

12

Technische
Informationen



1. Wälzlagerwerkstoffe	14
1.1. Lagerringe und Wälzkörper	14
1.2. Dichtungen/Deckscheiben	16
1.2.1. Nicht schleifende Dichtungen/Deckscheiben	16
1.2.1.1. Z-Metalldeckscheiben	16
1.2.1.2. RU- bzw. LB-Dichtungen	16
1.2.2. Schleifende Dichtungen	16
1.2.2.1. RS- bzw. LU-Dichtungen	16
1.2.2.2. VS-Dichtungen	16
1.2.2.3. TS-Dichtungen	16
1.2.3. Weitere Dichtungsvarianten	16
1.3. Käfige	17
2. Lagerluft und Betriebsspiel	19
2.1. Radiale Lagerluft für Radialrillenkugellager	19
2.2. Radiale Lagerluft für Kreuzrollenlager	21
2.3. Axiale Lagerluft für zweireihige Schrägkugellager	21
2.4. Radiales Betriebsspiel	21
3. Einbautoleranzen	23
3.1. Wellentoleranzen	24
3.2. Gehäuse toleranzen	24
3.3. Einbautoleranzen Kreuzrollenlager	25
3.4. Einbautoleranzen Axialkugellager	25
3.5. Einbautoleranzen Nadelhülsen	25
3.6. Gehäuse- und Wellenpassungen	26
4. Maß-, Form- und Lagetoleranzen	26
4.1. Kantenabstände für Radial- und Axial-Kugellager	26
4.2. Maß-, Form- und Lagetoleranzen nach DIN 620-2 – Radial-Kugellager	28
4.3. Maß toleranzen Radial-Kugellager mit Flansch	33
4.4. Maß-, Form- und Lagetoleranzen nach DIN 620-3 – Axial-Kugellager	33
4.5. Maß-, Form- und Lagetoleranzen Kreuzrollenlager	34
5. Tragzahlen	37
5.1. Dynamische Tragzahl C	37
5.2. Statische Tragzahl C_0	37
6. Äquivalente Lagerbelastungen	37
6.1. Dynamisch äquivalente Lagerbelastung P	37
6.2. Statisch äquivalente Lagerbelastung P_0	38
7. Lebensdauer und Tragfähigkeit	38
7.1. Nominelle Lebensdauer L_{10} bzw. L_{10h}	38
7.2. Erweiterte modifizierte Lebensdauer L_{nm} bzw. L_{nmh}	40
7.3. Modifizierte Referenzlebensdauer L_{10mr} bzw. L_{10mrh}	40
7.4. Statische Tragsicherheit S_0	41
8. Schmierstoffe	42
8.1. Schmierverfahren	43
8.1.1. Schmierfette	43
8.1.1.1. Aufbau und Eigenschaften von Schmierfetten	43
8.1.1.2. Häufig verwendete Schmierfette	44
8.1.1.3. Fettfüllmenge	46
8.1.2. Schmieröle	46
8.1.2.1. Aufbau und Eigenschaften von Schmierölen	46
8.1.2.2. Häufig verwendete Schmieröle	46
9. Reibung und Erwärmung	47
9.1. Einfluss der Schmierung und Abdichtung auf die Reibung	48
9.2. Näherungsweise Bestimmung der Reibungsgrößen	48
9.3. Erwärmung des Lagers und Wärmeableitung	49

Technische Informationen

1. Wälzlagerwerkstoffe

1.1. Lagerringe und Wälzkörper

In der Kontaktzone zwischen Wälzkörper und Laufbahn können sehr hohe Flächenpressungen auftreten, die sich aufgrund der gewählten Gehäuse- und Wellenpassungen verändern und lokal weiter verstärken können. Des Weiteren können in den Wälzkontakt eingebrachte Verunreinigungen sowie eine unzureichende Schmierung zu zusätzlicher Materialerwärmung führen und erhöhten Verschleiß nach sich ziehen.

Das zur Herstellung von Wälzlagerwerkstoffen verwendete Material muss daher insbesondere folgende Eigenschaften aufweisen:

- Hohe Härte und Zähigkeit
- Hohe Verschleißbeständigkeit
- Hohe Festigkeit
- Hohe Maßhaltigkeit und Formstabilität

Neben den geometrischen Wälzlager- und den zuvor aufgeführten Werkstoffeigenschaften ist für das Erreichen einer hohen Ermüdungslebensdauer der Reinheitsgrad des verwendeten Stahls von essenzieller Bedeutung. Nichtmetallische Einschlüsse, wie Oxide, Sulfide oder Silikate, lassen bei Wälzbelastung erhöhte Spannungs- und Verformungskonzentrationen entstehen und können folglich die Lebensdauer eines Lagers erheblich herabsetzen. SBN verwendet daher ausschließlich Stähle, bei denen diese Einschlüsse durch Vakuumguss auf ein Minimum reduziert wurden.

In den meisten Fällen bestehen sowohl die Wälzkörper als auch die Lagerringe aus 100Cr6-Wälzlagerstahl (entspricht SUJ2 nach der japanischen Norm JIS). Für Wälzlager, die aufgrund von ungenügenden Schmierbedingungen oder Verschmutzungen nur geringe Lebensdauern erreichen, kann durch den Einsatz eines besonderen Härteverfahrens eine erhöhte Verschleißresistenz erzielt werden.

Darüber hinaus ist für einige Anwendungen der Einsatz von Wälzlagerwerkstoffen aus korrosionsbeständigem Stahl erforderlich. In diesen Fällen werden i. d. R. Lagerringe aus X65Cr13 (entspricht KS440 nach der japanischen Norm JIS) und Wälzkörper aus X105CrMo17 (entspricht SUS440C nach der japanischen Norm JIS) verwendet.



Für den Einsatz bei extremen Korrosionsbeanspruchungen bietet SBN Wälzlager aus nichtrostendem Hochleistungsstahl HNS (High Nitrogen Stahl) an, der im Vergleich zum herkömmlichen korrosionsbeständigen Stahl eine deutlich höhere Korrosionsbeständigkeit aufweist. Eine innovative Wärmebehandlungstechnologie und die Beimischung zusätzlicher chemischer Elemente ermöglichen den Einsatz in alkalischer, salzhaltiger und feuchter Umgebung. Lager aus nichtrostendem Hochleistungsstahl HNS verfügen zusätzlich über eine höhere Härte und Zähigkeit und zeichnen sich in korrosiven Umgebungen durch eine verbesserte Lebensdauer aus.

Auch bietet SBN Wälzlager mit Keramik-Wälzkörpern (z.B. Siliziumnitrid Si_3N_4 oder Zirkonoxid ZrO_2) an. Aufgrund des guten Verschleißverhaltens und der geringen Dichte der Keramikwälzkörper kann mit den sogenannten Hybridlagern eine deutlich längere Lebensdauer bei Mangelschmierung erreicht werden und eine Erhöhung der Drehzahlgrenze um bis zu 50% ist realisierbar.

Des Weiteren zeichnen sich Hybridlager durch eine hohe elektrische Isolationsfähigkeit aus und werden aufgrund dessen u. a. in Elektromotoren und Generatoren eingesetzt, um potenziellen Beschädigungen durch Elektroerosion vorzubeugen.

Tabelle 1: Eigenschaften häufig verwendeter Werkstoffe

Material		Chromstahl	Edelstahl				Keramik
Wälzlagerkomponente		Innen- und Außenringe, Wälzkörper	Innen- und Außenringe		Wälzkörper		Wälzkörper
Bezeichnung	DIN	100Cr6	X65Cr13	X30CrMoN15-1	X105CrMo17	X65Cr13	Si ₃ N ₄
	JIS	SUJ2	KS440 (QD51,ACD34)	—	SUS440C	KS440 (QD51,ACD34)	
	Werkstoffnummer	1.3505	1.4037	1.4108	1.4125	1.4037	
Chemische Zusammensetzung [%]	C	0,95 - 1,10	0,60 - 0,75	0,25 - 0,35	0,95 - 1,20	0,60 - 0,75	—
	Si	0,15 - 0,35	≤ 1,00	≤ 1,00	≤ 1,00	≤ 1,00	—
	Mn	≤ 0,50	≤ 1,00	≤ 1,00	≤ 1,00	≤ 1,00	—
	P	≤ 0,025	≤ 0,030	≤ 0,030	≤ 0,040	≤ 0,030	—
	S	≤ 0,025	≤ 0,020	≤ 0,025	≤ 0,030	≤ 0,020	—
	Cr	1,30 - 1,60	11,5 - 13,5	14,0 - 16,0	16,0 - 18,0	11,5 - 13,5	—
	Mo	≤ 0,08	≤ 0,30	0,85 - 1,10	≤ 0,75	≤ 0,30	—
	Ni	≤ 0,25	≤ 0,60	≤ 0,50	—	≤ 0,60	—
	Cu	≤ 0,25	≤ 0,20	—	—	≤ 0,20	—
	V	—	≤ 0,15	—	—	≤ 0,15	—
	Y	—	—	—	—	—	3,0 - 4,0
	Al	—	—	—	—	—	3,2 - 4,2
	Ti	—	—	—	—	—	0,5 - 1,0
N	—	—	0,30 - 0,50	—	—	0,5 - 1,0	
Physikalische und mechanische Eigenschaften	Dichte [g/cm ³]	7,83	7,70	7,70	7,68	7,70	3,20
	Wärmeausdehnungskoeffizient (0 °C - 100 °C) [10 ⁻⁶ /K]	12,5	10,3	10,4	10,1	10,3	2,5 - 3,3
	Härte [HRC]	60 - 64 (Innen- und Außenring)	58 - 62	58 - 62	59 - 66		HV 1300 - 2000
		62 - 67 (Wälzkörper)					
	Elastizitätsmodul [MPa]	208.000	210.000	215.000	200.000	210.000	245.000 - 314.000
	Zugfestigkeit [MPa]	1.570 - 1.960	1.900	2.150	1.960	1.900	—
	Streckgrenze [MPa]	—	—	1.850	1.860	—	—
Max. zulässige Betriebstemperatur [°C]	bis 120 °C (kurzzeitig bis 150 °C) (Maßstabstabilisierung bis 300 °C möglich)	bis 300 °C				—	

Ergänzend zu den hier aufgeführten Ausführungen bietet SBN weitere Werkstoffe und Beschichtungen an.

Sehr gerne beraten wir Sie persönlich - Sprechen Sie uns an!

1.2. Dichtungen/Deckscheiben

Für eine bestmögliche Lagerperformance bietet SBN unterschiedlichste Dichtungsvarianten an, mit denen das Lager vor Verunreinigungen geschützt und ein Austreten des verwendeten Schmiermittels verhindert wird.

1.2.1. Nicht schleifende Dichtungen/Deckscheiben

Bei dieser Ausführung besteht zwischen Dichtungen/Deckscheiben und der Schulter des Innenrings ein kontaktloser Dichtspalt.

Dementsprechend wird durch die Verwendung von nicht schleifenden Dichtungen/Deckscheiben kein zusätzliches Reibmoment erzeugt, weshalb diese Variante insbesondere bei Anwendungen mit hohen Drehzahlen zum Einsatz kommt und höchste Energieeffizianz Anforderungen erfüllt.

1.2.1.1. Z-Metalldeckscheiben

Z-Deckscheiben bestehen aus verzinktem Stahlblech (bzw. aus rostfreiem Stahlblech bei rostfreien Lagern) und bieten Schutz vor dem Eindringen größerer Schmutzpartikel.

Sie sind für einen großen Temperaturbereich ausgelegt und verfügen über dieselbe Drehzahleignung wie gefettete Lager ohne Dichtungen/Deckscheiben.

Nachsetzzeichen:

Z: Z-Deckscheibe, einseitig

ZZ: Z-Deckscheiben, beidseitig

1.2.1.2. RU- bzw. LB-Dichtungen

RU- bzw. LB-Dichtungen bestehen aus einem stahlblechverstärkten Nitril-Butadien-Kautschuk (NBR) und sind für Temperaturen von -30 °C bis +120 °C einsetzbar.

Der Schutz vor Fremdkörpereintritt und Schmierstoffaustritt ist bei gleichem Reibverhalten und derselben Drehzahleignung besser als bei der Verwendung von Lagern mit Z-Deckscheiben.

Nachsetzzeichen:

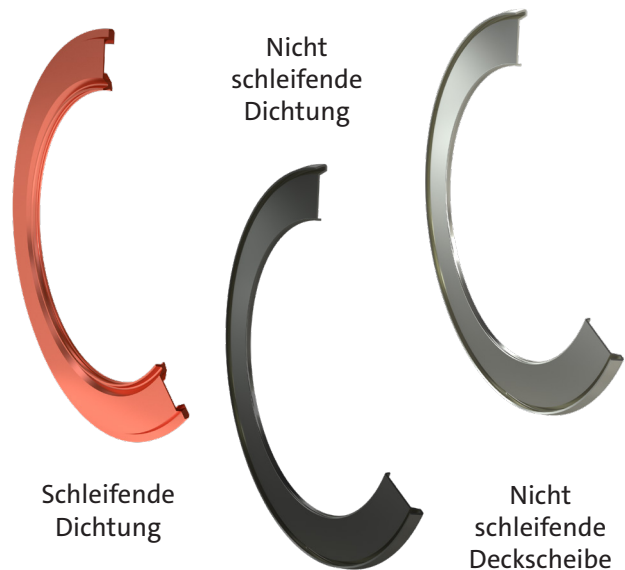
RU/LB: RU-/LB-Dichtung, einseitig

2RU/LLB: RU-/LB-Dichtungen, beidseitig

1.2.2. Schleifende Dichtungen

Bei dieser Ausführung liegt die Dichtung mit einem definierten Anpressdruck an der Schulter des Innenrings an.

Folglich bietet die schleifende Dichtung höchsten Schutz vor Fremdkörpereintritt und Schmierstoffaustritt. Aufgrund des Kontakts zwischen Dichtung und Innenringsschulter kommt es jedoch zu einem erhöhten Reibmoment und die Drehzahleignung ist niedriger als bei der Verwendung von Lagern ohne Dichtungen/Deckscheiben und Lagern mit nicht schleifenden Dichtungen/Deckscheiben.



1.2.2.1. RS- bzw. LU-Dichtungen

RS- bzw. LU-Dichtungen bestehen aus einem stahlblechverstärkten Nitril-Butadien-Kautschuk (NBR) und sind für Temperaturen von -30 °C bis +120 °C einsetzbar.

Nachsetzzeichen:

RS/LU: RS-/LU-Dichtung, einseitig

2RS/LLU: RS-/LU-Dichtungen, beidseitig

1.2.2.2. VS-Dichtungen

VS-Dichtungen bestehen aus einem stahlblechverstärkten, synthetischen Fluor-Kautschuk (FKM, Handelsname: Viton®) und sind für Temperaturen von -30 °C bis +230 °C einsetzbar. Sie weisen eine hervorragende Beständigkeit gegen chemische Medien auf und sind für Anwendungen im Hochvakuum geeignet.

Nachsetzzeichen:

VS: VS-Dichtung, einseitig

2VS: VS-Dichtungen, beidseitig

1.2.2.3. TS-Dichtungen

TS-Dichtungen bestehen aus Polytetrafluorethylen-Scheiben (PTFE, Handelsname: Teflon®) und sind für Temperaturen von -100 °C bis +260 °C einsetzbar. Sie weisen ein geringeres Reibmoment als RS-Dichtungen auf und zeichnen sich durch eine gute Beständigkeit gegen chemische Medien, ausgenommen Alkalien oder Fluor, aus.

Nachsetzzeichen:

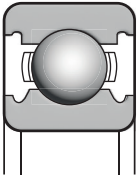
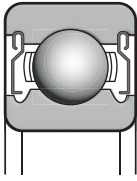
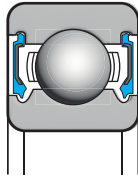
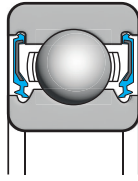
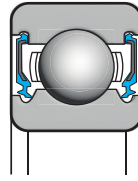
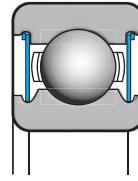
TS: TS-Dichtung, einseitig

2TS: TS-Dichtungen, beidseitig

1.2.3. Weitere Dichtungsvarianten

Ergänzend zu den hier aufgeführten Ausführungen bietet SBN weitere Dichtungsvarianten an.

