

Ersatz für GfT-Arbeitsblatt 2.4.1/1984

Inhalt

1	<b>Vorwort</b> .....	1	5.2	Fettschmierung .....	27
2	<b>Grundlagen</b> .....	2	5.2.1	Fettwahl, Fettarten .....	28
3	<b>Schmiertheorie und Einfluß des Schmierzustandes auf die Lebensdauer</b> .....	3	5.2.2	Mischbarkeit .....	30
3.1	Allgemeines zur Schmierungs- theorie .....	3	5.2.3	Fettmenge, Fettgebrauchsdauer, Schmierfrist, Nachschmierung .....	30
3.2	Modifizierte Lebensdauer .....	5	5.3	Biologisch abbaubare Schmierstoffe	35
3.2.1	Lebensdauerbeiwert $a_1$ .....	5	5.4	Feststoffschmierung .....	36
3.2.2	Lebensdauerbeiwert $a_2$ .....	6	5.4.1	Trockenschmierung .....	36
3.2.3	Lebensdauerbeiwert $a_3$ .....	6	5.4.2	Festschmierstoffe in Suspensionen, Pasten, Fette .....	37
4	<b>Reibung von Wälzlagern</b> .....	8	6	<b>Schmierung von Keramiklagern</b> ...	37
4.1	Reibmoment und Reibbeiwert .....	8	7	<b>Konstruktionshinweise</b> .....	38
4.2	Berechnung des Reibmoments .....	8	8	<b>Aufbewahrung, Ein- und Ausbau, Reinigung</b> .....	39
4.3	Betriebstemperatur .....	12	9	<b>Schmierstoffverschmutzung</b> .....	40
4.3.1	Höhe der Betriebstemperatur .....	12	9.1	Feste Fremdstoffe .....	40
4.4	Temperaturdifferenz zwischen Innen- und Außenring .....	14	9.2	Flüssige Verunreinigungen .....	42
4.5	Bezugsdrehzahl, zulässige Drehzahl .....	14	10	<b>Überwachungsmöglichkeiten</b> .....	43
4.5.1	Grenzdrehzahl .....	14	11	<b>Literaturhinweise</b> .....	43
4.5.2	Bezugsdrehzahl .....	15	12	<b>DIN-Normen</b> .....	45
4.5.3	Thermisch zulässige Drehzahl .....	16	13	<b>Umrechnung Technisches Einheitensystem, SI-Einheiten</b> .....	45
5.	<b>Wahl des Schmierverfahrens</b> .....	18	14	<b>Bezeichnungen und Symbole</b> .....	46
5.1	Ölschmierung .....	22	15	<b>Autoren des Arbeitsblattes</b> .....	47
5.1.1	Ölwahl .....	23			
5.1.2	Ölwechsel, Ölalterung, Ölmenge .....	26			

1 Vorwort

Dieses Arbeitsblatt soll die heute bekannten theoretischen und praktischen Erkenntnisse der Wälzlagerschmierung erläutern und den Anwender in der Konstruktion oder im Betrieb beratend unterstützen. Neben den bewährten Berechnungsverfahren zur betriebssicheren Auslegung von Wälzlagerungen sollen Konstruktions- und Wartungshinweise einen störungsfreien Betrieb im Sinne einer geplanten Instandhaltung gewährleisten. Zur Wälzlagerschmierung eignen sich Schmieröle, Schmierfette und in Ausnahmefällen Festschmierstoffe.

Die benötigten Schmierstoffmengen sind bei gleichen Betriebsbedingungen im Vergleich zum Gleitlager geringer. Voraussetzung ist jedoch, daß zu jeder Zeit, bei allen Betriebszuständen und an allen Funktionsflächen eine ausreichende Schmierstoffmenge vorhanden ist. Nur ein sorgfältig auf die Betriebsverhältnisse und die Lagerbauart abgestimmter sauberer Schmierstoff, in Verbindung mit einer geeigneten Schmierstoff-Führung, läßt eine lange Gebrauchsdauer erwarten.

Somit ist der Schmierstoff zu einem wichtigen Maschinenelement geworden.

