



Wälzlager in Fahrmotoren

Rillenkugellager, Vierpunktlager, Zylinderrollenlager

Technische Produktinformation

1 Vorwort

Schaeffler ist einer der weltweit führenden Hersteller von Wälzlagern und Gleitlagern. In enger Zusammenarbeit mit Herstellern und Betreibern entstehen abgestimmte Lösungen für jede Lageranwendung in Schienenfahrzeugen. Zum Produktportfolio gehören Radsatzlager inklusive Gehäuse sowie Lager und Komponenten für Fahrmotoren und Getriebe, für Wagengelenke und Neigetechnik, für Türen und Schiebewände.

Lagerungen für Schienenfahrzeuge sind extremen Belastungen ausgesetzt und unterliegen hohen Sicherheitsstandards. Schaeffler verfügt über 140 Jahre Erfahrung im Bahnbereich und bietet damit umfassende technische Kompetenz, höchste Qualität und eine perfekte Abstimmung der Produkte für jeden Einsatzbereich. Auf eigens entwickelten Prüfständen wird die Zuverlässigkeit der Lager unter extremen Bedingungen getestet. Das Prüffeld Bahn am Standort Schweinfurt ist eine vom Eisenbahnbundesamt anerkannte und zertifizierte Prüfstation für Lagerungen von Schienenfahrzeugen.

Zusätzlich ist es von der DAP (Deutsches Akkreditierungssystem Prüfwesen GmbH) autorisiert, Prüfungen im Bereich Leistungsvermögen von Radsatzlagern – Bahnanwendungen nach DIN EN ISO/IEC 17025:2000 durchzuführen.

Zu unseren Dienstleistungen gehören kompetente Anwendungsberatung, Wälzlagerberechnungen, Versuche und Montage. Ein engmaschiges Netz von Außendienstingenieuren, Servicetechnikern und Vertriebstechnikern arbeitet weltweit für Sie und stellt kurze Wege und schnelle Reaktionszeiten sicher. Als besonderen Service bietet Schaeffler die fachmännische und wirtschaftliche Wiederaufbereitung von Bahnlagern an.

Inhaltsverzeichnis

1	Vorwort	3
2	Einflussgrößen für die Gestaltung der Lagerung	6
2.1	Einflussgrößen	6
2.2	Auslegung von Fahrmotorlagerungen	7
3	Lagerbauarten	8
3.1	Rillenkugellager	8
3.1.1	Käfig	9
3.1.2	Wärmebehandlung	9
3.2	Vierpunktlager	9
3.2.1	Käfig	10
3.2.2	Wärmebehandlung	10
3.3	Zylinderrollenlager	10
3.3.1	Loslager	10
3.3.2	Stützlager und Festlager	10
3.3.3	Verkippung	11
3.3.4	Käfig	11
3.3.5	Wärmebehandlung	11
3.3.6	Axiale Tragfähigkeit	12
4	Käfig	14
4.1	Beanspruchungen	14
4.2	Käfigarten	14
4.2.1	Führungsarten und Eigenschaften	15
4.3	Käfigschäden	16
4.4	Käfige für hohe Stoßbelastungen und Schwingungbelastungen	16
5	Betriebsparameter	18
5.1	Mindestbelastung von Radiallagern	18
5.2	Drehzahlkennwerte der Standardlager	19
5.3	Wärmestabilisierung und Restaustenit	20
6	Berechnung	22
6.1	Lagerungskonzepte und Antriebskonzepte	22
6.2	Nominelle Lebensdauer	23
6.3	Allgemeine Berechnungsformeln und Hilfen	24
6.4	Belastungen im Rotorschwerpunkt	26
6.5	Belastungen aus den Antriebskonzepten	26
6.5.1	Belastungen aus der Kupplung	27
6.5.2	Belastungen aus der Verzahnung	27
6.6	Zusatzbelastungen aus Stößen und Schwingungen	31
7	Schmierung	34
7.1	Aufgaben der Schmierung	34
7.2	Schmierzustände und Reibungszustände	34
7.3	Versorgung der Lager mit Schmierstoff	36
7.4	Erstbefettung und Neubefettung	37

7.5	Auswahl des geeigneten Schmierstoffs	38
7.5.1	Einfluss des Lagertyps	38
7.5.2	Einfluss der Drehzahl.....	39
7.5.3	Einfluss der Temperatur.....	39
7.5.4	Einfluss der Belastung.....	41
7.6	Fettgebrauchsdauer.....	41
7.6.1	Grundfettgebrauchsdauer.....	41
7.6.2	Fettgebrauchsdauer	42
7.6.3	Nachschmierfristen.....	44
7.6.4	Nachschmiermengen	45
7.6.5	Fettverteilung	45
7.6.6	Mischbarkeit von Schmierstoffen	46
8	Stromisolierung.....	48
8.1	Ursachen und Abhilfemaßnahmen von Wälzlagerströmen	48
8.2	Typische Lagerschäden bei Stromdurchgang	50
8.2.1	Spuren in Laufbahnen und an Wälzkörpern.....	50
8.2.2	Riffelbildung.....	50
8.2.3	Entstehung von Lagerschäden.....	51
8.2.4	Einfluss auf den Schmierstoff.....	51
8.3	Elektrisches Verhalten von Wälzlagern.....	52
8.3.1	Elektrisches Verhalten eines unbeschichteten Wälzlagers.....	52
8.3.2	Elektrisches Verhalten eines stromisolierenden Wälzlagers.....	52
8.4	Keramikbeschichtete Lager.....	54
8.4.1	Beschichtungsarten	54
8.4.2	Beschichtungsverfahren	55
8.4.3	Gesteigerte Isolationsperformance mit der neuen Beschichtung J20G	56
8.4.4	Beschichtungskennwerte.....	57
8.4.5	Lagerausführungen mit Keramikbeschichtungen.....	61
8.4.6	Bestellbeispiele.....	61
8.5	Hybridlager	62
9	Serviceprodukte und Sonderlösungen.....	65
9.1	Nachschmierbare Gehäuseeinheit für Fahrmotoren	65
9.2	Automatische Schmierstoffgeber für Fahrmotoren	67
9.3	Wälzlagerfette Arcanol	69
10	Checkliste.....	72

2 Einflussgrößen für die Gestaltung der Lagerung

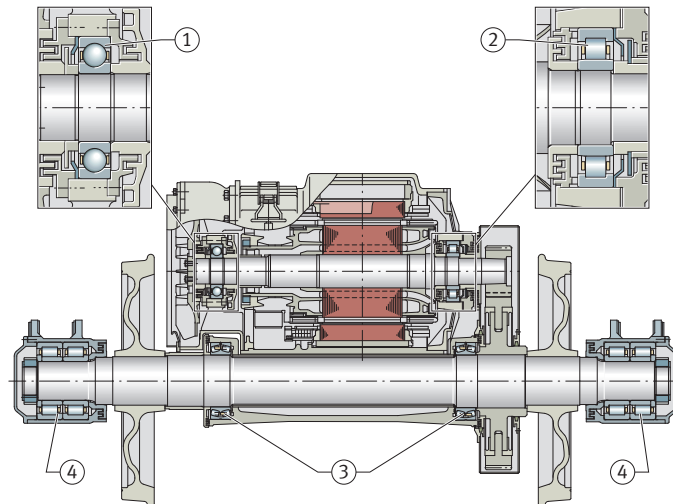
2.1 Einflussgrößen

An einen modernen elektrischen Antrieb für die Bahnindustrie werden bestimmte grundlegende Anforderungen wie Wirtschaftlichkeit, Zuverlässigkeit, Betriebssicherheit, Langlebigkeit und Robustheit sowie geringer Wartungsaufwand gestellt. Die Erfüllung dieser Grundanforderungen wird stark durch die wirkenden Kräfte, Zusatzbelastungen und Umgebungseinflüsse beeinflusst. Da die Wälzlager zu den Verschleißteilen des Antriebs gehören, müssen alle branchenspezifischen Anforderungen berücksichtigt und erfüllt werden. Die Lagerung der Rotorwelle des elektrischen Antriebs muss sorgfältig auf die besonderen Betriebsbedingungen und Umgebungsbedingungen abgestimmt werden. Je nach Antriebskonzept sind dabei verschiedene Lastkollektive zu berücksichtigen, um eine effiziente, betriebssichere und wirtschaftliche Lagerung zu gewährleisten. Schmierung und Abdichtung müssen so gestaltet sein, dass in jedem Betriebszustand die Lager optimal mit Schmierstoff versorgt werden ►7 | 1.

Für die Lagerung eines elektrischen Antriebs muss der Konstrukteur folgende Einflussgrößen berücksichtigen:

- Belastung
- Drehzahl
- Stromfluss, Stromdurchgang
- Einbauraum
- Wellenanordnung
- Schwingungsverhalten
- Temperatureinfluss
- Lebensdauerforderung
- statische Sicherheit
- Umgebungsbedingungen
- Reibung
- Schmierung
- Wartung
- Montage und Demontage

1 Fahrmotorlagerung eines elektrischen Triebwagens



000198F1

1	Lager Nichtantriebsseite	2	Lager Antriebsseite
3	Tatzlager, hier Pendelrollenlager	4	Radsatzlager

2.2 Auslegung von Fahrmotorlagerungen

Die rechnerische Auslegung von Elektromotorlagerungen erfolgt im Allgemeinen nach der Werkstoffermüdungstheorie. Die Gebrauchsdauer der Lager von Normmotoren oder Serienmotoren ist in den allermeisten Fällen mit der Fettgebrauchsdauer identisch, da viele solcher Motoren, abhängig von der Achshöhe, mit abgedichteten Lagern mit for-life-Schmierung ausgerüstet werden. Hier bestimmt die Fettgebrauchsdauer die Lebensdauer der Lagerung.

Bei Fahrmotoren erfolgt die Bestimmung der Lagergröße genau wie beim Normmotor mit Hilfe der üblichen Ermüdungslebensdauerberechnung. Die Ermüdungslebensdauer wird branchenüblich nicht in Stunden, sondern in Fahrkilometern angegeben. Die Lebensdauer der Lager eines Fahrmotors wird durch die Ermüdungslebensdauer der Lager vorgegeben, da in der Regel nachgeschmiert wird.

Bei der Festlegung einer Fahrmotorenlagerung ist neben ihrer rechnerischen Lebensdauer auch die zumeist vorgegebene oder angestrebte Wartungsfrist zu berücksichtigen. Da von der rechnerischen Lebensdauer ein möglichst großes, wegen der Drehzahleignung und Schmierfrist aber ein kleines Lager angestrebt wird, ist das Ergebnis der Auslegung in der Regel ein Kompromiss.

Bei der Auslegung der Fahrmotorlagerung muss daher besonders geachtet werden auf:

- Drehzahleignung der Lager und des Fetts
- Mindestbelastbarkeit der Lager
- axiale Belastbarkeit bei Einsatz eines Zylinderrollenlagers als Festlager
- Temperaturstabilität und Schwingstabilität des Fetts
- Auswahl der geeigneten Käfigführungsart und Käfigbauform

Weiterhin sind die richtige Passung und die Wahl der korrekten Lagerluft enorm wichtig für den sicheren und langandauernden Betrieb.

3 Lagerbauarten

In den Fahrmotoren werden zur Lagerung der elektrischen Antriebe folgende Lager verwendet:

- Rillenkugellager
- Vierpunktlager als Sonderlösung oder projektspezifische Forderung
- Zylinderrollenlager

In der Grundausführung haben alle Lager Normaltoleranzen PN. Daneben sind Lager mit eingengten Toleranzen P6 und P5 lieferbar. Die Toleranz des Lagers wird in der Lagerbezeichnung durch ein entsprechendes Nachsetzzeichen vermerkt.

Die Lagerluft der Lager wird entsprechend den Vorgaben gewählt und bewegt sich in den meisten Fällen im Bereich von C4 (Group 4) oder C5 (Group 5). Wird eine Sonderradialluft projektspezifisch realisiert, wird diese offen am Ende der Lagerbezeichnung angeschrieben.

Die axiale Lagerluft für die Ausführungen NUP, NJ und HJ wird ebenfalls durch entsprechende Standards geregelt und sieht eine vergrößerte Axialluft vor.

Das Käfigdesign richtet sich nach der Größe und dem Einsatz. Bevorzugt werden für Zylinderrollenlager einteilige Massivkäfige (wälzkörpergeführt) aus Messing oder Bronze. Für Kugellager werden zweiteilige genietete, meist wälzkörpergeführte, Messingkäfige verwendet.

Um Stromschäden zu vermeiden, bietet Schaeffler entsprechende Lösungen zur Stromisolation an.

Ein Zylinderrollenlager mit dem Nachsetzzeichen F1 kennzeichnet standardmäßig ein Fahrmotorlager.

3.1 Rillenkugellager

Einreihige Rillenkugellager nehmen radiale und axiale Kräfte auf und sind für hohe Drehzahlen geeignet ▶8 | 2. Rillenkugellager sind nicht zerlegbar. Wegen seiner vielfältigen Verwendbarkeit und seines günstigen Preis-Leistungs-Verhältnisses ist das Rillenkugellager die meistverwendete Lagerbauart.

2 Rillenkugellager

1	Lager mit Blechkäfig	2	Lager mit Kunststoffkäfig
F_a	N		axiale Belastung
F_r	N		radiale Belastung

000840E8

In Fahrmotoren haben Rillenkugellager meist Normaltoleranzen und besitzen eine Radialluft nach Group 4 oder Group 5. Der Nenndruckwinkel α_0 beträgt 0° . Bei Axialbelastung und vergrößerter Lagerluft kann der Druckwinkel auf 20° steigen. Daher ist stets die Unterstützung der Druckellipse zu überprüfen.

Die Drehzahleignung ist hoch bis sehr hoch.

3.1.1 Käfig

Für den Einsatz in elektrischen Antrieben wird meist der wälzkörpergeführte zweiteilige Messingkäfig eingesetzt. Kunststoffkäfige werden aufgrund der geringen Temperatureignung, die bei TVP2-Standardkäfigen $+120^\circ\text{C}$ beträgt, selten verwendet.

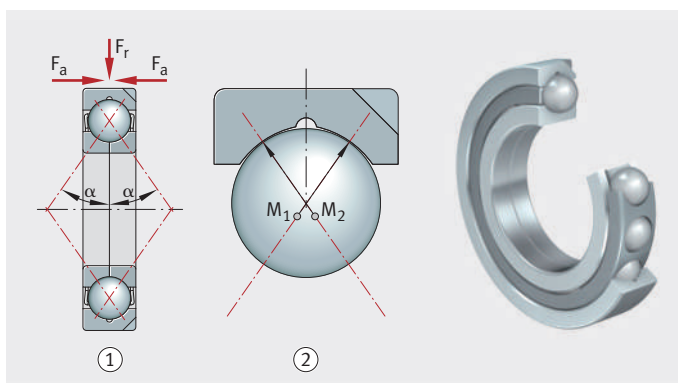
3.1.2 Wärmebehandlung

Die Rillenkugellager für Fahrmotoren sind durch eine Wärmebehandlung bis $+150^\circ\text{C}$ maßstabil, hierbei erfolgt keine zusätzliche Angabe durch ein Nachsetzzeichen. Weitere Maßstabilisierungen sind möglich, sie erfordern jedoch eine explizite Bestellung. Maßstabilisierungen werden durch Nachsetzzeichen verdeutlicht.

3.2 Vierpunktlager

Vierpunktlager sind einreihige Schrägkugellager, die Axialkräfte in beiden Richtungen und geringe Radialkräfte aufnehmen ▶9| 3. Der Innenring der Vierpunktlager ist geteilt, wodurch sich eine große Zahl von Kugeln unterbringen lässt. Die hohe Tragfähigkeit in axialer Richtung wird durch die große Kugelanzahl, die hohen Laufbahnschultern und den Druckwinkel von 35° erzielt.

3 Vierpunktlager



000840F1

1	Vierpunktlager mit Haltenut und geteiltem Innenring	2	Geometrie der Laufbahnen
F_a	N		axiale Belastung
F_r	N		radiale Belastung
M_1, M_2	-		Krümmungsmittelpunkte der Außenringlaufbahn
α	$^\circ$		Druckwinkel

Gegeneinander versetzte Krümmungsmittelpunkte auf den kreisbogenförmigen Laufbahnen im Innenring und Außenring ergeben jedoch, dass die Kugeln die Laufringe bei radialer Belastung in vier Punkten berühren. Deshalb sollten Vierpunktlager nur bei überwiegender Axialbelastung eingesetzt werden.

Um einen Vierpunktkontakt im Betrieb zu vermeiden, werden Vierpunktlager zur Aufnahme der Axiallasten eingesetzt und daher am Außenring freigestellt. Für einen betriebssicheren Einsatz wird eine ständig wirkende Axialkraft vorausgesetzt.

3.2.1 Käfig

Vierpunktlager in Fahrmotoren sind meist ölgeschmiert und haben einen außenbordgeführten, einteiligen Messingkäfig. Eine Fettschmierung ist für diese Käfigbauart meist ungeeignet.

3.2.2 Wärmebehandlung

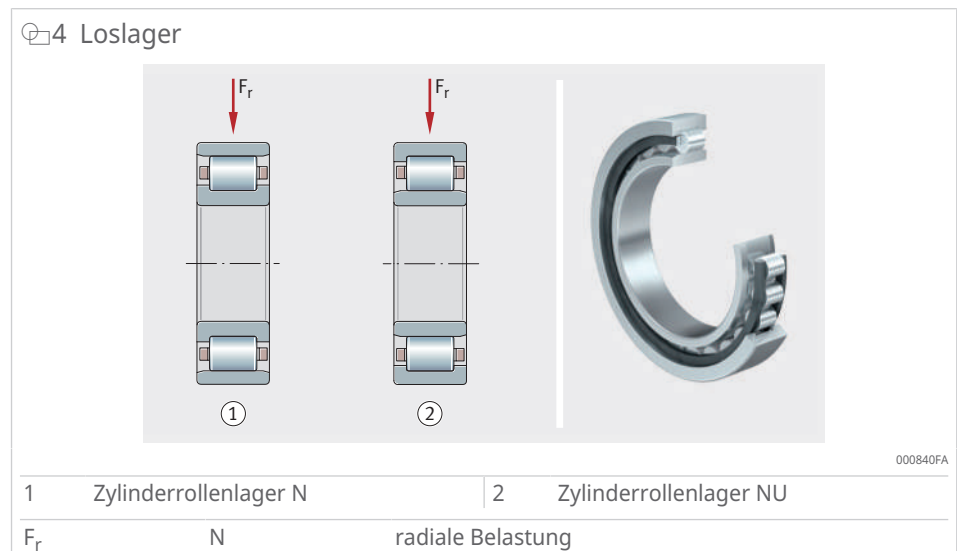
Die Vierpunktlager für Fahrmotoren sind so wärmebehandelt, dass sie bis +150 °C maßstabil sind.

3.3 Zylinderrollenlager

Zylinderrollenlager haben eine hohe radiale Tragfähigkeit. In Fahrmotoren setzt man sie vorwiegend auf der Antriebsseite ein.

3.3.1 Loslager

Die verschiedenen Ausführungen der einreihigen Zylinderrollenlager unterscheiden sich durch die Anordnung der Borde ▶10 | 4. Die Ausführung NU hat zwei Borde am Außenring und einen bordlosen Innenring. Bei der Ausführung N hat der Innenring zwei Borde; der Außenring ist bordlos. Zylinderrollenlager der Ausführungen NU und N werden als Loslager eingesetzt; sie ermöglichen den Längenausgleich innerhalb des Lagers.

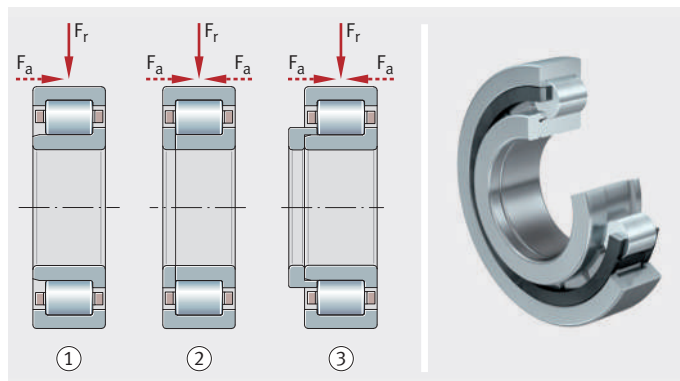


3.3.2 Stützlager und Festlager

Zylinderrollenlager NJ haben zwei Borde am Außenring und einen Bord am Innenring und sind Stützlager ▶11 | 5. Sie nehmen neben hohen radialen Kräften auch axiale Kräfte in einer Richtung auf und können Wellen in einer Richtung axial führen. In der anderen Richtung wirken sie als Loslager.

Als Festlager zur Aufnahme wechselseitig wirkender Axialkräfte werden Zylinderrollenlager NUP verbaut. Sie haben am Außenring zwei Borde, am Innenring einen festen Bord und eine lose Bordscheibe. Ein Zylinderrollenlager NJ mit einem Winkelring HJ bildet ebenfalls ein Festlager. Belastete Borde müssen auf der gesamten Höhe unterstützt werden.

5 Stützlager und Festlager



00084103

1	Zylinderrollenlager NJ (Stützlager)	2	Zylinderrollenlager NUP mit Bordscheibe (Festlager)
3	Zylinderrollenlager NJ mit Winkelring HJ (Festlager)		
F_a	N		axiale Belastung
F_r	N		radiale Belastung

Für Fahrmotorenlager der Typen NUP oder NJ und HJ (NH) wird eine Sonderaxialluft verwendet.

3.3.3 Verkippung

Die modifizierte Linienberührung zwischen Rollen und Laufbahnen verhindert Kantenspannungen und lässt eine gewisse Winkeleinstellbarkeit der einreihigen Zylinderrollenlager zu.

Folgende Werte sollten nicht überschritten werden:

- 4' bei Lagern der Reihen 10, 19, 2, 3, 4
- 3' bei Lagern der Reihen 22, 23

3.3.4 Käfig

Für den Bereich der Fahrmotoren werden Massivkäfige aus Messing oder Bronze empfohlen. Die Führungsart richtet sich nach dem Lagertyp und der Schmierungsart.

3.3.5 Wärmebehandlung

Die Zylinderrollenlager für Fahrmotoren sind standardmäßig mindestens bis +150 °C maßstabil.

3.3.6 Axiale Tragfähigkeit

Die axiale Tragfähigkeit hängt ab von folgenden Faktoren:

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



Belastete Borde müssen auf der gesamten Höhe unterstützt werden.

Die zulässige Axialbelastung $F_{a\ per}$ darf nicht überschritten werden, um eine unzulässig hohe Erwärmung zu vermeiden.

Die axiale Grenzbelastung $F_{a\ max}$ darf nicht überschritten werden, um unzulässige Pressungen in den Kontaktflächen zu vermeiden.

