

Die schmierstoffbedingte Lebensdauer der Wälzlager in Schraubenkompressoren

Dipl.-Ing. W. Heine, Hamburg

Zusammenfassung

Um eine lange Lebensdauer der Wälzlager in öleingespritzten Schraubenverdichtern zu gewährleisten, muß erstens ein ausreichender Schmierfilm vorhanden und zweitens eine genügende Sauberkeit der Ölfüllung gewährleistet sein. Anhand einer vereinfachten EHL-Berechnung wird die Ermittlung des wirksamen Schmierfilmes dargelegt. Außerdem wird auf den Einfluß der Ölverschmutzung auf die Ermüdungslebensdauer der Wälzlager eingegangen. Abschließend wird noch die Auswirkung der Viskosität auf das Start- und Betriebsverhalten, sowie der Additivierung auf die Standzeit der Ölfüllung aufgezeigt.

Summary

To ensure long service of rolling element bearings in oil-injection screw-type compressors, two prerequisites must be fulfilled: firstly, there must be an adequate lubricating film and, secondly, the oil fill must be kept properly clean. The paper describes the determination of an effective lubricating film by means of a simplified EHL calculation. In addition, the effect of oil contamination on the fatigue life of the rolling element bearings is discussed. Finally, the influence of the viscosity on startup and operating behavior and the influence of the additives on the oil fill service life are shown.

Einleitung

Wichtigste Voraussetzung für die Erhaltung eines hohen Wirkungsgrades bei Schraubenverdichtern ist die Einhaltung engster Spalte im Verdichter über einen langen Zeitraum. So bewirkt z.B. bei einem mittleren Läuferdurchmesser von 200 mm ein um etwa 0,01 mm vergrößerter Spalt schon einen Wirkungsgradverlust von ca. 1%. Die Vergrößerung der Spalte wird aber überwiegend durch Verschleiß der Reibpaarungen hervorgerufen.

Hier setzen nun die Aufgaben des Schmierstoffes ein:

- o Schmierung des kämmenden Läuferprofils.
- o Abdichtung der Spalte zwischen den Läufern, sowie zwischen Läufern und Gehäuse.
- o Schmierung der Lager und Wellenabdichtungen.
- o Schmierung der Zahnräder.
- o Aufnahme und Abführung der bei der Verdichtung entstehenden Kompressionswärme.

Im Bild 1 sind die unterschiedlichen Wälzlager dargestellt, die für die sichere Lagerung eines Schraubenverdichters sorgen. Diese Wälzlager müssen die Belastungen aufnehmen, die sich aus den Kompressionsdruckkräften, den Gewichtskräften und den Zahnkräften der Antriebsstufe zusammensetzen.

Schnittzeichnung eines
CF 90 - Schraubenver-
dichters.

(Quelle: MAN - GHH)

Sectional view of a
CF 90 screw-type
compressor.

(MAN - GHH)

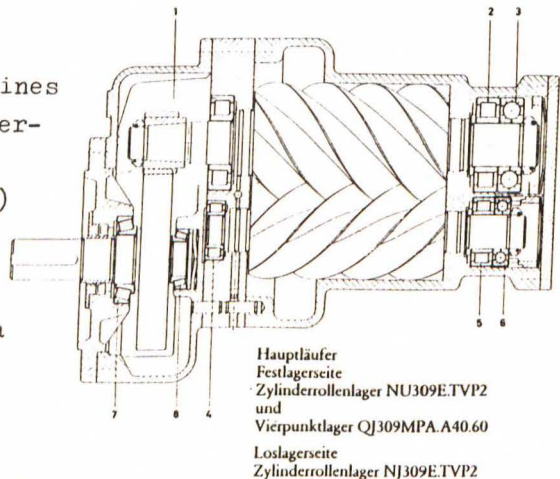


Bild 1

Schmierungsbedingungen

Wenn keine Vollschniierung vorhanden ist, sondern nur ein sehr geringer, mangelhafter Schmierfilm vorliegt, so spricht man von Teilschniierung. Hierbei liegt teilweise metallische Berührung vor. Damit ändern sich auch die Beanspruchungen wie sie normalerweise für die EHD-Theorie zugrunde gelegt werden.