Auf Einzelheiten und Eigenschaften der verschiedenen Wälzlagerbauarten wurde nur so weit eingegangen wie erforderlich war.

Nachdruck, auch auszugsweise, nur mit Genehmigung der Gesellschaft für Tribologie e. V., Moers, gestattet.

## 2 Grundlagen

Das Tribosystem „Wälzlager“ ist gekennzeichnet durch hochbelastete Wälzkontakte und im Normalfall nur gering belastete Gleitkontakte (Rollkörper/Käfig, Rollkörperstirnfläche/Bord, Rollkörper/Rollkörper, Käfig/Käfigführungsflächen). Seine Gebrauchsdauer hängt daher von Ermüdungsvorgängen, in manchen Fällen aber auch von Verschleißvorgängen (Gleitverschleiß, Mischreibung) ab. Beide Schadensarten werden, ebenso wie die Reibungsverluste, von der Schmierung beeinflusst.

Die Berechnung der nominellen Lebensdauer von Wälzlagern ist die Grundlage für die Überprüfung der gewählten Lagerart und Lagergröße (Dimensionierung). Sie erfolgt nach den bisher bekannten Gesetzmäßigkeiten der dynamischen Tragfähigkeit (siehe DIN ISO 281).

Bei der Lebensdauerberechnung wird eine von der Schmierstoffart und vom Schmierverfahren abhängige ausreichende Schmierfilmbildung im Wälzkontakt vorausgesetzt. Diese wird vorrangig durch die EHD-Theorie beschrieben, das ist die Theorie der elasto-hydrodynamischen Schmierung. Inwieweit sich ein tragender EHD-Schmierfilm ausbildet, hängt von der Lagergröße, der Drehzahl, vornehmlich von der Betriebsviskosität des Schmierstoffes und in geringem Maße von der Höhe der Belastung ab. Eine Mindestbelastung ist notwendig, um den Abrollvorgang im Lager sicherzustellen.

Durch die EHD-Theorie werden betriebsbedingte, zeitabhängige Veränderungen des Schmierstoffes sowie außergewöhnliche Betriebsbedingungen (Temperatur, Kräfte) und Umweltbedingungen (Medien, Vakuum) nicht erfaßt. Für das Langzeitverhalten eines Schmierstoffes sind andere Gesetzmäßigkeiten gültig.

## 3 Schmiertheorie und Einfluß des Schmierzustandes auf die Lebensdauer

[1], [2], [12], [18], [30]

### 3.1 Allgemeines zur Schmierungstheorie

Die Lebensdauer von Wälzlagern wird durch den Schmierfilm mit beeinflusst. Der Schmierstoff und seine Eigenschaften, abgestimmt auf die Betriebsbedingungen, sowie die Makro- und Mikrogeometrie der Berührungsflächen bestimmen die Schmierfilmdicke. Die Trennung der Berührungsflächen wird angestrebt.

Ein direkter Vergleich der theoretischen Schmierfilmdicke mit der Rauhtiefe der Oberflächen kann zu einer falschen Bewertung des Schmierzustandes führen. Die für einen verschleißfreien Betrieb bzw. die zur Trennung der Kontaktpartner notwendige Schmierfilmdicke hängt nicht nur von deren Oberflächenrauheit, sondern auch von der Profilform ab [40]. Wie Praxis und Versuch zeigten, reichen bereits wenige  $0,1 \mu\text{m}$  als Schmierfilmdicke aus, siehe Bild 1.

