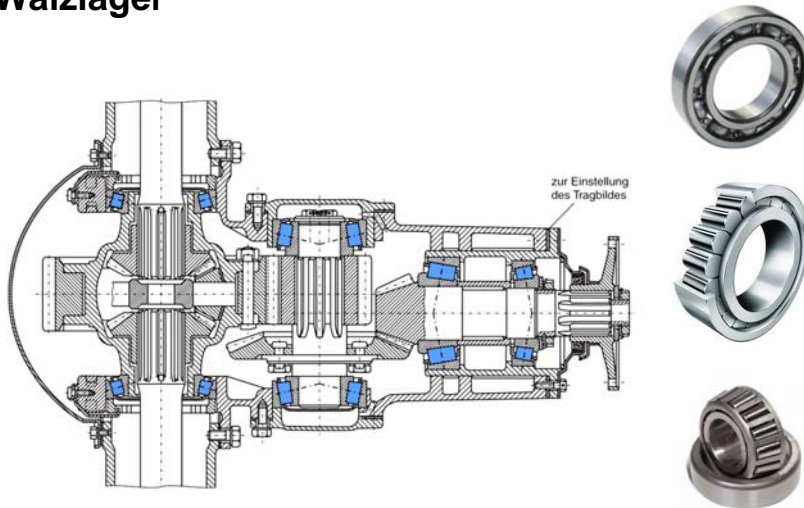


Modul TA.PR+SY

Lagerungen und Führungen

Wälzlager



FH Zentralschweiz

Hochschule Luzern
Technik & Architektur

Inhalt

- Geschichte
- Funktion und Wirkung von Wälzlagern
- Gestaltung von Wälzlagerungen
- Beanspruchung und Berechnung von Wälzlagern
- Wälzlagerschäden

Weiterführende Literatur:

- [1] *Roloff / Matek*; Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung; 22. Auflage, Verlag Springer Vieweg, Wiesbaden 2015
- [2] *Schlecht, B.*; Maschinenelemente 2: Getriebe – Verzahnungen – Lagerungen; Pearson, München 2010
- [3] *Wälzlagerpraxis*: Handbuch zur Gestaltung und Berechnung von Wälzlagerungen; 4. Auflage, Vereinigte Fachverlage GmbH, Mainz, 2015

Ziele

- Sie kennen den Aufbau und die Funktionsweise von Lagerungen und Führungen
- Sie kennen die wichtigsten Bauformen der Wälzlager
- Sie kennen den Aufbau und die Funktionsweise der gängigen Gleitlager
- Sie kennen die Führungsprinzipien und deren häufigste Anwendungen
- Sie kennen die wichtigsten Wälzführungen und deren Anwendungen
- Sie können Elemente für rotative und geradlinige Lagerungen und Führungen auslegen und funktionsgerecht einsetzen.

Geschichte des Wälzlagers

700 v. Chr. Gemäss Ausgrabungen von Radnaben kannten die Kelten das Zylinderrollenlager

1794 Philip Vaughan erhält das erste Patent für Wälzlager

1883 Friedrich Fischer baut die erste Kugelschleifmaschine, FAG Kugelfischer

1890 Kugellagerpatente von Fischer und Höpflinger

1898 Henry Timken patentiert in USA das Kegelrollenlager (Timken Company)




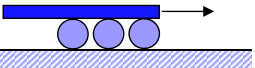
1907 Sven Wingqvist erfand das Pendelkugellager und gründet die Firma SKF

1934 Erich Franke erfand das Drahtwälzlager

1946 Georg und Wilhelm Schaeffler gründen die Firma INA-Nadellager

2001 FAG Kugelfischer wird von der Schaeffler Gruppe übernommen

Einteilung der Lager und Führungen

1	<p>Bewegungsrichtung</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="text-align: center;">  <p>Rotativ → <i>Lagerung</i></p> </div> <div style="text-align: center;">  <p>Linear → <i>Führung</i></p> </div> </div>	
2	<p>Bewegungsverhältnisse</p>	
	<div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="text-align: center;">  <p><i>Gleiten</i></p> </div> <div style="text-align: center;">  <p><i>Wälzen</i></p> </div> </div>	
3	<p>Richtung der Kraft</p>	
4	<p>Funktion und Stabilität</p>	
5	<p>Montagemöglichkeit</p>	
6	<p>Bauform</p>	
7	<p>Werkstoff</p>	
8	<p>Schmierung</p>	

© HSLU PR+SY_H16: Lagerungen und Führungen

13

Vor- und Nachteile von Wälzlagern

• Vorteile

- Fast reibungsloser Lauf
- Stop and go- Betrieb möglich
- Kein Ruckgleiten (stick slip)
- Anspruchslose Pflege und Wartung
- Kein Einlaufen
- Weitgehend genormt, einfache Beschaffung und einfacher Austausch



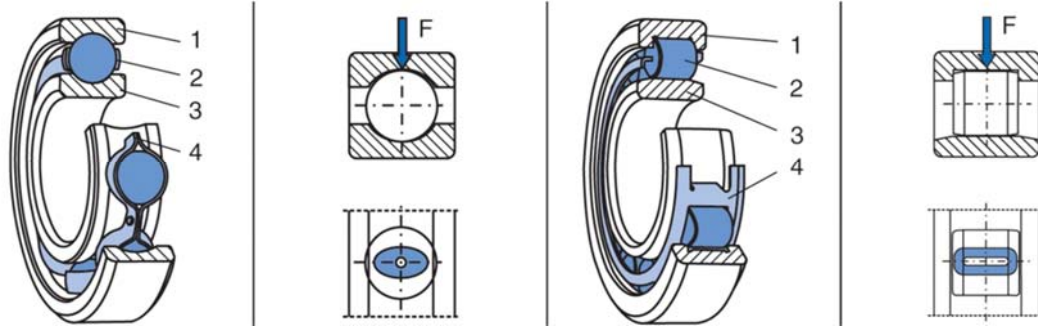
• Nachteile

- Empfindlich gegen Erschütterungen und Stösse
- Drehzahl und Lebensdauer begrenzt

© HSLU PR+SY_H16: Lagerungen und Führungen

14

Aufbau eines Kugellagers und eines Zylinderrollenlagers

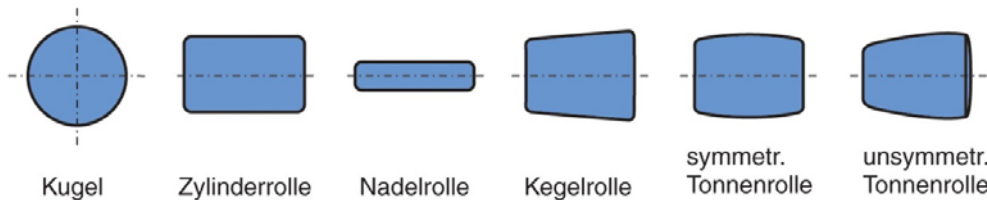


1 Aussenring, 2 Wälzkörper, 3 Innenring, 4 Käfig

Rillenkugellager: Selbsthaltend, hohe Drehzahlen, Radial- und Axialbelastung in beiden Richtungen

Zylinderrollenlager: Nicht selbsthaltend, axiale Verschiebung möglich, hohe Drehzahlen, hohe Radialbelastung

Wälzkörpergeometrien



© HSLU PR+SY_H16: Lagerungen und Führungen

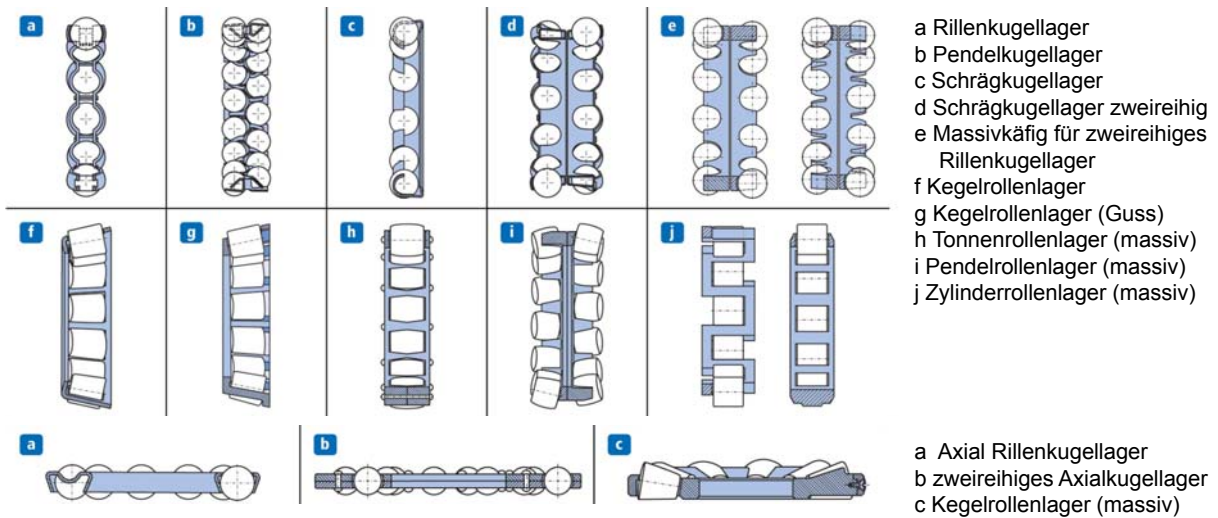
Bilder [2]