Diesen Zustand findet man aber häufig in der Praxis, insbesondere während der Anfahrphase und während des Auslaufens, auch wenn diese Zeiten recht kurz sind. Die Ursachen, um in das Gebiet der Teilschniierung zu kommen, können unterschiedlichster Art sein. An erster Stelle steht meistens ein Schmierstoffmangel. An zweiter Stelle folgt oft eine zu geringe Schmierstoffviskosität. Danach muß an dritter Stelle eine nicht richtige oder gar keine EP-Additivierung des Schmierstoffes genannt werden. Und last not least können von außen verursachte oder intern erzeugte Verunreinigungen erheblich dazu beitragen, daß man in den Schmierstellen in das Gebiet der Verschleißbeanspruchung kommt. Bei den im System vorhandenen wälzlagern ist an den Kontaktstellen nicht nur ein reines Abrollen vorhanden, sondern es liegt auch noch ein erheblicher Gleitreibungsanteil aufgrund der Relativbewegungen zwischen den Wälzkörpern, dem Innen- und Außenring, den Käfigen vor.

Vergessen werden sollte auch nicht der Einfluß der Betriebstemperatur auf die Lagerspiele, die Dichtungsspalte, die Viskosität des Schmierstoffes und damit auf den tragenden Schmierfilm.

Von allen namhaften Wälzlagerherstellern wird darauf hingewiesen, daß mit einer guten Ölauswahl bereits günstige Voraussetzungen für eine hohe Lebensdauer und einen wirtschaftlichen Betrieb geschaffen werden können.

Fassen wir die bisherigen Aussagen nochmals kurz zusammen, so kann man von der tribologischen Seite, d.h. Reibung und Verschleiß betreffend sagen, daß die Lebensdauer der Wälzlager

- o vom wirksamen Schmierfilm
- o von der Sauberkeit des Schmierstoffes und
- o von der Additivierung des Schmierstoffes

abhängig ist.

Betrachtet man die beiden letzten Punkte genauer, so stellt man fest, daß im Laufe der letzten Jahre sehr viel unternommen worden ist, um die Filterfeinheit sowohl im Hinblick auf die angesaugte Frischluft, als auch für das Ölumlaufsystem zu verbessern. Generell trifft die Aussage zu, daß alle harten Fremdstoffpartikel, die größer als die Schmierfilmdicke sind, die Lebensdauer eines Wälzlagers verringern. Geht man davon aus, daß die Schmierfilmdicke in einem Wälzlager, je nach Lagerbauart, im Normalfall in der Größenordnung von 0,1 bis 3 μm liegt, so sollte der Konstrukteur dies bei der Filterauswahl unbedingt berücksichtigen.

In den von Sayles und Macpherson durchgeführten Versuchen wurde festgestellt, daß die Filterfeinheit einen stärkeren Einfluß auf die Lagerlebensdauer hatte als die Schmierfilmstärke. So stellte sich z.B. eine 6-fach längere L_{10} -Lebensdauer bei einer Filterung mit einem 3 μm Filter im Vergleich zu einem 40 μm Filter ein. Interessant war hierbei, daß die in der ersten halben Stunde des Versuches durch die Verschleißpartikel hervorgerufenen Oberflächen-schäden ausreichten, um einen frühzeitigen Lagerausfall zu bewirken.

Die Bilder 2a und 2b zeigen eine Laufbahnoberfläche unter dem Rasterelektronenmikroskop

- a) vor Versuchsbeginn und
- b) nach dem Einlaufen mit verschmutztem Schmieröl, wobei die eingezeichnete Linie einer Strecke von 50 μm entspricht.



2 a

2 b

Laufbahnoberfläche unter dem Rasterelektronen-
 mikroskop a) vor Versuchsbeginn
 b) nach dem Einlaufen mit verschmutztem
 Schmieröl.

Die gek. Linie entspricht einer Strecke von 50 μm . (SKF)

Scanning electron microscope view of the race surface

a) before the test
 b) after running in with dirty lubricating oil.

The line corresponds to a distance of 50 μm . (SKF)

Für die Praxis ergibt sich hieraus als Schlußfolgerung, daß es gerade bei der Inbetriebnahme wichtig ist, den evtl. während der Montage eingetragenen Schmutz durch eine Feinstfilterung in der ersten halben Stunde zu entfernen. Neben dem hier aufgezeigten Einfluß der Feststoffverschmutzung hat auch Schwitz- und Kondenswasser einen sehr großen Einfluß auf die Ermüdungslebensdauer von Wälzlagern. So reicht schon ein Wassergehalt von 0,01% aus, um die Lebensdauer eines Lagers etwa auf die Hälfte zu verkürzen.

