

Reibung fettgeschmierter Wälzlager

Der Fakultät für Maschinenbau
der Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur
genehmigte
Dissertation

von
Dipl.-Ing. Hatem Baly
geboren am 25.01.1972 in Tunis

2005

1. Referent: **Prof. Dr.-Ing. G. Poll**
2. Referent: **Prof. Dr.-Ing. habil. M. Gietzelt**
Vorsitzender: **Prof. Dr.-Ing. H. Louis**
Tag der Promotion: **19.08.2005**

Vorwort

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

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

Herrn Prof. em. Dr.-Ing. habil. M. Gietzelt danke ich für die freundliche Übernahme des Korreferates.

Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Louis, gilt mein Dank für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Der Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA) und ihren Mitgliedsfirmen danke ich für die finanzielle und fachliche Unterstützung.

Ferner sei allen Mitarbeitern des Institutes sowie den wissenschaftlichen Hilfskräften gedankt, die mich bei den Untersuchungen unterstützt haben.

Nicht zuletzt danke ich meinen Eltern, dass sie mir mit Liebe und Geduld geholfen haben, die schulische Basis für eine Forschungstätigkeit zu schaffen.

Hatem Baly

Kurzfassung

Hatem Baly

Reibung fettgeschmierter Wälzlager

Auf Grundlage der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuchsreihen mit fett- sowie öl-luftgeschmierten Schrägkugellagern und fettgeschmierten Rillenkugellagern konnte ein Berechnungsmodell zur Ermittlung des Reibmomentenanteils aus den eigentlichen Wälzkontakten erstellt werden. Damit steht Schmierstoff-, Wälzlagerherstellern und -Anwendern nun ein praktisch anwendbares Berechnungsprogramm zur Verfügung, mit dem die Reibung in einem fettgeschmierten Wälzlager berechnet werden kann. Ferner wurden die Kenntnisse über die eingesetzten Fette hinsichtlich der Dielektrizitätswerte und der rheologischen Eigenschaften erweitert.

Die Ergebnisse zeigen, dass das Schmierstoffangebot das Reibungsverhalten fettgeschmierter Lager wesentlich beeinflusst. Es liegt meistens eine so genannte Minimalmengenschmierung vor. Bei den Versuchen mit Öl-Luft-Schmierung und Messungen an Lagern unterschiedlicher Baugröße zeigte sich, dass dabei Schmierfilme entstehen, die wesentlich dünner sind, als nach der EHD-Schmierungstheorie für Vollschmierung zu erwarten wäre. Ein wesentlicher Vorteil liegt in den sehr geringen Reibmomenten, die daraus resultieren, dass auf diese Weise Verluste durch Scherung im Schmierstoff minimiert werden. Aus dem Vergleich von Versuchen mit Schrägkugellagern und Rillenkugellagern mit unterschiedlichem Verhältnis von Axial- und Radialbelastung ergab sich, dass dabei dem Bohrschlupf eine große Bedeutung zukommt, da er Schmierstoff in den Kontakt fördert.

Ein im Rahmen dieser Arbeit systematisch durchgeführter Vergleich zwischen physikalischen Schmierfettkennwerten und den gemessenen bzw. berechneten Reibmomenten zeigt, dass sich die statische Ölabscheidung eines Fettes und die maximal erreichte Drehzahl während des Einlaufens das Reibungsverhalten besonders stark beeinflussen.

Abstract

Hatem Baly

Friction of Grease Lubricated Ball Bearings

Based on experimental measurements with grease lubricated and air-oil-lubricated angular contact ball bearings as well as with grease lubricated deep groove ball bearings it was possible to develop a computational model for the determination of friction in the bearings.

The results show that the impact of the lubricant on the friction in ball bearings is significant. In most cases, a starved lubrication was encountered. A comparison between air-oil lubrication and the measurements with ball bearings of various dimensions showed that the formed lubricant film was thinner than the one according to the EHD lubrication theory. A major advantage is the very low amount of friction because the shear losses in the lubricant are minimized. A comparison between angular contact ball bearings and deep groove ball bearings with different ratios of axial and radial forces showed the high impact of spin since it carries the lubricant into the contacts.

A systematic comparison between the physical lubricant characteristics and the results of the measured and calculated friction shows that the static oil separation of a grease and the maximum rotational speed during run-in are important parameters that influence the frictional behaviour.

Schlagworte:

Wälzlager, Reibung, Schmierfilm

Ball bearing, friction, lubricant film

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Stand der Forschung	3
2.1	Bisherige Arbeiten	3
2.1.1	Fettschmierung von Wälzlagerungen	4
2.1.2	Reibung im Wälzlager	12
3	Zielsetzung der Arbeit	17
3.1	Angestrebte Forschungsergebnisse	17
3.2	Lösungsweg zur Erreichung des Forschungsziels.....	17
3.3	Versuche.....	21
4	Experimentelle Ausstattung	23
4.1	Prüfstands Aufbau	23
4.2	Kapazitives Meßsystem zur Bestimmung der Schmierfilmhöhe	25
4.3	Untersuchungsgegenstände (Fette und Lager)	29
4.4	Versuchsdurchführung	30
5	Theoretische Betrachtungen	31
5.1	Kinematik des Wälzlagers	31
5.2	Verbesserte Theorie zum Kräfte-Gleichgewicht an den Wälzkörpern nach <i>Tüllmann</i>	35
5.3	Berechnung der EHD-Schmierfilmhöhe [38] [40].....	40
5.3.1	Schmierfilmaufbau im EHD-Kontakt.....	41
5.3.2	Isotherme Theorie.....	41
5.3.3	Thermische Theorie.....	44
5.4	Theorie zur Ermittlung der Reibmomente	48
5.4.1	Berechnung der Reibmomente zwischen Lagerringen und Kugeln.....	50
5.4.2	Reibmomentenanteil aus der irreversiblen Verformungsarbeit.....	50
5.4.3	Hydrodynamische Rollreibung zwischen den Lagerringen und den Kugeln	52
5.4.4	Bohrreibung zwischen den Lagerringen und den Kugeln.....	52
5.4.5	Gesamt berechnetes Reibmoment M_{ges}	54
5.4.6	Berücksichtigung eines möglichen Nicht- <i>Newtonschen</i> Verhaltens der Schmierstoffe.....	55
6	Ermittlung physikalischer Schmierfettkennwerte	59
6.1	Dielektrizitätsmessung	59

6.2	Statische Ölabscheidung.....	63
6.3	Viskositätsverhalten	64
6.3.1	Messungen mit dem Platte-Kegel-System	65
6.3.2	Rheologische Untersuchungen mit einem Hochdruckquarzviskosimeter.....	68
6.3.2.1	Bestimmung des Dichtekennfeldes	69
6.3.2.2	Viskositäts-Temperatur-Verhalten bei Umgebungsdruck.....	70
6.3.2.3	Viskositäts-Druck-Verhalten.....	71
6.3.2.4	Diskussion	73
7	Untersuchungen mit rein axial belasteten Spindellagern 7008	75
7.1	Versuche mit Original-Lagern mit Fettschmierung.....	75
7.2	Versuche mit modifizierter Kugelanzahl.....	81
7.3	Versuche mit Öl-Luft-Schmierung.....	84
7.4	Vergleich zwischen experimentellen und theoretischen Ergebnissen.....	93
7.5	Einführung des Schmierstoffverdrängungsfaktors Φ_{FS}	99
7.6	Anwendung des Schmierstoffverdrängungsfaktors auf Spindellager 7008.....	106
8	Untersuchungen mit unterschiedlicher Belastung verschiedener großer Spindellager.....	109
8.1	Einfluss der Belastung.....	109
8.2	Einfluss der Baugröße	115
9	Iterative Berechnung der Betriebstemperatur	121
10	Versuche mit Rillenkugellagern bei unterschiedlichen Belastungskombinationen.....	124
11	Zusammenfassung und Ausblick	139
12	Literatur	140
13	Anhang.....	145

Formelzeichen und Abkürzungen

A	m^2	Fläche
A	-	Verdrängungskorrektur-Koeffizient
a	m	große Halbachse der <i>Hertz</i> schen Druckfläche
$a, b_1 - b_3$	-	Koeffizienten der <i>Tait</i> -Gleichung
$a_1 - a_5$	-	Parameter der <i>Bode</i> -Gleichung
A_a	m^2	<i>Hertz</i> sche Kontaktfläche am Außenring
A_i	m^2	<i>Hertz</i> sche Kontaktfläche am Innenring
A_r	m^2	Bezugsfläche
B	m	Breite des Lagers
B	m	Viskositäts-Druck-Koeffizient der <i>Vogel</i> -Gleichung
B	mm^2/s	Korrektur-Viskosität
b	m	kleine Halbachse der <i>Hertz</i> schen Druckfläche
c	m/s	Lichtgeschwindigkeit
C	$^{\circ}C$	Temperaturkonstante der <i>Vogel</i> -Gleichung
C	kN	dynamische Tragzahl
C_{Auslauf}	F	Kapazität der EHD-Auslaufzone
C_{Einlauf}	F	Kapazität der EHD-Einlaufzone
c_F	mol/dm^3	Farbstoffkonzentration
C_{Hertz}	F	Kapazität des <i>Hertz</i> schen Kontaktbereiches
C_K	F	Kapazität eines einzelnen EHD-Wälzkontaktes
C_L	Ω	imaginärer Anteil des elektrischen Lagerwiderstandes
C_L	s^2/mm^2	Korrektur-Viskosität
D	m	Außendurchmesser des Lagers
d	m	Bohrungsdurchmesser des Lagers
d_m	m	mittlerer Durchmesser des Lagers
d_W	m	Wälzkörperdurchmesser
E	N/m^2	Elastizitätsmodul
E	J	Energie
E_0	N/m^2	reduzierter Elastizitätsmodul
E_1, E_2	N/mm^2	Elastizitätsmodul der Kontaktpartner
f_0, f_1	-	Beiwerte für die Lagerreibungsberechnung nach <i>Palmgren</i>
F_a	N	Normalkraft im Außenring-Wälzkontakt
F_{axial}	N	axiale Belastung des Lagers

F_f	N	Fliehkraft an der Kugel
F_i	N	Normalkraft im Innenring-Wälzkontakt
f_R	Hz	Resonanzfrequenz des Messquarzes
F_{radial}	N	radiale Belastung des Lagers
$F_{\text{reib, a}}$	N	Reibkraft zur Kreismomenten- Abstützung am Außenring
$F_{\text{reib, i}}$	N	Reibkraft zur Kreismomenten- Abstützung am Innenring
F_x	N	Kräfte in x-Richtung
$F_{x, \text{IR}}$	N	Kugelkräfte auf den Innenring in x-Richtung
$F_{x, \text{Kugel}}$	N	Summe der Kugelkräfte in x-Richtung
F_y	N	Kräfte in y-Richtung
$F_{y, \text{IR}}$	N	Kugelkräfte auf den Innenring in y-Richtung
$F_{y, \text{Kugel}}$	N	Summe der Kugelkräfte in y-Richtung
G	-	Werkstoffkennzahl
H	Js	<i>Planck</i> -Konstante
h_0	m	zentrale EHD-Schmierfilmhöhe
$h_{0, \text{isoth}}$	m	zentrale isotherme EHD-Schmierfilmhöhe
h_a	m	Schmierfilmhöhe am Außenring
$h_{\text{ber, a}}$	m	berechnete Schmierfilmhöhe am Außenring bei Betriebstemperatur
$h_{\text{ber, i}}$	m	berechnete Schmierfilmhöhe am Innenring bei Betriebstemperatur
h_{EHD}	m	nach EHD berechnete zentrale Schmierfilmhöhe
h_i	m	Schmierfilmhöhe am Innenring
h_{min}	m	minimale EHD-Schmierfilmhöhe
$h_{\text{min, isoth}}$	m	minimale isotherme EHD-Schmierfilmhöhe
$h_{\text{phi, a}}$	m	korrigierte berechnete Schmierfilmhöhe am Außenring
$h_{\text{phi, i}}$	m	korrigierte berechnete Schmierfilmhöhe am Innenring
I_0	J	Intensität des Anregungslichtes
I_F	J	Intensität des Fluoreszenzlichtes
J_{Kugel}	kgm ²	Trägheitsmoment der Kugel
K	-	Verhältnis der Halbachsen bei elliptischer Kontaktfläche
k	J/K	<i>Boltzmann</i> -Konstante ($k = 1,38066 \cdot 10^{-23}$ J/K)
k_{th}	N/Ks	Wärmeleitkoeffizient des Schmierstoffes
K_B	-	Lagerkonstante zur Berücksichtigung der elastischen Verformung und der geometrischen Verhältnisse in einem Wälzlager
k_C	-	Korrelationsfaktor zw. den Kapazitäten C_K und C_{Hertz}
m	kg	Masse des Testfluids

$M_{\text{ber, h, ber}}$	Nm	mit der EHD-Schmierfilmhöhe berechnete Reibmoment
$M_{\text{ber, h, mess}}$	Nm	mit der gemessenen Schmierfilmhöhe berechnetes Reibmoment
$M_{\text{ber, phi, h, mess}}$	Nm	mit der EHD-Schmierfilmhöhe berechnetes und mit dem Φ_{FS} korrigiertes Reibmoment
$M_{\text{ber, phi, h, phi}}$	Nm	mit der korrigierten EHD-Schmierfilmhöhe berechnetes Reibmoment
$M_{\text{Bohr, h, ber}}$	Nm	mit berechneten Schmierfilmhöhen ermitteltes Bohrreibmoment
$M_{\text{Bohr, h, mess}}$	Nm	mit gemessenen Schmierfilmhöhen ermitteltes Bohrreibmoment
$M_{\text{Eyring, h_mess}}$	Nm	gesamtes mit den gemessenen Schmierfilmhöhen ermitteltes Reibmoment beim <i>Eyringschen</i> Verhalten des Fluids, nach <i>Steinert</i>
$M_{\text{Eyring, Tüllmann, h_mess}}$	Nm	gesamtes mit den gemessenen Schmierfilmhöhen ermitteltes Reibmoment bei einem Gleichgewicht im Lager nach <i>Tüllman</i> und bei einem <i>Eyringschen</i> Verhalten des Fluids
$M_{\text{ges, h, ber}}$	Nm	gesamtes aus berechneten Schmierfilmhöhen ermitteltes Reibmoment
$M_{\text{ges, h, gem}}$	Nm	gesamtes aus gemessenen Schmierfilmhöhen ermitteltes Reibmoment
M_{IR}	Nm	Moment auf den Innenring durch die Kugel
$M_{\text{irrev, Verf}}$	Nm	Reibmomentenanteil durch irreversible Verformungsarbeit an den Kugeln
M_{max}	Nm	maximales von den Prüflagern erzeugtes Reibmoment, welches zum Versuchabbruch führt
M_{mess}	Nm	am Prüfstand gemessenes Reibmoment
M_{Kreisel}	Nm	Kreiselmoment an der Kugel beim Umlauf um den Innenring
$M_{\text{Newton, Tüllmann, h_mess}}$	Nm	gesamtes mit den gemessenen Schmierfilmhöhen ermitteltes Reibmoment bei einem Gleichgewicht im Lager nach <i>Tüllmann/Steinert</i> und bei einem <i>Newtonschen</i> Verhalten des Fluids
$M_{\text{Newton, h_mess}}$	Nm	gesamtes mit den gemessenen Schmierfilmhöhen ermitteltes Reibmoment bei <i>Newtonschem</i> Verhalten des Fluids, nach <i>Steinert</i>
$M_{\text{Palm(gren)}}$	Nm	nach <i>Palmgren</i> berechnetes Reibmoment
$M_{\text{reib, Bohr, a}}$	Nm	Reibmoment durch Bohren der Kugel am Außenring
$M_{\text{reib, Bohr, i}}$	Nm	Reibmoment durch Bohren der Kugel am Innenring
M_{Roll}	Nm	hydrodynamisches Rollreibmoment

n	U/min	Drehzahl
N_A	1/mol	Avogadro-Konstante ($N_A = 6,02204 \cdot 10^{23}$ 1/mol)
n_a	U/min	Drehzahl des Außenringes
n_i	U/min	Drehzahl des Innenringes
n_m	U/min	Drehzahl des Käfigs
n_w	U/min	Drehzahl der Kugel
p	Pa	mittlerer Druck
P	kN	dynamisch äquivalente Belastung
p_0	bar	Atmosphärendruck
P_R	W	Reibleistung
$P_{\text{Verlust, Bohr}}$	kN	Verlustleistung durch Bohrreibung in den Wälzkontakten
Q	N	Belastung pro Kugel
Q_a	N	Kugellast am Aussenring
Q_F	-	Quantenausbeute
\dot{Q}_G	W	ins Gehäuse abgeführter Wärmestrom
Q_i	N	Kugellast am Innenring
$q_{r, \text{Bezug}}$	W/mm ²	Bezugswärmestromdichte
\dot{Q}_W	W	in Welle abgehender Wärmestrom
r_a	mm	Krümmungsradius Außenringlaufbahn
r_i	mm	Krümmungsradius Innenringlaufbahn
R_x	mm	reduzierter Hauptachsenradius in x -Richtung
R_y	mm	reduzierter Hauptachsenradius in y -Richtung
R_W	m	Kugel-Radius
R_L	Ω	realer Anteil des elektrischen Lagerwiderstandes
S_K	N/ μm	2x2 Matrix mit partiellen Ableitungen der Kugelkräfte in x - und y -Richtung
$S_{K, IR}$	N/ μm	3x3 Matrix mit partiellen Ableitungen der Kugelkräfte in Innenringkoordinaten
S_{Lager}	N/ μm	Steifigkeitsmatrix des Lagers
t	°C	Temperatur am Außenring
t_0	°C	Bezugstemperatur
T	K	absolute thermodynamische Temperatur
T	°C	Betriebstemperatur
T_{mess}	°C	gemessene Temperatur am Außenring des Lagers
t_{max}	h	maximale Laufzeit der Wälzlagerversuche (500 h)
U	-	Geschwindigkeitskennzahl
u	m/s	Schergeschwindigkeit im Schmierfilm zwischen den

Wälzpartnern		
u_a	mm/s	hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit am Außenring
u_i	mm/s	hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit am Innenring
U_A	mV	Brückenspannung
U_B	mV	Brückenspeisespannung
V	m ³	Volumen des Testfluids
W	-	Lastkennzahl
x_{IR}	m	x -Koordinate des Innenringes relativ zum Außenring-Krümmungsmittelpunkt
$x_{IR, Zusatz}$	m	x -Zusatzverschiebung des Innenringes in das Gleichgewicht
x_K	m	x -Koordinate der Kugel relativ zum Außenring-Krümmungsmittelpunkt
$x_{K, IR}$	m	Abstand zwischen Kugelmittelpunkt und Innenring-Krümmungsmittelpunkt in x -Richtung
y_R	m	y -Koordinate des Innenringes relativ zum Außenring-Krümmungsmittelpunkt
$y_{IR, Zusatz}$	m	y -Zusatzverschiebung des Innenringes in das Gleichgewicht
y_K	m	y -Koordinate der Kugel relativ zum Außenring-Krümmungsmittelpunkt
$y_{K, IR}$	m	Abstand zwischen Kugelmittelpunkt und Innenring-Krümmungsmittelpunkt in y -Richtung
Z	-	Anzahl der Wälzkörper je Lager
α	1/K	Wärmeausdehnungskoeffizient
α_0	rad	Fertigungsdruckwinkel des Lagers
α_a	rad	Druckwinkel am Außenring
α_i	rad	Druckwinkel am Innenring
α_i	rad	Betriebsdruckwinkel
α_p	mm ² /N	Druckviskositätskoeffizient bei Betriebstemperatur
$\alpha_{Wälz}$	rad	Winkel der Gesamt-Winkelgeschwindigkeit der Kugel
β_{th}	-	Temperaturviskosität-Faktor
Δax	m	infinitesimale Verschiebung des Innenringes in y -Richtung
$\Delta x_{IR, x}$	m	Verschiebung des Innenringes in y -Richtung
δ	m	Verformung
δ_a	m	Summen-Verformung der Wälzpartner im Wälzkontakt am Außenring

δ_{ax}	m	axiale Federung des Lagers
δ_i	m	Summen-Verformung der Wälzpartner im Wälzkontakt am Innenring
δ_{rad}	m	radiale Federung des Lagers
λ	m	Wellenlänge des Lichtes
$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$	m	Gitterkonstanten der quasikristallinen Flüssigkeit
μ	-	<i>Coulombscher</i> Reibwert
μ_{EHD}	-	analog zur <i>Coulombschen</i> Reibtheorie definierter Reibbeiwert nach <i>Gohar</i>
$\mu_{EHD, isotherm}$	-	EHD-Reibbeiwert bei isothermen Verhältnissen im Schmierpalt
μ_{Hertz}	-	<i>Hertz</i> scher Beiwert der großen Druckflächenhalbachse <i>a</i>
μ_1	-	Beiwert für die Lagerreibmomentenberechnung nach <i>Palmgren</i>
ν	mm ² /s	kinematische Viskosität (1 mm ² /s = 1 cSt)
ν_{Hertz}	-	<i>Hertz</i> scher Beiwert der kleinen Druckflächenhalbachse <i>b</i>
ν_1, ν_2	-	Querkontraktionszahlen der Kontaktpartner
ε	m ² /mol	molarer Extinktionskoeffizient
ε_0	F/mm	elektrische Feldkonstante ($\varepsilon_0 = 8,85 \cdot 10^{-15}$ F/mm)
ε_r	F/mm	Dielektrizitätskonstante des Schmierstoffes
$\varepsilon_{r,0}$	F/mm	relative Dielektrizitätskonstante bei Atmosphärendruck und Bezugstemperatur
γ_{th}	K ⁻¹	Temperaturkoeffizient der Dichte
$\dot{\gamma}$	1/s	Scherrate
δ	mm	Weglänge des Lichtstrahls im absorbierenden Medium
η	Pa s	dynamische Viskosität des Grundöles
$\eta_{0, K}$	Ns/mm ²	dynamische Viskosität des Schmierstoffes bei Atmosphärendruck und Oberflächentemperatur der Kontaktpartner
$\kappa_{i,a}$	-	Schmiegung am Innen- und am Außenring des Lagers, def. als die auf den Wälzkörperradius bezogene Differenz aus Laufbahn- und Wälzkörperradius
$\omega_{Bohr, a}$	rad/s	Bohrwinkelgeschwindigkeit der Kugel am Außenring
$\omega_{Bohr, i}$	rad/s	Bohrwinkelgeschwindigkeit der Kugel am Innenring
ω_a	rad/s	Rollwinkelgeschwindigkeit der Kugel am Außenring
ω_i	rad/s	Rollwinkelgeschwindigkeit der Kugel am Innenring
ω_W	rad/s	Wälzkörperradzahl
$\omega_{Wälz, a}$	rad/s	Wälzwinkelgeschwindigkeit der Kugel am Außenring

$\omega_{\text{Wälz, i}}$	rad/s	Wälzwinkelgeschwindigkeit der Kugel am Innenring
$\omega_{\text{Käfig}}$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit des Käfigs
$\omega_{\text{Wälz}}$	rad/s	Gesamt-Winkelgeschwindigkeit der Kugel am Außenring
ρ	1/m	Krümmung
ρ	kg/m ³	Dichte des Testfluids
ρ_0	kg/m ³	Dichte des Testfluids bei $t = 0 \text{ °C}$
$\rho_{0, 15 \text{ °C}}$	kg/m ³	Dichte bei Atmosphärendruck und $T = 15 \text{ °C}$
ρ_1, ρ_2	-	Parameter der <i>Bode</i> -Gleichung
τ	N/m ²	Schubspannung
τ_{E}	N/m ²	Eyringsche Schubspannung
τ_{Hertz}	-	Verhältnis der Krümmungssummen nach <i>Hertz</i>
τ_{L}	N/m ²	„Limiting-Shear-Stress“ / kritische Schubspannung
Φ_{FS}	-	Schmierstoffverdrängungsfaktor
φ_{IR}	rad	Biegewinkel des Innenringes (Winkel der Schiefstellung zwischen Innen- und Außenring)
φ_{t}	W	Bezugswärmestrom
φ_{t}	-	thermischer Reduktionsfaktor
ψ	rad	Teilungswinkel zwischen den Kugeln des Lagers
EHD		ElastoHydroDynamik

1 Einleitung

Der überwiegende Teil (etwa 90 %) der Wälzlager im allgemeinen Maschinenbau wird heute bereits mit Fett geschmiert, da im Vergleich zur Ölschmierung ein wesentlich geringerer Aufwand erforderlich ist und lange wartungsfreie Laufzeiten erzielt werden können. Im Getriebebau bot sich bisher die gleichzeitige Versorgung der Verzahnungen und der Wälzlager mit demselben Schmierstoff an, aber auch hier gewinnt die Fettschmierung der Wälzlager an Bedeutung.

Ein Weg zur Verbesserung des Wirkungsgrades von Getrieben führt über die Verminderung der Planschverluste durch Absenkung des Ölstandes. Verschiedene Vorhaben beschäftigen sich mit diesen Fragen und der Idee des „trockenen“ Getriebes auch im Hinblick auf eine verringerte Umweltbelastung. Das Ölvolumen und damit Wirkungsgradverluste und umweltschädigende Emissionen lassen sich am weitesten verringern, wenn man von der Tauchschmierung zur Fettschmierung der Wälzlager übergeht; Voraussetzung ist die Wahl eines geeigneten, reibungsarmen Schmierfettes mit ausreichender Gebrauchsdauer.

Ein weiterer Vorteil ist die Möglichkeit, die Wälzlager durch einfache Dichtungen gegen den Zutritt von Verschleißpartikeln und anderen Verunreinigungen zu schützen und das Schmierfett auf die Bedürfnisse des Wälzlagers abzustimmen. Schmieröle, die in Hinblick auf die Anforderungen im übrigen Getriebe ausgewählt werden, können häufig keine optimale Schmierung der Wälzlager gewährleisten.

Es ist notwendig, zu untersuchen, welches Potenzial in dieser Lösung liegt und wie es ausgeschöpft werden kann. Die Kenntnis der in einem fettgeschmierten Wälzlager erzeugten Reibleistung ist dabei – wie auch bei Anwendungen außerhalb von Getrieben – erforderlich, um in der Auslegungsphase bei einer gegebenen Lagereinbauumgebung die stationäre Lagertemperatur bestimmen zu können. Diese stationäre Lagertemperatur übt in einem weiten Temperaturbereich einen entscheidenden Einfluss auf die Fettgebrauchsdauer und die zulässigen Drehzahlen aus.

Zur Berechnung der Reibung werden in der Literatur lediglich Beiwerte f_0 für ölbadschmierte Wälzlager genannt, mit denen das lastunabhängige Reibmoment M_0 für das gesamte Lager ermittelt werden kann. Es wird häufig empfohlen, diese Beiwerte bei Fettschmierung zu halbieren. Aufgrund von Messergebnissen, die in der FVA-Literaturstudie Nr. T 742 „Reibmomentmessung und Berechnung an Wälzlagern“ [1] zusammengestellt sind, müssten in Wirklichkeit je nach Schmierfettzusammensetzung und Betriebsbedingungen sogar Korrekturfaktoren zwischen 0,25 und 4 verwendet werden. Dies ist verständlich, da die f_0 -Werte vor mehreren Jahrzehnten an Lagern damaliger Ausführung unter Standardbedingungen mit den wenigen seinerzeit üblichen Fetten ermittelt wurden. Damit können die Reibmomente und Referenzdrehzahlen für Fettschmierung gegenwärtig nur mit unzureichender Genauigkeit

berechnet werden. Das Leistungspotenzial von Lagerungen wird daher nicht voll ausgeschöpft.

Das Ziel dieser Forschungsarbeit war es, ein Hilfsmittel für die Vorhersage der Reibmomente in fettgeschmierten Wälzlagern zu entwickeln. Dazu wurden vor und während der Bestimmung von geeigneten theoretischen Modellen experimentelle Untersuchungen durchgeführt. Diese Untersuchungen bildeten die Grundlage für ein hinreichend genaues Berechnungsverfahren.

Auf dieser Grundlage wurde auch ein benutzerfreundliches Programm entwickelt.

2 Stand der Forschung

2.1 Bisherige Arbeiten

Wälzlager stellen ein komplexes tribologisches System dar, dessen Eigenschaften maßgeblich durch den verwendeten Schmierstoff beeinflusst werden (Bild 2 und Bild 4). Als Schmierstoffe werden vorwiegend Schmierfette, Öle und Festschmierstoffe eingesetzt. Die Auslegung und Berechnung von Wälzlagern wird nach der klassischen Theorie nach *Palmgren* vorgenommen. Es hat sich allerdings herausgestellt, dass die ermittelten Betriebsreibmomente an fettgeschmierten Wälzlagern nur sehr ungenau zu berechnen sind (Bild 1).

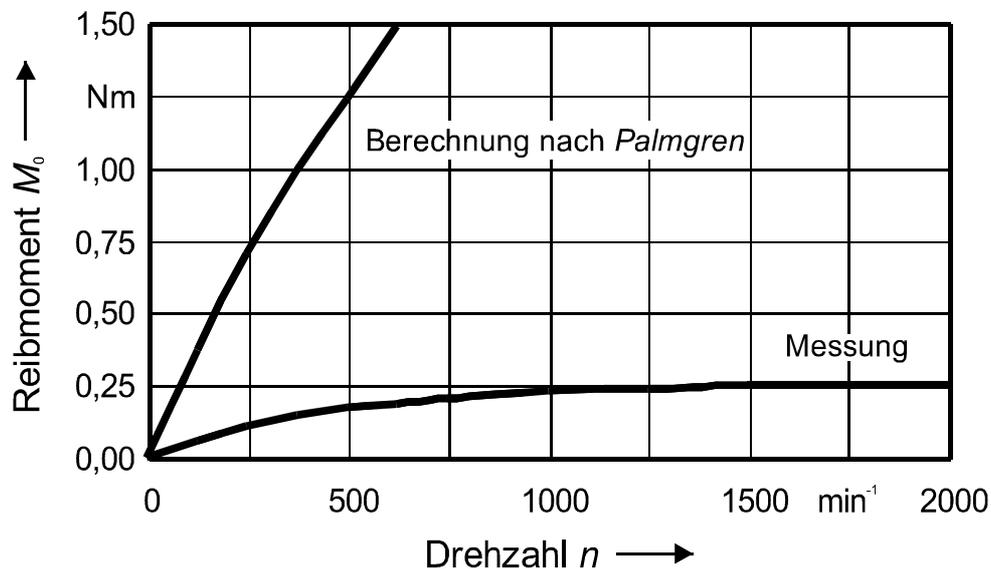


Bild 1: Gemessene und berechnete Reibmomente eines fettgeschmierten Zylinderrollenlagers NJ 220 [2]

Die gemessenen Werte streuen in Abhängigkeit von der Schmierfettzusammensetzung, dem Schmierungszustand, den Wälzlagerbauarten und den Betriebsbedingungen. Die in neuerer Zeit entwickelten Modelle von *Zhu* [31], *Liang* [50], *Steinert* [44] beziehen sich lediglich auf Ölschmierung und sind für spezielle Lagerungen erstellt und verifiziert worden. Für die fettgeschmierten Wälzlagerungen liegen nur für einige spezielle Fettzusammensetzungen unter speziellen Betriebsbedingungen wie z.B. tiefen Temperaturen und hohen Drehzahlen gesicherte Erkenntnisse vor. Diese Erkenntnisse sind nicht hinreichend, um eine umfassende Aussage über das komplexe Verhalten von fettgeschmierten Wälzlagern zu ermöglichen. Sie können aber als Basis für die Erstellung von Modellen zur Reibmomentenberechnung in solchen Lagerungen dienen.

2.1.1 Fettschmierung von Wälzlagerungen

Schmierfette finden in weiten Gebieten der Technik Anwendung. Im Bereich der Wälzlagerschmierung sind Schmierfette beispielsweise mit einem Anteil von 90 % die mit Abstand meistverwendeten Schmierstoffe. Das üblicherweise eingesetzte Fett besteht in der Regel aus den drei Komponenten Grundöl, Verdicker sowie Additivpaket und erfüllt die Anforderungen für die meisten praktischen Anwendungsfälle [3], [4], [5].

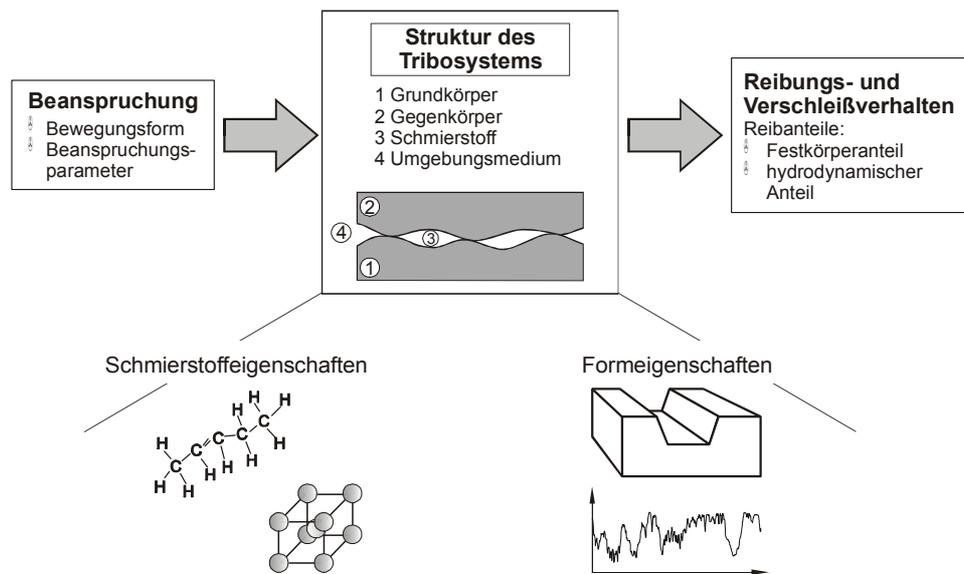


Bild 2: Struktur eines Tribosystems

Schmierfette werden eingeteilt nach Fettarten (Grundöl, Verdickerart und -seife) und deren Eigenschaften (Temperatureinsatzbereich, Tropfpunkt, Walkpenetration, Korrosionsschutzwirkung, Wasserbeständigkeit usw.). Eine Übersicht über die Einteilung und die Anforderungen an die konsistenten Schmierfette K gibt DIN 51 825.

Die Gebrauchsdauer von Schmierfetten wird durch mechanische Beanspruchung, die Umgebungsbedingungen und die Fettzusammensetzung begrenzt. Sie ist damit im Wesentlichen von dem Drehzahlkennwert $n \cdot d_m$, dem Fett (Grundölviskosität und -art, Verdickerart und -anteil, Additivierung etc.), der Konstruktion (Fettzuführung und -austritt, Wellenanordnung, Wärmeabfuhr, Abdichtung etc.) sowie den Betriebsbedingungen (Schwingungen, Umgebungstemperatur, verunreinigende Medien etc.) abhängig [6], [7].

In vielen Einsatzbereichen besitzen Schmierfette durch ihre Konsistenz erhebliche Vorteile gegenüber der Ölschmierung. Fette haben die Eigenschaft, in der Schmierstelle zu verharren und müssen in der Regel nur einmal in die Schmierstelle eingebracht (Lebensdauerschmierung) oder in entsprechenden Intervallen ergänzt bzw. erneuert werden.

Als allgemeine Vorteile der Fettschmierung [11], [12], [13] gilt Folgendes:

- es ist ein vergleichsweise geringer konstruktiver und wartungstechnischer Aufwand für Schmierung und Lagerung erforderlich;
- eine Abdichtung gegen Schmierfettverlust ist mit relativ einfachen Mitteln möglich;
- mit Fett ist unter geringem Aufwand eine Minimalmengenschmierung mit sehr niedriger Reibung realisierbar.

Spezielle Vorteile fettgeschmierter Getriebelagerungen sind:

- die Lager können gegen (Verschleiß-) Partikel im Getriebeöl geschützt werden, die Ermüdungslebensdauer wird damit verlängert;
- die Eigenschaften der Schmierfette können ohne Rücksicht auf die Anforderungen der Verzahnungen so gewählt werden, dass sie optimal auf die Lagerbauart, die Lagerwerkstoffe und die Betriebsbedingungen der Lager, insbesondere deren Drehzahl, abgestimmt sind;
- eine Überschmierung der Lager durch einen zu hohen Ölstand mit erhöhten Reibungsverlusten unterbleibt bei geeigneter Abdichtung;
- die Lager werden unabhängig von einer ausreichenden Ölversorgung aus dem Getriebe.

Diese Vorteile sind die Grundlage für Überlegungen, ob eine Trennung der Schmierstoffversorgung von Lagerungen und Getriebekomponenten sinnvoll ist.

Im Vergleich mit Ölschmierung stellen sich bei Fettschmierung eine Reihe von Fragen, die nur bei Kenntnis des Reibungsverhaltens zu beantworten sind:

- Kann die im Lager entstehende Wärme bei akzeptablen Temperaturen abgeführt werden, gegebenenfalls unter Berücksichtigung schleifender Dichtungen?
- Wie ändert sich die Verlustleistung im gesamten Aggregat?
- Welche Drehzahlen sind erreichbar?
- Welche Gebrauchsdauer ist für die Lagerung zu erwarten?

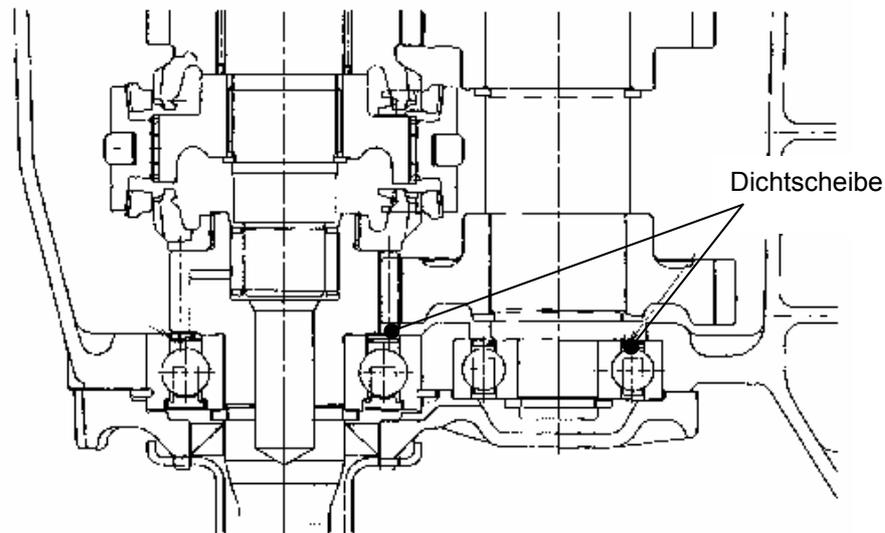


Bild 3: Getriebe mit abgedichteter Lagerung

Die Beantwortung dieser Fragen ermöglicht u. a. eine Optimierung von Getrieben und Werkzeugmaschinenlagerungen.

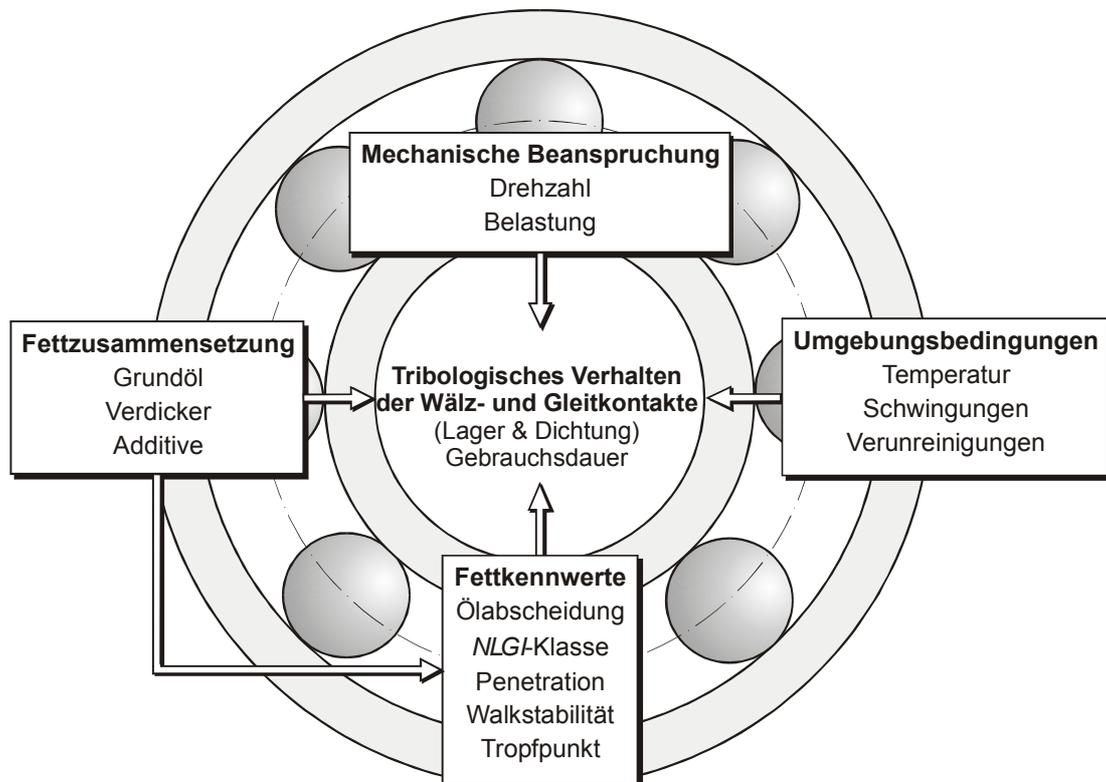


Bild 4: Einflussfaktoren auf das Reibungsverhalten und die Gebrauchsdauer fettgeschmierter Lagerungen

Für die Gewährleistung der Gebrauchseigenschaften und der Betriebssicherheit über die Schmierfettgebrauchsdauer hinaus ist eine rechtzeitige Nachschmierung oder ein Wechsel des Fettes erforderlich. Ist die Lebens- oder auch Schmierfettgebrauchsdauer gleich oder größer als die Wälzlagerlebensdauer, so liegt Dauerschmierung vor. Der erforderliche Zeitraum für die Ergänzung des Fettes wird als Nachschmierfrist und der für die Erneuerung als Schmierfrist (oder auch als Fettwechselfrist) bezeichnet. Als Schmierfrist wird üblicherweise der Wert für eine 10 %ige Ausfallwahrscheinlichkeit der Schmierwirkung des Fettes gewählt, als Nachschmierfrist rund 50 % der Schmierfrist. Die Bestimmung der Nachschmier- und Wechselfristen kann näherungsweise mit empirisch ermittelten Formeln oder Diagrammen erfolgen, die in der einschlägigen Literatur und in den Produktkatalogen der Hersteller zu finden sind. In der Praxis ist eine Nachschmierung jedoch weniger verbreitet, nach Erreichen der Schmierfrist wird ein Fettwechsel durchgeführt [1], [14]. Untersuchungen zu dieser Thematik erfolgten in den DGMK-Vorhaben 379 [38] und 379-1 [40].

Die Ausbildung des Schmierfilmes und des Schmierzustandes in den verschiedenen Kontaktzonen in einem Wälzlager und damit die Reibung ist von den folgenden Parametern abhängig:

- der Lagerbauart (Kontaktgeometrie der Wälzpartner),
- der Lagerdrehzahl,
- der Belastung,
- der Temperatur,
- der geometrischen Gestaltung der Lagerumgebung, insbesondere der Größe und Form der Fetträume,
- dem Schmierstoff (Grundöl, Verdicker, Additivierung),
- der zur Verfügung stehenden Schmierstoffmenge und
- der Dichtungsbauart.

Grundsätzlich können sich in einem Wälzlager die Schmierzustände Vollschmierung, Teilschmierung oder Grenzschmierung einstellen, siehe Bild 5. Sind die Oberflächen der Wälzkontakte ganz oder nahezu vollständig durch einen tragenden Schmierfilm getrennt, liegt Vollschmierung vor. Es herrscht fast reine Flüssigkeitsreibung. Dieser Schmierzustand, den man auch als Flüssigkeitsschmierung bezeichnet, sollte für den Dauerbetrieb stets angestrebt werden.

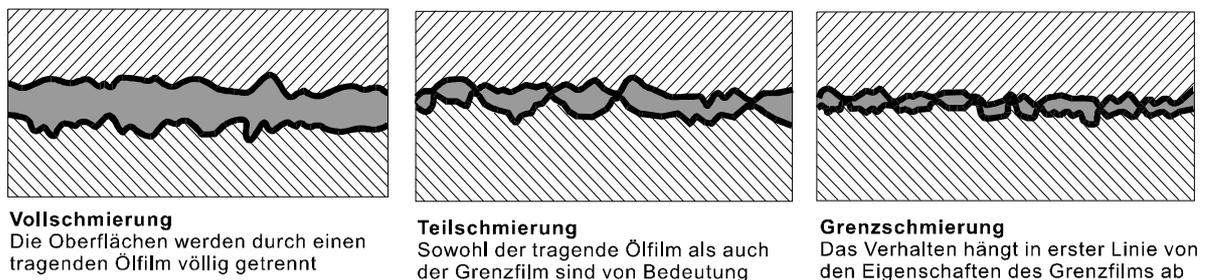


Bild 5: Unterschiedliche Schmierzustände im Wälzkontakt

Zu Teilschmierung kommt es, wenn sich aufgrund der Betriebsbedingungen ein nur sehr dünner Schmierfilm ausbildet. Je nach Größe der Oberflächenrauheiten der Kontaktflächen stellen sich mehr oder weniger starke örtliche Durchbrüche des elastohydrodynamischen (EHD) Schmierfilms mit unmittelbarem Kontakt der Oberflächen ein. Bei Mangelschmierung liegt eine Unterversorgung mit Schmierstoff im Wälzkontakt vor. Die sich einstellende Schmierfilmhöhe liegt unterhalb der Filmhöhe, welche sich bei Vollschmierung aus den hydrodynamischen Bedingungen ergeben würde. Es können, wie bei der Teilschmierung auch, örtliche Durchbrüche des elastohydrodynamischen Schmierfilms auftreten. Ist immer noch eine Trennung der Oberflächen gegeben, wird im Folgenden von einer „Minimalmengenschmierung“ gesprochen.

Eine Grenzschmierung liegt vor, wenn es zu unmittelbarem Kontakt der Oberflächen kommt, wobei diese von einer Grenzschicht bedeckt sind. Solche Grenzschichten entstehen, wenn der

Vollschmierung, Teilschmierung und Grenzschmierung treten sowohl bei Ölschmierung als auch bei Fettschmierung auf. Der Schmierzustand bei Fettschmierung wird hauptsächlich von der Grundölsorte und ihrer Viskosität bestimmt. Aber auch der Verdicker des Fettes, der Verdickergehalt und die Additivierung üben einen Einfluss auf die sich im Betrieb einstellende Schmierfilmhöhe aus [15], [16].

Eine ausreichende und wirksame Schmierstoffversorgung in den Kontaktbereichen der Wälzkörper im Lager, insbesondere in den hochbeanspruchten Wälzkontakten, ist damit eine wichtige Voraussetzung für eine betriebssichere und verschleißarme Wälzlagerung. Die Schmierstoffversorgung erfolgt durch die in den Kontaktbereichen vorhandene Schmierstoffmenge. Diese muss aber ständig zum Ersatz der verbrauchten oder aus den Kontaktflächen verdrängten Schmierstoffmenge ergänzt werden, was u. a. durch eine Grundölabgabe des Schmierfettes erfolgt, welches sich seitlich an den Laufbereichen der Wälzkörper und an den Käfigstegen abgesetzt hat [17], [18], [19], [20], [23].

Schmierfette weisen ein nicht-Newton'sches, thixotropes Fließverhalten auf (Bild 8), welches durch die scheinbare Viskosität η_S beschrieben werden kann. Bei Fließ- und Schmierungsvorgängen im Wälzkontakt ist das Seifenfasergerüst Zerschierungs-, Orientierungs- und Neuordnungsvorgängen unterworfen, so dass die scheinbare Viskosität eines Schmierfettes nicht nur vom Druck und der Temperatur, sondern auch von dem Schergefälle, der Scherzeit und der Vorgeschichte abhängig ist. Da die Seifenfasern der Verdicker in Formationen vorliegen und die gleiche Größenordnung wie die Schmierfilmhöhe in Wälzkontakten (im μm -Bereich) erreichen können, haben sie einen bedeutenden Einfluss auf die Schmierfilmbildung. Grundsätzlich können Seifenverdickerfette nicht als homogene Suspensionen angesehen werden. Ihre Seifenfaserformationen gelangen in den Wälzkontakt und verursachen örtliche, zeitabhängige Störungen im Schmierfilmaufbau. Diese lokalen Verringerungen der Schmierfilmhöhen sind im Vergleich zur Ölschmierung auch begleitet von Druckabweichungen, Spannungszunahmen in den Kontaktpartnern sowie Schwingungs- und Laufgeräuscherhöhungen. Aufgrund der besonderen Struktur, des Schmierfilmaufbaus und des Fließverhaltens der Fette spielen die genannten zeitabhängigen Vorgänge bei fettgeschmierten Wälzkontakten in der Praxis eine große Rolle [24] - [29].

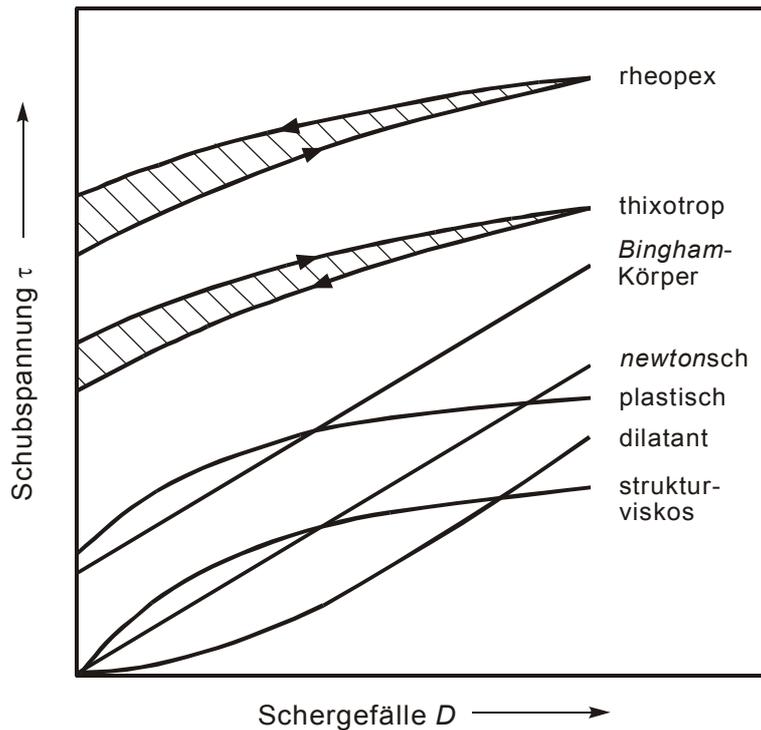


Bild 8: Rheologisches Verhalten von Schmierstoffen (Fließkurven) [30]

Zur Erfassung des Fließverhaltens von Schmierfetten wurden eine Reihe von Modellen und Gleichungen erstellt, welche die Viskosität als Funktion des Schergefalles über einem großen Schergefällebereich beschreiben. Zur Bestimmung der Schubspannung kann die *Bingham*-Gleichung herangezogen werden.

$$\tau = \tau_0 + a \cdot D \quad (1)$$

Hierbei sind:

- τ : Schubspannung
- τ_0 : Fließgrenze des Schmierstoffs
- a : Konstante zur Berücksichtigung der Grundölviskosität
- D : Schergefälle

Bei vielen Schmierfettversuchen zeigt sich, dass anfangs bei Frischbefettung Vollschmierung vorliegt und die Schmierfilmhöhe des Fettes ungefähr das 1,1 ... 1,3-fache der Filmhöhe des Grundöles erreicht, Bild 9. Mit zunehmender Laufzeit verringert sich die Fettschmierfilmhöhe durch Teilschmierungseinflüsse und pendelt sich bei Gleichgewichtsfilmhöhen vom 0,7 ... 0,3-fachen der Filmhöhe bei Vollschmierung mit Grundöl ein.

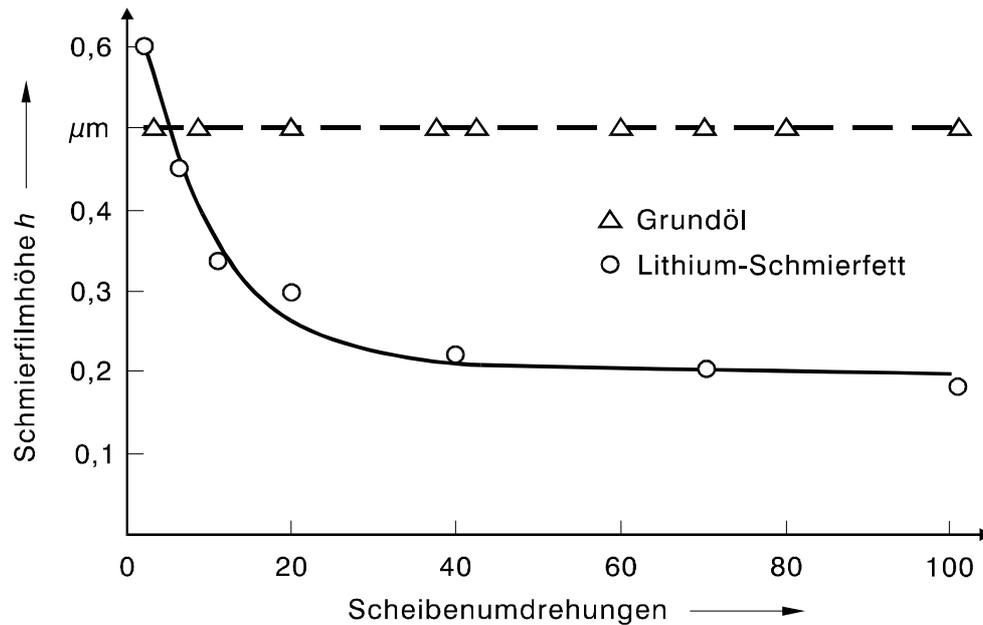


Bild 9: Abhängigkeit der Schmierfilmhöhe eines Lithiumfettes von der Laufzeit [31]

2.1.2 Reibung im Wälzlager

Der Bewegungswiderstand in einem Wälzlager setzt sich aus unterschiedlichen Anteilen zusammen. Diese Anteile sind die Rollreibung im Wälzkontakt, Gleitreibung im Kontakt Wälzkörper-Käfig und Käfig-Bord (nur bei bordgeführten Käfigen), Verluste im Schmierstoff außerhalb des Wälzkontaktes und – falls vorhanden – Gleitreibung durch schleifende Dichtungen.

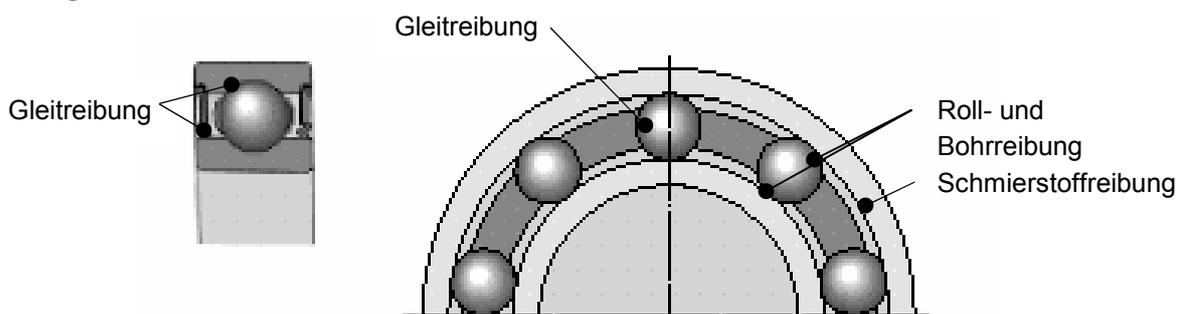


Bild 10: Reibung in Wälzlagerungen

Zur Bestimmung der Wälzlagerreibmomente liegen eine Vielzahl von empirischen und theoretischen ermittelten Berechnungsgleichungen vor. Hier sind besonders die „klassischen“ Formeln nach *Strobeck* [15], *Palmgren* [32] und *Kunert* [33] zu nennen, die bis heute in den meisten Fällen zur Berechnung der Reibmomente herangezogen werden.

Im Zuge der technologischen Entwicklung sind seit der Herleitung dieser „klassischen“ Gleichungen vor mehreren Jahrzehnten Lagerkonstruktionen geändert sowie neue Lagerbau-

arten und –anordnungen eingeführt worden. Auch die Fette wurden weiterentwickelt. Zudem konnten viele zusätzliche Einsatzgebiete erschlossen werden, oftmals verbunden mit immer extremeren Betriebsbedingungen, z.B. hinsichtlich der Drehzahlen, Temperaturen und Belastungen. Hierfür mussten gänzlich neue Fette geschaffen werden. Bedingt durch diese Entwicklung zeigen die „klassischen“ Berechnungsgleichungen für viele Einsatzfälle Schwächen hinsichtlich ihrer Genauigkeit.

Die Ursprünge der Reibmomentenberechnung gehen auf *Stribeck* [15] zurück, der 1901 eine erste Gleichung für das Reibmoment eines Wälzlagers herleitete. Diese findet bis heute zur überschlägigen Reibmomentenberechnung Verwendung. *Palmgren* [32] veröffentlichte 1957 eine Gleichung zur Berechnung des Gesamtreibmomentes, welche lastabhängige und lastunabhängige Reibungsverluste berücksichtigt. Diese Gleichung ist für die Reibmomentenberechnung bis heute von fundamentaler Bedeutung. Die von *Palmgren* [32] aufgestellte Gleichung für das Gesamtreibmoment lautet:

$$M = M_0 + M_1 \quad (2)$$

wobei der lastunabhängige Anteil M_0 zu bestimmen ist mit:

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

und lastabhängige Anteil M_1 mit

$$M_1 = f_1 \cdot P_1 \cdot d_m \quad (4)$$

definiert ist.

f_0 : Beiwert, der die Lagerbauart und die Schmierungsart berücksichtigt, für Fett-Schmierung wird der Wert halbiert

f_1 : Beiwert für Lasthöhe

ν : Betriebsviskosität des Fettgrundöles

n : Drehzahl des Lagers

P_1 : für M_1 maßgebende Belastung

d_m : $(D + d)/2$ mittlerer Lagerdurchmesser

Eine Modifizierung der Formel für das lastabhängige Reibmoment nach *Palmgren* leitete *Kunert* im Jahre 1964 [33] durch seine Untersuchungen ein. Ergebnis war eine Erweiterung der Formel mit einem Beiwert, welcher die Lastrichtung berücksichtigt. Schließlich ergänzte *Kispert* im Jahre 1981 das Gesamtreibmoment nach *Palmgren* durch ein axiallastabhängiges Moment, welches bei axial belasteten Radial-Zylinderrollenlagern zu berücksichtigen ist.

In neueren wissenschaftlichen Untersuchungen führten *Gafitanu*, *Cretu*, *Hantelmann*, *Bejenaru* und *Asmarandei* [19]. Versuche durch, um bei Ölbadschmierung die Abhängigkeit des Reibmomentes von der Ölmenge näher zu untersuchen. Weiterhin wurde von *Hollatz* [34]

das Tieftemperaturverhalten von ölgeschmierten Wälzlagern beschrieben. Die Ergebnisse zeigten starke Abweichungen der gemessenen Reibmomente von den nach *Palmgren* berechneten Werten. Durch Änderung des Viskosität-Drehzahl-Exponenten der von *Palmgren* gefundenen Gleichung von 0,67 auf 0,51 konnte eine bessere Übereinstimmung mit den Messwerten erreicht werden. Zusätzlich wurde von *Orlow* der Einfluss der inneren Kräfte und die Auswirkung der Laufbahngeometrie [35] auf das Gesamtreibmoment untersucht.

Die bisher genannten Untersuchungen und die zugehörigen Berechnungsgleichungen sind für ölgeschmierte Lagerungen durchgeführt und erstellt worden. Für diese Schmierungsart existieren damit in der Literatur Untersuchungen über den Einfluss der folgenden Parameter auf das Lagerreibmoment:

- Ölmenge,
- Temperaturen,
- Kräfte.

Darüber hinaus wurde das Reibungsverhalten von Axialwälzlagern analysiert.

In neueren wissenschaftlichen Untersuchungen wurden auch fettgeschmierte Wälzlager berücksichtigt. Dazu wurde der Einfluss folgender Parameter auf das Lagerreibmoment untersucht:

- Temperaturen,
- die Fettzusammensetzung in Verbindung mit hohen Drehzahlen,
- die Lagerbelastung,
- der Schmierungszustand.

Des Weiteren wurde der lastunabhängige Beiwert f_0 untersucht.

In ersten Untersuchungen auf diesem Gebiet wurde von *Armstrong*, *Lindemann* und *Wayne* [14] ein Prüfstand zur Messung von Reibmomenten von fettgeschmierten Kegelrollenlagern bei tiefen Temperaturen entwickelt. Bei den Versuchen stellte sich heraus, dass das Reibmoment von fettgeschmierten Wälzlagern bei tiefen Temperaturen deutlich anstieg und bei Wiederholungsmessungen erheblichen Streuungen unterlag.

Von *Lindekamp* [36] wurde 1981 eine Modellgleichung für die Bestimmung des Startreibmomentes bei tiefen Temperaturen aufgestellt. Bei der Überprüfung der Gleichung anhand von Versuchen stellte sich heraus, dass die berechneten Momente geringer waren als die gemessenen. Er begründete dies mit zusätzlicher Verdrängungs- und Walkarbeit, die Wälzkörper und Käfig leisten müssen. Diese waren in seiner Betrachtung nicht berücksichtigt. Dauerversuche, die durch *Plank* und *Lechner* [37], *Barz* [38], [39] und *Franke* [40] durchgeführt wurden, behandeln das Reibmomentenverhalten in Abhängigkeit von der Fettzusammensetzung bei hohen Drehzahlen. *Barz* und *Franke* führten Dauerversuche mit 13 verschiedenen Schmierfetten an Spindellagerprüfständen durch. Diese werden in einem nachfolgenden Abschnitt erklärt. Dabei stellte sich heraus, dass sich ein Reibmoment

einstellte, das um etwa den Faktor 5 bis 8 niedriger lag als die theoretisch nach *Palmgren* errechneten Werte. Die Ursache dafür kann nach den Autoren in den Betriebsbedingungen (hohe Drehzahl) liegen, wodurch das Grundöl keine Möglichkeit besitzt in den Schmierpalt zu gelangen. Damit ergibt sich gegenüber einer Vollschrnerung mit Öl eine verminderte Schmiermittelversorgung im Wälzkontakt, welche geringere Reibungsverluste durch Walkarbeit und Schmiermittelscherung zur Folge hat.

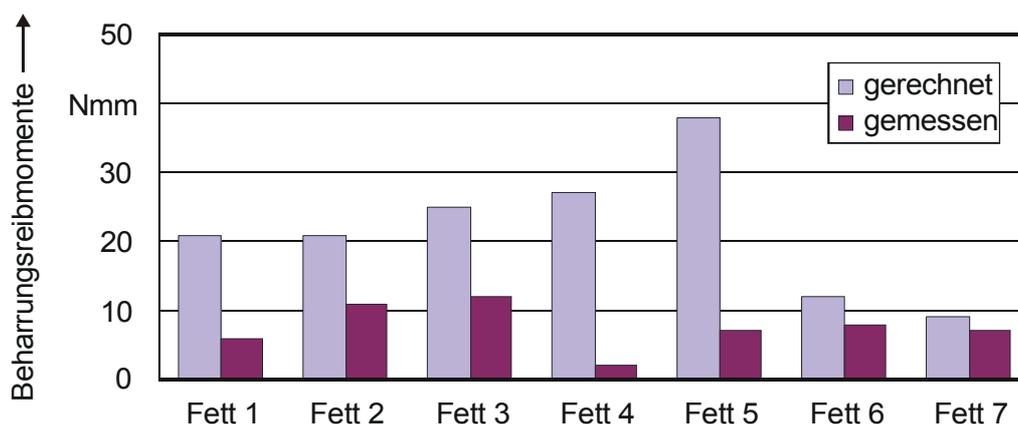


Bild 11: Gemessene und berechnete Reibmomente nach *Karbacher* [41]

Karbacher führte 1997 ebenfalls Untersuchungen zum Reibungsverhalten verschiedener Schmierfette unter Verwendung von Rillenkugellagern durch. Dabei stellte er ähnliche Abweichungen zwischen Theorie und Messung fest.

Hillmann [42] beschäftigte sich 1984 mit der Entwicklung eines Verfahrens zur Ermittlung von Bezugsdrehzahlen für Wälzlager, die auf einer zulässigen Erwärmung beruhen. Um diese Bezugsdrehzahlen voraussagen zu können, mussten die Lagerreibmomente mit hoher Genauigkeit theoretisch bestimmt werden. Dafür wurde ein Vergleich der von den Wälzlagerherstellern bereitgestellten f_0 -Werte durchgeführt; es wurden zum Teil erhebliche Abweichungen festgestellt. Die f_0 -Werte wurden für weitere Berechnungen abgeschätzt. In experimentellen Versuchsreihen bestätigte sich die gefundene Berechnungsgleichung im Beharrungszustand für einige Stunden, dann wichen die Werte von den berechneten ab.

Mit der gleichen Thematik, dem Ermitteln von Bezugsdrehzahlen für fettgeschmierte Wälzlager, beschäftigte sich auch *Klühspies* [43]. Er wies auf die Schwierigkeit bei der Bestimmung einer genauen Bezugsdrehzahl hin, da sich die f_0 -Koeffizienten bei Fettschmierung über der Laufzeit ändern. Damit ist generell eine zu große Ungenauigkeit der in der gängigen Literatur existierenden f_0 -Koeffizienten bekannt. In Teilen der Laufzeit verhält sich das Reibmoment wie in den Berechnungsgleichungen für Öлтаuchschmierung. In den Anlaufbereichen und im Beharrungszustand hingegen sind geänderte Koeffizienten zu berücksichtigen. Weitere hier nicht genannte Untersuchungen wurden von *Münnich*, *Kleinlein*, *Shawki* und *Mokhtar* sowie von *Washo* durchgeführt.

Im Laufe der letzten Jahrzehnte ergaben sich tief greifende Veränderungen hinsichtlich der Konstruktion und Technologie der Wälzlager sowie auf dem Gebiet der Schmierungs-technik. Auch die gängigen Berechnungsmodelle für die Lagerungen zeigen Schwächen hinsichtlich ihrer Genauigkeit. Aus diesem Grund beschäftigten sich einige Forschungsvorhaben mit der Entwicklung neuer Berechnungsmöglichkeiten zur Bestimmung des Wälzlagerreibmomentes. Die veröffentlichten Versuchsergebnisse zeigen, dass das Reibmoment sehr stark von der Schmierungsart und der im Lager befindlichen Ölmenge abhängt. Mit den existierenden Gleichungen lässt sich dieser Einfluss nur sehr grob wiedergeben.

Die neuen Berechnungsansätze, die zur Bestimmung des Reibmomentes und der Bezugsdrehzahl vorliegen, gelten vorwiegend für ölgeschmierte Lagerungen.

Im Bereich der Fettschmierung konzentrieren sich hingegen die Untersuchungen auf den Einfluss der Schmierfettbestandteile bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen. Die daraus gewonnenen Erkenntnisse wurden bisher nur in Sonderfällen zur Herleitung von Berechnungsmodellen verwendet.

Weitere Einzelheiten sind in der FVA-Literaturstudie Nr. T 742 „Reibmomentenmessung und Berechnung an Wälzlagern“ zu finden.

3 Zielsetzung der Arbeit

3.1 Angestrebte Forschungsergebnisse

Ziel der Forschungsarbeit ist die Verbesserung des Kenntnisstandes über das Reibungsverhalten fettgeschmierter Wälzlager für den Einsatz im allgemeinen Maschinenbau, elektrischen Maschinen, Werkzeugmaschinen, Radlagerungen und Getrieben.

In der bestehenden Praxis unterscheiden sich die berechneten Reibmomente fettgeschmierter Wälzlager gravierend von den gemessenen (Bild 1). Genauere Aussagen über das Reibmoment unterschiedlicher Lagerbauarten und -größen in Abhängigkeit der Schmierfettzusammensetzung und der Betriebsparameter sollen die Bestimmung der Verlustleistung und der Betriebstemperatur von Lagerungen verbessern und so unter anderem den Einsatz fettgeschmierter Wälzlager in wirkungsgradoptimierten und umweltschonenden Maschinen unterstützen. Weitere Untersuchungen sollen Aufschluss über den Einfluss der Dichtungselemente und der durch sie geschaffenen Fetträume geben.

Um dies zu ermöglichen soll ein Verfahren zur Berechnung des Betriebsreibmomentes von fettgeschmierten Wälzlager in Abhängigkeit von

- der Lagerbauart,
- der Lagergröße,
- der Schmierfettzusammensetzung (Grundöl, Verdicker, Additiv),
- den Schmierfetteigenschaften (Grundölviskosität, Fließwiderstand, Ölabgabe),
- den Betriebsparametern (Temperatur, Drehzahl, Last) und
- den Schmierbedingungen (Fettschmierung, Öl-Luft-Schmierung)

entwickelt werden.

3.2 Lösungsweg zur Erreichung des Forschungsziels

In Bild 12 wird der Lösungsweg der Arbeit in einem Flussdiagramm dargestellt. In theoretischen Untersuchungen werden die bestehenden Modelle und Theorien hinsichtlich der Eignung für fettgeschmierte Wälzlager analysiert.

Zusätzlich werden die strukturviskosen Eigenschaften der zum Einsatz kommenden Schmierfette anhand von rheologischen Untersuchungen bestimmt und durch Modelle dargestellt. Die vorgesehene Vorgehensweise basiert letztlich darauf, die Beiträge des Seifengerüsts und des Grundöles getrennt zu betrachten. Es wird gemeinhin davon ausgegangen, dass die Fließ- bzw. Schereigenschaften des Seifengerüsts der Fette, welche entscheidend zu den nicht-Newton'schen Eigenschaften beiträgt, nicht wesentlich von dem während der Rheometrie herrschenden Druck abhängen. Allerdings ist eine Vorbeanspru-

chung unter Druck und Scherung bedeutsam, so dass die Fette grundsätzlich zunächst in einem speziellen Apparat mehrfach durch ein rotierendes Zylinderrollenlager hindurchgepresst werden, bevor Messungen der Eigenschaften stattfinden. Bei den anschließenden rheometrischen Messungen werden Schergefälle und Temperatur in einem Bereich variiert, der den Betriebsbedingungen im Wälzlager entspricht.

Bei den Grundölen ist zu berücksichtigen, dass die Viskosität druck- und temperaturabhängig ist. Hierzu werden auch Messungen mit einem Hochdruckviskosimeter durchgeführt.

Die Theorie, die gemessenen physikalischen Fetteigenschaften und die Messergebnisse an Lagern aus Vorversuchen dienen zu einer ersten teilempirischen Berechnung des Reibmomentes fettgeschmierter Wälzlager. Dabei wurden teilweise gemessene Daten aus Lagerversuchen, z.B. Temperatur und Schmierfilmhöhe, verwendet. In einem weiteren Schritt wurde ein Vergleich der gemessenen Reibmomente aus den Vorversuchen und der rechnerisch ermittelten Reibmomente durchgeführt.

Die Ergebnisse dieser Modelle wurden wiederum mit den Ergebnissen der Vorversuche verglichen. Dabei wurden die Parameter Fettzusammensetzung, Lagerart, Belastung und Drehzahl variiert. Gleichzeitig wurden für die zu untersuchenden Betriebsbedingungen die Berechnungen mit Hilfe des mathematischen Modells durchgeführt.

Im folgenden Modell soll das Gesamtreibmoment nach dem Entstehungsort bzw. der Reibungsart unterteilt werden.

Folgende Reibungsanteile sind dabei zu berücksichtigen:

- Reibmoment infolge der irreversiblen Verformungsarbeit der Wälzkörper,
- Hydrodynamische Rollreibung infolge Schmierstoffscherung im Wälzkontakt, sowie
- Bohrreibung infolge Schmierstoffscherung im Wälzkontakt.
- Gleitreibung zwischen Lagerringen und Käfig bei bordgeführten Käfigen und Gleitreibung zwischen den Wälzkörpern und dem Käfig wurden in dem Berechnungsmodell vernachlässigt.

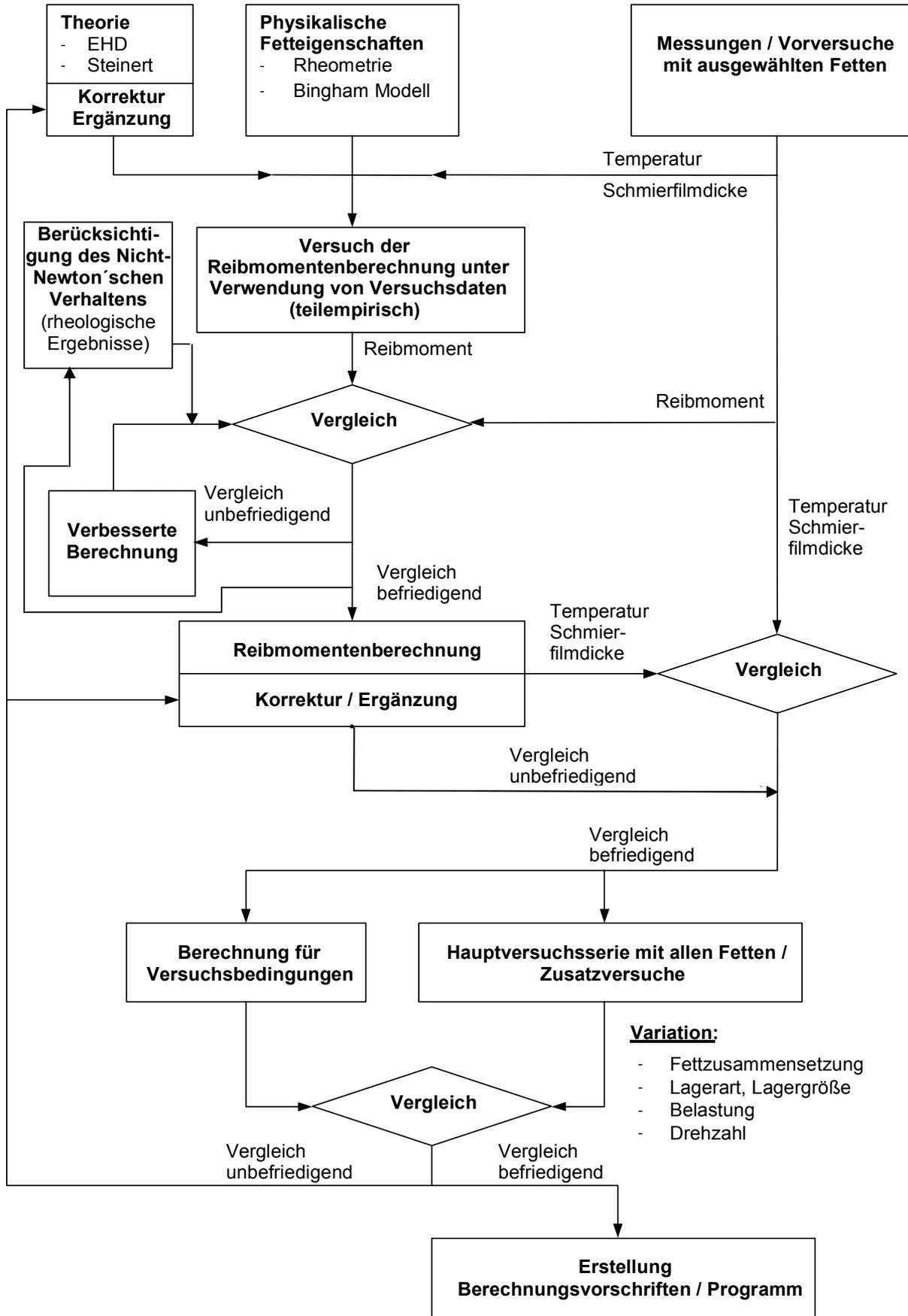


Bild 12: Flussdiagramm

Für diesen Ansatz kann das Modell nach *Steinert* [44] und *Tüllmann* [45] für die Momentenbestimmung in ölgeschmierten Wälzlagern als Grundlage dienen. Der Ansatz von *Steinert* beruht auf Versuchen mit einer Öl-Luft-Minimalmengenschmierung. Daher berücksichtigt er Verluste im Schmierstoff außerhalb der Wälz- und Käfigkontakte nicht. Gleichzeitig wurde die Gleitreibung der Dichtungselemente nicht bestimmt, da es sich um ölgeschmierte Lager ohne Abdichtung handelte.

Für eine fettgeschmierte Lagerung wurde folgender Ansatz verwendet:

$$M_{\text{Gesamt, Lagereinheit}} = M_{A\Sigma} + M_{B\Sigma} + M_{C\Sigma} \quad (5)$$

Hierbei sind:

M_{Gesamt} : Gesamtreibmoment der Lagereinheit

$M_{A\Sigma}$: Reibmomente durch irreversible Verformungsarbeit an den Wälzkörpern und den Laufbahnen

$M_{B\Sigma}$: hydrodynamische Rollreibung im Wälzkontakt

$M_{C\Sigma}$: hydrodynamische Bohrreibung im Wälzkontakt

Die Komponenten der Gesamtreibung werden durch die Eigenschaften der zu untersuchenden Fette und den Scherungszustand beeinflusst. Um eine Aussage über das Scherungsverhalten der Fette in den Reibkontakten treffen zu können, ist die Ermittlung der strukturviskosen Eigenschaften der Schmierfette über einen weiten Temperaturbereich erforderlich. Am ITR der Technischen Universität Clausthal sowie bei der Firma Bosch bestand die Möglichkeit diese Untersuchungen durchzuführen.

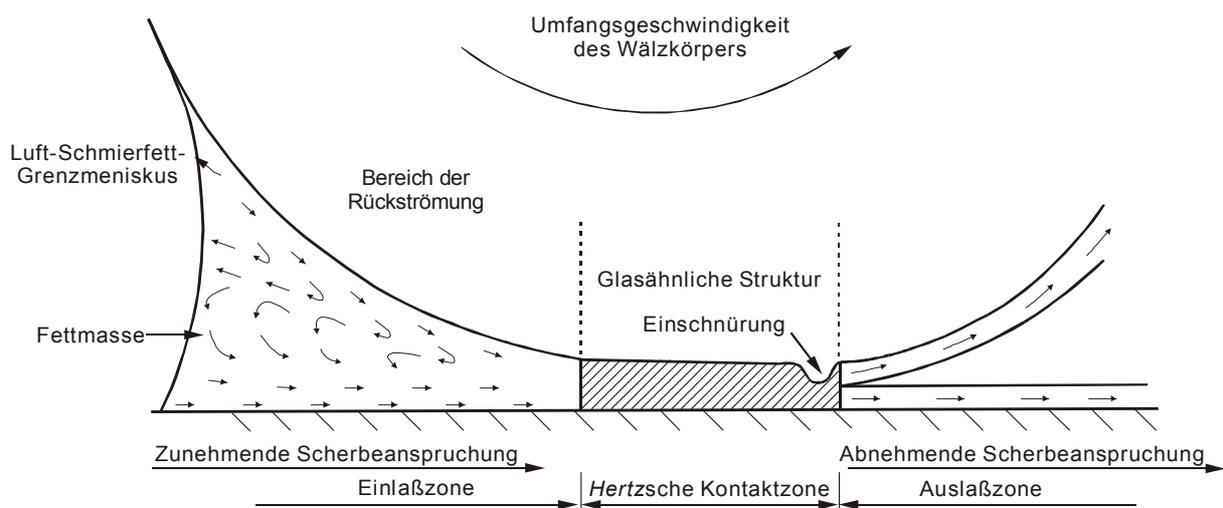


Bild 13: Strömungsverhalten des Fettes

Die Zusatzversuche haben u.a. den Unterschied zwischen Ölschmierung und Fettschmierung aufgezeigt. Dabei wurde die Frage untersucht, inwieweit die rheologischen Eigenschaften des Fettes insgesamt im Vergleich zur Viskosität des Grundöls zum Tragen kommen.

Weiter wurden gezielte Versuche mit unterschiedlichen Maximalgeschwindigkeiten bei den Versuchen mit fettgeschmierten Spindellagern durchgeführt; diese zeigten den Einfluss der maximal erreichten Drehzahl beim Einlaufen der Lager auf das gemessene Reibmoment und die gemessene Schmierfilmhöhe auf.

Versuche mit reduzierter Kugelanzahl des Prüflagers 7008C wurden im Rahmen der Zusatzversuche durchgeführt. Dabei wurde die Axiallast so angepasst, dass die einzelnen Kugeln genauso belastet wurden wie bei den Versuchen mit voller Kugelanzahl.