15

Werkstoffe und Eigenschaften

- Hertz'sche Pressung im Wälzkontakt 1'000 ... 2'000 N/mm²
- Schwach legierte, durchhärtbare Stähle; 62 ± 3 HRC
- 100 Cr 6, 17 MnCr 5
- Für korrosionsbeständige, warmfeste und hochbeanspruchte Lager:
- X 45 Cr 13, 80 MoCrV 42 16, X 30 CrMoN 15

Bauarten, Funktion und Werkstoffe von Käfigen



Funktion

- Gleichmässige Verteilung der Wälzkörper
- Verhinderung der Berührung der Wälzkörper
- Zusammenfassung der Wälzkörper für Montage
- Führung der Wälzkörper (verhindern von Schräglauf)
- Weiterleiten von Massen und Schlupfkraften

Werkstoffe

- Gestanzte Blechkäfige
- Massivkäfig aus Messing, Stahl, Leichtmetall, Sintermetall oder Phenolharz
- Spritzgusskäfig aus Kunststoff

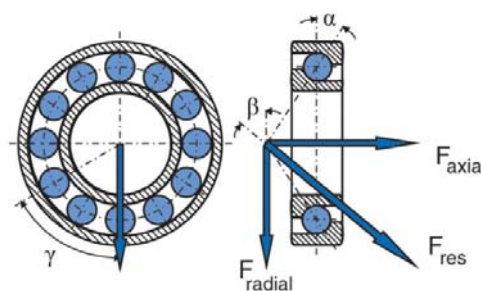
© HSLU PR+SY_H16: Lagerungen und Führungen

Bilder [2]

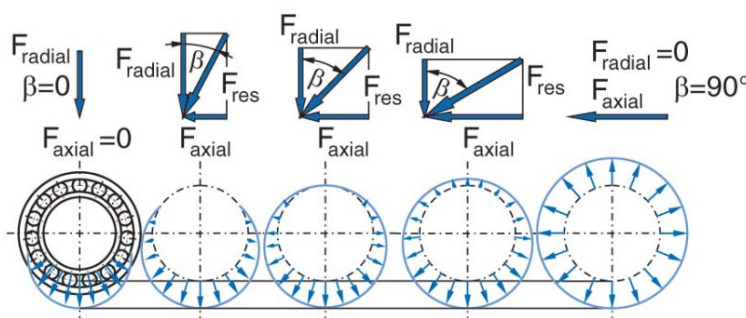
17

Druckwinkel und Lastwinkel

- Druckwinkel α
- Lastwinkel β



- Einfluss des Kraftverhältnisses $F_{\text{radial}}/F_{\text{axial}}$ auf die belasteten Zonen

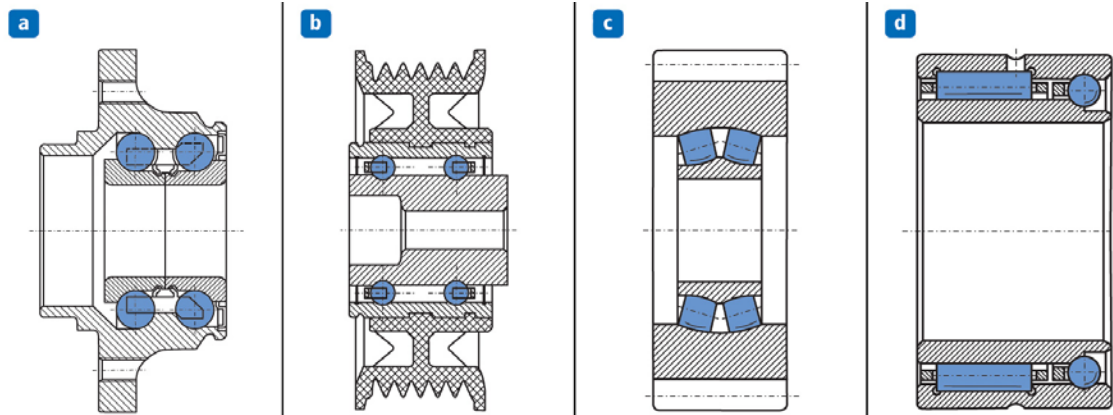


Bilder [2]

© HSLU PR+SY_H16: Lagerungen und Führungen

19

Sonderbauformen



Bilder [2]

- a Radlager eines PKW
- b Spannrolle für Riementrieb
- c Planetenradeinheit
- d Nadel-Schräggugellager

Speziallager

- Hybridwälzlager
 - Lagerringe aus hochwertigem Wälzlagerstahl
 - Wälzkörper aus Siliciumnitrid (Si_3N_4)
 - Käfig aus PEEK oder PI
- Keramikwälzlager
 - Lagerringe aus Siliciumnitrid (Si_3N_4) oder Zirkonoxid
 - Wälzkörper aus Siliciumnitrid
 - Käfig aus PEEK oder PI



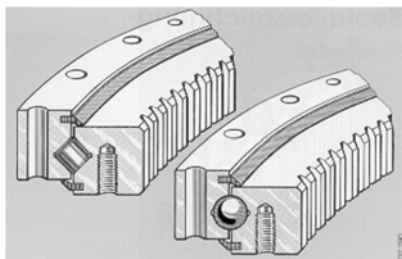
Speziallager

- KAYDON HOLO-ROL
- Zwischen Innen- und Aussenring vorgespannte zylindrische Hohlrollen
 - Höhere Geschwindigkeiten
 - Hohe radiale Festigkeit
 - Geringes Radialspiel
 - Vibrationsdämpfung

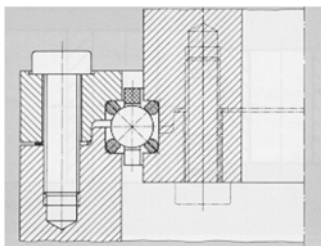


Speziallager

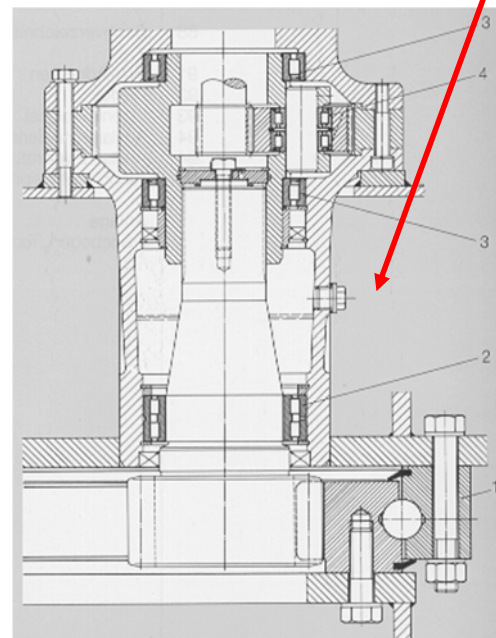
- Drehverbindungen



Kreuzrollen- und Vierpunktlager mit Innenverzahnung und Dichtung



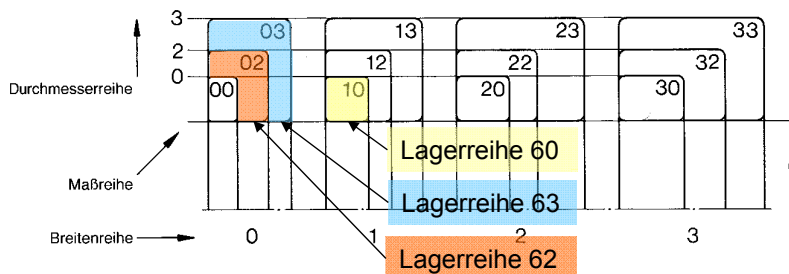
Drahtlager



Baumasse und Kennzeichnungen

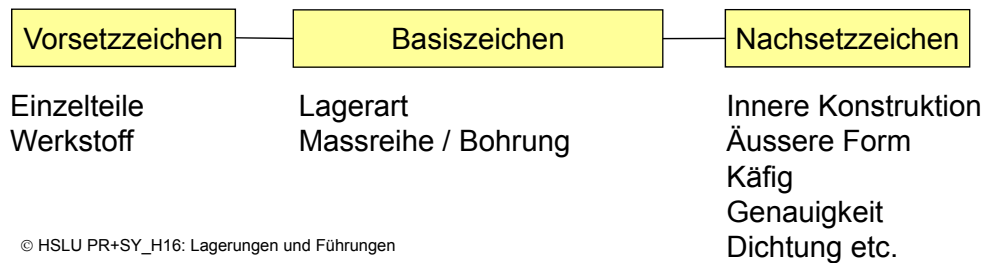
Die äusseren Abmessungen der Radiallager, Kegelrollenlager und Axiallager sind in Massplänen nach DIN 616 und DIN 355, übereinstimmend mit ISO festgelegt.