Tabelle 2: Eigenschaften Dichtungen und Deckscheiben

Ausführung		Offen	Nicht schleifende Deckscheiben	Nicht schleifende Dichtungen	Schleifende Dichtungen		
Bezeichnung		/	2Z	2RU bzw. LLB	2RS bzw. LLU	2VS	2TS
Schematische Darstellung							
Material		/	SPCC, SUS304	NBR	NBR	FKM (Viton)	PTFE (Teflon)
Eigenschaften	Dichtheit gegen Wassereintritt	-	-	o	++	++	++
	Dichtheit gegen Staubeintritt	-	o	+	+++	+++	+++
	Dichtheit gegen Schmierstoffaustritt	-	o	+	+++	+++	+++
	Reibverhalten/Energieeffizienz	+++	+++	+++	o	o	o
	Hohe Drehzahlen	+++	+++	+++	+	+	+
	Temperaturbereich	/	/	-30 °C bis 120 °C	-30 °C bis 120 °C	-30 °C bis 230 °C	-100 °C bis 260 °C

Legende: - schlecht o ausreichend + gut ++ sehr gut +++ ausgezeichnet

1.3. Käfige

Der Käfig dient primär zur Trennung der Wälzkörper voneinander, um eine Berührung dieser und die damit verbundene Gleitreibung und Wärmeentwicklung im Lager zu verhindern. Weiterhin ist die Positionierung der Wälzkörper in gleichen Abständen auf dem Teilkreisumfang für eine gleichmäßige Lastverteilung von Bedeutung. Ebenso ist es Aufgabe des Käfigs die Wälzkörper durch die lastfreie Zone, in der Innen- und Außenring diese nicht mehr aktiv vorwärtstreiben, zu führen.

Der Einsatz der verschiedenen Käfigausführungen und -werkstoffe wird maßgeblich durch die Anwendungsparameter (Drehzahl, Belastung, Temperaturbeständigkeit, Reibungsverhalten, Schmierbedingungen) bestimmt.

Man unterscheidet Käfige zusätzlich nach der Führungsart, welche einen erheblichen Einfluss auf die Reibung und ihren Entstehungsort hat. Im Normalfall wird der Käfig durch die Wälzkörper selbst in einer Mittellage geführt, was aufgrund der geringeren Berührfläche im Vergleich zu außen- oder innenringgeführten Käfigen geringere Reibungsverluste zur Folge hat.

Entsprechend der Anforderungen wie Vakuum- oder Temperaturbeständigkeit, Drehzahleignung oder Reibungsminderung können speziell auf den Anwendungsfall optimierte Lösungen angeboten werden.



Glasfaserverstärkter Polyamidkäfig

Tabelle 3: Gebräuchliche Käfigvarianten

Bezeichnung	Zweiteiliger Stahlblechkäfig	Einteiliger Stahlblechkäfig	Glasfaserverstärkter Polyamidkäfig	PEEK-Käfig
				
Werkstoff	SPCC, SUS304	SPCC, SUS304	Polyamid (PA6.6/PA4.6 + x % GF)	Polyetheretherketon (PEEK)
Zulässige Betriebstemperatur	bis 250 °C	bis 250 °C	-30 bis 120 °C (kurzzeitig bis 180 °C)	-150 bis 200 °C (schnelldrehend 150 °C)
Drehzahleignung	für mittlere bis hohe Drehzahlen	für niedrige bis mittlere Drehzahlen	für mittlere bis hohe Drehzahlen	für sehr hohe Drehzahlen
Ausführungen	gelappt oder genietet	Kronenkäfig (innenringgeführt)	Schnappkäfig	Schnapp- oder Fensterkäfig
Bezeichnung	POM-Käfig	Torlon-Käfig	Phenolharz-Käfig	Vollkugelig
				
Werkstoff	Polyoxymethylen (POM)	Polyamidimid (Torlon 4301)	Gewebeverstärktes Phenolharz (TH26)	-
Zulässige Betriebstemperatur	-40 bis 120 °C	-190 bis 260 °C	-50 bis 120 °C	-
Drehzahleignung	für niedrige bis mittlere Drehzahlen	für sehr hohe Drehzahlen	für sehr hohe Drehzahlen	für sehr niedrige Drehzahlen
Ausführungen	Schnapp- oder Fensterkäfig	Schnapp- oder Fensterkäfig	Schnapp- oder Fensterkäfig	-

Wir bieten Ihnen anwendungsspezifische Wälzlager.

Dank unserer Kundennähe und unserem technischen Support finden wir nicht nur das optimale Lager für Sie, sondern passen es an Ihre Gegebenheiten an.

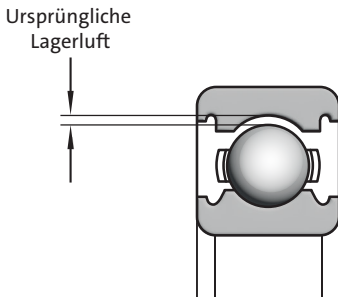
Wir fetten das Lager mit dem passenden Schmierstoff um, tauschen auf Wunsch Dichtungen aus und veredeln Wälzlager für ganz spezielle Anwendungen.

2. Lagerluft und Betriebsspiel

Grundsätzlich gilt es die Begrifflichkeiten **Lagerluft**, **Einbaulagerluft** und **Betriebsspiel** (alt. Betriebslagerluft) zu differenzieren:

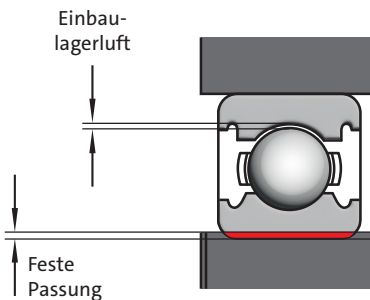
Lagerluft: Maß, um das sich der Innenring gegenüber dem Außenring des nicht eingebauten Lagers von einer Grenzstellung zur gegenüberliegenden verschieben lässt.

Vor dem Einbau



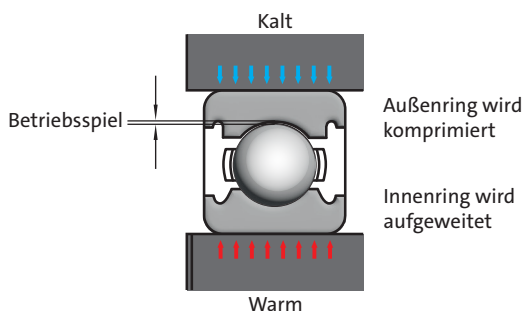
Einbaulagerluft: Lagerluft im eingebauten Zustand, jedoch vor Betrieb. Berücksichtigt Durchmesseränderungen der Innen- und Außenringlaufbahnen, die auf Passungsübermaße zurückzuführen sind.

Nach dem Einbau



Betriebsspiel: Lagerluft im eingebauten und betriebswarmen Zustand. Hängt somit stark von der Lagerluft des nicht eingebauten Lagers und deren Veränderungen aufgrund von Passungsübermaßen und Temperatureinflüssen ab.

Im Betrieb



In den meisten Anwendungsfällen ist die Lagerluft größer als das Betriebsspiel, was im Wesentlichen auf folgende Einflussfaktoren zurückzuführen ist:

- In der Regel wird der Innenring auf der Welle und/oder der Außenring im Gehäuse mit fester Passung montiert, wodurch der Innenring aufgeweitet und/oder der Außenring komprimiert wird.
- Ein unterschiedliches Wärmeausdehnungsverhalten der Lagerringe, der Welle und des Gehäuses im Betrieb.

Die Wahl einer für die Anwendung geeigneten Lagerluft und das daraus resultierende Betriebsspiel sind von elementarer Bedeutung, da dies die Leistungsfähigkeit eines Wälzlagers samt Lebensdauer, Wärmeentwicklung, Laufgeräusch sowie Vibrationsverhalten signifikant beeinflusst.

2.1. Radiale Lagerluft für Radialrillenkugellager

Die radiale Lagerluft ist gemäß DIN 620-4 in den folgenden fünf Lagerluftklassen aufgegliedert:

Tabelle 4: Gruppen der radialen Lagerluft

Bereich	Bedeutung
C2	radiale Lagerluft kleiner CN
CN (C0)	radiale Lagerluft normal
C3	radiale Lagerluft größer CN
C4	radiale Lagerluft größer C3
C5	radiale Lagerluft größer C4

Wälzlager mit normaler CN- bzw. C0-Lagerluft haben ein für gängige Einbau- und Betriebsverhältnisse funktionsgerechtes Betriebsspiel, sofern die empfohlenen Wellen- und Gehäusetoleranzen eingehalten werden.

Der Einsatz von Wälzlagern mit erhöhter Lagerluft C3, C4 oder C5 kommt vor allem bei Presspassungen der Lagerringe und größerem Temperaturgefälle zwischen Innen- und Außenring in Betracht.

Wälzlager mit C2-Lagerluft sollten nur in Ausnahmefällen eingesetzt werden, z.B. bei starken Wechselbelastungen in Verbindung mit Schwenkbewegungen oder geringen Drehzahlen. In solchen Fällen empfiehlt sich eine sorgfältige Überwachung der Lager während des Betriebes, da mit starker Erwärmung zu rechnen ist.

Die zuvor beschriebene Einteilung der Lagerluftklassen entsprechend DIN 620-4 ist grundsätzlich auch für Miniaturlager mit einem Bohrungsdurchmesser < 10 mm gültig. Gegenüber den in der Norm festgelegten Lagerluftklassen sind die von SBN angebotenen Miniaturlager jedoch überwiegend in einem engeren Toleranzbereich gemäß Tabelle 5 gefertigt. Hierbei entspricht die Lagerluft MC3 einer eingegengten normalen CN-Lagerluft gemäß DIN 620-4.

Tabelle 5: Radiale Lagerluft für Präzisions-Miniaturkugellager

Bohrung		Radiale Lagerluft											
d		MC1		MC2		MC3		MC4		MC5		MC6	
[mm]		[µm]		[µm]		[µm]		[µm]		[µm]		[µm]	
über	bis	min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.
0,6	6	0	5	3	8	5	10	8	13	13	20	20	28

Tabelle 6: Radiale Lagerluft für einreihige Rillenkugellager

Bohrung		Radiale Lagerluft											
d		C2		CN		C3		C4		C5			
[mm]		[µm]		[µm]		[µm]		[µm]		[µm]			
über	bis	min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.		
-	10	0	7	2	13	8	23	14	29	20	37		
10	18	0	9	3	18	11	25	18	33	25	45		
18	24	0	10	5	20	13	28	20	36	28	48		
24	30	1	11	5	20	13	28	23	41	30	53		
30	40	1	11	6	20	15	33	28	46	40	64		
40	50	1	11	6	23	18	36	30	51	45	73		
50	65	1	15	8	28	23	43	38	61	55	90		
65	80	1	15	10	30	25	51	46	71	65	105		
80	100	1	18	12	36	30	58	53	84	75	120		

Tabelle 7: Radiale Lagerluft für zweireihige Pendelkugellager mit zylindrischer Bohrung

Bohrung			
d		CN	
[mm]		[µm]	
über	bis	min.	max.
6	10	6	17
10	14	6	19
14	18	8	21
18	24	10	23
24	30	11	24
30	40	13	29

24-Stunden-Notfallservice

Damit Ihre Produktion weiterlaufen kann.

Sprechen Sie uns an – gerne erarbeiten wir mit Ihnen einen Notfallplan.

2.2. Radiale Lagerluft für Kreuzrollenlager

Kreuzrollenlager der Baureihen KRLF, KRL, KRLC und KRLH sind wahlweise in vorgespannter Variante (S1) oder mit leichtem Spiel (C1) gemäß folgenden Tabellen erhältlich:

KRLF-Baureihe

Tabelle 8: Radiale Lagerluft für Lager der KRLF-Reihe

Bezeichnung	Radiale Lagerluft			
	S1 - leichte Vorspannung		C1 - leichtes Spiel	
	[µm]		[µm]	
	min.	max.	min.	max.
KRLF 1008	-8	0	0	20
KRLF 2012	-10	0	0	20
KRLF 3515	-10	0	0	25
KRLF 5515	-10	0	0	30
KRLF 8022	-15	0	0	35
KRLF 9025	-15	0	0	35
KRLF 11528	-15	0	0	50
KRLF 16035	-15	0	0	50

KRLF-Baureihe mit Breite 5 mm

Tabelle 9: Radiale Lagerluft für Lager der KRLF-Reihe mit Breite 5 mm

	Radiale Lagerluft			
	S1 - leichte Vorspannung		C1 - leichtes Spiel	
	[µm]		[µm]	
	min.	max.	min.	max.
alle Größen	-8	0	0	15

KRL-Baureihe

Tabelle 10: Radiale Lagerluft für Lager der KRL-Reihe

Teilkreis- durchmesser der Rollen	Radiale Lagerluft					
	dw		S1 - leichte Vorspannung		C1 - leichtes Spiel	
	[mm]		[µm]		[µm]	
über	unter	min.	max.	min.	max.	
-	18	-	-	0	15	
18	30	-	-	0	15	
30	50	-	-	0	15	
50	80	-8	0	0	15	
80	120	-8	0	0	15	
120	140	-8	0	0	15	
140	160	-8	0	0	15	
160	180	-10	0	0	20	
180	200	-10	0	0	20	
200	225	-10	0	0	20	

KRLC/KLRH-Baureihe

Tabelle 11: Radiale Lagerluft für Lager der KRLC/KRLH-Reihe

Teilkreisdurch- messer der Rollen	Radiale Lagerluft					
	dw		S1 - leichte Vorspannung		C1 - leichtes Spiel	
	[mm]		[µm]		[µm]	
über	unter	min.	max.	min.	max.	
18	30	-8	0	0	15	
30	50	-8	0	0	25	
50	80	-10	0	0	30	
80	120	-10	0	0	40	
120	140	-10	0	0	40	
140	160	-10	0	0	40	
160	180	-10	0	0	50	
180	200	-10	0	0	50	
200	225	-10	0	0	60	
225	250	-10	0	0	60	
250	280	-15	0	0	80	
280	315	-15	0	25	100	

2.3. Axiale Lagerluft für zweireihige Schrägkugellager

Bei zweireihigen Schrägkugellagern ist die axiale Lagerluft über die DIN-Norm 628-3 festgelegt und wird gemäß der Tabelle 12 in entsprechenden Lagerluftklassen gruppiert:

Tabelle 12: Axiale Lagerluft für zweireihige Schrägkugellager

Bohrung	Axiale Lagerluft							
	d		C2		CN		C3	
	[mm]		[µm]		[µm]		[µm]	
über	bis	min.	max.	min.	max.	min.	max.	
-	10	1	11	5	21	12	28	
10	18	1	12	6	23	13	31	
18	24	2	14	7	25	16	34	
24	30	2	15	8	27	18	37	
30	40	2	16	9	29	21	40	
40	50	2	18	11	33	23	44	
50	65	3	22	13	36	26	48	
65	80	3	24	15	40	30	54	
80	100	3	26	18	46	35	63	
100	120	4	30	22	53	42	73	

2.4. Radiales Betriebsspiel

Wie unter 2. beschrieben, ist das Betriebsspiel (alt. Betriebslagerluft) als Lagerluft im eingebauten und betriebswarmen Zustand definiert und hängt somit stark von der Lagerluft des nicht eingebauten Lagers und deren Veränderungen aufgrund von Passungsübermaßen und Temperatureinflüssen ab.

$$RIC_{eff.} = RIC - \Delta RIC_p - \Delta RIC_T$$

$RIC_{eff.}$ [μm]	Radiales Betriebsspiel im eingebauten und betriebswarmen Zustand
RIC [μm]	Radiale Lagerluft
ΔRIC_p [μm]	Minderung der radialen Lagerluft durch Passungsübermaß
ΔRIC_T [μm]	Minderung der radialen Lagerluft durch Temperatureinflüsse

Passungsübermaß:

Die Lagerluft eines Wälzlagers reduziert sich aufgrund von Passungsübermaßen. Während ein Übermaß zwischen Innenring und Welle zu einer Aufweitung des Innenrings führt, hat ein Übermaß zwischen Außenring und Gehäuse eine Komprimierung des Außenrings zur Folge. Die Lagerluftveränderung aufgrund von Passungsgegebenheiten hängt u. a. von den Lager-, Wellen-, und Gehäusekonstruktionen sowie deren Werkstoffeigenschaften ab. In diesem Zusammenhang muss insbesondere berücksichtigt werden, dass in einigen Anwendungsfällen die gefügten Komponenten aus unterschiedlichen Werkstoffen bestehen, was bei Abweichung von der Einbautemperatur zu einer Änderung des ursprünglichen Passungsübermaßes führen kann.