Bei den Zusatzversuchen wurde ebenfalls das Reibungsverhalten rein axial belasteter Schrägkugellager verschiedener Baugrößen untersucht.

4 Experimentelle Ausstattung

Für die Mehrzahl der Versuche, die wegen der definierten Kontaktverhältnisse unter reiner Axialbelastung ablaufen, wurde ein spezieller Prüfstand entwickelt und eingesetzt. Für die Hauptversuche mit Rillenkugellagern bei rein radialer Belastung bzw. die Zusatzversuche mit kombinierter Belastung wurde ein kombiniert belastbarer Prüfkopf für vier Lager gebaut.

Für die Prüfung des Reibmomentenverhaltens bei größeren Lagern (7012, 7017 und 7312) wurde ein FE8-Prüfstand eingesetzt.

4.1 Prüfstandsaufbau

Die genannten Spindellagerprüfstände (Bild 15 und Bild 16) können bis zu einer Drehzahl $n = 24000$ U/min (Drehzahlkennwert $n \cdot d_m = 1,3 \cdot 10^6$ U mm/min) im Dauerversuch betrieben werden. Neben der Messung von Reibmoment, Lagertemperatur, und Drehzahl kann der Schmierzustand durch eine Messung der elektrischen Lagergesamtkapazität [39] und [40] bestimmt werden.

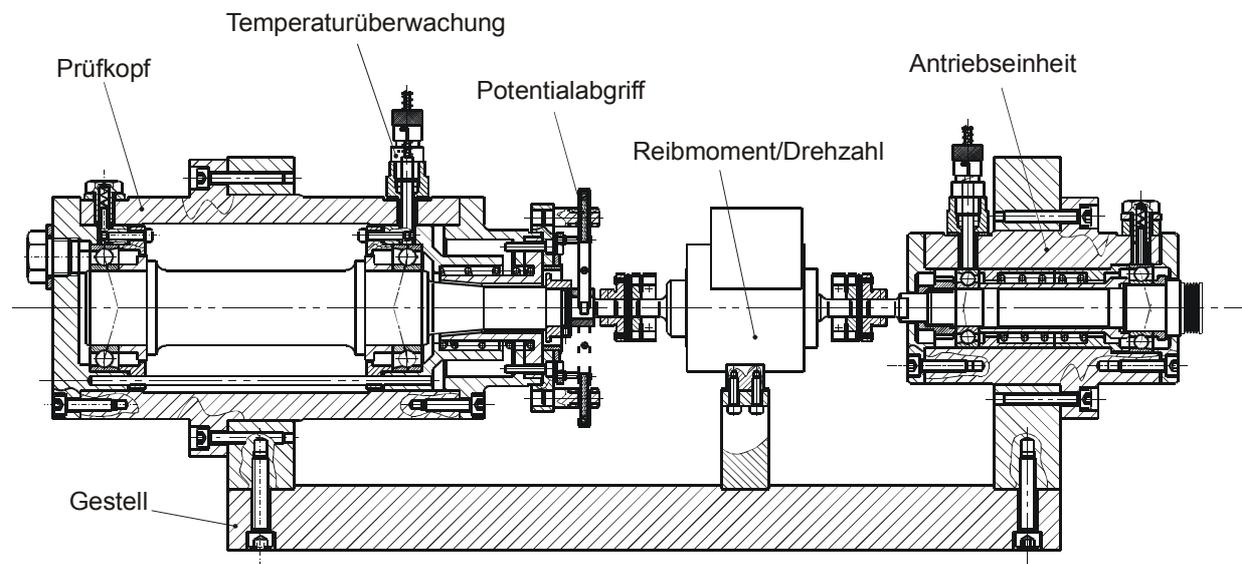


Bild 15: Prüfstand zur Reibmomenten- und Schmierfilmdickenmessung bei rein axialer Belastung

Der Antrieb der Prüfspindel erfolgt durch einen stufenlos regelbaren Drehstromasynchronmotor. Die Leistungsübertragung und die Übersetzung für einen Prüfdrehzahlbereich von $n = 0 \dots 24000$ U/min übernimmt ein Flachriementrieb, der die vor die eigentliche Prüfspindel geschaltete Vorgelegespindel antreibt. Die Vorgelegespindel nimmt die vom Antrieb hervorgerufenen Kräfte auf und überträgt das Antriebsdrehmoment über die zwei Lamellen-

kupplungen und die Drehmomentmesswelle querkraft- und dehnungsfrei auf die Prüfspindel, welche somit von den Antriebseinflüssen entkoppelt ist. Über die Drehmomentmesswelle werden Drehzahl und Reibmoment erfasst.

Für die im Folgenden wiedergegebenen Messungen wurde die Drehzahl je nach Fett in Stufen in einem Bereich von 0-22000 U/min variiert. Jede Drehzahl-Stufe wurde mehrmals angefahren bis sich ein konstantes Reibmomenten- und Temperaturverhalten einstellte. Für die Auswertung jeder Drehzahlstufe wurden die Messwerte über einen Zeitraum von mindestens 10 Minuten erfasst und gemittelt, nachdem zunächst abgewartet wurde, bis sich das Reibmoment stabilisierte. Die Messzeit wurde verlängert, wenn es bei den hochviskosen Versuchsfetten während der Messung zu größeren Reibmomentenschwankungen kam, dies trotz einer sehr langen Einlaufzeit, die teilweise für ein neu-befettetes Lagerpaar 3 Tage betrug.

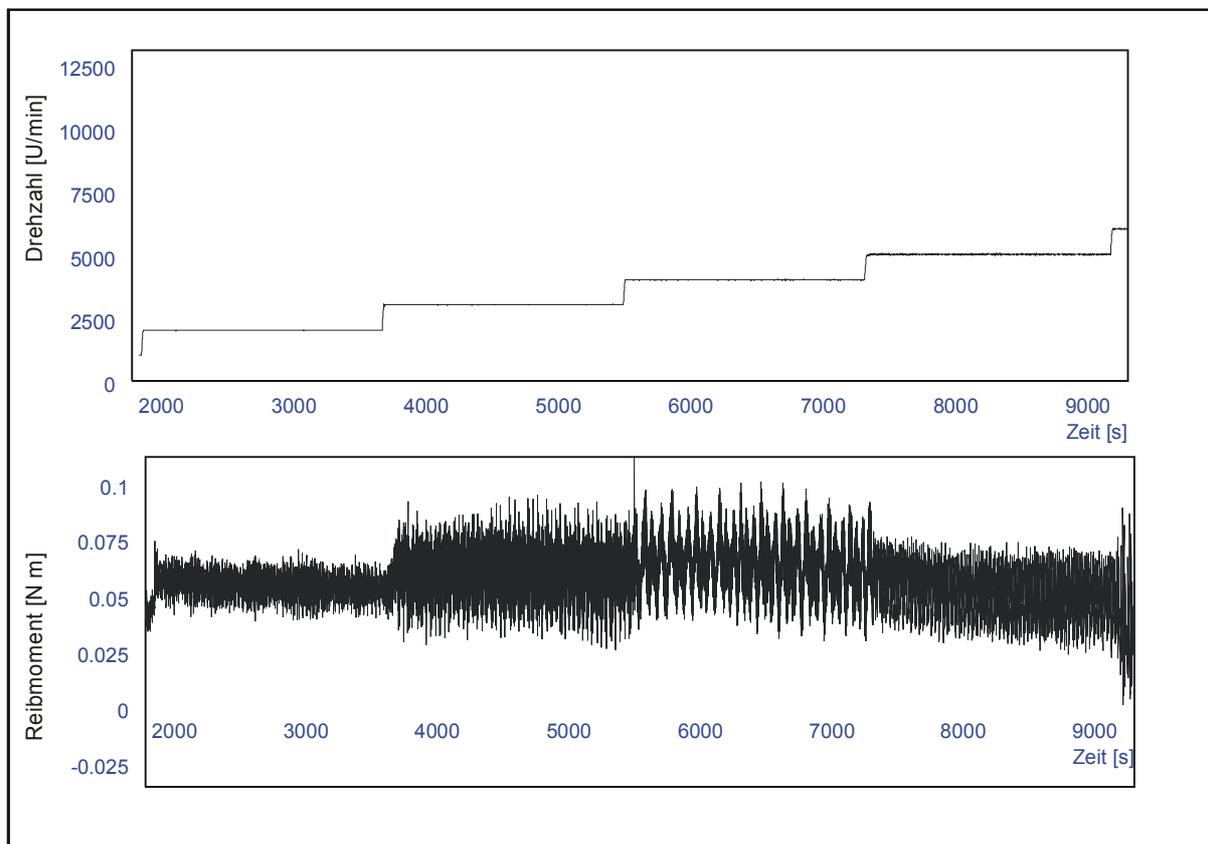


Bild 16: Zeitlicher Verlauf der Drehzahl und des Reibmomentes

Für den radialen und kombinierten Lastfall wurde ein Prüfstand nach dem FE8-Prinzip entwickelt und gebaut (Bild 17). Zu berücksichtigen ist, dass bei diesem Prüfverfahren vier Lager gleichzeitig belastet und geprüft werden.

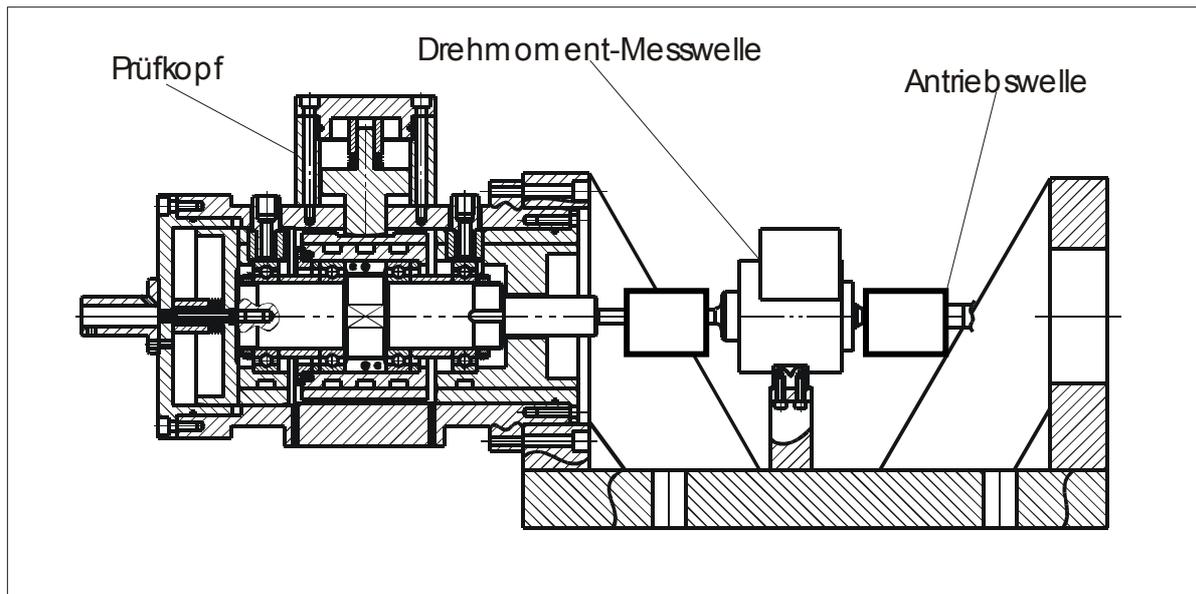


Bild 17: Prüfstand zur Reibmomentenmessung bei kombinierter Belastung von Wälzlagern

4.2 Kapazitives Meßsystem zur Bestimmung der Schmierfilmhöhe

Das eingesetzte Meßsystem nutzt das Prinzip der Konstantstromladung. Ein zuvor entladener Kondensator, in diesem Fall die Prüfspindel mit den Wälzkontakten, wird mit einem konstanten Strom I_0 aufgeladen. Bildet der Schmierfilm in den Wälzkontakten an Innen- und Außenring eine dielektrische Schicht und bleibt die Kapazität während der Ladephase konstant, steigt die Spannung über dem Kondensator linear mit der Zeit an. Die gesuchte Kapazität ist direkt proportional zur Ladezeit t_{luden} , die der Kondensator zum Erreichen einer vorgegebenen Spannung U_{max} bei Konstantstromladung benötigt:

$$C_{\text{ges}} = \frac{I_0}{U_{\text{max}}} \cdot t_{\text{luden}} \quad (6)$$

Das Verfahren zur Berechnung der Betriebsschmierfilmhöhe aus der gemessenen elektrischen Gesamtkapazität C_{ges} beruht auf der EHD-Theorie nach *Dowson/Higginson* und auf Berechnungsverfahren zur Analyse der kinetischen Verhältnisse im Lager. Ausgangspunkt der Überlegungen ist, dass ein Zusammenhang zwischen der messbaren elektrischen Gesamtkapazität eines Lagers und der damit verbundenen Schmierfilmhöhe besteht. Bild 18 zeigt schematisiert dieses Verfahren.

Die Schmierfilmhöhen h_i und h_a an Innen- und Außenring werden als Funktion der Lagerkapazität berechnet. Dabei werden die jeweiligen Oberflächen von Kugeln und Laufbahnen als Platten eines Kondensators, das dazwischen befindliche Fett als Dielektrikum und die Schmierfilmhöhe als Abstand der Kondensatorplatten aufgefasst. Zur Bestimmung der Unterschiede der Schmierfilmhöhen zwischen Innen- und Außenlaufbahn wird die zu erwartende Schmierfilmhöhe nach der EHD-Theorie berechnet. In dieser Berechnung werden u. a. die aus der kinetischen Analyse der Lager gewonnenen unterschiedlichen Druckwinkel,

Belastungen und *Hertz*schen Kontaktflächen für die Wälzkontakte an Innen- und Außenring sowie die stofflichen Werte der Schmierfette in Abhängigkeit von Drehzahl, Belastung, Temperatur und Druck berücksichtigt.

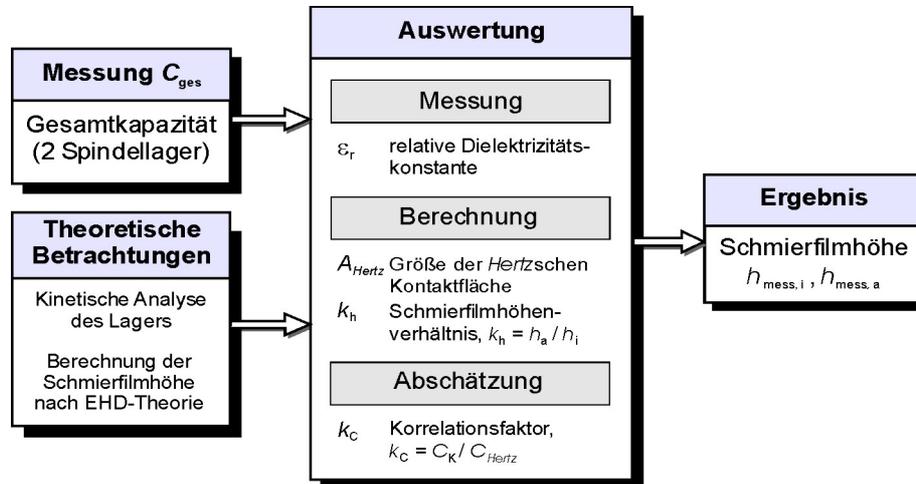


Bild 18: Schema des Verfahrens zur Bestimmung der Schmierfilmhöhe [39], [40]

Da die Messung der Gesamtkapazität über beide Prüflager als Summenmessung über alle Wälzkontakte durchgeführt wird, können die berechneten Werte der Schmierfilmhöhe lediglich eine Abschätzung der zu erwartenden Filmhöhe darstellen. Aufgrund der rein axialen Belastung kann jedoch in guter Näherung von gleichmäßigen Beanspruchungsverhältnissen und damit von einer jeweils gleichen Filmhöhe in den Wälzkontakten an Innen- und Außenring ausgegangen werden. Eine mechanische Kalibrierung der gemessenen Schmierpaltkapazität als Funktion der Schmierfilmhöhe ist nicht möglich. Die Abstände zwischen den Wälzkörpern und den Laufbahnen liegen im Bereich von $h < 0,1 \mu\text{m}$. Um einen ausreichend genauen Abgleich mit der gemessenen Gesamtkapazität durchführen zu können, müssten mit einer mechanischen Vorrichtung verschiedene Filmhöhen mit einer Auflösung von $< 0,01 \mu\text{m}$ gezielt eingestellt werden. Dieses ist aber mit einem vertretbaren messtechnischen und mechanischen Aufwand nicht durchführbar.

Die Kapazität eines einzelnen EHD-Wälzkontaktes C_K ergibt sich aus den unterschiedlichen elektrischen Kapazitäten des Einlaufbereiches, der *Hertz*schen Kontaktzone und des Auslaufbereiches. Für die Ermittlung der Kontaktkapazität C_K müssen dabei folgende Vereinfachungen und Annahmen getroffen werden:

- Der Einlaufbereich der Kontaktzone ist ständig mit Schmierstoff gefüllt.
- Dem *Hertz*schen Kontaktbereich wird eine konstante Schmierfilmhöhe zugeordnet. Die Schmierpalt einschnürung wird vernachlässigt.
- Im Auslaufbereich teilt sich der Schmierstoff in zwei gleiche Teilströme auf, die den beiden Kontaktpartnern anhaften.

4.4 Versuchsdurchführung

Im Folgenden der Verlauf der Versuche im Detail:

Vorversuche

- Schrägkugellager 7008C axial belastet
 - 1 Fett

Hauptversuche

- Schrägkugellager 7008C axial belastet
 - 5 Fette
- Rillenkugellager 6008 mit kombinierter axialer und radialer Belastung
 - 6 Fette

Stich- / Zusatzversuche

- Schrägkugellager 7008C rein axial belastet mit Öl-Luft-Schmierung
 - 1 Grundöl mit und ohne Additive
 - 6 Grundöle mit Additiven
- Schrägkugellager 7008C bei verschiedenen Maximal-Drehzahlen
 - 2 Fette
- Schrägkugellager 7008C mit reduzierter Kugelanzahl
 - 1 Fett
- Schrägkugellager 7012
 - 2 Fette
- Schrägkugellager 7017
 - 2 Fette
- Schrägkugellager 7312
 - 2 Fette
- Schrägkugellager 7008C mit verschiedener Belastung
 - 2 Fette

Hinsichtlich der Anzahl der Wiederholungen waren bei den Hauptversuchen zwei Messungen je Fett vorgesehen; bei signifikanten Abweichungen wurde ein dritter Prüflauf durchgeführt. Bei jeder dieser Messungen wurden neu befettete Lager verwendet. Bei rein axialer Belastung liefert jede Messung den Mittelwert zweier Lager; bei radialer oder kombinierter Belastung werden die Messwerte jeweils aus vier Lagern gewonnen. In die Lager wurde nicht vorgeschertes Frischfett gefüllt.

Mit allen Fetten bzw. Fettmengen wurde während einer Messung ein Drehzahlbereich von 0 bis zur Maximaldrehzahl und zurück auf 0 mindestens zwei Mal durchfahren bzw. so lange wiederholt, bis keine signifikante Veränderung zwischen den Zyklen zu beobachten war.

$$Q_{ax} = \frac{F_{ax}}{Z \cdot \sin \alpha} \quad (16)$$

Wie im Bild 21 dargestellt, wird dadurch eine Verformung δ_{ax} in axialer Richtung verursacht, diese ist eine Komponente der Verformung δ_n , die normal zur Kontaktfläche auftritt.

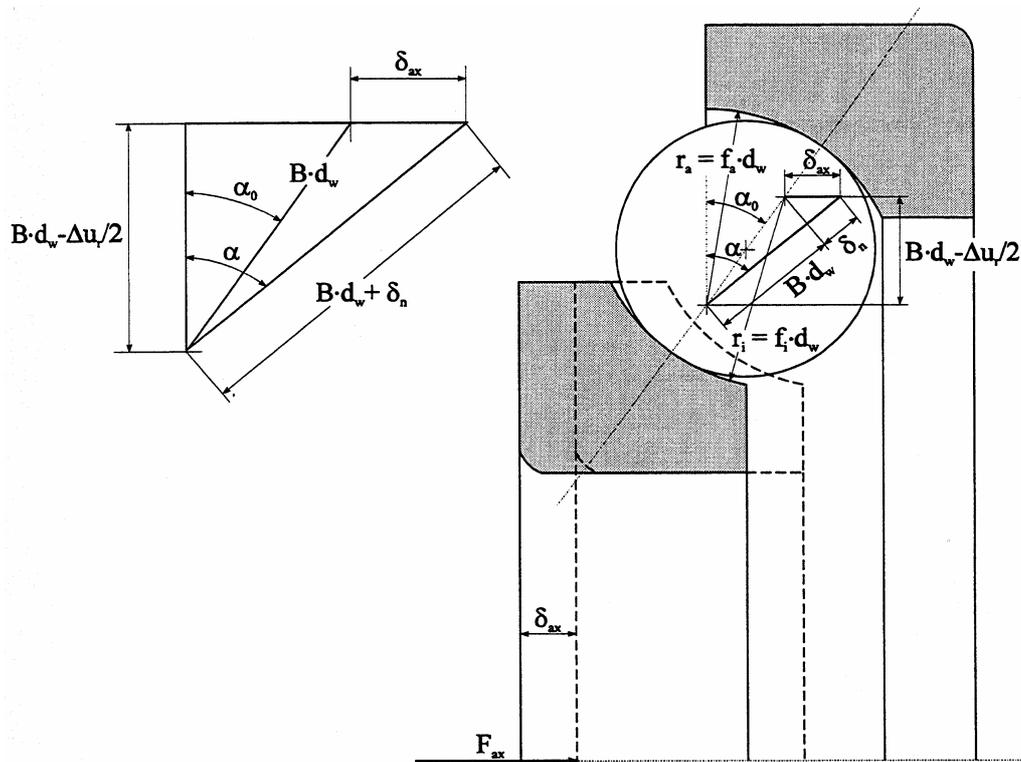


Bild 21: Geometrische Verhältnisse eines Schrägkugellagers unter rein axialer Last [20]

Im Folgenden ist die Rekursionsformel für die Berechnung des Betriebsdruckwinkels unter statischen Verhältnissen angegeben (numerische Lösung mit der *Newton-Raphson-Methode*):

$$\alpha' = \alpha + \frac{\frac{F_{ax}}{Z \cdot d_w^2 \cdot K_B} - \sin \alpha \cdot \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} - 1 \right)^{3/2}}{\cos \alpha \cdot \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} - 1 \right)^{3/2} + \frac{3}{2} \cdot \cos \alpha_0 \cdot \tan^2 \alpha \cdot \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} - 1 \right)^{1/2}} \quad (17)$$

K_B : Lagerkonstante zur Berücksichtigung der elastischen Verformung und der geometrischen Verhältnisse in einem Wälzlager

$$K_B = K_N \cdot \frac{B^{3/2}}{d_w^{1/2}} \quad (18)$$

mit

Dieses Gleichungssystem kann nicht analytisch gelöst werden, sondern es muss ein numerisches Lösungsverfahren angewendet werden. Der ermittelte Betriebsdruckwinkel im wird als Startwert verwendet.

Die berechnete Zunahme des Druckwinkels am Innenring bzw. dessen Abnahme am Außenring ist in Bild 24 dargestellt. Zuerst wurde das Gleichungssystem iterativ gelöst (α_{alt}); mit einer neueren Software-Version von MatLab wurde das Gleichungssystem direkt gelöst (α_{neu}).

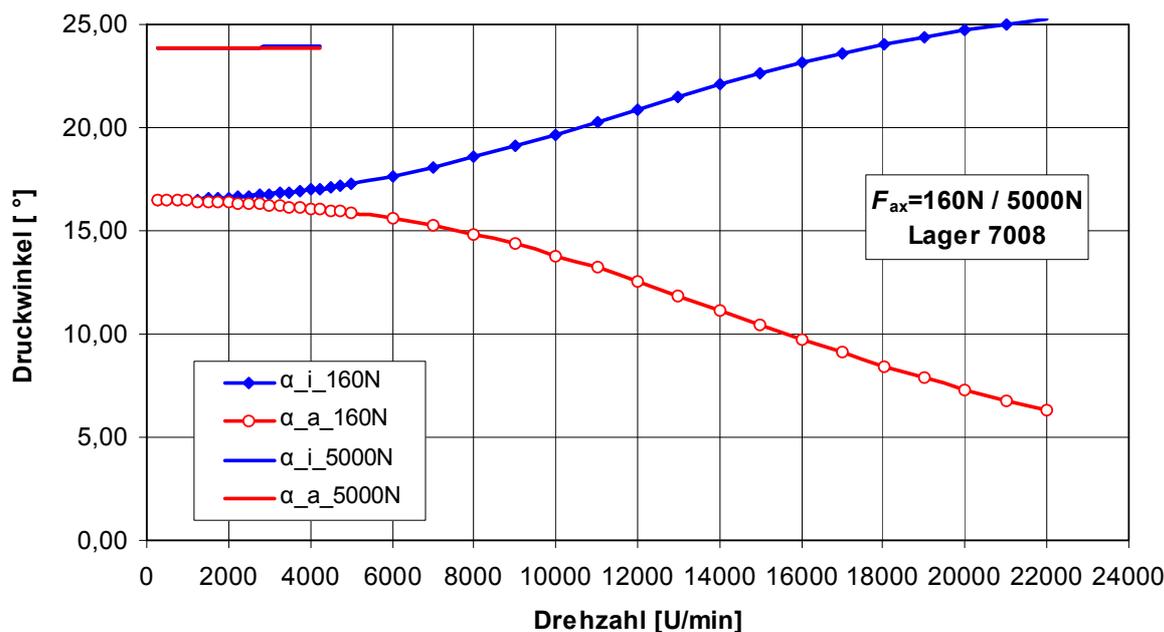


Bild 24: Druckwinkel in Abhängigkeit von der Drehzahl, bei $F_{ax} = 160 \text{ N} - 5000 \text{ N}$

Gleichzeitig werden auch die Kräfte Q_i und Q_a bestimmt, die das Berechnen der Kontaktellipse ermöglichen.

5.2 Verbesserte Theorie zum Kräfte-Gleichgewicht an den Wälzkörpern nach Tüllmann

In Bild 25 sind Lasten, Fliehkräfte und Kreiselmomente dargestellt; in deren Abhängigkeit bilden sich an den Kugeln eines Lagers unterschiedliche Druckwinkel im Kontakt mit den Lagerringen aus. So wird die Position des Innenringes zum Außenring festgelegt und das Lauf- und Reibverhalten bestimmt.

ein vereinfachender Ausdruck angenommen werden, der die Ortsabhängigkeit der Geschwindigkeit und der Schmierfilmhöhe in der Kontaktellipse vernachlässigt:

$$\tau = -\eta(p, T) \frac{u}{h} \quad (35)$$

mit u als der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit und h als der minimalen Schmierfilmhöhe im Wälzkontakt.

Wenn angenommen wird, dass die Viskositäten und die Geschwindigkeiten in beiden Wälzkontakten näherungsweise gleich sind, lässt sich das Verhältnis der Reibkräfte wie folgend bestimmen:

$$\frac{F_{\text{reib, i}}}{F_{\text{reib, a}}} = \frac{\int_{\text{Kontaktfläche}} -\eta_i \frac{u_i}{h_i} dA_i}{\int_{\text{Kontaktfläche}} -\eta_a \frac{u_a}{h_a} dA_a} = \frac{h_a \cdot A_i}{h_i \cdot A_a} \quad (36)$$

mit

A_i : Hertz'sche Kontaktfläche am Innenring

A_a : Hertz'sche Kontaktfläche am Außenring

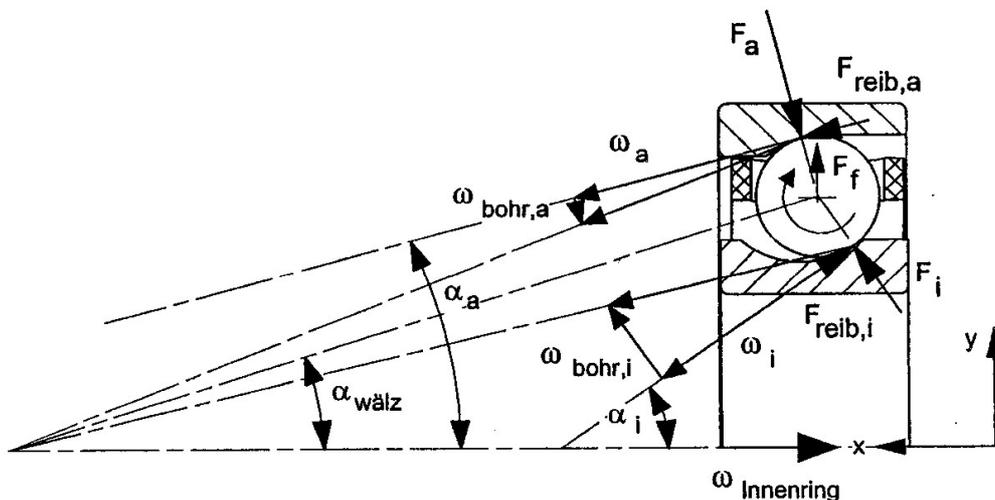


Bild 26: Kräfte und Winkelgeschwindigkeiten an der Kugel nach Bonse [52]

Damit ist sowohl die Größe der Summe der Reibkräfte bekannt als auch ihr Verhältnis; die Reibkräfte in den Wälzkontakten können wiederum in Abhängigkeit des Kreiselmomentes bestimmt werden.

Wie in Bild 26 dargestellt, müssen zum Auflösen des Lagergleichgewichtes nicht nur die Reibkräfte bestimmt werden, sondern auch der Wälzwinkel, um das Kreiselmoment und damit die Reibkräfte und die Druckwinkel berechnen zu können.

Eine Überlegung von *Tüllmann* besagt, dass die Winkelgeschwindigkeiten an einer Kugel sich so einstellen, dass die Verlustleistungen aufgrund des Bohrschlupfes ein Minimum erreichen:

$$\frac{\partial P_{\text{Verlust, Bohr}}}{\partial \alpha_{\text{Wälz}}} = 0 = M_{\text{Reib, i}} \cdot \frac{\partial \omega_{\text{Bohr, i}}}{\partial \alpha_{\text{Wälz}}} + M_{\text{Reib, a}} \cdot \frac{\partial \omega_{\text{Bohr, a}}}{\partial \alpha_{\text{Wälz}}} \quad (37)$$

mit

$\alpha_{\text{Wälz}}$ Winkel der Gesamt-Winkelgeschwindigkeit der Kugel

$\omega_{\text{Bohr, i}}$ Bohrwinkelgeschwindigkeit am Innenring

$\omega_{\text{Bohr, a}}$ Bohrwinkelgeschwindigkeit am Außenring

$M_{\text{Reib, Bohr, i}}$ Bohrrreibmoment am Innenring

$M_{\text{Reib, Bohr, a}}$ Bohrrreibmoment am Außenring

Hiermit können die Normal- und Reibkräfte, die Druck- und Wälzwinkel und Winkelgeschwindigkeiten für eine vorgegebene Position des Innenringes bestimmt werden. Darauf baut die Gleichgewichtsiteration für das gesamte Lager auf.

Gegenüberstellung der Druckwinkel

Im folgenden Bild 27 sind die Betriebsdruckwinkel am Innen- und Außenring dargestellt. Mit der Anmerkung: „nach *Tüllmann*“ sind die Ergebnisse des erweiterten Berechnungsmodells (mit Berücksichtigung der Reibkräfte und der Bohrmomente in den Wälzkontakten) gekennzeichnet. α_{alt} sind die Druckwinkel aus Bild 24, wo nur die Reibkräfte aus dem Kreiselmoment einbezogen wurden.

Die Abweichung gegenüber den Werten ohne Berücksichtigung des Tangentialkrafteinflusses ist deutlich, aber nicht wesentlich.

5.3.1 Schmierfilmaufbau im EHD-Kontakt

Zwischen der zentralen EHD-Schmierfilmhöhe h_0 im Kontaktzentrum und der minimalen Schmierfilmhöhe h_{\min} besteht ein proportionaler Zusammenhang, der für einen weiten Betriebsbereich wie folgt beschrieben werden kann [49]:

$$h_{\min} = (0,72 \dots 0,75 \dots 0,81) \cdot h_0 \quad (38)$$

In vielen Untersuchungen werden zur vereinfachten Umrechnung konstante Faktoren $h_{\min}/h_0 = 3/4$ verwendet [50].

Für die Analyse von EHD-Wälzkontakten muss ein System von vier gekoppelten Gleichungen gelöst werden, das neben den hydrodynamischen Zusammenhängen auch die elastischen Verformungen der Kontaktpartner, den Zustand und das Verhalten des Schmierstoffes sowie die energetischen Einflüsse beschreibt [5], [7], [8], [9], [10]:

1. die Gleichung für die Hydrodynamik (*Reynoldsgleichung*),
2. die Elastizitätsgleichung für die elastischen Verformungen der Kontaktkörper,
3. die Gleichung für den Schmierstoffzustand (Abhängigkeit der Viskosität und Dichte von Druck, Temperatur usw.) und
4. die Energiegleichung für die Wärmeerzeugung und -abfuhr im Schmierpalt.

5.3.2 Isotherme Theorie

Hamrock/Dowson veröffentlichten 1977 eine numerische Lösung für die Bestimmung der Schmierfilmhöhe eines elliptischen EHD-Punktkontaktes unter Vollschmierung, welche zur Berechnung der isothermen Filmhöhe bei den im Prüfstand verwendeten Spindellagern angewendet wird. Diese als isotherme Theorie bezeichnete Lösung geht vereinfachend davon aus, dass die Temperatur und damit auch die Viskosität des Schmierstoffes im gesamten Schmierpalt konstant ist und der Oberflächentemperatur der Kontaktpartner gleichgesetzt werden kann. Weiterhin wurden von den Autoren zahlreiche Vereinfachungen getroffen, die als Voraussetzungen für die Anwendbarkeit anzusehen sind [5], [21], [22]:

- alle Zustandsgrößen sind von der Zeit unabhängig (stationärer Fall);
- die Strömung im Schmierpalt ist laminar;
- der Schmierstoff zeigt *Newtonsches* Fließverhalten und ist inkompressibel, homogen sowie in ausreichender Menge vorhanden;
- beide Kontaktflächen weisen ideal glatte Oberflächen auf;
- gilt für den Schmierstoff die Haftbedingung;
- der Druck ändert sich nicht über der Schmierfilmhöhe.

[49], [50], [51]. In der Untersuchung wird daher ein Wert von $k_{th} = 0,135 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ angenommen.

In Bild 28 sind die nach EHD berechneten minimalen thermischen Schmierfilmhöhen am Außen- und Innenring dargestellt. Dabei wurde die gemessene Temperatur (während des Versuchs bei der jeweiligen Drehzahl) eingesetzt. Der Druck-Koeffizient α_p wurde hierbei um den Faktor 0,57 korrigiert (siehe Abschnitt 6.3.2.4). Die berechneten Schmierfilmhöhen für die weiteren Fette sind im Anhang in Bild 164, Bild 166, Bild 168, Bild 170 und Bild 172 graphisch dargestellt.

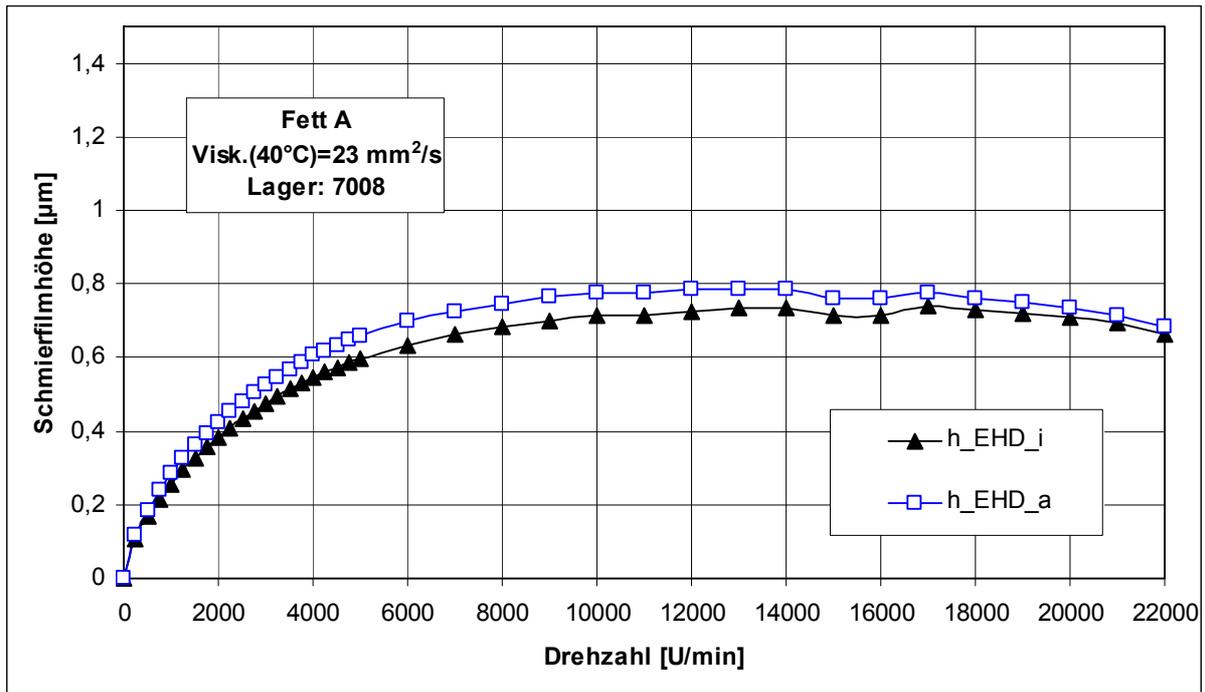


Bild 28: Die nach EHD zentrale berechnete Schmierfilmhöhe für das Fett A

5.4 Theorie zur Ermittlung der Reibmomente

Im Rahmen der theoretischen Untersuchungen wurde der Ansatz von *Steinert* [44] für die Berechnung des Reibmomentes zunächst auf fettgeschmierte Schrägkugellager übertragen. Hierbei wurde das Verfahren im ersten Schritt so abgewandelt, dass die gemessenen Schmierfilmdicken in die Berechnung einfließen können. Im vollständigen Ansatz von *Steinert* wird von einer Vollschmierung ausgegangen, während in der Praxis bei schnelldrehenden fettgeschmierten Schrägkugellagern Mangelschmierung auftritt. Dabei sind die Oberflächen zwar noch von vollständigen Schmierfilmen getrennt, deren Dicke ist aber wesentlich kleiner als für Vollschmierung berechnet.

In Bild 29 sind die physikalischen Effekte dargestellt, die von *Steinert / Tüllmann* voneinander getrennt betrachtet werden.

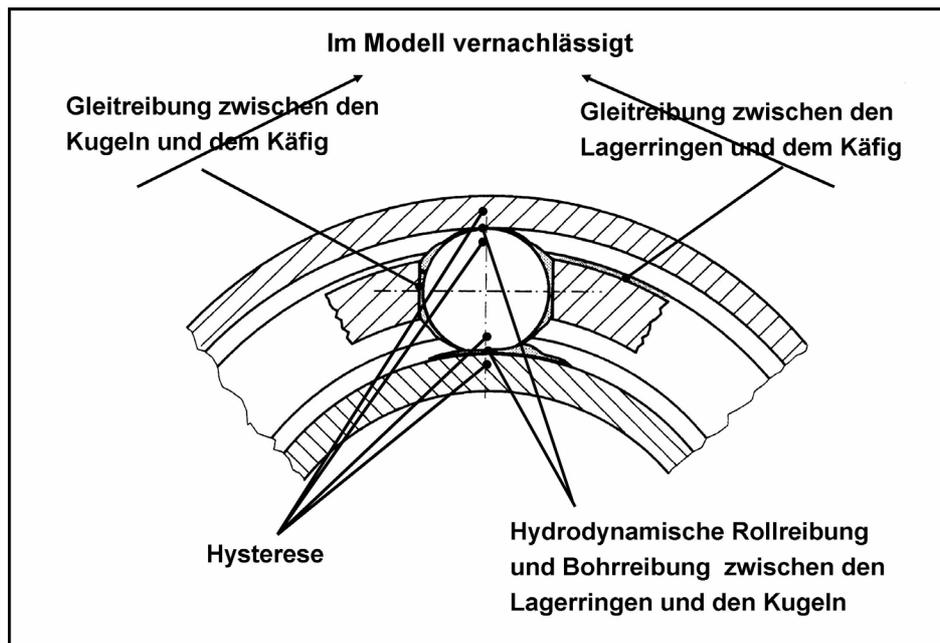


Bild 29: Reibungsbehaftete Kontaktstellen in einem Wälzlager

Von diesen Komponenten wird zunächst nur die Flüssigkeitsreibung im Schmierfilm zwischen Kugeln und Laufbahnen betrachtet, die aus bohrenden und rollenden Relativbewegungen sowie den druckinduzierten Strömungen im Wälzkontakt resultiert. Dies ist dadurch gerechtfertigt, dass bei den Reibmomentenmessungen, die zum Vergleich herangezogen werden, in den Wälzkontakten kein Festkörperkontakt vorlag (Ansprechen der kapazitiv/ohmschen Schmierfilmdurchbruch-Detektion nur bei sehr niedrigen Drehzahlen).

Da die vorliegenden experimentellen Daten sich auf rein axiale Belastung beziehen, kann eine einzelne Kugel repräsentativ für die übrigen betrachtet werden. Als bekannt werden die Drehzahl, die äußere Axiallast und die Ausgangsgeometrie (Geometrie des Lagers im unbelasteten stehenden Zustand) vorausgesetzt. Die inneren Kräfte und Druckwinkel werden nach *Barz* [39] / *Tüllmann* [45] ermittelt und daraus die *Hertz*schen Kontaktflächenabmessungen bestimmt.

Das Reibmoment wird aus der Integration der Schubspannungen in der Berührfläche Kugel/Laufbahn berechnet; diese Schubspannungen ergeben sich aus dem Geschwindigkeitsgradienten, d. h. aus dem Quotienten von örtlicher Gleitgeschwindigkeit und Schmierfilmdicke sowie aus der wirksamen Viskosität. Die Viskosität wird druck- und temperaturabhängig berechnet (*Barus*-Gleichung und Temperaturen aus den gemessenen Lagertemperaturen).

5.4.1 Berechnung der Reibmomente zwischen Lagerringen und Kugeln

Zum Berechnen des Reibmomentes an den hier untersuchten Schrägkugellagern werden die drei Reibanteile überlagert:

- Reibung durch irreversible Verformungsarbeit in den Wälzkontakten
- Hydrodynamische Rollreibung zwischen den Lagerringen und den Kugeln
- Bohrreibung zwischen den Lagerringen und den Kugeln

Da sich zu jedem Zeitpunkt des Versuches ein Schmierfilm zwischen Lagerringen und Kugeln befindet, werden bei diesen Berechnungen nur die Fluid-Anteile der Roll- und der Bohrreibung betrachtet. Aufgrund der Mangelschmierung wird die Reibung am Käfig vernachlässigt.

Weil die Schmierfilmhöhe bei der Berechnung des Bohrreibmomentes von großer Bedeutung ist, wurden beim Berechnen dieses Anteiles zum Vergleich sowohl gemessene als auch berechnete (EHD) Schmierfilmhöhen eingesetzt.

5.4.2 Reibmomentenanteil aus der irreversiblen Verformungsarbeit

Im folgenden Bild 30 ist die irreversible Verformungsarbeit an den Kugeln dargestellt.

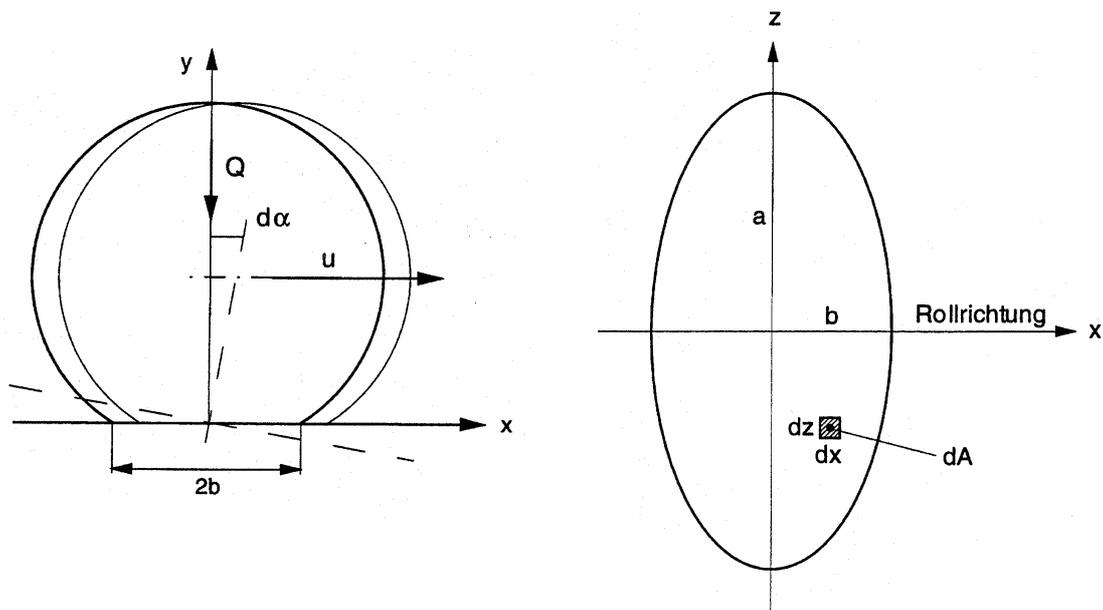


Bild 30: Abrollbewegung einer Kugel und deren Druckellipse stark vergrößert [44]

Beim Abrollen der Kugel unter Last muss auf der Einlaufseite die elastische Verformungsarbeit W geleistet werden:

$$W = \int_{A_{\text{Einlauf}}} F(x, z) \cdot dy \quad (69)$$

Durch Werkstoffdämpfung wird eine Hysterese verursacht, und dadurch wird die Energie W bei Entlastung auf der Auslaufseite nicht wieder vollständig in kinetische Energie zurückgewonnen. Ein kleiner Teil dieser Energie wird dissipiert und erwärmt das Lager.

Zwischen Ein- und Auslaufseite entsteht eine Druckdifferenz:

$$\Delta p(x, z) = p_{\text{Einlauf}} - p_{\text{Auslauf}} = p(x, z) \cdot \kappa \quad (70)$$

Womit κ die Dämpfungskonstante des Lagerwerkstoffs bezeichnet.

So entsteht das Moment $M_{\text{Verform,Kugel}}$, dass gegen die Rollrichtung wirkt.

$$p(x, z) = \int_{A_{\text{Einlauf}}} \Delta p(x, z) \cdot x \cdot dA \quad (71)$$

Nimmt man an, dass die EHD- wenig von der *Hertz*schen Druckverteilung abweicht, kann man damit den Druck in der Kontaktellipse definieren:

$$p(x, z) = p_{\text{max}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{x}{b}\right)^2 - \left(\frac{y}{a}\right)^2} \quad (72)$$

mit:

$$p_{\text{max}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q}{\pi \cdot a \cdot b} \quad (73)$$

Q : Wälzkörperbelastung

Nach Einsetzen und zweimaliger Integration über der Kontaktfläche:

$$M_{\text{Verform,Kugel}} = \frac{3}{16} \cdot \kappa \cdot b \cdot Q \quad (74)$$

Aufgrund eines Vergleiches mit [68] wird der Wert der Dämpfungskonstante κ von Stahl korrigiert. Bei *Steinert* betrug er 0,7 %, in dieser Arbeit beträgt er 8,4 %.

Um die auf die einzelnen Kugeln wirkenden Momente auf die Drehachse des Lagers reduzieren zu können und um alle Kugel zu betrachten, wird in unserem Fall das Reibmoment durch Verformungsarbeit an den Kugeln so definiert:

$$M_{\text{Verform}} = Z \cdot \frac{\omega_{\text{w}}}{\omega_{\text{i}}} \cdot \left[M_{\text{Verform,Kugel,i}} + M_{\text{Verform,Kugel,a}} \right] \quad (75)$$

ω_{w} : Wälzkörperdrehzahl

ω_{i} : Innenringdrehzahl

Z : Anzahl der Kugeln

5.4.3 Hydrodynamische Rollreibung zwischen den Lagerringen und den Kugeln

Analog zum *Coulombschen* Reibungsgesetz definierte *Gohar* [18] mit Hilfe der dimensionslosen EHD-Parameter U , W und G einen EHD-Reibkoeffizienten:

$$F_{\text{EHD}} = \mu_{\text{EHD}} \cdot Q \quad (76)$$

mit

$$\mu_{\text{EHD}} = \frac{8,6}{G} \cdot \varphi_{\text{T}} \cdot \left(\frac{U \cdot G}{W} \right)^{0,8} \quad (77)$$

U : Geschwindigkeitskennzahl

W : Lastkennzahl

G : Werkstoffkennzahl

φ_{T} : thermischer Reduktionsfaktor

Das an einer Kugel angreifende, auf die Drehachse der Kugel bezogene hydrodynamische Rollreibungsmoment ergibt sich durch die Multiplikation der Rollreibkräfte im Innen- und Außenringkontakt mit dem Kugelradius:

$$M = \frac{d_{\text{w}}}{2} \cdot (F_{\text{EHD},\text{a}} + F_{\text{EHD},\text{i}}) \quad (78)$$

Somit wird das gesamte hydrodynamische Rollreibungsmoment mit dem definierten Übersetzungsverhältnis zwischen der Wälzkörperdrehachse und der Drehachse des Lagers:

$$i_{\text{w}} = \left| \frac{\omega_{\text{w}}}{\omega_{\text{a}} - \omega_{\text{i}}} \right| \quad (79)$$

wobei $\omega_{\text{a}} = 0$

Damit ist:

$$M_{\text{Roll}} = Z \cdot \frac{\omega_{\text{w}}}{\omega_{\text{i}}} \cdot \frac{d_{\text{w}}}{2} \cdot (F_{\text{EHD},\text{a}} + F_{\text{EHD},\text{i}}) \quad (80)$$

5.4.4 Bohrreibung zwischen den Lagerringen und den Kugeln

Analog zur Berechnung der Rollreibung wird wieder die Kontaktellipse betrachtet, wie im Folgenden abgebildet.

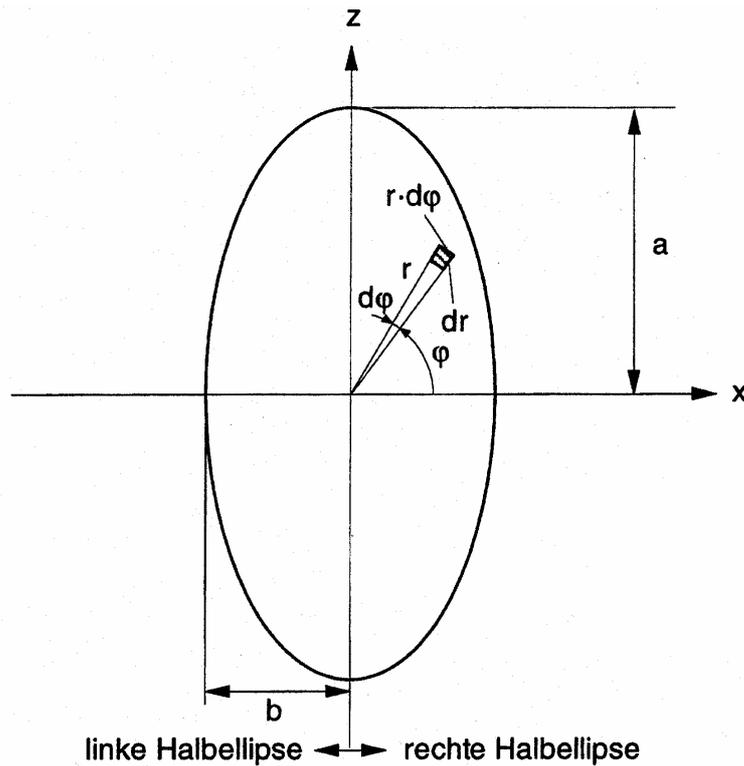


Bild 31: Druckellipse beim Bohrvorgang in einem Kugellager [44]

Das Bohrreibmoment wird mit einem hydrodynamischen Scherspannungsansatz mit elasto-hydrodynamischen Zustandsgrößen beschrieben:

$$M_{\text{EHD, Bohr}} = \int_A r \cdot \tau \cdot dA \quad (81)$$

mit

$$r = \sqrt{x^2 + z^2} \quad (82)$$

τ : Schubspannung in der Reibfläche

Die im Schmierpalt vorliegenden Temperatur- und Druckgradienten erlauben nicht die Annahme einer konstanten Schmierstoffviskosität. Die thermische dynamische Viskosität wurde in Abhängigkeit von den gemessenen Temperaturen nach DIN 51563 ermittelt, wie im vorigen Abschnitt beschrieben.

Die Druckabhängigkeit der Viskosität wurde mit der Formel von *Barus* ermittelt, wobei das Druck- und temperaturabhängige $\alpha_{p,T}$ nach *Harris* [50] bestimmt wurde.

$$\nu_{\text{Druck}} = \nu \cdot e^{\alpha_p \cdot p} \quad (83)$$

mit $\alpha_p = 0,1122 \cdot \left(\frac{\nu}{10^6} \right)^{0,163}$

Aus der Beziehung:

$$\tau = \eta \cdot \frac{\partial u}{\partial y} \approx \eta(T, p) \cdot \left(\frac{\omega_B \cdot r}{h} \right) \quad (84)$$

η : dynamische Viskosität $\eta(T, p)$ in Pa s

p : mittlerer Druck in Pa

kann das Bohrreibungmoment definiert werden, als:

$$M_{\text{EHD, Bohr}} = \int_A \eta(T, p) \cdot \frac{\omega_B}{h} \cdot r^2 \cdot dA \quad (85)$$

$$M_{\text{EHD, Bohr}} = 4 \cdot \frac{\omega_B}{h} \cdot \int_0^b \int_0^{a \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{x}{b}\right)^2}} \eta(T, p) \cdot (x^2 + z^2) \cdot dz \cdot dx \quad (86)$$

Bei hohen Drehzahlen werden die Kugeln am Außenring geführt, so dass sich die Bohrbewegung auf den Innenringkontakt konzentriert. Das gesamte Bohrreibungmoment ergibt sich zu:

$$M_{\text{Bohr}} = Z \cdot \left(\frac{\omega_{\text{Bohr, i}}}{\omega_i} \cdot M_{\text{EHD, Bohr, i}} \right) \quad (87)$$

Das Bohrreibungmoment wird alternativ mit der gemessenen oder mit der berechneten Schmierfilmhöhe h_{ber} und h_{mess} ermittelt. T und p sind mittleren Drücke und Temperaturen in der Kontaktfläche bzw. im Lager (Näherungsformel: $T = T_{\text{Außenring}} + (T_{\text{Außenring}} - 20^\circ\text{C}) \cdot 1/5$).

5.4.5 Gesamt berechnetes Reibmoment M_{ges}

Im folgenden Bild sind die einzelnen Reibmomentenanteile und ihre Summe dargestellt.

Dabei ist:

$M_{\text{ges, h, gem}}$:	gesamtes aus gemessenen Schmierfilmhöhen ermitteltes Reibmoment
$M_{\text{ges, h, ber}}$:	gesamtes aus berechneten Schmierfilmhöhen ermitteltes Reibmoment
$M_{\text{irrev, Verf}}$:	Reibmomentenanteil durch irreversible Verformungsarbeit an den Kugeln
$M_{\text{Bohr, h, ber}}$:	Bohrreibungmoment, mit berechneten Schmierfilmhöhen ermittelt
$M_{\text{Bohr, h, mess}}$:	Bohrreibungmoment, mit gemessenen Schmierfilmhöhen ermittelt
M_{Roll} :	hydrodynamisches Rollreibungmoment

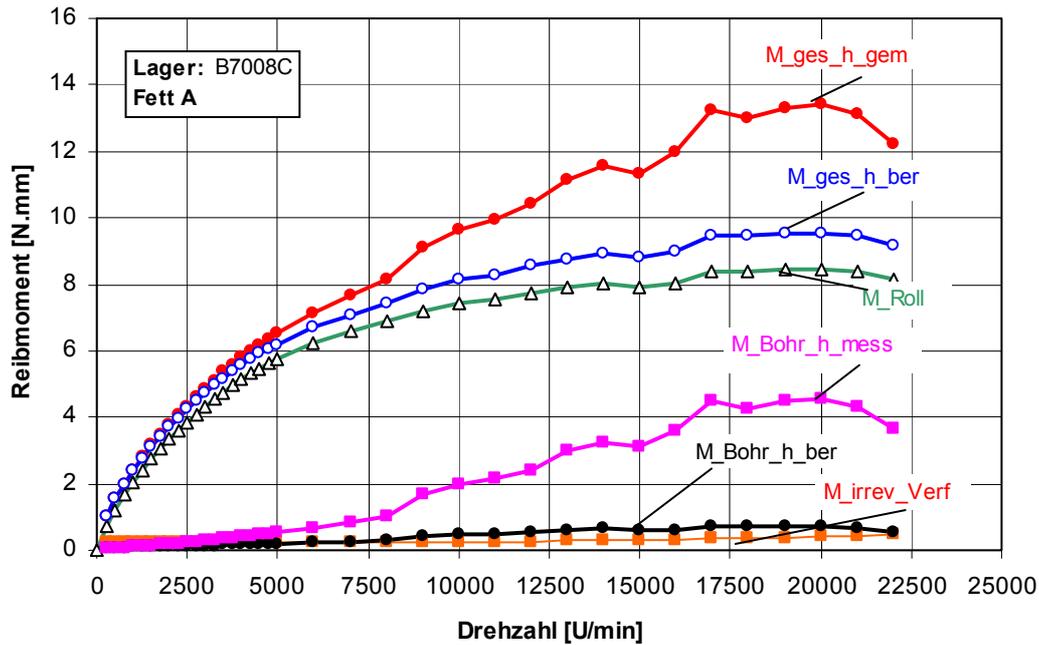


Bild 32: Zusammensetzung des berechneten Reibmomentes am Beispiel von Schrägkugellagern 7008 mit dem Fett A, Berechnung nach Steinert, $F_{ax} = 160 \text{ N}$

5.4.6 Berücksichtigung eines möglichen Nicht-Newtonschen Verhaltens der Schmierstoffe

Zur Berücksichtigung eines nicht-Newtonschen Verhaltens wurde von Eyring [55] ein Modell formuliert, bei dem die Schubspannung τ mit zunehmendem Schergefälle $\frac{du}{dz} = \dot{\gamma}$ monoton, aber degressiv ansteigt.

Der Zusammenhang zwischen Schubspannung und Schergefälle ist nach Eyring gegeben durch:

$$\tau = \tau_E \cdot \operatorname{arsinh}\left(\frac{\eta \cdot \dot{\gamma}}{\tau_E}\right) \quad (88)$$

τ_E ist die Schubspannung (Eyring-Spannung), bei der die Flüssigkeit beginnt, ein nicht-Newtonsches Verhalten zu zeigen [57]. Sie steigt mit zunehmendem Druck (bei konstanter Temperatur) und steigender Temperatur (bei konstantem Druck) nahezu linear an [58]. Wie in [57] beschrieben, ist die Bestimmung von τ_E schwierig.

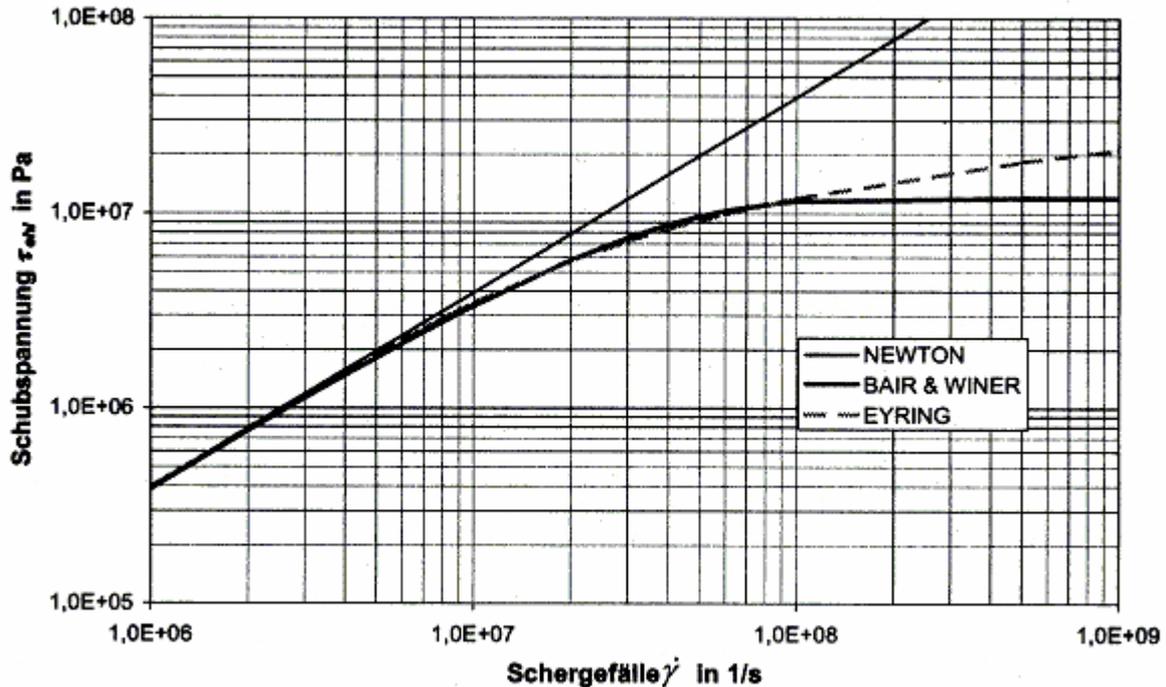


Bild 33: Vergleich der Ansätze von *Newton*, *Eyring* ($\tau_E=4$ MPa) sowie *Bair & Winer* ($\tau_L=3 \tau_E$) für das Öl EP460 ($\eta_{40^\circ\text{C}} = 0,393$ Pa s) [56]

Rost [59] leitete die „*Eyringsche Viskositätsformel*“ aus molekulartheoretischen Überlegungen ab:

$$\tau_E = \frac{2 \cdot k \cdot T}{\lambda_1^2 \cdot \lambda_3} \quad (89)$$

mit der *Boltzmann*-Konstante $k = 1,38066 \cdot 10^{-23}$ J/K, der absoluten Temperatur T sowie den Gitterkonstanten λ_i der quasikristallinen Flüssigkeit. Unter der Annahme, dass diese Gitterkonstanten gleich groß sind, kann für den Nenner $\lambda_1^2 \cdot \lambda_3$ vereinfachend geschrieben werden:

$$\lambda_1^2 \cdot \lambda_3 = \bar{\lambda}^3 \quad (90)$$

Das so definierte Volumen $\bar{\lambda}^3$ entspricht dem mittleren Raumbedarf eines Schmierstoffmoleküls unter den gegebenen thermodynamischen Bedingungen. Unter Verwendung des molaren Volumens und der *Avogadro*-Konstante $N_A = 6,0220453 \cdot 10^{23}$ 1/mol berechnet sich der mittlere Raumbedarf des Schmierstoffmoleküls aus:

$$\bar{\lambda}^3 = \frac{V_m}{N_A} \quad (91)$$

Da für die eingesetzten Grundöle keine ausreichenden Angaben über Dichte und Molvolumen vorliegen, wurde die *Eyringsche* Schubspannung τ_E in Anlehnung an [56] vereinfacht als eine vom Kontakt-Druck abhängige Funktion angenommen:

$$\tau_E = 2 \cdot p_{Hertz} \quad (92)$$

Das Bohrrreibmoment wird wieder mit einem hydrodynamischen Scherspannungsansatz mit elasto hydrodynamischen Zustandsgrößen beschrieben:

$$M_{EHD, Bohr} = \int_A r \cdot \tau \cdot dA \quad (93)$$

mit

$$r = \sqrt{x^2 + z^2} \quad (94)$$

τ : Schubspannung

Bis jetzt galt das *Newtonsche* Verhalten der Schmierfette mit der linearen Beziehung:

$$\tau = \eta \cdot \frac{\partial u}{\partial y} \approx \eta(T, p) \cdot \left(\frac{\omega_B \cdot r}{h} \right) \quad (95)$$

η : dynamische Viskosität $\eta(T, p)$ in Pa s

Mit dem Scherspannungsansatz von *Eyring* :

$$\tau = \tau_E \cdot \arcsinh \left(\frac{\eta \cdot \dot{\gamma}}{\tau_E} \right) \quad (96)$$

kann das Bohrrreibmoment $M_{EHD, Bohr}$ so definiert werden:

$$\left. \begin{aligned} M_{EHD, Bohr} &= \int_A r \cdot \tau_E \cdot \arcsinh \left(\frac{\eta \cdot \dot{\gamma}}{\tau_E} \right) \Rightarrow \\ M_{EHD, Bohr} &= \int_A r \cdot \tau_E \cdot \arcsinh \left(\frac{\eta \cdot \omega_{Bohr} \cdot r}{\tau_E \cdot h} \right) \Rightarrow \\ M_{EHD, Bohr} &= \int_A \sqrt{x^2 + z^2} \cdot \tau_E \cdot \arcsinh \left(\frac{\eta \cdot \omega_{Bohr} \cdot \sqrt{x^2 + z^2}}{\tau_E \cdot h} \right) \Rightarrow \\ M_{EHD, Bohr} &= \int_0^b \int_0^{a \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{x}{b}\right)^2}} \tau_E \cdot \sqrt{x^2 + z^2} \cdot \arcsinh \left(\frac{\eta \cdot \omega_{Bohr} \cdot \sqrt{x^2 + z^2}}{\tau_E \cdot h} \right) \cdot dx \cdot dz \end{aligned} \right\} \quad (97)$$

Das Lösen dieses doppelten Integrals erfolgt nach dem Umwandeln der Funktion:

$$f = \sqrt{x^2 + z^2} \cdot \tau_E \cdot \arcsinh \left(\frac{\eta \cdot \omega_{Bohr} \cdot \sqrt{x^2 + z^2}}{\tau_E \cdot h} \right) \quad (98)$$

in ein Polynom fünften Grades mit Hilfe der Berechnungssoftware „*Mathematica*“.

Für die Schmierfilmhöhen werden zunächst die gemessenen Werte eingesetzt. Anhand von Messergebnissen wurde im weiteren Verlauf der Untersuchungen überprüft, ob die Anwendung des *Eyringschen* Ansatzes notwendig war, siehe Abschnitt 6.3. Dabei erwies sich der *Newtonsche* Ansatz als hinreichend genau.

Bei der hydrodynamischen Rollreibung wurde der Ansatz von *Eyring* nicht angewandt, sondern es wurde von einem *Newtonschen* Verhalten des Fluides ausgegangen. Dies lässt sich damit begründen, dass die hydrodynamische Rollreibung vorwiegend außerhalb der Bereiche mit hohen Fluid-Drücken entsteht.

6 Ermittlung physikalischer Schmierfettkennwerte

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Vielzahl von physikalischen Schmierfett-Laborkennwerten ermittelt. Im Einzelnen wurden

- die Dielektrizität aller eingesetzten Versuchsfette sowie deren additivierte und nicht-additivierte Grundöle,
- die statische Ölabscheidung in Abhängigkeit der Temperatur,
- das Fließverhalten aller eingesetzten Versuchsfette sowie des additivierten Grundöles vom Fett A (Platte-/ Kegelsystem, Quarz-System)

für die eingesetzten Versuchsfette experimentell bestimmt. In den folgenden Kapiteln werden die wesentlichen Ergebnisse dieser Laboruntersuchungen vorgestellt. Eine Übersicht aller ermittelten Schmierfettkennwerte liefern Bild 131 bis Bild 160 im Anhang.

6.1 Dielektrizitätsmessung

Um Aussagen über die Schmierfilmdicke im Wälzkontakt treffen zu können, wird die Dielektrizitätskonstante der Fette bzw. Öle benötigt. Sie ist von folgenden Faktoren abhängig:

- Temperatur
- Beanspruchungszustand
- Druck

Für die Berechnung der Schmierfilmdicke bei den Versuchen mit Fett wurden die Dielektrizitätskennwerte für das vorgescherte Fett, für die Versuche mit Öl-Luft-Schmierung die Dielektrizitätskennwerte für das Grundöl verwendet.

Zum Ermitteln der Dielektrizität eines Schmierfettes wird ein am IMKT vorhandenes Kapazitätsmessgerät (Bild 35) verwendet. Dieses Gerät besteht aus zwei Platten mit einer definierten Nut und einem Wegaufnehmer mit kapazitivem Messprinzip. Die zwei Platten werden verschraubt. Die Wegaufnehmer werden in den Grund dieser Nuten eingebaut und ermitteln so zweimal den Abstand der Platten zueinander. Durch die Einbringung unterschiedlicher Dielektrika wird der vom Wegaufnehmer angezeigte Abstand verändert. So kann einerseits durch die Messung der tatsächlichen Nuttiefe (Dielektrikum: Luft) und andererseits durch Einbringung von Fetten in die Nut (Dielektrikum: Fett) die Dielektrizitätskonstante bestimmt werden.

Zum Kalibrieren des Gerätes erfolgt die Bestimmung der Dielektrizitätszahlen mit Hilfe einer *Shering*-Brücke sowie eines *Wagnerschen* Hilfszweiges in einem entsprechenden Versuchszustand. Der Plattenabstand im Prüfgefäß entspricht der Norm DIN VDE 0370, die Beanspruchungsspannung wurde zu 2 kV gewählt, woraus sich eine mittlere Feldstärke von 1 kV/mm ergab.

Um die Genauigkeit der Messergebnisse zu überprüfen und um mögliche systematische Fehler auszuschließen, musste die Messeinrichtung kalibriert werden, wozu ein Stoff bekannter Dielektrizität benötigt wird, in diesem Fall das Öl Shell DIALA D.

Schrader untersuchte die Dielektrizitätskonstanten einiger Schmierfette in Abhängigkeit von der Verdickerstruktur und von der Beanspruchungsdauer an unbeanspruchten und vorgescherten Fetten [49]. Er stellte u. a. fest, dass mit zunehmender Zerstörung der Seifenfasern die Dielektrizitätskonstante abnimmt und sich allmählich in der Nähe des Wertes für das Grundöl stabilisiert. Dieses Verhalten führte er auf die Ausbildung eines Gleichgewichtszustandes bezüglich der Zerstörung der Verdickerstruktur zurück, was auch von anderen Autoren bestätigt wurde ([29], [49], [60], und [61]).

Für die Umrechnung der gemessenen elektrischen Kapazität in eine Schmierfilmhöhe wurden für alle Versuchsfette die exakten Werte der Dielektrizität $\epsilon_{r,0}$ bei Atmosphärendruck und Bezugstemperatur benötigt. Da diese Werte nicht vorlagen, wurden sie, unter Berücksichtigung der Erkenntnisse von *Schrader* [49] experimentell ermittelt.

Bei den Untersuchungen auf den Spindellagerprüfständen sind die Versuchsfette aufgrund der hohen Versuchsdrehzahlen einem großen Schergefälle und einer hohen Belastung ausgesetzt, so dass von einer starken Scherung und Zerstörung der Verdickerstruktur ausgegangen werden muss. Um diese Strukturveränderung bei der Bestimmung der Dielektrizität-Kennwerte und damit bei der Auswertung der Versuchsergebnisse berücksichtigen zu können, wurden die Fette mit Hilfe einer speziellen Versuchsvorrichtung vorgeschert, um einen stabilen Gleichgewichtszustand der Seifenstruktur zu erzeugen (Bild 34).

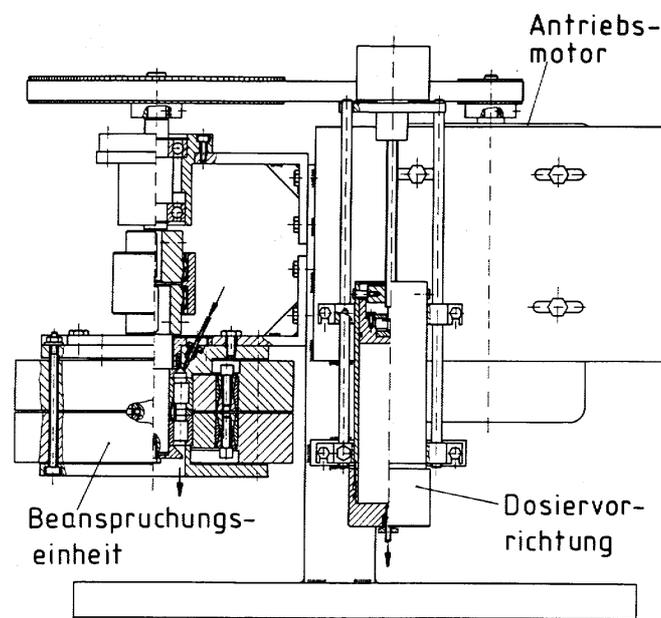


Bild 34: Versuchsvorrichtung zur Vorscherung der Versuchsfette [49]

In der Versuchsvorrichtung wurden die Versuchsfette mittels einer automatischen Dosiervorrichtung mit einer niedrigen Fördergeschwindigkeit axial durch zwei radial vorgespannte

vollrollige Zylinderrollenlager gepresst, die mit einer Norm-Drehzahl [49] von 667 U/min umlaufen. Durch den käfiglosen Rollensatz wurde jedes eintretende Volumenelement des Fettes erfasst und zwischen die Wälzkontakte befördert, welche mit einer *Hertz*schen Pressung von ca. 900 N/mm^2 aufeinander abrollen. Um eine thermische Überbeanspruchung der Fette auszuschließen, wurde die Betriebstemperatur radial an den Außenringen der Lager über Thermoelemente erfasst. Bei allen Versuchsfetten lag die Temperatur in einem Bereich von $50 \dots 70 \text{ }^\circ\text{C}$, so dass eine thermische Zerstörung ausgeschlossen werden konnte.

Nach erfolgter Vorschichtung wurde eine kleine Fettprobe entnommen und der Dielektrizitäts-Kennwert in einem Plattenkondensator mit bekannter Kapazität und einem Plattenabstand von $0,2 \text{ mm}$ mit Hilfe des beschriebenen Kapazitätsmessgerätes sowie eines kapazitiven Wegaufnehmers bei unterschiedlichen Prüftemperaturen ($20 \text{ }^\circ\text{C}$, $40 \text{ }^\circ\text{C}$ und $60 \text{ }^\circ\text{C}$) bestimmt, um u. a. Aussagen über die Temperaturabhängigkeit der Dielektrizitätswerte zu gewinnen.

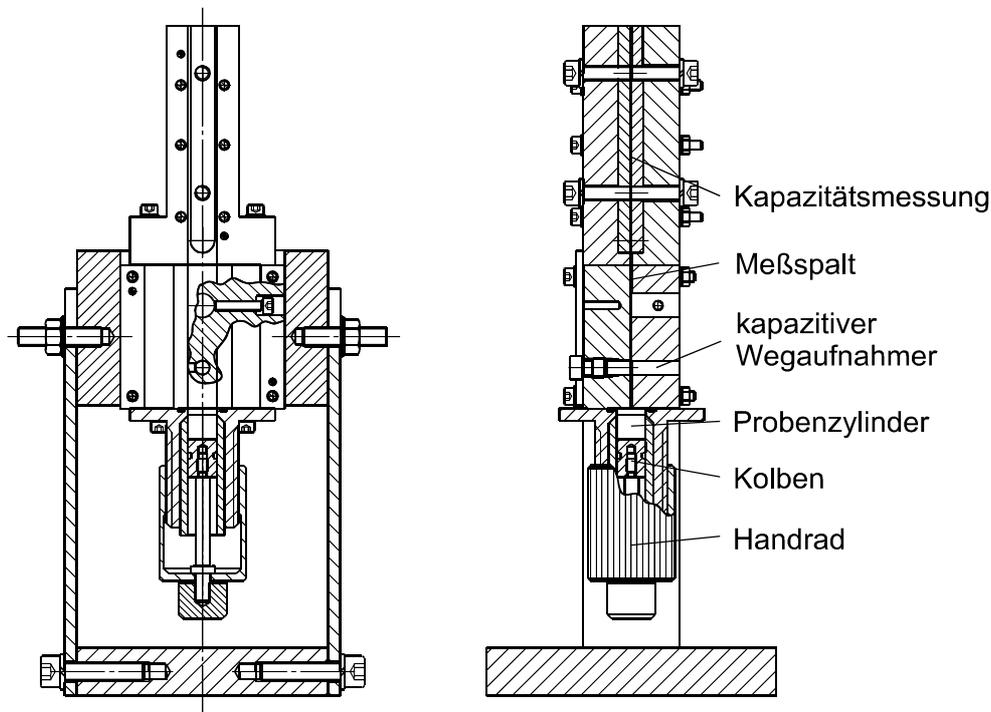


Bild 35: Plattenkondensator zur Messung der Dielektrizitätskonstante

Die Temperatur der Lager liegt in den experimentellen Untersuchungen bei ca. $40 - 60^\circ\text{C}$ (am Außenring). Um die Messergebnisse auswerten zu können, werden die Dielektrizitätswerte bei Temperaturen von $20, 40, 60$ und $80 \text{ }^\circ\text{C}$ ermittelt. Wie in den folgenden Bildern für das Fett B dargestellt, haben die Messungen gezeigt, dass die Änderung in dem gemessenen Temperaturbereich bei den untersuchten Fetten relativ klein ist. Da die Scherung einen erheblichen Einfluss auf die Dielektrizitätskonstante hat, wird das Fett solange geschert, bis ein konstanter Wert der Dielektrizität erreicht wird. Die Dielektrizitätsergebnisse für die restlichen Fette sind im Anhang dargestellt.

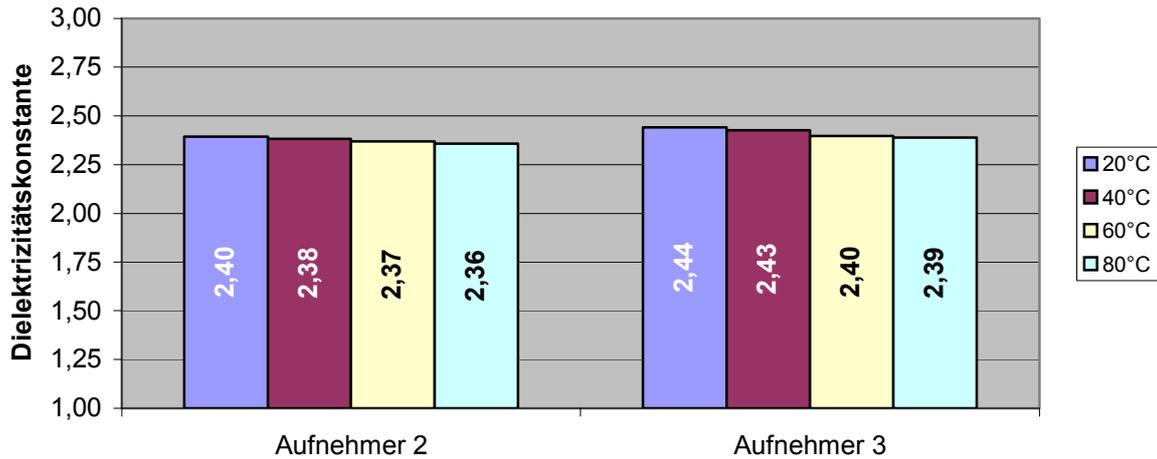


Bild 36: Dielektrizitätskonstanten von Fett B vor der Scherung

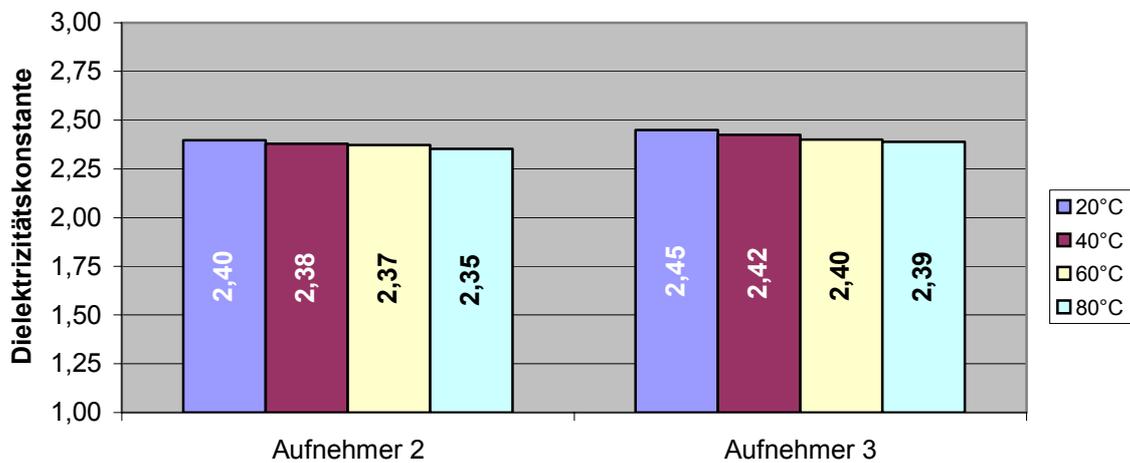


Bild 37: Dielektrizitätskonstanten von Fett B nach der 23. Scherung

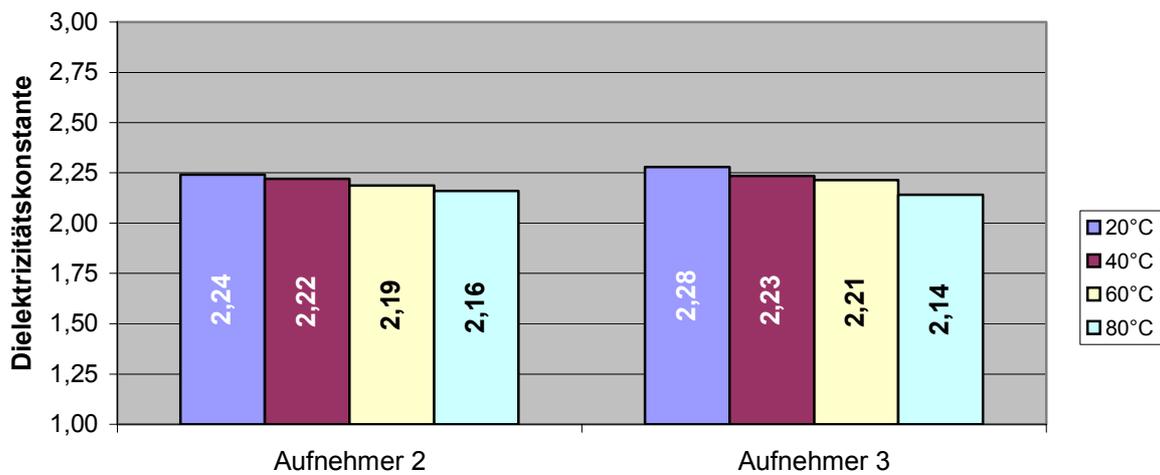


Bild 38: Dielektrizitätskonstanten des Grundöls von Fett B mit Additiven

6.2 Statische Ölabscheidung

Für alle Versuchsfette wurden Ölabscheidungsversuche durchgeführt. Ziel war es, einen möglichen Zusammenhang mit den Schmierfilmdicken zu erkennen.

