnlich starken Temperaturanstieg könnte in übermäßiger Schmierstoffmenge, unzureichendem Lagerspiel,

falschem Einbau oder übermäßiger Dichtungsreibung liegen.

Bei Betrieb mit sehr hohen Drehzahlen kann auch die falsche Wahl des Lagertyps oder der Schmierung zu einem starken Temperaturanstieg führen.

Das Laufgeräusch kann mit Hilfe eines speziellen Stethoskops oder anderer Instrumente geprüft werden. Fehler können sich durch laute metallische oder andere unregelmäßige Geräusche zeigen; zu den möglichen Verursachern gehören falsche Schmierung, schlechtes Fluchten von Welle oder Gehäuse oder Fremdkörper im Lager. Die möglichen Ursachen und Gegenmaßnahmen sind in Tabelle 14.2 aufgeführt.

**Tabelle 14.2 Ursachen und Gegenmaßnahmen für Fehler im Betrieb**

Abweichungen		Mögliche Ursachen	Gegenmaßnahmen
Geräusche	Lautes metallisches Geräusch (1)	Ungewöhnliche Belastung	Passung, Spiel, Vorspannung, Gehäuseposition verbessern.
		Falscher Einbau	Maschinengenauigkeit und Fluchten der Welle und des Gehäuses, Genauigkeit beim Einbau verbessern.
		Unzureichender oder ungeeigneter Schmierstoff	Schmierstoff nachfüllen oder anderen Schmierstoff verwenden.
		Kontakt der umlaufenden Teile	Labyrinthdichtung wechseln, usw.
	Lauter gleichförmiger Klang	Defekte, Korrosion oder Kratzer auf den Laufbahnen	Lager ersetzen oder säubern, Dichtungen prüfen und sauberen Schmierstoff verwenden.
		Brinelling	Lager ersetzen und diese mit Sorgfalt behandeln.
		Pittings auf den Laufbahnen	Lager ersetzen.
	Unregelmäßiger Klang	Übermäßiges Spiel	Passung, Spiel und Vorspannung verbessern.
		Eindringen von Fremdkörpern	Lager ersetzen oder säubern, Dichtungen prüfen und sauberen Schmierstoff verwenden.
Defekte oder Pittings auf den Wälzkörpern		Lager ersetzen.	
Ungewöhnlicher Temperaturanstieg	Übermäßige Schmierstoffmenge	Schmierstoffmenge reduzieren, festes Schmierfett verwenden.	
	Unzureichender oder ungeeigneter Schmierstoff	Schmierstoff auffüllen oder besseren Schmierstoff verwenden.	
	Ungewöhnliche Belastung	Passung, Spiel, Vorspannung und Lage der Gehäuseschulter verbessern.	
	Falscher Einbau	Maschinengenauigkeit und Fluchten der Welle und des Gehäuses, Einbaugenauigkeit oder Einbaumethode verbessern.	
	Wanderung auf eingebauter Oberfläche, übermäßige Reibung der Dichtungen	Dichtungen prüfen, Lager auswechseln, Passung oder Einbau prüfen.	
Vibrationen (Axialschlag)	Brinelling	Lager ersetzen und diese mit Sorgfalt behandeln.	
	Pittingbildung	Lager ersetzen.	
	Falscher Einbau	Rechten Winkel zwischen Welle und Gehäuseschulter bzw. Seite des Distanzrings prüfen und ggfs. korrigieren.	
	Eindringen von Fremdkörpern	Lager ersetzen oder säubern, Abdichtung verbessern.	
Leckage oder Verfärbung des Schmierstoffes	Zu viel Schmierstoff, Eindringen von Fremdkörpern oder Abriebspänen	Schmierstoffmenge reduzieren, festeres Schmierfett verwenden. Lager oder Schmierstoff auswechseln. Gehäuse und anliegende Teile reinigen.	

**Hinweis** (\*) Bei mittleren bis großen Zylinderrollenlagern oder Kugellagern, die mit Fettschmierung in Umgebungen mit niedrigen Temperaturen betrieben werden, kann zeitweise ein Quietschen oder ein hoher Ton entstehen. Bei Betrieb unter niedrigen Temperaturen erfolgt hier keine besondere Werkstoffermüdung und die Leistungsfähigkeit des Fetts wird nicht beeinträchtigt. Auch wenn zeitweiliges Quietschen oder hohe Töne unter diesen Bedingungen auftreten können, ist das Lager voll einsatzfähig und kann weiter verwendet werden. Falls eine Lärmreduzierung oder ruhigerer Lauf erforderlich sind, wenden Sie sich bitte an Ihre NSK Niederlassung.

## 14.4 Ausbau

Der Ausbau eines Lagers kann zur periodischen Überprüfung oder aus anderen Gründen erfolgen. Wenn das ausgebaute Lager wiederverwendet werden soll oder es nur zur Inspektion ausgebaut wird, sollte der Ausbau so sorgfältig wie der Einbau erfolgen. Wenn das Lager fest sitzt, kann der Ausbau schwierig sein. Die Ausbauwerkzeuge sollten für die Konstruktion der umliegenden Maschinenteile geeignet sein. Für den Ausbau sollte die Reihenfolge und Vorgehensweise anhand der Maschinenpläne unter Berücksichtigung der Art der Passung beachtet werden, um eine korrekte Demontage zu gewährleisten.

### 14.4.1 Ausbau der Außenringe

Um einen fest eingepassten Außenring abzuführen, werden, wie in Abb. 14.10 gezeigt, zuerst Schrauben in die verschiedenen Auspressbohrungen an der Gehäuseperipherie gedreht, dann wird der Außenring herausgedrückt, indem die Schrauben gleichmäßig angezogen werden. Diese Schraubenbohrungen sollten immer mit Stöpseln verschlossen werden, wenn sie nicht für den Ausbau benötigt werden. Bei zerlegbaren Lagern, wie Kegelrollenlagern, sollten an verschiedenen Stellen der Gehäuseschulter Abziehnuten vorgesehen werden (siehe Abb. 14.11), damit der Außenring mit Hilfe eines Ausbauwerkzeuges ausgepresst oder ausgetrieben werden kann.

### 14.4.2 Ausbau von Lagern mit zylindrischer Bohrung

Wenn die Konstruktion genügend Raum zulässt, ist das Auspressen des Innenrings die einfachste und schnellste Vorgehensweise. In diesem Fall sollte die Abziehkraft nur auf den Innenring wirken (Abb. 14.12). Abziehwerkzeuge wie in Abb. 14.13 und 14.14 gezeigt, werden oft verwendet.

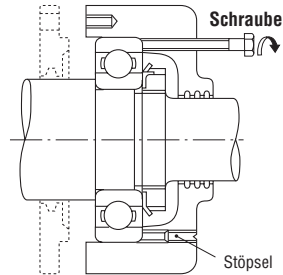


Abb. 14.10 Demontage des Außenrings mittels Schrauben

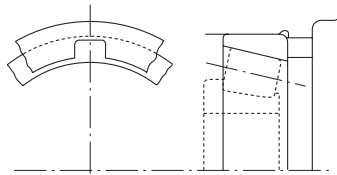


Abb. 14.11 Abziehnuten zur Demontage

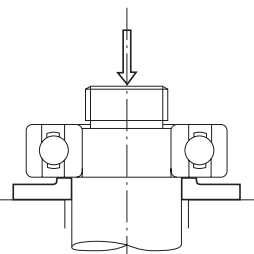


Abb. 14.12 Demontage des Innenrings mit Presse

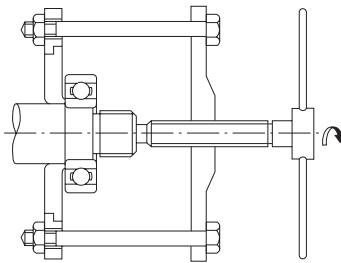


Abb. 14.13 Demontage des Innenrings mit Abziehwerkzeug (1)

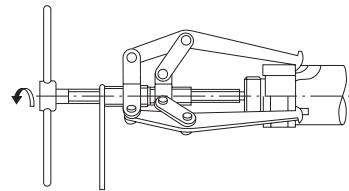
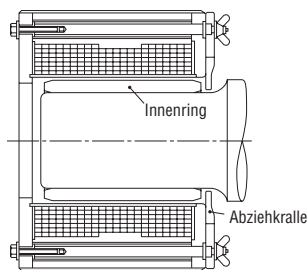


Abb. 14.14 Demontage des Innenrings mit Abziehwerkzeug (2)

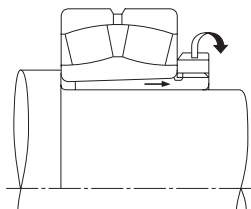
In beiden Fällen müssen die Greifer der Werkzeuge die Vorderseite des Innenrings fest fassen können. Daher muss bei der Konstruktion die Höhe der Wellenschulter entsprechend gewählt oder Abziehnuten in dieser vorgesehen werden, um die Abziehwerkzeuge platzieren zu können. (Abb. 14.14).

Hydraulische Verfahren werden für gewöhnlich für den Ausbau von großen Lagern eingesetzt. Das Abziehen wird durch Oldruck, der durch die Wellenbohrungen geführt wird, wesentlich erleichtert. Bei besonders breiten Lagern wird Hydraulik zusammen mit einem Abziehwerkzeug verwendet.