Das Verhältnis F_a/F_r soll den Wert 0,4 nicht überschreiten. Eine ständige axiale Belastung ohne gleichzeitige radiale Belastung ist nicht zulässig.

f1 Zulässige axiale Belastung

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

D	mm	Außendurchmesser
d_M	mm	mittlerer Lagerdurchmesser (d+D)/2
$F_{a\ per}$	N	zulässige axiale Belastung
$F_{a\ max}$	N	maximale axiale Belastung
k_B	-	von der Baureihe des Lagers abhängiger Beiwert
k_S	-	vom Schmierverfahren abhängiger Beiwert
n	min ⁻¹	Betriebsdrehzahl (Nennzahl)

f2 Maximale axiale Belastung

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

d_M	mm	mittlerer Lagerdurchmesser (d+D)/2
$F_{a\ max}$	N	maximale axiale Belastung
k_B	-	von der Baureihe des Lagers abhängiger Beiwert

11 Beiwert k_S für das Schmierverfahren

Schmierverfahren ¹⁾	Beiwert k_S
minimale Wärmeabfuhr, Tropfölschmierung, Ölnebelschmierung, geringe Betriebsviskosität ($v < 0,5 \cdot v_1$)	7,5 ... 10
wenig Wärmeabfuhr, Ölsumpfschmierung, Spritzölschmierung, geringer Öldurchsatz	10 ... 15
gute Wärmeabfuhr, Ölumlaufschmierung (Druckölschmierung)	12 ... 18
sehr gute Wärmeabfuhr, Ölumlaufschmierung bei Rückkühlung des Öls, hohe Betriebsviskosität ($v > 2 \cdot v_1$)	16 ... 24

1) Legierte Schmieröle verwenden, beispielsweise CLP (DIN 51517:2018) und HLP (DIN 51524) der ISO-VG-Klasse 32 bis 460 sowie ATF-Öle (DIN 51502:1990) und Getriebeöle (DIN 5112:2016) der SAE-Viskositätsklassen 75 W bis 140 W.

2 Lagerbeiwert k_B für die Baureihen

Baureihen	Lagerbeiwert k_B
NJ2..-E, NJ22..-E, NUP2..-E, NUP22..-E	15
NJ3..-E, NJ23..-E, NUP3..-E, NUP23..-E	20
NJ4	22

Eine Schiefstellung des Lagers, zum Beispiel durch Wellendurchbiegung, kann zur Wechselbeanspruchung der Innenringborde führen. In diesem Fall ist die axiale Belastung bis zu einer Lagerverkipfung von maximal 2 Winkelminuten auf F_{as} zu begrenzen.

f)3 Zulässige axiale Belastung bei Schiefstellung F_{as}

$$F_{as} = 20 \cdot d_M^{1,42}$$

d	mm	Innendurchmesser
D	mm	Außendurchmesser
d_M	mm	mittlerer Lagerdurchmesser $(d+D)/2$
F_{as}	N	zulässige axiale Belastung bei Schiefstellung von max. 2 Winkelminuten

4 Käfig

Die Wälzlager in den nicht oder nur wenig abgefederten Fahrtrieben sind hohen dynamischen Zusatzbeanspruchungen ausgesetzt. Diese Zusatzbeanspruchungen wirken sich besonders am Käfig aus. Sie sind sehr komplex und schwer definierbar, sodass die Wälzlager in hoch beanspruchten Fahrtrieben meist mit Massivkäfigen aus Messing oder Bronze ausgerüstet werden.

Die wichtigsten Aufgaben des Käfigs sind:

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

4.1 Beanspruchungen

Der Käfig wird durch den umlaufenden Wälzkörpersatz mitgenommen. An den Führungsflächen, dies sind vor allem die Käfigtaschen, treten Gleitbewegungen auf. Die Führungskräfte ergeben sich aus dem Eigengewicht des Käfigs, möglichen Schwerpunktsverlagerungen sowie aus Beschleunigungen und Verzögerungen zwischen Rollkörpern und Käfig. Sie sind im Normalfall gering. An der Übertragung äußerer Kräfte von einem Laufring über die Wälzkörper zum anderen ist der Käfig nicht beteiligt.

Wegen der auftretenden Gleitreibung kommt dem Schmierzustand in den Führungsflächen des Käfigs besondere Bedeutung im Hinblick auf Verschleiß und Gebrauchsdauer zu. In den meisten Fällen, ganz besonders aber bei Fettschmierung, ist eine Mischreibung kaum vermeidbar. Der hierdurch bedingte Verschleiß ist jedoch in seiner praktischen Auswirkung auf die Gebrauchsdauer bei den normalerweise auftretenden Kräften vernachlässigbar gering.

4.2 Käfigarten

Wälzlagerkäfige werden in Blechkäfige und Massivkäfige unterteilt. Besondere Bedeutung kommt der Ausführung des Massivkäfigs in hoch beanspruchten Zylinderrollenlagern zu.

☞ 6 Fahrmotorlager mit aktuellem zweiteiligen M1-Messingkäfig



001B312B

Bei einem stegvernieteten Käfig sind an den Käfigstegen Nietzapfen angebracht. Die Stegvernietung ermöglicht einen geringen Rollenabstand. Das bedeutet, dass im Lager mehr Rollen als bei einem normal vernieteten Käfig untergebracht werden können.

Aufgrund der zunehmenden dynamischen Belastungen für Lager in Fahrmotoren empfiehlt Schaeffler zukünftig für Zylinderrollenlager die Verwendung von einteiligen Messingmassivkäfigen. Diese Fensterkäfige weisen die höchste Formfestigkeit auf und werden somit bevorzugt bei höchstbeanspruchten Lagern eingesetzt. Ein neu entwickelter Serienkäfig mit dem Nachsetzzeichen MP ist für viele Zylinderrollenlager standardmäßig verfügbar.

☞7 Fahrmotorlager mit einteiligem MP-Käfig

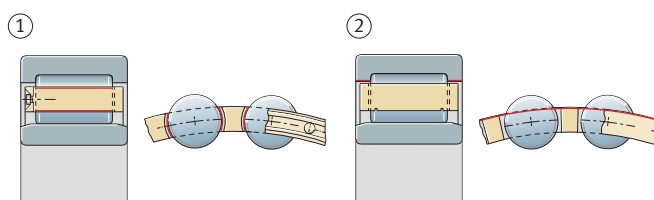


001B3120

4.2.1 Führungsarten und Eigenschaften

Bei der Käfigführung unterscheidet man zwischen einer Wälzkörperführung und einer Bordführung ▶15 | ☞8.

☞8 Führung der Käfige

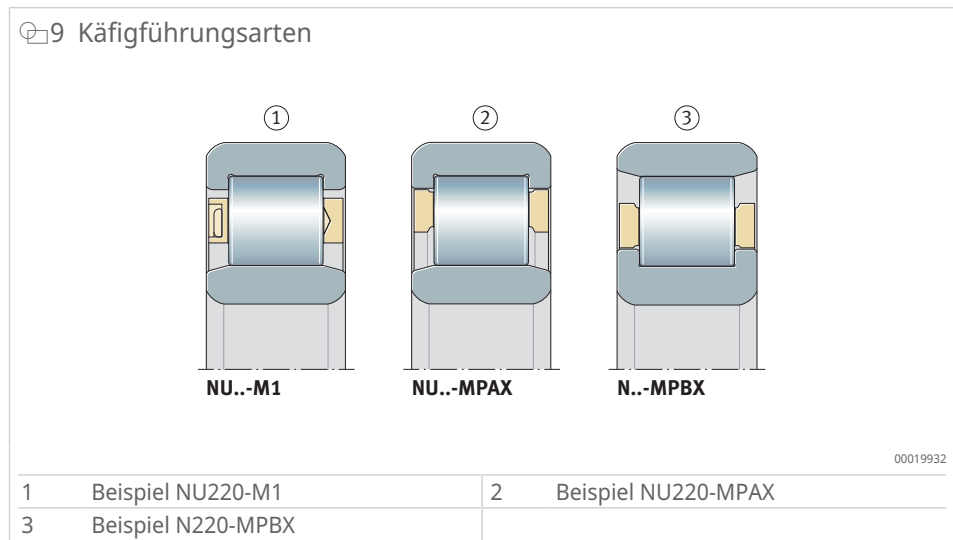


0000C14E

1 Wälzkörperführung

2 Bordführung

In Fahrmotoren wird der Käfig in der Regel direkt durch Wälzkörper geführt, dabei werden die Lager meist fettgeschmiert ▶16 | ☞9. Die Bordführung schließt bei Fettschmierung, wie die praktische Erfahrung zeigt, das Risiko einer Mangelschmierung in den Führungsflächen ein. Ausnahmen sind in anderen Anwendungsgebieten gegeben, die aber einen größeren Nachschmieraufwand erfordern. Bordgeführte Käfige werden verwendet, wenn die Lager starken Schwingungen oder extremen Drehzahlen ausgesetzt sind. Diese Führungsart erfordert erfahrungsgemäß eine Ölschmierung des Wälzlagers.



4.3 Käfigschäden

Käfigschäden und unbefriedigend kurze Laufzeiten der Lager infolge von Käfigverschleiß werden vielfach mit einer für die jeweiligen Betriebsbedingungen ungeeigneten Käfigausführung erklärt. Die Überlagerung von Primäreffekten und Sekundäreffekten erschwert es in vielen Fällen, die Störquellen zu erfassen oder wenigstens einzugrenzen. Hinderlich bei Bewertung und Beurteilung von Käfigschäden beziehungsweise vorzeitigem Käfigverschleiß ist auch der Umstand, dass die Auswirkung mancher Störungen durch die Anwendung von Massivkäfigen verringert und dadurch zeitlich verzögert werden kann. Dies führt dazu, dass nur die Sekundärwirkung bekämpft wird, die eigentliche Ursache aber unerkannt bleibt.

Die häufigsten Störungsursachen sind:

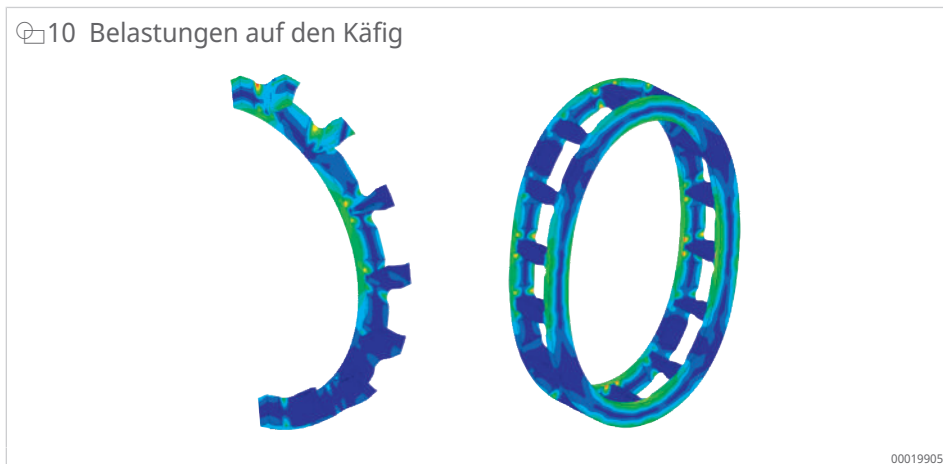
- gestörte Ablaufverhältnisse, bedingt durch verkippt zueinander laufende Lagerringe
- ungleichförmiger Lauf des Käfigs und daraus resultierend ständige Beschleunigungskräfte und Verzögerungskräfte, bedingt durch unzureichenden Kontakt der Rollpartner infolge zu geringer Belastung
- Laufhemmungen zwischen Wälzkörpern und Käfig unter Einwirkung zum Beispiel von Fremdkörpern, eines nicht geeigneten oder unzulässigen (verhärteten) Schmierstoffs oder auch einer Überschmierung
- unvorhergesehene Schwingungen und Erschütterungen
- Ablaufstörungen infolge hoher Axialkräfte oder radialer Verspannung aufgrund zu geringen Betriebsspiels
- jede Art von Schmierstörung
- sonstige Effekte aus dem Antrieb oder aus der Antriebssteuerung

4.4 Käfige für hohe Stoßbelastungen und Schwingungsbelastungen

Bei Güterlokomotiven werden Käfige der Zylinderrollenlager überwiegend sehr starken Belastungen durch Stöße und Schwingungen ausgesetzt. Diese Zusatzbelastungen sind sehr schwer zu erfassen, führen aber bei unzureichender Kenntnis zur suboptimalen Auslegung. Mögliche Folgen sind Käfigbruch und ein vorzeitiger Ausfall des Antriebs.

Die direkt von der Schiene über das Rad auf die Rotorwelle übertragenen Zusatzkräfte belasten den Käfig aufgrund von Verformung mit zusätzlicher Biegewechselbelastung und durch den Stoß mit Zusatzkräften, die direkt über den Wälzkörper auf den Käfigsteg übertragen werden. Die Zusatzbelastung aufgrund einer Stoßbelastung und einer Schwingungsbelastung zeigt exemplarisch ►17|☐10.

☐10 Belastungen auf den Käfig



00019905

Um diesen besonderen Zusatzlasten entgegenzuwirken, werden Sonderkäfige mit optimiertem und verstärktem Design eingesetzt. Sonderwerkstoffe zur zusätzlichen Steigerung der Betriebsicherheit haben bei solchen Käfigen den absoluten Vorrang. Zu unterscheiden sind verschiedene Legierungen, die im Schleudergussverfahren oder Warmwalzverfahren hergestellt werden. Besonders die Reinheit und die Porengröße sind wichtige Qualitätskriterien.

Eigenschaften eines Sonderkäfigs:

- optimiertes Käfigtaschenspiel
- optimierte Kontaktfläche (Taschengeometrie)
- geeignete Käfigführungsart
- verstärktes Design (Käfigkonstruktion)
- erhöhte Steifigkeit
- Reduzierung der Kerbeinflüsse

5 Betriebsparameter

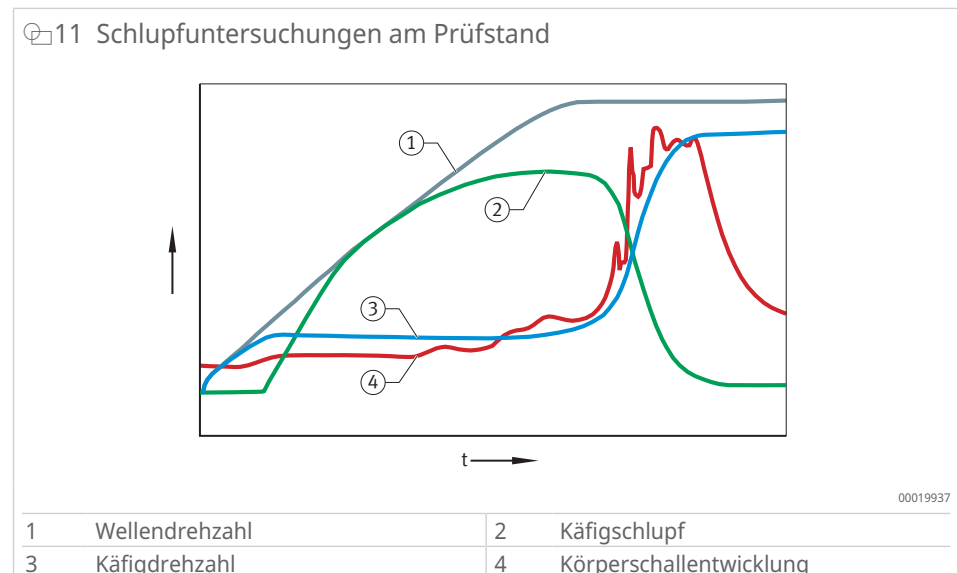
5.1 Mindestbelastung von Radiallagern

In bestimmten Drehzahlbereichen und Belastungsbereichen tritt zwischen den Wälzkörpern und den Laufbahnen Schlupf auf, das heißt, die Umlaufgeschwindigkeit der Wälzpartner ist unterschiedlich. Primäre Ursache ist eine zu geringe Lagerbelastung. Aufgrund des fehlenden Reibschlusses zwischen Innenringlaufbahn und Wälzkörper liegt keine reine Abwälzbewegung vor. Wälzkörperdrehzahl und Käfigdrehzahl sind niedriger als bei kinematisch einwandfreiem Abwälzen. In der Praxis wird Schlupf häufig als Käfigkreischen bezeichnet. Er macht sich akustisch durch ein hohes klirrendes Geräusch bemerkbar und lässt sich relativ einfach diagnostizieren. Das Schlupfgeräusch verschwindet in der Regel bei der Nachschmierung, aber nur für kurze Zeit.

Der Schlupf selbst ist weniger kritisch, wohl aber der Schlupfzusammenbruch. Anschmierungen an den Laufbahnen und hohe Käfigbelastungen sind Folgen des Schlupfzusammenbruchs. Darunter versteht man eine ruckartige Drehzahländerung des Käfigs von der Schlupfphase in kinematisch einwandfreie Abwälzverhältnisse. Für diese kurzfristige Drehzahländerung des Käfigs und der Wälzkörper ist der Übergang von einer hydrodynamischen Schmierung in die Mischreibung mit metallischer Berührung im Kontaktbereich von Wälzkörper und Laufbahn verantwortlich.

Schlupfuntersuchungen am Prüfstand

Ein unbelastetes Zylinderrollenlager wird hierbei auf die Testdrehzahl gebracht. Die Käfigdrehzahl müsste bei kinematisch einwandfreiem Abwälzen synchron zur Wellendrehzahl verlaufen. Wenn dies nicht der Fall ist, liegt Schlupf vor. Bei Schlupfzusammenbruch steigt der Geräuschpegel stark an. Das Schlupfgeräusch ist keine Folge der Anschmierungen in den Laufbahnen, sondern einer reibungserregte Schwingung.



Die Gefahr eines solchen Schlupfs ist bei niedrigbelasteten Lagern besonders groß. In derartigen Fällen empfiehlt es sich, die Belastung zu erhöhen. Lässt sich die Belastung nicht ändern, so sollte versucht werden, kleinere Lager mit einer niedrigen dynamischen Tragzahl C_{dyn} einzubauen.

3 Mindestbelastung von Radiallagern

Lagertyp	Mindestbelastung
Zylinderrollenlager	$P > C_{0r} / 60$
Rillenkugellager	$P > C_{0r} / 100$
Vierpunktlager	$F_a \geq 1,2 \cdot F_r$

5.2 Drehzahlkennwerte der Standardlager

Die zulässige Drehzahl hängt von der Konstruktion der gesamten Lagerung ab, also vom Lager selbst (Bauart, Größe, Genauigkeit und Käfigausführung), sowie von den Betriebsbedingungen ▶20 | 12.

Die Betriebsbedingungen sind:

- Höhe und Richtung der Belastung
- Schmierverfahren, Art und Menge des Schmierstoffs
- Umgebung
- konstruktive Ausführung und Genauigkeit der umbauenden Teile
- Wärmeabfuhr durch die umgebenden Teile

Die im Betrieb für ein Wälzlager höchste zulässige Drehzahl kann durch verschiedene Kriterien begrenzt werden. Ausschlaggebend ist meist die mit zunehmender Drehzahl ansteigende Betriebstemperatur.

Die in den Katalogen angegebenen Drehzahlgrenzen sind Richtwerte dafür, welche Drehzahlen mit Lagern normaler Ausführung und Genauigkeit bei guten Einbaubedingungen und normalem Belastungsverhältnis noch sicher zu beherrschen sind. Die in der Praxis erreichbare Drehzahl hängt stark von den oben beschriebenen Faktoren ab.

In der Wälzlagertechnik wird in diesem Zusammenhang vielfach der Drehzahlkennwert als Bemessungsgröße herangezogen. Der Drehzahlkennwert ist das Produkt aus der Drehzahl n und dem mittleren Lagerdurchmesser d_M .

f4 Drehzahlkennwert

$$n \cdot d_M$$

d_M	mm	mittlerer Lagerdurchmesser $(d+D)/2$
n	min^{-1}	Betriebsdrehzahl oder äquivalente Drehzahl

f5 Mittlerer Lagerdurchmesser

$$d_M = \frac{D+d}{2}$$

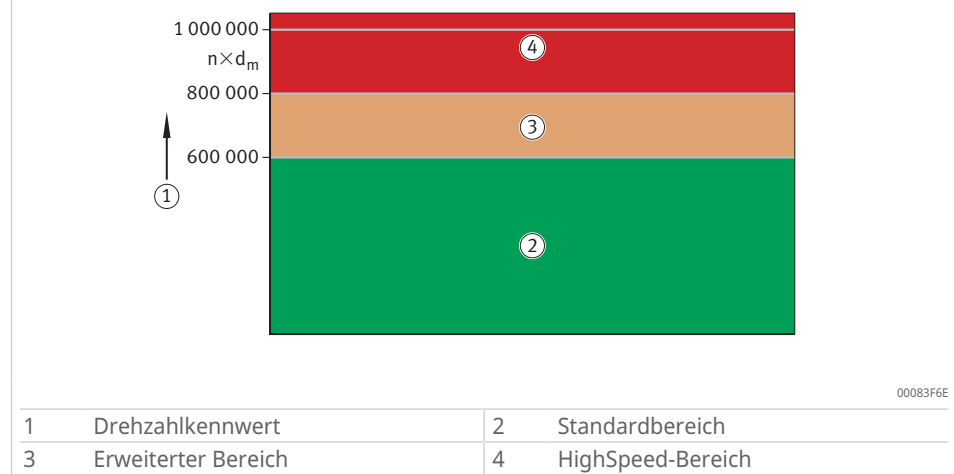
d	mm	Innendurchmesser
D	mm	Außendurchmesser
d_M	mm	mittlerer Lagerdurchmesser $(d+D)/2$

Mit einer Fettschmierung sind maximale Drehzahlen in der Größenordnung von $1 \cdot 10^6 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$ für Radial-Kugellager und Radial-Zylinderrollenlager erreichbar. Für höhere Drehzahlen ist eine Ölschmierung erforderlich.

Standard-Rillenkugellager oder käfiggeführte Zylinderrollenlager können ohne Bedenken im grünen Bereich betrieben werden. Für höhere Drehzahlkennwerte (gelber oder roter Bereich), müssen folgende Parameter untersucht beziehungsweise angepasst werden:

- Radialluft
- Genauigkeitsklasse
- Wälzkörper (Größe, Werkstoff)
- Bearbeitungstoleranzen der Umbauteile
- Käfig (Material, Art und Führung)
- Schmierung (Fett oder Öl)
- Schmierungsart bei Ölschmierung (Ölumlaufl, Ölnebel oder Öleinspritzung)

12 Schematische Anhaltswerte für Drehzahlgrenzen von Rillenkugellagern und Zylinderrollenlagern



Die tatsächlichen Grenzdrehzahlen der einzelnen Lager sind in den Produkttabellen des Katalogs HR 1, Wälzlager, angegeben.

5.3 Wärmestabilisierung und Restaustenit

Bei einer bestimmten Betriebstemperatur müssen die Maße der Wälzlager auch nach Durchlaufen des gesamten Betriebstemperaturbereichs gleich bleiben. Die maßliche Instabilität von gehärtetem, aber nicht richtig nachbehandeltem Wälzlagerstahl würde bei hoher Lagerbetriebstemperatur größere Maßänderungen in kurzer Zeit bewirken.

Negative Folgen der Maßänderungen wären:

- Veränderungen des Lagerspiels
- Lösen von Schrumpfverbänden
- vorzeitiger Ausfall des Wälzlagers

Ursachen für Maßänderungen beruhen auf Änderungen in den Gefügebestandteilen Restaustenit und Martensit. Nicht nur der Einfluss von Temperatur und Zeit, sondern auch der Einfluss durch die Belastung führt bei gehärtetem Wälzlagerstahl auf der einen Seite zur Volumenvergrößerung durch den Abbau von Restaustenit und auf der anderen Seite zur Volumenverringerng durch die Kohlenstoffausscheidung im Martensit. Aus der Überlagerung der beiden Teilvorgänge resultiert die Gesamtmaßänderung.