Das Verfahren dient zur Bestimmung der Ölabscheidung von Schmierfetten aller Art, mit Ausnahme fließfähiger Fette. Die Prüfergebnisse quantifizieren die Neigung eines Schmierfettes zur Ölabscheidung während des Einsatzes in Lagerungen. Als Ölabscheidung wird die auf die Einwaage bezogene Ölmenge bezeichnet, welche sich unter Prüfbedingungen aus dem Fett abscheidet und sich nach Ablauf der Prüfdauer in einem Ölauffangbehälter befindet.



Bild 39: Prüfgerät zur Bestimmung der statischen Ölabscheidung

Ein zylindrisches, mit einem konischen Drahtsiebboden (Maschenweite: 0,063 mm) versehenes Prüfgefäß wird mit einer Fettprobe gefüllt (Bild 39). Auf die glatt gestrichene Oberfläche der Probe wird ein Gewichtstück (Masse: 100 g) aufgesetzt, dessen Druck sich zu dem Eigendruck addiert, unter dem die Probe steht.

Bei der Normalprüfung (N) wird die Menge des durch den Drahtsiebboden abgeschiedenen Öls nach einer Prüfdauer von sieben Tagen (168 h) bei einer gleichmäßigen Temperatur (40 °C bei Prüfung nach Norm) ermittelt. Bei der Kurzzeitprüfung (K) wird die abgeschiedene Menge bereits nach einer Zeit von 18 Stunden gemessen. Die Ölabscheidung in Gewichtsprozent ergibt sich aus dem Bezug der abgeschiedenen Ölmenge auf die eingewogene Probemenge. Die Ergebnisse aus drei Einzelmessungen werden nach DIN 51817 gemittelt und auf 0,5 Gewichtsprozent gerundet. Im Rahmen dieser Arbeit wurde im Interesse besserer Differenzierbarkeit auf diese Rundung verzichtet.

Am IMKT stehen zwei Temperierschränke zur Verfügung, welche es gestatten, die Messung der statischen Ölabscheidung nicht nur bei Normtemperatur sondern auch in einem weiten Temperaturbereich durchzuführen.

In Bild 40 ist das Zeitverhalten der Ölabscheidung aller Fette bei 20 °C nach DIN51817 (N), sowie die Ölabscheidung nach 18 und 168 Stunden bei 20 °C dargestellt. Die Messergebnisse der Ölabscheidung aller Fette bei 40, 60 und 80 °C sind im Anhang in Bild 144 bis Bild 149 zu finden.

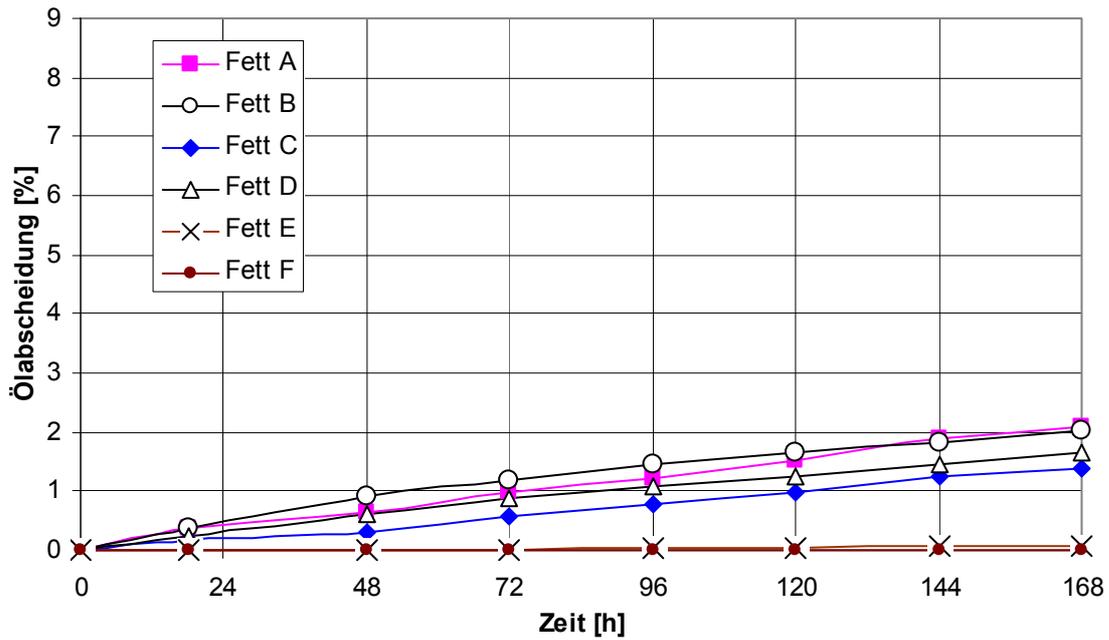


Bild 40: Statische Ölabscheidung nach DIN 51817 (N) bei 20 °C, Zeitverhalten

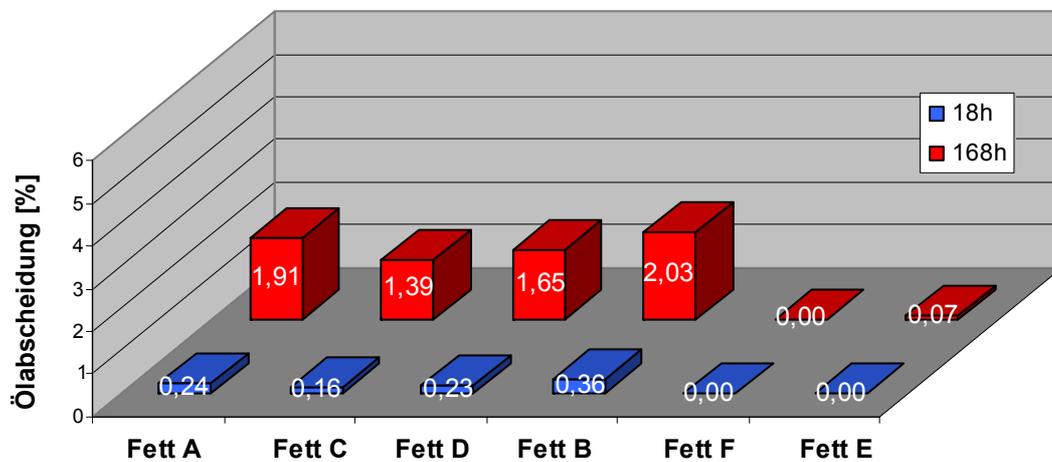


Bild 41: Statische Ölabscheidung nach DIN 51817 bei 20 °C

6.3 Viskositätsverhalten

Entsprechend den Zielsetzungen für diese Arbeit wurde auch nach weiteren Laborkennwerten gesucht, die ein genaueres Ergebnis des berechneten Reibmomentes liefern oder zumindest eine Abschätzung des zu erwartenden Verhaltens eines Wälzlagerfettes bei konstanten

Temperaturen ermöglichen. Neuere Veröffentlichungen, insbesondere von *Dornhöfer* [63] bescheinigen der scheinbaren dynamischen Schmierfettviskosität eine gute Korrelation mit dynamischen Prüfergebnissen (Laufdrehmomente nach ASTM D 1478 und IP 186). Aus diesem Grund rückte dieser Schmierfettkennwert ins Zentrum des Interesses. Mit verschiedenen Messsystemen ausgestattete Rotationsviskosimeter stehen *Dornhöfer* bei der Robert Bosch GmbH zur Verfügung. Er ermittelte freundlicherweise die scheinbare dynamische Viskosität für alle in dieser Arbeit eingesetzten Versuchsfette.

6.3.1 Messungen mit dem Platte-Kegel-System

Bei der Viskositätsmessung bei der Firma Bosch handelt es sich um die Bestimmung der scheinbaren dynamischen Viskosität bei konstanter Scherrate und konstanter Temperatur. Die Messungen wurden an einem Platte-Kegel-Viskosimeter vorgenommen. Der Durchmesser des Stahlkegels, dessen Spitze abgeflacht ist, beträgt bei dem eingesetzten System 25 mm, der Kegelwinkel 1° . Der Schaft des Kegels besteht aus Keramik.

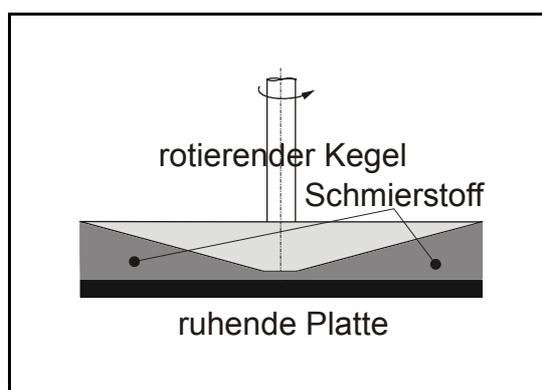


Bild 42: Prinzip des Platte-Kegel-Systems

Das Messsystem wird durch Umspülung mit einem flüssigen Kühlmedium temperiert. Die Temperaturmessung erfolgt mittels eines Pt-100-Thermoelementes in unmittelbarer Nähe des Schmierstoffs. Während der Messung wird das Drehmoment erfasst, worüber sich die scheinbare dynamische Viskosität bestimmen lässt.

Die Fließkurven wurden ebenfalls an einem Rotationsviskosimeter in einer Platte-Kegel-Ausführung aufgenommen.

Die Schubspannung ist der Quotient aus dem am rotierenden Kegelschaft gemessenen Drehmoment und der Kegelfläche. Die auftretende Schubspannung ist sowohl für *Newtonsche* Flüssigkeiten als auch für idealplastische Stoffe (und alle Zwischenzustände) bei dem Platte-/Kegelsystem im gesamten Raum zwischen beiden Partnern konstant.

Bei den in den folgenden Kapiteln beschriebenen Versuchen wurde das Messsystem zunächst auf 40°C temperiert. Die Schergeschwindigkeit wurde dann linear von 0 s^{-1} bis 15000 s^{-1} innerhalb von zwei Minuten gesteigert und nach Erreichen der maximalen Scherrate mit dem

gleichen Verzögerungswert wieder auf 0 s^{-1} abgesenkt. Höhere Geschwindigkeitsgefälle, wie sie in der Praxis vorliegen, konnten im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht werden, da eine entsprechende Messtechnik nicht zur Verfügung stand. Eine dahingehende Ausweitung der Untersuchungen wäre für zukünftige Arbeiten von großem Interesse.

Wie im folgenden Bild zu sehen ist, liegt die hochlaufende Kurve immer über der zurücklaufenden Kurve (Thixotropie). Es wurde mindestens eine 2-fach-Bestimmung durchgeführt, wobei die Probe jeweils ausgetauscht wurde. Im folgenden Diagramm ist die Schubspannung in Abhängigkeit der Scherrate für das Fett A bei 40 °C dargestellt. Die Verläufe der Schubspannung für die restlichen Fette sind im Anhang zu finden.

Anmerkungen zu den Ergebnissen bei den einzelnen Versuchsfetten:

Fett A: gut reproduzierbar

Fett B: sehr gut reproduzierbar, relativ geringe Fließgrenze, untypisch für die meisten bekannten Polyharnstoff-Wälzlagerfette

Fett C: wiederholter Haftungsverlust oberhalb von ca. 8000 /s , ansonsten gut reproduzierbar

Fett D: unruhiger Verlauf beim Hochfahren, daher weniger gut reproduzierbar (Verteilungsprobleme im Spalt bei dieser Beanspruchung)

Fett E: hohe Fließgrenze, stark thixotrop

Fett F: stark thixotrop (wie viele Polyharnstoff-Wälzlagerfette), sehr gut reproduzierbar

Bei der Firma Bosch wurde auch das Zeitverhalten der Schubspannung bei den in den experimentellen Versuchen gemessenen Scherraten (berechnet aus der gemessenen Schmierfilmhöhe und der berechneten Geschwindigkeit im Kontakt) untersucht. In Bild 44 ist das Zeitverhalten bei den Messungen mit dem Fett A dargestellt. Ergebnisse der restlichen Fette sind im Anhang zu finden.

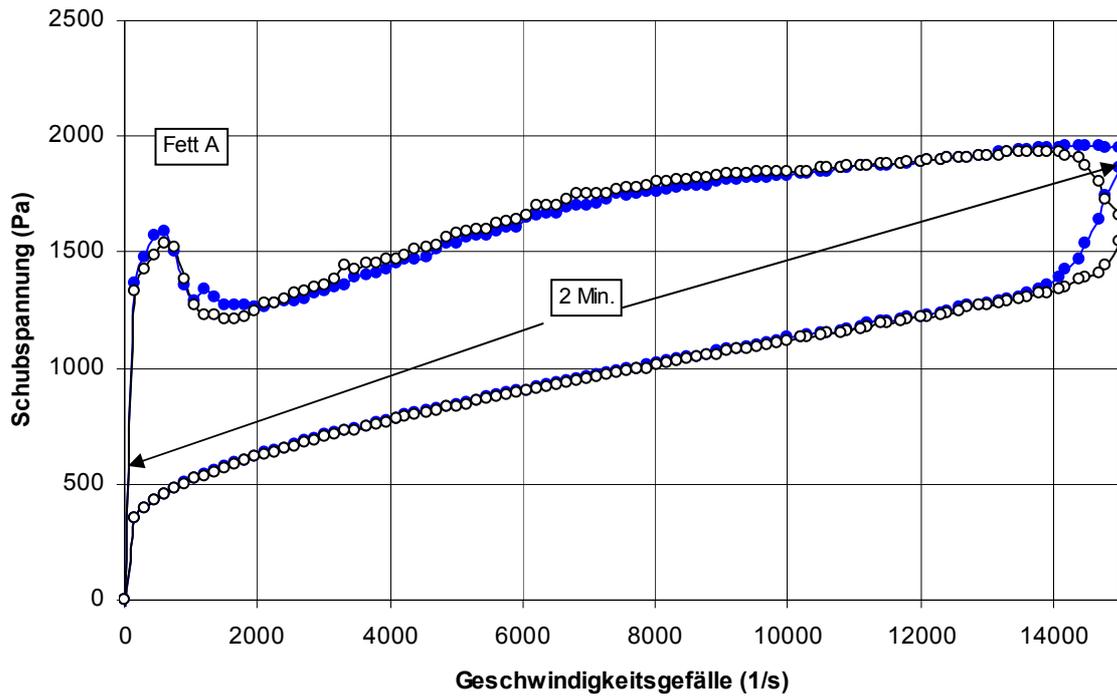


Bild 43: Schubspannung in Abhängigkeit der Scherrate für das Fett A bei 40 °C, Platte-Kegel-System

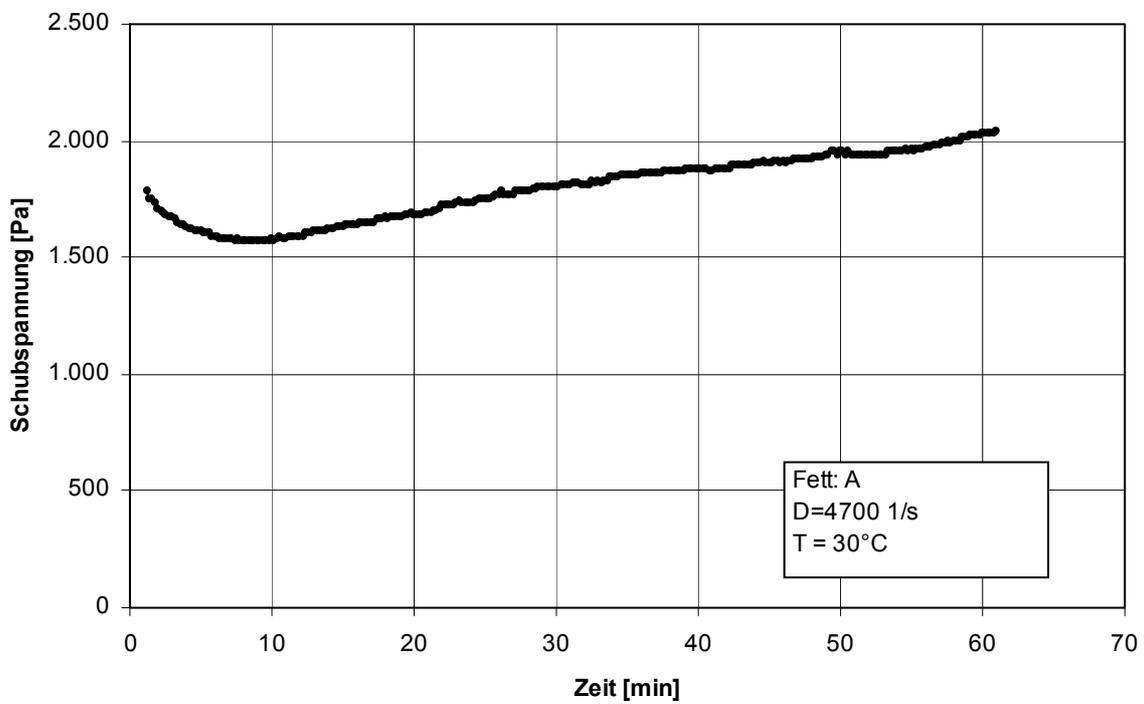


Bild 44: Zeitverhalten der Schubspannung für das Versuchsfett A bei 30 °C und bei einer Scherrate $D = 4700 \text{ s}^{-1}$, Platte-Kegel-System

6.3.2 Rheologische Untersuchungen mit einem Hochdruckquarzviskosimeter

Die Kenntnis der Viskosität von Schmierstoffen bei relevanten Betriebsbedingungen wie hohem Druck und Temperatur ist für die Beurteilung eines Tribokontaktes von großer Bedeutung. Aus diesem Grund sind die physikalischen Eigenschaften bei verschiedenen Temperaturen der Schmierstoffe untersucht worden. Von zentraler Bedeutung für die Simulation ist dabei die Druckabhängigkeit der Viskosität bei den im Betrieb herrschenden Temperaturen

Am Institut für Tribologie und Energiewandlungsmaschinen der Technischen Universität Clausthal wurden zusätzlich rheologische Untersuchungen in einem Hochdruck-Quarzviskosimeter [65] bei hohem Druck (bis 10 kbar) mit dem Versuchsfett A und dessen Grundöl durchgeführt. Diese Ergebnisse wurden in das Berechnungsmodell mit einbezogen.

Das Messprinzip basiert auf der Dämpfung eines Schwingquarzes in Abhängigkeit der Stoffwerte (Dichte und Viskosität) des umgebenden Fluids. Mit der veränderten Dämpfung verschiebt sich auch die Resonanzfrequenz f_R des Quarzes. Diese wird gemessen und ist direkt vom Produkt aus der Dichte ρ und der dynamischen Viskosität η abhängig. Da das druck- und temperaturabhängige Dichtekennfeld ermittelt wurde, kann somit die dynamische Viskosität in Abhängigkeit von Druck und Temperatur angegeben werden.

$$f(f_R) = \eta_{(p,T)} \cdot \rho_{(p,T)} \quad (99)$$

Die Scherrate $\dot{\gamma}$ des Torsionsschwingers wird annähernd gegeben durch

$$\dot{\gamma} = 2 \pi f_R \quad (100)$$

Da die Resonanzfrequenz des ungedämpften Quarzes etwa proportional seiner Länge ist, lässt sich durch Messung mit Quarzen unterschiedlicher Länge die Abhängigkeit der Viskosität von der Scherrate bestimmen.

Der beschriebene Messsensor befindet sich mit der Testsubstanz in einer abgeschlossenen Messkammer, die vollständig mit der zu untersuchenden Substanz gefüllt ist. Die Messzelle kann in einem Autoklaven stufenweise mit Drücken bis 10 kbar beaufschlagt werden. Zudem ist der Mantel des Autoklaven bis 125 °C temperierbar.

Erstmalig werden Messungen an einem Fett in einem Hochdruckquarzviskosimeter durchgeführt, in dem die erforderlichen Temperaturen (bis 125 °C) und Drücke (bis ca. 10 kbar) eingestellt werden können. Durch Einsatz von zwei Quarzen mit verschiedenen Resonanzfrequenzen (28 kHz und 56 kHz) kann die Abhängigkeit der Viskosität von der Scherrate bestimmt werden.

Die Bestimmung der Viskosität setzt die Kenntnis der Dichte voraus. Dazu wird das isobare Dichte-Temperatur-Verhalten der Testflüssigkeit analysiert. Die so ermittelte Bezugsdichte ρ_0 bei einer Temperatur von 0 K und der Wärmeausdehnungskoeffizient α werden als Grundlage zur Bestimmung des Dichtekennfeldes benötigt. Das Dichtekennfeld beschreibt die Abhängigkeit der Dichte der Testflüssigkeit von den Parametern Druck und Temperatur.

Als Bezugspunkt für die Hochdruckmessungen mit dem Quarzviskosimeter wird die Temperaturabhängigkeit der Viskosität bei Normaldruck im Rotationsviskosimeter bestimmt.

6.3.2.1 Bestimmung des Dichtekennfeldes

Um die dynamische Viskosität der Testsubstanz zu bestimmen, muss die jeweilige Dichte vorgegeben werden. Neben der Temperaturabhängigkeit ist auch die Druckabhängigkeit zu berücksichtigen.

Am ITR der TU Clausthal ist eine Zustandsgleichung (Gl. 102) (*Tait*-Gleichung) entwickelt worden, in welcher sowohl die Druckabhängigkeit als auch die Temperaturabhängigkeit der Dichte zum Ausdruck kommt [64].

$$\rho_{(p,T)} = \frac{\rho_0 \cdot (1 - \alpha \cdot T)}{1 - a \cdot \ln\left(\frac{b_1 + b_2 \cdot T + b_3 \cdot T^2 + p}{b_1 + b_2 \cdot T + b_3 \cdot T^2 + p_0}\right)} \quad (101)$$

mit den Parametern für das Grundöl:

$$a = 0,0844$$

$$b_1 = 9,233 \cdot 10^{-4} \cdot \rho_0 / \alpha + 1326,58$$

$$b_2 = -7,7282$$

$$b_3 = 5,05 \cdot 10^{-3}$$

In der Gleichung (Gl. 102) bezeichnet die Bezugsdichte des Testfluids bei $T=0$ K, α den Wärmeausdehnungskoeffizienten und p_0 den Atmosphärendruck. Die Parameter Druck und Temperatur werden durch p und T dargestellt. Die Ergebnisse für das Grundöl bei 30 °C und 50 °C sind in Bild 45 dargestellt. Aus Aräometermessungen ergeben sich für das Grundöl des Fettes A $\rho_0 = 1040$ kg/m³ und $\alpha = 5,12 \cdot 10^{-5}$ K⁻¹.

Für das Fett A wurde bei Normaldruck eine Dichte von 980 kg/m³ bei 30 °C sowie 968 kg/m³ bei 50 °C ermittelt. Die Ergebnisse für das Fett bei 30 °C und 50 °C sind in Bild 46 dargestellt. Im Falle des Fettes kreuzen sich die Isothermen für 30 °C und 50 °C, bei ca. 2000 bar, während beim Öl die höhere Temperatur immer eine niedrigere Dichte bedingt.

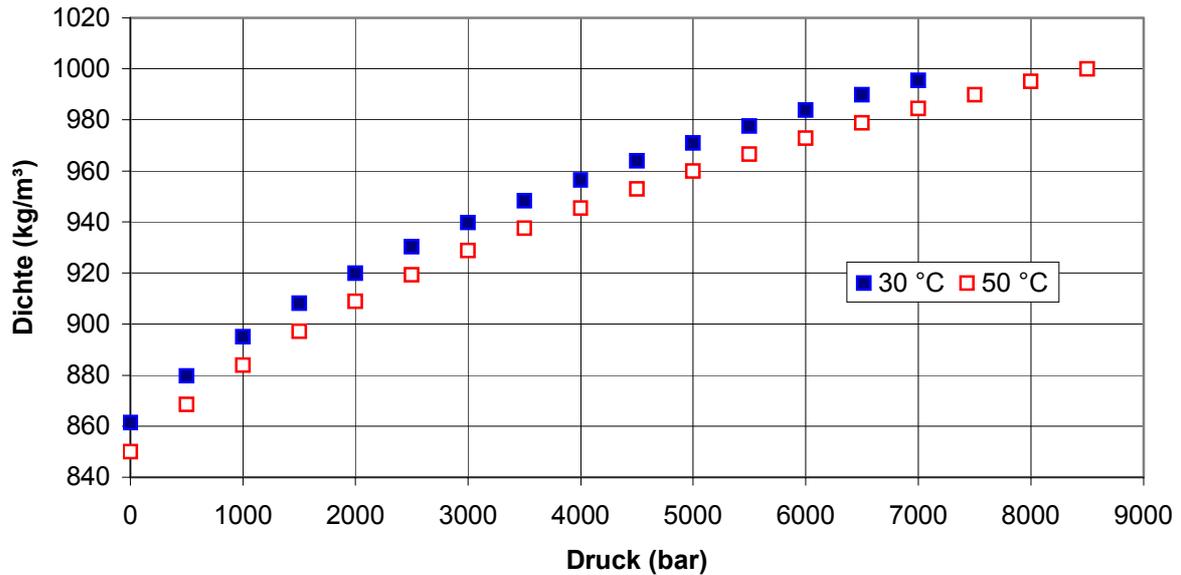


Bild 45: Druckabhängigkeit der Dichte für das Grundöl des Fettes A

6.3.2.2 Viskositäts-Temperatur-Verhalten bei Umgebungsdruck

Die Viskosität eines Fluids ist keine generelle Stoffkonstante, sondern hängt neben anderen Parametern auch von der Temperatur ab. Das Viskositäts-Temperatur-Verhalten des Grundöls wurde mit einem Rotationsviskosimeter untersucht.

Bei diesem Viskosimeter wird zwischen zwei koaxialen Kreiszyllindern, von denen einer angetrieben wird und der andere ruht, eine *Couette*-Strömung erzeugt. Gemessen wird das Reaktionsmoment am ruhenden Zylinder. Die Viskosität ergibt sich aus dem *Newtonschen* Schubspannungsansatz (Gl. 103).

$$\tau = \eta \cdot \frac{\partial u}{\partial y} \quad (102)$$

Das Schergefälle $\partial u/\partial y$ lässt sich aus der Differenz der Umfangsgeschwindigkeiten der koaxialen Kreiszyllinder ermitteln. Die Schubspannung τ am Innenzylinder ist über die messbare Reibkraft bezogen auf die Zylindermantelfläche ermittelbar. Unter diesen Voraussetzungen kann somit die Viskosität η nach (Gl. 104) bestimmt werden.

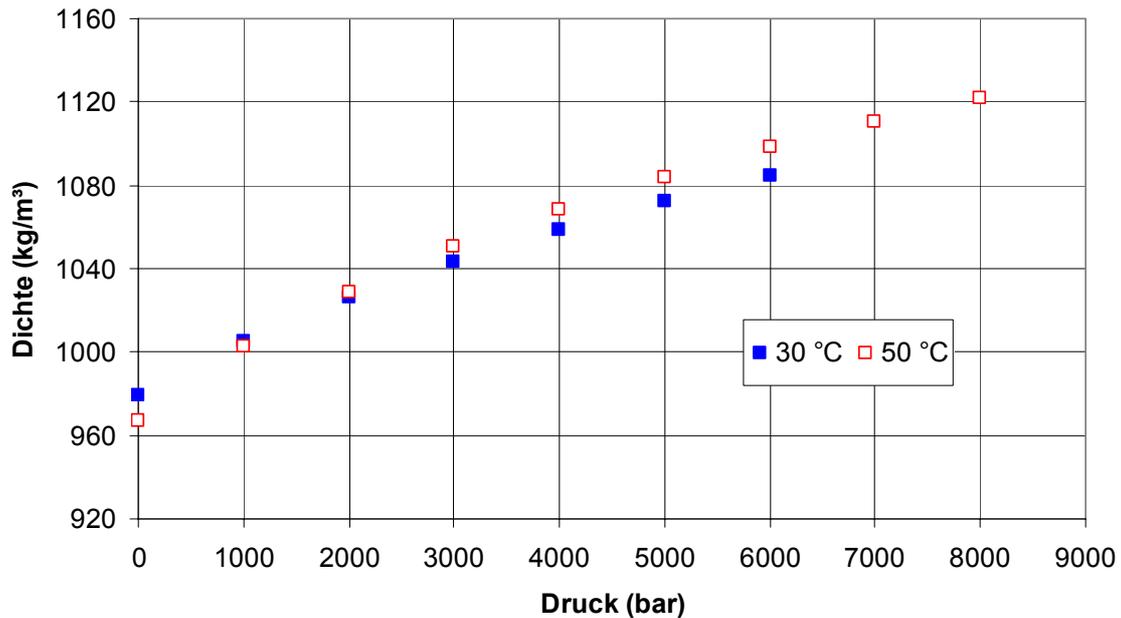


Bild 46: Druckabhängigkeit der Dichte für das Fett A

Das Viskositäts-Temperatur-Verhalten des Grundöls kann mit der *Vogel*-Gleichung beschrieben werden (im vorigen Bild 48):

$$\eta = a \cdot e^{\frac{b}{T+c}} \quad (103)$$

Für das Grundöl des Fettes A ergeben sich folgende Koeffizienten:

$$a = 0,110 \text{ mPa s} \quad b = 766,1 \text{ K} \quad c = 105 \text{ K}$$

6.3.2.3 Viskositäts-Druck-Verhalten

Zur Messung wird das Öl bzw. Fett in die entsprechende Messzelle gefüllt, die dann in den Hochdruckautoklaven eingebaut wird. Nachdem der Autoklav die gewünschte Temperatur (Toleranz 0,3 °C) erreicht hat (1 bis 3 h), wird der Druck in 500-bar-Schritten erhöht und bei jedem Druck bei Dichtemessungen die Auslenkung des Kolbens und bei Viskositätsmessungen die Resonanzfrequenz des Quarzes ermittelt, der während der gesamten Messung einschließlich Temperierung schwingt. Nach Erreichen des Maximaldrucks wird der Druck in 500-bar-Schritten gesenkt und erneut gemessen. Die Aufnahme eines Messpunktes dauert etwa 3 bis 5 Minuten.

In Bild 47 ist das Viskositäts-Druck-Verhalten des Grundöls des Fettes A für zwei Isothermen (30 °C und 50 °C) bei zwei verschiedenen Scherraten dargestellt. In allen Fällen steigt die Viskosität exponentiell mit dem Druck an. Ein Einfluss der Scherrate wird bei Viskositäten über 10 Pa s sichtbar.

In Bild 48 ist das Viskositäts-Druck-Verhalten des Fettes A für zwei Isothermen bei 30 °C und 50 °C für zwei verschiedene Scherraten dargestellt. Die bei verschiedenen Scherraten ermittelten Isothermen kreuzen sich bei einer Viskosität von etwas über 10 Pa s, d. h. bei

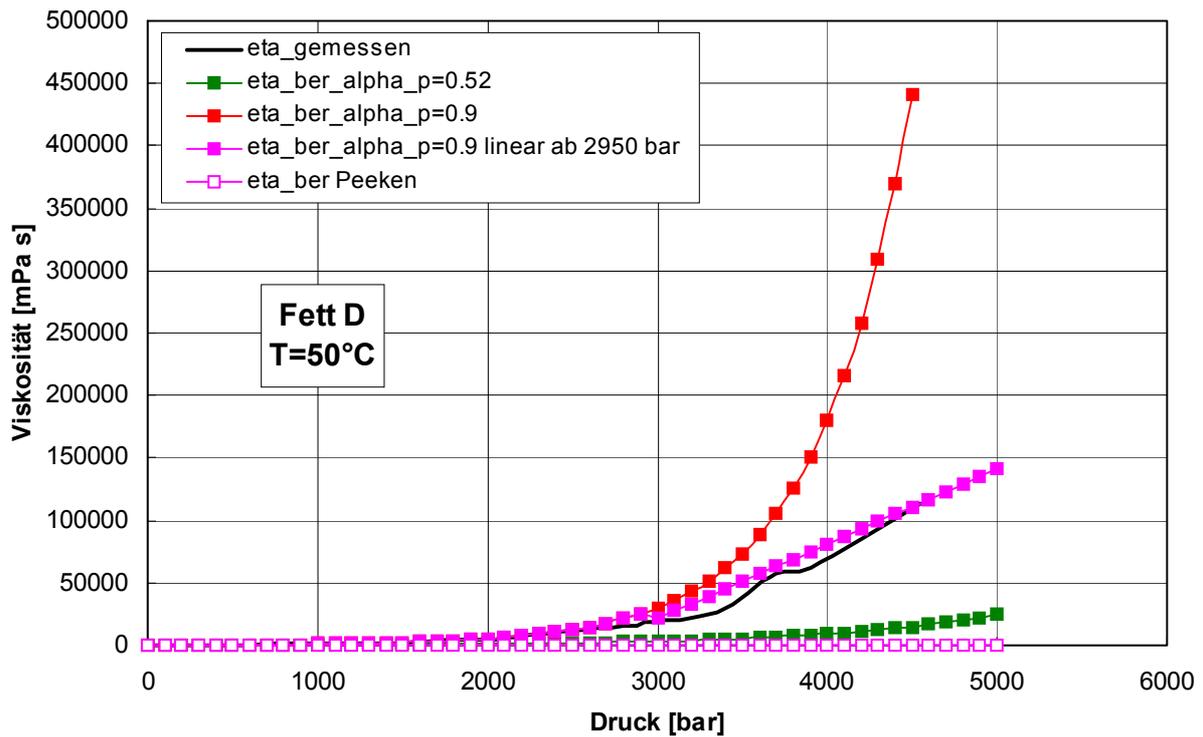


Bild 49: Gegenüberstellung von gemessenen dynamischen Viskositäten und verschiedenen Ansatz-Funktionen für das Fett D

6.3.2.4 Diskussion

Bei einer Bewertung dieser Ergebnisse ist zu beachten, inwieweit die der Auswertung zu Grunde gelegten Annahmen im Fall einer Messung an Fett erfüllt sind.

Insbesondere stellt sich die Frage, in welchem Ausmaß Öl und Fettseife bei verschiedenen Messmethoden an der gemessenen Viskosität beteiligt sind und inwieweit die im Rotationsviskosimeter und die im Hochdruckquarzviskosimeter vorliegenden Bedingungen, bei denen das Fett als Ganzes unter einem Druck von 1 bis 10 kbar steht, für tribologische Systeme relevant sind.

Nach einer Einlaufphase im Rotationsviskosimeter (sehr hohe Viskosität am Anfang des Versuchs) bildet sich ein Ölfilm aus, in dem sich das Strömungsprofil einstellt. Das Fett kann dem hydrodynamischen Druck, der im Ölfilm aufgebaut wird, ausweichen, bleibt nach der Einlaufphase stationär und verengt im Wesentlichen den effektiven Spalt.

Beim Quarzviskosimeter geht man davon aus, dass der Quarz in einem unendlichen Flüssigkeitsvolumen schwingt. Die vom Quarz beeinflusste Flüssigkeitsschicht erstreckt sich über einige μm , die Dicke dieser Schicht hängt von der Viskosität ab. Wenn sich durch die Bewegung des Quarzes ein Ölfilm ausbilden würde, brähe dieser an den Umkehrpunkten der oszillatorischen Bewegung wieder zusammen. Da das System geschlossen ist, kann das Fett einem Druck nicht ausweichen. Die Wechselwirkung mit dem bewegten Körper wird stärker

von der Fettseife bestimmt und ist somit im Quarzviskosimeter stärker ausgeprägt als im Rotationsviskosimeter, daher misst man höhere Viskositäten.

Bedingungen, bei denen das Fett als Ganzes unter einem Druck von 1 bis 10 kbar steht, sind für tribologische Systeme weniger relevant, vorwiegend gelangt das Grundöl in den Tribokontakt, in dem die hohen Drücke auftreten.

Für die Ermittlung des Druckviskositätskoeffizienten gibt es verschiedene Einsätze, wie z.B. von *Schoo* [69]. In der vorliegenden Arbeit wurde der Druck-Koeffizient α_p in der *Barus*-Gleichung basierend auf den experimentell ermittelten dynamischen Viskositäten für das Fett A um den Faktor 0,57 und für das Fett D um den Faktor 0,9 korrigiert. Da für die übrigen Fette keine rheologischen Untersuchungen vorlagen, wurde auf eine Korrektur vorerst verzichtet.

7 Untersuchungen mit rein axial belasteten Spindellagern 7008

7.1 Versuche mit Original-Lagern mit Fettschmierung

Für die im Folgenden wiedergegebenen Messungen wurde die Drehzahl in Stufen in einem Bereich von 0-22000 U/min variiert. Jede Drehzahl-Stufe wurde mehrmals angefahren bis sich ein konstantes Reibmoment- und Temperaturverhalten einstellte. Für die Auswertung jeder Drehzahlstufe wurden die Messwerte über einen Zeitraum von mindestens 10 Minuten (teilweise aufgrund andauernder Schwankungen 30 bis 60 Minuten) erfasst und gemittelt.

In Bild 50 sind die gemessenen Reibmomentenverläufe für die Fette A bis F in einem Drehzahlbereich von 0 bis 22000 U/min gegenübergestellt.

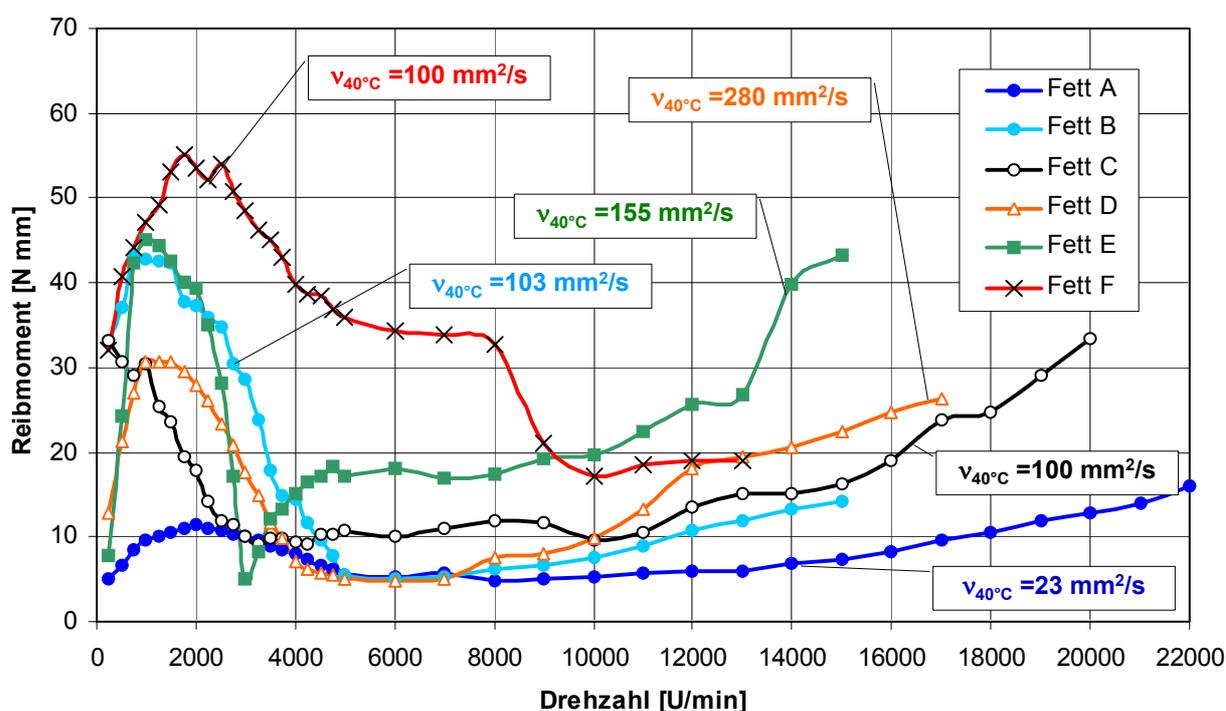


Bild 50: Gegenüberstellung der gemessenen Reibmomente bei den Versuchen mit den Schmierfetten A bis F

Es zeigt sich, dass die Reibmomente sich bei hohen Drehzahlen entsprechend der kinematischen Viskosität der Grundöle verhalten. Eine Ausnahme bildet das Fett D, dessen Reibmoment trotz erheblich höherer Viskosität gegenüber Fett E deutlich niedriger liegt. Weiterhin korrelieren die Reibmomente der Fette bei niedrigen Drehzahlen nicht mit der Viskosität der Grundöle. Bei diesen Drehzahlen ist lediglich für Fett A ein eindeutiger

Zusammenhang zu erkennen. Es hat bei weitem die niedrigste Viskosität und gleichzeitig die niedrigsten Reibmomente.

In Bild 51 sind die dabei gemessenen Schmierfilmhöhen für die Fette dargestellt. Im Anhang sind in Bild 161 bis Bild 172 die gemessenen Reibmomente, Temperaturen und Schmierfilmhöhen sowie die nach EHD berechneten Schmierfilmdicken für alle Fette dargestellt.

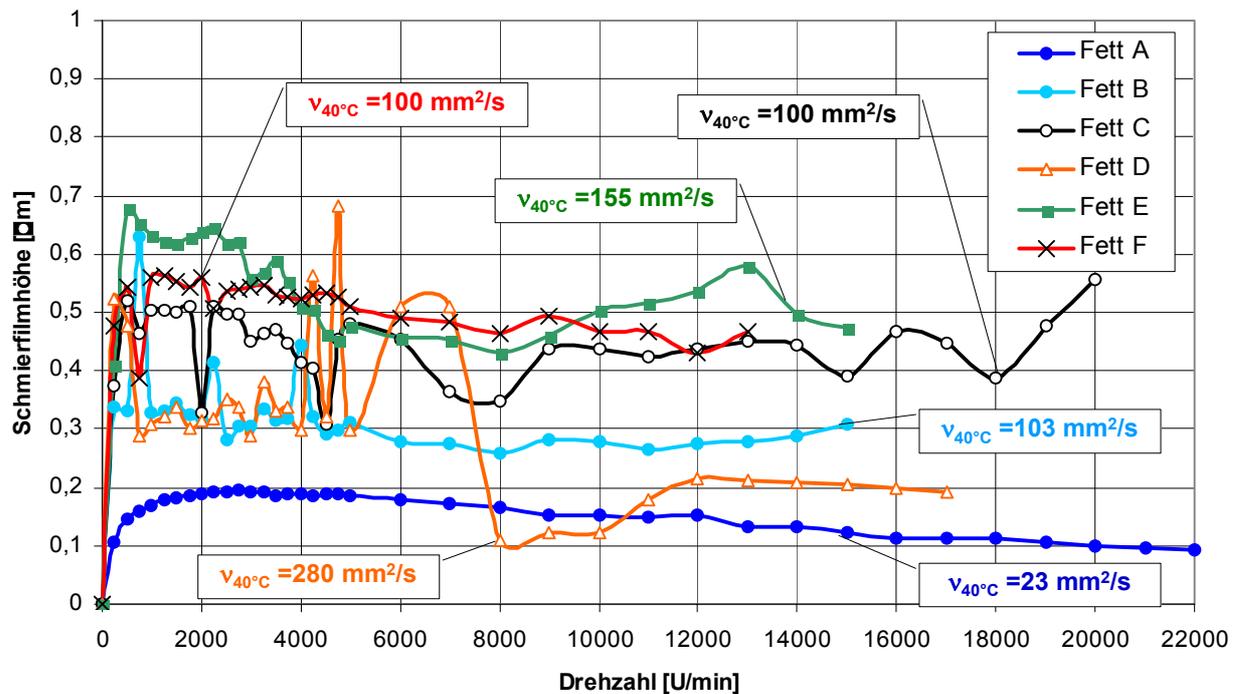


Bild 51: Gegenüberstellung der gemessenen Schmierfilmhöhen

Ferner wurden Messungen wiederholt, um die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse zu überführen.

Bei gleicher Drehzahl während der Messung waren die Schmierfilmhöhen, die Reibmomente und die Temperaturen höher, wenn die zuvor maximal erreichte Drehzahl kleiner war.

Die dabei gemessenen Schmierfilmhöhen verhielten sich entsprechend. Die Temperaturen sind bei den Versuchen mit den höheren Drehzahlen deutlich niedriger (Bild 54).

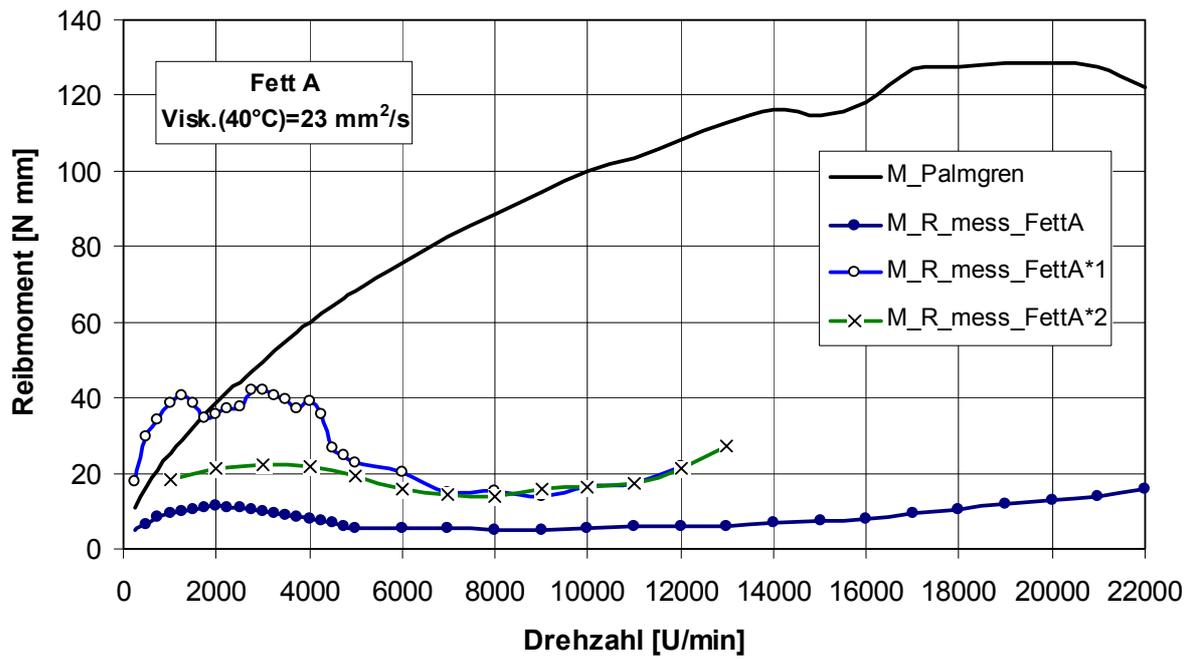


Bild 52: Reibmomente für das Fett A bei unterschiedlichen zuvor erreichten Maximalgeschwindigkeiten

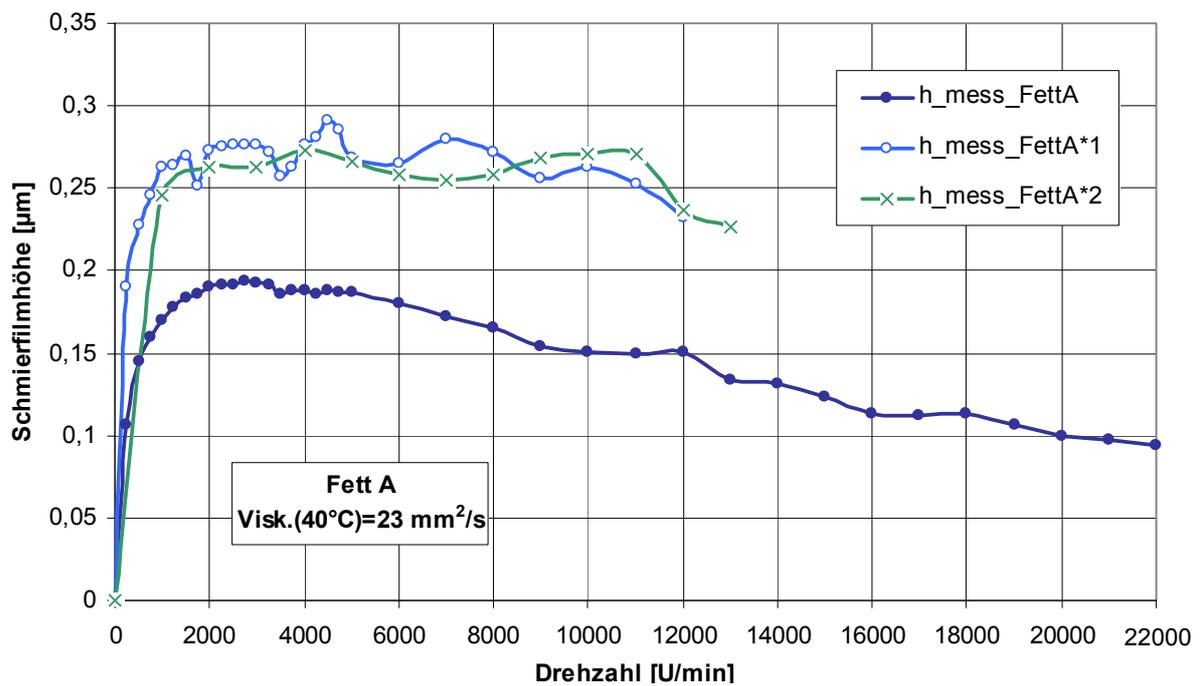


Bild 53: Schmierfilmhöhen für das Fett A bei unterschiedlichen, zuvor erreichten Maximalgeschwindigkeiten

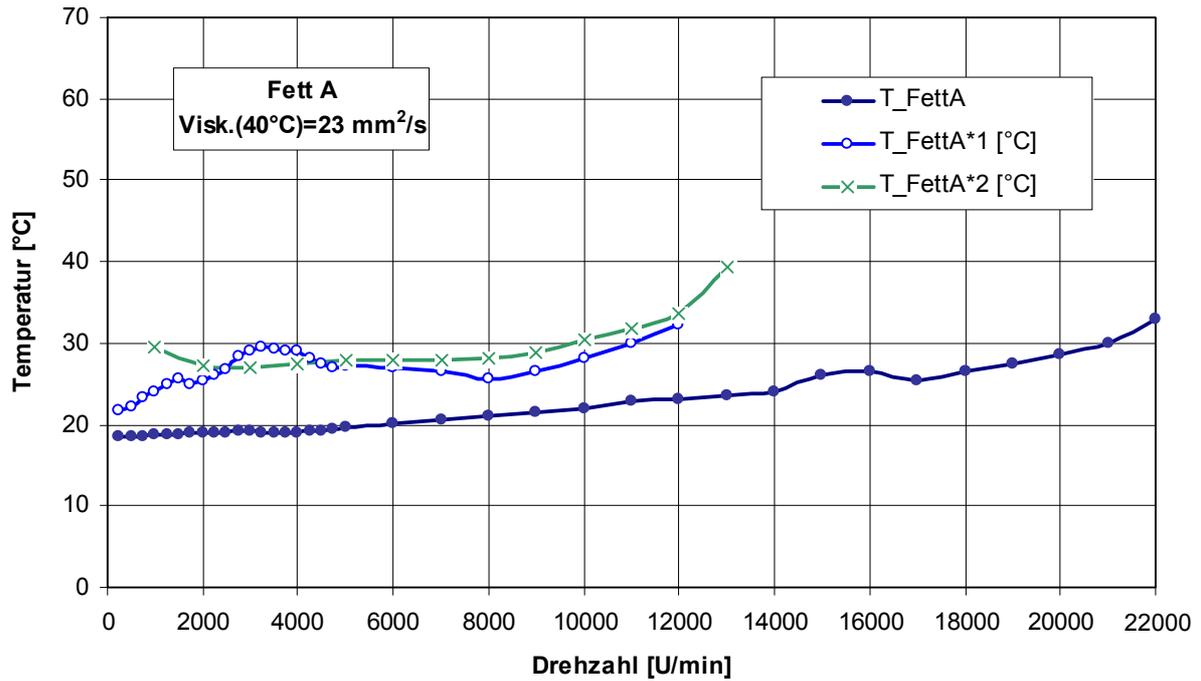


Bild 54: Temperaturen für das Fett A bei unterschiedlichen, zuvor erreichten Maximal-Geschwindigkeiten

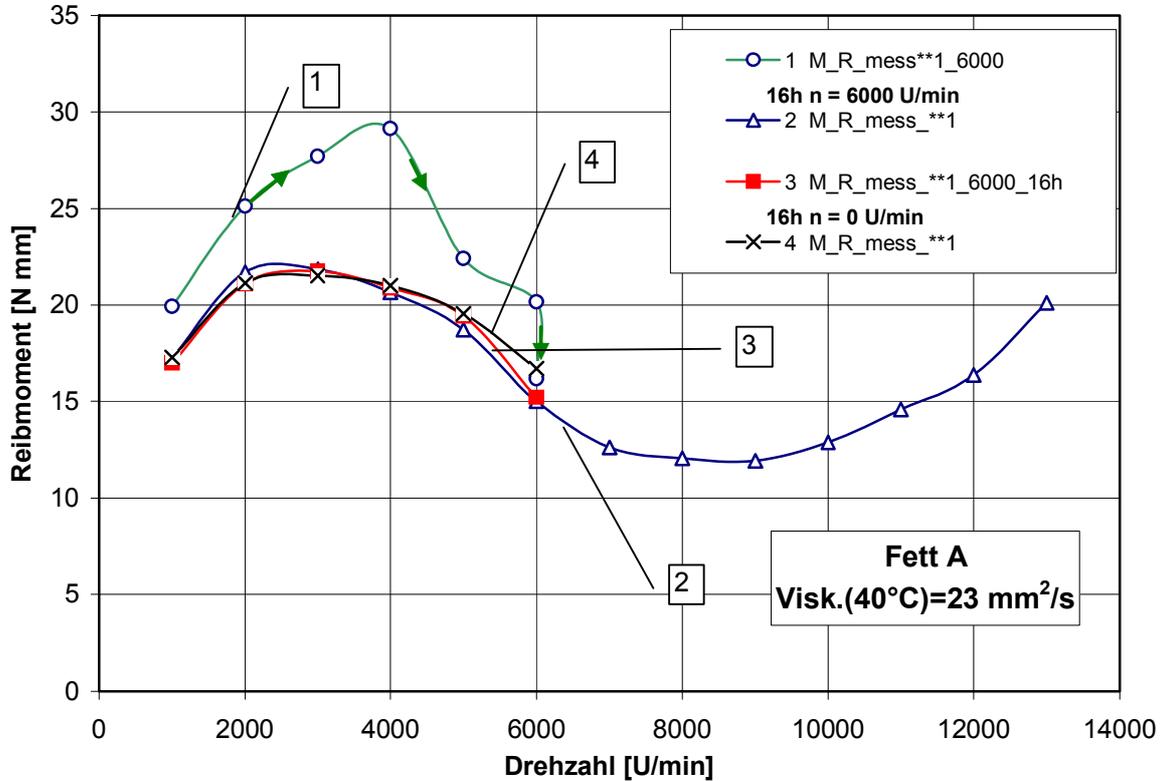


Bild 55: Einfluss der Vorgeschichte auf das Reibmoment für das Fett A

Bild 55 zeigt, wie sich die Belastungsabfolge auf die Reibmomentenverläufe auswirkt.

Bei der Messreihe 1 waren die Lager zuvor bis 6000 U/min gelaufen, das gemessene Reibmoment ist hoch. Beim Halten auf einer konstanten Drehzahl von 6000 U/min über 16 Stunden nimmt das Reibmoment deutlich ab. Danach wird das Reibmoment bei Drehzahlen bis 13000 U/min gemessen (Verlauf 2) und dann noch zweimal bis 6000U/min (Verlauf 3 und 4). Zwischen den Messreihen 3 und 4 lag eine Pause von 16 Stunden.

Das gleiche Lagerpaar wurde gewaschen und mit demselben Fett neu befüllt. (Bild 56). Das Verhalten war sehr ähnlich. Die Abnahme während der 16 Stunden bei 6000 U/min war jedoch weniger ausgeprägt. Ein Stillstand über eine vergleichbare Zeit führt nur zu einer geringfügigen Erholung.

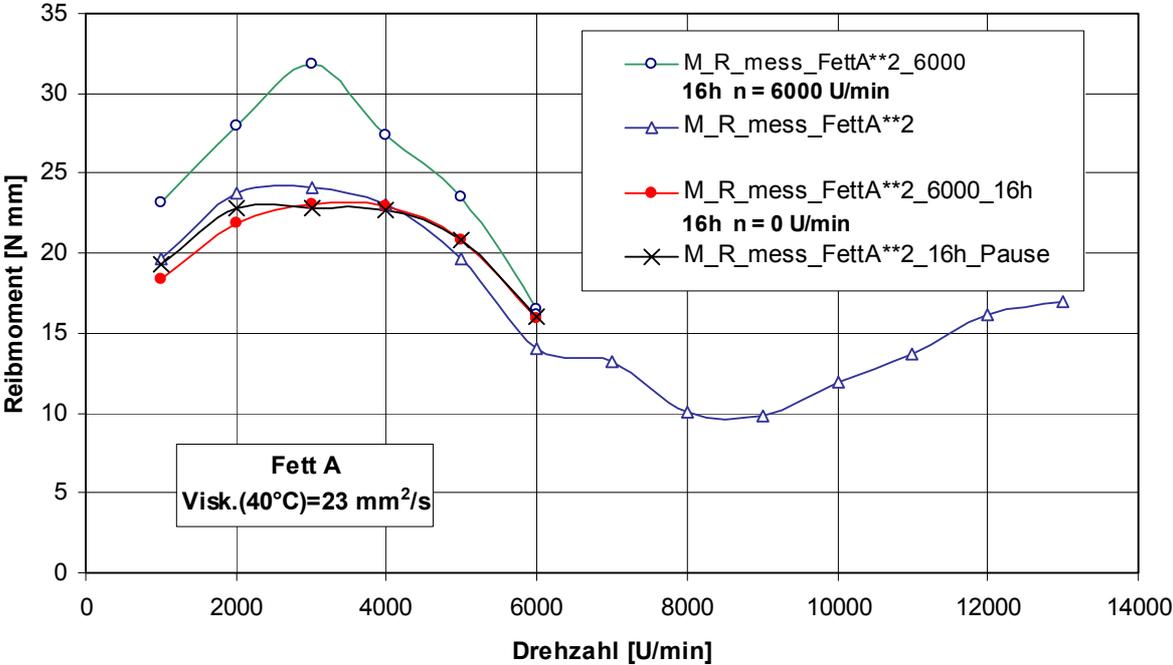


Bild 56: Einfluss der Vorgeschichte auf das Reibmoment nach dem Waschen der Lager und neu-Befüllen mit dem Fett A

Der gleiche Test erfolgte mit dem Fett F. Dabei zeigt sich eine sehr ausgeprägte Abnahme des Reibmomentes nach 6 Stunden Betrieb bei 6000 U/min, Bild 56.

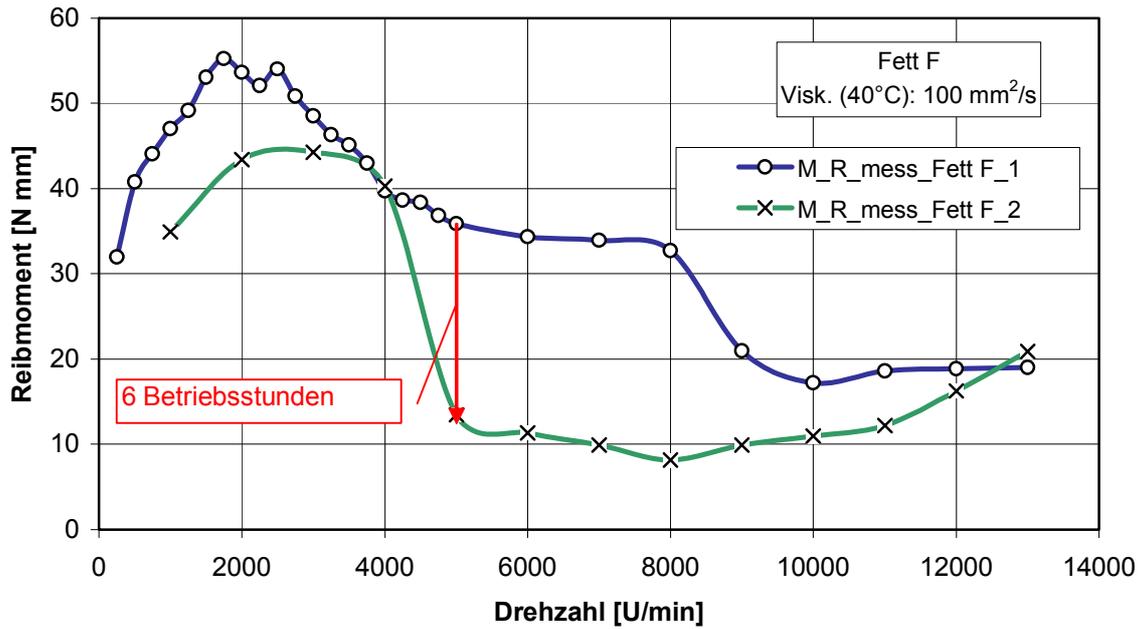


Bild 57: Einfluss der Vorgeschichte auf das Reibmoment beim Fett F

Das folgende Diagramm (Bild 58) fasst alle Reproduzierbarkeitsergebnisse für das Fett A zusammen.

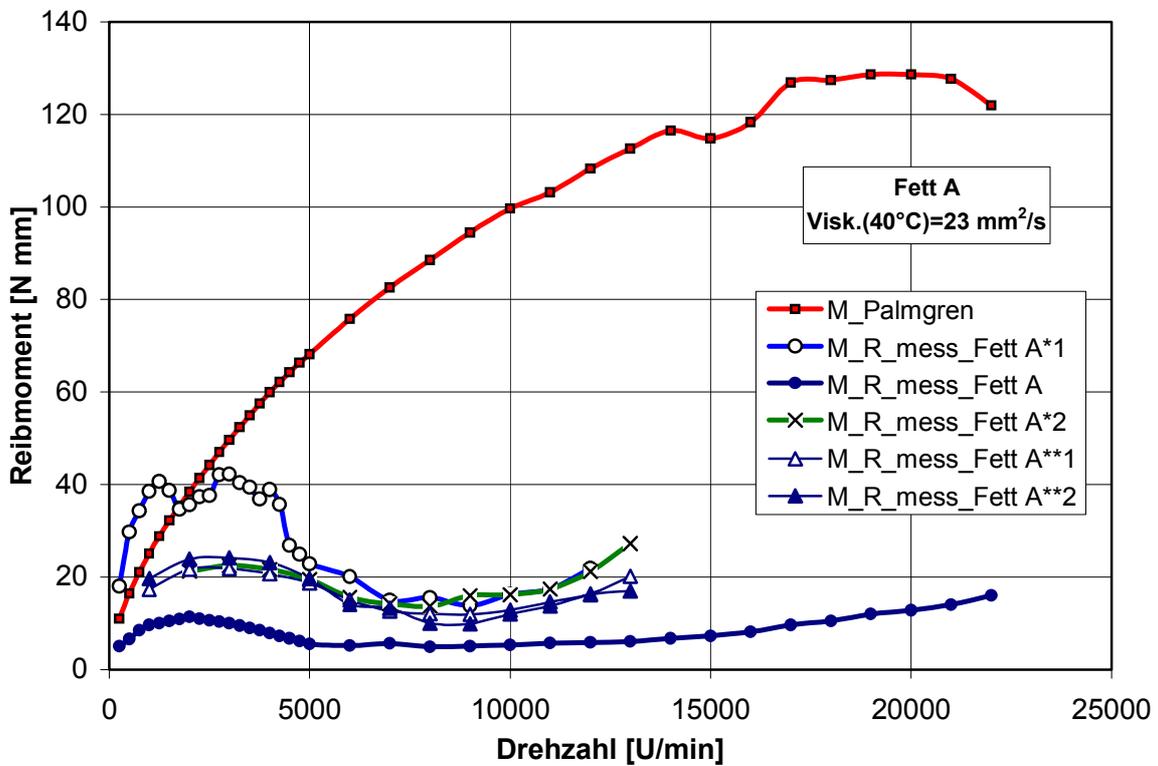


Bild 58: Reproduzierbarkeit der gemessenen Reibmomente in den (teilweise) verschiedenen Lagern des Typs 7008 für das Fett A

Im Rahmen der Reproduzierbarkeitsversuche wurden sowohl Versuche mit neu befüllten schon gelaufenen Lagern als auch Versuche mit komplett neuen Lagern durchgeführt. In Bild 59 ist zu sehen, dass die maximal erreichte Drehzahl einen großen Einfluss auf die Schmierfilmhöhe und auf die Minimalmengenschmierung hat. Dies machte sich auch beim Vergleich von verschiedenen eingesetzten Lagern bemerkbar.

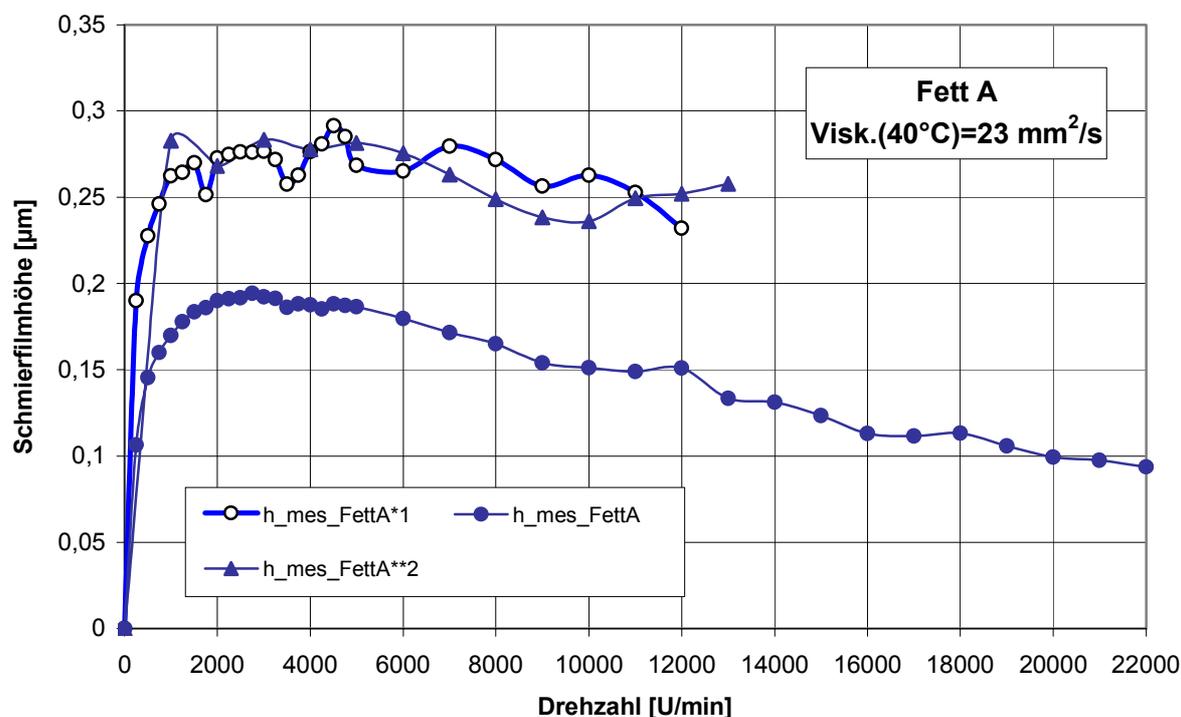


Bild 59: Gemessene Schmierfilmhöhen in den verschiedenen 7008 Lagern (Fett A)

7.2 Versuche mit modifizierter Kugelanzahl

Um den Einfluss der Überrollfrequenz zu überprüfen, wurden Versuche mit Lagern mit reduzierter Kugelanzahl durchgeführt. Die Axiallasten wurden entsprechend vermindert, um gleiche Verhältnisse in den einzelnen Wälzkontakten sicherzustellen. Bei kleinen Drehzahlen wurden relativ kleinere Reibmomente gemessen, und die Maxima verschoben sich in Richtung höherer Drehzahlen (Bild 60).

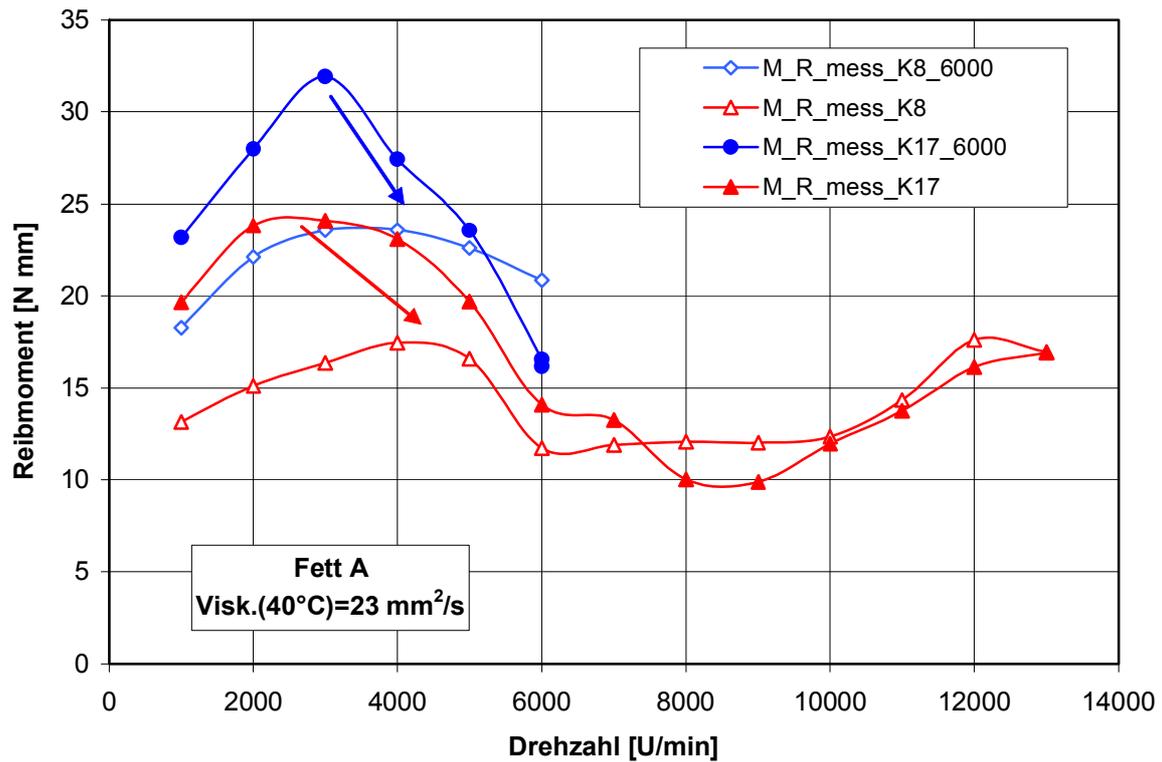


Bild 60: Gegenüberstellung der gemessenen Reibmomente in den Wälzlagern mit reduzierter (8 Kugeln, K8) und voller Kugel-Anzahl (17 Kugeln, K17), bei zwei verschiedenen Maximaldrehzahlen (6000 und 13000 U/min)

Die dabei gemessenen Schmierfilmhöhen sind im Bild 61 dargestellt. Meist sind die Schmierfilme bei reduzierter Kugelanzahl dicker, so dass ein gegenläufiger Effekt auf das Reibmoment entsteht.

Möglicherweise ist das die Erklärung dafür, warum die gemessenen Unterschiede in den Reibmomenten wesentlich kleiner sind, als in Bild 62 vorausberechnet (dabei wurde das Reibmoment nach Steinert berechnet, unter Annahme eines *Newtonschen* Verhaltens des Fluids).

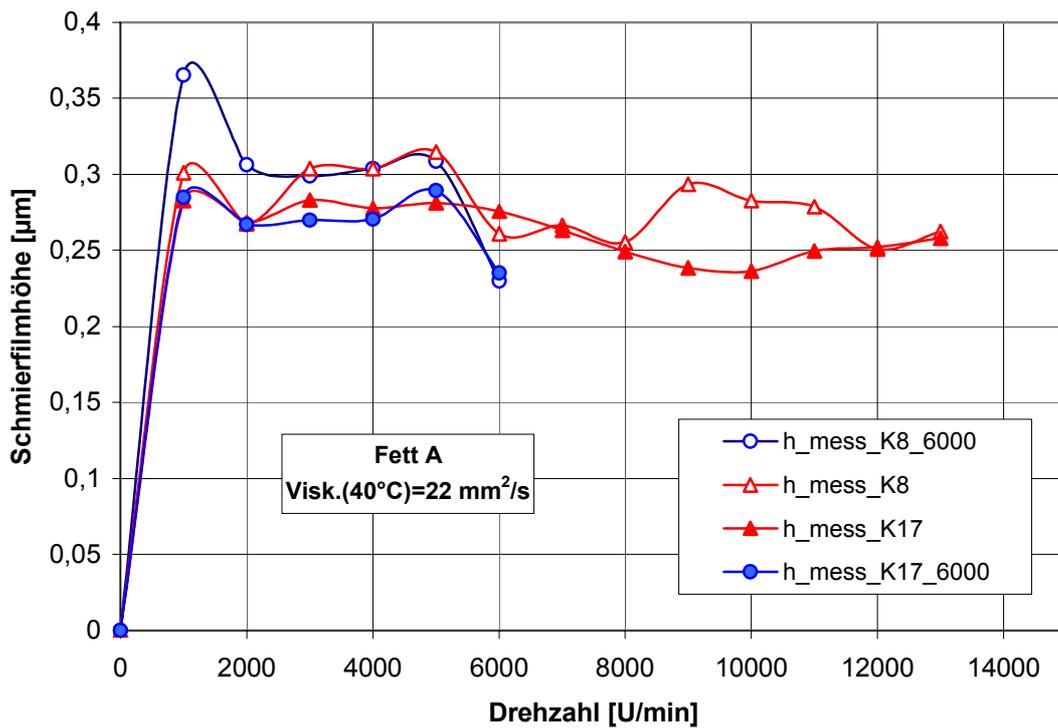


Bild 61: Gemessene Schmierfilmdicken in den Wälzlagern mit reduzierter und voller Kugel-Anzahl

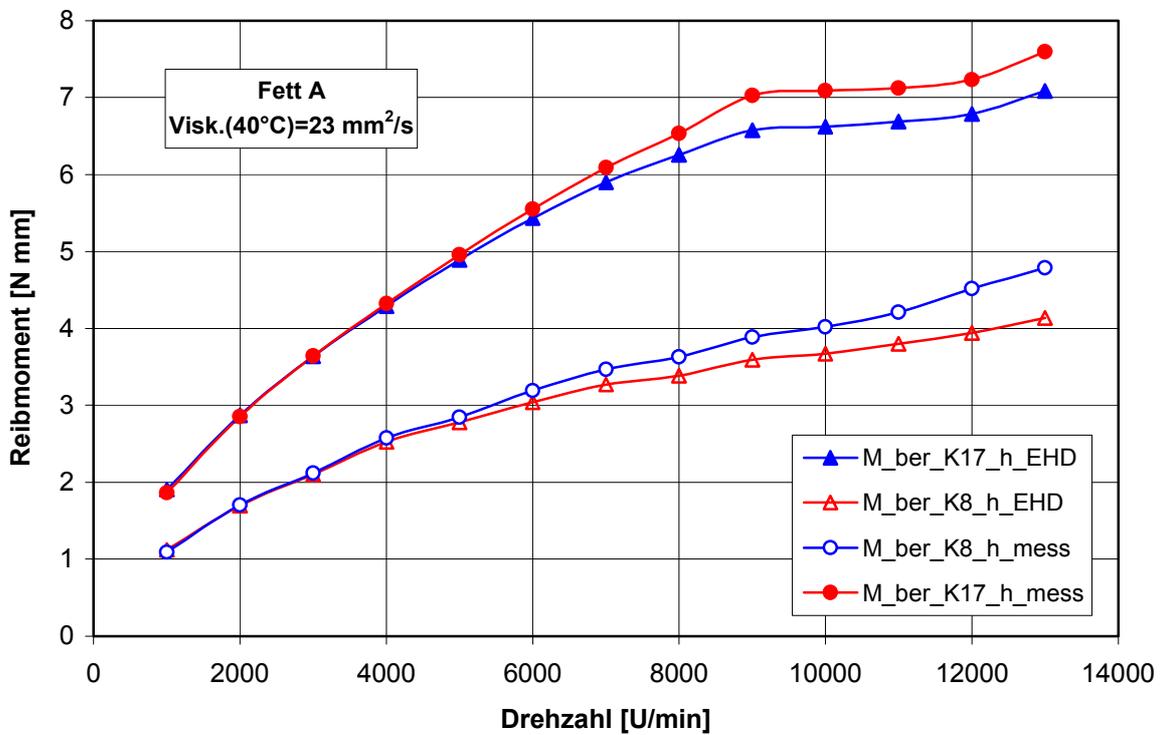


Bild 62: Berechnete Reibmomente in den Wälzlagern mit reduzierter und voller Kugel-Anzahl

7.3 Versuche mit Öl-Luft-Schmierung

Bei Öl-Luft-Schmierung lässt sich die Schmierstoffmenge gezielt dosieren. Falls das Verhalten bei Fettschmierung tatsächlich auf eine Mangelschmierung zurückzuführen ist, müsste es sich in gleicher Weise auch durch eine Verringerung der Schmierstoffmenge bei Öl-Luft-Schmierung darstellen lassen.

Mit Öl-Luft-Schmierung wurden Versuche mit Spindellagern 7008 unter einer rein axialen Belastung $F_{ax} = 160 \text{ N}$ durchgeführt, d. h. unter gleichen Bedingungen wie bei Fettschmierung. Dabei wurden bei jeder Drehzahl in den ersten 15 Minuten $12,5 \text{ mm}^3$ Öl in einen Förderluftstrom injiziert. Danach wurde der Luftstrom abgestellt und gewartet, bis sich das Reibmoment stabilisierte.

Es wurden Versuche mit allen Grundölen der Versuchsfette durchgeführt. Für das Fett A wurde das Grundöl mit und ohne Additive eingesetzt.

In Bild 63 und Bild 64 sind die dabei gemessenen Reibmomente dargestellt und den Fett-V Versuchsergebnissen gegenübergestellt. Bei den Versuchen mit dem Grundöl des gleichen Fettes, aber mit Additiven, wurden etwas kleinere Werte gemessen (Bild 64), der Unterschied ist aber nicht gravierend. Für die restlichen Versuche wurde daher immer das Grundöl mit Additiven des jeweiligen Fettes verwendet.

