

Wälzlagerschmierung mit Fett bei niedrigen Temperaturen

Vom Fachbereich Maschinenbau
der Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur
genehmigte
Dissertation

von

Dipl.-Ing. Jens Gerstenberger
geboren am 14.01.1966 in Hannover

2000

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. G. Poll
2. Referent: Prof. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. E. h. G. Voß
Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. G. P. Merker
Tag der Promotion: 21. Januar 2000

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT) der Universität Hannover.

Meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Poll gilt mein besonderer Dank für die Anregung sowie die stets gewährte fachliche und persönliche Unterstützung und Förderung der Arbeit.

Herrn Prof. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. E. h. G. Voß danke ich für die freundliche Übernahme des Korreferates.

Herrn Prof. Dr.-Ing. G. P. Merker danke ich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Weiterhin danke ich allen Mitarbeitern und studentischen Hilfskräften des IMKT, die mich bei den Untersuchungen unterstützt haben.

Für die gewährte finanzielle Unterstützung der Arbeit gilt mein Dank der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.

Jens Gerstenberger

Abstract

Jens Gerstenberger:

Wälzlagerschmierung mit Fett bei niedrigen Temperaturen

Aufgrund einer Vielzahl technischer und ökonomischer Vorteile werden ca. 90 % aller Wälzlager mit Fett geschmiert. Zur richtigen Auswahl eines Schmierfettes für den Einsatz bei niedrigen Temperaturen ist die Kenntnis der unteren Temperatureinsatzgrenze des Schmierfettes erforderlich, die derzeit auf der Grundlage des Fließdruckes bestimmt wird. Erfahrungen aus der Industrie haben gezeigt, daß eine Fettschmierung bei dauerhaft niedrigen Temperaturen versagen kann, obwohl die Betriebstemperatur der Lagerung weit oberhalb der unteren Temperatureinsatzgrenze des Schmierfettes liegt. Zielsetzung der vorliegenden Arbeit war es daher, den Betrieb fettgeschmierter Wälzlager unter dem Einfluß dauerhaft niedriger Temperaturen zu untersuchen.

Für die Untersuchungen wurde ein leistungsfähiger Prüfstand aufgebaut, mit dem sich für die im Wälzlager zu prüfenden Fette realistische Betriebsbedingungen hinsichtlich des Temperaturniveaus und der Temperaturkonstanz sowie der Belastung und Drehzahl simulieren lassen.

Auf der Grundlage von Dauerversuchen mit drei handelsüblichen Fetten wurde in enger Zusammenarbeit mit führenden Spezialisten der deutschen Wälzlager- und Schmierstoffindustrie ein dynamisches Prüfverfahren erarbeitet, mit dem eine Unterscheidung von Fetten hinsichtlich ihrer Eignung für dauerhaft niedrige Temperaturen möglich ist. Das gefundene Verfahren soll Eingang in die deutsche Normung finden.

Aus einem Vergleich der Ergebnisse der Dauerversuche mit den chemisch-physikalischen Kennwerten der Versuchsfette konnte ein Zusammenhang zwischen der statischen Ölabgabe der Versuchsfette und den in den Dauerversuchen erreichten Laufzeiten hergestellt werden.

Aufbauend auf den Dauerversuchen wurden Untersuchungen zum Start- und Laufreibungsmoment fettgeschmierter Kegelrollenlager in Abhängigkeit der Parameter Temperatur, Drehzahl und Belastung durchgeführt. Abhängig von der Fettsorte und der Höhe der Belastung wurde ein unterschiedliches Reibungsverhalten festgestellt. Die Messungen ergaben, daß die Berechnungsgleichungen der Wälzlagerhersteller zur Ermittlung des Reibungsmomentes im Bereich niedriger Temperaturen keine verwertbaren Ergebnisse liefern, da sie den Temperatureinfluß ausschließlich über die Viskosität des Grundöles berücksichtigen. Es wurde festgestellt, daß das Reibungsmoment im Bereich niedriger Temperaturen neben der Grundölviskosität auch wesentlich vom Scherwiderstand des Fettes beeinflusst wird.

Mittels der UV-induzierten Fluoreszenz wurde die Schmierstoffversorgung der Rollenstirnfläche eines Kegelrollenlagers in Abhängigkeit von der Fettsorte, Temperatur und Belastung untersucht, da sich ein Versagen der Schmierung in der Regel in der Schädigung dieses Kontaktes auswirkt. Es konnte ein signifikanter Unterschied der untersuchten Fette hinsichtlich der Versorgung des Kontaktes festgestellt werden, der in Übereinstimmung mit dem unterschiedlichen Verhalten der Fette bei dauerhaft niedrigen Temperaturen steht.

Abstract

Jens Gerstenberger:

Rolling bearing lubrication with grease at low temperatures

Grease possesses a multitude of technical and economic advantages and as a result around 90% of all rolling bearings are lubricated with grease. To be able to select the correct lubricating grease for use at low temperatures, knowledge of the lowest temperature limit at which the lubricating grease can be used is necessary; this is done at present on the basis of flow pressure. Experience in industry has shown that lubrication with grease may fail if temperatures are constantly low, although the operating temperature of the bearing may lie far above the lowest temperature limit of the lubricating grease. The aim of the present work was thus to study the operation of grease-lubricated bearings under the influence of constantly low temperatures.

For the investigations, a powerful testing bench was set up using which realistic operating conditions for the greases and rolling bearings can be simulated in terms of temperature level and temperature constancy as well as load and speed.

On the basis of long-time tests with three commercially available greases, we worked in close co-operation with leading specialists in the German rolling-bearing and lubricant industry to develop a dynamic testing procedure which allows greases to be distinguished with regard to their suitability for constantly low temperatures. The procedure discovered will be included in the German standards.

From a comparison of the results of long-time tests with the chemical and physical characteristics of the test greases, it was possible to establish a relationship between the test greases' static release of oil and the running times achieved in the long-time tests.

On the basis of the long-time tests, studies were carried out on the starting and running friction torque of grease-lubricated tapered rolling bearings as a function of the parameters temperature, speed and load. Depending on the type of grease and the extent of the load, differences in friction behaviour were detected. The measurements showed that the equations used by rolling bearing manufacturers to compute the friction torque in the low-temperature range do not provide useful results, since they take into account the influence of temperature solely concerning the viscosity of the base oil. It was discovered that the friction torque in the low-temperature range in addition to the base-oil viscosity is also considerably influenced by the shear resistance of the grease.

Using UV-induced fluorescence, the lubricant supply of the roller ends as a function of grease type, temperature and load was investigated, since lubrication failure generally has a damaging effect on this contact. A significant difference in the greases studied was detected with regard to the supply of the contact, and this difference is in agreement with the different behaviours of the greases at constantly low temperatures.

Schlagworte:

Wälzlager, Fettschmierung, Tiefe Temperaturen

Rolling Bearing, Grease Lubrication, Low Temperature

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis.....	III
Nomenklatur	V
1 Einleitung.....	1
2 Stand des Wissens	4
2.1 Schmierzustände im Wälzlager	4
2.2 Schmierfettaufbau und -auswahl.....	5
2.3 Mechanismus der Fettschmierung	8
2.4 Wälzlagerfettschmierung bei tiefen Temperaturen.....	12
2.5 Kennwerte zur Beurteilung der Tieftemperatureignung	19
2.5.1 Fließdruck von Schmierfetten nach DIN 51 805	19
2.5.2 Förderverhalten von Schmierfetten nach DIN 51 816-1	20
2.5.3 Scheinbare dynamische Viskosität nach ASTM D 1092	20
2.5.4 Scheinbare dynamische Viskosität nach E DIN 51 810.....	20
2.5.5 Tieftemperaturdrehmoment nach IP 186/93 bzw. ASTM D 1478.....	21
2.5.6 Ölabscheidung nach DIN 51817	21
2.5.7 Tieftemperatur-Drehmoment fettgeschmierter Radsatzlager nach ASTM D 4693-97	22
2.6 Fazit.....	22
3 Theoretische Grundlagen	23
3.1 Reibungsmomente bei Wälzlagern	23
3.1.1 Bestimmung der kinematischen Viskosität.....	28
3.2 Kinematik der Kegelrollenlager.....	30
3.3 Elektrische Verfahren zur Beurteilung des Schmierzustandes in Wälzlagern ...	32
3.4 Einsatz der Fluoreszenz zur Untersuchung des Schmierzustandes	35
3.4.1 Allgemeine Grundlagen	35
4 Experimentelle Untersuchungen	38
4.1 Prüfstand	38
4.1.1 Aufbau.....	38
4.1.2 Meßsystem zur Bestimmung des Lagerwiderstandes	41

4.1.3	Meßsystem zur optischen Untersuchung des Schmierungszustandes.....	44
4.1.4	Meßsystem zur Bestimmung des Schlupfes.....	46
4.2	Versuchslager.....	46
4.3	Versuchsfette.....	47
4.4	Versuchsergebnisse.....	47
4.4.1	Dauerversuche.....	47
4.4.1.1	Vorschlag für ein Prüfverfahren zur Ermittlung der unteren Temperatureinsatzgrenze von Schmierfetten.....	55
4.4.2	Vergleich zwischen Laborkennwerten der Versuchsfette und den Ergebnissen der Dauerversuche	57
4.4.3	Temperaturmessungen am Innenring	60
4.4.4	Untersuchung des Schmierungszustandes mittels Fluoreszenz	64
4.4.4.1	Auswertung und Darstellung der Ergebnisse.....	67
4.4.4.2	Vergleichende Untersuchungen für Fett A und B.....	68
4.4.4.3	Zusammenfassung und Bewertung der Fluoreszenzuntersuchungen	76
4.4.5	Reibungsmomente unter dem Einfluß von Drehzahl, Temperatur und Belastung.....	76
4.4.5.1	Lauf-Reibungsmomente.....	76
4.4.5.2	Start-Reibungsmomente.....	85
5	Zusammenstellung und Interpretation der Ergebnisse.....	90
6	Zusammenfassung und Ausblick.....	95
7	Literaturverzeichnis.....	97

Nomenklatur

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
a	--	lagerabhängiger Exponent
b	--	lagerabhängiger Exponent
C	N	dynamische Tragzahl
C_0	N	statische Tragzahl
c	m/s	Lichtgeschwindigkeit
c_F	mol/dm ³	Farbstoffkonzentration
D	mm	Wälzkörperdurchmesser
D	s ⁻¹	Geschwindigkeitsgefälle
D_{we}	mm	großer Durchmesser der Kegelrolle
d	mm	Lagerbohrungsdurchmesser
d_m	mm	mittlerer Lagerdurchmesser
E	J	Energie
F	N	resultierende Lagerbelastung
F_{ax}	N	Axialbelastung
F_a	N	Axialkomponente der dynamische Lagerbelastung
F_r	N	Radialkomponente der dynamischen Lagerbelastung
f_a	--	Beiwert in Abhängigkeit von der Axiallast F_a und vom Schmierungszustand
f_0	--	von der Lagerbauart und der Schmierungsart abhängiger Beiwert
f_1	--	von der Lagerbauart und der Belastung abhängiger Beiwert
h	J·s	<i>Planck</i> -Konstante
I_0	J	Intensität des Anregungslichtes
I_F	J	Intensität des Fluoreszenzlichtes
i	--	Übersetzung
K	mm ² /s	Konstante
m	mm ² /K·S	Richtungskonstante der Viskositätsgeraden
M	Nmm	Bohrreibungsmoment
M	Nmm	Reibungsmoment des Lagers

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
M_0	Nmm	lastunabhängiges Reibungsmoment
M_1	Nmm	lastabhängiges Reibungsmoment
M_{L_k}	Nmm	Losbrechmoment axial belasteter Kegelrollenlager
M_{L_s}	Nmm	Losbrechmoment axial belasteter Schrägkugellager
n	min^{-1}	Drehzahl
$n_{k, \text{ist}}$	min^{-1}	gemessene Drehzahl des Käfigs
$n_{k, \text{theor}}$	min^{-1}	theoretische Drehzahl des Käfigs
P	N	äquivalente dynamische Lagerbelastung
P_R	W	Reibleistung
P_0	N	äquivalente statische Belastung
P_1	N	für das lastabhängige Reibungsmoment maßgebende Belastung
\dot{Q}	W	Wärmestrom
Q_F	-	Quantenausbeute
R	Ohm	Widerstand
r	mm	Radius
S	s^{-1}	Schergefälle
S	%	Schlupf des Rollensatzes
T	K	absolute Temperatur
T	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur am Lageraußenring
T	Nm	Moment
T_{20}	Nm	Lauf-Reibungsmoment nach 20 Sekunden
T_{max}	Nm	Start-Reibungsmoment
t	s	Zeit
t	h	Versuchsdauer
v	mm/s	Geschwindigkeit
Y	--	Axialfaktor
Z	--	Anzahl Wälzkörper

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
α	°	Kontaktwinkel
α_0	°	Nenn-Druckwinkel
β	°	Innenring-Laufbahnwinkel
δ	mm	Weglänge des Lichtstrahls im absorbierenden Medium
ε	m ² /mol	molarer Extinktionskoeffizient
η	Pa·s	absolute bzw. dynamische Viskosität
η	Pa·s	scheinbare dynamische Viskosität eines Schmierfettes
φ	°	Rollenwinkel
κ	--	Viskositätsverhältnis
λ	m	Wellenlänge des Lichtes
μ	--	Reibungszahl
ν	mm ² /s	kinematische Viskosität
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit

Indizes

Index	Bezeichnung
A	Außenring
a	Außenring
B	Bord
G	Gehäuse
I	Innenring
i	Innenring
L	Lager
W	Welle
innen	am Innenring
max	maximal
start	Start
1,2	Zählindex

Abkürzungen

Abkürzung	Bezeichnung
-----------	-------------

AR	Außenring
----	-----------

GW	Grauwert
----	----------

IR	Innenring
----	-----------

Px	Pixel
----	-------

WK	Wälzkörper
----	------------

1 Einleitung

Wälzlager gelten als sehr sichere Maschinenelemente, da nach den Beobachtungen der Wälzlagerhersteller und den Statistiken der Versicherungswirtschaft nur max. 0,5 % der weltweit produzierten und eingebauten Lager durch Schäden ausfallen. Von diesen Wälzlagerschäden entfallen 38,5 % ($\approx 0,1925$ % aller Lager) auf eine falsche Schmierstoffwahl, auf Schmierstoffalterung und auf Mangelschmierung (Bild 1).

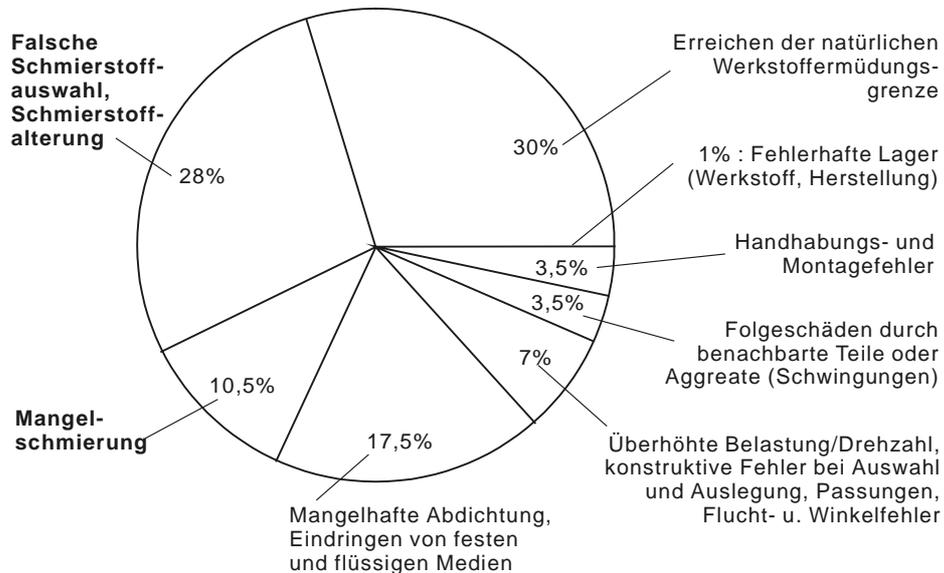


Bild 1: Prozentuale Verteilung der Wälzlagerschäden nach [1]

Die Mehrzahl aller Wälzlager (ca. 90 %) werden mit Fetten geschmiert, da diese Schmierungsart eine Reihe von Vorteilen bietet. Der konstruktive und der spätere wartungstechnische Aufwand ist bei der Fettschmierung im allgemeinen deutlich geringer als bei Ölschmierung. Schmierfett kann in der Lagerstelle leichter zurückgehalten werden, vor allem auch bei schräger und senkrechter Anordnung der Lagerachse. Außerdem trägt es aufgrund seiner Eigenschaften zur Abdichtung der Lagerstelle gegenüber Verunreinigungen, Feuchtigkeit oder Wasser bei.

Die Eigenschaften eines Schmierfettes werden bestimmt durch die Art und Menge des Dichtungsmittels, die Art und Viskosität des Grundöles sowie den Herstellungsprozeß. Zusätzlich werden Oxidationsschutz, Alterungsschutz und das Lasttragevermögen durch geeignete Additive verbessert. Dem Reinheitsgrad, der thermischen Beständigkeit sowie dem Verhalten gegenüber Dichtungs- und Kunststoffmaterialien kommt eine besondere Bedeutung zu. Weiterhin spielt die Einsatztemperatur des Schmierfettes, die in der Regel der Betriebstemperatur des Wälzlagers entspricht, eine entscheidende Rolle für das Betriebsverhalten.

Für die Wälzlagerschmierung eignen sich alle Schmierfette auf Mineral- und Syntheseölbasis, die die Anforderungen nach DIN 51 825 [2] erfüllen. Die einzusetzende Schmierfettart wird wesentlich durch die vorliegenden Betriebsbedingungen bestimmt. Zu den Betriebsbedingungen gehören die Belastung, die Drehzahl, die Temperatur und weitere äußere Einflüsse. Bei den Temperaturen unterscheidet man zwischen Umgebungs- und Betriebstemperaturen. Normale Umgebungstemperaturen schließen den Bereich von +5 °C bis +35 °C ein.

Die Betriebstemperatur einer Wälzlagerung resultiert aus dem Gleichgewicht zwischen der im Lager durch Reibung entstehenden Reibleistung P_R und der Summe der Wärmeströme \dot{Q}_W und \dot{Q}_G (Bild 2).

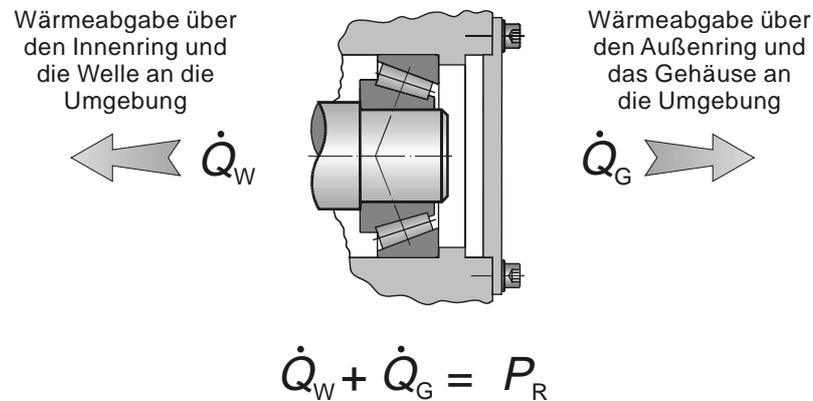


Bild 2: Vereinfachte Darstellung des Wärmestroms bei Wälzlagern

Bei gleicher dissipierter Energie führen niedrige Umgebungstemperaturen zu niedrigeren Betriebstemperaturen, hohe Umgebungstemperaturen führen zu höheren Betriebstemperaturen. Unter einem „normalen“ Betriebstemperaturbereich versteht man die Spanne von $+40\text{ °C}$ bis $+80\text{ °C}$, gelegentlich auch bis $+150\text{ °C}$ [3], [4]. Zur richtigen Auswahl des Schmierfettes für die sich einstellende Betriebstemperatur geben die Hersteller für ihre Produkte den sog. Gebrauchstemperaturbereich an (Bild 3), in dem eine sichere Funktion der geschmierten Bauteile innerhalb der berechneten Fettgebrauchsdauer gewährleistet ist. Der Gebrauchstemperaturbereich wird durch die obere Gebrauchstemperatur und die untere Gebrauchstemperatur begrenzt.

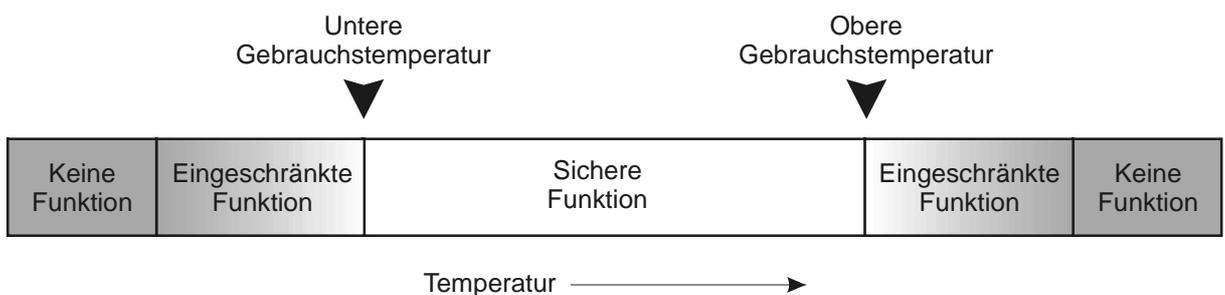


Bild 3: Gebrauchstemperaturbereich von Schmierfetten

Der Einsatz eines Schmierfettes nahe der oberen Temperaturgrenze des Gebrauchstemperaturbereichs führt in der Regel zu einer niedrigeren Fettgebrauchsdauer und macht entsprechend häufige Fettwechsel erforderlich. Die obere Gebrauchstemperatur für Dauerschmierung wird aus den auf dem FAG-Wälzlagerfett-Prüfgerät FE 9 nach DIN 51 812 Teil 1 und 2 [5] erreichten Mindestlaufzeiten abgeleitet. Oberhalb einer ebenfalls fettsspezifischen Grenze kann das Fett seine Funktion gar nicht mehr wahrnehmen.

Im Bereich niedriger Temperaturen sind ebenfalls Funktionsgrenzen eines Schmierfettes vorhanden. Unterhalb der unteren Gebrauchstemperatur ist ein Dauerbetrieb der Lagerung ohne Schäden nicht möglich, da eine vollständige Trennung der Wälzkontakte des Lagers nicht

gewährleistet ist. Ein Start des Lagers aus diesem Temperaturbereich heraus ist jedoch möglich und bei entsprechender Konstellation von Wälzlagerreibung und Umgebungstemperatur wird sich alsbald eine geeignet hohe Betriebstemperatur einstellen. Unterhalb der unteren Funktionsgrenze ist ein Start des Wälzlagers nicht mehr möglich oder führt zum sofortigen Ausfall der Lagerung.

Für die Bestimmung der unteren Gebrauchstemperatur gibt es derzeit kein geeignetes Prüfverfahren. Bisherige Untersuchungen zur Fettschmierung bei niedrigen Temperaturen berücksichtigen primär den Start in stark unterkühlter Umgebung oder den Betrieb bei niedriger Belastung und niedriger Drehzahl. Gegenstand der vorliegenden Arbeit war es, den dauerhaften Betrieb fettgeschmierter Wälzlager unter realistischen Einsatzbedingungen hinsichtlich Belastung und Drehzahl in einem Temperaturbereich von $\approx -15\text{ C}$ bis $+10\text{ °C}$ zu untersuchen. Hierbei standen folgende Ziele im Vordergrund:

- Entwicklung eines dynamischen Prüfverfahrens zur Bestimmung der unteren Gebrauchstemperatur von Schmierfetten,
- Analyse des Schmierungsvorganges und der Versagensmechanismen bei der Fettschmierung unter dem Einfluß niedriger Temperaturen,
- Ermittlung sich einstellender Reibungsmomente in Abhängigkeit von der Belastung, der Drehzahl und der Temperatur.

2 Stand des Wissens

2.1 Schmierzustände im Wälzlager

Hauptaufgabe des Schmierstoffes im Wälzlager ist es, eine metallische Berührung der Roll- und Gleitflächen zu verhindern oder zu mindern. Hierdurch werden Reibung und Verschleiß gering gehalten.

In Abhängigkeit von

- der Lagerbauart,
- der Kontaktgeometrie der Wälzpartner,
- der Lagerdrehzahl,
- der Lagerbelastung,
- der Temperatur,
- der geometrischen Gestaltung der Lagerumgebung,
- dem Schmierstoff und
- der zur Verfügung stehenden Schmierstoffmenge

treten im Wälzlager hauptsächlich die in Bild 4 dargestellten Schmierzustände auf.

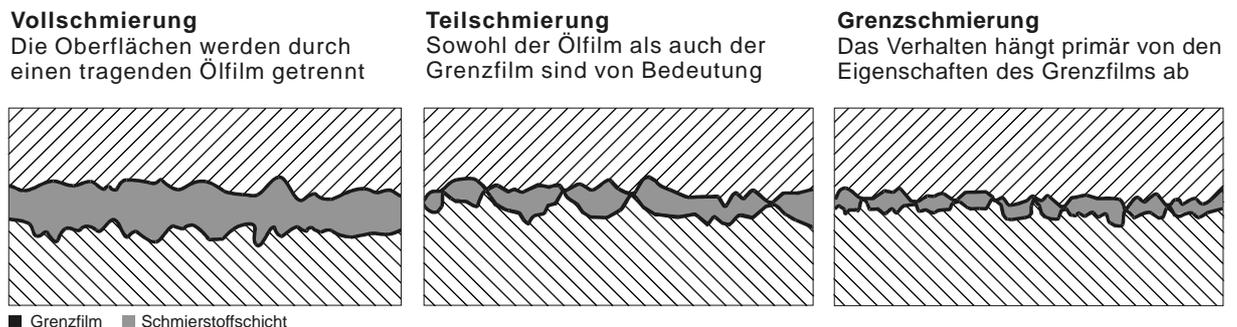


Bild 4: Schmierzustände im Wälzlager [6]

Bei der Vollschmierung sind die sich relativ zueinander bewegend Oberflächen vollständig durch einen tragenden Schmierfilm getrennt. Es herrscht nahezu reine Flüssigkeitsreibung. Dieser Schmierzustand ist hinsichtlich Reibung und Verschleiß optimal und sollte für den Dauerbetrieb stets angestrebt werden.

Bei der Teilschmierung kommt es aufgrund einer zu geringen Schmierfilmdicke in Teilbereichen zu Festkörperkontakten. In der Folge tritt Mischreibung auf, ein Zustand, bei dem Festkörperreibung und Flüssigkeitsreibung nebeneinander vorliegen.

Mit steigender Anzahl von Festkörperkontakten gelangt der tribologische Kontakt in den Bereich der Grenzschnierung. Hier können sich aus den dem Schmierstoff zugesetzten Additiven unter dem Einfluß hoher Drücke und hoher Temperaturen an den Kontaktstellen schmierfähige Reaktionsprodukte bilden, die eine dünne Grenzschicht entstehen lassen.

Die drei Schmierzustände Vollschmierung, Teilschmierung und Grenzschmierung treten sowohl bei Öl- als auch bei Fettschmierung auf. Bei der Fettschmierung wird der sich einstellende Zustand bei normalen Betriebsbedingungen primär von der Viskosität des Grundöles bestimmt. Zusätzlich hat auch der Verdicker des Fettes eine Schmierwirkung.

2.2 Schmierfettaufbau und -auswahl

Schmierfette werden definiert als feste oder halbflüssige Produkte einer Dispersion aus einem eindickenden Stoff in einem flüssigen Schmiermittel [7]. Sie lassen sich nach unterschiedlichen Gesichtspunkten einteilen [8]:

Nach den zu schmierenden Maschinenelementen in

- Wälz-, Gleit-, und Radlagerfette
- Gelenke- und Getriebefette
- Chassis-Schmierfette
- Stapellauffette

Nach der Anwendung in

- Tief-, Normal- und Hochtemperaturfette
- Mehrzweck-, Normal- und Sonderschmierfette
- Schmierfette mit Hochdruckeigenschaften (EP-Fette)

Die überwiegende Anzahl von Schmierfetten sind sog. einfache Seifen-Schmierfette und bestehen aus:

- Grundöl mit einem Massenanteil von 75-96 %,
- Verdicker mit einem Massenanteil von 4-20 %,
- Wirkstoffen (Additiven) mit einem Massenanteil von 0-5 % [8].

Bei der Herstellung von Schmierfetten wird bei verhältnismäßig hoher Temperatur die Fettsäure im Grundöl gelöst und anschließend das entsprechende Metallhydroxid zugegeben. Nach Verkochen des bei der Reaktion entstehenden Wassers



läßt man das Schmierfett definiert abkühlen. Als Metallverbindungen eignen sich für die Schmierfetherstellung Hydroxide von Natrium, Lithium, Calcium und – in untergeordnetem Maße – Barium sowie Aluminium. Die langkettigen Fettsäuren stammen aus pflanzlichen (z.B. Rizinusöl) oder tierischen Fetten (z.B. Talg, Tran) und können hydriert sein (z.B. 12-Hydroxystearinsäure aus Rizinolsäure).

Gelegentlich werden neben langkettigen Fettsäuren auch kurzkettige Säuren, wie Essigsäure, Propionsäure usw. eingesetzt. Es entstehen dann sog. Komplexseifen [3].

Die Seifenverbindungen bilden ein faseriges Gerüst, welches das Schmieröl festhält.

Öl und Verdicker bestimmen gemeinsam die Eigenschaften des Schmierfettes. Durch sie sind folgende Eigenschaften festgelegt:

- Höhe der Zersetzungstemperatur,
- Resistenz gegenüber aggressiven Flüssigkeiten und Gasen,
- Strahlenbelastbarkeit,
- Korrosionsschutzeigenschaften,
- Oxidationsstabilität,
- Ölabscheidung,
- Strukturstabilität,
- Lastaufnahmevermögen,
- Viskositäts-Temperatur-Verhalten,
- Brauchbarkeit in verschiedenen Lagertypen in weiten Drehzahlbereichen,
- Haftvermögen,
- Geräuschverhalten in Lagern,
- Lebensdauer und
- Rohstoffkosten.

Allein durch das Verdicker-System werden vorgegeben:

- Höhe des Tropfpunktes,
- Widerstandsfähigkeit gegenüber Wasser,
- Abdichtungsvermögen und
- weitgehend auch die Höhe der Herstellkosten.

Allein durch das Öl sind festgelegt:

- Verdampfungsverluste,
- Kälteverhalten und
- Verträglichkeit gegenüber Dichtungsmaterialien [8], [9].

Tabelle 1 gibt einen Überblick der Gebrauchseigenschaften von Schmierfetten auf Mineralölbasis.

		Natrium	Lithium	Calcium	Calcium-komplex	Bentonit
Eindickerform		Faser	Faser	Faser	Faser	Plättchen
Faserlänge	µm	100	25	1	1	0,5
Faserdurchmesser	µm	1	0,2	0,1	0,1	0,1
Kurzbezeichnung		langfaserig	mittelfaserig	kurzfaserig	kurzfaserig	kurzfaserig
<i>Eigenschaften</i>						
Tropfpunkt	°C	150 bis 200	170 bis 220	80 bis 100	250 bis 300	rd. 300
Einsatztemperatur						
	obere °C	+120	+140	+60	+100	+150
	untere °C	-30	-40	-35	-30	-20
Wasserbeständigkeit		unbeständig	gut	sehr gut	sehr gut	gut
Walkbeständigkeit	0,1 mm	60 bis 100	30 bis 60	30 bis 60	kleiner 30	30 bis 60
Korrosionsschutz		gut	sehr schlecht	schlecht	schlecht	gut
maximale Einsatzgeschwindigkeit	mm/min	150 bis 250	200 bis 250	150 bis 200	über 250	
<i>Einsatz</i>						
Eignung für Wälzlager		gut	sehr gut	bedingt	bedingt	sehr gut
Eignung für Gleitlager		gut	gut	bedingt		gut
Hauptverwendung		Getriebe-fließfett	Mehrzweck-fett		Mehrzweck-fett	Hochtemperaturfett
Preis		mittel	hoch	niedrig	sehr hoch	sehr hoch

Tabelle 1: Gebrauchseigenschaften von Schmierfetten auf Mineralölbasis [10]

Die Anforderungen an die zur Schmierung von Wälzlagern, Gleitlagern und Gleitflächen verwendeten Schmierfette sind in der Norm DIN 51 825 „Schmierfette K – Einteilung und Anforderungen“ [2] festgelegt. Die Norm klassifiziert die Schmierfette hinsichtlich der Additivierung, der Konsistenz (NLGI-Klasse), der oberen Gebrauchstemperatur, dem Verhalten gegenüber Wasser und der unteren Gebrauchstemperatur.

Bezeichnung	Definition
Schmierfett K	Konsistenter Schmierstoff, der aus Mineralöl und/oder Syntheseöl und einem Dickungsmittel besteht
Schmierfett KP	Schmierfett K mit Wirkstoffen zum Herabsetzen der Reibung und des Verschleißes im Mischreibungsbereich und/oder zur Erhöhung der Belastbarkeit (<u>E</u> xtrême- <u>P</u> ressure-Additivierung).
Schmierfett KF	Schmierfett mit Festschmierstoffzusätzen
Schmierfett KPF	Schmierfett mit Wirkstoffen und Festschmierstoffzusätzen

Tabelle 2: Einteilung der Schmierfette K entsprechend DIN 51 825 [2]

Für Schmierfette entsprechend DIN 51 825 sind neben den sie klassifizierenden Kennwerten eine Reihe von Eigenschaften und Anforderungen festgelegt. Sie müssen von den Fettherstellern mit Hilfe der vorgegebenen Normprüfungen nachgewiesen werden.

Die Auswahl eines Schmierfettes erfolgt nach dem in Bild 5 gegebenen Diagramm in Abhängigkeit vom Belastungsverhältnis P/C , dem Drehzahlkennwert $n \cdot d_m$ und der Lagerbauform.

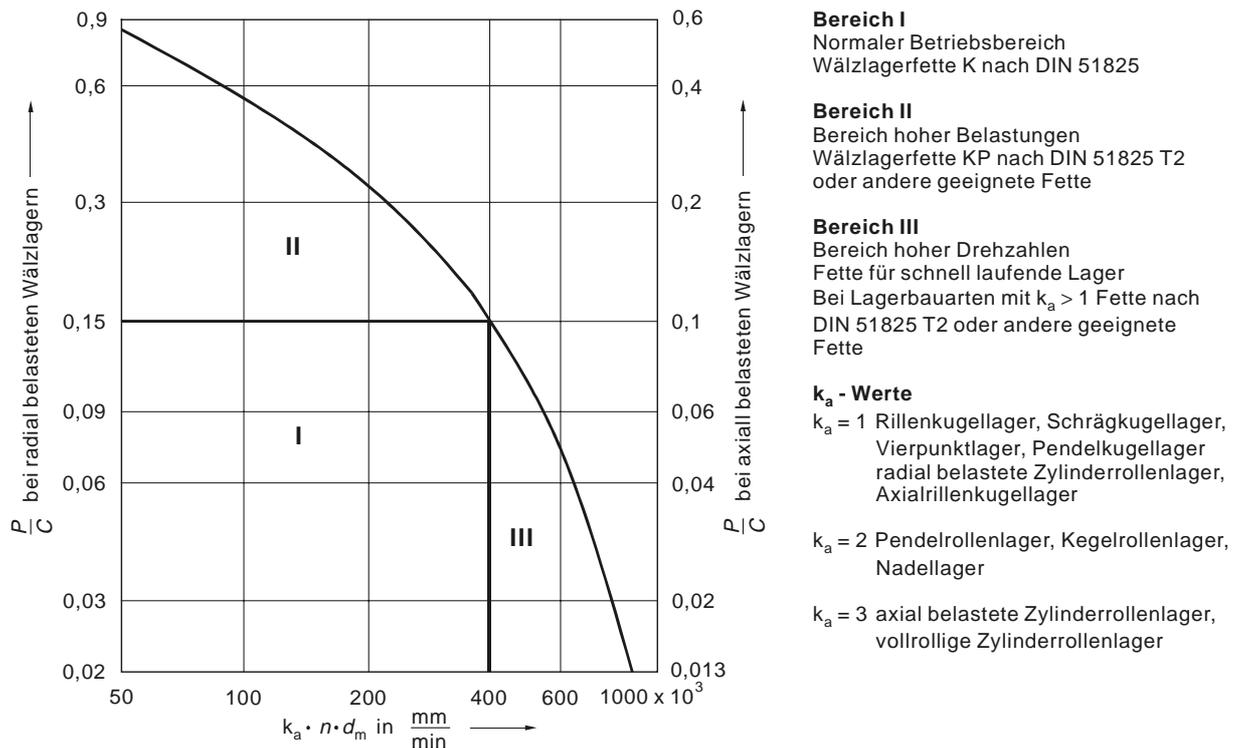


Bild 5: Diagramm zur Fettauswahl [11]

2.3 Mechanismus der Fettschmierung

Ein Großteil der bisher durchgeführten Forschungsarbeiten zur Schmierung von Wälzlagern konzentrierten sich primär auf die Schmierung mit Ölen. Für diese Schmierungsart ist eine genaue Vorhersage der sich einstellenden Schmierfilmhöhen, der Gebrauchsdauer der Öle u.ä. möglich. Über die der Fettschmierung zugrunde liegenden Mechanismen ist heute immer noch relativ wenig bekannt. Die am weitesten verbreitete Theorie geht davon aus, daß das Schmierfett im Lager an die Seiten der Laufbahn gedrückt wird und dort ein Reservoir bildet, welches Öl abgibt und so den Kontakt versorgt [12]. Bei dieser These kann die Ölabgabe des Fettes als Maß für die Schmierfähigkeit des Fettes genommen werden [13].

Eine alternative Sichtweise geht davon aus, daß das überrollte Schmierfett auf der Laufbahn eine hochviskose Schicht bildet, während das restliche Schmierfett aus der Bahn verdrängt wird und beidseitig der Laufbahn als zurückhaltende Dichtung wirkt [14].

In den letzten Jahren haben *Cann et al.* [15], [16], [17], [18] mit ihren Untersuchungen wesentlich zum Verständnis der Fettschmierung beigetragen.

Wälzlager arbeiten im Bereich der Elasto-Hydrodynamischen Schmierung (EHD). Die sich einstellende Filmhöhe wird bestimmt von der Kontaktgeometrie, der Kinematik und den Eigenschaften des Schmierstoffes [19]. Die EHD-Theorie geht davon aus, daß die elastischen Verformungen der Kontaktpartner um ein Vielfaches größer sind als die sich ergebenden Schmierfilmhöhen. Weiterhin wird vorausgesetzt, daß im Einlaß der Kontaktstelle eine ausreichende Menge Schmierstoff zur Verfügung steht. Ist diese Bedingung nicht erfüllt, so tritt ein Zustand der Teil- bzw. Mangelschmierung, sog. „Starvation“ (engl. to starve = hungern) auf und die resultierende Filmhöhe ist erheblich verringert [20], [21].

Bild 6 zeigt die mittels optischer Interferometrie gewonnene Aufnahme eines rollenden Kontaktes in einer Kugel-Scheibe-Apparatur (siehe Bild 7).

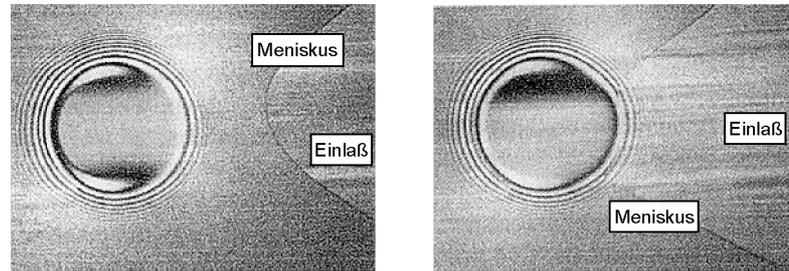


Bild 6: Aufnahmen eines ölgeschmierten Punkt-Kontaktes [18]

Auf der linken Seite ist eine vollständige Versorgung des Kontaktes gewährleistet. Der Meniskus in der Einlaßzone des Kontaktes übt keinen Einfluß auf die zentrale Schmierfilmhöhe aus. Wird die Wälzgeschwindigkeit erhöht oder die Menge des Schmierstoffes verringert, so wandert der Meniskus auf den *Hertz*schen Kontakt zu und es tritt Starvation auf (Bild 6 – rechts). Die zentrale Schmierfilmhöhe ist bedeutend geringer als bei Vollversorgung, während die Filmhöhen beidseits des Kontaktes relativ unbeeinflusst bleiben. Folglich wird die Filmhöhe im Kontakt bestimmt von der Menge und Verteilung des Schmierstoffes auf den Oberflächen [22]. Diese Erkenntnis ist von wesentlicher Bedeutung für das Verständnis der Fettschmierung.

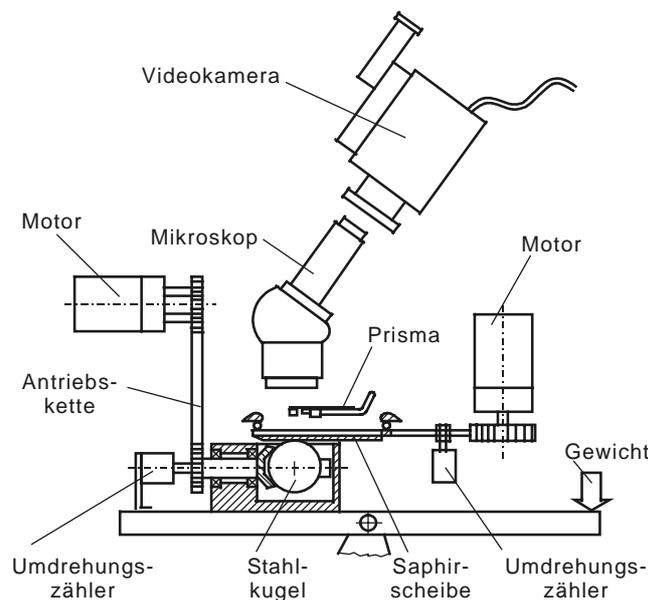


Bild 7: Kugel-Scheibe-Apparatur zur interferometrischen Untersuchung des Schmierfilmaufbaus in Wälzkontakten [23]

Im Gegensatz zu Öl wird Schmierfett beim Überrollen im Kontakt an die Seite gedrückt und gelangt von dort aufgrund seiner Fließeigenschaften nicht in den Kontaktbereich zurück. Sofern keine externen Mechanismen (z.B. Spin der Wälzkörper, Käfig, Vibrationen) für eine Neuverteilung des Schmierfettes sorgen, kommt der spontane Fluß des Schmierstoffes in den Bereich der Einlaßzone zum Stillstand und die Versorgung des Kontaktes erfolgt aus dem Reservoir beidseits der Laufbahn. Die Bildung eines Schmierfilmes im fettgeschmierten

Kontakt wird daher wesentlich stärker beeinflusst von der Fähigkeit des Schmierfettes, eine ausreichende Menge Grundöl zur Nach-Versorgung des Kontaktes abzugeben, als von den Eigenschaften des Grundöles selbst [18].

Bild 8 zeigt das Foto eines fettgeschmierten Kontaktes bei Starvation. Die sich einstellende Filmhöhe im Kontakt repräsentiert ein Gleichgewicht zwischen Schmierstoff, der aus dem Kontakt herausgefördert wird und Schmierstoff, der aus dem Fettreservoir an den Seiten der Laufbahn in den Kontakt gelangt. Die Schmierstoffversorgung wird dabei bestimmt von der Grundölviskosität, der Menge freien Grundöles und der Zeit zwischen den einzelnen Überrollungen. Weiterhin spielen die Oberflächen-Chemie und -Rauheit sowie die Oberflächenspannung des Schmierstoffes eine entscheidene Rolle.

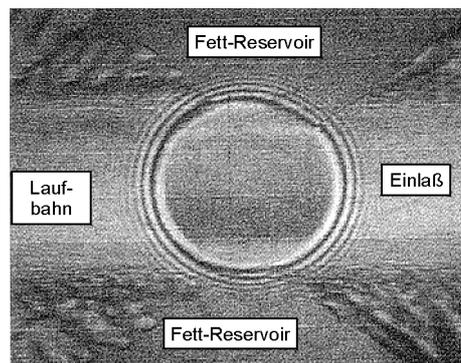


Bild 8: Aufnahme eines fettgeschmierten Kontaktes bei Starvation [18]

Auch die Temperatur im Wälzlager hat einen wesentlichen Einfluß auf den Filmaufbau. Bild 9 zeigt die Filmabnahme eines fettgeschmierten Kontaktes bei zwei Temperaturen und Starvation. Aufgetragen ist die zentrale Schmierfilmhöhe über der Anzahl der Umdrehungen der Scheibe einer Kugel-Scheibe-Apparatur.

Bei 25 °C fällt die Filmhöhe sehr schnell auf Werte von 10-20 nm im Gegensatz zu ca. 450 nm, die sich bei Vollversorgung des Lagers einstellen würden. Bei höheren Betriebstemperaturen nimmt die Viskosität des Grundöles ab und die Ölabgabe sowie der Rückfluß des Schmierstoffes in den Kontakt zu, so daß die Filmhöhe höher ist als bei niedrigen Temperaturen. Dieses Ergebnis ist völlig konträr zu der klassischen EHD-Theorie, die besagt, daß die Filmhöhe mit zunehmender Temperatur und daraus resultierender Abnahme der Grundölviskosität ebenfalls abnimmt.

Neben dem Schmierstoff bestimmen das Wälzlager selbst (Bauart, Geometrie, Größe, Herstellung) und die weiteren Betriebsbedingungen des Wälzlagers (Geschwindigkeit, Last, Betriebszeiten, Häufigkeit und Dauer von Betriebsunterbrechungen, Vibration) die Bildung des Schmierfilms im Lager. Von diesen Parametern hängt Umfang und Häufigkeit der Schmierstoffversorgung des Kontaktes ab.

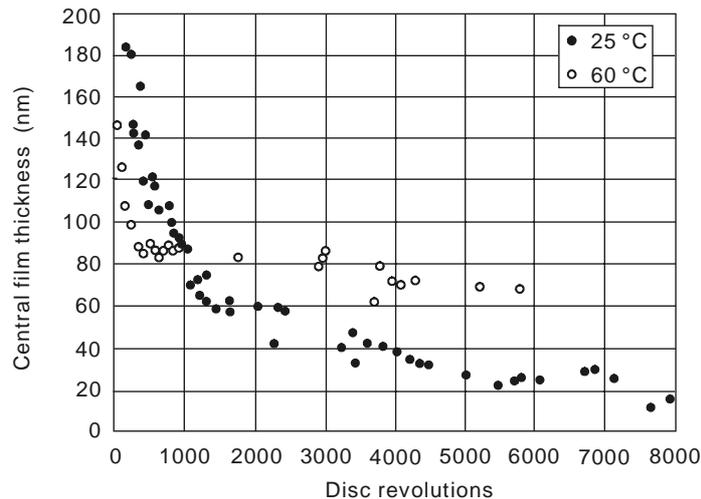


Bild 9: Abnahme der zentralen Schmierfilmhöhe bei Starvation [18]
(11% Lithium-Hydroxystearat Fett, $v = 0,5 \text{ m/s}$, $p = 0,5 \text{ GPa}$)

Eine Haupteinflußgröße für das Entstehen von Starvation ist die Bauform des Lagers. Wälzlager, bei denen ein Transport von Schmierfettmasse in die Laufbahn stattfindet, führen zur Vollschröpfung und die Schmierfilmbildung folgt der klassischen EHD-Theorie. Ein solches Verhalten zeigen z.B. Schrägkugellager, bei denen Spin der Kugeln auftritt. Andere Lager, bei denen kein Rücktransport von Schmierfettmasse in den Kontakt erfolgt (z.B. Rollenlager), laufen immer im Bereich der Starvation und versorgen sich aus dem Fettreservoir.

Die Größe eines Lagers bestimmt die Länge des Weges, den das Öl aus dem Reservoir zur Mitte des Kontaktes zurückzulegen hat. Dieser Weg wird auch beeinflusst von der Geometrie außerhalb des Kontaktes, da hierdurch die Größe und Form des Fettreservoirs mitbestimmt werden.

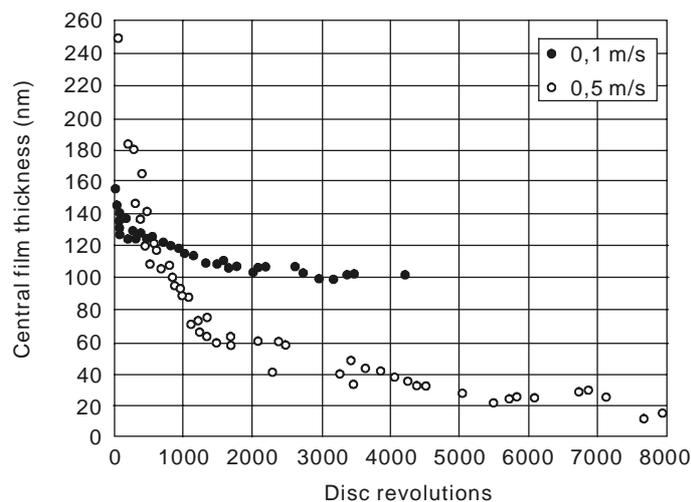


Bild 10: Einfluß der Geschwindigkeit auf die zentrale Schmierfilmhöhe bei Starvation [18]

Weiterhin wird Starvation im fettgeschmierten Wälzlager auch dadurch hervorgerufen, daß der Schmierstoff bei hohen Rollgeschwindigkeiten und der hieraus resultierenden hohen Überrollfrequenz keine Zeit hat, in den Kontakt zurückzufließen. Bild 10 zeigt den Einfluß

der Rollgeschwindigkeit auf die zentrale Schmierfilmhöhe im fettgeschmierten Kontakt bei Vorliegen von Starvation. Aufgetragen ist wiederum die zentrale Schmierfilmhöhe über der Anzahl der Umdrehungen der Scheibe einer Kugel-Scheibe-Apparatur.