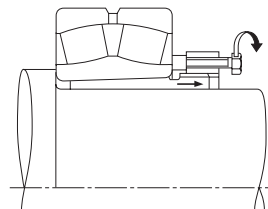
Um die Innenringe von NU- und NJ-Typen von Zylinderrollenlagern abziehen, wird Induktionswärme eingesetzt. Die Innenringe werden durch kurze örtliche Erwärmung aufgeweitet und dann abgezogen (Abb. 14.15). Die Induktionserwärmung wird auch für die Montage verschiedener Lager dieses Typs auf Wellen verwendet.



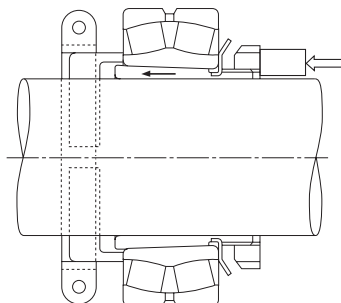
**Abb. 14.15 Demontage des Innenrings mit Induktionsgerät**



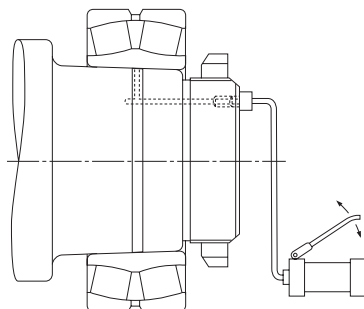
**Abb. 14.16 Demontage einer Abziehhülse mit Abziehmutter (1)**



**Abb. 14.17 Demontage einer Abziehhülse mit Abziehmutter (2)**



**Abb. 14.18 Demontage einer Spannhülse mit Vorrichtung**



**Abb. 14.19 Demontage mit Hydraulikunterstützung**

## 14.4.3 Ausbau von Lagern mit kegeliger Bohrung

Beim Ausbau relativ kleiner Lager mit Spannhülse wird der Innenring von einem Anschlag, der an der Welle sitzt, gehalten und die Mutter um einige Umdrehungen gelöst. Dann wird wie in Abb. 14.18 mit einem geeigneten Werkzeug auf die Hülse gehämmert. Abb. 14.16 zeigt die Vorgehensweise für den Ausbau einer Abziehhülse durch Anziehen der Abziehmutter. Wenn sich diese Vorgehensweise als schwierig erweist, können Muttern mit Gewindebohrung verwendet werden. Dann kann die Hülse durch Festziehen der Schrauben, wie in Abb. 14.17 gezeigt, abgezogen werden.

Große Lager können einfach mit Hydraulikunterstützung abgezogen werden. Abb. 14.19 zeigt, wie ein Lager ausgebaut wird, indem Oldruck durch eine Bohrung und Rille im kegeligen Wellenzapfen geführt wird, um den Innenring aufzuweiten. Wenn der Innenring so aufgeweitet wird, kann das Lager sich plötzlich axial lösen, weshalb zum Schutz die Verwendung einer Endmutter empfohlen wird. Abb. 14.20 zeigt den Ausbau mit Hydraulikmutter.

## 14.5 Lagerüberprüfung

### 14.5.1 Lagerreinigung

Bei der Überprüfung eines Lagers sollte zuerst das äußere Erscheinungsbild sowie die Menge und der Zustand des Schmierstoffs untersucht werden.

Nachdem eine Schmierstoffprobe zur Untersuchung entnommen wurde, sollten die Lager gereinigt werden. Es kann grundsätzlich Leichtöl oder Waschbenzin als Reinigungsmittel verwendet werden.

Ausgebaute Lager sollten zuerst geputzt und abschließend gewaschen werden. In jedem Bad sollte ein Rost vorhanden sein, damit die Lager im Reinigungsmittel nicht die Seitenwände oder den Boden des Tanks berühren. Falls die Lager während der ersten Waschung bewegt werden, während sich Fremdkörper in den Laufbahnen befinden, können sie beschädigt werden. Schmierstoff und andere Ablagerungen sollten während der ersten Grobsäuberung im Reinigungsbad mit Bürsten oder anderen Hilfsmitteln entfernt werden. Nachdem das Lager relativ sauber ist, erfolgt die Endreinigung. Diese Waschung sollte sorgfältig durchgeführt und das Lager währenddessen im Reinigungsmittel rotiert werden. Das Reinigungsmittel muss immer sauber gehalten werden.

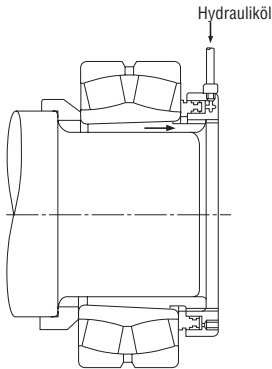


Abb. 14.20 Demontage mit Hydraulikmutter

### 14.5.2 Überprüfung und Beurteilung der Lager

Nachdem sie richtig gereinigt wurden, sollten die Lager auf den Zustand ihrer Laufbahnen und Außenflächen, das Ausmaß des Käfigverschleißes, die Zunahme des Lagerspiels und die Maßhaltigkeit untersucht werden. Zusätzlich sollte eine Überprüfung auf Schäden und andere Anomalien erfolgen. Dann erst kann die Möglichkeit einer Wiederverwendung beurteilt werden. Kleine, nicht zerlegbare Kugellager hält man horizontal in einer Hand und prüft, ob sich der Außenring ohne Reibung drehen lässt.

Zerlegbare Lager wie Kegelrollenlager können geprüft werden, indem ihre Wälzkörper und die Laufbahnen separat untersucht werden.

Große Lager können nicht von Hand gedreht werden, jedoch können die Wälzkörper, Laufbahnflächen, Käfige und Kontaktflächen der Bode einer Sichtkontrolle unterzogen werden. Je wichtiger ein Lager ist, desto sorgfältiger sollte es untersucht werden.

Die Entscheidung über die Wiederverwendung eines Lagers sollte erst getroffen werden, nachdem der Grad des Lagerverschleißes, der Funktionsbereich der Maschine, die Wichtigkeit der Lager in der Maschine, die Betriebsbedingungen und die Zeit bis zur nächsten Inspektion in Betracht gezogen wurden. Wenn jedoch einer der nachfolgenden Schäden festgestellt wird, ist eine Wiederverwendung nicht möglich und das Lager muss ersetzt werden.

- (a) Risse in den Innen- oder Außenringen, Wälzkörpern oder im Käfig.
- (b) Pittingbildung auf den Laufbahnen oder Wälzkörpern.
- (c) Starke Gleitungen auf Laufbahnflächen, Borden oder Wälzkörpern.
- (d) Starker Käfigverschleiß oder lose Nieten.
- (c) Rost oder Riefen in den Laufbahnflächen oder Wälzkörpern.
- (f) Starke Stoß- oder Brinell-Spuren auf den Laufbahnflächen oder Wälzkörpern.
- (g) Offensichtliches Wandern in der Bohrung oder der Außenringperipherie.
- (h) Verfärbungen durch Hitzeeinwirkung.
- (i) Starke Beschädigungen der Dichtungen oder Deckscheiben bei lebensdauer geschmierten Lagern.

14.6 Wartung und Inspektion

14.6.1 Abweichungen erkennen und korrigieren

Um die ursprüngliche Leistungsfähigkeit eines Lagers so lange wie möglich zu erhalten, sind korrekte Wartung und Inspektion erforderlich. Durch die richtige Vorgehensweise können viele Probleme mit Lagern vermieden und ihre Zuverlässigkeit, Produktivität und die Betriebskosten der Anlage, in der die Lager eingesetzt werden, können verbessert werden. Es wird empfohlen, die Wartung gemäß der angegebenen Vorgehensweise regelmäßig durchzuführen. Diese periodische Wartung umfasst die Überwachung der Betriebsbedingungen, Auffüllen oder Austausch der Schmierstoffe sowie eine regelmäßige Inspektion. Faktoren, die regelmäßig während des Betriebs geprüft werden sollten sind Lagergeräusche, Vibrationen, Temperatur und Schmierung. Wenn während des Betriebs eine Verschlechterung festgestellt wird, muss die Ursache ermittelt und die richtigen Korrekturmaßnahmen gemäß Tabelle 14.2 ergriffen werden. Falls notwendig, muss das Lager ausgebaut und genau untersucht werden. Die Vorgehensweise für Ausbau und Überprüfung ist in Abschnitt 14.5 Lagerüberprüfung beschrieben.

NSK BEARING MONITOR (Detektor für Lagerveränderungen)

Veränderungen sollten bereits frühzeitig während des Betriebes erkannt werden, bevor großer Schaden entstehen kann. Der NSK BEARING MONITOR (siehe Seite C5) ist ein Instrument, das den Lagerzustand prüft und jede Veränderung per Warnhinweis anzeigt oder die Maschine automatisch anhält, um schwere Schäden zu vermeiden. Außerdem können mit Hilfe dieses Instruments die Wartung verbessert und Wartungskosten optimiert werden.