Aufbau der Masspläne für Radiallager



Beispiel
6008-2RSR
6: Rillenkugellager
0: Massreihe 10
08: Bohrung 40
2RSR: beidseitig
Lippendichtung

Aufbau der Bezeichnung:



© HSLU PR+SY_H16: Lagerungen und Führungen

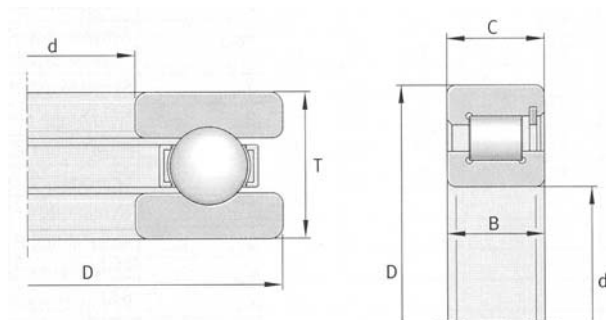
34

Lagerdaten

Mass- und Lauftoleranzen

Entsprechen DIN 620-2 / 620-3 sowie ISO 492 / 199

Toleranzklassen: **PN** normal
Für Lager mit höherer Genauigkeit sind die Toleranzen auf die Werte der Klassen **P6**, **P5**, **P4** und **P2** eingengt.



Die Vereinigung der amerikanischen Lagerhersteller hat die so genannte **ABEC-Skala** entwickelt.

ABEC Annular **B**earing **E**ngineering **C**ommittee

Vergleich zwischen DIN und ABEC

ABEC 1	PN
ABEC 3	P6
ABEC 5	P5
ABEC 7	P4
ABEC 9	P2

© HSLU PR+SY_H16: Lagerungen und Führungen

37

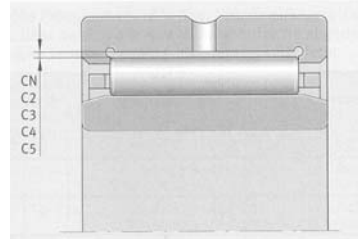
Lagerdaten: Abmessungen und Toleranzen

Radiale Lagerluft

Die radiale Lagerluft wird am ausgebauten Lager ermittelt.

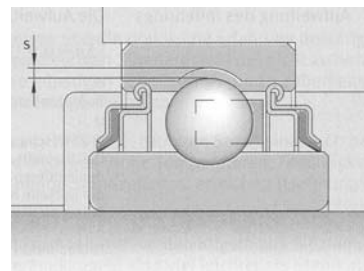
Sie ist das Mass, um das sich der Innenring gegenüber dem Aussenring in radialer Richtung von einer Grenzstellung zur gegenüberliegenden verschieben lässt.

Lagerluft-Gruppen:	CN	normal
	C2	kleiner als CN
	C3	grösser als CN
	C4	grösser als C3
	C5	grösser als C4



Betriebsspiel

Das Betriebsspiel wird am eingebauten und betriebswarmen Lager ermittelt. Es ergibt sich aus der radialen Lagerluft und der Veränderung durch Passübermass und Temperatureinflüsse im eingebauten Zustand. Das normale Betriebsspiel wird mit Lagerluft CN erreicht.



© HSLU PR+SY_H16: Lagerungen und Führungen

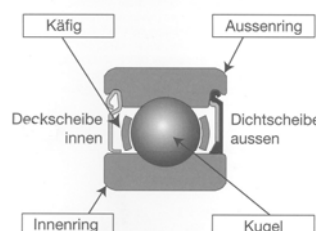
38

Toleranzen für 608 Lager (Inline-Skates, Werte in mm)

Tolerance for 608	ABEC1	ABEC3	ABEC5	ABEC7	ABEC9
bore, $d = 8$ mm	0/-0.008	0/-0.005	0/-0.005	0/-0.005	0/-0.0025
outer dia. $D = 22$ mm	0/-0.010	0/-0.008	0/-0.006	0/-0.005	0/-0.004
radial runout Inner ring	0.008	0.005	0.0035	0.0025	0.0015
radial runout Outer ring	0.015	0.010	0.006	0.004	0.0025
side face runout IR	*	*	0.007	0.003	0.0015
side face runout OR	*	*	0.008	0.005	0.0025



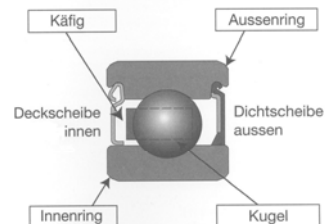
Speed / Fitness 608-ZRZ/VK251



Laufgenauigkeit:
ABEC 5

Lagerluft: normal
Käfig: Stahlblech

Aggressive / Stunt 608-ZRZTN9/VK250



Laufgenauigkeit:
ABEC 5

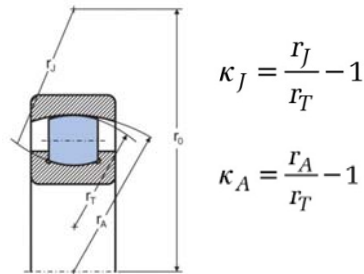
Lagerluft: normal
Käfig: Polyamid
glasfaserverstärkt

© HSLU PR+SY_H16: Lagerungen und Führungen

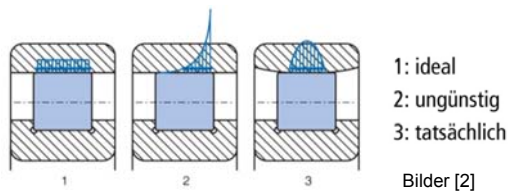
39

Schmiegung und Kippwinkel

- Die Schmiegung κ beeinflusst die Tragfähigkeit, die Reibungsverluste und die Empfindlichkeit gegen Kippen.



- Spannungsspitzen durch Kantentragen



© HSLU PR+SY_H16: Lagerungen und Führungen

40

Empfindlichkeit gegen Kippen

Lagerbauart	Winkel [°]
Rillenkugellager	5' bis 12'
Kegelrollenlager	4'
Zylinderrollenlager	4'
Nadellager	1' bis 2'
Pendelkugellager	4°
Tonnenlager	4°
Pendelrollenlager	0.5° bis 2°
Axial-Pendelrollenlager	0.5° bis 2°

Werte gemäss [3]

Elastische Verformung und Federung

- Federung verschiedener Lager mit 50 mm Bohrungsdurchmesser

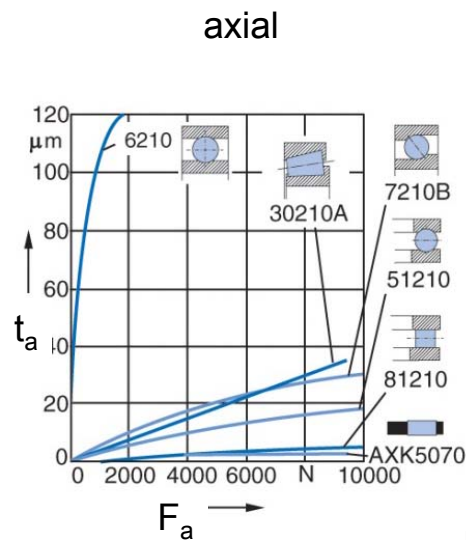
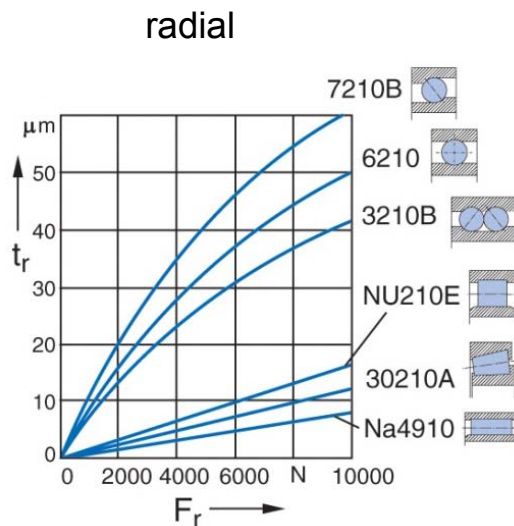


Diagramme [2]

© HSLU PR+SY_H16: Lagerungen und Führungen

41

Gestaltung von Wälzlagerungen

Bei einer Lagerungsgestaltung gilt es die folgenden Kriterien zu beachten:

- Wo können die unterschiedlichen Lagerkräfte sicher und direkt an das Gehäuse übertragen werden?
- Wo ist volle Spielfreiheit gefordert, oder darf sich die Welle beispielsweise in Längsrichtung leicht verschieben?
- Wo müssen beispielsweise Längenänderungen infolge unterschiedlicher thermischer Ausdehnungen ausgeglichen werden können?
- Wie sind die Lager selber bzw. wie ist beispielsweise eine Wellen-Lager-Baugruppe zu montieren?
- Welche Lebensdauer, Schmierung, Dichtung usw. soll das Wälzlager aufweisen?

