

# Lebensdauer

<b>Nominelle Lebensdauer</b>	<b>56</b>
■ Ermüdungserscheinungen	56
■ Grundformeln	58
■ Dynamische Tragzahl des Wälzlagers	59
■ Äquivalente dynamische Belastung P	60
■ Definitionen	61
<i>Axiallastfaktor Y</i>	61
■ Definition der statischen Tragzahl	61
■ Äquivalente statische Belastung	63
■ Last- bzw. Drehzahlschwankungen	64
■ Berechnung einer Wellenlagerung mittels 2 Wälzlagern mit Winkelkontakt	65
<i>Radiales Kräftegleichgewicht der Welle</i>	65
<i>Axiales Kräftegleichgewicht der Welle</i>	66
■ Erforderliche Lebensdauer	67
<b>Modifizierte nominelle Lebensdauer</b>	<b>68</b>
■ Zuverlässigkeit von Wälzlagern	74
<i>Definition von Koeffizient <math>a_1</math></i>	74
<i>Zuverlässigkeit für eine bestimmte Betriebsdauer</i>	75
<i>Berechnung von <math>a_1</math> und der Zuverlässigkeit für eine bestimmte Betriebsdauer</i>	75
<i>Lebensdauer und Zuverlässigkeit einer Kombination von Wälzlagern</i>	76
■ Auswirkungen der Schmierung	77
<i>Trennvermögen der Schmiermittel</i>	77
<i>Elastohydrodynamische Theorie (EHD)</i>	77
<i>Berechnung der Mindest-Viskosität</i>	78
<b>Die einflußreichen Parameter auf die Lebensdauer</b>	<b>80</b>
■ Auswirkungen der Temperatur	80
<i>Normale Betriebstemperaturen</i>	80
■ Auswirkungen des Betriebsspiels	81
<i>Radiallager unter Radiallast</i>	81
<i>Wälzlager mit Winkelkontakt unter Radial- und Axiallast</i>	81
■ Auswirkungen einer übermäßigen Belastung	82
■ Auswirkungen von Form- und Positionsfehlern der Lagersitze	82
<i>Formfehler</i>	82
<i>Fluchtungsfehler</i>	82
<b>Reibung und Drehzahl der Wälzlager</b>	<b>84</b>
■ Reibung	84
■ Drehzahl der Wälzlager	85
<i>Theorie der ISO-Norm 15312</i>	85
<i>SNR-Theorie</i>	87

# Nominelle Lebensdauer

## Ermüdungserscheinungen

Messgröße für die Leistung eines Wälzlagers ist die Lebensdauer, d. h. die Anzahl der Umdrehungen, die es vor dem ersten Zeichen von Werkstoffabschälung ausführen kann.

Neben Fressschäden durch eine unzureichende Schmiermittelversorgung können die Schäden in drei Kategorien eingeteilt werden:

- Tiefen-Abschälungen mit Ursprung in der Tiefe
- Oberflächen-Abschälungen mit Ursprung an der Oberfläche
- Tiefen-Abschälungen mit Ursprung an der Oberfläche)

### ■ Tiefen-Abschälungen mit Ursprung in der Tiefe

Hierbei handelt es sich um den „normalen“ Verschleiß eines Wälzlagers bei normalen Bedingungen, d. h. bei einem vorhandenen Ölfilm, der die Kontaktflächen (Wälzkörper/Laufbahn) trennt.

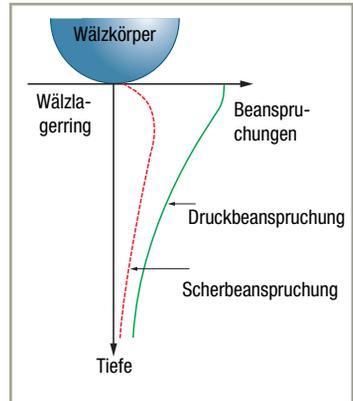
Das Konstruktionsprinzip eines Wälzlagers führt zu Kontakten zwischen Wälzkörpern und Ringen, die sehr hohe spezifische Belastungen erzeugen.

Die Hertzschen Pressungen (nebenstehende Abbildung) in dieser Größenordnung bewirken:

- Druckbeanspruchungen vor allem an der Oberfläche bis zu 3500 N/mm<sup>2</sup>
- Scherbeanspruchungen vor allem in der Unterschicht bis zu 1000 N/mm<sup>2</sup>

Wenn der Lastpegel hoch genug ist und beim Vorliegen von ordnungsgemäßer Schmierung (siehe Seite 77), Typ EHD, führen die wechselnden Beanspruchungen, denen die Wälzgerlaufbahnen unterliegen, mehr oder weniger langfristig zum Riss im Kern des Materials. Dieser beginnt bei Einschlüssen in der Unterschicht in einem Bereich, in dem die Hertzschen Pressungen am höchsten sind.

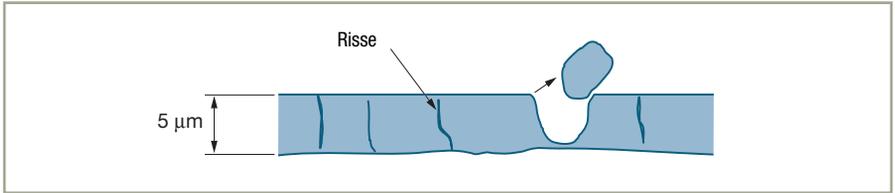
Der Riss erscheint im Kern neben einem Einschluss. Der Riss setzt sich an die Oberfläche fort und führt zum Ablösen eines Stahlpartikels, erstes Anzeichen für einen Schaden durch Abschälung.



## ■ Oberflächen-Abschälung mit Ursprung an der Oberfläche

Beim Vorhandensein von kleinen Partikeln (von wenigen  $\mu\text{m}$  bis zu  $50\mu\text{m}$  groß) die härter sind als die Wälzlagererelemente, d. h. 700 HV10, liegt ein Verschleiß der Wälzlagererteile durch den Kontakt Metall-Metall vor, eine Folge der nicht immer ausreichenden Schmierung in diesem empfindlichen Bereich.

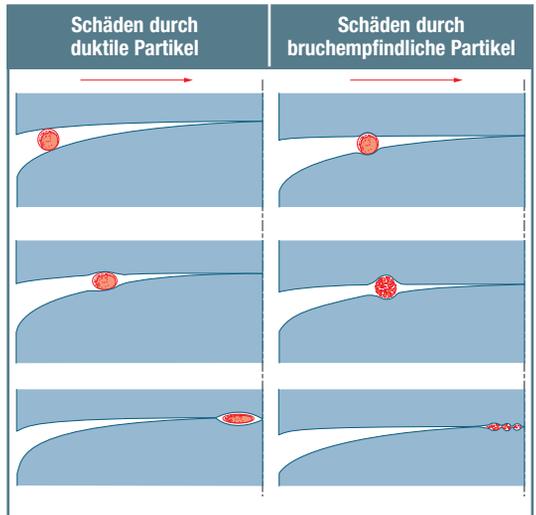
Dies führt zu einer Beschädigung der aktiven Oberflächen in Form einer sehr oberflächlichen Abschälung von einigen Zehntel Mikrometer Tiefe, die eine große Fläche der Wälzlagerlaufbahnen betreffen. Dieser Schadensprozess verläuft langsam. Er ist mit den Auswirkungen vergleichbar, die von einem unzureichenden Ölfilm wegen zu geringer Viskosität verursacht werden.



## ■ Tiefen-Abschälung mit Ursprung an der Oberfläche

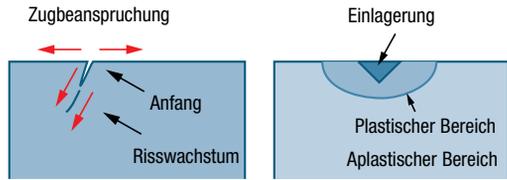
Wenn die Verunreinigung aus größeren Partikeln (zwischen  $20\ \mu\text{m}$  und  $300\ \mu\text{m}$ , eher noch größer) besteht, führt das Passieren der Partikel zwischen Wälzkörper und Ring zu einer lokalen plastischen Verformung der Wälzlagerlaufbahn. Die Folgen dieser Verunreinigung hängen von der Härte ab.

Wenn der Partikel eine ausreichende Duktilität aufweist, kann er sich flach verformen, ohne zu brechen. Wenn die Verunreinigung bruchempfindlich ist, bricht der Partikel beim Kontakt und führt zu einer lokalen plastischen Verformung. Die neuen Fragmente verhalten sich dann wie im 2. Schadensbild beschrieben. Es kommt zu einem Konkurrenzkampf zwischen dem Verschleiß durch die lokale plastische Verformung an der Einlagerung und dem Abrieb durch die Partikelfragmente.



## Nominelle Lebensdauer (Fortsetzung)

Bei der Einlagerung beginnt das Abschälen nicht direkt am Umfang. Es gibt einen geschützten Bereich in der plastisch verformten Zone. Der Riss beginnt oberhalb dieses Bereichs und führt zu einer Tiefen-Abschälung mit Ursprung an der Oberfläche.



Unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Partikel eines verunreinigten Öls, der granulometrischen Entwicklung während des Einlaufens und der Art der Wälzkörper (Roller oder Kugeln), die mehr oder weniger von Schlupf betroffen sind, ist der Schaden meist eine Mischung aus Tiefen- und Oberflächenabschälung mit Ursprung an der Oberfläche.

## Grundformeln

Die Lebensdauer eines Wälzlagers kann mehr oder weniger genau gemäß den definierten Funktionsbedingungen berechnet werden.

Das einfachste Verfahren, das in der ISO 281 empfohlen wird, ermöglicht die Berechnung der Lebensdauer, die von 90% der Wälzlager bei dynamischer Belastung erreicht wird.

➔ Das nachfolgende Berechnungsverfahren basiert auf der Ermüdung des Werkstoffs als Schadensursache (Tiefen-Abschälung mit Ursprung in der Tiefe).

■ Zur vereinfachten Berechnung der Lebensdauer gemäß ISO 281 geht man folgendermaßen vor:

▶ Äquivalente dynamische Radiallast  $P$

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

▶ Nominelle Lebensdauer  $L_{10}$

$$L_{10} = (C / P)^n \cdot 10^6 \text{ in Umdrehungen}$$

oder

$$L_{10} = (C / P)^n \cdot 10^6 / 60N \text{ in Stunden}$$

$n$  : 3 für Wälzlager oder Axialkugellager

$n$  : 10/3 für Wälzlager oder Axialrollenlager

$N$  : hier Drehzahl (1/min)

Man stellt Folgendes fest: wenn  $P = C$ ,  $L_{10} = 1$  Million Umdrehungen

Es handelt sich dabei um die Belastung, bei der Wälzlager eine nominelle Lebensdauer von einer Million Umdrehungen haben.

Diese wird auch dynamische Belastbarkeit oder dynamische Tragzahl genannt.