Im folgenden soll zunächst auf die Bestimmung des richtigen Öles mittels einer vereinfachten EHL-Berechnung eingegangen werden.

EHD-Schmierungstheorie

Man schmiert Maschinenteile in dem man zwischen den bewegten Oberflächen einen dünnen Schmierfilm aufbaut und so die Berührung der Oberflächen auf ein Mindestmaß reduziert.

Fast alle hochbelasteten Wälzlager, Getriebe und Nocken-Stößel-Paarungen in Motoren, arbeiten unter Bedingungen, die man als elastohydrodynamische Schmierung bezeichnet. Vor etwa 45 Jahren wurde von Ertl und Grubin die Theorie der elastohydrodynamischen Schmierung entwickelt.

Durch eine ganze Reihe von Versuchsergebnissen wurde der Aufbau der elastohydrodynamischen Schmierfilme bestätigt. Hierzu zählen z.B. die Messung des elektrischen Widerstandes, das optische Interferenzverfahren und die Messung der Filmdicke mit Röntgenstrahlen.

Bekanntlich eignen sich Mineralöle deswegen gut als Schmierstoffe, weil sie in vielen Viskositäten zur Verfügung stehen und ihre Viskosität unter Druck fast exponentiell zunimmt. Neben einer Reihe wichtiger physikalischer Daten, die mineralische und synthetische Schmierstoffe besitzen, sind es letztendlich die Viskositätseigenschaften, die eine Schlüsselrolle für die elastohydrodynamische Schmierung spielen und die Dicke des Schmierfilmes bestimmen.

Seit etwa 20 Jahren beschäftigen sich Wissenschaftler mit der elastohydrodynamischen Theorie mit dem Ziel, die von Dowson und Cheng weiterentwickelten Formeln in eine vereinfachte Rechnung zu überführen. Man erkannte, daß man die Viskositäts- und Druck-Viskositätseigenschaften von mineralischen und synthetischen Schmierstoffen in einem einzigen Parameter, dem sogenannten Schmierstoffparameter LP (Lubricant Parameter) zusammenfassen kann.

Für sehr viele Schmierstoffe wurden die LP-Werte in Diagrammen graphisch dargestellt. Siehe Bild 3.

Alle in diesen Diagrammen enthaltenen Werte basieren auf den z.Z. vorhandenen zuverlässig gemessenen Versuchs- und Korrelationsdaten. Nach dem Grubinschen Lösungssystem gilt:

$$LP = 10^{11} \cdot \frac{\eta_o}{q_\infty}$$

wobei η_o = Viskosität in Pascalsekunden

und $q = \frac{1}{\alpha}$ = abgeleiteter Druck in Pascal
(hierin α = Druck-Viskositätskoeffizient)

Man hat in den letzten Jahren den Begriff der spezifischen Schmierfilmdicke " λ " in der Schmierungspraxis eingeführt. Hiermit gibt man das Verhältnis der Dicke des Schmierfilmes zu den Rauheiten der geschmierten Oberflächen an.

$$\lambda = \frac{h}{\sigma}$$

Wobei σ die Summenrauhtiefe ist, d.h. der Wert der Quadratwurzel aus der Summe der Quadrate der einzelnen Oberflächenrauhwerte.

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$$

Sind die Rauheit des Laufringes und der Wälzkörper des Lagers nicht bekannt, so können typische Werte von σ für die verschiedenen Wälzlagerbauarten aus der Tabelle 1 entnommen werden.