Lagerauswahl

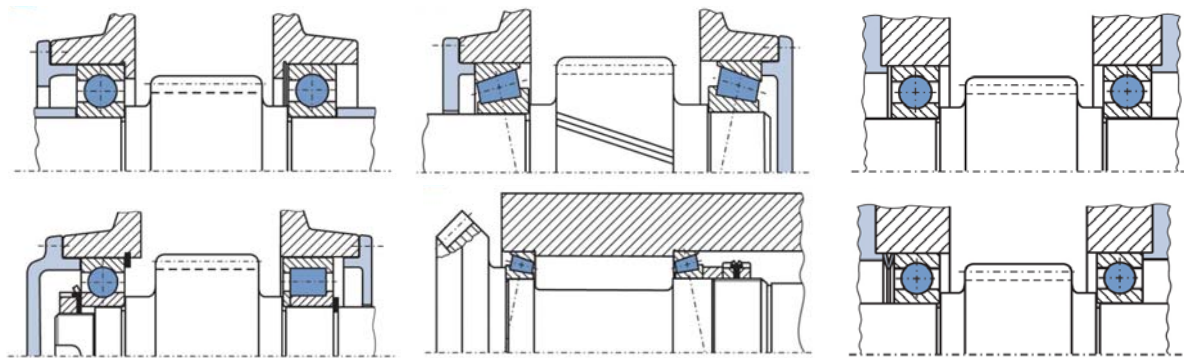
- Grundsätzlich ist bei der Lagerauswahl zunächst immer das ***Rillenkugellager*** zu bevorzugen:

- Hohe Laufgenauigkeit
- Niedriger Preis
- Geringer erforderlicher Bauraum



Lageranordnung und Gestaltung der Lagerung

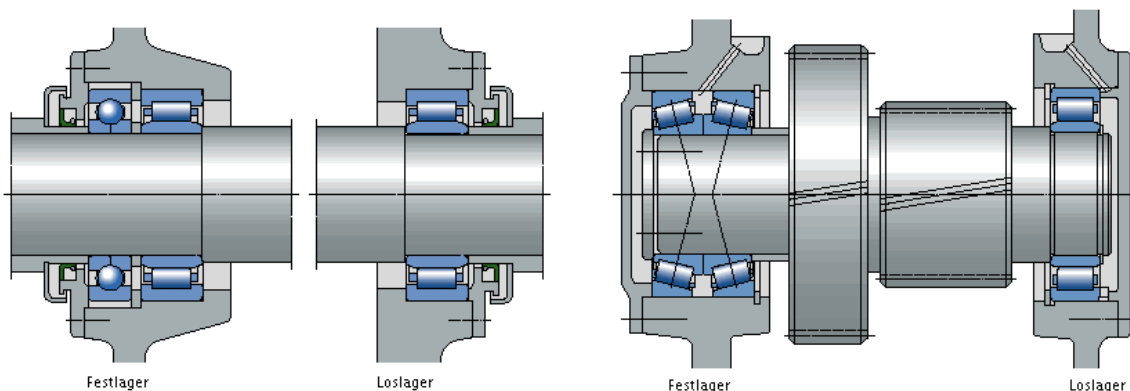
- In Abhängigkeit vom Einbaufall, der Belastung, der erforderlichen Laufgenauigkeit und dem vertretbaren Aufwand kann die Lagerung wie folgt ausgeführt werden:
- Fest- und Loslager • Angestellte Lagerung • "schwimmende" Lagerung



X – Anordnung
O – Anordnung

Bilder [2]

Beispiele von Lageranordnungen

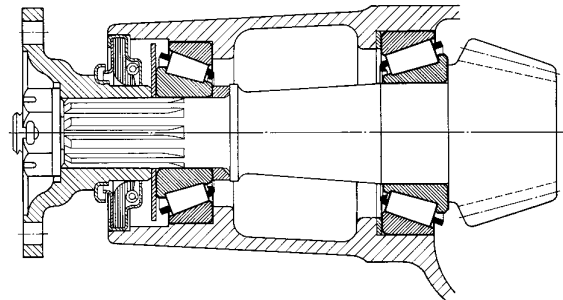


Fest-Loslager-Kombination mit Rillenkugellager
und Zylinderrollenlager

Fest-Loslager-Kombination mit zusammengepassten
einreihigen Kegelrollenlagern und Zylinderrollenlager

Angestellte Lagerung

- Eine angestellte Lagerung besteht in der Regel aus zwei spiegelbildlich angeordneten Schrägkugel- oder Kegelrollenlagern. Bei der Montage wird ein Lagerring auf seinem Sitz so weit verschoben, bis die Lagerung das gewünschte Spiel oder die notwendige Vorspannung hat.
- **Vorteile einer angestellten Lagerung:**
 - **hohe Steifigkeit**
 - **geräuscharmer Lauf**
 - **genaue Führung der Wellen**
 - **Ausgleich von Verschleiss**
 - **eine lange Gebrauchsdauer**

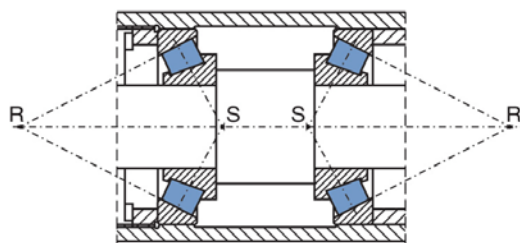


© HSLU PR+SY_H16: Lagerungen und Führungen

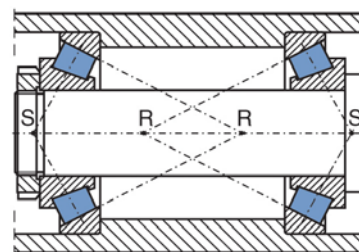
46

Angestellte Lagerung

- O-Anordnung und der X-Anordnung der Lager



X-Anordnung



Bilder [2]

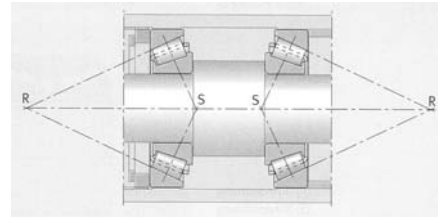
O-Anordnung

Bei der O-Anordnung ist die Stützbasis grösser als bei der X-Anordnung, was ein geringeres Kippspiel und somit eine erhöhte Steifigkeit ergibt.

Einfluss der Wärmedehnung bei X- oder O-Anordnung

Bei der X-Anordnung führt ein Temperaturgefälle von der Welle zum Gehäuse immer zu einer Luftverminderung.

R: Spitzen der Rollkegel
S: Spitzen der Druckkegel

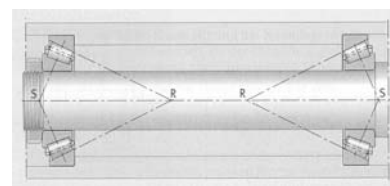
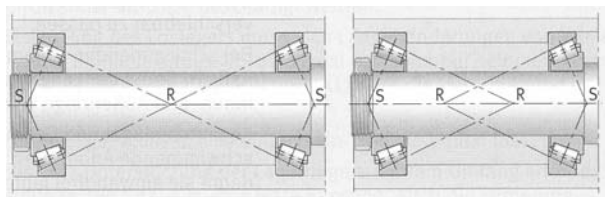


Bei der O-Anordnung werden drei Fälle unterschieden:

Die Rollenkegelspitzen R fallen zusammen \Rightarrow eingestellte Lagerluft bleibt erhalten

Die Rollenkegelspitzen R überschneiden sich \Rightarrow Axialluft wird kleiner

Die Rollenkegel berühren sich nicht \Rightarrow die Axialluft wird grösser



Bilder INA / FAG

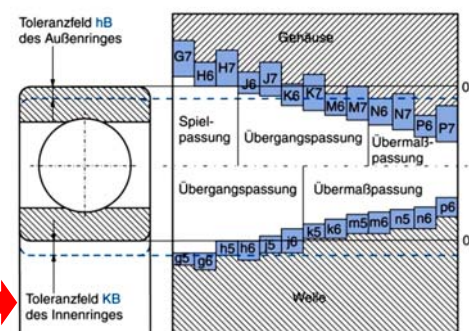
Konstruktive Gestaltung der Lagerungen

Idealfall: *Innenring und Aussenring sitzen spielfrei fest; was in den meisten Fällen jedoch aus Montagegründen kaum möglich ist.*

Einbauregel: *Der Ring mit Umfangslast muss festsitzen, der Ring mit Punktlast kann lose (oder auch fest) sitzen.*