# Dynamische Tragzahl des Wälzlagers

Die in dem entsprechenden Kapitel zu jeder Familie enthaltene dynamische Tragzahl des Wälzlagers wird gemäß der ISO 281 mit folgenden Formeln berechnet:

Kugellager (Kugeldurchmesser < 25,4 mm)  $C = f_c(i \cdot \cos\alpha)^{0,7} Z^{2/3} \cdot D_w^{1,8}$

Rollenlager  $C = f_c(i \cdot l \cdot \cos\alpha)^{7/9} Z^{3/4} \cdot D_w^{29/27}$

Axialkugellager (Kugeldurchmesser < 25,4 und  $\alpha = 90^\circ$ )  $C = f_c \cdot Z^{2/3} \cdot D_w^{1,8}$

## Anmerkung

Der Exponent, der sich auf den Durchmesser  $D_w$  des Wälzkörpers bezieht, ist größer als der Exponent, der sich auf die Wälzkörperanzahl  $Z$  bezieht. Daher kann man die Tragzahl von zwei Wälzlagern mit gleichem Symbol, aber unterschiedlicher Innendefinition nicht vergleichen, wenn man nur die Anzahl der Wälzkörper berücksichtigt. Es müssen auch die anderen Parameter in die Berechnungsformel einbezogen werden.

Tragzahl von zweireihigen Wälzlagern

Bei Wälzlagern mit zwei Reihen Wälzkörpern ( $i = 2$ ) oder Kombinationen aus zwei einreihigen identischen Wälzlagern entspricht die Tragzahl ( $C_e$ ) der Kombination der Tragzahl ( $C$ ) einer Reihe multipliziert mit:

für Kugellager  $2^{0,7} = 1,625$

für Rollenlager  $2^{7/9} = 1,715$

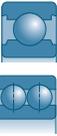
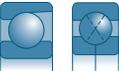
Die Kombination zweier Wälzkörperreihen erhöht die Tragzahl des Lagers um 62,5% oder 71,5%, je nach Wälzlagerart. Belastbarkeit und damit Lebensdauer werden also nicht verdoppelt.

## Nominelle Lebensdauer (Fortsetzung)

### Äquivalente dynamische Belastung P

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

X und Y = in der folgenden Tabelle definierte Lastfaktoren  
 $F_a$  und  $F_r$  = Axial- und Radiallasten des Wälzlagers

Typ	Querschnitt	Baureihe	Kontaktwinkel	$F_a/C_0$	e	$F_a / F_r \leq e$		$F_a / F_r > e$	
						X	Y	X	Y
Radialkugellager ein- oder zweireihig		60-62-63-64 160-618-619 622-623 42-43		0,014	0,19	1	0	0,56	2,30
				0,028	0,22				1,99
				0,056	0,26				1,71
				0,084	0,28				1,55
				0,110	0,30				1,45
				0,170	0,34				1,31
				0,280	0,38				1,15
				0,420	0,42				1,04
				0,560	0,44				1,00
Radialkugellager, einreihig, Restlagerluft größer als normal		60-62-63-64 160-618-619 622-623		0,014	0,29	1	0	0,46	1,88
				0,029	0,32				1,71
				0,057	0,36				1,52
				0,086	0,38				1,41
				0,110	0,40				1,34
				0,170	0,44				1,23
				0,280	0,49				1,10
				0,430	0,52				1,01
				0,570	0,54				1,00
Schräggugellager, einreihig; Vierpunktlager		72-73	40°		1,14	1	0	0,35	0,57
		QJ2-QJ3	30°		0,80	1	0	0,39	0,76
			35°		0,95	1	0	0,37	0,66
Schräggugellager, zweireihig		32-33	35°		0,95	1	0,66	0,60	1,07
		32..A-33..A	25°		0,68	1	0,92	0,67	1,41
		52-53 32..B-33..B	32°		0,86	1	0,73	0,62	1,17
Pendelkugellager		12-13 22-23 112-113			Siehe Liste der Standardwälzlager	1	Siehe Liste der Standardwälzlager	0,65	Siehe Liste der Standardwälzlager
Kegelrollenlager		302-303-313 320-322-322..B 323-323..B 330-331-332			Siehe Liste der Standardwälzlager	1	0	0,40	Siehe Liste der Standardwälzlager
Pendelrollenlager		213-222-223 230-231-232 240-241			Siehe Liste der Standardwälzlager	1	Siehe Liste der Standardwälzlager	0,67	Siehe Liste der Standardwälzlager
Zylinderrollenlager		N..2-N..3-N..4 N..10 N..22-N..23			-	1	-	1,00	-
Axialkugellager, ein- oder zweiseitig wirkend		511-512-513 514			-	-	-	-	1,00
Axialpendelrollenlager		293-294			1,82	-	-	1,20	1,00

## Definitionen

### → Axiallastfaktor Y

Der Axiallastfaktor Y hängt vom Berührungswinkel des Wälzlagers ab und wird je nach Wälzlagerart unterschiedlich berechnet:

#### ■ Radialkugellager

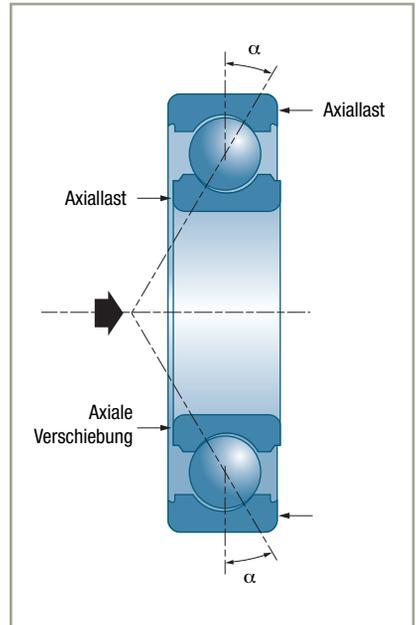
Der Berührungswinkel ist gleich null, wenn nur Radiallast vorliegt. Bei Axiallast führen lokale Verformungen der Kontaktzone zwischen Kugeln und Wälzlagerlaufbahnen zu einer axialen Verschiebung der beiden Ringe.

Der Berührungswinkel ( $\alpha$ ) nimmt daher mit der Axiallast zu. Das Verhältnis  $F_a/C_0$  wird zur Berechnung des Werts Y und zur Berücksichtigung der Änderung des Berührungswinkels unter Axiallast verwendet.

#### ■ Wälzlager mit Winkelkontakt

Der Berührungswinkel ist konstruktiv vorgegeben und ändert sich nur wenig in Abhängigkeit der kombinierten Belastungen. Der Axiallastfaktor Y bei einem gegebenen Berührungswinkel wird in erster Annäherung als konstant angenommen. Schrägkugellager mit einem für alle Lager identischen Berührungswinkel werden mit dem gleichen Lastfaktor Y berechnet.

Bei Kegelrollenlagern ändert sich Y je nach Baureihe und Abmessung.



## Definition der statischen Tragzahl

■ Die Abmessungen des Wälzlagers müssen entsprechend der statischen Belastung gewählt werden, wenn:

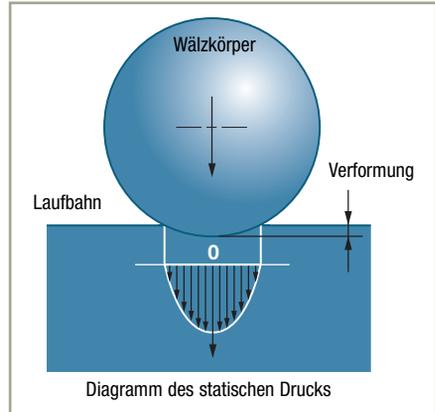
- das Wälzlager stillsteht oder geringe Schwenkbewegungen ausführt und kontinuierliche oder zyklische Lasten aufnimmt,
- das Wälzlager während einer normalen Drehung Stößen ausgesetzt ist.

## Nominelle Lebensdauer (Fortsetzung)

Eine statische Belastung eines Wälzlagers kann durch die Kontakte zwischen Wälzkörpern und Laufbahnen dauerhafte punktuelle Verformungen hervorrufen, welche die Funktion des Wälzlagers im Betrieb beeinträchtigen können.

Daher wird eine maximal zulässige statische Last festgelegt, bei der für die meisten Anwendungen keine Beeinträchtigung von Funktion und Lebensdauer des Wälzlagers erfolgt.

Der Wert  $C_0$  dieser maximal zulässigen Last wird als statische Tragzahl des Wälzlagers (oder statische Belastbarkeit) bezeichnet.



### ■ Statische Tragzahl eines Wälzlagers $C_0$

Diese wird in der ISO 76 als diejenige Radiallast (Axiallast bei Axiallagern) definiert, die an der Kontaktstelle (Wälzkörper und Laufbahn) mit der höchsten Belastung folgende Hertzsche Pressung erzeugt:

- 4200 MPa bei Radial- und Axialkugellagern (alle Arten bis auf Pendelkugellager)
- 4600 MPa bei Pendelkugellagern
- 4000 MPa bei Radial- und Axialrollenlagern (alle Arten)

$$1 \text{ MPa} = 1 \text{ N/mm}^2$$

### ■ Äquivalente statische Belastung $P_0$

Wenn das Wälzlager kombinierten statischen Lasten unterliegt, also Radiallast  $F_r$  und Axiallast  $F_a$ , wird eine äquivalente statische Belastung berechnet, um diese mit der statischen Tragzahl des Wälzlagers vergleichen zu können.

Die statische Tragzahl des Wälzlagers ist eher als Anhaltspunkt denn als genauer Grenzwert, der nicht überschritten werden darf, anzusehen.

$$f_s = C_0 / P_0$$

### Sicherheitsfaktor

$C_0$  ist die statische Tragzahl, die in den Tabellen mit den Wälzlagermerkmalen enthalten ist.

Mindestwerte für den Sicherheitsfaktor  $f_s$  :

- 1,5 bis 3 bei hohen Anforderungen
- 1,0 bis 1,5 bei normalen Anforderungen
- 0,5 bis 1 bei Betrieb ohne Anforderungen an Geräuschentwicklung oder Genauigkeit

Wenn ein Wälzlager besonders leise laufen soll, spielt der Sicherheitsfaktor  $f_s$  eine entscheidende Rolle.

# Äquivalente statische Belastung

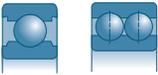
Die äquivalente statische Belastung ist der größere der beiden Werte.

$$P_0 = F_r$$

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$$

$F_r$  und  $F_a$  sind die wirkenden statischen Belastungen.

■ Die Lastfaktoren  $X_0$  und  $Y_0$  sind in den folgenden Tabellen definiert:

Typ	Querschnitt	Baureihe	Berührungswinkel	$X_0$	$Y_0$
<b>Radialkugellager, ein- oder zweireihig</b>		60-62-63-64 160-618-619-622 623 42-43		0,6	0,5
<b>Schräggugellager, einreihig; Vierpunktlager</b>		72 - 73	40°	0,5	0,26
		QJ2 - QJ3	35°	0,5	0,29
<b>Schräggugellager, zweireihig</b>		32 - 33	35°	1,0	0,58
		32..A - 33..A	25°	1,0	0,76
		52 - 53 32B - 33B	32°	1,0	0,63
<b>Pendelkugellager</b>		12 - 13 22 - 23 112 - 113		0,5	Siehe Liste der Standard-Wälzlager
<b>Kegelrollenlager</b>		302 - 303 - 313 320 - 322 - 322..B 323 - 323..B - 330 331 - 332		1,0	
<b>Pendelrollenlager</b>		213 - 222 - 223 230 - 231 - 232 240 - 241		1,0	
<b>Zylinderrollenlager</b>		N..2 - N..3 - N..4 N..10 N..22 - N..23		1,0	
<b>Axialkugellager, einseitig wirkend</b>		511 - 512 - 513 514		0	1
<b>Axialpendelrollenlager</b>		293 - 294		2,7 wenn $F_r / F_a < 0,55$	1

## Nominelle Lebensdauer (Fortsetzung)

### Last- bzw. Drehzahlschwankungen

■ Wenn ein Wälzlager bei Last- oder Drehzahlschwankungen betrieben wird, wird eine äquivalente Last und Drehzahl festgelegt, um die Lebensdauer zu berechnen.