Abb. LP 26: Mobil DTE 20er-Reihe

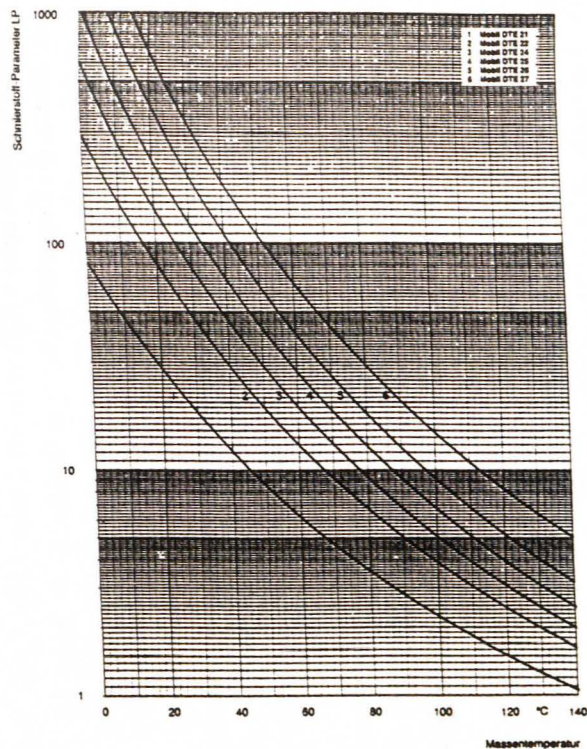


Tabelle 1: C-Werte für Lagerlaufringe

Lagerart	C	
	Innerer Laufring	Äußerer Laufring
Kugellager	$8,65 \cdot 10^{-4}$	$9,43 \cdot 10^{-4}$
Pendel und Zylinderrollenlager	$8,37 \cdot 10^{-4}$	$8,99 \cdot 10^{-4}$
Kegel- und Nadelrollenlager	$8,01 \cdot 10^{-4}$	$8,48 \cdot 10^{-4}$

Tabelle 2: Summenrautiefe σ für Wälzlager (typ. Werte)

Lagerart	Summenrautiefe σ (μm)
Kugellager	0,178
Sphärische und zylindrische Wälzlager	0,356
Kegelrollenlager und Nadellager	0,229

LP-Werte von Ölen unterschiedlicher
Nennviskosität. (Quelle: Mobil)

LP figures for oils with different
nominal viscosities (Mobil)

Bild 3

Da eine genaue Kenntnis der Lagergeometrie im allgemeinen nicht vorausgesetzt werden kann, wurde eine Formel entwickelt, bei der nur noch die Kenntnis des Wälzlageraußendurchmessers erforderlich ist. Werte für die Lagergeometrie (Konstante "C") können aus der Tabelle 2 ausgewählt werden.

Die vereinfachte Formel lautet:

$$h = C \cdot D \left[LP \cdot n_{rel.} \right]^{0,74}$$

kombiniert man diese Formel mit der spezifischen Filmdicke, so ergibt sich z.B. für Radiallager:

$$LP = \frac{1}{n} \cdot \left(\frac{\lambda \cdot \sigma}{C \cdot D} \right)^{1,35}$$

Mittels des in Bild 4 gezeigten Arbeitsblattes kann der erforderliche Schmierstoff für ein in einem öleingespritzten Schraubenverdichter eingebautes Radial-Wälzlager schnell berechnet werden.

Es hat sich gezeigt, daß bei gleicher Rauigkeit des inneren und äußeren Laufringes eines Wälzlagers, die niedrigste spez. Filmdicke am inneren Laufring auftritt. Man braucht also im allgemeinen nur die spez. Filmdicke für die Berührungsstellen des inneren Laufringes zu ermitteln bzw. einen entsprechend großen λ -Wert einzusetzen. Erwähnt werden sollte noch, daß die für λ errechneten oder eingesetzten Werte über 1 liegen sollten, da bei $\lambda < 1$ die Oberflächen an einem oder mehreren Punkten fast während der ganzen Betriebszeit in Berührung sind. Bei $\lambda > 4$ findet eine Berührung praktisch nicht statt.

Verschmutzung im Ölsystem

Aufgrund der hohen Lebensdauernerwartungen, die heute allgemein an Maschinen und Aggregate, d.h. auch an Verdichter gestellt werden, ist auf äußerste Sauberkeit in allen Bereichen zu achten.

Wo liegen nun die Ursachen für die Verunreinigung?

Sie beginnen bei der Fabrikation aller zum Verdichter gehörenden Teile. Es ist verständlich, daß z.B. komplizierte Gehäuse und Innenteile nicht absolut sauber gereinigt werden können.