Es ist erkennbar, daß die zentrale Schmierfilmhöhe bei 0,5 m/s wesentlich kleiner ist als bei 0,1 m/s. Auch dieser Effekt ist konträr zur normalen EHD-Theorie, bei der die Filmhöhe mit steigender Drehzahl größer wird.

Die oben genannten Besonderheiten der Fettschmierung lassen sich folgendermaßen zusammenfassen:

- Eine Vielzahl fettgeschmierter Wälzlager laufen im Bereich der Teil- bzw. Mangel-schmierung (Starvation).
- Bei Starvation erfolgt die Schmierstoffversorgung ausschließlich aus einem Fettreservoir beiderseits der Laufbahn. Sie wird beeinflußt von den Eigenschaften des Schmierfettes, den chemischen Eigenschaften der Oberflächen, der Art des Wälzlagers und den Betriebsbedingungen.
- Bei Starvation führen höhere Drehzahlen und/oder niedrigere Temperaturen zu einer Verringerung der Schmierfilmhöhe. Dies ist konträr zur klassischen EHD-Theorie.

2.4 Wälzlagerfettschmierung bei tiefen Temperaturen

Bei der Betrachtung der Wälzlagerschmierung mit Fett bei niedrigen Temperaturen sind grundsätzlich zwei Themenkomplexe zu berücksichtigen und voneinander abzugrenzen:

1. Start bei tiefen Temperaturen
2. Dauerhafter Betrieb bei niedrigen Temperaturen

Beim Start eines fettgeschmierten Wälzlagers in einer stark unterkühlten Umgebung (-50 °C bis 0 °C) behindern das zum Teil sehr steife Dickungsmittel des Fettes und die hohe Viskosität des Grundöls ein sofortiges und einwandfreies reibungsarmes Rollen der Wälzkörper im Lager. Im Extremfall ist der zum Antrieb verwendete Motor nicht in der Lage, das zum Anlaufen erforderliche Drehmoment aufzubringen. Gelingt ein Losbrechen der Lagerung, so kommt es häufig zu Schlupf zwischen den Wälzkörpern und den Lagerringen mit den bekannten negativen Begleiterscheinungen. In der Regel führt die beim Anlaufen erzeugte und teilweise schlupfbedingt erhöhte Reibungswärme zu einer sehr schnellen Erwärmung der unmittelbaren Lagerumgebung, so daß die Betriebstemperatur des Lagers nach dem Start sehr schnell in einen Bereich gelangt, in dem der Schmierstoff seine Funktion problemlos wahrnimmt.

Ein dauerhafter Betrieb bei niedrigen Temperaturen liegt dann vor, wenn ein Lager bei einer niedrigen Umgebungstemperatur betrieben wird und die entstehende Reibungswärme sofort in die Umgebung abfließt. In der Folge erwärmt sich die Lagerstelle und mit ihr der Schmierstoff nicht und die sich einstellende Betriebstemperatur entspricht nahezu der Umgebungstemperatur. Liegt die sich einstellende Temperatur unterhalb der unteren Gebrauchstemperatur des verwendeten Schmierfettes, so kommt es unweigerlich zu einem Schaden. Typische

Anwendungsfälle findet man bei Lagerungen in Windkraftanlagen, Komponenten von Schiffsantrieben, Anwendungen im Off-Shore-Bereich, in Tiefkühl-Lagerhäusern, in der Luft- und Raumfahrt und in der Militärtechnik.

Erste Untersuchungen zum Tieftemperaturverhalten von Fetten in Radsatzlagern von Güterzügen führten *Crisp* und *Wells* [24] im Jahr 1963 in einer Klimakammer durch. Sie untersuchten den Einfluß der Grundölviskosität, der Drehzahl, der Konsistenz und der dynamischen Viskosität. Fette mit einer hohen Grundölviskosität führten in der Regel auch zu höheren Reibungsmomenten als Fette mit einer niedrigeren Viskosität. Die Konsistenz der Schmierfette hatte keinen nennenswerten Einfluß auf die gemessenen Reibungsmomente. Der Einfluß der Drehzahl konnte nicht untersucht werden, da sich die Lager bei höheren Drehzahlen (oberhalb von 5 min^{-1}) sehr schnell erwärmten. Hieraus folgerten die Autoren, daß in der Praxis der Bereich der niedrigen Temperaturen sehr schnell überwunden wird und die Lager in einem weniger kritischen Betriebszustand betrieben werden.

Armstrong, *Lindeman* und *Wayne* [25] entwickelten einen Prüfstand zur Messung des Reibungsmomentes fettgeschmierter Kegelrollenlager bei tiefen Temperaturen (Bild 11). Mit dieser Prüfapparatur untersuchten sie handelsübliche Fette mit den Bezeichnungen NLGI A, NLGI B, Al-900-2 und Li-870-2.

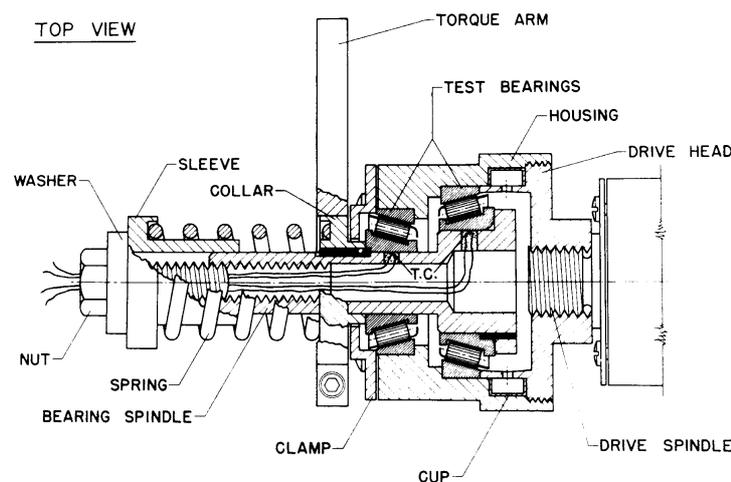


Bild 11: Zeichnung der von *Armstrong et al.* [25] verwendeten Prüfeinheit

Zur Durchführung der Versuche wurde die in Bild 11 dargestellte Prüfeinheit in einer Kühlkammer auf die Prüftemperatur von -56 °C ($= -68 \text{ °F}$) heruntergekühlt. In einer ersten Versuchsreihe wurden die sich ergebenden Reibungsmomente bei einer Drehzahl von 1 min^{-1} sowohl beim Anlaufen als auch nach einer Minute Laufzeit ermittelt.

Das Reibungsmoment der geprüften Kegelrollenlager bei den eingesetzten Schmierfetten (nach einer Minute Laufzeit) ist in Bild 12 dargestellt.

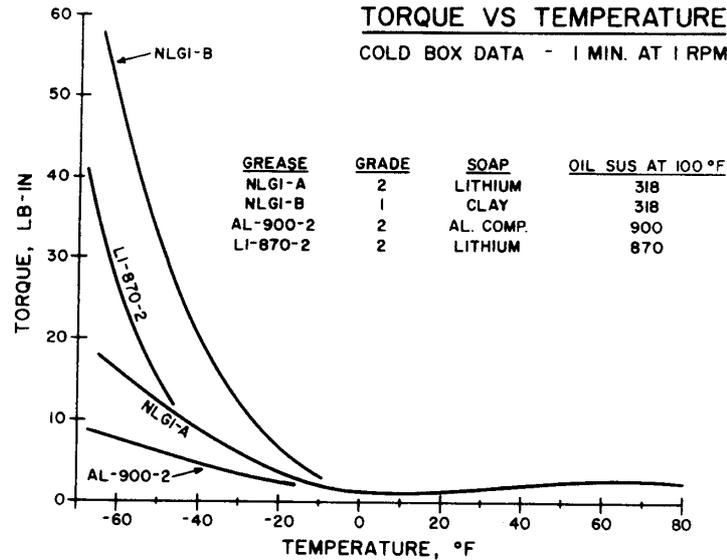


Bild 12: Verlauf des Reibungsmomentes in Abhängigkeit von der Temperatur für verschiedene Fette nach *Armstrong et al.* [25]

Es ist zu erkennen, daß die Reibungsmomente bei allen getesteten Schmierfetten bis zu einer Temperatur von ca. -26 °C ($= -15\text{ °F}$) auf konstant niedrigem Niveau verlaufen. Unterhalb dieser Temperatur steigen die Reibungsmomente deutlich an, wobei die verschiedenen Schmierfette ein sehr unterschiedliches Verhalten aufweisen. Das Fett NLGI B zeigt das ungünstigste Reibungsverhalten bei tiefen Temperaturen, während das Aluminium-Komplexseifenfett zu den geringsten Reibungsmomenten führt. Bei mehrfacher Wiederholung dieser Versuchsreihe mit dem gleichen Fett stellten *Armstrong et al.* bei Temperaturen unterhalb von -40 °C eine zum Teil erhebliche Streuung der Reibungsmomente fest.

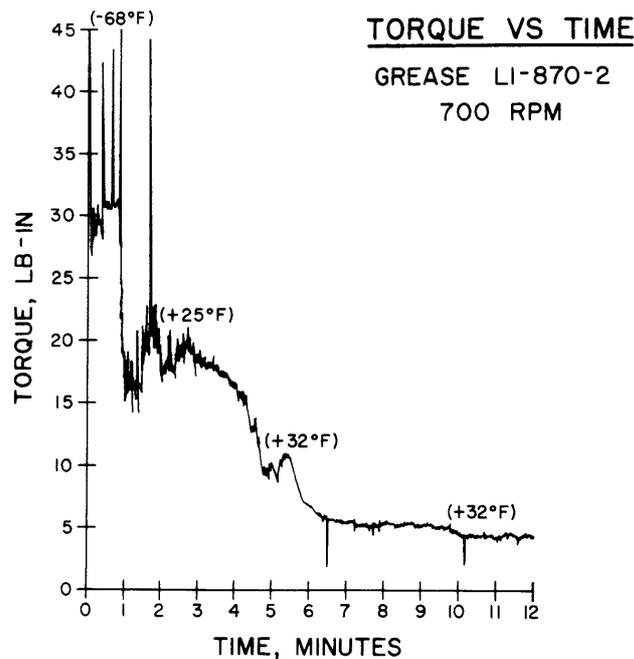


Bild 13: Verlauf des Reibungsmomentes über der Zeit nach *Armstrong et al.* [25]

Weitere Untersuchungen wurden bei 700 min^{-1} und einer Anfangstemperatur des Lagers von $-56 \text{ }^\circ\text{C}$ durchgeführt (siehe Bild 13). Dabei wurde ein rasche Abnahme des Reibungsmomentes bei gleichzeitigem Anstieg der Innenringtemperatur auf $-4 \text{ }^\circ\text{C}$ ($= +25 \text{ }^\circ\text{F}$) festgestellt. Nach 10 Minuten Laufzeit war die Temperatur auf $0 \text{ }^\circ\text{C}$ ($= +32 \text{ }^\circ\text{F}$) angestiegen. Das Reibungsmoment erreichte einen stationären Wert.

Bei abschließenden Versuchen wurde dem Schmierfett Wasser zugegeben. Trotz eines Wassergehaltes von bis zu 2 % ließ sich hierbei kein Einfluß auf das Reibungsmoment feststellen.

Verdura [26] beschreibt in einer Veröffentlichung aus dem Jahre 1971 ausführlich ein Prüfverfahren, welches die General Motors Research Laboratories zur Untersuchung des Reibungsmomentes fettgeschmierter Kegelrollenlager bei tiefen Temperaturen entwickelten.

Bei Versuchen mit diesem Verfahren wurden vergleichende Untersuchungen zwischen den von General Motors bei der Erstbefettung von Kfz-Radsatzlagern verwendeten Fette und anderen gängigen Fetten aus dem Servicebereich (Werkstätten, Tankstellen) angestellt. Hierbei zeigte sich, daß nur 30 % der zur Nachschmierung verwendeten Service-Schmierfette die von General Motors festgeschriebenen Start-Grenzmomente bei $-40 \text{ }^\circ\text{C}$ einhielten, während die bei der Erstbefettung verwendeten Fette alle unterhalb dieser Grenze blieben. Zwar wurde die Zusammensetzung aller getesteten Schmierfette analysiert, jedoch konnten auf der Grundlage der Versuche keine Aussagen über den Einfluß einzelner Fettbestandteile auf das Reibungsmoment bei tiefen Temperaturen gemacht werden.

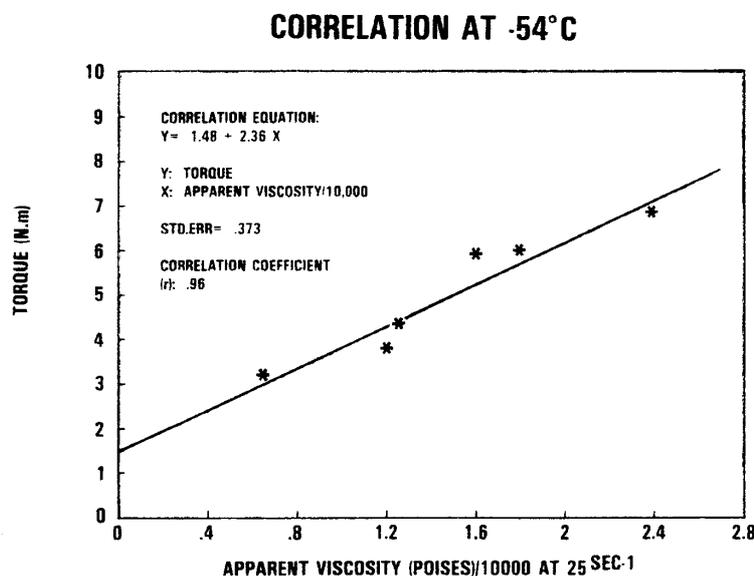


Bild 14: Korrelation zwischen Reibungsmoment und scheinbarer dynamischer Viskosität bei $-54 \text{ }^\circ\text{C}$ [27]

Rhee [27] entwickelte auf der Grundlage des Prüfverfahrens nach ASTM D 4693 [45] (siehe Abschnitt 2.5.7) ein Prüfverfahren zur Untersuchung von Radlagern bei $-54 \text{ }^\circ\text{C}$. Mit diesem Verfahren untersuchte er eine Reihe von Fetten, die sich hinsichtlich der Grundölviskosität, des Grundölytypes und des Verdickers unterschieden. Hierbei wurde festgestellt, daß sich bei allen Fetten ein ähnliches Lauf-Reibungsmoment einstellte, wohingegen sich die Start-Reibungsmomente deutlich unterschieden. Für die scheinbare Viskosität von

5000 . . . 30.000 poises bei einer Scherrate von 25 s^{-1} konnte ein Zusammenhang zum sich einstellenden Reibungsmoment bei $-54 \text{ }^\circ\text{C}$ hergestellt werden (Bild 14).

Lhoest [28] untersuchte den Einfluß der Schmierfettzusammensetzung auf das Start- und Lauf-Reibungsmoment von Wälzlagern mit der Prüfmethode nach ASTM 1478 [42] (siehe Abschnitt 2.5.5). Nach seinen Untersuchungen hängt die Eignung von Schmierfetten auf der Basis mineralischer Grundöle neben der Art des Verdickers wesentlich von dem Verhältnis zwischen paraffin- und naphthenbasischen Anteilen des Grundöles und der richtigen Wahl der Viskosität ab. Für diesen Zusammenhang führte er den Begriff des PNV-Konzeptes (Paraffinic, Naphthenic, Viscosity) ein.

Lindenkamp [29] untersuchte das Kälteverhalten von Schmierfetten unter statischen und dynamischen Bedingungen. Er verwendete hierzu eine FE 8 - Prüfmaschine, deren Prüfkopf in einer Industrie-Kühltruhe eingebaut ist. Eingesetzt wurden vorwiegend Schrägkugellager bei einer Belastung von 10 kN und einer Prüfdrehzahl von $7,5 \text{ min}^{-1}$.

Untersucht wurden insgesamt 14 Modellfette, die sich aus einem paraffinbasischen Grundöl und Lithium-12-Hydroxystearat als Verdicker zusammensetzten. Variiert wurde die Grundölviskosität, der Pour Point, der Verdickergehalt und die Konsistenz.

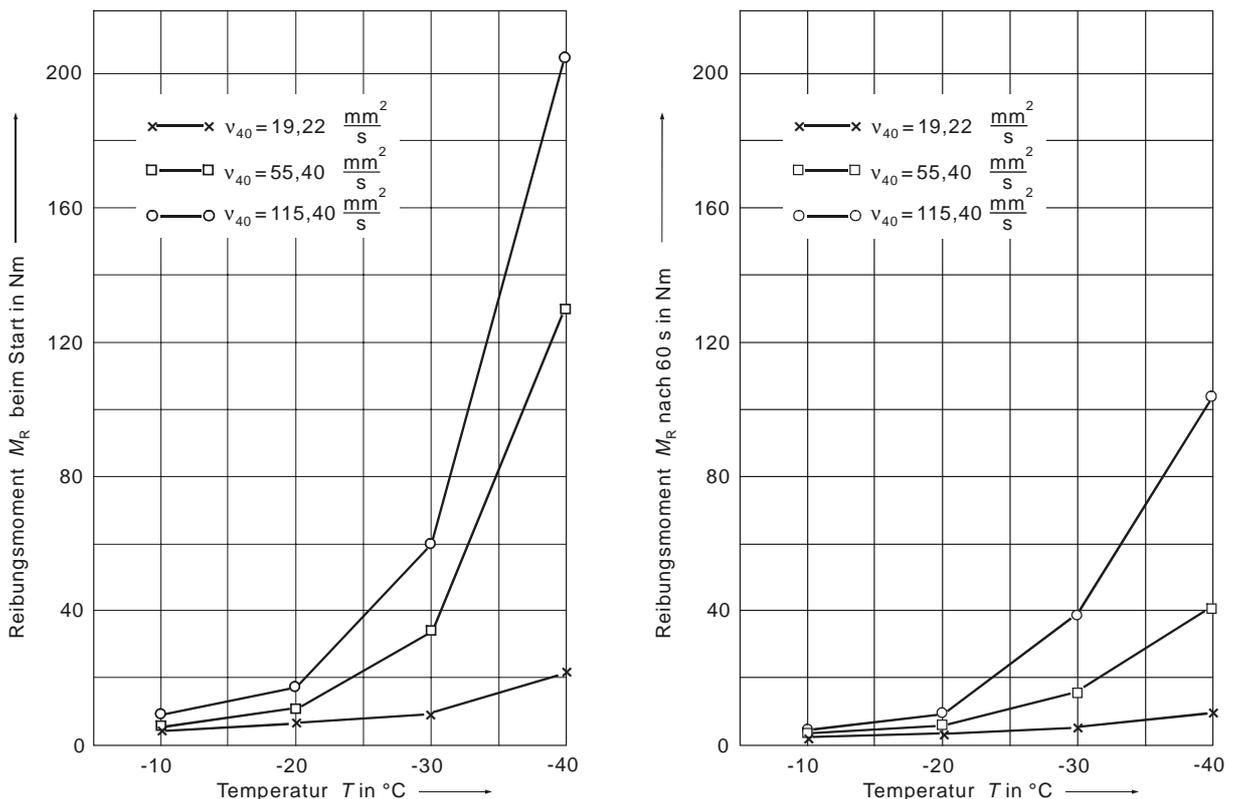


Bild 15: Einfluß der Grundölviskosität auf das Reibungsmoment beim Start und nach 60 Sekunden Laufzeit ($n = 7,5 \text{ min}^{-1}$, $F = 10 \text{ kN}$, Schrägkugellager) nach [29]

Mit diesen Fetten wurden Startversuche im Temperaturbereich von $-10 \text{ }^\circ\text{C}$. . . $-40 \text{ }^\circ\text{C}$ durchgeführt, bei denen das Start-Reibungsmoment und das Reibungsmoment nach 60 Sekunden bestimmt wurde.

Aus den Versuchen stellte sich die Grundölviskosität als entscheidende Größe für das Kälteverhalten der Schmierfette heraus (Bild 15).

Weiterhin wurde festgestellt, daß das Start-Reibungsmoment vom Pour Point des Grundöles beeinflußt wird, sobald die Prüftemperatur unterhalb des Pour Points liegt. Das Reibungsmoment nach 60 Sekunden wurde nur bei tiefsten Prüftemperaturen ($< -40\text{ °C}$) vom Pour Point des Grundöles bestimmt.

Der Seifengehalt übt auf das Start-Reibungsmoment keinen Einfluß aus, das Reibungsmoment nach 60 Sekunden wurde erst bei Temperaturen um -40 °C vom Seifengehalt beeinflußt.

Auch die Konsistenz des Schmierstoffes hatte weder auf das Start-Reibungsmoment noch auf das Moment nach 60 Sekunden einen Einfluß.

Hollatz [30] führte ebenfalls Untersuchungen an Schrägkugellagern in einer vergleichbaren Prüfmaschine durch. Im Gegensatz zu *Lindenkamp* untersuchte er ausschließlich Schmieröle. Die mit Schmierölen gewonnenen Meßwerte sind nur sehr eingeschränkt mit den Meßergebnissen von *Lindenkamp* für Schmierfette vergleichbar, was u.a. auch in der unterschiedlichen Wahl der Versuchsbedingungen begründet ist.

Wikström, Östensen, Höglund et al. [31], [32], [33], [34], [35] untersuchten die Start- und Lauf-Reibungsmomente eines Zylinderrollenlagers in einer von ihnen entwickelten Prüfapparatur (Bild 16).

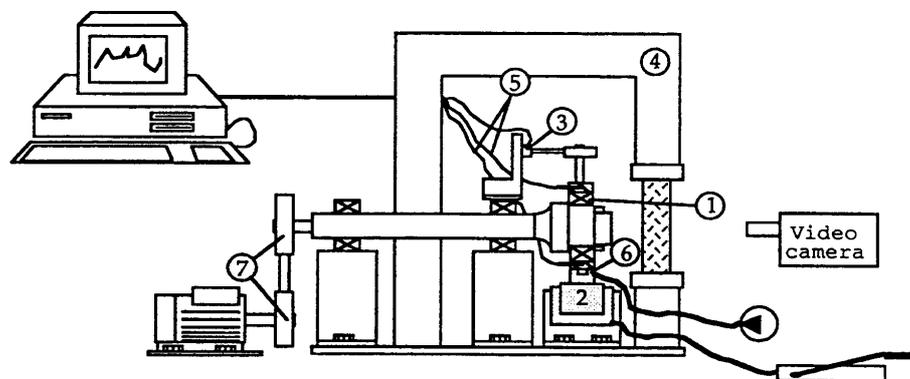


Bild 16: Schematische Darstellung der Prüfapparatur nach *Wikström, Östensen, Höglund et al.* [35]

In der Prüfapparatur wird ein Zylinderrollenlager (1), welches mit dem Innenring auf die Prüfwellen aufgeschraubt ist, mittels einer hydraulischen Belastungseinrichtung (2) radial belastet. Der Außenring ist in eine hydrostatisch gelagerte Aufnahme eingepreßt. Das Reibungsmoment wird als Stützmoment der Lageraufnahme über eine Kraftmeßzelle (3) ermittelt. Die Temperaturen am Lager können über Thermoelemente (5) erfaßt werden. Die gesamte Apparatur ist in einer Klimakammer (4) angeordnet, um eine variable Prüftemperatur zu ermöglichen.

Mit dieser Apparatur führte *Wikström* vergleichende Untersuchungen zwischen Fetten und Ölen unterschiedlicher Zusammensetzungen bei -20 °C und $+20\text{ °C}$ durch. Hierbei variierte

sie die Grundölviskosität, die Konsistenz (NLGI-Klasse), die Lagerbelastung und die Beschleunigung beim Start.

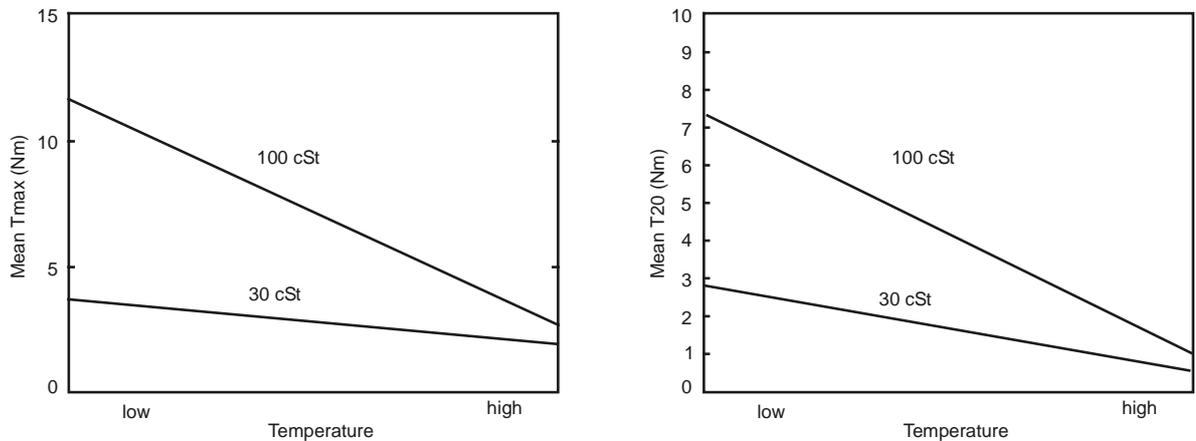


Bild 17: Einfluß von Grundölviskosität und Temperatur auf das Start-Reibungsmoment (links) und das Lauf-Reibungsmoment nach 20 s (rechts) [33]

Hinsichtlich des Start- und Lauf-Reibungsmomentes wurden sowohl bei der hohen als auch bei der niedrigen Temperatur keine statistisch signifikanten Unterschiede zwischen dem Schmierfett und dem jeweils zugehörigen reinen Grundöl festgestellt. Hieraus folgerte *Wikström*, daß allein die Eigenschaften des Grundöls maßgeblich für das sich einstellende Reibungsmoment verantwortlich sind. Weiterhin sah sie durch die Ergebnisse die allgemein akzeptierte Theorie [36] unterstützt, daß der Mechanismus der Fettschmierung darauf basiert, daß das Grundöl durch *Van der Waals*- und Kapillar-Kräfte in der Verdickerstruktur gehalten wird, unter dem Einfluß von Scherbanspruchung und Temperatur aus dem Verdicker gelöst wird und so den Wälzkontakt versorgt.

Die Lagerbelastung lieferte im untersuchten Bereich nur einen untergeordneten Einfluß auf die Versuchsergebnisse. Die Konsistenz beeinflusste die Versuchsergebnisse nicht.

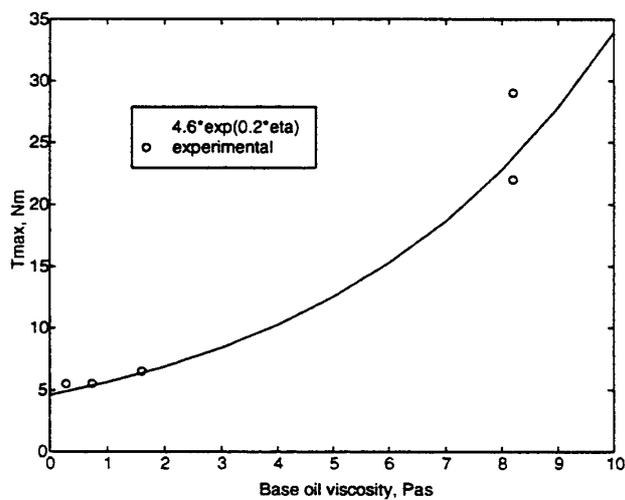


Bild 18: Start-Reibungsmoment in Abhängigkeit von der Grundölviskosität bei einer Temperatur von -15 °C [33]

Mit dem Ziel, eine einfache Vorhersage des Start- und Lauf-Reibungsmomentes eines Wälzlagers zu ermöglichen, verglich *Wikström* die gemessenen Reibungsmomente mit der scheinbaren dynamischen Viskosität, der Grundölviskosität, der Konuspenetration, der statischen Ölabbgabe und der Fließspannung. Hierbei stellte sich die Grundölviskosität als diejenige Größe heraus, mit der sich sowohl Start- als auch Lauf-Reibungsmoment am besten vorhersagen ließ.

Aus den Meßergebnissen wurde Gleichung (1) für das Start-Reibungsmoment und Gleichung (2) für das Lauf-Reibungsmoment hergeleitet (Bild 18).

$$T_{\max} = 4,6 \cdot e^{(0,2 \cdot \eta)} \quad (1)$$

$$T_{20} = 3,9 \cdot e^{(0,16 \cdot \eta)} \quad (2)$$

T_{\max}	Nm	Start-Reibungsmoment
T_{20}	Nm	Lauf-Reibungsmoment nach 20 Sekunden
η	Pa·s	absolute Viskosität

Es ist zu berücksichtigen, daß diese Gleichungen empirisch ermittelt sind und folglich nur für den betrachteten Einsatzfall Gültigkeit besitzen.

2.5 Kennwerte zur Beurteilung der Tieftemperatureignung

Für die Bestimmung der unteren Gebrauchstemperatur gibt es zur Zeit kein dynamisches Prüfverfahren nach DIN. Als Beurteilungskriterien für das Verhalten von Schmierfetten bei niedrigen Temperaturen können derzeit die im folgenden beschriebenen Prüfverfahren herangezogen werden.

2.5.1 Fließdruck von Schmierfetten nach DIN 51 805

Nach der Anforderungsnorm DIN 51 825 für die in der Wälzlagertechnik zum Einsatz kommenden Schmierfette K ist als einziges Kriterium für die Eigenschaft des Schmierfettes an der unteren Temperatureinsatzgrenze der auf 1400 hPa begrenzte Fließdruck angegeben. Hierbei geht man von der sehr vereinfachten Annahme aus, daß ein Schmierfett im Wälzlager dann noch seine Funktion erfüllt, wenn der Fließdruck den genannten Wert nicht überschreitet.

Der Fließdruck wird nach DIN 51 805 [37] bei verschiedenen zu vereinbarenden Temperaturen ermittelt. Er ist derjenige Druck, der erforderlich ist, um einen Schmierfettstrang unter den Bedingungen der Norm aus einer definierten Prüfdüse herauszupressen. Die mit dem zu prüfenden Schmierfett gefüllte Prüfdüse des Prüfgerätes wird mit einer Druckgasquelle und einem Druckmeßgerät verbunden. Bei der vereinbarten Temperatur wird der Druck in Zeitabständen von 30 Sekunden um einen bestimmten Betrag, der von dem zu erwartenden Fließdruckbereich abhängig ist, so lange gesteigert, bis der Schmierfettstrang abreißt bzw. das Druckgas durch die Prüfdüse austritt. Der ermittelte Fließdruck gibt Aufschluß über die Konsistenz eines Schmierfettes und kennzeichnet sein Fließverhalten.

Aus der Literatur sind keine Untersuchungen über den Einfluß des Fließdruckes auf das Verhalten des Schmierfettes bei Dauerbetrieb im tiefen bzw. niedrigen Temperaturbereich zu

entnehmen. Vorliegende Erfahrungen aus der Praxis und die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit haben gezeigt, daß Schmierfette bei bestimmten Einsatzbedingungen (Lagerwahl, Belastung, Drehzahl) unter dem Einfluß dauerhaft niedriger Temperaturen versagen, obwohl die Betriebstemperatur der Lagerung weit oberhalb der auf der Grundlage des Fließdruckes festgelegten unteren Gebrauchstemperatur des Fettes liegt.

2.5.2 Förderverhalten von Schmierfetten nach DIN 51 816-1

Das Verfahren nach der inzwischen zurückgezogenen DIN 51 816 [38] dient der Bestimmung des Förderwiderstandes mit dem Shell-Delimon-Rheometer. Die Prüfung liefert Kennwerte für die konstruktive Auslegung von Zentralschmieranlagen. Sie gestattet die Ermittlung des erforderlichen Betriebsdruckes der Pumpe, der maximal zulässigen Rohrleitungslänge und des erforderlichen Rohrquerschnittes für eine vorgegebene Durchflußmenge. Das Verfahren kann auch bei tiefen Temperaturen angewendet werden. Der Versuch, die Meßwerte zur Festlegung von Temperatur-Einsatzgrenzen heranzuziehen, muß fehlschlagen, da die Anforderungen an die Funktion des Schmierfettes im Wälzlager andere sind als die Anforderungen zur Förderung in Zentralschmieranlagen. Im allgemeinen liegen die unteren Temperatur-Einsatzgrenzen der Schmierfette in Zentralschmieranlagen wesentlich höher als die Temperatur-Einsatzgrenzen in Wälzlagern. Es zeigt sich, daß ein Schmierfett bei -30 °C im Wälzlager durchaus noch einsetzbar ist, bei dieser Temperatur jedoch nicht über eine hinreichende Rohrlänge gefördert werden kann.

2.5.3 Scheinbare dynamische Viskosität nach ASTM D 1092

In der amerikanischen Norm ASTM D 1092-93 [39] wird das Tieftemperaturverhalten von Schmierfetten unter Berücksichtigung verschiedener Parameter, wie Temperatur, Scherzeit, Druck und der Vorgeschichte des Produktes erfaßt. Der Zusammenhang zwischen der Schubspannung τ und dem Schergefälle S wird hierzu experimentell ermittelt. Hieraus errechnet sich eine Viskositätsgröße, die scheinbare dynamische Viskosität, die stark vom Schergefälle abhängt. Die Größe der scheinbaren dynamischen Viskosität bei einem vorgegebenen Schergefälle wird zur Festlegung der Tieftemperatureignung verwendet. So wird z.B. für das Tieftemperaturverhalten eines Schmierfettes nach der Militärnorm VTL 9 150 gefordert, daß die scheinbare dynamische Viskosität bei -54 °C in folgenden Bereichen liegen muß:

$$\begin{aligned} \eta &= 1150 \dots 1750 \text{ Pa}\cdot\text{s} && \text{bei } S = 25 \text{ s}^{-1} && \text{und} \\ \eta &= 800 \text{ Pa}\cdot\text{s} && \text{bei } S = 100 \text{ s}^{-1}. \end{aligned}$$

Ein Zusammenhang dieses Kennwertes mit der Eignung des Schmierfettes für die Wälzlager-schmierung ist nicht bekannt.

2.5.4 Scheinbare dynamische Viskosität nach E DIN 51 810

Bei diesem Prüfverfahren [40] wird die scheinbare dynamische Viskosität eines Schmierfettes durch die Messung des Drehmomentes als Funktion der Drehzahl bei konstanter Temperatur bestimmt. Hierzu wird ein Kegel-Platte-Rotationsviskosimeter eingesetzt, das entsprechend der Norm mit dem zu prüfenden Schmierfett befüllt wird. Die Temperatur des Schmierfettes

wird auf 25 °C eingestellt und auf diesem Wert gehalten. Dann wird ein Prüfprogramm, bestehend aus einer Vorscherung des Schmierfettes bei einem Geschwindigkeitsgefälle $D = 100 \text{ s}^{-1}$ und einer konstanten Scherung bei dem Geschwindigkeitsgefälle D_{\max} (abhängig von der NLGI-Klasse des Schmierfettes) durchfahren. Aus dem eingestellten Geschwindigkeitsgefälle und den ermittelten Schubspannungen wird die scheinbare dynamische Viskosität ermittelt. E DIN 51810 enthält definierte Prüfbedingungen. Andere Bedingungen (z.B. andere Temperatur) können prinzipiell angewendet werden. Eventuelle Zusammenhänge zum Verhalten des Fettes im Wälzlager sind nicht bekannt.

2.5.5 Tieftemperaturdrehmoment nach IP 186/93 bzw. ASTM D 1478

Die Größe des Reibungsmomentes eines fettgeschmierten Lagers hängt stark von der Temperatur ab. Mit sinkender Temperatur steigt das Drehmoment an. Das Reibungsmoment wird insbesondere in englischen und amerikanischen Normen zur Spezifizierung des Tieftemperaturverhaltens von Schmierfetten (bei -20 °C . . . -75 °C) herangezogen. Sowohl in der englischen Norm des Institute of Petroleum IP 186/93 [41] als auch in der Norm ASTM D 1478 [42] wird dieses weitgehend identische Prüfverfahren beschrieben. Ein Kugellager 6204 wird mit einer definierten Menge des zu prüfenden Schmierfettes befüllt und bei Raumtemperatur von Hand mehrfach gedreht. Im Stillstand wird das Lager auf die Prüftemperatur gebracht und bei dieser Temperatur 2 Stunden gehalten. Bei einem Antrieb über den Innenring und einer axialen Belastung von maximal 4,5 kg wird dann das Startmoment des Lagers bei einer Drehzahl von $n = 1 \text{ min}^{-1}$ ermittelt. Nach einer Laufzeit von 60 Minuten wird das sich einstellende Betriebslagerreibungsmoment gemessen. Der Zusammenhang zwischen den Ergebnissen dieser Prüfmethode und dem Verhalten des Fettes im Wälzlager bei dauerhaft niedriger Temperatur ist ebenfalls nicht bekannt.

2.5.6 Ölabscheidung nach DIN 51817

Unter der Ölabscheidung eines Fettes versteht man das „Ausbluten“ des Grundöles aus dem Dickungsmittel, d.h. die im Ruhezustand abgeschiedene Ölmenge. Die Ölabscheidung nach DIN 51 817 [43] ist die auf die Einwaage bezogene Ölmenge, die sich unter Prüfbedingungen aus dem zu prüfenden Schmierfett abscheidet und sich nach Ablauf der Prüfdauer im Ölaufangbehälter befindet. Bei der Prüfung wird ein zylindrisches, mit einem konischen Drahtsiebboden versehenes Prüfgefäß mit der Fettprobe gefüllt. Auf der glattgestrichenen Oberfläche der Probe wird ein Gewichtsstück aufgesetzt, dessen Druck sich zum Eigendruck, unter dem die Probe steht, addiert. Bei der Normalprüfung wird die Menge des durch den Drahtsiebboden abgeschiedenen Öles nach einer Prüfdauer von sieben Tagen bei einer gleichmäßigen Temperatur von 40 °C ermittelt. Bei der Kurzzeitprüfung wird die Menge des durch den Drahtsiebboden abgeschiedenen Öles nach einer Prüfdauer von 18 Stunden bei derselben gleichmäßigen Temperatur ermittelt. Die Ölabscheidung in Gewichtsprozent ergibt sich aus dem Bezug der abgeschiedenen Ölmenge auf die eingewogene Probenmenge.

Der Anwendungsbereich der DIN 51 817 gilt für Schmierfette aller Art mit Ausnahme fließfähiger Fette, die während der Prüfdauer unverändert durch den Drahtsiebboden des Prüfgerätes fließen. Die Norm wurde in Anlehnung an die englische Vorschrift IP 121/75 (1992)

[44] „Determination of Oil Separation from Lubricating Grease - Pressure Filtration Method“ des Institute of Petroleum, London, England aufgestellt und ist diesem Verfahren technisch gleichwertig.

Für die Prüfung der Ölabgabe bei niedrigen Temperaturen kann die Prüftemperatur verändert werden. Diese Prüfung ist jedoch nicht Bestandteil der Norm.

2.5.7 Tieftemperatur-Drehmoment fettgeschmierter Radsatzlager nach ASTM D 4693-97

Bei der Prüfung nach ASTM D 4693-97 [45] handelt es sich um eine Spezifikationsprüfung für die Ermittlung der Tieftemperatur-Charakteristik von Fetten für Kfz-Radlager. Bei der Prüfung kommt eine speziell für die Methode entwickelte Test-Apparatur zur Anwendung. Sie besteht aus einem Antriebsmotor, einem Getriebe zur Reduzierung der Drehzahl auf 1 min^{-1} , der speziell für die Prüfung hergestellten Kfz-Radsatzlagereinheit mit zwei Kegelrollenlagern und einer Kraftmeßdose zur Ermittlung des Reibungsmomentes. Die Lagereinheit wird zunächst mit dem vorgescherten Prüffett gefettet und mittels einer Feder axial vorgespannt ($F_{\text{ax}} = 400 \text{ N}$). Dann wird die montierte Lagereinheit in einem Ofen bei $+70 \text{ °C}$ erwärmt. Anschließend wird sie mit der Welle der Testapparatur verbunden. Die gesamte Testapparatur wird in eine auf -40 °C vorgekühlte Kältekammer gestellt und nach einer definierten Kühlrate innerhalb von fünf Stunden heruntergekühlt. Dann wird die Prüfung durch Einschalten des Antriebsmotors gestartet. Ermittelt wird das Laufreibungsmoment nach 60 Sekunden und das maximale Reibungsmoment innerhalb der Prüfzeit von mindestens drei Minuten. Mit der Prüfung ist ein direkter Vergleich von Schmierfetten für den Einsatz als Radsatzlagerfett bei tiefen Temperaturen möglich. Es wird der Hinweis gegeben, daß eine Korrelation mit anderen Anwendungsfällen in der Verantwortung des Anwenders liegt.

2.6 Fazit

Allen bisherigen Untersuchungen zur Fettschmierung von Wälzlagern bei niedrigen Temperaturen ist gemein, daß sie ausschließlich den Start bei niedrigen Temperaturen und eine Versuchszeit von wenigen Minuten nach dem Start berücksichtigen, wobei die Temperatur der Lagerstelle aufgrund fehlender Kühlleistung kontinuierlich ansteigt. Auch die genormten Prüfverfahren untersuchen primär das Startverhalten oder verhindern eine Erwärmung der Lagerstelle durch minimale Drehzahlen. Ein Rückschluß auf Einsatzfälle mit dauerhaft niedriger Temperatur und einer realistischen Kombination aus Drehzahl und Belastung ist aus diesen Untersuchungen nur sehr eingeschränkt möglich.

Bislang gibt es keine Erkenntnisse über die Fettschmierung bei dauerhaft niedrigen Temperaturen über einen längeren Zeitraum. Die den Schmierfett- oder Wälzlagerherstellern bekannten Probleme sind in der Regel nicht veröffentlicht und stehen somit einer gezielten wissenschaftlichen Auswertung nicht zur Verfügung.

3 Theoretische Grundlagen

3.1 Reibungsmomente bei Wälzlagern

Die Kenntnis des Reibungsmomentes eines Wälzlagers ist insbesondere für den Konstrukteur von großem Interesse. Zunächst bestimmt sowohl das Start- als auch das Betriebsreibungsmoment eines Wälzlagers die Auslegung des Antriebsmotors einer Maschine mit. Da die im Wälzlager entstehende Reibung vollständig in Wärme umgewandelt wird, beeinflusst sie auch die sich einstellende Betriebstemperatur einer Maschine.

Im Sinne einer ständigen Erhöhung des Wirkungsgrades zur Einsparung von Ressourcen kommt neben der reinen Kenntnis des Reibungsmomentes auch der Minimierung der Wälzlagerreibung eine immer stärkere Bedeutung zu.

Bereits im Jahr 1901 leitete *Stribeck* [46], [47] eine Gleichung zum Abschätzen des Wälzlagerreibungsmomentes her. In Versuchen stellte er eine Proportionalität des Reibungsmomentes zur Lagerbelastung fest und führte als Proportionalitätsfaktor die Reibungszahl μ ein:

$$M = F \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} \quad (3)$$

M	Nmm	Reibungsmoment des Lagers
F	N	Resultierende Lagerbelastung = $\sqrt{F_r^2 + F_a^2}$
μ	--	Reibungszahl
d	mm	Lagerbohrungsdurchmesser

Er ermittelte die Reibungszahl μ für diverse ölgeschmierte Kugellager und eröffnete hiermit die Möglichkeit, das Reibungsmoment eines Wälzlagers überschlägig zu berechnen.

Palmgren [48] und *Eschmann* [49] führten umfangreiche Reibungsmomentenmessungen durch und ermittelten die Reibungszahl μ für andere Wälzlagertypen. Alle Untersuchungen wurden mit Ölschmierung durchgeführt. Zur Fettschmierung wird der Hinweis gegeben, daß ein ähnliches Reibungsverhalten vorliegt und somit die ermittelten Reibungszahlen auch für die Fettschmierung Gültigkeit besitzen.

Noch heute geben die Wälzlagerhersteller den Ansatz von *Stribeck* zur überschlägigen Berechnung des Wälzlagerreibungsmomentes an, wobei folgende Bedingungen erfüllt sein müssen:

- mittlere Belastung ($P/C \approx 0,1$),
- keine Zusatzbeanspruchung des Lagers durch Verkipfung und radiale oder axiale Ver-
spannung,
- lagertypische Lastwinkel β , Radiallager überwiegend radial belastet, Zylinderrollenla-
ger und Nadellager nur radial belastet, Axiallager nur axial belastet,
- guter Schmierzustand ($\kappa = v/v_1 \approx 1$), mittlerer Drehzahlbereich (0,3 . . . 0,7-facher
Wert der kinematisch zulässigen Drehzahl),

- Lager ohne gleitende Dichtungen.

Die von den Lagerherstellern in den Katalogen angegebenen Reibungszahlen sind auf das jeweilige Lieferprogramm abgestimmt, unterscheiden sich jedoch nur wenig voneinander.

Tabelle 3 gibt einen Vergleich der Reibungszahlen aus unterschiedlichen Quellen.

Lagerart	Brändlein [50]	SKF [51]	Lagerart	Brändlein	SKF
Rillenkugellager	0,0015	0,0015	Vierpunktlager	0,0024	0,0024
Pendelkugellager	0,0013	0,0010	Nadellager	0,0025	0,0025
Schrägkugellager einreihig	0,0020	0,0020	Zylinderrollenlager mit Käfig	0,0013	0,0011
zweireihig	0,0024	0,0024	vollrollig	0,0020	0,0020
Pendelrollenlager	0,0020	0,0018	Kegelrollenlager	0,0018	0,0018
Axial- Rillenkugellager	0,0015	0,0013	Axial-Nadellager	0,0050	0,0050
Axial- Zylinderrollenlager	0,0040	0,0050	Axial-Pendelrol- lenlager	0,0020	0,0018

Tabelle 3: Vergleich der Reibungszahlen μ unterschiedlicher Autoren

Beim Anlauf von Maschinen können die Reibungsbeiwerte das Zwei- bis Dreifache der in Tabelle 3 genannten Werte erreichen. Auch bei anderen als den oben genannten Betriebsbedingungen können Sie ein Mehrfaches betragen.

Eine genauere Berechnung des Reibungsmomentes ist mit der erstmals 1957 von *Palmgren* [52] vorgestellten Gleichung (4) möglich, in der das Gesamtreibungsmoment M in ein lastunabhängiges und ein lastabhängiges Reibungsmoment aufgeteilt ist.

$$M = M_0 + M_1 \quad (4)$$

Das lastunabhängige Reibungsmoment M_0 ist im wesentlichen bedingt durch die hydrodynamischen Verluste im Schmierstoff und hängt von der Viskosität und der Menge des Schmierstoffes sowie von der Wälzgeschwindigkeit ab. Es überwiegt in schnellaufenden Lagern und berechnet sich aus:

$$M_0 = 10^{-7} \cdot f_0 \cdot d_m^3 \cdot (\nu \cdot n)^{2/3} \quad (5)$$

M_0	Nmm	lastunabhängiges Reibungsmoment
f_0	--	von der Lagerbauart und der Schmierungsart abhängiger Beiwert
d_m	mm	mittlerer Lagerdurchmesser = $0,5 \cdot (d + D)$

ν	mm^2/s	kinematische Viskosität des Schmierstoffes bei Betriebstemperatur (bei Fettschmierung ist die Viskosität des Grundöles einzusetzen), siehe Abschnitt 3.1.1
n	min^{-1}	Drehzahl

Tabelle 4 gibt die Werte für f_0 in Abhängigkeit von der Schmierungsart und der im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Lagerbauform wieder. Eine vollständige Zusammenstellung für alle Lagerbauformen findet sich in den Katalogen der Lagerhersteller. Wie die Werte für die Reibungszahl μ , variieren auch die Werte für f_0 von Hersteller zu Hersteller.

Lagerart	Fett-Schmierung	Öl-Luft-Schmierung	Ölbad-Schmierung	Öleinspritz-Schmierung
Kegelrollenlager einreihig	6	3	6	8...10
einreihig, zusammengepaßt	12	6	12	16...20

Tabelle 4: Beiwerte f_0 für Kegelrollenlager in Abhängigkeit von der Schmierungsart [51]

Unter der Voraussetzung $\nu \cdot n < 2000$ errechnet sich das belastungsunabhängige Reibungsmoment aus

$$M_0 = 160 \cdot 10^{-7} \cdot f_0 \cdot d_m^3 \quad (6)$$

Das lastabhängige Reibungsmoment errechnet sich aus

$$M_1 = f_1 \cdot P_1^a \cdot d_m^b \quad (7)$$

M_1	Nmm	lastabhängiges Reibungsmoment
f_1	--	von der Lagerbauart und der Belastung abhängiger Beiwert
P_1	N	für das Reibungsmoment maßgebende Belastung
a, b	--	lagerabhängige Exponenten, in der Regel gilt $a = b = 1$ (außer bei Pendelrollenlagern)

Der Tabelle 5 ist der Beiwert f_1 und die Formel zur Berechnung der für das Reibungsmoment maßgebenden Belastung für Kegelrollenlager zu entnehmen.

Lagerbauart	f_1	P_1
Kegelrollenlager einreihig	0,0004	$2 \cdot Y \cdot F_a$ (8)

Tabelle 5: Faktor f_1 für die Berechnung des lastabhängigen Reibungsmomentes M_1 [51]

P_1	N	für das lastabhängige Reibungsmoment maßgebende Belastung
F_a	N	Axialkomponente der dynamische Lagerbelastung
Y	--	Axialfaktor nach Angabe im Lagerkatalog

Sowohl die Angaben zum Beiwert f_1 als auch zur Belastung P_1 variieren je nach Lagerhersteller und sind in den entsprechenden aktuellen Lagerkatalogen nachzuschlagen.

In Bild 19 ist der Verlauf der Reibungsmomente M_0 und M_1 in Abhängigkeit von der Belastung P und dem Produkt aus Drehzahl n und Viskosität ν abgebildet. Je nach Betriebsbereich und Einsatzbedingungen überwiegt das schmierstoffabhängige oder das belastungsabhängige Reibungsmoment. Im Bereich hoher Lasten und niedriger Viskositäten dominiert das belastungsabhängige Reibungsmoment, im Bereich hoher Viskositäten (= niedriger Temperaturen) dominiert das schmierstoffabhängige Reibungsmoment.