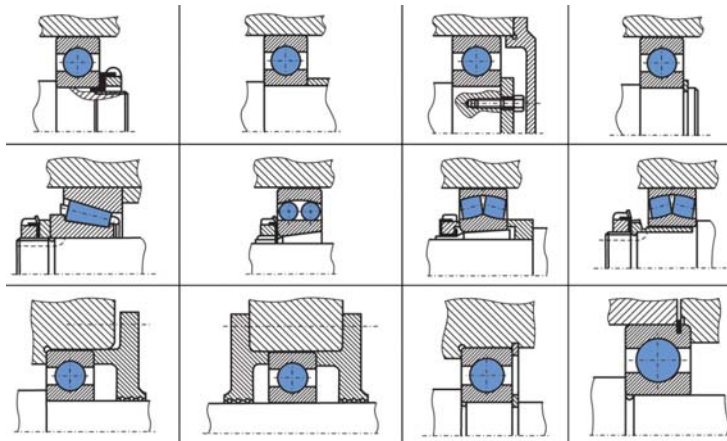


Radiale Lagerfestsetzung durch Wahl der richtigen Wellen- und Gehäusebohrungstoleranz



Konstruktive Gestaltung der Lagerstelle

- Zur **axialen Festlegung** des Lagerringes reicht eine feste Passung nur aus, wenn keine oder nur kleine Axialkräfte zu übertragen sind.
- Beim Festlager müssen sowohl der Innenring als auch der Aussenring auf der Welle und im Gehäuse axial festgelegt werden.

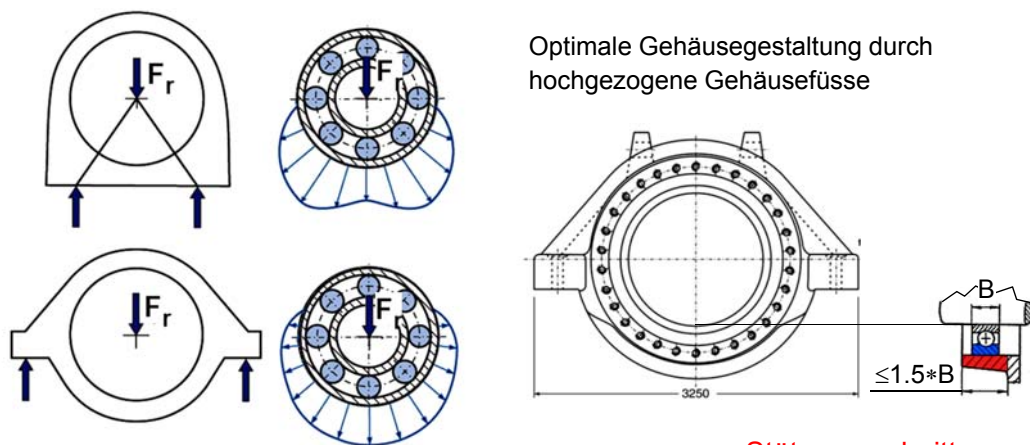


© HSLU PR+SY_H16: Lagerungen und Führungen

60

Konstruktive Gestaltung der Lagerstelle

- Auf die optimale Lasteinleitung in die Lagertragzone achten.



Optimale Gehäusegestaltung durch
hochgezogene Gehäusefüsse

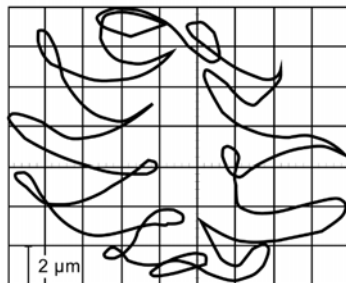
Stützquerschnitt = ca. $4 * A$
A: Lagerringquerschnitt

© HSLU PR+SY_H16: Lagerungen und Führungen

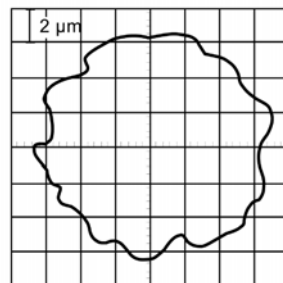
61

Beeinflussung der Geräuscentstehung bei Wälzlager

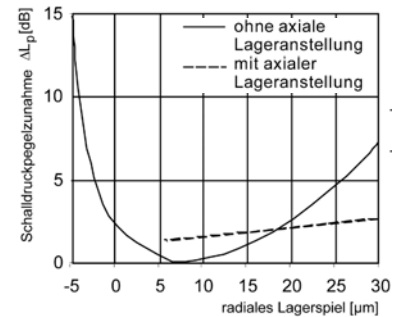
- Lagerspiel führt zu einem erhöhten Lagergeräusch



ohne axiale Lageranstellung



bei spielfreier axialer Lageranstellung



Wellenbewegung in einer Wälzlagerung mit und ohne Spiel

Abhängigkeit des Laufgeräusches vom radialen Lagerspiel

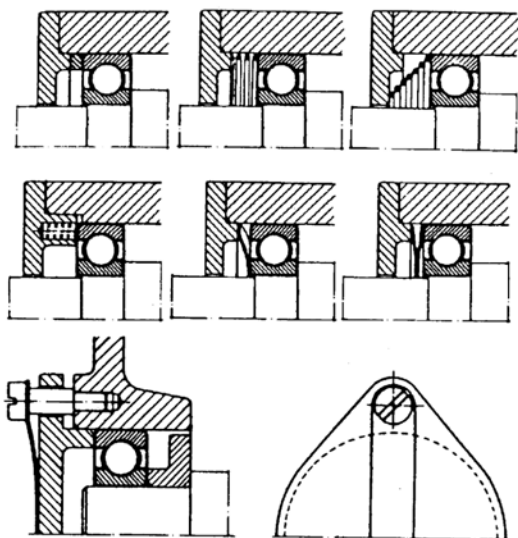
Diagramme: VDI 3720 Konstruktion lärmarmen Maschinen und Anlagen

© HSLU PR+SY_H16: Lagerungen und Führungen

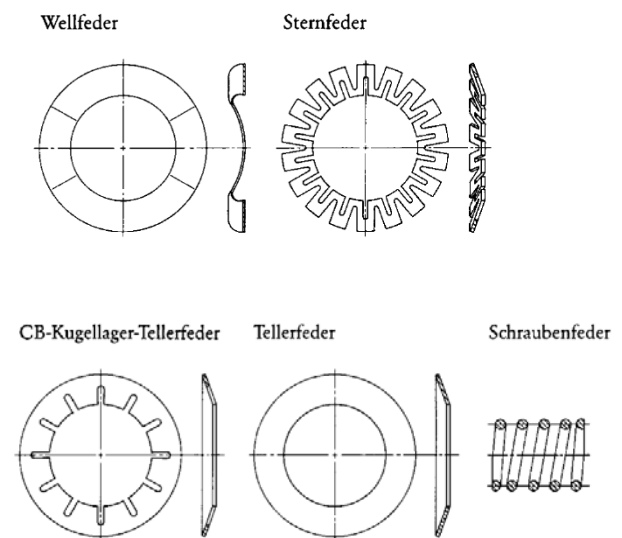
62

Angewandte Geräuschminderungsmaßnahmen

Konstruktionsbeispiel zur axialen Lageranstellung



Federelemente zur Anstellung von Wälzlagerungen



Bilder: VDI 3720 Konstruktion lärmarmen Maschinen und Anlagen

© HSLU PR+SY_H16: Lagerungen und Führungen

63

Ein- und Ausbau von Wälzlagern

- Bedingt durch die engen Passungen erfordert der Ein- und Ausbau von Lagern grosse Kräfte bei gleichzeitig grösster Sorgfalt, da Wälzlager Präzisionsteile sind.
- Beim Ein- und Ausbaukräfte dürfen nicht über die Wälzkörper geleitet werden.
- **Schläge sind bei der Montage zu vermeiden. Kein Hammer!**
- Montagebedingungen sind bei der Lagerauswahl zu beachten.
- Lagerschäden durch falsche Montage:



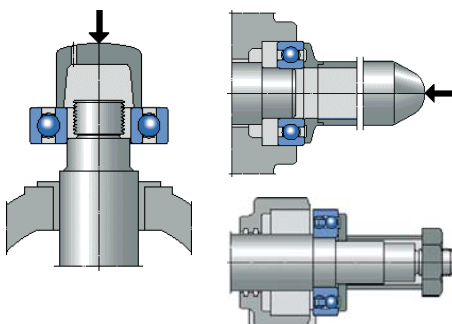
© HSLU PR+SY_H16: Lagerungen und Führungen

70

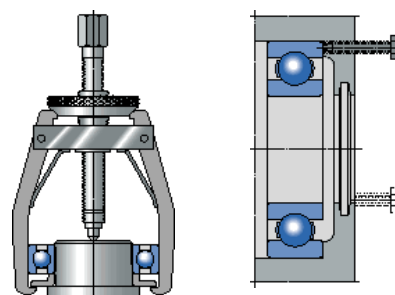
Ein- und Ausbau der Lager

- Die Wahl des Einbauverfahrens wird weitgehend von der Konstruktion bestimmt.
- Konstruktiv ist dafür zu sorgen, dass die entsprechenden Montage- und Demontagewerkzeuge auch eingesetzt werden können.