Bild 4 : Mobil Arbeitsblatt für die elastohydrodynamische Schmierung
– Wälzlager –
 Elastohydrodynamic lubrication worksheet (Mobil)

Für: _____ Datum: _____

Zur Bestimmung des Schmierstoffparameters bzw. der spezifischen Filmdicke λ sind folgende Daten erforderlich:

Lagerdaten**SI-Einheiten**

Konstante C (aus Tabelle 1, Seite 9 u. 128) _____

Summenrautiefe σ (aus Tabelle 2, Seite 3, wenn nicht schon bekannt) _____ μm

Drehzahl n _____ 1/min

Außendurchmesser D _____ m

Gewünschte spezifische Filmdicke λ _____

Massentemperatur t_w (s. Seiten 7, 15, 19)
 (Öltemperatur) _____ °C

Nur bei reinen Axiallagern

Teilkreisradius $\frac{d_m}{2}$ des Lagers _____ m

Radius r_3 der Kugel bzw. Radius r_e der Rolle auf halber Länge _____ m

Berechnung des Schmierstoffparameters für eine gewünschte spezifische Filmdicke λ :**Radiallager**

$$LP = \frac{1}{n} \left(\frac{\lambda \cdot \sigma}{C \cdot D} \right)^{1,33} = \underline{\hspace{10cm}}$$

Empfohlener Schmierstoff: _____

Berechnung der spezifischen Filmdicke bei bekanntem Schmierstoff

Um die spezifische Filmdicke λ eines eingesetzten Öls zu berechnen, muß der Schmierstoffparameter dieses Öls, in Abhängigkeit von der Massentemperatur t_w aus den Diagrammen LP 1 bis LP 43, Seite 22 bis 64, bestimmt werden. Danach kann mit folgenden Gleichungen gerechnet werden:

Im Einsatz befindliches Öl: _____

LP = _____ bei Massentemperatur t_w

$$\text{Spezifische Filmdicke } \lambda = \frac{h}{\sigma}$$

Radiallager:

$$\lambda = \frac{C \cdot D (LP \cdot n)^{0,74}}{\sigma} = \underline{\hspace{10cm}}$$

Eine weitere Quelle von Schmutzeintragungen ist die Zwischenlagerung. Des weiteren lassen sich bei der Montage von Maschinen im Herstellerwerk bzw. bei der Aufstellung von Anlagen beim Kunden trotz größter Sorgfalt des Montagepersonals Verunreinigungen nicht vermeiden, d.h. bei jedem Anziehen von Gewinden und Zusammenpressen von Maschinenteilen entsteht Abrieb.

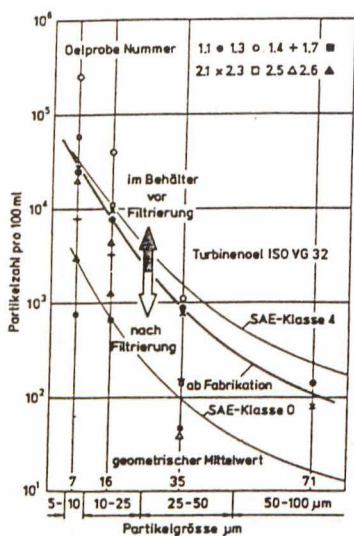
Auch über den Schmierstoff ist ein gewisser, wenn auch sehr geringer, Schmutzeintrag möglich. Obwohl die Ölfässer erst nach gründlicher Reinigung, Trocknung und Kontrolle für die Befüllung freigegeben werden, dürfte es verständlich sein, daß an den Falzverbindungen der weltweit üblichen Blechfässer während des Transportes durch Stoß- u. Rollbeanspruchung Abriebspartikel entstehen. Dies bedeutet, daß das sauber eingefüllte Öl nach dem Transport nicht mehr die Reinheit besitzt wie vorher.

Es gibt nun eine Reihe von Empfehlungen über die Zuordnung von Öltreinheitsklassen zu bestimmten Maschinen oder Systemen. Diese Empfehlungen wurden überwiegend von Filterherstellern veröffentlicht.

Ohne zu sehr in die Theorie zu gehen möchte ich Ihnen anhand eines Praxisbeispiels die Veränderung der Sauberkeit der Ölfüllung einer Turbogruppe eines Kernkraftwerkes erläutern.

Aus dem Bild 5 ist folgendes ersichtlich:

- o Das Frischöl ist im Anlieferungszustand bemerkenswert sauber. Es liegt deutlich unter der oberen Grenzlinie der vom Konstrukteur vorgegebenen SAE-Verschm.-Klasse 4.
- o Nach dem Einfüllen in den Behälter der Ölversorgungsanlage steigt die Verschmutzung des Öles stark an.
- o Der eingesetzte Feinfilter (mobiles Tiefenfilter) ist in der Lage, selbst in der Spülphase, in der verhältnismäßig viel Schmutz aus dem System in das Öl übergeht, die geforderte Sauberkeit der Ölfüllung zu gewährleisten.
- o Am Schluß der Filtrierphase von 40 Stunden liegen die Öle in der SAE-Verschmutzungs-kategorie 0.