Beispiele:

Außenring aus Stahl + Gehäuse aus Aluminium
→ Ursprüngliches Passungsübermaß wird geringer

Innenring aus Stahl + Welle aus Aluminium
→ Ursprüngliches Passungsübermaß wird größer

$$\Delta \dot{U} = (\alpha_1 - \alpha_2) \times \Delta T_{\dot{u}} \times D \times 1000$$

$\Delta \dot{U}$ [μm]	Passungsübermaßverlust/Passungsübermaßzunahme
α_1 [K ⁻¹]	Ausdehnungskoeffizient Fügepartner 1
α_2 [K ⁻¹]	Ausdehnungskoeffizient Fügepartner 2
$\Delta T_{\dot{u}}$ [°C, K]	Differenz zwischen Betriebs- und Einbautemperatur
D [mm]	Lageraußendurchmesser

Erfahrungswerte zeigen, dass Passungsübermäße i. d. R. zu einer Lagerluftreduzierung von ca. 70 - 90% des Übermaßes führen, wobei mit zunehmendem Übermaß eine stärkere Reduzierung der Lagerluft einhergeht.

$$\Delta RIC_p = \Delta d + \Delta D$$

ΔRIC_p [μm]	Minderung der radialen Lagerluft durch Passungsübermaß
Δd [μm]	Aufweitung des Innenrings
ΔD [μm]	Komprimierung des Außenrings

Temperatureinflüsse:

Ein rotierendes Wälzlager generiert Reibungswärme, die über die Welle und das Gehäuse abgeleitet wird. In den meisten Anwendungsfällen ist der Außenring ca. 5 – 10 °C kühler als der Innenring, da die entstandene Wärme besser über das Gehäuse als über die Welle abgeführt werden kann. Folglich führt diese Temperaturdifferenz zwischen Innen- und Außenring zu einer unterschiedlichen Wärmeausdehnung der beiden Ringe, wodurch eine Verringerung der Lagerluft entsteht.

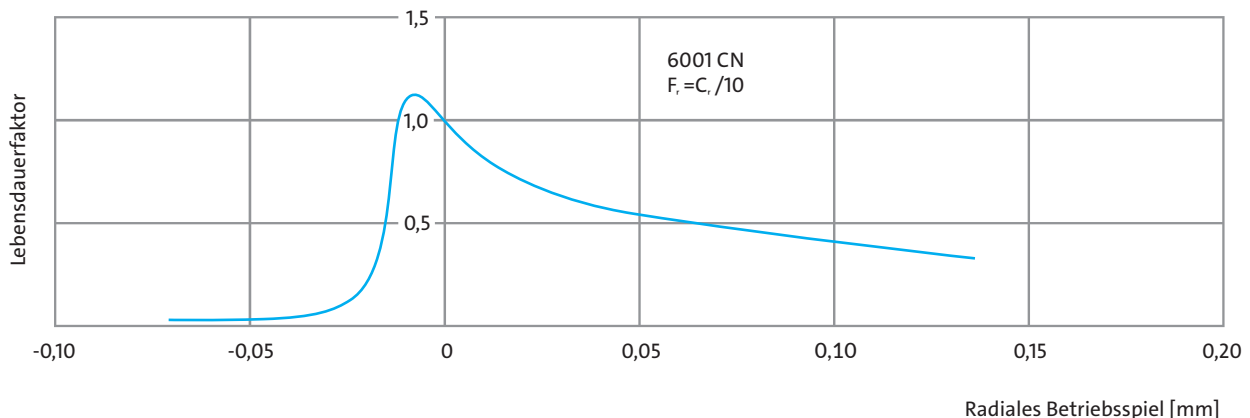
$$\Delta RIC_T = \Delta T \times \alpha \times \frac{(d + D)}{2}$$

ΔRIC_T [μm]	Minderung der radialen Lagerluft durch Temperatureinflüsse
α [K ⁻¹]	Wärmeausdehnungskoeffizient
d [mm]	Lagerbohrung
D [mm]	Lageraußendurchmesser
ΔT [°C, K]	Temperaturdifferenz zwischen Innen- und Außenring

Die Wälzlagerlebensdauerberechnung gemäß DIN ISO 281 basiert auf der Annahme, dass das Betriebsspiel exakt 0 μm beträgt und somit keinen Einfluss auf die Lebensdauer hat. In der Realität wird dieser Zustand jedoch nur in Ausnahmefällen erreicht und entsprechend hat das Betriebsspiel in der Praxis nicht zu vernachlässigende Auswirkungen auf die Lagerlebensdauer.

Die höchste Lebensdauer kann bei einer geringen Vorspannung (negatives Betriebsspiel) erreicht werden, da hierbei die Lagersteifigkeit erhöht und die Last auf mehrere Wälzkörper verteilt wird. Steigt die Vorspannung zu stark an, sinkt die Lebensdauer in Folge interner Kräfte schnell auf einen kritischen Wert. Ein zu großes Betriebsspiel hingegen kann zu einer ungenügenden Lastverteilung und vermehrter Gleitreibung führen.

Der Einfluss des Betriebsspiels auf die Lebensdauer kann der folgenden Grafik am Beispiel eines 6001-Rillenkugellagers entnommen werden.



3. Einbautoleranzen

Die einwandfreie Funktion und volle Nutzbarkeit der Tragfähigkeit eines Wälzlagers hängt im Wesentlichen von einer korrekten Befestigung auf der Welle und im Gehäuse ab. Um die Tragfähigkeit der Lager ausschöpfen zu können, ist eine radiale Unterstützung über den kompletten Umfang und die gesamte Breite notwendig.

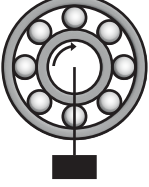
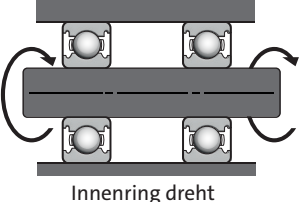
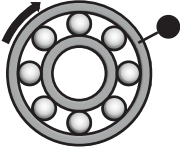
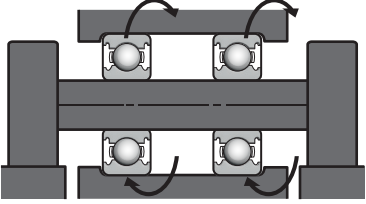
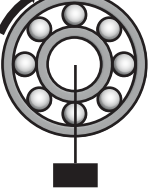
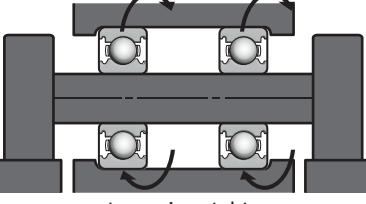
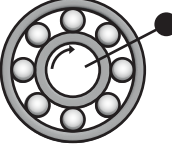
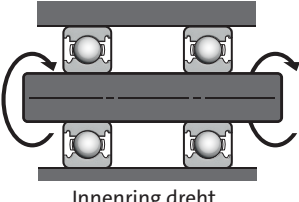
Die radiale und tangentielle Befestigung erfolgt kraftschlüssig über die Wahl einer geeigneten Passung zur Welle bzw. zum Gehäuse. Die axiale Fixierung erfolgt in der Regel formschlüssig.

Bei der Wahl der geeigneten Passung spielen die Belastungs- und Umlaufverhältnisse sowie der Einfluss durch Temperaturunterschiede in der jeweiligen Anwendung eine entscheidende Rolle.

So können zu lose Passungen Relativbewegungen zwischen Wälzlagerringen und den Anschlussbauteilen zur Folge haben. Tribokorrosion (Passungsrost), Laufgeräusche und Beschädigungen an Welle oder Gehäuse sind mögliche Folgeerscheinungen.

Andererseits können insbesondere Miniaturkugellager und Lager mit sehr dünnwandigen Ringen durch die Wahl einer zu festen Passung in Folge der Aufweitung sehr leicht vorgespannt werden oder im schlimmsten Fall brechen. Die Vorspannung (negatives Betriebspiel) beeinflusst die zu erwartende Lebensdauer und die Laufruhe der Lagerung.

Für die richtige Auswahl der geeigneten Einbautoleranzen gilt es die nachfolgenden Lastfälle zu unterscheiden:

<p>Feststehende Last</p> 	 <p>Innenring dreht Außenring steht</p>	<p>Umlaufende Last für den Innenring</p> <p>Punktlast für den Außenring</p>	<p>Innenring: Festsitz</p> <p>Außenring: Lossitz</p>
<p>Umlaufende Last</p> 	 <p>Innenring steht Außenring dreht</p>		
<p>Feststehende Last</p> 	 <p>Innenring steht Außenring dreht</p>	<p>Punktlast für den Innenring</p> <p>Umlaufende Last für den Außenring</p>	<p>Innenring: Lossitz</p> <p>Außenring: Festsitz</p>
<p>Umlaufende Last</p> 	 <p>Innenring dreht Außenring steht</p>		

Die folgenden Tabellen enthalten allgemeine Richtlinien für die Auswahl geeigneter Wellen- und Gehäusepassungen in Abhängigkeit der Belastungs- und Umlaufverhältnisse.

3.1. Wellentoleranzen

Tabelle 13: Richtlinien für die Auswahl der Wellentoleranzen. Gültig für Vollwellen aus Stahl.

Umlaufverhältnis	Wellendurchmesser d [mm]	Montage des Innenrings und Belastung	ISO-Toleranzfeld
Punktlast am Innenring	alle Größen	Innenring leicht verschiebbar	g5, g6
		Innenring nicht leicht verschiebbar	h6, j6
Umfangslast am Innenring und unbestimmte Lastrichtung	≤ 50	niedrige Belastung $P/C_r < 0,1$	j5, j6
	50 bis 100	niedrige Belastung $P/C_r < 0,8$	j6
		normale und hohe Belastung $P/C_r > 0,8$	k5, k6
	100 bis 200	niedrige Belastung $P/C_r < 0,1$	k6, m6
normale und hohe Belastung $P/C_r > 0,1$		m6	

3.2. Gehäusetoleranzen

Tabelle 14: Richtlinien für die Auswahl der Gehäusetoleranzen. Gültig für Gehäuse aus Stahl und Gusseisen.

Umlaufverhältnis	Montage des Außenrings	Ausführung des Gehäuses und Belastung	ISO-Toleranzfeld
Punktlast am Außenring	Außenring leicht verschiebbar	ungeteiltes Gehäuse	H6, H7
		geteiltes Gehäuse	H7, H8
	Außenring nicht leicht verschiebbar	Wärmezufuhr über Welle	G7
		ungeteiltes Gehäuse	J6
Umfangslast am Außenring und unbestimmte Lastrichtung	Außenring nicht verschiebbar	geteiltes Gehäuse	J7
		niedrige und normale Belastung	K7
		normale Belastung mit Stößen und hohe Belastung	M7
		hohe Belastung mit Stößen $P/C_r > 0,15$	N7

Werden für die Anschlusskonstruktion andere Werkstoffe verwendet, müssen für einen sicheren Festsitz folgende physikalische Werkstoffeigenschaften zusätzlich berücksichtigt werden:

- Elastizitätsmodul
- Wärmeausdehnungskoeffizient
- Querkontraktionszahl

Dies gilt insbesondere für Gehäuse oder Wellen aus Aluminium, dünnwandige Gehäuse und Hohlwellen, die allesamt stärkere Übermaßpassungen erforderlich machen.

Auf Augenhöhe

Bei SBN bekommen Sie Antworten, die häufig über Ihre ursprünglichen Fragen hinausgehen.

Unser Außendienst besteht aus Technikern und Ingenieuren mit einem breiten technischen Know-How.

www.sbn.de/kontakt/ansprechpartner/

3.3. Einbautoleranzen Kreuzrollenlager

Für Kreuzrollenlager der KRLF-Reihe empfiehlt sich eine Wellenpassung h7 und eine Gehäusepassung H7.

Für die Dünnringkreuzrollenlager KRL ist an der Welle g5 oder g6 vorzusehen und H7 zum Gehäuse.

Für die KRLC- und KRLH-Kreuzrollenlager werden Passungen gemäß Tabelle 15 empfohlen.

Tabelle 15: Richtlinien für die Auswahl der Wellen-/Gehäusetoleranzen für die KRLC-/KRLH-Baureihe

Radiale Lagerluft		Belastung		Welle	Gehäuse		
S1 - leichte Vorspannung	Umfangslast am Innenring	normale Belastung	große Stoß- und Momentbelastungen	g5	H7		
		normale Belastung					
	Umfangslast am Außenring	normale Belastung	große Stoß- und Momentbelastungen				
		normale Belastung					
C1 - leichtes Spiel	Umfangslast am Innenring	normale Belastung	große Stoß- und Momentbelastungen	h5	H7		
		normale Belastung					
	Umfangslast am Außenring	normale Belastung	große Stoß- und Momentbelastungen			g5	Js7
		normale Belastung					

3.4. Einbautoleranzen Axialkugellager

Tabelle 16: Richtlinien für die Auswahl der Wellen-/Gehäusetoleranzen bei Axialkugellagern

	Welle / Gehäuse	Toleranz
Einseitig wirkend	Wellentoleranz	j6
Zweiseitig wirkend	Wellentoleranz	k6
	Gehäuse	E8
Für hohe Genauigkeit	Gehäuse	H6

3.5. Einbautoleranzen Nadelhülsen

Tabelle 17: Richtlinien für die Auswahl der Wellen-/Gehäusetoleranzen bei Nadelhülsen

Welle / Gehäuse	Material	Toleranz
Welle	Stahl	h6
	Aluminium	R6
Gehäuse	Magnesium	S6
	Stahl/Guß	N6



3.6. Gehäuse- und Wellenpassungen

Die Zahlenwerte zu den Passungen gelten für Vollwellen aus Stahl und für Gussgehäuse.

Tabelle 18: ISO- Toleranzen

Gehäusepassungen										Wellenpassungen										
Nennmaß der Gehäusebohrung in mm										Nennmaß der Welle in mm										
über	-	3	6	10	18	30	50	80	120	über	-	3	6	10	18	30	50	65	80	
bis	3	6	10	18	30	50	80	120	150	bis	3	6	10	18	30	50	65	80	100	
Abweichung Lageraußendurchmesser in μm (Normaltoleranz)										Abweichung Lagerbohrungsdurchmesser in μm (Normaltoleranz)										
$\Delta_{D_{\text{mp}}}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	$\Delta_{d_{\text{mp}}}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	-8	-8	-8	-8	-9	-11	-13	-15	-18		-8	-8	-8	-8	-10	-12	-15	-15	-20	
Gehäusetoleranz in μm										Wellentoleranz in μm										
G7	12	16	20	24	28	34	40	47	54	g5	-2	-4	-5	-6	-7	-9	-10	-10	-12	
	2	4	5	6	7	9	10	12	14		-6	-9	-11	-14	-16	-20	-23	-23	-27	
H6	6	8	9	11	13	16	19	22	25	g6	-2	-4	-5	-6	-7	-9	-10	-10	-12	
	0	0	0	0	0	0	0	0	0		-8	-12	-14	-17	-20	-25	-29	-29	-34	
H7	10	12	15	18	21	25	30	35	40	h6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	0	0	0	0	0	0	0	0	0		-6	-8	-9	-11	-13	-16	-19	-19	-22	
H8	14	18	22	27	33	39	46	54	63	j5	2	3	4	5	5	6	6	6	6	
	0	0	0	0	0	0	0	0	0		-2	-2	-2	-3	-4	-5	-7	-7	-9	
J6	2	5	5	6	8	10	13	16	18	j6	4	6	7	8	9	11	12	12	13	
	-4	-3	-4	-5	-5	-6	-6	-6	-7		-2	-2	-2	-3	-4	-5	-7	-7	-9	
J7	4	6	8	10	12	14	18	22	26	k5	4	6	7	9	11	13	15	15	18	
	-6	-6	-7	-8	-9	-11	-12	-13	-14		0	1	1	1	2	2	2	2	3	
K7	0	3	5	6	6	7	9	10	12	k6	6	9	10	12	15	18	21	21	25	
	-10	-9	-10	-12	-15	-18	-21	-25	-28		0	1	1	1	2	2	2	2	3	
M7	-2	0	0	0	0	0	0	0	0	m6	8	12	15	18	21	25	30	30	35	
	-12	-12	-15	-18	-21	-25	-30	-35	-40		2	4	6	7	8	9	11	11	13	
N7	-4	-4	-4	-5	-7	-8	-9	-10	-12											
	-14	-16	-19	-23	-28	-33	-39	-45	-52											

4. Maß-, Form- und Lagetoleranzen

Die Toleranzen unserer Kugellager entsprechen DIN 620-2 bzw. DIN 620-3. Die Genauigkeiten entsprechen der Toleranzklasse PN (frühere Bezeichnung P0). Für Lager mit höherer Genauigkeit sind die Toleranzen auf die Werte der Toleranzklassen P6, P5 und P4 eingeengt.