Maßstabile Wälzlager erfordern deshalb bereits während der Produktion eine differenzierte Anlassbehandlung nach dem Härten. Das Anlassen nimmt den Restaustenitabbau und die Kohlenstoffausscheidung im Martensit vorweg.

Die Bezeichnung der Maßstabilitätsstufen und der Betriebstemperaturen ist in der DIN 623-1:2020-06 geregelt, die Behandlungen dazu sind dem Hersteller der Wälzlager überlassen.

Standardmäßig sind die Wälzlager für Fahrmotoren so wärmebehandelt, dass sie bis zu einer Betriebstemperatur von +150 °C, typenabhängig aber auch bis zu +200 °C, eingesetzt werden können. Ab einer Betriebstemperatur von +120 °C erfordern Wälzlager eine besondere Wärmebehandlung. Die unterschiedlichen Nachsetzzeichen und die zugehörigen maximalen Betriebstemperaturen zeigt ▶21 | 4.

4 Maximale Betriebstemperatur und Nachsetzzeichen für maßstabilisierte Lager

Maximale Betriebstemperatur °C	Nachsetzzeichen für maßstabilisierte Lager
+120	SN
+150	S0
+200	S1
+250	S2
+300	S3

f.6

$$\Delta d = D \cdot \Delta RA \cdot 0,08 \frac{\mu\text{m}}{\text{mm} \cdot \%RA}$$

Δd	-	Maßänderung
D	mm	Außendurchmesser
ΔRA	%RA	Restaustenitgehalt

6 Berechnung

Bei der Festlegung der Lagerbauart und Lagerausführung sowie bei der Umgebungs konstruktion sind einige Punkte besonders zu beachten.

In Fahrmotoren, insbesondere für den Einsatz in Bahnanwendungen, werden überwiegend geprüfte Standardlager eingesetzt. Sind besondere oder zusätzliche Belastungen zu erwarten, so werden Sonderlösungen bevorzugt.

Die am häufigsten verwendeten Lagerbauarten wurden bereits im Kapitel Lagerbauarten ausführlich besprochen. Als Lagerungskonzept wird meist in der Regel die Anordnung mit einem Rillenkugellager als Festlager und einem Zylinderrollenlager als Loslager verwendet ▶22 | ☐13. Im Gegensatz zu den stationären Standardmotoren werden aufgrund erhöhter Schwingungsbelastung beide Lager am Innenring und Außenring mit einer festen Passung auf die Welle und im Gehäuse montiert. Die Verschiebefunktion wird mit Hilfe des Zylinderrollenlagers sichergestellt. Besondere Beachtung erfordert die Festlegung der radialen Lagerluft. Für das eingebaute und betriebswarme Lager wird eine möglichst kleine Radialluft angestrebt. Die typischen Belastungen, die bei der Auslegung der Fahrmotorenlagerung zu berücksichtigen sind, werden in ▶22 | ☐13 exemplarisch dargestellt.

Zu den Belastungen zählen:

- Belastungen im Rotorschwerpunkt
- Belastungen aus der Kupplung beziehungsweise Verzahnung oder aus dem Gelenkwellenantrieb
- Zusatzbelastungen aus Stößen und Schwingungen

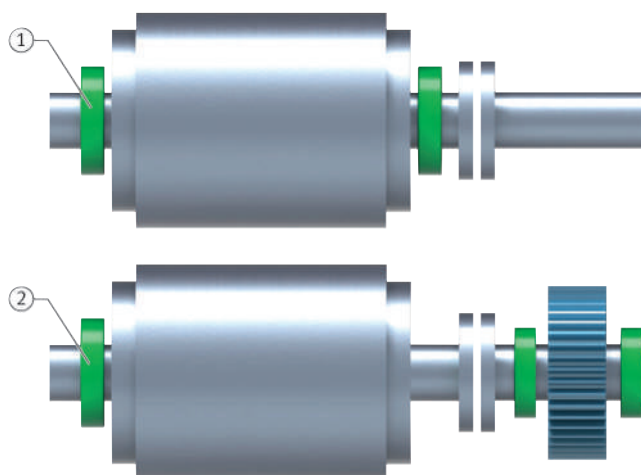
☐13 Klassische Lagerung eines Fahrmotors mit auftretenden Belastungen

1	Rotorkräfte	2	Kräfte aus Verzahnung
3	Zusatzbelastungen aus Stößen und Schwingungen		

6.1 Lagerungskonzepte und Antriebskonzepte

Darstellungen der im Allgemeinen bei Fahrmotoren verwendeten Lagerungskonzepte und Antriebskonzepte zeigen ▶23 | ☐14 ▶23 | ☐15.

14 Kupplungsantrieb

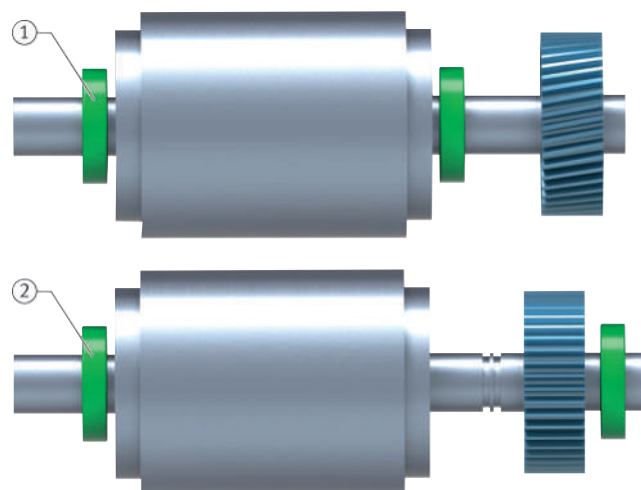


00019909

1 beidseitig gelagert

2 einseitig gelagert

15 Getriebeantrieb, Direktantrieb mit einem Ritzel



0001990E

1 beidseitig gelagert

2 einseitig gelagert

6.2 Nominelle Lebensdauer

Das genormte Verfahren zur Berechnung der Lebensdauer nach ISO 281 für dynamisch beanspruchte Wälzlager beruht auf der Werkstoffermüdung (Pittingbildung) als Ausfallursache.

7 Nominelle Lebensdauer in Umdrehungen

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

C	N	dynamische Tragzahl
L_{10}	10^6	nominelle Lebensdauer in Millionen Umdrehungen
p	-	Lebensdauerexponent <ul style="list-style-type: none"> • Rollenlager p = 10/3 • Kugellager p = 3
P	N	dynamische äquivalente Lagerbelastung

f18 Nominelle Lebensdauer in Betriebsstunden

$$L_{10h} = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

C	N	dynamische Tragzahl
L_{10h}	h	nominelle Lebensdauer in Betriebsstunden
n_m	min^{-1}	mittlere Drehzahl
p	-	Lebensdauerexponent • Rollenlager $p = 10/3$ • Kugellager $p = 3$
P	N	dynamische äquivalente Lagerbelastung

f19 Nominelle Lebensdauer in Kilometern

$$L_{10 \text{ km}} = L_{10} \cdot \frac{\pi \cdot D_R}{i} \cdot 10^3$$

D_R	m	Raddurchmesser
L_{10}	10^6	nominelle Lebensdauer in Millionen Umdrehungen
i	-	Übersetzungsverhältnis

6.3 Allgemeine Berechnungsformeln und Hilfen

f10 Mittlere Drehzahl

$$n_m = n_1 \cdot \frac{q_1}{100} + n_2 \cdot \frac{q_2}{100} + \dots$$

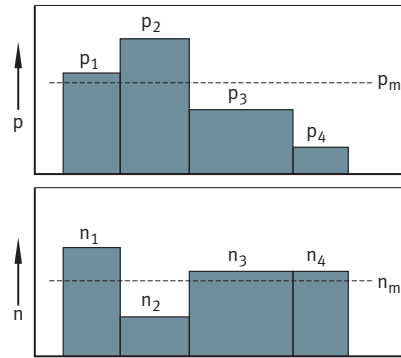
n	min^{-1}	Drehzahl
n_m	min^{-1}	mittlere Drehzahl
q	%	Anteil

f11 Veränderliche Belastung und Drehzahl

$$p = \sqrt[3]{p_1^3 \cdot \frac{n_1}{n_m} \cdot \frac{q_1}{100} + p_2^3 \cdot \frac{n_2}{n_m} \cdot \frac{q_2}{100} + \dots}$$

n	min^{-1}	Drehzahl
n_m	min^{-1}	mittlere Drehzahl
p	N	veränderliche Belastung
q	%	Anteil

☐ 16 Belastung und Drehzahl



000198FE

p Belastung n Drehzahl

f12 Veränderliche Belastung

$$p = \sqrt[3]{p_1^3 \cdot \frac{q_1}{100} + p_2^3 \cdot \frac{q_2}{100} + \dots}$$

p	N	veränderliche Belastung
q	%	Anteil

f13 Leistung

$$P = \frac{M \cdot n}{9550}$$

M	Nm	Drehmoment
n	min ⁻¹	Drehzahl
P	kW	Leistung

f14 Geschwindigkeit des Zugs

$$v = \frac{n \cdot D_R}{5,3 \cdot i}$$

D _R	m	Raddurchmesser
i	-	Übersetzungsverhältnis
n	min ⁻¹	Drehzahl
v	km/h	Geschwindigkeit des Zugs

f15 Übersetzungsverhältnis

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_2}{r_1}$$

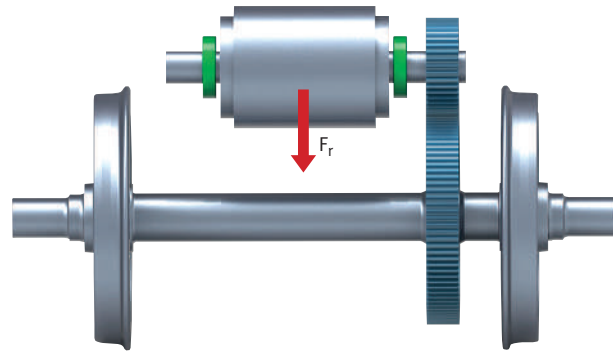
i	-	Übersetzungsverhältnis
n	min ⁻¹	Drehzahl
r	mm	Wälzkreisradius
z	-	Zähnezahl des Zahnrads

Der Index 1 kennzeichnet das treibende Rad, der Index 2 das angetriebene Rad.

6.4 Belastungen im Rotorschwerpunkt

Die Lagerkräfte elektrischer Maschinen werden aus dem Rotorgewicht errechnet ▶26 | ☞17. Dabei werden die eventuelle Unwucht und der magnetische Zug durch den Zuschlagfaktor f_z berücksichtigt. Bei elektrischen Fahrtrieben wurde dieser Faktor auch als Stoßzuschlag herangenommen und je nach Aufhängungsart verwendet. In der Theorie und bei der Berechnung kann der Zuschlagfaktor $f_z = 1,5$ bis $2,5$ angewendet werden. Stoßbelastungen werden besonders betrachtet.

☞17 Kräfte aus dem Rotorgewicht



00019916

∫16 Radialkraft des Rotors mit F_B

$$F_r = F_g + F_B$$

F_B	N	Kraft auf magnetischen Zug und Unwucht
F_g	N	Gewichtskraft
F_r	N	Radialkraft

∫17 Radialkraft des Rotors mit f_z

$$F_r = F_g + f_z$$

F_g	N	Gewichtskraft
F_r	N	Radialkraft
f_z	N	Zuschlagsfaktor gesamt $f_z = 1,5 \dots 2,5$

∫18 Gewichtskraft des Rotors

$$F_g = m_R \cdot g$$

F_g	N	Gewichtskraft
g	m/s^2	Erdbeschleunigung $g = 9,81 m/s^2$
m_R	kg	Masse des Rotors

6.5 Belastungen aus den Antriebskonzepten

Bei Fahrmotoren sind 3 Antriebskonzepte etabliert.

Hierzu zählen die klassischen Kupplungsverbindungen und die Konzepte für Geradverzahnung und Schrägverzahnung sowie der Kardantrieb, der direkt am Fahrmotor angeflanscht wird. Bei allen 3 Antriebskonzepten werden weitere Kräfte generiert, die sich auf die Lagerung auswirken. Diese Kräfte müssen in der Auslegung berücksichtigt werden.

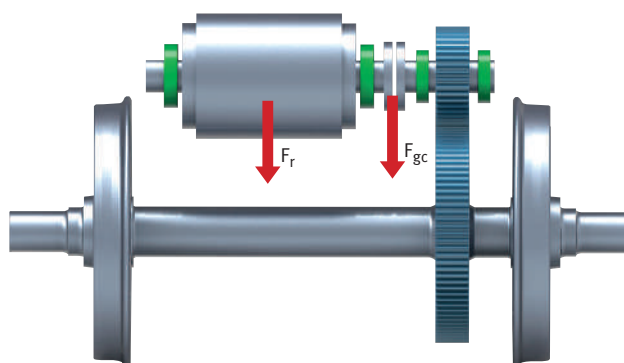
Bei Fragen zum Kardantrieb wenden Sie sich bitte an die Anwendungstechnik von Schaeffler.

6.5.1 Belastungen aus der Kupplung

Elastische oder einstellbare Kupplungen sind die am häufigsten verwendeten Verbindungselemente zwischen Fahrmotor und Getriebe. Kupplungsabtriebe stellen im Allgemeinen eine klar definierte Belastung dar, die sich aus einer zusätzlichen Radial- aber auch Axialkraftkomponente zusammensetzt. Oft muss auch eine Biegebelastung berücksichtigt werden.

Als Kupplungskraft wird meist die halbe Gewichtskraft der Kupplung angesetzt, die mögliche Axialkraftkomponente muss beim Kupplungshersteller oder Fahrmotorenhersteller angefragt werden ▶27 | ☞18.

☞18 Zusatzkräfte aus der Kupplung



00019919

f19 Radialkraft der Kupplung

$$F_{rC} = \frac{1}{2} \cdot F_{gC}$$

F_{gC}	N	Gewichtskraft der Kupplung
F_{rC}	N	Radialkraft der Kupplung

f20 Gewichtskraft der Kupplung

$$F_{gC} = m_C \cdot g$$

F_{gC}	N	Gewichtskraft der Kupplung
g	m/s^2	Erdbeschleunigung $g = 9,81 m/s^2$
m_C	kg	Masse der Kupplung

f21 Axialkraft der Kupplung

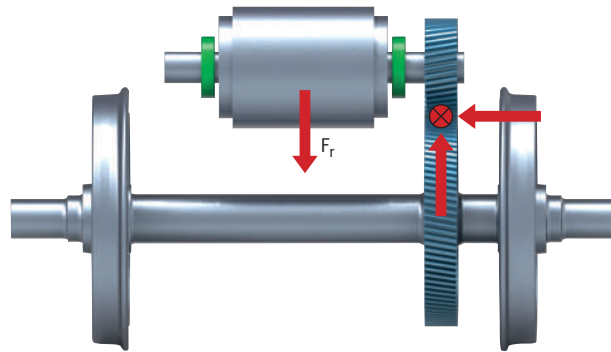
$$F_{aC} = \text{gem. Angabe}$$

F_{aC}	N	Axialkraft der Kupplung
----------	---	-------------------------

6.5.2 Belastungen aus der Verzahnung

In Abhängigkeit von der Verzahnungsart wirken zusätzliche Verzahnungskräfte auf die Lager, die einen entscheidenden Einfluss auf die Auswahl und Dimensionierung der Lagerung haben ▶28 | ☞19 ▶28 | ☞21.

☞ 19 Zusatzkräfte aus der Verzahnung

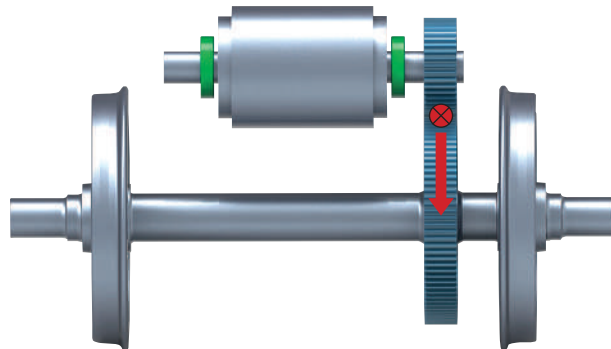


0001991C

6.5.2.1 Geradverzahnung

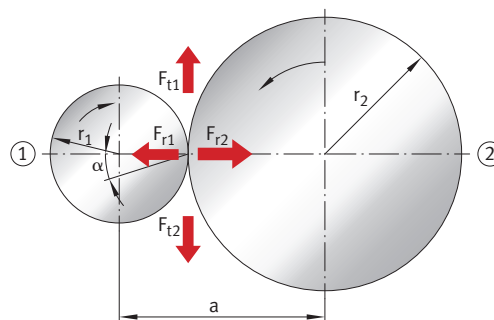
In diesem Abschnitt werden die Tangentialkräfte, Radialkräfte und Axialkräfte aus der Geradverzahnung betrachtet ▶ 28 | ☞ 20 ▶ 28 | ☞ 21.

☞ 20 Geradverzahnung



0008E35A

☞ 21 Tangentialkräfte und Radialkräfte aus Geradverzahnung



000198FF

1 Zahnrad 1, treibend

2 Zahnrad 2, angetrieben

f122 Tangentialkraft

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{M_{d1}}{r_1} = \frac{M_{d2}}{r_2}$$

F_t	N	Tangentialkraft
M	Nm	Drehmoment
r	m	Radius des Zahnrads

f123 Radialkraft

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \tan \alpha$$

F_t	N	Tangentialkraft
F_r	N	Radialkraft
α	°	Eingriffswinkel

f124 Axialkraft

$$F_{a1} = F_{a2} = 0$$

F_a	N	Axialkraft
-------	---	------------

f125 Radius des Zahnrads r_1

$$r_1 = \frac{a}{i+1}$$

a	m	Wellenabstand
i	-	Übersetzungsverhältnis
r	m	Radius des Zahnrads

f126 Radius des Zahnrads r_2

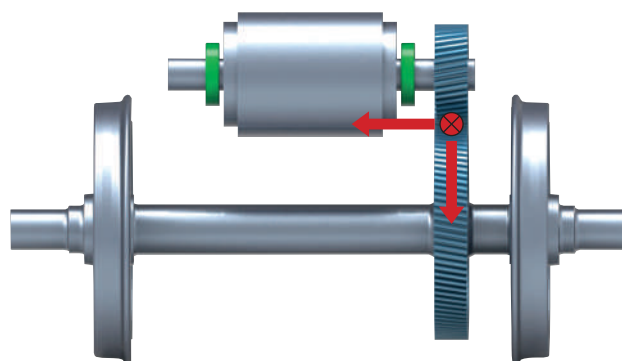
$$r_2 = a - r_1$$

a	m	Wellenabstand
r	m	Radius des Zahnrads

6.5.2.2 Schrägverzahnung

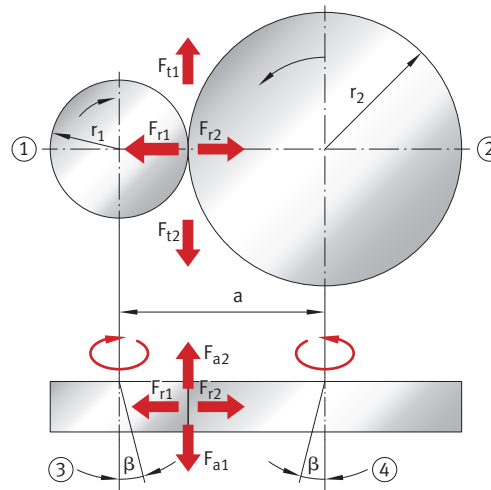
In diesem Abschnitt werden die Tangentialkräfte, Radialkräfte und Axialkräfte aus der Schrägverzahnung betrachtet ▶29 | 22 ▶30 | 23.

22 Schrägverzahnung



0008E35E

☞ 23 Tangentialkräfte, Radialkräfte und Axialkräfte aus der Schrägverzahnung



00019900

1	Zahnrad 1, treibend	2	Zahnrad 2, angetrieben
3	Helix linksgängig	4	Helix rechtsgängig

f127 Tangentialkraft

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{M_{d1}}{r_1} = \frac{M_{d2}}{r_2}$$

F_t	N	Tangentialkraft
M	Nm	Drehmoment
r	m	Radius des Zahnrads

f128 Radialkraft

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \tan \alpha}{\cos \beta}$$

F_r	N	Radialkraft
F_t	N	Tangentialkraft
α	°	Eingriffswinkel
β	°	Schrägungswinkel

f129 Axialkraft

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \tan \beta$$

F_a	N	Axialkraft
F_t	N	Tangentialkraft
β	°	Schrägungswinkel

f130 Radius des Zahnrads r_1

$$r_1 = \frac{a}{i + 1}$$

a	m	Wellenabstand
i	-	Übersetzungsverhältnis
r	m	Radius des Zahnrads

f.31 Radius des Zahnrads r_2

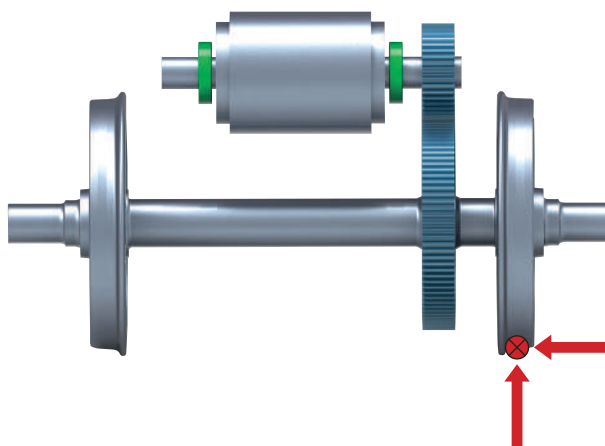
$$r_2 = a - r_1$$

a	m	Wellenabstand
r	m	Radius des Zahnrads

6.6 Zusatzbelastungen aus Stößen und Schwingungen

Weitere Zusatzbelastungen, die bei der Lagerauslegung berücksichtigt werden müssen, sind Belastungen aus Schwingungen und Stößen ▶ 31 | 24. Die Größe der Belastung ist relativ schwer zu erfassen und erfordert eine Messung. Oft werden für die Erfassung der Schwingungsbelastung Erfahrungswerte aus anderen ähnlichen Projekten oder Vergleichswerte des internationalen Standards verwendet.

24 Zusatzbelastungen aus Stößen und Schwingungen



00019930

f.32 Beschleunigungskraft

$$F_{\text{acc}} = m \cdot a$$

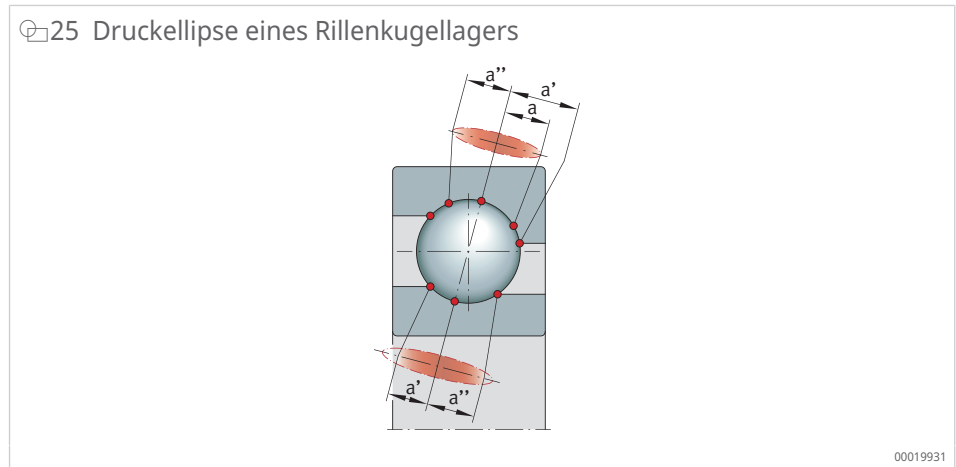
a	m/s ²	richtungsabhängige Beschleunigung
F_{acc}	N	Beschleunigungskraft
m	kg	Masse

Bei der Erfassung der Schwingungsbelastung werden Zusatzlasten aus der Masse und der entsprechenden Beschleunigung gemäß der oben gültigen Formel berechnet und als Zusatzlast bei der Berechnung berücksichtigt. So fließen die Beschleunigungen (Lasten) in die Berechnung mit ein, die aus den drei Richtungen x, y und z auf das System wirken. Die Wirkungsdauer dieser Zusatzlasten wird zusammen mit dem Kunden definiert.