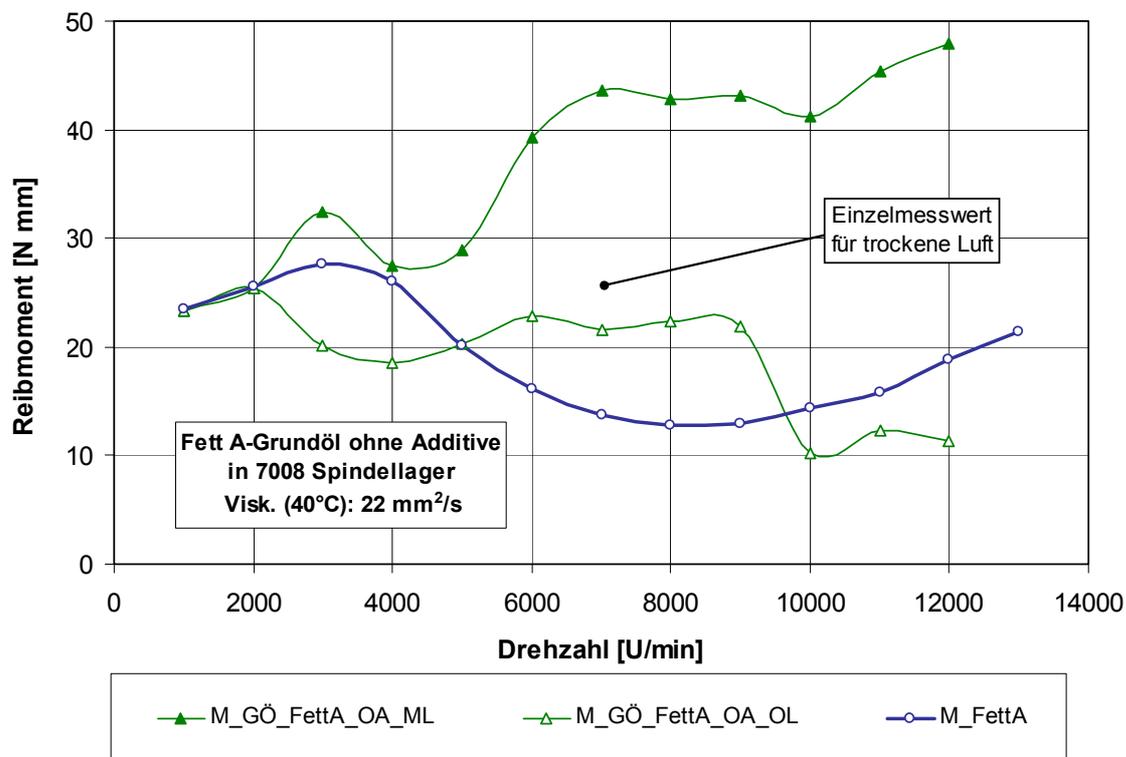


Bild 63: Gemessene Reibmomente bei Öl-Luft-Versuchen mit dem Grundöl (ohne Additive) des Versuchsfettes A bei eingeschalteter Öl-Luft-Schmierung (ML) und abgeschaltetem Luftstrom (OL) im Vergleich mit den Fett-Ergebnissen

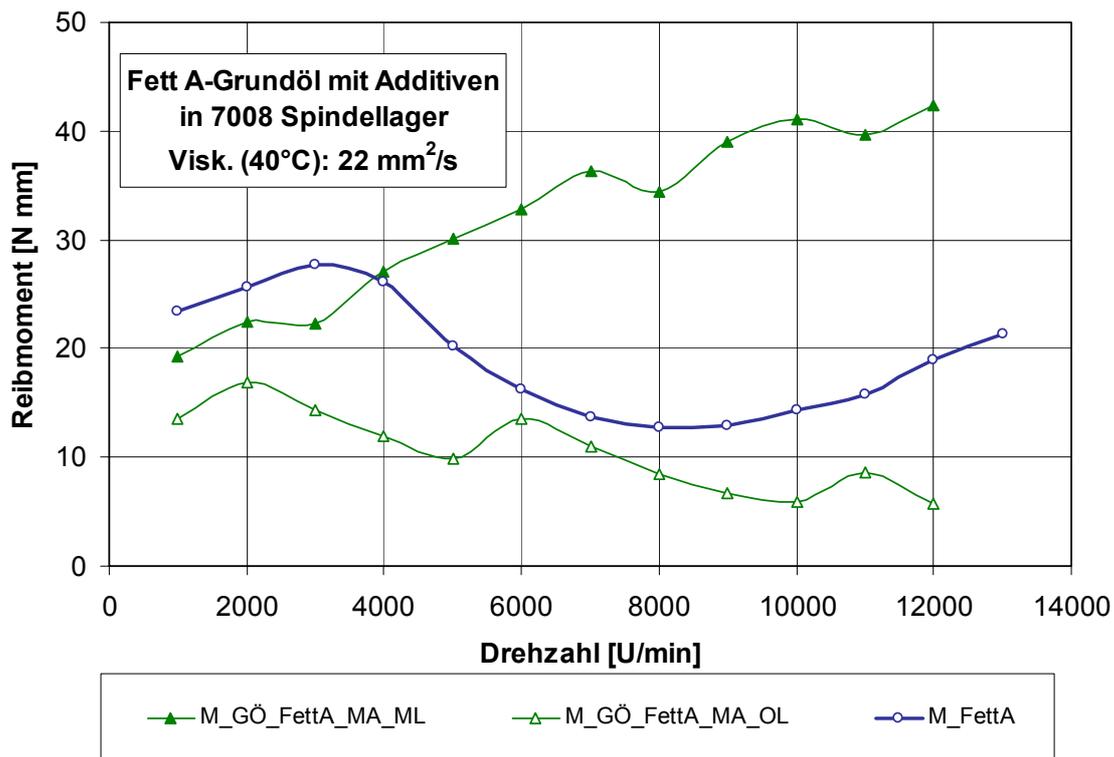


Bild 64: Gemessene Reibmomente bei Öl-Luft-Versuchen mit dem Grundöl (mit Additiven) des Versuchsfettes A bei eingeschalteter Öl-Luft-Schmierung (ML) und abgeschaltetem Luftstrom (OL) im Vergleich mit den Fett-Ergebnissen

In Bild 65 und Bild 66 sind die dabei gemessenen Temperaturen dargestellt und den Fett-Versuchsergebnissen gegenübergestellt. Wie bei den gemessenen Reibmomenten, wurden bei den Versuchen mit dem Grundöl des gleichen Fettes, aber mit Additiven, etwas kleinere Werte gemessen (Bild 65).

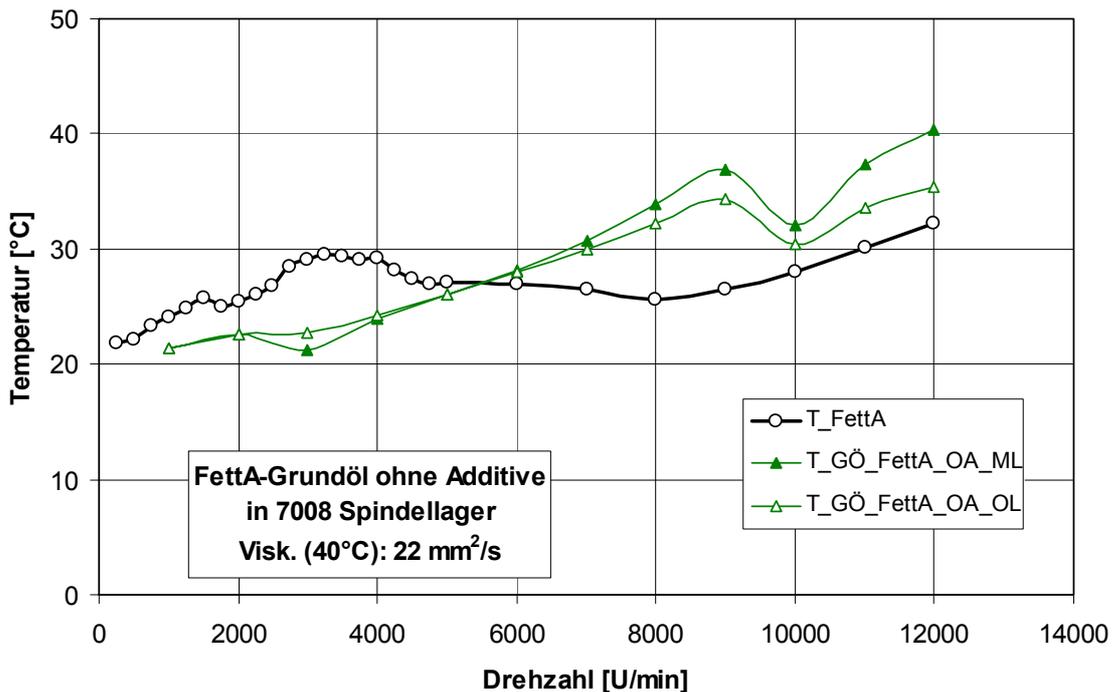


Bild 65: Gemessene Temperaturen bei Öl-Luft-Versuchen mit dem Grundöl (ohne Additive) des Versuchsfettes A bei eingeschalteter Öl-Luft-Schmierung (ML) und abgeschaltetem Luftstrom (OL) im Vergleich mit den Fett-Ergebnissen

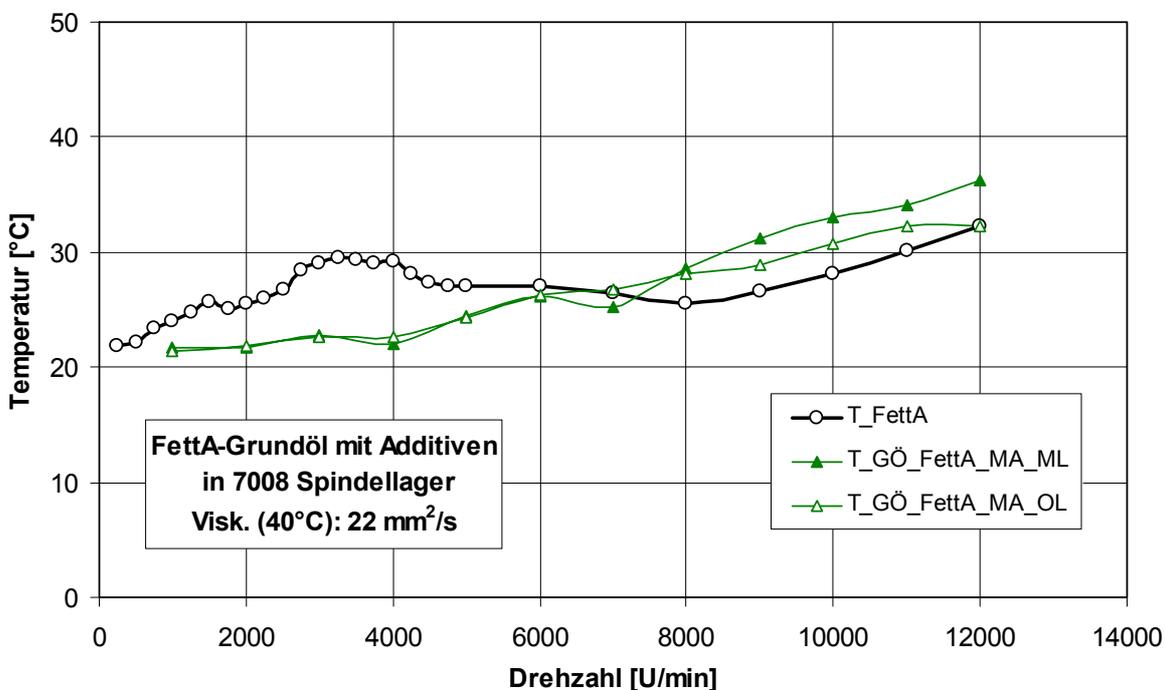


Bild 66: Gemessene Temperaturen bei Öl-Luft-Versuchen mit dem Grundöl (mit Additiven) des Versuchsfettes A bei eingeschalteter Öl-Luft-Schmierung (ML) und abgeschaltetem Luftstrom (OL) im Vergleich mit den Fett-Ergebnissen

In den folgenden Diagrammen sind die bei den Öl-Luft-Messungen ermittelten Schmierfilmhöhen dargestellt und der EHD-Theorie mit Vollschmierung gegenübergestellt. Die Ergebnisse für die restlichen Grundöle sind im Anhang zu finden.

Für das Versuchsfett A (Bild 67) liegen die gemessenen Schmierfilmhöhen bei den Öl-Luft-Versuchen mit dem Grundöl des Fettes mit Additiven deutlich höher als die bei den Versuchen mit dem Versuchsfett selbst, aber bei mittleren und hohen Drehzahlen unter den nach der EHD-Theorie für Vollschmierung berechneten Werten.

Da diese Ergebnisse nicht ganz den Reibmomentenmessungen entsprechen wurde eine zweite Versuchsreihe angesetzt.

Bei der kapazitiven Ermittlung der Schmierfilmhöhe für die Öl-Luft-Versuche wurde die Dielektrizität des entsprechenden Grundöls eingesetzt.

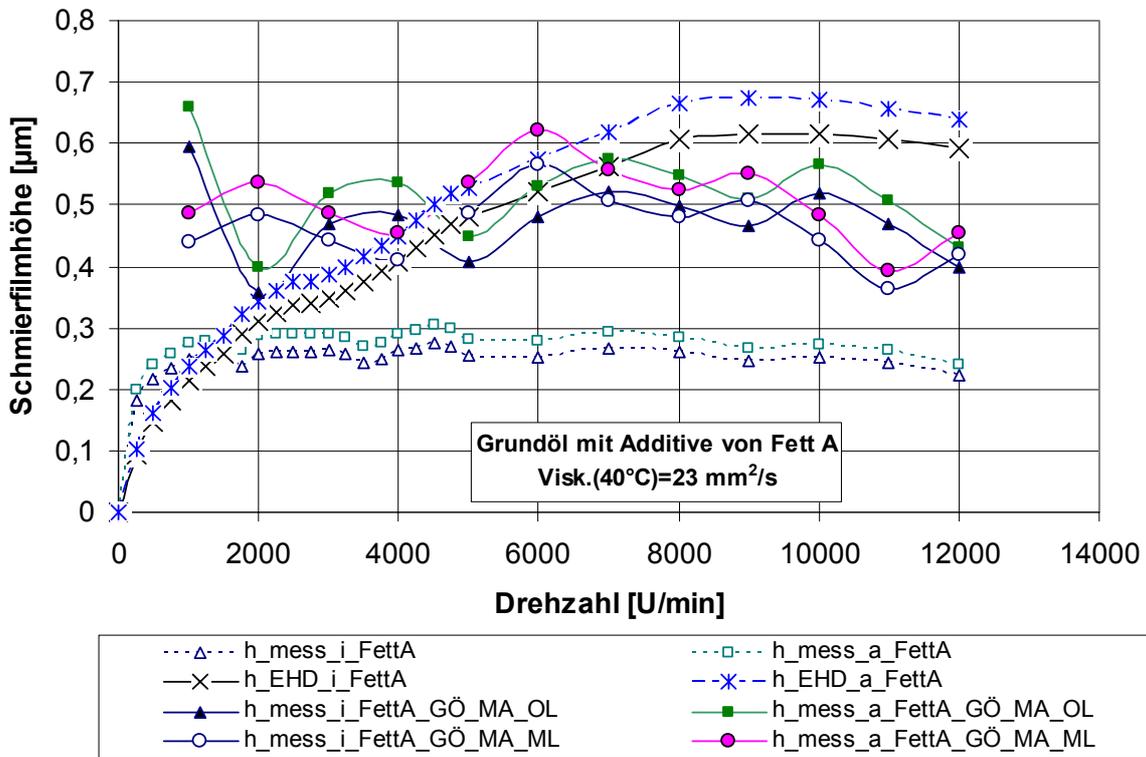


Bild 67: Gemessene und nach EHD berechnete Schmierfilmhöhen für das Fett A und dessen Grundöl mit Additiven (während der Reibmomentenmessungen)

Dabei wurde vor der Versuchszeit jeder Drehzahlstufe das Öl-Luft-Gemisch 15 Minuten lang bei der vorangehenden niedrigeren Drehzahl in die Lager injiziert. Bei den bisher vorgestellten Messungen wurden bei der Öl-Luft-Schmierung in den ersten 15 Minuten mit der erhöhten Drehzahl 12,5 mm³ injiziert, danach wurde in beiden Fällen der Luftstrom abgestellt und gewartet, bis sich das Reibmoment stabilisierte.

Bei dem ersten Versuch entsprach also die Messdrehzahl der Drehzahl, bei der das Öl-Luft-Gemisch injiziert wurde, bei dem 2. Versuch war die Messdrehzahl höher.

Tendenziell liegen die Reibmomente bei den Wiederholmessungen höher; und nähern sich der Ergebnisse der Messungen des Fettes (Bild 68).

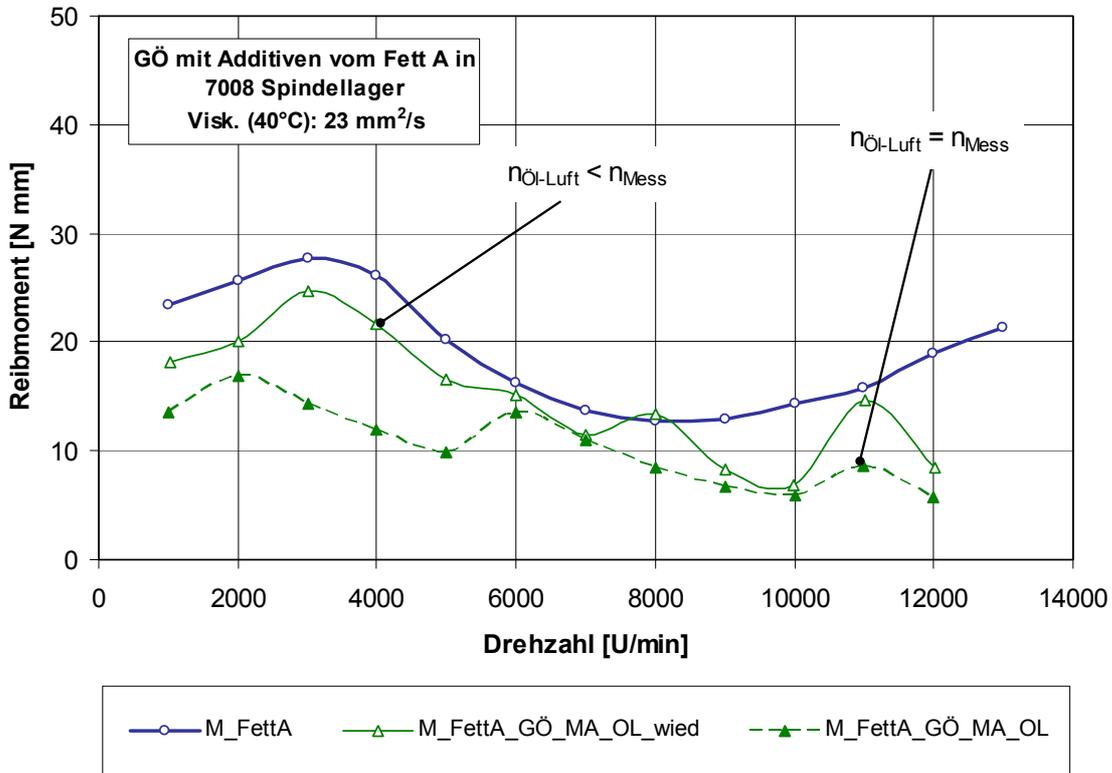


Bild 68: Gemessene Reibmomente bei der 2. Messreihe mit dem Grundöl des Versuchsfettes A mit Additiven, im Vergleich mit der 1. Öl-Luft-Messreihe und dem entsprechenden Versuchsfett

Bei den gemessenen Schmierfilmhöhen im wiederholten Versuch mit dem Grundöl des Fettes A (Bild 69) liegen die Werte deutlich niedriger als die der ersten Messreihe. Die neuen Werte liegen sogar unter den Fett-Werten. Dies ist auf die Beschleunigung im Lager beim Erhöhen der Drehzahlen zurückzuführen. Denn die Kapazitäten werden (im Gegensatz zum ersten Versuch) gleich nach dem Erhöhen der Drehzahl erfasst.

Das Verhalten der Reibmomente (Bild 68) gegenüber der Schmierfilmhöhen (Bild 69) bestätigt den vermuteten Einfluss der Schmierstoffmenge auf das Reibmoment, die Verluste im Schmierstoff nahmen um so mehr ab, je weiter man sich von der Vollschrmerung entfernt.

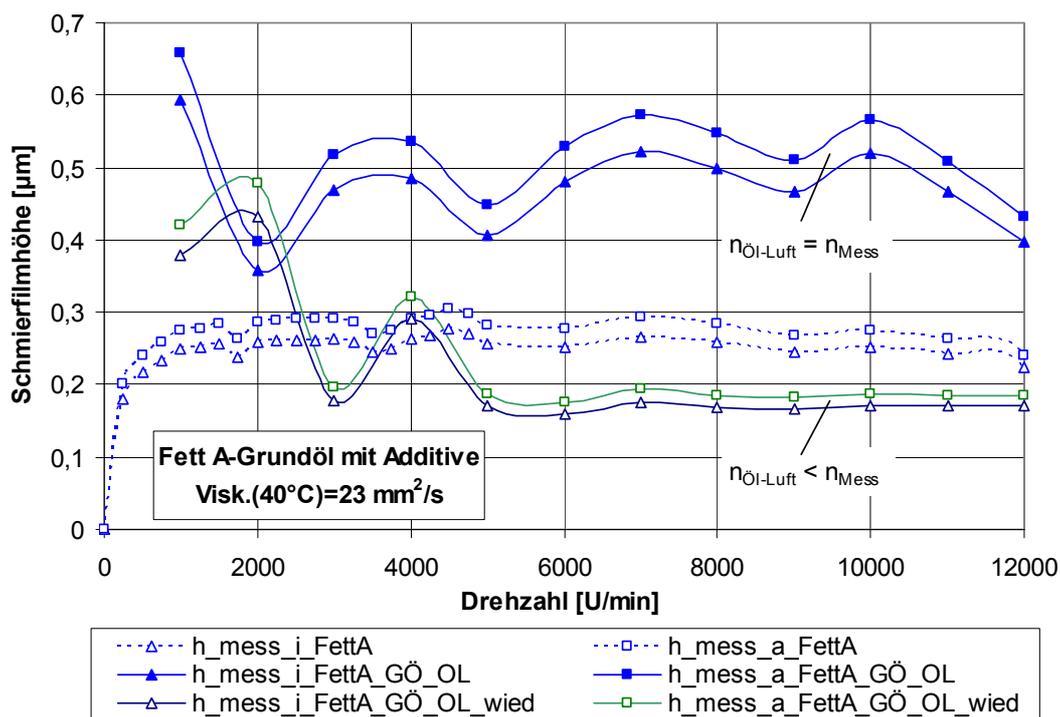


Bild 69: Gemessene Schmierfilmdicken bei der 2. Messreihe mit dem Grundöl des Versuchsfettes A mit Additiven, im Vergleich mit der 1. Öl-Luft-Messserie und dem entsprechenden Versuchsfett

Bei den Versuchen mit dem Grundöl des Versuchsfettes B mit Additiven (Bild 70, Bild 71 und Bild 72) lagen die kapazitiv ermittelten Schmierfilmdicken nur wenig höher als die gemessenen Werte bei den Fett-Versuchen. Dies Ergebnis kann auch von der maximal erreichten Drehzahl beeinflusst worden sein. Diese betrug bei den Fett-Versuchen 15000 U/min, bei den Öl-Luft-Versuchen hingegen 12000 U/min.

Die Vergleichsversuche für das Fett C und dessen Grundöl mit Additiven sind im Bild 175 im Anhang dargestellt. Es wurden bei allen Drehzahlstufen vergleichbare Werte ermittelt.

Auch die gemessenen Schmierfilmdicken beim Grundöl des Fettes D mit Additiven unterschieden sich bei kleinen und mittleren Drehzahlen nicht deutlich von den Messergebnissen, die bei den Versuchen mit dem entsprechenden Versuchsfett durchgeführt wurden (Bild 73, Bild 74 und Bild 75).

Die Versuche mit den Grundölen der Versuchsfette E und F (siehe Bild 176 bis Bild 181 im Anhang) lieferten ähnliche Ergebnisse wie die Versuche mit dem Grundöl des Fettes A.

Folgendes wird deutlich: Im Bereich kleiner und mittleren Drehzahlen (bis 4000 U/min) sind die Reibmomente mit Öl-Luft-Schmierung teils kleiner, teils größer als mit der Fett-Schmierung vergleichbar. Oberhalb 5000 U/min ist bei eingeschaltetem Luftstrom die Reibung immer höher als bei Fettschmierung. Dies ist auf das größere Schmierstoffangebot zurückzuführen. Mit abgeschaltetem Luftstrom steht weniger Schmierstoff bereit, die Reibung wird somit geringer. Die Schmierfilmdickenmessungen bestätigen diese Erklärung.

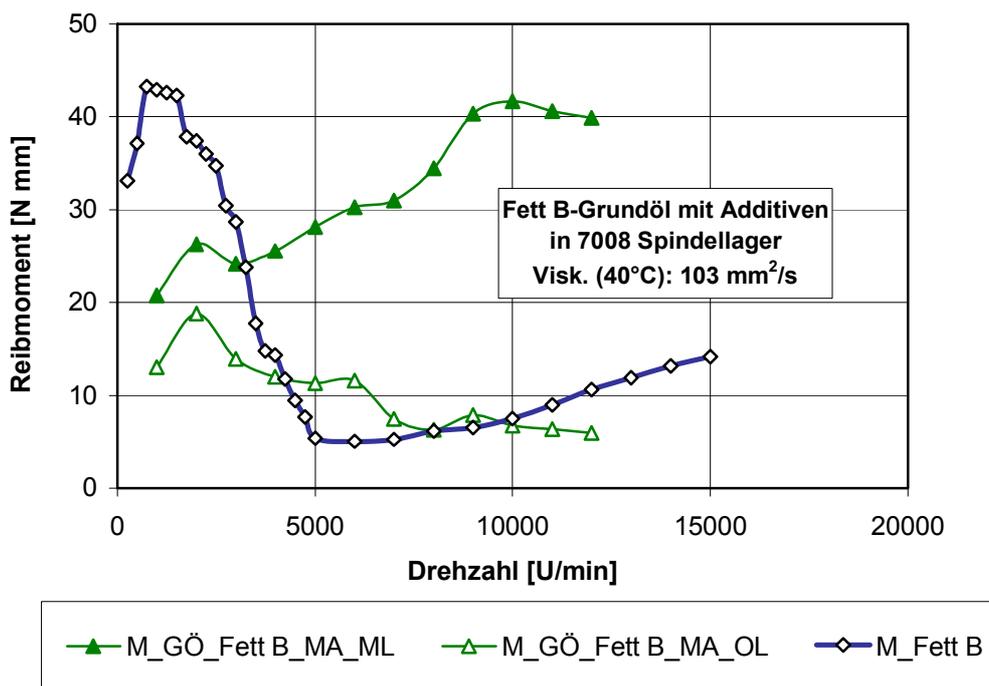


Bild 70: Gemessene Reibmomente bei Öl-Luft-Versuchen mit dem Grundöl (ohne Additive) des Versuchsfettes B bei eingeschalteter Öl-Luft-Schmierung (ML) und abgeschaltetem Luftstrom (OL) im Vergleich mit den Fett-Ergebnissen

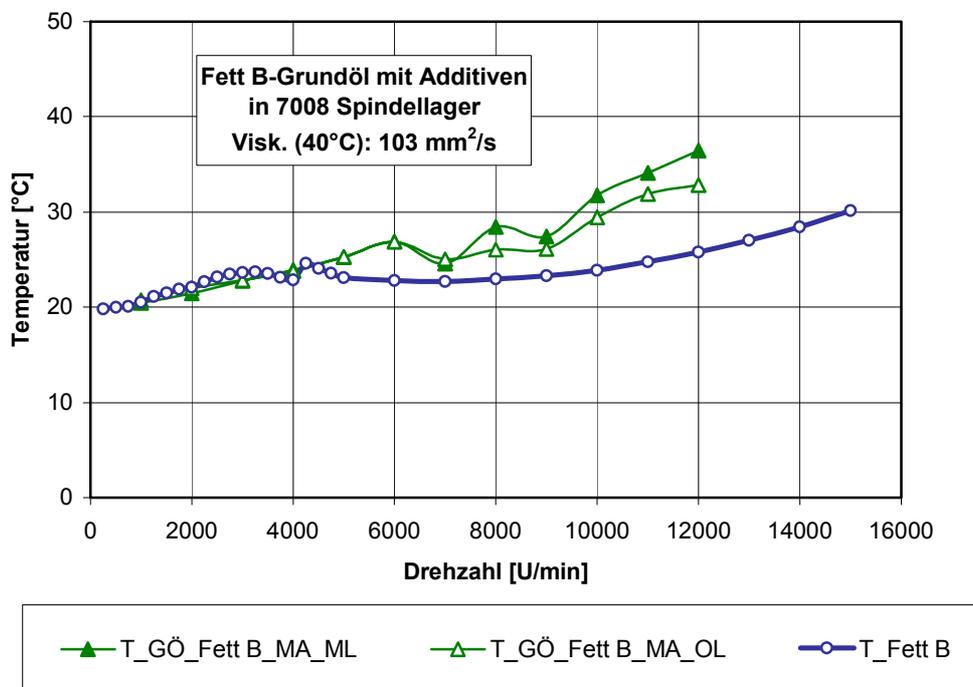


Bild 71: Gemessene Temperaturen bei Öl-Luft-Versuchen mit dem Grundöl (ohne Additive) des Versuchsfettes B bei eingeschalteter Öl-Luft-Schmierung (ML) und abgeschaltetem Luftstrom (OL) im Vergleich mit den Fett-Ergebnissen

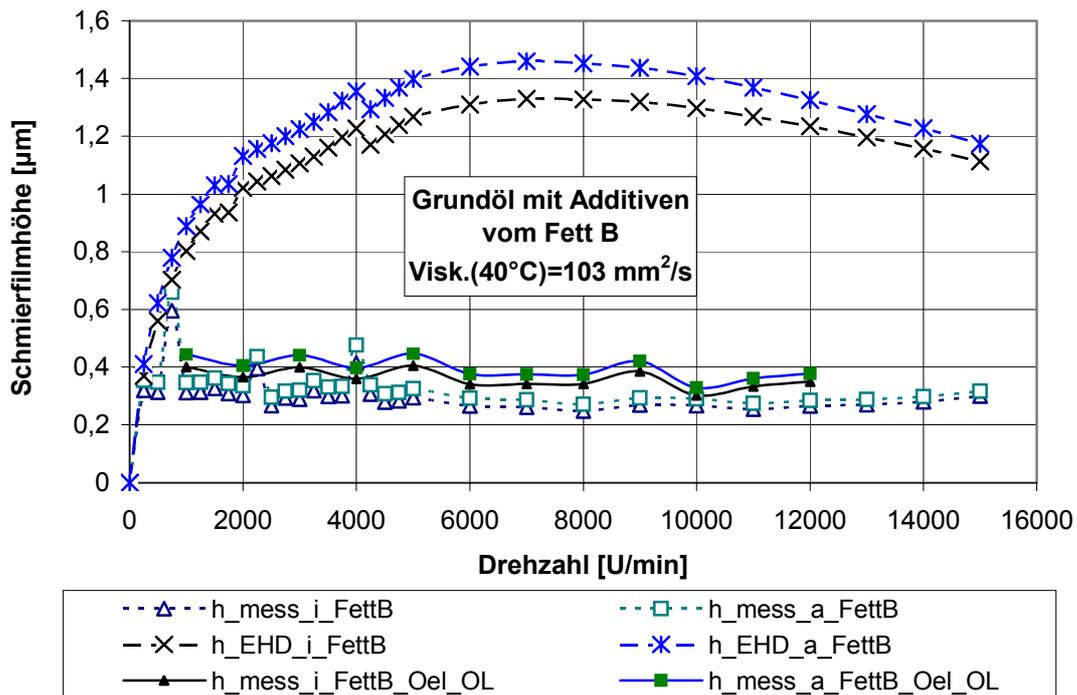


Bild 72: Gemessene und nach EHD berechnete Schmierfilmhöhen für das Fett B und dessen Grundöl mit Additiven

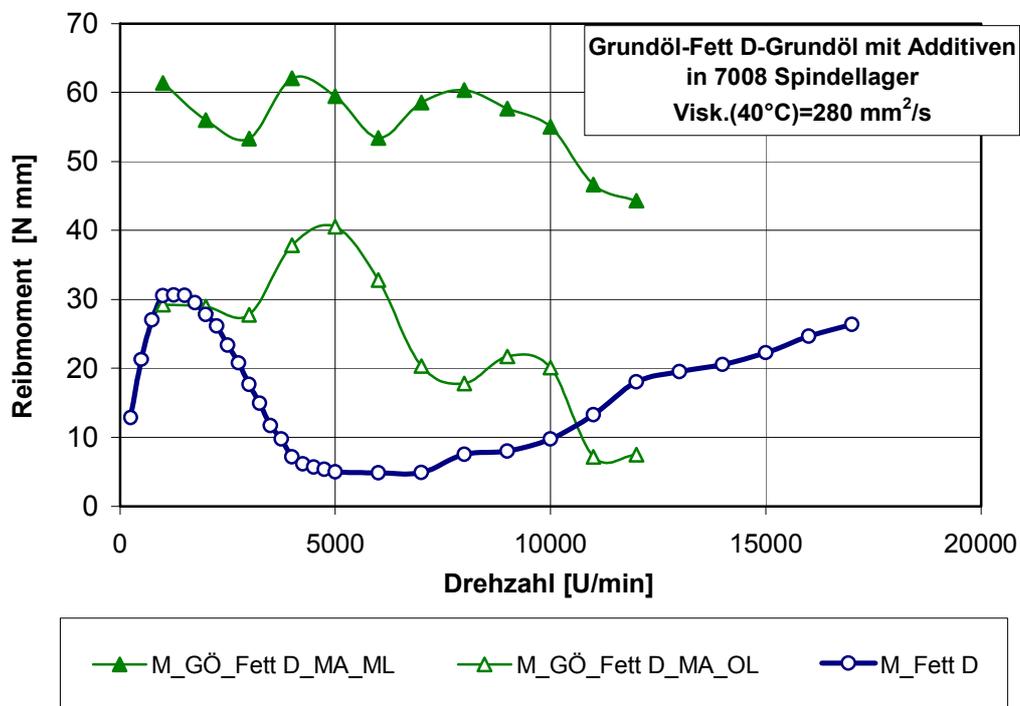


Bild 73: Gemessene Reibmomente bei Öl-Luft-Versuchen mit dem Grundöl (mit Additiven) des Versuchsfettes D bei eingeschalteter Öl-Luft-Schmierung (ML) und abgeschaltetem Luftstrom (OL) im Vergleich mit den Fett-Ergebnissen

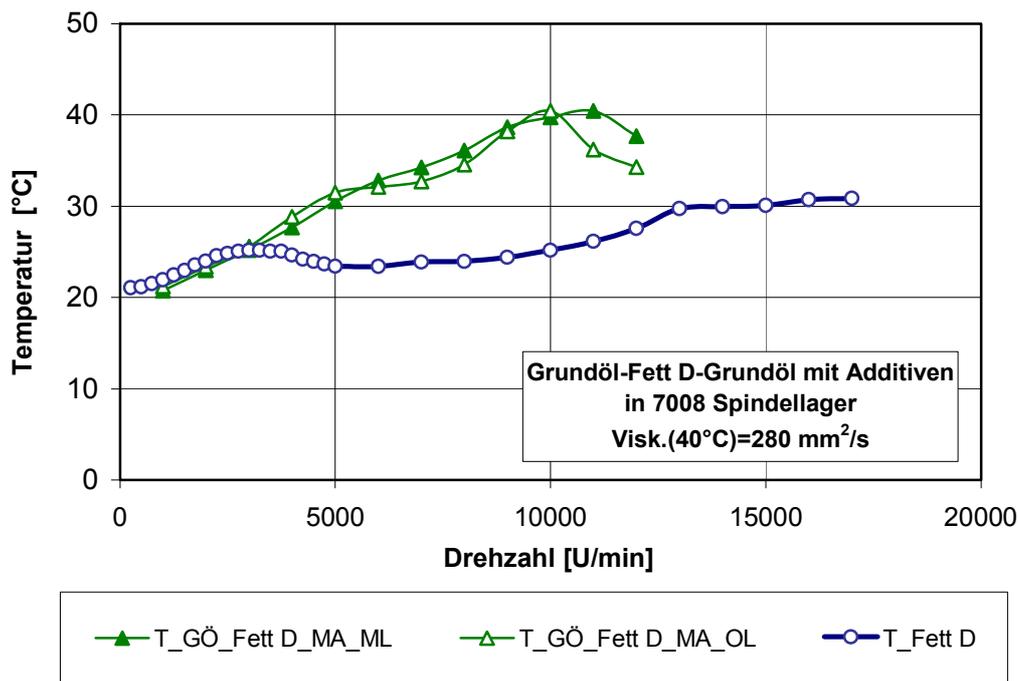


Bild 74: Gemessene Temperaturen bei Öl-Luft-Versuchen mit dem Grundöl (mit Additiven) des Versuchsfettes D bei eingeschalteter Öl-Luft-Schmierung (ML) und abgeschaltetem Luftstrom (OL) im Vergleich mit den Fett-Ergebnissen

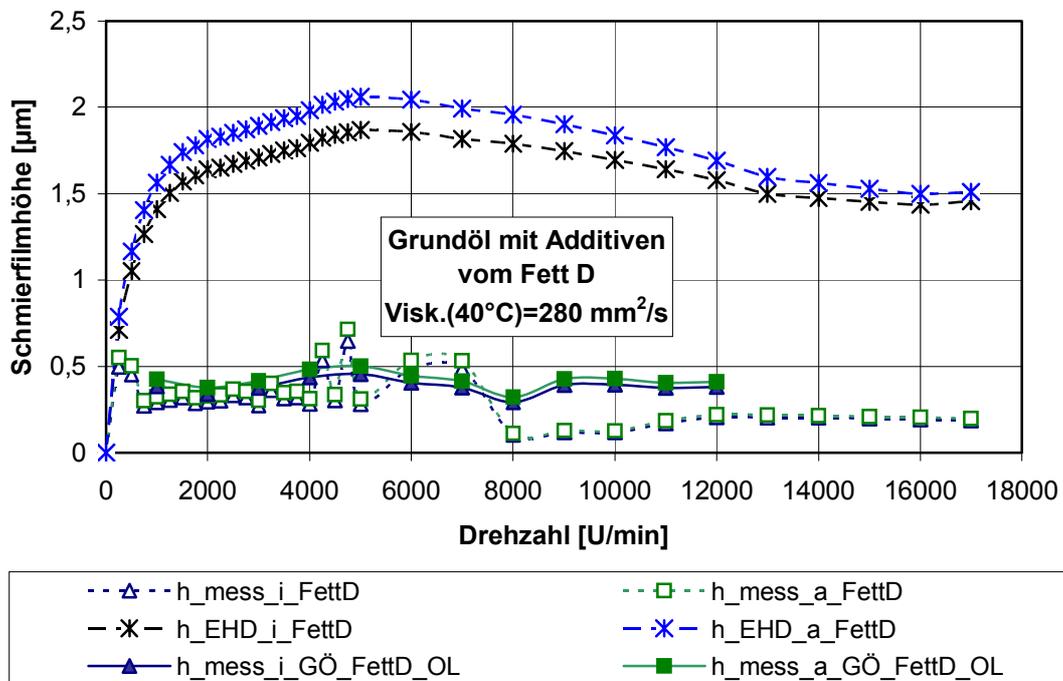


Bild 75: Gemessene und nach EHD berechnete Schmierfilmhöhen für das Fett D und dessen Grundöl mit Additiven

7.4 Vergleich zwischen experimentellen und theoretischen Ergebnissen

In den folgenden Bildern sind für das Fett A gemessene Reibmomente und Schmierfilmhöhen den berechneten Werten gegenübergestellt.

Im Anhang sind die Ergebnisse für alle Fette dargestellt.

Dabei sind:

M_{mess} :	am Prüfstand gemessenes Reibmoment
M_{Palmgren} :	nach <i>Palmgren</i> berechnetes Reibmoment, Gl.2, Gl.3, Gl.4
$M_{\text{Newton, h_mess}}$:	gesamtes mit den gemessenen Schmierfilmhöhen ermitteltes Reibmoment bei <i>Newtonschem</i> Verhalten des Fluids, nach <i>Steinert</i>
$M_{\text{Eyring, h_mess}}$:	gesamtes mit den gemessenen Schmierfilmhöhen ermitteltes Reibmoment beim <i>Eyringschen</i> Verhalten des Fluids, nach <i>Steinert</i>
$M_{\text{Newton, Tüllmann, h_mess}}$:	gesamtes mit den gemessenen Schmierfilmhöhen ermitteltes Reibmoment bei einem Gleichgewicht im Lager nach <i>Tüllmann/Steinert</i> und bei einem <i>Newtonschen</i> Verhalten des Fluids
$M_{\text{Eyring, Tüllmann, h_mess}}$:	gesamtes mit den gemessenen Schmierfilmhöhen ermitteltes Reibmoment bei einem Gleichgewicht im Lager nach <i>Tüllmann/Steinert</i> und bei einem <i>Eyringschen</i> Verhalten des Fluids

Bild 76 zeigt die gemessenen Reibmomente und Temperaturen bei den Versuchen mit dem Fett A. Das Reibmoment erreicht bei niedrigen Drehzahlen ein Maximum und nimmt wieder ab, was auf ein Verdrängen des Schmierstoffes aus den bewegten Zonen des Lagers zurückzuführen ist. Es nimmt bei steigender Drehzahl nach einem Minimum wieder zu. Die gemessene Temperatur nimmt ebenso zu. Dieses Phänomen wurde bei den Versuchen bei einer rein axialen Belastung der Schrägkugellager der Baureihe 7008 mit $F_{\text{ax}} = 160 \text{ N}$ bei allen Fetten beobachtet (siehe Bild 161, Bild 163, Bild 165, Bild 167, Bild 169 und Bild 171 im Anhang).

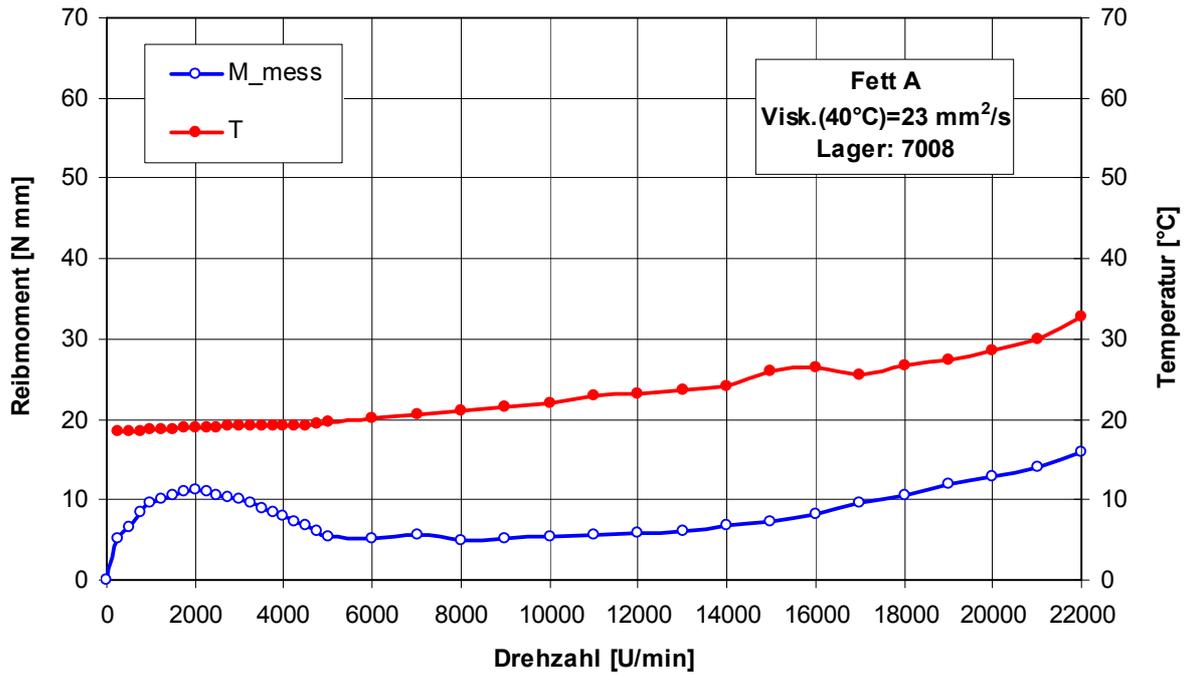


Bild 76: Das Verhalten der gemessenen Temperaturen und Reibmomente über der Drehzahl für Fett A, $F_{ax} = 160$ N

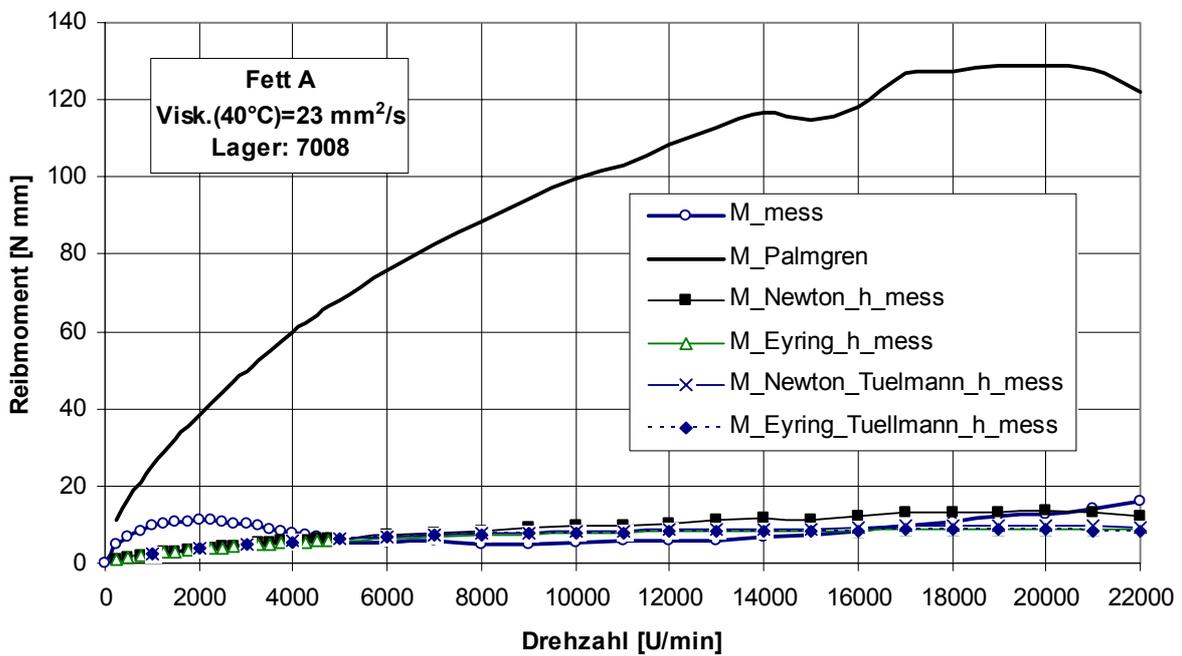


Bild 77: Gegenüberstellung der gemessenen und berechneten Reibmomente für das Fett A, $F_{ax} = 160$ N

In Bild 77 sind die gemessenen Werte der Reibmomente den berechneten gegenübergestellt. Die nach *Palmgren* berechneten Werte sind deutlich höher als die gemessenen, außer bei sehr niedrigen Drehzahlen.

Der vorübergehende Abfall des nach *Palmgren* berechneten Reibmoments bei 15000 U/min ist auf einen Anstieg der gemessenen Temperatur bei dieser Drehzahl zurückzuführen, der sich auf die kinematische Viskosität auswirkt. Die nach dem Berechnungsmodell ermittelten Reibmomente sind noch einmal bei einer anderen Skalierung im Bild 78 dargestellt. Für das Fett A liegen im Gegensatz zur *Palmgren*-Methode bei mittleren und hohen Drehzahlen die nach *Steinert* und *Tüllmann* berechneten Reibmomente wesentlich näher an den gemessenen Werten. Im niedrigen Drehzahlbereich sind die Abweichungen deutlich größer, weil die Verluste außerhalb der Wälzkontakte vernachlässigt wurden. Bei mittleren Drehzahlen sind die berechneten Werte höher als die gemessenen, weil die Mangelschmierung in den Wälzkontakten noch nicht einbezogen wurde.

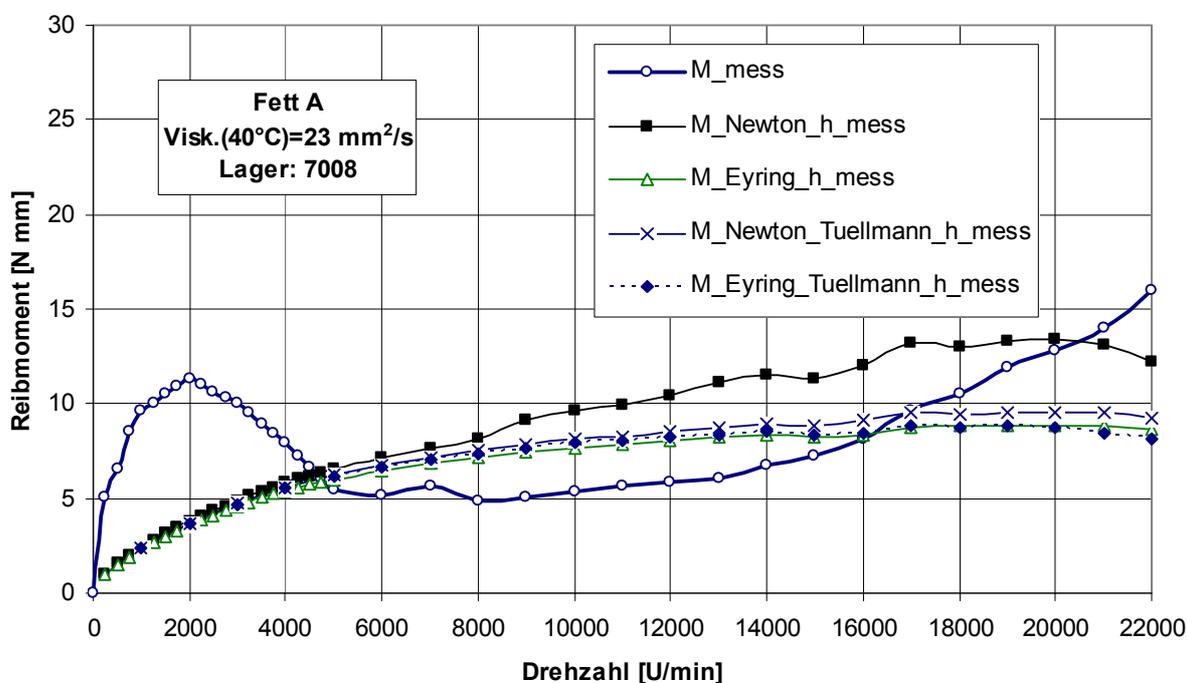


Bild 78: Gegenüberstellung der gemessenen und berechneten Reibmomente für das Fett A (Ohne Berechnungsergebnisse nach *Palmgren*), $F_{\text{ax}} = 160 \text{ N}$

Die Gegenüberstellung der theoretischen und der experimentellen Ergebnisse für die restlichen Fette ist im Anhang in Bild 191 bis Bild 200 abgebildet.

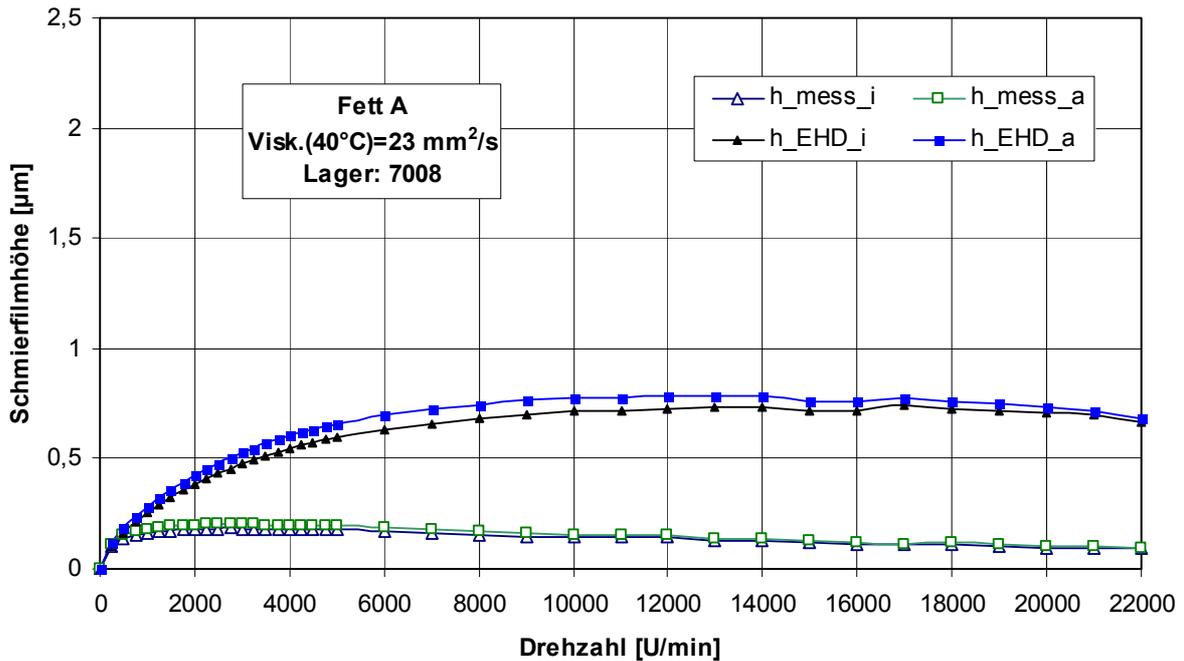


Bild 79: Gegenüberstellung der gemessenen und berechneten Schmierfilmdicken für das Fett A, $F_{ax} = 160\text{ N}$

In Bild 79 sind die aus den gemessenen Kapazitäten berechneten Schmierfilmdicken dargestellt. Die Schmierfilmdicke hat zunächst einen ähnlichen Verlauf wie das Reibmoment, mit einem Maximum bei niedrigen Drehzahlen. Die Werte fallen dann aber mit zunehmender Drehzahl stetig ab. Dies ist ein Zeichen für eine Minimalmengenschmierung (*Starvation*). Die Ergebnisse für die restlichen Fette sind im Anhang dargestellt.

Bild 80 und Bild 81 zeigen, dass es keine stetige Zunahme der Schmierfilmdicke und des Reibmomentes mit der kinematischen Viskosität gibt, anscheinend wohl aber eine Korrelation zwischen Reibmoment und Schmierfilmdicke.

In Bild 82 wurde daher ein „*Starvation-Faktor*“ (gemessene Schmierfilmdicke h_{mess} im Verhältnis zur berechneten Schmierfilmdicke $h_{\text{berechnet}}$) in Abhängigkeit von der Viskosität für verschiedene Drehzahlen dargestellt.

Bei kleinen Drehzahlen ist eine starke Korrelation zu sehen (längste Linie in Bild 82), bei höheren Drehzahlen, wo immer eine Minimalmengenschmierung vorherrscht, ist der Einfluss nicht so stark.

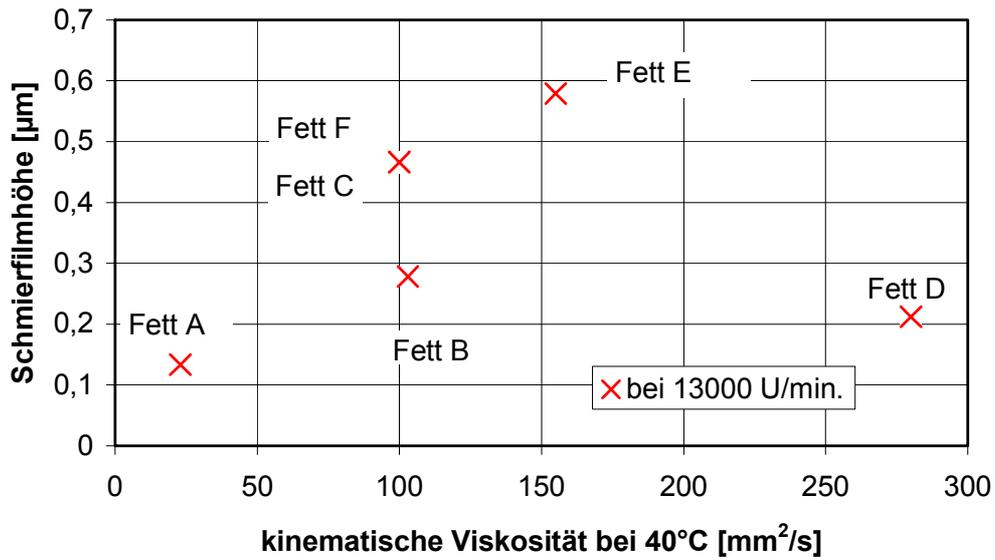


Bild 80: Gemessene Schmierfilmhöhe bei 13000 U/min in Abhängigkeit von der kinematischen Viskosität bei 40°C, $F_{ax} = 160$ N

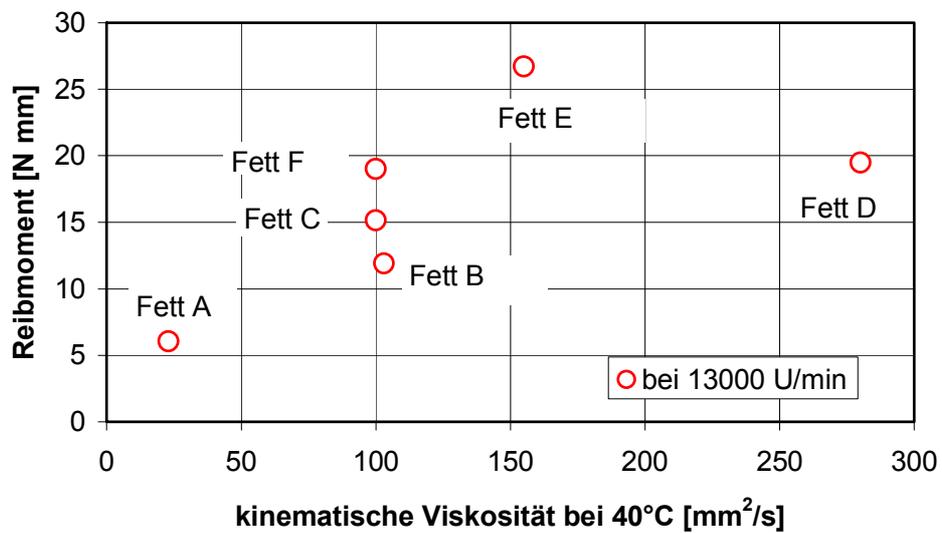


Bild 81: Gemessene Reibmomente bei 13000 U/min in Abhängigkeit von der kinematischen Viskosität bei 40°C, $F_{ax} = 160$ N

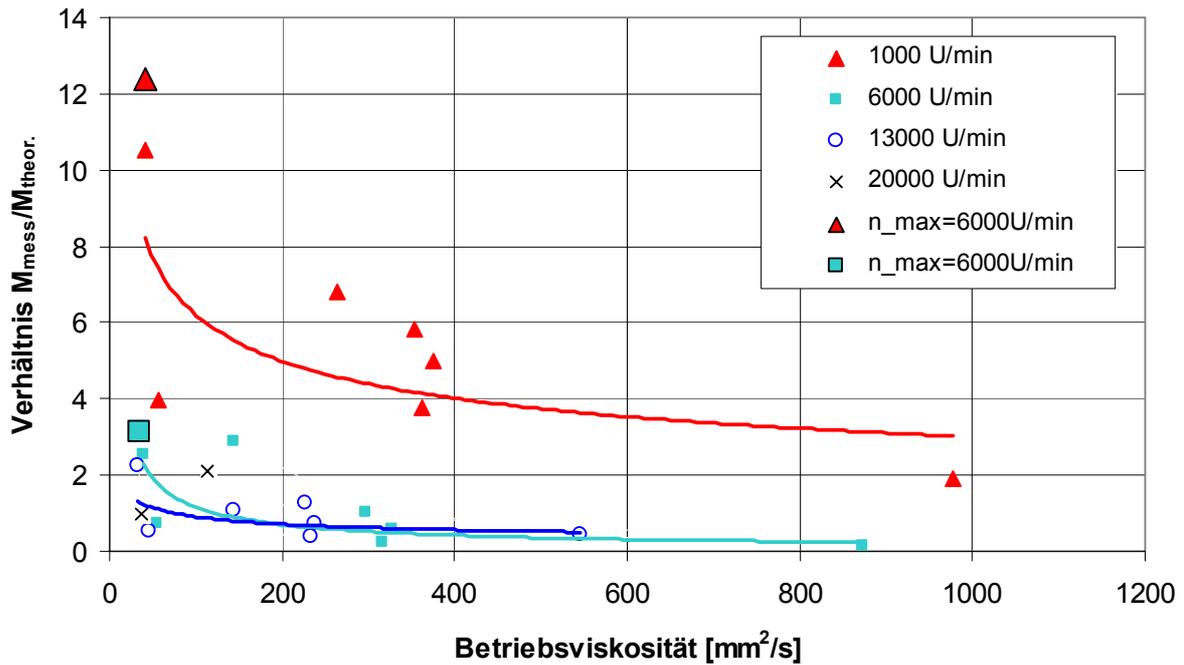


Bild 82: Einfluss der kinematischen Viskosität auf das Verhältnis der gemessenen Schmierfilmhöhe zu der nach EHD-Theorie berechneten Schmierfilmhöhe, $F_{\text{ax}} = 160 \text{ N}$

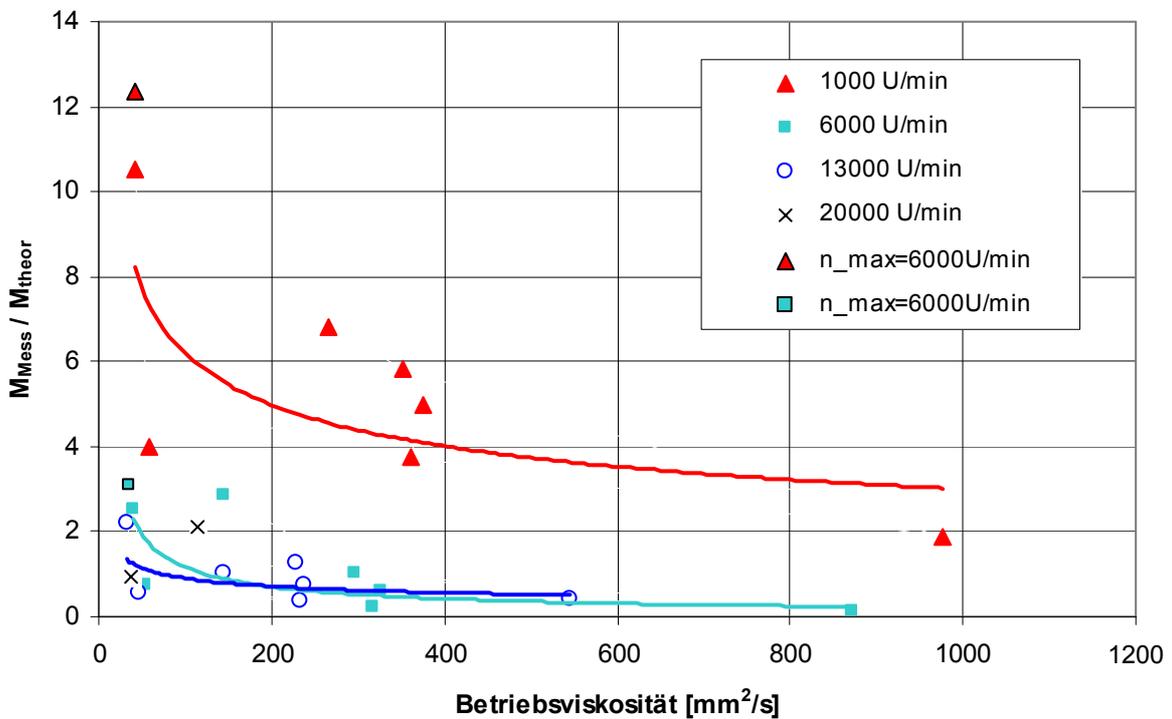


Bild 83: Einfluss der kinematischen Viskosität auf das Verhältnis: gemessenes Reibmoment / nach EHD berechnetes Reibmoment, $F_{\text{ax}} = 160 \text{ N}$

Bild 83 zeigt, dass eine ähnliche Korrelation gilt, wenn man das gemessene Reibmoment (M_{mess}) zum theoretischen (M_{theor}) ins Verhältnis setzt.

In Bild 84 wird deutlich, dass es einen allgemeingültigen Zusammenhang zwischen Reibmomentverhältnis und „Starvation-Faktor“ gibt. Je „minimaler“ die Schmierung, umso kleiner das Reibmoment. Offensichtlich muss es eine Grenze geben (Übergang zur Mischreibung), jenseits derer das Reibmoment wieder ansteigt. Diese Grenze wurde bei den hier dargestellten Versuchen jedoch nicht erreicht.

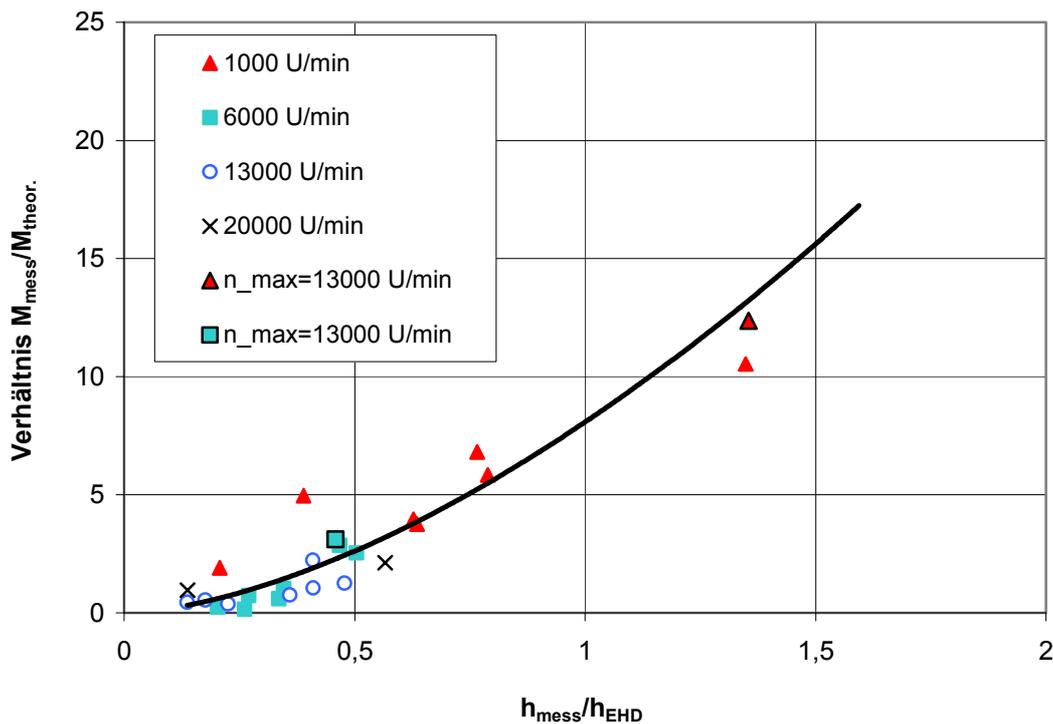


Bild 84: Verhältnis $M_{\text{mess}}/M_{\text{theor}}$ in Abhängigkeit vom „Starvation-Faktor“ ($h_{\text{mess}}/h_{\text{EHD}}$),
 $F_{\text{ax}} = 160 \text{ N}$

7.5 Einführung des Schmierstoffverdrängungsfaktors Φ_{FS}

Die Zusammenfassung der bisher dargestellten experimentellen Arbeiten lautet wie folgt:

- (1) Das relative Maximum des Reibmomentes fettgeschmierter, rein axial belasteter Schrägkugellager ($C/P \approx 100$) liegt immer im Bereich niedriger Drehzahlen (Bild 85).

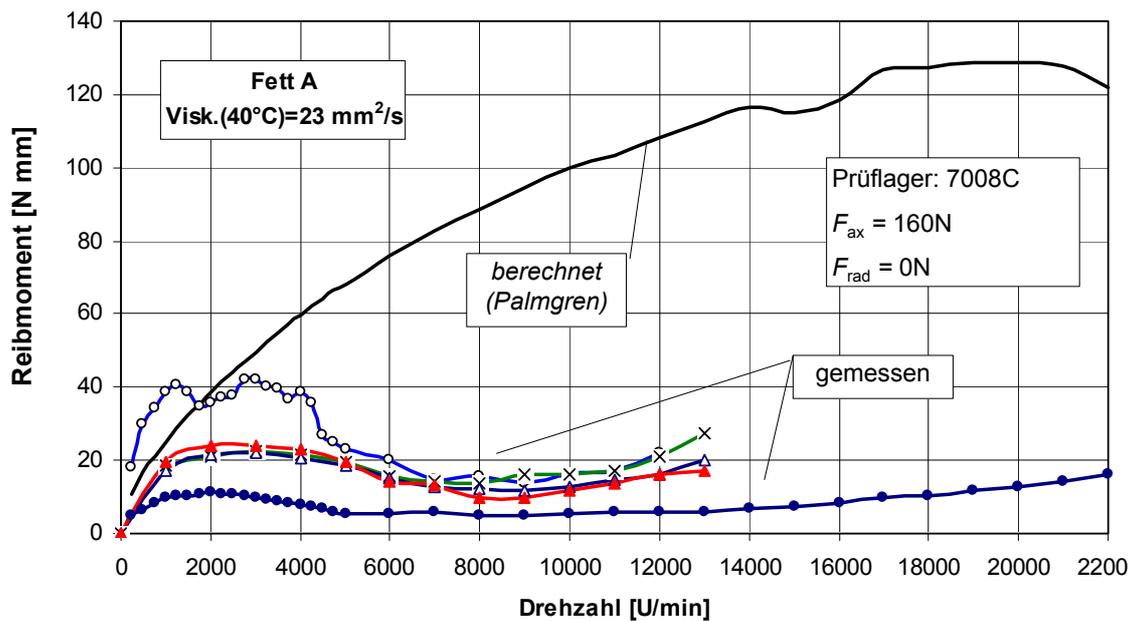


Bild 85: Reibmomente bei unterschiedlichen Maximaldrehzahlen für Versuchsfett A,
 $F_{ax} = 160 \text{ N}$

Man erkennt im hier exemplarisch für das Fett A dargestellten Reibmoment-Diagramm, dass das relative Maximum stets in einem Drehzahlbereich zwischen 1000 U/min und 3000 U/min liegt. Das mit steigender Drehzahl sinkende Betriebsreibmoment ist mit einem minimalen Schmierstoffangebot zu erklären, wodurch nur geringe Verluste außerhalb der Wälzkontakte verursacht werden. Es wurde weiterhin bzgl. des Reibmomentes beobachtet, dass mit steigender Maximaldrehzahl beim Einlauf der Prüflager das später stationär bei niedrigeren Drehzahlen gemessene Reibmoment absinkt. Dabei war ein starker Einfluss der Fettzusammensetzung zu verzeichnen.

Gut zu erkennen ist in Bild 85 die insgesamt große Diskrepanz zwischen gemessenem und nach der klassischen Theorie von *Palmgren* berechnetem Reibmoment.

- (2) Die mit Hilfe des kapazitiven Messsystems ermittelten Schmierfilmhöhen sind oberhalb einer Drehzahl von ca. 750 U/min deutlich kleiner als die nach der EHD-Theorie für Vollschmierung berechneten, die Abweichung zwischen Messung und Berechnung wird dabei mit zunehmender Drehzahl größer, bis hin zu einem *Starvation*-Faktor ($h_{\text{mess}}/h_{\text{EHD}}$) von weniger als 0,2. Zur Verdeutlichung dient Bild 86.

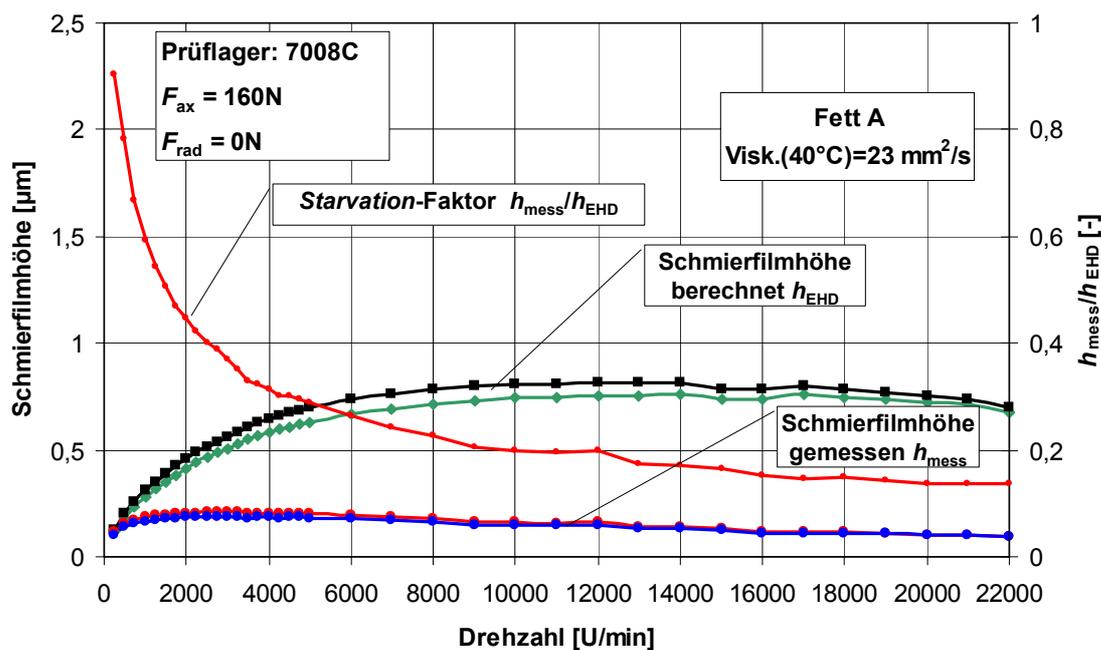


Bild 86: Gegenüberstellung gemessener und berechneter Schmierfilmdicken für das Versuchsfett A, $F_{ax} = 160$ N

Schon bei der oben genannten geringen Drehzahl ist ein trennender Film vorhanden. Der in Bild 85 exemplarisch dargestellte Verlauf des Reibmomentes hat somit nichts mit der *Stribeck*-Kurve zu tun. Vielmehr ist ein Übergang von der Voll- zur Minimalmengenschmierung als Erklärung für das Reibmomentverhalten zu nennen. Minimalmengenschmierung liegt also für fettgeschmierte Wälzlager unter den hier vorliegenden Bedingungen in einem breiten Betriebsbereich vor. Ein erneuter Übergang zur Grenzschmierung durch Schmierstoffmangel bei sehr hohen Drehzahlen, verbunden mit einem Wiederanstieg des Reibmomentes, konnte bei den Versuchen nicht beobachtet werden.

Das im Rahmen dieser Forschungsarbeit entwickelte Berechnungsmodell basiert grundsätzlich auf dem in Kapitel 5 vorgestellten Berechnungsmodell nach *Steinert* [44] sowie auf neuen wissenschaftlichen Erkenntnissen zu axial verspannten, schnelldrehenden Schrägkugellagern von *Tüllmann* [45]. Folgende Reibmomentanteile fließen im Modell in die Berechnung ein:

- Reibmoment aus irreversibler Verformungsarbeit an den Kugeln
- Hydrodynamische Rollreibung zwischen Lagerringen und Kugeln nach *Gohar* [18]
- Hydrodynamische Bohrreibung zwischen Lagerringen und Kugeln

Auf die Berücksichtigung der Gleitreibung zwischen den Kugeln und dem Käfig sowie zwischen den Lagerringen und dem Käfig konnte verzichtet werden, da die Kugeln im betrachteten Anwendungsfall gleichmäßig belastet werden und der Kunststoffkäfig nur ein sehr geringes Gewicht aufweist.

Ein erweitertes Berechnungsmodell mit Berücksichtigung der Minimalmengenschmierung (*Starvation*) ist im folgenden Bild dargestellt.

Reibmomentenanteil aus der irreversiblen Verformungsarbeit an den Kugeln

$$M_{\text{Verform, Kugel}} = \frac{3}{16} \cdot \kappa \cdot b \cdot Q$$

$$M_{\text{Verform}} = Z \cdot \frac{\omega_w}{\omega_1} \cdot [M_{\text{Verform, Kugel, i}} + M_{\text{Verform, Kugel, a}}]$$

Hydrodynamische Rollreibung zwischen den Lagerringen und den Kugeln [Gohar]

$$F_{\text{EHD}} = \mu_{\text{EHD}} \cdot Q$$

$$\mu_{\text{EHD}} = \frac{8,6}{G} \cdot \Phi_T \cdot \left(\frac{UG}{W} \right)^{0,8}$$

Vollschmierung mit Öl:

$$M_{\text{Roll, voll}} = Z \cdot \frac{\omega_w}{\omega_1} \cdot \frac{d_w}{2} \cdot (F_{\text{EHD, auss}} + F_{\text{EHD, inn}})$$

Bohrreibung zwischen den Lagerringen und den Kugeln

$$M_{\text{EHD, Bohr}} = 4 \cdot \frac{\omega_B}{h} \cdot \int_0^{b/2} \int_0^{a/2} \eta(T, p) \cdot (x^2 + z^2) \cdot dz \cdot dx$$

$$M_{\text{Bohr}} = Z \cdot \frac{\omega_{\text{Bohr, innen}}}{\omega_1} \cdot M_{\text{EHD, Bohr, innen}}$$

κ Dämpfungskonstante

Minimalmengenschmierung mit Fett (*Starvation*)

$$M_{\text{Roll, red}} = \Phi_{\text{FS}} \cdot M_{\text{Roll, voll}}$$

$$\Phi_{\text{FS}} = \frac{A}{B \cdot \frac{v}{v_{40}} \cdot n \cdot C_L \cdot e}$$

A Korrektur-Koeffizient
 B Korrektur-Viskosität
 C_L Beiwert (Lagerbauart/-Größe)

Bild 88: Reibmomentberechnung fettgeschmierter Schrägkugellager

Im unteren Bereich der mittleren Spalte ist durch einen Rahmen die Neuerung hervorgehoben. So wurde zur Berechnung der hydrodynamischen Rollreibung bei Minimalmengenschmierung (bzw. *Starvation*), wie sie im Falle der Fettschmierung nach Auswertung der experimentellen Untersuchungen vorliegt (vergleiche Kapitel 7), der Korrektur Faktor Φ_{FS} eingeführt:

$$\Phi_{FS} = \frac{A}{e^{\frac{B \cdot v}{v_{40}} \cdot n \cdot C_L}} \quad (104)$$

Dieser Korrekturfaktor Φ_{FS} ermöglicht die Umrechnung des zuvor für Vollschröierung mit Öl nach *Steinert* berechneten Reibmomentanteils in den bei Fettschmierung real vorliegenden Anteil und wurde in Anlehnung an das neue Berechnungsverfahren der Fa. *SKF* [66] eingeführt. Der Korrekturfaktor beinhaltet die beiden fettspezifischen Korrekturfaktoren *A* und *B* (Viskositätskorrektur) und ist darüber hinaus von der Drehzahl abhängig. Des Weiteren fließt ein von der Lagerbauart und -größe abhängiger Beiwert C_L ein (vgl. [66]). Das hydrodynamische Bohrreibmoment kann somit bei Fettschmierung aus dem Schergefälle im Fluid und der wirksamen Viskosität berechnet werden.

ϕ -Koeffizienten	Pearson-Korrelationskoeffizienten	
	A	B
Schubspannung (40°C) beim Losbrechen	-0,342	0,281
Schubspannung (30-40°C) nach 20 min, s = konst.	-0,297	0,042
Öl-Abscheidung (20°C, 168 h)	0,006	0,007
Öl-Abscheidung (40°C, 168 h)	0,091	0,033
Öl-Abscheidung (60°C, 168 h)	-0,425	0,431
max.Drehzahl	-0,338	0,280
v bei 40 °C	-0,711	0,542
v bei 100 °C	-0,710	0,506

Geringer Einfluss	Mäßiger Einfluss	Stärkerer Einfluss
--------------------------	-------------------------	---------------------------

Bild 89: Korrelation zwischen den Koeffizienten des *Starvation*-Faktors Φ_{FS} und den Laborkennwerten der Fette

Die fettspezifischen Faktoren *A* und *B* sind für jedes Fett individuell zu bestimmen. Eine Korrelationsanalyse zeigte, dass diese Faktoren eine starke Abhängigkeit von der kinematischen Grundölviskosität und eine moderate Abhängigkeit von der Ölabscheidung besitzen (**Bild 89**, Korrelationskoeffizienten nach *Pearson*).