#### ► Konstante Last und variable Drehzahl

Äquivalente Drehzahl  $N_e = t_1 \cdot N_1 + t_2 \cdot N_2 + \dots + t_z \cdot N_z$  mit  $\sum_{i=1}^z t_i = 1$

#### ► Variable Last und konstante Drehzahl

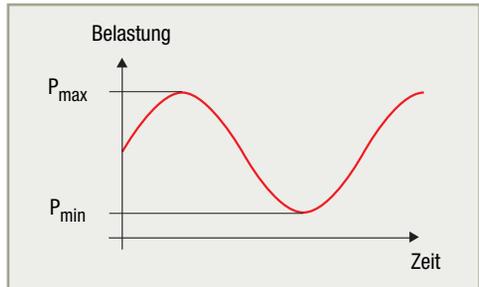
Äquivalente Last  $P_e = (t_1 \cdot P_1^n + t_2 \cdot P_2^n + \dots + t_z \cdot P_z^n)^{1/n}$  mit  $\sum_{i=1}^z t_i = 1$

#### ► Zyklische Last und konstante Drehzahl

Äquivalente Last

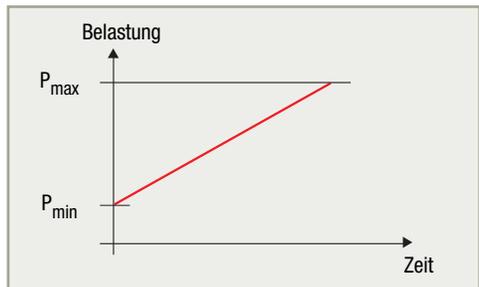
- Sinusförmige Last

$$P_e = 0,32 P_{\min} + 0,68 P_{\max}$$



- Linear ansteigende Last

$$P_e = 1/3 (P_{\min} + 2 P_{\max})$$



■ Wenn Drehzahl und Last variabel sind, berechnet man die Lebensdauer pro Einsatzperiode und anschließend die gewichtete Lebensdauer für den gesamten Zyklus.

► Variable Last und variable Drehzahl

Gewichtete Lebensdauer

$$L = (t_1 / L_1 + t_2 / L_2 + \dots + t_z / L_z)^{-1} \quad \text{mit} \quad \sum_{i=1}^z t_i = 1$$

mit:

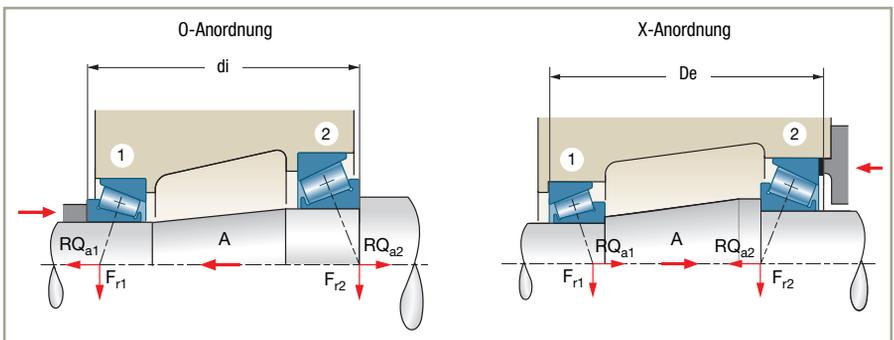
- $t_i$  Einsatzperiode
- $N_i$  Drehzahl für Einsatzperiode  $t_i$
- $P_i$  Last für Einsatzperiode  $t_i$
- $L_i$  Lebensdauer für Einsatzperiode  $t_i$
- $n$  3 für Kugellager und Axialkugellager
- $n$  10/3 für Rollenlager und Axialrollenlager

## Berechnung einer Wellenlagerung mittels 2 Wälzlagern mit Winkelkontakt

Welle, ohne Vorspannung gelagert mit 2 einreihigen Wälzlagern, auf die axiale und radiale Kräfte wirken.

→ Radiales Kräftegleichgewicht der Welle

■ Berechnung der Radiallasten  $F_{r1}$  und  $F_{r2}$ , die auf die Lastangriffspunkte der Wälzlager wirken, um die Welle statisch radial ins Gleichgewicht zu bringen.



## Nominelle Lebensdauer (Fortsetzung)

### → Axiales Kräftegleichgewicht der Welle

■ Die Laufbahnen von Rollenlagern mit Winkelkontakt stehen schräg. Daher erzeugen die Radiallasten  $F_{r1}$  und  $F_{r2}$  eine axiale Reaktionskraft, die sogenannte induzierte Axialkraft.

Wenn beim Rollenlager 1 die induzierte Axialkraft die Richtung der äußeren Axialkraft  $A$  aufweist, lautet das Kräftegleichgewicht der Welle:

$$A + RQ_{a1} = RQ_{a2}$$

Mit  $RQ_{a1}$  und  $RQ_{a2}$  ergeben sich die in der folgenden Tabelle auf die Rollenlager wirkenden Axialkräfte:

#### ► Lastfall:

$$A + (F_{r1} / 2 Y_1) > (F_{r2} / 2 Y_2)$$

Rollenlager 1 weist Luft auf

	Rollenlager 1	Rollenlager 2
Wirkende Axialkraft	$RQ_{a1} = F_{r1} / 2 Y_1$	$RQ_{a2} = A + (F_{r1} / 2 Y_1)$
In der Berechnung verwendete Axiallast-Komponente der äquivalenten dynamischen Belastung	$F_{a1} = 0$	$F_{a2} = RQ_{a2}$

#### ► Lastfall:

$$A + (F_{r1} / 2 Y_1) < (F_{r2} / 2 Y_2)$$

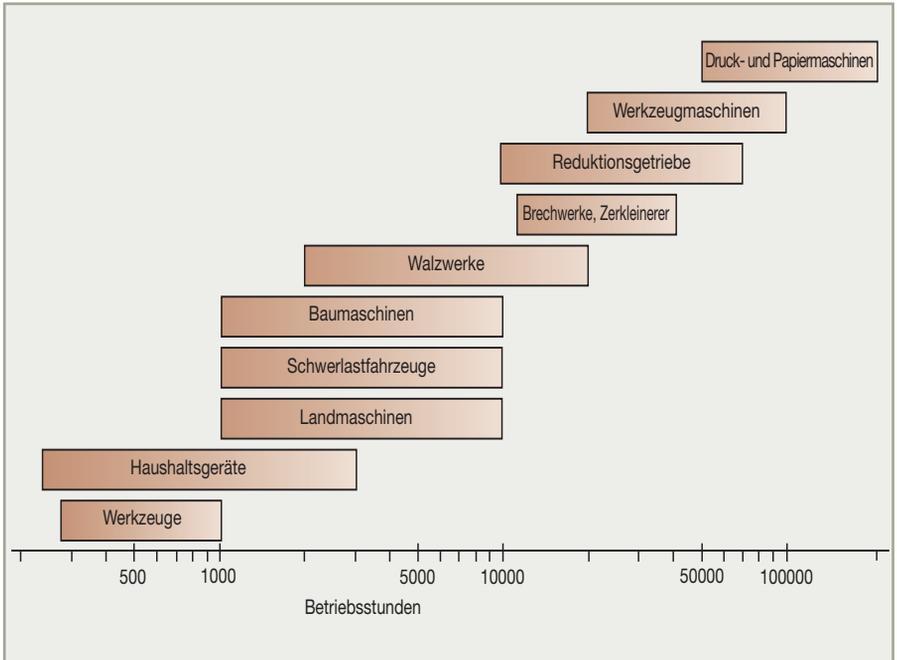
Rollenlager 2 weist Luft auf

	Rollenlager 1	Rollenlager 2
Wirkende Axialkraft	$RQ_{a1} = (F_{r2} / 2 Y_2) - A$	$RQ_{a2} = F_{r2} / 2 Y_2$
In der Berechnung verwendete Axiallast-Komponente der äquivalenten dynamischen Belastung	$F_{a1} = RQ_{a1}$	$F_{a2} = 0$

## Erforderliche Lebensdauer

■ Die erforderliche Lebensdauer des Wälzlagers wird vom Konstrukteur der Maschine, in die es eingebaut wird, festgelegt.

Beispielhaft sind untenstehend die Größenordnungen der Betriebslebensdauern aufgeführt, wie sie in der Regel für die verschiedenen Anwendungen angesetzt werden.



## Modifizierte nominelle Lebensdauer

■ Die einfache nominelle Lebensdauer  $L_{10}$  ist oftmals eine zufrieden stellende Einschätzung der Leistungen eines Wälzlagers. Sie bezieht sich auf eine 90%ige Zuverlässigkeit und herkömmliche Betriebsbedingungen. Bei manchen Anwendungen muss sie gegebenenfalls für ein anderes Zuverlässigkeitsniveau oder spezifische Schmierungs- und Verschmutzungsbedingungen berechnet werden.

Durch moderne und qualitativ anspruchsvolle Lagerstähle können bei geringer Belastung und günstigen Betriebsbedingungen die Lebensdauerergrenzen im Vergleich zur Lebensdauer  $L_{10}$  sehr weit hochgesetzt werden. Bei ungünstigen Bedingungen kann die Lebensdauer aber auch kürzer als  $L_{10}$  sein.

Unterhalb einer bestimmten Belastung  $C_U$  kann ein modernes Wälzlager von hoher Qualität eine unendliche Lebensdauer erreichen, vorausgesetzt, Bedingungen wie Schmierung, Reinheit und andere Betriebsbedingungen sind günstig.

Diese Belastung  $C_U$  kann je nach Art des Wälzlagers und seiner inneren Bauform, Profil der Wälzelemente, der Laufbahnen und der Ermüdungsgrenze des Werkstoffs der Laufbahn ganz genau bestimmt werden. Anhand der statischen Tragfähigkeit des Wälzlagers kann eine ausreichende Einschätzung vorgenommen werden.

■ Die internationale ISO-Norm 281 führte einen Korrekturfaktor für die modifizierte Lebensdauer  $a_{ISO}$  ein, mit dem eine modifizierte nominelle Lebensdauer nach folgender Formel berechnet werden kann:

$$L_{\text{mod}} = a_1 a_{ISO} L_{10}$$

Mit diesem Koeffizienten kann der Einfluss von Schmierung und Verschmutzung auf die Lebensdauer des Wälzlagers berechnet werden. Er berücksichtigt die Ermüdungsgrenze des Lagerstahls.