Werden keine expliziten Lastdaten für Schwingungen vorgelegt oder sind die tatsächlich auftretenden Schwingbeschleunigungen nicht bekannt, können zur ersten Auslegung der Lagerung die Effektivwerte aus der DIN EN 61373-04 (VDE 0115-106) beziehungsweise EN 61373 herangezogen werden.

In der Lagerauslegung und bei der Berücksichtigung der Schwingbeschleunigungen wird zwischen dem dynamischen und dem statischen Fall unterschieden.

Der dynamische Fall erfasst die Zusatzbelastung und berücksichtigt sie bei der Lebensdauerberechnung. Der statische Fall ermöglicht lediglich die Sicherheitsprüfung gegen plastische Verformung und prüft die Kontaktellipse bei axialer Belastung eines Rillenkugellagers ▶32 | 25. Werden Zylinderrollenlager der Typen NJ und HJ oder NUP als Festlager eingesetzt, ist die maximale axiale Belastbarkeit der Borde zu prüfen.



Auszug aus der DIN EN 61373-04 für dynamische Beanspruchung und statische Beanspruchung ▶32 | 5.

5 Effektivwerte für dynamische Beanspruchung

Kategorie	Orientierung	Beschleunigung	
		m/s ²	
1 Klasse A am Fahrzeugkasten angebaut	senkrecht	0,75	
	Querrichtung	0,37	
	Längsrichtung	0,5	
	Klasse B am Fahrzeugkasten angebaut	senkrecht	1,01
		Querrichtung	0,45
		Längsrichtung	0,7
2 am Drehgestell angebaut	senkrecht	5,4	
	Querrichtung	4,7	
	Längsrichtung	2,50	
3 am Radsatz angebaut	senkrecht	38	
	Querrichtung	34	
	Längsrichtung	17	

6 Effektivwerte für statische Beanspruchung

Kategorie	Orientierung	Spitzenbeschleunigung	Nenndauer
		A	D
		m/s ²	ms
1 Klasse A und Klasse B am Fahrzeugkasten eingebaut	senkrecht	30	30
	Querrichtung	30	30
	Längsrichtung	50	30
2 am Drehgestell angebaut	alle	300	18
3 am Radsatz angebaut	alle	1000	6

$k_s > 5/6$, besser 1,0.

Die Druckellipsenkennziffer k_s gibt an, wie weit die Druckellipse tatsächlich von der Laufbahn unterstützt wird. Bei der Berechnung der Druckellipsenkennziffer k_s werden beide Seiten der Druckellipse berücksichtigt. Wenn die Laufbahn ausreichend breit ist, ergibt sich eine Kennziffer > 1 . In diesem Fall kann k_s als Sicherheit gegen das Abschneiden der Druckellipse interpretiert werden. Zur Berechnung von k_s wird der minimale Abstand zwischen der Druckellipsenmitte und den beiden Schultern verwendet.

7 Schmierung

7.1 Aufgaben der Schmierung

Die Hauptaufgabe der Schmierung von Wälzlagern liegt darin, eine Berührung der Rollflächen und Gleitflächen zu verhindern oder zu mindern. Dadurch werden Reibung und Verschleiß gering gehalten.

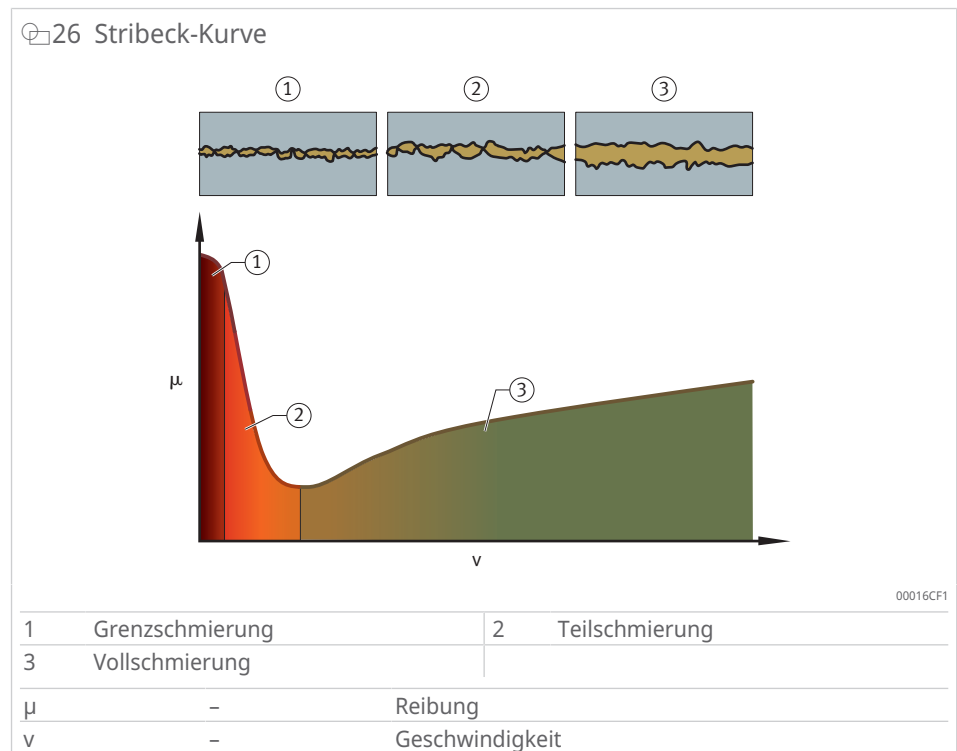
Der Schmierstoff erfüllt folgende Aufgaben:

- Korrosionsschutz
- Wärmeabfuhr aus dem Lager (Ölschmierung)
- Verschleißteilchen und Verunreinigungen ausspülen (Ölumlaufschmierung mit Ölfilterung)
- Dichtwirkung von Lagerdichtungen unterstützen (Fettkragen, Öl-Luft-Schmierung)

7.2 Schmierzustände und Reibungszustände

Das Reibungsverhalten und Verschleißverhalten sowie die erreichbare Ermüdungslebensdauer im geschmierten Kontakt hängen stark von der trennenden Wirkung durch den Schmierfilm ab.

Die Stribeck-Kurve zeigt die möglichen Reibungszustände der Grenzreibung, Mischreibung und Flüssigkeitsreibung abhängig von der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit. Alle 3 Zustände treten bei Ölschmierung sowie Fettschmierung auf. Neben der Geschwindigkeit spielt die Viskosität eine wichtige Rolle. Bei Fettschmierung ist die Viskosität des Grundöls bestimmend, aber der Verdicker des Fetts kann zusätzlich eine schmierfilmbildende Wirkung haben.



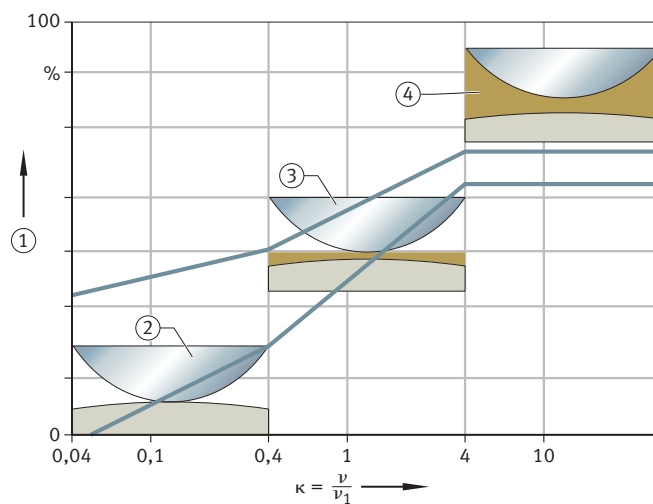
Die Ermüdungslebensdauer von Wälzlagern wird durch den Schmierfilm beeinflusst.

Die Schmierfilmdicke wird durch folgende Punkte beeinflusst:

- Schmierstoffeigenschaften
- Makrogeometrie und Mikrogeometrie der Kontaktflächen
- Relativgeschwindigkeit der Kontaktflächen zueinander

Eine Trennung der Kontaktflächen durch den Schmierfilm wird angestrebt.

27 Schmierungsverhältnisse im Betrieb



00019929

1	Trennung der Kontaktflächen	2	metallischer Kontakt
3	Teil-EHD, Mischreibung	4	EHD-Bedingungen
κ	-	Viskositätsverhältnis	

7 Schmierungsverhältnis

κ	Schmierungsverhältnis	Auswirkung
-		
0,4 ... 1	moderate Mischreibung	Es ist mit einer Reduzierung der nominellen Lebensdauer zu rechnen.
1 ... 2	Mischreibung	Bei guter Sauberkeit kann die nominelle Lebensdauer erreicht werden.
2 ... 4	Mischreibung, voll tragender Schmierfilm	Bei guter Sauberkeit wird die nominelle Lebensdauer erreicht.
> 4	Vollschmierung	Bei höchster Sauberkeit und mäßiger Belastung können Walzlager unter diesen Bedingungen dauerhaft sein.

Die Güte des Schmierzustands geschmierter Wälzkontakte kann über das Viskositätsverhältnis κ beschrieben werden. Dabei wird die Schmierfilmdicke auf die Oberflächenrauheit bezogen. Wenn die Schmierfilmdicke dabei größer ist als die Oberflächenrauheit, liegt eine trennende Schmierung der Wälzpartner vor, sodass kein schadensrelevanter Kontakt der Oberflächen eintritt.

Um das Verfahren leicht anwendbar zu machen, wurde eine sogenannte Bezugsviskosität ν_1 definiert, die bei Betriebstemperatur gerade eine Trennung der Oberflächen gewährleistet. Das Viskositätsverhältnis κ wurde dann definiert als das Verhältnis der Viskosität des Schmierstoffs bei Betriebstemperatur zur Bezugsviskosität.

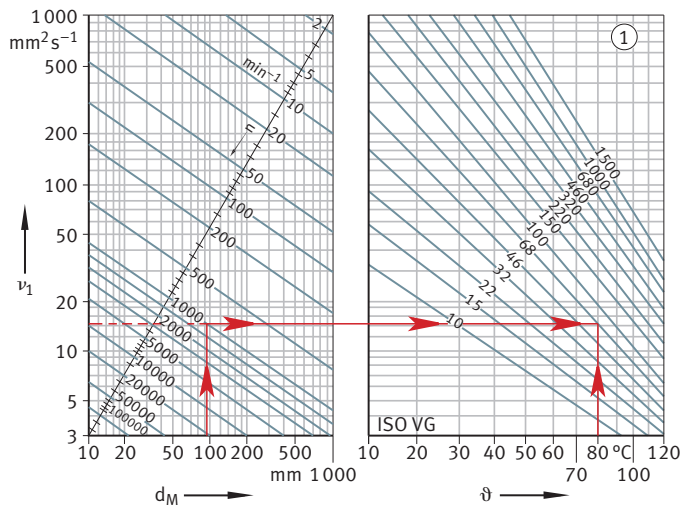
f133 Viskositätsverhältnis

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

κ	-	Viskositätsverhältnis
ν	mm ² /s	kinematische Viskosität des Schmierstoffs bei Betriebstemperatur
ν_1	mm ² /s	Bezugsviskosität des Schmierstoffs bei Betriebstemperatur

Die Bezugsviskosität ν_1 kann mit Hilfe des mittleren Lagerdurchmessers $d_M = (d + D)/2$ und der Betriebsdrehzahl n ermittelt werden.

28 Bezugsviskosität und V/T-Diagramm für Mineralöle



00015CE1

d_M	mm	mittlerer Lagerdurchmesser $(d+D)/2$
n	min ⁻¹	Betriebsdrehzahl (Nenndrehzahl)
ν_1	mm ² /s	Bezugsviskosität des Schmierstoffs bei Betriebstemperatur
ϑ	°C	Temperatur

7.3 Versorgung der Lager mit Schmierstoff

Abhängig von den Beanspruchungsbedingungen sowie konstruktiven Gegebenheiten kann die Schmierung eines Wälzlagers sowohl mit Schmieröl als auch mit Schmierfett erfolgen. Bei Schmierfetten erfolgt die Schmierung dabei hauptsächlich durch das Grundöl, das der Verdicker mit der Zeit in kleinen Mengen abgibt.

Die Schmierstoffmenge, die ein Wälzlager tatsächlich benötigt, ist außerordentlich gering. In der Praxis bemisst man sie wegen der Betriebssicherheit der Lagerung jedoch meist höher. Zu viel Schmierstoff im Lager kann jedoch schaden. Wenn überschüssiger Schmierstoff nicht verdrängt werden kann, entstehen durch Planscharbeit oder Walkarbeit Temperaturen, die den Schmierstoff schädigen oder sogar zerstören. Eine Überfettung kann damit zum vorzeitigen Ausfall des Lagers führen.

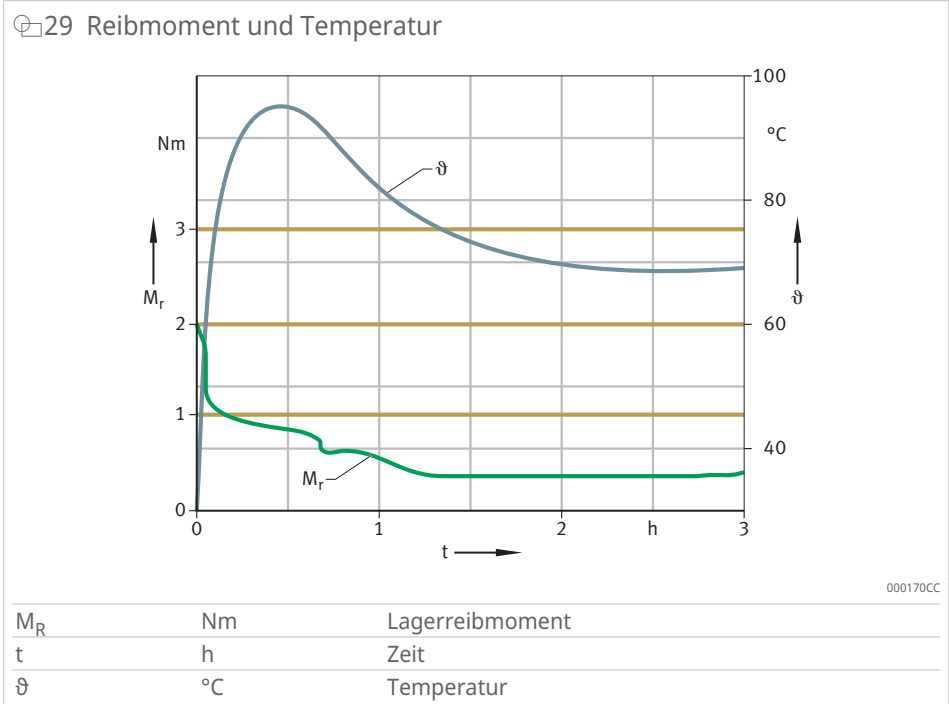
Eine ausreichende Versorgung wird sichergestellt durch:

- Wahl der richtigen Schmierstoffmenge und Schmierstoffverteilung im Lager
- Beachtung der Gebrauchsdauer des Schmierstoffs
- abgestimmte Schmierstoffergänzung oder einen Schmierstoffwechsel
- gezielte konstruktive Gestaltung der Lagerstelle
- geeignete Abdichtung

7.4 Erstbefettung und Neubefettung

Hinweise zur korrekten Befettung von Lagern:

- Das Lager so befüllen, dass alle Funktionsflächen sicher Fett erhalten.
- Den vorhandenen Gehäuseraum neben dem Lager nur so weit mit Fett füllen, dass das aus dem Lager verdrängte Fett noch genügend Platz hat. Eine Umlaufteilnahme des Fetts soll damit vermieden werden. Schließt an das Lager ein größerer und ungefüllter Gehäuseraum an, sollten Deck- scheiben oder Dichtscheiben sowie Stauscheiben dafür sorgen, dass eine angemessene Fettmenge in Lagernähe verbleibt.
- Die Dichtwirkung einer Spaltdichtung wird durch die Bildung eines stabilen Fettkragens verbessert. Eine kontinuierliche Nachschmierung unterstützt diesen Effekt.
- Über einen richtigen Füllungsgrad werden ein günstiges Reibungsverhalten und ein geringer Fettverlust erreicht.
- Bei einer Druckdifferenz zwischen beiden Seiten des Lagers kann eine Luft- strömung das Fett und das abgegebene Grundöl aus dem Lager heraus- fördern, andererseits aber auch Schmutz in das Lager transportieren. In solchen Fällen ist ein Druckausgleich über Durchbrüche und Bohrungen an den Anbauteilen erforderlich.
- Wenn eine hohe Temperatur am Lager zu erwarten ist, sollte, sofern es die Umgebungskonstruktion zulässt, neben einem angepassten Fett zusätzlich ein Fettdepot vorgesehen werden. Das Depot sollte dabei mit einer zum Lager hin freien und möglichst großen Öl abgebenden Fläche vorgesehen werden. Für das Depot ist eine Menge günstig, die dem 2-Fachen bis 3- Fachen des normalen Füllungsgrads entspricht. Das Depot ist bevorzugt zu gleichen Teilen beidseitig des Lagers vorzusehen, behelfsweise auf einer Seite.
- Bei höheren Drehzahlkennwerten kann sich bei nicht abgestimmter Fett- menge während der Anlaufphase, oft auch über mehrere Stunden, eine erhöhte Lagertemperatur einstellen. Die Temperatur ist umso höher und die Phase der erhöhten Temperatur umso länger, je mehr die Lager und die Räume neben den Lagern mit Fett gefüllt sind und je mehr der freie Fett- austritt erschwert wird. Abhilfe bringt ein sogenannter Intervalleinlauf mit entsprechend festgelegten Stillstandszeiten zur Abkühlung. Bei geeigneten Fetten und Fettmengen tritt Beharrung schon nach sehr kurzer Zeit ein.



7.5 Auswahl des geeigneten Schmierstoffs

Die Auswahl des geeigneten Schmierstoffs ist entscheidend für die zuverlässige Funktion des Lagers. Die optimale Gebrauchsdauer kann beispielsweise durch die Auswahl geeigneter Schmierfette erreicht werden.

Einflussfaktoren für die Auswahl des geeigneten Schmierstoffs:

- Lagertyp
- Drehzahl
- Temperatur
- Belastung

7.5.1 Einfluss des Lagertyps

Es wird zwischen Wälzlagern mit Punktkontakt (Kugellager) und Wälzlagern mit Linienkontakt (Zylinderrollenlager) unterschieden.

Wälzlager mit Punktkontakt

Bei Wälzlagern mit Punktkontakt wird bei jeder Überrollung im Wälzkontakt nur ein verhältnismäßig geringes Fettvolumen beansprucht. Die Abrollkinematik von Kugellagern weist zudem nur relativ geringe Gleitanteile auf. Die spezifische mechanische Beanspruchung von Fetten in Lagern mit Punktkontakt ist daher deutlich geringer als in Lagern mit Linienkontakt.

Wälzlager mit Linienkontakt

Wälzlager mit Linienkontakt stellen höhere Anforderungen an das Schmierfett. Zum einen wird eine größere Fettmenge im Kontakt beansprucht, zum anderen ist immer mit Gleitreibung und Bordreibung zu rechnen. Dies behindert den Schmierfilmaufbau und hat Verschleiß zur Folge.

7.5.2 Einfluss der Drehzahl

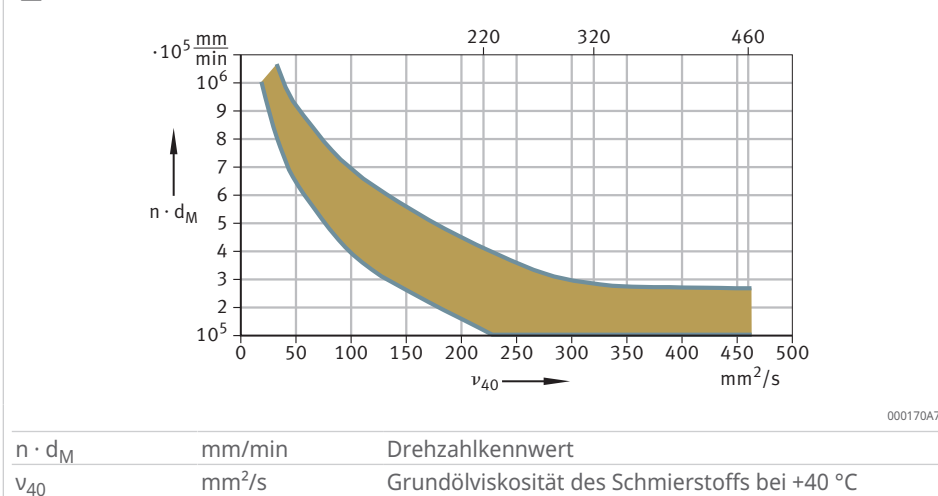
Schmierfette haben wie Wälzlager einen maximal zulässigen Drehzahlkennwert. Der Drehzahlkennwert des Schmierfettes sollte immer zum Drehzahlkennwert des Lagers bzw. zu den Betriebsbedingungen passen.

Bei Schmierfetten hängt der Drehzahlkennwert dabei vom jeweiligen Verdicker, dem Grundöltyp sowie der anteiligen Zusammensetzung ab.

Typischerweise haben Fette für hohe Drehzahlen eine niedrige Grundölviskosität. Sie sind zumeist auch für tiefe Temperaturen geeignet.

Fette für niedrige Drehzahlen haben eine höhere Grundölviskosität und werden häufig auch als Schwerlastfette eingesetzt. Da der Drehzahlkennwert zudem von weiteren Parametern wie der Lagerbauform abhängt, handelt es sich nicht um einen reinen Materialkennwert. In der Regel werden mehrere bauformspezifische Kennwerte auf den technischen Datenblättern der Schmierfette angegeben.