14.6.2 Lagerschäden und Gegenmaßnahmen

Wenn Wälzlager korrekt verwendet werden, erreichen sie normalerweise ihre vorgesehene Lebensdauer. Oft fallen sie jedoch aufgrund von vermeidbaren Fehlern vorzeitig aus. Im Gegensatz zur Ermüdungslebensdauer wird vorzeitiger Ausfall durch falschen Einbau, schlechte Handhabung oder Schmierung, Eintritt von Fremdkörpern oder unzulässige Wärmeentwicklung verursacht. Beispielsweise können die Ursachen für Bordriefen, eine Möglichkeit für vorzeitigen Ausfall, in ungenügender Schmierung, Verwendung des falschen Schmierstoffes, fehlerhaftem Schmiersystem, Eintritt von Fremdkörpern, Fehler beim Lagereinbau, übermäßiger Wellenverformung oder jeder Kombination dieser Faktoren liegen. Daher ist es oft schwierig, die wahre Ursache für vorzeitige Ausfälle zu ermitteln. Wenn alle Betriebsbedingungen zur Zeit des Ausfalls und auch davor bekannt sind, einschließlich der Anwendung, den Lastfällen und der Umgebung, können ähnliche Ausfälle in der Zukunft minimiert werden, indem die möglichen Ursachen beseitigt werden. Die häufigsten Arten des Lagerausfalls mit Ursachen und Korrekturmaßnahmen sind in Tabelle 14.3 aufgeführt.

Tabelle 14.3 Ursachen von und Gegenmaßnahmen zur Vermeidung von Lagerausfällen

Art des Ausfalls	Mögliche Ursachen	Gegenmaßnahmen
<b>Pittingbildung</b>		
Pittingbildung auf einer Laufbahnseite eines Radiallagers	Ungewöhnliche Axiallast	Beim Einbau des Außenrings von Loslagern sollte eine lose Passung verwendet werden, um die axiale Dehnung der Welle zu ermöglichen.
Pittingbildung der Laufbahn in symmetrischem Muster	Unrundheit der Gehäusebohrung	Fehlerhaftes Gehäuse korrigieren.
Bei Radialkugellagern: Pittingmuster ist zur Laufbahn relativ geneigt Bei Rollenlagern: Pittings am Rand der Laufbahnen der Ringe und Wälzkörper	Ungenauer Einbau, Verformung der Welle, unzureichende Toleranzen für Welle und Gehäuse	Sorgfältiger Einbau und Zentrierung, Verwendung von Lagern mit größerem Spiel und Korrektur der Wellen- und Gehäuseschulter.
Pittings auf der Laufbahn entsprechen dem Abstand der Wälzkörper	Starke Stoßbelastungen während des Einbaus, Rostbildung während das Lager für eine längeren Zeitraum außer Betrieb ist	Sorgfältiger Einbau und Verwendung eines Rostschutzmittels, wenn Maschine länger abgeschaltet wird.
Frühzeitige Pittingbildung der Laufbahn und der Wälzkörper	Unzureichendes Spiel, übermäßige Belastung, falsche Schmierung, Rost, usw.	Richtige Passung, Lagerspiel und Schmierstoff auswählen.
Vorzeitige Pittingbildung bei Duplex-Lagern	Übermäßige Vorspannung	Vorspannung anpassen.

Art des Ausfalls	Mögliche Ursachen	Gegenmaßnahmen
<b>Riefen</b>		
Riefen oder Anschmierungen zwischen Laufbahn und Wälzkörpern	Unzureichende Erstschmierung, zu hartes Fett und hohe Beschleunigung beim Start	Weicheres Fett verwenden und schnelle Beschleunigung vermeiden.
Spiralförmige Riefen oder Anschmierungen der Laufbahn von Axialkugellagern	Laufbahnringe sind nicht parallel und die Drehzahlen zu hoch	Einbau korrigieren, vorspannen oder anderen Lagertyp wählen.
Riefen oder Anschmierungen zwischen den Stirnflächen der Rollen und dem Führungsbord	Unzureichende Schmierung, falscher Einbau und große Axialbelastung	Geeignetes Schmiermittel wählen und Einbau abändern.
<b>Risse</b>		
Risse im Außen- oder Innenring	Übermäßige Stoßbelastung, übermäßiges Spiel in der Passung, schlechte Flächenzyklindrizität, ungeeigneter Hülsenkegel, zu großer Kehlradius, Entwicklung von Wärmerissen und fortgeschrittene Pittingbildung	Belastungsbedingungen untersuchen. Lager- und Hülsensitz prüfen. Der Kehlradius muss kleiner sein als die Kantenkürzung.
Riss im Wälzkörper Bordbruch	Fortgeschrittene Pittingbildung, Stöße auf den Bord oder Fallenlassen während des Einbaus	Vorsicht bei Handhabung und Einbau.
Angebrochener Käfig	Unzulässige Käfigbelastung wegen falschen Einbaus und ungeeigneter Schmierung	Einbaufehler reduzieren und Schmiermethode und Schmierstoff überprüfen.
<b>Eindrücke</b>		
Eindrücke auf den Laufbahnen und Wälzkörpern mit gleichem Erscheinungsbild	Stoßbelastung während des Einbaus oder übermäßige Belastung bei Stillstand	Vorsicht bei der Handhabung.
Eindrücke in der Laufbahn und den Wälzkörpern	Fremdkörper wie Metallspäne oder Sand	Gehäuse reinigen, Dichtungen verbessern und sauberen Schmierstoff verwenden.
<b>Ungewöhnlicher Verschleiß</b>		
False Brinelling (im Gegensatz zu wahren Brinelling)	Lagervibration ohne Umlaufbewegung während des Versands oder leichte Schaukelbewegungen	Welle und Gehäuse sichern, Öl als Schmierstoff verwenden und Vibrationen durch Vorspannung reduzieren.
Reib- oder Tribokorrosion (Passungsrost)	Leichter Verschleiß der Passflächen	Übermaß erhöhen und Öl auftragen.
Verschleiß der Laufbahn, Wälzkörper, des Bords und des Käfigs	Eindringen von Fremdkörpern, schlechte Schmierung und Rost	Dichtungen verbessern, Gehäuse säubern und sauberes Schmiermittel verwenden.
Drehende Lagerringe	Unzureichendes Übermaß oder zu lose sitzende Hülse	Sitz ändern oder Hülse festziehen.
<b>Fressen, Blockieren</b>		
Verfärbung und Schmelzung der Laufbahn, der Wälzkörper und Borde	Unzureichendes Spiel, falsche Schmierung oder ungenauer Einbau	Lagerspiel und Lagersitz überprüfen, angemessene Menge des korrekten Schmiermittels verwenden und Einbaumethode des Lagers und der umliegenden Teile verbessern.
<b>Stromdurchgang</b>		
Furchen oder Riffelungen	Schmelzen durch Lichtbogen	Erdungskabel installieren, um Stromfluss zu unterbinden oder Lager isolieren.
<b>Korrosion &amp; Rost</b>		
Rost und Korrosion der Passflächen und des Lagerinneren	Kondensation von Luftfeuchtigkeit oder Tribokorrosion Eindringen von korrosiven Stoffen (besonders Lackgase, usw.)	Sorgfältige Lagerung und Vermeidung von hohen Temperaturen und hoher Luftfeuchtigkeit, Rostschutzbehandlung ist erforderlich, wenn Betrieb für längere Zeit eingestellt wird. Lack- und Fettauswahl.

# 15. TECHNISCHE DATEN

	Seite
<b>15.1 AXIALE LAGERVERSCHIEBUNG</b>	A 130~A 131
(1) Kontaktwinkel und axiale Verschiebung von Rillenkugellagern und Schrägkugellagern	A 130~A 131
(2) Axiallast und axiale Verschiebung von Kegelrollenlagern	A 130~A 131
<b>15.2 PASSUNGEN</b>	A 132~A 134
(1) Flächenpressung, maximale Umfangsspannung und Aufweitung oder Schrumpfung des Laufbahndurchmessers	A 132~A 133
(2) Übermaß oder Spiel für Wellen und Innenringe	A 132~A 133
(3) Übermaß oder Spiel für Gehäusebohrungen und Außenringe	A 134~A 135
<b>15.3 RADIALES UND AXIALES LAGERSPIEL</b>	A 134~A 135
(1) Radiales und axiales Lagerspiel für einreihige Rillenkugellager	A 134~A 135
(2) Radiales und axiales Lagerspiel für zweireihige Schrägkugellager	A 134~A 135
<b>15.4 VORSPANNUNG UND ANLAUFMOMENT</b>	A 136~A 137
(1) Axiallast und Anlaufmoment von Kegelrollenlagern	A 136
(2) Vorspannung und Anlaufmoment von Schrägkugellagern und zweiseitig wirkenden Axialschrägkugellagern	A 136~A 137
<b>15.5 REIBUNGSZAHLEN UND ANDERE LAGERDATEN</b>	A 138~A 139
(1) Lagerarten und deren Reibungszahlen	A 138
(2) Drehzahlen und Umfangsgeschwindigkeiten im Wälzlager	A 138
(3) Radiales Lagerspiel und Ermüdungslebensdauer	A 138~A 139
<b>15.6 SORTEN UND EIGENSCHAFTEN VON SCHMIERFETTEN</b>	A 140~A 143