Das in ISO281 definierte Verfahren zur Berechnung von  $a_{ISO}$  ist von einem Nicht-Fachmann nur schwer anwendbar. Aus diesem Grund hat SNR nach einer einfachen Lösung für seine Kunden gesucht, nach der  $a_{ISO}$  bestimmt werden kann. Danach wird die Hypothese aufgestellt, dass die Ermüdungsbelastung  $C_U$  in direkter Abhängigkeit zur statischen Tragfähigkeit des Wälzlagers steht und dass der Verschmutzungskoeffizient konstant ist, unabhängig von den Schmierungsbedingungen und dem mittleren Lagerdurchmesser.

Das von SNR vorgeschlagene Verfahren ermöglicht eine schnelle und graphische Berechnung des  $a_{ISO}$ -Koeffizienten.

Unsere Ingenieure stehen zu Ihrer Verfügung, um diesen Koeffizienten gegebenenfalls genauer zu berechnen.

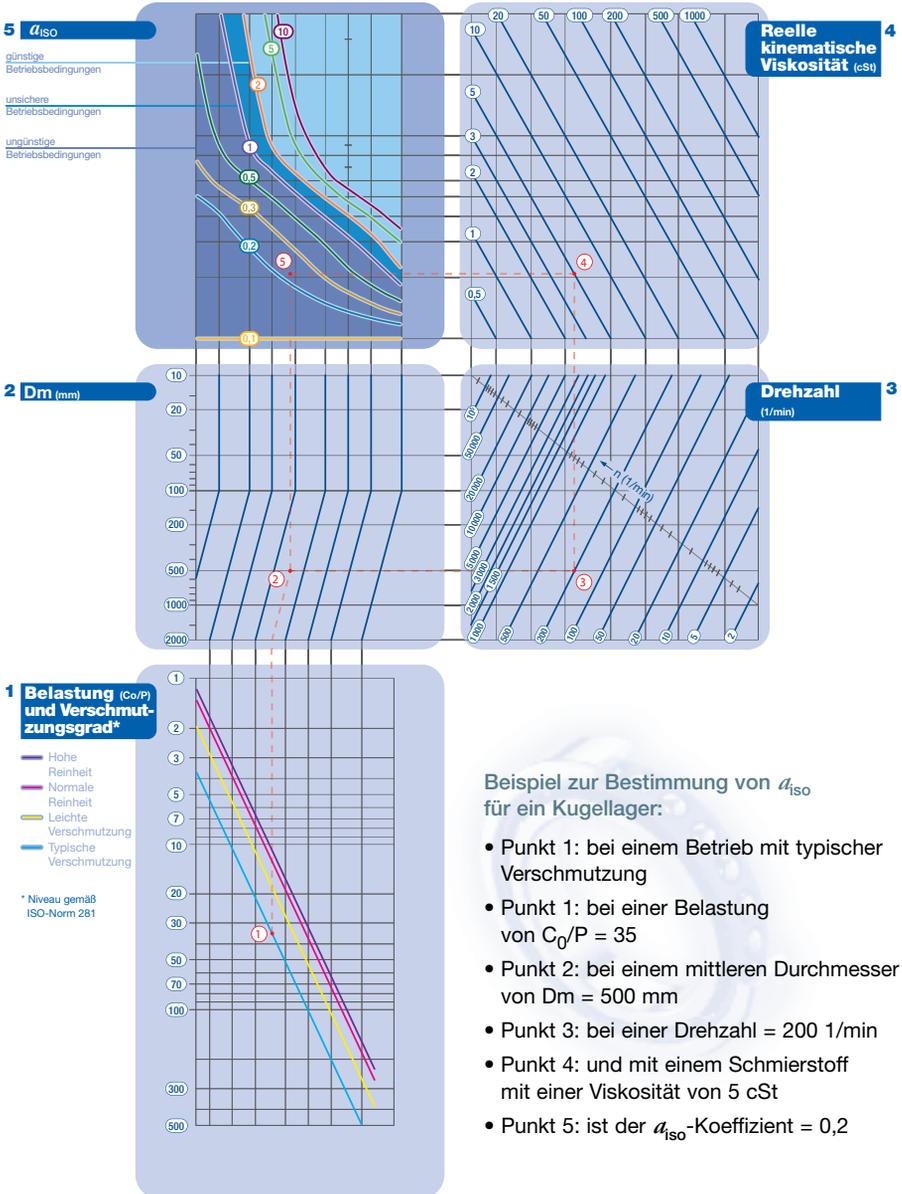
Die 4 Diagramme auf den Folgeseiten dienen der Bestimmung von  $a_{ISO}$  für Kugellager, Rollenlager, Axial-Rillenkugellager und Axial-Rollenlager gemäß nachstehendem Verfahren:

## ■ Verfahren zur Bestimmung von $a_{\text{ISO}}$ (ISO-Norm 281)

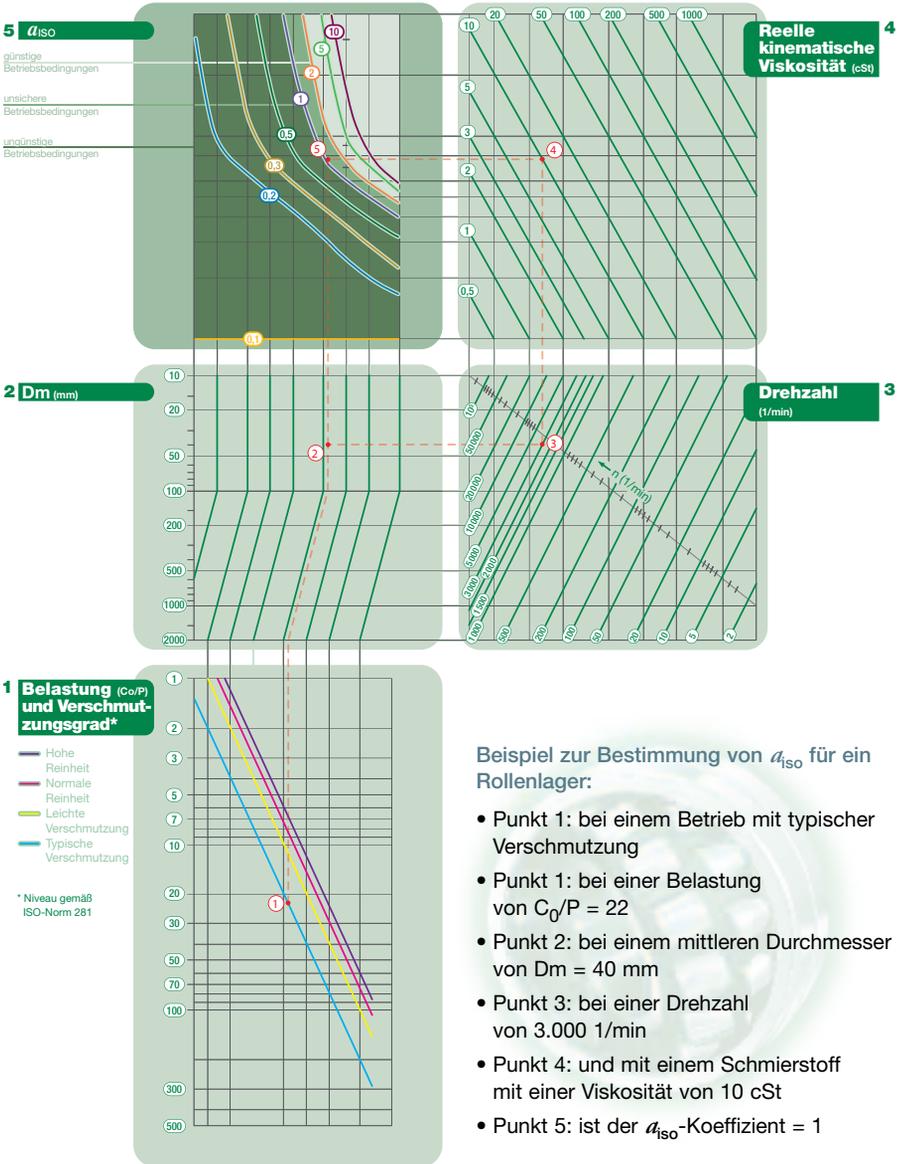
1. Bestimmung der Viskosität des Schmiermittels bei Betriebstemperatur anhand des Diagramms auf Seite 78.  
Bei gefetteten Wälzlagern gilt die Viskosität des Grundöls.
2. Bestimmung des Verschmutzungsgrads:
  - ▶ **Hohe Reinheit**  
Schmieröl feinstgefiltert; übliche Bedingungen der abgedichteten und auf Lebenszeit gefetteten Lager.
  - ▶ **Normale Reinheit**  
Schmieröl feingefiltert; übliche Bedingungen der auf Lebenszeit gefetteten Lager mit Deckscheibe.
  - ▶ **Leichte Verschmutzung**  
Leichte Verschmutzung im Schmieröl.
  - ▶ **Typische Verschmutzung**  
Schmieröl grobgefiltert; Abrieb oder Partikel von anderen Maschinenelementen.  
Übliche Bedingungen der gefetteten Lager ohne integrierte Dichtscheiben.
  - ▶ Bei **sehr starker Verschmutzung** kann davon ausgegangen werden, dass  $a_{\text{ISO}} < 0.1$ .
3. Berechnung der äquivalenten Belastung P und des Verhältnisses der statischen Tragfähigkeit zur äquivalenten Belastung:  $C_0/P$  auf der Grundlage der Lagerbelastungen.
4. Bestimmung des Punktes A je nach Verschmutzungsgrad und des Wertes  $C_0/P$  im entsprechenden Diagramm des zu berechnenden Wälz- oder Axiallagers.
5. Bestimmung des Punktes B anhand des mittleren Lagerdurchmessers:  
 $d_m = (\text{Bohrung} + \text{Außendurchmesser}) / 2$
6. Bestimmung des Punktes C entsprechend der Lagerdrehzahl.
7. Bestimmung des Punktes D entsprechend der Viskosität des Schmierstoffes bei Betriebstemperatur.
8. Punkt E, Schnittpunkt der Geraden aus Punkt B und Punkt D, definiert den Wertebereich von  $a_{\text{ISO}}$ .