30 Drehzahlkennwert für Schmierfette

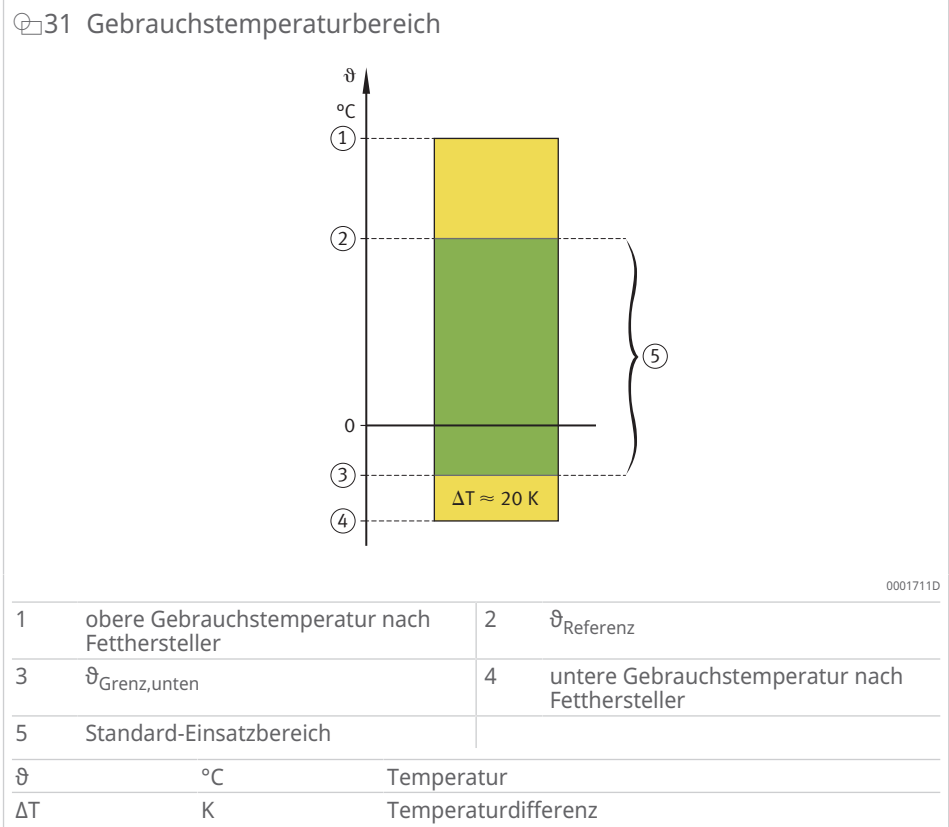


7.5.3 Einfluss der Temperatur

Der Temperaturbereich eines Schmierfettes muss dem Bereich der möglichen Betriebstemperaturen im Wälzlager entsprechen und wird als Gebrauchstemperaturbereich bezeichnet. Der Gebrauchstemperaturbereich hängt vom Verdicker, dem Grundöl, der Additivierung und dem Fertigungsprozess ab.

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

Die Fettgebrauchsdauer bezieht sich auf den Standard-Einsatzbereich, der nach oben durch die Referenztemperatur $\vartheta_{\text{Referenz}}$ begrenzt ist. Diese Referenztemperatur darf nicht überschritten werden, wenn eine temperaturbedingte Minderung der Fettgebrauchsdauer vermieden werden soll.



7.5.3.1 Gebrauchstemperaturbereich

Der Gebrauchstemperaturbereich des Fetts sollte zu den jeweiligen Betriebstemperaturen im Wälzlager passen.

Die Fetthersteller geben für ihre Schmierfette einen Gebrauchstemperaturbereich nach DIN 51825 (Schmierstoffe – Schmierfette K) an. Der Gebrauchstemperaturbereich hängt ab von der Verdickerart, dem Verdickeranteil, der Grundölart, dem Grundölanteil, der Fertigungsqualität und dem Fertigungsprozess.

Der obere Wert wird nach DIN 51825 über die Prüfung mit dem Wälzlagerfett-Prüfgerät FE9 festgelegt. Bei der oberen Gebrauchstemperatur muss in diesem Test eine 50-prozentige Ausfallwahrscheinlichkeit F_{50} von mindestens 100 h erreicht werden.

Der untere Wert wird nach DIN 51825 über den Fließdruck definiert. Der Fließdruck für ein Schmierfett ist der erforderliche Druck, um einen Strang des Schmierfetts durch eine definierte Düse zu drücken. Für Schmierfette K muss der Fließdruck bei der unteren Gebrauchstemperatur kleiner 1400 mbar sein.

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

Daher wird zusätzlich für die untere Gebrauchstemperatur eines Schmierfetts auch die Bestimmung des Tieftemperatur-Reibungsmoments nach ASTM D 1478 oder IP 186/93 herangezogen. Bei der unteren Gebrauchstemperatur darf das Startdrehmoment nicht größer als 1 Nm und das Laufdrehmoment nicht größer als 0,1 Nm sein.

Schaeffler empfiehlt, Schmierfette im Hinblick auf die sich einstellende Lagertemperatur im Standard-Einsatzbereich zu verwenden, um eine zuverlässige Schmierwirkung beziehungsweise eine annehmbare Fettgebrauchsdauer zu erreichen.

Der Gebrauchstemperaturbereich eines Schmierfetts kann dem entsprechenden Datenblatt entnommen werden.

7.5.4 Einfluss der Belastung

Für ein Belastungsverhältnis $C/P < 10$ werden Schmierfette empfohlen, die über eine höhere Grundölviskosität verfügen und vor allem Verschleißschutzadditive (EP) enthalten. Diese Additive bilden eine Reaktionsschicht auf der Metalloberfläche, die vor Verschleiß schützt. Solche Fette sind nach DIN 51825 mit KP gekennzeichnet. Der Einsatz empfiehlt sich auch bei Lagern mit erhöhtem Gleitanteil (auch bei Langsamlauf) beziehungsweise Linienkontakt sowie bei kombinierten Belastungen (radial, axial).

Schmierfette mit Festschmierstoffen, wie PTFE oder Molybdändisulfid, sollten bevorzugt für Anwendungen im Grenzreibungsgebiet oder Mischreibungsgebiet verwendet werden. Dabei sollte die Festschmierstoff-Partikelgröße einen Wert von $5 \mu\text{m}$ nicht überschreiten. Silikonschmierstoffe dürfen aufgrund ihres niedrigen Lasttragevermögens, das auch durch eine entsprechende Additivierung nicht kompensiert werden kann, nur bei sehr geringen Belastungen $P \leq 0,03 \cdot C$ eingesetzt werden.

7.6 Fettgebrauchsdauer

7.6.1 Grundfettgebrauchsdauer

Die Grundfettgebrauchsdauer t_f hängt vom lagerbezogenen Drehzahlkennwert ab.

f_{34} Lagerbezogener Drehzahlkennwert

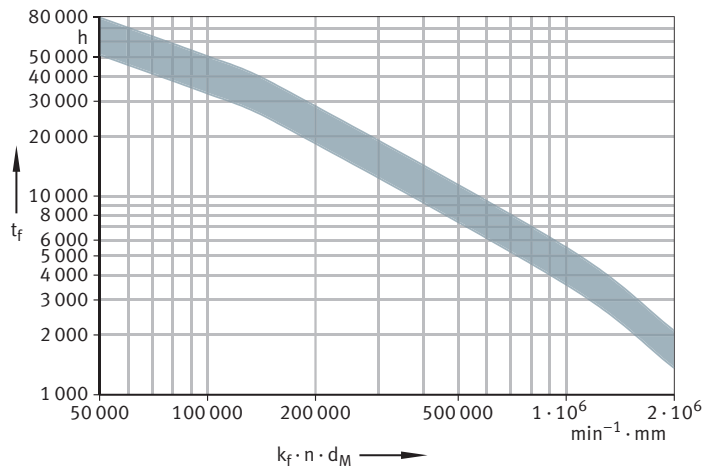
$$k_f \cdot n \cdot d_M$$

d_M	mm	mittlerer Lagerdurchmesser $(d+D)/2$
k_f	-	Lagerfaktor, abhängig von der Lagerbauart
n	min^{-1}	Betriebsdrehzahl oder äquivalente Drehzahl

Die Ermittlung der Grundfettgebrauchsdauer gilt unter folgenden Voraussetzungen:

- Schmierfette, deren Leistungsfähigkeit für Lager nachgewiesen ist
- Lagerungen, deren Lagertemperatur niedriger als die Referenztemperatur $\vartheta_{\text{Referenz}}$ des Schmierfetts ist
- ein Belastungsverhältnis von $C_0/P \geq 20$
- konstante Drehzahl und Belastung.
- die Belastung wirkt in der Lagerhaupttrichtung
 - Radiallager: radial
 - Axiallager: axial
- Radiallager mit horizontaler Drehachse
- drehender Innenring
- Lagerung ohne störende Umgebungseinflüsse

32 Ermittlung der Grundfettgebrauchsdauer Stahl/Stahl



00017178

t_f	h	Grundfettgebrauchsdauer
$k_f \cdot n \cdot d_M$	mm/min	lagerbezogener Drehzahlkennwert

8 Faktor k_f , abhängig von der Lagerbauart

Lagerbauart	Faktor k_f
Rillenkugellager, einreihig, Generation C	0,8
Rillenkugellager, einreihig	1
Schräggugellager, einreihig	1,6
Schräggugellager, einreihig, X-life	1,3
Vierpunktlager	1,6
Vierpunktlager, X-life	1,3
Zylinderrollenlager, einreihig	2

7.6.2 Fettgebrauchsdauer

Die Fettgebrauchsdauer t_{fG} gilt, wenn sie unter der errechneten Lagerlebensdauer liegt und die Lager nicht nachgeschmiert werden.

35 Richtwert für die Fettgebrauchsdauer

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

t_f	h	Grundfettgebrauchsdauer
t_{fG}	h	Richtwert für die Fettgebrauchsdauer in Betriebsstunden
K_T	-	Korrekturfaktor für erhöhte Temperatur
K_P	-	Korrekturfaktor für Belastung
K_U	-	Korrekturfaktor für Umgebung

7.6.2.1 Temperaturfaktor K_T für erhöhte Temperatur

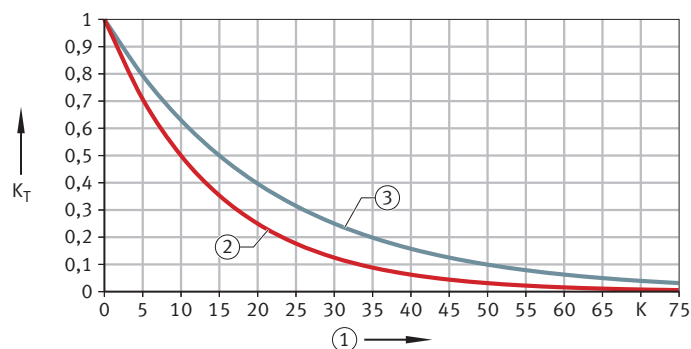
Durch eine Erhöhung der Temperatur werden die Reaktionsgeschwindigkeit und damit die Oxidationsgeschwindigkeit beziehungsweise Alterungsgeschwindigkeit beschleunigt.

Liegt die Lagertemperatur über der Referenztemperatur $\vartheta_{\text{Referenz}}$, ist K_T nach dem Diagramm zu bestimmen.

! Der Temperaturfaktor K_T darf nicht angewendet werden, wenn die Lagertemperatur höher als die obere Gebrauchstemperatur des angewendeten Fetts ist. Hier ist gegebenenfalls ein anderes Fett zu wählen oder bei Schaeffler anzufragen.

In Abhängigkeit von der Fettqualität sind unterhalb der Referenztemperatur auch Temperaturfaktoren $K_T > 1$ möglich.

33 Temperaturfaktor K_T



001A9146

1 K über $\vartheta_{\text{Referenz}}$

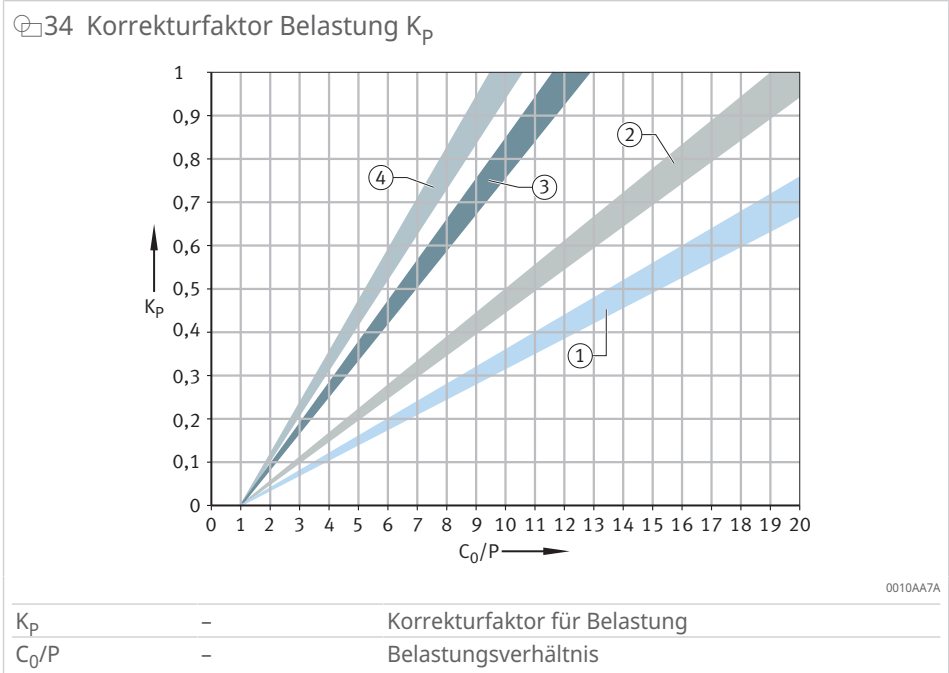
K_T - Korrekturfaktor für erhöhte Temperatur

9 Temperaturfaktor K_T

Kurve	Schmierfettgruppen	Wälzlagerfette Arcanol
2	GA08	MULTITOP
	GA15	MULTI3
	GA16	LOAD150
	GA17	LOAD1000
	GA47	-
3	GA11	MULTI2
	GA13	LOAD220
	GA14	LOAD400
	GA22	LOAD460

7.6.2.2 Korrekturfaktor K_p für erhöhte Belastung

Schmierfette werden bei höherer Lagerbelastung stärker beansprucht. In Abhängigkeit vom Belastungsverhältnis C_0/P und dem Lagertyp kann dieser Einfluss durch den Faktor K_p berücksichtigt werden.



10 Korrekturfaktor Belastung K_p

Kurve	Lagerbauart
1	Axial-Schrägkugellager, zweireihig
2	Zylinderrollenlager zweireihig (nicht gültig für NN30)
3	Vierpunktlager Zylinderrollenlager LSL, ZSL Zylinderrollenlager, vollröllig Zylinderrollenlager, einreihig (konstante, wechselnde, ohne Axiallast)
4	Rillenkugellager, einreihig und zweireihig Schrägkugellager, einreihig und zweireihig

7.6.2.3 Umgebungsfaktor K_U

Der Umgebungsfaktor K_U berücksichtigt Einflüsse durch Feuchtigkeit, Rüttelkräfte, geringe Vibrationen und Stöße. Vibrationen mit kleiner Amplitude können Ursache für Tribokorrosion sein.

! Der Umgebungsfaktor berücksichtigt keine extremen Umgebungseinflüsse wie Wasser, aggressive Medien, Schmutz, radioaktive Strahlung und extreme Vibrationen, beispielsweise bei Rüttlern. Zur Verschmutzung ist auch der Einfluss der Verschmutzung auf die Lebensdauerberechnung zu beachten.

11 Umgebungsfaktor K_U

Umgebungseinfluss	Umgebungsfaktor K_U
gering, z. B. auf Prüfstand	1
mittel (Standard)	0,8
stark, z. B. bei Freiluftanwendung	0,5

7.6.3 Nachschmierfristen

Werden Wälzlager nachgeschmiert, dann ist die Schmierfrist zu beachten, damit eine sichere Funktion der Lager gewährleistet ist.

! Aus Gründen der Betriebssicherheit sind Nachschmierfristen > 1 a (Jahr) nicht zu empfehlen.

f36 Richtwert für Nachschmierfrist

$$t_{fR} = 0,5 \cdot t_{fG}$$

t_{fR}	h	Richtwert für die Nachschmierfrist in Betriebsstunden
t_{fG}	h	Richtwert für die Fettgebrauchsdauer in Betriebsstunden

Beim Nachschmieren ist das gleiche Schmierfett wie bei der Erstbefettung zu verwenden.

Sind Mischungen von Schmierfetten nicht vermeidbar, ist die Mischbarkeit und Verträglichkeit der Fette zu prüfen ▶46 | 7.6.6.

Bei luftgefüllten Zufuhrleitungen ist das Füllvolumen der Zufuhrleitungen bei der Nachschmiermenge zu berücksichtigen.

7.6.4 Nachschmiermengen

Die Erstbefettungsmenge und die Nachschmiermenge werden üblicherweise unter Berücksichtigung des freien oder ungestörten Raums berechnet. Eine Abschätzung der Nachschmiermenge ist möglich.

f37 Abschätzung der Nachschmiermenge

$$m = D \cdot B \cdot X$$

B	mm	Breite
D	mm	Außendurchmesser
X	-	Faktor, siehe folgende Tabelle

12 Faktor X für Nachschmierintervalle

Nachschmierintervall	Faktor X
wöchentlich	0,002
monatlich	0,003
jährlich	0,004

Ein Fettaustausch ist bei langen Schmierfristen anzustreben. Einen weitgehenden Austausch von Altfett gegen Neufett erreicht man mit Hilfe einer größeren Fettmenge. Eine große Nachschmiermenge ist vor allem dann erforderlich, wenn aufgrund höherer Temperatur das Altfett vorgeschädigt wurde.

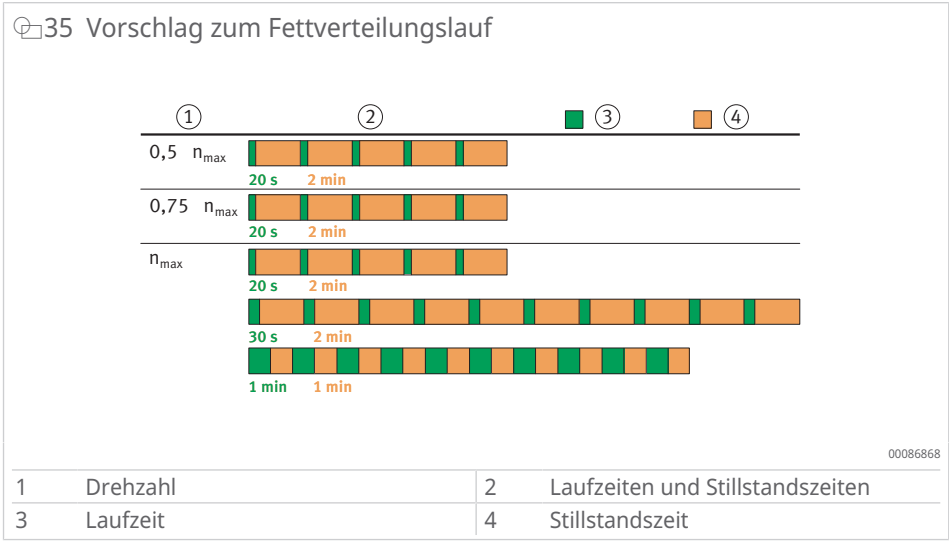
Für eine genauere Ermittlung der Nachschmiermenge empfiehlt Schaeffler die Nutzung von Bearinx.

Bearinx | Berechnungsmodule |
<https://www.schaeffler.de/std/1FEB>

7.6.5 Fettverteilung

Bei schnell umlaufenden Lagern mit einem Drehzahlkennwert $> 500000 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$ ist ein Fettverteilungslauf erforderlich.

Der Einlaufvorgang besteht aus mehreren Zyklen eines Start-Stopp-Betriebs mit unterschiedlichen Drehzahlen und Laufzeiten, wobei die Stillstandszeiten nach jedem Lauf sehr wichtig sind. Die notwendige Anzahl der Zyklen ist je nach Lagergröße, Lageranzahl, Höchstdrehzahl und Lagerumgebung unterschiedlich.



Weitere Zyklen sind mit verlängerter Laufzeit und verkürzter Standzeit durchzuführen, bis die Beharrungstemperatur erreicht ist.

7.6.6 Mischbarkeit von Schmierstoffen

- !** Mischungen von Schmierfetten sind zu vermeiden.
- Sind Mischungen von Schmierfetten nicht vermeidbar, dann müssen folgende Voraussetzungen beachtet werden:
- Die Grundölbasis muss gleich sein.
 - Der Verdickertyp muss übereinstimmen.
 - Die Grundölviskositäten müssen ähnlich sein (nicht weiter auseinander als eine ISO VG-Klasse).
 - Die Konsistenz muss gleich sein (NLGI-Klasse).

Die Mischbarkeit kann grob abgeschätzt werden, jedoch ohne eine Garantie der Betriebssicherheit.

13 Mischbarkeit von Schmierstoffen (Grundöle)

	Mineralöl	PAO	Esteröl	Polyglykolöl	Silikonöl	Alkoxyfluoröl
Mineralöl	+	+	+	-	o	-
PAO	+	+	+	-	o	-
Esteröl	+	+	+	o	-	-
Polyglykolöl	-	-	o	+	-	-
Silikonöl	o	o	-	-	+	-
Alkoxyfluoröl	-	-	-	-	-	+

- + Mischung in der Regel unkritisch
- o in Einzelfällen mischbar, Überprüfung notwendig
- Mischung nicht zulässig

14 Verträglichkeit unterschiedlicher Verdickertypen

	Lithium-seife	Lithium-komplex	Natrium-komplex	Calcium-komplex	Aluminium-komplex	Barium-komplex	Bentonit	Poly-harnstoff	PTFE
Lithiumseife	+	+	-	+	-	+	-	-	+
Lithiumkomplex	+	+	o	+	o	o	-	o	+
Natriumkomplex	-	o	+	o	o	o	-	o	+
Calciumkomplex	+	+	o	+	o	o	o	o	+
Aluminiumkomplex	-	o	o	o	+	o	-	-	+
Bariumkomplex	+	o	o	o	o	+	+	o	+

	Lithium-seife	Lithium-komplex	Natrium-komplex	Calcium-komplex	Aluminium-komplex	Barium-komplex	Bentonit	Polyharnstoff	PTFE
Bentonit	-	-	-	o	-	+	+	-	+
Polyharnstoff	-	o	o	o	-	o	-	+	+
PTFE	+	+	+	+	+	+	+	+	+

- + Mischung in der Regel unkritisch
- o in Einzelfällen mischbar, Überprüfung notwendig
- Mischung nicht zulässig



Vor dem Mischen ist unbedingt beim Schmierstoffhersteller rückzufragen. Auch wenn die Voraussetzungen erfüllt werden, kann die Leistungsfähigkeit des Mischfetts beeinträchtigt sein. Nur mit Fetten vergleichbarer Leistungsfähigkeit nachschmieren. Vor der Umstellung auf eine andere Fettsorte das alte Fett ausspülen, sofern es die Konstruktion zulässt. Eine weitere Nachschmierung ist nach einem verkürzten Zeitraum vorzunehmen. Bei der Mischung nicht verträglicher Fette kann es zu starken Strukturänderungen kommen. Auch eine starke Erweichung des Mischfetts ist möglich.