**DEFINITIONEN VON SYMBOLEN UND DEREN EINHEITEN**

Symbole	Bezeichnung	Einheiten
$a$	Hauptachse der Druckellipse	(mm)
$b$	Nebenachse der Druckellipse	(mm)
$C_r$	Dynamische Tragzahl von Radiallagern	(N)(kgf)
$C_{or}$	Statische Tragzahl von Radiallagern	(N)(kgf)
$C_a$	Dynamische Tragzahl von Axiallagern	(N)(kgf)
$C_{oa}$	Statische Tragzahl von Axiallagern	(N)(kgf)
$d$	Wellendurchmesser, Nennmaß des Lagerbohrungsdurchmessers	(mm)
$D$	Gehäusebohrungsdurchmesser, Nennmaß des Lageraußendurchmessers	(mm)
$D_e$	Laufbahndurchmesser Außenring	(mm)
$D_i$	Laufbahndurchmesser Innenring	(mm)
$D_o$	Gehäuseaußendurchmesser	(mm)
$D_{pw}$	Teilkreisdurchmesser der Wälzkörper	(mm)
$D_w$	Nomineller Durchmesser des Wälzkörpers	(mm)
$e$	Kontaktposition der Stirnfläche einer Kegelrolle mit dem Führungsbord	(mm)
$E$	E-Modul (Lagerstahl) 208 000 MPa{21 200 kgf/mm <sup>2</sup> }	
$E(k)$	Vollständiges elliptisches Integral zweiten Grades mit folgenden Parametern:	
	$k = \sqrt{1 - \left(\frac{b}{a}\right)^2}$	
$f_0$	Faktor, der von der Geometrie der Lagerkomponenten und vom anwendbaren Belastungsniveau abhängt	
$f(e)$	Funktion von $e$	
$F_a$	Axiallast, Vorspannung	(N)(kgf)
$F_r$	Radiallast	(N)(kgf)
$h$	$D_e/D$	
$h_0$	$D/D_o$	
$k$	$d/D_i$	
$K$	Konstante, durch interne Lagergeometrie festgelegt	
$L$	Ermüdungslebensdauer bei 0 $\mu$ m effektivem Spiel	
$L_{we}$	Tatsächliche Wälzkörperlänge	(mm)
$L_e$	Ermüdungslebensdauer bei effektivem Spiel von $\Delta$	
$m_0$	Abstand zwischen Laufbahnmittelpunkten des Innen- und Außenrings	
	$r_i + r_e - D_w$	(mm)
$M$	Reibmoment	(N m)(kgf m)
$M_s$	Bohrreibung	(N m)(kgf m)

Symbole	Bezeichnung	Einheiten
$n_a$	Drehzahl der Wälzkörper	(U/min)
$n_c$	Drehzahl des Wälzkörpersatzes	
		(U/min)
$n_e$	Drehzahl des Außenrings	(U/min)
$n_i$	Drehzahl des Innenrings	(U/min)
$p_m$	Oberflächendruck auf gepassten Flächen	(MPa)(kgf/mm <sup>2</sup> )
$P$	Lagerbelastung	(N)(kgf)
$Q$	Wälzkörperbelastung	(N)(kgf)
$r_e$	Laufbahnradius des Außenrings	(mm)
$r_e$	Laufbahnradius des Innenrings	(mm)
$V_a$	Umfangsgeschwindigkeit der Wälzkörper	(m/s)
$V_c$	Umfangsgeschwindigkeit des Wälzkörpersatzes	(m/s)
$Z$	Anzahl der Wälzkörper pro Reihe	
$\alpha$	Kontaktwinkel (wenn Axiallast auf Radialkugellager aufgebracht wird)	(°)
$\alpha_0$	Nenn-Kontaktwinkel ohne Last (Geometrie) (wenn eine Axiallast auf Innen- und Außenring gebracht werden soll)	(°)
$\alpha_R$	Nenn-Kontaktwinkel (Geometrie) (wenn eine Radiallast auf Innen- und Außenring gebracht werden soll)	(°)
$\beta$	1/2 des Kegelwinkels des Wälzkörpers	(°)
$\delta_a$	Relative axiale Verschiebung des Innen- und Außenrings	(mm)
$\Delta_a$	Axiales Lagerspiel	(mm)
$\Delta d$	Tatsächliches Übermaß des Innenrings und der Welle	(mm)
$\Delta_r$	Radiales Lagerspiel	(mm)
$\Delta D$	Tatsächliches Übermaß des Außenrings und des Gehäuses	(mm)
$\Delta D_e$	Schrumpfung des Außenring-Laufbahndurchmessers auf Grund der Passung	(mm)
$\Delta D_i$	Aufweitung des Innenring-Laufbahndurchmessers auf Grund der Passung	(mm)
$\varepsilon$	Lastverteilungsparameter	
$\mu$	Dynamische Reibungszahl	
$\mu_e$	Reibungszahl zwischen Wälzkörperstirnseite und Bord	
$\mu_s$	Gleitreibungszahl	
$\sigma_{tmax}$	Maximale Spannung auf Passflächen	(MPa)(kgf/mm <sup>2</sup> )

### 15.1 Axiale Lagerverschiebung

- (1) Kontaktwinkel  $\alpha$  und axiale Verschiebung  $\delta_a$  von Rillenkugellagern und Schrägkugellagern (Abb. 15.1 bis 15.3)

$$\left. \begin{aligned} \delta_a &= \frac{0,00044}{\sin \alpha} \left( \frac{Q^2}{D_w} \right)^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots (\text{N}) \\ \delta_a &= \frac{0,002}{\sin \alpha} \left( \frac{Q^2}{D_w} \right)^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots \{\text{kgf}\} \end{aligned} \right\} (\text{mm})$$

$$Q = \frac{F_a}{Z \sin \alpha} \dots\dots\dots (\text{N}), \{\text{kgf}\}$$

- 2) Axiallast  $F_a$  und axiale Verschiebung  $\delta_a$  von Kegelrollenlagern (Abb. 15.4)

$$\left. \begin{aligned} \delta_a &= \frac{0,000077 F_a^{0,9}}{(\sin \alpha)^{1,9} Z^{0,9} L_{we}^{0,8}} \dots\dots\dots (\text{N}) \\ \delta_a &= \frac{0,0006 F_a^{0,9}}{(\sin \alpha)^{1,9} Z^{0,9} L_{we}^{0,8}} \dots\dots\dots \{\text{kgf}\} \end{aligned} \right\} (\text{mm})$$

**Anmerkungen:**

Die tatsächliche axiale Verschiebung kann je nach Wellen-/Gehäusedicke, Werkstoff und Passungsübermaß mit dem Lager variieren. Bitte wenden Sie sich hinsichtlich der Faktoren der axialen Verschiebung, die hier nicht weiter beschrieben sind, an NSK.

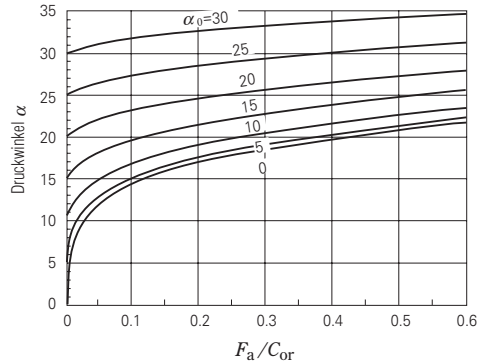


Abb. 15.1  $F_a/C_{or}$  und Kontaktwinkel von Rillenkugellagern und Schrägkugellagern

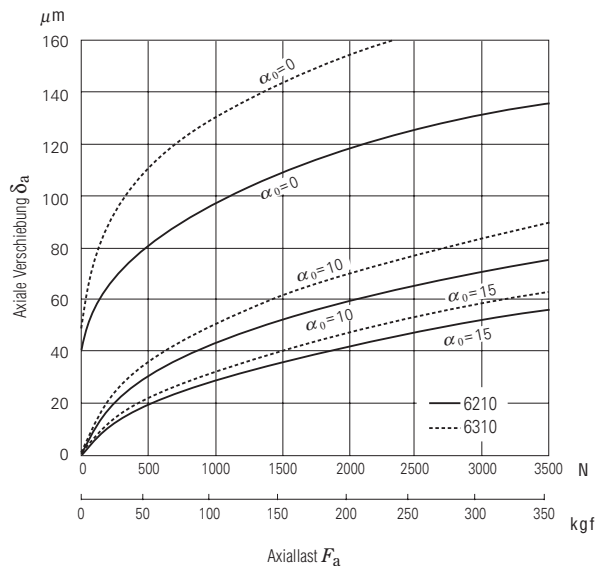


Abb. 15.2 Axiallast und axiale Verschiebung von Rillenkugellagern



### 15.2 Passungen

- (1) Flächenpressung  $p_m$ , maximale Umfangsspannung  $\sigma_{tmax}$  und Aufweitung des Laufbahndurchmessers des Innenrings  $\Delta D_i$  oder Schrumpfung des Laufbahndurchmessers des Außenrings  $\Delta D_e$  (Tabelle 15.1, Abb. 15.5 und 15.6)
- (2) Übermaß oder Spiel für Wellen und Innenringe 15.2
- (3) Übermaß oder Spiel für Gehäusebohrungen und Außenringe (Tabelle 15.3)

