
Maschinenelemente 2A - Gleitlager



Gleitlager

In diesem Kapitel behandeln wir die folgenden Themen:

- Reibungszustände im Gleitlager
- Lagerreibung nach Stribeck („Stribeck-Kurve“)
- Betriebszustand
- Schmierstathöhe
- Übergangsdrehzahl
- Betriebstemperatur von Gleitlagern
- Kühlung von Gleitlagern
- Schmiermittel



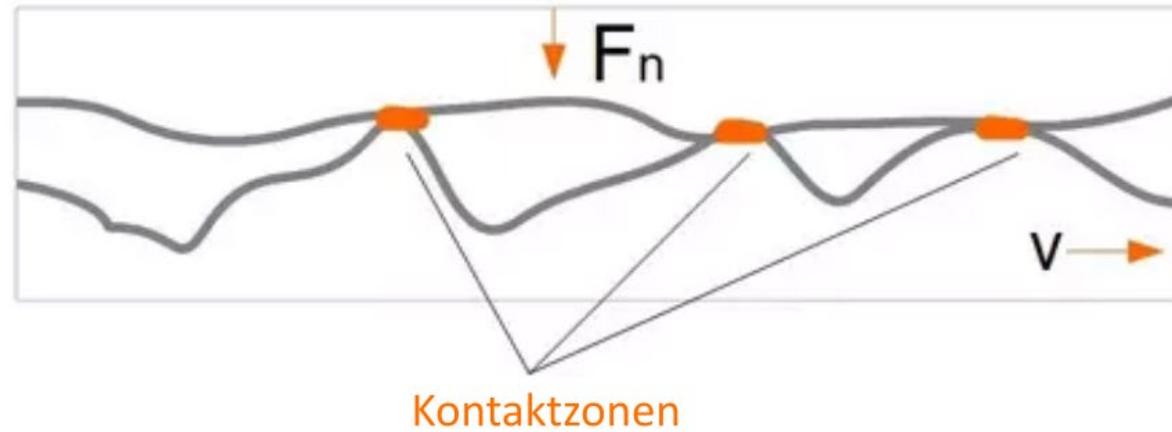
Reibungszustände

Reibung spielt insbesondere bei Gleitlagern eine **zentrale** Rolle. Physikalisch betrachtet lassen sich (grob) **vier** Reibungszustände unterscheiden:

- Festkörperreibung → gänzlich trockene Reibung
- Haftsichtenreibung (auch „Grenzreibung“) → kann auch der Festkörperreibung zugeordnet werden
- Mischreibung → flüssige und trockene Reibung
- Flüssigkeitsreibung → gänzlich flüssige Reibung, kein Kontakt der Oberflächen mehr



Festkörperreibung





Festkörperreibung

- Wie in der Abbildung ersichtlich stehen die Oberflächen der Bauteile bei der Festkörperreibung mit ihren Rauheitsspitzen (mikroskopisch) in direktem Kontakt zueinander. Auch als **reale Kontaktzone** bekannt.
- Zwischen den an der Reibung beteiligten Körpern ist keine Trennschicht (Schmierstoff) vorhanden, das bedeutet, beide Körper berühren sich.
- Die **Festkörperreibung** wird oft auch als **Trockenreibung** bezeichnet.
- Wird eines der Bauteile nun durch eine Betriebskraft F belastet und tritt zusätzlich eine Bewegung mit der Geschwindigkeit v auf, kommt es zur Festkörperreibung.



Festkörperreibung

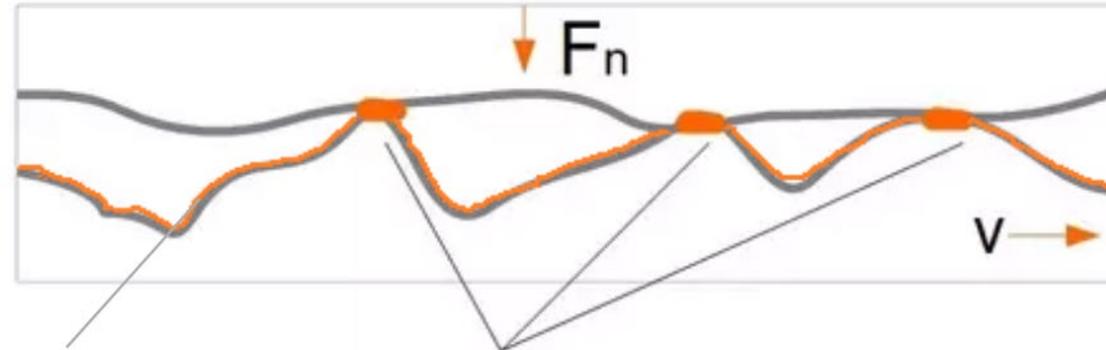
- Der dabei gemessene Gleitreibungskoeffizient μ_{Gleit} (oder auch nur μ) entspricht zu Beginn der Bewegung ungefähr dem Hafteibungskoeffizienten μ_{Haft} (auch μ_0):

$$\text{Festkörperreibung: } \mu_{Gleit} = \mu_{Haft}$$

- Aufgrund der Reibung tritt an den Kontaktstellen zwischen den Oberflächen ein örtliches Verschweißen auf und die Oberflächenspitzen werden gegebenenfalls abgeschert.
- Diese doch zum Teil sehr **gravierenden** Werkstoffschädigungen sind für ein Gleitlager verständlicherweise unerwünscht.
 - Deshalb werden in der Regel **Schmierstoffe** bei Gleitlagern eingesetzt.