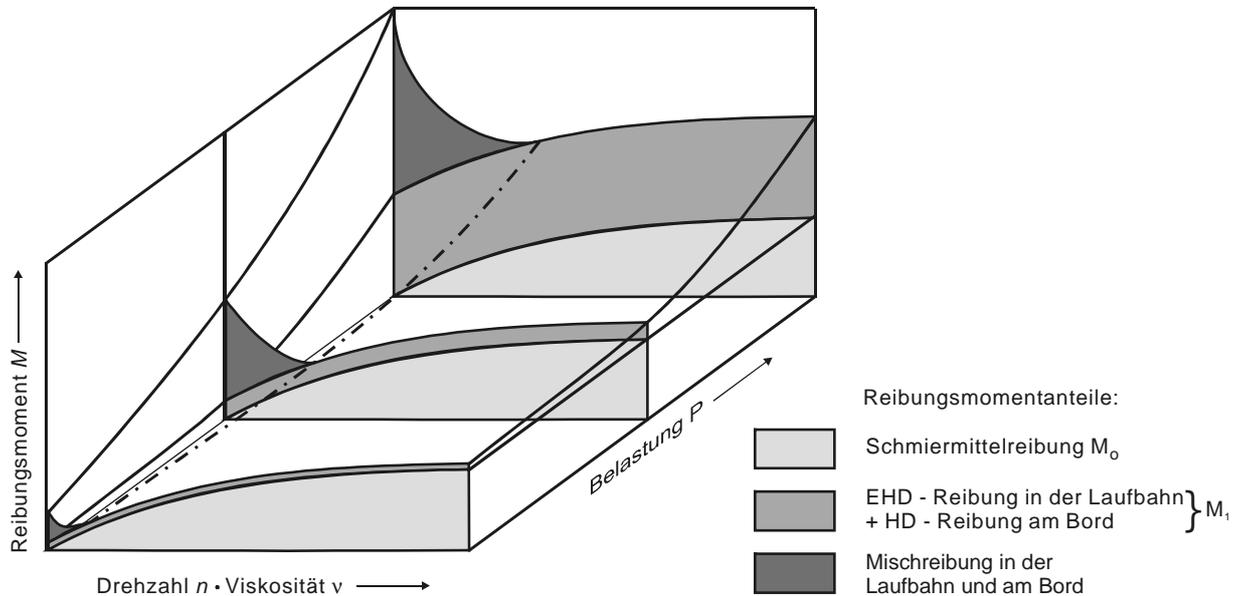


Bild 19: Reibungsmoment von Wälzlagern in Abhängigkeit von Drehzahl, Schmierstoffviskosität und Belastung (nach [50])

Bei einem vollständig tragenden Schmierfilm, der sich unter normalen Betriebsbedingungen einstellt, besteht das Gesamtreibungsmoment M nur aus M_0 und M_1 . Unter ungünstigen Bedingungen, d.h. hoher Belastung gepaart mit geringer Viskosität des Schmierstoffs und niedrigen Drehzahlen tritt Mischreibung auf. Bei Radial-Kugellagern und rein radial belasteten Zylinderrollenlagern ist der Mischreibungsanteil unbedeutend klein. Lager mit hohen Gleitanteilen, wie Kegelrollenlager, Pendelrollenlager, vollrollige Zylinderrollenlager und alle Axiallager laufen nach der Einlaufphase außerhalb des Mischreibungsbereiches, wenn folgende Bedingung erfüllt ist [50]:

$$\frac{n \cdot \nu}{\sqrt{\frac{P}{C}}} \geq 9000 \quad (9)$$

n	min^{-1}	Drehzahl
ν	mm^2/s	kinematische Viskosität des Grundöles
P	N	äquivalente dynamische Lagerbelastung
C	N	dynamische Tragzahl

Bei Zylinderrollenlagern, die auch axial belastet werden, addiert sich zu dem belastungsabhängigen Reibungsmoment M_1 und dem belastungsunabhängigen Reibungsmoment M_0 noch das axiallastabhängige Reibungsmoment M_a .

Es errechnet sich aus

$$M_a = f_a \cdot 0,06 \cdot F_a \cdot d_m \quad (10)$$

f_a	--	Beiwert in Abhängigkeit von der Axiallast F_a und vom Schmierungszustand (siehe Bild 20)
F_a	N	Axialbelastung
d_m	mm	mittlerer Durchmesser

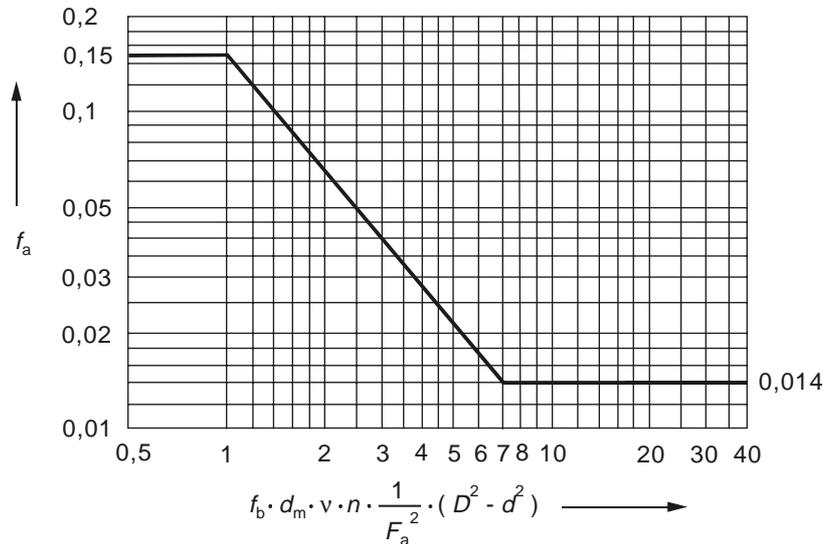
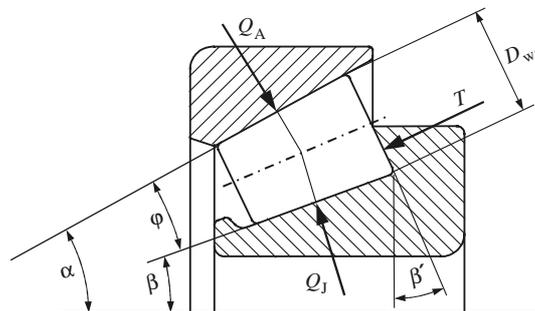


Bild 20: Reibungsbeiwert f_a zur Ermittlung des axiallastabhängigen Reibungsmomentes M_a von axialbelasteten Zylinderrollenlagern [6]

Neben dem Betriebsreibungsmoment eines Wälzlagers ist die Kenntnis des Startreibungsmomentes (Losbrechmoment) von Interesse.

Bei Kegelrollenlagern wird es im wesentlichen vom Gleitreibungsanteil Rolle/Bord bestimmt, bei Schrägkugellagern hauptsächlich von der Bohrreibung. Das Startreibungsmoment lässt sich mit folgenden Gleichungen abschätzen [1]:



$$M_{L_k} \approx \mu \frac{\beta' - \beta}{\varphi} \cdot D_{we} \cdot \cos \frac{\varphi}{2} \cdot F_a \cdot 10^{-2} \quad (11)$$

$$M_{L_s} \approx M \cdot Z \cdot \sin \alpha_0 \quad (12)$$

M_{L_k} Nmm Losbrechmoment axial belasteter Kegelrollenlager

M_{L_s}	Nmm	Losbrechmoment axial belasteter Schrägkugellager	
μ	--	Reibungszahl	
		Allgemein	$\mu = 0,20$
		Automobillager	$\mu = 0,18$
		Walzwerkslager	$\mu = 0,25$
β'	°	Führungsbordwinkel	
β	°	Innenring-Laufbahnwinkel	
φ	°	Rollenwinkel	
D_{we}	mm	Großer Durchmesser der Kegelrolle	
F_a	kN	Axialbelastung	
M	Nmm	Bohrreibungsmoment	
Z	--	Kugelanzahl	
α_0	°	Nenn-Druckwinkel	

In dieser Gleichung wird der Einfluß des Schmierstoffes und der daraus unter Umständen resultierende Reibungswiderstand zwischen Wälzkörpern und Käfig nicht berücksichtigt.

3.1.1 Bestimmung der kinematischen Viskosität

Sowohl bei der Rechnung des Reibungsmomentes als auch bei der Ermittlung der Lebensdauer von Wälzlagern fließt die kinematische Viskosität ν als wichtige Größe in die Berechnung ein. Für die genaue Berechnung ist die Kenntnis der Viskosität bei der entsprechenden Betriebstemperatur erforderlich, da sich die Viskosität von Ölen mit der Temperatur ändert. Bei fallender Temperatur nimmt die Viskosität zu, bei steigender Temperatur nimmt sie ab. Ein Maß für das Viskositäts-Temperatur-Verhalten von Schmierölen ist der bereits 1929 von *Deans* und *Davies* definierte Viskositäts-Index (VI). Die Berechnung des VI erfolgt nach DIN ISO 2909 [53] aus der kinematischen Viskosität.

Das Viskositäts-Temperatur-Verhalten kann durch eine Reihe von Näherungsgleichungen beschrieben werden [54], [55], [56], [57], [58]:

Heute gebräuchlich ist die Ermittlung der Betriebsviskosität nach der Formel von *Ubbelohde-Walther*.

$$\lg \lg(\nu + 0,8) = K - m \cdot \lg T \quad (13)$$

ν	$\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$	kinematische Viskosität des Schmieröls
T	K	absolute Temperatur
m	$\frac{\text{mm}^2}{\text{K} \cdot \text{s}}$	Richtungskonstante der Viskositätsgeraden
K	$\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$	Konstante

Ermittelt man die Viskositäten ν_1 und ν_2 bei den zugehörigen absoluten Temperaturen T_1 und T_2 , so kann man schreiben:

$$\lg \lg(v_1 + 0,8) = K - m \cdot \lg T_1; \quad K = \lg \lg(v_1 + 0,8) + m \cdot \lg T_1 \quad (14)$$

$$\lg \lg(v_2 + 0,8) = K - m \cdot \lg T_2; \quad K = \lg \lg(v_2 + 0,8) + m \cdot \lg T_2 \quad (15)$$

Durch Gleichsetzen der beiden Gleichungen erhält man:

$$\lg \lg(v_1 + 0,8) + m \cdot \lg T_1 = \lg \lg(v_2 + 0,8) + m \cdot \lg T_2 \quad (16)$$

Umformen der Gleichung (16) ergibt:

$$m = \frac{\lg \lg(v_1 + 0,8) - \lg \lg(v_2 + 0,8)}{\lg T_2 - \lg T_1} \quad (17)$$

Durch Einsetzen der Gleichung (14) in die Gleichung (13) kann die Viskosität des Schmieröles für eine beliebige Temperatur nach der Formel

$$\lg \lg(v + 0,8) = \lg \lg(v_1 + 0,8) + m \cdot (\lg T_1 - \lg T) \quad (18)$$

berechnet werden. Setzt man m in die Gleichung (18) ein und stellt diese nach v um, so ergibt sich:

$$v = 10^{10 \lg \lg(v_1 + 0,8) + \frac{(\lg \lg(v_1 + 0,8) - \lg \lg(v_2 + 0,8))(\lg T_1 - \lg T)}{\lg T_2 - \lg T_1} - 0,8} \quad (19)$$

v	$\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$	gesuchte kinematische Viskosität bei der Temperatur T
v_1	$\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$	gemessene kinematische Viskosität bei der Temperatur T_1
v_2	$\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$	gemessene kinematische Viskosität bei der Temperatur T_2
T	K	absolute Temperatur der gesuchten Viskosität v
T_1	K	absolute Temperatur der gemessenen Viskosität v_1
T_2	K	absolute Temperatur der gemessenen Viskosität v_2

In der praktischen Anwendung dieser Gleichung ermittelt man die Viskositäten v_1 und v_2 bei den zwei möglichst weit voneinander entfernten absoluten Temperaturen T_1 und T_2 . Die gesuchte Viskosität v erhält man dann durch Einsetzen der Temperatur T in die Gleichung (19). In den Tabellen der Öl- und Fetthersteller findet man meist die bei 40 °C und 100 °C ermittelten Viskositäten v_{40} und v_{100} .

Die Formel (13) ist die Gleichung einer Geraden. Wenn in einem rechtwinkligen Koordinatensystem als Abszisse die Logarithmen der absoluten Temperatur und als Ordinate die Werte $\lg \lg(v + 0,8)$ aufgetragen werden, erhält man das sog. Viskositäts-Temperatur-Blatt nach *Ubbelohde*.

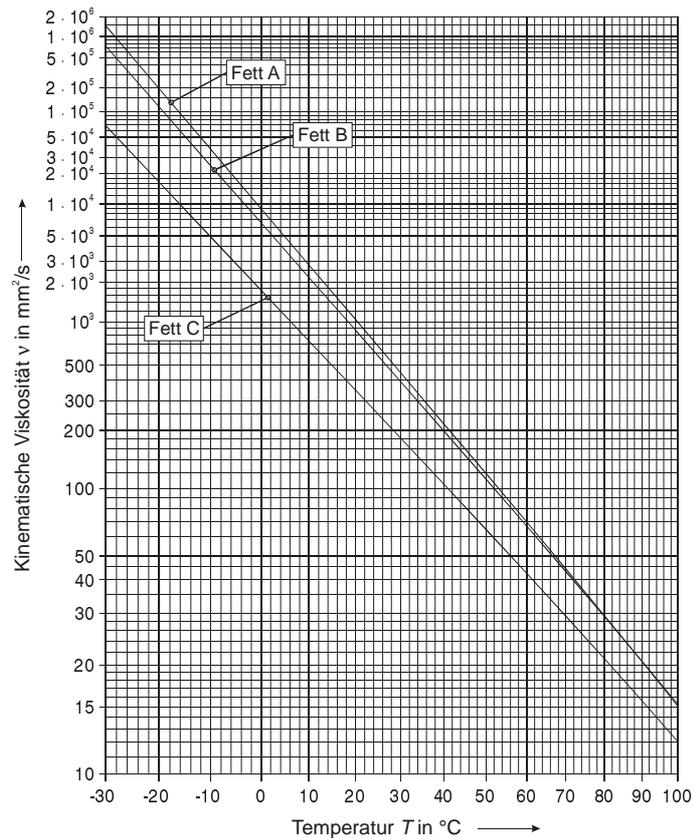


Bild 21: Viskositäts-Temperatur-Diagramm nach Ubbelohde

Bild 21 zeigt ein solches Viskositäts-Temperatur-Blatt, welches unter Verwendung des Computer-Algebra-Systems *Maple*[®] erzeugt wurde. Eingezeichnet sind die Geraden für die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Versuchsfette (siehe Abschnitt 4.3).

Es ist davon auszugehen, daß der in Gleichung (19) beschriebene Zusammenhang im Bereich niedriger Temperaturen seine Gültigkeit verliert. Aus der Literatur konnte jedoch nicht ermittelt werden, bis zu welcher unteren Temperatur eine Extrapolation der Viskositätswerte zulässig ist.

3.2 Kinematik der Kegelrollenlager

In Abschnitt 4.1.4 ist der Aufbau eines Meßverfahrens zur Bestimmung des Schlupfes im Kegelrollenlager beschrieben. Der folgende Abschnitt beschreibt die theoretischen Zusammenhänge hierzu.

Die Kinematik eines Kegelrollenlagers kann im Falle niedriger Drehzahlen und/oder hoher Lagerbelastung unter Vernachlässigung dynamischer Effekte beschrieben werden.

Allgemein gilt:

$$v = r \cdot \omega \quad (20)$$

v	mm/s	Geschwindigkeit
r	mm	Radius
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit

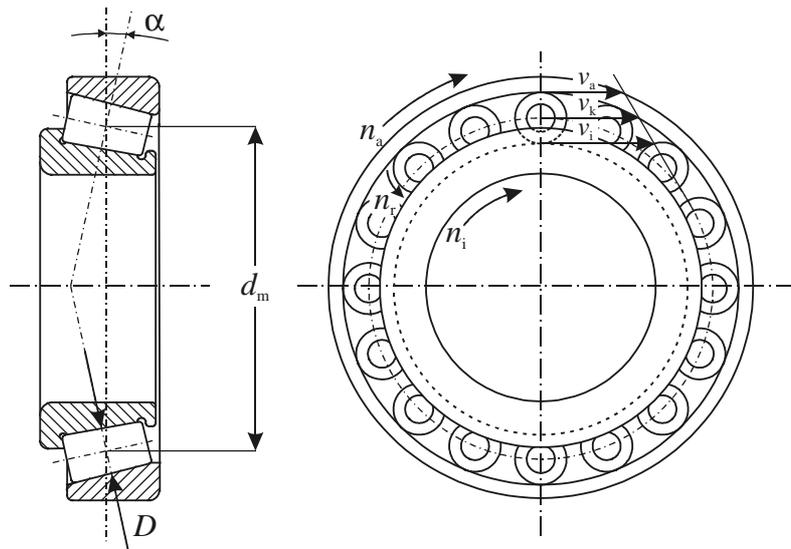


Bild 22: Drehzahl- und Geschwindigkeitsverhältnisse im Kegelrollenlager

Für die Geschwindigkeit des Innenringes gilt

$$v_i = \frac{1}{2} \omega_i (d_m - D \cos \alpha) \quad (21)$$

oder

$$v_i = \frac{1}{2} \omega_i d_m (1 - \gamma) \quad (22)$$

v_i	mm/s	Geschwindigkeit des Innenringes
ω_i	rad/s	Winkelgeschwindigkeit Innenring
d_m	mm	Mittlerer Durchmesser
D	mm	Wälzkörperdurchmesser
α	°	Kontaktwinkel
γ		$\frac{D \cos \alpha}{d_m}$

Entsprechend gilt für den Außenring

$$v_a = \frac{1}{2} \omega_a d_m (1 + \gamma) \quad (23)$$

v_a	mm/s	Geschwindigkeit Außenring
ω_a	rad/s	Winkelgeschwindigkeit Außenring

Mit

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (24)$$

ergibt sich

$$v_i = \frac{\pi n_i d_m}{60} (1 - \gamma) \quad (25)$$

$$v_a = \frac{\pi n_a d_m}{60} (1 + \gamma) \quad (26)$$

Wenn kein nennenswerter Schlupf in den Laufbahnkontakten auftritt, entspricht die Geschwindigkeit des Käfigs und des Rollensatzes dem Mittelwert von innerer und äußerer Laufbahngeschwindigkeit.

$$v_k = \frac{1}{2} (v_i + v_a) \quad (27)$$

oder

$$v_k = \frac{\pi d_m}{120} [n_i (1 - \gamma) + n_a (1 + \gamma)] \quad (28)$$

Mit

$$v_k = \frac{1}{2} \omega_m d_m = \frac{\pi d_m n_m}{60} \quad (29)$$

ergibt sich die Drehzahl des Käfigs zu

$$n_k = \frac{1}{2} [n_i (1 - \gamma) + n_a (1 + \gamma)] \quad (30)$$

Für das untersuchte Kegelrollenlager 31312 A und die gewählten Bedingungen gilt:

$$\begin{aligned} n_a &= 0 \text{ min}^{-1} \\ d_m &= 95 \text{ mm} \\ D &= 17 \text{ mm} \\ \alpha &= 29^\circ \end{aligned}$$

Hieraus ergibt sich

$$n_k = 0,42175 n_i \quad (31)$$

Der Schlupf des Rollensatzes errechnet sich somit aus

$$S = \left(1 - \frac{n_{k, \text{ist}}}{n_{k, \text{theor}}} \right) \cdot 100\% \quad (32)$$

S	%	Schlupf des Rollensatzes
$n_{k, \text{ist}}$	min^{-1}	gemessene Drehzahl des Käfigs
$n_{k, \text{theor}}$	min^{-1}	theoretische Drehzahl des Käfigs aus Gleichung (31)

3.3 Elektrische Verfahren zur Beurteilung des Schmierungszustandes in Wälzlagern

In Abschnitt 4.1.2 wird der Aufbau eines Meßverfahrens zur Beurteilung des Schmierungs Zustandes im Wälzlager vorgestellt. Eine weitestgehend vollständige Zusammenstellung aller in der Literatur dokumentierten Meßverfahren enthält [59].

Die elektrischen Verfahren zur Beurteilung des Schmierungs Zustandes unterteilen sich in

- Verfahren auf Basis der Messung des elektrischen Widerstandes ([60]-[70]) und
- Verfahren auf Basis der Messung der elektrischen Kapazität ([71]-[83]).

Hinsichtlich ihrer Aussagefähigkeit lassen sie sich unterscheiden in

- Verfahren, die eine qualitative Beurteilung des Schmierzustandes im Wälzlager ermöglichen,
- Verfahren, die zusätzlich zur qualitativen Beurteilung auch eine quantitative Aussage über die Höhe des Schmierfilms im Wälzlager zulassen.

Im Falle einer vollständigen Trennung der Oberflächen im Wälzlager befindet sich zwischen den Laufbahnen und Wälzkörpern ein elektrisch nicht leitender Schmierfilm. Der elektrische Gesamtwiderstand eines Wälzlagers setzt sich aus einem realen (ohmschen) Anteil R_L und einem imaginären (kapazitiven) Anteil C_L zusammen (Bild 23).

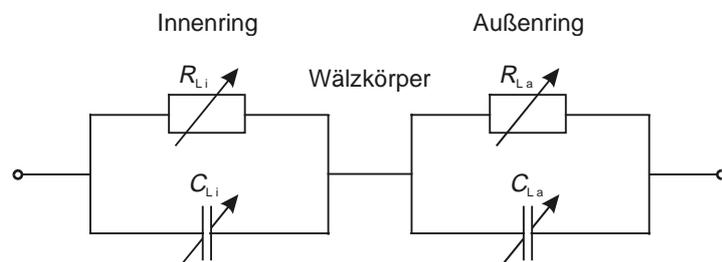


Bild 23: Elektrischer Gesamtwiderstand eines Wälzlagers

Der im Lager herrschende Schmierzustand beeinflusst die Größe des ohmschen und kapazitiven Widerstandes. Er kann aufgeteilt werden in den Widerstand zwischen Innenring und Wälzkörpern (R_{Li} und C_{Li}) und den Widerstand zwischen Wälzkörpern und Außenring (R_{La} bzw. C_{La}). Bei Lagern mit Borden sind am Innen- und/oder Außenring weitere Kontakte zu berücksichtigen. Ein Beispiel für die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Kegelrollenlager zeigt Bild 24.

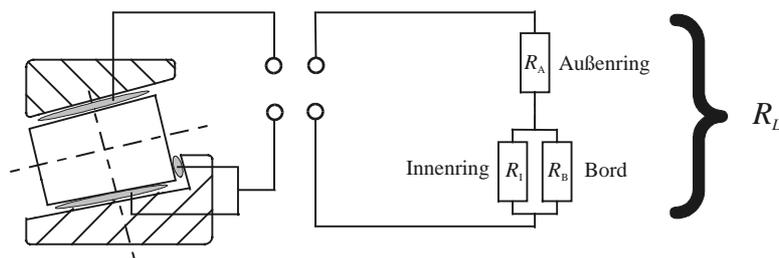


Bild 24: Ersatzschaltbild zur Bestimmung des Lagerwiderstandes eines Kontaktes im Kegelrollenlager

Abhängig vom gewählten Meßprinzip und unter Berücksichtigung des Bordkontaktes ergibt sich für die reale Situation im Kegelrollenlager die in Bild 25 dargestellte Schaltung.

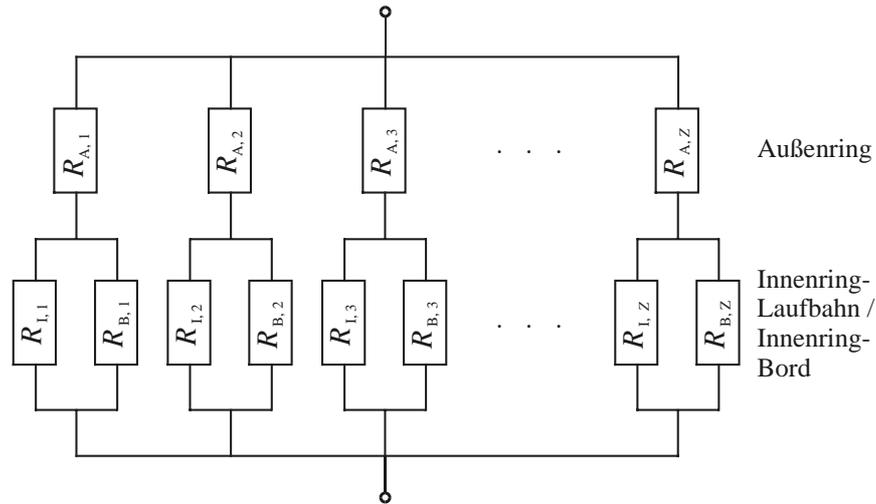


Bild 25: Schaltung der ohmschen Widerstände im Kegelrollenlager

Für die Parallelschaltung von ohmschen Widerständen gilt:

$$\frac{1}{R_{\text{ges}}} = \sum_{i=1}^Z \frac{1}{R_i} \quad (33)$$

Für die Reihenschaltung von ohmschen Widerständen gilt:

$$R_{\text{ges}} = \sum_{i=1}^Z R_i \quad (34)$$

Für einen Kontakt entsprechend Bild 24 gilt:

$$R = R_A + \frac{R_L \cdot R_B}{R_L + R_B} \quad (35)$$

Folglich gilt für den ohmschen Gesamtwiderstand der in Bild 25 dargestellten Schaltung:

$$R_L = \left(\sum_{i=1}^Z \left(\frac{1}{R_{A,i} + \frac{R_{L,i} \cdot R_{B,i}}{R_{L,i} + R_{B,i}}} \right) \right)^{-1} \quad (36)$$

Die Bestimmung des ohmschen Widerstandes kann sowohl mittels Gleichspannung als auch mittels Wechselspannung realisiert werden. Vorteil der Verwendung von Gleichspannung ist der einfache und kostengünstige Versuchsaufbau. Es besteht jedoch die Gefahr, daß sich innerhalb des prinzipiell nicht leitenden Fett- bzw. Ölfilms durch Ausrichtung der Elektronen eine Strecke erhöhter Leitfähigkeit einstellt. Dieser sogenannte „Tunneleffekt“ tritt bei der Verwendung von Wechselspannung infolge der permanenten Änderung der Stromrichtung nicht auf.

Für die meßtechnische Bestimmung des ohmschen Widerstandes ist die Eliminierung des kapazitiven Anteils am Lagerübergangswiderstand erforderlich. Dies kann über eine geeignete Drehung der Phasenlage mittels eines in die Meßschaltung integrierten R - C -Gliedes erreicht werden.

Um elektrische Spannungsdurchbrüche zu verhindern, ist die Verwendung einer sehr geringen Meßspannung erforderlich. Die Durchschlagfestigkeit errechnet sich aus

$$E_D = \frac{U_D}{s_D} \quad (37)$$

E_D	V/mm	Durchschlagfestigkeit
U_D	V	Durchschlagspannung
s_D	mm	Schlagweite

Die Durchschlagfestigkeit von Schmierölen wird allgemein mit $E_D = 5 \text{ kV/mm}$ angenommen [84]. Bei einer Meßspannung von 5 mV ist mit einem Spannungsdurchschlag erst unterhalb einer Schmierfilmhöhe von 1 nm zu rechnen.

Eine direkte Umrechnung des gemessenen elektrischen Lagerübergangswiderstandes in eine Schmierfilmhöhe ist aufgrund des nicht-Ohmschen Charakters der Schmierstoffe sowie einer starken Abhängigkeit des Widerstandes von der Feuchtigkeit, der Temperatur, dem Druck und der angelegten Feldstärke in den bisher an verschiedenen Forschungsstellen durchgeführten Untersuchungen nicht realisiert worden. Hierfür wären umfangreiche Basisuntersuchungen zur Beschreibung des ohmschen Widerstandes eines Fettes von den genannten Einflußgrößen erforderlich. Die gemessenen Widerstandswerte konnten daher lediglich mit den auf anderem Wege ermittelten Filmhöhen korreliert werden. Für die direkte quantitative Ermittlung von Schmierfilmhöhen in Lagern wurden bislang in der Regel Verfahren auf der Basis der Messung der elektrischen Kapazität genutzt, wobei auch hier eine genaue Bestimmung der Dielektrizitätskonstante erforderlich ist.

3.4 Einsatz der Fluoreszenz zur Untersuchung des Schmierzustandes

Fluoreszierende Farbstoffe finden seit geraumer Zeit in der petrochemischen Industrie ihre Anwendung. Einem Öl beigemischt und mit einem Licht geeigneter Wellenlänge angeregt, lassen sich durch das emittierte Licht der Farbstoffe kleinste Mengen ausgetretenen Öles sichtbar machen. Eine weitere Anwendung ist die Markierung verschiedener petrochemischer Produkte durch unterschiedlich fluoreszierenden Farbstoff. Weiterhin wird der Effekt der laserinduzierten Fluoreszenz bei der Untersuchung von Kraftstoffverteilungen in Verbrennungsmotoren genutzt [85], [86]. Angeregt durch die Arbeiten von *Poll et al.* [87], die den Effekt der Fluoreszenz zur Untersuchung des Schmierfilmaufbaus an Radialwellendichtringen nutzten, wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit ein Prüfaufbau realisiert, mit dem die Benetzung der Rollenstirnfläche eines Kegelrollenlagers mit Schmierstoff unter Ausnutzung der UV-induzierten Fluoreszenz in situ beobachtet werden kann (siehe Abschnitte 4.1.3 und 4.4.4).

3.4.1 Allgemeine Grundlagen

Unter Fluoreszenz versteht man die Emission von Licht, die so lange auftritt, wie die fluoreszierenden Moleküle durch Lichtabsorption angeregt werden. Das Licht verhält sich bei der Absorption wie Teilchen, sogenannte Photonen oder Energiequanten, die ihre Energie in diskreten Mengen abgeben. Für diese Energie gilt:

$$E = \frac{h \cdot c}{\lambda} \quad (38)$$

E	J	Energie
h	J·s	Planck-Konstante
c	m/s	Lichtgeschwindigkeit
λ	m	Wellenlänge des Lichtes

Durch die Lichtenergie werden die Elektronen der fluoreszierenden Moleküle aus dem elektronischen Singulettgrundzustand S_0 in einen höheren elektronisch angeregten Zustand S_n überführt. Im *Bohrschen* Atommodell entspricht dieses einer Verlagerung eines Elektrons von einer inneren auf eine äußere Schale. Die Verweildauer des Elektrons im angeregten Zustand liegt im Bereich von Nanosekunden. Von diesem labilen Zustand aus erfolgt die Abregung des Elektrons in den Grundzustand.

Fluoreszenz kommt dadurch zustande, daß das angeregte Molekül bei der Abregung von selbst, d.h. spontan, Licht emittiert. Die hierbei abgestrahlte Energie ist wegen der strahlungslosen Energieverluste im elektronisch angeregten Zustand kleiner als die bei der Absorption aufgenommenen Energie. Aus Gleichung (38) folgt, daß die Wellenlänge des emittierten Lichtes größer ist als die Wellenlänge des anregenden Lichtes. Folglich ist das Fluoreszenzspektrum gegenüber dem Absorptionsspektrum zu höheren Wellenlängen hin verschoben [88].

Jede Fluoreszenzsubstanz besitzt eine oder mehrere charakteristische Anregungswellenlängen und zugehörige Emissionsspektren.

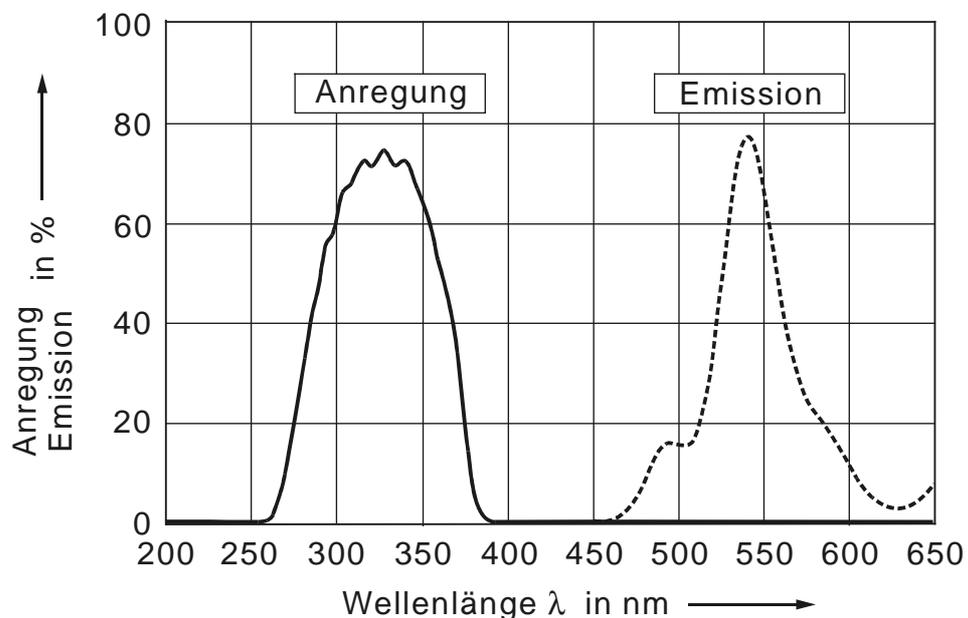


Bild 26: Anregungsspektrum der Lichtquelle und Emissionsspektrum des Farbstoffs *MORTON Fluorescent Yellow 131 SC*[®]

Bild 26 zeigt das Anregungsspektrum der im Rahmen der Arbeit verwendeten Lichtquelle und das zugehörige Emissionsspektrum für den verwendeten Farbstoff *MORTON Fluorescent Yellow 131 SC*[®]. Da Anregungs- und Emissionsspektrum ausreichend weit voneinander

verschoben sind, kann in der praktischen Anwendung das reflektierte Anregungslicht mit geeigneten Filtern unterdrückt werden, so daß lediglich das vom Farbstoff emittierte Licht zur Weiterverarbeitung erfasst werden kann. Während die Wellenlänge des emittierten Lichtes fast ausschließlich vom Emissionsspektrum der fluoreszierenden Substanz abhängt, ist die Intensität des emittierten Lichtes primär abhängig von

- der Konzentration des verwendeten Farbstoffes und
- der Intensität des Anregungslichtes.

Zwischen der Intensität des Fluoreszenzlichtes, der Konzentration des fluoreszierenden Farbstoffes und der Intensität des Anregungslichtes besteht folgender Zusammenhang:

$$I_F = Q_F \cdot I_0 \cdot \varepsilon \cdot c_F \cdot \delta \quad (39)$$

I_F J Intensität des Fluoreszenzlichtes

Q_F - Quantenausbeute

I_0 J Intensität des Anregungslichtes

ε $\frac{\text{m}^2}{\text{mol}}$ molarer Extinktionskoeffizient

c_F $\frac{\text{mol}}{\text{dm}^3}$ Farbstoffkonzentration

δ mm Weglänge des Lichtstrahls im absorbierenden Medium

Im Bereich kleiner Konzentrationen des gelösten Fluoreszenzfarbstoffes ist die Intensität des Fluoreszenzlichtes unter der Annahme einer konstanten Quantenausbeute, einer konstanten Intensität des Anregungslichtes und einer konstanten Weglänge des Lichtstrahls im Medium proportional zur Konzentration des Farbstoffes. Bei höheren Konzentrationen gilt diese Beziehung nicht mehr, da sich die Strahlungseigenschaften der fluoreszierenden Moleküle gegenseitig beeinflussen. Ab einer bestimmten Konzentration tritt Selbstabsorption des emittierten Lichtes auf, so daß die Gesamtintensität nicht mehr ansteigt. Für die Untersuchung von Schmierfilmen mittels Fluoreszenz ist zur Vermeidung der Beeinflussung der Schmierstoffeigenschaften ein Optimum zwischen einer geeignet hohen Intensität des emittierten Lichtes und einer möglichst geringen Konzentration des Farbstoffes zu finden (Siehe Abschnitt 4.1.3).

Die Intensität des Anregungslichtes I_0 bewirkt gemäß Gleichung (39) bei konstanter Quantenausbeute, konstanter Konzentration und konstanter Weglänge im Medium eine entsprechend hohe Intensität des emittierten Lichtes I_F . Die Quantenausbeute Q_F ist von der Anregungswellenlänge abhängig [85]. Nach der in Gleichung (39) zu erkennenden Proportionalität sollte die fluoreszierende Substanz im Sinne einer hohen Intensität des emittierten Lichtes somit in einem Bereich angeregt werden, in dem die Substanz eine ausgeprägte Absorptionsbande aufweist. Das Vorliegen einer hohen Quantenausbeute kann anhand von Emissionsspektren überprüft werden [86].

4 Experimentelle Untersuchungen

4.1 Prüfstand

Zur Untersuchung der Tieftemperatureignung von Schmierfetten war die Entwicklung eines Prüfstandes erforderlich, mit dem eine Einbausituation eines Wälzlagers in einer gekühlten Umgebung nachgebildet werden kann. Um eine Erwärmung des Lagers durch Reibungswärme zu verhindern, waren hohe Anforderungen an die Kälteleistung und die Regelgenauigkeit der Kältemaschine gestellt.

4.1.1 Aufbau

Die Entwicklung des Prüfstandes orientierte sich an in der Industrie verbreiteten Prüfverfahren zur Schmierfettprüfung, um Neuinvestitionen, die aus der geplanten Normung eines zu entwickelnden Prüfverfahrens resultieren würden, so gering wie möglich zu halten. Der Prüfstand wurde daher auf der Basis des in der Industrie weit verbreiteten und in E DIN 51 819 [89] genormten „Wälzlagerschmierstoff Prüfgerätes FE8“ der Firma FAG entwickelt.

Bild 27 zeigt den prinzipiellen Aufbau des Prüfstandes.

Der in eine Isolierbox zur Vermeidung von Kondenswasser eingebaute Prüfkopf wird über einen regelbaren Gleichstrommotor ($n = 0 \dots 3000 \text{ min}^{-1}$, $T_{\text{max}} = 63 \text{ Nm}$) und das nachgeschaltete Planetengetriebe ($i = 4$) angetrieben. Zwischen dem Getriebe und der Prüfkopfwelle ist eine Drehmomentenmeßwelle mit telemetrischer Signalübertragung angeordnet. Mit ihr können Drehmomente bis 100 Nm gemessen werden.

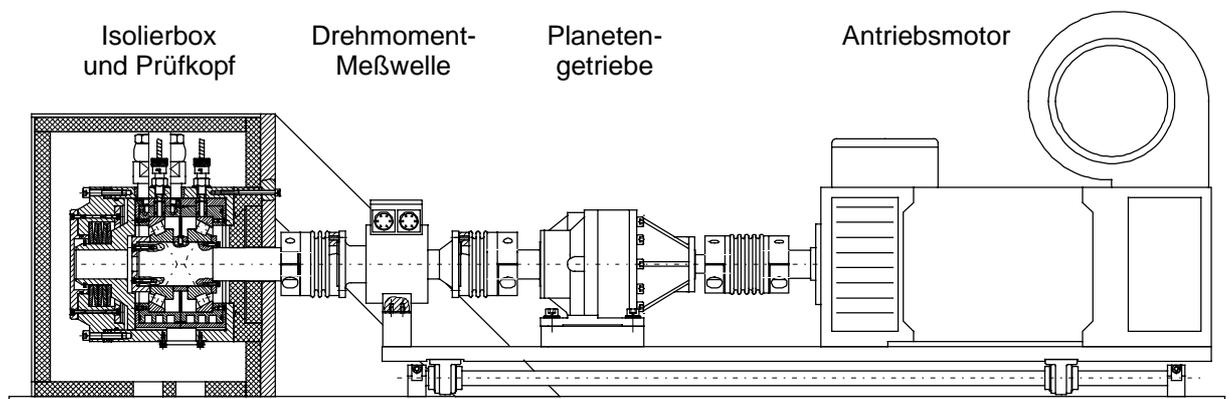


Bild 27: Prinzipskizze des Prüfstandes

Zum Zweck einer einfachen Montage und Demontage der Prüfkopfwelle sind der Motor, das Getriebe und der Stator der Drehmomentenmeßwelle auf einer gemeinsamen Platte montiert, die mittels zweier Linearführungen verschoben werden kann.

Bild 28 zeigt eine Detaildarstellung des Prüfkopfes. Im Prüfkopf sind die beiden axial gegenüber angeordneten Prüflager (9) auf der Prüfkopfwelle (11) montiert. Als Prüflager können Schrägkugellager, Kegelrollenlager und Pendelrollenlager eingebaut werden.

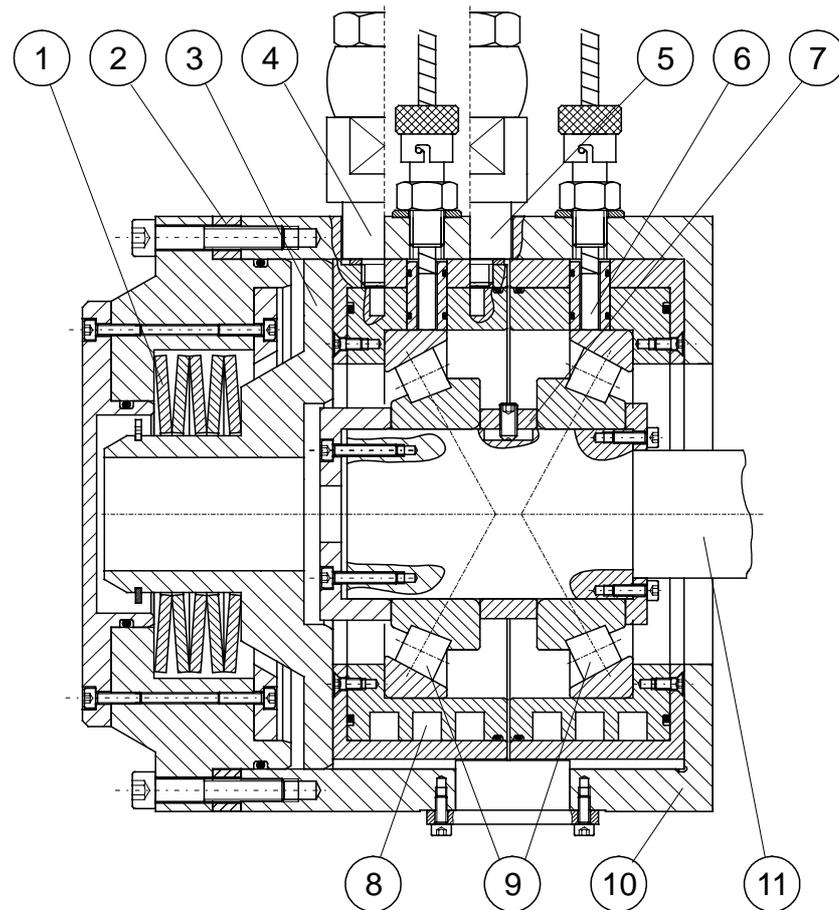


Bild 28: Detaildarstellung des Prüfkopfes

Die Außenringe der Prüflager sind in Lageraufnahmen (8) aufgenommen, durch welche Kühlmittel zirkuliert. Die Prüflager werden über Tellerfedern (1), einen Distanzring zur Einstellung der Belastung (2), das Gehäuse (10), die äußeren Lageraufnahmen (8) und die An Druckplatte (3) im Kraftfluß verspannt. Die Versorgung der Kühlkörper mit Kühlmittel erfolgt über Verschraubungen (4) und (5) und die Verbindungsleitungen mit den Kühlgeräten. Pt-100 Temperaturnehm er (6) erfassen die Temperatur der Lager am Lageraußenring.



Bild 29: Gesamtübersicht des Prüfstandes (links) und des Antriebsstranges (rechts)

Bild 29 zeigt zwei Fotos des Prüfstandes. Der gesamte Prüfandaufbau befindet sich auf einem freistehenden Tisch. Unterhalb der Tischplatte sind die beiden Kühlgeräte und die Rohrleitungen, die den Prüfkopf mit den Kältemaschinen verbinden, angeordnet. Jede Kältemaschine kühlt ein Lager, wodurch die Regelung der Temperaturen für beide Prüflager unabhängig voneinander erfolgt.

Im Betrieb wird der Prüfkopf von einer Isolierbox umschlossen (siehe Bild 29 rechts). Hierdurch kann sowohl Kondenswasserbildung am und im Prüfkopf als auch eine Luftzirkulation durch den Prüfkopf ausgeschlossen werden.

Arbeitstemperaturbereich	° C	-25 ... 80
Temperaturkonstanz	±° C	0,1
Kühlleistung in kW bei	20° C	6,5
	10° C	4,9
	0° C	3,2
	-25° C	0,6



Bild 30: Technische Daten der Kühlgeräte

Bei den Kühlgeräten handelt es sich um Umlaufkühler UKS 6000 H der Firma LAUDA. Jedes Gerät verfügt über einen Kühlwasserbehälter mit einem Fassungsvermögen von 90 l. Als Kühlmedium wird ein Wasser-Glykol-Gemisch (Mischungsverhältnis 1:1) verwendet. Der Arbeitstemperaturbereich und die Kühlleistung der Geräte sind in Bild 30 wiedergegeben.

Bild 31 zeigt den Signalfußplan zur Meß- und Steuerungstechnik des Prüfstandes.

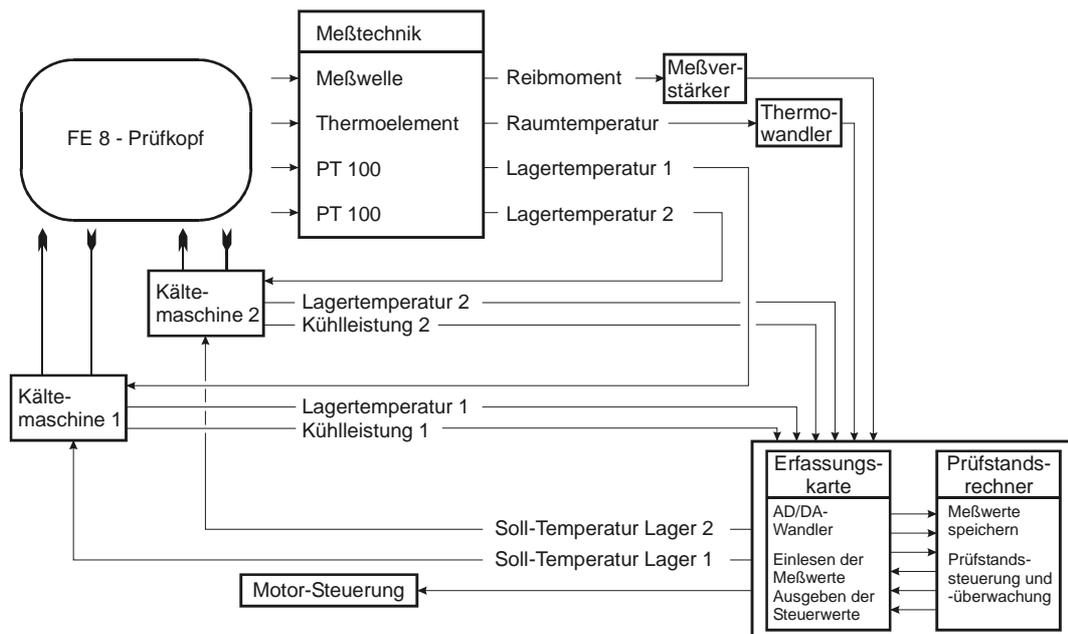


Bild 31: Meß- und Steuerungstechnik des Prüfstandes

Die Steuerung des Prüfstandes erfolgt über einen handelsüblichen Personal-Computer. Als Meß- und Steuerungssoftware wird DIAdem[®] der GfS mbH, Aachen verwendet. Bild 32 zeigt eine Benutzeroberfläche des Programms zur Steuerung und Meßwerterfassung.

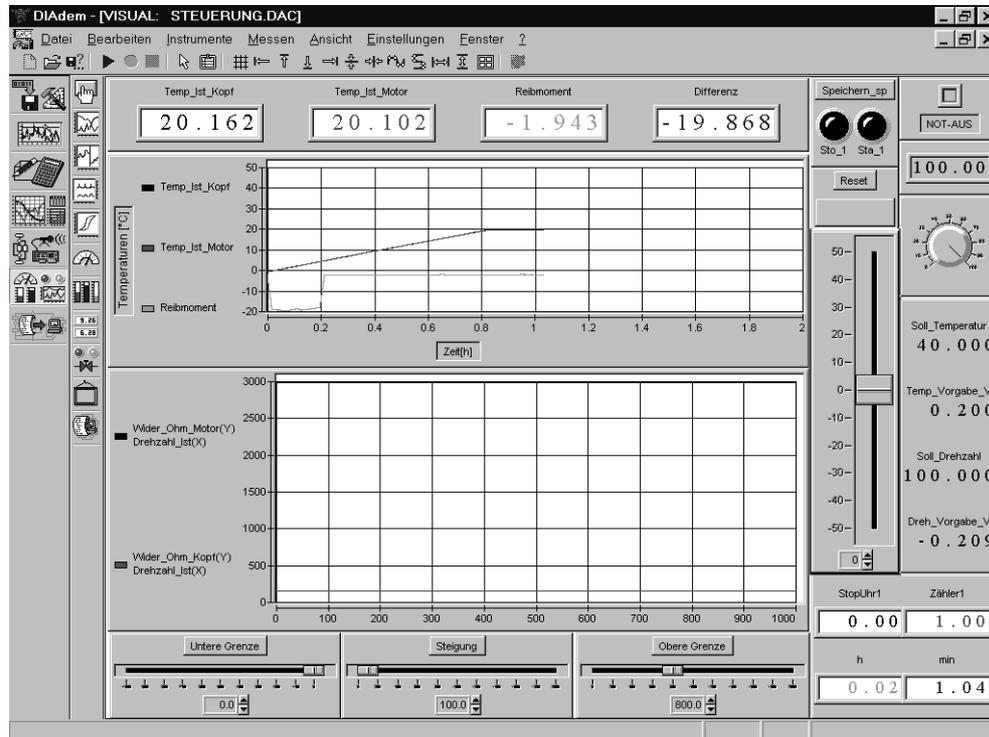


Bild 32: Benutzeroberfläche des Meß- und Steuerungsprogramms

4.1.2 Meßsystem zur Bestimmung des Lagerwiderstandes

Im Rahmen der Arbeiten wurde ein Meßsystem aufgebaut, mit dem die qualitative Beurteilung des Schmierungszustandes der beiden im Prüfkopf eingesetzten Prüflager möglich ist. Es nutzt das in Abschnitt 3.3 beschriebene Verfahren der Bestimmung des ohmschen Widerstandes.