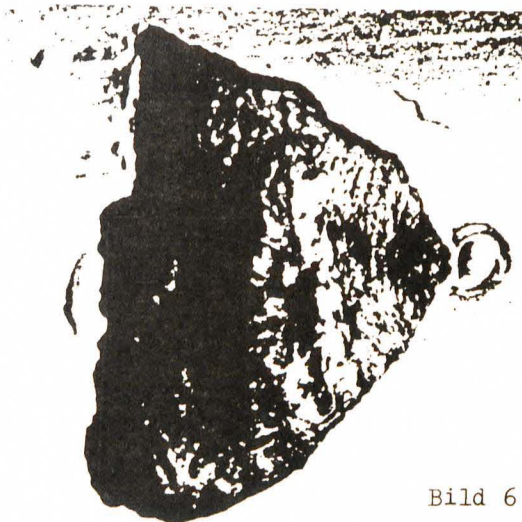
Sauberkeit der Ölfüllung
vor und nach Filtrierung.
(Quelle: Aseol)

Oil fill cleanliness
before and after
filtering. (Aseol)

Bild 5

Sicherlich lassen sich die Verhältnisse in einer Dampfturbogruppe nicht auf ein Serienerzeugnis, wie es an öl-eingespritzter Schraubenverdichter darstellt, übertragen. Die Wichtigkeit der Sauberkeit einer Ölfüllung und die Veränderung im Verschmutzungsprofil in ähnlichen Anwendungsfällen sollte jedoch aufgezeigt werden.

Der Einfluß von festen Verunreinigungen, z.B. metallischer Abrieb oder Sandkörner auf die Lebensdauer von Wälzlagern ist recht groß. So entstehen bei der Überrollung von festen Teilchen auf dem Wälzlagerlauftring Eindrücke mit Randaufwulstungen. In diesem Bereich ergeben sich dadurch hohe spezifische Pressungen. Es kommt an diesen Stellen zu vorzeitiger Werkstoffermüdung und Ausbröckelungen in Form von Pittings. Dies wurde auch durch einen Versuch nachgewiesen. Bild 6a zeigt ein Pitting, das durch einen gezielten Kugeleindruck auf der Lagerlaufbahn entstanden ist. Ein durch den Eindruck eines Sandkornes entstandener Pitting ist im Bild 6b zu sehen und zeigt praktisch die gleiche Charakteristik.



Pitting in Roll-
richtung hinter
Laufbahneindrücken;

a = Kugeleindruck
getielt erzeugt

b = zufälliger Ein-
druck eines
Sandkornes.

(Quelle: FAG)

Bild 6 a



Pitting in direc-
tion of rotation
behind race inden-
tations;

a = intentional
indentation
by ball

b = accidental
indentation by
a grain of sand

(FAG)

Bild 6 b

Abhilfe versprechen folgende Maßnahmen:

- o Säuberung des Schmierstoffes durch Feinfiltration.
Dies ist oft aber nur bei entsprechender Größe der
Ölfüllung wirtschaftlich.
- o Getrennte Schmierung der Wälzlager.
Wegen der konstruktiven Gestaltung bzw. Anordnung der
Wälzlager ist dies oft nicht möglich.

Vermeidung von Schlammbildung

Ähnlich wie in hydraulischen Systemen kommt es bei einspritzgeköhlten Schraubenverdichtern immer stärker auf die Verhinderung von Schlammbildung im Öl an, um das Zusetzen von Filtern und Verstopfen von Ventilen zu vermeiden. Schlammbildung entsteht im Schmierstoff bei der Ölalterung durch hohe thermische und oxidative Beanspruchung. Hierbei spielt die Art der Additivierung eine große Rolle.

In vielen Fällen wird bei Maschinen-, Motoren- und Hydraulikölen Zinkdialkyldithiophosphat (ZDTP) als Additiv verwendet, um das Betriebsverhalten hinsichtlich der Thermo- und Oxidationsstabilität, sowie des Verhaltens im Mischreibungsgebiet zu verbessern. Bei Anwesenheit von Schwitz- bzw. Kondenswasser kann es unter bestimmten Drücken und Temperaturen jedoch zu Reaktionen mit den Additiven, d.h. zur sogenannten Hydrolyse kommen.