Haftschichtenreibung



Beschichtung auf einem oder beiden in Kontakt stehenden Bauteilen (z.B. Teflon)

Kontaktzonen



Haftschichtenreibung

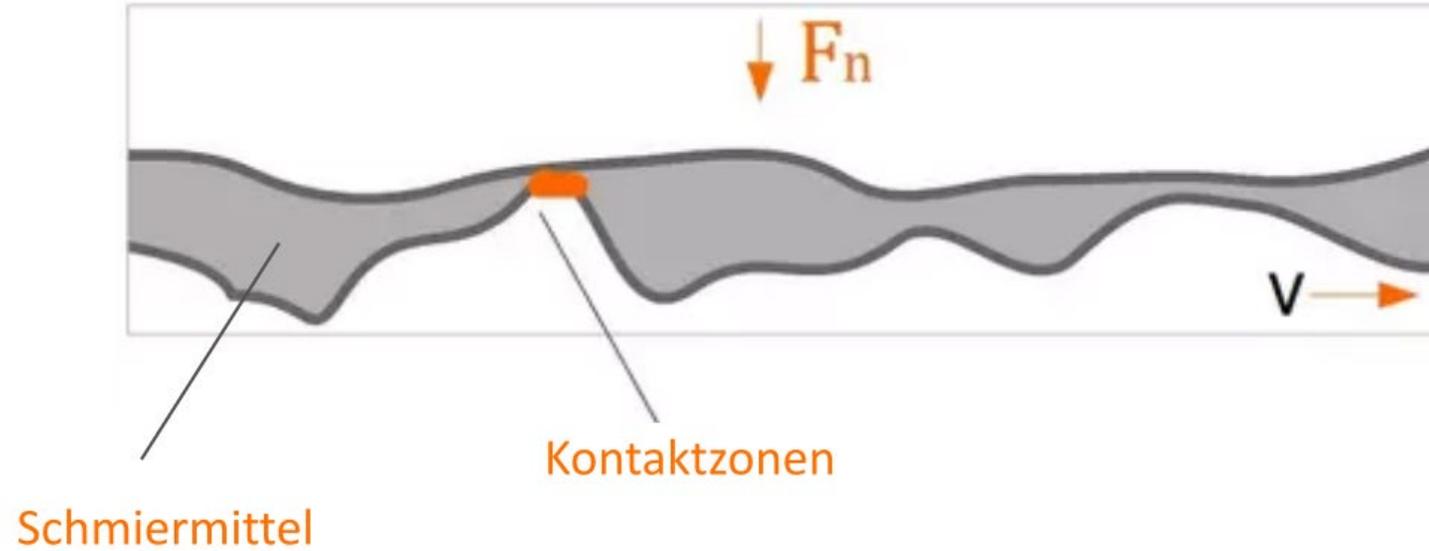
- Bei der Haftschichtenreibung werden die Reibungseigenschaften gegenüber der Festkörperreibung stark verbessert

$$\mu_{\text{Haftschicht}} < \mu_{\text{Haft}}$$

- Kontaktoberflächen eines oder beider Bauteile werden mit Materialschichten versehen, welche geringe Reibungskoeffizienten aufweisen.
 - Ein gängiges Material hierfür ist Teflon.
- Da es Industriezweige gibt, in denen Schmiermittel wie Öle oder Fette unter gar keinen Umständen an oder in Produkte gelangen dürfen (Pharmaindustrie oder Lebensmittelindustrie), muss oftmals im Gebiet der **Haftschichtenreibung** gearbeitet werden.