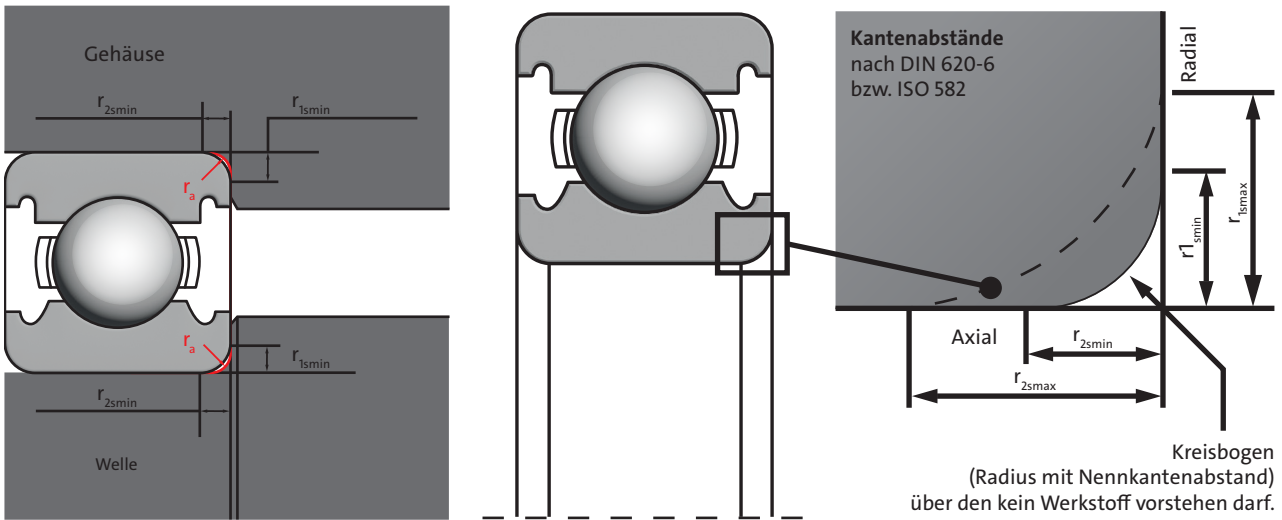
4.1. Kantenabstände für Radial- und Axial-Kugellager

Die aufgeführten Kantenabstände entsprechen den in DIN 620-6, ISO 582 vorgegebenen Festlegungen.

Um eine plane Anlage der Stirnflächen der Lagerringe an der Gehäuse- bzw. an der Wellenschulter zu gewährleisten und zu verhindern, dass das Lager an der Hohlkehle zur Anlage kommt, dürfen die Radien der Hohlkehlen r_a maximal so groß sein, wie der kleinste Kantenradius $r_{s(\text{min})}$ des Lagerrings. Bei Radiallagern

ist zudem darauf zu achten, dass die Höhe von Wellen- und Gehäuseschultern groß genug gewählt ist, sodass sich unter Abzug der Kantenkürzung $r_{s(\text{min})}$ eine ausreichende Stützfläche ergibt.

Es wird das Kleinmaß des Kantenabstandes angegeben. Bei Axial-Rillenkugellagern sind die Toleranzen für die Kantenabstände in axialer Richtung gleich denen in radialer Richtung.



Kantenkürzung, Hohlkehlenradius r_a von Welle und Gehäuse

Tabelle 19: Grenzwerte der Kantenabstände Toleranzwerte in mm

Nennkantenabstand	Lagerbohrung		Grenzwerte der Kantenabstände			
	d		Radial		Axial	
$r_{1s\ min}$	über	bis	$r_{1s\ min}$	$r_{1s\ max}$	$r_{2s\ min}$	$r_{2s\ max}$
0,05	-	-	0,05	0,10	0,05	0,20
0,08	-	-	0,08	0,16	0,08	0,30
0,10	-	-	0,10	0,20	0,10	0,40
0,15	-	-	0,15	0,30	0,15	0,60
0,20	-	-	0,20	0,50	0,20	0,80
0,30	-	40	0,30	0,60	0,30	1,00
	40	-	0,30	0,80	0,30	1,00
0,60	-	40	0,60	1,00	0,60	2,00
	40	-	0,60	1,30	0,60	2,00
1,00	-	50	1,00	1,50	1,00	3,00
	50	-	1,00	1,90	1,00	3,00
1,10	-	120	1,10	2,00	1,10	3,50
	120	-	1,10	2,50	1,10	4,00

4.2. Maß-, Form- und Lagetoleranzen nach DIN 620-2 – Radial-Kugellager

Tabelle 20: Maßbuchstaben und Toleranzsymbole

Maßbuchstabe	Tolerierte Eigenschaft nach DIN ISO 1132 / DIN 620	DIN ISO 1101 Bezeichnung Symbol
d	Nenndurchmesser der Bohrung	-
Δ_{dmp}	Abweichung des mittleren Bohrungsdurchmessers in einer Ebene	-
Δ_{ds}	Abweichung eines einzelnen Bohrungsdurchmessers vom Nennmaß	-
V_{dp}	Schwankung des Bohrungsdurchmessers in einer einzelnen radialen Ebene	Rundheit \bigcirc^1
V_{dmp}	Schwankung des mittleren Bohrungsdurchmessers	Parallelität //
D	Nennaußendurchmesser	-
Δ_{Dmp}	Abweichung des mittleren Außendurchmessers in einer Ebene	-
Δ_{Ds}	Abweichung eines einzelnen Außendurchmessers vom Nennmaß	-
V_{Dp}	Schwankung des Außendurchmessers in einer einzelnen radialen Ebene	Rundheit \bigcirc^1
V_{Dmp}	Schwankung des mittleren Außendurchmessers	Parallelität //
B	Nennbreite des Innenrings	-
Δ_{Bs}	Abweichung einer einzelnen Innenringbreite	-
V_{Bs}	Schwankung der Innenringbreite	Parallelität //
C	Nennbreite des Außenrings	-
Δ_{Cs}	Abweichung einer einzelnen Außenringbreite	-
V_{Cs}	Schwankung der Außenringbreite	Parallelität //
K_{ia}	Rundlauf des Innenrings am zusammengebauten Lager	Rundlauf \nearrow
K_{ea}	Rundlauf des Außenrings am zusammengebauten Lager	Rundlauf \nearrow
S_d	Planlauf der Stirnseite in Bezug auf die Bohrung	Planlauf \nearrow
S_D	Schwankung der Neigung der Mantellinie bezogen auf die Bezugsseitenfläche	Planlauf \nearrow
S_e	Schwankung der Scheibendicke der Gehäusescheibe bei Axiallagern (Axialschlag)	-
S_{ea}	Planlauf der Stirnseite in Bezug auf die Laufbahn des Außenrings am zusammengebauten Lager	Planlauf \nearrow
S_i	Schwankung der Scheibendicke der Wellenscheibe bei Axiallagern (Axialschlag)	-
S_{ia}	Planlauf der Stirnseite in Bezug auf die Laufbahn des Außenrings am zusammengebauten Lager	Planlauf \nearrow

¹⁾ Die Rundheit nach DIN ISO 1101 entspricht dem halben Toleranzwert der Schwankung der Einzeldurchmesser V_{dp} bzw. V_{Dp} nach DIN 620

Toleranzklasse PN-Normaltoleranz

Tabelle 21: Innenring – Toleranzwerte in μm

d		Δ_{dmp}		V_{dp}			V_{dmp}	K_{ia}	Δ_{Bs}		V_{Bs}
für Durchmesserreihe nach DIN 616											
[mm]		Abmaß		7,8,9	0,1	2,3,4			Abmaß		
über	bis	oberes	unteres		max.		max.	max.	oberes	unteres	max.
0,6 ¹⁾	2,5	0	-8	10	8	6	6	10	0	-40	12
2,5	10	0	-8	10	8	6	6	10	0	-120	15
10	18	0	-8	10	8	6	6	10	0	-120	20
18	30	0	-10	13	10	8	8	13	0	-120	20
30	50	0	-12	15	12	9	9	15	0	-120	20
50	80	0	-15	19	19	11	11	20	0	-150	25
80	120	0	-20	25	25	15	15	25	0	-200	25
120	180	0	-25	31	31	19	19	30	0	-250	30

Tabelle 22: Außenring – Toleranzwerte in μm

d		Δ_{Dmp}		V_{Dp}			V_{Dmp} ²⁾	K_{ea}	Δ_{Cs}	V_{Cs}
				Nicht abgedichtete Lager für Durchmesserreihe nach DIN 616			Lager mit Deck- oder Dichtscheiben			
[mm]		Abmaß		7,8,9	0,1	2,3,4				
über	bis	oberes	unteres		max.		max.	max.	max.	
2,5 ¹⁾	6	0	-8	10	8	6	10	6	15	
6	18	0	-8	10	8	6	10	6	15	
18	30	0	-9	12	9	7	12	7	15	
30	50	0	-11	14	11	8	16	8	20	identisch mit Δ_{Bs} und V_{Bs} für Innenring desselben Lagers (siehe Tabelle 21)
50	80	0	-13	16	13	10	20	10	25	
80	120	0	-15	19	19	11	26	11	35	
120	150	0	-18	23	23	14	30	14	40	
150	180	0	-25	31	31	19	38	19	45	
180	250	0	-30	38	38	23	-	23	50	
250	315	0	-35	44	44	26	-	26	60	

¹⁾ Dieser Durchmesser ist eingeschlossen

²⁾ Gilt vor dem Zusammenbau des Lagers und nachdem innere und/oder äußere Sprengringe entfernt sind

Toleranzklasse P6 – Eingeengte Toleranz

Tabelle 23: Innenring – Toleranzwerte in μm

d		Δ_{dmp}		V_{dp}			V_{dmp}	K_{ia}	Δ_{Bs}	V_{Bs}	
für Durchmesserreihe nach DIN 616											
[mm]		Abmaß		7,8,9	0,1	2,3,4			Abmaß		
über	bis	oberes	unteres		max.		max.	max.	oberes	unteres	max.
0,6 ¹⁾	2,5	0	-7	9	7	5	5	5	0	-40	12
2,5	10	0	-7	9	7	5	5	6	0	-120	15
10	18	0	-7	9	7	5	5	7	0	-120	20
18	30	0	-8	10	8	6	6	8	0	-120	20
30	50	0	-10	13	10	8	8	10	0	-120	20
50	80	0	-12	15	15	9	9	10	0	-150	25
80	120	0	-15	19	19	11	11	13	0	-200	25
120	180	0	-18	23	23	14	14	18	0	-250	30

Tabelle 24: Außenring – Toleranzwerte in μm

D		Δ_{Dmp}		V_{Dp}			V_{Dmp} ²⁾	K_{ea}	Δ_{Cs}	V_{Cs}
Nicht abgedichtete Lager für Durchmesserreihe nach DIN 616										
Lager mit Deck- oder Dichtscheiben										
[mm]		Abmaß		7,8,9	0,1	2,3,4				
über	bis	oberes	unteres		max.		max.	max.	max.	
2,5 ¹⁾	6	0	-7	9	7	5	9	5	8	
6	18	0	-7	9	7	5	9	5	8	
18	30	0	-8	10	8	6	10	6	9	
30	50	0	-9	11	9	7	13	7	10	identisch mit Δ_{Bs} und V_{Bs} für Innenring desselben Lagers (siehe Tabelle 23)
50	80	0	-11	14	11	8	16	8	13	
80	120	0	-13	16	16	10	20	10	18	
120	150	0	-15	19	19	11	25	11	20	
150	180	0	-18	23	23	14	30	14	23	
180	250	0	-20	25	25	15	-	15	25	
250	315	0	-25	31	31	19	-	19	30	

¹⁾ Dieser Durchmesser ist eingeschlossen

²⁾ Gilt vor dem Zusammenbau des Lagers und nachdem innere und/oder äußere Sprengringe entfernt sind

Toleranzklasse P5 – Eingegte Toleranz

Tabelle 25: Innenring – Toleranzwerte in μm

d		Δ_{dmp}	V_{dp}	V_{dmp}	K_{ia}	S_d	S_{ia}	Δ_{Bs}	V_{Bs}			
für Durchmesserreihe nach DIN 616												
[mm]		Abmaß		7,8,9	0,1,2,3,4				Abmaß			
über	bis	oberes	unteres	max.	max.	max.	max.	max.	oberes	unteres	max.	
0,6 ¹⁾	2,5	0	-5	5	4	3	4	7	7	0	-40	5
2,5	10	0	-5	5	4	3	4	7	7	0	-40	5
10	18	0	-5	5	4	3	4	7	7	0	-80	5
18	30	0	-6	6	5	3	4	8	8	0	-120	5
30	50	0	-8	8	6	4	5	8	8	0	-120	5
50	80	0	-9	9	7	5	5	8	8	0	-150	6
80	120	0	-10	10	8	5	6	9	9	0	-200	7
120	180	0	-13	13	10	7	8	10	10	0	-250	8

Tabelle 26: Außenring – Toleranzwerte in μm

D		Δ_{Dmp}	V_{Dp} ³⁾	V_{Dmp} ²⁾	K_{ea}	S_D	S_{ea}	Δ_{Cs}	V_{Cs}	
für Durchmesserreihe nach DIN 616										
[mm]		Abmaß		7,8,9	0,1,2,3,4					
über	bis	oberes	unteres	max.	max.	max.	max.	max.	max.	
2,5 ¹⁾	6	0	-5	5	4	3	5	8	8	5
6	18	0	-5	5	4	3	5	8	8	5
18	30	0	-6	6	5	3	6	8	8	5
30	50	0	-7	7	5	4	7	8	8	5
50	80	0	-9	9	7	5	8	8	10	6
80	120	0	-10	10	8	5	10	9	11	8
120	150	0	-11	11	8	6	11	10	13	8
150	180	0	-13	13	10	7	13	10	14	8
180	250	0	-15	15	11	8	15	11	15	10
250	315	0	-18	18	14	9	18	13	18	11

identisch mit Δ_{Bs} für Innenring desselben Lagers (siehe Tabelle 25)

¹⁾ Dieser Durchmesser ist eingeschlossen

²⁾ Gilt vor dem Zusammenbau des Lagers und nachdem innere und/ oder äußere Sprengringe entfernt sind

³⁾ Für Lager mit Deck- oder Dichtscheiben sind keine Werte festgelegt

Toleranzklasse P4 – Eingegängte Toleranz

Tabelle 27: Innenring – Toleranzwerte in μm

d		Δ_{dmp}	Δ_{ds}		Δ_{dp}		V_{dmp}	K_{ia}	S_{d}	$S_{\text{ia}}^{2)}$		Δ_{Bs}		V_{Bs}		
für Durchmesserreihen nach DIN 616																
0,1,2,3,4 7,8,9 0,1,2,3,4																
[mm]		Abmaß		Abmaß				Abmaß normal		Abmaß modifiziert ³⁾						
über	bis	oberes	unteres	oberes	unteres	max.	max.	max.	max.	max.	max.	oberes	unteres	oberes	unteres	max.
0,6 ¹⁾	2,5	0	-4	0	-4	4	3	2	2,5	3	3	0	-40	-	-	2,5
2,5	10	0	-4	0	-4	4	3	2	2,5	3	3	0	-40	0	-250	2,5
10	18	0	-4	0	-4	4	3	2	2,5	3	3	0	-80	0	-250	2,5
18	30	0	-5	0	-5	5	4	2,5	3	4	4	0	-120	0	-250	2,5
30	50	0	-6	0	-6	6	5	3	4	4	4	0	-120	0	-250	3
50	80	0	-7	0	-7	7	5	3,5	4	5	5	0	-150	0	-250	4
80	120	0	-8	0	-8	8	6	4	5	5	5	0	-200	0	-380	4
120	180	0	-10	0	-10	10	8	5	6	6	6	0	-250	0	-380	5
180	250	0	-12	0	-12	12	9	6	8	7	7	0	-300	0	-500	6