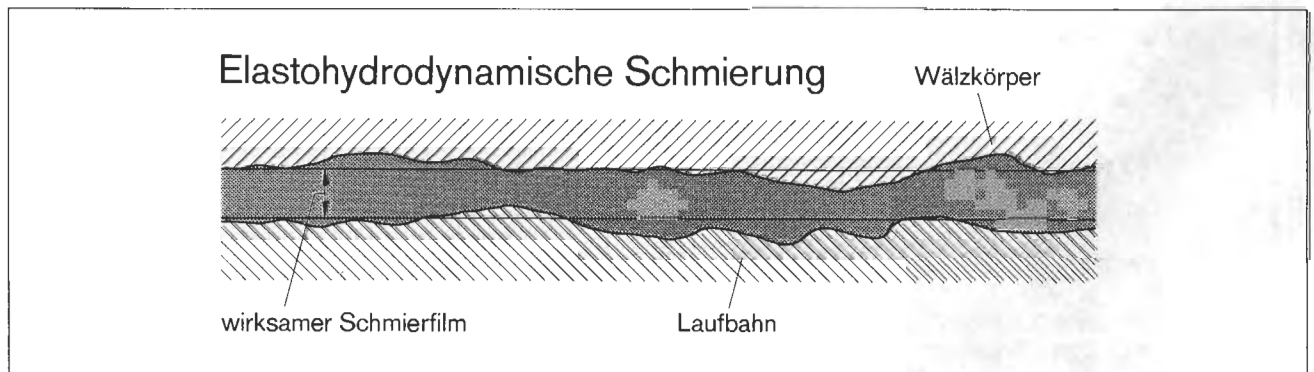


Bild 1: Vollständige Trennung der Oberflächen durch einen Schmierfilm der Dicke  $h_0$

Bei der Bewertung der Schmierfilmdicke muß beachtet werden, daß nur der Schmierzustand im Wälzkontakt beschrieben wird. Diese physikalischen Gesetzmäßigkeiten erfassen nicht die Schmierverhältnisse in den anderen Kontaktflächen mit höheren Gleitreibungskomponenten. Insofern sollen für die Schmierstoffauswahl nicht ausschließlich nur die Gesetzmäßigkeiten der EHD-Theorie, sondern auch die praktischen Erfahrungen sowie der gesamte Schmierzustand im Lager mit berücksichtigt werden. Dies gilt insbesondere dann, wenn bei Verwendung von Schmierstoffen mit Hochdruckzusätzen<sup>1)</sup> auch chemische Reaktionen wirksam werden können, deren Wirksamkeit durch die EHD-Theorie nicht erfaßt werden kann [41].

Die Schmierung auf der Basis solcher Additivreaktionen ist der Grenzschmierung zuzuordnen. Der Bereich der Teilschmierung oder der Mischreibungsbereich ist gekennzeichnet durch teilweise metallische Berührung. Dabei erfolgt

<sup>1)</sup> Kennbuchstabe P nach DIN 51502

ein Einlauf der Flächen gegeneinander. Bei Grenzschmierung ist die Filmdicke größenordnungsmäßig nur etwa so groß wie ein Ölmolekül. Dieser Fall tritt ein, wenn die Schmierstoffmenge nicht ausreicht oder die Relativbewegung zwischen den berührenden Flächen zu gering ist. Der Reibbeiwert beträgt dann  $\sim 0,1$  und kann bei beginnender metallischer Berührung bis  $0,5$  ansteigen, (Bild 2).

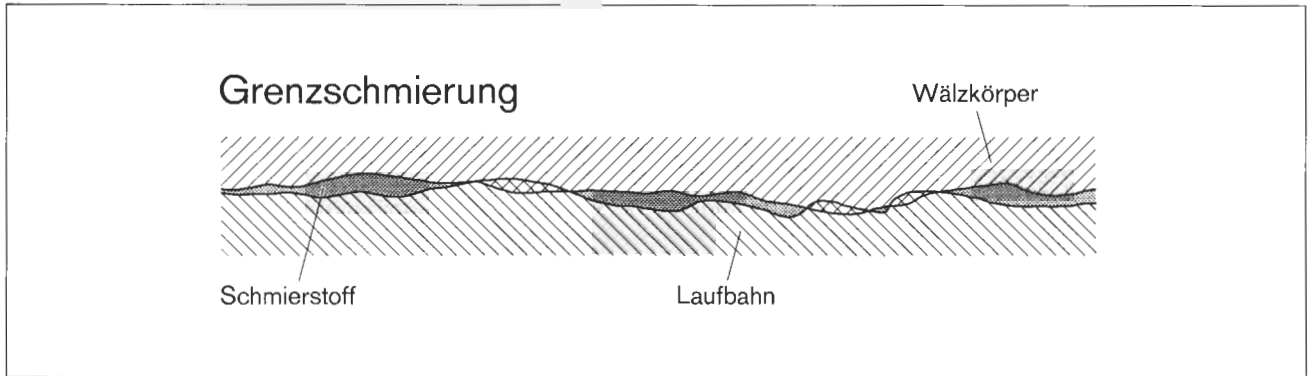


Bild 2: Teilweise Festkörperberührung bei Mischreibung

Auch bei Syntheseölen mit polar (physikalisch) wirkenden Eigenschaften kann die tatsächliche Schmierfilmdicke von der theoretisch berechneten abweichen.