Mischreibung



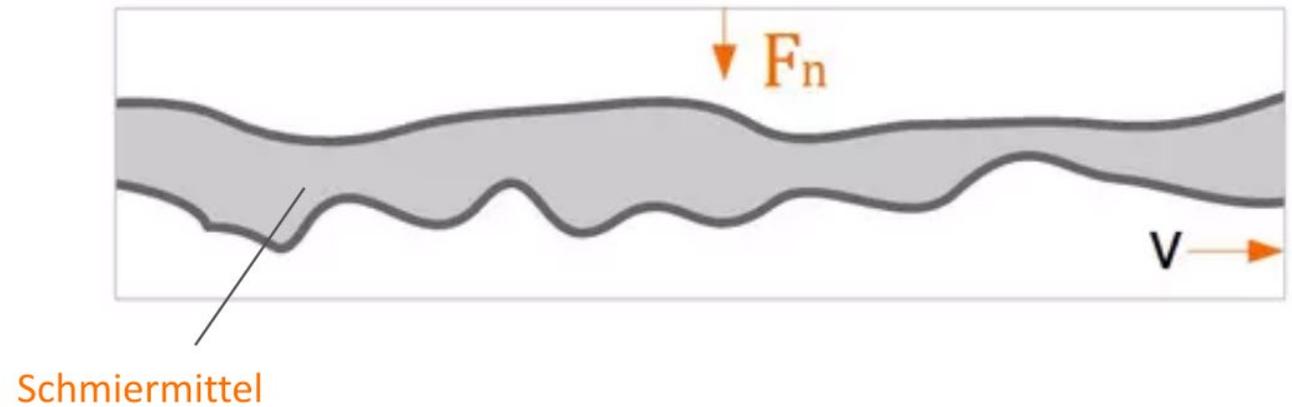


Mischreibung

- Bei der **Mischreibung** wird zwischen den Kontaktpartnern im Lager ein Schmiermittel aufgebracht, welches den Spalt zwischen den beiden Bauteilen jedoch nur **zum Teil** ausfüllt.
- Beide Kontaktpartner werden zwar teilweise voneinander getrennt, dennoch tritt an manchen Stellen (in der **Kontaktzone**) eine Festkörperreibung auf.
- Bei den an der Reibung beteiligten Körpern tritt somit **Trockenreibung** und **Flüssigkeitsreibung** (siehe unten) gleichzeitig auf.
- Der mit einem Schmierfilm gefüllte Spalt zwischen den beiden beteiligten Körpern ist so gering, dass sich die beteiligten Körper teilweise noch berühren.



Flüssigkeitsreibung



Es existieren keine Kontaktzonen zwischen den Bauteilen



Flüssigkeitsreibung

- Bei der **Flüssigkeitsreibung** besteht kein direkter Kontakt mehr zwischen den Bauteilen.
- Als **Trennmedium** dient dabei ein **flüssiger Schmierfilm**. Dieser besitzt einen aufgebauten Druck, welcher die gesamte Belastung überträgt.
 - Wie groß die dabei auftretende (innere) Reibung ausfällt, hängt von der chemischen Struktur des Schmiermittels ab.
- Die an der Reibung beteiligten Körper werden dabei vollständig durch einen Schmierfilm getrennt.
 - Der sogenannte Reibungsbeiwert μ und der Verschleiß sinken auf ein Minimum. Dies ist der **ideale** Zustand für den Betrieb eines Gleitlagers.



Flüssigkeitsreibung

Die Druckerzeugung kann dabei auf unterschiedliche Art und Weise erfolgen:

- **Hydrostatische Schmierung:** Eine Pumpe außerhalb der Kontaktzone erzeugt notwendigen Druck.
- **Hydrodynamische Schmierung:** Die Bauteilbewegung erzeugt den notwendigen Druck, indem Schmiermittel in einen sich verengenden Spalt gefördert wird.

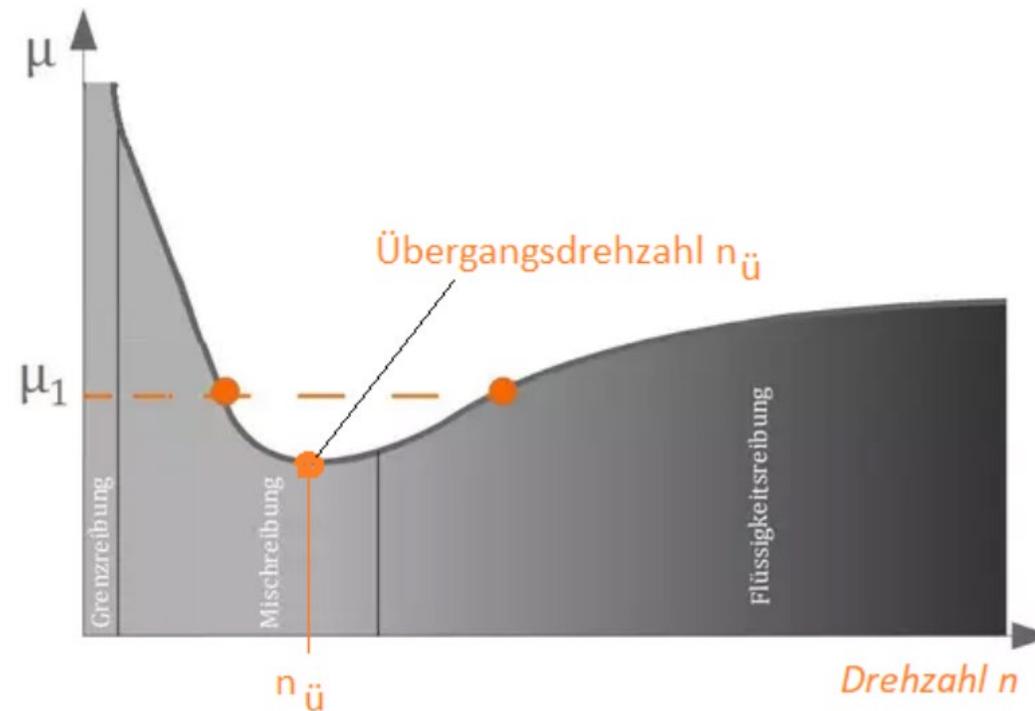


Betriebsverhalten eines Radialgleitlagers

- Auch das Betriebsverhalten eines Gleitlagers hat Einfluss auf das Reibungsverhalten.
- Die **Stribeck-Kurve** beschreibt den **Verlauf der Reibung** in einem Gleitlager **in Abhängigkeit von der Drehzahl** der gleitenden Bauteile bei **hydrodynamischer Reibung**.