Weiteren wichtige Einflüsse auf den Korrekturfaktor Φ_{FS} stellen die maximale Drehzahl, welche die Fette im Zuge der Vorbeanspruchung erfahren, sowie die Lagerkinematik dar. Hier sind insbesondere der Bohrschlupf sowie die Käfigbauform zu nennen. Dies ergaben

stichprobenartig unternommene Versuche mit radial und kombiniert belasteten Rillenkugellagern.

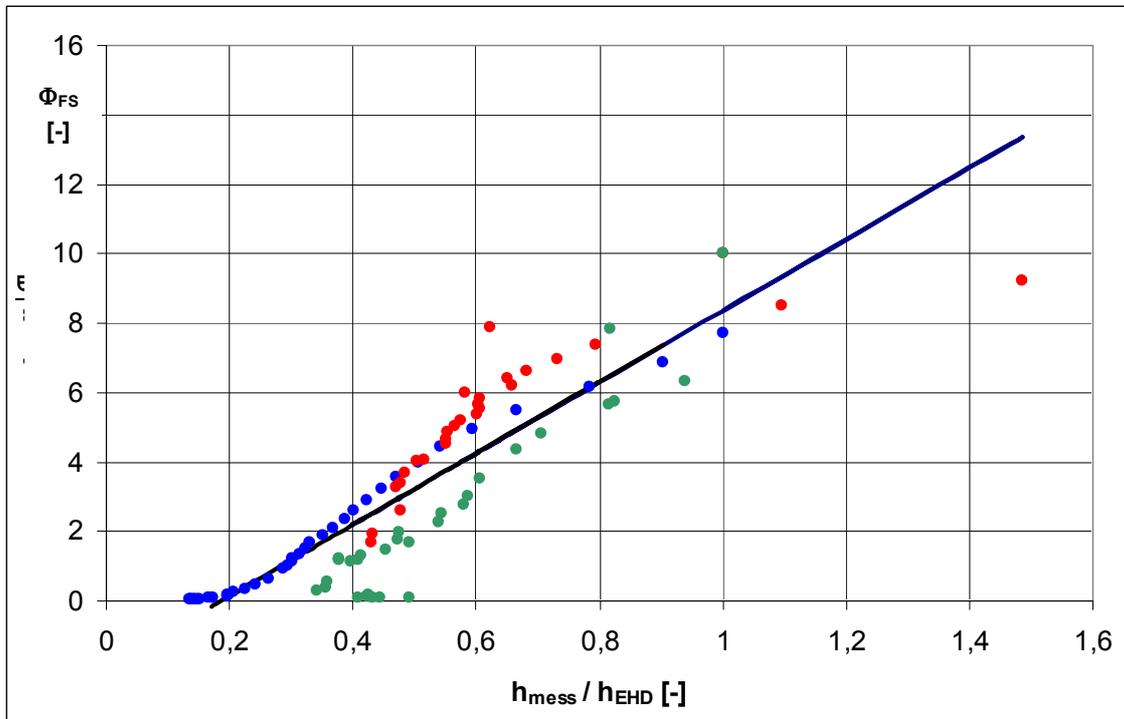


Bild 90: Korrelation zwischen dem Korrekturfaktor Φ_{FS} und dem *Starvation*-Faktor

Wie Bild 90 verdeutlicht, korreliert der entwickelte Rollreibungmoment-Korrekturfaktor nahezu linear mit dem *Starvation*-Faktor, also dem Maß für die Abweichung der realen Schmierfilmhöhe zur theoretisch nach EHD-Theorie berechneten. Demnach erlaubt die Kenntnis des Faktors Φ_{FS} eine genaue Abschätzung der im jeweiligen Betriebsfall real vorliegenden Schmierfilmhöhe. Diese wiederum kann zur Berechnung des hydrodynamischen Bohrreibungsanteils zwischen Lagerringen und Kugeln (rechte Spalte in Bild 87) herangezogen werden. Dadurch kann mit Kenntnis von Φ_{FS} auf eine Messung der Schmierfilmhöhe zur Verwendung der Daten im Rahmen der Reibmomentberechnung verzichtet werden.

In Bild 91 ist anhand des Fettes A exemplarisch ein Vergleich der gemessenen sowie nach *Steinert* und dem verbesserten Verfahren berechneten Reibmomentverläufe dargestellt. Im Anhang (Bild 201 bis Bild 205) sind die Verläufe für die restlichen Fette abgebildet. Man erkennt deutlich, wie durch Hinzunahme des empirisch für das Fett A ermittelten Korrekturbeiwerts die Güte der Berechnung im Vergleich zur Messung verbessert wird. Insbesondere das relative Reibmoment-Maximum bei einer Drehzahl von ca. 2000 U/min wird quantitativ richtig erfasst. Auch im weiteren Verlauf der Reibmomentkurve stimmt die berechnete Kurve gut mit der gemessenen überein. Einzig bei Drehzahlen von mehr als ca. 17000 U/min liegen die gemessenen Werte zunehmend unter den real gemessenen. Hier bildet die entwickelte

Formel für den Beiwert Φ_{FS} die real vorliegenden Bedingungen nicht mit ausreichender Genauigkeit ab. In Bild 92 sind die für das Spindellager 7008C mit den Koeffizienten A , B und C_L (Tabelle 2) berechneten Werte Φ_{FS} des *Starvation*-Faktors für alle eingesetzten Fette über der Drehzahl eingetragen.

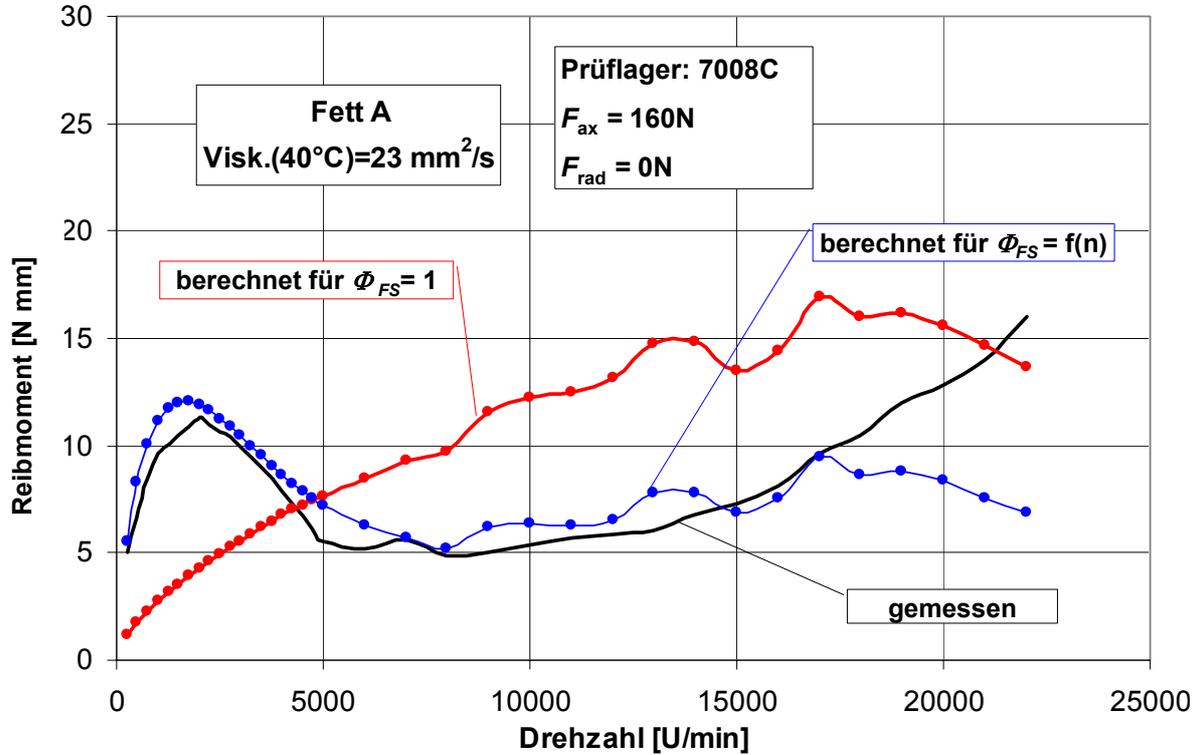


Bild 91: Vergleich berechneter und gemessener Reibmomente für das Versuchsfett A

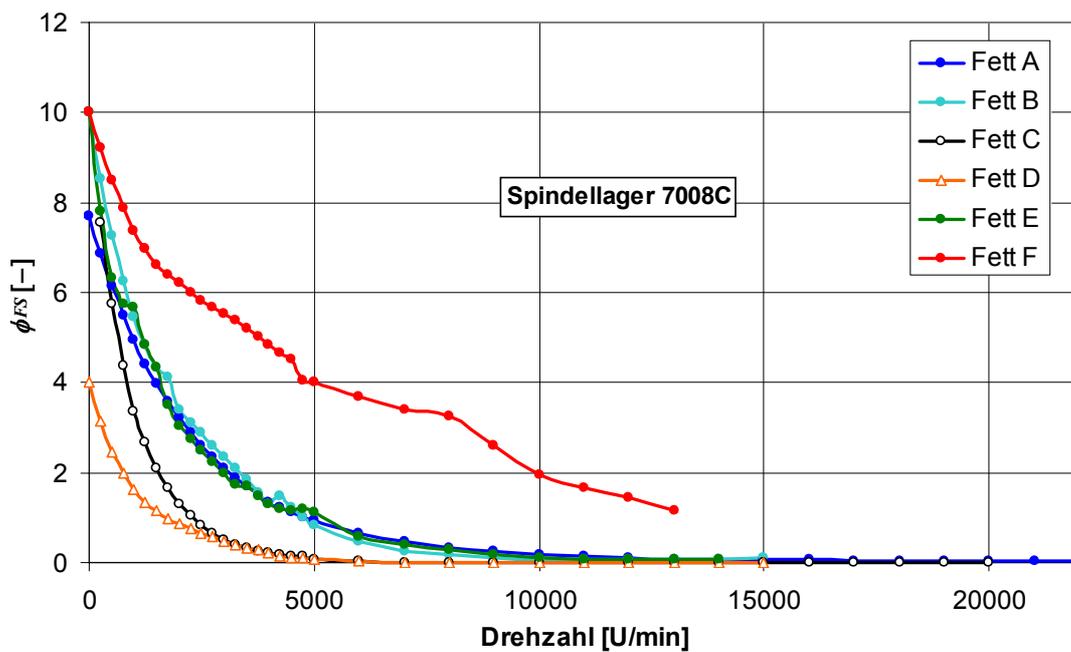


Bild 92: Gegenüberstellung der *Starvation*-Faktoren für alle Fette im 7008C-Spindellager

	Korrektur-Koeffizient A [-]	Korrektur-Viskosität B [mm ² /s]	Beiwert C _L (7008C-Lager)
Fett A	6,0104	4,6353E-07	30,27
Fett B	13,63	5,6498E-07	30,27
Fett C	13,6745	7,5401E-07	30,27
Fett D	2,6137	2,3447E-07	30,27
Fett E	5,292	2,6693E-07	30,27
Fett F	12,7583	4,1122E-07	30,27

Tabelle 2: Werte der Korrektur-Koeffizienten für die eingesetzten Fette

In der folgenden Tabelle sind die nach Pearson berechneten Korrelationskoeffizienten aufgelistet, um den Einfluss verschiedener physikalischer Kennwerte auf den *Starvation*-Faktor einzuschätzen.

<i>ϕ</i> -Koeffizienten	Pearson-Korrelationskoeffizienten	
	A	B
Schubspannung (40°C) beim Losbrechen	-0,342	0,281
Schubspannung (30-40°C) nach 20min, s = konst.	-0,297	0,042
Öl-Abscheidung (20°C, 168h)	0,006	0,007
Öl-Abscheidung (40°C, 168h)	0,091	0,033
Öl-Abscheidung (60°C, 168h)	-0,425	0,431
max.Drehzahl	-0,338	0,280
v bei 40 °C	-0,711	0,542
v bei 100 °C	-0,710	0,506

Geringer Einfluss	Mäßiger Einfluss	Stärkerer Einfluss
-------------------	------------------	--------------------

Tabelle 3: Werte der Korrektur-Koeffizienten für die eingesetzten Fette

7.6 Anwendung des Schmierstoffverdrängungsfaktors auf Spindellager 7008

In einem weiteren Schritt wurde das Berechnungsmodell weiterentwickelt, so dass die Korrektur-Koeffizienten *A*, *B* und *C_L* des Schmierstoffverdrängungsfaktors Φ_{FS} iterativ bestimmt werden. Dabei werden die berechneten Reibmomente für jedes Fett (bei den Versuchen mit den 7008-Spindellagern, $F_{ax} = 160$ N) so korrigiert, dass sie mit den gemessenen Werten bei allen Drehzahlen möglichst genau übereinstimmen.

Wenn die Koeffizienten *A*, *B* und *C_L* für jedes Fett bekannt sind, kann nun die berechnete Schmierfilmhöhe nach Bild 90 entsprechend dem *Starvation*-Faktor korrigiert werden. In der folgenden Abbildung Bild 93 sind die neu-berechneten Schmierfilmhöhen (h_{phi}) für das Fett A

dargestellt und den gemessenen Werten gegenübergestellt. Durch die *Starvation*-Korrektur wird eine deutliche Verbesserung der theoretischen Ergebnisse erreicht; im kleinen und mittleren Drehzahlbereich entsprechen die Neuberechneten Werte fast den gemessenen Schmierfilmhöhen. Im Anhang in Bild 206 bis Bild 210 sind die gemessenen und berechneten Schmierfilmhöhen für die restlichen Fette abgebildet. Die Abweichungen sind auf die Annahme der linearen Abhängigkeit zwischen dem *Starvation*-Faktor und dem Korrekturfaktor Φ_{FS} in Bild 90 zurückzuführen.

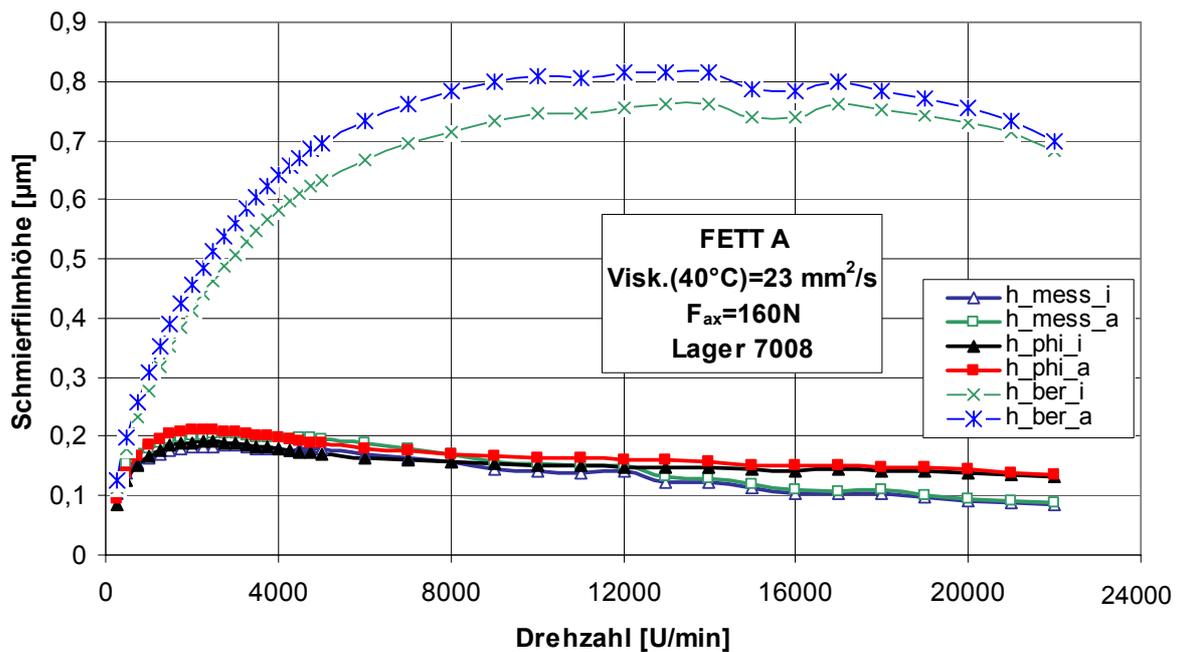


Bild 93: Gegenüberstellung der gemessenen, berechneten und korrigierten Schmierfilmhöhen bei den Versuchen mit dem Fett A ($F_{ax} = 160 \text{ N}$)

Um das Berechnungsprogramm möglichst von experimentellen Werten (Eingangsdaten) unabhängig zu gestalten, wird das Reibmoment mit der korrigierten EHD-Schmierfilmhöhe berechnet. Dabei wird das berechnete Reibmoment selbst mit dem Schmierstoffverdrängungskoeffizient korrigiert. Im folgenden Bild sind die Neuberechneten Reibmomente für das Fett A den gemessenen Werte dargestellt. Die einzige dabei eingesetzte experimentelle Größe ist die Temperatur. Im mittleren Drehzahlbereich werden die Abweichungen von den gemessenen Werten größer; dies ist auf die unterschiedlichen gemessenen und berechneten Schmierfilmhöhen (Bild 93) zurückzuführen. Für die Fette D, E und F (Bild 213 bis Bild 215 im Anhang) sind die Abweichungen bei den Neuberechneten Reibmomenten sehr gering, und die Verläufe über der Drehzahl sind relativ glatt. Für die Fette B und C (Bild 211 und Bild 212 im Anhang) sind die Abweichungen ähnlich wie beim Fett A.

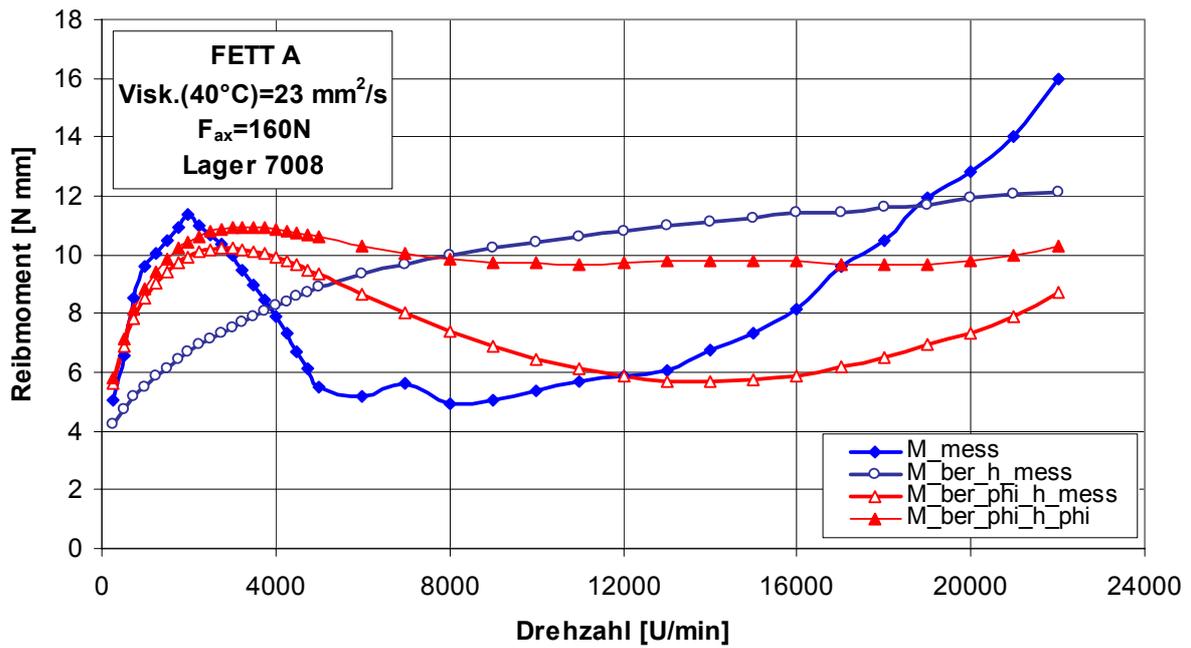


Bild 94: Das mit der korrigierten berechneten Schmierfilmhöhe korrigierte berechnete Reibmoment im Vergleich zu den gemessen und den unmodifizierten berechneten Werten für das Fett A ($F_{ax} = 160 \text{ N}$), α_p und Hysterese korrigiert

8 Untersuchungen mit unterschiedlicher Belastung verschiedener großer Spindellager

Es wurden Vergleichsmessungen mit Schrägkugellagern der Baugröße 7012 sowie mit Spindellagern der Baugröße 7017 und 7312 am FE8-Prüfstand durchgeführt. Da am FE8-Prüfstand nur die zwei axialen Belastungen 10 und 20 kN aufgebracht werden können, wurden zusätzlich am Spindellager-Prüfstand Vergleichsversuche mit den Spindellagern 7008 unter einer rein axialen Belastung von 5 kN durchgeführt, um das C/P -Verhältnis von 3,6 beizubehalten ($C/P_{7012/10kN} = 3,48$).

8.1 Einfluss der Belastung

Beim Versuchsfett A (Bild 96) war mit dem kapazitiven Messsystem (wegen mehrerer Durchschläge) keine Ermittlung der Schmierfilmhöhe bei der hohen axialen Belastung (5 kN) möglich. Daraufhin wurden Versuche bei der gleichen Belastung mit dem Versuchsfett D (höhere Viskosität und EP-Zusätze) durchgeführt. In Bild 97 sind die dabei gemessenen Reibmomente und Temperaturen dargestellt. Wie im Bild 95 dargestellt, nimmt der Betriebsdruckwinkel bei der hohen Last deutlich zu. Durch den sehr geringen Einfluss der Fliehkraft, unterscheiden sich die Druckwinkel am Innen- und Außenring kaum von einander.

Wegen der hohen Temperaturen konnte dabei die Drehzahl 5000 U/min nicht überschritten werden. Die gemessenen Reibmomente liegen aufgrund der höheren Viskosität beim Versuchsfett D deutlich höher als beim Fett A. Die dabei gemessenen Schmierfilmhöhen sind in Bild 101 dargestellt.

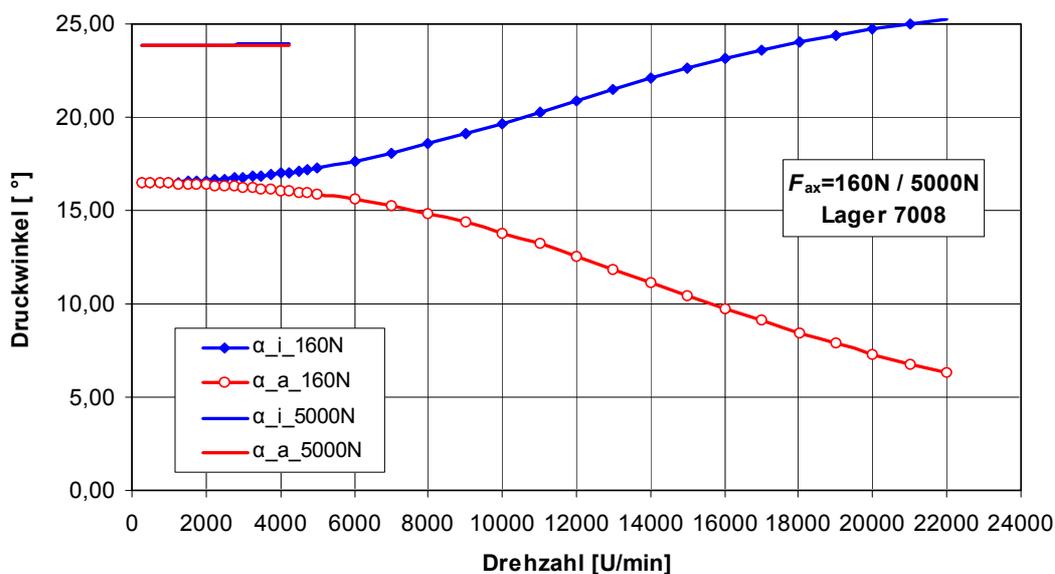


Bild 95: Gegenüberstellung der Druckwinkel

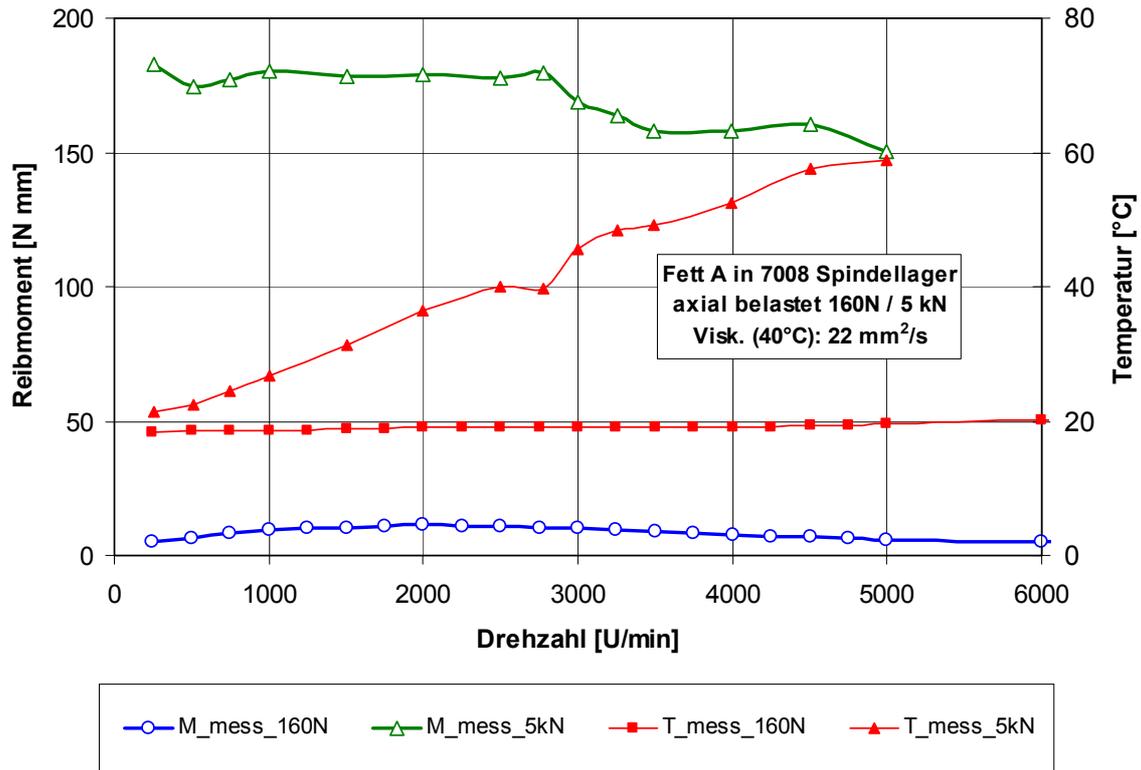


Bild 96: Gemessene Temperaturen und Reibmomente bei den Spindellagern der Baugröße 7008, be fettet mit dem Fett A und mit 160 N bzw. 5 kN rein axial belastet

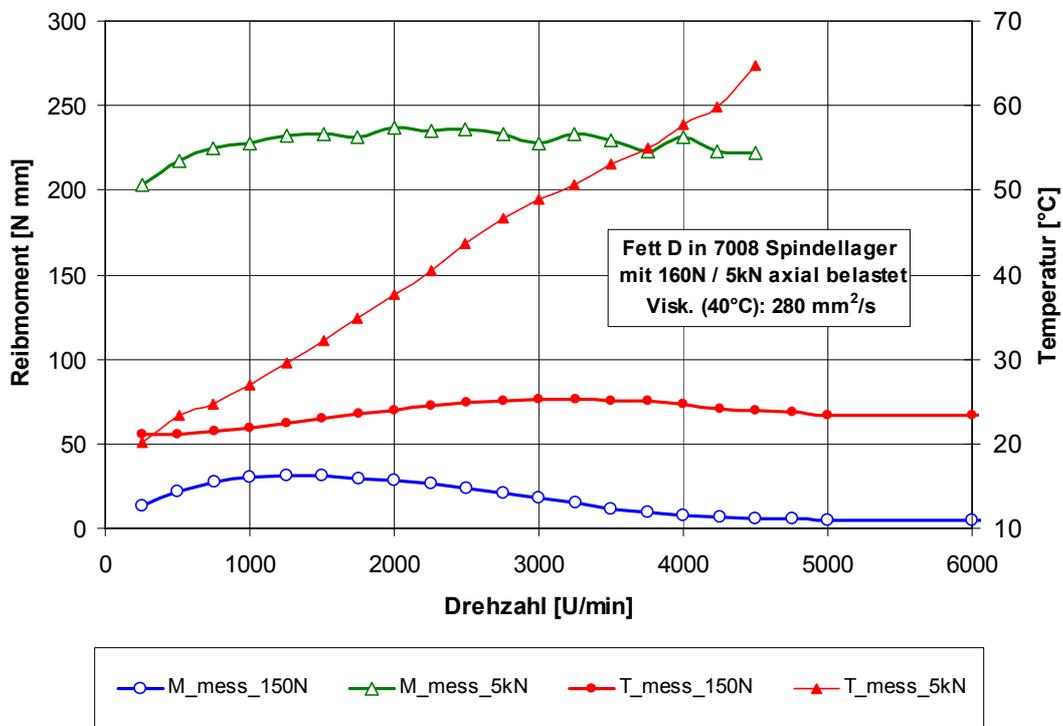


Bild 97: Gemessene Temperaturen und Reibmomente bei den Spindellagern der Baugröße 7008, be fettet mit dem Fett D und mit 160 N bzw. 5 kN rein axial belastet

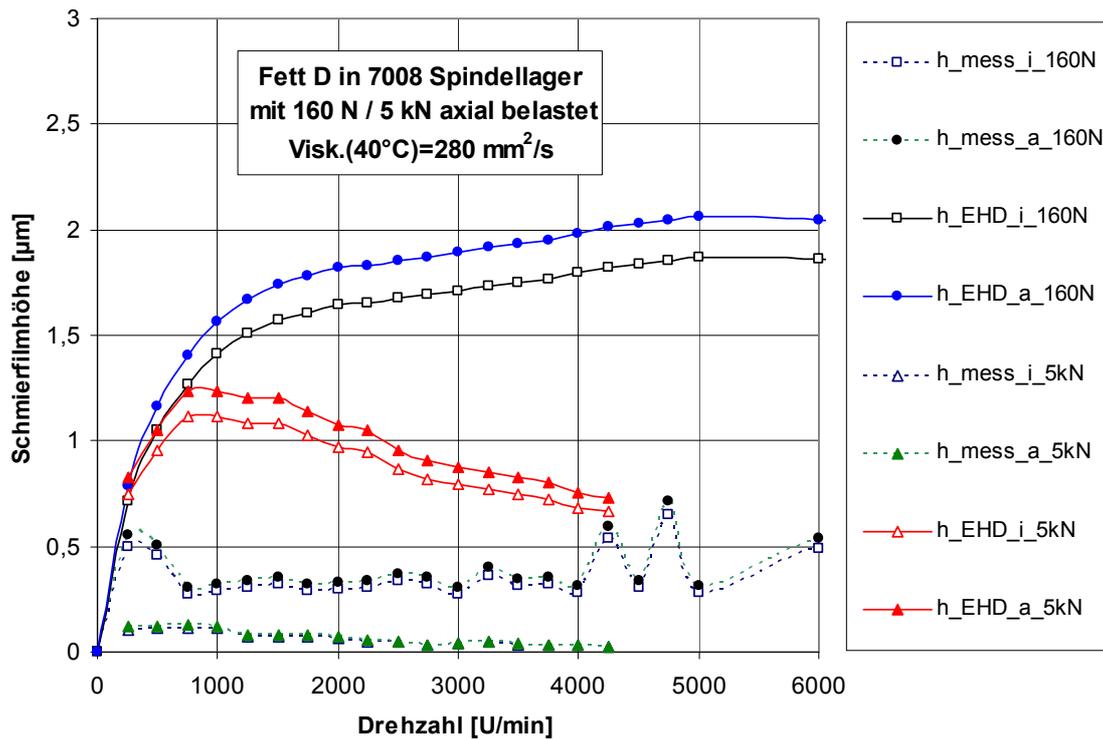


Bild 98: Gegenüberstellung der gemessenen und der berechneten Schmierfilmhöhen bei den Spindellagern der Baugröße 7008, befüllt mit dem Fett D und mit 160 N / 5 kN rein axial belastet

In Bild 98 sind vergleichsweise die Schmierfilmhöhen der mit 160 N rein axial belasteten Spindellager der Baugröße 7008 gegenübergestellt. Wie zu erwarten, sind die Schmierfilmhöhen bei der größeren Belastung deutlich niedriger. Bei hoher Belastung hat der „Starvation-Effekt kaum einen Einfluss auf das Reibmoment, das hauptsächlich aus der Verformungsarbeit entsteht, Bild 101.

Wie im Abschnitt 8.1 erläutert, wurden im Rahmen der zusätzlichen Versuche Schrägkugellager der Baugröße 7008 rein axial mit 5 kN belastet. Bei den Versuchen wurden beide Fette A und D eingesetzt. Durch die zu hohen Kräfte im Kontakt kam es bei der Schmierung mit dem Fett A zu mehreren Durchschlägen bei der kapazitiven Messung der Schmierfilmhöhe, so dass nur beim Einsatz des Fettes D (mit einer deutlich höheren Viskosität 23 / 280 mm²/s) eine Schmierfilmmessung möglich war. In Bild 98 im Abschnitt 8.1 sind die gemessenen Schmierfilmhöhen bei einer rein axialen Belastung der 7008 Lager der nach EHD-Theorie ermittelten Werten gegenübergestellt. Wie bei allen Versuchen ist die Abweichung zwischen den experimentellen und den theoretischen Ergebnissen eindeutig.

In den rheologischen Untersuchungen des Versuchsfettes A stellte sich heraus, dass der Druckkoeffizient α_p der Barus-Gleichung (5.3.3) schon bei einem Druck unter 8 kbar (das entspricht einer axialen Belastung der Lager von 160 N) korrigiert werden muss. Für das Fett

D liegen keine rheologischen Kenntnisse vor, während die Drücke bei 5000 U/min um das mehrfache höher sind.

Aus diesem Grund wurde vergleichsweise bei diesen hohen Drücken der Ansatz von *Peeken*, *Dicke* und *Welsch* zur Berechnung der Betriebsviskosität eingesetzt. Dieser Ansatz weist bei steigendem Druck einen degressiven Verlauf von $\eta(p)$ auf. Gleichzeitig wird auch der Temperatureinfluss $\eta(\vartheta)$ berücksichtigt. Die Funktion α wird als eine vom Druck und von der Temperatur abhängige Funktion definiert:

$$\alpha = \frac{1}{a_1 + a_2 \vartheta + (b_1 + b_2 \vartheta) \cdot \Delta p} \quad (105)$$

Damit werden die Ansätze von *Vogel* und *Barus* zu einer neuen Viskosität-Druck-Temperatur-Gleichung zusammengestellt:

$$\eta = K \cdot e^{\frac{B}{\vartheta + C} + \alpha \Delta p} \quad (106)$$

Die Faktoren a_1 , a_2 , b_1 und b_2 sind schmierstoffabhängige Konstanten, die in Versuchen bestimmt werden müssen. Für das Fett D wurden die Konstanten aus Messungen mit einem Mineralöl mit einer (fast) gleichen Viskosität im FVA-Forschungsvorhaben 400 I+II „Schmierfilmdicke“ entnommen. Selbst diese Berechnungsmethode führte (im Vergleich zu der Berechnung mit dem *Barus*-Ansatz) nicht zu besseren Korrelationen mit den experimentellen Ergebnissen.

In Bild 99 sind die gemessenen und berechneten Reibmomente bei den Spindellagern der Baugröße 7008, befettet mit dem Fett D und mit 5 kN rein axial belastet, gegenübergestellt. Während die nach *Palmgren* berechneten Werte deutlich über den gemessenen Werten liegen, korrelieren die theoretischen (nach dem Berechnungsmodell) Werte mit den experimentellen Ergebnissen sehr gut. Auch wenn die nach EHD berechneten Schmierfilmhöhen nicht gut mit den gemessenen Werten übereinstimmen (Bild 104), spielen sie in dieser Reibmoment-Berechnung kaum eine Rolle; denn der Hauptanteil der Reibung bei dieser hohen axialen Last wird durch die Verformungsarbeit verursacht. Der Reibanteil durch die Verformungsarbeit wird nach der Theorie in 5.4.2 ermittelt.

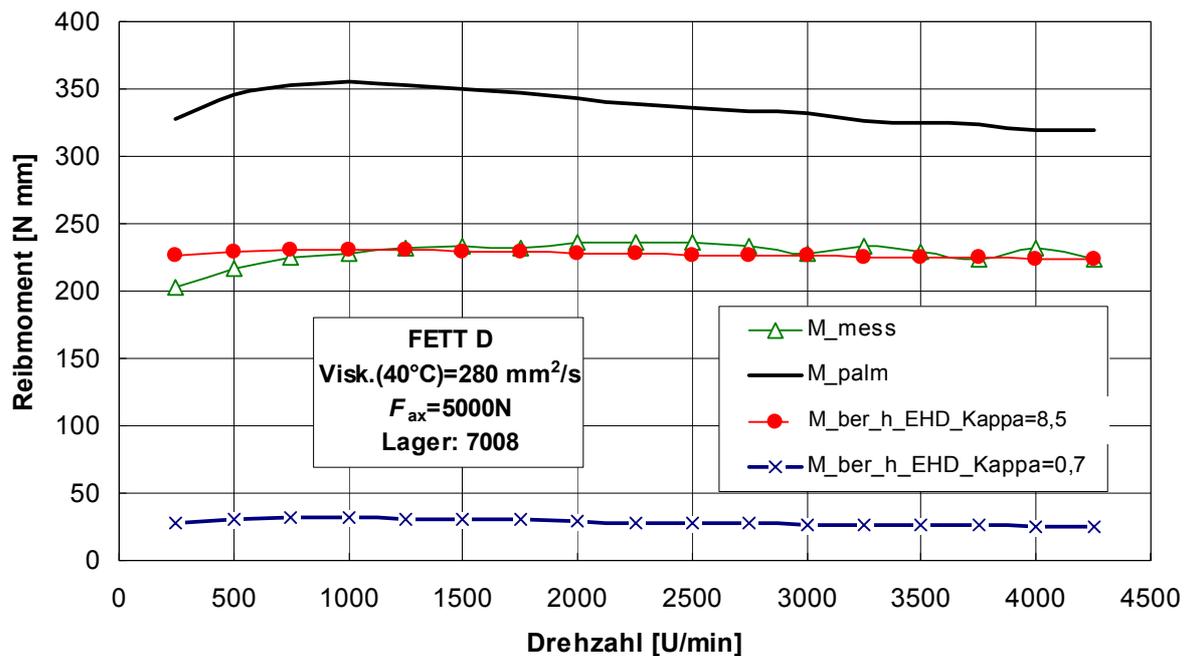


Bild 99: Gegenüberstellung der gemessenen und berechneten Reibmomente bei den Spindellagern der Baugröße 7008, befettet mit dem Fett D und mit 5 kN rein axial belastet

Zusätzlich werden die berechneten Schmierfilmhöhen mit dem Korrektur-Koeffizienten vom 160 N-Versuch korrigiert. Das folgende Bild (Bild 100) zeigt, dass auch bei den hohen Lasten die Korrektur mit dem Verdrängungskoeffizienten Φ_{FS} zu einer Reduzierung der zu hoch gerechneten Schmierfilmhöhen führt. Die *Starvation*-Korrektur bei den Reibmomenten ist so gut wie wirkungslos, da das Reibmoment fast hauptsächlich durch die Verformungsarbeit entsteht. Die Unterschiede in den berechneten Reibmomenten sind so klein, dass bei einer graphischen Darstellung die Verläufe nicht von einander differenziert werden können.

Die mit der erweiterten VPT-Gleichung (109) verbesserte EHD-Theorie (ohne *Starvation*-Korrektur) ergibt bei großen Lasten deutlich genauere Ergebnisse (Vergleich mit berechneten Schmierfilmhöhen in Bild 98). Es ist aber auch zu bemerken, dass der Korrekturkoeffizient Φ_{FS} (selbst bei den Versuchen bei 160 N) nicht zu einer Übereinstimmung der berechneten und der experimentellen Werte im gesamten Drehzahlbereich führt (siehe Bild 203 im Anhang). Die Korrekturkoeffizienten werden bei den 160 N-Versuchen iterativ so ermittelt, dass sich der gesamte Verlauf möglichst an den gemessenen Verlauf nähert. Bei diesem Versuch handelt es sich um einen Teil dieses Drehzahl-Bereiches. Bei den Versuchen mit den höheren Lasten und den unterschiedlich großen Lagern werden dem Korrektur-Faktor Φ_{FS} nur die Korrektur-Faktoren A und B entnommen; C_L ist ein geometrischer Beiwert, der entsprechend neu berechnet werden muss.

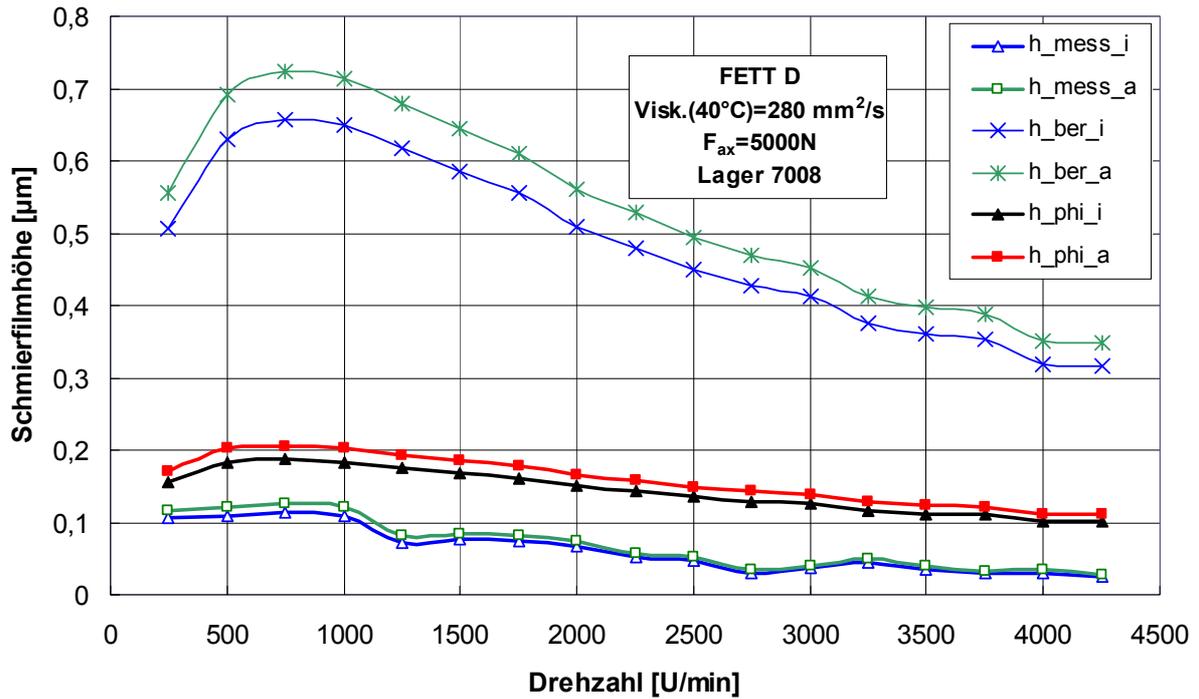


Bild 100: Gegenüberstellung der gemessenen, berechneten und korrigierten Schmierfilmdicken bei den Versuchen mit dem Fett D ($F_{ax} = 5 \text{ kN}$)

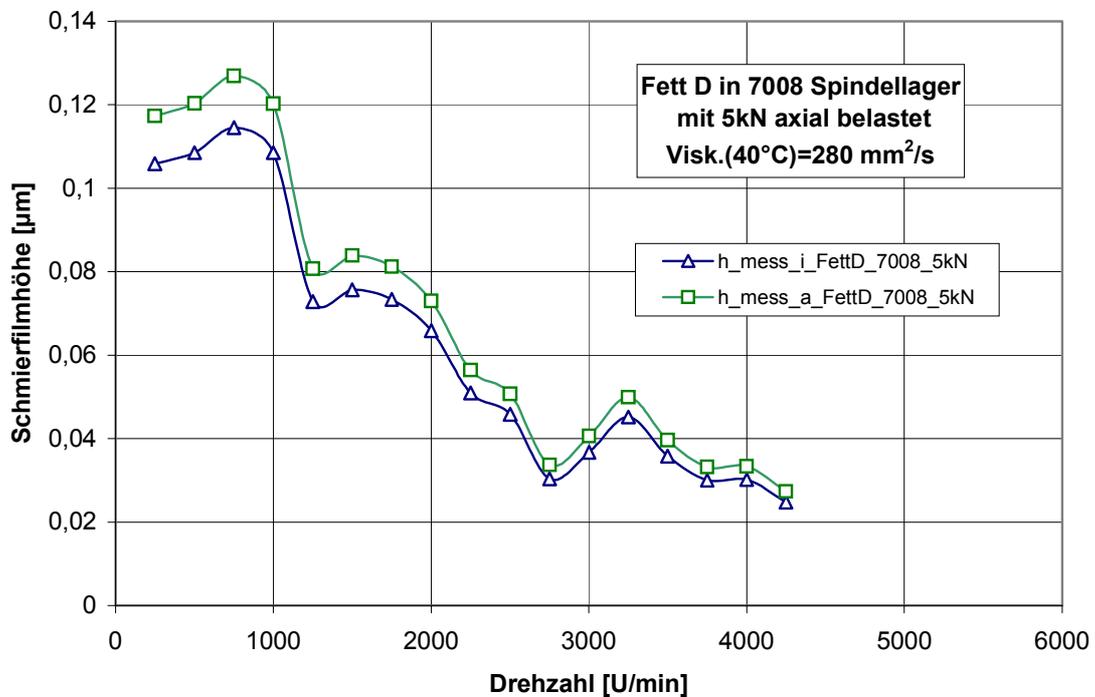


Bild 101: Gemessene Schmierfilmdicken bei den Spindellagern der Baugröße 7008, befüllt mit dem Fett D und mit 5 kN rein axial belastet

8.2 Einfluss der Baugröße

In Bild 102 sind die gemessenen Reibmomente und Temperaturen an Spindellagern der Baugröße 7012, be fettet mit dem Versuchsfett A, dargestellt. Um den C/P -Wert der Spindellager vom Typ 7008 beizubehalten, betrug die axiale Last bei diesen Versuchen 10 kN. Da bei den Versuchen mit Fett A in den 7008-Lagern bei einer rein axialen Belastung von 5 kN eine Mischreibung festgestellt wurde, ist es davon auszugehen, dass die gleiche Art der Reibung bei den Versuchen mit den 7012-Lagern bei einer rein axialen Last von 10 kN vorliegt (C/P -Verhältnis).

Da an den 7008-Spindellagern Messungen mit dem Versuchsfett D (wegen der kapazitiven Ermittlung der Schmierfilmhöhen) durchgeführt wurden, wurden auch an den Spindellagern der Baugröße 7012 Reibmomenten- und Temperatur-Messungen mit dem gleichen Fett durchgeführt (Bild 103). Die experimentellen Ergebnisse sind in Bild 104 den theoretischen Werten gegenübergestellt. Das Berechnungsprogramm erzielt deutlich genauere Ergebnisse.

Wie im vorigen Abschnitt beschrieben, wurde die Betriebsviskosität bei diesen sehr hohen Drücken mit Hilfe der neuen VPT-Gleichung nach den Ansätzen von *Vogel* und *Barus* bestimmt. Eine Korrektur mit dem *Starvation*-Faktor (der eigentlich nur den hydrodynamischen Rollreibungmoment-Anteil korrigiert) hat keine Wirkung auf die berechneten Werte, da die Reibung bei dieser großen Last fast nur durch die Verformung der Kugel entsteht.

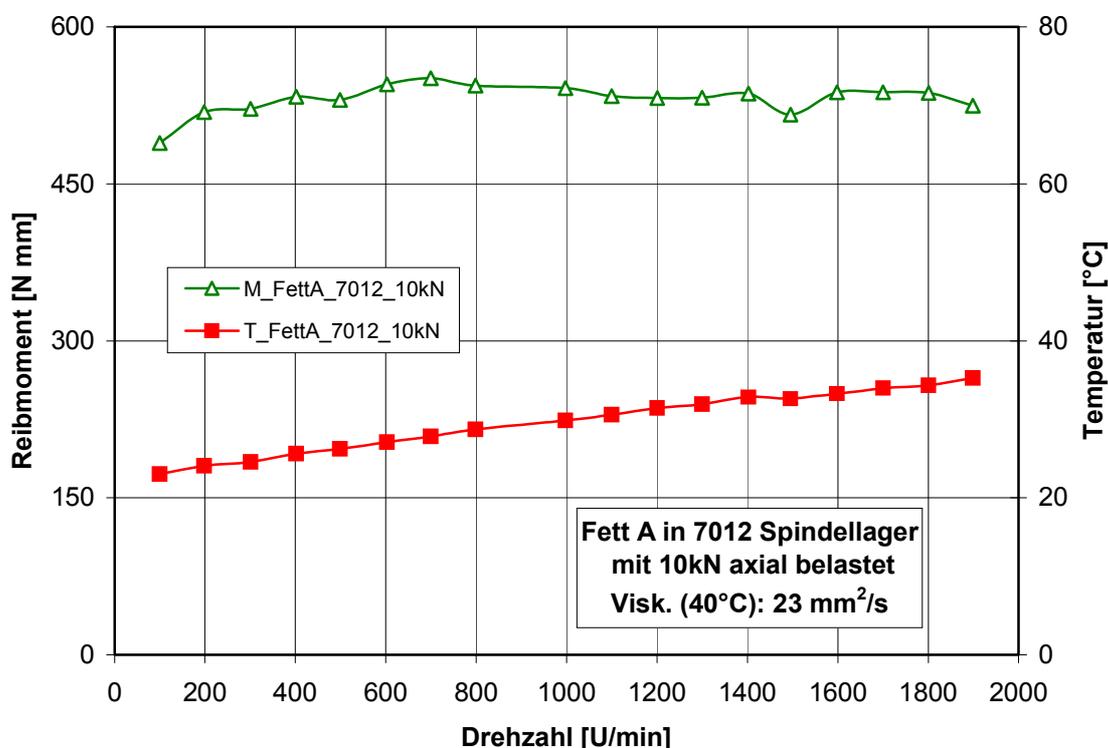


Bild 102: Gemessene Temperaturen und Reibmomente bei den Spindellagern der Baugröße 7012, be fettet mit dem Fett A und mit 10 kN rein axial belastet

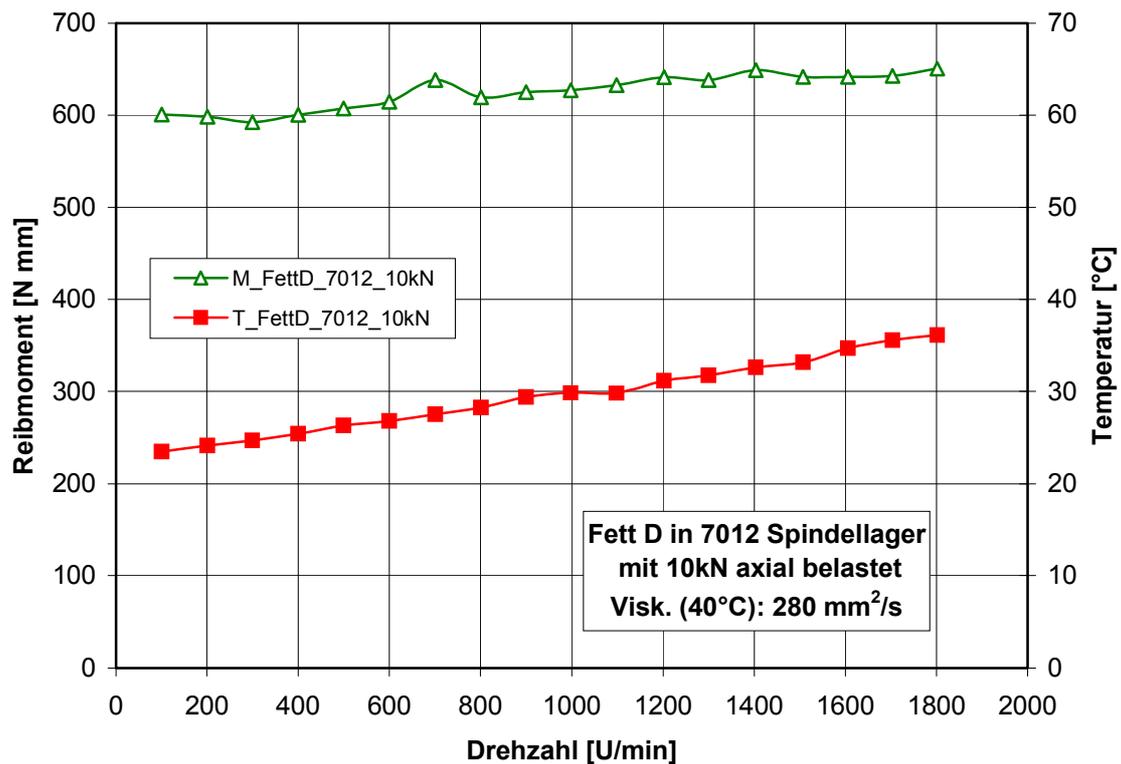


Bild 103: Gemessene Temperaturen und Reibmomente bei den Spindellagern der Baugröße 7012, befüllt mit dem Fett D und mit 10 kN rein axial belastet

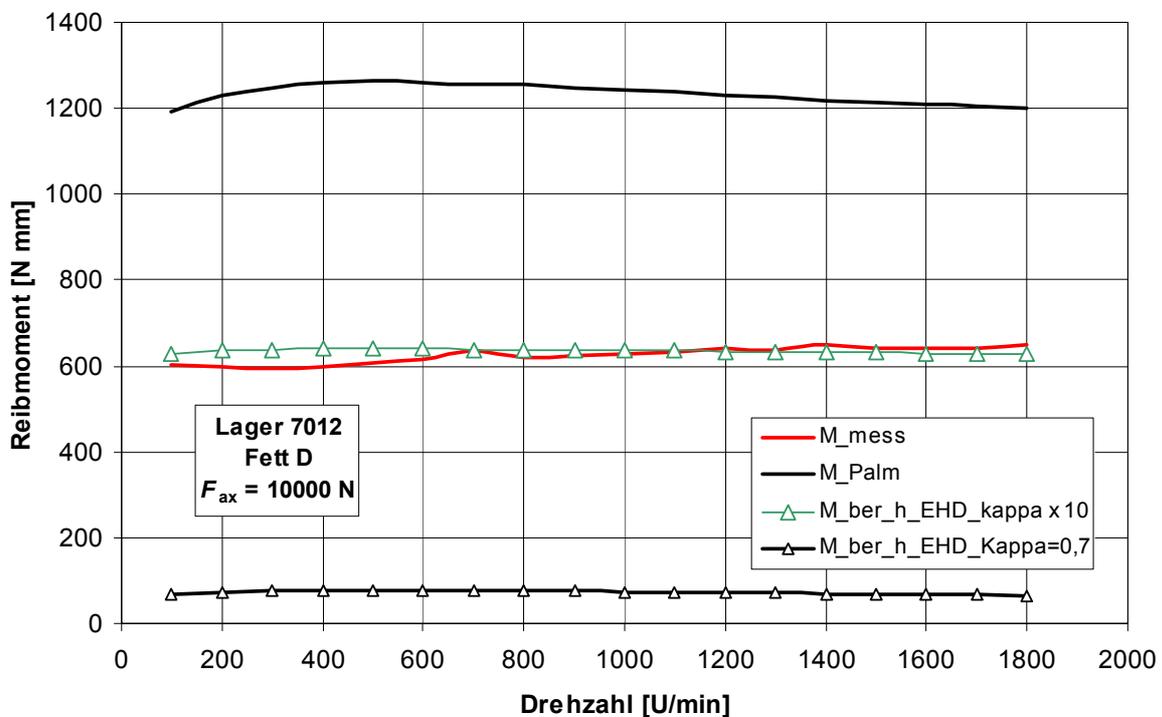


Bild 104: Gegenüberstellung der gemessenen und berechneten Reibmomente bei den Spindellagern der Baugröße 7012, befüllt mit dem Fett D und mit 10 kN rein axial belastet

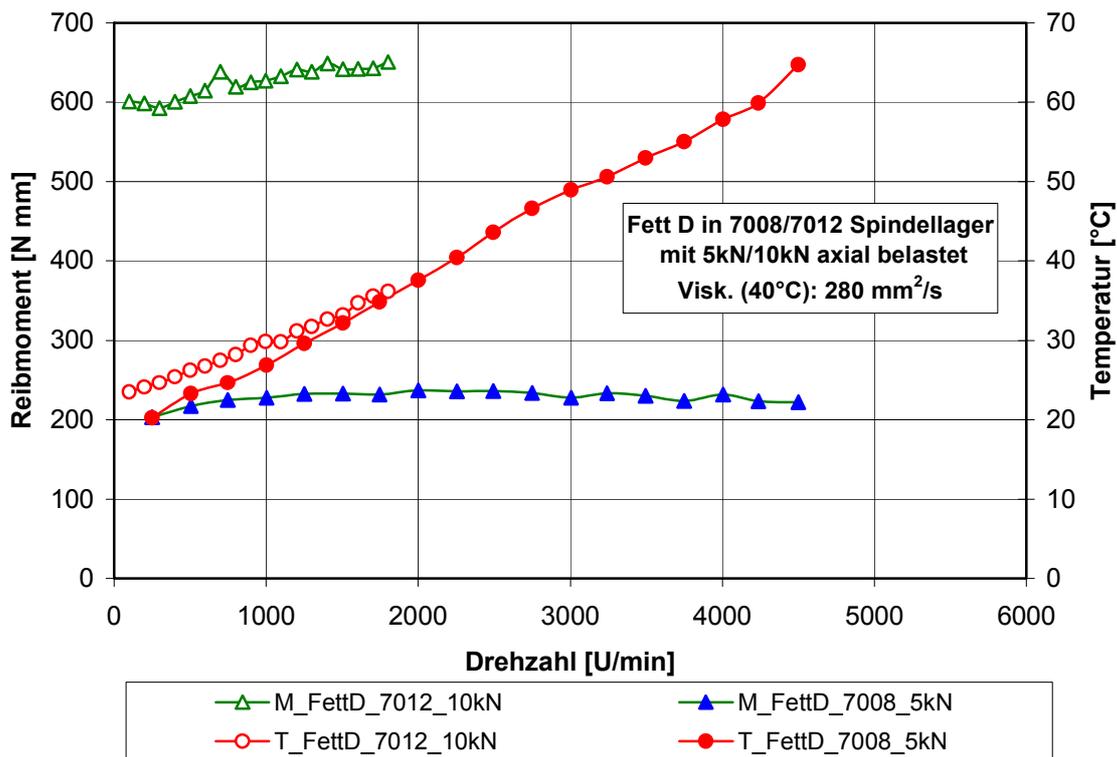


Bild 105: Gegenüberstellung der gemessenen Reibmomente und Temperaturen bei den Spindellagern der Baugröße 7008 und 7012, befüllt mit dem Versuchsfett D

In Bild 105 sind die gemessenen Reibmomente und Temperaturen bei den Versuchen mit dem Versuchsfett D an den Spindellagern der Baugröße 7008 und 7012 dargestellt. Während die Temperaturen ähnlich verliefen, verdreifachte sich das gemessene Reibmoment. Beim Betrachten des Durchmesser-Verhältnisses zwischen den 7008- und den 7012-Lagern ($d_m = 54$ bzw. $77,5$ mm) wird eine Änderung des Reibmomentes mit der 3. Potenz des Durchmessers festgestellt.

Um Messungen bei einer weiteren Lagergröße durchzuführen, wurden Spindellager der Baugröße 7017 ausgewählt. Wie beim Vergleich der Ergebnisse bei den Baugrößen 7008 und 7012 nahmen die Reibmomente bei den Lagern der Baugröße 7017 bei allen Drehzahlen deutlich zu, während sich die gemessenen Werte der Temperaturen kaum änderten.

Da am FE8-Prüfstand nur die Laststufen 10 und 20 kN aufgebracht werden können und die dynamische Tragzahl der Spindellager der Baugröße 7017 einen Wert von $65,5$ kN hat, wurden die entsprechenden Lager mit den beiden Belastungen geprüft (Bild 106 und Bild 107). Das C/P -Verhältnis betrug bei den 7008-Spindellagern $3,6$ ($F_{ax} = 5$ kN) und bei den 7012-Lagern $3,48$ bzw. $1,87$ ($F_{ax} = 10$ bzw. 20 kN). Bei den Lagern der Baugröße 7017 ergab sich bei der Laststufe 10 kN ein C/P von $6,5$ und bei der Last 20 kN ein C/P von 3 . Am FE8-Prüfstand in der vorhandenen Ausführung, können die Lager nur mit 10 oder 20 kN rein axial

belastet werden. Um das C/P -Verhältnis beizubehalten (7008 mit 5 kN axial) müssten die Lager mit etwa 15 kN axial belastet werden.

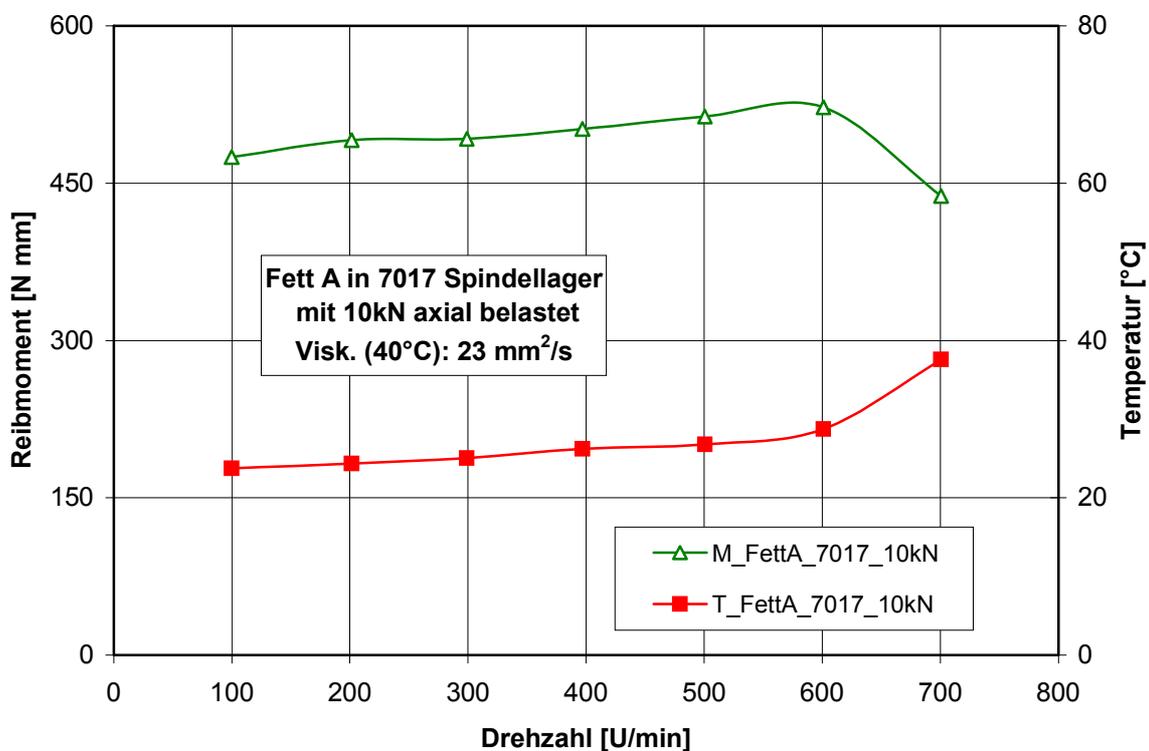


Bild 106: Gemessene Temperaturen und Reibmomente bei den Spindellagern der Baugröße 7017, befüllt mit dem Fett A und mit 10 kN rein axial belastet

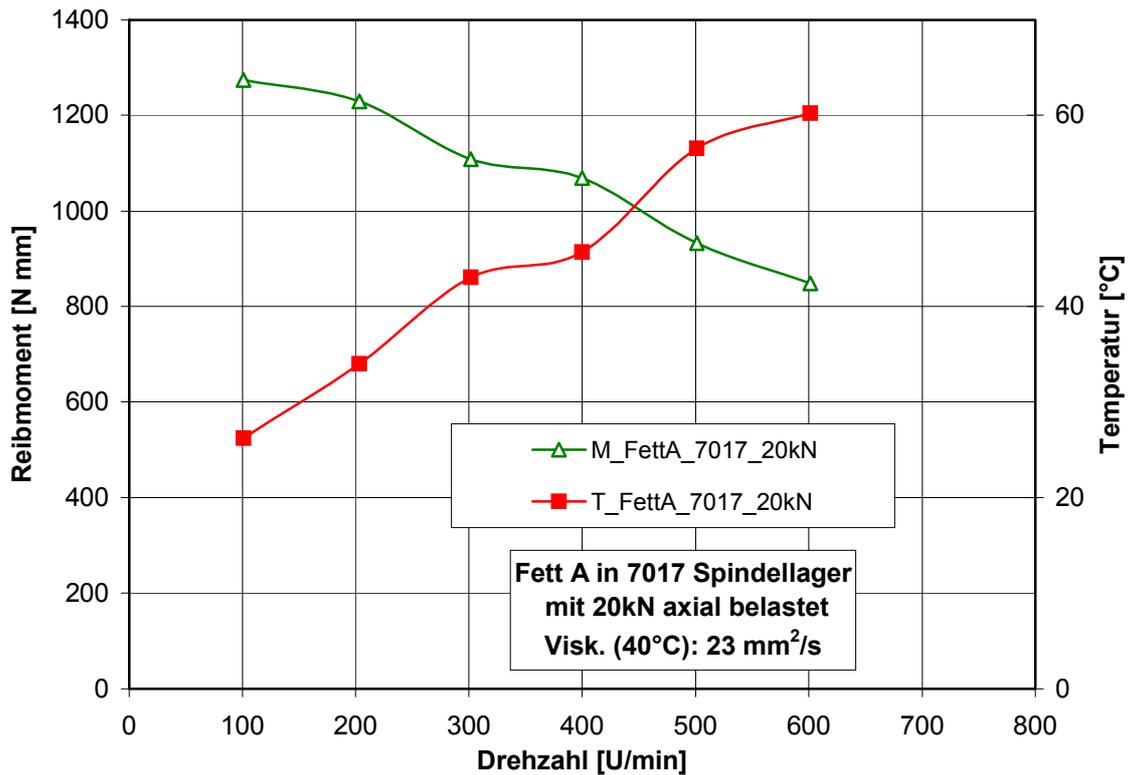


Bild 107: Gemessene Temperaturen und Reibmomente bei den Spindellagern der Baugröße 7017, befüllt mit dem Fett A und mit 20 kN rein axial belastet

In Bild 108 sind die gemessenen Reibmomente bei den verschiedenen Lagergrößen und Laststufen, die mit dem Versuchsfett A untersucht wurden, einander gegenübergestellt. Wie der interpolierte (aus den Versuchen mit $F_{ax} = 10$ bzw. 20 kN, in 7017-Lagern) Verlauf in Bild 108 zeigt, würde sich das Reibmoment bei den Versuchen mit den Spindellagern der Baugröße 7017 bei einem korrekten C/P -Verhältnis gegenüber den Werten der 7012-Baureihe mit der zweiten Potenz des Durchmesserverhältnisses ändern. Die steile Abnahme des Reibmomentes ist auf das unterschiedliche Temperaturverhalten zurückzuführen (Bild 106 und Bild 107).

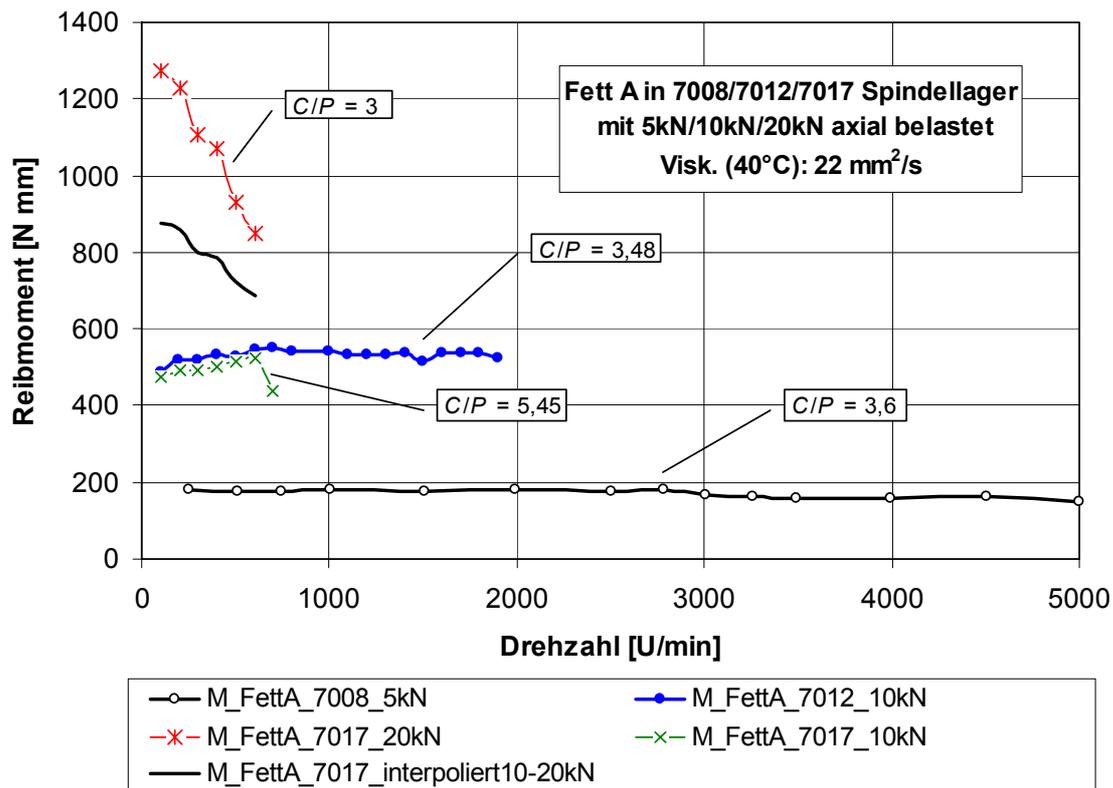


Bild 108: Gegenüberstellung der gemessenen Reibmomente bei den Spindellagern der Baugröße 7008, 7012 und 7017 mit dem Versuchs Fett A

9 Iterative Berechnung der Betriebstemperatur

Damit das Berechnungsverfahren unabhängig von allen experimentellen Angaben funktionieren kann, wird zuletzt die Temperatur in Anlehnung an die thermische Bezugsdrehzahl-Berechnung [67] [72] nach der DIN ISO 15312 iterativ ermittelt. Grundlage der Berechnung ist eine Beziehung zwischen dem Reibmoment und der Temperatur.

Nach DIN ISO 15312 wird die Bezugswärmestromdichte $q_{r, \text{bezug}}$ wie folgt definiert:

$$q_{r, \text{Bezug}} = \frac{\phi_r}{A_r} \quad (107)$$

$$A_r = \pi(D + d) \cdot B \quad (108)$$

Wobei:

$q_{r, \text{Bezug}}$	Bezugswärmestromdichte
Φ_r	Bezugswärmestrom
A_r	Bezugsfläche
D	äußerer Durchmesser des Lagers
d	innerer Durchmesser des Lagers
B	Breite des Lagers

Für normale Anwendungsfälle werden für die Wärmestromdichte q_r bei einer Temperaturdifferenz $\theta_r - \theta_{Ar} = 50 \text{ K}$ und bei einem Radiallager folgende Werte angenommen:

- Für $A_r < 50\,000 \text{ mm}^2$: $q_{r, \text{Bezug}} = 0,016 \text{ W/mm}^2$
- Für $A_r > 50\,000 \text{ mm}^2$: $q_{r, \text{Bezug}} = 0,016 \times \left(\frac{A_r}{50000} \right)^{-0,34} \text{ W/mm}^2$

Die Berechnung der Temperatur im Lager basiert auf der Wärmebilanz im Wälzlagersystem unter Bezugsbedingungen. Die in Wälzlager unter den Bezugsbedingungen und bei thermischer Bezugsdrehzahl entstehende Reibungswärme entspricht dem aus dem Wälzlager abgeleiteten Wärmestrom:

$$N_r = \Phi_r \quad (109)$$

Die Reibungswärme eines Wälzlagers bei thermischer Bezugsdrehzahl unter Bezugsbedingung wird wie folgt berechnet:

$$N_r = \frac{2\pi n_{0r}}{60} M_{\text{ges}} = \Phi_r \quad (110)$$

M_{ges} ist das gesamt berechnete Reibmoment.

Der aus dem Wälzlager unter Bezugsbedingungen abgeleitete Wärmestrom wird aus der Bezugswärmestromdichte q_r und der wärmeführenden Bezugsfläche A_r berechnet:

$$\Phi_r = q_{r,\text{Bezug}} \cdot A_r \quad (111)$$

Somit ergibt sich die gesamte Gleichung:

$$\frac{2\pi n_{\text{gr}}}{60} M_{\text{ges}} = q_{r,\text{Bezug}} \cdot A_r \quad (112)$$

Bei einer Temperatur von 70 °C ist die Wärmestromdichte nach DIN ISO 15312 gleich der Bezugswärmestromdichte $q_{r,\text{Bezug}}$, wobei die Wärmestromdichte bei Raumtemperatur (20°C) gleich null ist.

Weiterhin wurde angenommen, dass die Wärmestromdichte q_r im Bereich zwischen 20 °C und 70 °C linear verläuft, so dass eine Annäherung in der Form:

$$q_r(T) = (T - 20) \frac{q_{r,\text{Bezug}}}{50} \text{ möglich ist.} \quad (113)$$

Die Lagertemperatur wird dann durch Iteration bestimmt. Die Iteration wird mit einem Temperaturwert von 20 °C gestartet, der so lange verändert wird, bis die Gleichung 114 erfüllt ist.

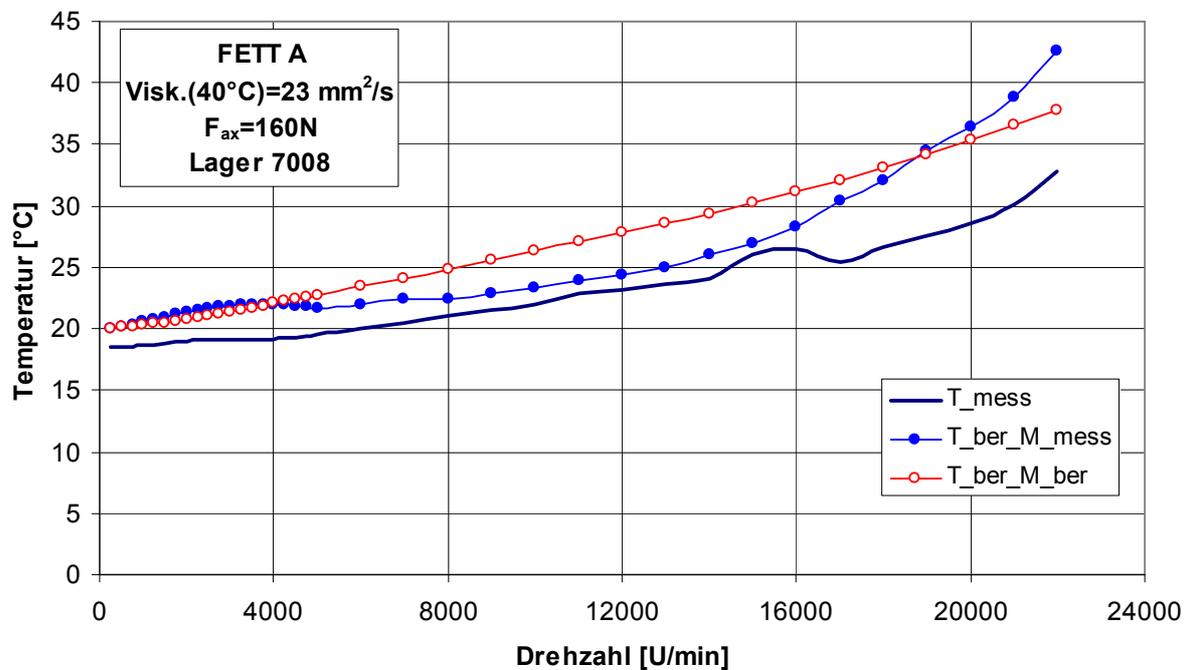


Bild 109: Gegenüberstellung der gemessenen und der berechneten Temperaturen bei den Versuchen mit dem Versuchsfett A ($F_{\text{ax}} = 160 \text{ N}$)

In Bild 109 ist eine Gegenüberstellung der gemessenen und der berechneten Temperaturen bei den Versuchen mit den Lagern der Baugröße 7008, befüllt mit dem Versuchsfett A und rein axial belastet mit 160 N, abgebildet. Diese Temperaturen beziehen sich auf den Lageraußenring. Zur iterativen Berechnung der Temperatur wurden (alternativ), sowohl das berechnete als auch das gemessene Reibmoment (zum Vergleich) eingesetzt.

Wie abgebildet sind die berechneten und die gemessenen Verläufe im Bereich der kleinen Drehzahlen sehr ähnlich, sowohl bei der Berechnung mit den gemessenen als auch mit den berechneten Reibmomenten. Im Bereich mittlerer Drehzahlen sind Abweichungen aufgetreten, die bei den Berechnungen mit den berechneten Reibmomenten eindeutiger werden. Bei hohen Drehzahlen liegen die mit den berechneten Reibmomenten Temperatur näher der gemessenen Temperaturen. Abweichungen sind auf die Prüfstand-spezifische Bezugswärmestromdichte zurückzuführen.

Bild 216bis Bild 222 im Anhang zeigen, dass die Abweichungen auch für alle anderen untersuchten Fette selbst bei verschiedenen Lagergrößen und -Belastungen gering sind. Bei manchen Fetten ist der Unterschied jedoch höher als bei anderen. Dies ist ebenfalls auf die Ungenauigkeit in der Bezugswärmestromdichte zurückzuführen. Die Abweichungen zwischen den aus gemessenen und den aus berechneten Reibmomenten ermittelten Temperaturen sind auf die Abweichungen zwischen den berechneten und den gemessenen Reibmomenten zurückzuführen.

10 Versuche mit Rillenkugellagern bei unterschiedlichen Belastungskombinationen

Die Versuche bei kombinierter Belastung erfolgten mit den beiden ausgewählten Versuchsfetten A und B.

Der Prüfstand zur kombinierten Belastung ermöglicht es, über radial und axial angeordnete Tellerfeder-Pakete verschiedene Prüfbelastungen auf Lager der Größe 08 aufzubringen, (Bild 17). Aufgrund dieser Anordnung wurden während der Messung bei radialer Belastung vier Prüflager im Gegensatz zu den zwei Prüflagern bei rein axialer Belastung untersucht. Es wurden 3 radiale und 2 axiale Lasten kombiniert. Die maximal erreichte Drehzahl betrug 10000 U/min.

Die dabei eingesetzten Rillenkugellager der Baureihe 6008 (Lagerluft „normal“, Blechkäfig) wurden bis zu einer Drehzahl von 10000 U/min betrieben. Die Versuchszeit betrug je Drehzahl 15 bis 30 Minuten. In den letzten 5 Minuten jeder Drehzahl-Stufe wurde die Messung ausgewertet, denn nach spätestens 10 Minuten stabilisierte sich der Temperatur- und Reibmomentenverlauf. Die Drehzahlrampe wurde mindestens zweimal durchfahren.