# Modifizierte nominelle Lebensdauer (Fortsetzung)

## ■ Kugellager : Berechnung des $a_{iso}$ -Koeffizienten

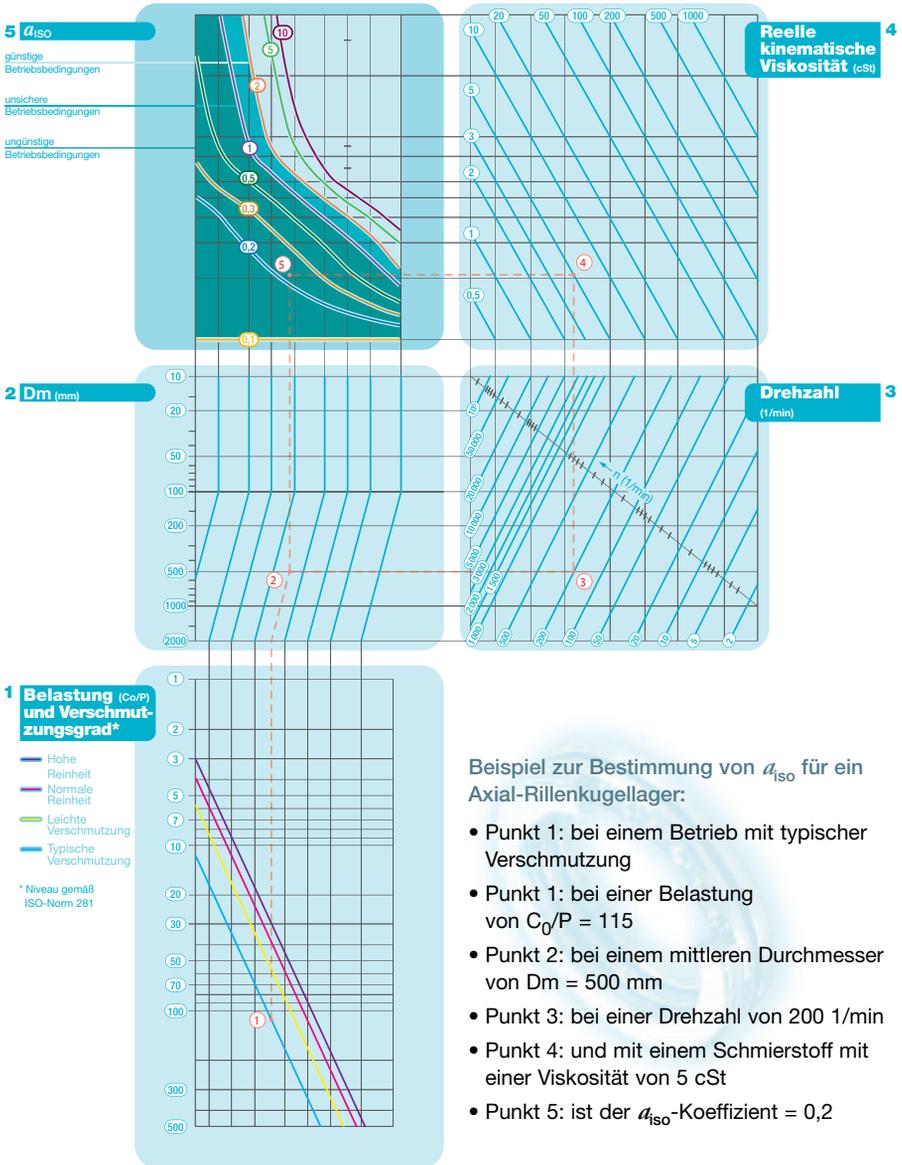


## ■ Rollenlager: Berechnung des $a_{iso}$ -Koeffizienten



# Modifizierte nominelle Lebensdauer (Fortsetzung)

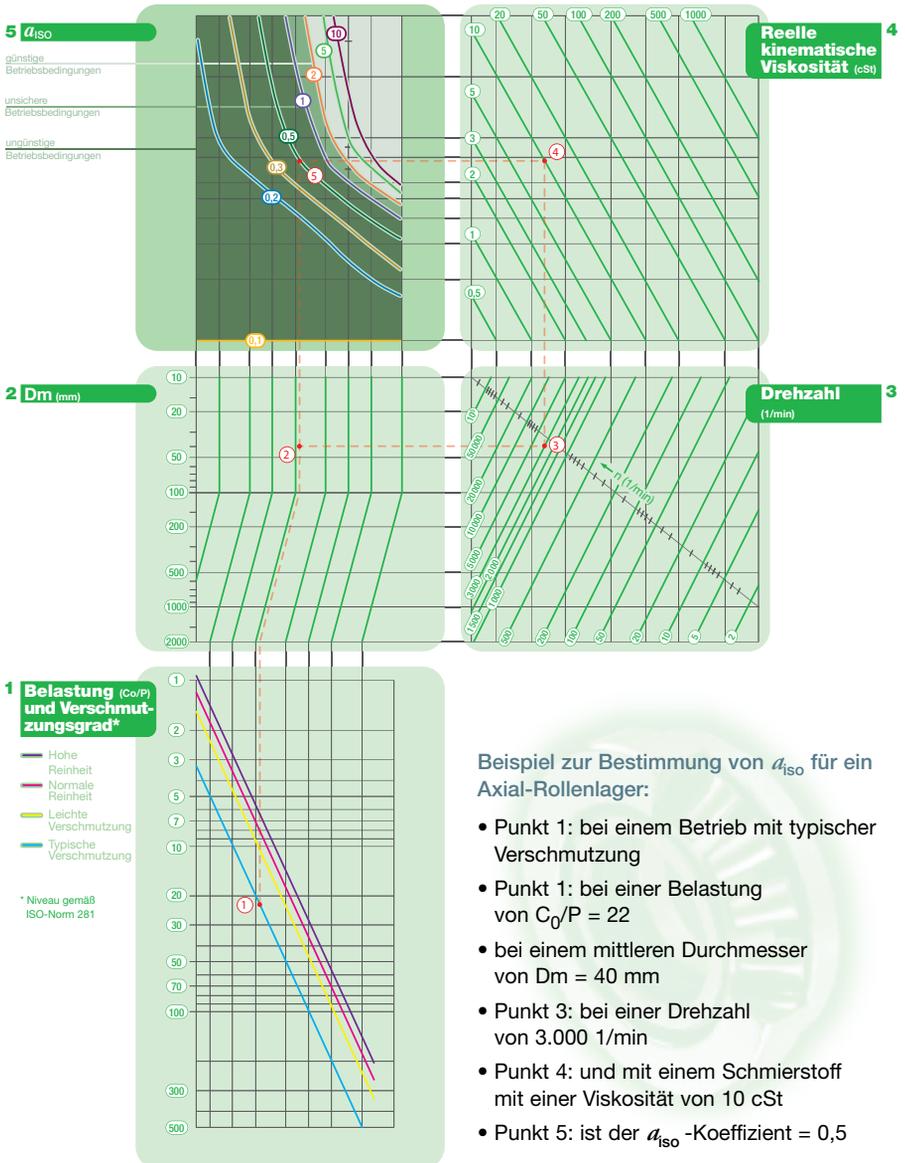
## ■ Axial-Rillenkugellager : Berechnung des $a_{iso}$ -Koeffizienten



Beispiel zur Bestimmung von  $a_{iso}$  für ein Axial-Rillenkugellager:

- Punkt 1: bei einem Betrieb mit typischer Verschmutzung
- Punkt 1: bei einer Belastung von  $C_0/P = 115$
- Punkt 2: bei einem mittleren Durchmesser von  $D_m = 500$  mm
- Punkt 3: bei einer Drehzahl von 200 1/min
- Punkt 4: und mit einem Schmierstoff mit einer Viskosität von 5 cSt
- Punkt 5: ist der  $a_{iso}$ -Koeffizient = 0,2

## Axial-Rollenlager : Berechnung des $a_{ISO}$ -Koeffizienten

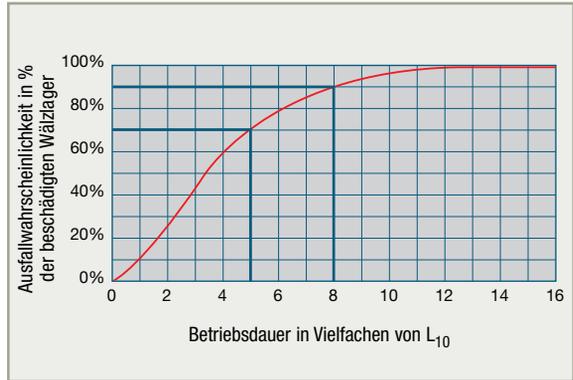


## Modifizierte nominelle Lebensdauer (Fortsetzung)

### Zuverlässigkeit von Wälzlagern

■ Wie jede Ermüdungserscheinung von Werkstoffen ist das Auftreten von Wälzlagerschäden zufallsbedingt.

Identische Wälzlager, die aus der gleichen Werkstoff- Charge hergestellt werden, die gleichen geometrischen Merkmale aufweisen und identischen Betriebsbedingungen (Last, Drehzahl, Schmierung, ...) unterworfen sind, haben dennoch eine sehr unterschiedliche Lebensdauer.



Die nominelle Lebensdauer von Wälzlagern ist die Lebensdauer  $L_{10}$ , die einer Zuverlässigkeit von 90% oder, umgekehrt, einer Ausfallwahrscheinlichkeit von 10% entspricht.

Man kann eine Lebensdauer für eine abweichende Zuverlässigkeit durch den Koeffizienten  $a_1$  oder die Zuverlässigkeit  $F$  für eine bestimmte Betriebsdauer definieren.

#### → Definition von Koeffizient $a_1$

■ Der Wert der Zuverlässigkeit  $F$  bei einer Betriebsdauer  $L$  drückt sich in mathematischer Form als Funktion der nominellen Bezugslebensdauer  $L_{10}$  aus.

$$F = \exp \left( \ln 0,9 \left( L / L_{10} \right)^\beta \right)$$

Daher gilt:

$$a_1 = ( L / L_{10} ) = ( \ln F / \ln 0,9 )^{1/\beta}$$

Der Korrekturkoeffizient  $a_1$  wurde berechnet mit  $\beta = 1,5$  (mittlerer Wert bei allen Radial- und Axiallagern).

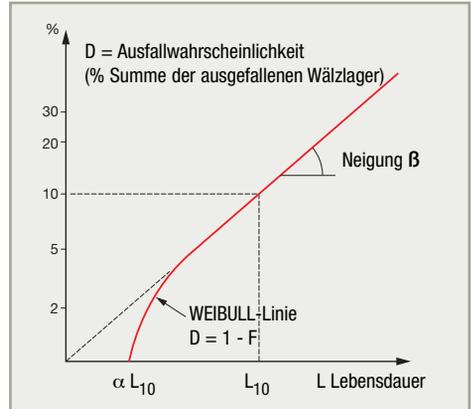
■ Diese Zuverlässigkeitswerte zeigen die große Streuung, die für die Lebensdauer von Wälzlagern charakteristisch ist:

- etwa 30% der Wälzlager eines Loses erreichen eine Lebensdauer, die 5 mal höher liegt als die nominelle Lebensdauer  $L_{10}$
- etwa 10% eine Lebensdauer, die 8 mal höher liegt als die nominelle Lebensdauer  $L_{10}$  (s. Grafik oben)

Unter Berücksichtigung dieses Aspekts kann die Analyse der Leistungen von Wälzlagern nur nach mehreren identischen Tests erfolgen und nur die statistische Auswertung der Ergebnisse ermöglicht, gültige Schlußfolgerungen zu ziehen.

## → Zuverlässigkeit für eine bestimmte Betriebsdauer

■ Oft ist es sinnvoll, die Zuverlässigkeit eines Wälzlagers für relativ kurze Betriebsdauern zu berechnen, beispielsweise die Zuverlässigkeit eines Bauteiles für die Garantiedauer  $L$  unter Berücksichtigung der berechneten Lebensdauer  $L_{10}$ . Die Auswertung von Testergebnissen der SNR ermöglicht eine Verfeinerung der Weibull-Linie für eine kurze Betriebsdauer. Abweichend von den vorhergehenden Formeln (in der ISO 281 für die Berechnung des Koeffizienten  $a_1$ ) berücksichtigt gibt es einen bestimmten Wert für die Betriebsdauer, unterhalb dessen Wälzlager gar nicht ausfallen (Zuverlässigkeit 100%). Dieser Wert beträgt etwa 2,5% der nominellen Lebensdauer  $L_{10}$  (nebenstehende Abbildung  $\alpha L_{10}$ ).