Besonderheit des in dieser Arbeit verwendeten Meßaufbaus ist die Erzeugung einer Wechselspannung mittels handelsüblicher Trägerfrequenz-Meßverstärker [90]. Vorteil dieser Methode ist die Verhinderung des bekannten „Tunneleffektes“, bei dem sich innerhalb der prinzipiell nicht leitenden Fettschicht durch Ausrichtung der Elektronen eine Strecke erhöhter Leitfähigkeit einstellen kann, die zu einer Verfälschung der Meßergebnisse führt. Durch einen permanenten Wechsel der Stromrichtung wird dieser Effekt ausgeschlossen. Weiterhin ist das Meßsignal gegenüber Störungen wesentlich unempfindlicher als ein Gleichspannungssignal.

Zum Zwecke einer elektrischen Isolierung der Lager untereinander und gegenüber der Umgebung wurden die in Bild 28, Seite 39 dargestellte Prüfwellen (11) und der Distanzring (7) mit einer Beschichtung aus Al_2O_3 versehen. Gegenüber der Drehmomentenmeßwelle (siehe Bild 27, Seite 38) wurde die Prüfwellen ebenfalls elektrisch isoliert.

Für die Messung des Übergangswiderstandes im Wälzlager wird eine Wheatstonsche Brückenschaltung verwendet. Das Lager wird als Widerstand in einen Zweig der Brückenschaltung

tung eingekoppelt, wobei ein Meßpunkt der Brückenschaltung auf das Gehäuse des Prüfkopfes gelegt ist, welches mit dem Außenring des Prüflagers elektrisch leitend verbunden ist. Der Anschluß des Wälzlagerinnenringes erfolgt mittels eines Quecksilber-Drehübertragers.

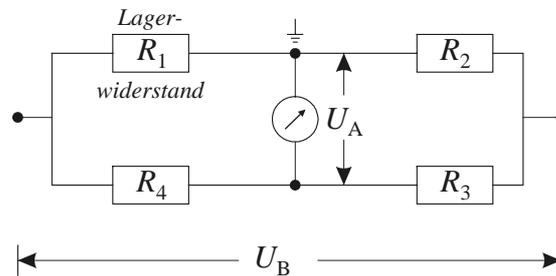


Bild 33: Wheatstonsche Brückenschaltung zur Messung des Übergangswiderstandes

Für die in Bild 33 dargestellte Brückenschaltung gilt [91] :

$$\frac{U_A}{U_B} = \frac{R_1}{R_1 + R_2} - \frac{R_4}{R_3 + R_4} \quad (40)$$

Mit

$$R_3 = R_4$$

ergibt sich:

$$\frac{U_A}{U_B} = \frac{R_1}{R_1 + R_2} - \frac{1}{2} \quad (41)$$

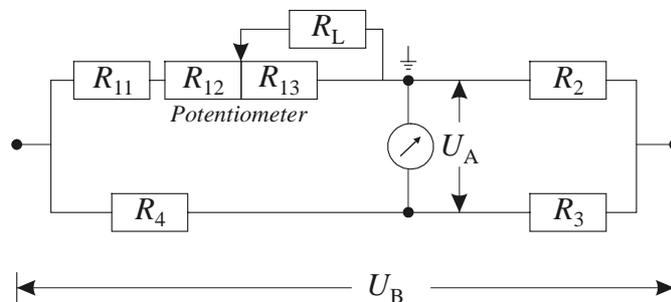


Bild 34: Brückenschaltung mit angeschlossenem Lager

Für den zu messenden Übergangswiderstand hat sich die in Bild 34 dargestellte Aufteilung der im Brückenarm vorhandenen Widerstände in einen Vorwiderstand R_{11} und einen einstellbaren Widerstand R_{12}/R_{13} als sinnvoll erwiesen. Dem Widerstand R_{13} wird während der Messung der Lagerwiderstand R_L parallel geschaltet, so daß sich für die Messung die in Bild 35 dargestellte Schaltung ergibt.

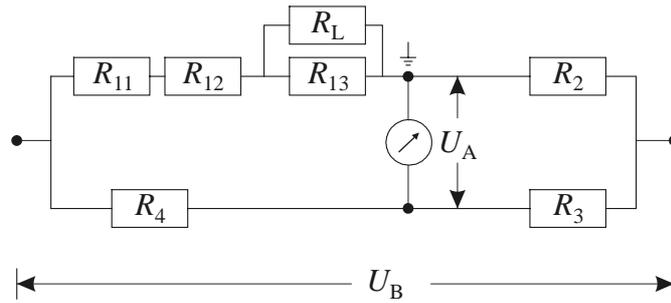


Bild 35: Brückenschaltung während der Messung

Es gilt:

$$R_1 = R_{11} + R_{12} + \frac{R_L \cdot R_{13}}{R_L + R_{13}} \quad (42)$$

Eingesetzt in Gleichung (41) ergibt sich:

$$\frac{U_A}{U_B} = \frac{R_{11} + R_{12} + \frac{R_L \cdot R_{13}}{R_L + R_{13}}}{R_{11} + R_{12} + \frac{R_L \cdot R_{13}}{R_L + R_{13}} + R_2} - \frac{1}{2} \quad (43)$$

Die Umformung ergibt:

$$\frac{U_A}{U_B} = \frac{R_L \cdot (R_{11} + R_{12} + R_{13} - R_2) + R_{13} \cdot (R_{11} + R_{12} - R_2)}{2 \cdot R_L \cdot (R_{11} + R_{12} + R_{13} + R_2) + 2 \cdot R_{13} \cdot (R_{11} + R_{12} + R_2)} \quad (44)$$

Unter Berücksichtigung der aufgebauten Schaltung gilt:

$$R_{11} + R_{12} + R_{13} = R_2 \quad (45)$$

Eingesetzt in Gleichung (44) ergibt sich:

$$R_L = \frac{R_{13}^2}{4 \cdot R_2} \cdot \left(\frac{-U_B}{U_A} + 2 \right) - R_{13} \quad (46)$$

Der Zusammenhang zwischen einem realen ohmschen Widerstand und der gemessenen Brückenspannung wird durch Kalibrierung des Meßverstärkers mit einem einstellbaren Referenzwiderstand hergestellt. Durch die Wahl der Widerstände und der Brückenspannung fällt über dem Lager eine Spannung von ca. 5 mV ab.

Bild 36 zeigt den sich ergebenden Zusammenhang zwischen gemessener Brückenspannung und ohmschem Widerstand. Im Bereich kleiner ohmscher Widerstände besteht eine hohe Empfindlichkeit gegenüber Widerstandsänderungen, die mit zunehmenden Werten des absoluten Widerstandes abnimmt.

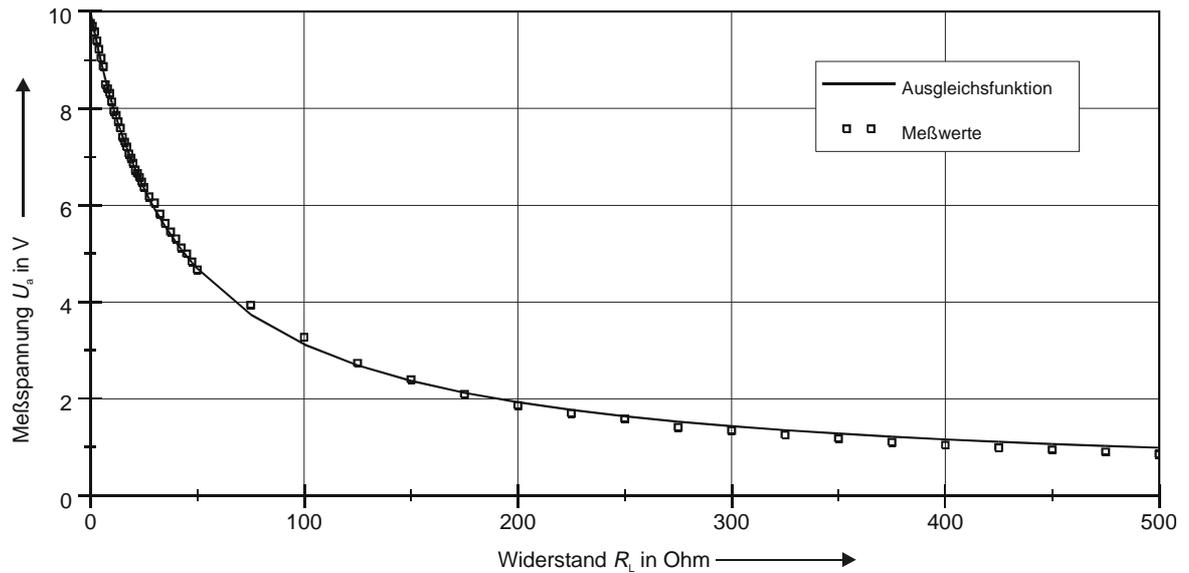


Bild 36: Zusammenhang zwischen Meßspannung und Lagerwiderstand

4.1.3 Meßsystem zur optischen Untersuchung des Schmierzustandes

Im Rahmen der Arbeiten wurde ein Verfahren entwickelt und aufgebaut, mit dem die optische Beobachtung der Rollenstirnfläche eines Kegelrollenlagers unter Ausnutzung der UV-induzierten Fluoreszenz möglich ist (siehe auch Abschnitt 3.4). Bild 37 zeigt den prinzipiellen Versuchsaufbau.

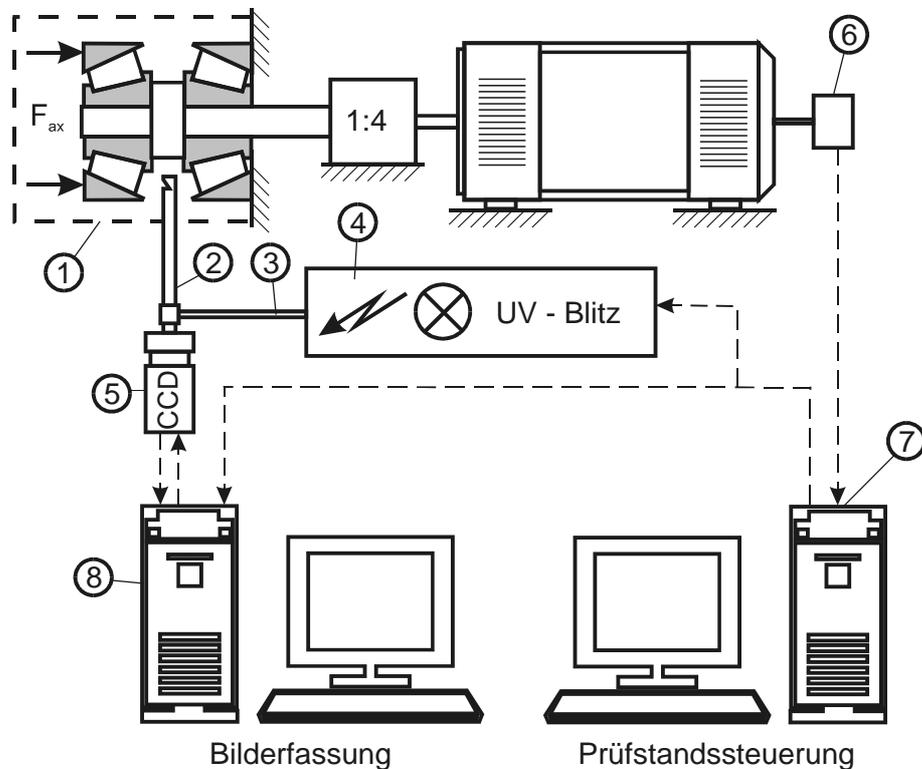


Bild 37: Versuchsaufbau zur Beobachtung der Rollenstirnfläche [92]

Der Prüfkopf (1) (Details siehe Bild 28 / Seite 39) verfügt über eine Bohrung, durch die ein Endoskop (2) mit einem 90°-Spiegelrohr zwischen die Prüflager eingebracht werden kann.

Durch Drehen des Spiegelrohres können die Rollenstirnflächen beider Lager betrachtet werden. Die Durchführung in den Prüfkopf erfolgt durch ein feststellbares Kugelgelenk, so daß der betrachtete Ausschnitt in gewissen Grenzen frei gewählt werden kann. Das Endoskop dient sowohl der Betrachtung als auch der Beleuchtung des Bildausschnittes. Eine CCD-Kamera (5) wird mittels eines Okkularadapters auf das Okkular des Endoskopes aufgesetzt. Der Adapter enthält einen Filter zur Unterdrückung des Anregungslichtes der Blitzlichtquelle (Cut-Off bei $\lambda < 520$ nm) und verfügt über eine Möglichkeit zur Einstellung der Bildschärfe. Die Beleuchtung erfolgt über eine UV-Blitzlichtquelle (4), die mittels eines flexiblen Flüssiglichtleiters (3) an das Endoskop angeschlossen wird. Ein Filter in der UV-Lichtquelle grenzt das Spektrum des Lichtes entsprechend Bild 26 / Seite 36 ein. Durch Wahl der Kondensatorkapazität und der Aufladespannung ist die Energie des Blitzes per Hand einstellbar. Der Blitz kann alternativ per Hand oder über ein externes Triggersignal ausgelöst werden. Um eine Synchronisierung des Blitzes mit dem Umlauf der Prüflager zu erreichen, wertet der Personal Computer (PC) zur Prüfstandssteuerung (7) das Signal eines mit der Welle des Antriebsmotors verbundenen hochauflösenden Drehimpulsgebers aus und sendet ein geeignetes Triggersignal an die UV-Blitzlichtquelle und den PC zur Bilderfassung.

Die gewählte Schwarz-Weiß-CCD-Kamera verfügt neben einer ausreichenden Auflösung und Lichtempfindlichkeit über einen sog. Progressive-Scan-Modus, der einen Shutterbetrieb mit externer asynchroner Triggerung und Belichtungszeitsteuerung ermöglicht [93]. Die Sensorempfindlichkeit kann ähnlich einer elektronischen Blende automatisch oder manuell geregelt werden. Auf einen Bildverstärker kann wegen der hohen Intensität der Blitzlichtquelle und der daraus resultierenden starken Emission des Farbstoffes sowie der hohen Sensorempfindlichkeit verzichtet werden, ohne kurze Belichtungszeiten ausschließen zu müssen. Die Ausgabe des Videobildes an den PC zur Bilderfassung erfolgt als analoges Signal.

Die Weiterverarbeitung des Videosignals erfolgt mit einer sog. Grabberkarte im PC zur Bilderfassung, die das Signal in pixelselektive Helligkeitswerte umsetzt und der jeweiligen Bildauflösung entsprechend im Hauptspeicher als Graustufengrafik ablegt. Die Grabberkarte übernimmt außerdem die Triggerung der Kamera zur Anpassung an den Bewegungsablauf des beobachteten Objektes und die Synchronisierung des Videosignals. Aufgrund der gewählten Auflösung des CCD-Sensors (637 x 494) und der 8-bit-Graustufendarstellung läßt sich der entstehende Datenstrom (7,9 MB/s) noch gut über den PCI-Bus des PC verarbeiten, so daß für den Rest des Rechners Standardkomponenten verwendet werden können.

Über die Steuersoftware *MATROX Intellicam*[®] [94] der Grabberkarte kann die Belichtungsdauer und die Verzögerung des Bildeinzuges relativ zum Triggersignal eingestellt werden.

Da die Betrachtung der Rollenstirnfläche in situ, also bei drehender Welle und drehenden Kegelrollen erfolgt, war eine Bestimmung der maximal möglichen Drehzahl erforderlich, die von der Dauer und Intensität des UV-Blitzes und der Belichtungszeit der Kamera bestimmt wird. Als Grenze wurde eine Drehzahl von $n_{\max} = 40 \text{ min}^{-1}$ ermittelt.

Die Auswertung der mit dem beschriebenen Aufbau gewonnenen Bilder der Rollenstirnflächen erfolgt mit der Bild-Analysesoftware *MATROX Inspector 2.1*[®] [95] (siehe Abschnitt 4.4.4). Bei der Analyse der Bildinformationen wird die Möglichkeit des Programmes genutzt,

den Grauwert eines jeden einzelnen Bildpunktes (Pixel) zu ermitteln und weiter zu verarbeiten. Die umfangreichen Möglichkeiten des Programmes hinsichtlich Bildbearbeitung, wie z.B. eine Veränderung der Helligkeit und des Kontrastes sowie eine Konturverstärkung, werden nicht genutzt, da sie die Ergebnisse der Messung verfälschen würden.

4.1.4 Meßsystem zur Bestimmung des Schlupfes

Mit dem oben beschriebenen System zur optischen Untersuchung des Schmierzustandes ist auch eine Bestimmung des im Lager auftretenden Schlupfes des Rollensatzes (Käfig + Rollen) möglich. Anstelle der UV-Blitzlichtquelle kann eine herkömmliche Gleichspannungslichtquelle verwendet werden. Die theoretischen Zusammenhänge zur Kinematik der Kegelrollenlager ergeben sich aus Abschnitt 3.2 (Seite 30).

Die theoretische Drehzahl des Rollensatzes ist eine Funktion der Drehzahl des Innenringes und kann in Abhängigkeit von den geometrischen Daten des Lagers nach Gleichung (31) ermittelt werden. Aus der hochgenauen Messung der tatsächlichen Drehzahl des Innenringes (8000 Impulse pro Umdrehung) kann die theoretische Drehzahl des Rollensatzes errechnet werden. Die tatsächliche Drehzahl des Rollensatzes ergibt sich aus der für die Realisierung eines stehenden Bildes erforderlichen Trigger-Frequenz für die Video-Kamera. Der Schlupf errechnet sich dann aus Gleichung (32).

4.2 Versuchslager

Für die Versuche wurden Kegelrollenlager mit der Bezeichnung 31312A.536048.H109 der Firma FAG verwendet. Hierbei handelt es sich um speziell für die FE 8-Prüfmaschine hergestellte Lager, bei denen der Innenring-Haltebord einen kleineren Durchmesser aufweist, als er bei Serienlagern üblich ist. Hierdurch ist eine einfache Zerlegung von Innenring und Rollensatz nebst Käfig möglich. Alle Prüflager stammten aus dem gleichen Fertigungslos. Tabelle 6 gibt einen Überblick der Abmessungen und der Tragzahlen der Lager.

Bohrungsdurchmesser d	60 mm	
Außendurchmesser D	130 mm	
Breite B	33,5 mm	
Winkel α	29 °	
Statische Tragzahl C_0	170.000 N	
Dynamische Tragzahl C	146.000 N	

Tabelle 6: Abmessungen und Tragzahlen der verwendeten Prüflager

4.3 Versuchsfette

Im Rahmen der Untersuchungen wurden Versuche mit drei handelsüblichen Fetten durchgeführt, für die bereits Erfahrungen im Bereich niedriger Temperaturen vorlagen.

Um einen Wettbewerbsvergleich der Versuchsfette untereinander zu vermeiden, wurden die Fettbezeichnungen verschlüsselt. Tabelle 7 zeigt die veröffentlichten technischen Daten der verwendeten Versuchsfette.

Eigenschaft		Fett A	Fett B	Fett C	Prüfmethode / Quelle
Kennzeichnung		KP2R	KP2K	KPHCN	DIN 51 502
Dickungsmittel		Barium-Komplex-Seife	Lithium 12-Hydroxystearat	Lithiumseife	Datenblatt
Grundölart		Mineralöl	Mineralöl	PAO	Datenblatt
untere Gebrauchstemperatur	°C	ca. -15	-20	-40 beim Anfahren	Datenblatt
obere Gebrauchstemperatur	°C	140	120	140	Datenblatt
Fließdruck	hPa	ca. 1400 bei -15°C	550 bei -20 °C	350 bei -35 °C	DIN 51805 [37] / Datenblatt
Grundölviskosität bei 20 °C	mm ² /s	1039	-	-	DIN 51 562-1 [96] / Datenblatt
Grundölviskosität bei 40 °C	mm ² /s	220	200	105	DIN 51 562-1 / Datenblatt
Grundölviskosität bei 100 °C	mm ² /s	19	15.2	12	DIN 51 562-1 / Datenblatt
Ölabscheidung 18 h bei 40°C	Gew. %	< 1	2	< 0.5	DIN 51 817 [97] / Datenblatt
Tropfpunkt	°C	> 220	182	> 180	DIN ISO 2176 [98] / Datenblatt
Walkpenetration	0,1 mm	268	275	265-295	DIN ISO 2137 [99] / Messung
NLGI - Klasse	-	2	2	2	DIN 51 818 [100] / Datenblatt

Tabelle 7: Veröffentlichte Daten der Versuchsfette

4.4 Versuchsergebnisse

4.4.1 Dauerversuche

Im Rahmen des Forschungsvorhabens „Wälzlagerschmierung mit Fett bei niedrigen Temperaturen“ der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. [101] wurden über einen Zeitraum von zwei Jahren Dauerversuche an Kegelrollenlagern durchgeführt. Zielsetzung war die Entwicklung eines Prüfverfahrens, mit dem sich Schmierfette hinsichtlich ihrer Eignung für den Einsatz in Wälzlagern bei dauerhaft niedrigen Temperaturen sicher unterscheiden lassen. Da sowohl aus der Praxis als auch aus der Literatur keine Angaben über geeignete Versuchsbedingungen zu ermitteln waren, bestand zunächst die Aufgabe, eine Parameterkombination aus Drehzahl, Temperatur und Belastung zu finden, bei der sich die Versuchsfette unterscheiden ließen. Ausgangsbasis bei der Wahl der Parameter waren die im Normentwurf E DIN 51819 [89] genannten Werte für die Prüfung auf dem Wälzlagerschmierstoff-Prüfgerät FE 8 bei „normalen“ Bedingungen.

Axialkraft	$F_{ax} = 10.000 \text{ N}$ und 50.000 N ($C/P = 20$ und 4)
Drehzahl	$n = 75 \text{ min}^{-1}$ und 300 min^{-1} ($n \cdot d_m = 7,13 \cdot 10^3$ und $2,85 \cdot 10^4 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$)
Temperaturen	$T = 0 \text{ °C}$ und 10 °C am Lageraußenring
Versuchsdauer	$t = 500 \text{ h}$

Tabelle 8: Versuchsparameter für Kegelrollenlager

Mit diesen Parametern wurde ein vollständiger Faktorenversuch zur Ermittlung einer kritischen Parameterkombination durchgeführt. Alle Versuche wurden zunächst mit dem Versuchsfett A durchgeführt, da dieses aufgrund von Praxiserfahrungen empfindlicher auf dauerhaft niedrige Temperaturen reagieren würde als die anderen Fette.

Tabelle 9 zeigt die Ergebnisse des Faktorenversuches.

Niveau von ($T \ n \ F_{ax}$)	T	n	F_{ax}	Ergebnis
0 0 0	0 °C	75 min ⁻¹	10.000 N	Ausfall nach 69.0 h
0 1 0	0 °C	300 min ⁻¹	10.000 N	Durchläufer 500 h
0 0 1	0 °C	75 min ⁻¹	50.000 N	Ausfall nach 3.2 h
0 1 1	0 °C	300 min ⁻¹	50.000 N	Ausfall nach 15.2 h
1 0 0	10 °C	75 min ⁻¹	10.000 N	Durchläufer 500 h
1 1 0	10 °C	300 min ⁻¹	10.000 N	Durchläufer 500 h
1 0 1	10 °C	75 min ⁻¹	50.000 N	Ausfall nach 2.7 h
1 1 1	10 °C	300 min ⁻¹	50.000 N	Durchläufer 500 h

Tabelle 9: Ergebnisse des vollständigen Faktorenversuches mit Versuchsfett A

Als Ergebnis des Faktorenversuches wurde die Kombination $T = 10 \text{ °C}$, $n = 75 \text{ min}^{-1}$, $F_{ax} = 50 \text{ kN}$ als geeignet ausgewählt. Diese Bedingungen entsprechen hinsichtlich Belastung und Drehzahl auch den Standard-Prüfbedingungen für Kegelrollenlager in E DIN 51819.

Das Versagen der Schmierung bei diesen Bedingungen wurde in vier weiteren Versuchsansätzen mit dem Versuchsfett A reproduziert.

Auf den folgenden Seiten sind die Ergebnisse der Dauerversuche zusammengestellt. Neben den Angaben über erreichte Laufzeiten und dem sich im Lager ergebenden Verschleiß werden auch die Verläufe des Reibungsmomentes über der Laufzeit exemplarisch wiedergegeben und einander gegenübergestellt.

Bild 38 zeigt den Verlauf des Reibungsmomentes und der Temperatur, aufgetragen über der Zeit für das Fett A bei den oben genannten Bedingungen. Bei Versuchen mit dem Fett A findet in der Regel keine ausgeprägte Einlaufphase statt und das Reibungsmoment schwankt nur innerhalb größerer Zeitintervalle. Die Temperatur am Außenring wird durch die Regelung der Kältemaschinen konstant gehalten ($\Delta T = \pm 0,25 \text{ K}$). Diese Temperaturkonstanz ist sehr wichtig für die Untersuchung des Verhaltens bei dauerhaft niedrigen Temperaturen. Bereits

sehr geringe Temperaturveränderungen (ca. 5 K) können den Schmierzustand im Lager grundsätzlich verändern und die Messung unbrauchbar machen.

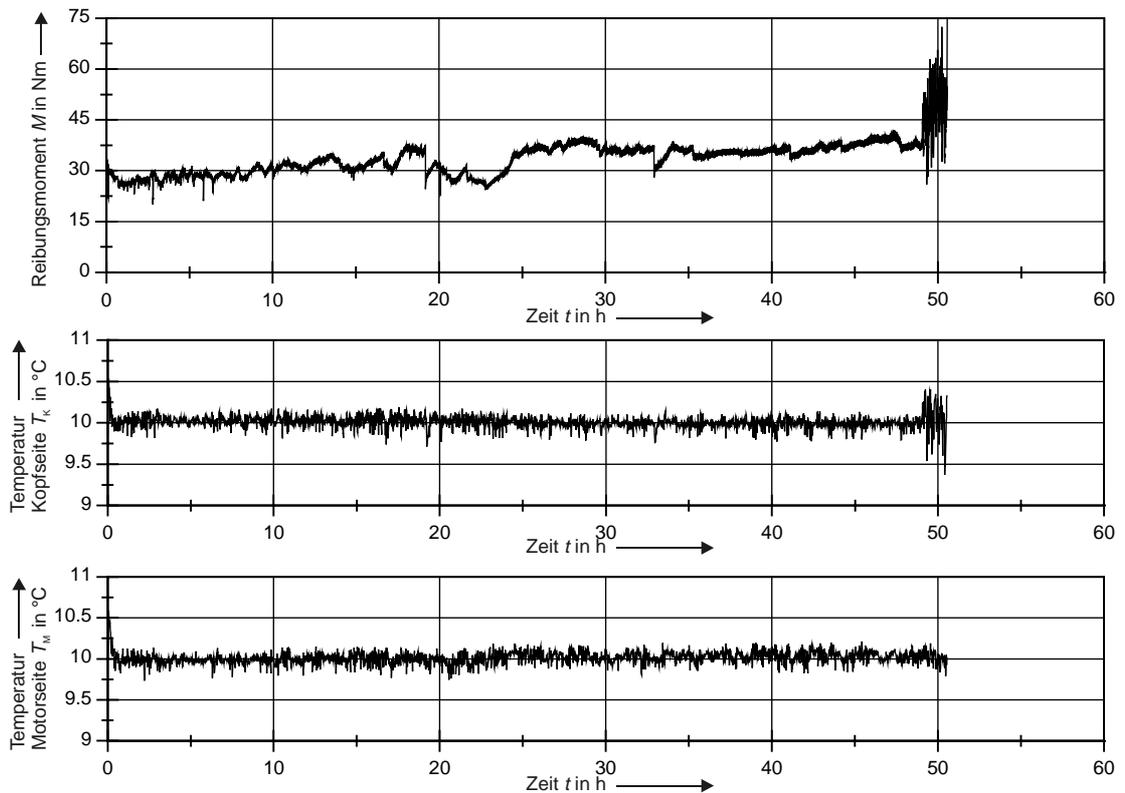


Bild 38: Reibungsmoment- und Temperaturverlauf für Fett A bei
 $T = 10 \text{ °C}$, $F_{ax} = 50 \text{ kN}$, $n = 75 \text{ min}^{-1}$

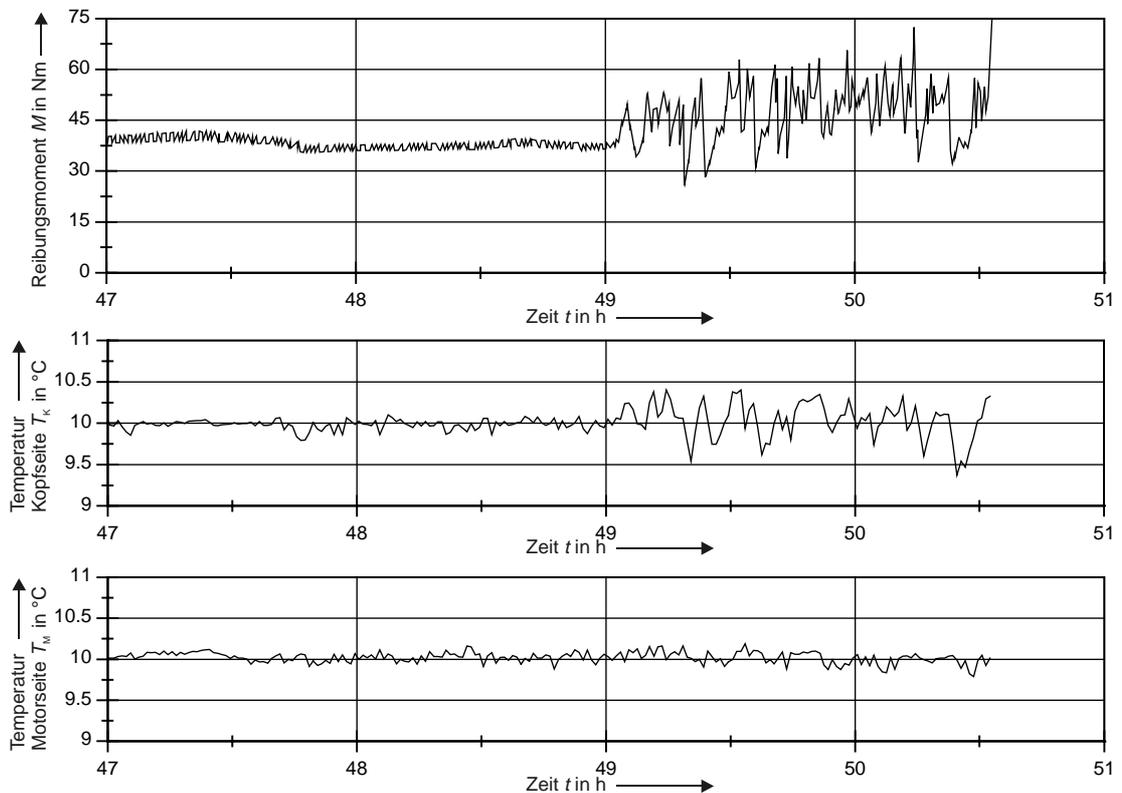


Bild 39: Detaildarstellung der letzten 3,5 Stunden des Versuchs aus Bild 38

Bild 39 zeigt den Verlauf von Reibungsmoment und Temperaturen für die letzten 3,5 Stunden des Versuches. Nach einer Versuchslaufzeit von 49 Stunden beginnt das Reibungsmoment erheblich zu schwanken. Auch die Temperatur am Außenring des kopfseitigen Lagers schwankt stärker ($\Delta T = \pm 0.5$ K). Das Reibungsmoment steigt kontinuierlich an und überschreitet nach ca. 50,5 Stunden den festgelegten Grenzwert von 75 Nm. Eine mikroskopische Untersuchung der Lager nach Versuchsende zeigt deutliche Spuren am Innenringbord und den Rollenstirnflächen der Kegelrollen des kopfseitigen Lagers (siehe Abschnitt 4.4.3).

Weiterhin weisen die Kegelrollen und der Innenring dieses Lagers erhöhten Verschleiß auf. Der Zusammenhang zwischen den Temperaturschwankungen am Ende des Versuches und anschließender Diagnose eines erhöhten Verschleißes bei dem zugehörigen Lager konnte bei allen Versuchen reproduziert werden.

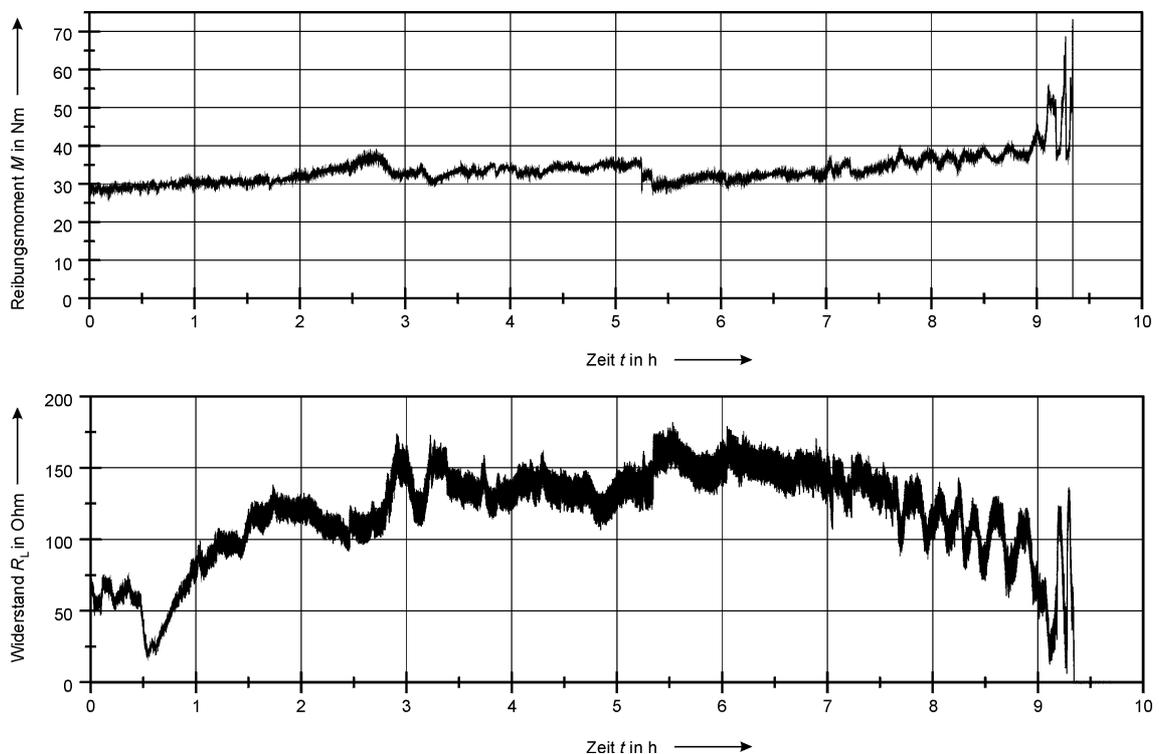


Bild 40: Verlauf von Reibungsmoment und Lagerwiderstand für Fett A
bei $T = 10$ °C, $F_{ax} = 50$ kN und $n = 75$ min⁻¹

Bild 40 zeigt den Verlauf des Reibungsmomentes und des Lagerwiderstandes über der Zeit für einen weiteren Versuch mit Fett A bei $T = 10$ °C, $n = 75$ min⁻¹, $F_{ax} = 50$ kN. Es ist zu erkennen, daß sich zu Beginn des Versuches ein Übergangswiderstand aufbaut, der nach etwa zwei Stunden ein stabiles Niveau von ca. 140 Ohm erreicht. Die kontinuierliche Zunahme des Widerstandes innerhalb der ersten Stunden ist auf den Einlauf der Lager und die damit verbundene Einebnung von Rauigkeitsspitzen auf den Laufbahnen zurückzuführen. Im Verlauf des Reibungsmomentes macht sich der Einlauf nicht bemerkbar. Nach ca. 7,5 Stunden beginnt der Widerstand mit kontinuierlich wachsender Amplitude zu schwanken, was auf einen zunehmend instabilen Schmierzustand im Lager schließen läßt. Jedem Einbruch im Verlauf des Widerstandes entspricht zeitgleich eine Erhöhung des Reibungsmomentes. Nach et-

was mehr als 9 Stunden gelingt eine Stabilisierung der Schmierung nicht mehr, es erfolgt ein starker Anstieg des Reibungsmomentes und das Lager fällt aus.

Um die Eignung des Parametersatzes $T = 10\text{ °C}$, $n = 75\text{ min}^{-1}$, $F_{ax} = 50\text{ kN}$ für eine Unterscheidung der Fette weiter zu überprüfen, wurden im Anschluß an die Dauerversuche mit Fett A drei Versuche mit dem für niedrige Temperaturen gut geeigneten Versuchsfett B durchgeführt. Alle drei Versuchsansätze erreichten die maximale Versuchslaufzeit von 500 Stunden. Hierdurch konnte die Tauglichkeit des Parametersatzes für eine Differenzierung von Schmierfetten hinsichtlich ihrer Schmierwirkung bei niedrigen Temperaturen bestätigt werden.

Bild 41 zeigt den Verlauf des Reibungsmomentes und der Temperaturen für einen Versuch mit Versuchsfett B. Nach einem Einlauf von ca. 24 h stellt sich ein stabiles Niveau des Reibungsmomentes ein. Die minimale Abnahme des Reibungsmomentes über der Laufzeit ist auf den nach Versuchsende diagnostizierten Verschleiß des Innenringes und der Wälzkörper am motorseitigen Lager (siehe Tabelle 11, Versuch Nr. 27) zurückzuführen, da ein Verschleiß der Lager im Prüfkopf systembedingt eine Reduzierung der Axialbelastung bewirkt.

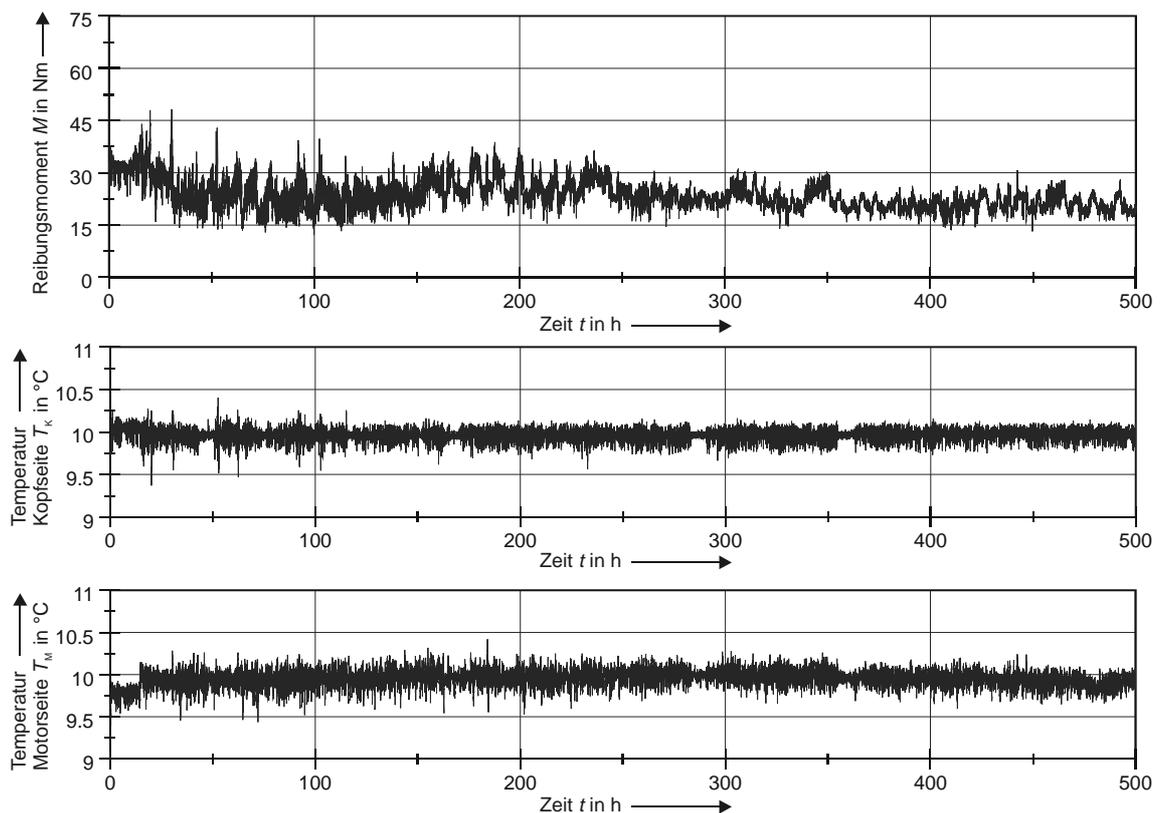


Bild 41: Reibungsmoment- und Temperaturverlauf für Fett B bei
 $T = 10\text{ °C}$, $F_{ax} = 50\text{ kN}$, $n = 75\text{ min}^{-1}$

Nachdem es gelungen war, ein reproduzierbar unterschiedliches Verhalten der Fette A und B bei den gewählten Prüfbedingungen nachzuweisen, wurde ein weiteres Versuchsfett bei diesen Bedingungen untersucht, um eine weitere Verifizierung der gewählten Parameterkombination zu erreichen. Bild 42 zeigt den Verlauf von Reibungsmoment und Temperatur über der Zeit für Fett C. Charakteristisch für dieses Fett ist der unruhige Verlauf des Reibungsmomentes über der gesamten Laufzeit. Von den drei Versuchsläufen erreichten zwei Ansätze die

geforderte Laufzeit von 500 Stunden, allerdings mit erheblichem Verschleiß der Lagerbestandteile. Der gezeigte Versuchslauf wurde nach 101,5 Stunden durch Überschreiten des Grenzmomentes von 75 Nm beendet.

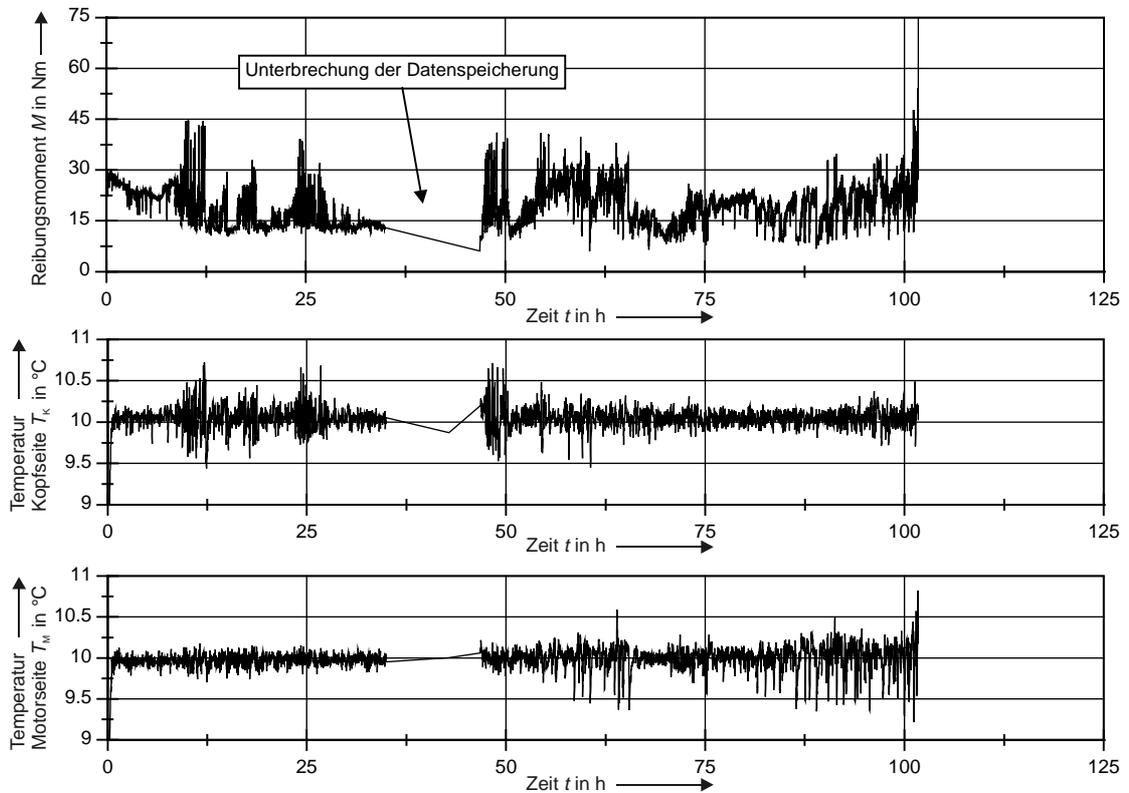
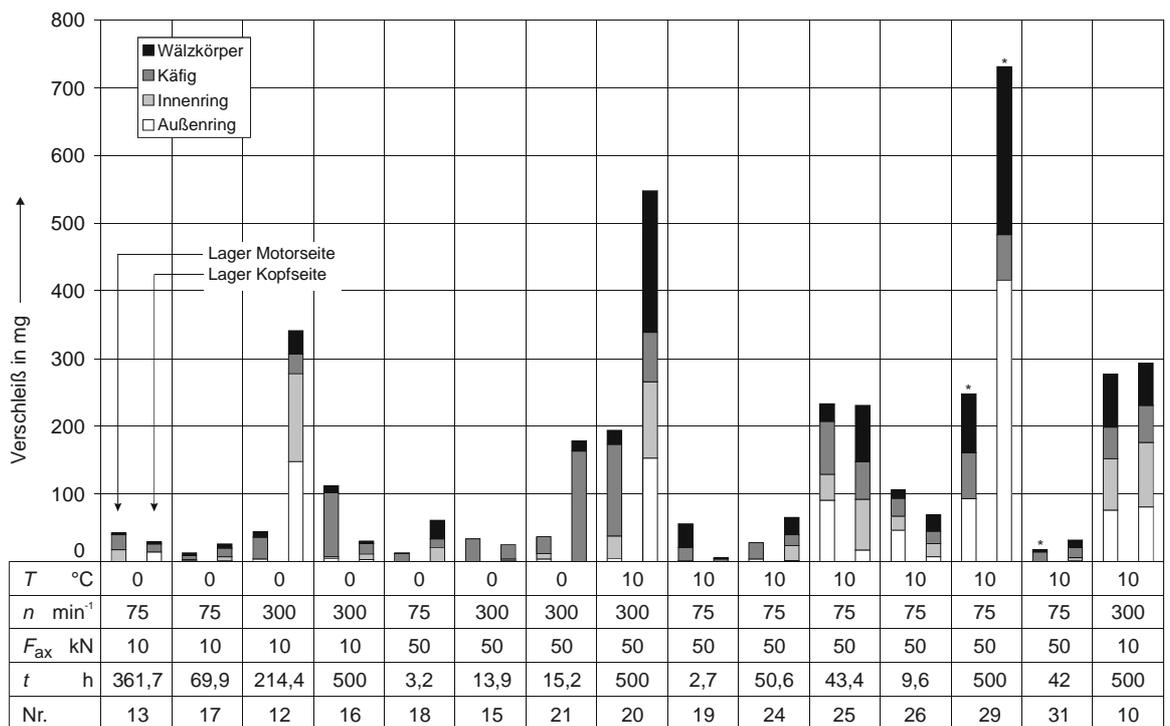


Bild 42: Reibungsmoment- und Temperaturverlauf für Fett C bei $T = 10\text{ °C}$, $F_{ax} = 50\text{ kN}$, $n = 75\text{ min}^{-1}$



* Temperaturmessung am Innenring

Bild 43: Übersicht der Dauerversuche für Fett A

In Bild 43 und 44 sind die Versuchsergebnisse aller Dauerversuche grafisch dargestellt. Aufgetragen ist der nach Versuchsende ermittelte Verschleiß der einzelnen Lagerbestandteile für beide Prüflager. Die unterhalb der Balken abgebildeten Tabellen geben Auskunft über die Prüftemperatur T , die Drehzahl n , die Belastung F_{ax} und die erreichte Laufzeit t des jeweiligen Versuchsansatzes. Die letzte Zeile der Tabelle verweist auf die zugehörige Versuchsnummer.