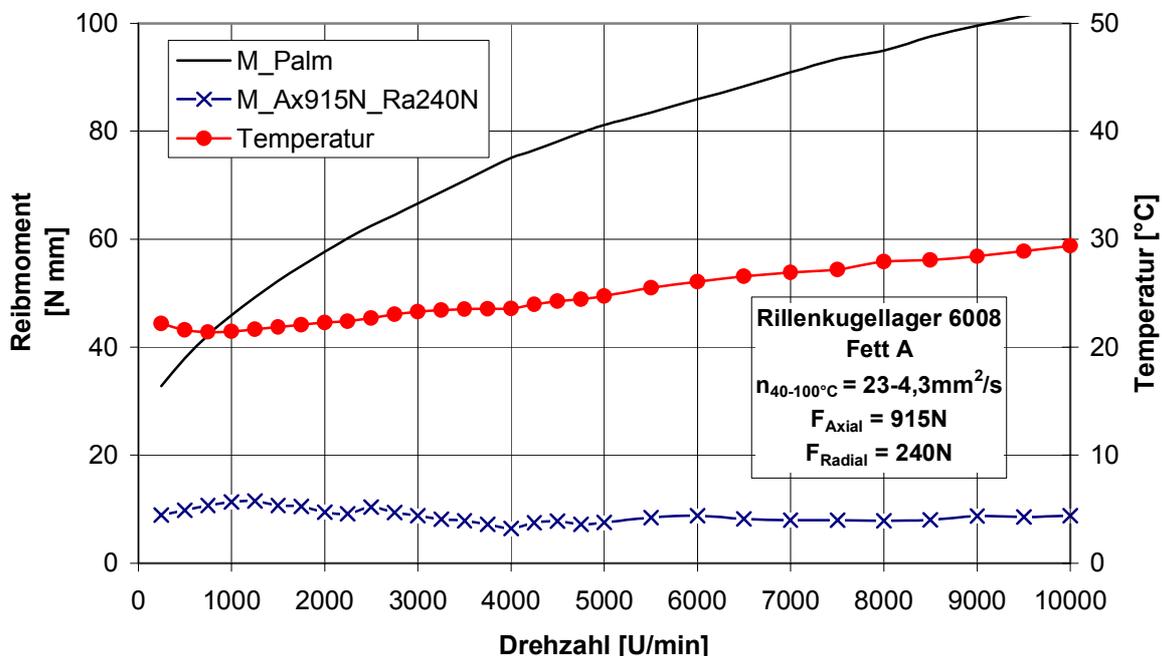


Bild 110: Gemessene Temperatur und Reibmoment axial und radial belasteter Rillenkugellager ($F_{\text{ax}} = 915 \text{ N}$, $F_{\text{ra}} = 240 \text{ N}$) im Vergleich zum nach *Palmgren* berechneten Reibmoment

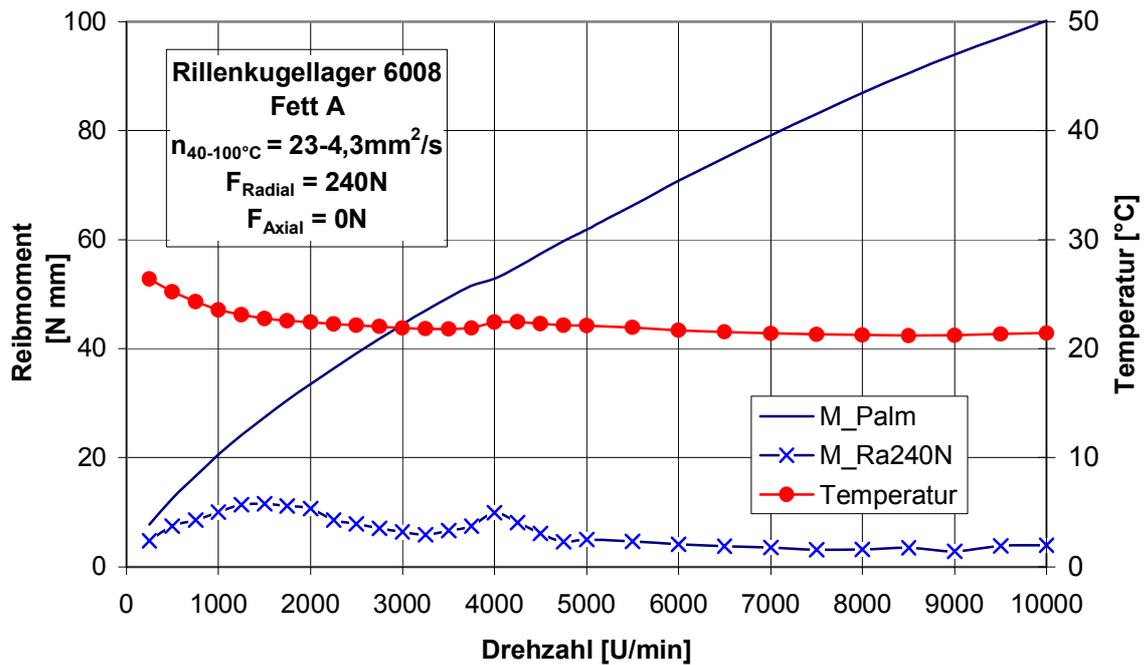


Bild 111: Gemessene Temperatur und Reibmoment rein radial belasteter Rillenkugellager ($F_{\text{ra}} = 240\text{ N}$, $F_{\text{ax}} = 0\text{ N}$) im Vergleich zum nach *Palmgren* berechneten Reibmoment

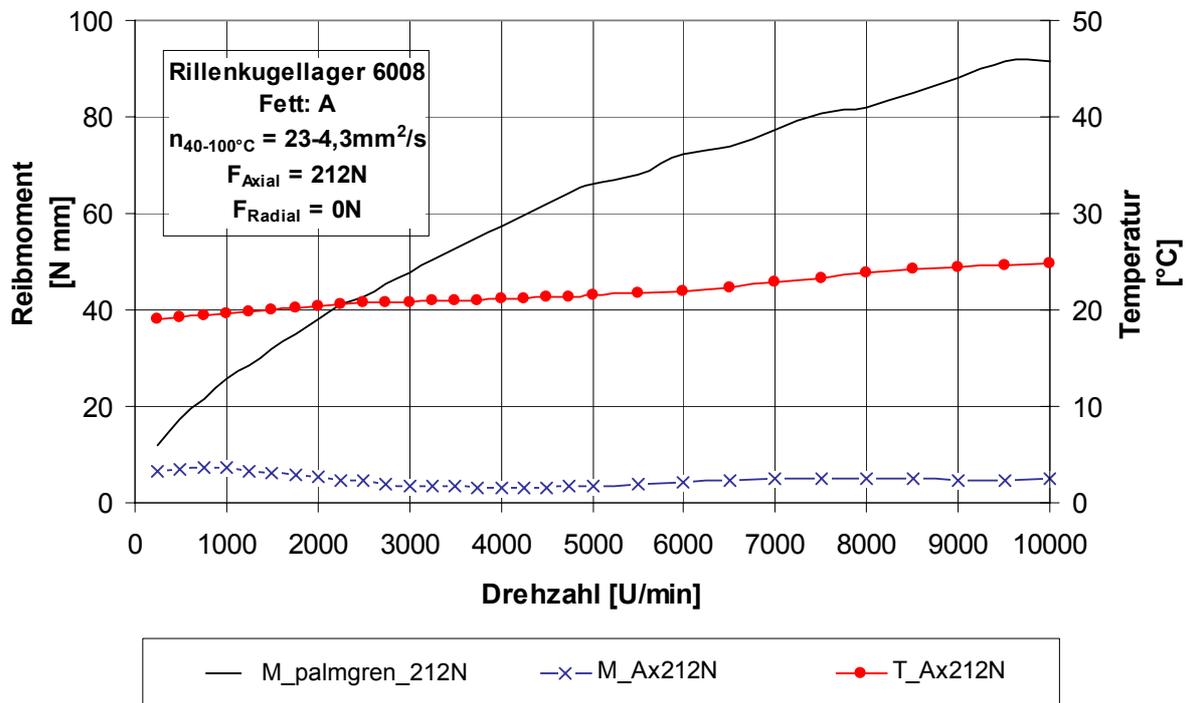


Bild 112: Gemessene Temperatur und Reibmoment rein axial belasteter Rillenkugellager ($F_{\text{ax}} = 212\text{ N}$) im Vergleich zum nach *Palmgren* berechneten Reibmoment

In Bild 110 und Bild 111 sind die gemessenen Temperaturen und Reibmomente sowie das nach *Palmgren* berechnete Reibmoment dargestellt, einmal für kombinierte und einmal für rein radiale Belastung. Die höheren Temperaturen bei kleinen Drehzahlen sind auf die Erwärmung des Prüfstandes bei vorausgegangenen Versuchen zurückzuführen; daher treten beim Reibmomentenverlauf zwei Maxima auf. In Bild 112 sind Verläufe der Reibmomente und der Temperaturen bei rein axialer Belastung dargestellt.

Um genauere Werte der Reibmomente bei sehr kleinen Drehzahlen zu erhalten, wurden Messungen bei einer anderen Übersetzung durchgeführt (Bild 113).

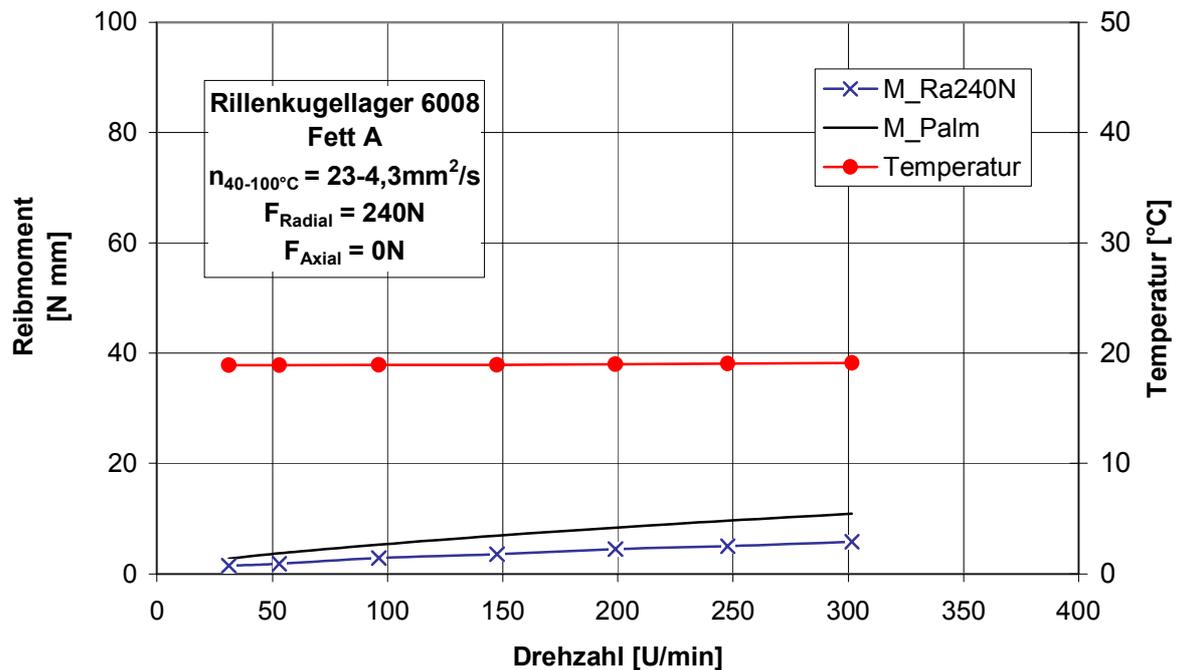


Bild 113: Gemessene Temperatur und Reibmoment rein radial belasteter Rillenkugellager ($F_{ra} = 240\text{ N}$, $F_{ax} = 0\text{ N}$), bei kleinen Drehzahlen

In den zwei folgenden Diagrammen sind die Verläufe der gemessenen Reibmomente und Temperaturen und nach *Palmgren* berechneten Reibmomente für das Versuchsfett A bei 2 weiteren rein radialen Lasten dargestellt. Wie in den vorigen Diagrammen nähern sich die nach *Palmgren* berechneten Reibmomente bei kleinen Drehzahlen den gemessenen Werten an. Bei höheren Drehzahlen sind die berechneten Werte zu groß.

Die Unstetigkeiten in den berechneten Verläufen resultieren aus Temperatur-Schwankungen, denn zur Berechnung wurde die Betriebsviskosität entsprechend den gemessenen Temperaturen eingesetzt.

Die gemessenen Reibmomente und Temperaturen nehmen bei der höheren radialen Last zu.

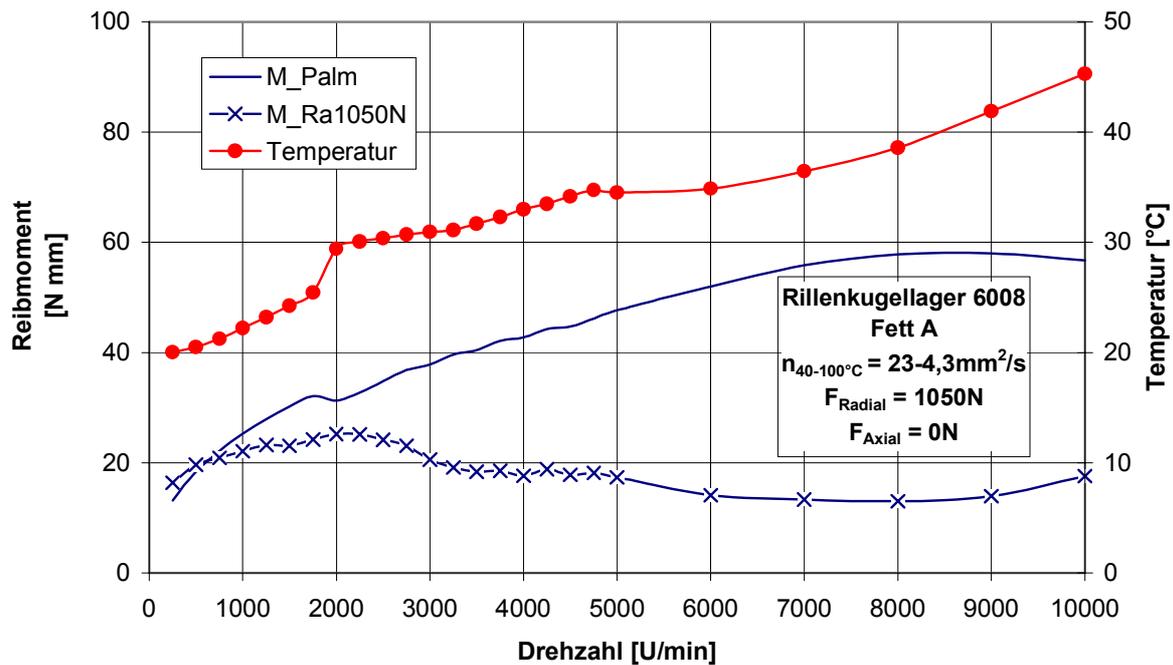


Bild 114: Gemessene Temperatur und Reibmoment rein radial belasteter Rillenkugellager ($F_{ra} = 1050 \text{ N}$, $F_{ax} = 0 \text{ N}$) im Vergleich zum nach *Palmgren* berechneten Reibmoment

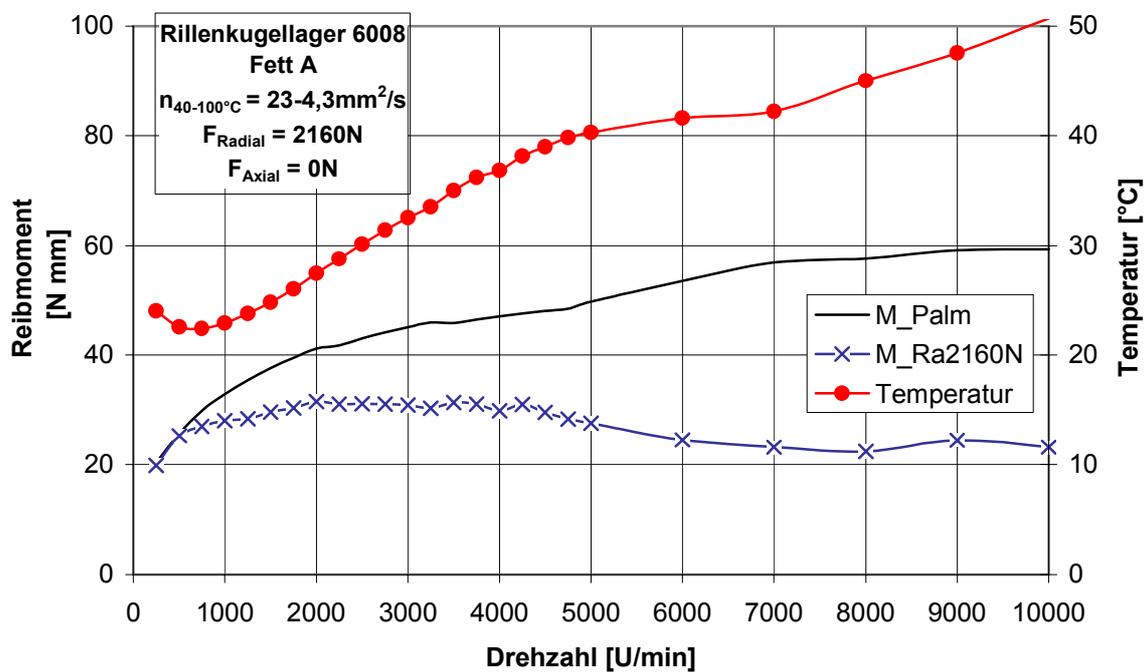


Bild 115: Gemessene Temperatur und Reibmoment rein radial belasteter Rillenkugellager ($F_{ra} = 2160 \text{ N}$, $F_{ax} = 0 \text{ N}$) im Vergleich zum nach *Palmgren* berechneten Reibmoment

In den zwei folgenden Diagrammen (Bild 116 und Bild 117) sind Versuchsergebnisse bei einer rein axialen Belastung von Rillenkugellagern ($F_{ax} = 212 \text{ N} / 915 \text{ N}$) dargestellt.

Trotz der deutlich größeren Axiallast beim zweiten Verlauf ändert sich das gemessene Reibmoment nicht in gleichem Maße. Dies ist teilweise auf die vom vorangegangenen Versuchslauf erhöhte Temperatur zurückzuführen und möglicherweise auch auf geänderte Druckwinkel.

Im Gegensatz zu den Versuchen sind die nach *Palmgren* berechneten Reibmomente auch im kleinen Drehzahlbereich deutlich höher als die gemessenen Werte. In Bild 116 sind zum Vergleich die Ergebnisse rein axial belasteter Spindellager gleicher Baugröße, mit voller und reduzierter Kugelanzahl wiedergegeben. Dabei zeigt sich, dass die Spindellager eine höhere Reibung haben. Dies kann mit dem höheren Bohrschlupfanteil, der engeren Schmiegung oder einer besseren Schmierstoffversorgung des Kontaktes zusammenhängen.

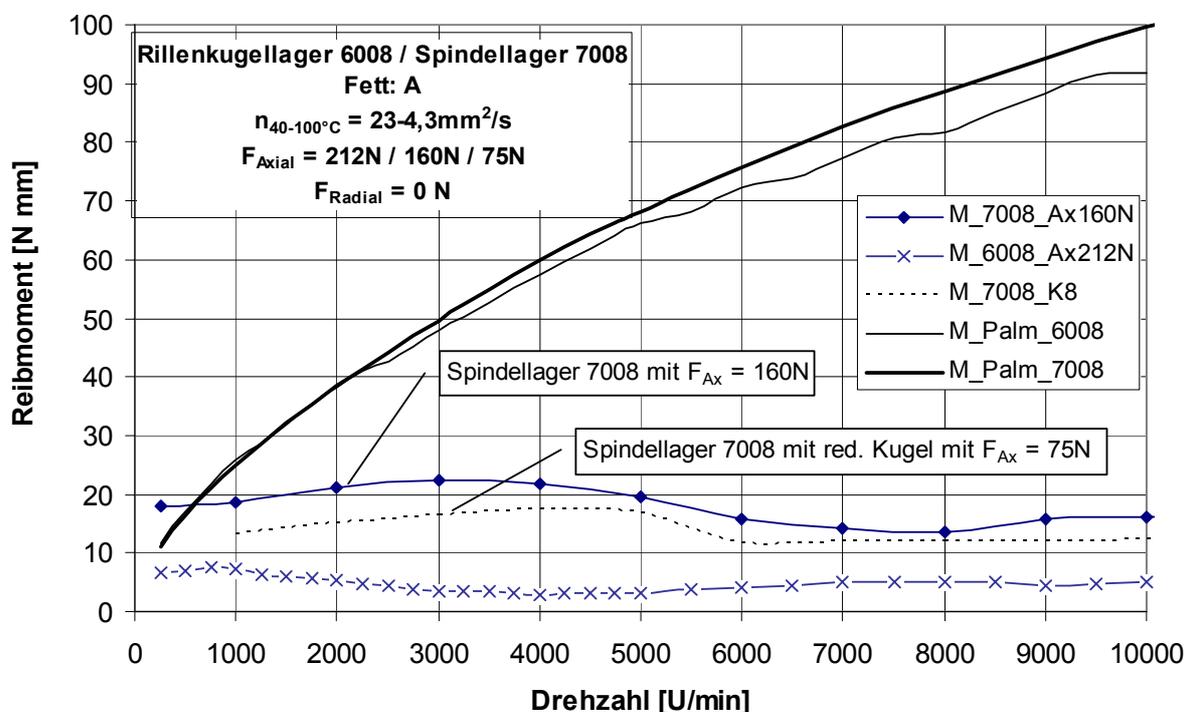


Bild 116: Das gemessene Reibmoment rein axial belasteter Rillen- und Schrägkugellager ($F_{ax} = 212 \text{ N}$ bzw. 160 N , $F_{ra} = 0 \text{ N}$) im Vergleich zum nach *Palmgren* berechneten Reibmoment

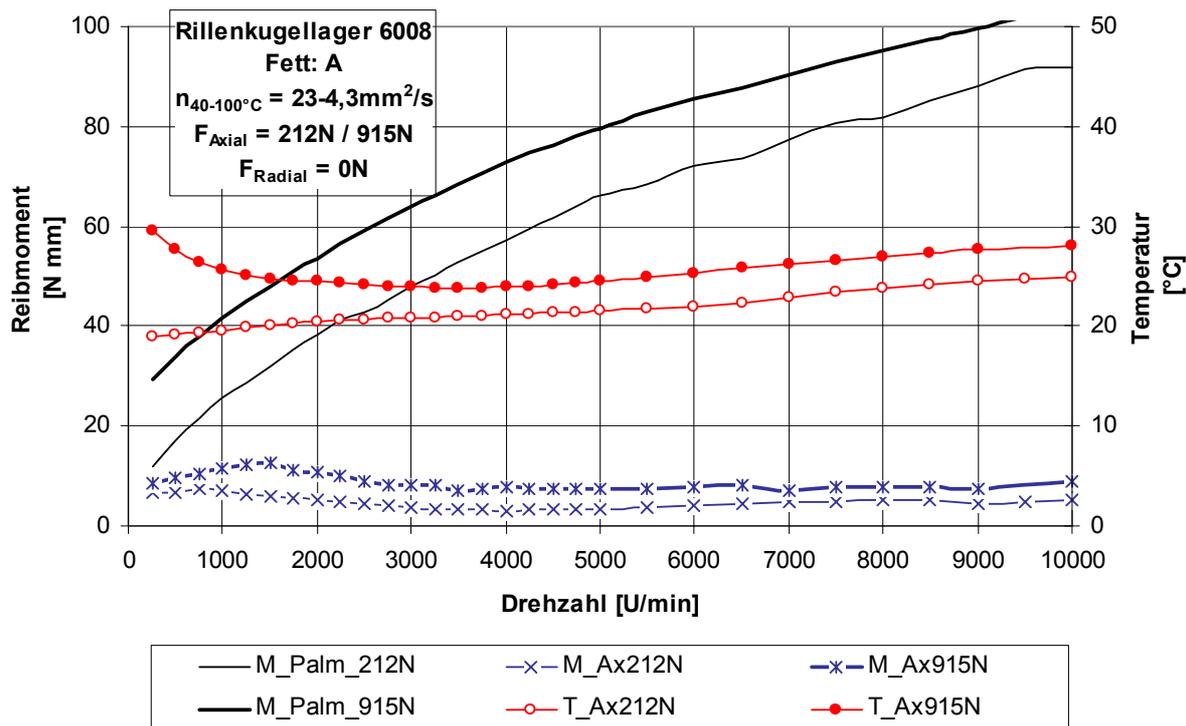


Bild 117: Gemessene Temperatur und Reibmoment rein axial belasteter Rillenkugellager ($F_{\text{ax}} = 212 \text{ N}$ bzw. 915 N , $F_{\text{ra}} = 0 \text{ N}$) im Vergleich zum nach *Palmgren* berechneten Reibmoment

In Bild 182 bis Bild 186 im Anhang sind Verläufe von Versuchen mit dem Fett A dargestellt, bei denen die Rillenkugellager kombiniert belastet wurden. Während die axiale Last in zwei Stufen ($F_{\text{ax}} = 212 \text{ N} / 915 \text{ N}$) variierte, wurde die radiale Belastung in drei Stufen verändert ($F_{\text{ra}} = 240 / 1050 / 2160 \text{ N}$).

Bei kleinen kombinierten Belastungen (Bild 119) ist der Verlauf der gemessenen Reibmomente und Temperaturen über der Drehzahl relativ flach.

In Bild 183 im Anhang, bei einer kombinierten Belastung von $F_{\text{ax}} = 212 \text{ N}$ und $F_{\text{ra}} = 1050 \text{ N}$, nimmt bei den höheren Drehzahlen das gemessene Reibmoment deutlich zu, was auch eine Erhöhung der Temperatur verursacht.

In den folgenden Bildern (Bild 118, Bild 119 und Bild 120) sind die verschiedenen Laststufen einander gegenübergestellt.

Auch die Rillenkugellager durchlaufen ein Reibungsmaximum, allerdings bei deutlich niedrigeren Drehzahlen als die Schrägkugellager und mit deutlich kleineren Werten des Reibmoments. Dies ist möglicherweise auf den größeren Bohrschlupfeinfluss, die engere Schmiegun und die andere Käfigbauform der Schrägkugellager zurückzuführen [70], [71].

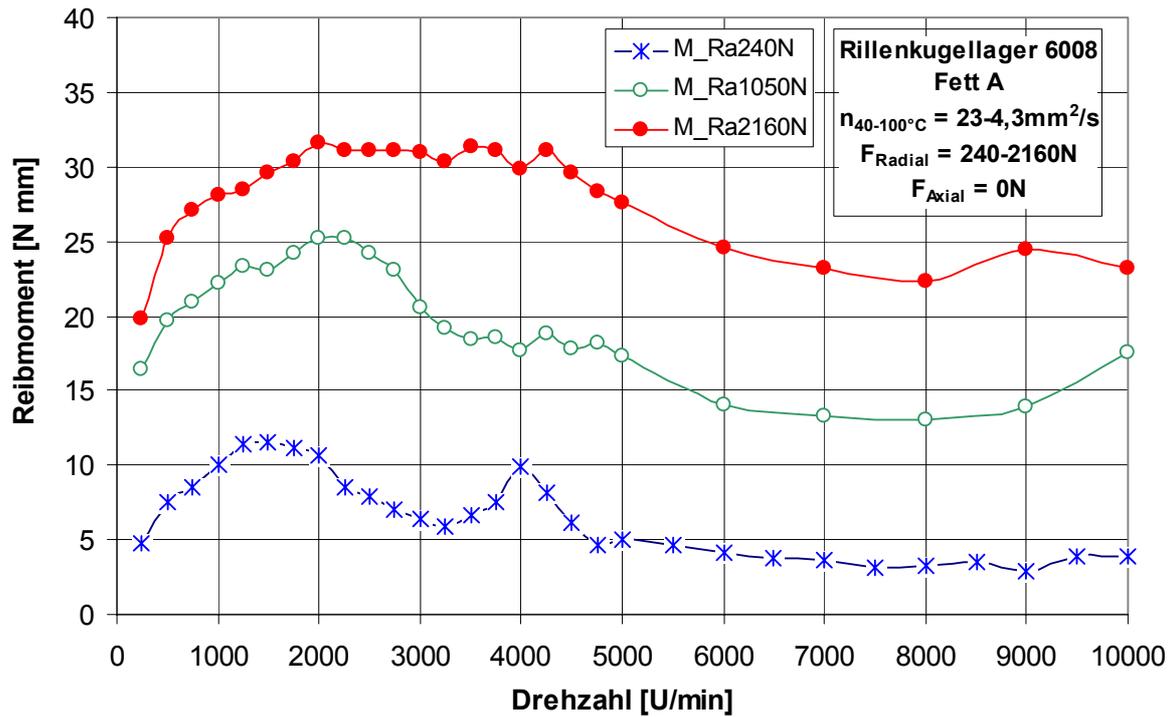


Bild 118: Gemessene Reibmomente unter verschiedenen rein radialen Lasten

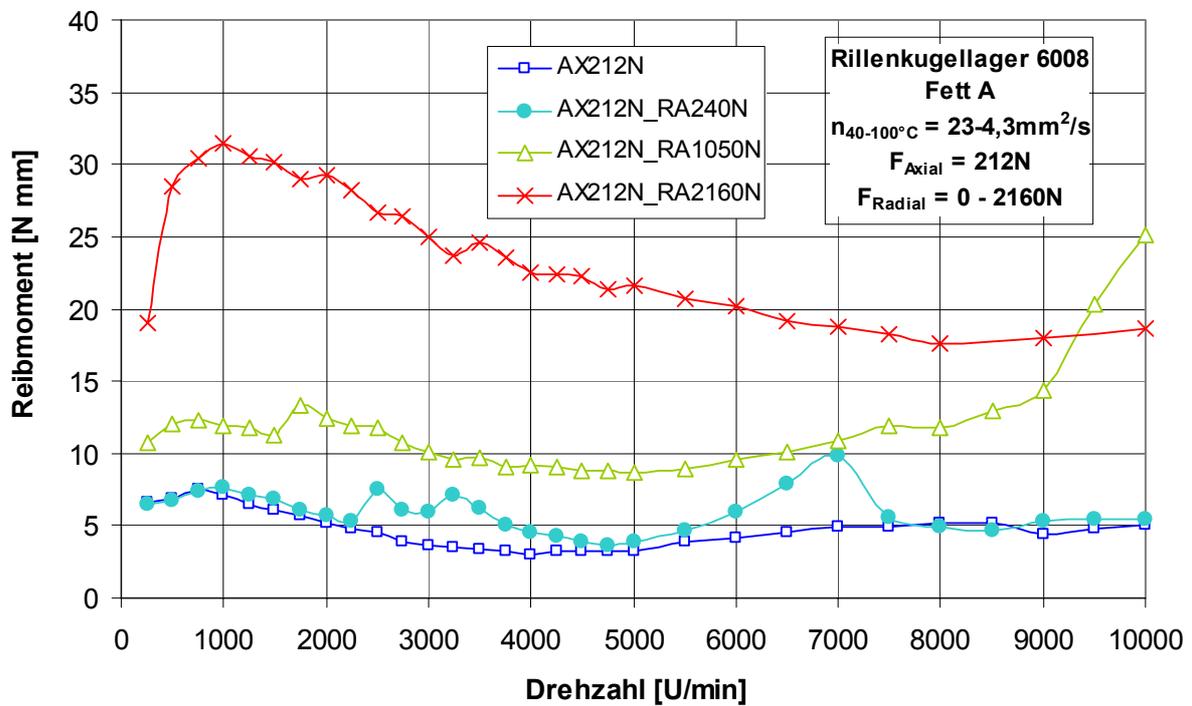


Bild 119: Gemessene Reibmomente unter verschiedenen radialen Lasten und der axialen Last $F_{\text{ax}} = 212\text{N}$

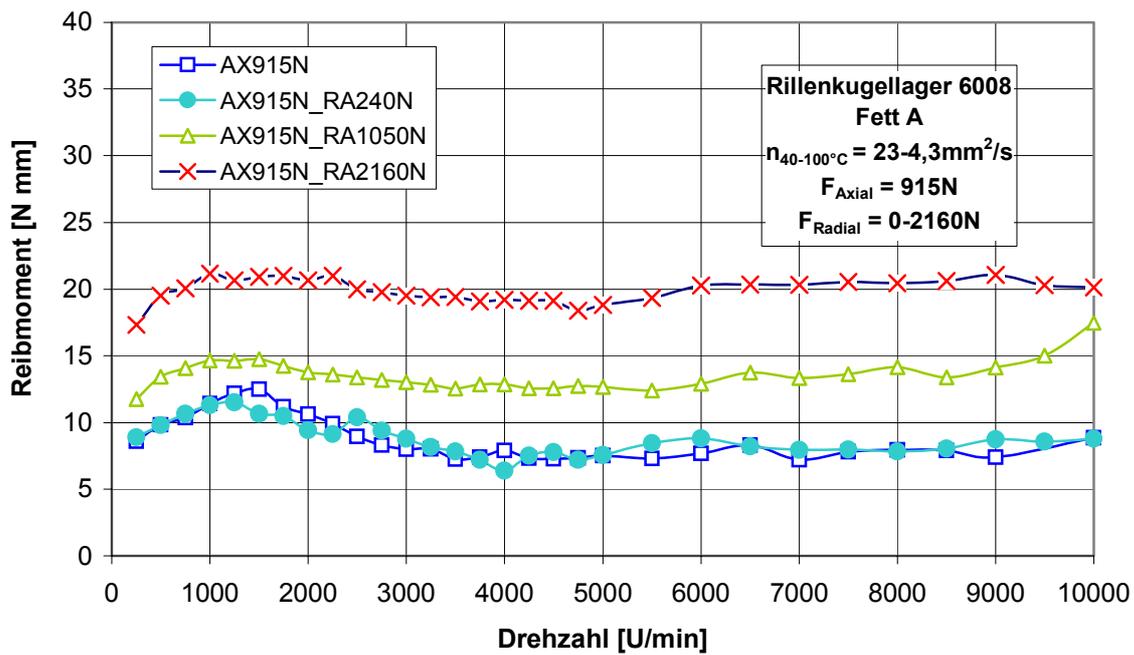


Bild 120: Gemessene Reibmomente unter verschiedenen radialen Lasten und der axialen Last $F_{ax} = 915 \text{ N}$

In den folgenden Bildern sind Ergebnisse für das Fett B wiedergegeben.

In Bild 121 sind die gemessenen Temperaturen und Reibmomente bei einer rein radialen Belastung ($F_{ra} = 240 \text{ N}$) sowie das nach *Palmgren* berechnete Reibmoment dargestellt. Die Lager wurden mit dem Fett B befüllt.

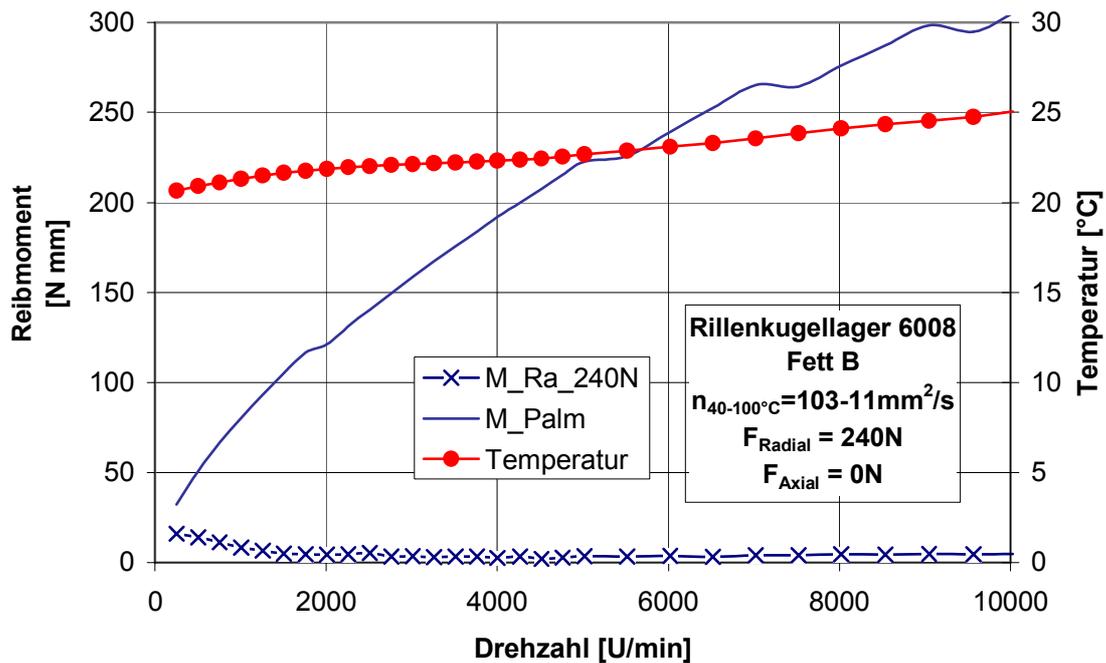


Bild 121: Gemessene Temperatur und Reibmoment rein radial belasteter Rillenkugellager ($F_{ra} = 240 \text{ N}$, $F_{ax} = 0 \text{ N}$) im Vergleich zum nach *Palmgren* berechneten Reibmoment

In Bild 122 und Bild 123 sind die Verläufe der gemessenen Reibmomente und Temperaturen und nach *Palmgren* berechneten Reibmomente für das Versuchsfett B bei höheren rein radialen Lasten dargestellt. Wie in den vorigen Diagrammen nähern sich die nach *Palmgren* berechneten Reibmomente bei kleinen Drehzahlen den gemessenen Werten an. Bei höheren Drehzahlen sind die berechneten Werte zu groß.

Da die gemessenen Temperaturen für die Berechnung der Betriebsviskosität verwendet wurden, ergaben sich im berechneten Momentenverlauf nach *Palmgren* Unstetigkeiten.

Im Vergleich zu den Versuchen mit dem Fett A ist der Unterschied zwischen gemessenen und nach *Palmgren* berechneten Reibmomente beim Fett B noch deutlicher.

Die gemessenen Reibmomente und Temperaturen nehmen bei radialer Lasterhöhung zu.

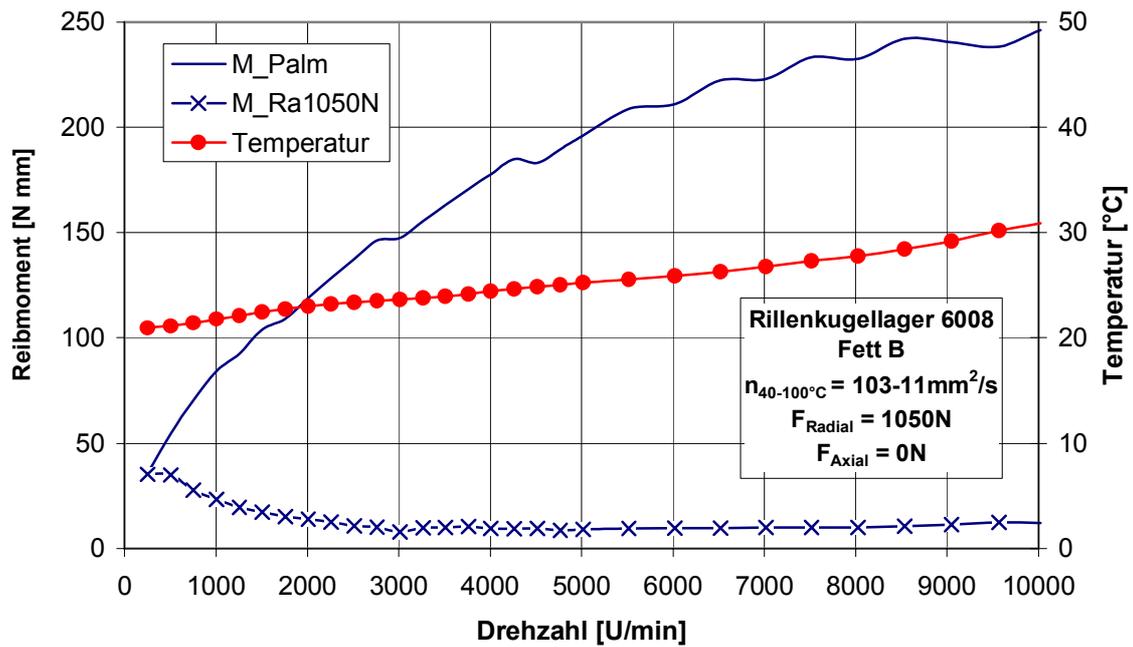


Bild 122: Gemessene Temperatur und Reibmoment rein radial belasteter Rillenkugellager ($F_{\text{ra}} = 1050\text{ N}$, $F_{\text{ax}} = 0\text{ N}$) im Vergleich zum nach *Palmgren* berechneten Reibmoment

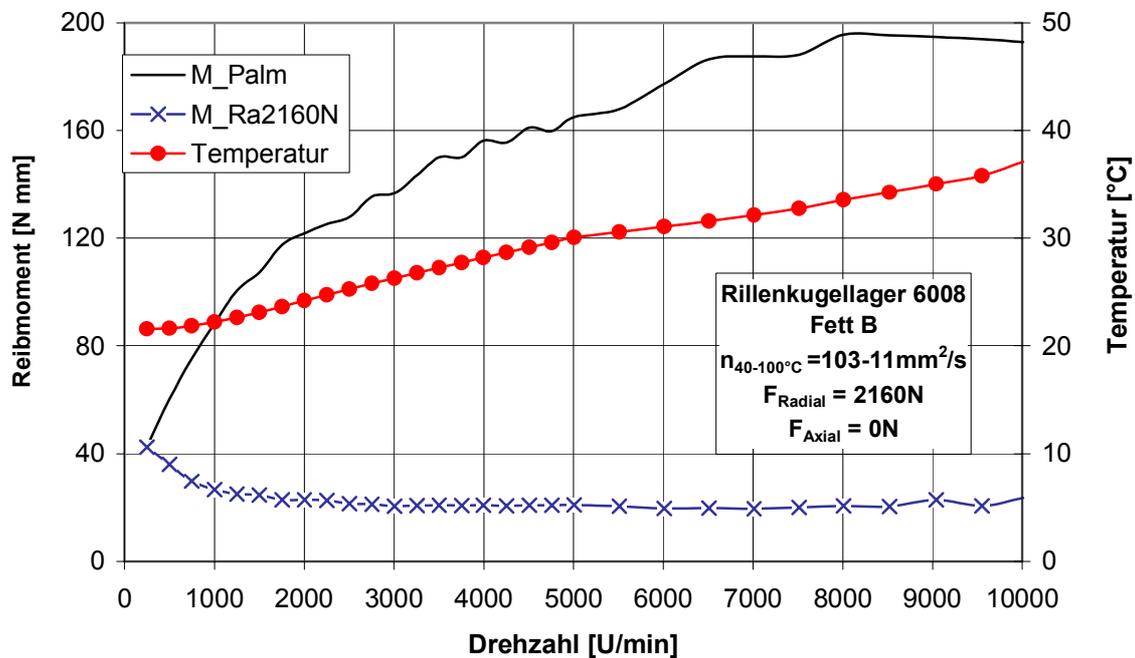


Bild 123: Gemessene Temperatur und Reibmoment rein radial belasteter Rillenkugellager ($F_{\text{ra}} = 2160\text{ N}$, $F_{\text{ax}} = 0\text{ N}$) im Vergleich zum nach *Palmgren* berechneten Reibmoment

Im folgenden Diagramm sind Versuchsergebnisse bei rein axialer Belastung von Rillenkugellagern ($F_{ax} = 212 \text{ N}$) dargestellt.

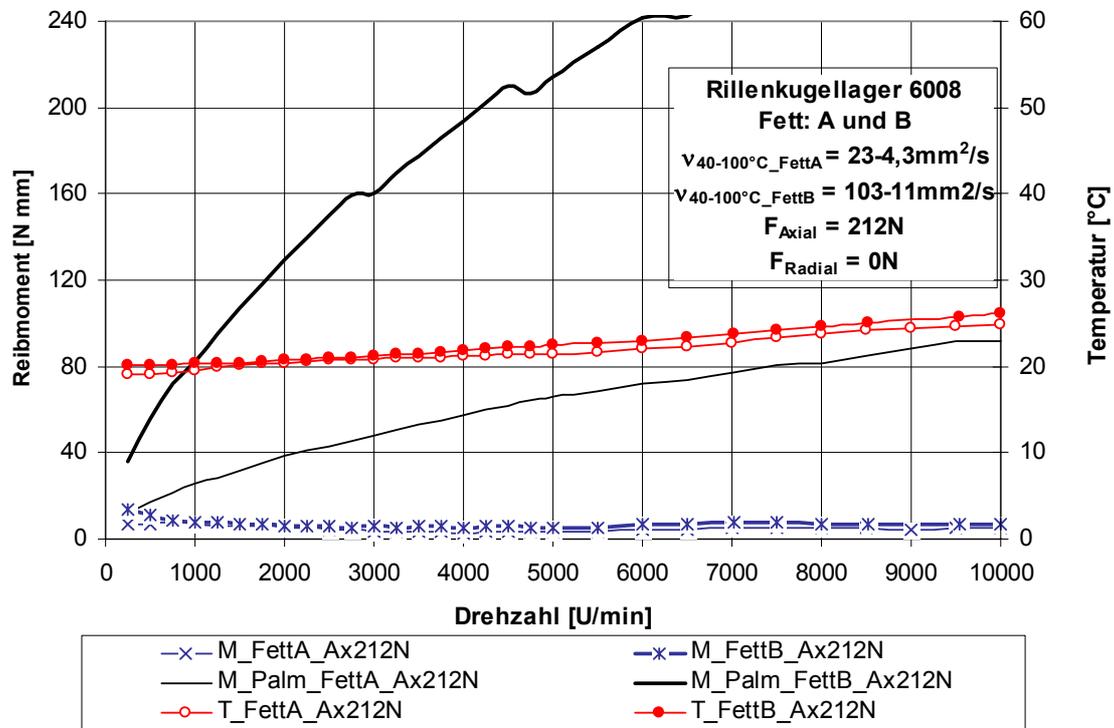


Bild 124: Gemessene Temperaturen und Reibmomente rein axial belasteter Rillenkugellager ($F_{ax} = 212 \text{ N}$) für die Fette A und B im Vergleich zu den nach *Palmgren* berechneten Reibmomentenverläufen

Im Gegensatz zu den Versuchen bei rein radialer Belastung liegen die nach *Palmgren* berechneten Reibmomente auch im kleinen Drehzahlbereich deutlich höher als die gemessenen Werte.

In Bild 125 ist zu erkennen, dass die gemessenen Reibmomente bei niedrigen Belastungen und bei mittleren und hohen Drehzahlen (ab 5000 U/min) die gleichen Werte erreichen wie bei den Spindellagerversuchen mit dem gleichen Versuchsfett B.

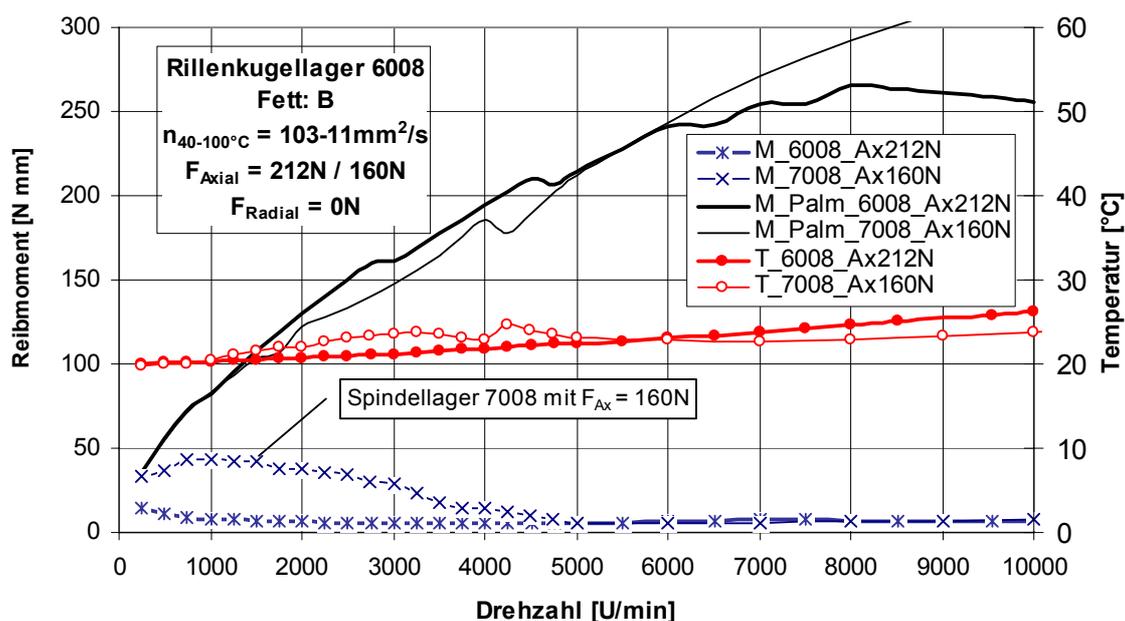


Bild 125: Gemessene Temperatur und Reibmoment rein axial belasteter Rillen- und Schrägkugellager ($F_{\text{ax}} = 212\text{ N}$ bzw. 160 N , $F_{\text{ra}} = 0\text{ N}$) im Vergleich zum nach *Palmgren* berechneten Reibmoment

In Bild 126 und Bild 127 sind Verläufe von Versuchen mit dem Fett B dargestellt, bei denen die Rillenkugellager kombiniert belastet wurden. Während die axiale Last in zwei Stufen ($F_{\text{ax}} = 212\text{ N} / 915\text{ N}$) variierte, wurde die radiale Belastung in drei Stufen verändert ($F_{\text{ra}} = 240 / 1050 / 2160\text{ N}$).

Bei kleinen kombinierten Belastungen ist der Verlauf der gemessenen Reibmomente und Temperaturen über der Drehzahl relativ flach. Im Unterschied zu den Versuchen mit Versuchsfett A sind die gemessenen Reibmomente bei niedrigen Drehzahlen deutlich höher, was auf die höhere Viskosität zurückzuführen ist. Bei mittleren und hohen Drehzahlen nähern sich die gemessenen Reibmomente der zwei Versuchsfette einander an.

Bei einer kombinierten Belastung von $F_{\text{ax}} = 212\text{ N}$ und $F_{\text{ra}} = 1050\text{ N}$, nimmt bei den höheren Drehzahlen das gemessene Reibmoment deutlich zu, wobei eine Erhöhung der Temperatur verzeichnet wurde.

In Bild 128 bis Bild 130 sind Lastkombinationen einzeln dargestellt; in Bild 190 im Anhang sind die verschiedenen Laststufen bei rein radialer Belastung einander gegenübergestellt. Die Zunahmen der Reibmomente bei 9000 U/min in Bild 126 (F_{ra} variiert, $F_{\text{ax}} = 212\text{ N}$) sind auf Resonanzen in diesem Drehzahlbereich zurückzuführen. Dabei wird ein schnelleres Wiederkehren des Fettes in die Kontaktzone verursacht.

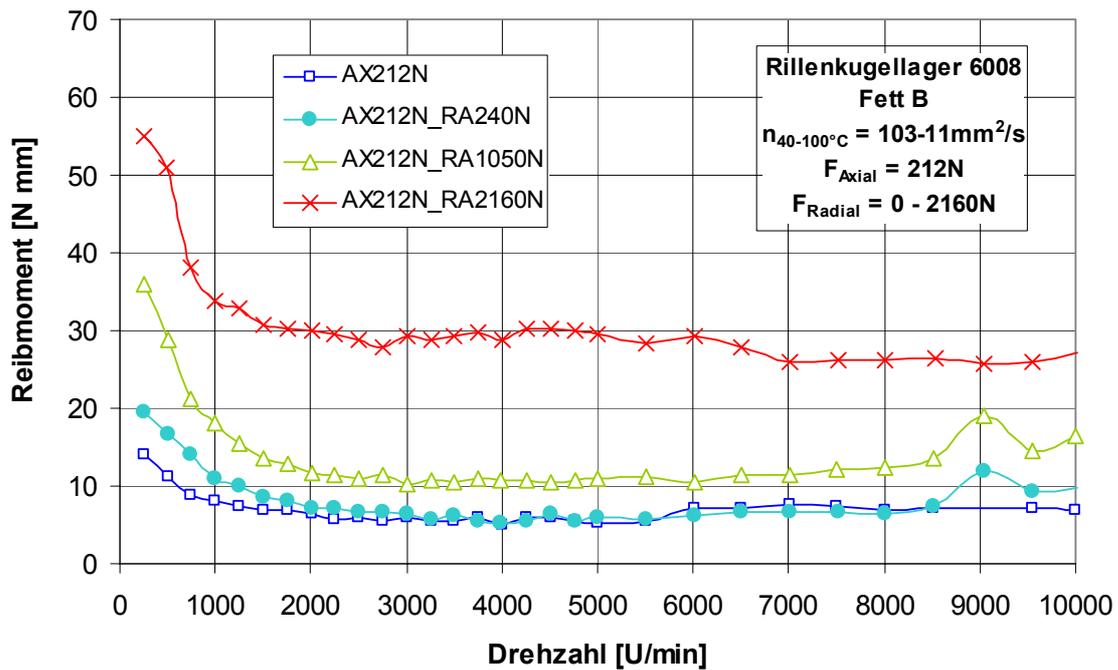


Bild 126: Gemessene Reibmomente unter verschiedenen radialen Lasten und der axialen Last $F_{\text{ax}} = 212\text{ N}$

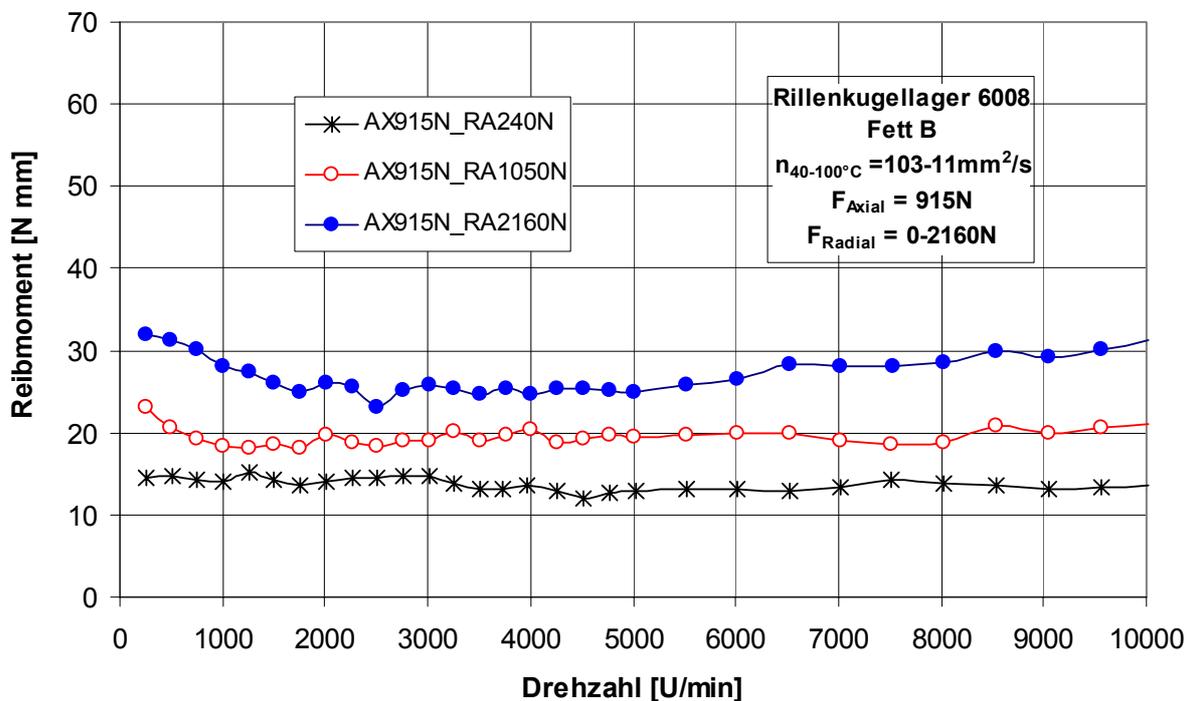


Bild 127: Gemessene Reibmomente unter verschiedenen radialen Lasten und der axialen Last $F_{\text{ax}} = 915\text{ N}$

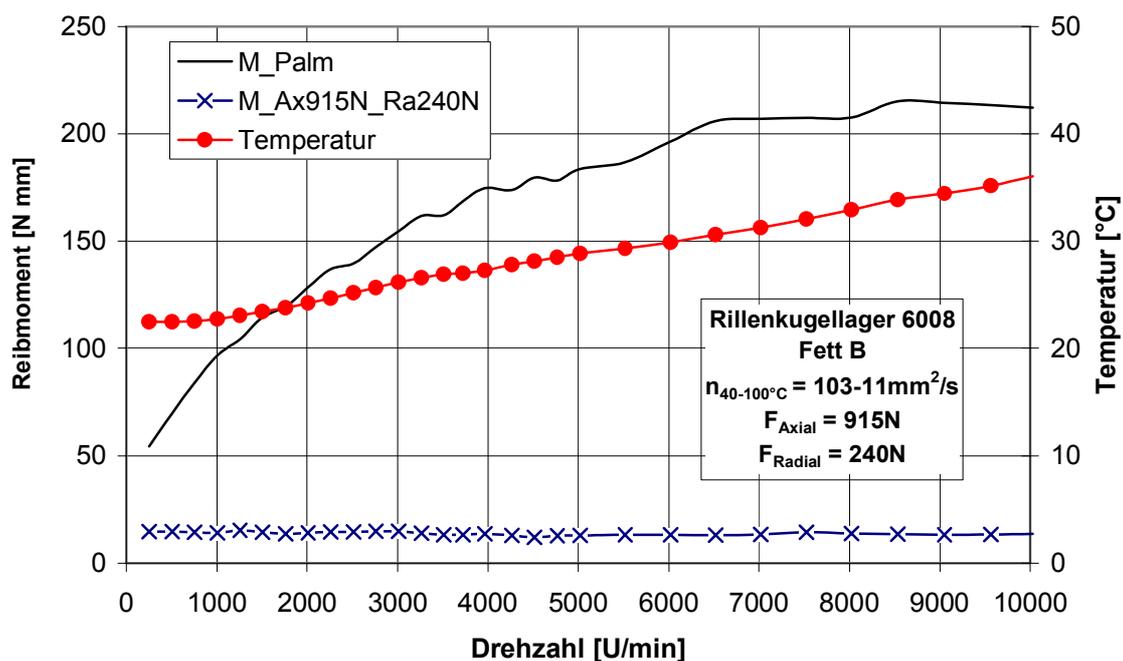


Bild 128: Gemessene Temperatur und Reibmoment axial und radial belasteter Rillenkugellager ($F_{ax} = 915\text{ N}$, $F_{ra} = 240\text{ N}$) im Vergleich zum nach *Palmgren* berechneten Reibmoment

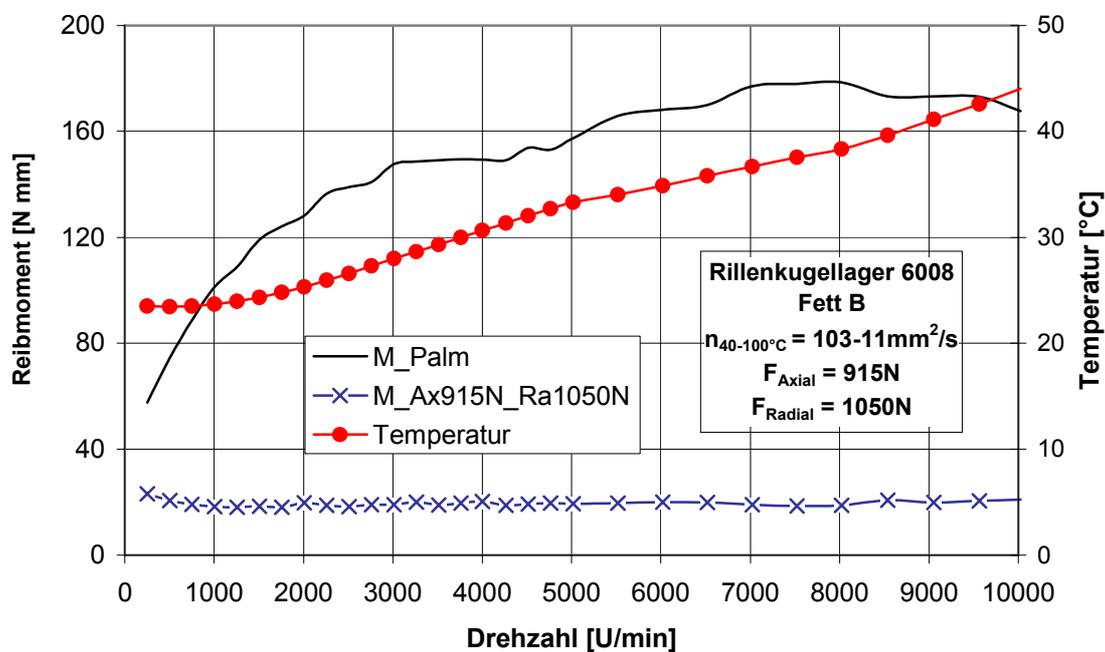


Bild 129: Gemessene Temperatur und Reibmoment axial und radial belasteter Rillenkugellager ($F_{ax} = 915\text{ N}$, $F_{ra} = 1050\text{ N}$) im Vergleich zum nach *Palmgren* berechneten Reibmoment

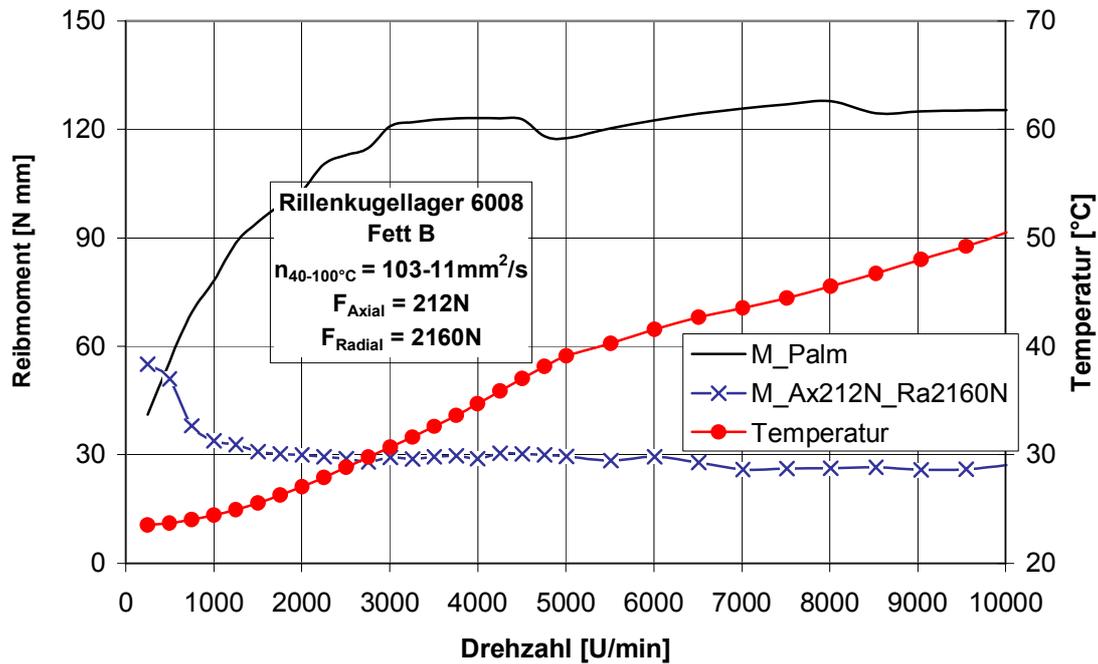


Bild 130: Gemessene Temperatur und Reibmoment axial und radial belasteter Rillenkugellager ($F_{\text{ax}} = 212 \text{ N}$, $F_{\text{ra}} = 2160 \text{ N}$) im Vergleich zum nach *Palmgren* berechneten Reibmoment

Bei den Lastkombinationen $F_{\text{ax}} = 915 \text{ N}$, $F_{\text{ra}} = 240 \text{ N}$, Bild 128 / $F_{\text{ax}} = 915 \text{ N}$, $F_{\text{ra}} = 1050 \text{ N}$, Bild 129 liegen die gemessenen Reibmomente und Temperaturen deutlich über denen beim Versuchsfett A. Der Verlauf bei kleinen Drehzahlen ist ebenfalls stark unterschiedlich: Bei Fett A nimmt die Reibung dort mit der Drehzahl zu, bei Fett B hingegen ab.

Bei der Lastkombination $F_{\text{ax}} = 212 \text{ N}$, $F_{\text{ra}} = 2160 \text{ N}$, Bild 130 sind im Vergleich zu den Versuchen mit dem Fett A deutlich höhere Temperaturen und Reibmomente gemessen worden, insbesondere bei mittleren und hohen Drehzahlen.

11 Zusammenfassung und Ausblick

Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen zeigen, dass das Schmierstoffangebot einen wesentlichen Einfluss auf das Reibungsverhalten fettgeschmierter Lager hat.

Die gemessenen Schmierfilme sind meistens deutlich dünner als die nach EHD-Schmierungstheorie für Vollschrnierung berechneten, es kommt aber trotzdem nicht zu einer metallischen Berührung.

Es liegt also eine Minimalmengenschmierung (*Starvation*) vor, als Vorteil ergeben sich sehr geringe Reibmomente, da die Scherverluste im Schmierstoff minimiert werden.

Es wurde ein verbessertes Berechnungsverfahren für das Reibmoment mit fettspezifischem Korrekturwert für das hydrodynamische Rollreibmoment entwickelt. Diese Korrektur berücksichtigt die Schmierstoffversorgung.

Die wichtigen Einflussfaktoren auf den Korrekturwert sind:

- die rheologischen Eigenschaften der Fette,
- die maximale Drehzahl während der Vorbeanspruchung,
- und die Kinematik, insbesondere der Bohrschlupf und die Käfigbauform. Dies hat sich bei Versuchen mit radial und kombiniert belasteten Rillenkugellagern ergeben.

Das Berechnungsmodell ermöglicht eine Ermittlung von Reibmomenten, Schmierfilmhöhen und Temperaturen von Wälzlagern in Abhängigkeit von Last- und Baugröße. Die mit dem Schmierstoffverdrängungskoeffizienten optimierten Werte zeigen eine sehr gute Korrelation mit den gemessenen Werten bei den kleineren axialen Lasten.

Aufbauend auf diesen Forschungsergebnissen sollte die Gültigkeit des Berechnungsverfahrens zur Vorausberechnung des Reibmomentes auf verschiedene Lastfälle und Lagerbauarten ausgedehnt werden. Darüber hinaus muss der Korrekturfaktor Φ_{FS} zur Berücksichtigung der Schmierstoffversorgung bei Fettschrnierung physikalisch genauer begründet werden und dadurch wird die Genauigkeit der Reibmomentberechnung insbesondere bei niedrigen Lasten weiter erhöht.

Für die Genauigkeit der Reibmomentberechnung ist außerdem die Kenntnis der Schmierstoffviskosität von Bedeutung. Hier gilt es, den Einfluss der *Hertz*schen Pressung sowie der Temperatur in der Kontaktzone auf die Viskosität genauer zu untersuchen.

12 Literatur

- [1] FVA-Literaturstudie Nr. T 742: „Reibmomentmessung und Berechnung an Wälzlagern“. Forschungsheft 565 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. Literaturrecherche. Universität Hannover: Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT), 1998
- [2] Jędrzejewski, J.; Kwasny, W.; Potrykus, J.: Beurteilung der Berechnungsmethoden für die Bestimmung der Energieverluste in Wälzlagern. Schmierungstechnik, Band 20 (1989), Heft 8, S. 243-244
- [3] Beitz, W.; Küttner, K.-H.: Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau. 20. Auflage. Berlin : Springer 2001
- [4] Dresel, W. H.: Moderne Schmierfette mit verlängerter Lebensdauer. In : Tribologie und Schmierungstechnik, Band 36 (1989), Heft 6, S. 305-311
- [5] Dresel, W. H.: Grundlegende Aspekte zukunftsorientierter Schmierfette. In : Tribologie und Schmierungstechnik, Band 40 (1993), Heft 3, S. 176-182
- [6] Changsen, W.: Analysis of Rolling Element Bearings. London : Mechanical Engineering Publications LTD, 1991
- [7] Dowson, D.; Higginson, G. R.: Elastohydrodynamic Lubrication. 2. Auflage. Oxford : Pergamon Press LTD, 1977
- [8] Dowson, D.: Elastohydrodynamic and Micro-elastohydrodynamic Lubrication. In : Wear 190 (1995), S. 125-138
- [9] Jacobson, B.: Rheology and Elastohydrodynamic Lubrication. New York : Elsevier Science Publishing Company Inc., 1991. – ISBN 0-444-88146-8
- [10] Janßen, H.: Die Erprobung eines kapazitiv wirkenden Meßsystems zur Schmierfilmhöhenmessung in Wälzlagern. Diplomarbeit. Universität Hannover : Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Sicherheitstechnik (IMKS), Bericht Nr. 507. – Unveröffentlicht.
- [11] Eschmann, P., Hasbargen, L., Weigand, K.: Die Wälzlagerpraxis. 3. Auflage. Mainz : Vereinigte Fachverlage GmbH, 1995
- [12] N. N.: Schmierung von Wälzlagern. Schweinfurt : FAG Kugelfischer Georg Schäfer KGaA, Publ.-Nr. 81115/4 DA, 1996
- [13] N. N.: Schmierstoffe – Klassifikation, Auswahl und Anwendung. München : Klüber Lubrication, Ausgabe 03.94, 2.2 d
- [14] Armstrong, E. L.; Lindeman, M. A.; Wayne, H. J.: Wheel-Bearing Apparatus for Automotive Greases. In : NLGI Spokesman, Januar 1970

- [15] Stribeck, R.: Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager. In : Zeitschrift des VDI, Band 46, Nr. 38, (1902), S. 1341-1348, Nr. 38, S. 1432-1438, und Nr. 39, S. 1463-1470
- [16] Jianhai, L.; Shizhu, W.: Fully Flooded, Starved and Parched Lubrication at a Point Contact System. Wear, Band 159 (1992), Heft 1, S. 135-140
- [17] Gesellschaft für Tribologie (GfT): GfT-Arbeitsblatt Nr. 3: Wälzlagerschmierung. Mai 1993
- [18] Gohar, R.: Elastohydrodynamics. New York : Ellis Horwood LTD, John Wiley & Sons Inc., 1988
- [19] Grafitanu, M. D.; Cretu, S.; Hantelmann, M.; Bejenaru, I.; Asmarandei, V.: The Friction Torque of Rolling Bearings – Factor in Design. Buletinul Institutului Politehnic Din Iasi Tomul (XXVII), Fasc. 1-2, 1978
- [20] Hamrock, B.; Dowson, D.: Ball Bearing Lubrication. New York : John Wiley & Sons Inc., 1981
- [21] Hamrock, B.; Dowson, D.: Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts: Part III - Fully Flooded Results. In : Journal of Lubrication Technology, April 1977, S. 264-276
- [22] N. N.: Elastohydrodynamische Schmierung und Lebensdauereinfluß bei Wälzlagern. INA Wälzlager Schaeffler KG: Forschung und Entwicklung, Interner Berechnungsbericht B 251, Herzogenaurach 1987
- [23] Scarlet, N. A.: Certain Aspects of Grease Lubrication of Rolling Bearings. London : Imp. Coll. Sc. Tech., 1958. – Lecture in the series „Engineering Aspects of Lubrication“
- [24] Åström, H.: Grease in Elastohydrodynamic Lubrication. Doctoral Thesis. Luleå University of Technology : 132 D, 1993. – ISSN 0348-8373
- [25] Åström, H.: Irregular Film Thickness Fluctuations in Elastohydrodynamic Lubrication of a Point Contact Lubricated with Lubricating Grease. In : Tribologia, Band 11 (1992), Heft 4, S. 115-122
- [26] Åström, H.; Höglund, E.: Rheological Properties of Lithium, Lithium Complex und Sodium Greases. In : Journal of Synthetic Lubrication, Band 10 (1993), Heft 3, S. 225-236
- [27] Åström, H.; Isaksson, O.; Höglund, E.: Video Recordings of an EHD Point Contact Lubricated with Grease. In : Tribology International, Band 24 (1991), Heft 3, S. 179-184
- [28] Åström, O.; Östensen, J. O.; Höglund, E.: Lubricating Grease Replenishment in an Elastohydrodynamic Point Contact. In : Journal of Tribology, Band 115 (1993), Heft 3, S. 501-506
- [29] Cann, P. M.; Spikes, H. A.: Fourier-Transform Infrared Study of the Behaviour of Grease in Lubricated Contacts. In : Lubrication Engineering, Band 48 (1992), Heft 3, S. 335-343

- [30] Franke, W.-D.: Schmierstoffe und ihre Anwendung. München : Carl Hanser Verlag, 1971
- [31] Zhu, W. S.; Neng, Y. T.: A Theoretical and Experimental Study of EHL Lubricated with Grease. In : Journal of Tribology, Band 110 (1988), Heft 1, S. 38-43
- [32] Palmgren, A.: Neue Untersuchungen über Energieverluste in Wälzlagern. VDI-Berichte, Band 20, 1957
- [33] Kunert, K.-H.: Die Reibung von Schrägkugellagern in Abhängigkeit vom Lastwinkel. In : Industrie-Anzeiger, Band 86 (1964), Heft 25
- [34] Hollatz, J.: Start- und Reibungsverhalten von ölgeschmierten Wälzlagern bei Umgebungstemperaturen bis $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Dissertation. Universität Hannover : Institut für Maschinenelemente, Konstruktions- und Sicherheitstechnik (IMKS), 1984
- [35] Orlow, A. V.: Improvement of Ball Bearing Performances. In : Wear, Band 148, 1991
- [36] Lindekamp, H.: Das Kälteverhalten von Schmierfetten unter stationären und dynamischen Bedingungen. DGMK-Berichte, 1981, Report-Nr. DGMK 100
- [37] Plank, M.; Lechner, G.: Kleinstmengenschmierung schnelllaufender Wälzlager. In : Tribologie und Schmierungstechnik, Band 37 (1990), Heft 4
- [38] Barz, M.; Paland, E.-G.: Ermittlung von Schmierfettkennwerten zum Reibungsverhalten und zur Schmierwirkungsdauer in schnelllaufenden Wälzlagern. Universität Hannover : Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Sicherheitstechnik, DGMK-Projekt 379, Abschlußbericht 1992
- [39] Barz, M.: Die Schmierfilmbildung in fettgeschmierten schnelllaufenden Spindellagern. Dissertation. Universität Hannover : Institut für Maschinenelemente, Konstruktions- und Sicherheitstechnik (IMKS), 1996
- [40] Franke, E.; Paland, E.-G.; Poll, G.: Ermittlung von Schmierfettkennwerten zum Reibungsverhalten und zur Schmierwirkungsdauer in schnelllaufenden Wälzlagern. Universität Hannover : Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT), DGMK-Projekt 379-1, Abschlußbericht 1997
- [41] Karbacher, R.: Reibungsverhalten unterschiedlicher Fette. In : Tribologie und Schmierungstechnik, Band 44 (1997), Heft 1
- [42] Hillmann, R.: Ein Verfahren zur Ermittlung von Bezugsdrehzahlen für Wälzlager. Dissertation. Universität Hannover, Institut für Maschinenelemente, Konstruktions- und Sicherheitstechnik (IMKS), 1984
- [43] Klühspies, N.: Rolling Bearing – Thermal reference Speed – Calculation and Coefficients. ISO / TC 4 / SC 8 / WG 3 N 8, 1997
- [44] Steinert, T.: Das Reibmoment von Kugellagern mit bordgeführtem Käfig. Dissertation. Aachen : RWTH, 1995
- [45] Tüllmann, U.: Das Verhalten axial verspannter, schnelldrehender Schrägkugellager. Aachen : Shaker Verlag 1999. – Berichte aus der Produktionstechnik, Band 25/99

- [46] Brüser, P.: Untersuchungen über die Elastohydrodynamische Schmierfilmdicke bei elliptischen Hertzschen Kontakten. Dissertation. Braunschweig : Technische Universität, 1972
- [47] Böhmer, A.: Erstellung eines Programmes zur Berechnung der Gesamtkapazität in Wälzlagern bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen. Studienarbeit. Universität Hannover : Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Sicherheitstechnik (IMKS), Bericht Nr. 573, 1989. – Unveröffentlicht
- [48] Wilson, A. R.: The Relative Thickness of Grease and Oil Films in Rolling Bearings. In : Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol 193, 1979, S. 185-192
- [49] Schrader, R.: Zur Schmierfilmbildung von Schmierölen und Schmierfetten in elastohydrodynamischen Wälzkontakten. Dissertation. Universität Hannover : Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Sicherheitstechnik (IMKS), 1988
- [50] Harris, T. A.: Rolling Bearing Analysis. 3. Auflage. New York : John Wiley & Sons Inc., 1991
- [51] Schmidt, U.: Die Schmierfilmbildung in elastohydrodynamisch beanspruchten Wälzkontakten unter Berücksichtigung der Oberflächenrauheit. Dissertation. Universität Hannover : Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Sicherheitstechnik (IMKS), 1985
- [52] Bonse, R.: Berechnung von Steifigkeit und Kinematik schnelllaufender Spindellager. Studienarbeit. Aachen : RWTH, WZL, 1990
- [53] Bair, S.; Winer, W. O.: A Rheological Model for Elastohydrodynamic Contacts Based on Primary Laboratory Data. In : ASME Journal of Lubrication Technology, Band 101 (1979), S. 258-265
- [54] Bair, S.; Winer, W. O.: The High Pressure High Shear Stress Rheology of Liquid Lubricants. In : ASME Journal of Lubrication Technology, Band 114 (1992), S. 1-13
- [55] Eyring, H.: Viscosity, Plasticity, and Diffusion as Examples of Absolute Reaction Rates. In : J. Chem. Phys., Band 4 (1936), S. 283-291
- [56] Engel, S.: Reibungs- und Ermüdungsverhalten des Rad-Schiene-Systems mit und ohne Schmierung. In: Deters, L.; Grote, K.-H.; Vajna, S.: Fortschritte in der Maschinenkonstruktion. Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg : Institut für Maschinenkonstruktion, 2002
- [57] Hamrock, B. J.: Fundamentals of Fluid Film Lubrication. New York : Mc Graw-Hill Inc., 1994
- [58] Johnson, K.L.; Tevaarwerk, J.L.: Shear behaviour of elastohydrodynamic oil films. In : Proc. R. Soc. Lond. A. 356 (1977), S. 215-236
- [59] Rost, U.: Das Viskositäts-Temperatur-Verhalten von Flüssigkeiten. In : Kolloid-Zeitschrift 142 (1955) 2/3, S. 132-150

- [60] Cann, P. M.; Spikes, H. A.: Fourier-Transform Infrared Study of the Behaviour of Grease in Lubricated Contacts. In : Journal of the Society of Tribologists and Lubrication Engineers, Vol. 34 (1991), 2, S. 248-256
- [61] Cann, P. M.; Williamson, B. P.; Coy, R. C.; Spikes, H. A.: The Behaviour of Greases in Elastohydrodynamic Contacts. In : Journal of Physics D: Applied Physics, Band 25 (1992), Heft 1A, S. 124-132
- [62] Hotten, B. W.: Optical Studies of Lubricating Grease Structure. In : NLGI Spokesman, Band XIX (1955), No. 1, S. 14-19
- [63] Dornhöfer, G.: Moderne Verfahren zur Messung der Kältefließfähigkeit von Schmierfetten – verschiedene Prüfmethode im direkten Vergleich. In : Gesellschaft für Tribologie e.V. (GFT), Tagungsband zur Tribologie-Fachtagung 2001
- [64] Bode, B.: Modell zur Beschreibung des Fließverhaltens von Flüssigkeiten unter hohem Druck. In : Tribologie und Schmierungstechnik, Band 36 (1989), Heft 4. – Institut für Reibungstechnik und Maschinenkinetik, TU Clausthal
- [65] Bode, B.: Entwicklung eines Quarzviskosimeters für Messungen bei hohen Drücken. In : Tribologie und Schmierungstechnik, Band 35 (1988), Heft 5. – Institut für Reibungstechnik und Maschinenkinetik, TU Clausthal
- [66] N. N.: Wälzlager-Hauptkatalog (Katalog-Nr. 5000 G). Schweinfurt : SKF GmbH, Januar 2004
- [67] Norm ISO/FDIS 15312:2003. Wälzlager– Thermische Bezugsdrehzahl – Berechnung und Beiwerte. – Deutsche Norm, Entwurf Januar 2004
- [68] A. Tross: Der Mechanismus der Reibung, Teil II: Rollreibung; ZEV Glasers Annalen 86 (1962), Heft 12
- [69] Schoo, A.: Verzahnungsverlustleistungen in Planetenradgetrieben. Dissertation. Ruhr-Universität Bochum, 1985
- [70] Damiens, Bruno.: Modélisation de la lubrification sous-alimentée dans les contacts elastohydrodynamiques elliptiques. Dissertation. Institut National des Sciences Appliquées de Lyon (INSA), 2003
- [71] Baly, H.; Poll, G.; Cann, P. M.; Lubrecht, A. A.: Correlation between Model Test Devices and Full Bearing Tests under Grease Lubricated Conditions. IUTAM Symposium on Elastohydrodynamics and Microelastohydrodynamics, 01.-03.09.2004, Cardiff (UK)
- [72] Albers, A.: Ein Verfahren zur Bestimmung zulässiger Drehzahlen von Wälzlagerungen. Dissertation. Universität Hannover : Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Sicherheitstechnik (IMKS), 1987