8 Stromisolierung

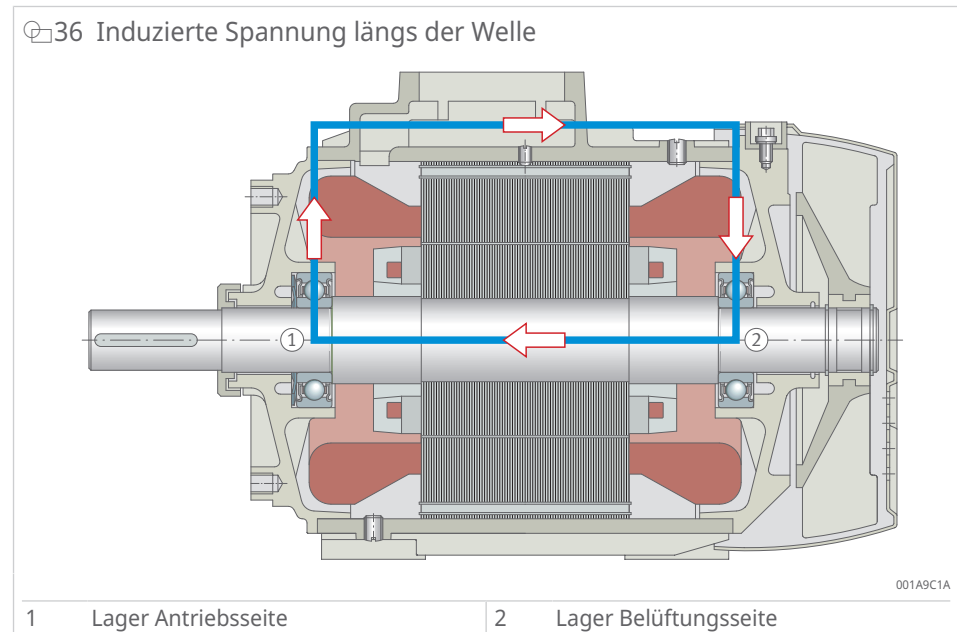
8.1 Ursachen und Abhilfemaßnahmen von Wälzlagerströmen

Abhängig von Motor, Frequenzumrichter und Betriebsbedingungen treten im Elektromotor hauptsächlich 3 verschiedene Arten von ungewollten elektrischen Strömen auf. Je nach Ursache oder Stromart werden auch die Abhilfemaßnahmen gewählt. Bewährt haben sich z. B. Ableitelemente, verbesserte Erdung und eine Isolation an den Wälzlagern.

Zirkularströme

Bei sehr großen Motoren oder Generatoren mit geringer Polzahl bedingen magnetische Asymmetrien eine niederfrequente Wellenspannung. Bei Motoren ab Achshöhe 100 mm, die mit Frequenzumrichtern betrieben werden, führen die hochfrequenten Ströme, die über die Nutisolation des Stators abfließen, zu einer hochfrequenten Wellenspannung.

Ohne isolierte Lager führen niederfrequente Wellenspannung und hochfrequente Wellenspannung zu den sogenannten Zirkularströmen. Eine effektive und einfach zu realisierende Abhilfemaßnahme stellen die Wälzlager von Schaeffler mit Keramikoxidbeschichtung (Insutect A) und die Hybridwälzlager dar. Besonders häufig wird für das Lager der Belüftungsseite ein mit Insutect A beschichtetes Wälzlager zur Isolation gewählt.

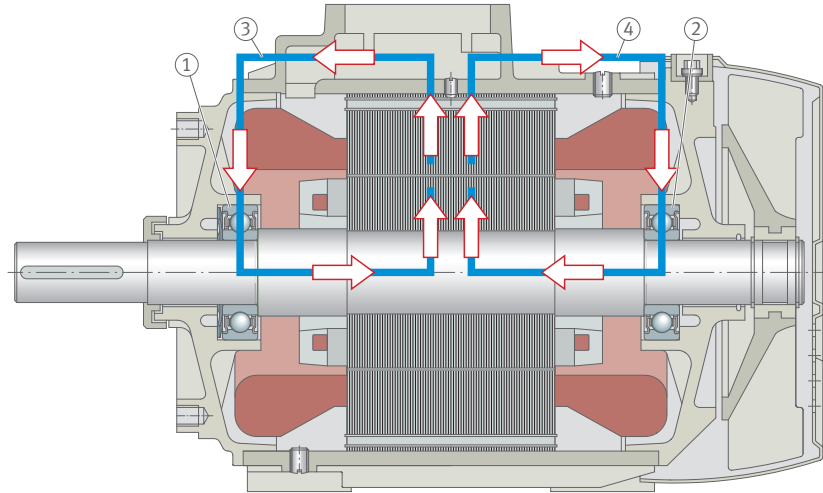


Entladeströme (EDM)

Bei Elektromotoren, die mit Frequenzumrichtern betrieben werden, tritt ungewollt die sogenannte Gleichtaktspannung auf. Diese Spannung, die zwischen Welle und Gehäuse anliegt, kann insbesondere bei kleinen Elektromotoren bis Achshöhe 315 mm zu den sogenannten EDM-Strömen führen, die separat durch jedes der beiden Lager fließen können.

Als Abhilfemaßnahmen gegen EDM-Ströme haben sich 2 Hybridlager mit Wälzkörpern aus Keramik und/oder Ableitlösungen bewährt. Alternativ kann auch eine Insutect A-Beschichtung eine Lösung sein. Dabei muss eine geeignete Schichtstärke ausgewählt werden. Welche Lösung die bessere ist, hängt vom Motor sowie von den Umbauteilen ab.

37 Entladeströme



001A9CC8

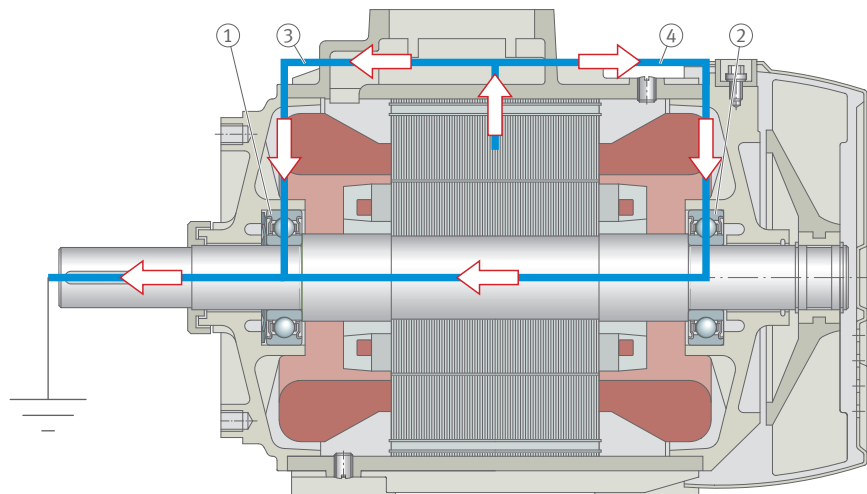
1	Lager Antriebsseite	2	Lager Belüftungsseite
3	möglicher Strompfad 1	4	möglicher Strompfad 2

Rotorerdströme

Insbesondere bei größeren stationären elektrischen Maschinen kann bei schlechten Erdungsverhältnissen ein Strom auftreten, der ausgehend vom Gehäuse über die Lager zur Welle und über das angetriebene oder antreibende Aggregat fließt.

Als Abhilfemaßnahmen für diese Art der Ströme eignen sich z. B. eine Erdung, die sich für hochfrequente Ströme eignet, eine isolierte Kupplung oder die Isolation der Wälzlager auf der Antriebsseite und Belüftungsseite.

38 Rotorerdstrom



001A9D19

1	Lager Antriebsseite	2	Lager Belüftungsseite
3	möglicher Strompfad 1	4	möglicher Strompfad 2

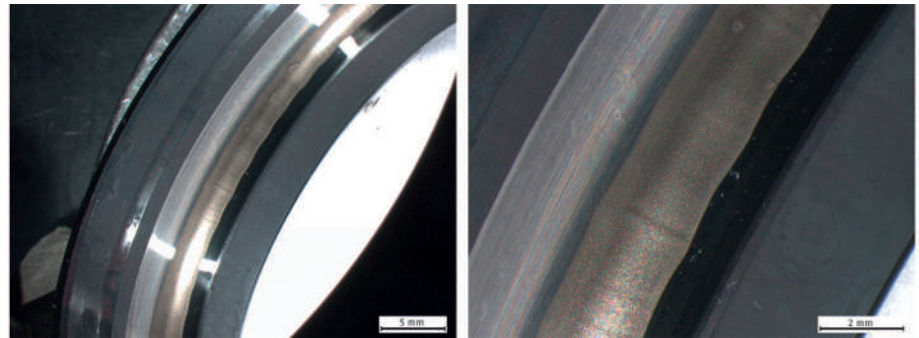
8.2 Typische Lagerschäden bei Stromdurchgang

Unabhängig davon, ob ein Lager einem Gleichstrom oder einem Wechselstrom bis zu Frequenzen im MHz-Bereich ausgesetzt war, treten stets dieselben Oberflächenveränderungen auf.

8.2.1 Spuren in Laufbahnen und an Wälzkörpern

Häufig entstehen durch Stromdurchgang gleichförmig matte und graue Spuren in den Laufbahnen und an den Wälzkörperoberflächen. Auch andere Einflüsse können diese Spuren verursachen, z. B. mit Abrasivstoffen verunreinigter Schmierstoff.

☞39 Spuren in Laufbahnen

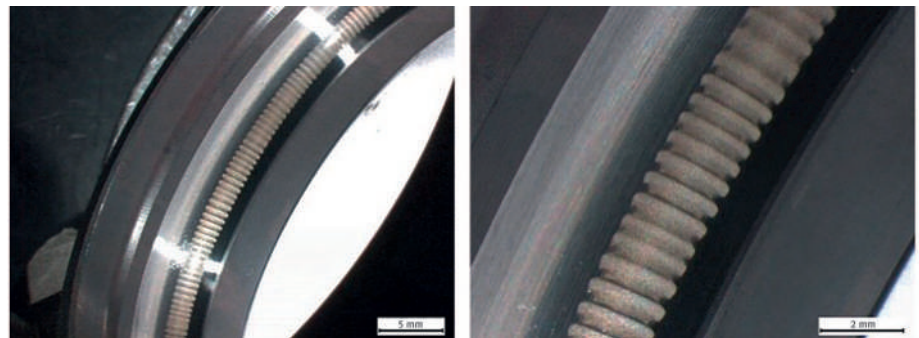


001A9DCC

8.2.2 Riffelbildung

Riffel sind periodische Muster von Oberflächenbereichen unterschiedlicher Tiefe, die in Rollrichtung verlaufen. Die Ursache von Riffeln ist oft Stromdurchgang.

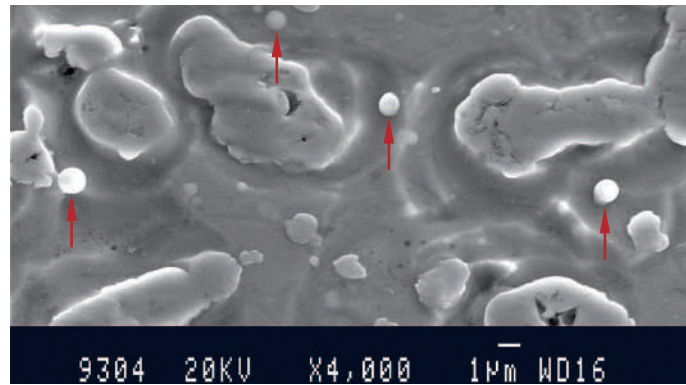
☞40 Riffel



001A9E0C

Das Rasterelektronenmikroskop (REM) macht sichtbar, dass beide Schadensstrukturen aus Schmelzkratern und Schweißperlen im Bereich μm bestehen. Die Schadenstrukturen überdecken die überrollte Laufbahn dicht an dicht. Damit ist Stromdurchgang durch das Lager nachgewiesen.

41 Schadensstrukturen unter dem Rasterelektronenmikroskop (REM)



00169894

8

8.2.3 Entstehung von Lagerschäden

Die Schmelzkrater und Schmelzperlen entstehen bei elektrischen Entladungen zwischen vorhandenen Mikrospitzen der Laufbahn und der Wälzkörperoberflächen. Bei voll ausgebildetem Schmierfilm durchschlägt der Funke den Schmierfilm an einer Engstelle, wobei die Fußpunkte der Funken kurzzeitig aufschmelzen.

Bei metallischem Kontakt im Mischreibungsbereich verschmelzen die beteiligten Oberflächen. Die Verschmelzung bricht aufgrund der Lagerrotation sofort wieder auf. Dabei löst sich Material aus den Oberflächen, das sofort zu Schmelzperlen erstarrt. Die Schmelzperlen gehen zum Teil ins Schmiermittel über und lagern sich auf den Metalloberflächen ab. Fortdauerndes Überrollen kann die Krater und Schmelzperlen abflachen und glätten. Bei andauerndem Stromfluss schmelzen die beteiligten Oberflächenschichten im Lauf der Zeit auf diese Weise vielfach auf.

Für die meisten Lagerausfälle ist die Riffelbildung verantwortlich ▶50|40.

Die gängige Entstehungstheorie lautet wie folgt:

Jeder hinreichend große Schmelzkrater verursacht bei der Überrollung eine radiale Bewegung des Wälzkörpers. Die Parameter der radialen Bewegung hängen ab von Innengeometrie, Drehzahl und Belastung des Lagers. Beim Zurückschwingen des Wälzkörpers verringert sich die Schmierfilmdicke. In diesem Bereich finden vermehrt neue Stromübergänge statt. Ein sich selbst strukturierender Prozess ist angestoßen, der die periodischen Strukturen in der Laufbahn erzeugt. Nach einiger Zeit können Riffel die Laufbahn des Rings in der Lastzone oder über den vollen Umfang der Laufbahn bedecken. Die Riffel führen zu weiter verstärkten Lagerschwingungen und schließlich zum Ausfall des Lagers.

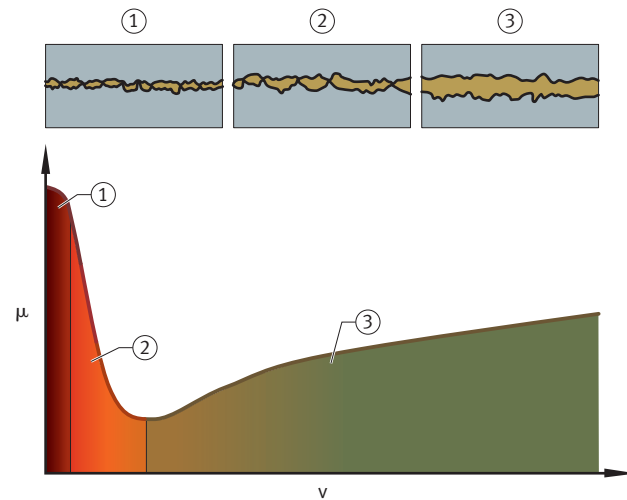
8.2.4 Einfluss auf den Schmierstoff

Der Stromdurchgang beeinflusst auch den Schmierstoff negativ. Das Grundöl und die Additive werden geschädigt. Durch das vorzeitige Altern und das Anreichern mit Eisenpartikeln verschlechtern sich die Schmiereigenschaften und das Geräuschverhalten des Lagers merklich.

8.3 Elektrisches Verhalten von Wälzlagern

8.3.1 Elektrisches Verhalten eines unbeschichteten Wälzlers

42 Elektrisches Verhalten eines unbeschichteten Wälzlers



00016CF1

1	Grenzschmierung	2	Teilschmierung
3	Vollschmierung		
μ	-		Reibung
v	-		Geschwindigkeit

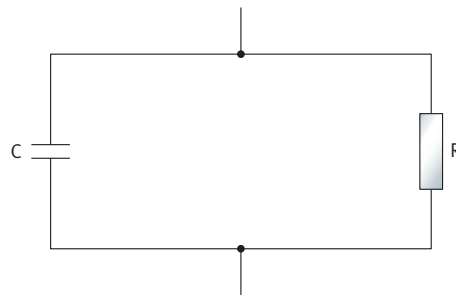
Das elektrische Verhalten eines Wälzlers ist abhängig vom Schmierzustand. Wenn überwiegend Festkörperkontakt und nur partiell Flüssigkeitsreibung vorliegt, spricht man von Grenzschmierung (Bereich 1). Bei diesem Schmierzustand kann das Wälzlager als ohmscher Widerstand betrachtet werden.

Sind die Oberflächen der relativ zueinander bewegten Wälzkontaktflächen nahezu vollständig durch einen Schmierfilm getrennt, spricht man von Vollschmierung (Bereich 3). Bei der Vollschmierung verhält sich das Wälzlager kapazitiv.

Bei der Mischreibung oder Teilschmierung (Bereich 2) liegt zwar ein ausgeprägter Schmierfilm vor, die Wälzkontaktflächen kommen aber weiterhin in Kontakt. Das Wälzlager verhält sich hier gleichzeitig wie ein ohmscher als auch wie ein kapazitiver Widerstand.

8.3.2 Elektrisches Verhalten eines stromisolierenden Wälzlers

Ein stromisolierendes Lager kann als Parallelschaltung aus Widerstand und Kapazität aufgefasst werden.

 43 Parallelschaltung Widerstand und Kondensator


000171F1

C	F	elektrische Kapazität
R	Ω	elektrischer Widerstand


8

Für eine gute Isolierung sollte der ohmsche Widerstand möglichst hoch, die Kapazität möglichst niedrig sein.

Entscheidend für die Wahl der Stromisolierung ist die Art der anliegenden Spannungen. Bei Gleichspannung und Wechselspannung mit 50 Hz oder 60 Hz ist der ohmsche Widerstand ausschlaggebend. Bei höherfrequenter Wechselspannung ist der kapazitive Widerstand des Lagers ausschlaggebend. Diese hochfrequenten Wechselströme treten meist in Elektromotoren auf, die mit Frequenzumrichtern betrieben werden. Dabei typisch sind Frequenzen von mehreren 100 kHz bis zu mehreren MHz.

2 Arten des elektrischen Widerstands sind von Bedeutung:

- Gleichspannungswiderstand
Der Gleichspannungswiderstand von Lagern mit der Insutect A-Beschichtung beträgt bei Zimmertemperatur mindestens 50 M Ω , bezogen auf die Beschichtung J20AB. Damit sind nach dem ohmschen Gesetz $I = U/R$ bei Spannungen bis 1000 V nur Ströme deutlich unter 20 μA möglich. Ströme unter 20 μA sind für Lager unkritisch.
- Wechselspannungswiderstand
Bei immer mehr Anwendungen werden Frequenzumrichter eingesetzt, die ungewollte und hochfrequente Ströme im Bereich von mehreren 100 kHz bis zu mehreren MHz erzeugen. In diesem Frequenzbereich spielt der ohmsche Widerstand eine untergeordnete Rolle. Entscheidend ist hierbei die kapazitive Impedanz der Lagerisolierung. Die kapazitive Impedanz der Lagerisolierung soll möglichst hoch sein und wird hauptsächlich durch die Frequenz des Lagerstroms und die Kapazität des Lagers bestimmt.

 38 Impedanz abhängig von Frequenz und Kapazität

$$Z = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot C}$$

C	F	elektrische Kapazität
f	Hz	Frequenz
Z	Ω	Impedanz

Die Kapazität eines Wälzlagers mit Insutect A-Beschichtung kann mit folgender Formel berechnet werden:

§39 Kapazität aus Fläche und Schichtdicke

$$C = \epsilon_0 \cdot \epsilon_r \cdot \left(\frac{A}{s} \right)$$

ϵ_0	As/Vm	elektrische Feldkonstante
ϵ_r	-	Permittivitätszahl, stoffabhängig
A	mm ²	Fläche, beschichtet
C	F	elektrische Kapazität
s	mm	Schichtdicke

Eine hohe Schichtdicke und eine kleine beschichtete Oberfläche führen demnach zu einer niedrigen Kapazität und damit zu einer hohen Impedanz.

Als Beurteilungskriterium für die Gefährlichkeit von Stromdurchgang hat sich in der Praxis die rechnerische Stromdichte J_S bewährt, also die effektive Stromstärke dividiert durch die gesamte Kontaktfläche der Wälzkörper mit dem Lagerinnenring oder Lageraußenring. Die rechnerische Stromdichte hängt ab von der Lagertypen und den Betriebsbedingungen. Bei Stromdichten mit effektiven Stromstärken oberhalb von etwa 0,1 A/mm² besteht die Gefahr von Stromschäden. Zusätzlich können auch bei geringerer Stromdichte White Etching Cracks (WECs) auftreten. Die WECs entstehen durch die Wechselwirkung gewisser Schmierstoffe und einer Zusatzbelastung z. B. Stromdurchgang.

§40 Stromdichte

$$J_S = \frac{I}{A_{\text{eff}}} \left[\text{A/mm}^2 \right]$$

A_{eff}	mm ²	effektive Kontaktfläche
I	A	Stromstärke
J_S	A/mm ²	effektive Stromdichte

8.4 Keramikbeschichtete Lager

Keramikbeschichtete Lager sind Standardlager, bei denen der Innenring oder Außenring mit der Keramikbeschichtung Insutect A versehen ist.

8.4.1 Beschichtungsarten

☞44 Rillenkugellager mit Keramikbeschichtung am Außenring



001A9C4F

45 Zylinderrollenlager mit Keramikbeschichtung am Außenring



001A9CZF

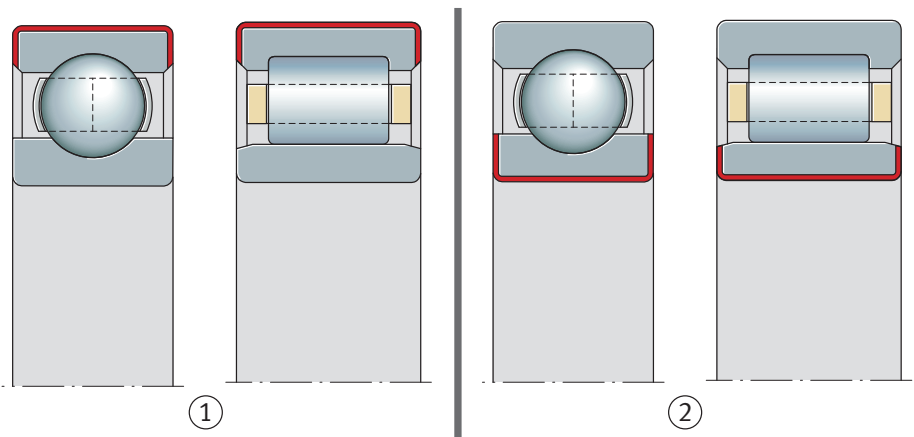
8

Mit Insutect A beschichtete Lager besitzen einen hohen elektrischen Isolationschutz. Lager mit Oxidkeramik-Beschichtung sind mit dem Nachsetzzeichen J20 und einer zusätzlichen Buchstabenkombination GA, GB oder GI gekennzeichnet. Bisher wurden die Kennzeichen AB, AA oder C verwendet. Die Oxidkeramikschiicht ist sehr hart, verschleißfest und ein guter Wärmeleiter.

Die Außenabmessungen der stromisolierten Wälzlager entsprechen den Abmessungen nach DIN 616 (ISO 15). Stromisolierte Lager sind dadurch mit Standardlagern austauschbar.

Die verschiedenen Beschichtungsarten der Lager sind im Querschnitt abgebildet.