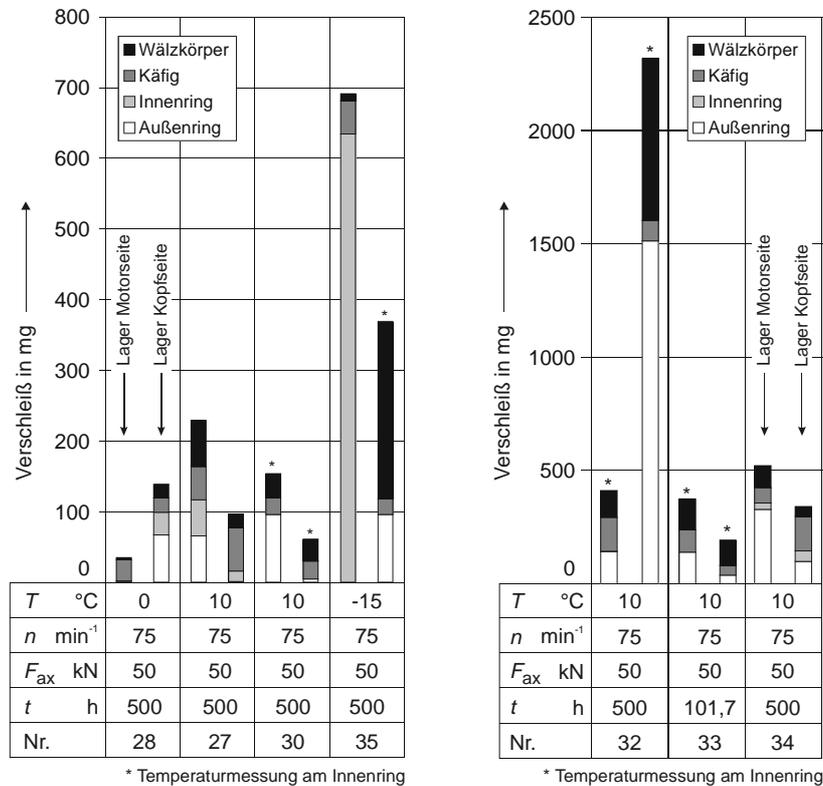


Bild 44: Übersicht der Dauerversuche für Fett B (links) und Fett C (rechts)

Aus den Tabellen 10 - 12 können weitere Informationen zu den Versuchen abgelesen werden. In der ersten Spalte ist die Nummer des jeweiligen Versuchsansatzes eingetragen. Die Spalten 2-4 enthalten die Versuchsparameter Temperatur T , Drehzahl n und Axiallast F_{ax} . Die Versuche mit gleichen Versuchsparametern sind in Spalte 1 gleich stark grau schattiert. In Spalte 5 ist die erreichte Laufzeit des Versuchsansatzes eingetragen. Die Spalten 6-10 geben Auskunft über den Verschleiß der einzelnen Elemente der Prüflager. AR steht für Außenring, IR für Innenring und WK für Wälzkörper. Die Summe des Verschleißes ist in Spalte 10 angegeben. Zu jedem Versuchsansatz gibt es zwei Zeilen mit Verschleißwerten. Die erste Zeile enthält den Verschleiß des dem Motor zugewandten Lagers (rechtes Lager in Bild 28 / Seite 39), die zweite Zeile den Verschleiß des dem Motor abgewandten Lagers. Bei einigen Versuchen wurde eine Temperaturmessung am Innenring durchgeführt (siehe Abschnitt 4.4.3). Da hierfür die Innenringe angebohrt werden mußten, um Thermolemente einzukleben, konnte der Verschleiß der Innenringe nicht ermittelt werden. Bei diesen Versuchen wird auch auf eine Angabe der Verschleißsumme verzichtet. In Spalte 11 ist angegeben, ob die Lagerteile nach Ende des Versuches eine optische Verfärbung aufwiesen. Eine genauere Untersuchung der Verfärbungen konnte im Rahmen dieser Arbeit aufgrund der aufwendigen und teuren Untersuchungsverfahren zur Charakterisierung von Reaktionsschichten nicht durchgeführt werden.

In Spalte 12 sind Bemerkungen zum Versuchsansatz wiedergegeben. Weiterhin ist in dieser Spalte auch angegeben, ob der Versuchsansatz eine Laufzeit von 500 Stunden erreicht hat oder abgebrochen wurde, weil das Abbruchkriterium erreicht wurde.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Nr.	T [°C]	n [min ⁻¹]	F [N]	Laufzeit [h]	Verschleiß (1. Zeile Motorseite, 2. Zeile Kopfseite) [g]					optische Verfärbung	Bemerkung
					AR	IR	Käfig	WK	Σ		
10	10	300	10.000	500	-0.076 -0.081	-0.076 -0.095	-0.047 -0.055	-0.078 -0.062	-0.277 -0.293	ja ja	Durchläufer
12	0	300	10.000	214,4	-0.004 -0.148	-0.001 -0.130	-0.031 -0.029	-0.008 -0.034	-0,044 -0,341	nein ja	Abbruchkriterium erreicht
13	0	75	10.000	361,7	+0.003 -0.014	-0.018 +0.001	-0.022 -0.012	-0.003 -0.003	-0,040 -0,028	nein nein	Stromausfall
15	0	300	50.000	13,9	+0.003 -0.001	+0.001 -0.003	-0.034 -0.021	+0.003 -0.000	-0,027 -0,025	nein ja	Grenzmoment des Antriebs erreicht
16	0	300	10.000	500	-0.005 -0.003	-0.002 -0.008	-0.095 -0.016	-0.010 -0.003	-0,112 -0,030	nein nein	Durchläufer
17	0	75	10.000	69,9	-0.001 -0.001	-0.002 -0.006	-0.006 -0.013	-0.004 -0.006	-0,026 -0,013	nein nein	Abbruchkriterium erreicht
18	0	75	50.000	3,2	+0.001 +0.003	+0.003 -0.021	-0.012 -0.013	-0.001 -0.027	-0,009 -0,058	nein nein	Abbruchkriterium erreicht
19	10	75	50.000	2,7	-0.000 +0.002	-0.001 +0.001	-0.020 -0.004	-0.035 -0.002	-0,056 -0,003	nein nein	Abbruchkriterium erreicht
20	10	300	50.000	500	-0.050 -0.153	-0.033 -0.113	-0.135 -0.073	-0.021 -0.209	-0,239 -0,548	ja ja	Durchläufer
21	0	300	50.000	15,2	-0.004 -0.000	-0.008 +0.002	-0.025 -0.163	-0.000 -0.015	-0,037 -0,176	ja nein	Abbruchkriterium erreicht
23	20 - 0	75	50.000	304.9 100/ 204.9	-0.015 -0.052	-0.002 -0.102	-0.039 -0.082	-0.096 -0.018	-0.152 -0.254	ja ja	Versuch mit 100 h Einlauf bei 20 °C, Anschließendes Absenken auf 0 °C, Abbruchkriterium erreicht
24	10	75	50.000	50.6	-0.004 -0.002	+0.002 -0.022	-0.024 -0.016	+0.004 -0.025	-0.022 -0.065	nein minimal	Abbruchkriterium erreicht
25	10	75	50.000	43.4 ¹⁾	-0.091 -0.017	-0.038 -0.075	-0.078 -0.056	-0.026 -0.083	-0.233 -0.231	minimal ja	Abbruchkriterium erreicht
26	10	75	50.000	9.6 63.7 ²⁾	-0.046 -0.007	-0.021 -0.020	-0.027 -0.018	-0.012 -0.024	-0.106 -0.069	ja nein	Abbruchkriterium erreicht
29	10	75	50.000	500	-0.093 -0.416	Temp. Temp.	-0.068 -0.067	-0.087 -0.248	./. ./.	ja ja	Durchläufer
31	10	75	50.000	42.0	-0.000 -0.001	Temp. -0.005	-0.014 -0.015	-0.004 -0.011	./. -0.032	nein nein	Abbruchkriterium erreicht
14	0	75	24.000	500					-0,273 -0,080	ja nein	Durchläufer

Tabelle 10: Versuchsergebnisse der Versuche mit Fett A

¹⁾ Maximaler Peak nach 43.4 h; Gesamtlaufzeit 46 h

²⁾ Maxiamaler Peak nach 9.6 h; Gesamtlaufzeit 63.7 h

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Nr.	T [°C]	n [min ⁻¹]	F [N]	Laufzeit [h]	Verschleiß (1. Zeile Motorseite, 2. Zeile Kopfseite) [g]					optische Verfärbung	Bemerkung
					AR	IR	Käfig	WK	Σ		
27	10	75	50.000	500	-0.066 -0.001	-0.051 -0.015	-0.047 -0.061	-0.065 -0.020	-0.229 -0.097	ja nein	Durchläufer
28	0	75	50.000	500	-0.002 -0.067	+0.001 -0.032	-0.030 -0.020	-0.003 -0.020	-0.034 -0.139	nein ja	Durchläufer
30	10	75	50.000	500	-0.096 -0.005	Temp.	-0.024 -0.025	-0.034 -0.031	./. ./.	ja nein	Durchläufer
35	-15	75	50.000	500	+0.011 -0.096	-0.649 Temp.	-0.047 -0.022	-0.010 -0.251	-0.695 ./.	ja ja	Durchläufer

Tabelle 11: Versuchsergebnisse der Versuche mit Fett B

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Nr.	T [°C]	n [min ⁻¹]	F [N]	Laufzeit [h]	Verschleiß (1. Zeile Motorseite, 2. Zeile Kopfseite) [g]					optische Verfärbung	Bemerkung
					AR	IR	Käfig	WK	Σ		
32	10	75	50.000	500	-0.142 -1.513	Temp.	-0.151 -0.091	-0.119 -0.714	./. ./.	ja ja	Durchläufer
33	10	75	50.000	101.7	-0.139 -0.037	Temp.	-0.098 -0.043	-0.138 -0.112	./. ./.	ja ja	Abbruchkriterium erreicht
34	10	75	50.000	500	-0.328 -0.099	-0.028 -0.046	-0.068 -0.152	-0.097 -0.043	-0.521 -0.340	ja ja	Durchläufer

Tabelle 12: Versuchsergebnisse der Versuche mit Fett C

4.4.1.1 Vorschlag für ein Prüfverfahren zur Ermittlung der unteren Temperatureinsatzgrenze von Schmierfetten

Auf der Grundlage der mit den Dauerversuchen gewonnenen Versuchsergebnisse wurde in Zusammenarbeit mit führenden Spezialisten der deutschen Wälzlager- und Schmierstoffindustrie ein Verfahren definiert, welches die Prüfung der Eignung eines Schmierfettes für den Einsatz im Wälzlager bei dauerhaft niedrigen Temperaturen ermöglicht. Dieses Verfahren soll Eingang in die deutsche Normung finden.

Da sich das entwickelte Prüfverfahren stark an das bereits in E DIN 51 819 definierte Verfahren für Beharrungstemperatur anlehnt, entspricht auch das Vorgehen bei der Durchführung der Versuche bei niedrigen Temperaturen weitestgehend den Vorgaben dieser Norm.

Im folgenden sind die Vorgaben zur Durchführung der Versuche und zur Bewertung der Versuchsergebnisse zusammengestellt.

Prüfbedingungen

- Durchführung von Wälzlagerversuchen auf einer modifizierten FE8-Prüfmaschine
- Prüflager: Kegelrollenlager 31312 nach DIN 720, spezielle Ausführung für FE8-Prüfung entsprechend DIN 51819-2
- Axiallast: 50 kN
- Drehzahl: 75 1/min

- Temperatur am Außenring: 10 °C (zur Bestimmung einer individuellen Temperaturgrenze eines Fettes können auch tiefere Temperaturen vereinbart werden)
- Versuchsdauer: 500 h
- Anzahl der Versuchsläufe: pro Versuchsfett in der Regel 2 Ansätze (= 4 Lager), im Schiedsfall (s. u.) 3 Ansätze (= 6 Lager)

Vorbereitung der Prüflager

Die Prüflager werden zerlegt und in einer Schale mittels Pinsel mit Siedegrenzenbenzin DIN 51631-3 vorgereinigt. Die Endreinigung erfolgt in Siedegrenzenbenzin DIN 51631-1-A. Anschließend werden die Prüflagerteile im vorgeheizten Trockenschrank bei maximal 100 °C getrocknet. Die Lagerbestandteile werden mit einer Feinwaage auf mind. 1 mg genau ausgewogen. Hierbei werden alle Rollen gemeinsam gewogen. Anschließend werden die Innenringe der Kegelrollenlager durch induktives Erwärmen auf der Prüfwellen montiert.

Befettung der Prüflager

Nachdem die Innenringe auf der Welle montiert sind, erfolgt eine Vollbefettung der Lager. Der Zwischenraum zwischen den beiden Lagern wird zu zwei Dritteln mit Fett befüllt.

Montage der Prüfwellen

Die Prüfwellen werden im Prüfkopf montiert. Die Prüflager werden zunächst mehrfach von Hand gedreht, um eine vollständige Fettverteilung zu gewährleisten. Mittels einer Hochdruckpresse und der Wahl einer geeigneten Kombination aus Tellerfedern und Distanzring (Positionen 1 und 2 in Bild 28 / Seite 39) werden die Prüflager belastet.

Einlauf der Prüflager

Bei Raumtemperatur werden die belasteten Lager über einen Zeitraum von 2 bis 5 Minuten bei der Prüfdrehzahl gedreht. Anschließend wird die Soll-Temperatur der Kältemaschinen auf die gewünschte Prüftemperatur eingestellt.

Versuchsdurchführung

Nach Erreichen der Prüftemperatur wird die Messung gestartet. Die Temperaturen an den Meßstellen der Lageraußenringe und das Reibungsmoment der Lager werden fortlaufend protokolliert. Der Versuch wird vorzeitig beendet, wenn

- der aktuelle Wert des Reibungsmomentes größer ist, als der 2,5-fache Wert des sich nach dem Einlauf einstellenden stationären Reibungsmomentes,
oder
- der aktuelle Wert des Reibungsmomentes größer ist, als das maximal zulässige Reibungsmoment von 75 Nm.

Auswertung

Nach Versuchsende werden die Verläufe von Reibungsmoment und Temperatur über der Zeit aufgetragen. Der Verschleiß der Lagerbestandteile wird durch Reinigen und nochmaliges Wiegen (s.o.) ermittelt.

Bewertung der Versuchsergebnisse

Die Prüfung ist bestanden, wenn alle Einzelwerte sowohl des Wälzkörper- als auch des Käfigverschleißes deutlich unter 100 mg liegen.

Liegt maximal **ein** Einzelwert über 100 mg, so wird ein dritter Versuch als Schiedsversuch gefahren.

Die Prüfung ist nicht bestanden, wenn

- bei mindestens einem Versuch das Abbruchkriterium erreicht wird
- oder
- mehr als **ein** Einzelwert des Wälzkörper- oder Käfigverschleißes über 100 mg liegt.

Einschränkungen

Es ist zu beachten, daß das Prüfverfahren

- auf der Grundlage relativ weniger Versuche mit bislang nur drei handelsüblichen Schmierfetten definiert ist;
- derzeit eine Beurteilung nur an einem definierten Betriebspunkt liefert (eine individuelle Ermittlung der Temperatureinsatzgrenze ist jedoch durch Variation der Prüftemperatur möglich);
- bislang nur eine Einsatzgrenze für Kegelrollenlager liefert;
- primär Schmierfette KP nach DIN 51825 erfaßt, die definitionsgemäß für den Einsatz im Mischreibungsbereich vorgesehen sind.

4.4.2 Vergleich zwischen Laborkennwerten der Versuchsfette und den Ergebnissen der Dauerversuche

Um die Einflußgrößen der Fettzusammensetzung auf das Verhalten bei dauerhaft niedrigen Temperaturen zu ergründen, wurden die Ergebnisse der Dauerversuche mit den chemisch-physikalischen Kennwerten der Versuchsfette (siehe Tabelle 7, Seite 47) verglichen. Zur weiteren Charakterisierung der Versuchsfette wurden folgende Kennwerte bestimmt:

- Scheinbare dynamische Viskosität nach DIN 51 810
- Tieftemperaturdrehmoment nach IP 186/93

Eigenschaft		Fett A	Fett B	Fett C	Prüfmethode / Quelle
Scheinbare dynamische Viskosität bei 25 °C / Schergefälle 300 s ⁻¹	mPa	10400	7000	4625	E DIN 51 810 [102] / Messung
Tiefemperaturdrehmoment bei -20 °C	Nmm	M _{start} = 156 M _{lauf} = 85	M _{start} = 46 M _{lauf} = 32	M _{start} = 15 M _{lauf} = 13	IP 186/93 [103] / Messung

Tabelle 13: Gemessene Kennwerte der Versuchsfette

Weiterhin wurde für die drei Versuchsfette die Ölabgabe bei unterschiedlichen Temperaturen ermittelt. Allen Werten liegt die in DIN 51 817 genannte Normalprüfung (Versuchsdauer 168 Stunden) zugrunde.

Temperatur	Fett A	Fett B	Fett C
5 °C	0.1 %	0.8 %	0.5 %
20 °C	0.4 %	4.0 %	1.2 %
40 °C	0.9 %	8.7 %	2.6 %
60 °C	2.2 %	14.3 %	5.0 %

Tabelle 14: Ölabscheidung der Versuchsfette bei unterschiedlichen Temperaturen

Aufgrund der relativ geringen Anzahl an Dauerversuchen, die mit der Parameterkombination $T = 10 \text{ °C}$, $n = 75 \text{ min}^{-1}$, $F_{ax} = 50 \text{ kN}$ durchgeführt wurden, können derzeit nur einige Tendenzen wiedergegeben werden, die in weiteren Untersuchungen wissenschaftlich zu untermauern sind.

Vergleicht man die Versuchszeiten und die Verschleißwerte der in den Tabellen 10 - 12 (Seite 54 - 55) wiedergegebenen Versuchsergebnisse, so kann man für die drei Fette folgende qualitative Einordnung geben:

Fett	Einordnung	Grundlage der Einordnung
A	nicht geeignet für die gewählten Versuchsbedingungen	5 Versuche mit vorzeitigem Versuchsende, 1 Versuch 500 h mit erhöhtem Verschleiß
B	gut geeignet für die gewählten Versuchsbedingungen	2 Versuche 500 h mit geringem Verschleiß bei Standardbedingungen 1 Versuch 500 h bei -15 °C mit geringem Verschleiß
C	nur sehr bedingt geeignet für die gewählten Versuchsbedingungen	1 Versuch mit vorzeitigem Versuchsende 2 Versuche 500 h mit sehr hohem Verschleiß

Tabelle 15: Qualitative Einordnung der Versuchsergebnisse

Vergleicht man nun diese Einordnung mit den in Tabelle 13 und 14 genannten Werten, so stellt sich die Ölabgabe als diejenige Größe heraus, die am besten der Einordnung folgt. Bei einer angenommenen Temperatur von ca. 25 °C am Innenringbord (siehe Abschnitt 4.4.3) ergibt sich aus einer Interpolation für Fett A = 0,5 %, Fett B = 5,2 % und Fett C = 1,6 % statische Ölabgabe.

Nach der von *Kühl* aus der Auswertung von in der Praxis aufgetretenen Wälzlagerschäden unter Berücksichtigung der Ergebnisse dieser Arbeit entwickelten „SKF-Ampeltheorie“ [104] gilt, daß für einen einwandfreien Betrieb im Bereich niedriger Temperaturen eine statische Ölabgabe von

- mindestens 3 % bei Rollenlagern und
- mindestens 1 % bei Kugellagern

erforderlich ist.

Hiernach wäre lediglich Fett B für die Temperatur von 10 °C geeignet, was sich qualitativ mit den Ergebnissen der Dauerversuche deckt. Unter Berücksichtigung einer Temperaturerhöhung von 15 K am Innenring (siehe Abschnitt 4.4.3) wäre ein sicherer Betrieb von Fett A erst oberhalb von $\approx +55$ °C und ein sicherer Betrieb von Fett C erst oberhalb von $\approx +30$ °C möglich.

Allerdings muß erwähnt werden, daß die SKF-Ampeltheorie in keiner Form die Belastung und Drehzahl der Lager berücksichtigt. Weiterhin ist der Einfluß der Kontaktverhältnisse im Lager in der Theorie nur eingeschränkt enthalten.

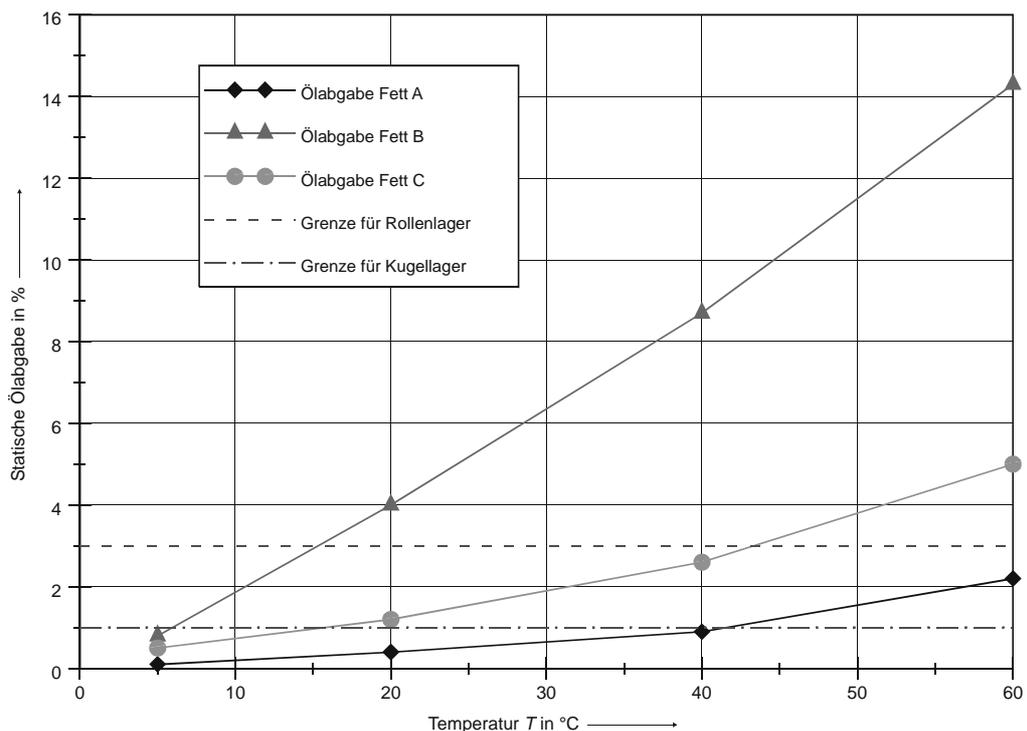


Bild 45: Ölabgabe der Versuchsfette und Grenzen nach *Kühl* [104]

Für die Untermauerung eines Zusammenhanges zwischen der statischen Ölabgabe und der Schmierfähigkeit im isotherm betriebenen Wälzlager liegen nach Abschluß der Dauerversuche noch zu wenig Versuchspunkte vor. Die Chance, durch eine einfache Labormethode brauchbare Aussagen über die Eignung eines Schmierfettes für den Einsatz bei dauerhaft niedrigen Temperaturen zu erhalten, muß in jedem Fall genutzt werden. In zukünftigen Versuchen sollte dieser Zusammenhang ausführlich untersucht werden.

4.4.3 Temperaturmessungen am Innenring

Durch eine Untersuchung der in den Dauerversuchen vorzeitig ausgefallenen Lager konnte festgestellt werden, daß der zum vorzeitigen Versuchsende führende Schaden in der Regel an der Kontaktstelle Innenringbord-Wälzkörperstirn auftrat. Bedingt durch eine mangelnde Schmierstoffversorgung des Kontaktes und verstärkt durch die hohen Gleitanteile im Kontakt zeigten sich häufig sowohl auf der Rollenstirn als auch auf dem Innenringbord Freßspuren (Bild 46).

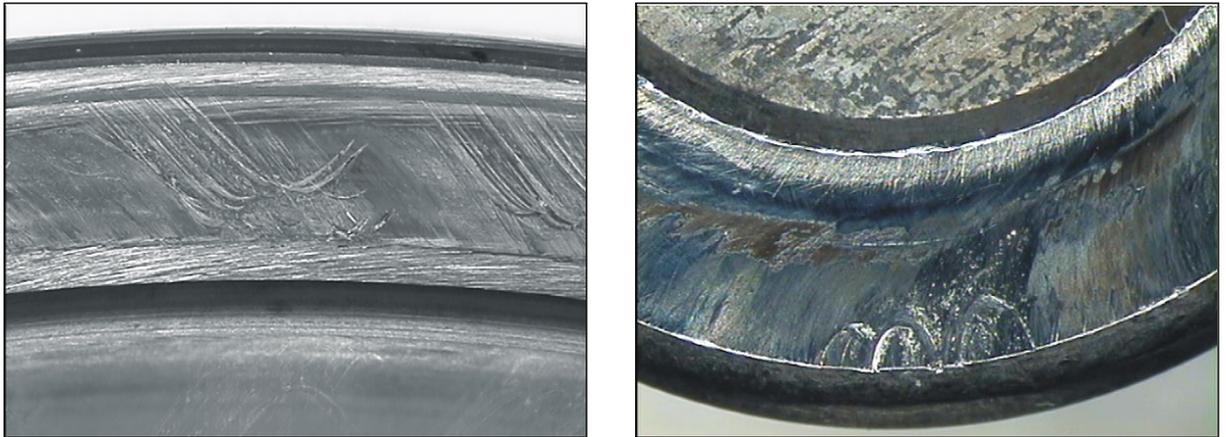


Bild 46: Freßspuren am Innenringbord (links) und der Rollenstirn (rechts)

Weiterhin waren die Laufbahnen an Innen- und Außenring häufig poliert, was ebenfalls auf mangelnde Schmierstoffversorgung schließen läßt.

Zur näheren Untersuchung der Schmiervorgänge am Kontakt Innenringbord / Rollenstirn war die Kenntnis der dort herrschenden Temperaturverhältnisse von Interesse. Wie in Abschnitt 4.1.1 erläutert, wird die Temperatur der Prüflager auf die vorgegebene Prüftemperatur geregelt und am Außenring der Prüflager erfaßt (siehe Bild 28, (6)). Da diese Meßstelle zu weit vom interessierenden Kontakt entfernt ist, wurde in den Bord des Innenringes eine Bohrung eingebracht, die bis ca. 0,2 mm unter die Laufbahn reichte. In diese Bohrung wurde ein Temperaturfühler (Ni-CrNi) eingeklebt (Bild 47).

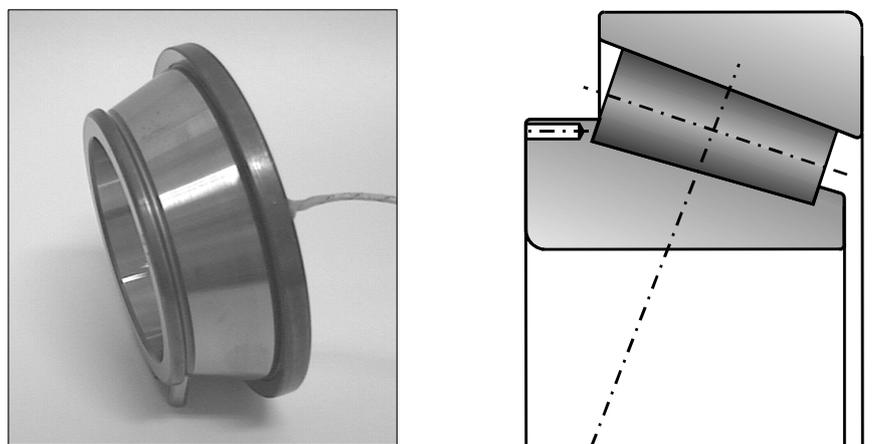


Bild 47: Applikation eines Ni-CrNi-Thermofühlers am Innenringbord des Kegelrollenlagers

Die Wandlung der Thermospannung und die Übertragung des Temperatursignales von der rotierenden Welle wurde mittels eines telemetrisch arbeitenden Meßsystems realisiert. Durch diesen Aufbau war die Ermittlung der Temperatur in unmittelbarer Kontaktnähe möglich. Bild 48 zeigt das Ergebnis einer Messung mit Temperaturlaufnehmer am Innenringbord des kopfseitigen Lagers für das Versuchsfett A.

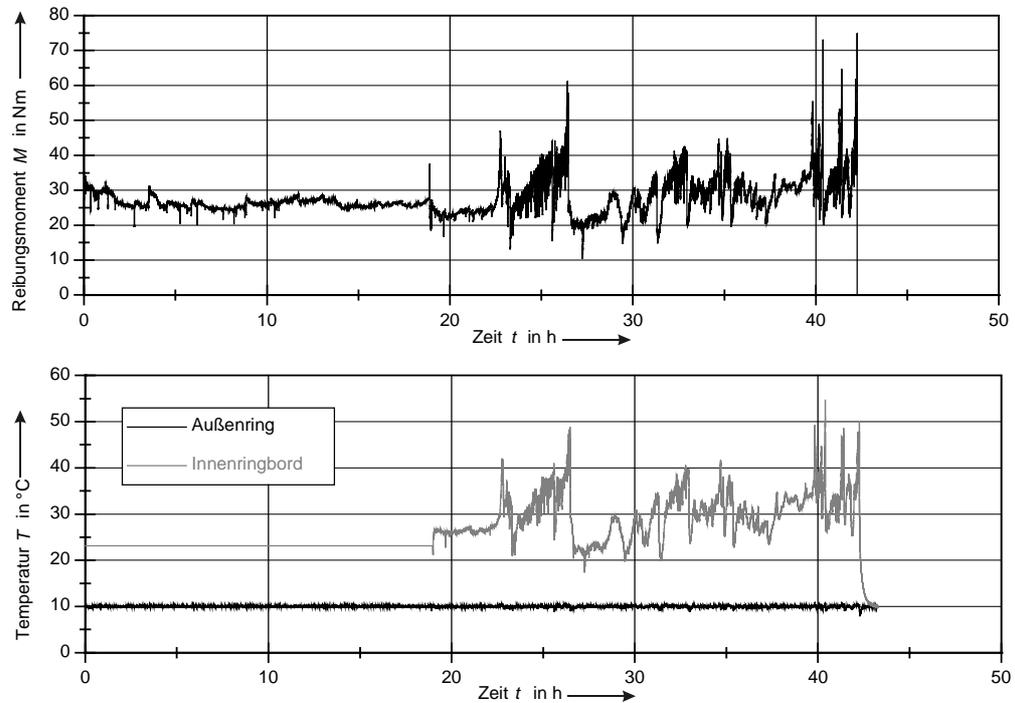


Bild 48: Temperaturvergleich Innenringbord-Außenringmantelfläche für Versuch Nr. 31
(Fett A, $F_{ax} = 50 \text{ kN}$, $n = 75 \text{ min}^{-1}$, $T = 10 \text{ °C}$)

Es ist zu erkennen, daß die Temperatur am Außenring aufgrund der hohen Regelgenauigkeit der Kühlgeräte lediglich minimal um den Sollwert 10 °C pendelt. Die Temperatur am Innenringbord folgt qualitativ sehr genau dem gemessenen Reibungsmoment und schwankt hierbei in einem Temperaturbereich von 20 °C bis 50 °C .

Zum Vergleich sind in Bild 49 die Ergebnisse einer weiteren Temperaturmessung am Innenring, ebenfalls mit Versuchsfett A, wiedergegeben. Hier zeigt sich, daß nach Abschluß des Einlaufes keine nennenswerten Temperaturschwankungen am Innenring auftreten. Die Temperatur am Innenring liegt hier ca. 15 K über der Temperatur am Außenring. Nach Versuchsende wurde ein erheblicher Verschleiß der Lagerbauteile (siehe Tabelle 10, Seite 54, Versuch Nr. 29) festgestellt. Es ist also auch bei diesem Versuch auf ein zumindest partielles Versagen der Schmierung zu schließen.

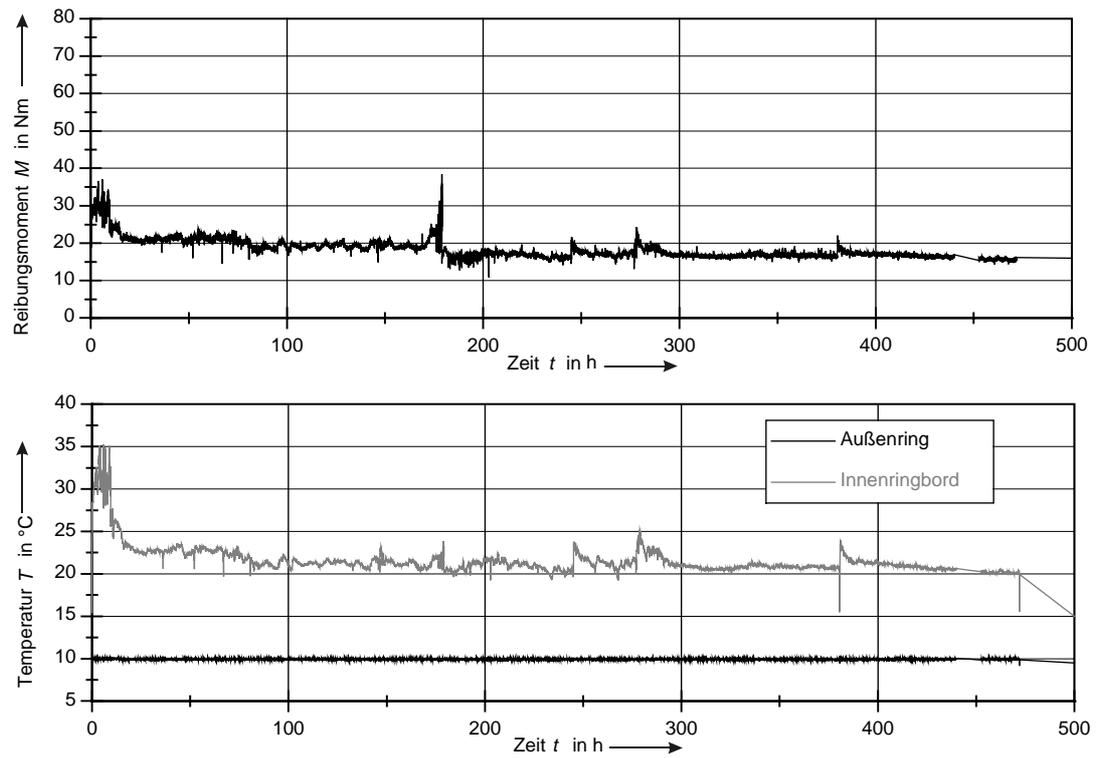


Bild 49: Temperaturvergleich Innenringbord-Außenringmantelfläche für Versuch Nr. 29
(Fett A, $F_{ax} = 50 \text{ kN}$, $n = 75 \text{ min}^{-1}$, $T = 10 \text{ °C}$)

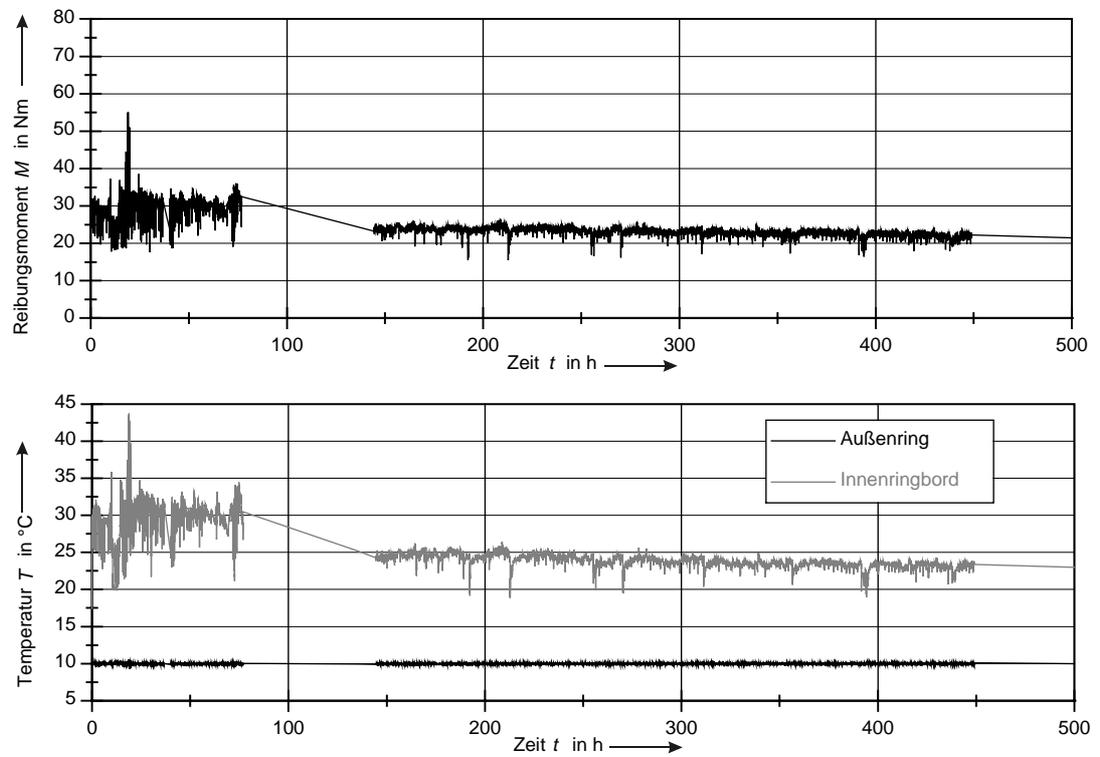


Bild 50: Temperaturvergleich Innenringbord-Außenringmantelfläche für Versuch Nr. 30
(Fett B, $F_{ax} = 50 \text{ kN}$, $n = 75 \text{ min}^{-1}$, $T = 10 \text{ °C}$)

Bild 50 zeigt den Verlauf des Reibungsmomentes und der Temperaturen am Außen- und Innenring für einen Versuch mit dem Versuchsfett B bei gleichen Versuchsbedingungen. Die Temperatur am Innenringbord folgt qualitativ dem Reibungsmoment und pendelt sich nach Abschluß des Einlaufes bei ca. 25 °C ein.

In Bild 51 ist der Temperaturverlauf am Innenringbord für einen Versuch mit Fett C abgebildet. Auch hier stellt sich zwischen Außenring und Innenringbord die oben beschriebene Temperaturdifferenz von ca. 15 K ein. Da der Temperaturverlauf in den letzten 35 Stunden des Versuches nicht mehr dem Reibungsmomentenverlauf folgte, war davon auszugehen, daß der zum Ausfall führende Schaden am motorseitigen Lager auftrat. Diese Annahme wurde durch die insgesamt höheren Verschleißwerte des motorseitigen Lagers und eine visuelle Beurteilung der gelaufenen Lager bestätigt (siehe Tabelle 12, Seite 55, Versuch Nr. 33).

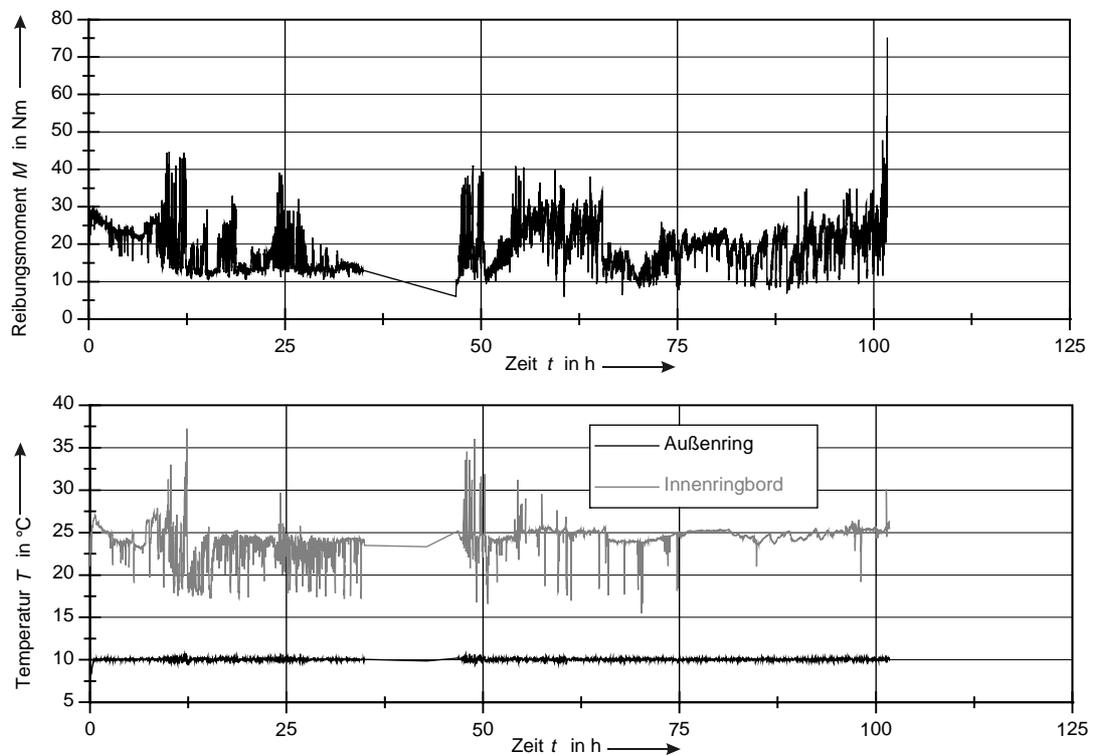


Bild 51: Temperaturvergleich Innenringbord-Außenringmantelfläche für Versuch Nr. 33
(Fett C, $F_{ax} = 50 \text{ kN}$, $n = 75 \text{ min}^{-1}$, $T = 10 \text{ °C}$)

Bild 52 zeigt den Temperaturverlauf am Innenringbord für den Versuchslauf mit Fett B und -15 °C am Lageraußenring. Zu Beginn des Versuches stellt sich noch die bereits erwähnte Differenz zwischen Innen- und Außenring von ca. 15 K ein. Nach ca. 150 Stunden beginnt das Reibungsmoment und mit ihm die Temperatur am Innenring erheblich zu schwanken. Die Kühlleistung der beiden Kältemaschinen reicht für eine Stabilisierung der Temperatur auf diesem Niveau nicht aus, so daß sich im weiteren Verlauf eine Temperaturdifferenz von ca. 30 K ergibt. Wenngleich es innerhalb der Laufzeit von 500 Stunden nicht zu einem Totalausfall der Lagerung kommt, ist aufgrund der nach Versuchsende ermittelten Verschleißwerte von einer Störung des Schmierzustandes auszugehen. Offensichtlich ist auch mit Fett B

unterhalb einer Temperatur von ca. 0 °C am Innenringbord eine dauerhafte Sicherstellung der Schmierung nicht mehr möglich.

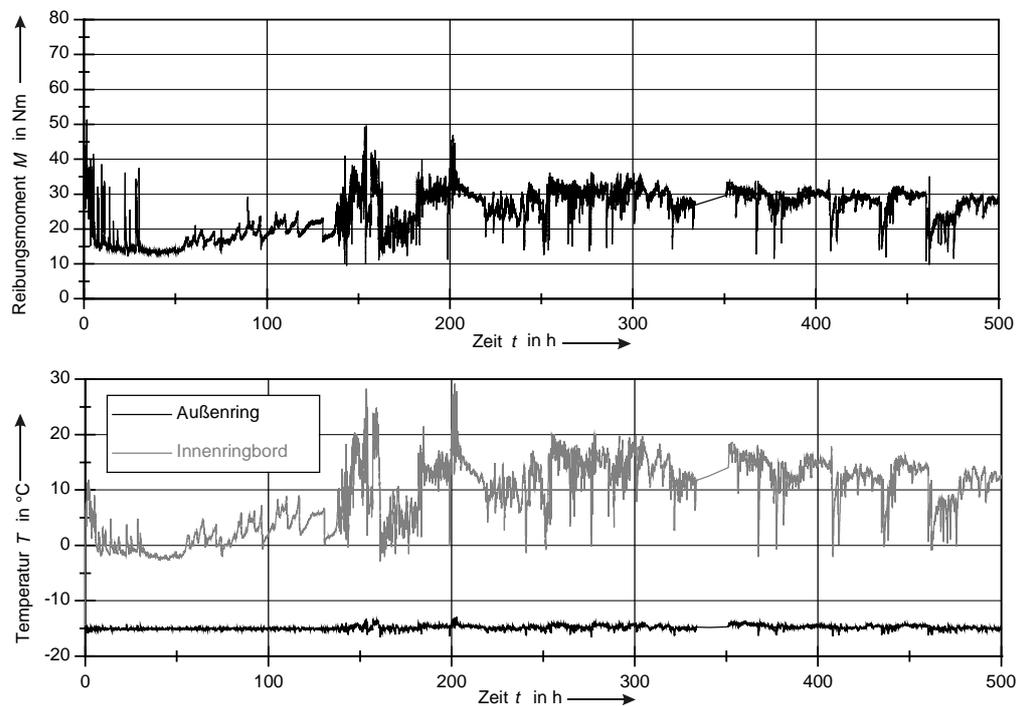


Bild 52: Temperaturvergleich Innenringbord-Außenringmantelfläche für Versuch Nr. 35
(Fett B, $F_{ax} = 50 \text{ kN}$, $n = 75 \text{ min}^{-1}$, $T = -15 \text{ °C}$)

Aus diesen Messungen und den beobachteten Schadensbildern können folgende Schlußfolgerungen gezogen werden:

1. Eine mangelnde Schmierung am Innenringbord ist in der Regel Ursache der starken Schwankungen des Reibungsmomentes und führt zum vorzeitigen Versuchsende.
2. Bei mangelhafter Schmierung reichen die lokalen Temperaturerhöhungen am Innenringbord auf bis zu 50 °C nicht aus, die Schmierstoffversorgung zu stabilisieren.
3. Die untere Gebrauchstemperatur eines Schmierfettes auf der Grundlage des im Abschnitt 4.4.1.1 beschriebenen Prüfverfahrens liegt bis zu 15 K höher als die eingestellte Prüftemperatur am Außenring des Prüflagers.
4. Für die Schmierung bei niedrigen Temperaturen hat neben der Betriebstemperatur der Lagerung die Temperaturverteilung im Lager und die Konstanz der niedrigen Temperatur über einen längeren Zeitraum einen entscheidenden Einfluß.

4.4.4 Untersuchung des Schmierungszustandes mittels Fluoreszenz

Zur weiteren Beurteilung des Schmierungszustandes an den Rollenstirnflächen der Kegelrollenlager wurde ein Meßverfahren eingesetzt, mit dem die Benetzung der Rollenstirnfläche mit Schmierstoff beobachtet werden kann (siehe Abschnitte 3.4 und 4.1.3).

Die Erfassung der Bilder erfolgte mit dem in Abschnitt 4.1.3 beschriebenen Versuchsaufbau. Bild 53 zeigt auf der linken Seite schematisch den Bildinhalt. Auf der rechten Seite ist eine reale Aufnahme der Rollenstirnfläche abgebildet.

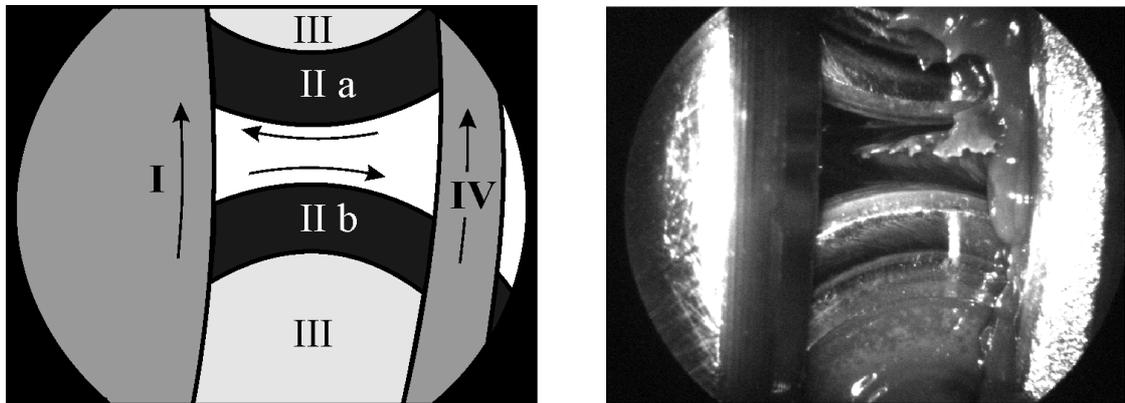


Bild 53: Schematisches (links) und reales Bild (rechts) einer Rollenstirn im Kegelrollenlager. Sichtbar sind der Innenring (I), der Käfig (IV) und die Rollenstirnflächen zweier Kegelrollen (III). Die eingezeichneten Pfeile kennzeichnen die Drehrichtung. Folglich kennzeichnet II a den Einlauf einer Stirnfläche in den Bordkontakt, II b den Auslauf. Die Beleuchtung erfolgte bei dieser Aufnahme mit Licht im sichtbaren Spektrum. Es lassen sich kaum Fettanhäufungen, befettete Flächen und metallische Flächen voneinander unterscheiden.

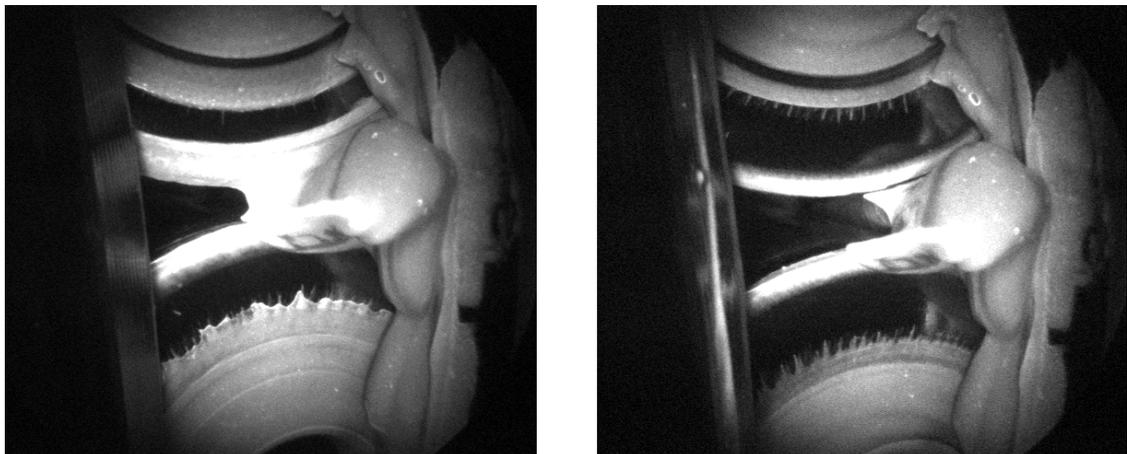


Bild 54: Fettverteilung nach einer (links) und vier (rechts) Umdrehungen der Welle

Bild 54 verdeutlicht den Vorteil des verwendeten Verfahrens. Dargestellt ist die Verteilung des Schmierfettes nach einer und vier Umdrehungen des Innenringes. Der Vorgang der Fettverteilung findet innerhalb weniger Umdrehungen nach der Neubefettung des Lagers statt. Danach stellt sich ein weitestgehend stationärer Zustand ein. Bild 55 zeigt Aufnahmen (um 90° gedreht) ein und derselben Rolle in einem zeitlichen Abstand von je 6 Umdrehungen des Innenringes. Die Bilder unterscheiden sich lediglich in den unterschiedlichen Fettmengen am Innenring, die Fettmenge auf den Rollen und am Käfig bleibt gleich.