¹⁾ Dieser Durchmesser ist eingeschlossen

²⁾ Nur für Rillenkugellager und Schrägkugellager

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

Tabelle 28: Außenring – Toleranzwerte in μm

D		Δ_{Dmp}	Δ_{Ds}		$V_{\text{Dp}}^{3)}$		V_{Dmp}	K_{ea}	S_{D}	$S_{\text{ea}}^{2)}$		Δ_{Cs}	$\Delta_{\text{Cs mod.}}$	V_{Cs}
für Durchmesserreihen nach DIN 616														
0,1,2,3,4 7,8,9 0,1,2,3,4														
[mm]		Abmaß		Abmaß				Abmaß normal		Abmaß modifiziert ³⁾				
über	bis	oberes	unteres	oberes	unteres	max.	max.	max.	max.	max.	max.			max.
2,5 ¹⁾	6	0	-4	0	-4	4	3	2	3	4	5	Δ_{Cs} und $\Delta_{\text{Cs mod.}}$ sind identisch mit Δ_{Bs} und $\Delta_{\text{Bs mod.}}$ für Innenring desselben Lagers (siehe Tabelle 27)		2,5
6	18	0	-4	0	-4	4	3	2	3	4	5			2,5
18	30	0	-5	0	-5	5	4	2,5	4	4	5			2,5
30	50	0	-6	0	-6	6	5	3	5	4	5			2,5
50	80	0	-7	0	-7	7	5	3,5	5	4	5			3
80	120	0	-8	0	-8	8	6	4	6	5	6			4
120	150	0	-9	0	-9	9	7	5	7	5	7			5
150	180	0	-10	0	-10	10	8	5	8	5	8			5
180	250	0	-11	0	-11	11	8	6	10	7	10			7
250	315	0	-13	0	-13	13	10	7	11	8	10			7
315	400	0	-15	0	-15	15	11	8	13	10	13		8	

¹⁾ Dieser Durchmesser ist eingeschlossen

²⁾ Nur für Rillenkugellager

³⁾ Für Lager mit Deck- oder Dichtscheiben sind keine Werte festgelegt

4.3. Maßtoleranzen Radial-Kugellager mit Flansch

Tabelle 29: Flanschdicke und Flanschaußendurchmesser – Toleranzwerte in μm

Nenndurchmesser		Flanschdicke (B_f)				Nennaußendurchmesser		Flanschaußendurchmesser (D)			
Bohrung		Δ_{Cis}				Lager		Δ_{Dis}			
d [mm]		P0 und P6		P5 und P4		D [mm]		P0 und P6		P5 und P4	
über	bis	oberes	unteres	oberes	unteres	über	bis	oberes	unteres	oberes	unteres
0	2,5	0	-50	0	-50	2,5	6	125	-50	0	-25
2,5	10	0	-50	0	-50	6	18	125	-50	0	-25
10	18	0	-120	0	-80	18	30	330	-52	0	-52
18	30	0	-120	0	-120	30	50	390	-62	0	-62
30	50	0	-120	0	-120	50	80	460	-74	0	-74
50	80	0	-120	0	-120	80	120	540	-87	0	-87
80	120	0	-150	0	-150	120	150	630	-100	0	-100
120	150	0	-200	0	-200	150	180	630	-100	0	-100
150	180	0	-250	0	-250						

4.4. Maß-, Form- und Lagetoleranzen nach 620-3 – Axial-Kugellager

Toleranzklasse PN - Normaltoleranz, P6 und P5

Tabelle 30: Toleranzen des Bohrungsdurchmessers für Wellenscheiben – Toleranzwerte in μm

d und d 1		Δ_{dmp}		V_{dp}
[mm]		Abmaß		
über	bis	oberes	unteres	max.
-	18	0	-8	6
18	30	0	-10	8
30	50	0	-12	9
50	80	0	-15	11
80	120	0	-20	15
120	180	0	-25	19

Toleranzklasse PN - Normaltoleranz

Tabelle 31: Schwankung der Scheibendicke für Wellen- und Gehäusescheiben – Toleranzwerte in μm

D		S_i	S_e
[mm]			
über	bis	max.	max.
-	18	10	
18	30	10	Identisch mit S_i für die Wellenscheibe desselben Lagers
30	50	10	
50	80	10	
80	120	15	
120	180	15	

Toleranzklasse PN - Normaltoleranz, P6 und P5

Tabelle 32: Toleranzen des Außendurchmessers für Gehäusescheiben – Toleranzwerte in μm

D		Δ_{Dmp}		V_{dp}
[mm]		Abmaß		
über	bis	oberes	unteres	max.
10	18	0	-11	8
18	30	0	-13	10
30	50	0	-16	12
50	80	0	-19	14
80	120	0	-22	17
120	180	0	-25	19
180	250	0	-30	23

Toleranzen der Lagerhöhe

Tabelle 33: Toleranzen der Nennhöhe eines einseitig wirkenden Lagers – Toleranzwerte in μm

D		H	
[mm]		Abmaß	
über	bis	oberes	unteres
-	30	20	-250
30	50	20	-250
50	80	20	-300
80	120	25	-300
120	180	25	-400

4.5. Maß-, Form- und Lagetoleranzen Kreuzrollenlager KRLC/KRLH/KRLF- Reihe

Tabelle 34: Innenring-Toleranzwerte in μm

d		Δ_{dmp}					
[mm]		PN, P5, P4, P2		PS5		PS4, PS2	
über	bis	Abmaß		Abmaß		Abmaß	
		oberes	unteres	oberes	unteres	oberes	unteres
-	18	0	-8	-	-	-	-
18	30	0	-10	0	-6	0	-5
30	50	0	-12	0	-8	0	-6
50	80	0	-15	0	-9	0	-7
80	120	0	-20	0	-10	0	-8
120	150	0	-25	0	-13	0	-10
150	180	0	-25	0	-13	0	-10
180	250	0	-30	0	-15	0	-12
250	315	0	-35	0	-18	-	-

Tabelle 35: Außenring-Toleranzwerte in μm

D		Δ_{Dmp}					
[mm]		PN, P5, P4, P2		PS5		PS4, PS2	
über	bis	Abmaß		Abmaß		Abmaß	
		oberes	unteres	oberes	unteres	oberes	unteres
18	30	0	-9	-	-	-	-
30	50	0	-11	0	-7	0	-6
50	80	0	-13	0	-9	0	-7
80	120	0	-15	0	-10	0	-8
120	150	0	-18	0	-11	0	-9
150	180	0	-25	0	-13	0	-10
180	250	0	-30	0	-15	0	-11
250	315	0	-35	0	-18	0	-13

KRLF-Reihe mit Breite 5 mm

Tabelle 36: Innen- und Außenring-Toleranzwerte in μm

d / D		Δ_{dmp}		Δ_{Dmp}	
[mm]		Innenring		Außenring	
über	bis	Abmaß		Abmaß	
		oberes	unteres	oberes	unteres
10	20	0	-8	0	-9
20	30	0	-8	0	-9
30	40	0	-10	0	-13
40	50	0	-10	0	-13

KRL-Reihe

Tabelle 37: Innen- und Außenring-Toleranzwerte in μm

d / D		Δ_{dmp}		Δ_{Dmp}	
[mm]		Innenring		Außenring	
über	bis	Abmaß		Abmaß	
		oberes	unteres	oberes	unteres
-	18	0	-8	-	-
18	30	0	-10	0	-9
30	50	0	-12	0	-11
50	80	0	-15	0	-13
80	120	0	-20	0	-15
120	150	0	-25	0	-18
150	180	0	-25	0	-25
180	315	0	-30	0	-30

KRLF-Reihe: Rund- und Planlauf- sowie Breittoleranzen

Tabelle 38: Innenring-Toleranzwerte in μm

Bezeichnung	K_{ia} / S_{ia}				Δ_{Bs}	
	PN	P5	P4	P2	Abmaß	
	max.	max.	max.	max.	oberes	unteres
KRLF 1008	13	4	3	2,5	0	-70
KRLF 2012	13	4	3	2,5	0	-70
KRLF 3515	15	5	4	2,5	0	-70
KRLF 5515	20	5	4	2,5	0	-70
KRLF 8022	25	5	4	2,5	0	-70
KRLF 9025	25	6	5	2,5	0	-70
KRLF 11528	30	6	5	2,5	0	-80
KRLF 16035	50	8	6	5	0	-80

Tabelle 39: Außenring-Toleranzwerte in μm

Bezeichnung	K_{ea} / S_{ea}				Δ_{Cs}	
	PN	P5	P4	P2	Abmaß	
	max.	max.	max.	max.	oberes	unteres
KRLF 1008	25	8	5	4	0	-70
KRLF 2012	25	8	5	4	0	-70
KRLF 3515	25	10	6	5	0	-70
KRLF 5515	35	10	6	5	0	-70
KRLF 8022	40	12	8	5	0	-70
KRLF 9025	45	15	10	7	0	-70
KRLF 11528	50	15	10	7	0	-80
KRLF 16035	50	18	11	7	0	-80

KRLF-Reihe mit Breite 5 mm: Rund- und Planlauf- sowie Breittoleranzen

Tabelle 40: Innenring-Toleranzwerte in μm

d	K_{ia} / S_{ia}	Δ_{Bs}					
			PN	P6	P5	P4	
[mm]		Abmaß					
über	bis	max.	max.	max.	max.	oberes	unteres
10	20	13	8	4	3	0	-75
20	30	13	8	5	4	0	-75
30	40	13	10	5	4	0	-75
40	50	15	10	5	4	0	-75

Tabelle 41: Außenring-Toleranzwerte in μm

D	K_{ea} / S_{ea}	Δ_{Cs}					
			PN	P6	P5	P4	
[mm]		Abmaß					
über	bis	max.	max.	max.	max.	oberes	unteres
40	50	20	10	7	5	0	-75
50	60	20	13	8	5	0	-75
60	70	25	13	8	5	0	-75
70	80	25	13	8	5	0	-75

KRL-Reihe: Rund- und Planlauf- sowie Breittoleranzen

Tabelle 42: Innenring-Toleranzwerte in μm

d	K_{ia} / S_{ia}	Δ_{Bs}					
			PN	P6	P5	P4	
[mm]		Abmaß					
über	bis	max.	max.	max.	max.	oberes	unteres
-	18	10	-	-	-	0	-120
18	40	13	-	-	-	0	-120
40	65	13	10	5	4	0	-120
65	80	15	10	5	4	0	-120
80	100	15	13	6	5	0	-120
100	120	20	13	6	5	0	-120
120	140	25	18	8	6	0	-120
140	180	25	18	8	6	0	-120
180	200	30	20	10	8	0	-120

Tabelle 43: Außenring-Toleranzwerte in μm

D		K_{ea} / S_{ea}				Δ_{Cs}	
[mm]		PN	P6	P5	P4	Abmaß	
über	bis	max.	max.	max.	max.	oberes	unteres
-	65	13	11	-	-	0	-120
65	80	13	11	8	5	0	-120
80	100	15	13	10	6	0	-120
100	120	15	13	10	6	0	-120
120	140	20	15	11	7	0	-120
140	180	25	20	11	7	0	-120
180	200	25	20	15	10	0	-120
200	250	30	25	15	10	0	-120

KRLC-/KRLH-Reihe: Rund- und Planlauf- sowie Breittoleranzen

Tabelle 44: Innenring-Toleranzwerte in μm

d		K_{ia} / S_{ia}				Δ_{Bs}			
[mm]		PN	P5, P5S	P4, P4S	P2, P2S	KRLC		KRLH	
über	bis	max.	max.	max.	max.	Abmaß		Abmaß	
						oberes	unteres	oberes	unteres
18	30	13	4	3	2,5	0	-70	0	-75
30	50	15	5	4	2,5	0	-70	0	-75
50	80	20	5	4	2,5	0	-70	0	-75
80	120	25	6	5	2,5	0	-70	0	-75
120	150	30	8	6	2,5	0	-80	0	-75
150	180	30	8	6	5	0	-80	0	-75
180	250	40	10	8	5	0	-80	0	-75
250	315	50	13	10	7	0	-80	0	-75

Tabelle 45: Außenring-Toleranzwerte in μm

D		K_{ea} / S_{ea}				Δ_{Cs}			
[mm]		PN	P5, P5S	P4, P4S	P2, P2S	KRLC		KRLH	
über	bis	max.	max.	max.	max.	Abmaß		Abmaß	
						oberes	unteres	oberes	unteres
30	50	20	7	5	2,5	0	-90	0	-75
50	80	25	8	5	4	0	-90	0	-75
80	120	35	10	6	5	0	-90	0	-75
120	150	40	11	7	5	0	-100	0	-75
150	180	45	13	8	5	0	-100	0	-75
180	250	50	15	10	7	0	-100	0	-75
250	315	60	18	11	7	0	-130	0	-75

5. Tragzahlen

5.1. Dynamische Tragzahl C

Die dynamische Tragzahl gemäß DIN ISO 281 ist als die konstant wirkende Lagerbelastung definiert, bei der sich eine nominelle Lebensdauer L_{10} von einer Million Umdrehungen ergibt.

Hierbei gilt zu beachten, dass sich die dynamische Tragzahl für Radiallager auf eine rein radial wirkende und für Axiallager auf eine rein axial wirkende Belastung bezieht. Dementsprechend wird zwischen den Bezeichnungen „ C_r “ für die radiale dynamische Tragzahl und „ C_a “ für die axiale dynamische Tragzahl differenziert.

5.2. Statische Tragzahl C_0

Übermäßige Belastungen können zu plastischen Verformungen der Wälzkörper und/oder der Laufbahnen führen und damit die Leistungsfähigkeit eines Lagers beeinträchtigen.

Die statische Tragzahl C_0 nach DIN ISO 76 ist die konstant wirkende statische Belastung, bei der folgende maximale Hertz'sche Flächenpressungen im Wälzkontakt (Kontaktstelle zwischen Wälzkörper und Laufbahn) entstehen:

- 4600 MPa bei Pendelkugellagern
- 4200 MPa bei allen anderen Kugellagern
- 4000 MPa bei allen Rollenlagern

Diese Maximalspannungen führen zu einer plastischen Gesamtverformung von Wälzkörper und Laufbahn, die ca. 1/10000 des Wälzkörperdurchmessers entspricht. Erfahrungen haben gezeigt, dass diese Verformung in den meisten Anwendungsfällen keinen Einfluss auf die Lagerperformance hat und folglich zulässig ist.

Hierbei gilt zu beachten, dass sich die statische Tragzahl für Radiallager auf eine rein radial wirkende und für Axiallager auf eine rein axial wirkende Belastung bezieht. Daher wird zwischen den Bezeichnungen „ C_{0r} “ für die radiale statische Tragzahl und „ C_{0a} “ für die axiale statische Tragzahl differenziert.

6. Äquivalente Lagerbelastungen

6.1. Dynamisch äquivalente Lagerbelastung P

Die dynamisch äquivalente Belastung wird bei Anwendungsfällen, bei denen das Wälzlager mit einer Drehzahl $> 33 \text{ min}^{-1}$ rotiert, zur Berechnung der Lebensdauer herangezogen.

In den meisten Applikationen werden Wälzlager sowohl radialen als auch axialen Lasten ausgesetzt. Um die Lebensdauer berechnen zu können, müssen diese kombinierten Belastungen zunächst in einer Rechengröße, der dynamischen äquivalenten Belastung P, zusammengefasst werden.

Diese rechnerische Ersatzbelastung P ist eine in Größe und Richtung konstante rein radiale Last bei Radiallagern und rein axiale Last bei Axiallagern, die gleichermaßen Auswirkung auf die Lebensdauer hat, wie die tatsächlich wirkenden Belastungen.