46 Beschichtungsarten



000170AC

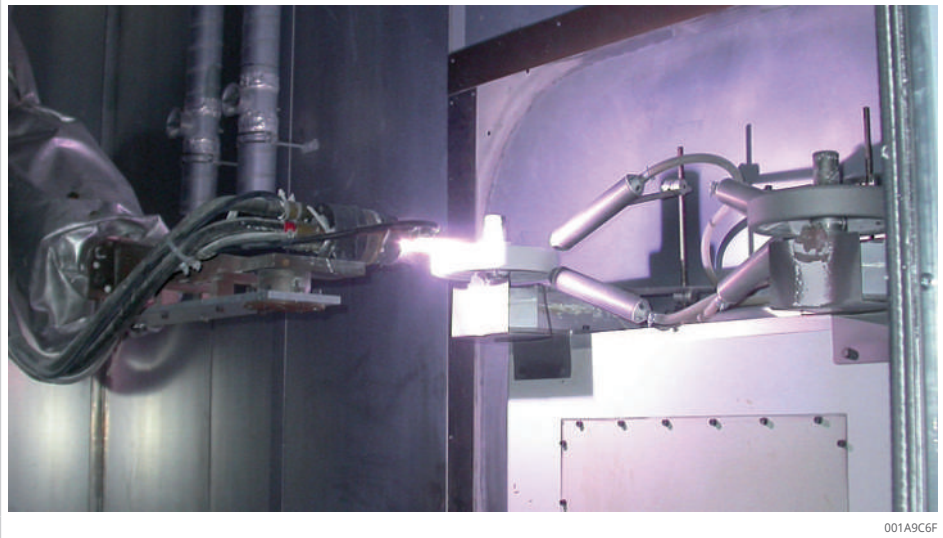
1 Außenringbeschichtung: J20GA, J20GB

2 Innenringbeschichtung: J20GI

8.4.2 Beschichtungsverfahren

Die Lager werden mit dem Plasmaspritzverfahren beschichtet. Beim Plasmaspritzverfahren wird zwischen 2 Elektroden ein Lichtbogen erzeugt und damit ein eingeleitetes Edelgas ionisiert. Der aufgebaute Plasmafreistrahler wird als Trägerstrahl für das zugeführte Aluminiumoxidpulver verwendet. Das Aluminiumoxidpulver schmilzt und wird mit hoher Geschwindigkeit auf Außenring oder Innenring gespritzt. Bevor die Oxidschicht aufgetragen wird, wird das Grundmaterial aufgeraut. Anschließend wird die Oxidschicht versiegelt.

47 Plasmaspritzverfahren

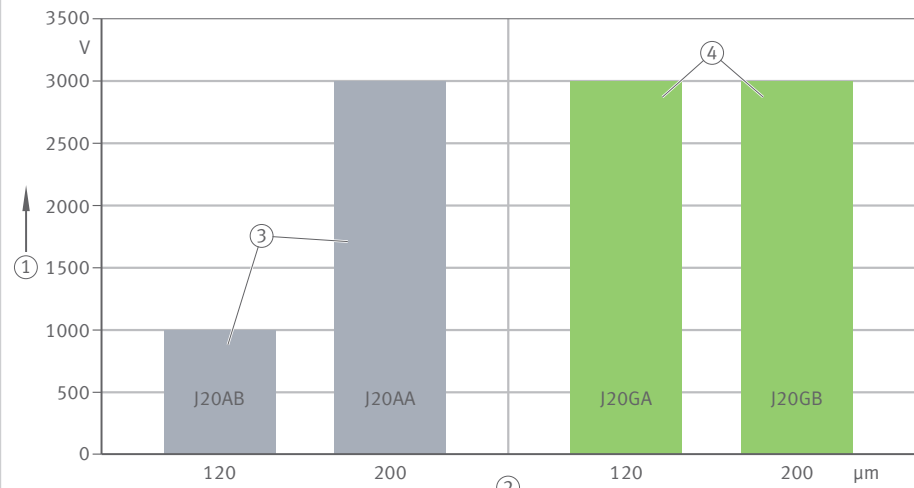


001A9CGF

8.4.3 Gesteigerte Isolationsperformance mit der neuen Beschichtung J20G

Durch systematische Weiterentwicklung wurden die Isolationseigenschaften der Wälzlager mit Keramikbeschichtung Insutect A verbessert. Neben der Verbesserung der elektrischen Eigenschaften in trockener Umgebung wurde die Leistungsfähigkeit bei feuchten Betriebsbedingungen deutlich gesteigert. Einen Vergleich zu Werten der bisherigen Beschichtung zeigen die folgenden Abbildungen.

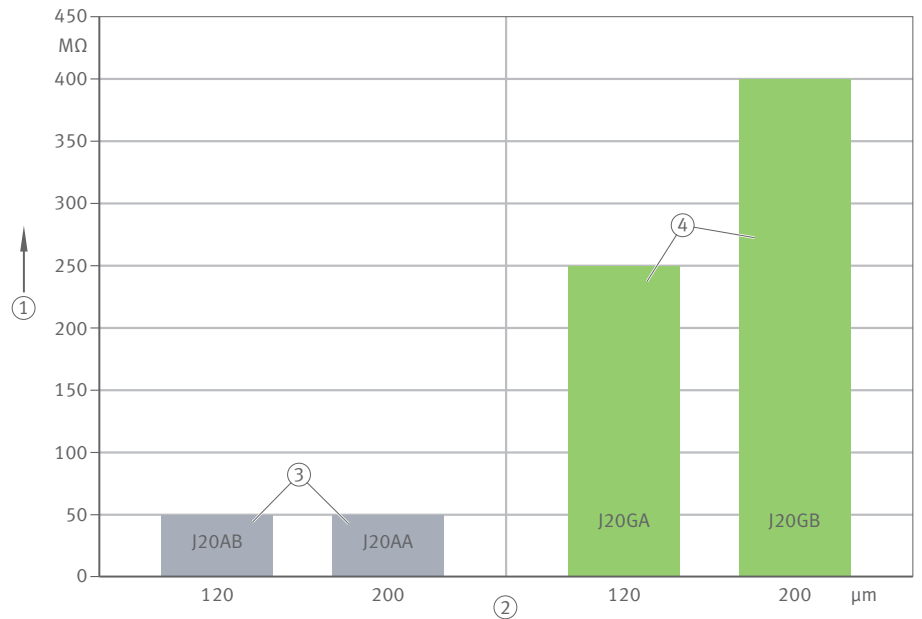
48 Durchschlagfestigkeit in trockener und feuchter Umgebung



001A9D9B

1	Durchschlagsspannung	2	Schichtstärke
3	aktuelle Beschichtung	4	neue Beschichtung

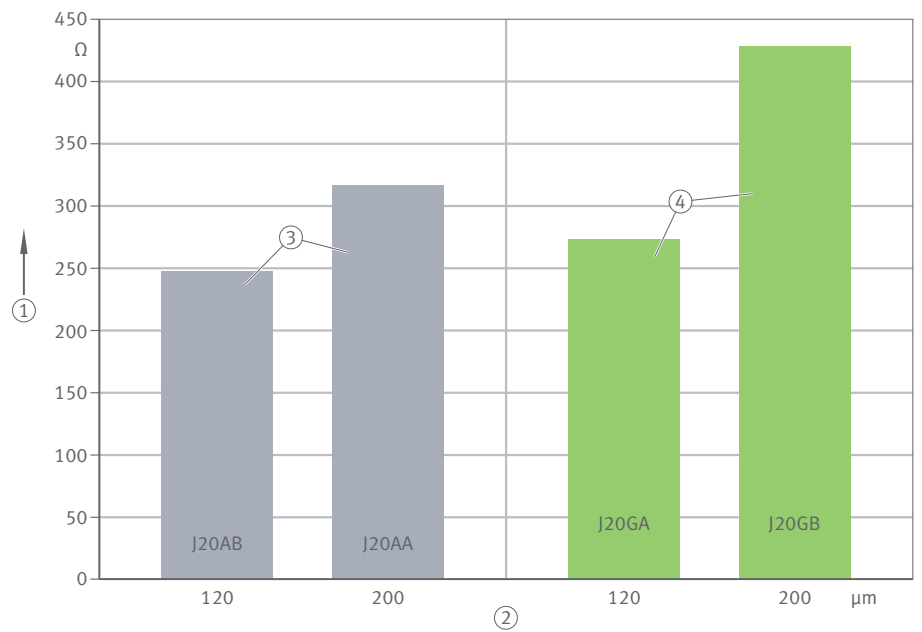
49 Ohmscher Widerstand in trockener Umgebung



001A9DAB

1	Ohmscher Widerstand	2	Schichtstärke
3	aktuelle Beschichtung	4	neue Beschichtung

50 Impedanz in trockener und feuchter Umgebung, Lagertype 6314, f = 100 kHz



001A9DBB

1	Impedanz	2	Schichtstärke
3	aktuelle Beschichtung	4	neue Beschichtung

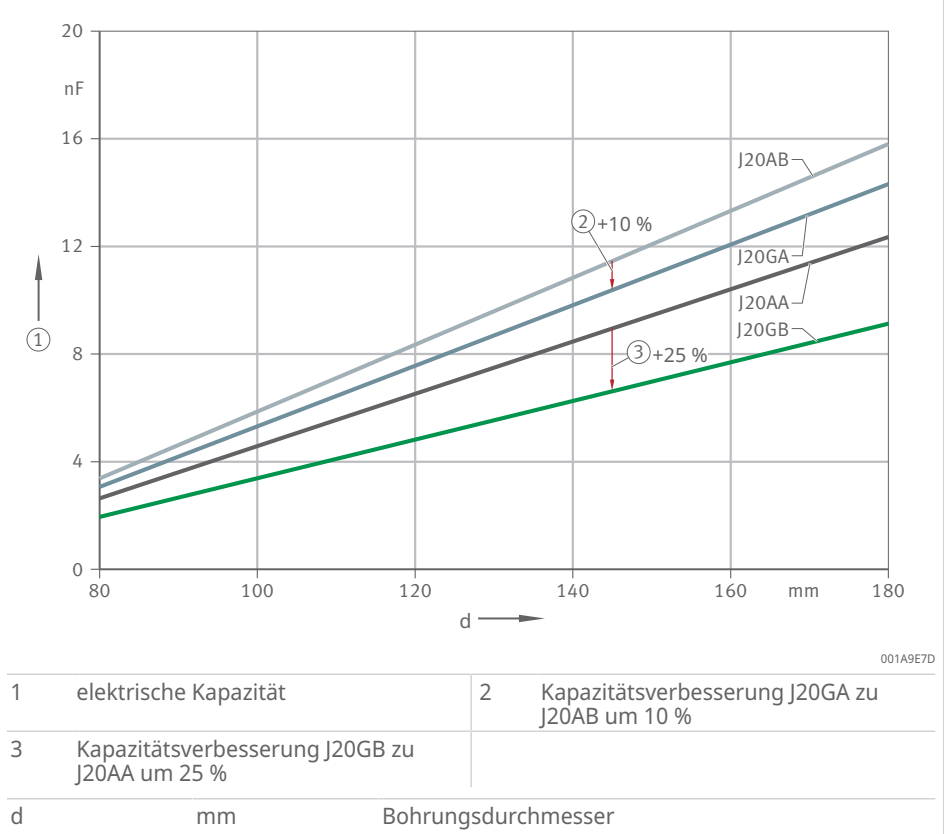
8.4.4 Beschichtungskennwerte

Immer häufiger werden elektrische Simulationen und Berechnungen genutzt, um die richtige Isolationslösung zu finden. Dafür sind die elektrischen Eigenschaften der Wälzlager von Bedeutung. Die elektrische Isolierwirkung des Schmierfilms kann nur in Abhängigkeit von den genauen Betriebsparametern ermittelt werden. Schaeffler steht Ihnen dazu mit kompetenten Lösungen zur

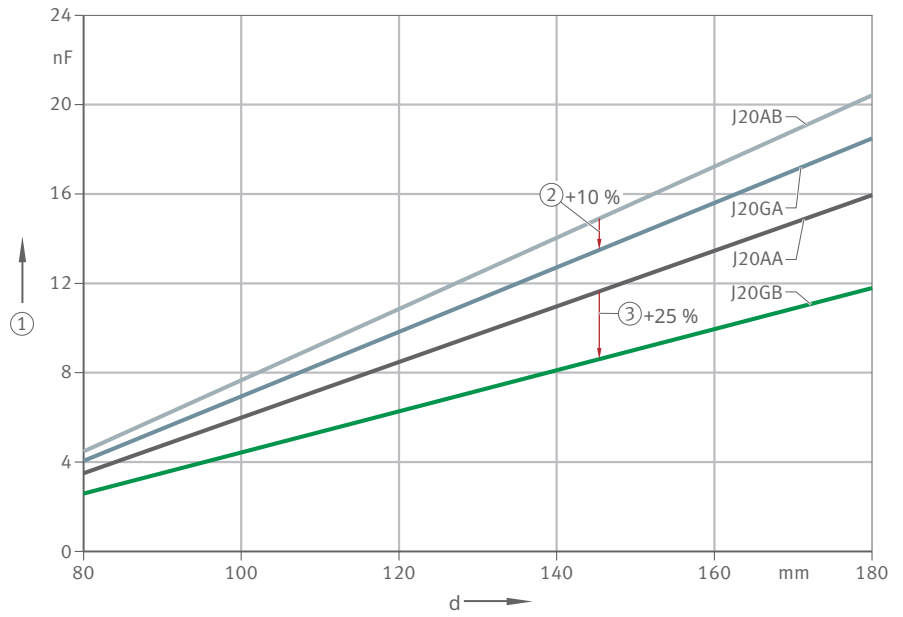
Verfügung. Bei der elektrischen Eigenschaft der Isolationsschicht der Insutect A-Lager ist die Impedanz oder Kapazität entscheidend. Einen Anhaltswert für die Kapazität von Rillenkugellagern der Lagerreihen 60, 62 und 63 finden Sie in den folgenden Abbildungen. Eine möglichst niedrige Kapazität ist notwendig, um den Stromdurchgang durch das Lager bestmöglich zu reduzieren. Die gezeigten Werte können bei gleichen Außenabmessungen auch für weitere Bauformen in erster Annäherung verwendet werden, z. B. bei Zylinderrollenlagern im gleichen Abmessungsbereich. Die Werte für die Kapazität sind auch für den Einsatz in feuchten Umgebungen gültig, z. B. 90 % relative Luftfeuchte.

8

51 Anhaltswerte für die Wälzlagerkapazität der Lagerreihe 60



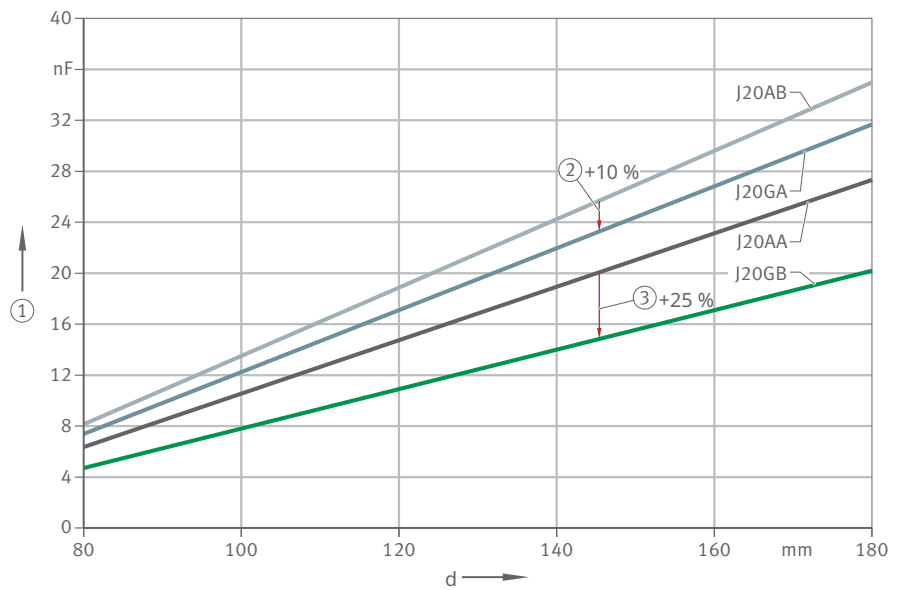
52 Anhaltswerte für die Wälzlagerkapazität der Lagerreihe 62



001A9E8D

1 elektrische Kapazität	2 Kapazitätsverbesserung J20GA zu J20AB um 10 %
3 Kapazitätsverbesserung J20GB zu J20AA um 25 %	
d mm	Bohrungsdurchmesser

53 Anhaltswerte für die Wälzlagerkapazität der Lagerreihe 63



001A9E9D

1 elektrische Kapazität	2 Kapazitätsverbesserung J20GA zu J20AB um 10 %
3 Kapazitätsverbesserung J20GB zu J20AA um 25 %	
d mm	Bohrungsdurchmesser

 15 Kennwerte zu Beschichtungsarten nach Insutect A J20G

Kennwert		J20GA	J20GB	J20GI
Lagerbeschichtung	-	Außenring	Außenring	Innenring
Schichtdicke	µm	120	200	120
Einsatzumgebung	-	trocken, feucht	trocken, feucht	trocken, feucht
Spannungsfestigkeit	DCV	3000	3000	3000
Ohmscher Widerstand	MΩ	250	400	250
Impedanz, 6314, f = 100 kHz	Ω	273	428	583
mögliche Innendurchmesser	mm	-	-	≥ 70
mögliche Außendurchmesser	mm	70 ... 800	70 ... 800	... 800

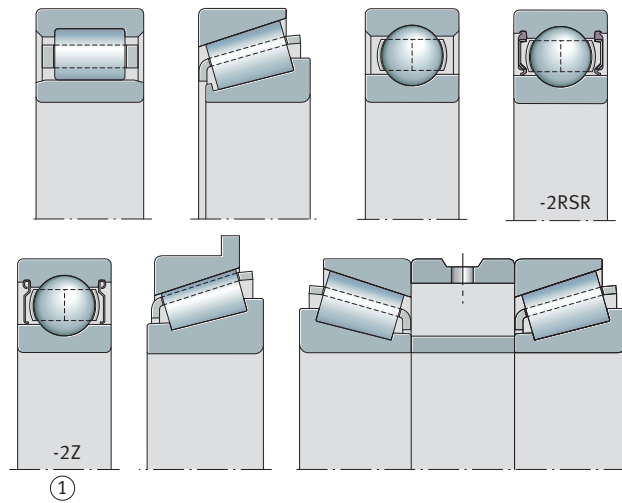
Die Lagerfläche der beschichteten Ringe sind zylindrisch. Im Falle von Nuten oder Schmierbohrungen wird empfohlen, den Kontakt zu der zuständigen Anwendungstechnik von Schaeffler zu suchen.

Die beschichteten Ringe werden einer 100 % Isolationsprüfung unterzogen.

8.4.5 Lagerausführungen mit Keramikbeschichtungen

Die verfügbaren Lagerausführungen mit Keramikbeschichtungen sind im Querschnitt abgebildet.

54 Beispielhafte Lagerausführungen



000170AE

1 nur mit Beschichtung J20GI

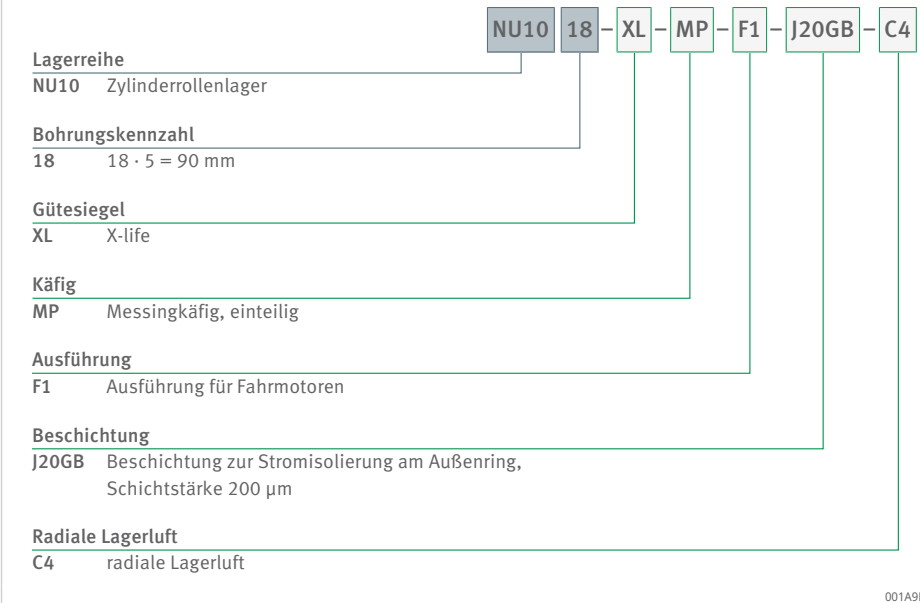
8.4.6 Bestellbeispiele

55 Rillenkugellager mit beschichtetem Außenring

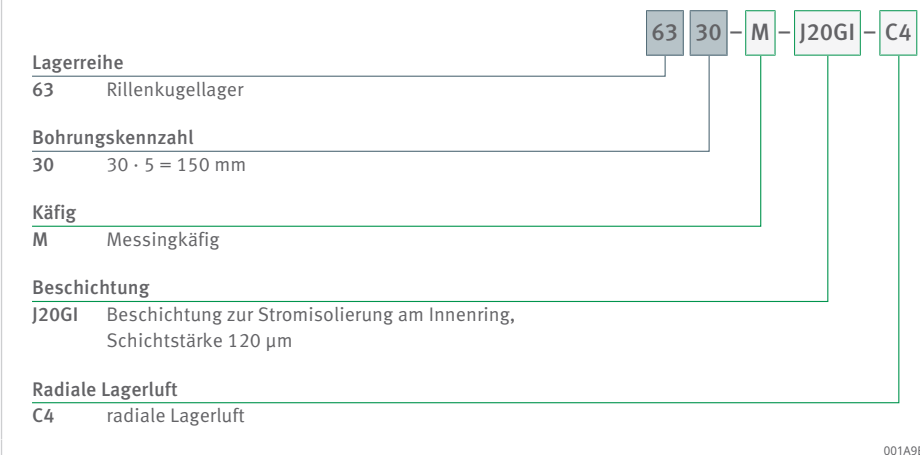
	62 14 - 2RSR - J20GA - C3
Lagerreihe	
62 Rillenkugellager	
Bohrungskennzahl	
14 $14 \cdot 5 = 70 \text{ mm}$	
Abdichtung	
2RSR beidseitig abgedichtet, kontaktierende Gummidichtung	
Beschichtung	
J20GA Beschichtung zur Stromisolierung am Außenring, Schichtstärke 120 μm	
Radiale Lagerluft	
C3 radiale Lagerluft	

001A9EAD

56 Zylinderrollenlager mit beschichtetem Außenring



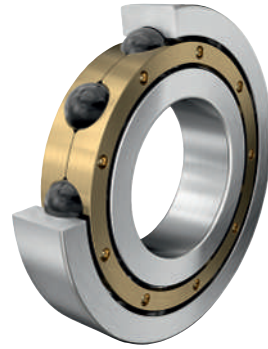
57 Rillenkugellager mit beschichtetem Innenring



8.5 Hybridlager

Als Alternative zu den Insutect A-Lagern bieten sich die FAG-Hybridlager an. Die Ringe der Hybridlager sind aus Wälzlagerstahl gefertigt. Die Wälzkörper sind aus Keramik gefertigt. Das Vorsetzzeichen HC kennzeichnet die Hybridlager. Die Wälzkörper sind sehr verschleißfest und übernehmen die Funktion der Stromisolierung. Hybridlager sind in der Ausführung als Kugellager und als Zylinderrollenlager lieferbar.