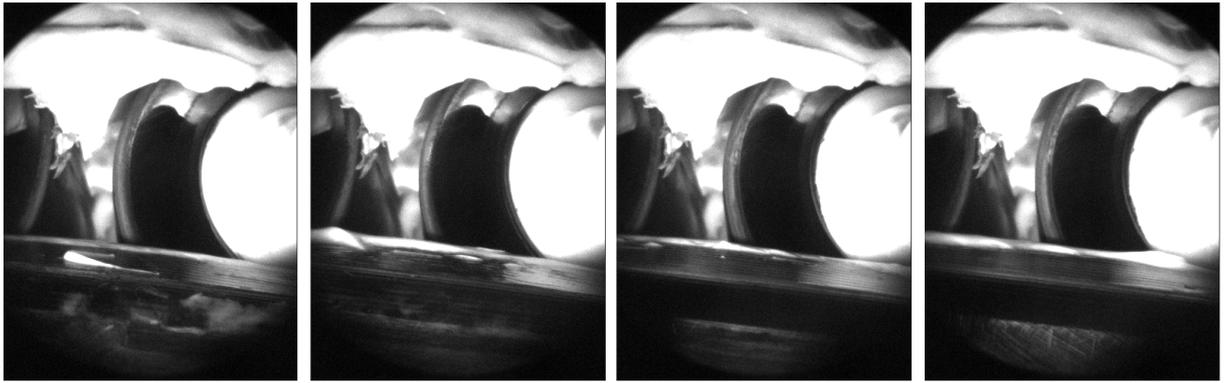


Bild 55: Aufnahmen einer Rolle im zeitlichen Abstand von je 6 Umdrehungen des Innenringes (Fett A)

Um eine Fluoreszenz des Schmierfettes zu erreichen, wurde der in flüssiger Form vorliegende Fluoreszenzfarbstoff *MORTON Fluorescent Yellow 131 SC*[®] in der gewünschten Konzentration in das Versuchsfett eingerührt.

Die optimale Konzentration wurde anhand von Aufnahmen der Fette mit verschiedenen Farbstoffkonzentrationen ermittelt (Bild 56). Als geeigneter Kompromiß zwischen optimaler Emission und geringer Konzentration des Farbstoffes im Versuchsfett wurde für Fett A eine Konzentration von 0,042 % und für Fett B eine Konzentration von 0,196 % gewählt. Die deutlich höhere Konzentration bei Fett B resultiert aus der dunkleren Grundfärbung des Fettes B. Die stark abnehmende Helligkeit für Fett A bei höheren Konzentrationen kommt durch eine Verschiebung des emittierten Spektrums zu höheren Wellenlängen zustande, welche durch die verwendeten Filter unterdrückt werden. Für eine genauere Quantifizierung des Ölanteils auf der Laufbahn wäre die Lösung des Farbstoffes im Öl bereits während der Fettherstellung erforderlich

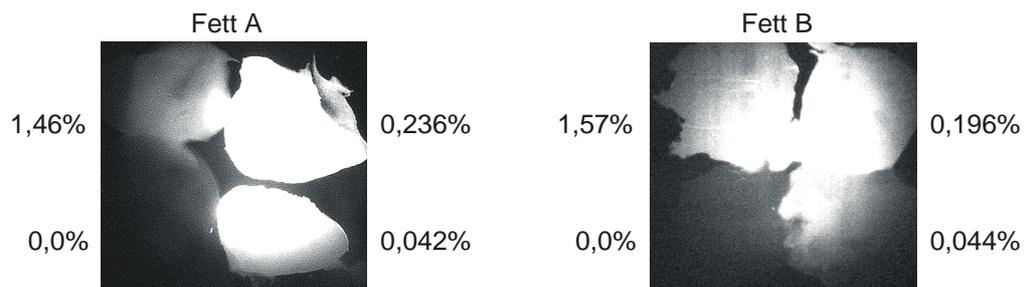


Bild 56: Fluoreszenz der Versuchsfette bei unterschiedlichen Farbstoffkonzentrationen

Durch einen Ölabsetzversuch entsprechend DIN 51817 wurde das Grundöl von der Verdickerstruktur der Versuchsfette getrennt. Eine Beleuchtung dieses Grundöles mit der UV-Blitzlichtquelle führte zu gleichen Licht-Emissionen wie das eingefärbte Versuchsfett. Hierdurch konnte nachgewiesen werden, daß sich der Farbstoff tatsächlich im Grundöl löst.

Um eine Vergleichbarkeit aller Bilder untereinander zu gewährleisten, wurde der zu untersuchende Bereich der Rollenstirnfläche in der Bildmitte im Bereich der maximalen Helligkeit und optimalen Ausleuchtung des Blitzes angeordnet (Bild 57). Da sowohl der Einlauf als auch der Auslauf der Rollenstirnfläche in den Bordkontakt aufgenommen werden sollte, wurden

pro Parametersatz (Drehzahl – Belastung - Temperatur) mindestens zwei Aufnahmen gemacht.

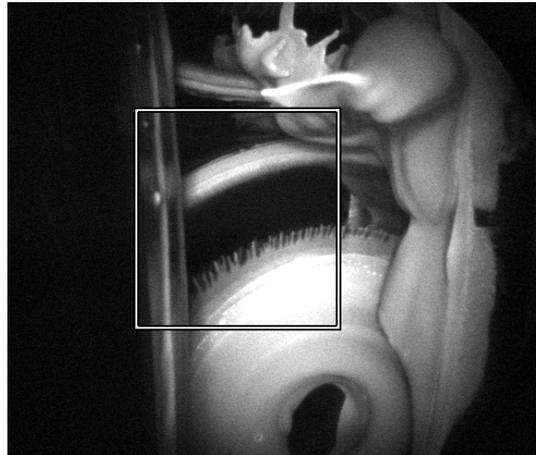


Bild 57: Für die Auswertung genutzter Bildausschnitt

4.4.4.1 Auswertung und Darstellung der Ergebnisse

Da die mit dem beschriebenen Verfahren gewonnenen Bilder bei rein optischer Betrachtung keine Aussage über das Vorhandensein eines Fettfilms auf der Rollenstirnfläche liefern, mußten die Bildinformationen in aussagefähige Daten gewandelt werden.

Das bei der Erfassung im verlustfreien Datenformat TIFF (Tagged Image File Format) abgespeicherte Bild wird hierzu mit der Bildanalysesoftware *MATROX Inspector 2.2*[®] weiterverarbeitet. Entlang einer selbst gewählten Meßstrecke (weiße Linie in Bild 58) werden die Grauwerte als Tabelle in Relation zu den Pixelkoordinaten (Px) ausgegeben. Da von der Annahme ausgegangen wird, daß die Grauwerte und die Fettdicke bis zu einem Grenzwert miteinander korrelieren, können die gewonnenen Grauwerte als Schnitt durch den Fettfilm interpretiert werden und lassen sich entsprechend grafisch darstellen. Um eine Verfälschung der Informationen zu verhindern, ist es Voraussetzung für dieses Verfahren, daß das Bild hinsichtlich Helligkeit und Kontrast nicht verändert wird und alle Bilder mit gleichen Kameraeinstellungen aufgenommen werden.

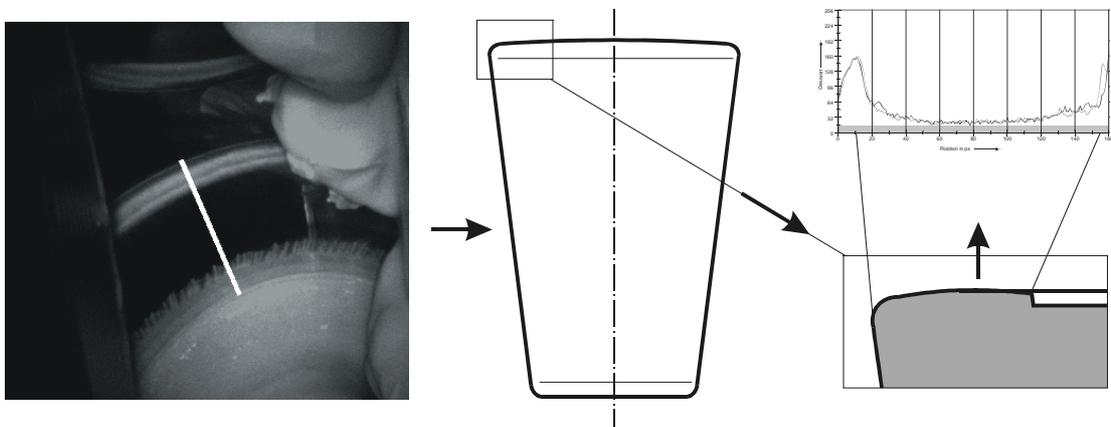


Bild 58: Verfahren zur Analyse der Bildinformation

Bei der Auswertung der Bilder wurde der Startpunkt der Schnittlinie immer an den äußeren Rand der Kegelrolle gesetzt, da sich dieser auch bei starken Fettanhäufungen identifizieren ließ. Die Länge der Meßstrecke wurde konstant gehalten. Folglich besteht ein Zusammenhang zwischen den Pixelkoordinaten und der Geometrie der Rollenstirn, der jedoch durch Veränderungen des Betrachtungsabstandes und -winkels variieren kann.

Da CCD-Sensoren ohne zusätzlichen beträchtlichen Aufwand ein gewisses Eigenrauschen aufweisen, d.h. selbst ohne Lichteinfall Grauwerte > 0 liefern, war es notwendig, Messungen durchzuführen, um den Rauscheinfluß auf die Meßergebnisse berücksichtigen zu können. Fremdlichteinfall im Versuchsaufbau und die Restdurchlässigkeit des Filters für UV-Licht konnten als Effekte ausgeschlossen werden.

Es wurde ein Durchschnittsrauschen von 7 bis 8 Grauwerten (GW) festgestellt, welches den Bildinformationen überlagert ist. Die Bandbreite des Rauschens ließ Abweichungen bis maximal 25 GW zu. Folglich wurde der Durchschnittswert des Rauschens nicht von den Grauwerten des Bildes subtrahiert, sondern das Rauschen wurde als grauer Balken von 0 bis 14 Px in die Diagramme eingezeichnet, um die Vergleichbarkeit zu gewährleisten. Zur weiteren Reduzierung des Rauscheinflusses wurden bei jedem Bild mehrere dicht nebeneinander liegende Meßlinien ausgewertet. Die resultierenden Werte wurden gemittelt, da Messungen bestätigen, daß Schwankungen des Filmes nur in radialer Richtung auftreten und in Umfangsrichtung höchstens im Bereich des Rauschens liegen.

4.4.4.2 Vergleichende Untersuchungen für Fett A und B

Für die Versuchsfette A und B wurden vergleichende Untersuchungen der Fettverteilung auf der Rollenstirnfläche unter dem Einfluß der Temperatur und der Belastung angestellt. Im durch den Versuchsaufbau und die für die Fluoreszenzuntersuchungen eingesetzten Komponenten begrenzten Drehzahlbereich von $n = 0 \dots 40 \text{ min}^{-1}$ (siehe Abschnitt 4.1.3) wurde für beide Versuchsfette kein Einfluß der Drehzahl festgestellt, so daß alle Versuche bei der Drehzahl $n = 20 \text{ min}^{-1}$ durchgeführt wurden.

4.4.4.2.1 Fett A

Zunächst wurde der Einfluß der Temperatur auf den Fettfilm bei konstanter Belastung untersucht. Bild 59 zeigt den Grauwertverlauf für das Versuchsfett A bei der Temperatur $T = -10 \text{ °C}$ und einer Axialbelastung $F_{\text{ax}} = 10 \text{ kN}$. Aufgrund der Lagergeometrie ist die Belastungszone im Bordkontakt im Bereich von ca. 40 bis 120 Px anzusetzen. Die Überhöhung der Grauwerte (bis ca. 30 Px) ist mit der Ansammlung von Schmierfett am äußeren Rand der Rollenstirnfläche zu erklären (siehe Bild 60). Im Bereich von 120 bis 160 Px steigen die Grauwerte kontinuierlich bis zur Sättigung in der Rollenmitte an. Versuche mit definierten Fettfilmhöhen zeigen, daß eine Sättigung des CCD-Sensors (entsprechend 255 GW) bereits ab einer Filmhöhe von $h > 10 \text{ µm}$ eintritt.

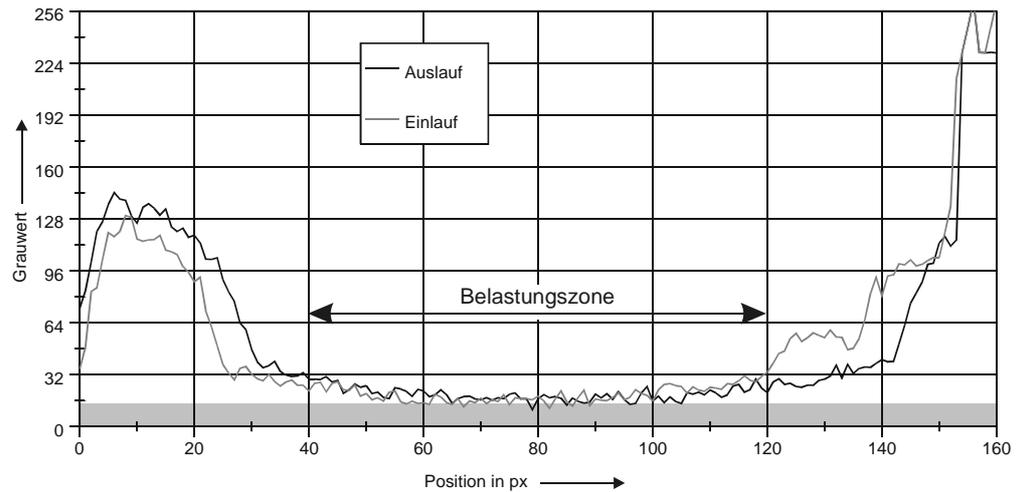
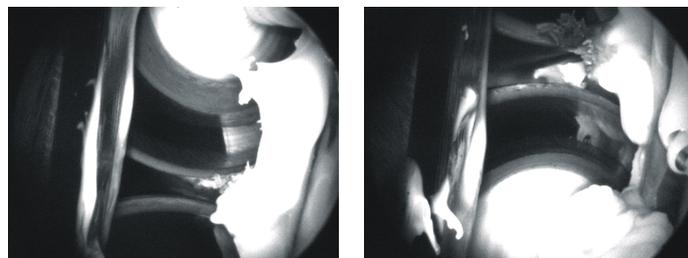


Bild 59: Grauwertverlauf für Fett A, $T = -10\text{ °C}$, $F_{ax} = 10\text{ kN}$



Einlauf

Auslauf

Bild 60: Aufnahmen der Rollenstirnfläche für Fett A, $T = -10\text{ °C}$, $F_{ax} = 10\text{ kN}$

Die Bilder 61 - 63 zeigen die Grauwertverläufe für Fett A bei den Temperaturen $T = 0\text{ °C}$, 10 °C und 20 °C jeweils bei einer Axialbelastung $F_{ax} = 10\text{ kN}$.

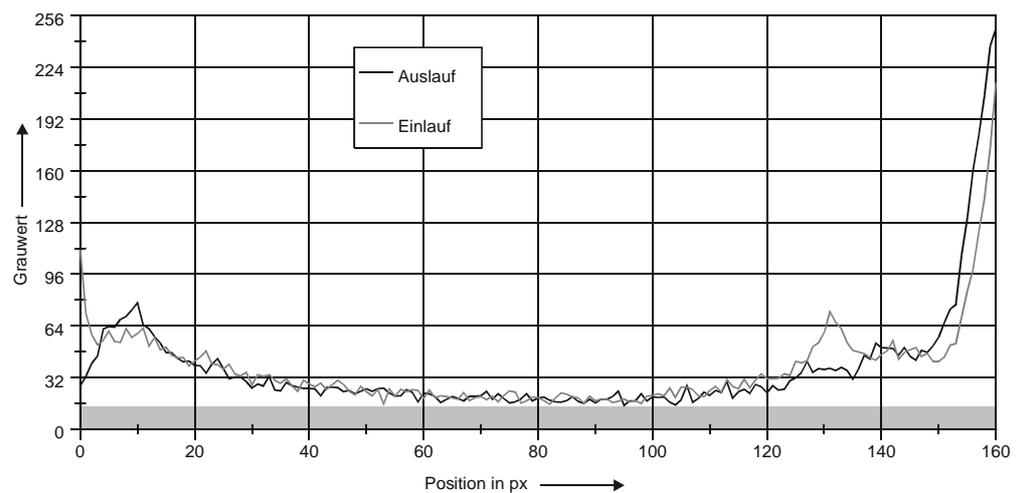
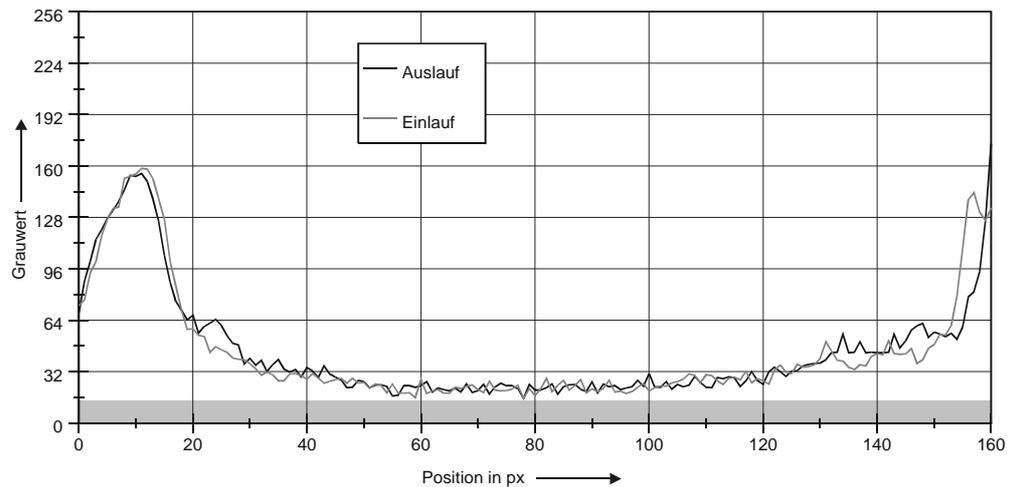
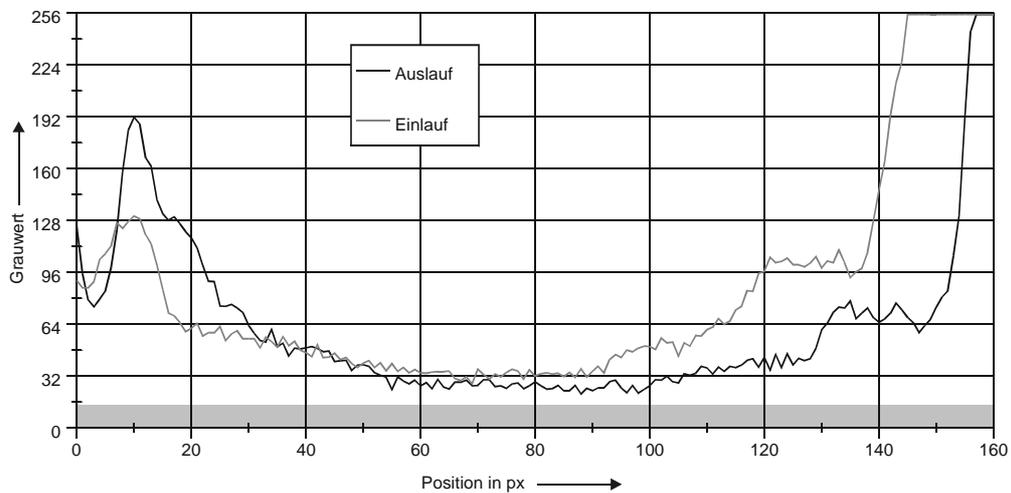


Bild 61: Grauwertverlauf für Fett A, $T = 0\text{ °C}$, $F_{ax} = 10\text{ kN}$

Bild 62: Grauwertverlauf für Fett A, $T = 10\text{ °C}$, $F_{ax} = 10\text{ kN}$ Bild 63: Grauwertverlauf für Fett A, $T = 20\text{ °C}$, $F_{ax} = 10\text{ kN}$

Aus den Bildern ist eine eindeutige Abhängigkeit der Filmdicke von der Temperatur ablesbar. Während bei der Temperatur $T = -10\text{ °C}$ (Bild 59) die Grauwerte knapp oberhalb des Sensorrauschens liegen, ist bei der Temperatur $T = +20\text{ °C}$ (Bild 63) ein deutlicher Abstand zwischen der Rauschgrenze und den Meßwerten sichtbar. Bei allen Temperaturen ist weiterhin ein deutlicher Anstieg der Filmhöhe beidseits der Mitte der Belastungszone ($\approx 80\text{ Px}$) zu erkennen. Dieser Anstieg kann auf die Pressungsverteilung im Kontakt und die Nachversorgung des Kontaktes aus den Bereichen am Rand der Belastungszone zurückgeführt werden. Der Effekt ist bei $T = +20\text{ °C}$ am ausgeprägtesten.

Die Bilder 64 und 65 zeigen die Grauwertverläufe für Versuchsfett A bei einer Axiallast $F_{ax} = 30\text{ kN}$ und den Temperaturen $T = 0\text{ °C}$ bzw. 20 °C . Bei $T = 0\text{ °C}$ liegen die Grauwerte über der gesamten Breite der Belastungszone im Bereich des Rauschens. Es kann davon ausgegangen werden, daß sich bei diesen Bedingungen auf der Rollenstirnfläche kein Fettfilm mehr befindet. Bei $T = 20\text{ °C}$ entsprechen die Grauwerte den Werten, die auch bei einer Axiallast von $F_{ax} = 10\text{ kN}$ ermittelt wurden. Allerdings ist der Anstieg beidseits der Mitte der

Belastungszone nicht mehr zu beobachten, was sich jedoch auch mit der größeren Kontaktbreite im Kontakt Rollenstirn / Innenringbord erklären läßt.

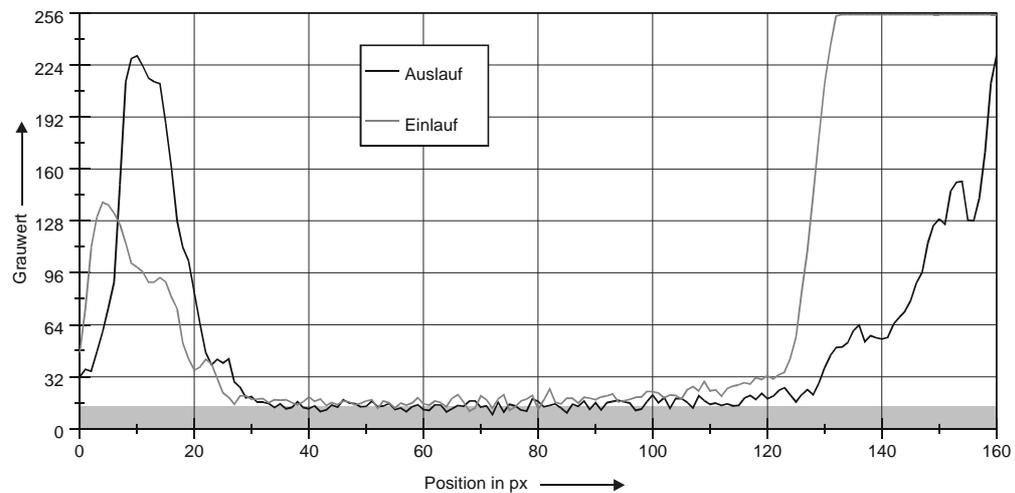


Bild 64: Grauwertverlauf für Fett A, $T = 0 \text{ °C}$, $F_{ax} = 30 \text{ kN}$

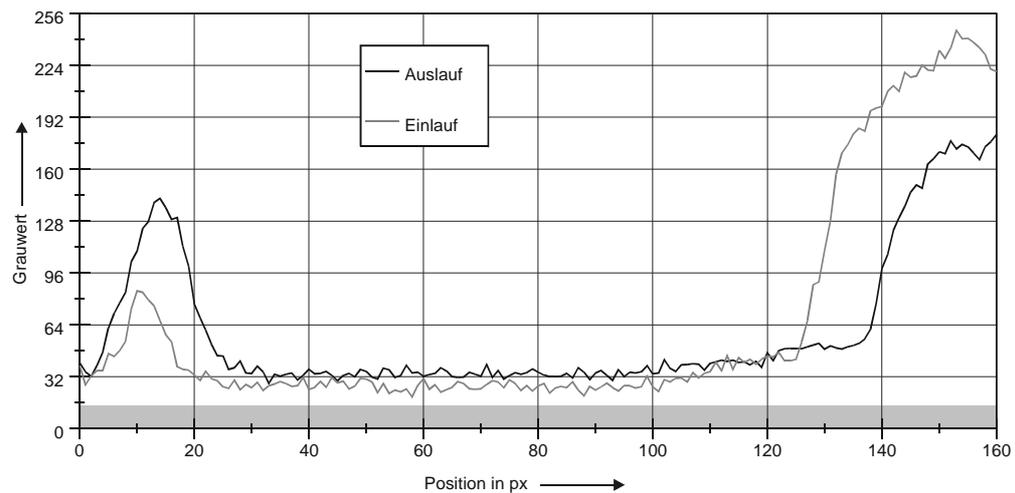


Bild 65: Grauwertverlauf für Fett A, $T = 20 \text{ °C}$, $F_{ax} = 30 \text{ kN}$

Messungen bei $F_{ax} = 50 \text{ kN}$ führten nicht zum Erfolg, da der im Lager auftretende starke Verschleiß zu einer sehr schnellen Verschmutzung des Fettes führt, welche eine Fluoreszenzmessung unmöglich macht.

4.4.4.2.2 Fett B

Für das Versuchsfett B wurden ebenfalls Versuche bei verschiedenen Axiallasten und Temperaturen durchgeführt. Da bei Fett A bereits unterhalb einer Temperatur von 0 °C kein Schmierfilm mehr nachgewiesen werden konnte, beschränkten sich die Untersuchungen mit Fett B auf den Temperaturbereich $0 \text{ °C} \dots 20 \text{ °C}$. Die Bilder 66 bis 69 zeigen die Ergebnisse bei $F_{ax} = 10 \text{ kN}$.

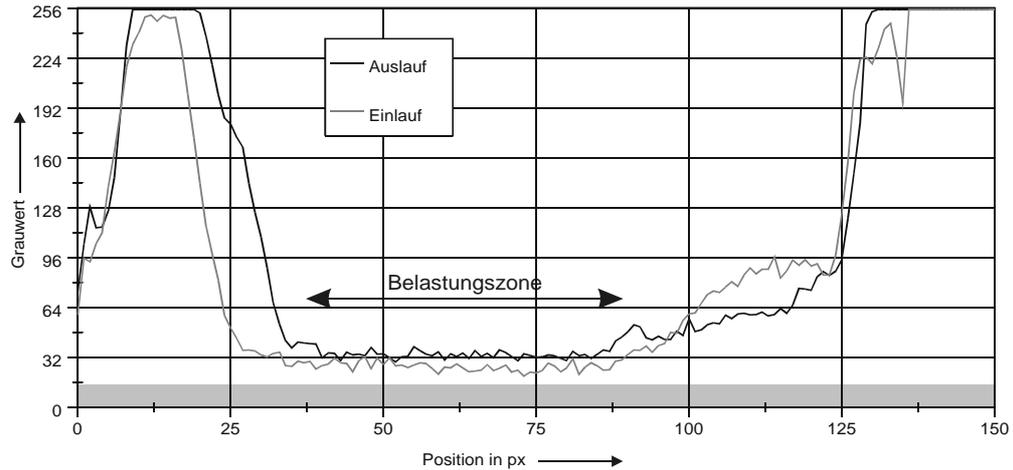


Bild 66: Grauwertverlauf für Fett B, $T = 0 \text{ °C}$, $F_{ax} = 10 \text{ kN}$

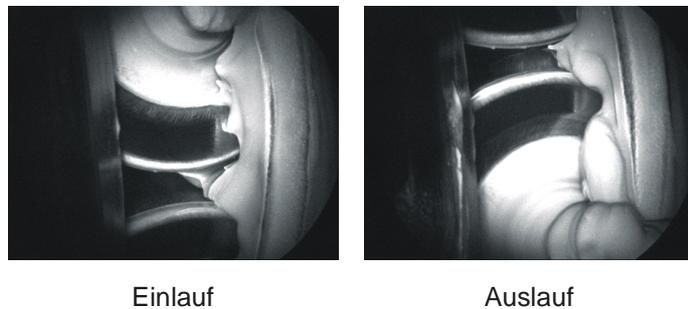


Bild 67: Aufnahmen der Rollenstirnfläche für Fett B, $T = 0 \text{ °C}$, $F_{ax} = 10 \text{ kN}$

Die im Vergleich zu den Versuchen mit Fett A verringerte Breite der Belastungszone ist auf eine Änderung des Aufnahmeabstandes des Endoskopes zurückzuführen. Weiterhin ist zu erkennen, daß die Grauwerte ab ca. 90 Px von Versuch zu Versuch schwanken. Dies ist begründet durch einen permanenten Austausch von Fett zwischen Rollenstirn und Käfig. Hier stellte sich im Gegensatz zu Fett A (siehe Seite 66) kein stationärer Zustand ein.

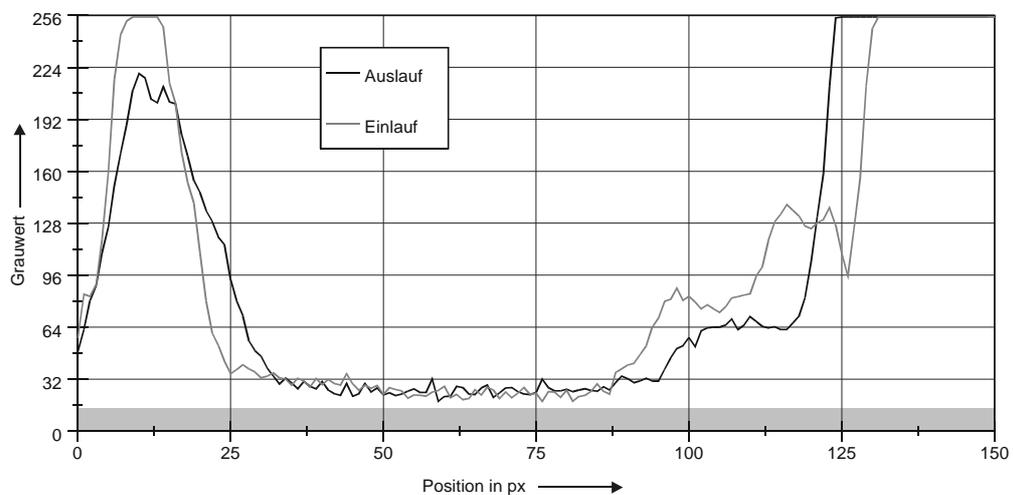


Bild 68: Grauwertverlauf für Fett B, $T = 10 \text{ °C}$, $F_{ax} = 10 \text{ kN}$

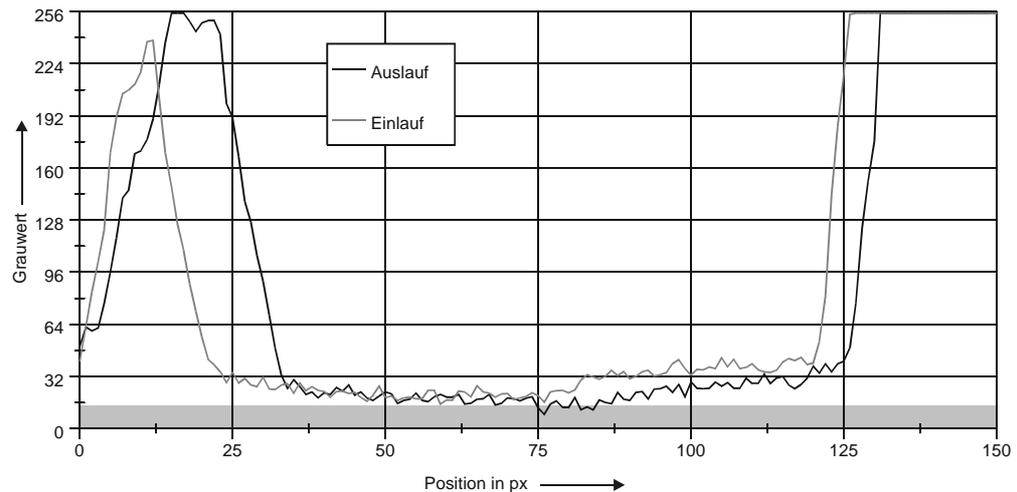


Bild 69: Grauwertverlauf für Fett B, $T = 20\text{ °C}$, $F_{ax} = 10\text{ kN}$

Entgegen dem Verhalten von Fett A ist bei Fett B bei $F_{ax} = 10\text{ kN}$ eine Steigerung der Filmhöhe bei fallender Temperatur zu beobachten. Die Filmhöhen bei $T = 0\text{ °C}$ sind höher als bei $T = 20\text{ °C}$. Offensichtlich sorgt die niedrigere Temperatur für eine bessere Haftung des Fettes an der Rollenstirnfläche und verhindert ein Abstreifen am Innenringbord.

Bei einer Axialbelastung $F_{ax} = 30\text{ kN}$ ist der Unterschied in der Benetzung der Rollenstirnfläche zwischen $T = 0\text{ °C}$ und $T = 20\text{ °C}$ weniger ausgeprägt als bei $F_{ax} = 10\text{ kN}$. Bei beiden Temperaturen läßt sich aus den gemessenen Grauwerten auf das Vorhandensein eines Schmierfilms schließen.

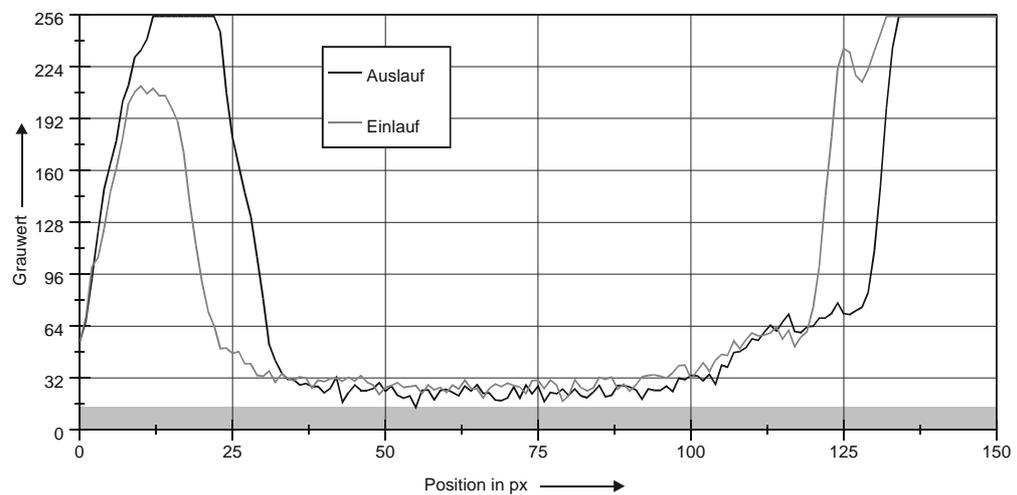


Bild 70: Grauwertverlauf für Fett B, $T = 0\text{ °C}$, $F_{ax} = 30\text{ kN}$

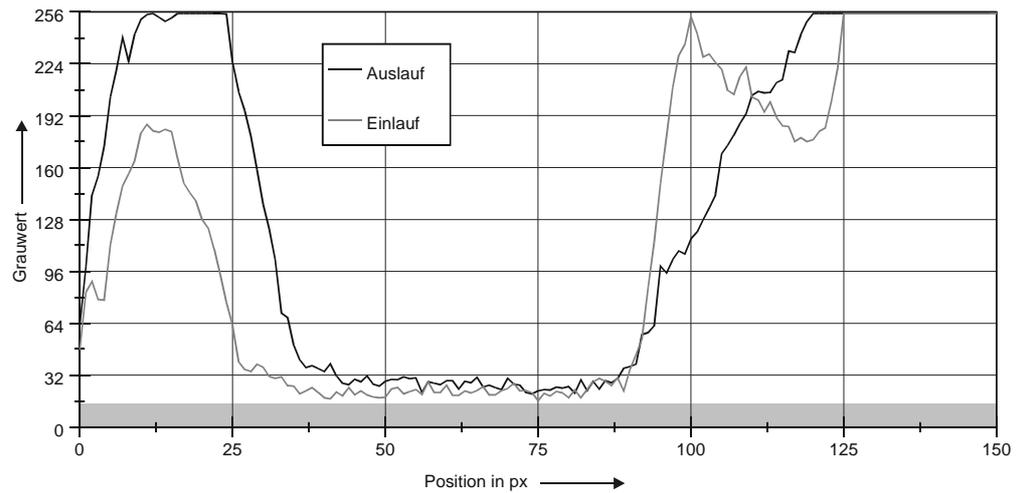


Bild 71: Grauwertverlauf für Fett B, $T = 20\text{ °C}$, $F_{ax} = 30\text{ kN}$

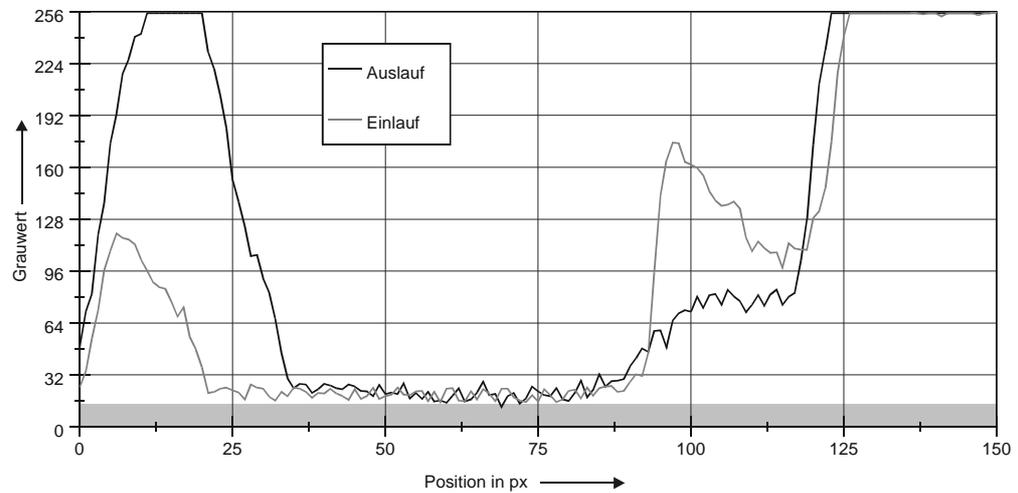


Bild 72: Grauwertverlauf für Fett B, 0 °C , 50 kN

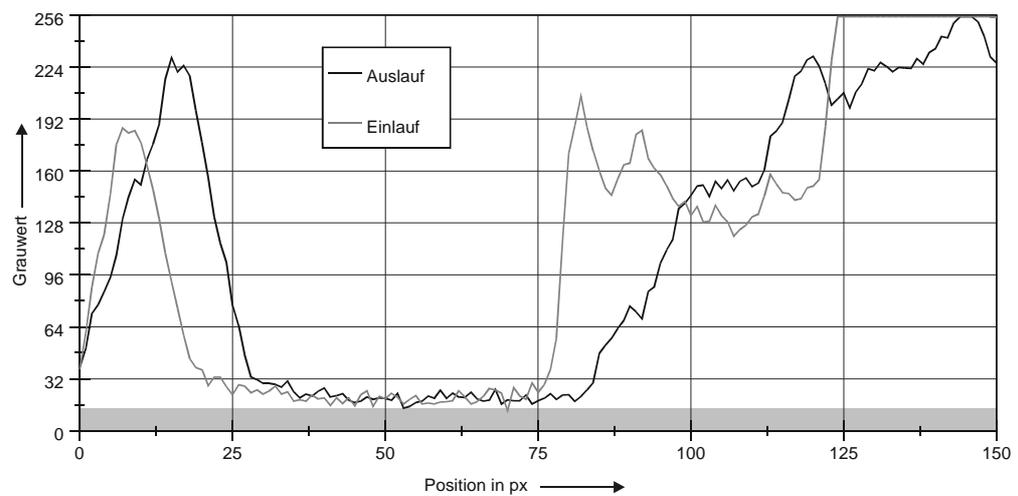


Bild 73: Grauwertverlauf für Fett B, 20 °C , 50 kN

Entgegen den Erfahrungen mit Fett A war beim Fett B auch eine Messung bei einer Axialbelastung $F_{ax} = 50$ kN möglich. Die ermittelten Grauwerte sind unabhängig von der Temperatur und niedriger als bei $F_{ax} = 30$ kN bzw. 10 kN.

Bei Fett B wurde häufig die in Bild 74 dargestellte Veränderung der Fettverteilung beim Durchlauf der Rolle durch den Kontakt am Innenring beobachtet.

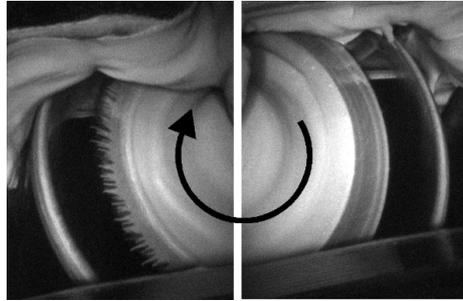


Bild 74: Veränderung der Fettverteilung beim Durchlaufen des Kontaktes
(Fett B, $F_{ax} = 50$ kN)

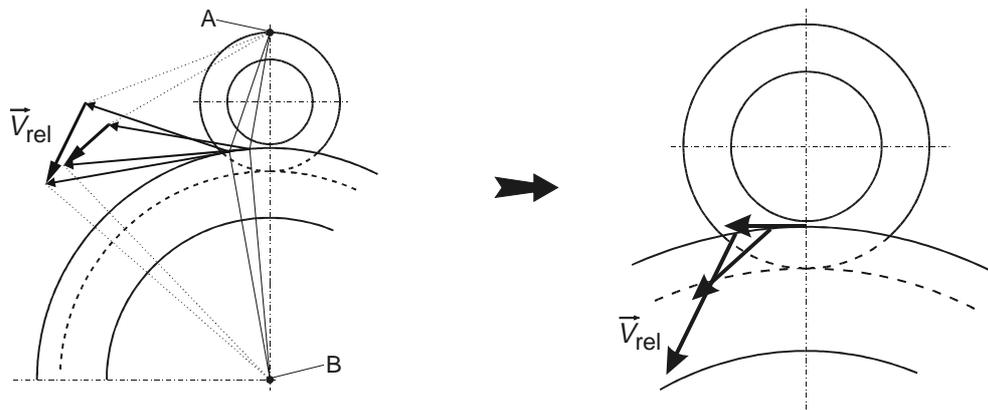


Bild 75: Relativgeschwindigkeit zwischen Innenring und Kegelrolle

Die in den Spalt zwischen Innenring und Rollenstirn transportierte Fettmenge erfährt durch das Anstreifen am Innenringbord eine durch die Relativbewegung im Kontakt hervorgerufene Veränderung. Bild 75 zeigt die kinematischen Verhältnisse, aus denen sich eine Erklärung für die Fettverteilung ableiten läßt.

Durch den feststehenden Außenring ist der Punkt A Momentanpol der Rolle, der Punkt B ist Momentanpol des Innenringes. Bei vernachlässigtem Schlupf kann am Wälzkontakt zwischen Rolle und Innenring von einer gleichen tangentialen Geschwindigkeit beider Körper ausgegangen werden. Durch die sich daraus ergebende lineare Geschwindigkeitsverteilung können die Geschwindigkeiten am Lagerbord ermittelt werden. Die vektorielle Differenz zwischen dem Rollen- und dem Innenringvektor ist die Relativgeschwindigkeit zwischen beiden Körpern. In der rechten Skizze sind für unterschiedliche Punkte auf der Rolle die Geschwindigkeitsvektoren dargestellt.

4.4.4.3 Zusammenfassung und Bewertung der Fluoreszenzuntersuchungen

Mit den Fluoreszenzuntersuchungen wurde gezeigt, daß die gewählte Methode prinzipiell geeignet ist, das Vorhandensein eines Fettfilms in Wälzlagerungen nachzuweisen. Für das Versuchsfett A hat sich die Temperatur als entscheidende Größe für die Bildung eines Fettfilms herausgestellt. Mit fallender Temperatur reduziert sich der Fettfilm auf der Rollenstirnfläche. Ab einer Temperatur von $T = 0 \text{ °C}$ am Außenring (entspricht ca. $10 - 15 \text{ °C}$ am Innenringbord, s.o.) ist mit dem gewählten Versuchsaufbau auch bei niedrigen Lasten kein Fettfilm mehr nachweisbar. Bei hohen Axiallasten ist ein Nachweis des Schmierfilms aufgrund des hohen Verschleißes nicht mehr möglich. Dieser Verschleiß resultiert jedoch zwingend aus dem Nicht-Vorhandensein eines tragfähigen Schmierfilms, so daß indirekt das gleiche Ergebnis erzielt werden kann.

Für Fett B zeigt sich eine gegenläufige Abhängigkeit zwischen Temperatur und Fettfilm, d.h. die Filmhöhe steigt mit fallender Temperatur. Wenngleich die Ursachen für dieses Phänomen bisher nicht vollständig erklärbar sind, begründet es das ausgesprochen gute Verhalten des Fettes B beim Einsatz bei dauerhaft niedrigen Temperaturen. Im untersuchten Last- und Temperaturbereich konnte in jedem Fall ein Fettfilm auf der Rollenstirn nachgewiesen werden.

Für zukünftige Arbeiten erscheint es neben der Aufklärung obiger Phänomene sinnvoll, den Zusammenhang zwischen emittiertem Licht, gewählter Farbstoffkonzentration und der realen Filmstärke genau zu bestimmen. Bei einer genau reproduzierbaren Anordnung des Endoskopes im Prüfkopf wäre dann auch ein quantitativer Vergleich der Filmhöhen untereinander möglich.

Als Einschränkung für das Verfahren muß angemerkt werden, daß der reale tribologische Kontakt nicht betrachtet werden kann, da die Wälzlager naturgemäß nicht transparent sind. Eine mögliche Alternative zur Untersuchung der Fettschmierung bei niedrigen Temperaturen bietet der Rückgriff auf Modellkontakte mit Bauteilen aus transparentem Material, wie z.B. Saphir.

4.4.5 Reibungsmomente unter dem Einfluß von Drehzahl, Temperatur und Belastung

Wie in Abschnitt 2.4 erläutert, beschränkten sich die bisher durchgeführten Forschungsarbeiten zur Fettschmierung bei niedrigen Temperaturen auf die Untersuchungen des Start-Reibungsmomentes bei sehr niedrigen Temperaturen und die Ermittlung von Lauf-Reibungsmomenten bei geringen Drehzahlen und einer kontinuierlichen Eigenerwärmung der Lager. Mit dem aufgebauten Prüfstand bot sich erstmals die Möglichkeit, das Reibungsmoment fettgeschmierter Wälzlager unter dem Einfluß niedriger Temperaturen in einem praxisrelevanten Betriebsbereich hinsichtlich Drehzahlen und Belastung zu ermitteln.

4.4.5.1 Lauf-Reibungsmomente

Für die Versuchsfette A und B wurde der Einfluß der in Tabelle 16 aufgeführten Parameter auf das Lauf-Reibungsmoment und den sich im Lager einstellenden Schmierzustand untersucht. Im folgenden sind die Ergebnisse dieser Untersuchungen wiedergegeben.

Temperatur T in $^{\circ}\text{C}$	Belastung F_{ax} in kN	Drehzahlbereich n in min^{-1}
40, 30, 20, 10, 0, -5, -10, -15	10, 20, 30, 40, 50	0 . . . 200

Tabelle 16: Versuchsparmeter zur Untersuchung des Reibungsmomentes

Vor Beginn der Versuche wurde ein Einlauf der Lager mit einer Zeitdauer von 24 Stunden bei $T = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $F_{\text{ax}} = 10\text{ kN}$ und $n = 100\text{ min}^{-1}$ realisiert. Nach Abschluß der Einlaufprozedur wurden die Lager vollständig gereinigt und anschließend mit neuem Fett voll befüllt. Das in Tabelle 16 genannte Parameterfeld wurde in der Reihenfolge steigender Belastung und fallender Temperatur untersucht (d.h. zunächst alle Temperaturen in der Reihenfolge $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. . . bei 10 kN , dann bei 20 kN usw.).

Bild 76 zeigt den bei der Messung realisierten Verlauf der Drehzahl über der Zeit.

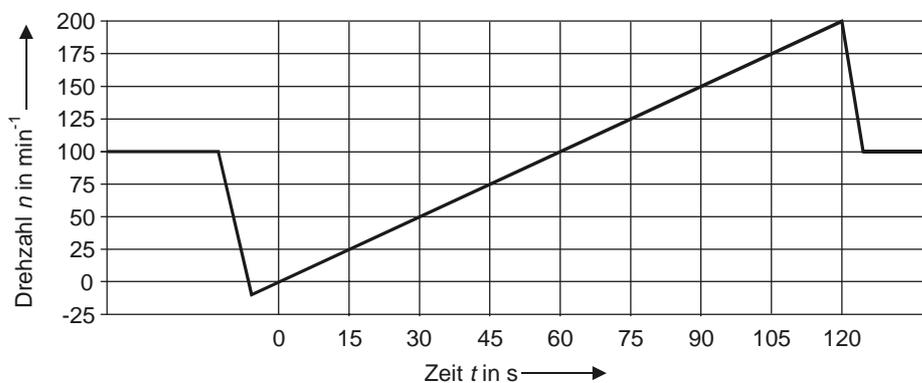


Bild 76: Drehzahlverlauf für die Untersuchung des Reibungsmomentes

Die Lager werden zwischen den einzelnen Messungen mit einer Drehzahl $n = 100\text{ min}^{-1}$ betrieben. Bei Erreichen der gewünschten Prüftemperatur wird die Drehzahl abgesenkt. Um einen sicheren Stillstand der Lagerung in jedem Fall zu gewährleisten, erfolgt bei der Drehzahl $n = 0\text{ min}^{-1}$ eine Drehrichtungsumkehr des Antriebsmotors und die Drehzahl wird weiter abgesenkt auf $n \approx -10\text{ min}^{-1}$. Hier erfolgt eine erneute Drehrichtungsumkehr des Motors und die Drehzahl wird kontinuierlich mit $\dot{n} = 1,66\text{ min}^{-1}/\text{s}$ bis zu einer Drehzahl $n = 200\text{ min}^{-1}$ gesteigert. Die Erfassung des Reibungsmomentes und der Widerstände im Lager beginnt bei $n = 0\text{ min}^{-1}$ und endet bei $n = 200\text{ min}^{-1}$. Der Ablauf dieser Prozedur wird für alle Temperaturen bei gleicher Laststufe wiederholt.