Als Richtwert für die Mindestbelastung kann in Abhängigkeit von der Lagerbauart  $C_0/P_0 = 60$  genannt werden. Der EHD-Schmierungszustand setzt eine elastische Verformung der Kontaktpartner (höhere Belastung) voraus.

Für die Bestimmung des vergleichbaren Schmierungszustandes bei Fettschmierung sind die Viskosität des Basisöls und der Einfluß des Verdickers zu berücksichtigen. Der durch Versuche in der Praxis nachgewiesene verschleißschützende Einfluß einiger Verdickertypen auf die Oberflächentrennung kann zur Zeit theoretisch noch nicht erfaßt werden, klärende Versuche dazu sind beabsichtigt.

Die Viskosität eines Schmieröls nimmt mit steigender Temperatur ab. Damit sich ein tragfähiger Schmierfilm in den Berührungsflächen zwischen Rollkörpern und Laufbahnen ausbilden kann, muß das Schmieröl eine bestimmte Viskosität bei Betriebstemperatur aufweisen. Ist diese aus der Erfahrung her bekannt oder nach Hinweisen von Abschnitt 3.2.3 festgelegt, dann kann die entsprechende ISO VG-Klasse ( $40\text{ °C}$ ) aus Bild 6b, Abschnitt 3.2.3, ermittelt werden.

Für die Ölviskosität gibt es nach oben hin eine natürliche Grenze. Funktionstechnische Grenzen ergeben sich bei höheren Drehzahlen aus den zunehmenden mechanischen Leistungsverlusten, insbesondere bei höherer Leerlaufreibung sowie den höheren Lagertemperaturen, **aber auch** aus der schlechteren Förderbarkeit hochviskoser (zäher) Öle.

Die Viskosität des Schmieröls **ändert sich mit dem Druck. Nach Hertz** berechnete Drücke im Walzkontakt betragen bei hoher Belastung bis  $30\ 000\ \text{bar}$ , **in der Einlaufzone bis zu  $7\ 000\ \text{bar}$  [49]**

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{\alpha p}$$

$\eta_0$  = dynamische Viskosität bei Normaldruck

$\eta$  = dynamische Viskosität bei Druck

$p$  = Druck in  $\text{N} \cdot \text{m}^{-2}$

Für Schmierstoffe auf Mineralölbasis ist dies bei der Berechnung des Schmierzustandes gemäß der EHD-Theorie berücksichtigt. Für andere Schmierstoffe können sich, abhängig vom Druck, Änderungen im Schmierzustand ergeben. Das unterschiedliche Druckviskositätsverhalten, abhängig von der Viskosität, zeigt Bild 3. Die für paraffinbasiertes Mineralöl angegebenen Werte stellen die Basis für das  $a_{23}$ -Diagramm (Bild 7) dar. Mineralöle mit EP-Zusätzen zeigen  $\alpha$ -Werte zwischen den für paraffin- und naphthenbasischem Mineralöl gemessenen Werten. Die Druck-Viskositätsbeiwerte  $\alpha$  hängen noch stark von der Molekülstruktur und/oder von der Additivierung des Schmierstoffs ab.

Die publizierten  $\alpha$ -Werte wurden unter quasi-statischen Bedingungen ermittelt. Im Wälzkontakt ändern sich die Druckverhältnisse rasch, die Wirkzeit des hohen Drucks ist meistens sehr klein und damit zweifelhaft, ob überhaupt die hohe Viskositätssteigerung erwartet werden kann. Außerdem tritt mit der Druckerhöhung auch die Erhöhung der inneren Reibung auf, die zu einer Temperaturerhöhung führt und folglich zu einer entsprechenden Viskositätsabsenkung, siehe [53].