13 Anhang

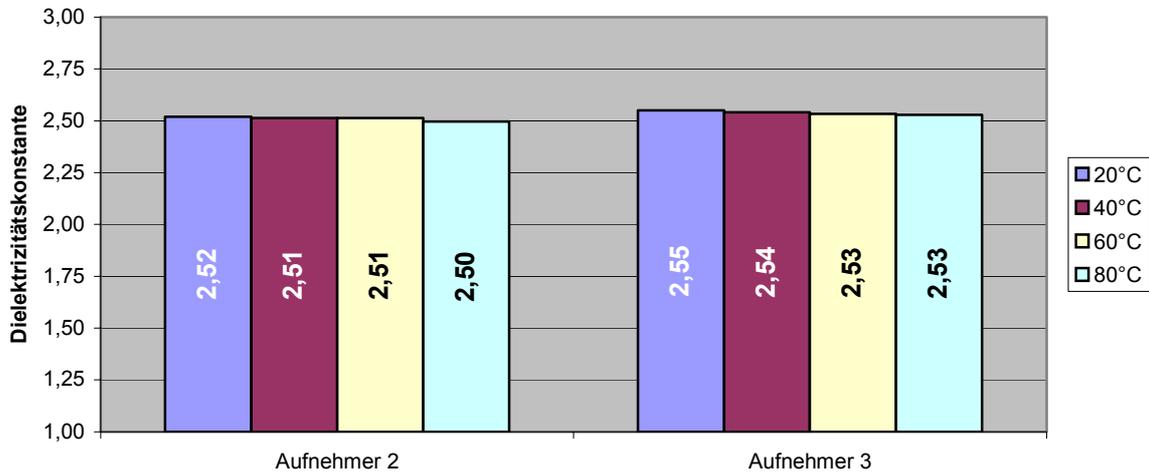


Bild 131: Dielektrizitätskonstanten des Fettes C vor der Scherung

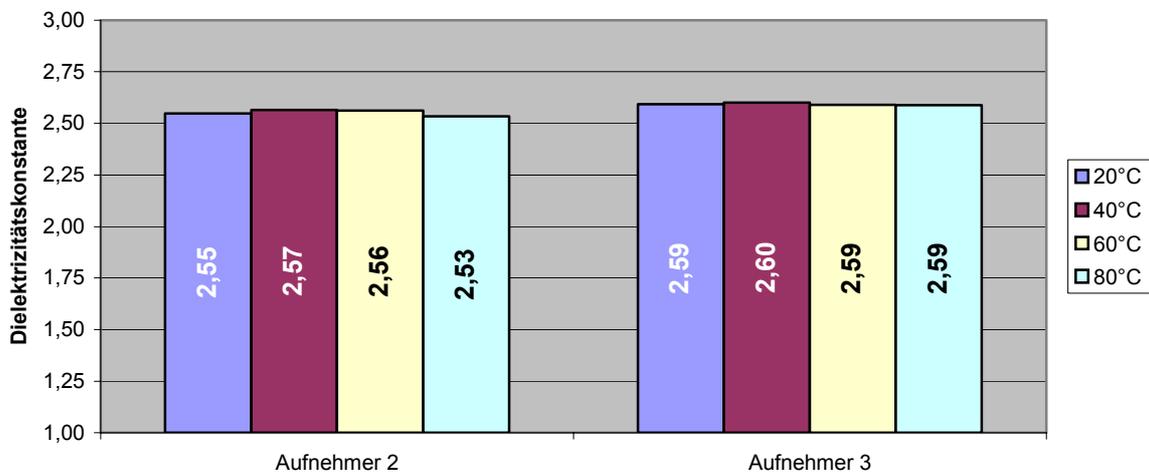


Bild 132: Dielektrizitätskonstanten des Fettes C nach der 23. Scherung

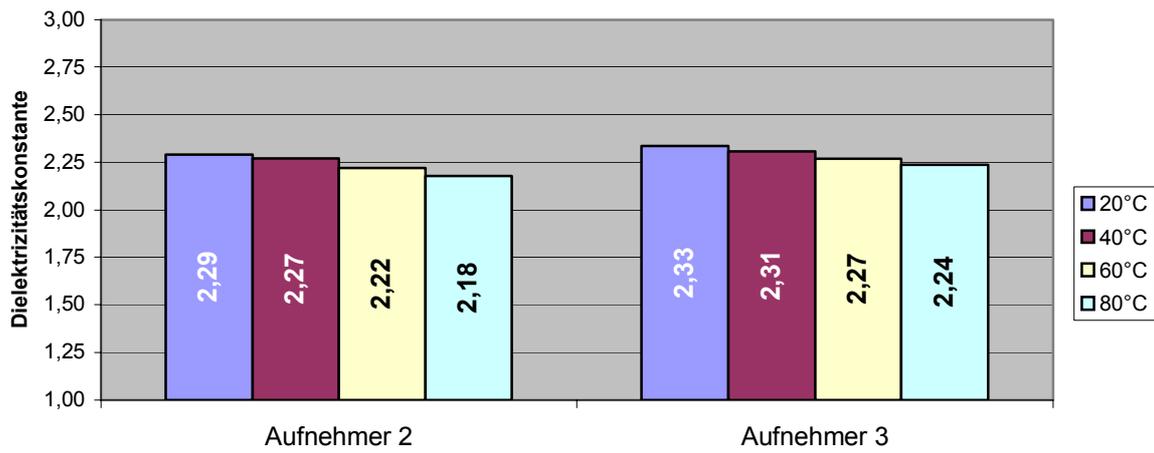


Bild 133: Dielektrizitätskonstanten des Grundöls von Fett C mit Additiven

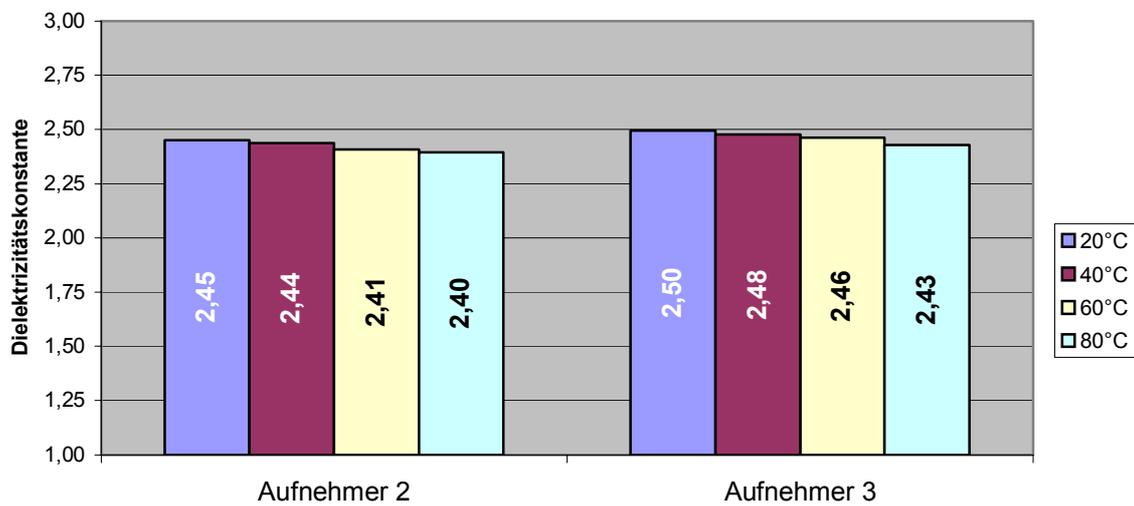


Bild 134: Dielektrizitätskonstanten des Fettes D vor der Scherung

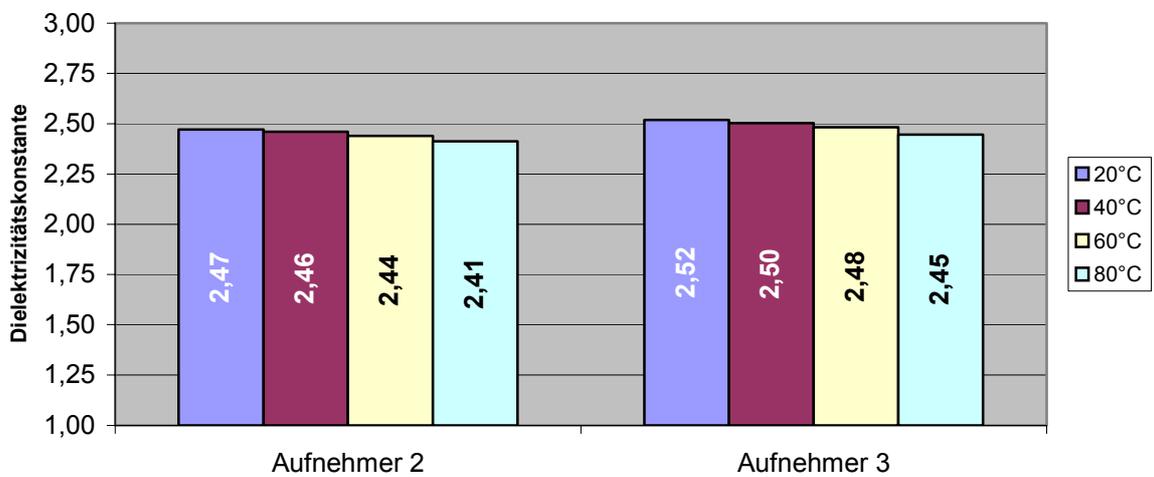


Bild 135: Dielektrizitätskonstanten des Fettes nach der 23. Scherung

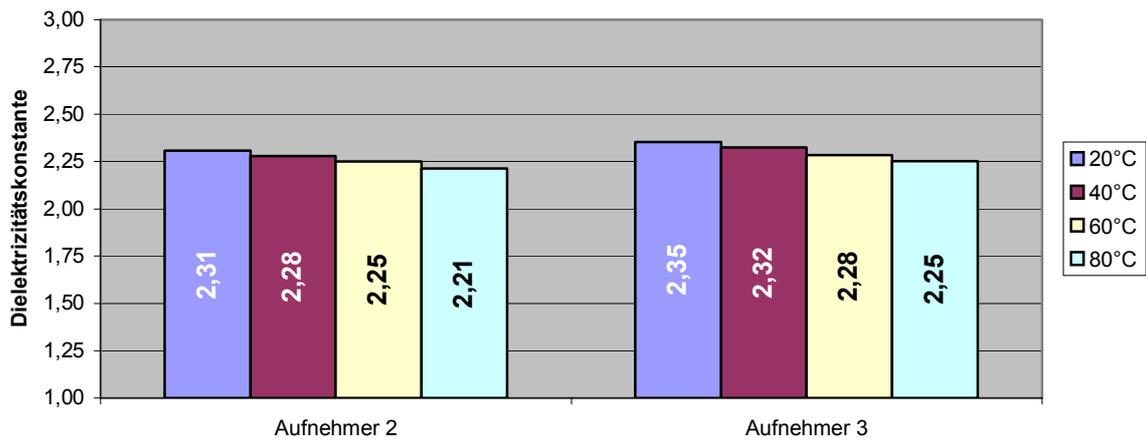


Bild 136: Dielektrizitätskonstanten des Grundöls von Fett D mit Additiven

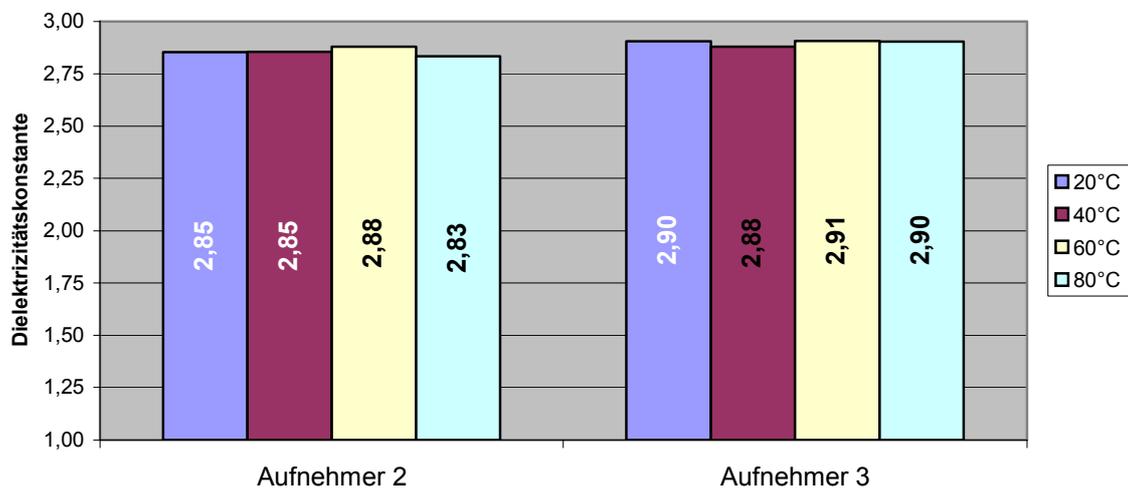


Bild 137: Dielektrizitätskonstanten des Fettes E vor der Scherung

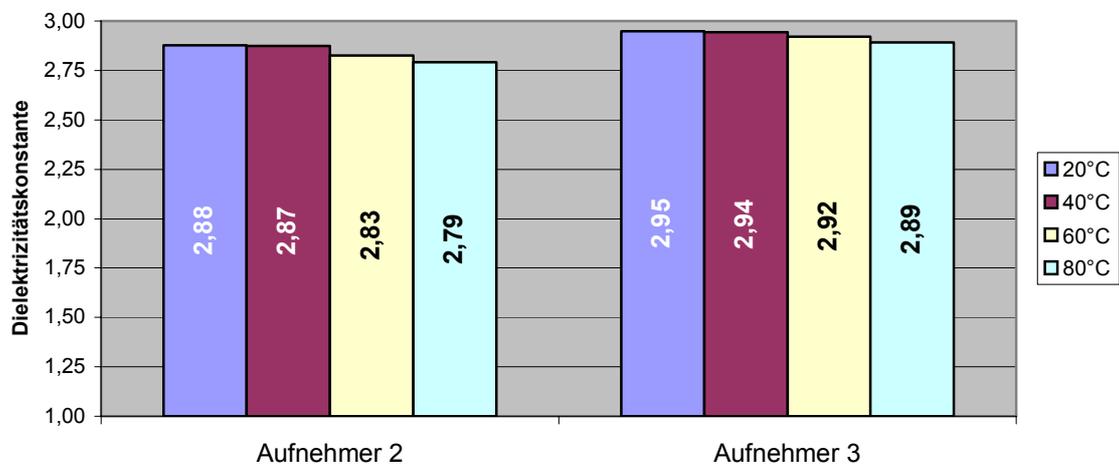


Bild 138: Dielektrizitätskonstanten des Fettes E nach der 23. Scherung

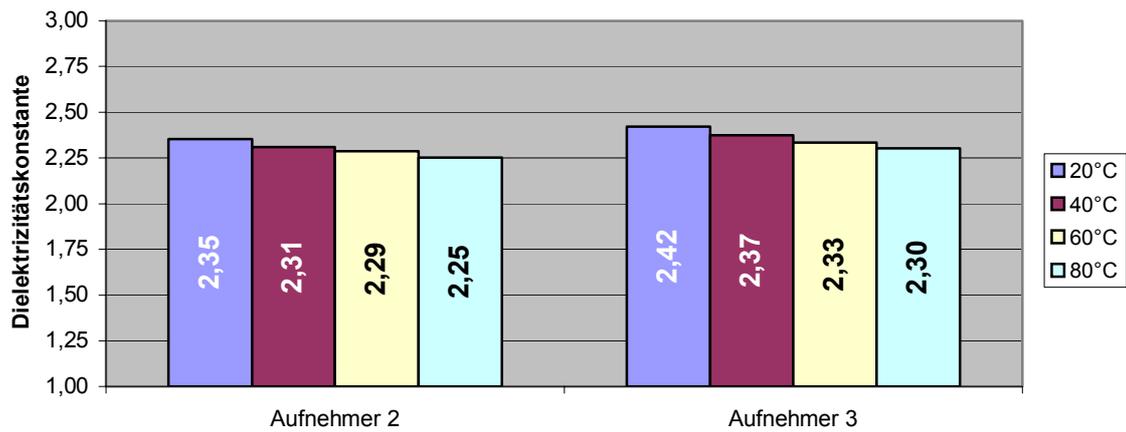


Bild 139: Dielektrizitätskonstanten des Grundöls von Fett E mit Additiven

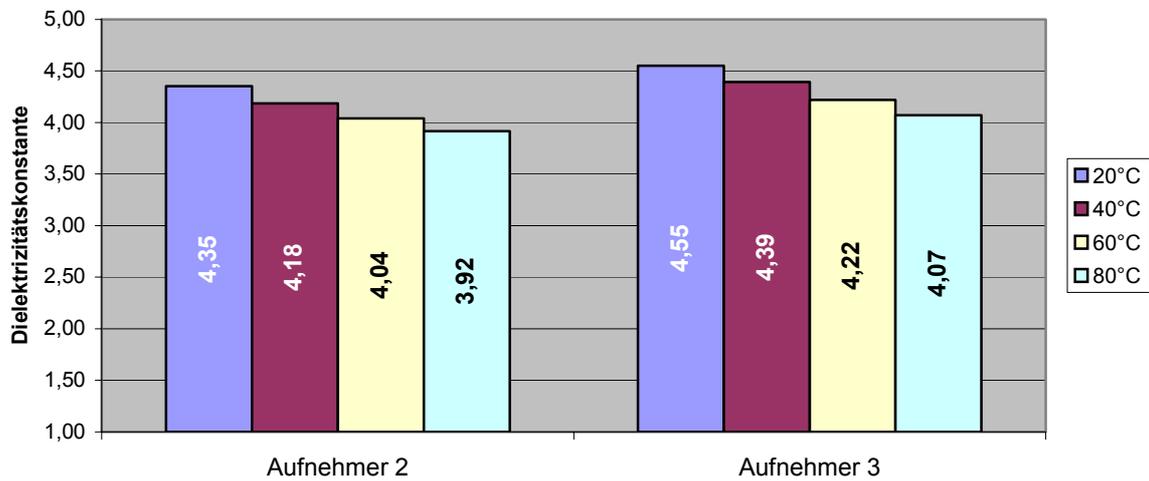


Bild 140: Dielektrizitätskonstanten des Fettes F vor der Scherung

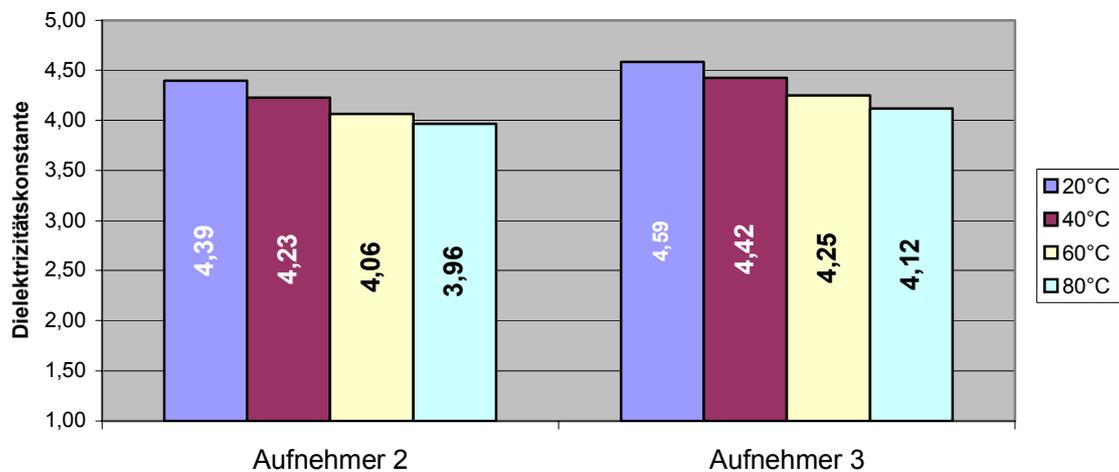


Bild 141: Dielektrizitätskonstanten des Fettes F nach der 23. Scherung

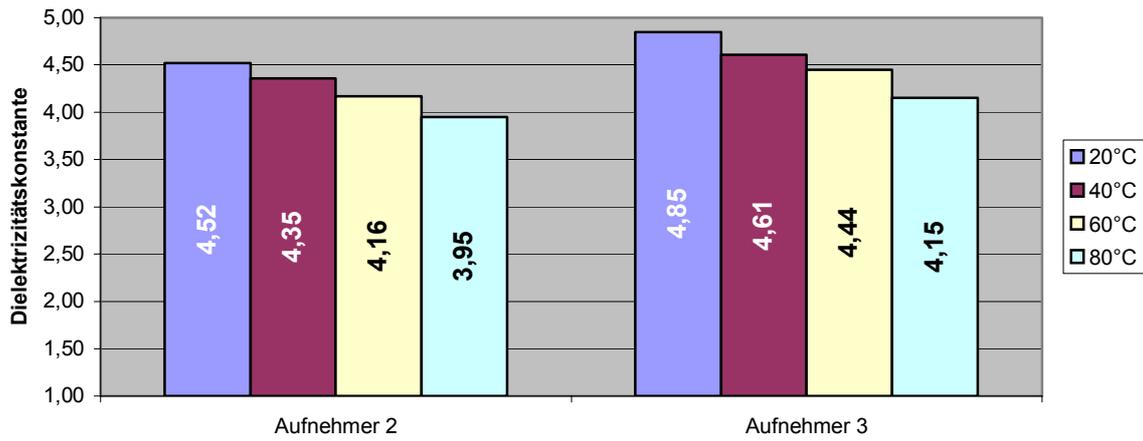


Bild 142: Dielektrizitätskonstanten des Grundöls von Fett F mit Additiven

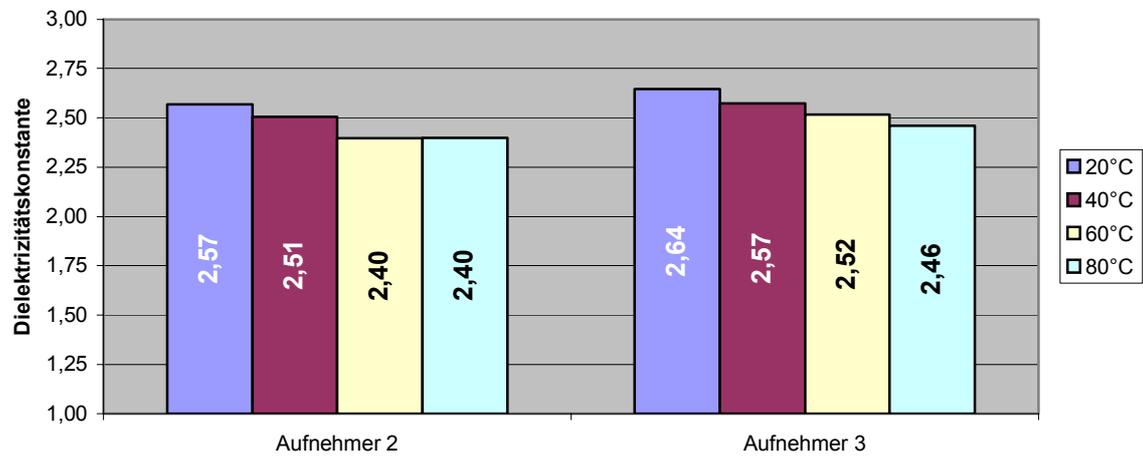


Bild 143: Dielektrizitätskonstanten des Grundöls von Fett A mit Additiven

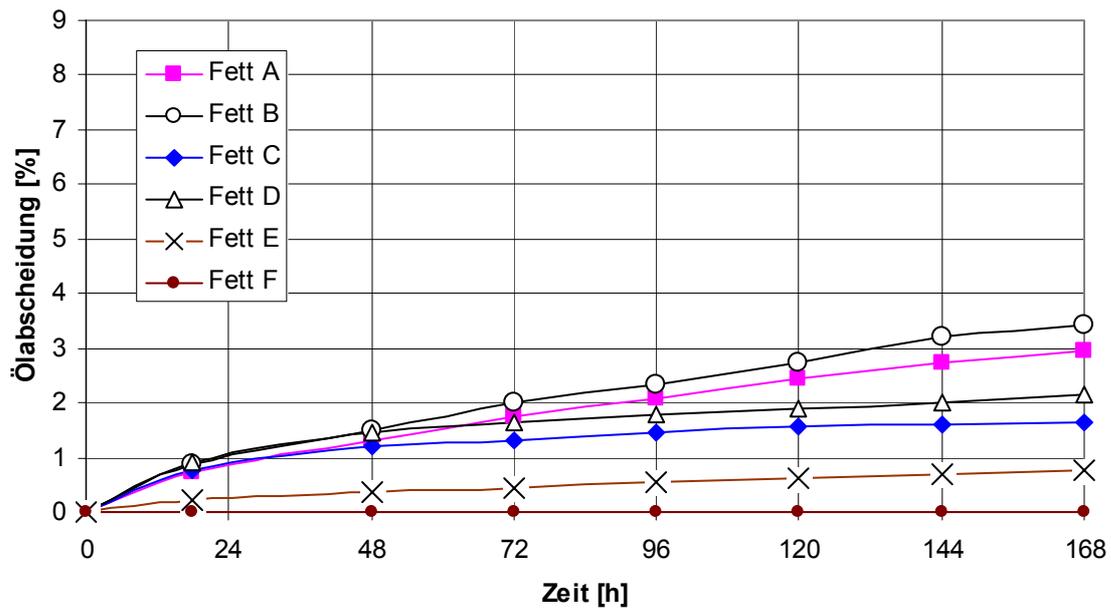


Bild 144: Statische Ölabscheidung nach DIN 51817 (N) bei 40 °C, Zeitverhalten

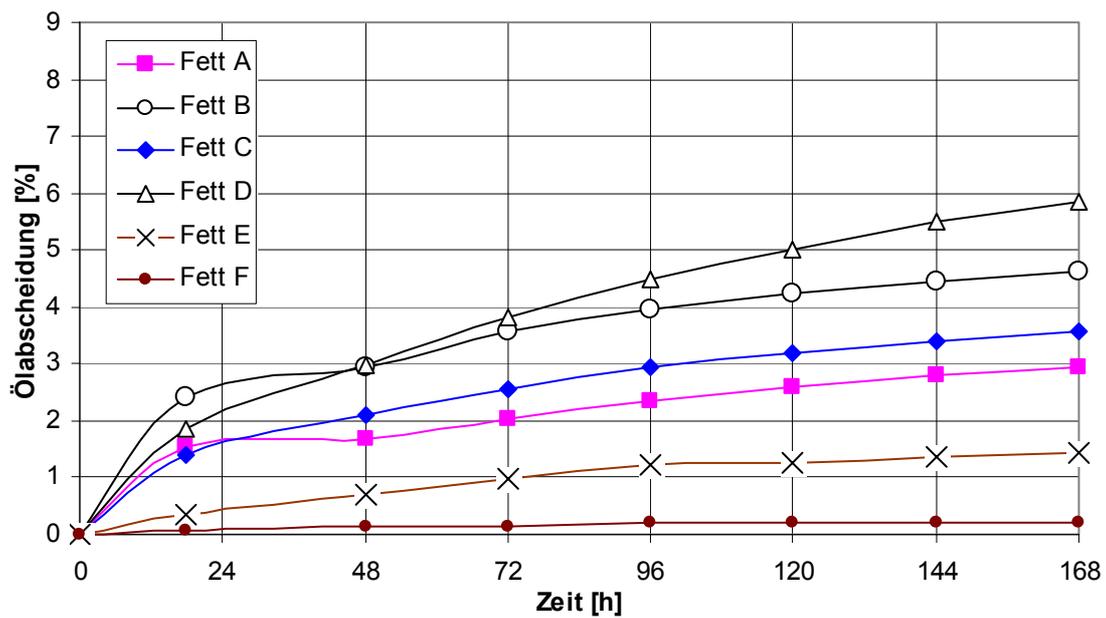


Bild 145: Statische Ölabscheidung nach DIN 51817 (N) bei 60 °C, Zeitverhalten

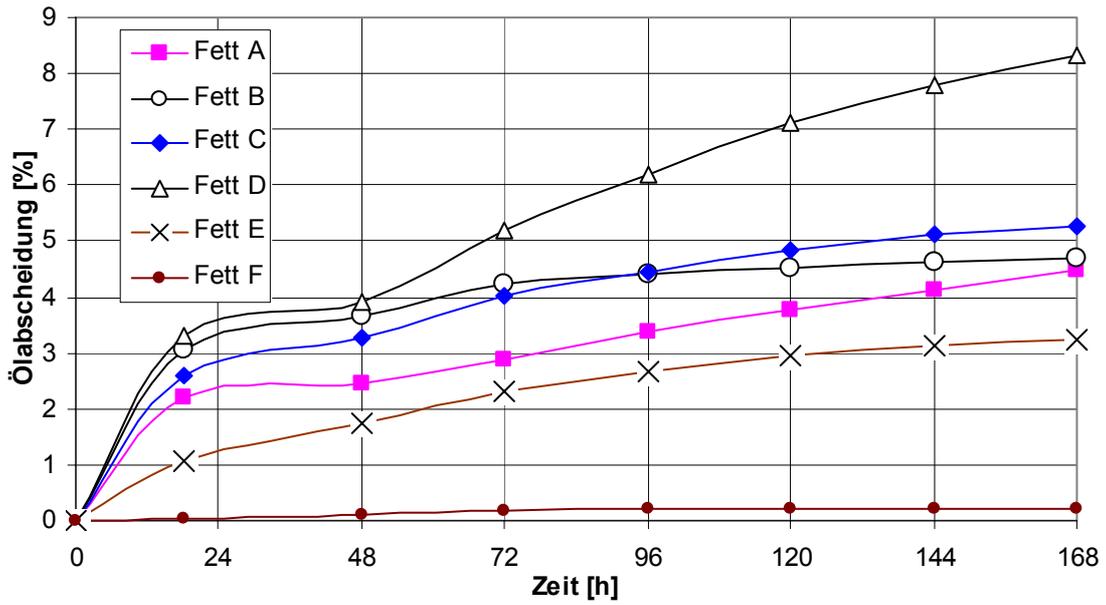


Bild 146: Statische Ölabscheidung nach DIN 51817 (N) bei 80 °C, Zeitverhalten

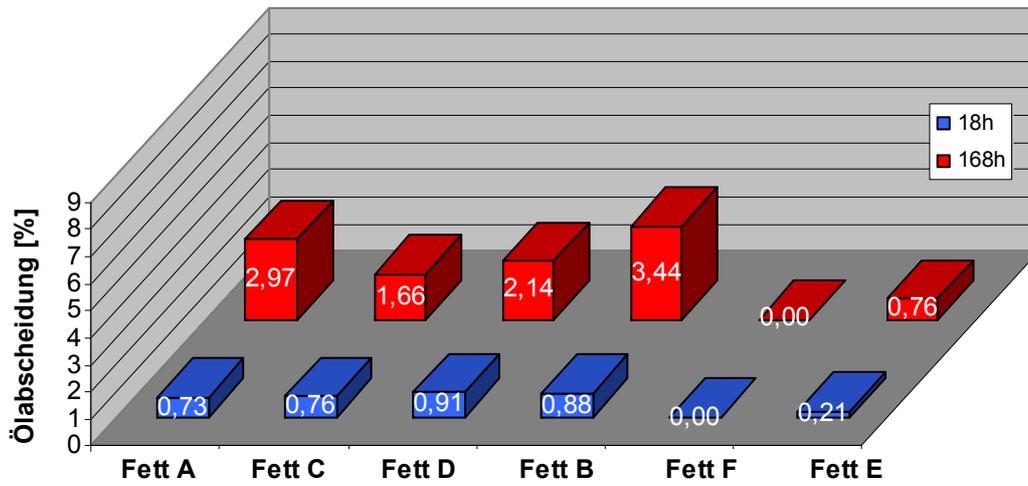


Bild 147: Statische Ölabscheidung nach DIN 51817 bei 40 °C

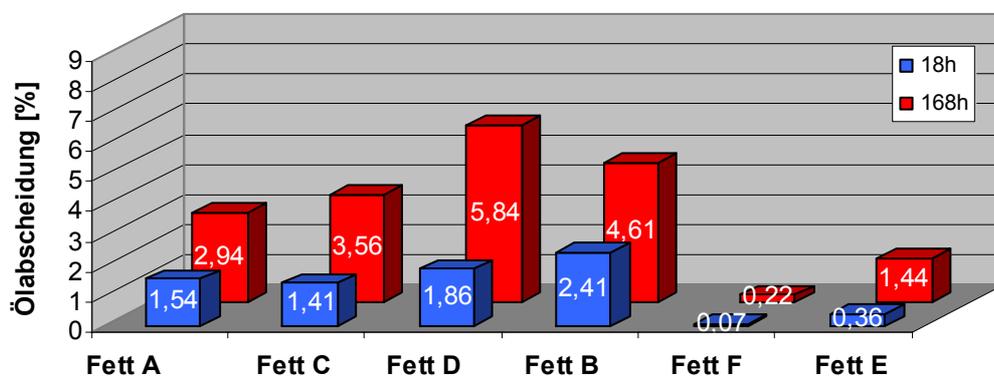


Bild 148: Statische Ölabscheidung nach DIN 51817 bei 60 °C

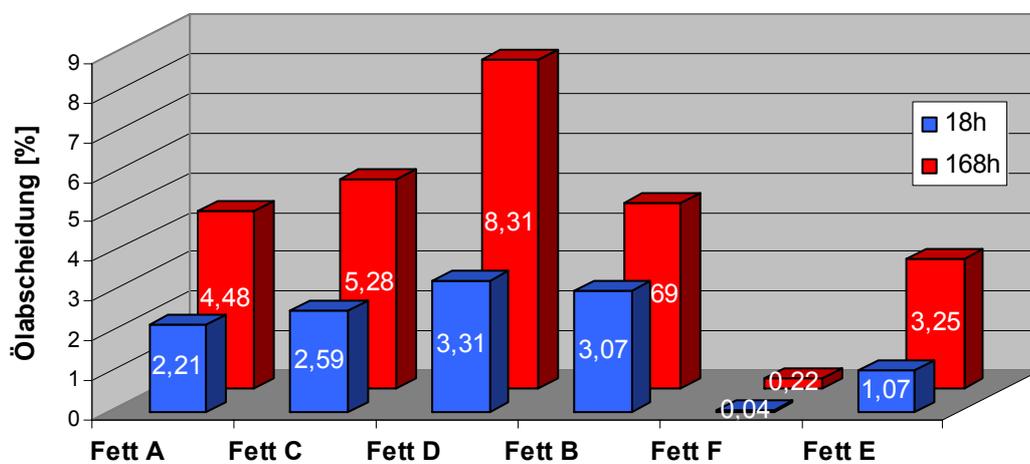


Bild 149: Statische Ölabscheidung nach DIN 51817 bei 80 °C

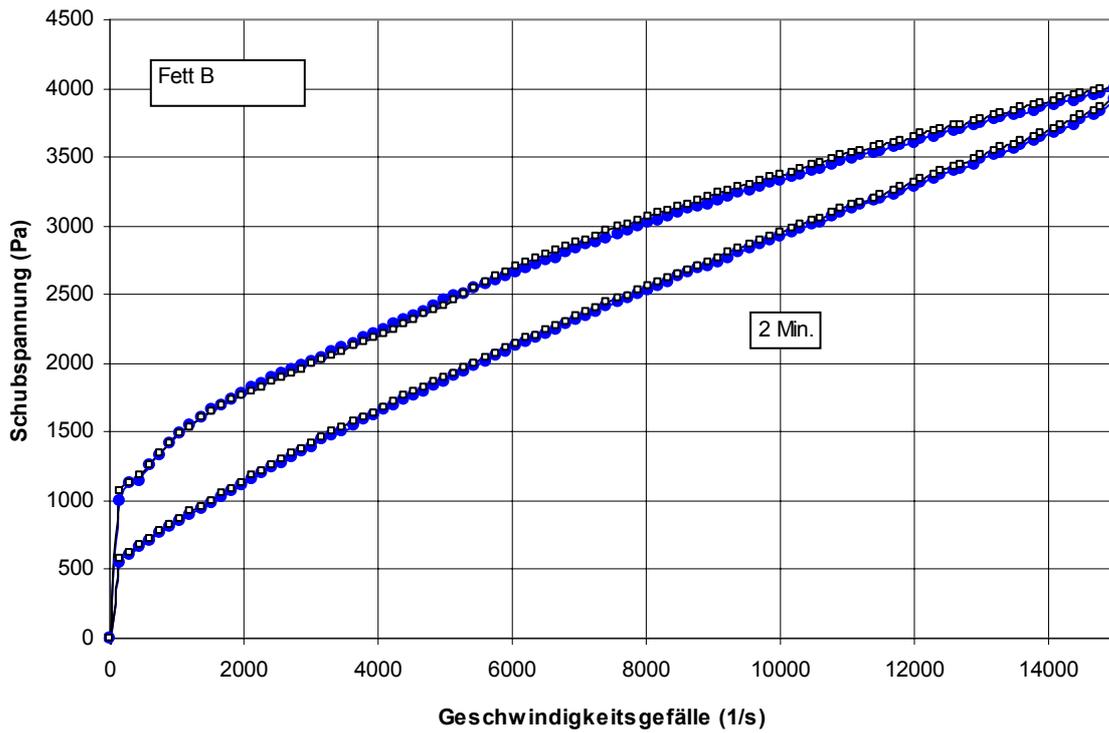


Bild 150: Schubspannung in Abhängigkeit der Scherrate für das Fett B bei 40 °C, Platte-Kegel-System

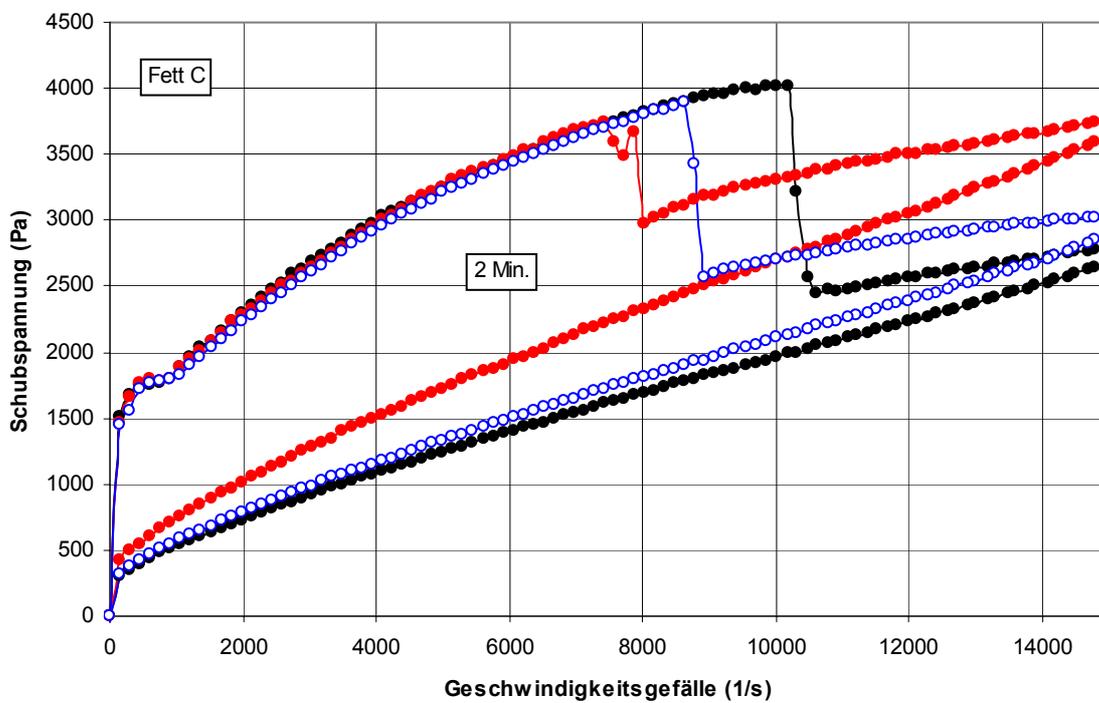


Bild 151: Schubspannung in Abhängigkeit der Scherrate für das Fett C bei 40 °C, Platte-Kegel-System

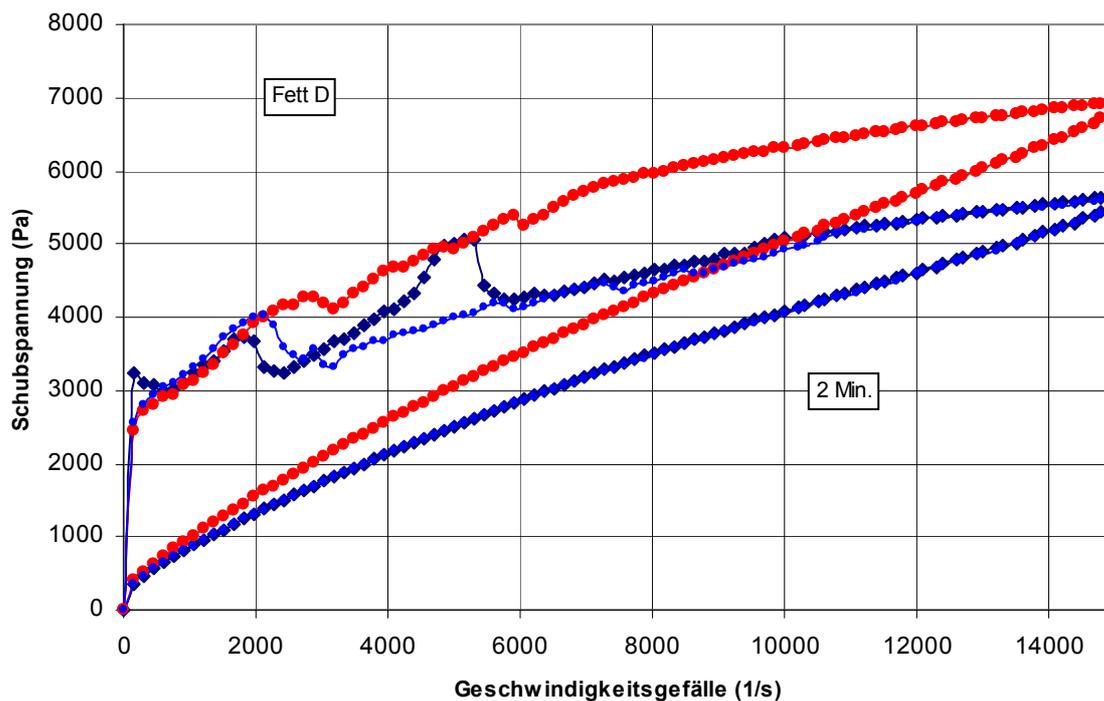


Bild 152: Schubspannung in Abhängigkeit der Scherrate für das Fett D bei 40 °C, Platte-Kegel-System

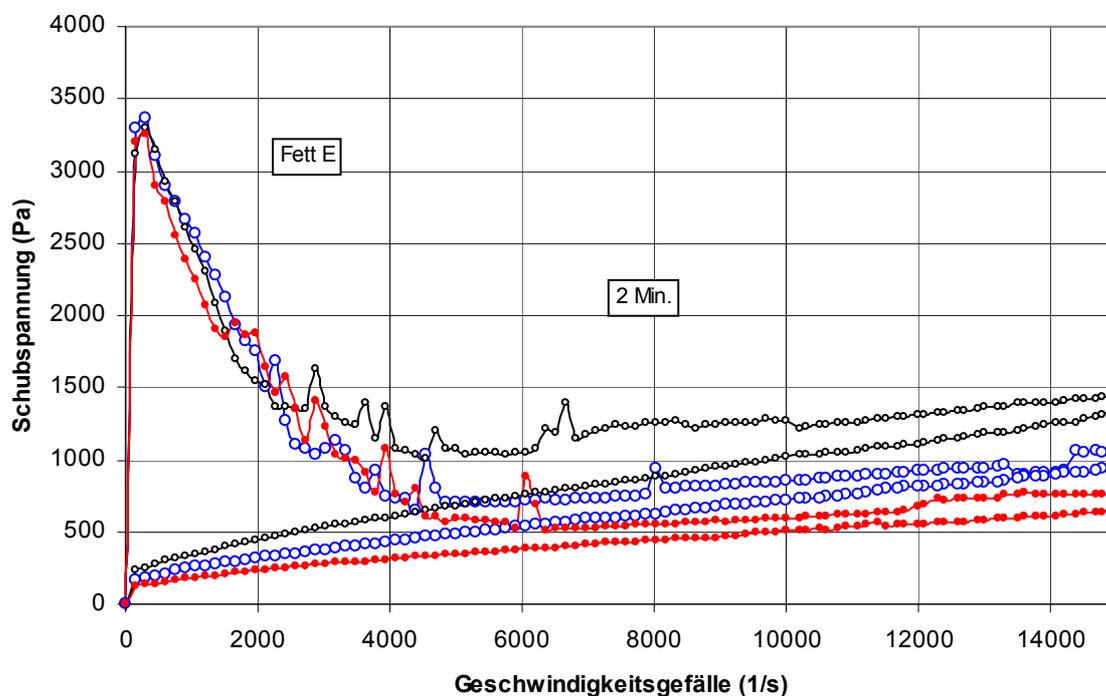


Bild 153: Schubspannung in Abhängigkeit der Scherrate für das Fett E bei 40 °C, Platte-Kegel-System

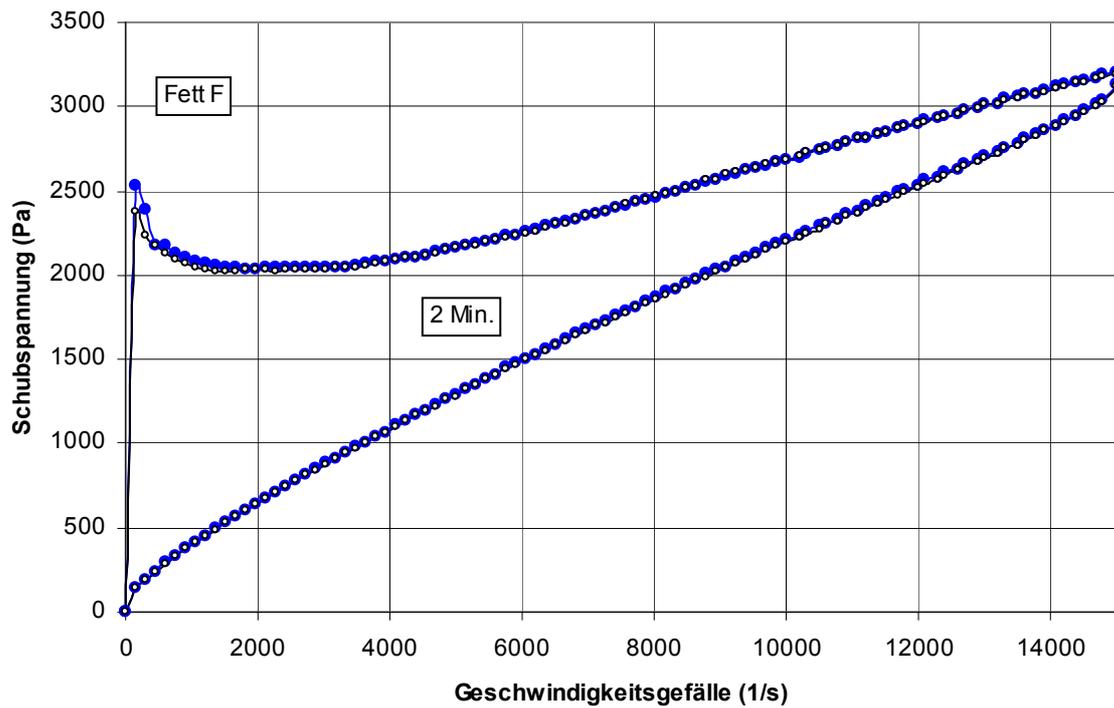


Bild 154: Schubspannung in Abhängigkeit der Scherrate für das Fett F bei 40 °C, Platte-Kegel-System

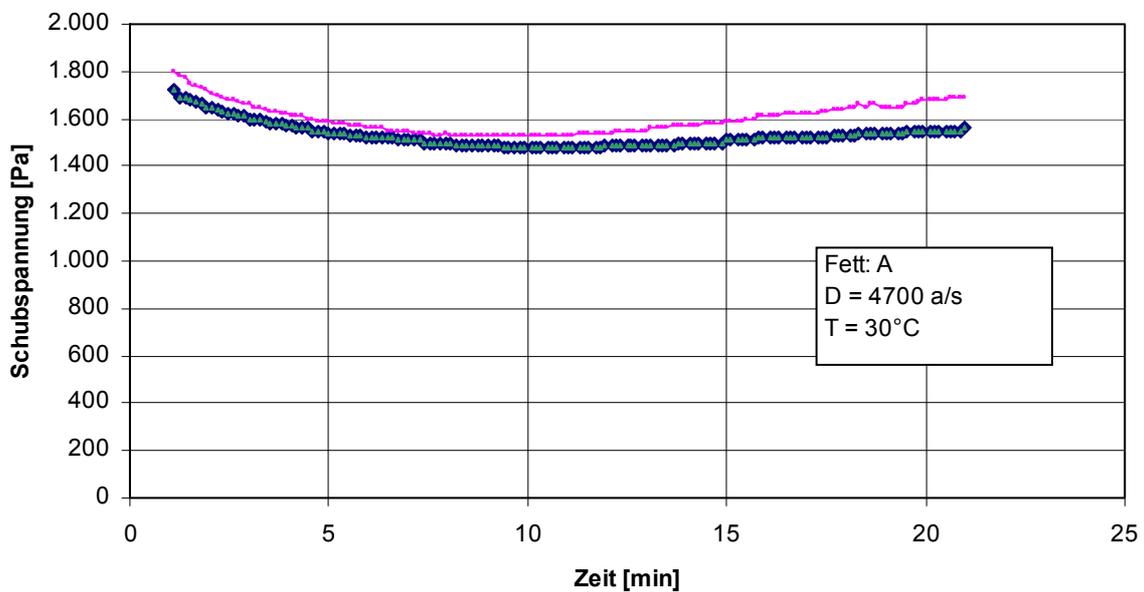


Bild 155: Das Zeitverhalten der Schubspannung für das Versuchsfett A bei 30 °C und bei einer Scherrate $D = 4700 \text{ s}^{-1}$, Platte-Kegel-System

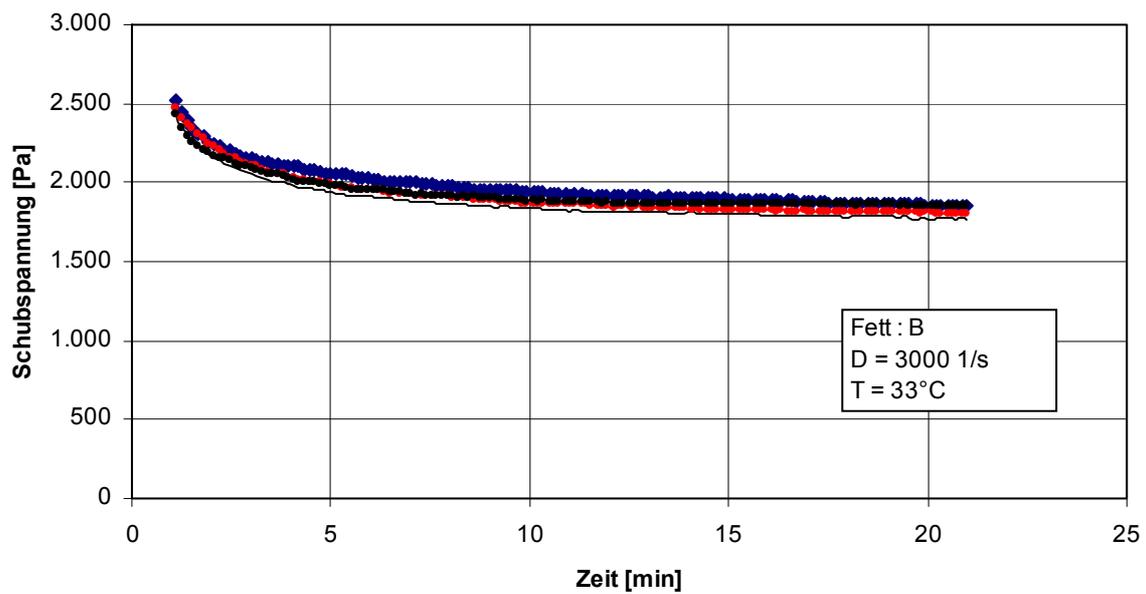


Bild 156: Das Zeitverhalten der Schubspannung für das Versuchsfett B bei 33 °C und bei einer Scherrate $D = 3000 \text{ s}^{-1}$, Platte-Kegel-System

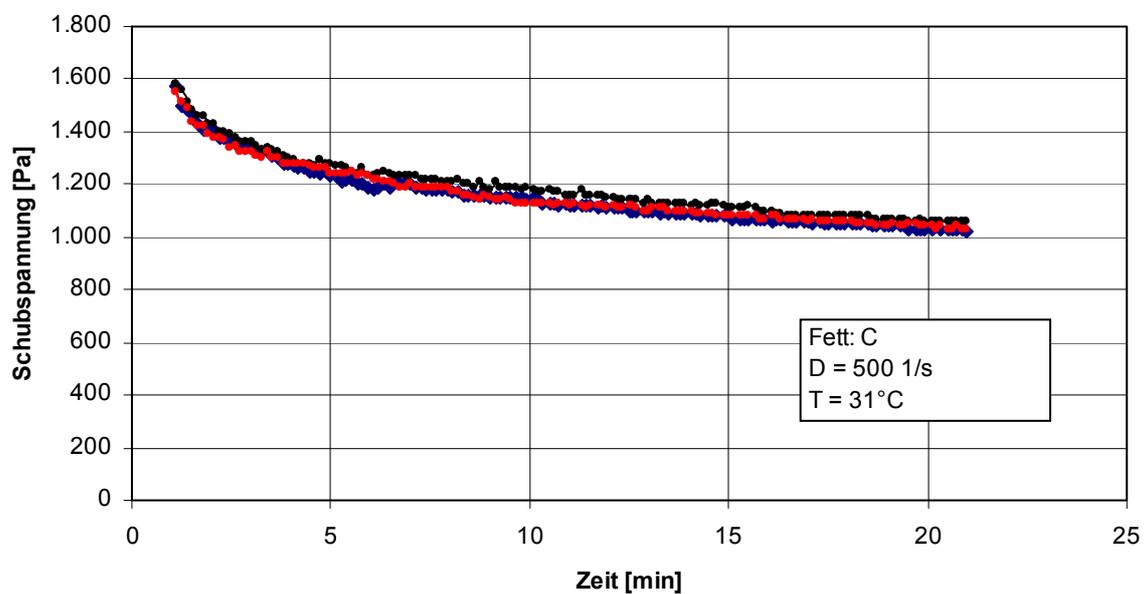


Bild 157: Das Zeitverhalten der Schubspannung für das Versuchsfett C bei 31 °C und bei einer Scherrate $D = 500 \text{ s}^{-1}$, Platte-Kegel-System

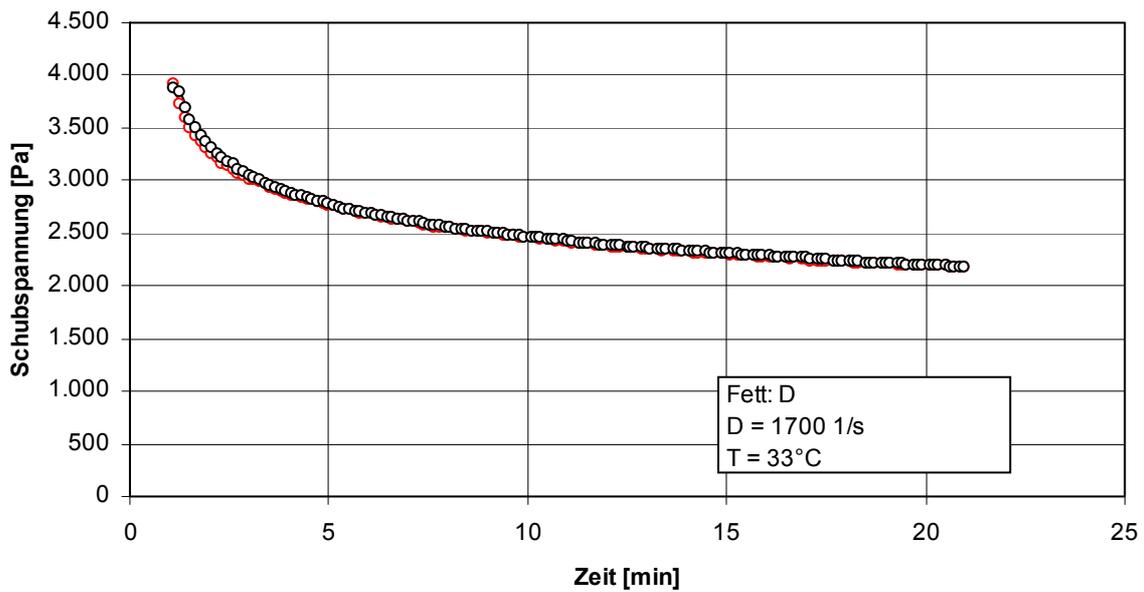


Bild 158: Das Zeitverhalten der Schubspannung für das Versuchsfett D bei 33 °C und bei einer Scherrate $D = 1700 \text{ s}^{-1}$, Platte-Kegel-System

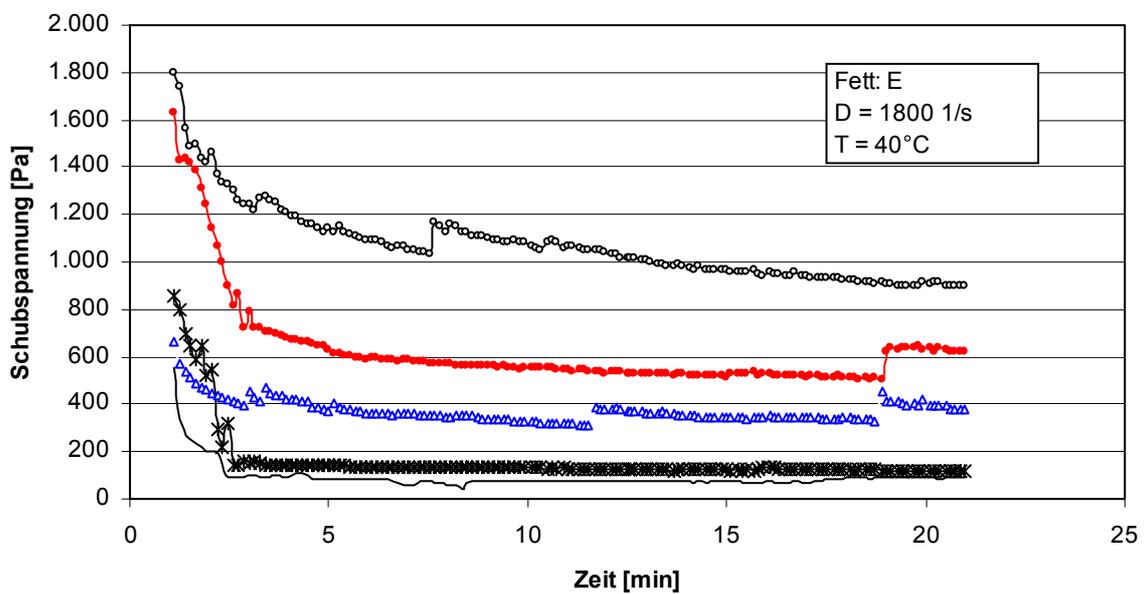


Bild 159: Das Zeitverhalten der Schubspannung für das Versuchsfett E bei 40 °C und bei einer Scherrate $D = 1800 \text{ s}^{-1}$, Platte-Kegel-System

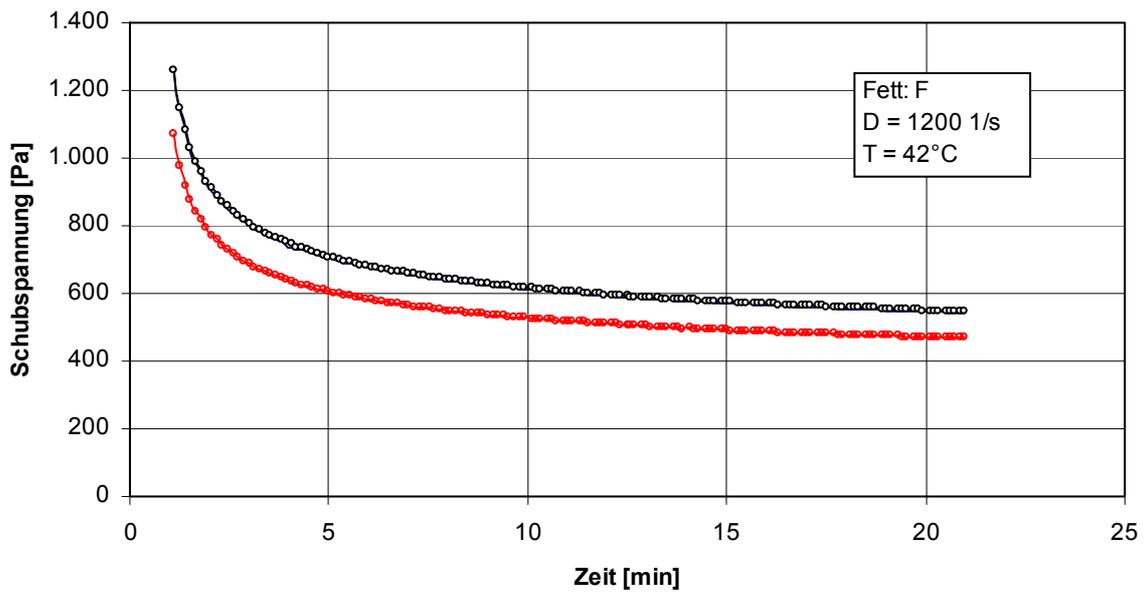


Bild 160: Das Zeitverhalten der Schubspannung für das Versuchsfett F bei 42 °C und bei einer Scherrate $D = 1200 \text{ s}^{-1}$, Platte-Kegel-System

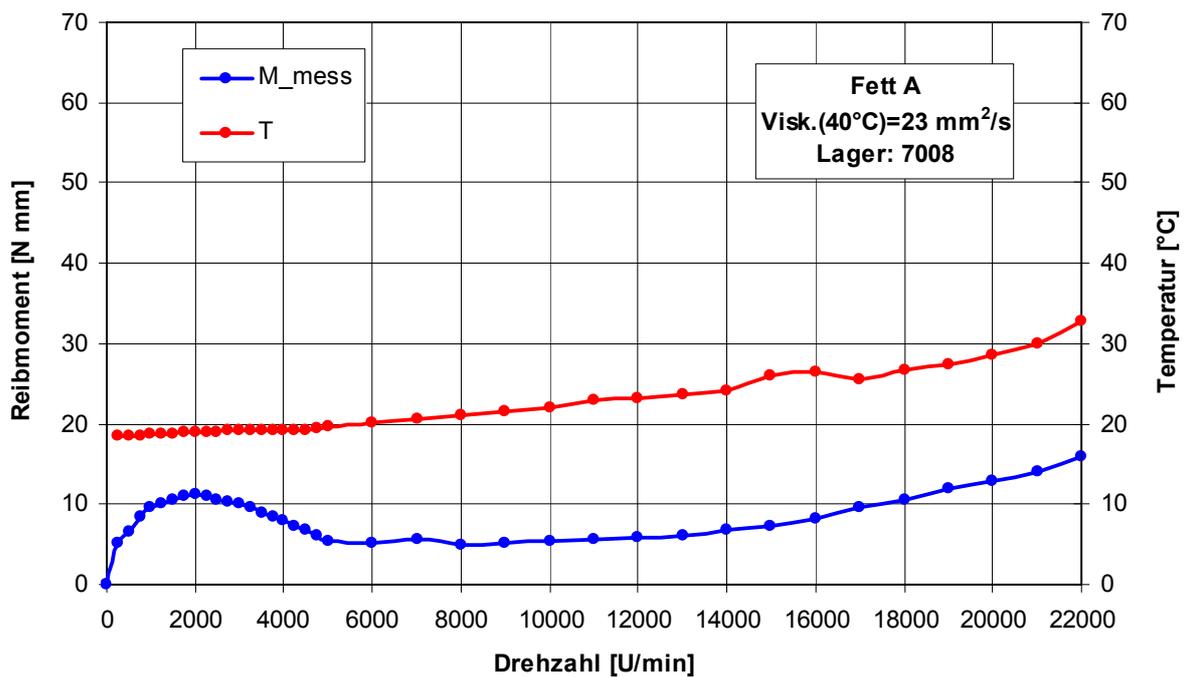


Bild 161: Gemessene Reibmomente und Temperaturen bei den Versuchen mit dem Fett A in mit 160 N rein axial belasteten Spindellagern 7008

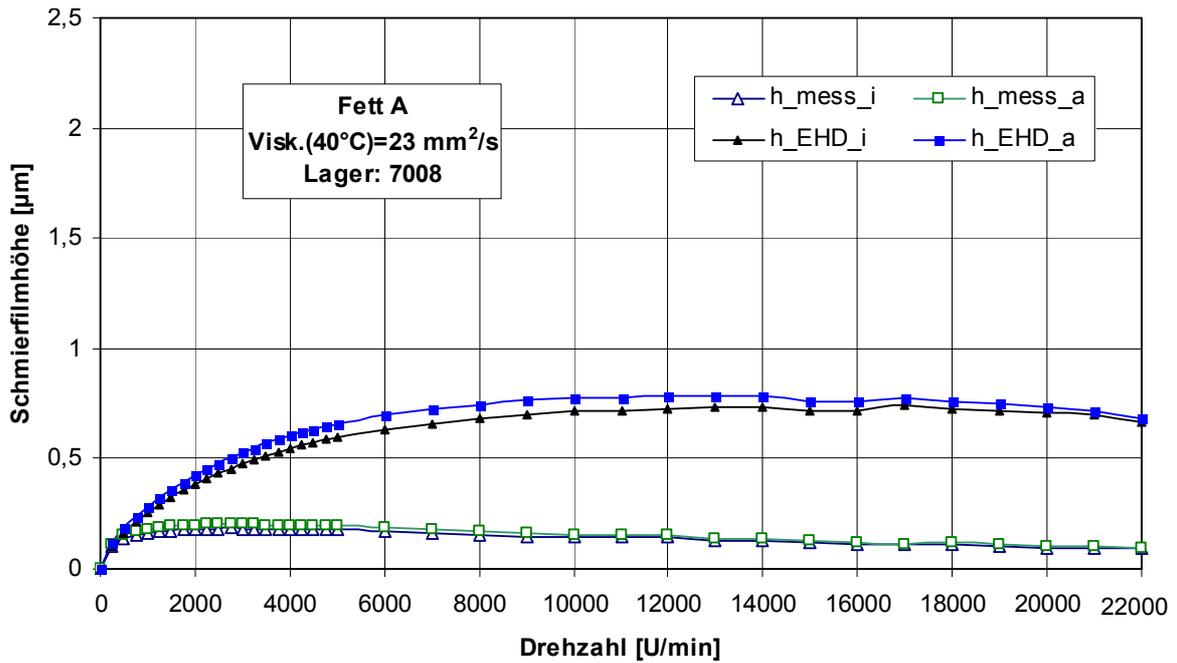


Bild 162: Gemessene und nach EHD berechnete Schmierfilmdicken bei den Versuchen mit dem Fett A in mit 160 N rein axial belasteten Spindellagern 7008

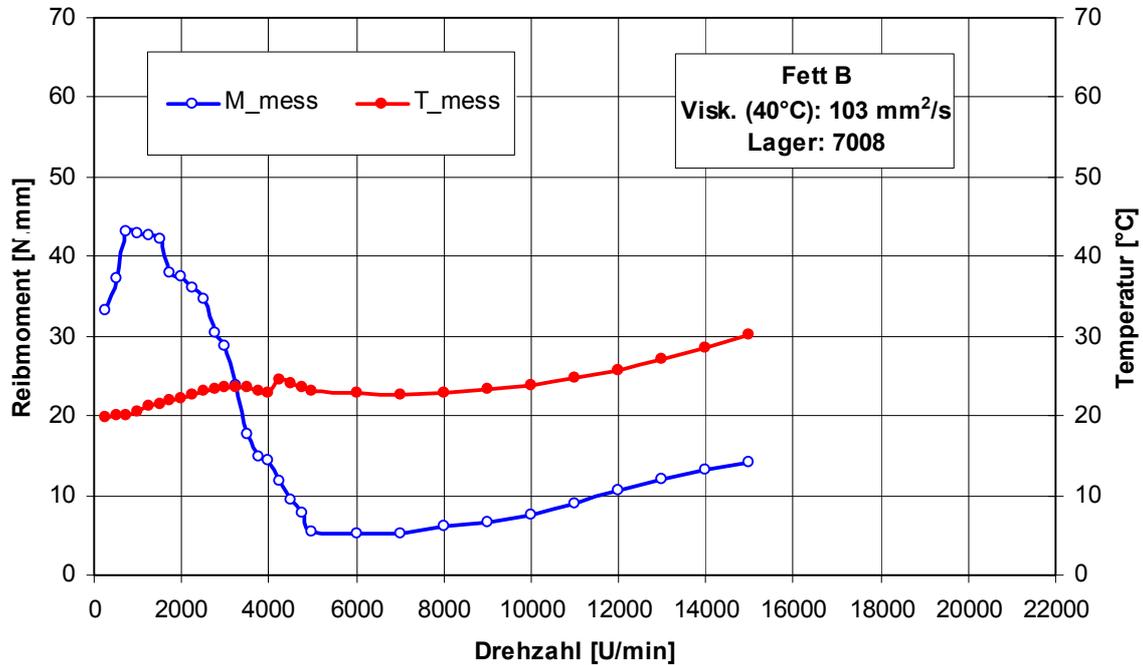


Bild 163: Gemessene Reibmomente und Temperaturen bei den Versuchen mit dem Fett B in mit 160 N rein axial belasteten Spindellagern 7008

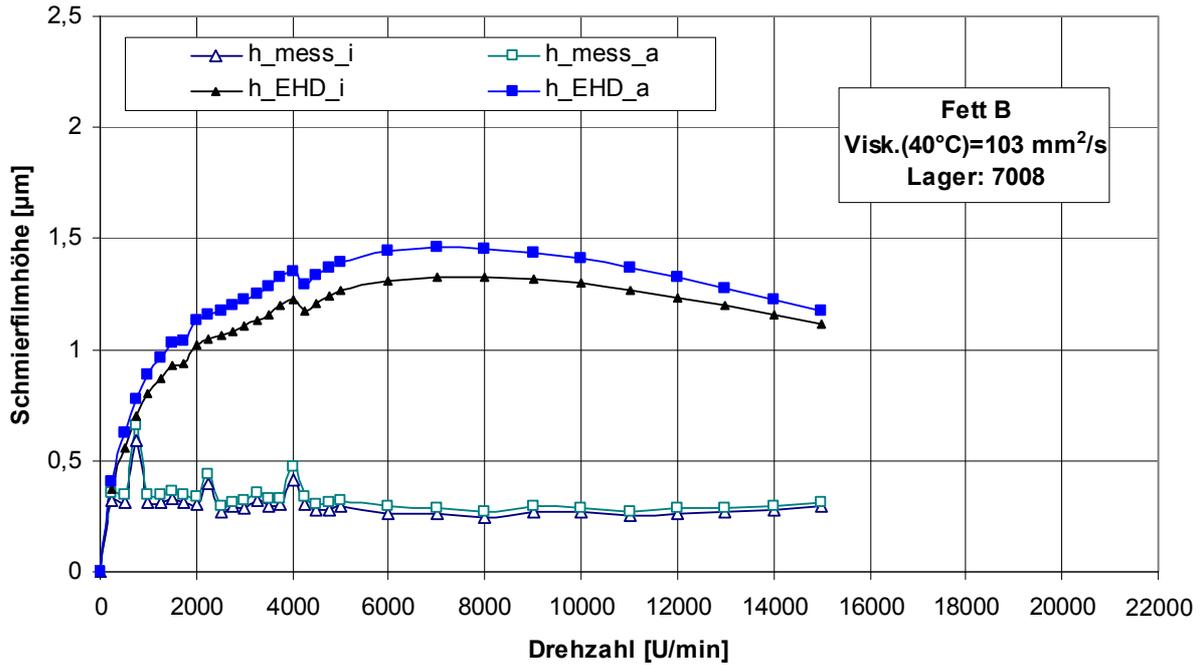


Bild 164: Gemessene und nach EHD berechnete Schmierfilmhöhen bei den Versuchen mit dem Fett B in mit 160 N rein axial belasteten Spindellagern 7008

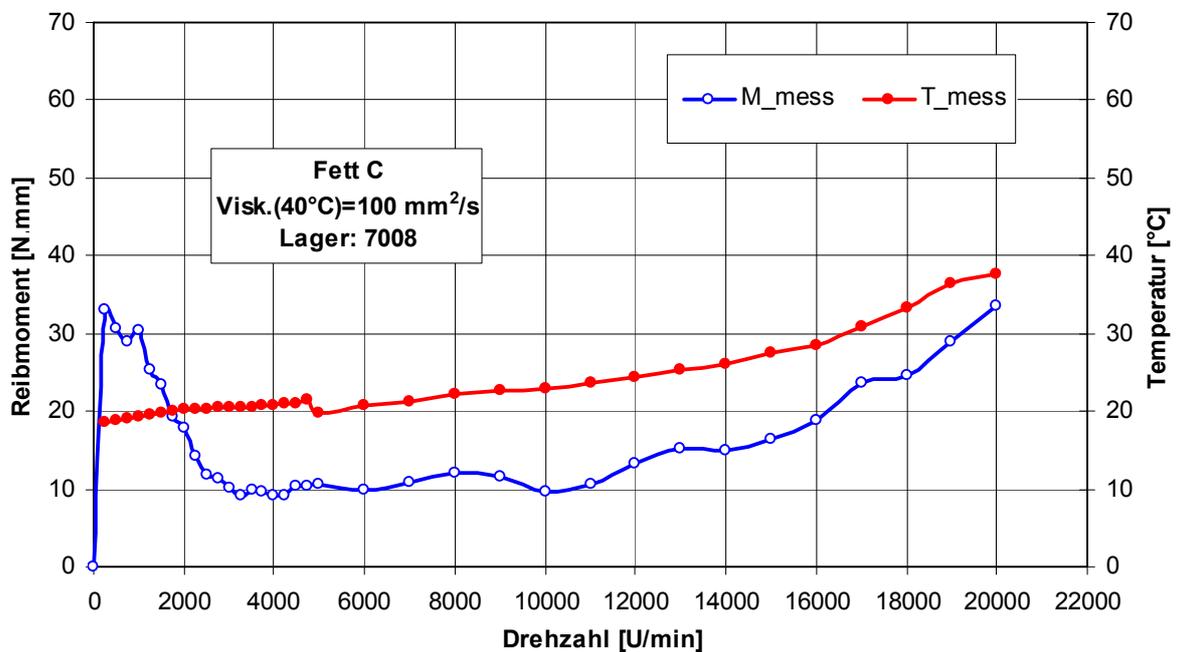


Bild 165: Gemessene Reibmomente und Temperaturen bei den Versuchen mit dem Fett C in mit 160 N rein axial belasteten Spindellagern 7008

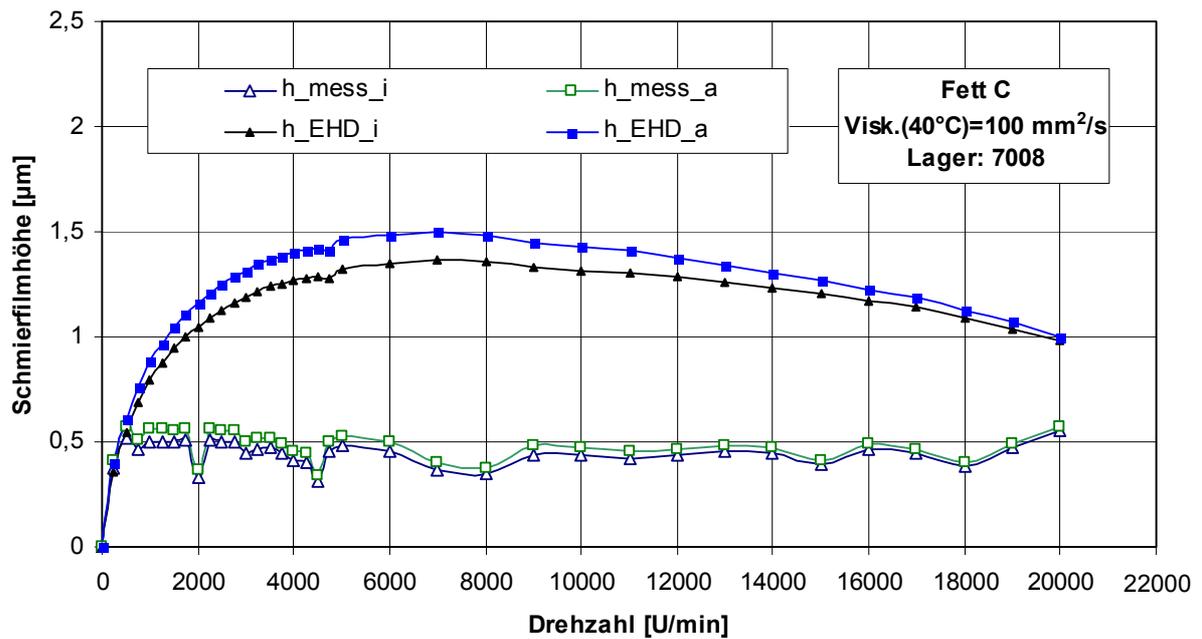


Bild 166: Gemessene und nach EHD berechnete Schmierfilmdicken bei den Versuchen mit dem Fett C in mit 160 N rein axial belasteten Spindellagern 7008

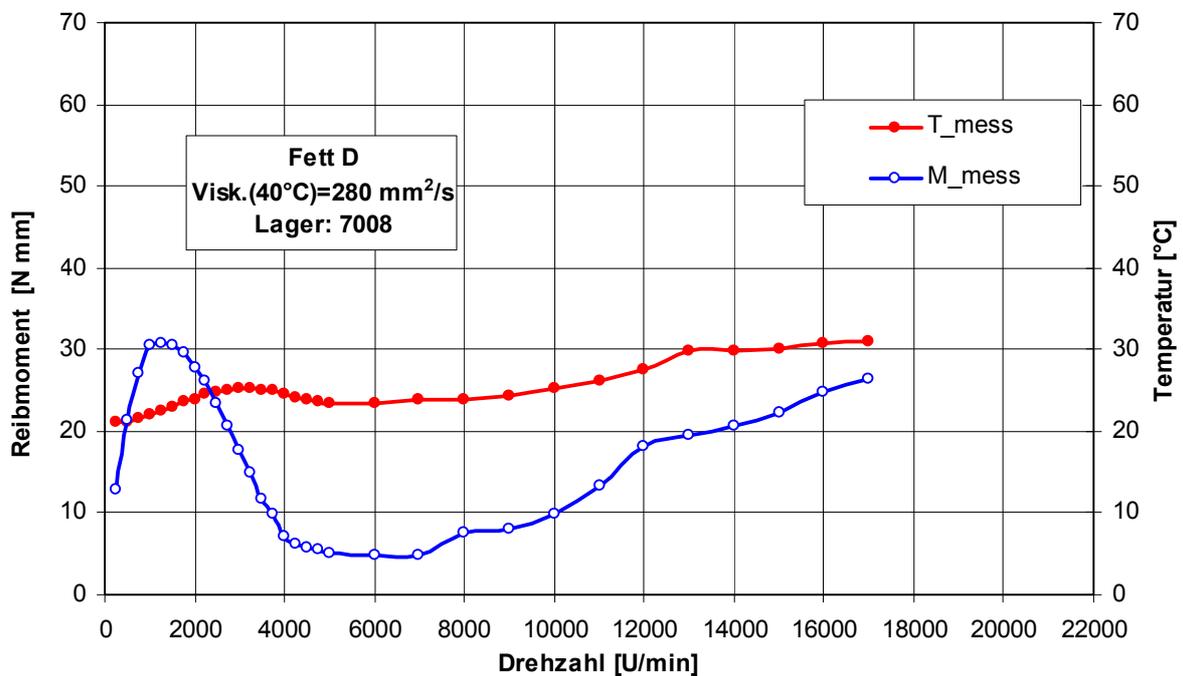


Bild 167: Gemessene Reibmomente und Temperaturen bei den Versuchen mit dem Fett D in mit 160 N rein axial belasteten Spindellagern 7008