Bild 77 zeigt den Verlauf des Reibungsmomentes für das Fett A in Abhängigkeit von der Temperatur und der Drehzahl bei $F_{\text{ax}} = 10\text{ kN}$. Auffällig ist zunächst der ausgeprägte Anstieg des Reibungsmomentes bei kleinen Drehzahlen ($n = 0 \dots 25\text{ min}^{-1}$).

Dieser Anstieg kann zwei Ursachen haben:

1. Erhöhte Reibung infolge des Auftretens von Mischreibung
2. Erhöhtes Anlaufmoment infolge des hohen Scherwiderstandes des Fettes

Zur Aufklärung der Ursachen ist in Bild 78 der Verlauf des Lagerwiderstandes über der Drehzahl in Abhängigkeit von der Temperatur dargestellt. Aus den gewonnenen Meßwerten kann

gefolgert werden, daß die Überhöhung des Reibungsmomentes bei niedrigen Drehzahlen und höheren Temperaturen ($T > 10\text{ °C}$) auf Mischreibung zurückzuführen ist, da hier keine ausreichende Trennung der metallischen Oberflächen vorliegt. Bei niedrigeren Temperaturen hingegen ist für die Überhöhung des Reibungsmomentes der erhöhte Scherwiderstand des Fettes verantwortlich, ein metallischer Kontakt im Lager tritt nur bei sehr kleinen Drehzahlen ($n < 2\text{--}3\text{ min}^{-1}$) auf.

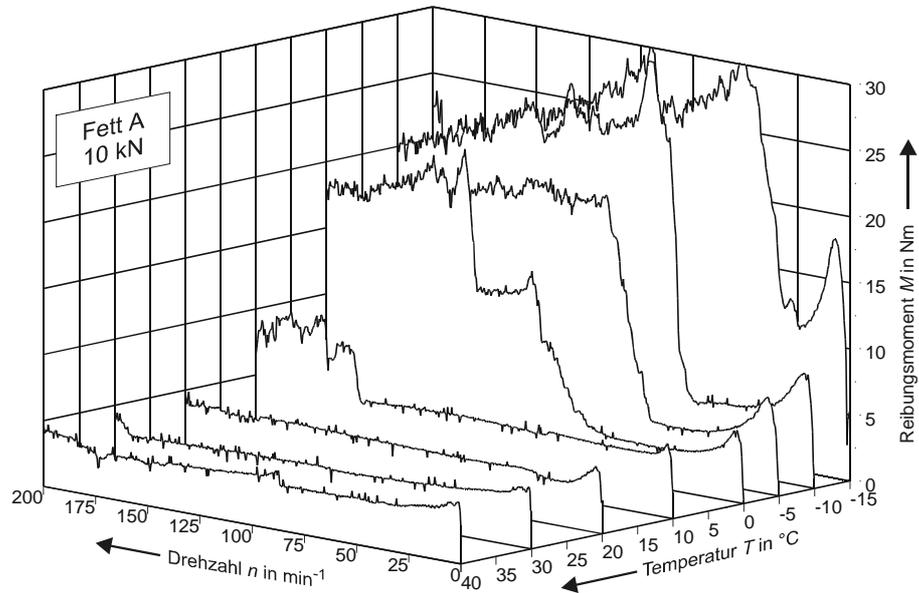


Bild 77: Verlauf des Reibungsmomentes in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Temperatur für Fett A bei $F_{ax} = 10\text{ kN}$

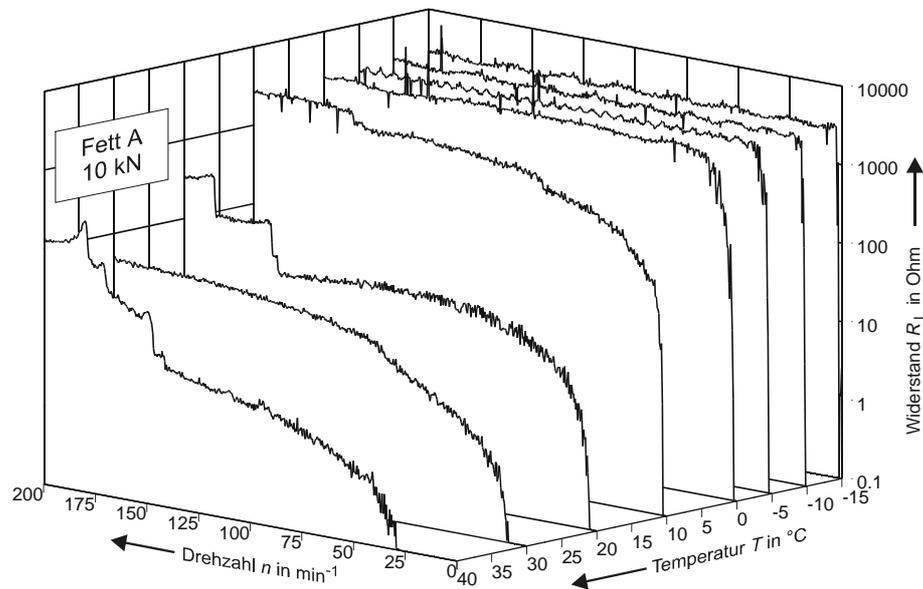


Bild 78: Verlauf des Lagerwiderstandes am motorseitigen Prüflager in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Temperatur für Fett A bei $F_{ax} = 10\text{ kN}$

Unterhalb einer Temperatur von $T = 0\text{ °C}$ tritt abhängig von der Drehzahl (siehe Tabelle 17) ein signifikanter Anstieg des Reibungsmomentes auf.

Untersuchungen des auftretenden Schlupfes im Lager haben gezeigt, daß bei den genannten Temperaturen ein spontanes unregelmäßiges Schlupfen des gesamten Rollensatzes auftritt. Ein gleichmäßiger Umlauf des Käfigs und der Rollen ist hier nicht mehr gegeben. Die Messungen des Übergangswiderstandes im Lager während des Schlupfes signalisieren eine vollständige Trennung der Oberflächen (siehe Bild 78).

Temperatur	10 °C	0 °C	-5 °C	-10 °C	-15 °C
Schlupfgrenze	150 min ⁻¹	76 min ⁻¹	62 min ⁻¹	57 min ⁻¹	25 min ⁻¹

Tabelle 17: Schlupfgrenze für Fett A, $F_{ax} = 10 \text{ kN}$

Ursache des Schlupfes ist der hohe Scherwiderstand des Fettes A bei niedrigen Temperaturen, der in Verbindung mit niedrigen Lagerbelastungen einen kinematisch einwandfreien Lauf des Lagers verhindert.

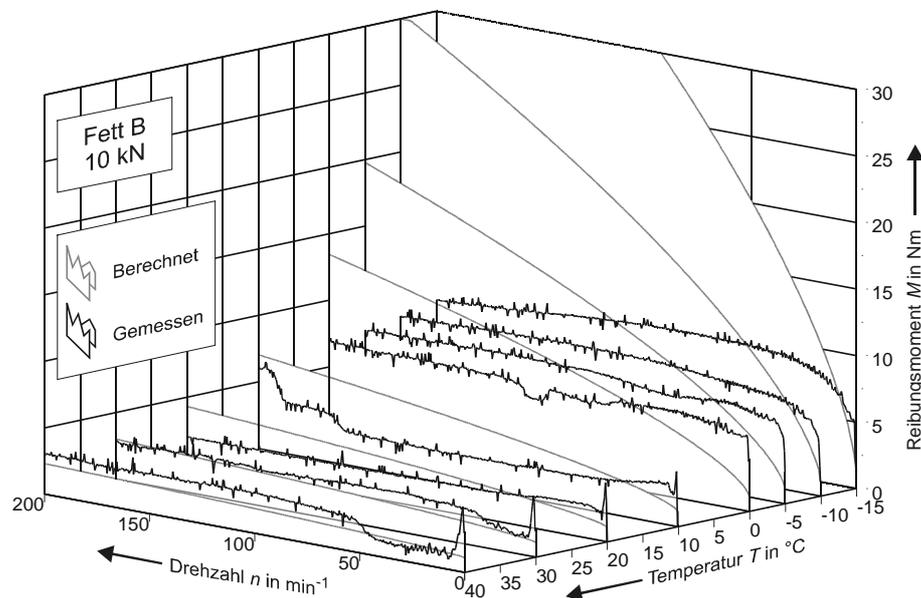


Bild 79: Verlauf des Reibungsmomentes in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Temperatur für Fett B bei $F_{ax} = 10 \text{ kN}$

Zum Vergleich zeigt Bild 79 den Verlauf des Reibungsmomentes für das Versuchsfett B. Bis zu einer Temperatur von $T \approx 0 \text{ °C}$ tritt bei niedrigen Drehzahlen eine Überhöhung des Reibungsmomentes auf. Der Kurvenverlauf ähnelt dem in Bild 19, Seite 26 dargestellten Reibungsmomentenverlauf im Bereich der Mischreibung. Die Messungen des Übergangswiderstandes signalisieren eine unzureichende Trennung der Oberflächen (siehe Bild 80), was ebenfalls für das Vorliegen von Mischreibung spricht. Unterhalb einer Temperatur von $T \approx 0 \text{ °C}$ verschwindet die Überhöhung des Reibungsmomentes bei kleinen Drehzahlen. Das Reibungsmoment steigt kontinuierlich mit der Drehzahl an. Ab einer Drehzahl von $n \approx 50 \text{ min}^{-1}$ ist eine weitestgehende Unabhängigkeit des Reibungsmomentes von der Drehzahl zu beobachten. Dieses Verhalten widerspricht der Theorie nach *Palmgren*, wonach das belastungsunabhängige Reibungsmoment M_0 proportional zu $n^{2/3}$ ist (siehe Gleichung (5) auf Seite 24). Zur Verdeutlichung sind in Bild 79 die theoretisch errechneten Reibungsmomente

mit eingetragen. Unterhalb einer Temperatur von $\approx 20\text{ °C}$ hat die Gleichung von *Palmgren* keine Gültigkeit mehr. Die rechnerisch zu ermittelnden Reibungsmomente liegen wesentlich höher als das tatsächliche Reibungsmoment.

Der bei Fett A beobachtete unregelmäßige Schlupf des Rollensatzes tritt bei Fett B nicht auf. Vielmehr ist der Schlupf weitestgehend unabhängig von der Temperatur und Belastung des Lagers. Für $n = 75\text{ min}^{-1}$ liegt er im Bereich $S = -0,967\% \dots -1,115\%$.

Bild 80 zeigt den Verlauf des Lagerwiderstandes R_L für das motorseitige Lager. Es ist zu erkennen, daß bis zu einer Temperatur von ca. 0 °C eine Abhängigkeit zwischen Lagerdrehzahl und dem Widerstand besteht. Ab ca. -5 °C steigt der Lagerwiderstand unmittelbar nach dem Start auf einen Wert von ca. 3000 Ohm an und verharrt unabhängig von der Drehzahl auf diesem Wert. Bei -15 °C bleibt der Widerstand auch beim Nulldurchgang der Drehzahl bestehen, d.h. auch bei der Drehzahl 0 besteht eine vollständige Trennung der Oberflächen. Bei diesen Temperaturen ist der Schmierfilmaufbau nicht mehr von den dynamischen Verhältnissen im Lager abhängig. Vielmehr ist zu vermuten, daß sich auf den Laufbahnen ein Film aus Grundöl und Verdicker befindet, der die auf das Lager wirkende Belastung auch im Stillstand trägt. Diese These wird durch die Messungen zur Benetzung der Rollenstirnfläche (siehe Abschnitt 4.4.4.2.2) bestätigt.

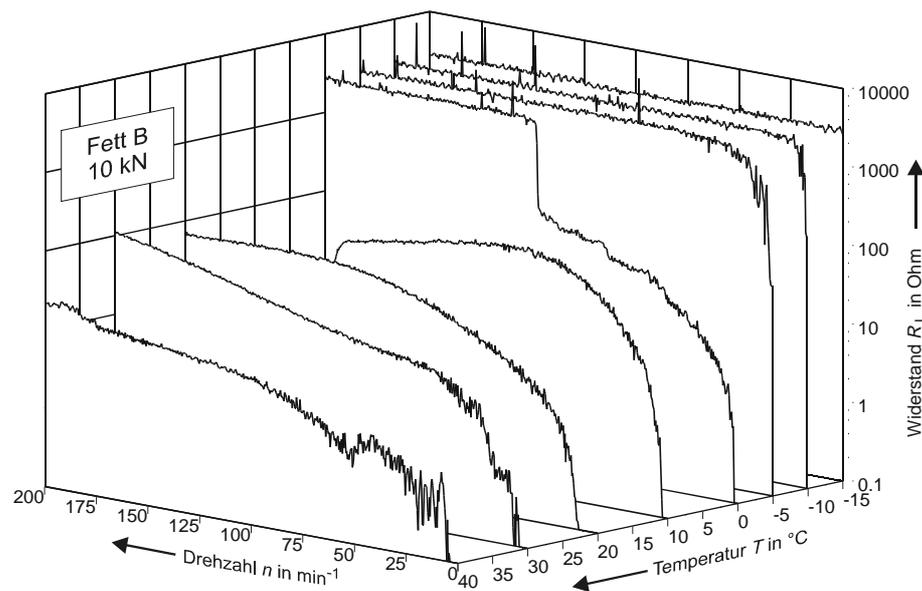


Bild 80: Verlauf des Lagerwiderstandes am motorseitigen Prüflager in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Temperatur für Fett B bei $F_{ax} = 10\text{ kN}$

Temperatur	10 °C	0 °C	-5 °C	-10 °C	-15 °C
Schlupfgrenze	$> 200\text{ min}^{-1}$	97 min^{-1}	87 min^{-1}	167 min^{-1}	64 min^{-1}

Tabelle 18: Schlupfgrenze für Fett A, $F_{ax} = 30\text{ kN}$

Bild 81 zeigt die Abhängigkeit des Reibungsmomentes von der Temperatur und der Drehzahl für Fett A bei $F_{ax} = 30\text{ kN}$. Über dem gesamten Temperaturbereich ist weiterhin eine Reibungsmomentenüberhöhung bei $n = 0\text{ min}^{-1}$ zu beobachten, allerdings wesentlich weniger

ausgeprägt als bei $F_{ax} = 10 \text{ kN}$. Das Schlupfen des Rollensatzes tritt erst ab einer Temperatur von $0 \text{ }^\circ\text{C}$ auf, die zugehörigen Drehzahlen zeigt Tabelle 18.

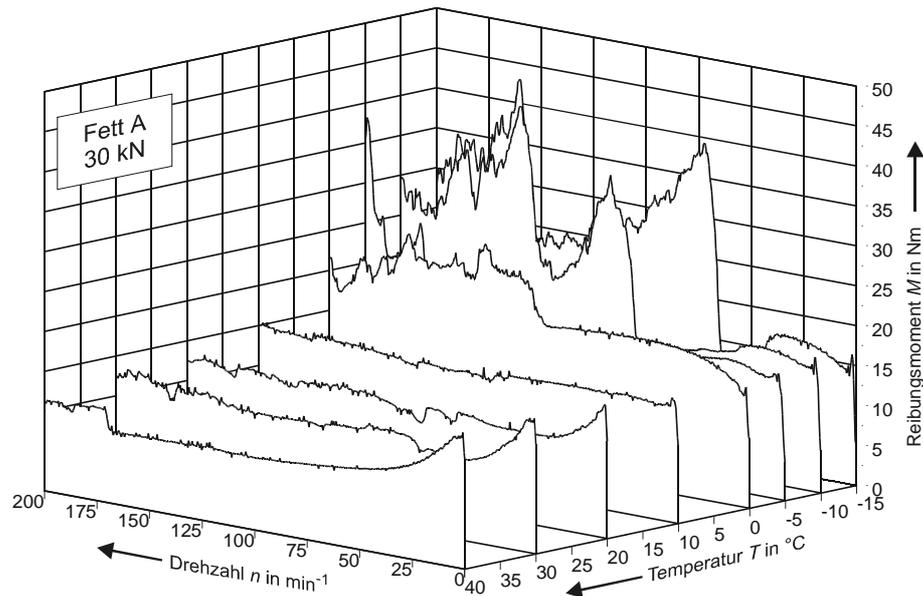


Bild 81: Verlauf des Reibungsmomentes in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Temperatur für Fett A bei $F_{ax} = 30 \text{ kN}$

Bei Fett B (Bild 82) tritt im Bereich von $40 \text{ }^\circ\text{C} \dots -5 \text{ }^\circ\text{C}$ bei niedrigen Drehzahlen Mischreibung auf. Wie bei $F_{ax} = 10 \text{ kN}$ ist das Reibungsmoment ab $n \approx 50 \text{ min}^{-1}$ weitestgehend unabhängig von der Drehzahl. Die zu beobachtenden Sprünge im Reibungsmoment gehen einher mit einem deutlichen Absinken des Übergangswiderstandes am kopfseitigen Prüflager. Hier ist Mangelschmierung an diesem Lager zu vermuten.

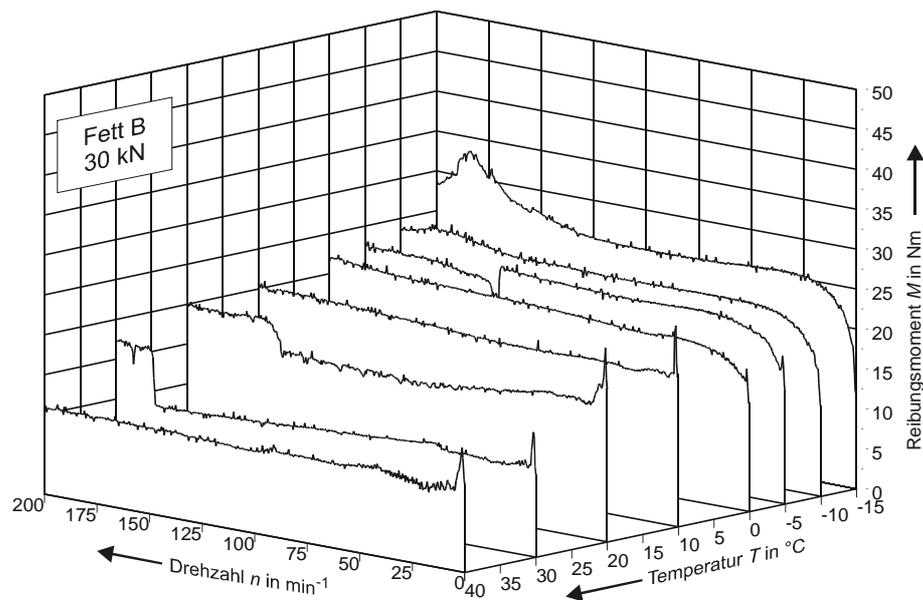


Bild 82: Verlauf des Reibungsmomentes in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Temperatur für Fett B bei $F_{ax} = 30 \text{ kN}$

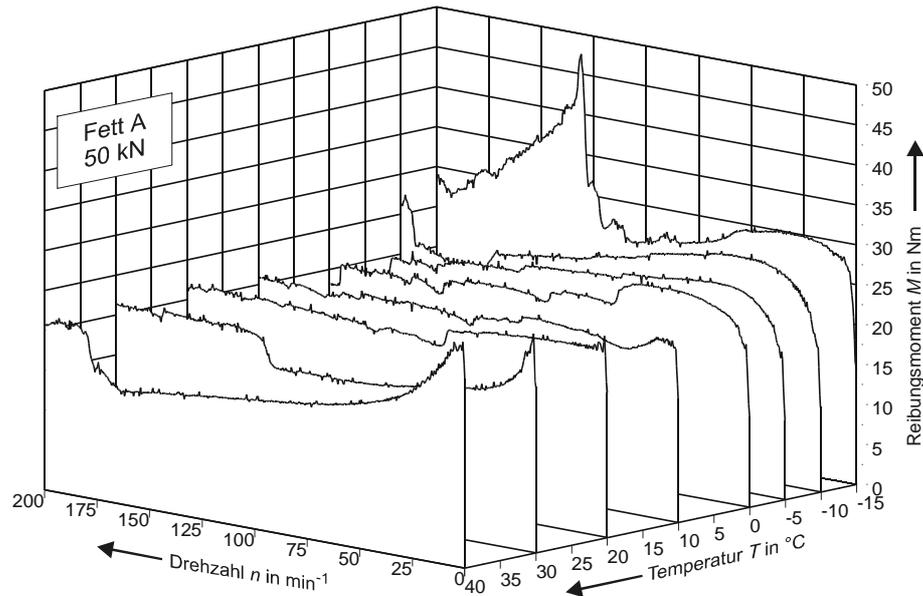


Bild 83: Verlauf des Reibungsmomentes in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Temperatur für Fett A bei $F_{ax} = 50 \text{ kN}$

Bei $F_{ax} = 50 \text{ kN}$ und Temperaturen $T < 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$ tritt bei Fett A keine Überhöhung des Reibungsmomentes bei niedrigen Drehzahlen mehr auf (Bild 83). Das Absinken des Reibungsmomentes bei niedrigen Temperaturen und steigenden Drehzahlen ist auf eine Erwärmung des Schmierfettes zurückzuführen. Bei diesen Betriebsbedingungen sind die Kühlgeräte nicht mehr in der Lage, die entstehende Reibungswärme ausreichend schnell abzuführen (Bild 84).

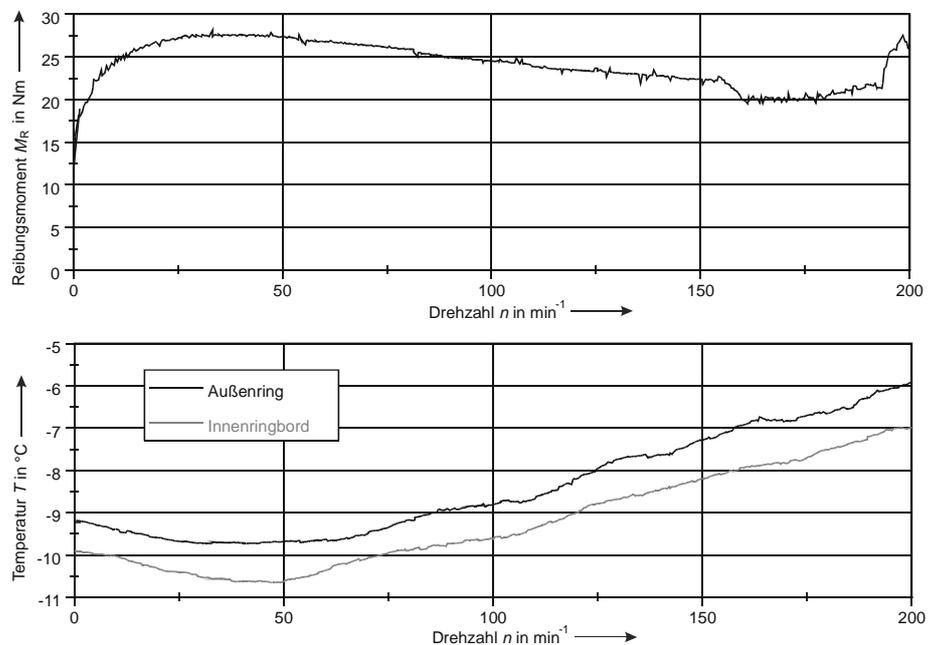


Bild 84: Reibungsmoment und Temperaturen am Außenring der Prüflager in Abhängigkeit von der Drehzahl (Fett A, $T = -10 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $F_{ax} = 50 \text{ kN}$)

Die Folge ist ein Abfall der Viskosität und vermutlich eine Erhöhung der Ölabgabe. Der Widerstand des Schmierfettes gegen Scherung sinkt, zeitgleich werden die Kontakte mit mehr Schmierstoff versorgt.

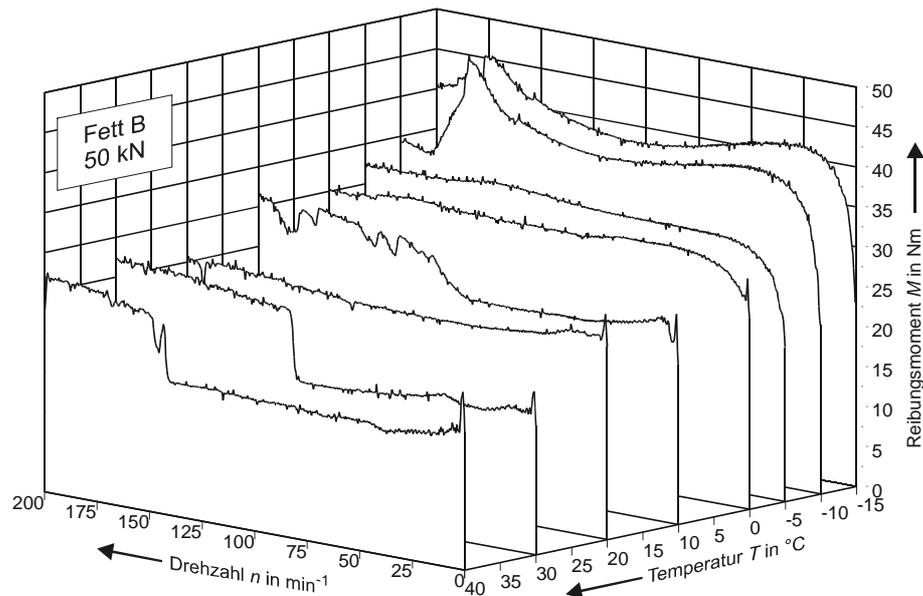


Bild 85: Verlauf des Reibungsmomentes in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Temperatur für Fett B bei $F_{ax} = 50 \text{ kN}$

Für Fett B (Bild 85) ergibt sich ein ähnlicher Verlauf wie bei $F_{ax} = 30 \text{ kN}$. Wie bei Fett A ist auch hier ein Abfall des Reibungsmomentes bei Temperaturen $< -10 \text{ °C}$ und Drehzahlen von $n = 25 \text{ min}^{-1}$ bis 125 min^{-1} aufgrund der unzureichenden Kühlung zu beobachten. Danach erfolgt ein Anstieg des Reibungsmomentes, der unter Berücksichtigung der Widerstandsmessungen auf Mangelschmierung am kopfseitigen Lager deutet. Die sprunghaften Anstiege des Reibungsmomentes bei höheren Temperaturen gehen ebenfalls einher mit einem Abfall des Übergangswiderstandes am kopfseitigen Prüflager.

Nach Gleichung (9) (Seite 26) wird die theoretische Grenze für das Mischreibungsgebiet von der Lagerbelastung, der Tragzahl, der Schmierstoffviskosität und der Drehzahl bestimmt. Bild 86 zeigt die berechneten theoretischen Grenzen des Mischreibungsgebietes für die Versuchsfette A und B.

Einen Vergleich der theoretischen Grenzen des Mischreibungsgebietes mit den tatsächlich ermittelten Reibungsmomenten zeigen Bild 87 und 88. Das rechnerisch bestimmte Gebiet der Mischreibung ist grau unterlegt.

Für Versuchsfett A konnte keine Übereinstimmung der rechnerischen Grenze des Mischreibungsgebietes mit den tatsächlich ermittelten Reibungsmomenten gefunden werden. Wie oben erwähnt, setzt sich bei diesem Fett das Reibungsmoment aus der Mischreibung einerseits und dem hohen Scherwiderstand des Fettes bei niedrigen Temperaturen andererseits zusammen.

Bei Fett B hingegen ist bei niedrigen Lasten eine gute Übereinstimmung zwischen der theoretischen Grenze des Mischreibungsgebietes und dem tatsächlichen Reibungsmoment zu erkennen. Im Bereich hoher Lasten gilt diese Übereinstimmung nicht mehr, die rechnerisch zu ermittelnden Grenzwerte sind zu hoch (siehe Bild 85 und 86).

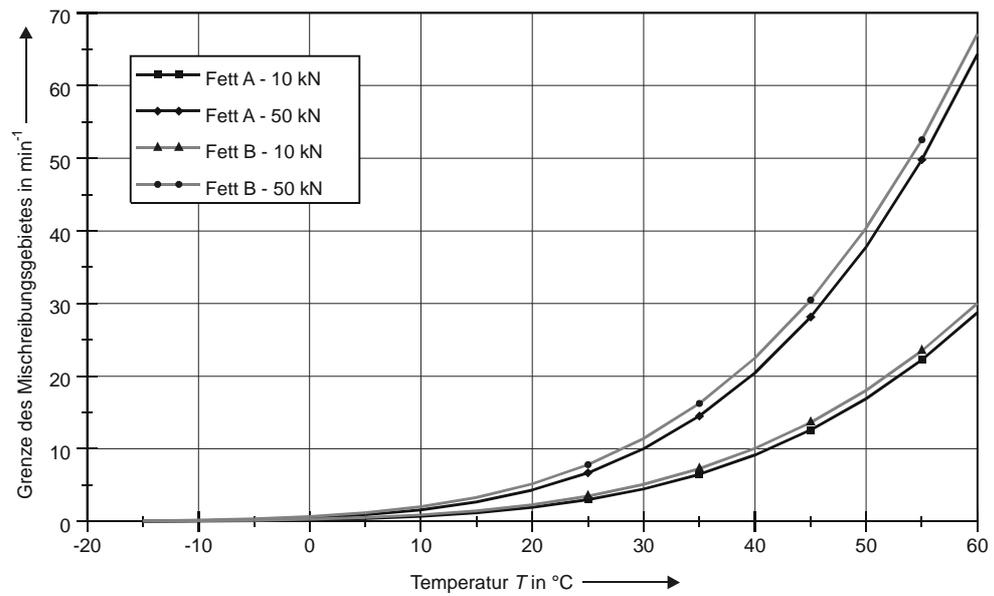
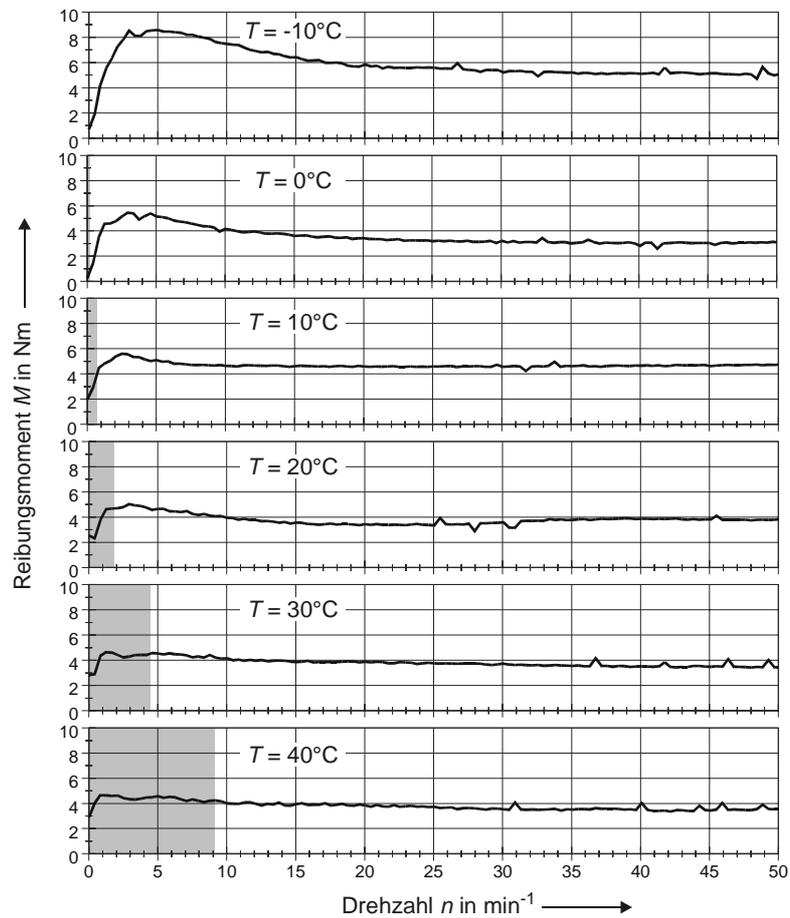


Bild 86: Rechnerisch ermittelte Grenze des Mischreibungsgebietes nach Gleichung (9)

Bild 87: Verlauf des Reibungsmomentes und rechnerisch ermittelte Grenze der Mischreibung für Fett A bei $F_{ax} = 10 \text{ kN}$

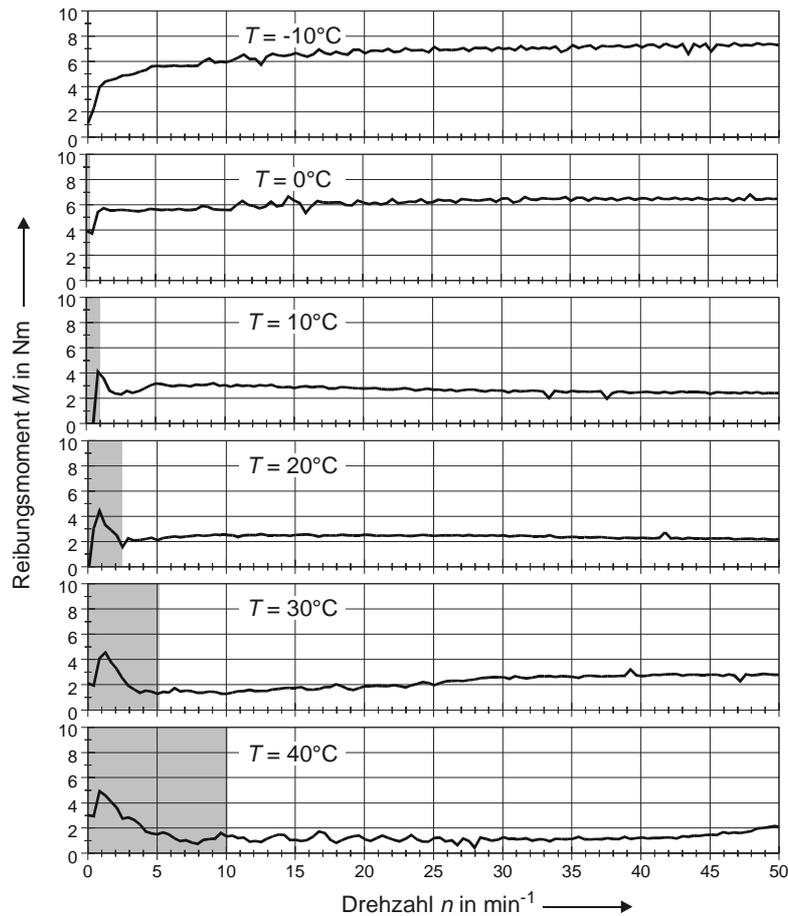


Bild 88: Verlauf des Reibungsmomentes und rechnerisch ermittelte Grenze der Mischreibung für Fett B bei $F_{ax} = 10 \text{ kN}$

4.4.5.2 Start-Reibungsmomente

Neben den sich bei langsamer Veränderung der Drehzahl einstellenden Lauf-Reibungsmomenten wurden für die Versuchsfette A und B auch die Start-Reibungsmomente in Abhängigkeit der Belastung bei einer sprunghaften Beschleunigung aus dem Stillstand gemessen. Um eine frühzeitige Schädigung der Lager zu verhindern, wurden die Versuche in der Reihenfolge steigender Last und fallender Temperatur durchgeführt. Die Versuchslager wurden zunächst einer Einlaufprozedur von 24 Stunden bei $F_{ax} = 10 \text{ kN}$ und Beharrungstemperatur unterzogen. Nach Abschluß der Einlaufphase wurden die Lager gereinigt und neu befüllt.

Pro Parameterkombination aus Belastung und Temperatur wurden 5 Starts aus dem Stillstand auf die auch bei den Dauerversuchen eingestellte Drehzahl $n = 75 \text{ min}^{-1}$ durchgeführt. Das beim Start auftretende maximale Moment wurde registriert. Die Laufzeit der Lager betrug pro Start maximal 5 Sekunden. Die Kühlung lief während der Versuche, eine nennenswerte Erwärmung der Lager wurde nicht registriert. Beim fünften Start wurde neben der Registrierung des maximalen Reibungsmomentes eine kontinuierliche Messung des Reibungsmomentes über einen Zeitraum von ca. 55 Sekunden vorgenommen. Um die auftretende Reibungsmomentenspitze beim Start aufnehmen zu können, wurde dabei eine Abtastrate von 100 Hz gewählt.

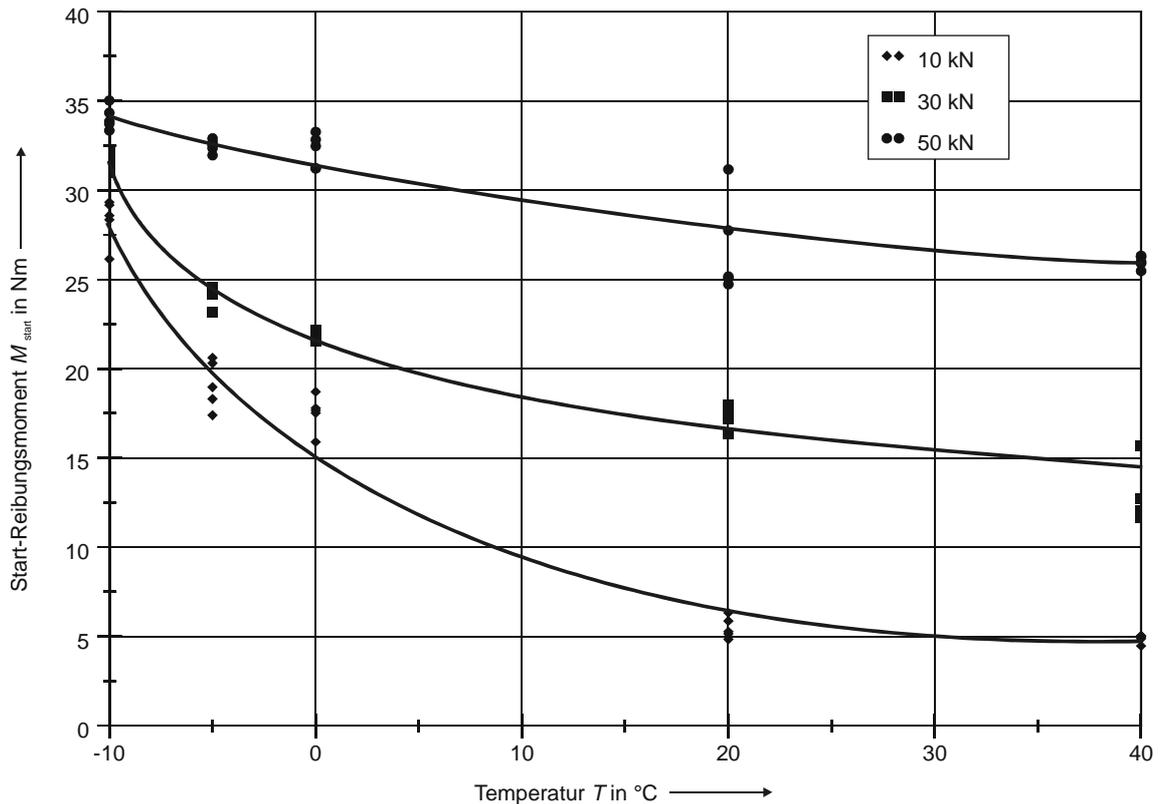


Bild 89: Verlauf des Start-Reibungsmomentes für Fett A in Abhängigkeit von der Temperatur und der Belastung

Bild 89 zeigt die Ergebnisse der Startversuche für das Fett A. Im Bereich von $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ bis $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ist eine klare Proportionalität zwischen Start-Reibungsmoment und Belastung erkennbar. Die Erhöhung des Start-Reibungsmomentes mit sinkender Temperatur ist in diesem Temperaturbereich unabhängig von der Höhe der Belastung. Unterhalb einer Temperatur von $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ gilt diese Unabhängigkeit nicht mehr.

Bei hohen Lasten wird das Start-Reibungsmoment primär durch den belastungsabhängigen Anteil geprägt, der u.a. zu einer hohen Reibung am Bordkontakt führt. Gemessen am absoluten Niveau des Reibungsmomentes ist der Temperatureinfluß wesentlich geringer als bei niedrigen Belastungen. Dort ist mit fallender Temperatur ein stark progressiver Anstieg des Reibungsmomentes zu beobachten. Dies ist auf den hohen Scherwiderstand des Fettes zurückzuführen. Bestätigt wird diese These durch den zeitlichen Verlauf des Reibungsmomentes nach dem Start (siehe Bild 91).

Bild 90 zeigt den Zusammenhang zwischen Belastung, Temperatur und dem Start-Reibungsmoment für das Fett B. Die direkte Proportionalität zwischen Start-Reibungsmoment und Belastung erstreckt sich bei diesem Fett über den Temperaturbereich von ca. $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ bis $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ab einer Temperatur von ca. $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ unterscheiden sich die Verläufe in Abhängigkeit von der Belastung. Während der Verlauf für $F_{\text{ax}} = 10\text{ kN}$ ähnlich wie bei Versuchsfett A mit fallender Temperatur weiterhin progressiv ansteigt, ergibt sich für die höheren Laststufen ein Abfall bzw. Einbruch des Start-Reibungsmomentes bei fallender Temperatur.

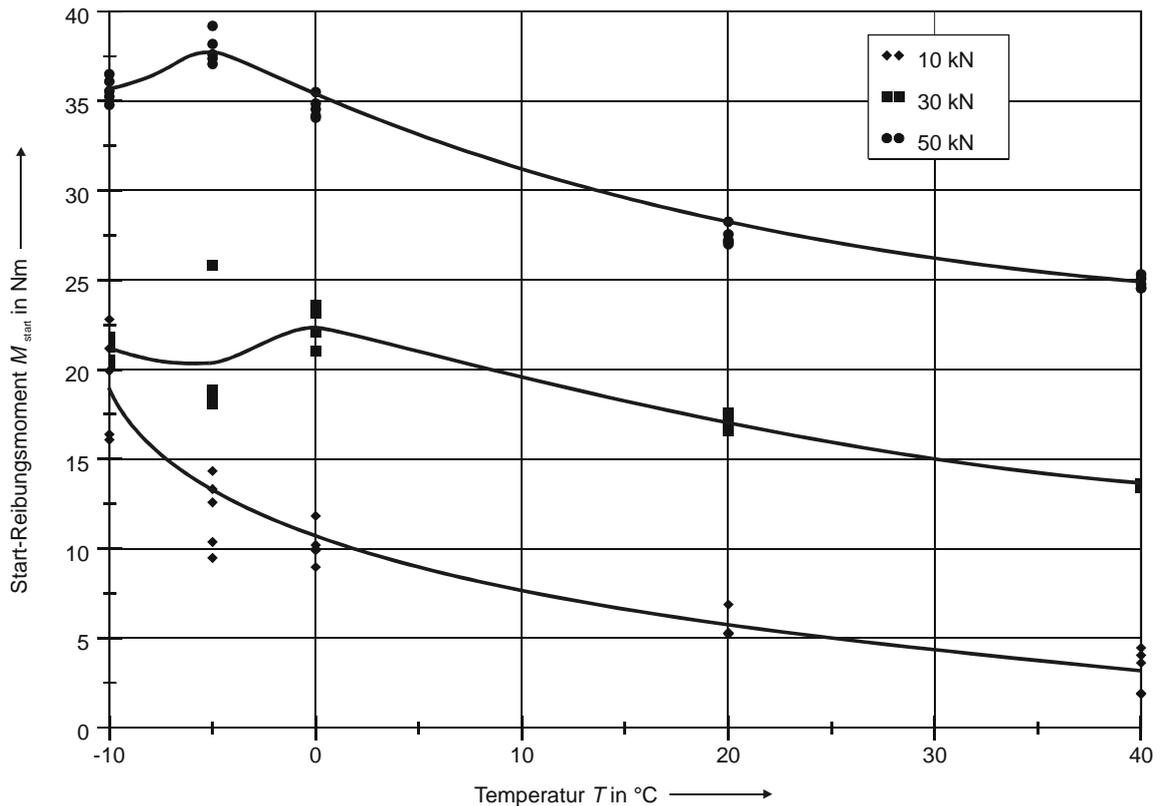


Bild 90: Verlauf des Start-Reibungsmomentes für Fett B in Abhängigkeit von der Temperatur und der Belastung

Im Falle kleiner Lasten überwiegt auch bei Fett B der Einfluß des Scherwiderstandes des Schmierfettes auf das Start-Reibungsmoment.

Messungen des Übergangswiderstandes im Lager haben ergeben, daß für Fett B im Falle niedriger Temperaturen auch bei der Drehzahl $n = 0 \text{ min}^{-1}$ kein metallischer Kontakt im Wälzlager auftritt (siehe Bild 80). Unterstützt wird dieses Ergebnis von den Fluoreszenzuntersuchungen (siehe Abschnitt 4.4.4), die ebenfalls besagen, daß bei Fett B im Falle niedriger Temperaturen keine Abnahme des Fettfilms auf der Rollenstirnfläche zu beobachten ist. Folglich ist bei diesen Bedingungen zwischen allen Kontaktstellen ein tragender Schmierfilm vorhanden. Die Abnahme des Start-Reibungsmomentes resultiert vermutlich aus einer durch den vorhandenen Schmierfilm verringerten Reibung im Kontakt Rollenstirn / Innenringbord. Bei höheren Temperaturen ist an dieser Stelle zum Zeitpunkt des Startes noch kein tragender Schmierfilm vorhanden und das Start-Reibungsmoment wird, wie bei Fett A, beeinflußt von Mischreibung, hervorgerufen durch die fehlende Geschwindigkeit im Kontakt einerseits und den Scherwiderstand des Fettes andererseits.

Die Bilder 91 - 94 zeigen den Verlauf des Reibungsmomentes unmittelbar nach dem Start in Abhängigkeit von der Temperatur bei den Axiallasten 10 kN und 50 kN.

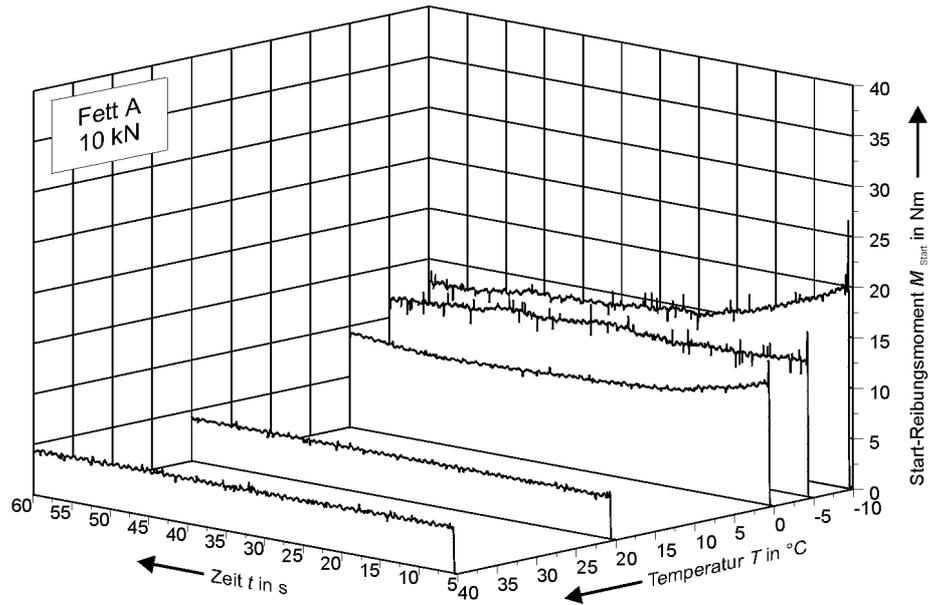


Bild 91: Start-Reibungsmoment in Abhängigkeit von der Temperatur für Fett A bei $F_{ax} = 10 \text{ kN}$ und $n = 75 \text{ min}^{-1}$

Die Verläufe in Bild 91 und 92 bestätigen die These, daß bei $F_{ax} = 10 \text{ kN}$ und niedrigen Temperaturen der erhöhte Scherwiderstand und die sonstigen rheologischen Eigenschaften des Fettes für eine Überhöhung des Reibungsmomentes beim Start verantwortlich sind. Bereits ca. 25 Sekunden nach dem Start ist das Reibungsmoment auf einen stationären Wert abgefallen. Bei höheren Temperaturen ist sowohl bei Fett A als auch bei Fett B keine nennenswerte Überhöhung des Reibungsmomentes beim Start zu erkennen.

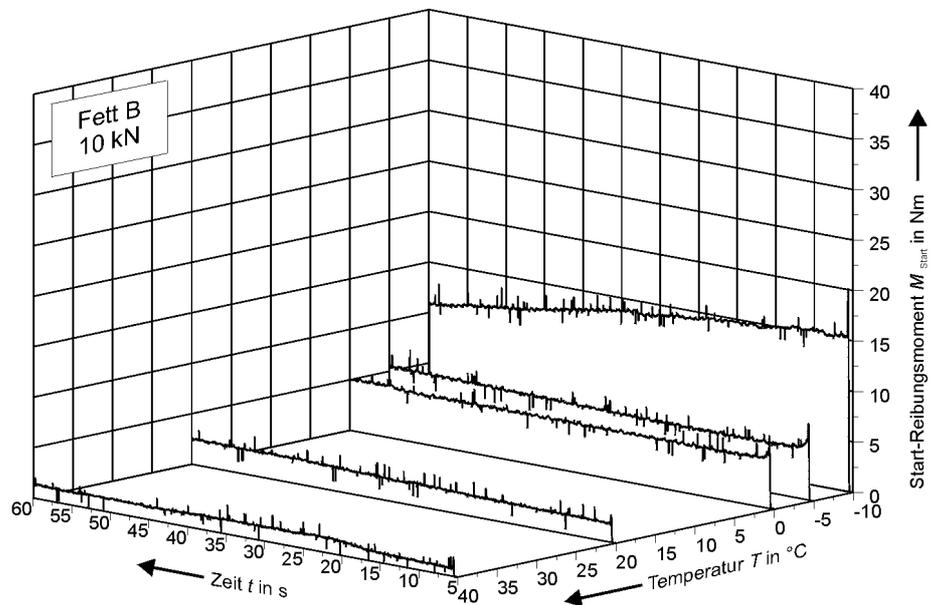


Bild 92: Start-Reibungsmoment in Abhängigkeit von der Temperatur für Fett B bei $F_{ax} = 10 \text{ kN}$ und $n = 75 \text{ min}^{-1}$

Quantitativ betrachtet liegen die Reibungsmomente bei Fett A höher als bei Fett B. Hier macht sich die höhere kinematische Viskosität des Grundöles und die höhere scheinbare dynamische Viskosität von Fett A bemerkbar.