Betriebsverhalten eines Radialgleitlagers



Stribeck-Kurve



Betriebsverhalten eines Radialgleitlagers

- Der Verlauf der Stribeck-Kurve entsteht dadurch, dass eine Welle aus dem Stillstand bis auf eine Betriebsdrehzahl beschleunigt wird.
- Eine(r) wichtige(r) Punkt/Linie ist dabei μ_1 . Diese Reibungszahl taucht im **Mischreibungsgebiet** auf und weist darauf hin, dass hier mit Verschleiß infolge von Abrieb zu rechnen ist.
- Beim zweiten Durchlauf der Verlaufslinie μ_1 ist aufgrund der Festkörpertrennung bei Flüssigkeitsreibung nicht mehr mit einem Verschleiß zu rechnen.



Betriebsverhalten eines Radialgleitlagers

- Es zeigt sich, dass die **Gleitreibungszahl** mit **zunehmender Drehzahl n** im Bereich der Grenzreibung erst **stark sinkt**, um **anschließend** beim Durchlaufen des **Mischbereichs** hin zum Flüssigkeitsreibungsbereich wieder **anzusteigen**.
- Nach Überwindung der Haft- bzw. Grenzreibung beim Start des Lagerbetriebs sinkt der Reibwert bis zum Erreichen der Übergangsdrehzahl $n_{\ddot{u}}$ stark ab; bei einer weiteren Steigerung der Drehzahl der Welle im Lager steigt der Reibwert jedoch wieder leicht an.
 - Dafür ist bei der Flüssigkeitsreibung jedoch nur noch die innere Reibung im Schmiermittel verantwortlich.



Betriebsverhalten eines Radialgleitlagers

Reibungszustand	Art der Reibung	Reibungszahl μ
Festkörperreibung	Gleitreibung	0,3 - 1,0
Grenzreibung	Gleitreibung	0,1 - 0,2
	Rollreibung	0,049
Mischreibung	Gleitreibung	0,01 - 0,1
	Wälzreibung	0,02 - 0,08
	Rollreibung	0,001 - 0,005
Flüssigkeitsreibung	Gleitreibung	0,001 - 0,01
Gasreibung	Gleitreibung	0,0001



Betriebsverhalten eines Radialgleitlagers

- Wie zu erwarten, nimmt die Reibungszahl von der Festkörperreibung hin zur Gasreibung **kontinuierlich ab**.
- Diese Entwicklung beruht auf dem abnehmenden direkten Kontakt der Bauteile zueinander.



Übergangsdrehzahl

- Der Übergang von der Mischreibung zur "vollständigen" Flüssigkeitsreibung erfolgt z.B. in einem Gleitlager bei der sogenannten Übergangsdrehzahl $n_{\ddot{u}}$, die also überschritten werden muss um reine Flüssigkeitsreibung zu garantieren.



Übergangsdrehzahl

- Eine exakte Berechnung der Übergangsdrehzahl $n_{\ddot{u}}$ ist wegen der **Vielzahl** von zu berücksichtigenden **Einflussfaktoren nicht möglich**; näherungsweise kann mit folgender Formel gearbeitet werden:

$$n_{\ddot{u}} = \frac{0,1 \cdot F_L}{\eta_{eff} \cdot V_L}$$

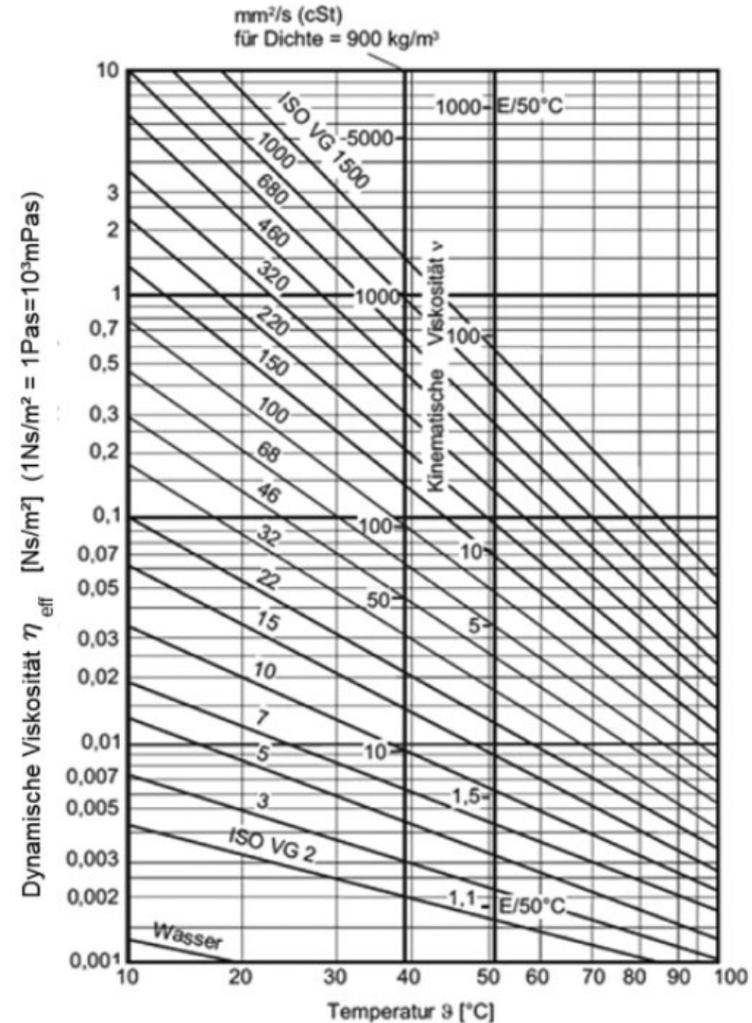
mit

- F_L = Lagerkraft N ,
- V_L = Lagervolumen (in dm^3),
- η_{eff} = dyn. Viskosität des Schmiermittels (in $mPas$)
bei einer als effektiv gekennzeichneten Temperatur δ



Übergangsdrehzahl

Abhängigkeit der dynamischen Viskosität von Schmierölen auf Mineralölbasis in Abhängigkeit der Temperatur





Übergangsdrehzahl

- Das Lagervolumen V_L kann nach der folgenden Formel ermittelt werden:

$$V_L = \frac{\pi}{4} \cdot (d_L)^2 \cdot b$$

- d_L = Lagerinnendurchmesser in dm
- b = Lagerbreite in dm



Betriebsgeschwindigkeiten

- Wegen der Unsicherheiten in der Berechnung wird empfohlen, die Betriebsgeschwindigkeit, also die Geschwindigkeit, mit der dann auch tatsächlich eine Flüssigkeitsreibung erreicht werden kann, möglichst **wesentlich höher** anzusetzen.
- Dabei gilt:

$$n_{min} \geq 3 \cdot n_{\bar{u}} \text{ für } v_u \leq 3 \text{ und}$$

$$n_{min} \geq 3 \cdot n_{\bar{u}} \text{ für } v_u \geq 3$$

- n_{min} = Mindestbetriebsdrehzahl
- v_u = Gleitgeschwindigkeit



Gleitgeschwindigkeit im Lager

$$v_u = \pi \cdot d_W \cdot n$$

- v_u = Gleitgeschwindigkeit
- d_W = Wellendurchmesser
- n = Drehzahl



Schmierfilmdicke

- Um den Reibungszustand besser beschreiben zu können, nutzt man zusätzlich die spezifische Schmierfilmdicke λ .
- Diese ergibt sich aus dem Quotienten aus minimaler Schmierfilmdicke und gemittelter Oberflächenrauheit und wird formal beschrieben durch:



METHODE

spezifische Schmierfilmdicke: $\lambda = \frac{h_{min}}{R_a}$

- h_{min} = minimale Schmierfilmdicke im Kontaktbereich
- $R_a = 0,5 \cdot (R_{a1} + R_{a2})$ = gemittelte Oberflächenrauheit der Kontaktflächen