**Tabelle 15.1 Flächenpressung, Maximalspannung auf Passflächen und Aufweitung oder Schrumpfung**

Punkte	Welle & Innenring	Gehäuse & Bohrung & Außenring
Flächenpressung $p_m$ ( $MPa$ ) ( $kgf/mm^2$ )	(bei Vollwelle) $p_m = \frac{E}{2} \frac{\Delta d}{2} (1 - k^2)$	Bei Gehäuseaußendurchmesser $D_0 \neq \infty$ $p_m = \frac{E}{2} \frac{\Delta D}{D} \frac{(1 - h^2)(1 - h_0^2)}{1 - h^2 h_0^2}$ bei $D_0 = \infty$ $p_m = \frac{E}{2} \frac{\Delta D}{D} (1 - h^2)$
Maximalspannung $\sigma_{tmax}$ ( $MPa$ ) ( $kgf/mm^2$ )	Maximale Umfangsspannung der Innenringbohrung beträgt $\sigma_{tmax} = p_m \frac{1 + k^2}{1 - k^2}$	Die maximale Umfangsspannung der Bohrung des Außenrings beträgt $\sigma_{tmax} = p_m \frac{2}{1 - h^2}$
Aufweitung des Innenring-Laufbahndurchm. $\Delta D_i$ (mm) Schrumpfung des Außenring-Laufbahndurchm. $\Delta D_e$ (mm)	Bei Vollwelle $\Delta D_i = \Delta d \cdot k$	bei $D_0 \neq \infty$ $\Delta D_e = \Delta D \cdot h \frac{1 - h^2}{1 - h^2 h^2}$ Wenn $D_0 = \infty$ $\Delta D_e = \Delta D \cdot h$

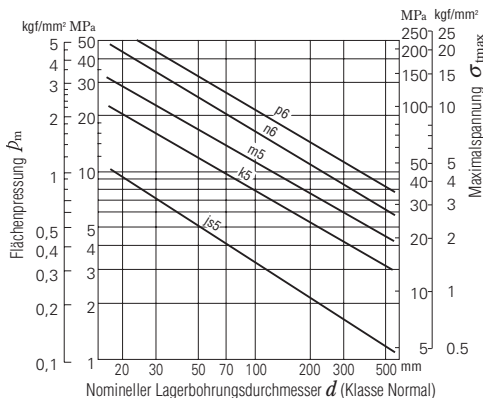
**Anmerkungen** Der E-Modul und die Querdehnzahl für den Wellen- und Gehäusewerkstoff entsprechen denen des Innen- und Außenrings.

**Referenz** 1 MPa = 1 N/mm<sup>2</sup> = 0,102 kgf/mm<sup>2</sup>

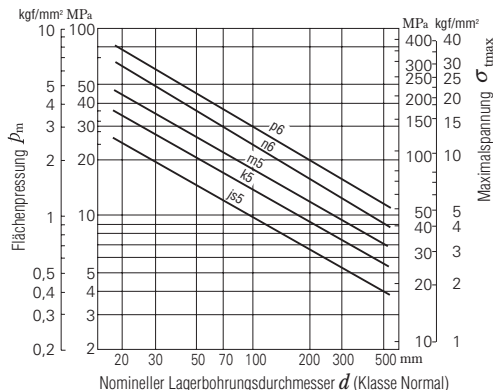
**Tabelle 15.2 Übermaß oder Spiel**

Wellen- durchmesser (mm)		zul. Schwankung des Bohrungs- durchmessers in einer Ebene (Normal) $\Delta d_{mp}$		Übermaß oder Spiel für													
				f6		g5		g6		h5		h6		js5		j5	
				Spiel		Spiel	Über- maß	Spiel	Über- maß	Spiel	Über- maß	Spiel	Über- maß	Spiel	Über- maß	Spiel	Über- maß
über	inkl	ob.	über	max	min	max	max	max	max	max	max	max	max	max	max	max	max
3	6	0	(-)-8	18	2	9	4	12	4	5	8	8	8	-	-	-	-
6	10	0	(-)-8	22	5	11	3	14	3	6	8	9	8	3	11	2	12
10	18	0	(-)-8	27	8	14	2	17	2	8	8	11	8	4	12	3	13
18	30	0	(-)-10	33	10	16	3	20	3	9	10	13	10	4,5	14,5	4	15
30	50	0	(-)-12	41	13	20	3	25	3	11	12	16	12	5,5	17,5	5	18
50	65	0	(-)-15	49	15	23	5	29	5	13	15	19	15	6,5	21,5	7	21
65	80	0	(-)-15	49	15	23	5	29	5	13	15	19	15	6,5	21,5	7	21
80	100	0	(-)-20	58	16	27	8	34	8	15	20	22	20	7,5	27,5	9	26
100	120	0	(-)-20	58	16	27	8	34	8	15	20	22	20	7,5	27,5	9	26
120	140	0	(-)-25	68	18	32	11	39	11	18	25	25	25	9	34	11	32
140	160	0	(-)-25	68	18	32	11	39	11	18	25	25	25	9	34	11	32
160	180	0	(-)-25	68	18	32	11	39	11	18	25	25	25	9	34	11	32
180	200	0	(-)-30	79	20	35	15	44	15	20	30	29	30	10	40	13	37
200	225	0	(-)-30	79	20	35	15	44	15	20	30	29	30	10	40	13	37
225	250	0	(-)-30	79	20	35	15	44	15	20	30	29	30	10	40	13	37
250	280	0	(-)-35	88	21	40	18	49	18	23	35	32	35	11,5	46,5	16	42
280	315	0	(-)-35	88	21	40	18	49	18	23	35	32	35	11,5	46,5	16	42
315	355	0	(-)-40	98	22	43	22	54	22	25	40	36	40	12,5	52,5	18	47
355	400	0	(-)-40	98	22	43	22	54	22	25	40	36	40	12,5	52,5	18	47
400	450	0	(-)-45	108	23	47	25	60	25	27	45	40	45	13,5	58,5	20	52
450	500	0	(-)-45	108	23	47	25	60	25	27	45	40	45	13,5	58,5	20	52

- Anmerkungen**
1. Werte für Toleranzklassen, deren Pressung zwischen Innenring und Welle unzulässig hoch sind, werden ausgelassen.
  2. Anstatt des Toleranzfeldes j wird jetzt das Toleranzfeld js empfohlen.



**Abb. 15.5 Flächenpressung  $p_m$  und Maximalspannung  $\sigma_{tmax}$  für mittleres Übermaß**



**Abb. 15.6 Flächenpressung  $p_m$  und Maximalspannung  $\sigma_{tmax}$  für maximales Übermaß**

## von Wellen und Innenringen

Einheiten:  $\mu\text{m}$

jede Toleranzklasse

js6		j6		k5		k6		m5		m6		n6		p6		r6		Wellen- durchmesser (mm)
Spiel	Über- maß	Spiel	Über- maß	Übermaß	Übermaß	Übermaß	Übermaß	Übermaß	Übermaß	Übermaß	Übermaß	Übermaß	Übermaß	Übermaß	Übermaß	Übermaß	Übermaß	
max	max	max	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	über inkl.
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	<b>3 6</b>
4,5	12,5	2	15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	<b>6 10</b>
5,5	13,5	3	16	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	<b>10 18</b>
6,5	16,5	4	19	2	21	2	25	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	<b>18 30</b>
8	20	5	23	2	25	2	30	9	32	9	37	—	—	—	—	—	—	<b>30 50</b>
9,5	24,5	7	27	2	30	2	36	11	39	11	45	—	—	—	—	—	—	<b>50 65</b>
9,5	24,5	7	27	2	30	2	36	11	39	11	45	20	54	—	—	—	—	<b>65 80</b>
11	31	9	33	3	38	3	45	13	48	13	55	23	65	37	79	—	—	<b>80 100</b>
11	31	9	33	3	38	3	45	13	48	13	55	23	65	37	79	—	—	<b>100 120</b>
12,5	37,5	11	39	3	46	3	53	15	58	15	65	27	77	43	93	63	113	<b>120 140</b>
12,5	37,5	11	39	3	46	3	53	15	58	15	65	27	77	43	93	65	115	<b>140 160</b>
12,5	37,5	11	39	3	46	3	53	15	58	15	65	27	77	43	93	68	118	<b>160 180</b>
14,5	44,5	13	46	4	54	4	63	17	67	17	76	31	90	50	109	77	136	<b>180 200</b>
14,5	44,5	13	46	4	54	4	63	17	67	17	76	31	90	50	109	80	139	<b>200 225</b>
14,5	44,5	13	46	4	54	4	63	17	67	17	76	31	90	50	109	84	143	<b>225 250</b>
16	51	16	51	4	62	4	71	20	78	20	87	34	101	56	123	94	161	<b>250 280</b>
16	51	16	51	4	62	4	71	20	78	20	87	34	101	56	123	98	165	<b>280 315</b>
18	58	18	58	4	69	4	80	21	86	21	97	37	113	62	138	108	184	<b>315 355</b>
18	58	18	58	4	69	4	80	21	86	21	97	37	113	62	138	114	190	<b>355 400</b>
20	65	20	65	5	77	5	90	23	95	23	108	40	125	68	153	126	211	<b>400 450</b>
20	65	20	65	5	77	5	90	23	95	23	108	40	125	68	153	132	217	<b>450 500</b>