Die dynamisch äquivalente Belastung P lässt sich für Radial- und Schrägkugellager gemäß folgender Formel ermitteln:

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

P_0 [N] Statisch äquivalente Belastung
 F_r [N] Radiallast
 F_a [N] Axiallast
 X [-] Radialfaktor des Lagers
 Y [-] Axialfaktor des Lagers

Lagerluft Normal

Tabelle 46: Ermittlung der Berechnungsfaktoren X und Y für Radialrillenkugellager

$f_0 \times F_a / C_{0r}$	e	$F_a / F_r \leq e$		$F_a / F_r > e$	
		X	Y	X	Y
0,172	0,19	1	0	0,56	2,30
0,345	0,22	1	0	0,56	1,99
0,689	0,26	1	0	0,56	1,71
1,030	0,28	1	0	0,56	1,55
1,380	0,30	1	0	0,56	1,45
2,070	0,34	1	0	0,56	1,31
3,450	0,38	1	0	0,56	1,15
5,170	0,42	1	0	0,56	1,04
6,890	0,44	1	0	0,56	1,00

Tabelle 47: Ermittlung der dynamischen äquivalenten Belastung für Radialschrägkugellager

Druckwinkel		Einzellager	gepaart DB oder DF
15°	$F_a/F_r \leq 0,55$	$P = F_r$	$P = F_r + 1,25 \times F_a$
	$F_a/F_r > 0,55$	$P = 0,45 \times F_r + F_a$	$P = 0,72 \times F_r + 1,63 \times F_a$
25°	$F_a/F_r \leq 0,68$	$P = F_r$	$P = F_r + 0,92 \times F_a$
	$F_a/F_r > 0,68$	$P = 0,41 \times F_r + 0,87 \times F_a$	$P = 0,66 \times F_r + 1,41 \times F_a$
30°	$F_a/F_r \leq 0,80$	$P = F_r$	$P = F_r + 0,78 \times F_a$
	$F_a/F_r > 0,80$	$P = 0,39 \times F_r + 0,76 \times F_a$	$P = 0,63 \times F_r + 1,24 \times F_a$
40°	$F_a/F_r \leq 1,14$	$P = F_r$	$P = F_r + 0,55 \times F_a$
	$F_a/F_r > 1,14$	$P = 0,35 \times F_r + 0,57 \times F_a$	$P = 0,56 \times F_r + 1,93 \times F_a$
45°	$F_a/F_r \leq 1,35$	$P = F_r$	$P = F_r + 0,46 \times F_a$
	$F_a/F_r > 1,35$	$P = 0,33 \times F_r + 0,50 \times F_a$	$P = 0,53 \times F_r + 0,81 \times F_a$

6.2. Statisch äquivalente Lagerbelastung P_0

Die statisch äquivalente Lagerbelastung wird bei Anwendungsfällen, bei denen das Wälzlager stillsteht, mit einer Drehzahl $\leq 33 \text{ min}^{-1}$ rotiert oder langsame Schwenkbewegungen ausführt, zur Bestimmung der statischen Tragsicherheit S_0 herangezogen.

In den meisten Applikationen werden Wälzlager sowohl radialen als auch axialen Lasten ausgesetzt. Um diesen Belastungszustand hinsichtlich der statischen Tragzahl C_0 bewerten bzw. die statische Tragsicherheit S_0 bestimmen zu können, muss zunächst die Gesamtbelastung des Wälzlagers in einer Rechengröße, der statisch äquivalenten Belastung P_0 , zusammengefasst werden.

Diese hypothetische Belastung P_0 ist eine in Größe und Richtung konstante rein radiale Last bei Radiallagern und rein axiale Last bei Axiallagern, die zu gleichen Druckspannungen und Verformungen führt, wie die tatsächlich wirkende kombinierte Belastung.

Die statisch äquivalente Belastung P_0 lässt sich für Radialkugellager gemäß folgender Formel ermitteln:

$$\frac{F_a}{F_r} > 0,8 : P_0 = 0,6 \times F_r + 0,5 \times F_a$$

$$\frac{F_a}{F_r} \leq 0,8 : P_0 = F_r$$

- P_0 [N] Statisch äquivalente Belastung
- F_r [N] Radiallast
- F_a [N] Axiallast

7. Lebensdauer und Tragfähigkeit

Die Auswahl einer Lagerspezifikation sollte stets unter Berücksichtigung der anwendungsspezifischen Betriebsbedingungen erfolgen. In diesem Kontext gilt es für dynamisch beanspruchte Wälzlager insbesondere die dynamische Tragfähigkeit, welche durch die nominelle Lebensdauer L_{10} bzw. L_{10h} beschrieben wird, zu betrachten. Analog sollte für statische Belastungsfälle eine Betrachtung der statischen Tragsicherheit, welche über den Faktor S_0 definiert ist, erfolgen.

Hierbei gilt zu berücksichtigen, dass ein dynamischer Lastfall vorliegt, wenn sich das Wälzlager mit einer Drehzahl $> 33 \text{ min}^{-1}$ dreht, was für die meisten Anwendungsfälle zutreffend ist.

In einigen Sonderapplikationen hingegen liegen statische Beanspruchungen vor. Dies ist der Fall, wenn das Wälzlager stillsteht, mit einer Drehzahl $\leq 33 \text{ min}^{-1}$ rotiert oder langsame Schwenkbewegungen ausführt.

7.1. Nominelle Lebensdauer L_{10} bzw. L_{10h}

Bei einem umlaufenden Wälzlager besteht zwischen der Belastung und der Laufzeit des Lagers bis zur Werkstoffermüdung ein funktioneller Zusammenhang. Beim Überrollen der Laufbahnen treten Wechselspannungen auf, die nach einer bestimmten Anzahl von Lastwechseln zur Ermüdung des Werkstoffes an der Laufbahn- bzw. Wälzkörperoberfläche führen.

Die entsprechende Anzahl der Umdrehungen, die von 90% einer ausreichend großen Gruppe gleicher Wälzlager, bei konstanter Drehzahl und identischen Betriebszuständen, bis zu dem zuvor beschriebenen Ermüdungsschaden erreicht wird, stellt die nominelle Lebensdauer nach DIN ISO 281 dar.

Die Berechnung der nominellen Lebensdauer erfolgt nach der Gleichung:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Die zuvor aufgeführte Berechnung liefert ein Ergebnis für die nominelle Lebensdauer L_{10} in Millionen Umdrehungen. Eine Umrechnung in Stunden kann mittels folgender Formel vorgenommen werden:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times n} \times L_{10}$$

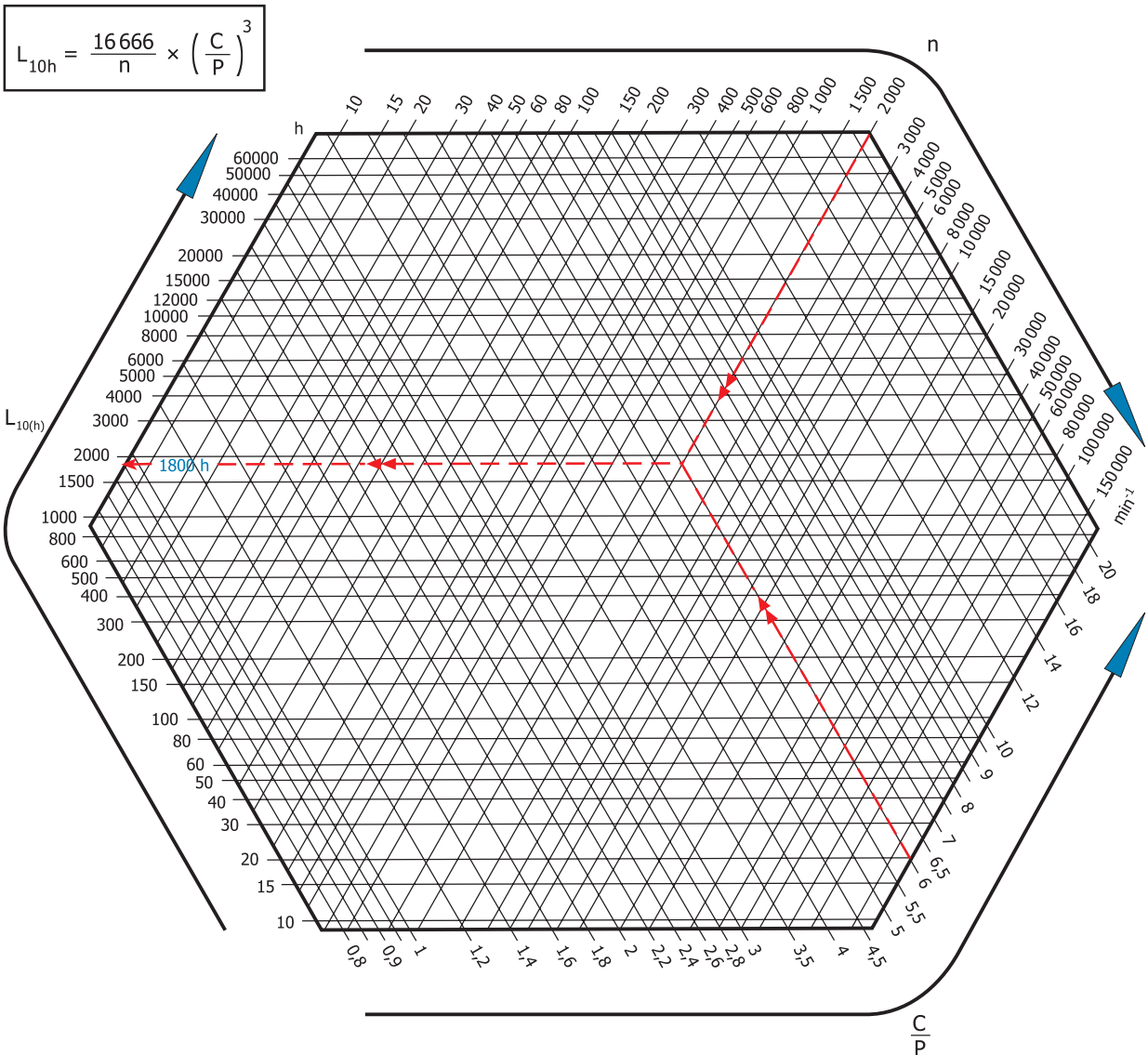
L_{10}	[10^6 Umdrehungen]	Nominelle Lebensdauer
L_{10h}	[h]	Nominelle Lebensdauer
C	[N]	Dynamische Tragzahl
P	[N]	Dynamische äquivalente Belastung
p	[-]	Lebensdauerexponent (Kugellager: $p = 3$, Rollenlager: $p = 10/3$)
n	[min^{-1}]	Drehzahl

In vereinfachter Weise kann die nominelle Wälzgerlebensdauer L_{10h} auch anhand der folgenden Netztafel graphisch ermittelt werden:

Berechnungsbeispiel
Präzisions Miniatur-Kugellager 636:

Gegeben: $C = 3\,300\text{ N}$
 $P = 550\text{ N}$
 $n = 2\,000\text{ min}^{-1}$

für $C/P = 6$ und $n = 2\,000\text{ min}^{-1}$
ist oben abzulesen: $L_{10h} = 1\,800\text{ h}$



7.2. Erweiterte modifizierte Lebensdauer L_{nm} bzw. L_{nmh}

Wie unter 7.1. beschrieben ist die nominelle Lebensdauer L_{10} bzw. L_{10h} von der dynamischen Tragzahl C [N], der dynamisch äquivalenten Belastung P [N] und der Drehzahl n [min^{-1}] abhängig.

Erfahrungen zeigen jedoch, dass viele weitere Parameter, wie die Schmierungsbedingungen, die Sauberkeit sowie die werkstoffabhängige Ermüdungsgrenzbelastung, die Gebrauchsdauer eines Lagers signifikant beeinflussen.

Um diese Faktoren rechnerisch zu berücksichtigen, wird die erweiterte modifizierte Lebensdauer L_{nm} bzw. L_{nmh} nach DIN ISO 281 genutzt:

$$L_{nm} = a_1 \times a_{ISO} \times L_{10} = a_1 \times a_{ISO} \times \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Die Berechnung für die erweiterte Lebensdauer L_{nm} liefert ein Ergebnis in Millionen Umdrehungen. Eine Umrechnung in Stunden kann gemäß folgender Formel erfolgen:

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 \times n} \times L_{nm}$$

L_{nm}	[10^6 Umdrehungen]	Erweiterte Lebensdauer
L_{10}	[10^6 Umdrehungen]	Nominelle Lebensdauer
L_{nmh}	[h]	Erweiterte Lebensdauer
a_1	[-]	Beiwert für die Erlebenswahrscheinlichkeit
a_{ISO}	[-]	Beiwert für die Betriebsbedingungen
C	[N]	Dynamische Tragzahl
P	[N]	Dynamisch äquivalente Belastung
p	[-]	Lebensdauerexponent (Kugellager: $p=3$, Rollenlager: $p=10/3$)
n	[min^{-1}]	Drehzahl

Beiwert für die Erlebenswahrscheinlichkeit a_1 :

Gemäß DIN ISO 281 kann die erweiterte modifizierte Lebensdauerberechnung für unterschiedliche Erlebenswahrscheinlichkeiten berechnet werden. In der Wälzlagertechnik hat sich eine Zuverlässigkeit von 90% bzw. eine Ausfallwahrscheinlichkeit von 10%, was gemäß Norm einem a_1 -Beiwert von „1“ entspricht, als Standard etabliert.

Für abweichende Erlebenswahrscheinlichkeiten sind entsprechende a_1 -Beiwerte gemäß DIN ISO 281 wie folgt festgelegt:

Tabelle 48: Beiwerte a_1 für verschiedene Erlebenswahrscheinlichkeiten

Zuverlässigkeit [%]	Erweitert modifizierte Lebensdauer L_{nm}	Beiwert a_1
90,00	L_{10m}	1,000
95,00	L_{5m}	0,640
96,00	L_{4m}	0,550
97,00	L_{3m}	0,470
98,00	L_{2m}	0,370
99,00	L_{1m}	0,250
99,20	$L_{0,8m}$	0,220
99,40	$L_{0,6m}$	0,190
99,60	$L_{0,4m}$	0,160
99,80	$L_{0,2m}$	0,120
99,90	$L_{0,1m}$	0,093
99,92	$L_{0,08m}$	0,087
99,94	$L_{0,06m}$	0,080
99,95	$L_{0,05m}$	0,077

Beiwert für die Betriebsbedingungen a_{ISO} :

Der Beiwert a_{ISO} wird durch eine Funktion beschrieben, die den Einfluss der Betriebstemperatur, des Schmierstoffes, der Ermüdungsgrenzbelastung, der äquivalenten Lagerbelastung, des Verunreinigungsgrads und der Filtrierung berücksichtigt.

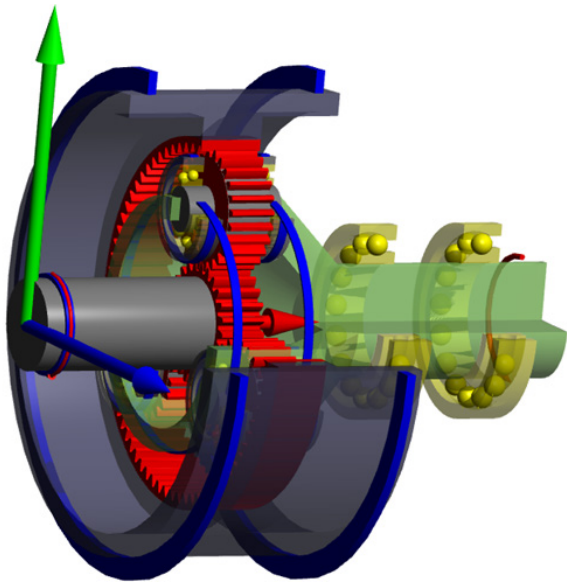
Für die Berechnung Ihres konkreten Anwendungsfalls konsultieren Sie bitte die SBN-Anwendungingenieure.