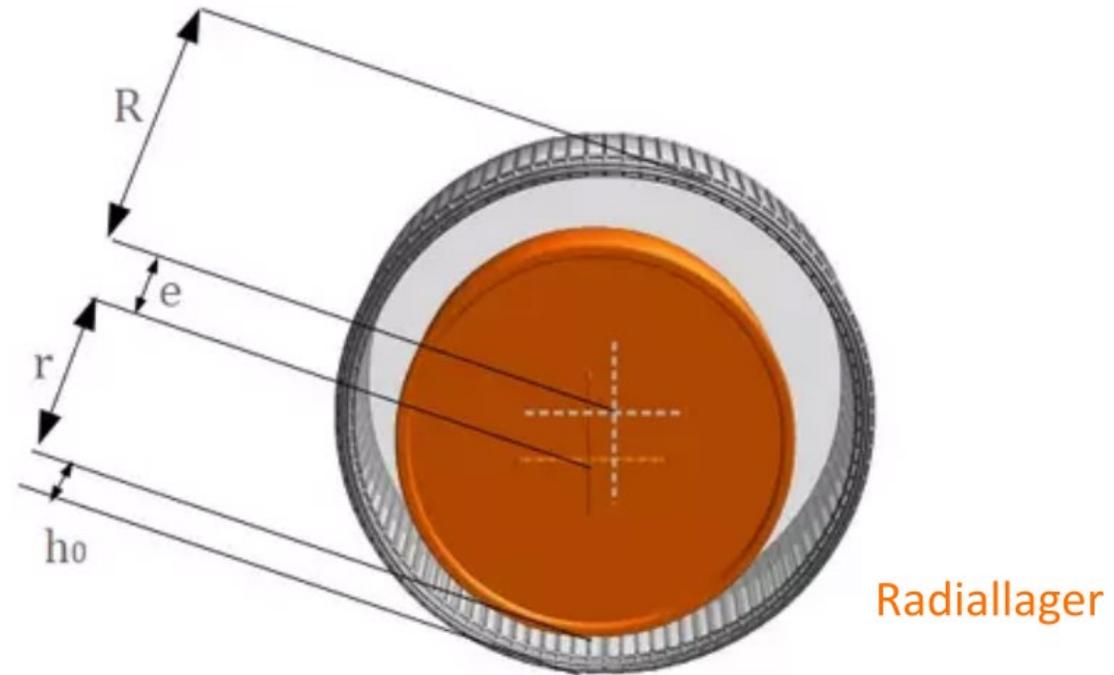


Schmierfilmdicke

- Als Ergebnis erhält man eine dimensionslose Zahl, die einem der nachfolgenden Bereiche zugeordnet werden kann:
 - Grenzreibung: $\lambda < 0,2$
 - Mischreibung: $0,2 < \lambda < 3$
 - Flüssigkeitsreibung: $\lambda > 3$



Betriebszustand und Höhe des Schmierfilms





Betriebszustand und Höhe des Schmierpalts

- Im Normalfall liegt die Welle exzentrisch in der Lagerbohrung des Radiallagers. Die in der Abbildung aufgeführten Größen sind nachfolgend nochmals aufgelistet:
 - R = Bohrungsradius
 - r = Zapfenradius
 - e = Exzentrizität
 - h_0 = kleinste Spalthöhe
 - v = Drehgeschwindigkeit (keine Relevanz in der Berechnung)



Relative Exzentrizität

- Die relative Exzentrizität ε errechnet sich aus den Größen der Radien und der Exzentrizität:



METHODE

relative Exzentrizität: $\varepsilon = \frac{e}{R-r}$

- e = Exzentrizität
- R = Bohrungsradius
- r = Zapfenradius



Relatives Lagerspiel

- Das relative Lagerspiel ψ lässt sich aus den vorliegenden Radien bestimmen.



METHODE

relatives Lagerspiel: $\Psi = \frac{R-r}{R}$

- R = Bohrungsradius
- r = Zapfenradius



Spalthöhe

- Wir stellen die Gleichung für die kleinste Spalthöhe auf, die über den Lagerumfang hinweg auftreten kann:



METHODE

kleinste Spalthöhe: $h_0 = r \cdot \Psi \cdot (1 - \varepsilon) \leq h_{0zul}$



Spalthöhe

- Als nächstes bestimmen wir aus unseren bisher gegebenen und weiteren Größen die auftretende Belastung für das Radiallager:



METHODE

$$\text{Lagerbelastung: } F = \frac{1 \cdot \nu \cdot \omega \cdot B \cdot R}{\Psi^2} \cdot S_o$$

- ν = Viskosität des Schmiermittels bei gegebener Temperatur
- ω = Winkelgeschwindigkeit
- B = Breite des Radiallagers
- S_o = Sommerfeldzahl



Sommerfeldzahl

- Die Sommerfeldzahl S_0 ist eine dimensionslose Kennzahl und stellt einen Zusammenhang zwischen Traglast, Geometrie, Drehzahl und Viskosität des verwendeten Öls her:



METHODE

$$\text{Sommerfeldzahl: } S_0 = \frac{\bar{p} \cdot \Psi^2}{\nu \cdot \omega}$$

\bar{p} = mittlere Flächenpressung



Sommerfeldzahl



METHODE

mittlere Flächenpressung: $\bar{p} = \frac{F}{B \cdot D}$

$B \cdot D =$ Projektionsfläche



Sommerfeldzahl

Sommerfeldzahl	Geltungsbereich
$S_o \leq 1$	Schnellaufbereich
$1 < S_o < 3$	Mittellastbereich
$S_o > 3$	Schwerlastbereich
$1 < S_o < 10$	Sollgrenzen in der Praxis
$10 < S_o \leq \infty$	Mischreibungsgebiet
$S_o = \infty$	Stillstand (Haftreibung)



MERKE

Für Lager mit identischem Betriebszustand gelten die gleichen Sommerfeldzahlen.



Lagerverlustleistung

- In Versuchen, in denen die Reibungszahl über der Sommerfeldzahl aufgetragen wird, ist es möglich, die Schmierreibung im Spalt **empirisch** abzuschätzen.



Belastungsunabhängige Bestimmung

So gilt für eine Sommerfeldzahl $S_o \leq 1 \rightarrow \frac{\mu}{\Psi} = \frac{3}{S_o}$.

- Ψ = relatives Lagerspiel
- μ = Reibungszahl



Belastungsunabhängige Bestimmung

Mit dieser Gleichung lässt sich dann durch Einsetzen die **Lagerverlustleistung** P_v bestimmen:



METHODE

Lagerverlustleistung:

$$P_v = \mu \cdot F \cdot U = \frac{3 \cdot \Psi}{S_o} \cdot \bar{p} \cdot B \cdot D \cdot \frac{d}{2} \cdot \omega \implies P_v = \frac{3}{2} \cdot \nu \cdot \frac{D^2 \cdot B}{Psi} \cdot \omega^2 \quad \text{bei einem Durchmesser Verhältnis von } d \approx D$$



Lagerspielunabhängige Bestimmung

Für eine Sommerfeldzahl $S_o \geq 1$ gilt hingegen $\rightarrow \frac{\mu}{\Psi} = \frac{3}{\sqrt{S_o}}$.