Hilfsmittel für den Einbau von Wälzlagern



Hilfsmittel für die Lagerdemontage



Bilder SKF

© HSLU PR+SY_H16: Lagerungen und Führungen

71

Vorauswahl der Lagergrösse

- Die **erforderliche dynamische Tragzahl C** kann wie folgt ermittelt werden:

$$C_{erf} \geq P \cdot \frac{f_l}{f_n} = P \cdot \sqrt[p]{\frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{10^6}}$$

P : dynamische Lagerbelastung
 f_l : Lebensdauerfaktor nach TB 14-5
 f_n : Drehzahlfaktor nach TB 14-4

- Bei nur statischer Belastung kann für die Vorauswahl die **statische Tragzahl C_0** ermittelt werden:

$$C_{0erf} \geq P_0 \cdot S_0$$

P_0 : statische Lagerbelastung
 S_0 : statische Tragsicherheit

Richtwerte für S_0 nach SKF:

Betriebsweise	umlaufende Lager Anforderungen an die Laufruhe						nicht umlaufende Lager	
	gering		normal		hoch			
	Kugel-lager	Rollen-lager	Kugel-lager	Rollen-lager	Kugel-lager	Rollen-lager	Kugel-lager	Rollen-lager
ruhig erschütterungsfrei	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
stark stoßbelastet	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Statische Tragfähigkeit und Lebensdauer von Wälzlager

- Statisch beansprucht:
 - kleine Pendelbewegungen
 - Drehzahl $n \leq 10 \text{ min}^{-1}$
- Die statische Tragzahl C_0 ist die Belastung die an den Kontaktstellen der Wälzkörper eine bleibende Verformung von 1/10'000 der Wälzkörperdurchmesser hervorruft.

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

C_0 statische Tragzahl

P_0 statisch äquivalente Lagerbelastung

S_0 statische Tragsicherheit

$S_0 = 1.5 \dots 2.5$ bei hohen Ansprüchen

$S_0 = 1.0 \dots 1.5$ bei normalen Ansprüchen

$S_0 = 0.7 \dots 1.0$ bei geringen Ansprüchen

$$P_0 = X_0 * F_r + Y_0 * F_a$$

Für Radial-Rillenkugellager gilt:

bei $F_a / F_r > 0.8$: $X_0 = 0.6$, $Y_0 = 0.5$

sonst $P_0 = F_r$

Grenze für zulässige Axialkraft F_a : $\frac{F_{a \max}}{C_0} \leq 0.5$

Dynamische Tragfähigkeit und Lebensdauer von Wälzlagern

- Die Hauptursache für die Ermüdung eines Wälzlagers ist die dynamische Beanspruchung des Werkstoffes im Wälzkontakt beim Überrollen.
- Das Bauteilversagen tritt wegen **Ermüdung** und **Verschleiss** ein.
- Die Ermüdungslaufzeit von Wälzlagern ist eine statistische Grösse; es sind somit nur Wahrscheinlichkeitsangaben über die Ermüdungslaufzeit eines Lagerkollektivs möglich.

Die nominelle Lebensdauer L_{10} , ist die Anzahl Umdrehungen die 90% einer grösseren Menge gleicher Lager erreichen oder überschreiten bevor erste Ermüdungserscheinungen auftreten.

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

C dynamische Tragzahl
 P dynamisch äquivalente Lagerbelastung
 p Lebensdauerexponent
 Kugellager $p = 3$; Rollenlager $p = 3.33$
 L_h Lebensdauer in h
 n Drehzahl in min^{-1}

Dynamisch äquivalente Belastung (P und $n = \text{konstant}$)

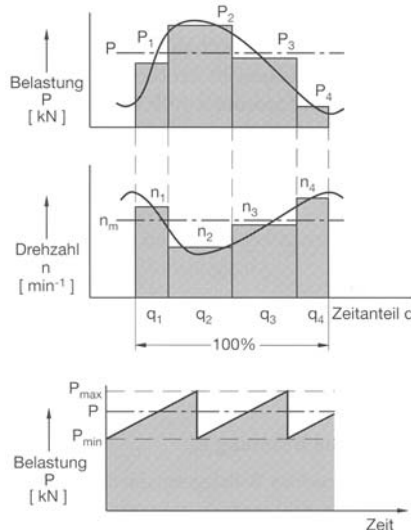
- Die gleichzeitig wirkenden Radial- und Axialkräfte werden in eine gedachte äquivalente dynamische Lagerbelastung P umgerechnet, die den gleichen Einfluss auf die Lebensdauer hat wie die tatsächlich wirkende Belastung.

$$P = X * F_r + Y * F_a \quad X, Y: \text{Werte aus TB 14-3}$$

- Der Radialfaktor X und der Axialfaktor Y sind von der Lagerbauart und der Belastungsrichtung (Nenndruckwinkel α_0) abhängig.
- Bei nur radial belasteten Lagern ($F_a = 0$) gilt: $P = F_r$
- Wird F_a / F_r grösser als der Grenzwert e , so stellt sich bei einem Rillenkugellager ein Druckwinkel $\alpha > 0^\circ$ ein.

Dynamisch äquivalente Belastung (P und $n \neq \text{konstant}$)

- Ändern sich bei dynamisch beanspruchten Lagern die Belastung und die Drehzahl mit der Zeit, dann muss das bei der Berechnung der äquivalenten Belastung berücksichtigt werden. Durch eine Annäherung des Kurvenverlaufes wird die **ideelle Lagerbeanspruchung** berechnet.



$$P = \sqrt[3]{P_1^3 * \frac{n_1}{n_m} * \frac{q_1}{100} + P_2^3 * \frac{n_2}{n_m} * \frac{q_2}{100} + \dots}$$

$$n_m = n_1 * \frac{q_1}{100} + n_2 * \frac{q_2}{100} + n_3 * \frac{q_3}{100} + \dots$$

$$P = \frac{P_{\min} + 2 * P_{\max}}{3}$$

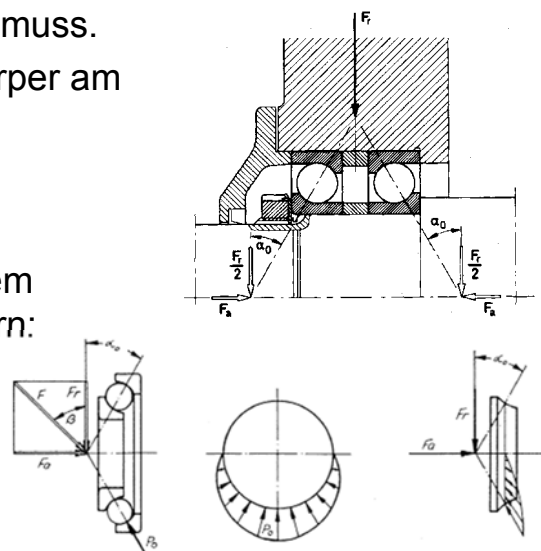
Induzierte innere Axialkraft bei angestellten Lagerungen

- Bei radialer Belastung entsteht in einem Schräglager bedingt durch den Druckwinkel α eine zusätzliche innere Axialkraft die durch ein zweites Lager aufgenommen werden muss.
- Für Radiallager gilt, wenn die Wälzkörper am halben Umfang des Lagers tragen:

$$F_a = 1.2 * \tan \alpha_0 * F_r$$

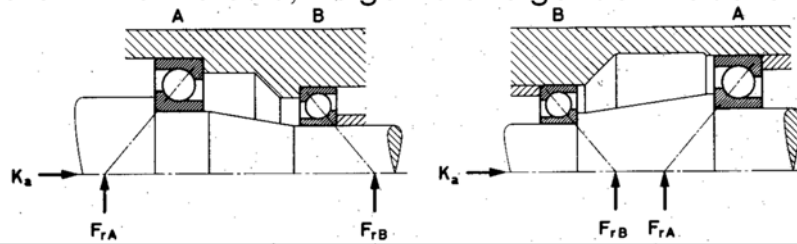
- Zwischen dem Druckwinkel α_0 und dem Axialfaktor Y gilt bei Schrägkugellagern:

$$\tan \alpha_0 = \frac{0.4}{Y} \quad F_a = 1.2 * \frac{0.4}{Y} * F_r \approx 0.5 * \frac{F_r}{Y}$$



Bestimmung der resultierenden Axialkraft

- Die Berechnung der wirkenden Axialkraft mit einer zusätzlichen äusseren Axialkraft K_a , zeigen die folgenden Tabellen:



Belastungsverhältnis		Axialkraft F_a	
Radiale Lagerbelastung	Äussere Axialkraft	Lager A	Lager B
$\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}$	$K_a \geq 0$	$F_a = K_a + 0.5 * \frac{F_{rB}}{Y_B}$	$F_a = 0.5 * \frac{F_{rB}}{Y_B}$
$\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$	$K_a > 0.5 * \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	$F_a = K_a + 0.5 * \frac{F_{rB}}{Y_B}$	$F_a = 0.5 * \frac{F_{rB}}{Y_B}$
	$K_a \leq 0.5 * \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	$F_a = 0.5 * \frac{F_{rA}}{Y_A}$	$F_a = 0.5 * \frac{F_{rA}}{Y_A} - K_a$

$$P = F_r$$

© HSLU PR+SY_H16: Lagerungen und Führungen

82

Erweiterte modifizierte Lebensdauerberechnung

- Die nominelle Lebensdauer L_h weicht mehr oder weniger von der praktisch erreichbaren Lebensdauer ab. In Wirklichkeit hängt die erreichbare Lebensdauer aber noch von anderen Einflüssen ab.