■ Um diese Tatsache in den Zuverlässigkeitsberechnungen bei kurzen Betriebszeiten zu berücksichtigen, korrigiert SNR die vorhergehende Formel mit dem Faktor  $\alpha = 0,05$

$$F = \exp \left( \ln 0,9 \left( \left( L / L_{10} \right) - \alpha \right)^{\beta} \left( 1 - \alpha \right)^{-\beta} \right)$$

Jede Zuverlässigkeit  $F$  entspricht einer Ausfallwahrscheinlichkeit  $D = 1 - F$

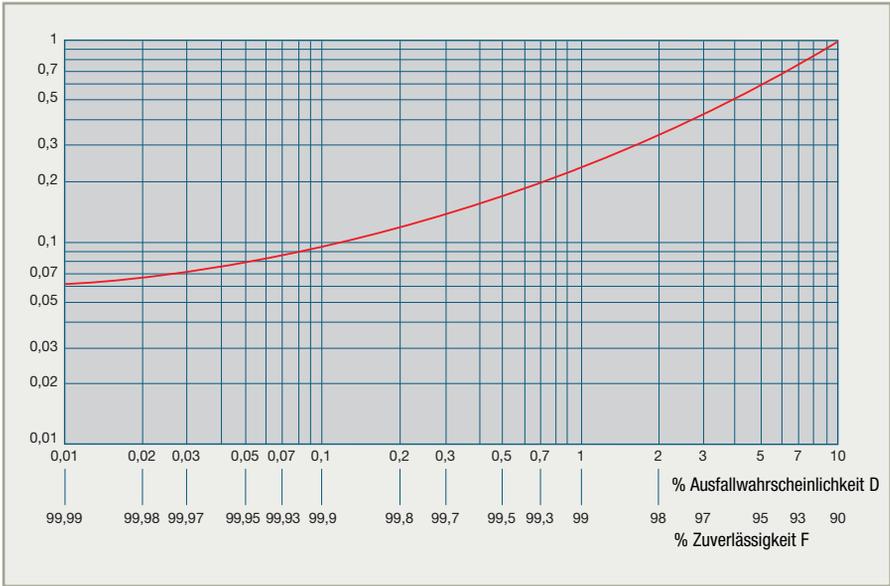
Diese stellt sich in einem Weibull-Diagramm (in kombinierten logarithmischen Koordinaten) durch eine geeignete Gerade  $\beta$  dar.

## → Berechnung von $a_1$ und der Zuverlässigkeit für eine bestimmte Betriebsdauer

Zuverlässigkeit 100 %	$L_{nm}$	$a_1$
90	$L_{10m}$	1
95	$L_{5m}$	0,64
96	$L_{4m}$	0,55
97	$L_{3m}$	0,47
98	$L_{2m}$	0,37
99	$L_{1m}$	0,25
99,2	$L_{0,8m}$	0,22
99,4	$L_{0,6m}$	0,19
99,6	$L_{0,4m}$	0,16
99,8	$L_{0,2m}$	0,12
99,9	$L_{0,1m}$	0,093
99,92	$L_{0,08m}$	0,087
99,94	$L_{0,06m}$	0,080
99,95	$L_{0,05m}$	0,077

## Modifizierte nominelle Lebensdauer (Fortsetzung)

### ■ Zuverlässigkeit und Ausfallwahrscheinlichkeit bei einer bestimmten Betriebsdauer L



### ➔ Lebensdauer und Zuverlässigkeit einer Kombination von Wälzlagern

■ Nach der Theorie der kombinierten Wahrscheinlichkeiten ist die Zuverlässigkeit einer Kombination von Wälzlagern das Produkt der Zuverlässigkeiten seiner Komponenten.

$$F = F_1 \times F_2 \times \dots$$

■ Aus den vorhergehenden Formeln leitet man die Lebensdauer  $L_{10}$  einer Wälzlagerkombination von der Lebensdauer  $L_{10}$  der einzelnen Wälzlager ab.

$$L_e = (1 / L_1^{1,5} + 1 / L_2^{1,5} + \dots)^{-1/1,5}$$

■ Ebenso ist die Ausfallwahrscheinlichkeit einer Kombination in erster Annäherung die Summe der Ausfallwahrscheinlichkeiten der einzelnen Wälzlager (bei sehr niedrigen Ausfallwerten).

$$D = D_1 + D_2 + \dots$$

➔ Die Zuverlässigkeit der Wälzlagerung einer mechanischen Baugruppe wird desto besser, je höher die Lebensdauer der einzelnen Wälzlager ist.

# Auswirkungen der Schmierung

Die primäre Funktion des Schmiermittels ist es, die aktiven Metallflächen des Wälzlagers getrennt zu halten. Ein Ölfilm zwischen Wälzkörpern und Laufbahnen verhindert Verschleiß, anormale Spannungen und Erwärmung, welche sonst durch einen direkten Metallkontakt der drehenden Bauteile entstehen würden.

Schmiermittel hat auch zwei sekundäre Funktionen: Kühlung des Wälzlagers bei Ölschmierung und Vermeiden von Korrosion.

## → Trennvermögen der Schmiermittel

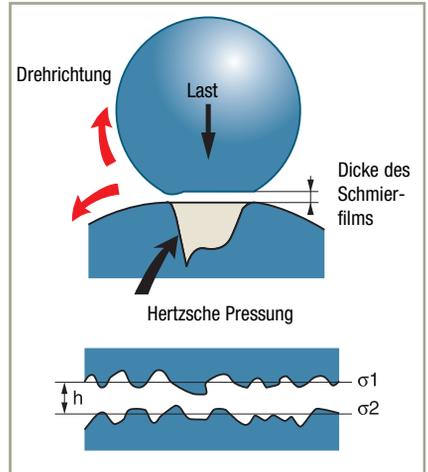
■ Die Hertz'sche Theorie ermöglicht eine Analyse der elastischen Verformungen durch die Flächenpressung in der Kontaktzone zwischen Wälzkörper und Laufbahn.

Trotz dieser Flächenpressung kann ein Ölfilm erzeugt werden, der die Kontaktflächen trennt. Man berechnet also die Schmierungsanforderungen des Wälzlagers durch das Verhältnis zwischen Dicke  $h$  des Ölfilms und äquivalenter Rauigkeit  $\sigma$  der Kontaktflächen.

$$\sigma = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2)^{1/2}$$

$\sigma_1$ : mittlere Rauigkeit der Wälzgerlaufbahnen

$\sigma_2$ : mittlere Rauigkeit der Wälzkörper



## → Elastohydrodynamische Theorie (EHD)

■ Die elastohydrodynamische Theorie berücksichtigt alle Parameter bei der Berechnung von elastischen Verformungen von Stahl und hydrodynamischen Drücken des Schmiermittels und ermöglicht eine Einschätzung der Dicke des Ölfilms.

Folgende Parameter werden berücksichtigt:

- Art des Schmiermittels, definiert durch dynamische Viskosität des Öls bei Betriebstemperatur und piezo-viskosen Koeffizienten, der die Zunahme der Viskosität in Abhängigkeit vom Anpressdruck ausdrückt,
- Art der sich im Kontakt befindlichen Werkstoffe, definiert durch Elastizitätsmodul und Poisson-Koeffizient, welche das Ausmaß der Verformungen in der Lastzone definieren,
- Belastung des am stärksten beanspruchten Wälzkörpers,
- Drehzahl,
- Form der sich im Kontakt befindlichen Oberflächen, definiert durch die Krümmungsradien, welche die Art des verwendeten Wälzlagers ausdrücken.

➔ Angewendet auf das Wälzger ermöglicht die EHD-Theorie vereinfachende Hypothesen, die zeigen, dass die Dicke des Ölfilms nahezu ausschließlich von Viskosität des Öls und Drehzahl abhängt.

## Modifizierte nominelle Lebensdauer (Fortsetzung)

### ■ Ölschmierung

Tests haben gezeigt, dass der Wirkungsgrad der Schmierung, definiert durch das Verhältnis  $h/\sigma$ , sich wesentlich auf die tatsächliche Lebensdauer von Wälzlagern auswirkt. Durch Anwendung der EHD-Theorie im Diagramm auf der nächsten Seite kann man die Auswirkung der Schmierungsverhältnisse auf die Lebensdauer des Wälzlagers ermitteln.

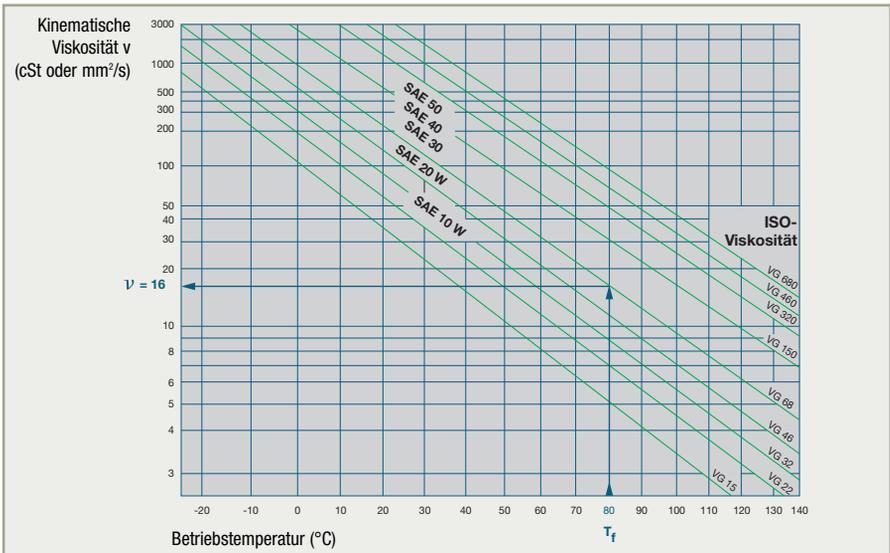
### ■ Fettschmierung

Die Anwendung der EHD-Theorie auf die Fettschmierung ist wegen der zahlreichen Komponenten komplexer. Die Testergebnisse stellen selten einen Zusammenhang zwischen Leistungen und Merkmalen der Komponenten her. Daher beruht jede Schmierfettempfehlung auf Versuchen, welche die am Markt erhältlichen Produkte vergleichen. Das Forschungs- und Testzentrum von SNR arbeitet eng mit den Schmierstoffherstellern zusammen, um die leistungsfähigsten Schmierfette auszuwählen und zu entwickeln.

## → Berechnung der Mindest-Viskosität

### ■ Diagramm Viskosität-Temperatur

Die für die Schmierung von Wälzlagern verwendeten Öle sind im Allgemeinen Mineralöle mit einer Viskosität von etwa  $90 \text{ mm}^2/\text{s}$ . Die Hersteller dieser Öle geben die exakten Eigenschaften ihrer Produkte an, insbesondere das Diagramm Viskosität-Temperatur. Andernfalls kann man das folgende Diagramm verwenden.