Tabelle 15.3 Übermaß oder Spiel

Gehäusebohrung (mm)		zul. Schwankung des Lageraußendurch- messers in einer Ebene (Normal) $\Delta D_{mp}$		Übermaß oder Spiel für													
				G7		H6		H7		H8		J6		JS6		J7	
				Spiel		Spiel		Spiel	Spiel	Spiel	Spiel	Spiel	Über- maß	Spiel	Über- maß		Über- maß
über	inkl.	ob.	unt.	max	min	max	min	max	min	max	min	max	max	max	max	max	max
6	10	0	– 8	28	5	17	0	23	0	30	0	13	4	12,5	4,5	16	7
10	18	0	– 8	32	6	19	0	26	0	35	0	14	5	13,5	5,5	18	8
18	30	0	– 9	37	7	22	0	30	0	42	0	17	5	15,5	6,5	21	9
30	50	0	– 11	45	9	27	0	36	0	50	0	21	6	19	8	25	11
50	80	0	– 13	53	10	32	0	43	0	59	0	26	6	22,5	9,5	31	12
80	120	0	– 15	62	12	37	0	50	0	69	0	31	6	26	11	37	13
120	150	0	– 18	72	14	43	0	58	0	81	0	36	7	30,5	12,5	44	14
150	180	0	– 25	79	14	50	0	65	0	88	0	43	7	37,5	12,5	51	14
180	250	0	– 30	91	15	59	0	76	0	102	0	52	7	44,5	14,5	60	16
250	315	0	– 35	104	17	67	0	87	0	116	0	60	7	51	16	71	16
315	400	0	– 40	115	18	76	0	97	0	129	0	69	7	58	18	79	18
400	500	0	– 45	128	20	85	0	108	0	142	0	78	7	65	20	88	20
500	630	0	– 50	142	22	94	0	120	0	160	0	–	–	72	22	–	–
630	800	0	– 75	179	24	125	0	155	0	200	0	–	–	100	25	–	–
800	1 000	0	–100	216	26	156	0	190	0	240	0	–	–	128	28	–	–

Hinweis (\*) Gibt das minimale Übermaß an  
Anmerkungen: Anstatt J wird jetzt das Toleranzfeld JS empfohlen.

15.3 Radiales und axiales Lagerspiel  
(1) Radiales Lagerspiel  $\Delta_r$  und axiales  
Lagerspiel  $\Delta_a$  in einreihigen Rillen-  
kugellagern

(Abb. 15.7)  
 $\Delta_a = K \Delta_r^{\frac{1}{2}}$  ..... (mm)

mit  
 $K = 2 \left( r_e + r_i - D_w \right)^{\frac{1}{2}}$

(2) Radiales Lagerspiel  $\Delta_r$  und axiales Lager-  
spiel  $\Delta_a$  in zweireihigen Schrägkugellagern  
(Abb. 15.8)

$\Delta_a = 2 \sqrt{m_0^2 - \left( m_0 \cos \alpha_R - \frac{\Delta_r}{2} \right)^2}$   
-  $2 m_0 \sin \alpha_R$  ..... (mm)

Tabelle 15.4 Konstante K

Bohrungskennzahl	Werte von K			
	160XX	60XX	62XX	63XX
00	-	-	0,93	1,14
01	0,80	0,80	0,93	1,06
02	0,80	0,93	0,93	1,06
03	0,80	0,93	0,99	1,11
04	0,90	0,96	1,06	1,07
05	0,90	0,96	1,06	1,20
06	0,96	1,01	1,07	1,19
07	0,96	1,06	1,25	1,37
08	0,96	1,06	1,29	1,45
09	1,01	1,11	1,29	1,57
10	1,01	1,11	1,33	1,64
11	1,06	1,20	1,40	1,70
12	1,06	1,20	1,50	2,09
13	1,06	1,20	1,54	1,82
14	1,16	1,29	1,57	1,88
15	1,16	1,29	1,57	1,95
16	1,20	1,37	1,64	2,01
17	1,20	1,37	1,70	2,06
18	1,29	1,44	1,76	2,11
19	1,29	1,44	1,82	2,16
20	1,29	1,44	1,88	2,25
21	1,37	1,54	1,95	2,32
22	1,40	1,64	2,01	2,40
24	1,40	1,64	2,06	2,40
26	1,54	1,70	2,11	2,49
28	1,54	1,70	2,11	2,59
30	1,57	1,76	2,11	2,59

# der Gehäusebohrungen und Außenringe

Einheiten :  $\mu\text{m}$

jede Toleranzklasse

JS7		K6		K7		M6		M7		N6		N7		P6		P7		Gehäusebohrung (mm)	
Spiel	Übermaß	Spiel	Übermaß	Spiel	Übermaß	Spiel	Übermaß	Spiel	Übermaß	Spiel	Übermaß	Spiel	Übermaß	Übermaß	Übermaß	Übermaß	Übermaß		
max	max	max	max	max	max	max	max	max	max	max	max	max	max	max	max	min	max	über	inkl.
15	7	10	7	13	10	5	12	8	15	1	16	4	19	4	21	1	24	6	10
17	9	10	9	14	12	4	15	8	18	1*	20	3	23	7	26	3	29	10	18
19	10	11	11	15	15	5	17	9	21	2*	24	2	28	9	31	5	35	18	30
23	12	14	13	18	18	7	20	11	25	1*	28	3	33	10	37	6	42	30	50
28	15	17	15	22	21	8	24	13	30	1*	33	4	39	13	45	8	51	50	80
32	17	19	18	25	25	9	28	15	35	1*	38	5	45	15	52	9	59	80	120
38	20	22	21	30	28	10	33	18	40	2*	45	6	52	18	61	10	68	120	150
45	20	29	21	37	28	17	33	25	40	5	45	13	52	11	61	3	68	150	180
53	23	35	24	43	33	22	37	30	46	8	51	16	60	11	70	3	79	180	250
61	26	40	27	51	36	26	41	35	52	10	57	21	66	12	79	1	88	250	315
68	28	47	29	57	40	30	46	40	57	14	62	24	73	11	87	1	98	315	400
76	31	53	32	63	45	35	50	45	63	18	67	28	80	10	95	0	108	400	500
85	35	50	44	50	70	24	70	24	96	6	88	6	114	28	122	28	148	500	630
115	40	75	50	75	80	45	80	45	110	25	100	25	130	13	138	13	168	630	800
145	45	100	56	100	90	66	90	66	124	44	112	44	146	0	156	0	190	800	1000

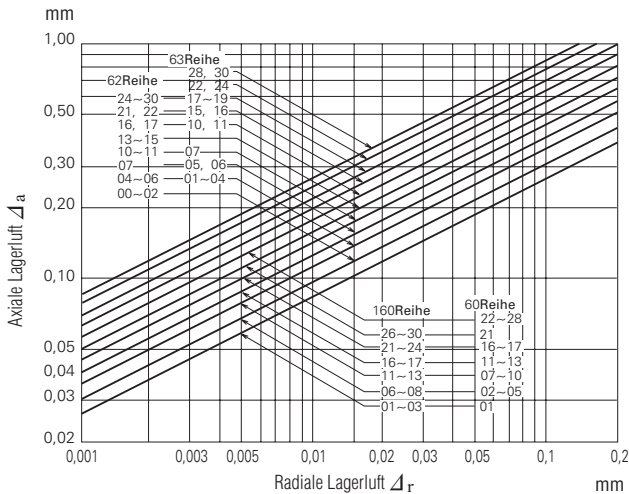


Abb. 15.7  $\Delta_r$  und  $\Delta_a$  in einreihigen Rillenkugellagern

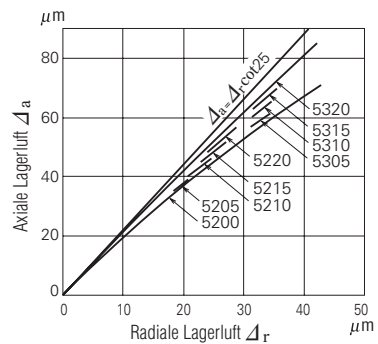


Abb. 15.8  $\Delta_r$  und  $\Delta_a$  in zweireihigen Schrägkugellagern (52, 53 Reihe)

## 15.4 Vorspannung und Anlaufmoment

### (1) Axiallast $F_a$ und Anlaufmoment $M$ von Kegelrollenlagern (Abb. 15.9 und 15.10)

$$M = e \mu_e F_a \cos \beta \quad (\text{N mm}), \{ \text{kgf mm} \}$$

mit

$$\mu_e : 0,20$$

Wenn Lager der selben Ausführung gegenüberliegend eingesetzt werden, verdoppelt sich das durch die Vorspannung verursachte Drehmoment  $M$  zu  $2M$ .

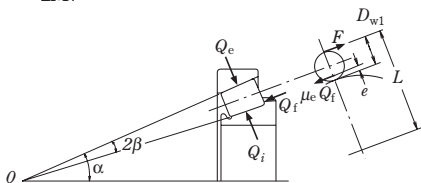


Abb. 15.9 Zusammenhang zwischen  $e$  und  $\beta$

### (2) Vorspannung $F_a$ und Anlaufmoment $M$ von Schrägkugellagern und zweiseitig wirkenden Axial-Schrägkugellagern (Abb. 15.11 und 15.12)

$$M = M_s Z \sin \alpha \quad (\text{N mm}), \{ \text{kgf mm} \}$$

wobei  $M_s$  die Bohrreibung ist.

$$M_s = \frac{3}{8} \mu_s Q a E(k) \quad (\text{N mm}), \{ \text{kgf mm} \}$$

mit

$$\mu_s = 0,15$$

Wenn Lager der selben Ausführung gegenüberliegend eingesetzt werden, verdoppelt sich das durch die Vorspannung verursachte Drehmoment  $M$  zu  $2M$ .