Einflüsse auf die Lebensdauer:

- Erlebenswahrscheinlichkeit
- Werkstoffeigenschaften der Lager
- Schmierfilmdicke
- Sauberkeit
- Schmierspalt
- Schmierstoffadditive
- Lagerbauart

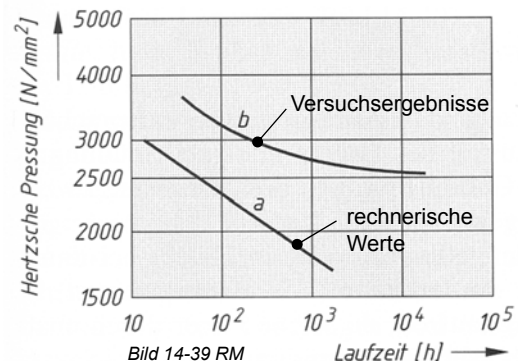


Bild 14-39 RM

- Auswertungen von Erfahrungen und Versuchen haben gezeigt, dass die Lebensdauer mit abnehmender Belastung exponentiell zunimmt. Bei idealem Schmierfilms und höchster Sauberkeit sind die Wälzlager sogar dauerfest.

© HSLU PR+SY_H16: Lagerungen und Führungen

83

Erweiterte modifizierte Lebensdauer

- Die erweiterte Lebensdauer berücksichtigt durch den Lebensdauerbeiwert a_{ISO} zusätzlich den Schmierzustand, die Umgebungsbedingungen und die Verunreinigung des Schmierstoffs.

$$L_{nm} = a_1 * a_{ISO} * L_{10} \quad \text{bzw.} \quad L_{nmh} = a_1 * a_{ISO} * L_{10h}$$

L_{nm} , L_{nmh} : erweiterte modifizierte Lebensdauer in 10^6 Umdrehungen bzw. Stunden

a_1 : Faktor für die Ausfallwahrscheinlichkeit

$a_{ISO} = f(e_c, C_u / P, \kappa)$, TB 14-12

e_c : Lebensdauerbeiwert für Verunreinigung, TB 14-11

C_u : Ermüdungsgrenzbelastung, TB 14-2

κ : Viskositätsverhältnis, TB 14-10

L_{10} , L_{10h} : nominelle Lebensdauer in 10^6 Umdrehungen bzw. Stunden

Lagerreibung

- Die Reibung eines Wälzlagers setzt sich aus den folgenden Anteilen zusammen:

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

- Überschlägige Ermittlung des gesamten Reibungsmoments:**

$$M = \mu * F * d / 2$$

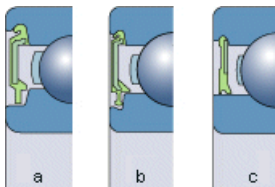
Rillenkugellager $\mu = 0.0015$
Schräggugellager, einreihig $\mu = 0.002$

Dichtung der Lagerstellen

- **Aufgaben der Dichtungen**
 - Verunreinigungen der Lager durch Feuchtigkeit, Schmutz usw. verhindern
 - Schmierstoff im Lager halten
 - Austausch von Medien durch die Lagerstelle verhindern
- **Die Gestaltung der Dichtungsstelle sowie die Art und der Werkstoff der Dichtung richten sich nach den Betriebsbedingungen wie:**
 - dem Verunreinigungsanfall, Medien usw.
 - der Schmierungsart und der Dichtheitsanforderungen
 - der relativen Bewegungsart
 - der Relativgeschwindigkeit und der Lebensdauieranforderung
 - der konstruktiven Möglichkeiten

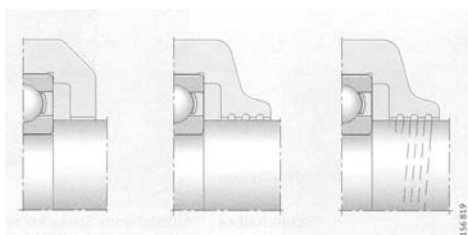
Einteilung der Dichtungen

berührende Dichtung
statisch

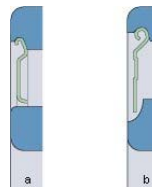


Spaltdichtung

Einfach, aber vielfach ausreichend

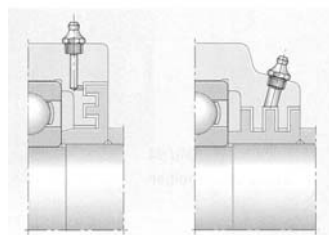


berührungsfreie Dichtung
dynamisch



Labyrinthdichtung

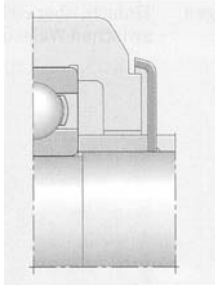
Haben eine erheblich höhere Dichtwirkung als Spaltdichtungen. Bei verschmutzter Umgebung Fett in die Dichtspalte nachpressen.



Gestaltung der Dichtungen

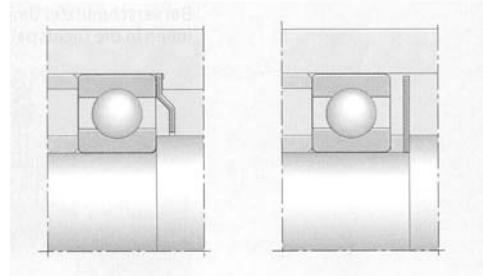
Schleuderscheiben

Schirmen bei starker Verschmutzung den Dichtspalt ab.



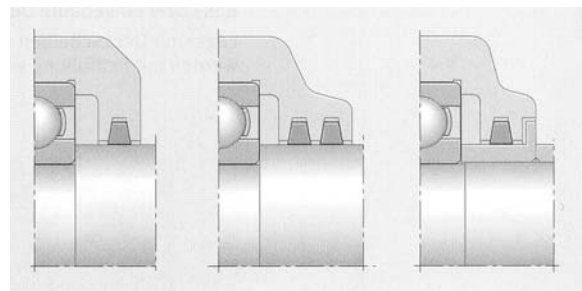
Stauscheiben

Stillstehende Scheiben bewirken, dass Schmierfett in der Lagernähe bleibt.



Filzringe oder Filzstreifen

Einfache Dichtelemente bei Fettschmierung.



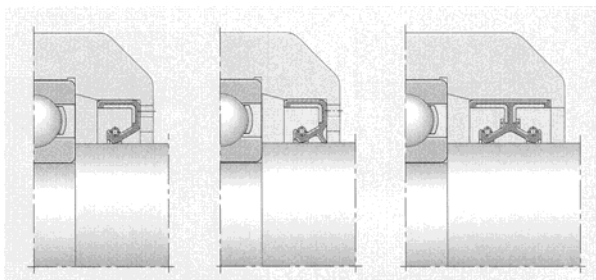
© HSLU PR+SY_H16: Lagerungen und Führungen

90

Gestaltung der Dichtungen

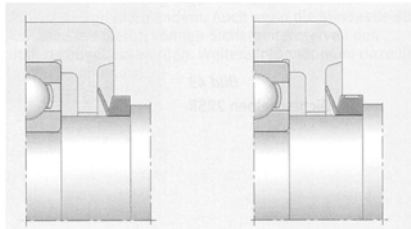
Radial-Wellendichtringe

Zur Abdichtung bei Ölschmierung.



V-Ringe

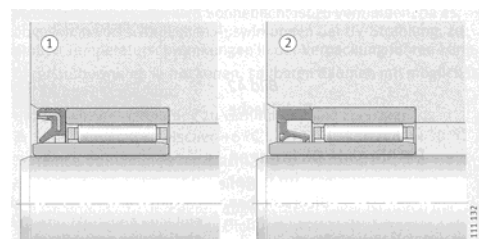
Axial wirkende Dichtlippen. Unempfindlich gegen radialen Wellenversatz.