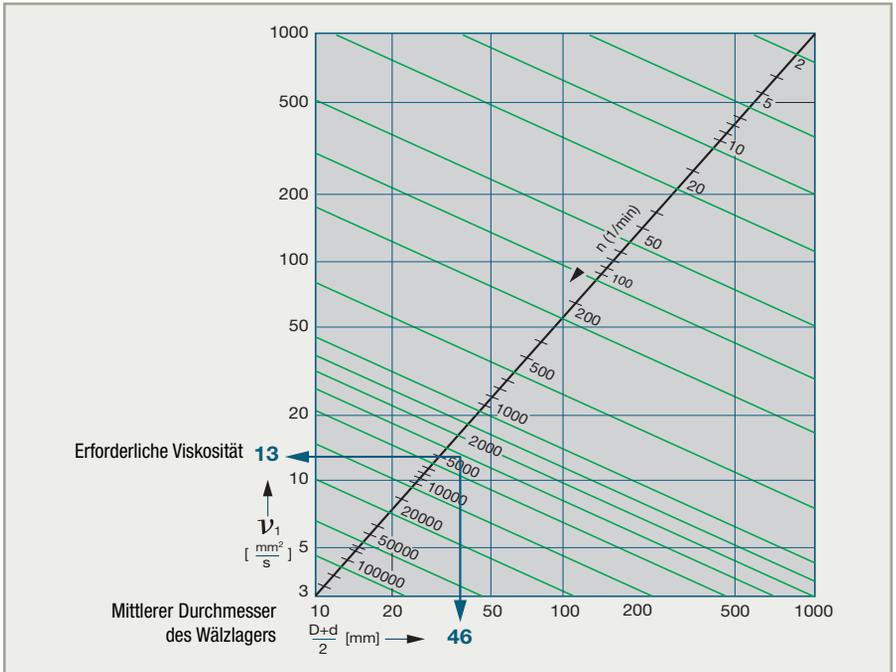


Öl wird durch die Nennviskosität (in cSt oder  $\text{mm}^2/\text{s}$ ) bei einer Nenntemperatur von  $40 \text{ }^{\circ}\text{C}$  definiert. Daraus leitet man die Viskosität bei Betriebstemperatur ab.

## ■ Diagramm der erforderliche Mindest-Viskosität

Das folgende Diagramm ermöglicht die Berechnung der erforderlichen Mindest-Viskosität (in cSt) mit:

- Mittlerer Durchmesser des Wälzlagers  $D_m = (D+d)/2$
- Drehzahl  $n$



## ► Beispiel:

Wälzlager 6206 bei einer Drehzahl von 3000 1/min in einem Öl VG68 bei 80°C.

Das nebenstehende Diagramm ergibt, dass die tatsächliche Viskosität des Öls bei 80° C 16 cSt beträgt.

Das obige Diagramm ergibt, dass die erforderliche Viskosität bei einem Wälzlager 6206 von mittlerem Durchmesser  $D_m = (D + d)/2 = 46$  mm bei 3000 1/min 13 cSt beträgt.

# Die einflußreichen Parameter auf die Lebensdauer

## Auswirkungen der Temperatur

### → Normale Betriebstemperaturen

■ Die normale Betriebstemperatur des Wälzlagers liegt zwischen  $-20^{\circ}\text{C}$  und  $+120^{\circ}\text{C}$

Eine davon abweichende Betriebstemperatur wirkt sich aus auf:

- die Eigenschaften des Stahls,
- die Lagerluft im Betrieb,
- die Eigenschaften des Schmiermittels,
- die Widerstandsfähigkeit der Dichtungen,
- die Widerstandsfähigkeit der Käfige aus Kunststoff.

■ Auswirkungen für den Betrieb von Wälzlagern außerhalb der normalen Temperaturgrenzen.

Kontinuierliche  
Betriebstemperatur  
in  $^{\circ}\text{C}$

	-40	-20	0	40	80	120	160	200	240	
Stahl 100 Cr6	Standard					 Spezielle Wärmebehandlung				
Betriebsspiel	Normal									
Schmierfett	Spezielles Niedrigtemperaturfett	Standard					Spezielles Hochtemperaturfett			Trockenschmierung
Dichtung	Standard (Acrylnitril)									
	Spezial (Fluorelastomer)									
Käfig	Polyamid 6/6									
	Metall									

# Auswirkungen des Betriebsspiels

## → Radiallager unter Radiallast

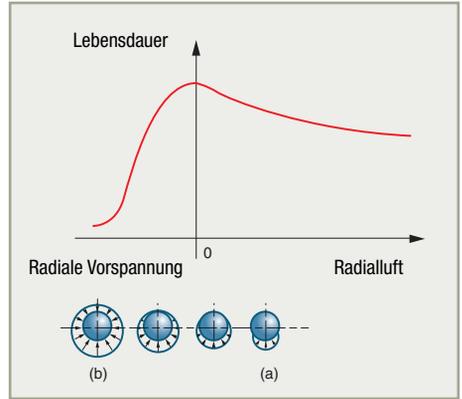
■ Die dynamische Tragzahl eines Wälzlagers wird unter der Annahme definiert, dass die Lagerluft im Betrieb (Restlagerluft nach dem Einbau) gleich Null ist, d. h. dass die Hälfte der Wälzkörper belastet wird.



■ In der Praxis ist die Luft im Betrieb niemals Null.

- Eine große Lagerluft (Bereich a) führt zu einer kleinen Lastzone.
- Eine zu hohe Vorspannung (Bereich b) führt dazu, dass die Wälzkörper eine hohe Belastung aufnehmen müssen, die zur Betriebslast noch dazukommt.

In beiden Fällen wird die Lebensdauer kürzer, allerdings ist eine Vorspannung kritischer als Lagerluft.



## → Wälzlager mit Winkelkontakt unter Radial- und Axiallast

■ Die Lastzone ändert sich je nach Lagerluft bzw. Vorspannung.

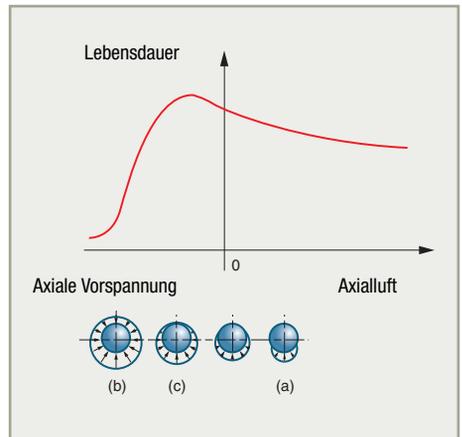


Eine niedrige axiale Vorspannung (Bereich c) führt zu einer besseren Lastverteilung auf die Wälzkörper und einer längeren Lebensdauer.

Eine normale Axialluft (Bereich a) ist unkritisch für die Lebensdauer. Eine zu hohe Vorspannung (Bereich b) jedoch verkürzt die Lebensdauer erheblich durch zusätzliche anormale Beanspruchung, ein höheres Reibmoment und eine höhere Temperatur.

Daher weisen die meisten Anwendungen, die keine Vorspannung erfordern eine bestimmte Luft auf, um diese Risiken zu vermeiden und die Lagereinstellung zu erleichtern.

Die Auswirkung der Lagerluft auf die Lebensdauer wird ausgehend von der Restlagerluft und der Größe und Richtung der Belastung berechnet. Wenden Sie sich an SNR.



## Die einflussreichen Parameter auf die Lebensdauer (Fortsetzung)

### Auswirkungen übermäßiger Belastung

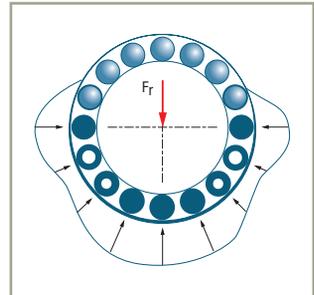
Bei sehr hoher Belastung, entsprechend etwa Werten von  $P \geq C / 2$ , ist die Höhe der Beanspruchung von Standardstahl so hoch, dass die in Seite 58 genannte Formel die nominelle Lebensdauer nicht mehr mit einer Zuverlässigkeit von 90% wiedergibt. Diese Belastungsfälle erfordern eine spezielle Anwendungsanalyse mit unseren Berechnungsmethoden.

### Auswirkungen von Form- und Positionsfehlern der Lagersitze

#### → Formfehler

■ Ein Wälzlager ist ein Präzisionsteil und die Berechnung der Ermüdungsfestigkeit erfordert eine homogene und kontinuierliche Verteilung der Belastung auf die Wälzkörper.

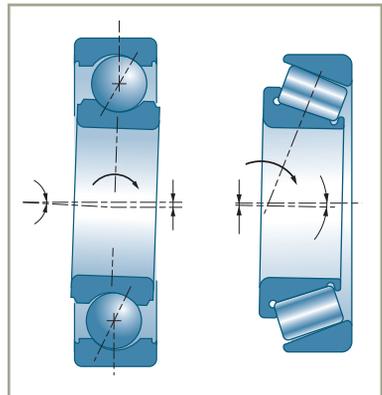
Sobald die Lastverteilung nicht mehr homogen ist, müssen die Spannungen mit der Finite-Elemente-Methode berechnet werden.



Die Lagersitze der Wälzlager müssen unbedingt mit einer geeigneten Präzision bearbeitet werden. Formfehler von Lagersitzen (Unrundheit, Zylindrizitätsfehler, ...) führen zu lokalen Belastungen, welche die tatsächliche Lebensdauer von Wälzlager erheblich beeinträchtigen. Die Tabellen auf Seite 108 enthalten bestimmte Spezifikationen für die Toleranzen der Anlageflächen und Lagersitze von Wälzlager.

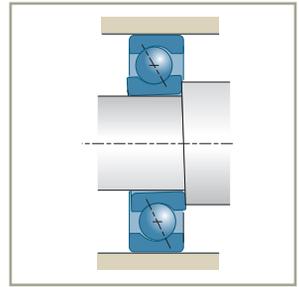
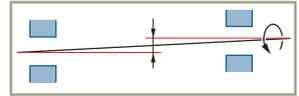
#### → Fluchtungsfehler

■ Fluchtungsfehler bei starren Wälzlager (ohne Pendelmöglichkeit) führen zu einem Winkel zwischen der Achse des Innenrings und der Achse des Außenrings.