Bei $F_{ax} = 50 \text{ kN}$ ist die Überhöhung des Reibungsmomentes beim Start weiterhin gegeben. Verglichen mit $F_{ax} = 10 \text{ kN}$ ist die Überhöhung, bezogen auf das „stationäre“ Reibungsmoment, geringer. Bei diesen Bedingungen dominiert der lastabhängige Anteil des Reibungsmomentes bereits beim Start.

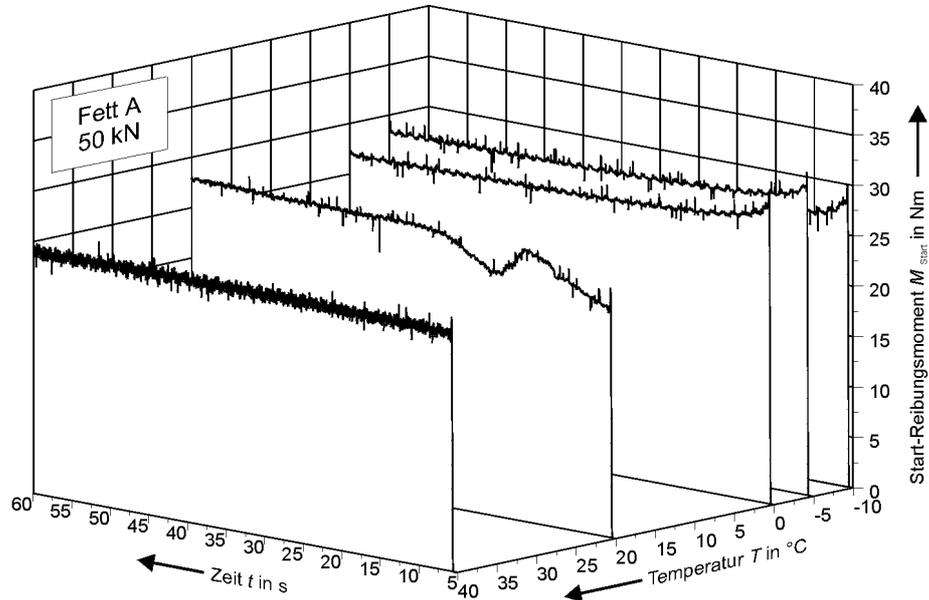


Bild 93: Start-Reibungsmoment in Abhängigkeit von der Temperatur für Fett A bei $F_{ax} = 50 \text{ kN}$ und $n = 75 \text{ min}^{-1}$

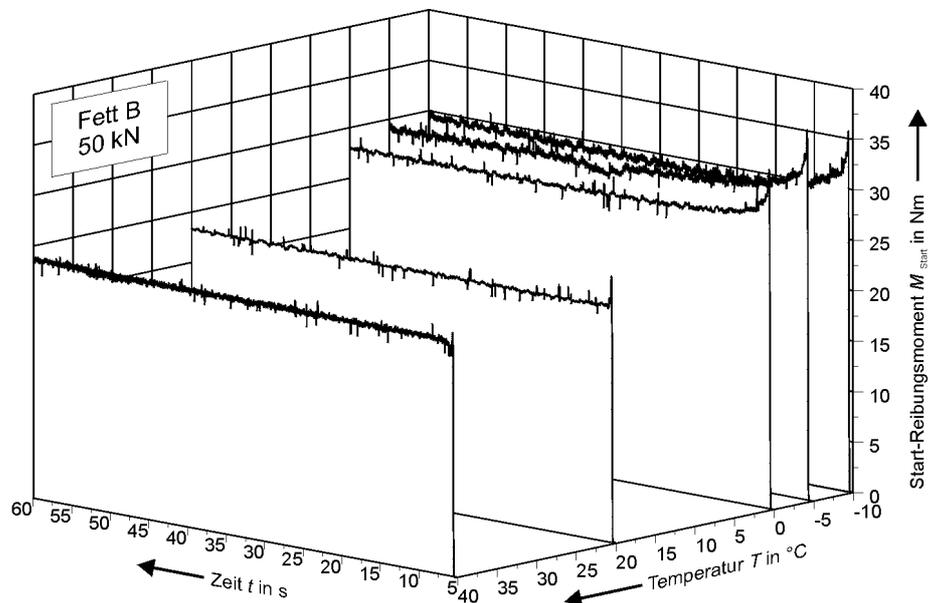


Bild 94: Start-Reibungsmoment in Abhängigkeit von der Temperatur für Fett B bei $F_{ax} = 50 \text{ kN}$ und $n = 75 \text{ min}^{-1}$

Bei Fett B ist bei $F_{ax} = 50 \text{ kN}$ und niedrigen Temperaturen eine etwas deutlichere Überhöhung des Momentes beim Start zu erkennen. Nach dem Start fällt das Reibungsmoment innerhalb von ca. 10 Sekunden auf einen stationären Wert ab. Insgesamt betrachtet ist das Reibungsmoment höher als bei Fett A.

5 Zusammenstellung und Interpretation der Ergebnisse

Die in der Vergangenheit durchgeführten Forschungsarbeiten zur Fettschmierung bei niedrigen Temperaturen konzentrierten sich primär auf den Start bei tiefen Temperaturen ($-10 \dots -50 \text{ }^\circ\text{C}$). Der dauerhafte Betrieb bei niedrigen Temperaturen ($-10 \text{ }^\circ\text{C} \dots +10 \text{ }^\circ\text{C}$) konnte bislang nicht untersucht werden, da die verwendeten Prüfapparaturen mangels leistungsstarker Kühlgeräte eine Eigenerwärmung der Lager infolge der dissipierten Reibungsenergie nicht verhindern konnten. Durch den Aufbau eines leistungsfähigen Prüfstandes war es in dieser Arbeit erstmals möglich, die Fettschmierung bei dauerhaft niedrigen Temperaturen unter dem Einfluß realistischer Werte hinsichtlich Belastung und Drehzahlen zu untersuchen.

Im folgenden werden die wesentlichen Ergebnisse der Arbeit zusammengestellt und interpretiert.

- Die Auswertung der derzeit bei der Beurteilung der Eignung eines Fettes für niedrige Temperaturen national und international zur Anwendung kommenden genormten Prüfverfahren hat gezeigt, daß aus den jeweils gewonnenen Meßergebnissen keine Rückschlüsse auf das Langzeit-Verhalten der Fette bei niedrigen Temperaturen möglich sind. Insbesondere die indirekte Festlegung der unteren Gebrauchstemperatur auf der Grundlage des Fließdruckes nach DIN 51 805 führt zu falschen Ergebnissen. Es wurde nachgewiesen, daß die Schmierung eines Wälzlagers versagen kann, obwohl die Betriebstemperatur der Lagerung weit oberhalb der nach diesem Verfahren bestimmten unteren Gebrauchstemperatur liegt. Dieses Ergebnis sollte bei den Schmierfetherstellern und –anwendern Beachtung finden. Die bisher üblichen Angaben zur unteren Temperatureinsatzgrenze müssen überdacht werden.

Die Erkenntnis, daß eine Festlegung der unteren Gebrauchstemperatur auf der Grundlage des Fließdruckes falsch ist, bedeutet aber auch, daß damit kein genormtes Verfahren zur Bestimmung der unteren Gebrauchstemperatur mehr zur Verfügung steht.

- Auf der Grundlage von Dauerversuchen wurde daher ein dynamisches Prüfverfahren zur Beurteilung der Schmierfähigkeit von Fetten unter dem Einfluß dauerhaft niedriger Temperaturen definiert. Das Prüfverfahren verwendet die in der Schmierstoff- und Wälzlagerindustrie weit verbreitete FE 8 – Prüfmaschine in Kombination mit leistungsfähigen Kühlgeräten. Im Rahmen der Arbeiten wurde ein Parametersatz aus Temperatur, Belastung und Drehzahl gefunden, mit dem eine eindeutige Unterscheidung der Schmierfette möglich ist. Die Definition des Prüfverfahrens basiert auf der Untersuchung von drei Schmierfetten in Kegelrollenlagern. Sowohl hinsichtlich der Anzahl und Formulierung getesteter Fette als auch der Lagerbauform sind weitere Untersuchungen erforderlich, um das Prüfverfahren breit abzusichern. Über eine Variation der Prüftemperatur sollte mit dem Prüfverfahren eine Bestimmung individueller Temperatureinsatzgrenzen möglich sein.
- Ein Vergleich der Ergebnisse der Dauerversuche mit den chemisch-physikalischen Kenngrößen der Schmierfette hat ergeben, daß eine Vorhersage der Eignung des Fettes für dauerhaft niedrige Temperaturen auf der Grundlage der statischen Ölabgabe möglich er-

scheint. Bei aller Begeisterung für die sich hierdurch eröffnende Möglichkeit, die Tieftemperatureignung auf der Grundlage einer einfachen und vor allem kostengünstigen Labormethode zu ermitteln, muß darauf hingewiesen werden, daß die statische Ölabgabe nur einen Teilaspekt des bei der Schmierung von Wälzlagern wirkenden Mechanismus widerspiegelt. Andere Eigenschaften des Fettes, wie z.B. die scheinbare dynamische Viskosität des Fettes, die Viskosität des Grundöles, das Benetzungsverhalten des Öles und der Oberflächen oder das Haftvermögen des Fettes sowie die Belastung und Drehzahl des Lagers spielen ebenfalls eine wichtige Rolle. Eine systematische Untersuchung des Zusammenhanges zwischen statischer Ölabgabe und der Eignung eines Fettes für den Einsatz bei tiefen Temperaturen ist daher in jedem Fall erforderlich.

- Bei den durchgeführten Dauerversuchen fielen die Wälzlager in der Regel durch das Versagen der Schmierung an der Kontaktstelle Innenringbord / Rollenstirn der Kegelrollenlager aus. Dieser Kontakt ist gekennzeichnet durch einen hohen Gleitanteil und stellt hinsichtlich der Schmierung hohe Anforderungen. Eine Messung der Temperaturen in unmittelbarer Nähe dieses Kontaktes hat ergeben, daß die Temperaturen im stationären Betrieb ca. 15 K oberhalb der Temperatur der unmittelbaren Lagerumgebung liegen. Im Falle des Versagens der Schmierung liegt das Temperaturniveau bis zu 40 K über der Betriebstemperatur. Auch diese lokalen Erhöhungen der Temperatur reichen nicht aus, den Schmierzustand zu stabilisieren. Hieraus kann gefolgert werden, daß die untere Temperatureinsatzgrenze für Wälzlager mit hohen Gleitanteilen (Pendelrollenlager, Kegelrollenlager, axial belastete Zylinderrollenlager) noch oberhalb der mit dem oben beschriebenen Prüfverfahren ermittelten Grenze liegt. Weiterhin läßt sich aus diesem Ergebnis schließen, daß an der Schmierung des Bordkontaktes nur sehr wenig Schmierfett teilnimmt und in Abhängigkeit vom eingesetzten Fett ein Nachfließen von Schmierstoff aus dem bei einer Vollbefüllung der Lager in jedem Fall vorhandenen Fettreservoir (am Käfig, in der Vertiefung der Rollenstirnfläche und am Einstich Innenring-Bord) auch bei einer nennenswerten lokalen Temperaturerhöhung nicht stattfindet.

Die Annahme einer fehlenden Nachversorgung des Kontaktes Innenringbord / Rollenstirn wird auch durch die durchgeführte Messung des Lagerübergangswiderstandes während eines Dauerversuches mit Fett A bestätigt. Bei diesem Versuch zeigte sich eine kontinuierliche Abnahme des Übergangswiderstandes vor dem Eintreten des Schadens. In optischen Untersuchungen wurde beobachtet, daß sich beim Einlauf des Lagers eine lokale Verteilung des Schmierfettes ergibt. Diese makroskopische Verteilung des Schmierfettes bleibt über der Zeit konstant, ein Austausch größerer Fettmengen findet nicht statt. Folglich nimmt nur eine sehr begrenzte Menge Schmierfett, die sich auf den Laufbahnen bzw. am Rand der Laufbahnen befindet, am eigentlichen Schmiervorgang teil und wird über der Zeit beansprucht. Die fehlende Nachversorgung aus dem in unmittelbarer Nähe vorhandenen Reservoir und ein nicht stattfindender Austausch größerer Fettmengen aufgrund niedriger Temperaturen führt bei Fett A zur kontinuierlichen Abnahme des Schmierfilms, bis metallischer Kontakt zum Fressen der Lagerung führt.

Die makroskopisch stationäre Verteilung des Schmierfettes konnte bei Fett B nicht beobachtet werden. Hier findet über der Zeit ein Austausch größerer Mengen Schmierfett statt

und der Kontakt wird durch diesen makroskopischen Austausch einerseits und durch Nachfließen von Schmierstoff aus dem Fettreservoir andererseits versorgt.

- Die optische Untersuchung der Schmierstoffverteilung auf der Rollenstirnfläche unter Ausnutzung der UV-induzierten Fluoreszenz hat wesentliche Unterschiede zwischen den beiden untersuchten Fetten offenbart. Für Fett A konnte eine kontinuierliche Abnahme des Schmierfilms mit sinkender Temperatur nachgewiesen werden. Bei niedrigen Belastungen ($F_{ax} = 10 \text{ kN}$) wurde auch bei Temperaturen um $0 \text{ }^\circ\text{C}$ noch eine Benetzung der Rollenstirnfläche mit Schmierstoff detektiert. Bei höheren Belastungen und Temperaturen unterhalb von $10 \text{ }^\circ\text{C}$ konnte eine Benetzung der Rollenstirnfläche nicht mehr nachgewiesen werden. Offensichtlich findet hier keine Versorgung der Rollenstirn mit Schmierstoff statt. Die Folge ist hoher Verschleiß bzw. der Ausfall der Lagerung. Bei Fett B ist eine Versorgung des Kontaktes im untersuchten Last- und Temperaturbereich in jedem Fall gewährleistet. Bei niedrigen Lasten wurde eine Zunahme des Fettfilms mit sinkender Temperatur festgestellt. Mit steigender Last ist auch bei Fett B eine Abnahme des Schmierfilmes zu beobachten. Die festgestellten Unterschiede zwischen den beiden Fetten korrelieren mit dem Verhalten der Fette in den Dauerversuchen.
- Die durchgeführten Widerstandsmessungen haben gezeigt, daß bei beiden Versuchsfetten im Temperaturbereich von $40 \text{ }^\circ\text{C}$ bis $0 \text{ }^\circ\text{C}$ eine Abhängigkeit zwischen dem Übergangswiderstand des Lagers und der Drehzahl besteht. Es ist vom Aufbau eines hydro- bzw. elasto-hydrodynamischen Schmierfilmes bei steigender Drehzahl auszugehen, der in diesem Temperaturbereich von den Eigenschaften und der Menge des Grundöles auf den Laufbahnen bestimmt wird. Bei Temperaturen unterhalb von $0 \text{ }^\circ\text{C}$ liegt schon bei sehr geringen Drehzahlen eine weitestgehende Unabhängigkeit des Übergangswiderstandes von der Drehzahl vor. Auch dieses Verhalten ist bei beiden Versuchsfetten zu beobachten. Der Schmierfilmaufbau wird in diesem Temperaturbereich nicht mehr von den Geschwindigkeitsverhältnissen im Kontakt bestimmt. Vielmehr wird angenommen, daß das Schmierfett in seiner Gesamtheit, also Verdicker und Grundöl, auf den Laufbahnen haftet und den Schmierfilm bildet. Bei Fett B ist im Falle niedriger Temperaturen eine Verdrängung dieses Schmierfilmes aus dem Kontakt nicht mehr möglich. Der Lagerübergangswiderstand bricht auch beim Stillstand der Welle nicht zusammen. Allerdings kann auch nicht ausgeschlossen werden, daß sich aus den Zusätzen des Fettes auf den Kontaktflächen des Lagers isolierende Reaktionsschichten bilden.

Einschränkend für das gewählte Verfahren der Widerstandsmessung muß gesagt werden, daß die Messungen nur eine qualitative Beurteilung des Schmierzustandes im gesamten Lager erlauben. Aufgrund der „Parallelschaltung“ der Kontakte Innenringlaufbahn / Rolle und Innenringbord / Rollenstirn und der „Reihenschaltung“ des Kontaktes Außenringlaufbahn / Rolle hierzu, ist eine genaue Untersuchung einzelner Kontaktstellen und eine Zuordnung sich einstellender Widerstandswerte nicht möglich. Weiterhin wird eine quantitative Bestimmung der Schmierfilmhöhe unter Verwendung von Kegelrollenlagern nur schwer möglich sein. Bei zukünftigen Untersuchungen sollten daher Axial-Zylinderrollenlager im Prüfkopf eingesetzt werden, da bei dieser Lagerbauform eine einfache Bestimmung der Schmierfilmhöhe durch die Messung der axialen Verlagerung der

Losscheibe möglich ist. Weiterhin muß der Zusammenhang zwischen dem ohmschen Widerstand des Fettes und der Temperatur bestimmt werden. Hierdurch sollte mit dem vorgestellten Meßverfahren ein Zusammenhang zwischen gemessenen Widerstandswerten und der Schmierfilmhöhe hergestellt werden können.

- Die ermittelten Reibungsmomente in Abhängigkeit von der Drehzahl, Belastung und Temperatur stehen in guter Korrelation mit den Messungen zum Übergangswiderstand. Im Temperaturbereich von 40 °C bis 0 °C und kleinen Drehzahlen ist unabhängig von der Belastung und Fettsorte Mischreibung zu beobachten. In diesem Temperaturbereich bildet sich der Schmierfilm infolge der dynamischen Verhältnisse im Lager. Hingegen bildet sich der Schmierfilm bei Temperaturen unterhalb von 0 °C weitestgehend unabhängig von der Drehzahl schon bei sehr kleinen Drehzahlen.

Zur lastabhängigen Reibung und der Schmierstoffreibung im Kontakt addiert sich in diesem Temperaturbereich ein mitunter erheblicher Reibungsanteil, der aus dem Scherwiderstand des die Rollen umgebenden Fettes resultiert. Diese Fettmengen laufen mit dem Lagerkäfig um und wirken der Rotation der Rollen entgegen. Besonders bei Fett A hat sich dieser Effekt im Falle niedriger Lagerbelastungen bemerkbar gemacht. Bei niedrigen Drehzahlen wurde eine starke Überhöhung des Reibungsmomentes festgestellt, die aufgrund der Widerstandsmessungen nicht auf eine mangelnde Schmierung der Wälzkontakte zurückzuführen ist und folglich aus dem Scherwiderstand des Fettes resultieren muß. Bei höheren Drehzahlen wurde ein Schlupfen des gesamten Rollensatzes beobachtet. Die auf die Rollen wirkenden Kräfte werden aufgrund der steifen Fettmasse in diesem Fall so groß, daß ein kinematisch einwandfreier Lauf des Rollensatzes nicht mehr möglich ist. In der Folge rutscht der Rollensatz auf dem zwischen den Kontakten befindlichen Schmierfilm durch. Dieser Effekt verschwindet bei höheren Lagerbelastungen, da hier die auf den Rollensatz wirkenden Zwangskräfte wesentlich höher sind. Zur näheren Untersuchung dieses Effektes sind umfangreiche Untersuchungen des rheologischen Verhaltens der Schmierfette in Abhängigkeit von der Temperatur und dem Schergefälle erforderlich. Zur quantitativen Beurteilung des Schlupfes, zur Ermittlung seines zeitlichen Verlaufes und zur Ermittlung des schlupfenden Kontaktes (Innen- und/oder Außenring) ist ein genauer quantifizierendes Meßsystem in den Prüfstand zu integrieren.

- Aus den Kurzzeitmessungen zum Reibungsmoment und Übergangswiderstand sind keine Rückschlüsse auf das Langzeitverhalten der Schmierfette möglich. Bei den Kurzzeitmessungen wird der sich im Lager einstellende Schmierungszustand und die Höhe des Reibungsmomentes bestimmt von der Drehzahl, der Temperatur, der Belastung, der Menge und Viskosität des freien Grundöles, den rheologischen Eigenschaften des Schmierfettes und der im Lager eingebrachten Fettmenge. Jede Änderung eines dieser Parameter bewirkt zwangsläufig eine Änderung des Schmierungszustandes. Aufgrund dieses komplexen Zusammenhanges erscheint es nicht verwunderlich, daß die rechnerische Bestimmung des Reibungsmomentes auf der Grundlage der von den Lagerherstellern genannten Berechnungsgleichungen für die Fettschmierung bei niedrigen Temperaturen keine verwertbaren Ergebnisse liefert. Im untersuchten Drehzahlbereich wurde ein wesentlich geringerer Einfluß der Drehzahl auf das Reibungsmoment festgestellt. Die kinematische Visko-

sität des Grundöles ist nicht geeignet, den Temperatureinfluß auf das Reibungsmoment angemessen wiederzugeben. Zur Messung und Berechnung des Reibungsmomentes fettgeschmierter Wälzlager werden Untersuchungen im Rahmen eines zukünftigen Forschungsvorhabens der Forschungsvereinigung Antriebstechnik durchgeführt [105].

- Die Messungen des Start-Reibungsmomentes haben ergeben, daß abhängig vom untersuchten Fett bis zu einer bestimmten Temperatur eine Proportionalität zwischen Start-Reibungsmoment und der Lagerbelastung besteht (Fett A = 20 °C, Fett B = 0 °C). Unterhalb dieser Temperatur ist bei niedriger Lagerbelastung und fallender Temperatur ein stark progressiver Anstieg des Start-Reibungsmomentes zu beobachten. Dieser Effekt verschwindet bei hohen Lagerbelastungen. Ursache für dieses Verhalten ist der Scherwiderstand der Fette bei niedrigen Temperaturen, der der Reibung in den Kontaktstellen überlagert ist (s.o.). Für die Praxis sind häufige Starts bei niedriger Belastung und niedriger Temperatur zu vermeiden, da hier der starke Scherwiderstand zu einem Durchrutschen des Rollensatzes führen kann. Für den Fall einer unzureichenden Trennung der Oberflächen ist mit schlupfbedingten Schäden im Wälzlager zu rechnen.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Aufgrund einer Vielzahl technischer und ökonomischer Vorteile werden 90 % aller Wälzlager mit Fett geschmiert. Zur richtigen Auswahl eines Schmierfettes für den Einsatz bei niedrigen Temperaturen ist die Kenntnis der unteren Temperatureinsatzgrenze des Schmierfettes erforderlich, die derzeit auf der Grundlage des Fließdruckes bestimmt wird. Erfahrungen aus der Industrie haben gezeigt, daß eine Fettschmierung bei dauerhaft niedrigen Temperaturen versagen kann, obwohl die Betriebstemperatur der Lagerung weit oberhalb der unteren Temperatureinsatzgrenze des Schmierfettes liegt.

Zielsetzung der vorliegenden Arbeit war es daher, den Betrieb fettgeschmierter Wälzlager unter dem Einfluß dauerhaft niedriger Temperaturen zu untersuchen.

Für diese Untersuchungen wurde ein Prüfstand aufgebaut, mit dem sich für die zu prüfenden Wälzlagerfette realistische Betriebsbedingungen hinsichtlich des Temperaturniveaus und der Temperaturkonstanz sowie der Belastung und Drehzahl der verwendeten Prüflager simulieren lassen.

In Dauerversuchen konnte bestätigt werden, daß eine Festlegung der unteren Gebrauchstemperatur auf der Grundlage des Fließdruckes die komplexen Vorgänge der Schmierung im Wälzlager nicht berücksichtigt und daher zu falschen Ergebnissen führt.

Auf der Grundlage von Dauerversuchen mit drei handelsüblichen Fetten wurde in enger Zusammenarbeit mit Vertretern der deutschen Wälzlager- und Schmierstoffindustrie ein dynamisches Prüfverfahren definiert, mit dem eine Unterscheidung von Fetten hinsichtlich ihrer Eignung für dauerhaft niedrige Temperaturen möglich ist. Das gefundene Verfahren soll Eingang in die deutsche Normung finden.

Aus einem Vergleich der Ergebnisse der Dauerversuche mit den chemisch-physikalischen Kennwerten der Versuchsfette konnte ein Zusammenhang zwischen der statischen Ölabgabe der Versuchsfette und der in den Dauerversuchen erreichten Laufzeit hergestellt werden.

Aufbauend auf den Dauerversuchen wurden Untersuchungen zum Reibungsmoment fettgeschmierter Kegelrollenlager in Abhängigkeit der Parameter Temperatur, Drehzahl und Belastung durchgeführt. Abhängig von der Fettsorte und der Höhe der Belastung wurde ein unterschiedliches Reibungsverhalten festgestellt.

Es wurde festgestellt, daß die Gleichungen der Wälzlagerhersteller nicht geeignet sind, eine realistische Vorhersage sich einstellender Reibungsmomente zu treffen, da sie den Temperatureinfluß ausschließlich über die Viskosität des Grundöles berücksichtigen. Im Bereich niedriger Temperaturen wird das Reibungsmoment neben der Grundölviskosität auch wesentlich vom Scherwiderstand des Fettes beeinflusst.

Untersuchungen zum Start-Reibungsmoment führten abhängig vom untersuchten Fett in einem Temperaturbereich von 0 °C . . . +40 C zu einer direkten Proportionalität zwischen Start-Reibungsmoment und Lagerbelastung. Unterhalb von 0 °C wird das Start-Reibungsmoment im Falle niedriger Lagerbelastungen vom Scherwiderstand des Fettes beeinflusst und steigt mit

fallender Temperatur progressiv an. Dieser Einfluß verschwindet im Bereich hoher Lagerbelastungen.

Mittels der UV-induzierten Fluoreszenz wurde die Schmierstoffversorgung der Rollenstirnfläche eines Kegelrollenlagers in Abhängigkeit von der Fettsorte, Temperatur und Belastung untersucht, da sich ein Versagen der Schmierung in der Regel in der Schädigung dieses Kontaktes auswirkt. Es konnte ein signifikanter Unterschied der untersuchten Fette hinsichtlich der Versorgung dieses Kontaktes festgestellt werden, der in Übereinstimmung mit dem unterschiedlichen Verhalten der Fette bei dauerhaft niedrigen Temperaturen steht.

In Summe hat die Auswertung und Interpretation der durchgeführten Versuche gezeigt, daß die Fettschmierung bei niedrigen Temperaturen von einer Vielzahl sich teilweise gegenseitig beeinflussender Parameter bestimmt wird. Für eine systematische Untersuchung des Einflusses der Schmierfettzusammensetzung auf die Eignung eines Fettes für den Einsatz bei niedrigen Temperaturen ist daher eine deutliche Reduzierung der Parameter erforderlich. Dies kann nur durch die Verwendung von Modellfetten erreicht werden. Weiterhin sollten für zukünftige Untersuchungen Prüflager mit eindeutigen Kontaktverhältnissen Verwendung finden. Für den Einsatz in der entwickelten Prüfapparatur eignen sich Schrägkugellager, Axial-Zylinderrollenlager und Axial-Rillenkugellager.

Solche Untersuchungen sollten folgende Fragestellungen beantworten:

- Kann mit dem entwickelten Prüfverfahren die Eignung von Fetten beliebiger Formulierung (Grundölart, -menge und -viskosität – Verdicker - ggf. Additivierung) für den Einsatz bei niedrigen Temperaturen geprüft werden?
- Ist eine Beurteilung der Eignung eines beliebigen Fettes für niedrige Temperaturen allein auf der Grundlage der statischen Ölabgabe möglich?
- Welchen Einfluß haben die chemisch-physikalischen und rheologischen Kenngrößen wie Fließdruck, Grundölviskosität, scheinbare dynamische Viskosität, Penetration etc. auf das Reibungsverhalten bei niedrigen Temperaturen?

7 Literaturverzeichnis

- [1] Dahlke, H.: Handbuch Wälzlagertechnik. 2. Auflage. Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft, Braunschweig/Wiesbaden 1994.
- [2] DIN 51825: Schmierstoffe, Schmierfette K, Einteilung und Anforderungen. Hrsg.: Deutsches Institut für Normung e.V. Berlin: Beuth Verlag 1990.
- [3] Möller, U.J.; Boor, U.: Schmierstoffe im Betrieb. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1986.
- [4] Paland, E.-G.; Baalman, K.: Das Kälteverhalten von Schmierfetten unter statischen und dynamischen Bedingungen - Literaturstudie. Bericht zum DGMK-Projekt 382. Hrsg.: Deutsche Gesellschaft für Mineralölwissenschaft und Kohlechemie e.V. Hamburg: 1990.
- [5] DIN 51821: Prüfung von Schmierstoffen, Prüfung von Schmierstoffen auf dem FAG-Wälzlagerfett-Prüfgerät FE 9, Allgemeine Arbeitsgrundlagen (Teil 1) und Prüfverfahren A/1500/6000 (Teil 2). Hrsg.: Deutsches Institut für Normung e.V. Berlin: Beuth Verlag 1989.
- [6] FAG OEM und Handel AG: Schmierung von Wälzlagern. Publ.-Nr. WL 81 115/4 DA. Schweinfurt 1996.
- [7] NLGI Glossary, NLGI Spokesman 32, 55-60 (1968/69).
- [8] Klamann, D.: Schmierstoffe und verwandte Produkte. Weinheim: Verlag Chemie 1982.
- [9] Endom, L.: Erdöl-Kohle-Erdgas, Petrochem. Compendium 1974/75 (2), 571 (1975).
- [10] Mader, W.: Hinweise zur Anwendung von Schmierfetten. Hannover: Vincentz Verlag 1979.
- [11] FAG Kugelfischer Georg Schäfer KgaA: Standardprogramm Wälzlager. Katalog WL 41510/3 DB. Schweinfurt 1992.
- [12] Booser, E.R.; Wilcock, D.F.: Minimum oil requirements of ball bearings, Lubrication Engineers, 9 (1953) S. 140-143,156-158.
- [13] Baker, A. E.: Grease bleeding – a factor in ball bearing performance. NLGI Spokesman 22 (1958), S. 271-279.

-
- [14] Scarlett, N. A.: Use of grease in rolling bearings. Proc. IMechE., Part 3A, 182 (1967), S. 167-171.
- [15] Cann, P.M.; Spikes, H.A.: Film thickness measurements of grease under normally starved conditions. NLGI Spokesman 56 (1992), S. 21-31.
- [16] Cann, P.M.: Starvation and reflow in grease lubricated elastohydrodynamic contacts. Tribology Transactions 39 (1996), S. 698-704.
- [17] Cann, P.M.E.; Chevalier, F.; Lubrecht, A.A.: Track depletion and replenishment in a grease lubricated point contact: a quantitative analysis. Proceedings of the 23rd Leeds-Lyon Symposium on Tribology, 1996.
- [18] Cann, P.; Lubrecht, A.A.: An analysis of the mechanisms of grease lubrication in rolling element bearings. Lubrication Science 11-3 (1999), S. 227-245.
- [19] Hamrock, B.J.: Fundamentals of Fluid Film Lubrication. McGraw-Hill International Edition, 1994.
- [20] Chiu, Y.P.: An analysis and prediction of lubrication starvation in following contact systems. ASLE Transactions 17(1974), S. 22-35.
- [21] Guangteng, G.; Cann, P.M.; Spikes, H.A.: A study of parched lubrication. Wear 153 (1991), S. 91-105.
- [22] Chevalier, F.C.; Lubrecht, A.A.; Cann, P.M.E.; Colin, F.; Dalmaz, G.: Starvation phenomena in EHL point contacts: influence of inlet flow distribution. Proceedings of the 22nd Leeds-Lyon Symposium on Tribology, 1995.
- [23] Åström, H.: Grease in Elastohydrodynamic Lubrication. Diss.: Luleå University of Technology 1993.
- [24] Crisp, J.N.; Wells, E.E.: Low Temperature Performance of Greases in Railway Roller Bearings. Lubrication Engineering (6) 1963, S. 270-282.
- [25] Armstrong, E.L.; Lindeman, M.A.; Wayne, H.J.: Wheel-Bearing Apparatus for Automotive Greases, NLGI Spokesman 1 (1970), S. 358-365.
- [26] Verdura, T.M.: Performance of Service Station Wheel Bearing Greases in a Low Temperature Test, NLGI Spokesman (4) 1971, S. 10-21.

- [27] Rhee, I.S.: Development of a new Test Method for Assessing Military Grease Performance at Low Temperatures, NLGI Spokesman 53 No. 7 (1989), S. 302-313.
- [28] Lhoest, J.P.: A Rheological Approach for Testing Low Temperature Properties of Lubricating Greases: The PNV Concept, NLGI Spokesman, 55 No. 5(1991), S. 13-20.
- [29] Lindenkamp, H.: Das Kälteverhalten von Schmierfetten unter statischen und dynamischen Bedingungen. Bericht zum DGMK-Projekt 100. Hrsg.: Deutsche Gesellschaft für Mineralölwissenschaft und Kohlechemie e.V. Hamburg: 1981.
- [30] Hollatz, J.: Start- und Reibungsverhalten von ölgeschmierten Wälzlagern bei Umgebungstemperaturen bis -40 °C. Diss.: Universität Hannover 1984.
- [31] Wikström, V.: Rolling Bearing Lubrication at Low Temperature. Diss.: Luleå University of Technology 1996.
- [32] Wikström, V.; Höglund, E.: Starting and Steady-State Friction Torque of Grease Lubricated Rolling Element Bearings at Low Temperatures - Part I: A Parameter Study. STLE Preprint No. 95-TC-2D-1 (1995).
- [33] Wikström, V.; Höglund, E.: Starting and Steady-State Friction Torque of Grease Lubricated Rolling Element Bearings at Low Temperatures - Part II: Correlation with Less-Complex Test Methods. STLE Preprint No. 95-TC-2D-2 (1995).
- [34] Östensen, J.O.; Åström, H.; Höglund, E.: Analysis of a Grease Lubricated Roller Bearing Under Arctic Conditions. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J (Journal of Engineering Tribology), Band 209 (1995) Heft J3, Seite 213-220.
- [35] Wikström, V.; Östensen, J.O.; Höglund, E.: Friction Torque and Slip of Rollers in Roller Bearings under Arctic Conditions, Proceedings of the 4th Nordic Symp. on Tribology, Lubrication, Friction and Wear, Hirtshals Denmark, June 10-13, 1990, Publ. Tech. University of Denmark, Lyngby (1990), S. 95-103.
- [36] Cann, P.M.; Spikes, H.A.: Fourier-Transform Infrared Study of the Behaviour of Grease in Lubricated Contacts, STLE Preprint No. 91-AM-1B-1 (1991).

- [37] DIN 51805: Prüfung von Schmierstoffen; Bestimmung des Fließdruckes von Schmierfetten; Verfahren nach Kesternich. Hrsg.: Deutsches Institut für Normung e.V. Berlin: Beuth Verlag 1974.
- [38] DIN 51816 (zurückgezogen): Förderverhalten von Schmierfetten, Bestimmung des Förderwiderstandes mit dem Shell-Delimon-Rheometer. Hrsg.: Deutsches Institut für Normung e.V. Berlin: Beuth Verlag 1989.
- [39] ASTM D 1092-93: Standard Test Method for Measuring Apparent Viscosity of Lubricating Greases. Hrsg.: American Society for Testing and Materials, 1987.
- [40] E DIN 51810: Prüfung von Schmierstoffen, Bestimmung der scheinbaren dynamischen Viskosität von Schmierfetten mit Rotationsviskosimeter, Meßsystem Kegelplatte. Hrsg.: Deutsches Institut für Normung e.V. Berlin: Beuth Verlag 1996.
- [41] IP 186/93: Determination of low temperature torque of lubricating grease. Hrsg.: The Institute of Petroleum, London. London: John Wiley & Sons 1995.
- [42] ASTM D 1478-91 (Reapproved 1997): Standard Test Method for Low-Temperature Torque of Ball Bearing Grease. Hrsg.: American Society for Testing and Materials, 1991.
- [43] DIN 51817: Prüfung von Schmierstoffen, Bestimmung der Ölabscheidung aus Schmierfetten unter statischen Bedingungen. Hrsg.: Deutsches Institut für Normung e.V. Berlin: Beuth Verlag 1998.
- [44] IP 121/75 (1992): Determination of oil separation from lubricating grease - Pressure filtration method. Hrsg. The Institute of Petroleum, London. London: John Wiley & Sons 1995.
- [45] ASTM D 4693-97: Standard Test Method for Low-Temperature Torque of Grease-Lubricated Wheel Bearings. Hrsg: American Society for Testing and Materials, 1997.
- [46] Stribeck, R.: Kugellager für beliebige Belastungen, VDI-Zeitschrift, Band 45 (1901), Heft 3, S. 73-79; 118-125.
- [47] Stribeck, R.: Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager, VDI-Zeitschrift, Band 46 (1902), Heft 36, S. 1342-1348; 1432-1438; 1463-1470.

- [48] Palmgren, A.: Grundlagen der Wälzlagerpraxis, 3. Auflage, Stuttgart: Franckh'sche Verlagshandlung W. Keller & Co., 1964.
- [49] Eschmann, P.: Das Leistungsvermögen der Wälzlager. Berlin: Springer Verlag 1964.
- [50] Brändlein, J.; Eschmann, P.; Hasbargen, L.; Weigand, K.: Die Wälzlagerpraxis – Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen, 3. Auflage, Mainz: Vereinigte Fachverlage 1995.
- [51] SKF-Hauptkatalog, Katalog 4000/IV T, 1994.
- [52] Palmgren, A.: Neue Untersuchungen über Energieverluste in Wälzlagern. VDI-Berichte, Band 20 (1957), S. 117-121.
- [53] DIN ISO 2909: Berechnung des Viskositätsindex aus der kinematischen Viskosität. Hrsg.: Deutsches Institut für Normung e.V. Berlin: Beuth Verlag 1979.
- [54] O'Donnell, R.J.; Zakarian, J.A.: Survey of two-parameter equations for the viscosity-temperature behaviour of lubricating oils. Ind. Eng. Chem. Proc. Des. Dev. 23 (1984) Nr. 3, S. 491-495.
- [55] Umstätter, H.: Kolloid-Zeitschrift 90 (1940), S. 172.
- [56] Walther, C.: Zeitschrift für den Maschinenbau 10 (1931), S. 671.
- [57] Ubbelohde, L.: Zur Viskosimetrie, 1. Auflage, Leipzig: Verlag S. Hirzel 1935.
- [58] Cameron, A.: Journal of the Institute of Petroleum 31 (1945), S. 401.
- [59] Franke, E.: Der Einfluß der Schmierfettzusammensetzung auf das tribologische Reibungsverhalten schnellaufender Wälzlager, Diss.: Universität Hannover 1999.
- [60] Lane, T.B.; Hughes, J.R.: A study of the oil film formation in gears by electrical resistance measurements. British Journal of Applied Physics 3, 1952, S. 315-318.
- [61] Frase, D.: Anwendung der EHD in Wälzlagern. Pub. Nr. DSV-fr.ne, SKF Schweinfurt, 3/1989.
- [62] Glöckner, H.J.: Neues Verfahren zur Funktionsbeurteilung von Schmierstoffen im Wälzkontakt. Sonderdruck aus „Kugellager-Zeitschrift Nr. 206“, Pub. Nr. Dd 6948, Reg. 7402, SKF Schweinfurt, 7/1981.

- [63] Münnich, H.C.: Einfluß der Schmierung auf Reibung und Verschleiß hochbelasteter Wälzlager. Sonderdruck aus „Die Braunkohle“ Heft 4/1980, Pub. Nr. Dd 6866 80-05, Reg. 7401, SKF Schweinfurt, 5/1980.
- [64] Münnich, H.C.; Glöckner, H.J.R.: Elastohydrodynamic Lubrication of Grease Lubricated Rolling Bearings. Transactions of the American Society of Lubrication Engineers, Reprint No. 78-LC-4A-1, 1978.
- [65] Olaru, D.N.; Gafitanu, M.D.: Starvation in Ball Bearings. Wear, 170, 1993, S. 219-234.
- [66] Bercea, M.; Bercea, I.; Olaru, D.N.; Pohontu, M.: The Performance of Thickened Polymer Lubricant Oils in Rolling Bearing. 11th International Colloquium, 13-15 January 1998, Industrial and Automotive Lubrication, Technische Akademie Esslingen, Vol. 1, S. 601-615.
- [67] Farcas, F.; Gafitanu, M.D.; Hagi, G.D.: Temperature Influence on Bearing Greases Service Life. 11th International Colloquium, 13-15 January 1998, Industrial and Automotive Lubrication, Technische Akademie Esslingen, Vol. 1, S. 693-700.
- [68] Hagi, G.D.; Gafitanu, M.D.; Farcas, F.: Optimum Lubrication Regimes for High Speed Ball Bearing Assemblies. 11th International Colloquium, 13-15 January 1998, Industrial and Automotive Lubrication, Technische Akademie Esslingen, Vol. 1, S. 579-585.
- [69] Gafitanu, M.D.; Ianus, G.M.; Farcas, F.; Olaru, D.N.: Grease Reliability in Ball Bearing Applications. 11th International Colloquium, 13-15 January 1998, Industrial and Automotive Lubrication, Technische Akademie Esslingen, Vol. 1, S. 587-591.
- [70] Thiede, K.-U.: Untersuchungen hochbelasteter Gelenklager bei langsam oszillierenden Gleitbewegungen. Diss.: Universität Magdeburg 1998.
- [71] Lewicki, W.: Some Physical Aspects of Lubrication in Rolling Bearings and Gears. The Engineer 1955, S. 212-215.
- [72] Archard, J.F.; Kirk, M.T.: Hydrodynamic Lubrication of Perspex. Nature 194, 1962, S. 965-966.

- [73] Dyson, A.; Naylor, H.; Wilson, A.R.: The Measurement of Oil-film Thickness in Elastohydrodynamic Contacts. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 180/3B, 1966, S. 119-134.
- [74] Wilson, A.R.: The Relative Thickness of Grease and Oil Films in Rolling Bearings. Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol 193, 1979, S. 185-192.
- [75] Heemskerk, R.S.; Vermeiren, K.N.; Dolfsma, H.: Measurement of Lubrication Condition in Rolling Element Bearings. Transactions of the American Society of Lubrication Engineers, Vol. 24, 4, 1981, S. 519-527.
- [76] Ruß, A.; Glöckner, H.J.R.: Schmierfilmdickenmessung im Wälzlager. Schmierungs-technik und Tribologie, 29. Jahrgang, 6/1982, S. 250-253.
- [77] Albers, A.: Ein Verfahren zur Bestimmung zulässiger Drehzahlen von Wälzlagerungen. Diss.: Universität Hannover 1987.
- [78] Bethke, J.; Haberland, R.: Schmierfilm-Dickenmessung an einer Präzisionsschleifspindel. Werkstatttechnik 79 (1989), S. 361-364.
- [79] Weck, M.; Hanrath, G.; Tüllmann, U.: Erhöhung der Drehzahlgrenze und Lebensdauer von Spindellagern. Antriebstechnik 36 (1997), Nr. 9, S. 73-77.
- [80] Weck, M.; Koch, A.: Spindellagersysteme für die Hochgeschwindigkeitsbearbeitung. VDI-Z Special Antriebstechnik 34 (1997), Nr. 3, S. 90-93.
- [81] Weck, M.; Steinert, T.; Tüllmann, U.: Schnelldrehende Wälzlager in Werkzeugmaschinen. Antriebstechnik 35 (1996), Nr. 6, S. 61-66.
- [82] Kaspar, H.: Condition Monitoring bei Wälzlagerprüfläufen. Tribologie und Schmierungs-technik, 43. Jahrgang, 5.1996, S. 254-259.
- [83] Barz, M.: Die Schmierfilmbildung in fettgeschmierten schnelllaufenden Spindellagern. Diss.: Universität Hannover 1996.
- [84] Stecher, F.: Das Zusammenwirken von Einflußfaktoren auf Werkstoffverschleiß, bzw. Werkstoffauftrag bei metallischen Reibpartnern. Forschungsbericht Verbrennungskraftmaschinen Nr. 176, 1975.
- [85] Haug, M.: Quantifizierbarkeit der Kraftstoffverteilung in Verbrennungsmotoren mit Hilfe der laser-induzierten Fluoreszenz. Diss.: RWTH Aachen 1993.

- [86] Johnen, T.W.: Quantifizierung der zeitlichen Entwicklung von Kraftstofffilmen an der Wand von motorischen Saugrohren. Diss.: RWTH Aachen 1995.
- [87] Poll, G.; Gabelli, A.; Binnngton P.G.; Qu, J.: Dynamic Mapping of Rotary Lip Seal Lubricant Films by Fluorescent Image Processing. In: Nau, B. S. (Hrsg.): Fluid Sealing. Konferenzbericht zur 13. Internationalen Konferenz über Flüssigkeitsdichtungen. Dordrecht, Boston, London: Kluwer Academic Publishers 1992.
- [88] Wedler, G.: Lehrbuch der physikalischen Chemie. 3. Auflage. Weinheim: VCH Verlagsgesellschaft 1987.
- [89] E DIN 51819: Prüfung von Schmierstoffen auf dem Wälzlagerschmierstoff- Prüfgerät FE8. Hrsg.: Deutsches Institut für Normung e.V. Berlin: Beuth Verlag 1997.
- [90] Blume, J.: Aufbau eines Meßsystems zur Überwachung des Schmierzustandes im Wälzlager. Persönliche Gespräche 1996-1998.
- [91] Hoffmann, K.: Eine Einführung in die Technik des Messens mit Dehnungsmeßstreifen. Hrsg.: Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH. Darmstadt: Eigenverlag 1987.
- [92] Erdmann, K., Feger, F., Hladun, M.: Untersuchungen des Schmierzustandes in Kegelrollenlagern mittels UV-induzierter Fluoreszenz. Unveröffentlichter Bericht. Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie, Universität Hannover 1999.
- [93] Ott, E. Wissenswertes über CCD-Kameras. PCO Computer Optics GmbH: 1997.
- [94] N.N.: Handbuch zur Grabberkarte Matrox Meteor II. Matrox Electronic Systems Ltd. 1998.
- [95] N.N.: Handbuch zur Analysesoftware Matrox Inspector 2.1. Matrox Electronic Systems Ltd.: 1997.
- [96] DIN 51562-1: Viskosimetrie, Messung der kinematischen Viskosität mit dem Ubbelohde-Viskosimeter, Normal-Ausführung. Hrsg.: Deutsches Institut für Normung e.V. Berlin: Beuth Verlag 1983.
- [97] DIN 51817: Prüfung von Schmierstoffen, Bestimmung der Ölabscheidung aus Schmierfetten unter statischen Bedingungen. Hrsg.: Deutsches Institut für Normung e.V. Berlin: Beuth Verlag 1998.

-
- [98] DIN ISO 2176: Mineralölerzeugnisse, Bestimmung des Tropfpunktes von Schmierfetten. Hrsg.: Deutsches Institut für Normung e.V. Berlin: Beuth Verlag 1981.
- [99] DIN ISO 2137: Mineralölerzeugnisse, Schmierfett, Bestimmung der Konuspenetration. Hrsg.: Deutsches Institut für Normung e.V. Berlin: Beuth Verlag 1981.
- [100] DIN 51818: Schmierstoffe, Konsistenzenteilung für Schmierfette, NLGI-Klassen. Hrsg.: Deutsches Institut für Normung e.V. Berlin: Beuth Verlag 1981.
- [101] Gerstenberger, J.: Wälzlagerschmierung mit Fett bei niedrigen Temperaturen. Heft Nr. 581 zum Forschungsvorhaben Nr. 300. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. Frankfurt/Main 1999.
- [102] E DIN 51810: Prüfung von Schmierstoffen, Bestimmung der scheinbaren dynamischen Viskosität von Schmierfetten mit Rotationsviskosimeter, Meßsystem Kegelplatte. Hrsg.: Deutsches Institut für Normung e.V. Berlin: Beuth Verlag 1996.
- [103] IP 186/93: Determination of low temperature torque of lubricating grease. Hrsg.: The Institute of Petroleum, London: John Wiley & Sons 1995.
- [104] Kühl, R.: Ölabgabeverhalten bei tiefen und hohen Temperaturen - Einfluß auf den Temperatureinsatzbereich eines Schmierfettes in Wälzlagern. Tagungsband zur Tribologie-Fachtagung 1998 der Gesellschaft für Tribologie e.V.
- [105] Poll, G.; Zabel, R.: Reibmomentenmessung und -berechnung fettgeschmierter Wälzlager. Forschungsantrag Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. 1999.

Lebenslauf

Persönliche Daten

Jens Gerstenberger
geboren am 14.01.1966 in Hannover
verheiratet

Schulbildung

07/72 – 06/76 Grundschule Martensplatz, Hannover
07/76 – 06/85 Gymnasium Helene-Lange-Schule, Hannover
Abschluß: Abitur

Grundwehrdienst

07/85 -12/85 Technische Marineschule, Brake
01/86 - 12/86 S 42 Iltis, 3. Schnellbootgeschwader, Flensburg

Hochschulstudium

10/86 - 03/92 Studium des Maschinenbaus, Fachrichtung „Entwicklungs-
und Konstruktionstechnik“, Universität Hannover
Abschluß: Diplom

Berufserfahrung

04/92 - 12/97 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente,
Konstruktionstechnik und Sicherheitstechnik* (IMKS) der Universität
Hannover
seit 01/98 Oberingenieur am Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und
Tribologie* (IMKT) der Universität Hannover

Forschungsprojekte

04/92 - 03/96 „Einführung von Qualitätsmanagementsystemen bei Schleifkörperherstellern“
im Auftrag des Vereins Deutscher Schleifmittelwerke e.V., Bonn
seit 04/96 „Wälzlagerschmierung mit Fett bei niedrigen Temperaturen“ im Auftrag der
Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main

* Umbenennung des Institutes seit 07/96