© HSLU PR+SY_H16: Lagerungen und Führungen

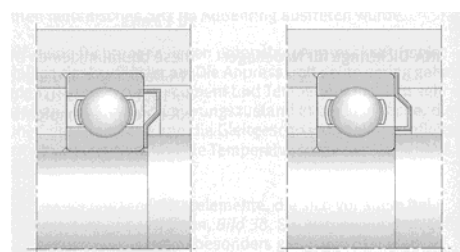
Dichtringe für Nadellager

Bauraumkleine Dichtringe



Dichtbleche

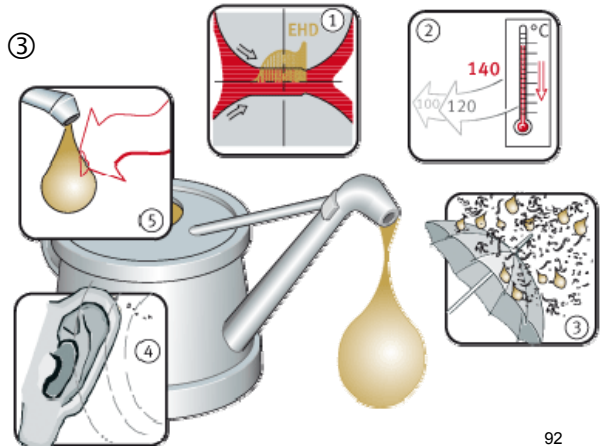
Wirkungsvoll bei Fettschmierung



91

Schmierung

- Schmierung und Wartung sind wichtig für die zuverlässige Funktion und eine lange Lebensdauer der Wälzlager.
- **Aufgaben des Schmierstoffs**
 - Schmierfilm an Kontaktflächen aufbauen ①
 - Wärme ableiten ②
 - Gegen feste Verunreinigungen ③ schützen
 - Laufgeräusche dämpfen ④
 - Vor Korrosion schützen ⑤



© HSLU PR+SY_H16: Lagerungen und Führungen

92

Kriterien für die Wahl des Schmiermittels

- Für den Entscheid ob Öl oder Fettschmierung eingesetzt werden soll, hilft uns der Drehzahlkennwert $n \cdot d_m$. Als Einfache Regel gilt:
 - Fettschmierung bei Drehzahlkennwerten $< 0.5 \cdot 10^6$ $n \text{ min}^{-1}$
 - Ölschmierung bei Drehzahlkennwerten $> 0.5 \cdot 10^6$ $d_m \text{ mm}$
- **Bei Fettschmierung ist zu beachten:**
 - Sehr geringer konstruktiver Aufwand
 - Dichtwirkung
 - Depotwirkung
 - Hohe Lebensdauer bei geringem Wartungsaufwand unter Umständen „For Life“-Schmierung möglich)
 - Bei Nachschmierung gegebenenfalls Auffangraum für Altfett und Zuführungskanäle berücksichtigen
 - Keine Wärmeabfuhr durch den Schmierstoff
 - Kein Ausspülen von Verschleiss- und sonstigen Partikeln
- Bei 90% der Wälzlager wird Fettschmierung eingesetzt.

© HSLU PR+SY_H16: Lagerungen und Führungen

93

Thermisch zulässige Drehzahl

- Die **thermisch zulässige Drehzahl** n_{zul} ist die Drehzahl, bei der sich unter definierten Bezugsbedingungen eine Lagertemperatur von +70 °C einstellt. Grundlage dafür ist die Wärmebilanz am Lager, das Gleichgewicht zwischen der drehzahlabhängigen Reibungsleistung und der temperaturabhängigen Wärmeabfuhr. Im Gleichgewichtszustand ist die Lagertemperatur konstant.
- Die thermisch zulässige Drehzahl berechnet sich wie folgt:

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

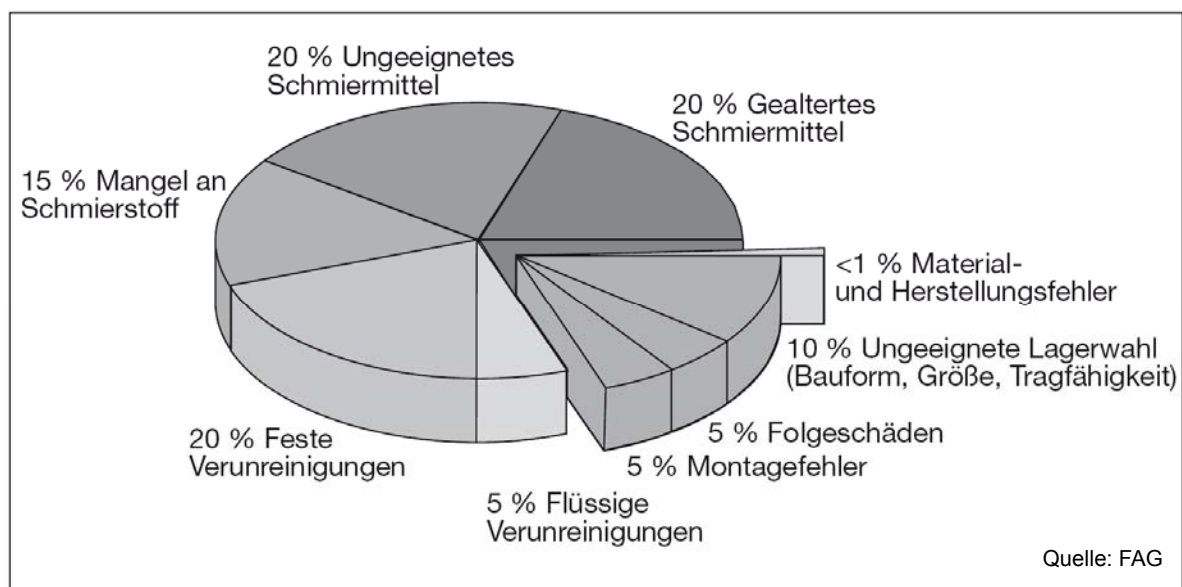
n_B : Bezugsdrehzahl gemäss Katalog

f_n : Drehzahlverhältnis gemäss Katalog

- Die **Grenzdrehzahl** n_g beruht auf Erfahrungen aus der Praxis. Sie berücksichtigt Kriterien wie Laufruhe, Dichtfunktion und Fliehkräfte. Die Grenzdrehzahl darf auch bei günstigen Betriebsbedingungen und Kühlverhältnissen nicht überschritten werden.

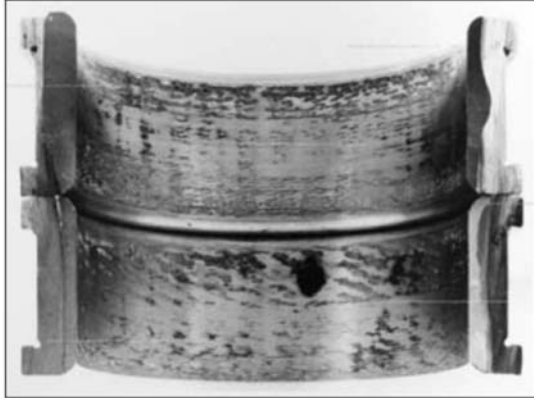
Wälzlagerschäden

- Ausfallursachen von Wälzlagern



Wälzlagerschäden

- Zustand von Sitzflächen



Passungsrost am Innenring

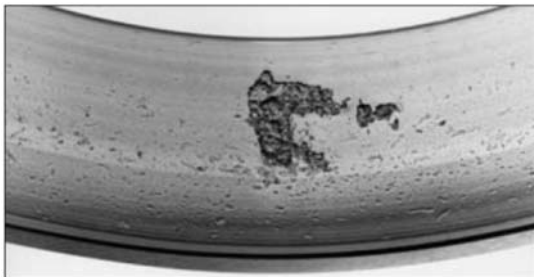


Fressspuren am Innenring als Folge von
Mittdrehen des Innenrings auf der Welle

Quelle: FAG

Wälzlagerschäden

- Erscheinungsbild der Wälzkontakte



Klassische Ermüdung zeigt sich an
den Grübchen (Pitting) in der Laufbahn



Verschleisserscheinungen durch mangelhafte
Schmierung

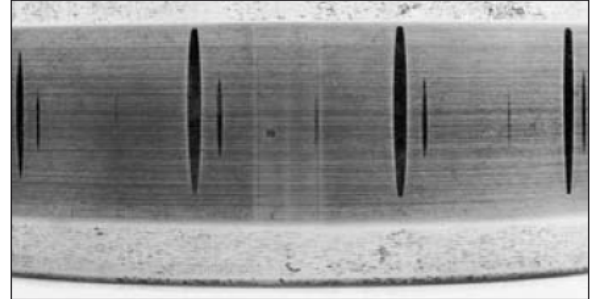


Wälzlagerschäden

- Erscheinungsbild der Wälzkontakte



Kugleindrücke durch Montagefehler



Stillstandsmarkierungen an einem Zylinderrollenlager-Innenring