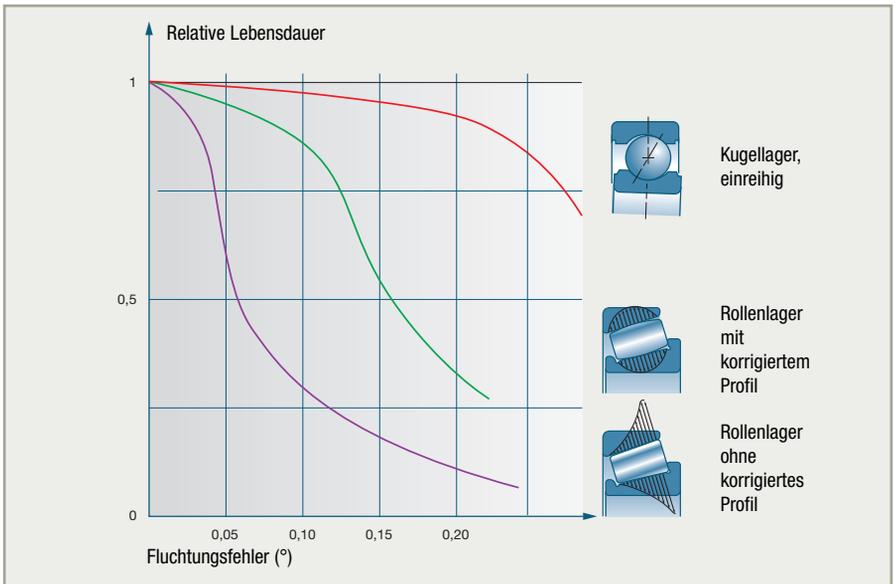
■ Ursache von Fluchtungsfehlern können sein:

- ▶ Konzentritzitätsfehler zwischen den beiden Lagersitzen auf der Welle oder im Gehäuse
- ▶ Fluchtungsfehler zwischen der Wellen- und der Gehäuseachse desselben Wälzlagers
- ▶ Linearitätsfehler der Welle
- ▶ Mangelnde vertikale Ausrichtung zwischen Wellenschulter und Lagersitz



■ Die Größe von Fluchtungsfehlern und deren Auswirkung auf die Lebensdauer wird rechnerisch ermittelt. Das nebenstehende Diagramm zeigt die Rechenergebnisse.

Die Verkürzung der Lebensdauer erfolgt sehr schnell und die Fluchtungsfehler müssen in sehr engen Grenzen gehalten werden.



## Die einflussreichen Parameter auf die Lebensdauer (Fortsetzung)

■ Maximal zulässige Fluchtungsfehler ohne erhebliche Beeinträchtigung der Lebensdauer bei einem normalen Betriebsspiel.

	$F_a / F_r < e$	$F_a / F_r > e$
Kugellager, einreihig	0,17°	0,09°
Kugellager, zweireihig; Zylinder- oder Kegellager	0,06°	0,06°

Um die Auswirkungen eines Fluchtungsfehlers zu reduzieren kann man einreihige Kugellager mit einer größeren Radialluft (Klasse 3) auswählen. Zylinder- oder Kegellager fertigt SNR mit konvexen Rollenmantellinien, um die Lastverteilung bei einem Fluchtungsfehler zu verbessern.

## Reibung und Drehzahl der Wälzlager

### Reibung

■ Reibung und Erwärmung eines Wälzlagers hängen von unterschiedlichen Parametern ab: Belastung, Reibung des Käfigs, innerer Aufbau des Wälzlagers, Schmierung, ...

Bei den meisten Anwendungen unterhalb der Grenzdrehzahl und mit einer nicht zu großen Schmiermittelmenge kann die Reibung der Wälzlager ausreichend genau mit den folgenden Formeln berechnet werden:

$M_R$  Reibmoment (N.mm)

$P_R$  Verlustleistung (W)

$F$  Radiallast bei Radiallagern,  
Axiallast bei Axiallagern (N)

$D_m$  Mittlerer Durchmesser des Wälzlagers  
 $D_m = (d + D) / 2$  (mm)

$n$  Drehzahl (1/min)

$\mu$  Reibungsbeiwert

$$M_R = \mu \cdot F \cdot D_m / 2$$

$$P_R = M_R \cdot n / 9550$$

Wälzlager ohne Dichtringe:

Reibungsbeiwert	$\mu$
Radialkugellager	0,0015
Pendelkugellager	0,0010
Schräggugellager	
• einreihig	0,0020
• zweireihig	0,0024
Axialkugellager	0,0013
Zylinderrollenlager	0,0050
Kegelrollenlager	0,0018
Pendelrollenlager	0,0018

# Drehzahl der Wälzlager

## → Theorie der ISO-Norm 15312

Die ISO-Norm 15312 führt neue Begriffe im Zusammenhang mit der Drehzahl von Lagern ein:

- Thermische Referenzdrehzahl
- zulässige thermische Drehzahl
- Grenzdrehzahl

### ■ Thermische Referenzdrehzahl. Definition

Die thermische Referenzdrehzahl ist die Drehzahl des Innenrings, bei der ein **thermisches Gleichgewicht** zwischen der durch **Reibung produzierten Wärme im Lager ( $N_r$ )** und der **über den Sitz (Welle und Gehäuse) des Lagers ( $\Phi_r$ ) abgeführten Wärmemenge** unter Normalbedingungen erreicht wird.

$$N_r = \Phi_r$$

### ■ Normalbedingungen, die die Reibungswärme bestimmen

#### Temperatur

- Vorgegebene Temperatur des Lageraußenrings  $\theta_r = 70^\circ\text{C}$
- Umgebungstemperatur des Lagers  $\theta_{Ar} = 20^\circ\text{C}$

#### Belastung

- Radiallager: reine Radialbelastung, entsprechend 5 % der statischen Basisradialbelastung.
- Axial-Rollenlager: Axiallast, entsprechend 2 % der statischen Basisaxialbelastung.

**Schmierstoff:** Mineralöl ohne EP-Additive, mit folgender kinematischen Viskosität bei  $\theta_r = 70^\circ\text{C}$ :

- Radiallager:  $\nu_r = 12 \text{ mm}^2 / \text{s}$  (ISO VG 32)
- Axial-Rollenlager:  $\nu_r = 24 \text{ mm}^2 / \text{s}$  (ISO VG 68)

**Schmiermethode:** Ölbad bis einschließlich Mitte des untersten Wälzkörpers.

#### Weiteres

- Lagergröße: Bis zu einem Bohrungsdurchmesser von einschließlich 1.000 mm
- Lagerluft: Gruppe « N »
- Dichtungen: Lager ohne Dichtungen
- Rotationsachse des Lagers: horizontal  
(Bei Axial-Zylinderrollenlagern und Axialnadellagern sollten vorsichtshalber die oberen Wälzelemente mit Öl gefettet werden.)
- Außenring: feststehend
- Einstellung der Vorspannung eines Schrägkugellagers: keine Luft im Betrieb

## Reibung und Drehzahl der Wälzlager (Fortsetzung)

■ Die durch Reibung produzierte Wärme  $N_r$  eines Lagers bei einer thermischen Referenzdrehzahl unter Normalbedingungen:

$$N_r = [(\pi \times n_{\theta r}) / (30 \times 10^3)] \times (M_{0r} + M_{1r})$$

$M_{0r}$  : Reibmoment, unabhängig von der Belastung

$M_{1r}$  : Reibmoment, abhängig von der Belastung

$$N_r = [(\pi \times n_{\theta r}) / (30 \times 10^3)] \times [10^{-7} \times f_{0r} \times (v_r \times n_{\theta r})^{2/3} \times d_m^3 + f_{1r} \times P_{1r} \times d_m]$$

$f_{0r}$  : Korrekturfaktor für das Reibmoment, **unabhängig von der Belastung, aber abhängig von der Drehzahl** bei Normalbedingungen (Anhaltswerte im Anhang A der Norm)

$d_m$  : Mittlerer Lagerdurchmesser  $d_m = 0,5 \times (D + d)$

$f_{1r}$  : Korrekturfaktor für das Reibungsmoment, **abhängig von der Belastung**

$P_{1r}$  : Referenzbelastung

### ■ Normalbedingungen für die Bestimmung der Wärmeabgabe

**Referenzfläche ( $A_r$ )**: Summe der Kontaktflächen zwischen den Ringen, der Welle und dem Gehäuse, über die die Wärmemenge abgegeben wird.

**Referenzwärmemenge  $\Phi_r$** : Vom im Betrieb befindlichen Lager abgegebene und mittels Wärmeleitung über die vorgegebene Oberfläche abgeführte Wärmemenge.

**Referenzwärmedichte  $q_r$**  : Quotient der Referenzwärmemenge über die Referenzoberfläche.

### ■ Wärmeabfuhr über den Lagersitz

$$\Phi_r = q_r \times A_r$$

### ■ Zulässige thermische Drehzahl - Definition

Ein in Betrieb befindliches Lager kann eine zulässige thermische Drehzahl erreichen, die von der thermischen Referenzdrehzahl abhängig ist. Die ISO-Norm 15312 liefert ein Verfahren, diese Drehzahlwerte zu bestimmen.

### ■ Grenzdrehzahl

Die ISO-Norm 15312 definiert die Grenzdrehzahl eines Lagers als die Drehzahl, der die Lagerkomponenten mechanisch nicht mehr standhalten.

Die Mehrzahl der Lageranwendungen werden bei unkritischen Drehzahlen betrieben.

Eine sehr genaue Kalkulation ist nicht erforderlich; der Hinweis auf einen nicht zu überschreitenden Grenzwert ist dabei völlig ausreichend. Die von der ISO-Norm 15312 gegebenen Definitionen und Verfahren sind von Fachleuten zu benutzen, die über leistungsstarke Kalkulationshilfsmittel verfügen, sollte eine solche Berechnung aufgrund von hohen Drehzahlbedingungen nicht zu umgehen sein.

Aus diesem Grund hat SNR beschlossen, das Konzept der Grenzdrehzahlwerte in den Maßtabellen beizubehalten:

### ■ SNR Grenzdrehzahl. Definition



Die Grenzdrehzahl ist die maximale Drehzahl unter normalen Betriebsbedingungen, bei der die Erwärmung im Lagerinneren als akzeptabel bezeichnet werden kann.

Diese nach herkömmlichen Begriffen definierte Grenzdrehzahl ist in den Produkttabellen angegeben und ist für Fett- oder Ölschmierung unterschiedlich.

Die maximale Drehzahl ist ein Leitindikator für den Lagerbenutzer. Sollten Sie sich dennoch den in den Produkttabellen aufgeführten Grenzwerten nähern, setzen Sie sich bitte mit Ihrem Ansprechpartner von SNR in Verbindung.

Auf Wunsch kann SNR eine Berechnung gemäß der ISO-Norm 15312 durchführen und Ihnen genauere Informationen liefern.

## Reibung und Drehzahl der Wälzlager (Fortsetzung)

Die folgende Tabelle ermöglicht den Vergleich der Eignung verschiedener Wälzlager-Bauarten bezüglich der Drehzahlen.

n Dm bei Fett-schmierung	Wälzlagerarten	n Dm bei Öl-schmierung	
	 Sonderlager mit angepasster Schmierung		<b>Sonderlager</b>
1 100 000	 Hochgenaue Radialkugellager ohne Vorspannung	+ 55%	
650 000	 Hochgenaue Radialkugellager mit leichter Vorspannung	+ 55%	
600 000			<b>Standard-lager</b>
550 000	 Einreihige Radialkugellager	+ 25%	
500 000	 Pendelkugellager	+ 20%	
450 000	 Zylinderrollenlager	+ 25%	
400 000	 Einreihige Schrägkugellager	+ 30%	
350 000	 Zweireihige Radialkugellager	+ 30%	
	 Zweireihige Schrägkugellager	+ 40%	
300 000	 Pendelrollenlager	+ 35%	
	 Kegelrollenlager	+ 35%	
250 000	 Axialpendelrollenlager (nur Ölschmierung)	+ 40%	
200 000			
150 000	 Axialkugellager		