7.3. Modifizierte Referenzlebensdauer L_{10mr} bzw. L_{10mrh}

Abweichend von den zuvor aufgeführten Berechnungsverfahren, die auf der Annahme eines starren/steifen Lagers basieren, wird bei der Berechnung der modifizierte Referenzlebensdauer nach ISO/TS 16281 bzw. DIN 26281 die Lastverteilung im Wälzlager mittels Scheibenmodell bestimmt und u. a. folgende weitere Einflussfaktoren berücksichtigt:

- Betriebsspiel
- Elastisches Federungsverhalten der jeweiligen Wälzkontakte
- Elastisches Verhalten von Wellen und Gehäusen
- Fliehkräfte
- Innere Wälzlagergeometrie
- Kontaktspannungen der jeweiligen Wälzkontakte
- Kippmomente
- Passungen
- Schmierstoff
- Temperatureinflüsse
- Verunreinigungsgrad

Aufgrund der Komplexität dieser Berechnungsmethode erfordert diese Verfahren den Einsatz einer geeigneten Software.



Bitte konsultieren Sie für Ihre spezifische Berechnungen die SBN-Anwendungsingenieure.

7.4. Statische Tragsicherheit S_0

Wie unter 5.2 beschrieben, entspricht die statische Tragzahl C_0 einer konstant wirkenden statischen Belastung, bei der die resultierenden Maximalspannungen zu einer plastischen Gesamtverformung von Wälzkörper und Laufbahn von ca. 1/10000 des Wälzkörperdurchmessers führen. Erfahrungen haben gezeigt, dass größere Verformungen Beeinträchtigungen der Lagerperformance nach sich ziehen können.

Die statische Tragsicherheit S_0 stellt einen Sicherheitsfaktor dar, der das Verhältnis zwischen der zuvor beschriebenen statischen Tragzahl C_0 und den anwendungsspezifischen Belastungen, die wie unter 6.2 erörtert zu einer statisch äquivalente Belastung P_0 zusammengefasst werden, abbildet.

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

S_0 [-] Statische Tragsicherheit

C_0 [N] Statische Tragzahl

P_0 [N] Statisch äquivalente Belastung

In Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen ergeben sich für die statische Tragsicherheit S_0 folgende Richtwerte:

Tabelle 49: Anhaltspunkte zur erforderlichen Tragsicherheit

Betriebsbedingungen	Statische Tragsicherheit S_0
ruhiger, erschütterungsarmer Betrieb	$\geq 0,5$
normaler Betrieb	$\geq 1,0$
Betrieb bei Stoßbelastung	$\geq 2,0$
Lagerung mit hohen Ansprüchen an Laufgenauigkeit und Ruhe	$\geq 3,0$

Wir halten ständig über 7 Millionen Artikel mit durchgängiger Verfügbarkeit in unserem Lager bereit.

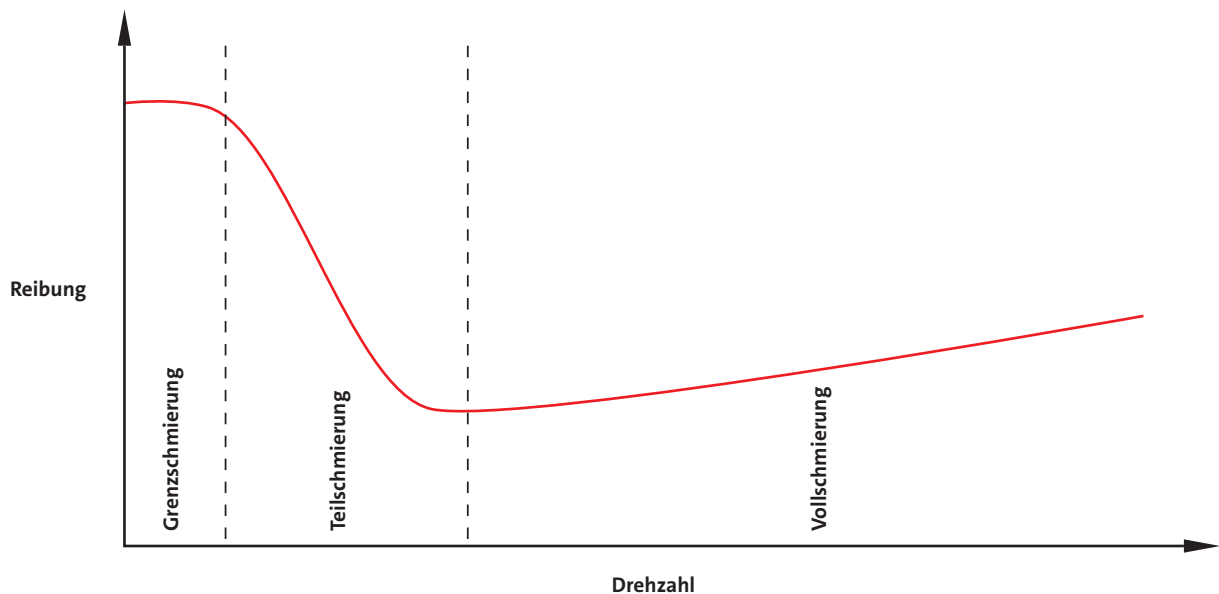


8. Schmierstoffe

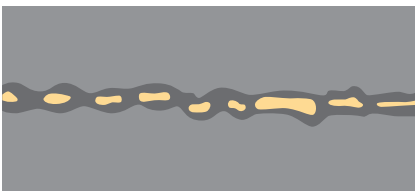
Durch die Verwendung eines geeigneten Schmierstoffes soll der Kontakt zwischen den einzelnen Wälzlagerbauteilen vermieden und ein verschleiß- und reibungsarmer Betrieb sichergestellt werden.

Wälzlager durchlaufen jedoch unterschiedliche Betriebspunkte und damit ändert sich auch stetig die tragende Schmierfilmdicke.

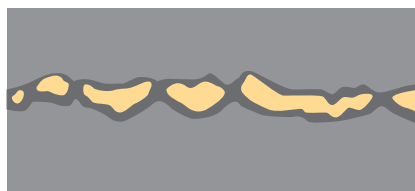
Im ungünstigsten Fall kann sich kein volltragender Schmierfilm ausbilden und folglich kann es zum Kontakt zwischen den Oberflächen der einzelnen Wälzlagerbauteile kommen. Hier kommen nun Additive zum Einsatz, die über eine chemische Reaktion eine schmierwirksamen Schicht auf den Oberflächen der Reibpartner erzeugen.



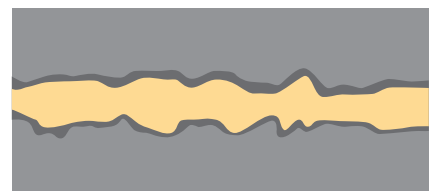
Grenzschmierung



Teilschmierung



Vollschmierung



In einigen Anwendungsfällen kann eine Grenzschmierung, bei der es zum Oberflächenkontakt kommt, nicht vermieden werden. Um extremen Verschleiß, der mit einem frühzeitigen Lagerausfall einhergehen kann, vorzubeugen, sind Schmierstoffe mit geeigneter Additivierung einzusetzen.

Bei der Teilschmierung ist die Schmierfilmdicke nicht ausreichend, um den Oberflächenkontakt vollständig zu verhindern. In diesem Fall sind Schmierstoffe mit geeigneten Verschleißschutzadditiven einzusetzen.

Die Vollschmierung beschreibt den Idealzustand, bei der die Schmierfilmdicke ausreichend ist, um den Oberflächenkontakt vollständig zu verhindern.

Darüber hinaus nimmt die Schmierung weitere wichtige Funktionen ein, die sich zusammenfassend wie folgt darstellen:

Minimierung von Reibung und Verschleiß

Durch einen Ölfilm wird der Kontakt zwischen den einzelnen Wälzlagerbauteilen verhindert bzw. minimiert, wodurch ein verschleiß- und reibungsarmer Betrieb sichergestellt wird.

Korrosionsschutz

Das Lager wird vor Korrosionsbildung geschützt.

Schutz vor Eintritt von Fremdpartikeln

Eine geeignete Schmierung kann dazu beitragen, den Eintritt von Fremdpartikeln in das Lager zu verhindern und somit potenziellen Lagerschäden, die durch Verunreinigungen hervorgerufen werden können, vorzubeugen.

Verlängerung der Lagerlebensdauer

Ein starker Schmierfilm und somit eine ausreichende Trennung der einzelnen Wälzlagerbauteile kann zu einer signifikanten Verlängerung der Lagerlebensdauer führen.

Abführung von Reibungswärme und Verunreinigungen (Ölschmierung)

Eine Umlaufschmierung kann dazu beitragen Reibungswärme und Verunreinigungs- bzw. Verschleißpartikel abzuführen.

8.1. Schmierverfahren

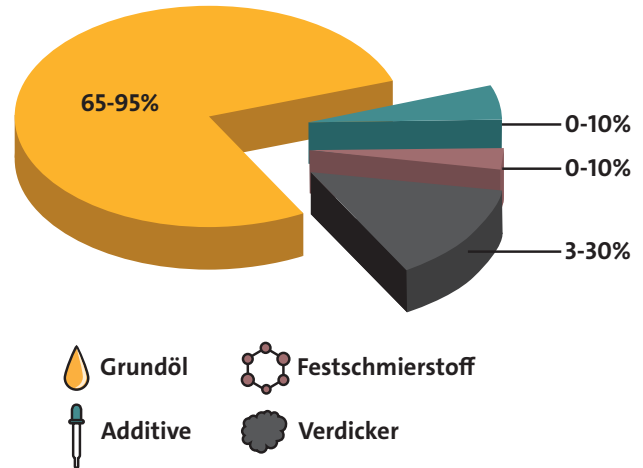
Je nach Anwendungsfall und Betriebsbedingungen können Wälzlager mit Fett, Öl und in einigen Sonderanwendungen auch mit Festschmierstoffen geschmiert werden.

Die Ölschmierung bietet eine ausgezeichnete Schmierleistung, jedoch stellt die Fettschmierung mit ca. 90% Anteil bei der Wälzlagerschmierung das am häufigsten eingesetzte Schmierverfahren dar. Dies lässt sich darauf zurückführen, dass die Fettschmierung einen geringen konstruktiven Aufwand nach sich zieht und es sich hierbei i. d. R. um eine wartungsfreie Lebensdauerschmierung handelt und somit keine zusätzlichen Nachschmiereinrichtungen erforderlich sind.

8.1.1. Schmierfette

8.1.1.1. Aufbau und Eigenschaften von Schmierfetten

Als Fette werden konsistente Schmierstoffe bezeichnet, deren Eigenschaften im Wesentlichen durch das verwendete Grundöl und den eingesetzten Verdicker sowie die ggf. zugegebenen Additive und Festschmierstoffe definiert werden.



Grundöl

Die Schmierleistung eines Fettes wird wesentlich durch die Eigenschaften des verwendeten Grundöls charakterisiert. Als Grundöl für Schmierfette werden Mineralöle, Ester oder synthetische Öle eingesetzt, wobei niedrigviskose Grundöle insbesondere für den Einsatz bei hohen Drehzahlen geeignet sind und durch ein gutes Tieftemperaturverhalten sowie eine ausgezeichnete Förderbarkeit hervorragen.

Hochviskose Grundöle hingegen zeichnen sich durch geringe Verdampfungsverluste sowie ein gutes Haftungsvermögen aus und finden vorzugsweise in Hochtemperaturapplikationen mit geringen Drehzahlen und/oder hohen Lasten Anwendung.

Tabelle 50: Vergleich der Schmierverfahren

	Fettschmierung	Ölschmierung
Konstruktionsaufwand	Einfach	Kann komplex sein
Wartungsaufwand	I.d.R. wartungsfrei	Höherer Wartungsaufwand durch kürzere Wechselfristen
Drehzahleignung	Geringer als bei Ölschmierung	Für sehr hohe Drehzahlen geeignet
Wärmeabfuhr	Schlechter als bei Ölschmierung	Sehr gute Wärmeabfuhr durch Ölkreislauf
Schmierstoffwechsel	Schwieriger als bei Ölschmierung	Einfach
Abfuhr von Verschleißprodukten	Nicht möglich	Durch Ölkreislauf möglich
Verunreinigung umliegender Bauteile durch Austritt	Selten	Häufig

Verdicker

Der Verdicker hat im Wesentlichen die Aufgaben das für die Schmierleistung maßgebende Grundöl einzudicken und kontinuierlich abzugeben, Reibstellen abzdichten und darüber hinaus Schutz vor Feuchtigkeit/Staub zu bieten.

Verdickungsmittel lassen sich in die beiden Grundtypen Seifen-Dickungsstoffe und Nichtseifen-Dickungsstoffe einteilen.

Als Seifen-Dickungsstoffe werden häufig Lithium-, Aluminium-, Barium-, Calcium- und Natriumseifen und als Nichtseifen-Dickungsstoffe Bentonite, Polyharnstoffe und Kunststoffe (PTFE) eingesetzt.

Festschmierstoffe

Aufgrund zu niedriger Drehzahlen oder zu hohen/niedrigen Temperaturen kann sich in einigen Anwendungsfällen kein ausreichender Schmierfilm bilden. Als Trennmittel verbessern hier Festschmierstoffe wie z. B. Graphit, Molybdändisulfid (MoS₂) oder PTFE (Teflon®) die Notlaufeigenschaften.

8.1.1.2. Häufig verwendete Schmierfette

Die folgende Tabelle bietet einen Auszug aus dem umfangreichen SBN-Schmierfett-Portfolio.

Darüber hinaus steht eine Vielzahl weiterer Schmierfette für anwendungsspezifische Lösungen zur Verfügung.

Tabelle 51: Fette

Bezeichnung	Verdicker	Basis	Gebrauchstemperatur [°C]	Viskosität bei 40 °C / 100 °C [mm ² /s]	NLGI-Klasse
S001	Lithium	Ester	-50/+150	26/5,1	2-3
S002	Polyharnstoff	Mineral	-30/+177	116/12,3	2
S003	PTFE	PFPE	-80/+204	140/45	2
S004	Fluorotelomer	PFPE	-34/+288	270/26	2
S005	Polyharnstoff	Esteröl	-40/+180	72/9,5	2
S006	PTFE	PFPE	-40/+260	400/40	2
S008	Barium	Ester-/ synth. Kohlenwasserstoff, Mineralöl	-40/+130	21/4,5	2
S009	Lithium	synth. Esteröl	-70/+110	7,5/2,6	1-2
S010	Lithium	Diester	-50/+120	15/3,5	2
S011	Barium	Synth. Kohlenwasserstofföl	-50/+120	30/5,9	2
S012	Lithium	Synth. Kohlenwasserstofföl	-40/+150	130/14	1
S014	Aluminiumkomplekseife	Synth. Kohlenwasserstofföl	-45/+120	150/22	1
S016	Polyharnstoff	Ester	-40/+180	100/11	2-3
S017	Lithium	synth. Esteröl	-73/+121	13/3	2
S025	Barium	Mineral	-20/+130	220/18	1-2
S030	Polyharnstoff	Synth. Kohlenwasserstofföl	-50/+120	22/5	2-3
S032	Lithium	Synth. Kohlenwasserstofföl	-60/+130	17/3,8	2
S036	Lithium	Mineralöl	-30/+140	290/20	1
S049	Lithium	Silikonöl	-73/+180	76/11	2
S058	Aluminium	Synth. Öl	-35/+120	150/18	2
S081	Polyharnstoff	PFPE/Esteröl	-40/+200	130/20	2-3
S173	Calciumkomplekseife	Synth. Kohlenwasserstofföl, Mineralöl	-35/+160	134/16	1

Additive

Additive sind Zusätze, die dem Grundöl neue Charakteristika verleihen oder bereits bestehende positive Eigenschaften verstärken.