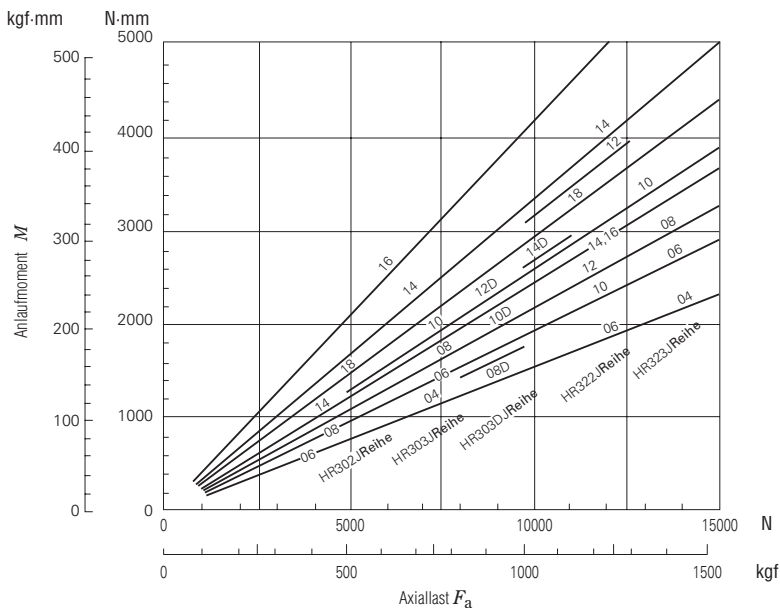
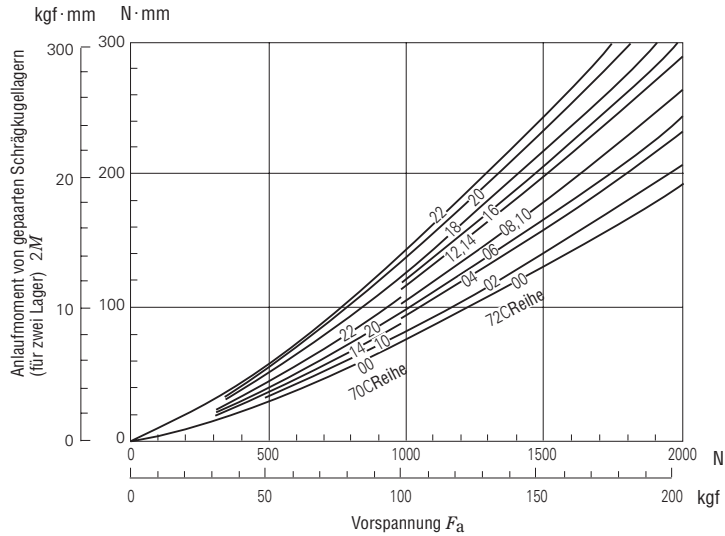
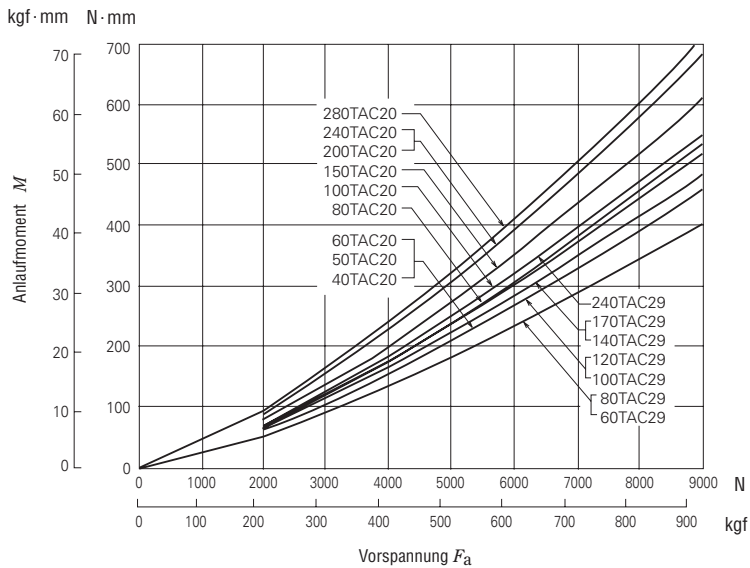


Abb. 15.10 Zusammenhang zwischen Axiallast und Anlaufmoment von Kegelrollenlagern





**Abb. 15.11 Vorspannung und Anlaufmoment für Schrägkugellager  
in X- und in O-Anordnung ( $\alpha=15^\circ$ )**



**Abb. 15.12 Vorspannung und Anlaufmoment für zweiseitig  
wirkende Axialschrägkugellager**

### 15.5 Reibungszahlen und andere Lagerdaten

#### (1) Lagerarten und deren dynamische Reibungszahlen $\mu$

$$\mu = \frac{M}{P \cdot \frac{d}{2}}$$

**Tabelle 15.5 Dynamische Reibungszahlen**

Lagerarten	Ungefähre Werte von $\mu$
Rillenkugellager	0,0013
Schräggugellager	0,0015
Pendelkugellager	0,0010
Axialkugellager	0,0011
Zylinderrollenlager	0,0010
Kegelrollenlager	0,0022
Pendelrollenlager	0,0028
Nadellager mit Käfigen	0,0015
Nadellager, vollrollig	0,0025
Axialendelrollenlager	0,0028

#### (3) Radiales Lagerspiel $\Delta_r$ und Ermüdungslebensdauer $L$ (Abb. 15.13)

Für das radiale Lagerspiel  $\Delta_r$  und die Funktion  $f(\epsilon)$  des Lastverteilungsparameters gelten die folgenden Gleichungen:

Für Rillenkugellager

$$f(\epsilon) = \frac{\Delta_r \cdot D_w^{\frac{1}{3}}}{0,00044 \left( \frac{F_t}{Z} \right)^{\frac{2}{3}}} \dots\dots\dots (N)$$

$$f(\epsilon) = \frac{\Delta_r \cdot D_w^{\frac{1}{3}}}{0,002 \left( \frac{F_t}{Z} \right)^{\frac{2}{3}}} \dots\dots\dots \{kgf\}$$

Für Zylinderrollenlager

$$f(\epsilon) = \frac{\Delta_r \cdot L_{we}^{0,8}}{0,00007 \left( \frac{F_t}{Z} \right)^{0,9}} \dots\dots\dots (N)$$

$$f(\epsilon) = \frac{\Delta_r \cdot L_{we}^{0,8}}{0,0006 \left( \frac{F_t}{Z} \right)^{0,9}} \dots\dots\dots \{kgf\}$$

Das Verhältnis zwischen dem Lastverteilungsparameter  $\epsilon$  und  $f(\epsilon)$  sowie  $L_e/L$  ist wie in Tabelle 15.7 angegeben.

Aus den obigen Gleichungen errechnet sich zuerst  $f(\epsilon)$ , in Abhängigkeit vom radialen Lagerspiel  $\Delta_r$ , danach können  $\epsilon$  und  $L_e/L$  abgelesen werden.

#### (2) Drehzahlen und Umfangsgeschwindigkeiten im Wälzlager

**Tabelle 15.6 Drehzahlen und Umfangsgeschwindigkeiten im Wälzlager**

Punkte	Drehender Innenring, feststehender Außenring	Drehender Außenring, feststehender Innenring
Wälzkörperdrehzahl $n_a$ (U/min)	$-\left( \frac{D_{pw}}{D_w} - \frac{\cos^2 \alpha}{D_{pw}/D_w} \right) \frac{n_i}{2}$	$+\left( \frac{D_{pw}}{D_w} - \frac{\cos^2 \alpha}{D_{pw}/D_w} \right) \frac{n_e}{2}$
Wälzkörperumfangsgeschwindigkeit $v_a$ (m/sec)	$-\frac{\pi \cdot D_w}{60 \cdot 10^3} \left( \frac{D_{pw}}{D_w} - \frac{\cos^2 \alpha}{D_{pw}/D_w} \right) \frac{n_i}{2}$	$+\frac{\pi \cdot D_w}{60 \cdot 10^3} \left( \frac{D_{pw}}{D_w} - \frac{\cos^2 \alpha}{D_{pw}/D_w} \right) \frac{n_e}{2}$
Drehzahl des Wälzkörpersatzes $n_c$ (U/min)	$+\left( 1 - \frac{\cos^2 \alpha}{D_{pw}/D_w} \right) \frac{n_i}{2}$	$+\left( 1 - \frac{\cos^2 \alpha}{D_{pw}/D_w} \right) \frac{n_e}{2}$
Umfangsgeschwindigkeit des Wälzkörpersatzes $v_c$ (m/sec)	$-\frac{\pi \cdot D_w}{60 \cdot 10^3} \left( 1 - \frac{\cos^2 \alpha}{D_{pw}/D_w} \right) \frac{n_i}{2}$	$+\frac{\pi \cdot D_w}{60 \cdot 10^3} \left( 1 - \frac{\cos^2 \alpha}{D_{pw}/D_w} \right) \frac{n_e}{2}$

- Anmerkungen**
1. + = Drehrichtung im Uhrzeigersinn, - = Drehrichtung entgegen Uhrzeigersinn
  2. Die Drehzahl und Umfangsgeschwindigkeit des Käfigs entspricht der des Wälzkörpersatzes.