Durch Verwendung dieser Gleichung wie im vorherigen Fall erhält man die **Lagerverlustleistung** P_v :



METHODE

Lagerverlustleistung:

$$P_v = \mu \cdot F \cdot U = \frac{3 \cdot \Psi}{\sqrt{S_o}} \cdot \bar{p} \cdot B \cdot D \cdot \frac{d}{2} \cdot \omega \implies P_v = \frac{3}{2} \cdot \sqrt{\nu} \cdot D^2 \cdot B \cdot \sqrt{\bar{p}} \cdot \omega^3 \quad \text{bei}$$

einem Durchmesser Verhältnis von $d \approx D$



Übergangsdrehzahl

- Wir stellen eine Gleichung zur Berechnung der Übergangsdrehzahl auf.
- Hier nutzen wir einige zusätzliche lagerabhängige Werte, die bei der überschlägigen Bestimmung der Übergangsdrehzahl zu Beginn unserer Ausführungen noch unberücksichtigt geblieben sind.
- Aus den Angaben zur Lagergeometrie lässt sich im Übergangspunkt zunächst die relative Exzentrizität $\varphi_{\ddot{u}}$ definieren:



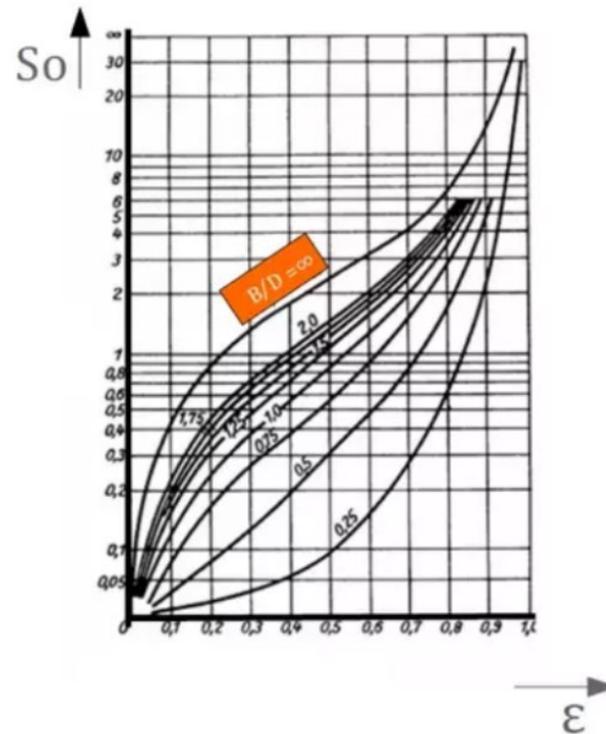
METHODE

relative Exzentrizität am Übergangspunkt: $\varphi_{\ddot{u}} = \frac{e_{max}}{R-r} = 1 - \frac{h_0}{r \cdot \Psi}$



Übergangsdrehzahl

- Das Ergebnis aus dieser Berechnung ermöglicht eine Bestimmung der zugehörigen Sommerfeldzahl S_0 in diesem Punkt mit Hilfe eines entsprechenden Diagramms:





Übergangsdrehzahl

Die **Übergangsdrehzahl** lässt sich dann letztlich aus der Definition der Sommerfeldzahl nach Auflösung nach ω ermitteln:

$$So = \frac{\bar{p} \cdot \Psi}{\nu \cdot \omega} \implies \omega_{\ddot{u}} = \frac{\bar{p} \cdot \Psi^2}{\nu \cdot So_{\ddot{u}}} \implies \text{Einsetzen und man erhält} \implies$$



METHODE

$$\text{Übergangsdrehzahl: } n_{\ddot{u}} = \frac{\omega_{\ddot{u}}}{2 \cdot \pi}$$



Betriebstemperatur und Kühlung

- Im vorherigen Kurstext haben wir die Gleichung zur Bestimmung Verlustleistung P_V in Abhängigkeit von der Sommerfeldzahl ermittelt.
- Nun geht diese Leistung nicht einfach verloren, sondern geht als **Wärme** auf das Lager über.



Betriebstemperatur und Kühlung

- Liegt ein stationärer Betrieb vor, so können wir ein **Wärmegleichgewicht** formulieren, welches die folgende Form besitzt:



METHODE

$$\text{Wärmegleichgewicht: } P_v = \dot{Q}_{zu} = \dot{Q}_{ab}$$



Betriebstemperatur und Kühlung



MERKE

Liegt kein Wärmegleichgewicht vor, also $P_v > \dot{Q}_{ab}$ so wird es problematisch, da sich das Lager stetig weiter erwärmt und es zum Lagerschaden in Folge des Wärmeanstieg kommt.



Betriebstemperatur und Kühlung

Da zu viel Wärme in Maschinenbauteilen und speziell in Gleitlagern unerwünscht ist, müssen Gegenmaßnahmen eingeführt werden, um Gleitlager vor vorzeitigem Ausfall zu schützen.