Typische Additive sind:

Antioxidantien:	Die Additive oxidieren anstelle des Schmierstoffes
EP- Additive:	Verbesserung der Druckbeständigkeit
Korrosionsinhibitoren:	Bilden einen Schutzfilm auf der Metalloberfläche
VI-Verbesserer: (VI = Viskositätsindex)	Verringerung der Abhängigkeit der Viskosität von der Temperatur

Einsatzgebiet

Besonders geräuscharmes Mehrbereichsfett, vielfach bei Miniatur- und Dünnringlagern im Einsatz

Silikon- und LABS-freies Wälzlagerfett für hohe Temperaturen und Drehzahlen mit vielfältigem Einsatzgebiet (autoklavierbar, NSF H2 registriert)

Tieftemperaturfett für Weltraum- und Hochvakuumanwendungen

Chemisch gut beständiges Hochtemperaturfett mit sehr hohem Gebrauchstemperaturbereich (Einsatz in der Luftfahrtindustrie)

Hochtemperatur-Langzeitfett für den Einsatz in Elektromotoren, Lüftern, Halbleiterindustrie

Chemisch und thermisch hochbeständiges Schmierfett für sehr lange Fettgebrauchsdauern (NSF H1 registriert)

Schmierfett mit geringem Reibmoment für sehr hohe Drehzahlen bei mittleren Lasten

Tieftemperaturfett für geringe Reibmomentschwankungen

Hochgeschwindigkeits- und Leichtlaufsfett für Miniatur- und Präzisionslager

Synthetisches Langzeitfett für einen breiten Anwendungsbereich

Schmierfett für den Einsatz unter Vibrationen und Schwingungen (z.B. Windkraftanlagen)

Schmierfett für die Lebensmittel- und pharmazeutische Industrie (NSF H1 registriert)

Geräuscharmes Hochtemperaturfett und lange Fettgebrauchsdauer

Synthetisches Wälzlagerfett für Anwendungen mit sehr hohen Drehzahlen (Luftfahrtindustrie)

Langzeitfett für höher beanspruchte Teile in der Textilindustrie

Hochgeschwindigkeitsfett mit sehr geringem Reibmoment

Tieftemperaturfett mit gutem Korrosionsschutz

Spezialschmierfett bei Grenzschmierung und bei Tribokorrosion, niedriger bis mittlerer Geschwindigkeit, außerdem bei Schwenkbewegung und Vibration

Tieftemperaturfett mit Silikonöl

Vollsynthetisches Langzeitschmierfett für die Lebensmittelindustrie (NSF H1 registriert)

Hochtemperaturschmierstoff mit außergewöhnlichem Korrosionsschutz, innovative Hybridfetttechnologie

Spezialschmierfett für oszillierende Bewegungen und hohe Belastungen, sehr gute Beständigkeit gegen Feuchtigkeit

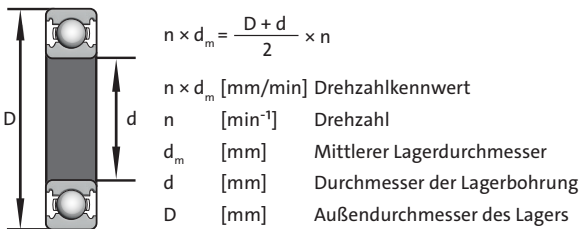
8.1.1.3. Fettfüllmenge

Um die Leistungskapazität eines Wälzlagers vollumfänglich abrufen zu können, ist neben der Wahl eines passenden Schmiermittels auch die Festlegung der geeigneten Schmierstoffmenge unabdingbar.

Eine Überschmierung des Wälzlagers kann zu einem erhöhten Reibmoment und übermäßiger Eigenerwärmung führen, was eine signifikante Reduzierung der zu erwartenden Wälzlagerlebensdauer nach sich ziehen kann.

Neben der Lagerbauform und den anwendungsspezifischen Einflüssen, sollte bei der Wahl der Schmierstoffmenge auch der zu erwartende Drehzahlkennwert berücksichtigt werden.

Bestimmung des Drehzahlkennwerts



In der Praxis hat sich für die meisten Anwendungsfälle bzw. im mittleren Drehzahlbereich eine Schmierstoffmenge von ca. 20-40% des Lagerfreiraums bewährt. Im Allgemeinen gilt, dass bei niedrigen Drehzahlkennwerten eine größere Fettfüllmenge als bei hohen Drehzahlkennwerten eingesetzt werden sollte. In vielen Anwendungsfällen wird die Schmierstoffmenge gemäß folgender Tabelle gewählt.

Tabelle 52: Füllvolumen

Code	Füllvolumen	zul. Drehzahl	Reibung	Fettgebrauchsdauer
S	50 ± 10%	niedrig	hoch	hoch
Standard	30 ± 10%	mittel	mittel	mittel
K	20 ± 5%	hoch	niedrig	niedrig
X	10 ± 5%	hoch	niedrig	niedrig

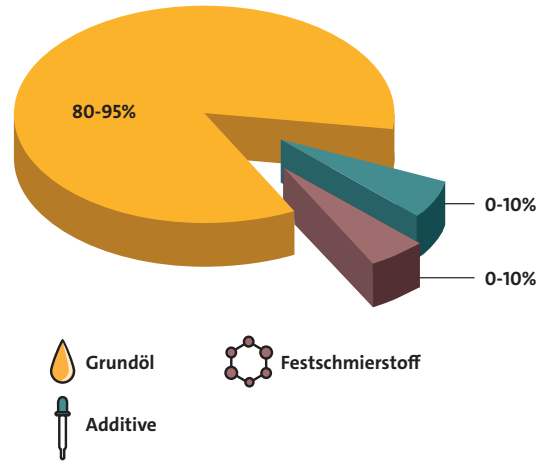
Auf Wunsch bietet SBN auch Wälzlager mit kundenspezifischen Schmierstoffmengen.

8.1.2. Schmieröle

8.1.2.1. Aufbau und Eigenschaften von Schmierölen

Die Ölschmierung wird überwiegend dort verwendet, wo eine Fettschmierung aufgrund von zu hohen Drehzahlen und/oder Temperaturen nicht einsetzbar ist. Im Kontext der Wälzlager werden überwiegend hochraffinierte Mineral-, Ester- oder Synthetiköle eingesetzt, die ggf. anwendungsspezifisch mit unterschiedlichen

Additiven und Festschmierstoffen versetzt werden (Details zu Grundöle, Festschmierstoffe und Additive siehe 8.1.1.1).



Bei der Auswahl eines geeigneten Schmieröls gilt es insbesondere die zu erwartende Viskosität unter Betriebsbedingungen zu berücksichtigen, da diese maßgeblich die Schmierfähigkeit eines Öls beeinflusst. Bei zu niedriger Viskosität kann sich kein ausreichender Schmierfilm aufbauen, was zu erhöhtem Verschleiß und folglich zu einer Reduzierung der Lebensdauer führen kann. Eine zu hohe Viskosität kann hingegen zu erhöhtem Reibmoment und übermäßiger Eigenerwärmung führen, was mit ungewünschten Energieverlusten einhergeht.

Da werkseitig geölte Wälzlager i. d. R. nicht lebensdauererschmiert sind, sind in den meisten Anwendungsfällen zusätzliche Einrichtungen zur Nachschmierung und zur Abfuhr von Reibungswärme sowie Verunreinigungs- bzw. Verschleißpartikeln erforderlich.

8.1.2.2. Häufig verwendete Schmieröle

In der folgenden Tabelle sind Schmieröle aufgeführt, die in vielen Anwendungsfällen eingesetzt werden.

Tabelle 53: Öle

Bezeichnung	Grundöl	Gebrauchstemperatur	Viskosität bei 40 °C/100 °C [mm ² /s]
S901	Diester	-54 bis +135	14/4,2
S902	Diester	-55 bis +175	13/3,4
S903	Ester	-65 bis +100	12/3,2

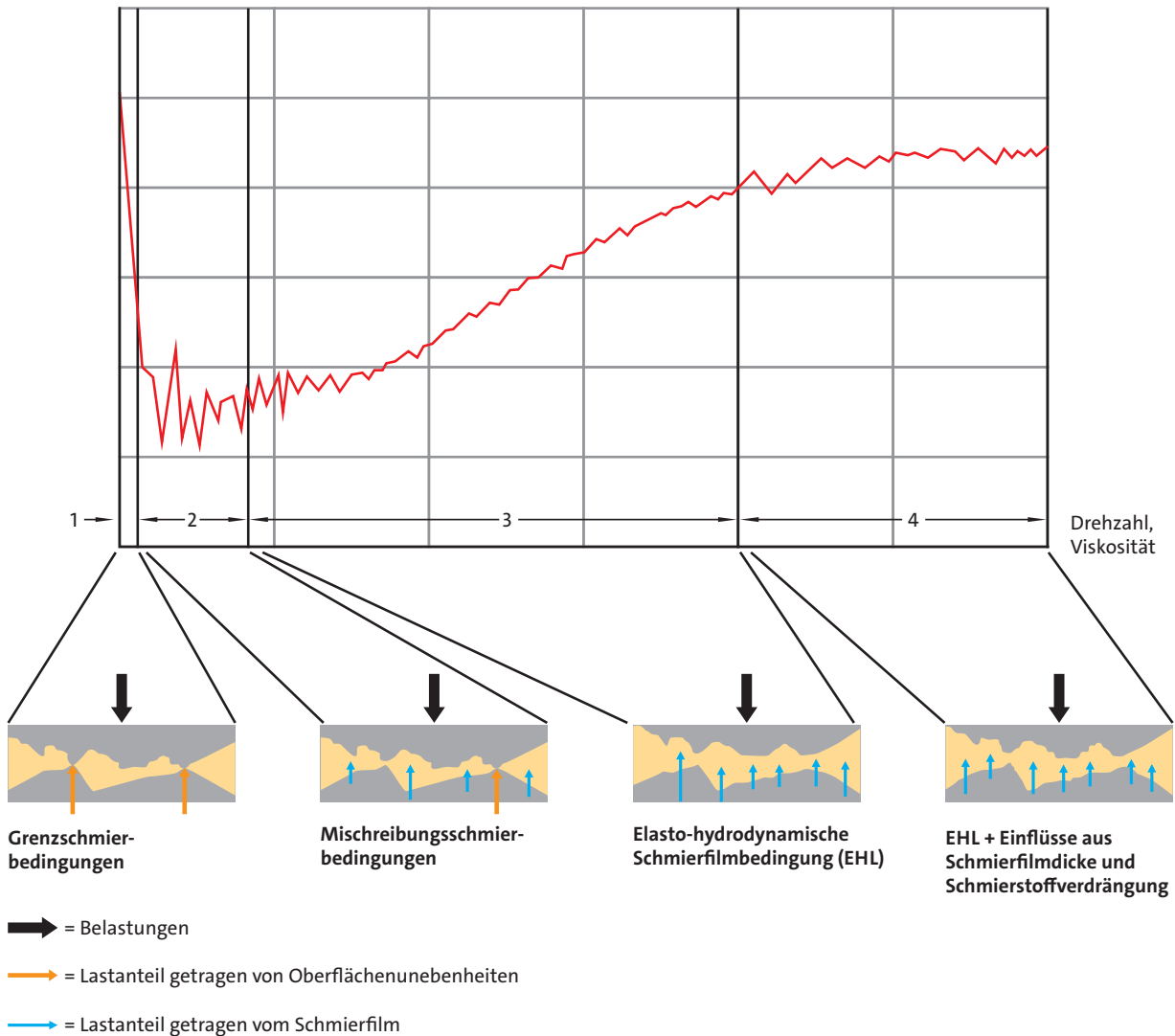
Darüber hinaus umfasst das SBN - Portfolio eine Vielzahl weiterer Schmieröle für kundenspezifische Lösungen. Sehr gerne beraten wir Sie persönlich - Sprechen Sie uns an!

9. Reibung und Erwärmung

Die durch Reibung verursachte Verlustleistung eines Wälzlagers setzt sich aus mehreren Bestandteilen (Rollreibung, Gleitreibung, Dichtungsreibung bei berührenden Dichtungen sowie Flüssigkeitsreibung durch Strömungs-, Plansch- und Spritzverluste) zusammen. Für viele praktische Anwendungen sind diese Verluste vernachlässigbar klein, weswegen Rillenkugellager auch für hohe Drehzahlen geeignet sind.

Nichtsdestotrotz kann es in bestimmten Fällen erforderlich sein, die Reibungsleistung näher zu betrachten. Auf Grund der Vielzahl der Einflussgrößen können Reibungsmoment und Reibungsleistung nur annähernd und für einen konstanten Betriebszustand kalkuliert werden.

Reibungsmoment



9.1. Einfluss der Schmierung und Abdichtung auf die Reibung

Die Leerlaufreibung hängt von folgenden Faktoren ab:

- Fettmenge
- Drehzahl
- Betriebsviskosität des Schmierstoffs
- Dichtungen
- Einlaufzustand des Lagers

Tabelle 54: Einflussgröße und Reibungsanteil

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

Der günstigste Betriebszustand wird mit der Schmierstoffmenge erreicht, die zur geringsten Temperaturerhöhung am Lager führt.

9.2. Näherungsweise Bestimmung der Reibungsgrößen

Für die meisten Betriebsbedingungen ist eine näherungsweise Bestimmung der Reibungsleistung ausreichend. Voraussetzungen für die näherungsweise Bestimmung sind:

- ein mittlerer Drehzahlbereich
- die richtig dosierte Schmierstoffmenge

Frisch befettete Lager können höhere Reibungsmomente erzeugen. Bei guter Fettverteilung oder optimaler Ölschmierung werden die Angaben unterschritten.

Reibungsmoment M_R :

$$M_R = \mu \times F \times \frac{d_m}{2}$$

M_R	[Nmm]	Reibungsmoment des Lagers
μ	[-]	Reibungszahl (siehe Tabelle 55)
F	[N]	Radiallast bei Radiallagern, Axiallast bei Axiallagern
d_m	[mm]	Mittlerer Lagerdurchmesser $(d+D) / 2$

Reibungsleistung N_R :

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

N_R	[W]	Reibungsleistung
n	[min ⁻¹]	Betriebsdrehzahl

Tabelle 55: Reibungszahl μ

Lagerbauart		Reibungszahl μ
Rillenkugellager	einreihig	0,0015 bis 0,0020
	zweireihig	0,0020
Schrägkugellager	einreihig	0,0020 bis 0,0035
	zweireihig	0,0025 bis 0,0030
Axialkugellager	-	0,0013
Vierpunktlager	-	0,0025 bis 0,0045

Zusätzlich kann der Einfluss einer schleifenden Dichtung auf die gesamte Reibungsleistung des Lagers erheblich sein. Die Zusatzreibung einer RS-Dichtung lässt sich näherungsweise mit der folgenden Gleichung bestimmen:

Dichtungsreibung einer berührenden Dichtung M_D :

$$M_D = \left(\frac{d+D}{f_1} \right) + f_2$$

M_D	[Nmm]	Reibungsmoment durch die schleifende Dichtung
d	[mm]	Durchmesser der Lagerbohrung
D	[mm]	Außendurchmesser des Lagers
f_1	[-]	Bauformabhängiger Faktor (siehe Tabelle 56)
f_2	[-]	Bauformabhängiger Faktor (siehe Tabelle 56)

Tabelle 56: Faktoren zur Bestimmung der Dichtungsreibung

Lagerbauart (abgedichtet)	Faktoren	
	f_1	f_2
Rillenkugellager	20	10
Schrägkugellager, zweireihig	20	10
Pendelkugellager	20	15
Zylinderrollenlager, vollrollig	10	50

9.3. Erwärmung des Lagers und Wärmeableitung

Die Erwärmung des Lagers im Betrieb wird maßgeblich von der Reibung im Inneren der Lager bestimmt. So ist die durch eine berührende Dichtung erzeugte zusätzliche Wärme infolge erhöhter Reibung der Grund, warum diese eine geringere maximal zulässige Betriebsdrehzahl aufweisen.

Die erzeugte Wärme muss auf geeignetem Weg aus dem Lager abgeführt werden, andernfalls muss über die Einstellung der Betriebsparameter oder geeigneter Kühlmaßnahmen eine zu starke Erwärmung des Lagers, welche zur Schädigung des Lagers führen kann, ausgeschlossen werden.

Die Wärme kann über zwei Wege aus dem Lager abgeführt werden:

- **Wärmeabfuhr durch den Schmierstoff**
Eine Ölbad schmierung ist dazu geeignet Wärme aus dem Lager abzutransportieren. Fett hingegen kann keine Wärme abführen.
- **Wärmeableitung über die Welle und das Gehäuse**
Die Wärmeableitung über die Anschlussbauteile hängt von der Temperaturdifferenz zwischen Lager und Umgebung und der Temperaturleitfähigkeit der eingesetzten Werkstoffe ab.

Folgende Gründe können zu einem stark erhöhten Temperaturanstieg des Lagers führen:

- Schiefstellung oder allgemein inkorrekt verbauter Lager
- Zu geringe Lagerluft
- Starke Vorspannung der Lager
- Zu wenig oder auch zu viel Schmierstoff
- Falscher Schmierstoff
- Zu hohe Belastung
- Zu starke Beschleunigung oder Abbremsung der Lager
- Externer Wärmeeintrag über die Anschlussbauteile