Durchgeführte Schlammanalysen haben gezeigt, daß man praktisch den Schlamm in zwei Arten unterteilen kann: Sorte I enthielt Zinksulfat als Hauptkomponente, sowie Oxidationsprodukte des Mineralöles.

Sorte II enthielt Zinkdialkylphosphat als Hauptkomponente, Zinksulfat, Oxidationsprodukte, z.T. Wasser als Nebenkompente.

Der Schlamm enthielt im allgemeinen auch Rost-, Staub- und Abriebpartikel. Kontrolluntersuchungen im Labor mittels des TOST-Testes (Turbine Oil Oxidation Stability Test) nach ASTM-D-943 haben gezeigt, daß Schlamm-Sorte II nur in Gegenwart von Wasser bei Temperaturen bis 120°C entsteht.

Man suchte nun nach Möglichkeiten, um durch Zugabe eines geeigneten Dispergiermittels, ähnlich wie bei Motorenölen, die Bildung von Schlammablagerungen zu verhindern. Wichtig war dabei den Schlamm zu dispergieren, ohne die anderen erforderlichen Eigenschaften des Hydrauliköles negativ zu beeinflussen, sondern evtl. noch zu verbessern.

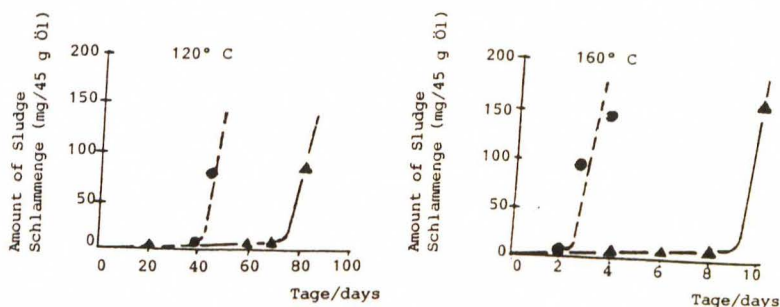


Bild 7 a u. b: Schlammbildungsneigung von Hydraulikölen in Wärmebeständigkeitsversuchen

(●) Herkömmliches Öl

(▲) Hydrauliköl mit Dispergiermittel (A)

a) Betriebstemperatur: 120°C

b) " " : 160°C

(Quelle: Nippon Oil)

The tendency of sludge formation in thermal stability tests for hydraulic oil.

(●) conventional oil

(▲) hydraulic oil with dispersant (A)

a) Operating temperature: 120°C

b) " " : 160°C

(Nippon Oil)

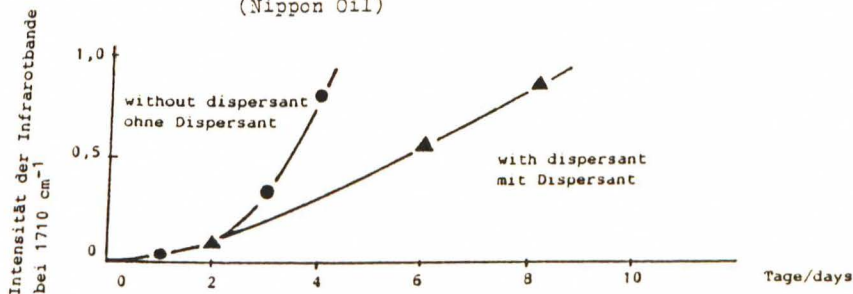


Bild 8: Einfluß des Hydrauliköl-Dispergiermittels (A) auf die Intensität der charakteristischen IR-Bande bei 1710 cm⁻¹, die den im Wärmebeständigkeitsversuch bei 160°C gebildeten Öloxidationsprodukten entspricht. (Quelle: Nippon Oil)

Effect of hydraulic oil dispersant (A) on the intensity of the characteristic infrared band at 1710 cm⁻¹ which corresponds to oxidation products from the oil in the thermal stability test at 160°C. (Nippon Oil)

Bei den durchgeführten Wärmebeständigkeitstests (ähnlich dem Cincinnati-Milacron Test) mit Katalysator aus Eisen-/Kupferdrahtspule setzte die Schlammbildung bei Hydraulikölen mit Dispersant A bei 120°C und 160°C etwa dreimal später ein. Siehe Bild 7a u. b.