1. **Fremdkühlung:** Ein Medium in einem angelegten Kühlkreislauf führt die Wärme des Lagers ab.
2. **Schmiermittelkühlung:** Das Schmiermittel wird gekühlt und genutzt, um die Wärme abzuführen.
3. **Konvektionskühlung:** Die Wärme wird über die Außenwand des Lagers an die Umgebung abgegeben.

Die nächste Gleichung gleicht dem obigen Wärmegleichgewicht mit dem Unterschied, dass die Wärmeabfuhr \dot{Q}_{ab} in diesem Fall mit einem Konvektionsanteil und einem Ölkühlungsanteil realisiert wurde.



Betriebstemperatur und Kühlung



METHODE

Wärmegleichgewicht: $P_v = \mu \cdot F \cdot U = (\alpha \cdot A \cdot \Delta \vartheta_{Luft}) + (C_{öl} \cdot \rho_{öl} \cdot \dot{Q}_K \cdot \Delta \vartheta_{öl})$



MERKE

Soll nur eine Kühlungsart verwendet werden, so wird der andere Term einfach null gesetzt.



Konvektionsanteil

α = Wärmeübergangszahl (in $\frac{Nm}{m^2sK}$)

A = Oberfläche des Lagers (in m^2)

$\Delta\vartheta_{Luft}$ = Wärmeabgabe der Lageroberfläche an Umgebung \rightarrow aufgelöst $\Delta\vartheta_{Luft} = \frac{P_V}{\alpha \cdot A}$



Ölkühlungsanteil

$C_{öl}$ = spezifische Wärme (in $\frac{Nm}{kgK}$)

$\rho_{öl}$ = Dichte (in $\frac{kg}{m^3}$)

\dot{Q}_K = erforderlicher Durchsatz \rightarrow aufgelöst $\dot{Q}_K = \frac{P_V}{C_{öl} \cdot \rho_{öl} \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_1)}$



MERKE

Die Differenz zwischen ϑ_2 und ϑ_1 sollte nach Möglichkeit nicht mehr als 20 °C betragen, da ansonsten die Änderung der Viskosität zu stark werden kann und daraufhin die für die Wärmeabfuhr notwendige Strömung abreisst.



Schmiermittel

- Ziel eines Schmiermittels ist in erster Linie die Gewährleistung eines **hydrodynamischen Schmierspaltes**.
- Um diesen Zustand zu erreichen, muss das Schmiermittel eine **optimale Viskosität** vorweisen.



Schmiermittel

- Der Unterschied zwischen der Verwendung und Nichtverwendung eines Schmiermittels soll anhand von Fett und Luft verdeutlicht werden:

Fett besitzt eine **hohe Viskosität** und hat folgende Eigenschaften:

- hohe Reibungswerte
- hohe Tragfähigkeit
- kleine Drehzahl ω



Schmiermittel

Luft hingegen hat eine **geringe Viskosität** mit den Eigenschaften:

- geringe Reibungswerte
 - niedrige Tragfähigkeit
 - große Drehzahl ω
-
- Für Maschinenbauer ist besonders die Unterscheidung zwischen **dynamischer** und **kinematischer Viskosität** bedeutend.



Dynamische Viskosität

- Die **dynamische Viskosität** wird oft als Maß für die **innere Reibung**, die im Schmiermittel stattfindet, gewählt.
- Die dynamische Viskosität η in $\frac{Ns}{m^2}$ wird formal beschrieben durch:



METHODE

dynamische Viskosität: $\eta = \frac{\tau}{\frac{du}{dy}}$



Dynamische Viskosität



MERKE

In der Literatur findet man aber auch häufig eine Angabe der dynamischen Viskosität in **Poise** (P) bzw. **Centipoise** (cP).

Die **Umrechnung** ist wie folgt: $1 \frac{Ns}{m^2} = 10^2 cP$



Dynamische Viskosität

- Bei der Ermittlung der Übergangsdrehzahl wurde zu Beginn unserer Ausführungen bereits ein Diagramm zur **Abhängigkeit** der **dynamischen Viskosität** von Schmierölen auf Mineralölbasis in **Abhängigkeit der Temperatur** aufgezeigt.
- Dieses Nomogramm können wir auch hier zum Finden entsprechender Viskositätskennwerte nutzen



Kinematische Viskosität

- Alternativ zur Angabe der dynamischen Viskosität geben Schmiermittelhersteller auch gerne die **kinematische Viskosität** ν in $\frac{m^2}{s}$ an.
- Sie ergibt sich aus dem Quotienten von dynamischer Viskosität η und der Dichte ρ des Schmiermittels.



METHODE

kinematische Viskosität: $\nu = \frac{\eta}{\rho}$



Kinematische Viskosität



MERKE

Die in der Literatur gebräuchlichere Angabe der kinematischen Viskosität ist **Stoke** (St) oder **Centistoke** (cSt)

Die **Umrechnung** ist definiert durch: $1 \frac{m^2}{s} = 10^6 cSt$



MERKE

Die Einheiten von **dynamische Viskosität** und **kinematischer Viskosität** sind verschieden und dürfen in Berechnungen nicht verwechselt werden.