Tabelle 15.7  $\varepsilon$  und  $f(\varepsilon)$ ,  $L_\varepsilon/L$

$\varepsilon$	Rillenkugellager		Zylinderrollenlager	
	$f(\varepsilon)$	$\frac{L_\varepsilon}{L}$	$f(\varepsilon)$	$\frac{L_\varepsilon}{L}$
0,1	33,713	0,294	51,315	0,220
0,2	10,221	0,546	14,500	0,469
0,3	4,045	0,737	5,539	0,691
0,4	1,408	0,889	1,887	0,870
0,5	0	1,0	0	1,0
0,6	-0,859	1,069	-1,133	1,075
0,7	-1,438	1,098	-1,897	1,096
0,8	-1,862	1,094	-2,455	1,065
0,9	-2,195	1,041	-2,929	0,968
1,0	-2,489	0,948	-3,453	0,805
1,25	-3,207	0,605	-4,934	0,378
1,5	-3,877	0,371	-6,387	0,196
1,67	-4,283	0,276	-7,335	0,133
1,8	-4,596	0,221	-8,082	0,100
2,0	-5,052	0,159	-9,187	0,067
2,5	-6,114	0,078	-11,904	0,029
3	-7,092	0,043	-14,570	0,015
4	-8,874	0,017	-19,721	0,005
5	-10,489	0,008	-24,903	0,002
10	-17,148	0,001	-48,395	0,0002

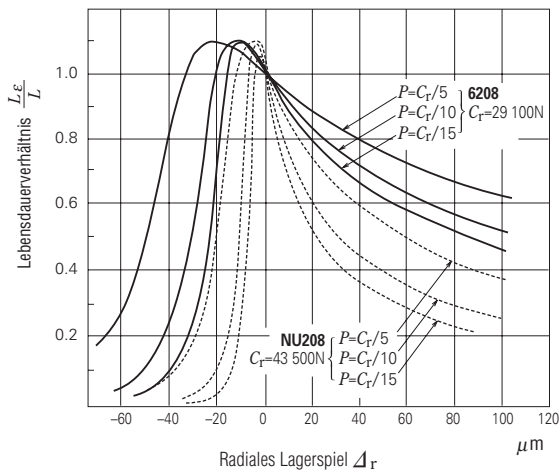


Abb. 15.13 Radiales Lagerspiel und Lebensdauerverhältnis

## 15.6 SORTEN UND EIGENSCHAFTEN VON SCHMIERFETTEN

**Tabelle 15.8 Fettsorten**

Fettsorten	Verdicker	Grundöl
ADREX	Lithium	Mineralöl
APPOLOIL AUTOREX A	Lithium	Mineralöl
Arapen RB 300	Lithium/Kalzium	Mineralöl
EA2	Harnstoff	Poly- $\alpha$ -Olefinöl
EA3	Harnstoff	Poly- $\alpha$ -Olefinöl
EA5	Harnstoff	Poly- $\alpha$ -Olefinöl
EA7	Harnstoff	Poly- $\alpha$ -Olefinöl
ENC	Harnstoff	Polyol-Esteröl + Mineralöl
ENS	Harnstoff	Polyol-Esteröl
ECZ	Lithium + Ruß	Poly- $\alpha$ -Olefinöl
ISOFLEX NBU 15	Barium-Komplex	Diesteröl + Mineralöl
ISOFLEX SUPER LDS 18	Lithium	Diesteröl
ISOFLEX TOPAS NB52	Barium-Komplex	Poly- $\alpha$ -Olefinöl
Aero Shell Fett 7	Mikrogel	Diesteröl
SH 33 L	Lithium	Silikonöl
SH 44 M	Lithium	Silikonöl
NS Hi-LUBE	Lithium	Polyol-Esteröl + Diesteröl
NSA	Lithium	Poly- $\alpha$ -olefinöl + Esteröl
NSC	Lithium	Alkyldiphenyl-Etheröl+ Polyol-Esteröl
NSK Clean Grease LG2	Lithium	Poly- $\alpha$ -olefinöl + Mineralöl
EMALUBE 8030	Harnstoff	Mineralöl
MA8	Harnstoff	Alkyldiphenyl-Etheröl + Poly- $\alpha$ -Olefinöl
KRYTOX GPL-524	PTFE	Perfluoropolyetheröl
KP1	PTFE	Perfluoropolyetheröl
Cosmo Wide Grease WR No.3	Natriumterephthalat	Polyol-Esteröl + Mineralöl
G-40M	Lithium	Silikonöl
Shell Alvania EP 2	Lithium	Mineralöl
Shell Alvania S1	Lithium	Mineralöl
Shell Alvania S2	Lithium	Mineralöl
Shell Alvania S3	Lithium	Mineralöl
Shell Cassida RLS 2	Aluminium-Komplex	Poly- $\alpha$ -olefinöl
SHELL SUNLIGHT 2	Lithium	Mineralöl

- Hinweise**
- (1) Wenn Fette im oberen oder unteren Temperaturgrenzbereich oder in einer speziellen Umgebung, z. B. einem Vakuum, eingesetzt werden, wenden Sie sich bitte an NSK.
  - (2) Bei kurzzeitigem Betrieb oder bei Kühlung kann Fett auch jenseits obiger Grenzdrehzahlen betrieben werden, vorausgesetzt, es steht genug Fett zur Verfügung.

**und Vergleich der Eigenschaften**

Tropfpunkt (°C)	Konsistenz	Betriebstemperaturbereich <sup>(1)</sup> (°C)	Für hohe Lasten	Einsatzgrenzen im Vergleich zu den aufgeführten Grenzdrehzahlen <sup>(2)</sup> (%)
198	300	0 ~ +110	empfohlen	70
198	280	-10 ~ +110	geeignet	60
177	294	-10 ~ + 80	geeignet	70
≥260	243	-40 ~ +150	geeignet	100
≥260	230	-40 ~ +150	geeignet	100
≥260	251	-40 ~ +160	empfohlen	60
≥260	243	-40 ~ +160	geeignet	100
≥260	262	-40 ~ +160	geeignet	70
≥260	264	-40 ~ +160	geeignet	100
≥260	243	-10 ~ +120	geeignet	100
≥260	280	-30 ~ +120	nicht geeignet	100
195	280	-50 ~ +110	nicht geeignet	100
≥260	280	-40 ~ +130	nicht geeignet	90
≥260	288	-55 ~ +100	nicht geeignet	100
210	310	-60 ~ +120	nicht geeignet	60
210	260	-30 ~ +130	nicht geeignet	60
192	250	-40 ~ +130	geeignet	100
201	311	-40 ~ +130	geeignet	70
192	235	-30 ~ +140	geeignet	70
201	199	-40 ~ +130	nicht geeignet	100
≥260	280	0 ~ +130	empfohlen	60
≥260	283	-30 ~ +160	geeignet	70
≥260	265	0 ~ +200	geeignet	70
≥260	280	-30 ~ +200	geeignet	60
≥230	227	-40 ~ +130	nicht geeignet	100
223	252	-30 ~ +130	nicht geeignet	60
187	276	0 ~ + 80	empfohlen	60
182	323	-10 ~ +110	geeignet	70
185	275	-10 ~ +110	geeignet	70
185	242	-10 ~ +110	geeignet	70
≥260	280	0 ~ +120	geeignet	70
200	274	-10 ~ +110	geeignet	70

(Fortsetzung auf der nächsten Seite)

Fettsorten	Verdicker	Grundöl
WPH	Harnstoff	Poly- $\alpha$ -olefinöl
DEMNUM L-200	PTFE	Perfluoropolyetheröl
NIGACE WR-S	Harnstoff	Gemixtes Öl
NIGLUB RSH	Natrium-Komplex	Polyalkylen-Glykolöl
PYRONOC UNIVERSAL N6B	Harnstoff	Mineralöl
PALMAX RBG	Lithium-Komplex	Mineralöl
Beacon 325	Lithium	Diesteröl
MULTEMP PS No.2	Lithium	Mineralöl + Diesteröl
MOLYKOTE FS-3451	PTFE	Fluorosilikonöl
UME	Harnstoff	Mineralöl
UMM Fett 2	Harnstoff	Mineralöl
RAREMAX AF-1	Harnstoff	Mineralöl

- Hinweise**
- (<sup>1</sup>) Wenn Fette im oberen oder unteren Temperaturgrenzbereich oder in einer speziellen Umgebung, z.B. einem Vakuum, eingesetzt werden, wenden Sie sich bitte an NSK.
  - (<sup>2</sup>) Bei kurzzeitigem Betrieb oder bei Kühlung kann Fett auch jenseits obiger Grenzdrehzahlen betrieben werden, vorausgesetzt, es steht genug Fett zur Verfügung.

Tropfpunkt (°C)	Konsistenz	Betriebstemperaturbereich (°C)	Für hohe Lasten	Einsatzgrenze im Vergleich zu den aufgeführten Grenzdrehzahlen (%)
259	240	-40 ~ +150	geeignet	70
≥260	280	-30 ~ +200	geeignet	60
≥260	230	-30 ~ +150	nicht geeignet	70
≥260	270	-20 ~ +120	geeignet	60
238	290	0 ~ +130	geeignet	70
216	300	-10 ~ +130	empfohlen	70
190	274	-50 ~ +110	nicht geeignet	100
190	275	-50 ~ +110	nicht geeignet	100
≥260	285	0 ~ +180	geeignet	70
≥260	268	-10 ~ +130	geeignet	70
≥260	267	-10 ~ +130	geeignet	70
≥260	300	-10 ~ +130	geeignet	70