Bild 8 zeigt die Veränderung der Absorption bei 1710 cm^{-1} während eines Tests, der bei 160°C für Hydraulikflüssigkeiten mit und ohne Dispersant (A) durchgeführt wurde. Die Absorptionskraft bei 1710 cm^{-1} entspricht einer bestimmten Menge an organischen Säuren, die sich durch die Oxidationsprodukte des Öles gebildet haben. Es zeigt sich deutlich, daß mit Dispersant (A) weniger Oxidationsprodukte im Öl gebildet werden als ohne Dispergiermittel. Es wird ersichtlich, daß die so konzipierten Öle, d.h. Produkte mit sogenanntem kontrollierten Emulgier- und Demulgiervermögen auch einen starken Einfluß auf die Ermüdungslebensdauer der Wälzlager bei Anwesenheit von wasser haben. Mit anderen Worten, die mit solchen Schmierstoffen geschmierten Wälzlager haben eine längere Lebensdauer.

Öle dieser Konzeption waren und sind immer noch wegen ihrer guten Eigenschaften und ihrer Preiswürdigkeit für die wirtschaftliche Schmierung von öleingespritzten Schraubenverdichtern sehr gut geeignet.

In all den Fällen, in denen durch eine gute Wartung und laufende Überwachung der Ölfüllung eine lange Lebensdauer erwartet werden kann, lassen sich jedoch durch Einsatz von hochwertigen Syntheseölen noch wirtschaftlichere Ergebnisse erzielen.

Literaturhinweise

- /1/ Thoenes H.W. u. Guse W.: Schmieröle für Luftverdichter. Schmiertechnik und Tribologie. Heft 3, 1980.
- /2/ Heine W.: Schmierstoffe für Luftverdichter. Pneumatic Digest, Heft 7 - 8, August 1982.
- /3/ Sayles, R.S. u. Macpherson, P.B.: Influence of wear debris on rolling contact fatigue. ASTM 1982, S. 255 - 274.
- /4/ Schmid Dr. W.A., Daniel G.: Synthetische Schmierstoffe für Luftverdichter. Mineralöltechnik, Heft 10, Okt. 1982.
- /5/ Short G.D.: Development of Synthetics Lubricants for Extended Life in Rotary-Screw Compressors. Lubrication Engineering, Volume 40, 8, 463 - 470; 1984.
- /6/ Baumann H. u. Pfennig F.: Enge Spalte auf Dauer eingehalten - zum Beispiel Schraubenkompressoren. FAG-Wälzlagertechnik 1984-2.
- /7/ Heine W.: Synthetische Verdichteröle zur Verringerung von Wartungs- und Schmierungskosten. techno-tip, 16. Jahrg. Heft 5, 1986.
- /8/ Mitsuo Okada and Masatada Samashita: Development of an Extended-Life Hydraulic Fluid. ASLE, Volume 43, 6, 459 - 466, 1986.
- /9/ Rohde W.: Lebenserwartung öleingespritzter Schraubenkompressoren. AC-Druckluftkommentare 1/1987.
- /10/ Bartz W.J.: Synthetische Schmierstoffe und Arbeitsflüssigkeiten - Eine Übersicht. Techn. Arbeitstagung Hohenheim 25./27.3.1987.
- /11/ Heine W.: Betriebsverhalten synthetischer Verdichterschmierstoffe. Mineralöltechnik, Heft 12, Nov. 1988.
- /12/ Hörning, W. u. Voll, H.: Hochgeschwindigkeitsbearbeitung scheitert nicht an den Wälzlager-Spindeleinheiten. Wälzlagertechnik (FAG) 1988-1.
- /13/ Lorösch, H.-K.: Abgestimmte Wärmebehandlung minimiert Lagerverschleiß. Wälzlagertechnik (FAG) 1988-2.
- /14/ Zbinden, B.: Sauberkeit von Hydraulikölen. AK-Schrifttumsauswertung Schmierungstechnik, Bericht Nr. 13 - 88, 1. Juli 1988.
- /15/ Goss, R. u. Joannides, E.: Betriebsverhalten von Wälzlagern - Prüfeinrichtungen u. -möglichkeiten. SKF-Kugellg.-Zeitschr. Sonderausg. 89.
- /16/ Joannides, E. u. Jacobson, B.: Verunreinigungen im Schmierstoff verkürzen die Lagerlebensdauer. SKF-Kugellg.-Zeitschr. Sonderausg. 89.
- /17/ Heine, W.: Beeinflussung der Wartungsintervalle bei Kompressoren über den Verdichterschmierstoff. MM Maschinenmarkt, Nr. 28, Juli 1990.