58 Hybrid-Kugellager



0019D336

59 Hybrid-Zylinderrollengerät



001A9EE3

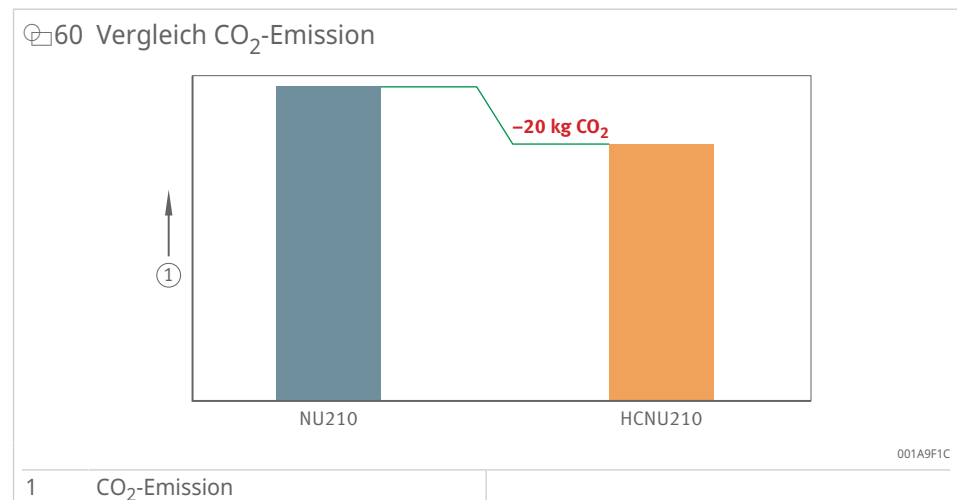
Vorteile der Hybridlager

Hybridlager haben Vorteile gegenüber keramikbeschichteten Lagern:

Hybridlager bieten höchsten Widerstand gegen Stromdurchgang. Ihr Gleichspannungswiderstand liegt auch bei höheren Temperaturen im GHz-Bereich. Ein typischer Wert für die Kapazität liegt bei 40 pF und damit um den Faktor 100 niedriger als bei keramikbeschichteten Lagern.

Hybridlager ermöglichen höhere Drehzahlen bei geringerer Reibung und damit niedrigere Temperaturen im Betrieb. Geringes Gewicht der Wälzkörper führt zu geringerer Reibung. Weniger Reibung reduziert die CO₂-Emission in der Anwendung. Der Vergleich der CO₂-Emission eines Standard-Zylinderrollenlagers und eines Hybrid-Zylinderrollenlagers im Antrieb eines Hochgeschwindigkeitszugs über eine Betriebsdauer von einem Jahr bei ca. 600000 km zeigt, dass es eine CO₂-Einsparung von 20 kg gibt.

Hybridlager verfügen über bessere Notlaufeigenschaften als Standardlager.



Weitere Eigenschaften

Im Vergleich zu Standardlagern besitzen Hybridlager folgende Eigenschaften:

- vergleichbare dynamische Tragzahlen C_r nach ISO 20056-1
- vergleichbare statische Tragzahlen C_{0r} nach ISO 20056-2
- 20 % höhere Grenzdrehzahlen n_G .

Hybridlager haben gleiche Abmessungen und sind deshalb nachrüstbar. Darüber hinaus bieten Hybridlager eine doppelt so hohe Fettgebrauchsdauer im Vergleich zu Standardlagern. Betrachtet man die Lebensdauerkosten eines Lagers, hebt sich das Hybridlager gegenüber dem Standardlager ab. Der Einsatz von Hybridlagern kann die produktspezifischen Lebenszykluskosten um bis zu 20 % optimieren.

Gerne beraten Sie unsere Vertriebsingenieure bei der Auswahl der wirtschaftlich und technisch besten Lösung.

9 Serviceprodukte und Sonderlösungen

9.1 Nachschmierbare Gehäuseeinheit für Fahrmotoren

Für die Rotorlagerungen der elektrischen Antriebe fertigt Schaeffler nach Absprache mit Kunden komplette nachschmierbare Gehäuseeinheiten, die je nach Einsatz individuell gestaltet und mit Messtechnik ausgestattet werden können ▶65 | 61.

61 Nachschmierbare Gehäuseeinheit FKB für Fahrmotoren



00019990

Die Gehäuseeinheiten FKB von Schaeffler bieten viele Vorteile bei der Konstruktion, Fertigung, Montage und Wartung von Rotorlagerungen. Die deutlich vereinfachte Gestaltung der Lagerschilde führt auch zu einem reduzierten Aufwand bei der Entwicklung neuer Antriebskonzepte. Durch ihren ausgereiften Aufbau sind diese Lagerlösungen in hohem Maße wartungsfreundlich.

Die Rotorlagerung muss sorgfältig auf die besonderen Betriebsbedingungen und Umgebungsbedingungen eines elektrischen Antriebskonzepts abgestimmt werden. Je nach Antriebskonzept sind unterschiedlichste Lagerbelastungen zu berücksichtigen, um die elektrischen Antriebe effizient, betriebssicher und wirtschaftlich zu gestalten. Schmierung und Abdichtung müssen so gestaltet sein, dass in jedem Betriebszustand die Lager mit Schmierstoff weder unterversorgt noch überversorgt werden.

Es sind geringe Instandhaltungskosten anzustreben. Diese Anforderungen werden durch die Gehäuseeinheiten für Fahrmotoren erfüllt.

Die Fertigung der Gehäuseeinheiten erfolgt je nach Größe aus einem der folgenden beiden Werkstoffe:

- Sphäroguss EN-GJS-400-15
- Stahl mit einer Mindest-Zugfestigkeit R_m von 400 N/mm²

Die Gehäuseeinheiten lassen sich durch die kundenspezifische Konzeption ohne größeren Aufwand an die jeweilige Anschlussgeometrie adaptieren. Sie können individuell für unterschiedliche Standard-Lagerbauarten und Standard-Lagerbaureihen gefertigt werden. Problemlos können dadurch sowohl Standardlager als auch stromisolierende Lager zur Vermeidung von Stromdurchgangsschäden eingesetzt werden ▶66 | 62 ▶66 | 64.

☞ 62 Zylinderrollenlager



00019991

☞ 63 Stromisolierendes Lager



00017269

☞ 64 Hybridlager (Hybrid-Zylinderrollenlager)



0001726B

Für spezielle Anforderungen sind auch Sonderlösungen verfügbar, wodurch bestehende Produkte weiter verwendet werden können. Die für eine Fettschmierung entwickelten Gehäuseeinheiten haben eine entsprechende Nachschmiermöglichkeit, somit reduzieren sich Kosten und Aufwand bei der Instandhaltung.

Sonderkonstruktionen mit einem Altfettsammelbehälter sind möglich und können entsprechend den Kundenanforderungen realisiert werden.

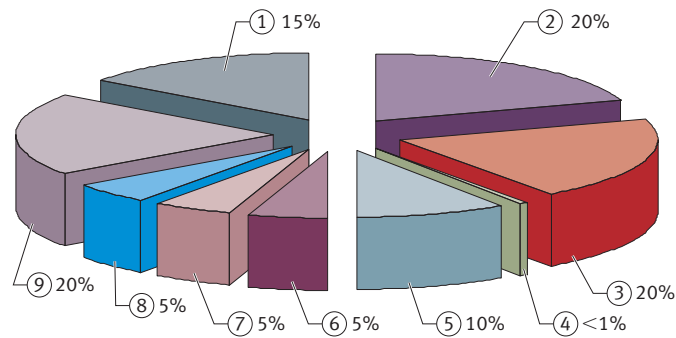
Weitere kundenspezifische Modifikationen, zum Beispiel Sensorik oder Messtechnik, sind ohne großen Aufwand möglich.

9.2 Automatische Schmierstoffgeber für Fahrmotoren

Fast die Hälfte aller Lagerschäden ist auf unzureichende oder falsche Schmierung zurückzuführen ▶67 | ☒65. Lagerschäden können sehr kostspielig sein. Lagerschäden am Antriebsstrang führen zu ungeplanten und teuren Stillständen.

Hierdurch kommt es in vielen Fällen zu Produktionsausfallkosten und Reparaturkosten, die sich nicht selten im fünfstelligen Euro-Bereich bewegen.

☒65 Ausfallursachen für Wälzlager, Quelle: Antriebstechnik, 93



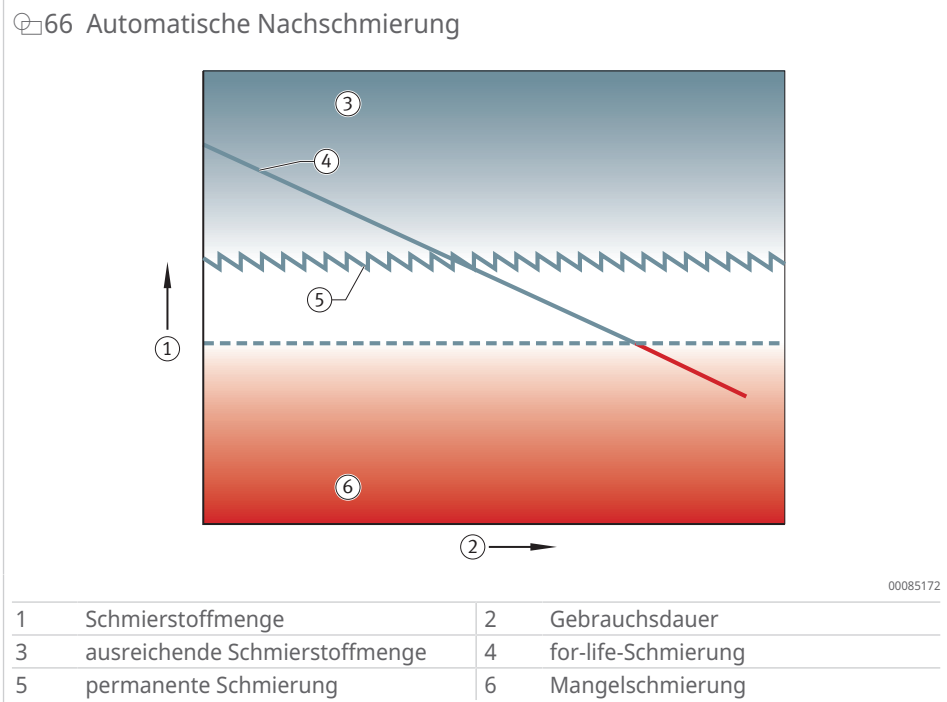
000170A5

1	Mangel an Schmierstoff	2	ungeeigneter Schmierstoff
3	gealterter Schmierstoff	4	Materialfehler und Herstellungsfehler
5	ungeeignete Lagerwahl	6	Folgeschäden
7	Montagefehler	8	flüssige Verunreinigungen
9	feste Verunreinigungen		

Mit dem Einsatz von automatischen Schmierstoffgebern können solche Ausfallursachen und die damit verbundenen Schäden weitestgehend vermieden werden ▶68 | ☒66.

Vorteile der Schmierstoffgeber sind:

- Vermeidung von Mangelschmierung und damit individuelle und präzise Versorgung jeder Lagerstelle mit dem am besten geeigneten Schmierstoff
- vollautomatischer und wartungsfreier Betrieb durch kontinuierliche Nachschmierung
- Verlängerung der Lebensdauer und der Wartungsintervalle
- höhere Verfügbarkeit der Anlagen
- erhebliche Kosteneinsparungen

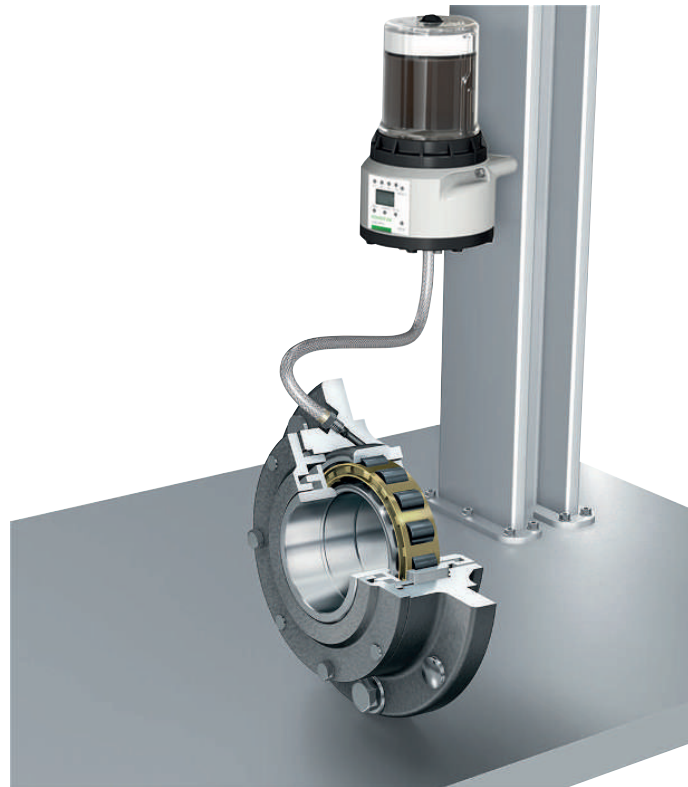


Die automatischen Einzelpunktschmiersysteme und Mehrpunktschmiersysteme der CONCEPT-Familie übernehmen die Versorgung von bis zu 8 Schmierstellen konstant, präzise und innerhalb eines großen Temperaturbereichs ➤69 | ☞67.

Vorteile der Schmiersysteme:

- universell einsetzbar für Fett oder Öl
- individuell auf die Lagerstelle abgestimmte Schmierstoffversorgung
- einfache, bedienerfreundliche Handhabung
- kein manuelles Nachschmieren nötig
- Steuerung über integrierten Timer oder extern über SPS
- Ausgabe von Fehlermeldungen über Display, Status-LED und Multifunktionsschnittstelle

67 Optimales Schmierkonzept



001B32E2

Weitere Informationen

TPI 252 | Schmierstoffgeber |
<https://www.schaeffler.de/std/1D4E>

9.3 Wälzlagerfette Arcanol

Für sichere, langlebige und wirtschaftliche Lagerungen bieten spezielle Wälzlagerfette, zum Beispiel Arcanol, beste Voraussetzungen. Dadurch gehören vorzeitig ausfallende Lager aufgrund falscher Fettauswahl immer mehr der Vergangenheit an.

Zusammen mit namhaften Schmierstoffherstellern entwickelt Schaeffler seit Langem besonders geeignete Wälzlagerschmierstoffe. Vor der Aufnahme eines Fetts in das Arcanol-Programm durchläuft es eine Reihe von Tests im Schaeffler-Schmierstofflabor, in dem seine Eigenschaften geprüft werden.

Auf den Schmierstoffprüfständen FE8 (Prüfung nach DIN 51819) und FE9 (Prüfung nach DIN 51821) werden die Fette in Wälzlagern auf Lebensdauer, Reibung und Verschleiß getestet. Nur Fette mit den besten Eigenschaften erreichen die dann folgenden, praxisnahen Versuche in weit komplizierteren Wälzlagerprüfständen. Entsprechen die Ergebnisse den strengen Schaeffler-Spezifikationen, erhält das Fett das Gütesiegel Arcanol. Darüber hinaus wird jede einzelne Charge getestet, um die Gleichmäßigkeit der Qualität sicherzustellen. Erst nach diesem Test wird die Freigabe erteilt, das Fett als Arcanol abzufüllen.

Das Programm ist so gestuft, dass mit diesen Fetten nahezu alle Anwendungsbereiche optimal abgedeckt sind. Eine Übersicht über chemisch-physikalische Daten, Anwendungsbereiche und Eignung dieser Fette ►71 | 17.

Vorteile der Arcanol-Fette:

- 100-%-Prüfung zur Garantie einer konstanten Qualität für eine längere Wälzlagerlebensdauer
- Entwicklung und Feldtests durch Anwendungsexperten und Tribologie-Experten
- jederzeit enge Zusammenarbeit mit namhaften Schmierstoffherstellern
- optimale Auslegung für Wälzlageranwendungen
- reduzierte Kosten durch
 - längere Wartungsintervalle
 - geringere Reibung
 - weniger Verschleiß und Lagerschäden
 - beträchtlich längere Lagergebrauchsdauer
 - erhöhte Betriebssicherheit

16 Klassifizierungen und Zusammensetzung von Wälzlagerfetten Arcanol

Arcanol	Klassifizierung	Verdicker	Grundöl
MULTI2	Kugellagerfett, geräuscharm für D ≤ 62 mm	Lithiumseife	Mineralöl
MULTI3	Kugellagerfett, Spannlagerfett Standard für D > 62 mm	Lithiumseife	Mineralöl
MULTITOP	Universal-Hochleistungsfett	Lithiumseife	teilsynthetisches Öl
TEMP90	Wälzlagerfett, geräuscharm, bis +160 °C	Polyharnstoff	Mineralöl
TEMP110	Schmierfett, universell für höhere Temperaturen	Lithiumkomplexseife	teilsynthetisches Öl
TEMP120	Schmierfett für hohe Temperaturen und hohe Belastungen	Polyharnstoff	synthetisches Öl
TEMP200	Wälzlagerfett für T > +150 °C bis +260 °C	PTFE	Alkoxyfluoröl
LOAD150	Mehrzweckfett Kfz-Anwendungen, Hochleistungsfett Linienkontakt	Lithium-Calciumseife	Mineralöl
LOAD220	Hochlastfett, großer Drehzahlbereich	Lithium-Calciumseife	Mineralöl
LOAD400	Schmierfett für hohe Belastungen, Stöße	Lithium-Calciumseife	Mineralöl
LOAD460	Schmierfett für hohe Belastungen, Vibrationen, tiefe Temperaturen	Lithium-Calciumseife	Mineralöl
LOAD1000	Schmierfett für hohe Belastungen, Stöße, große Lager	Lithium-Calciumseife	Mineralöl
SPEED2,6	Spindellagerfett, Standard	Lithiumseife	synthetisches Öl
FOOD2	Schmierfett mit Lebensmittelzulassung	Aluminiumkomplexseife	synthetisches Öl
VIB3	Schmierfett für oszillierende Bewegungen	Lithiumkomplexseife	Mineralöl
CLEAN-M	Reinraumfett, strahlungsbeständiges Fett	Polyharnstoff	Etheröl
MOTION2	Hochleistungsfettpaste für oszillierende Anwendungen und Gleitlagerungen	Lithiumseife	synthetisches Öl
MOUNTING-PASTE2	Montage-/Demontagehilfepaste für Lager, Schrauben und Bolzen, die auch vor Tribokorrosion schützt	Lithiumseife	PAO Öl

17 Eigenschaften von Wälzlagerfetten Arcanol abhängig vom Grundöl

Arcanol	Gebrauchstemperturbereich °C	Obere Dauergrenztemperatur	NLGI-Klasse	Drehzahlkennwert $n \cdot d_M$ $\text{min}^{-1} \cdot \text{mm}$	Kinematische Viskosität	
		$T_{\text{Grenz, oben}}$ °C			bei +40 °C mm ² /s	bei +100 °C mm ² /s
MULTI2	-30 ... +120	+75	2	500000	110	11
MULTI3	-30 ... +120	+75	3	500000	80	10
MULTITOP	-50 ... +140	+80	2	800000	82	12,5
TEMP90	-40 ... +160	+90	3	700000	148	15,5
TEMP110	-35 ... +160	+110	2	500000	130	14
TEMP120	-30 ... +180	+120	2	300000	400	40
TEMP200	-30 ... +260	+200	2	300000	550	49
LOAD150	-20 ... +140	+95	2	500000	160	15,5
LOAD220	-20 ... +140	+80	2	500000	245	20
LOAD400	-40 ... +130	+80	2	400000	400	27
LOAD460	-40 ... +130	+80	1	400000	400	25,8
LOAD1000	-20 ... +130	+80	2	300000	1000	38
SPEED2,6	-40 ... +120	+80	2 ... 3	2000000	25	6
FOOD2	-30 ... +120	+70	2	400000	150	18
VIB3	-30 ... +150	+90	3	350000	170	14
CLEAN-M	-30 ... +180	+90	2	850000	103	12,8
MOTION2	-40 ... +130	+75	2	500000	50	8
MOUNTING-PASTE2	-30 ... +150	+120	2	-	100	13,5

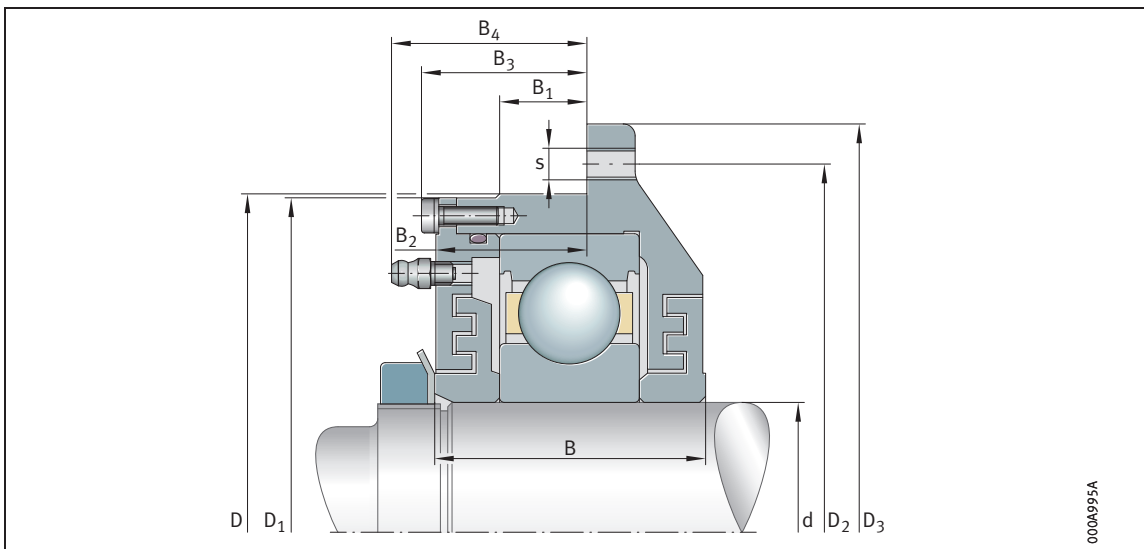
10 Checkliste

Leistungsumfang

- FAG-Gehäuseeinheit _____
- Wälzlager _____
- Sicherungsblech _____
- Nutmutter _____

Abmessungen

- | | | | |
|----|----------|-----|----------|
| B1 | _____ mm | Ød | _____ mm |
| B2 | _____ mm | ØD | _____ mm |
| B3 | _____ mm | ØD1 | _____ mm |
| B4 | _____ mm | ØD2 | _____ mm |
| | | ØD3 | _____ mm |



000A995A

SCHAEFFLER

Schaeffler Technologies AG & Co. KG

Georg-Schäfer-Straße 30
97421 Schweinfurt
Deutschland
www.schaeffler.de
info.de@schaeffler.com

In Deutschland:
Telefon 0180 5003872
Aus anderen Ländern:
Telefon +49 9721 91-0

Alle Angaben wurden von uns sorgfältig erstellt und geprüft, jedoch können wir keine vollständige Fehlerfreiheit garantieren. Korrekturen bleiben vorbehalten. Bitte prüfen Sie daher stets, ob aktuellere Informationen oder Änderungshinweise verfügbar sind. Diese Publikation ersetzt alle abweichenden Angaben aus älteren Publikationen. Nachdruck, auch auszugsweise, nur mit unserer Genehmigung.

© Schaeffler Technologies AG & Co. KG
TPI228 / 02 / de-DE / DE / 2024-09