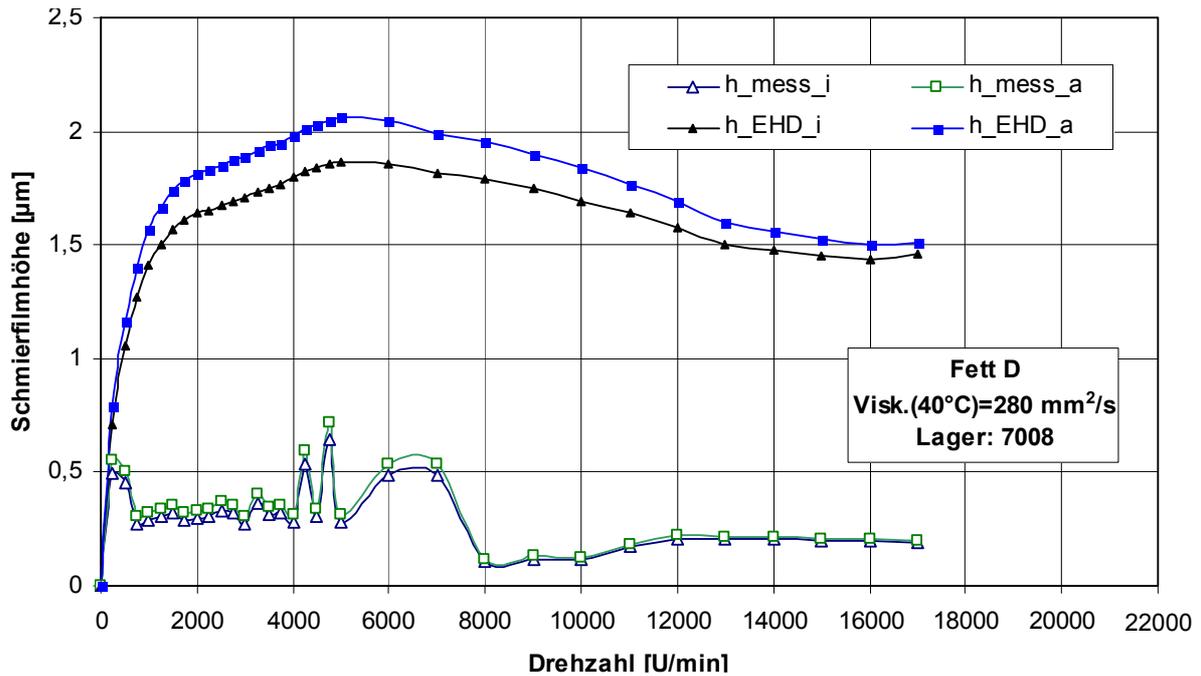


Bild 168: Gemessene und nach EHD berechnete Schmierfilmdicken bei den Versuchen mit dem Fett D in mit 160 N rein axial belasteten Spindellagern 7008

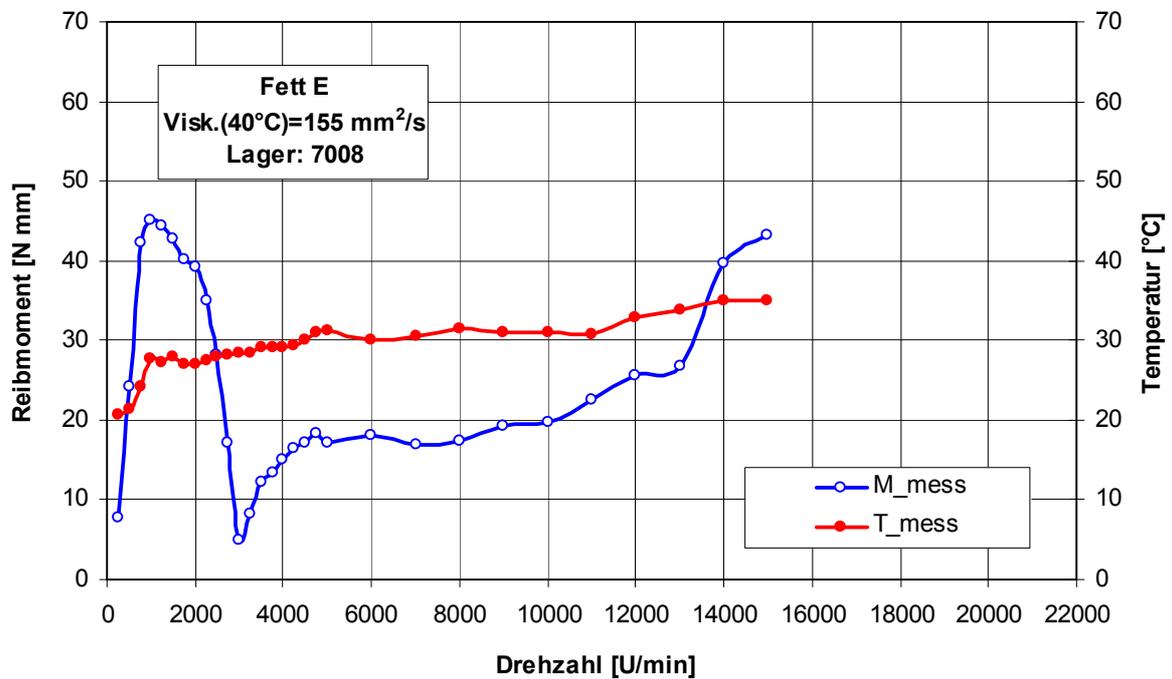


Bild 169: Gemessene Reibmomente und Temperaturen bei den Versuchen mit dem Fett E in mit 160 N rein axial belasteten Spindellagern 7008

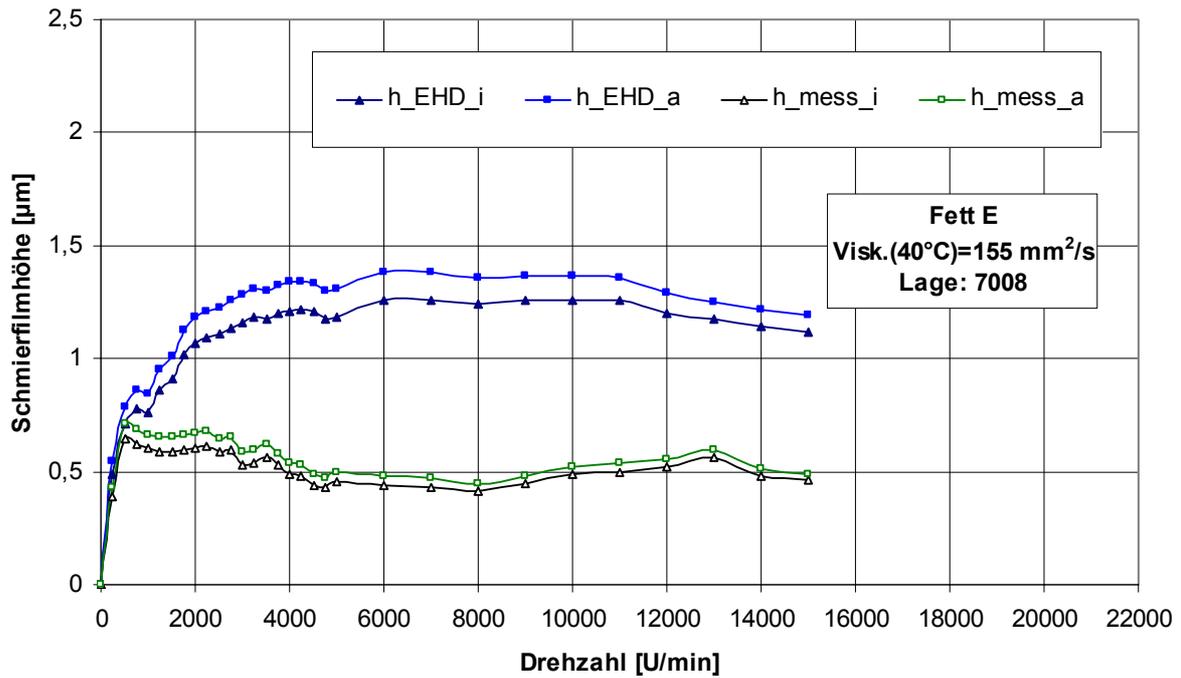


Bild 170: Gemessene und nach EHD berechnete Schmierfilmhöhen bei den Versuchen mit dem Fett E in mit 160 N rein axial belasteten Spindellagern 7008

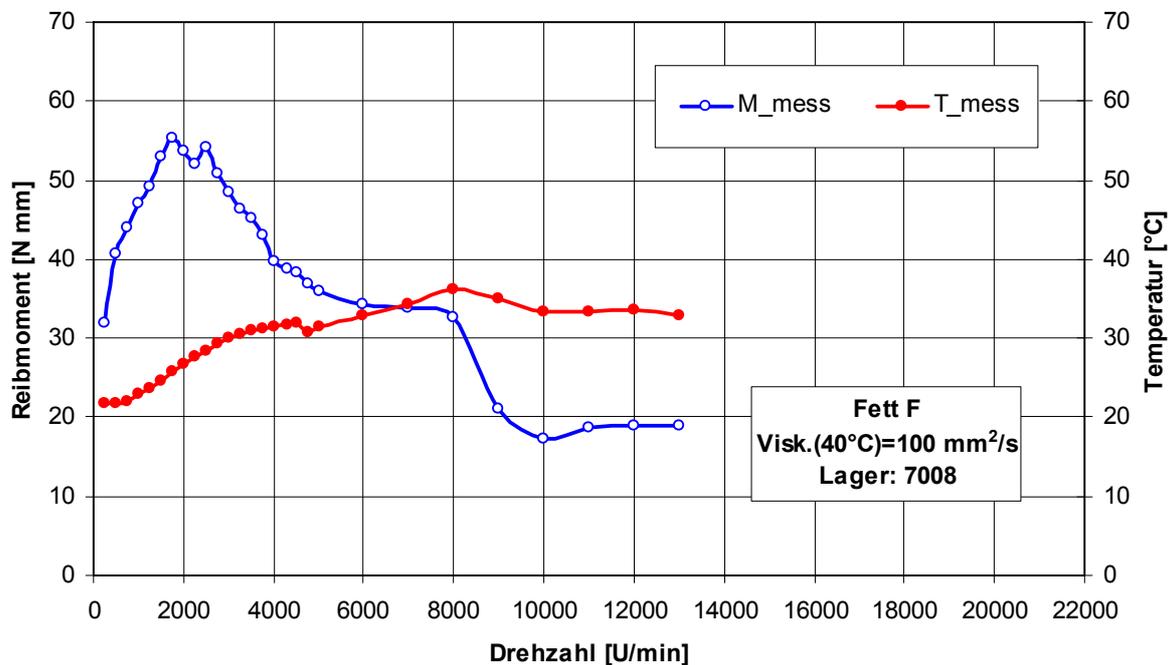


Bild 171: Gemessene Reibmomente und Temperaturen bei den Versuchen mit dem Fett F in mit 160 N rein axial belasteten Spindellagern 7008

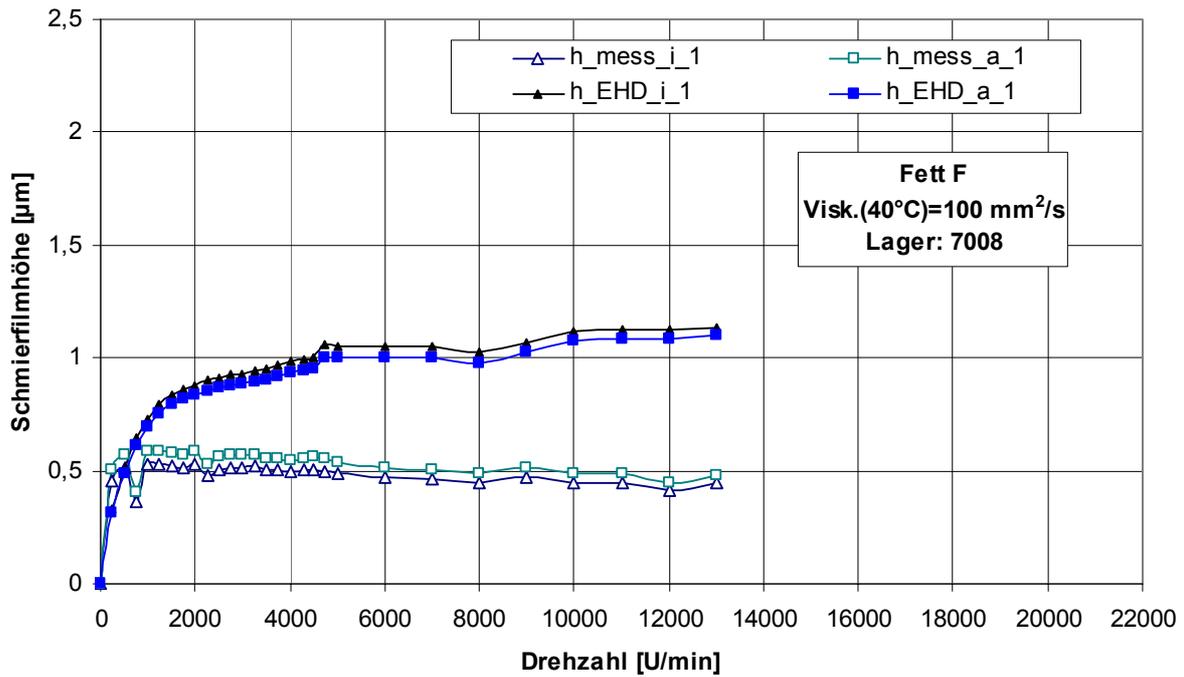


Bild 172: Gemessene und nach EHD berechnete Schmierfilmhöhen bei den Versuchen mit dem Fett F in mit 160 N rein axial belasteten Spindellagern 7008

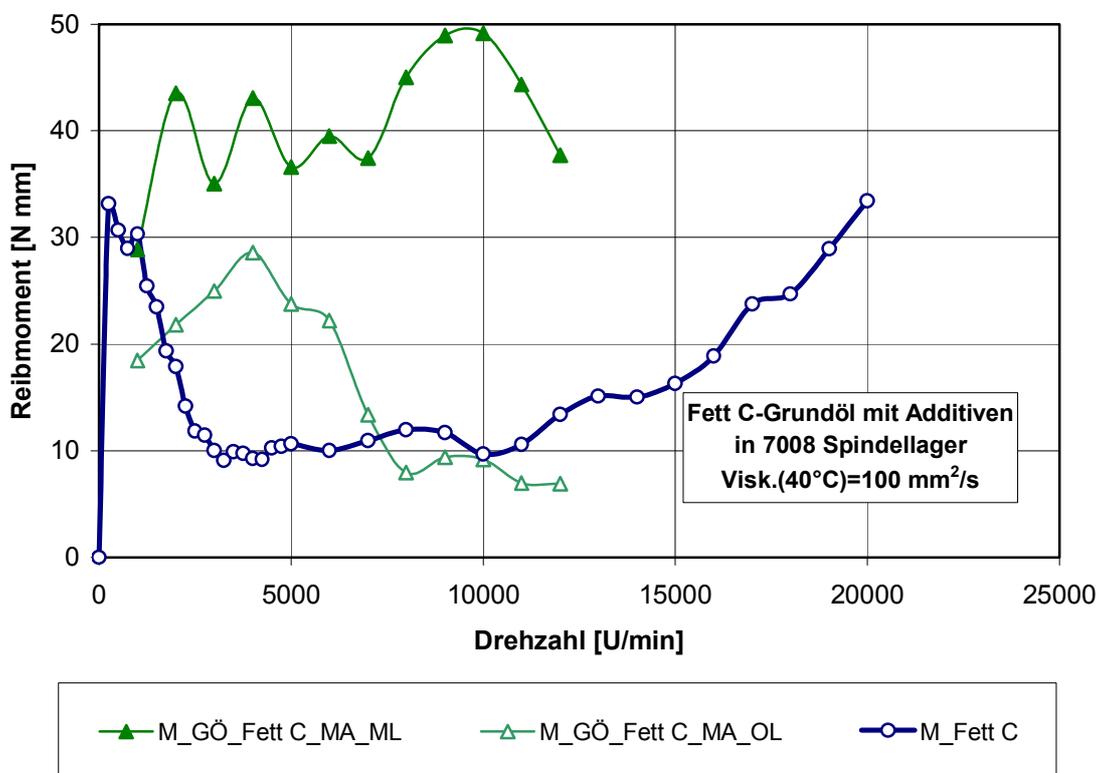


Bild 173: Gemessene Reibmomente bei Öl-Luft-Versuchen mit dem Grundöl (mit Additiven) des Versuchsfettes C bei eingeschalteter Öl-Luft-Schmierung (ML) und abgeschaltetem Luftstrom (OL) im Vergleich mit den Fett-Ergebnissen

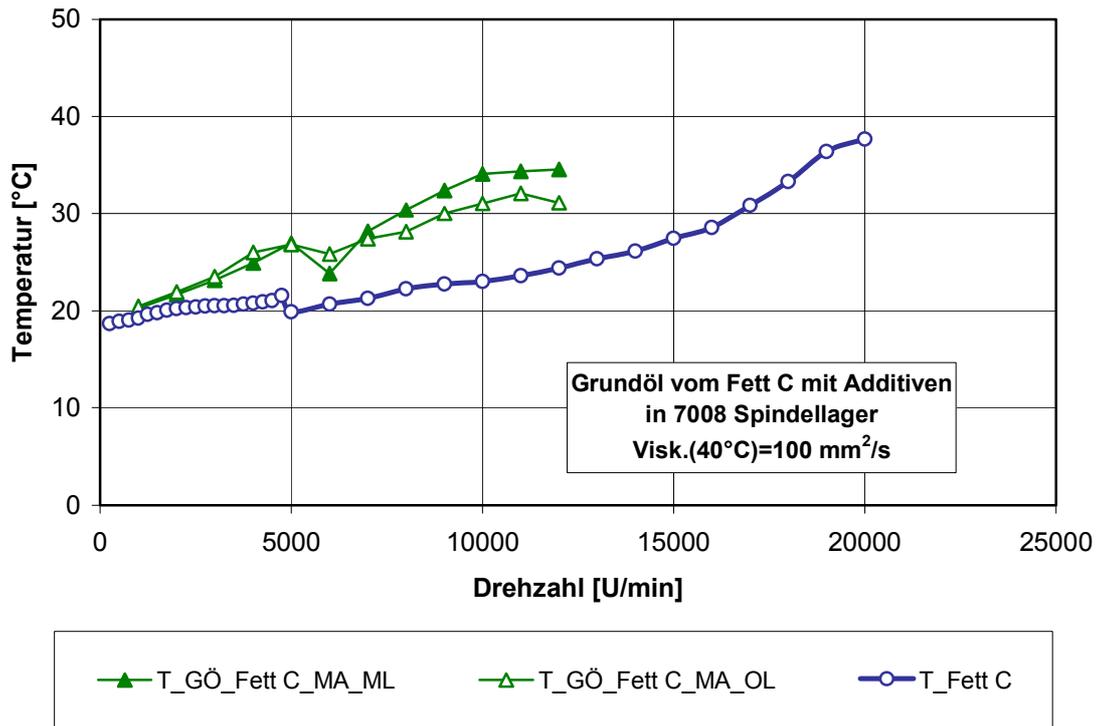


Bild 174: Gemessene Temperaturen bei Öl-Luft-Versuchen mit dem Grundöl (mit Additiven) des Versuchsfettes C bei eingeschalteter Öl-Luft-Schmierung (ML) und abgeschaltetem Luftstrom (OL) im Vergleich mit den Fett-Ergebnissen

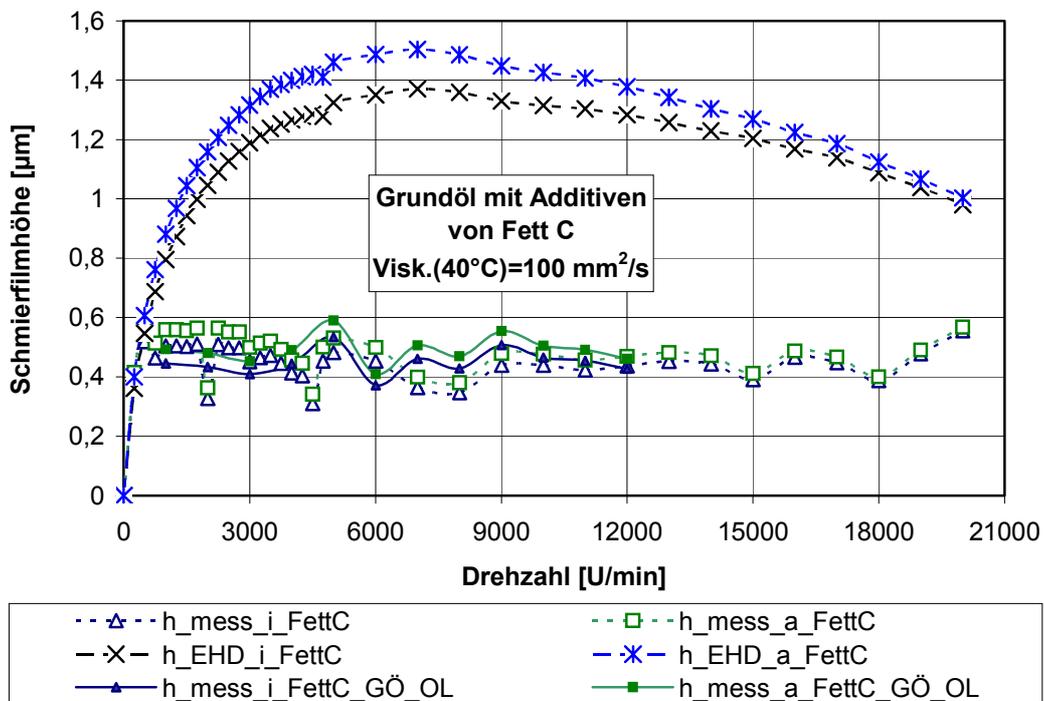


Bild 175: Gemessene und nach EHD berechnete Schmierfilmdicken für das Fett C und dessen Grundöl mit Additiven

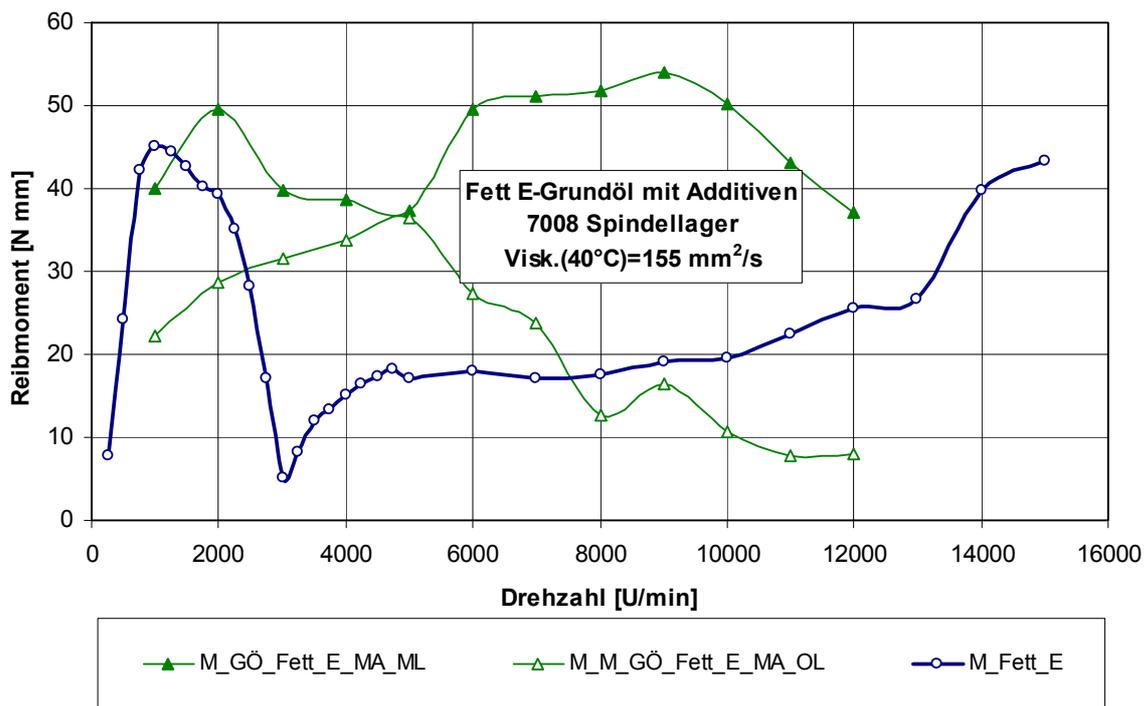


Bild 176: Gemessene Reibmomente bei Öl-Luft-Versuchen mit dem Grundöl (mit Additiven) des Versuchsfettes E bei eingeschalteter Öl-Luft-Schmierung (ML) und abgeschaltetem Luftstrom (OL) im Vergleich mit den Fett-Ergebnissen

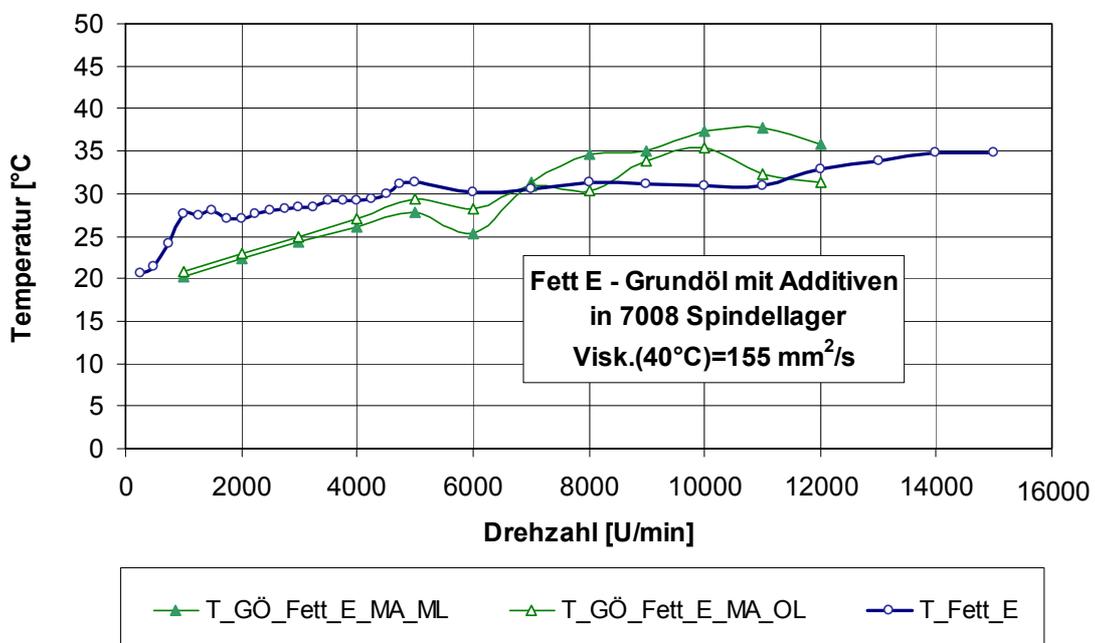


Bild 177: Gemessene Temperaturen bei Öl-Luft-Versuchen mit dem Grundöl (mit Additiven) des Versuchsfettes E bei eingeschalteter Öl-Luft-Schmierung (ML) und abgeschaltetem Luftstrom (OL) im Vergleich mit den Fett-Ergebnissen

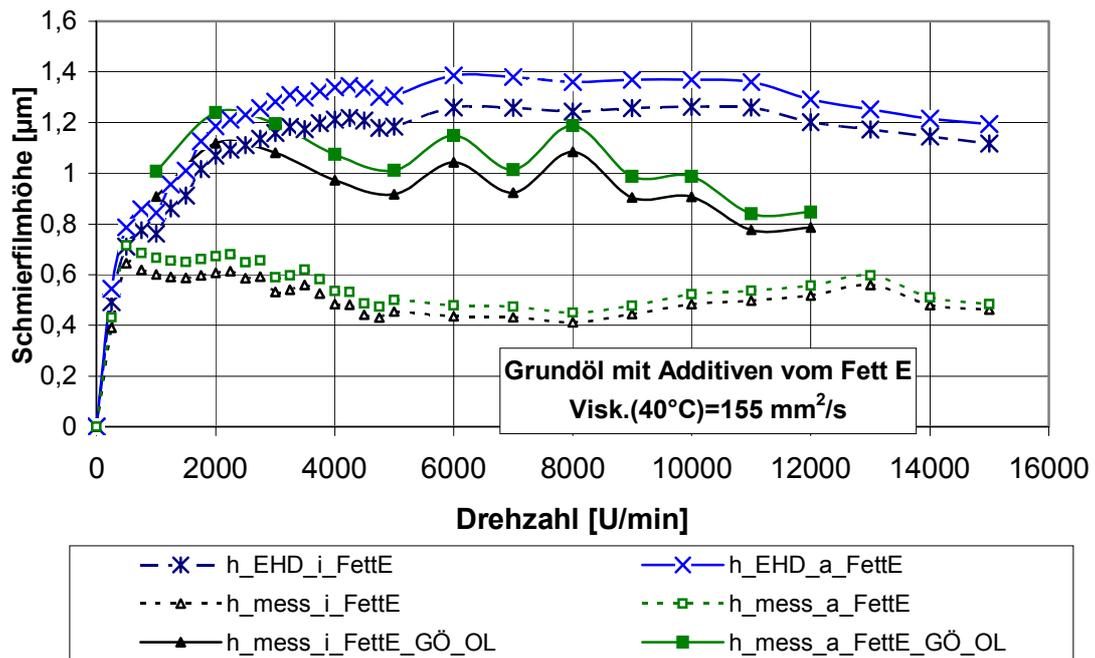


Bild 178: Gemessene und nach EHD berechnete Schmierfilmdicken für das Fett E und dessen Grundöl mit Additiven

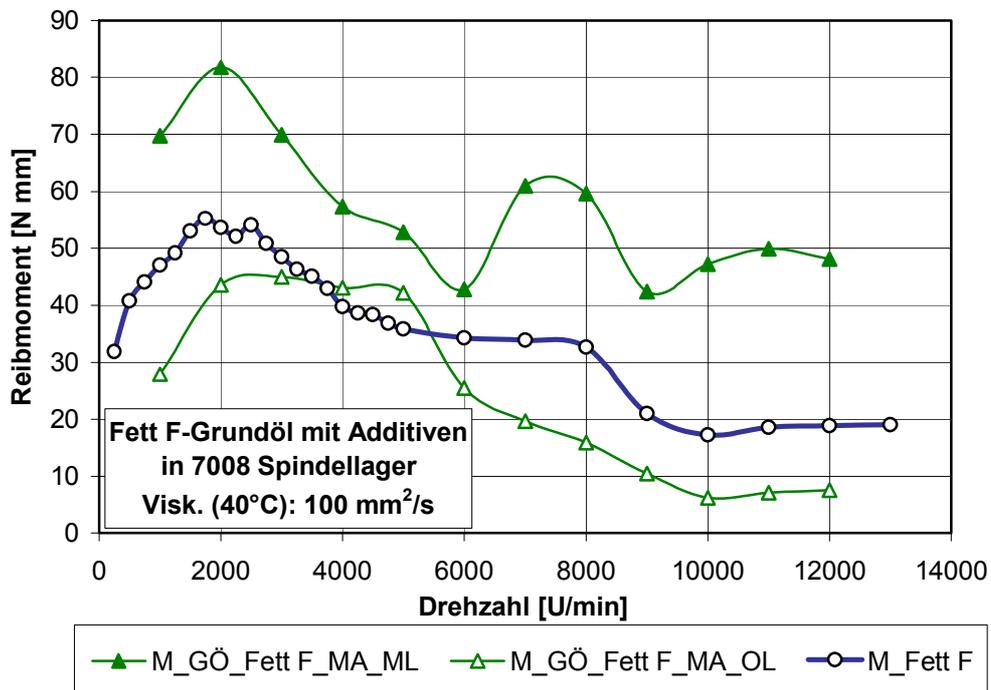


Bild 179: Gemessene Reibmomente bei Öl-Luft-Versuchen mit dem Grundöl (mit Additiven) des Versuchsfettes F bei eingeschalteter Öl-Luft-Schmierung (ML) und abgeschaltetem Luftstrom (OL) im Vergleich mit den Fett-Ergebnissen

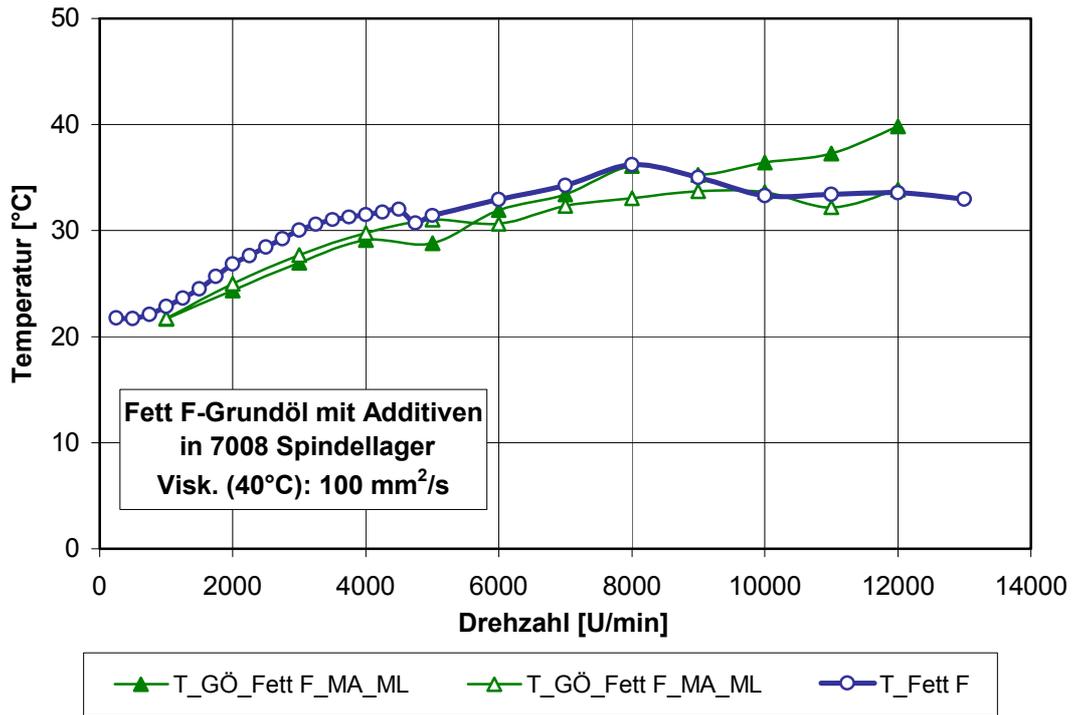


Bild 180: Gemessene Temperaturen bei Öl-Luft-Versuchen mit dem Grundöl (mit Additiven) des Versuchsfettes F bei eingeschalteter Öl-Luft-Schmierung (ML) und abgeschaltetem Luftstrom (OL) im Vergleich mit den Fett-Ergebnissen

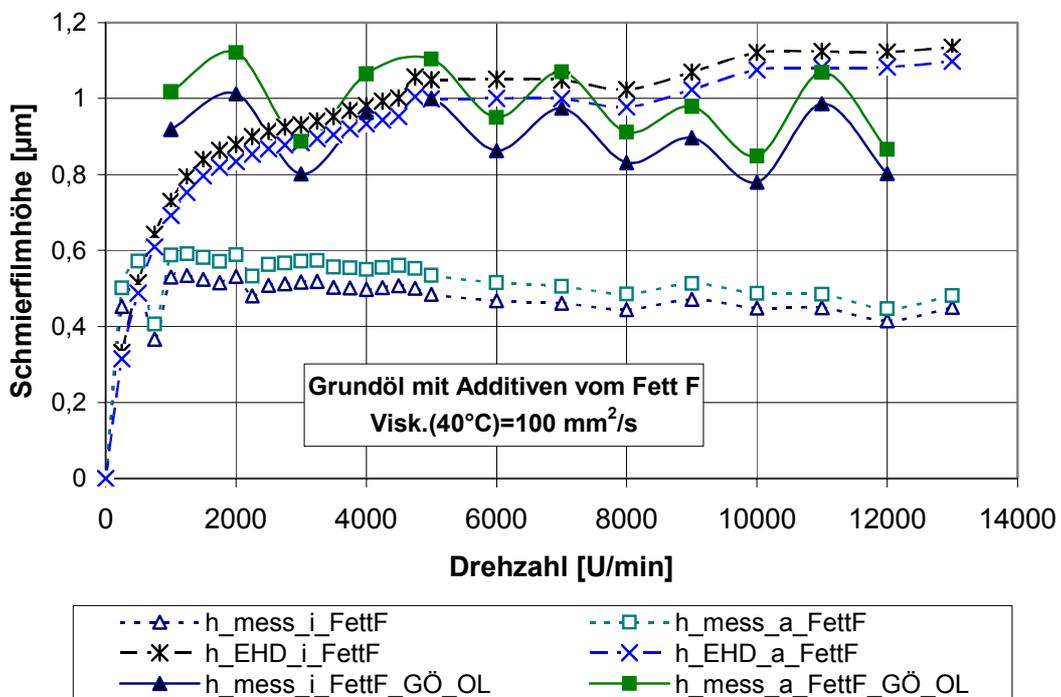


Bild 181: Gemessene und nach EHD berechnete Schmierfilmdicken für das Fett F und dessen Grundöl mit Additiven

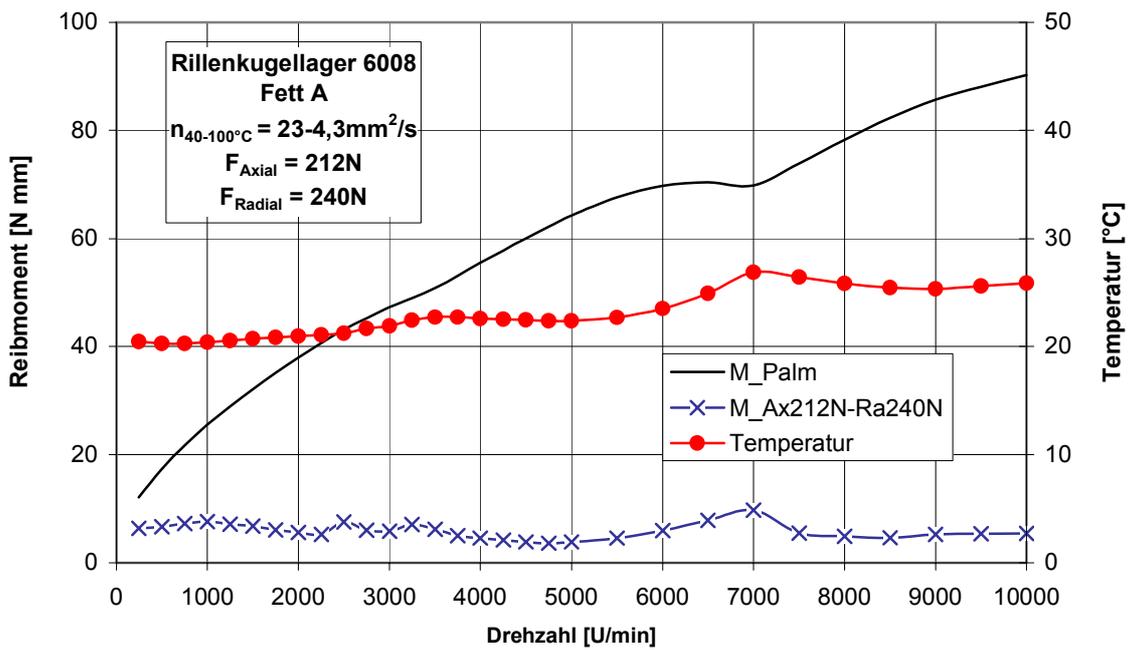


Bild 182: Gemessene Temperatur und Reibmoment axial und radial belasteter Rillenkugellager ($F_{\text{Ax}} = 212\text{ N}$, $F_{\text{Ra}} = 240\text{ N}$)

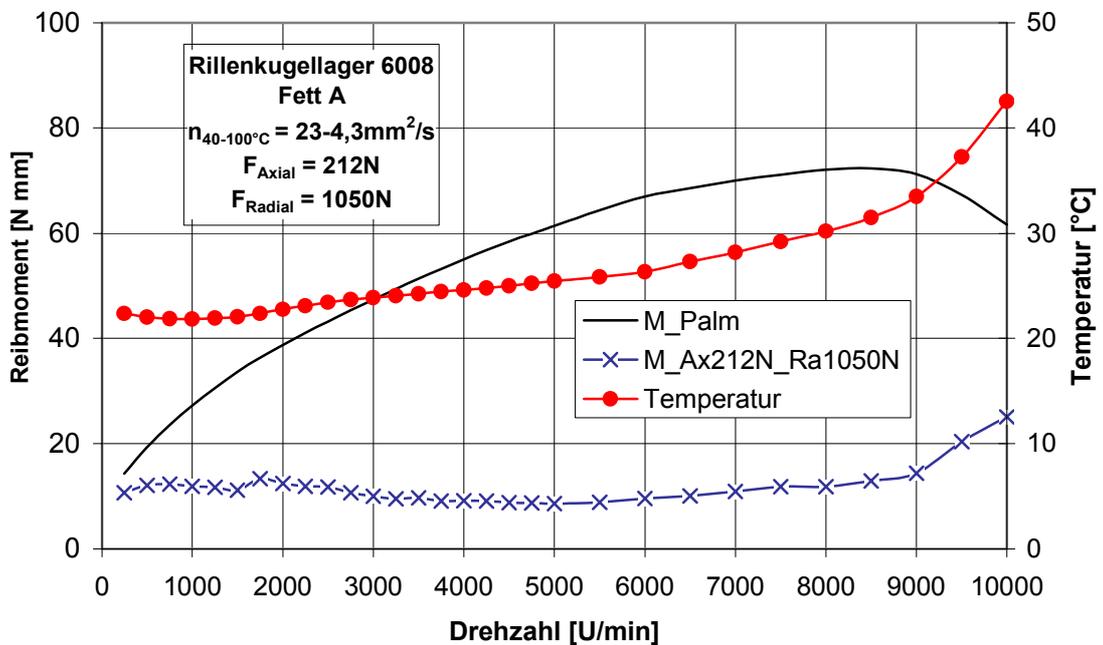


Bild 183: Gemessene Temperatur und Reibmoment axial und radial belasteter Rillenkugellager ($F_{\text{Ax}} = 212\text{ N}$, $F_{\text{Ra}} = 1050\text{ N}$)

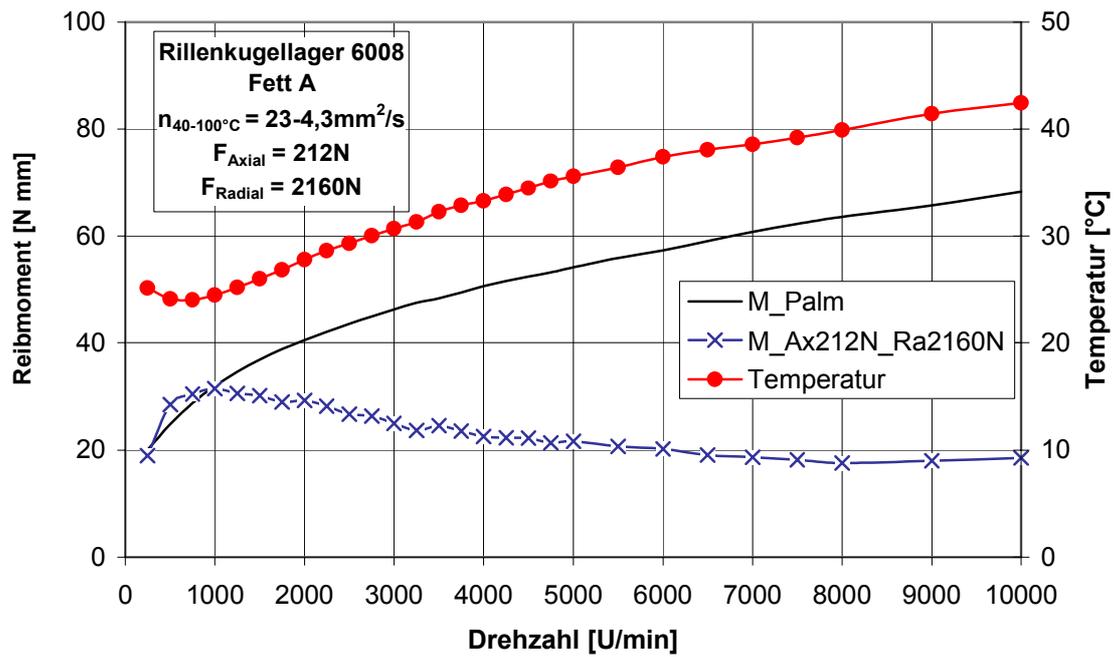


Bild 184: Gemessene Temperatur und Reibmoment axial und radial belasteter Rillenkugellager ($F_{\text{Ax}} = 212\text{ N}$, $F_{\text{Ra}} = 2160\text{ N}$)

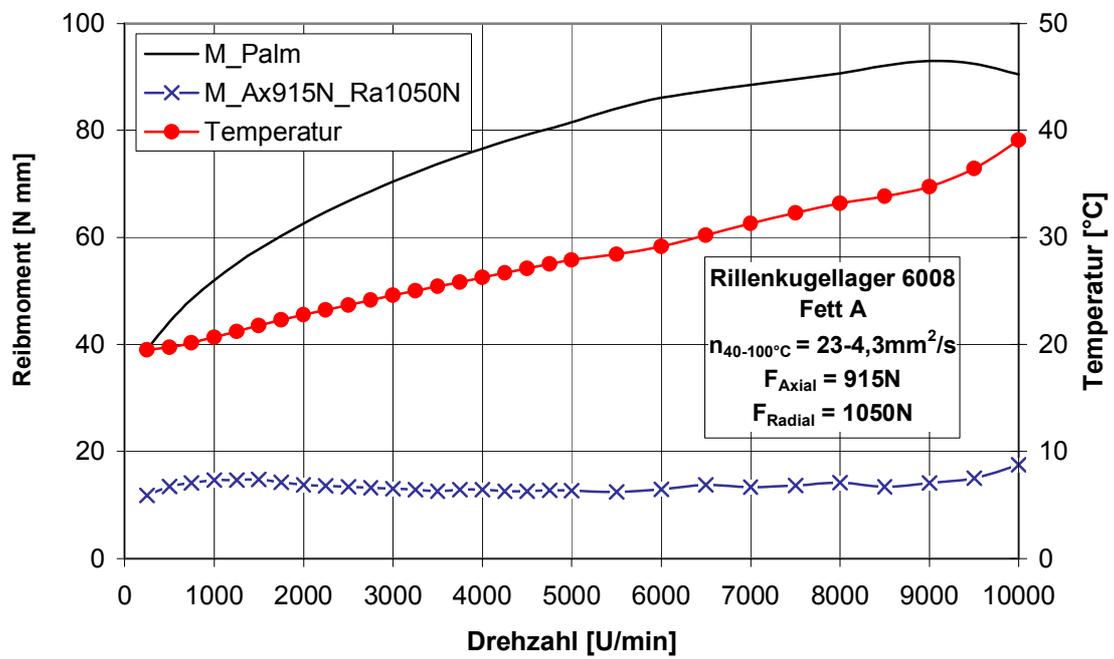


Bild 185: Gemessene Temperatur und Reibmoment axial und radial belasteter Rillenkugellager ($F_{\text{Ax}} = 915\text{ N}$, $F_{\text{Ra}} = 1050\text{ N}$)

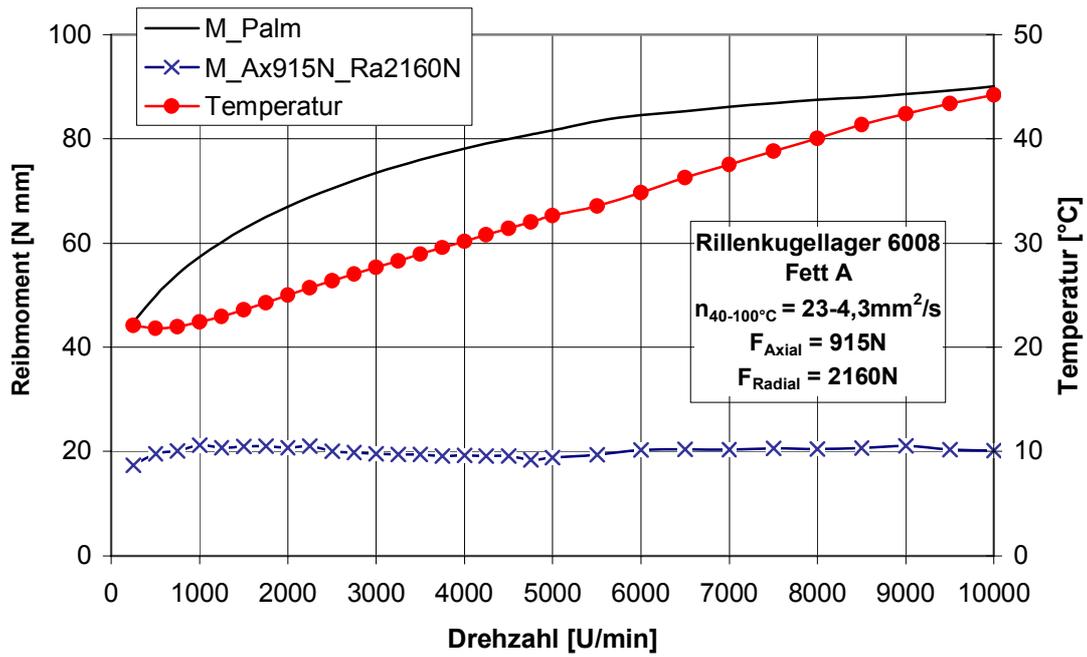


Bild 186: Gemessene Temperatur und Reibmoment axial und radial belasteter Rillenkugellager ($F_{Ax} = 915\text{N}$, $F_{Ra} = 2160\text{N}$)

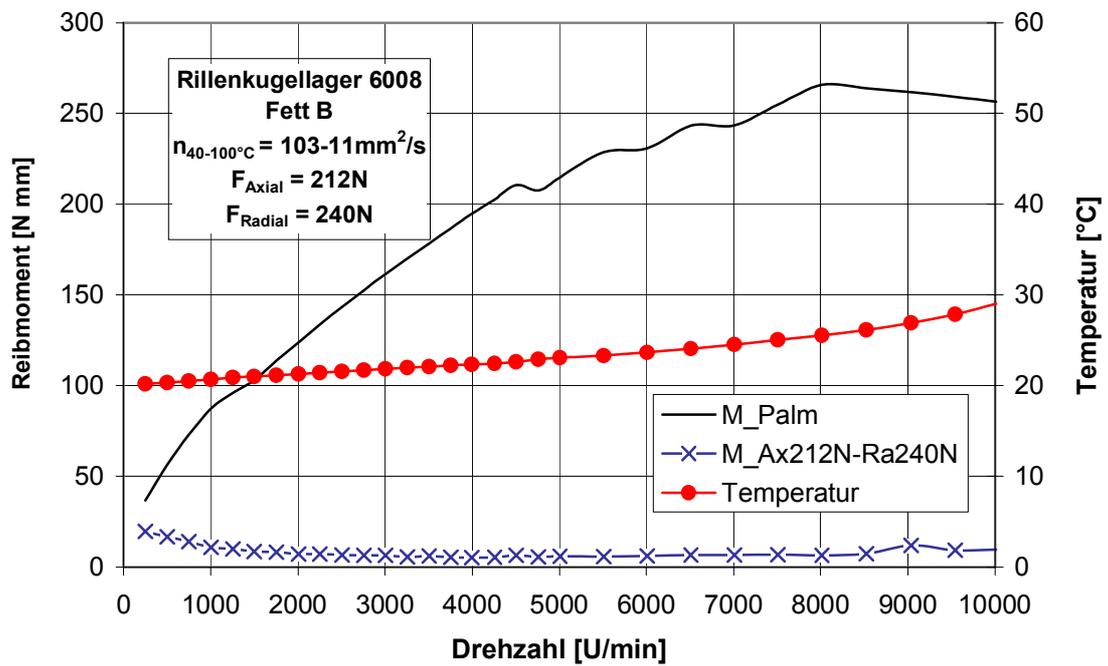


Bild 187: Gemessene Temperatur und Reibmoment axial und radial belasteter Rillenkugellager ($F_{Ax} = 212\text{N}$, $F_{Ra} = 240\text{N}$)

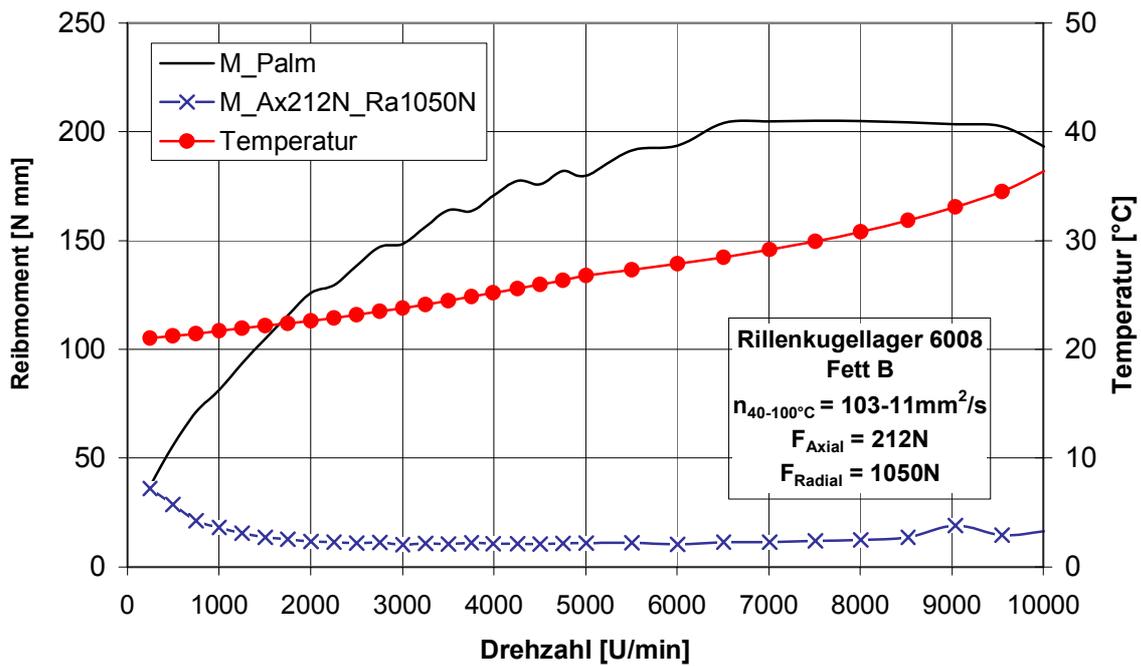


Bild 188: Gemessene Temperatur und Reibmoment axial und radial belasteter Rillenkugellager ($F_{\text{Ax}} = 212\text{ N}$, $F_{\text{Ra}} = 1050\text{ N}$)

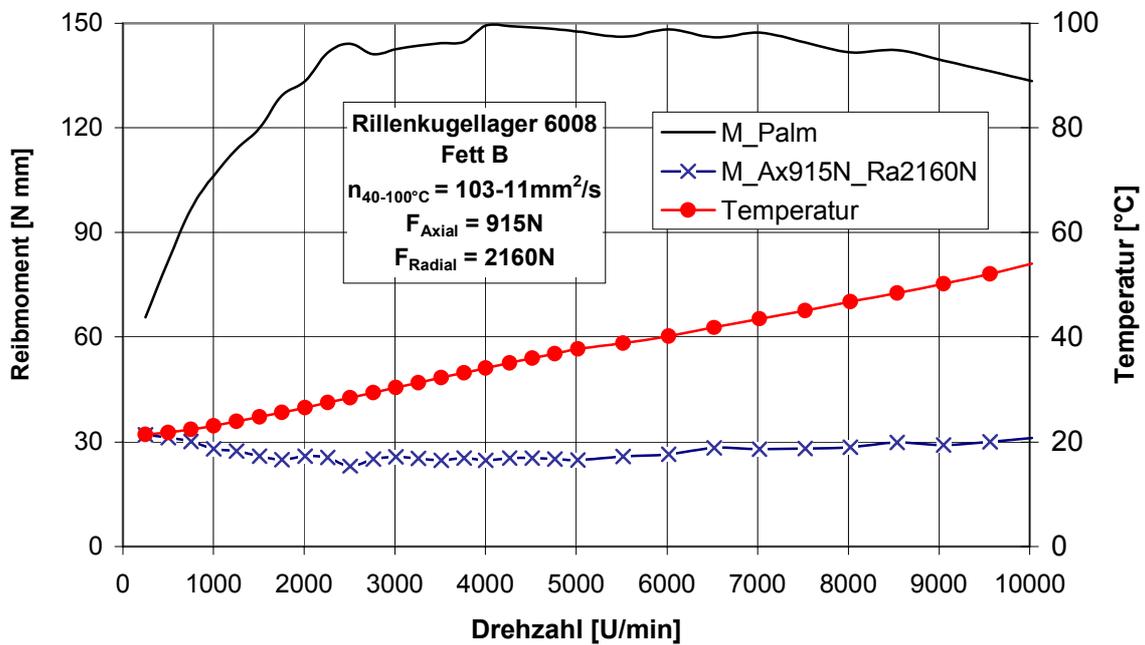


Bild 189: Gemessene Temperatur und Reibmoment axial und radial belasteter Rillenkugellager ($F_{\text{Ax}} = 915\text{ N}$, $F_{\text{Ra}} = 2160\text{ N}$)

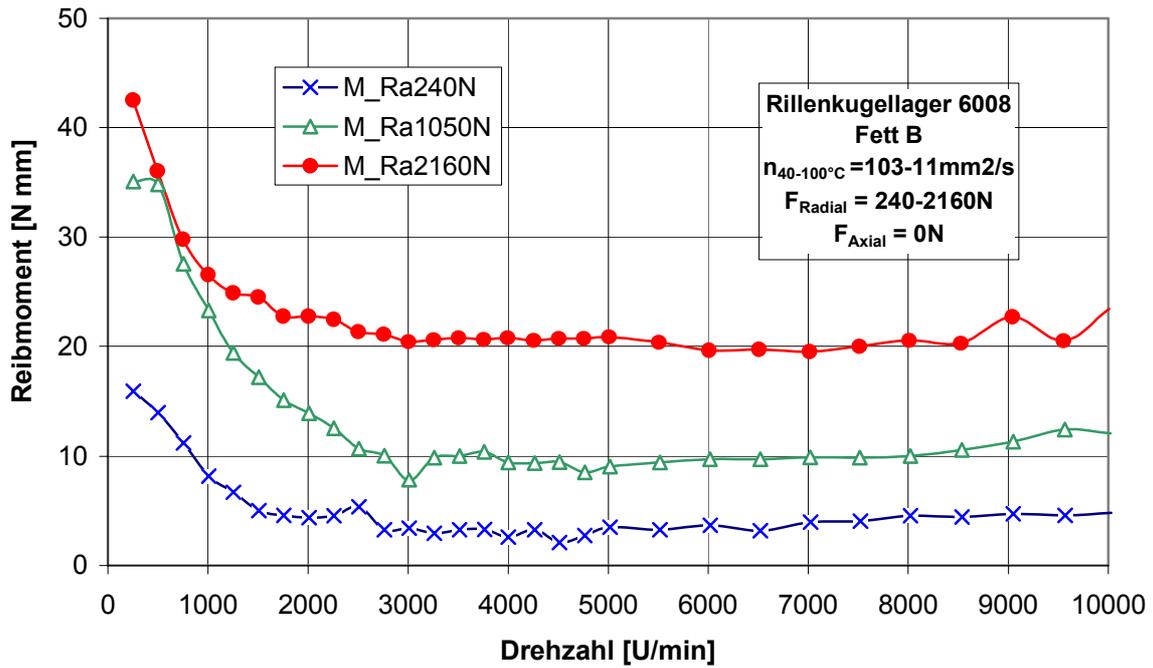


Bild 190: Gemessene Reibmomente in Abhängigkeit der radialen Belastung

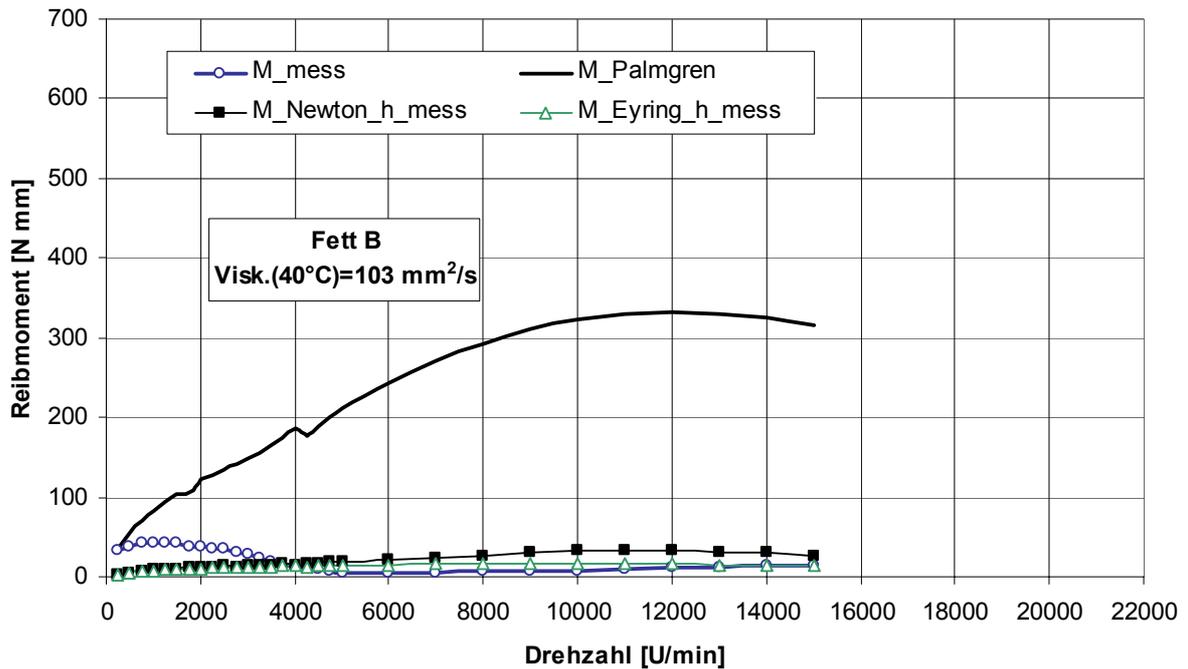


Bild 191: Gegenüberstellung der gemessenen und berechneten Reibmomente für das Fett B

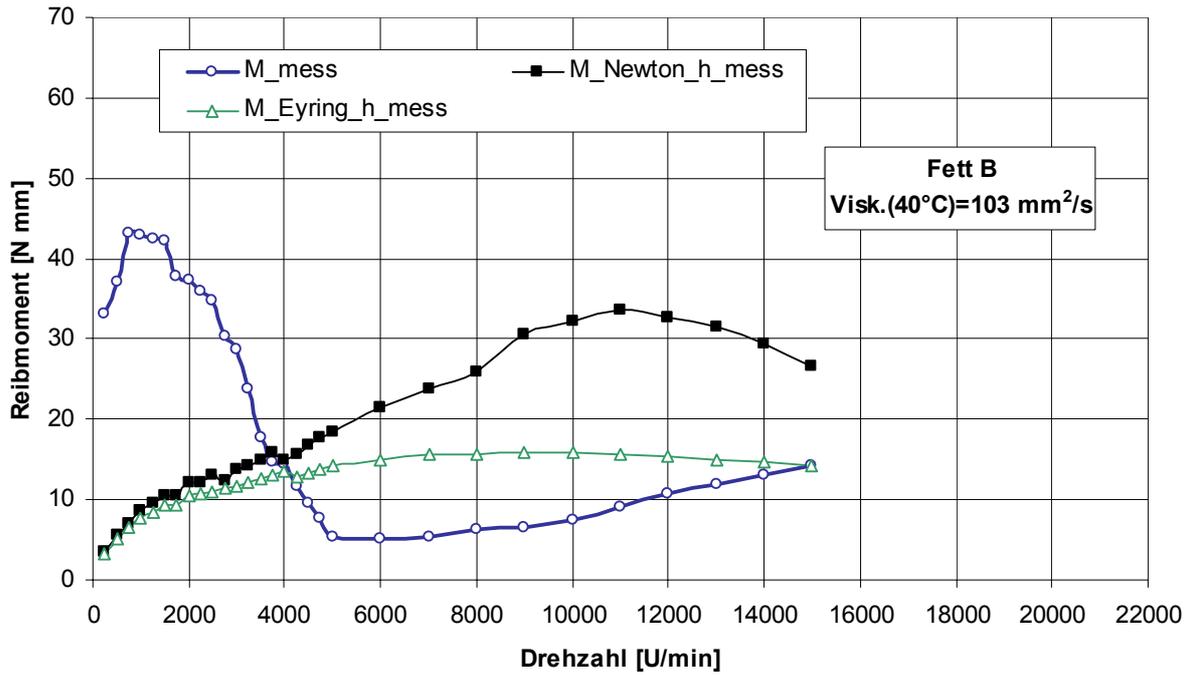


Bild 192: Gegenüberstellung der gemessenen und berechneten Reibmomente für das Fett B (Ohne Berechnungsergebnisse nach *Palmgren*)

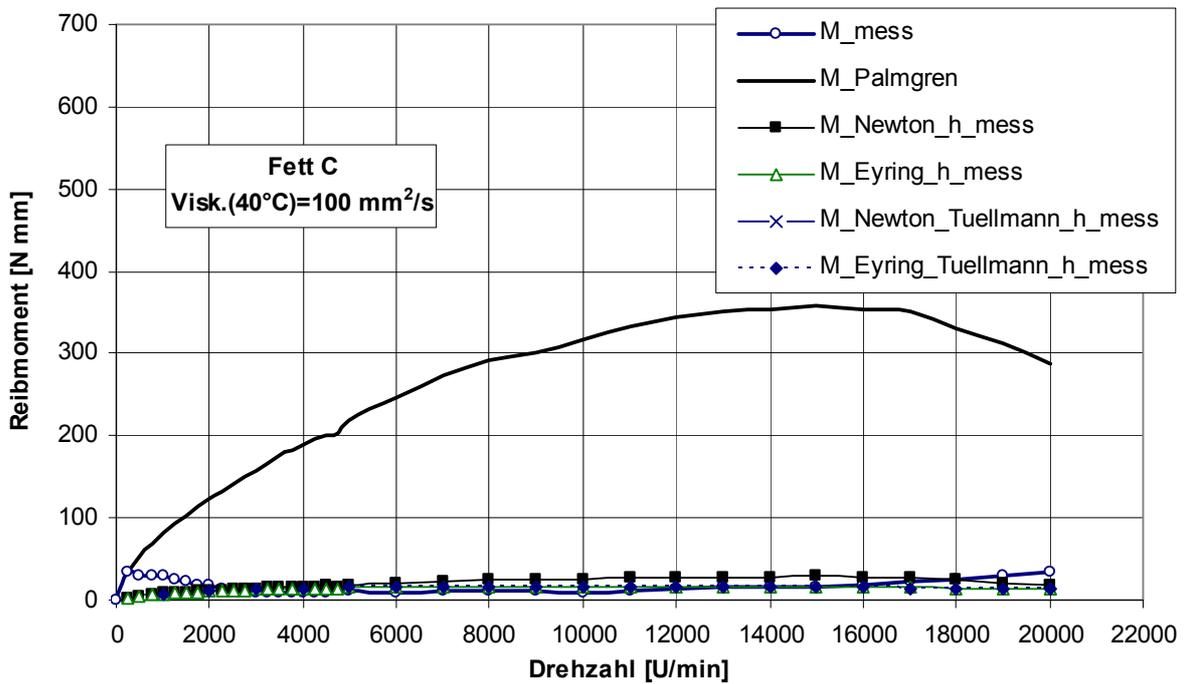


Bild 193: Gegenüberstellung der gemessenen und berechneten Reibmomente für das Fett C

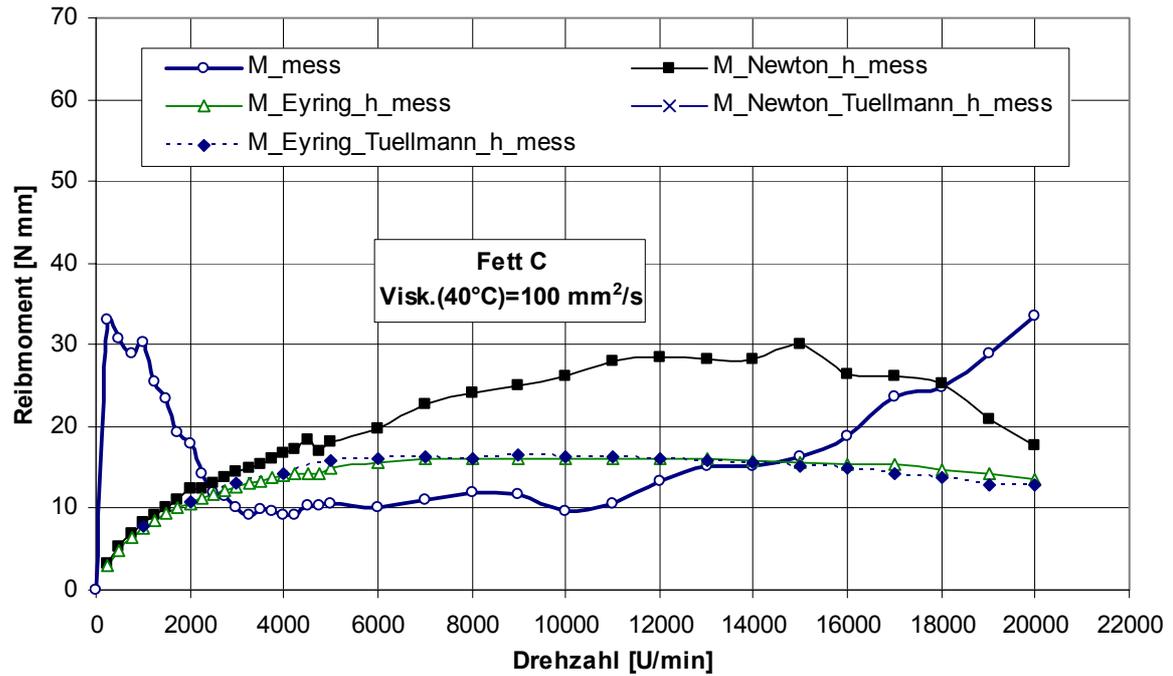


Bild 194: Gegenüberstellung der gemessenen und berechneten Reibmomente für das Fett C (Ohne Berechnungsergebnisse nach *Palmgren*)

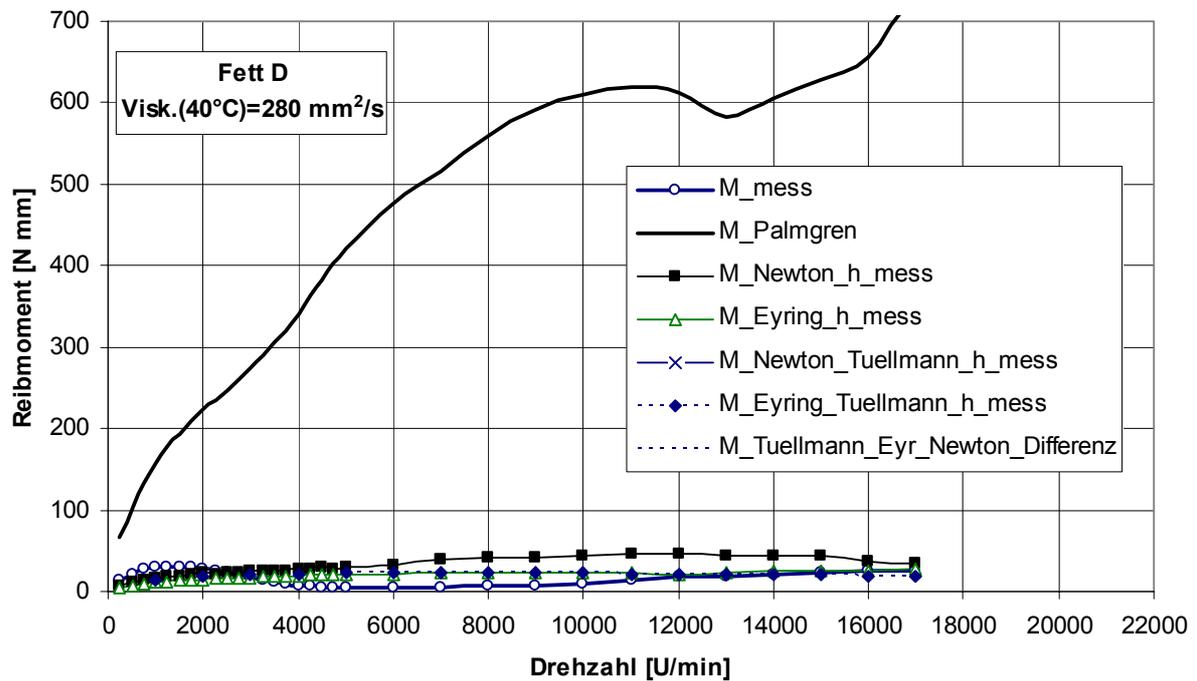


Bild 195: Gegenüberstellung der gemessenen und berechneten Reibmomente für das Fett D

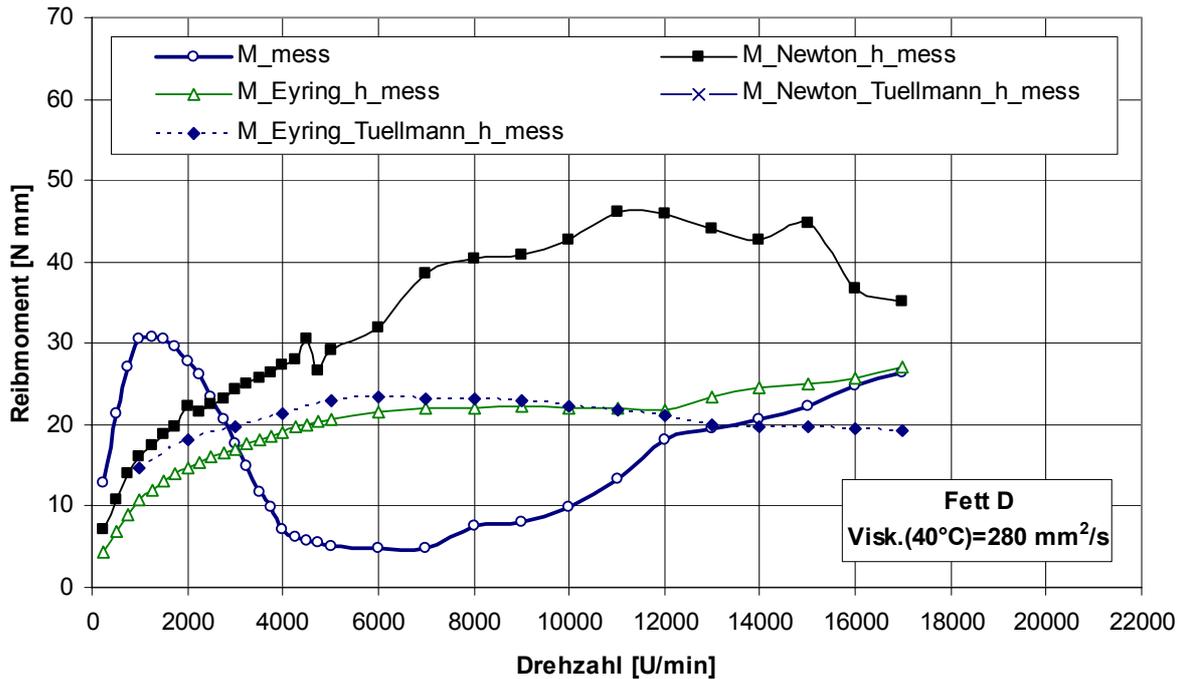


Bild 196: Gegenüberstellung der gemessenen und berechneten Reibmomente für das Fett D (Ohne Berechnungsergebnisse nach *Palmgren*)

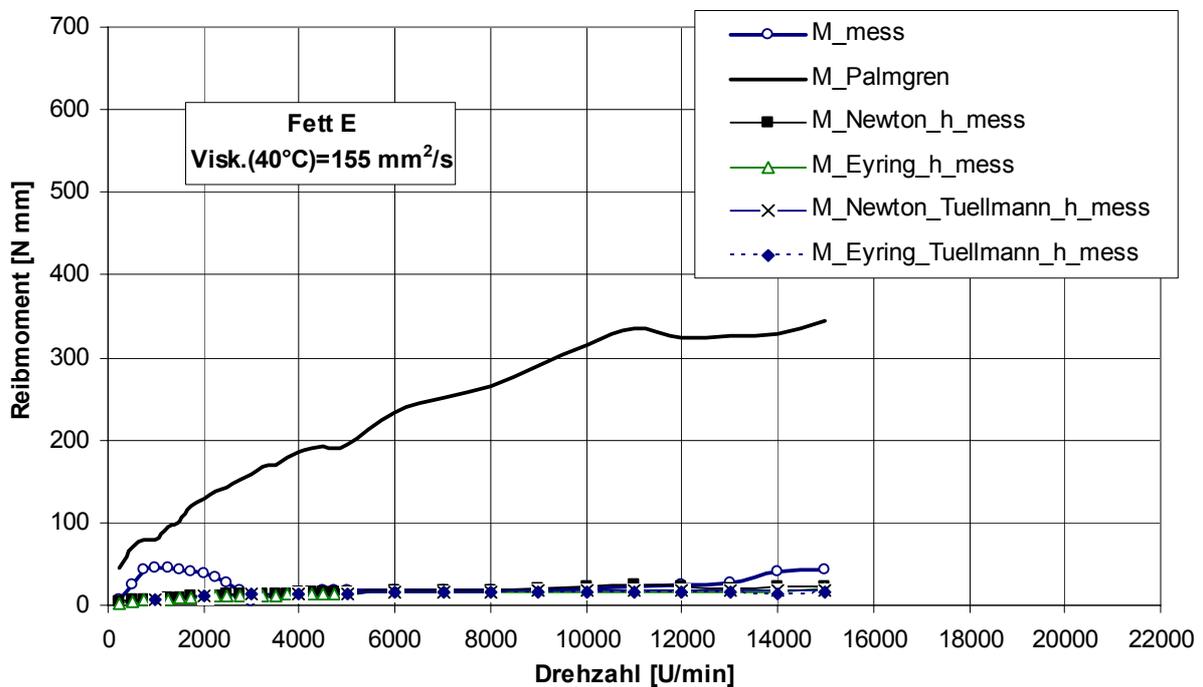


Bild 197: Gegenüberstellung der gemessenen und berechneten Reibmomente für das Fett E

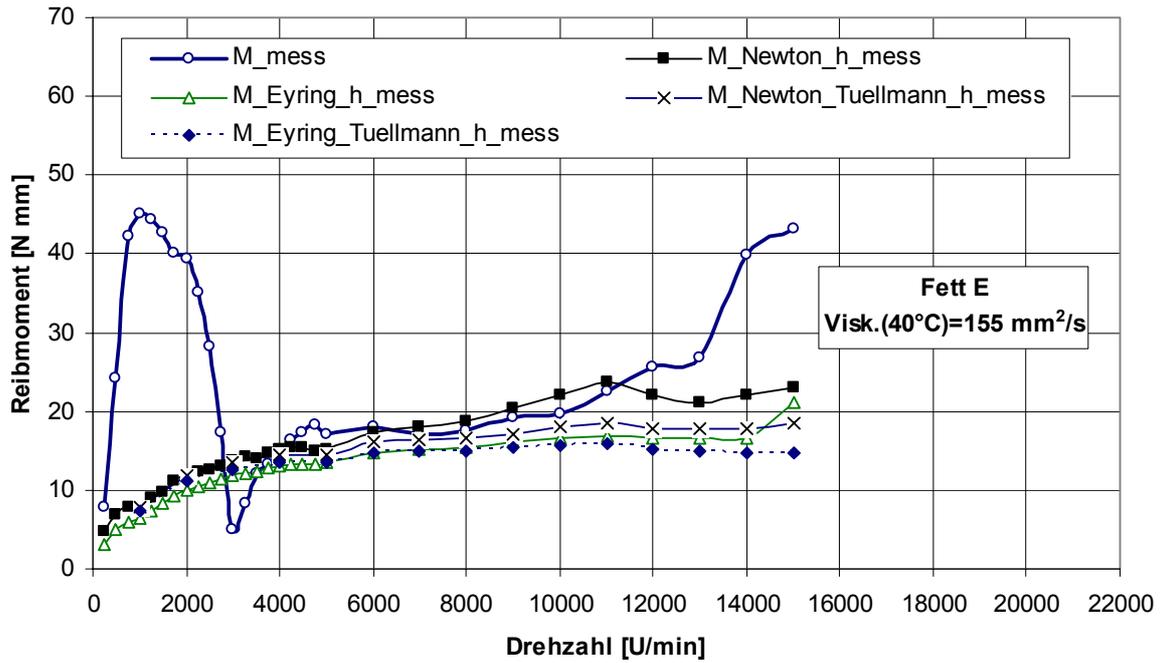


Bild 198: Gegenüberstellung der gemessenen und berechneten Reibmomente für das Fett E (Ohne Berechnungsergebnisse nach *Palmgren*)

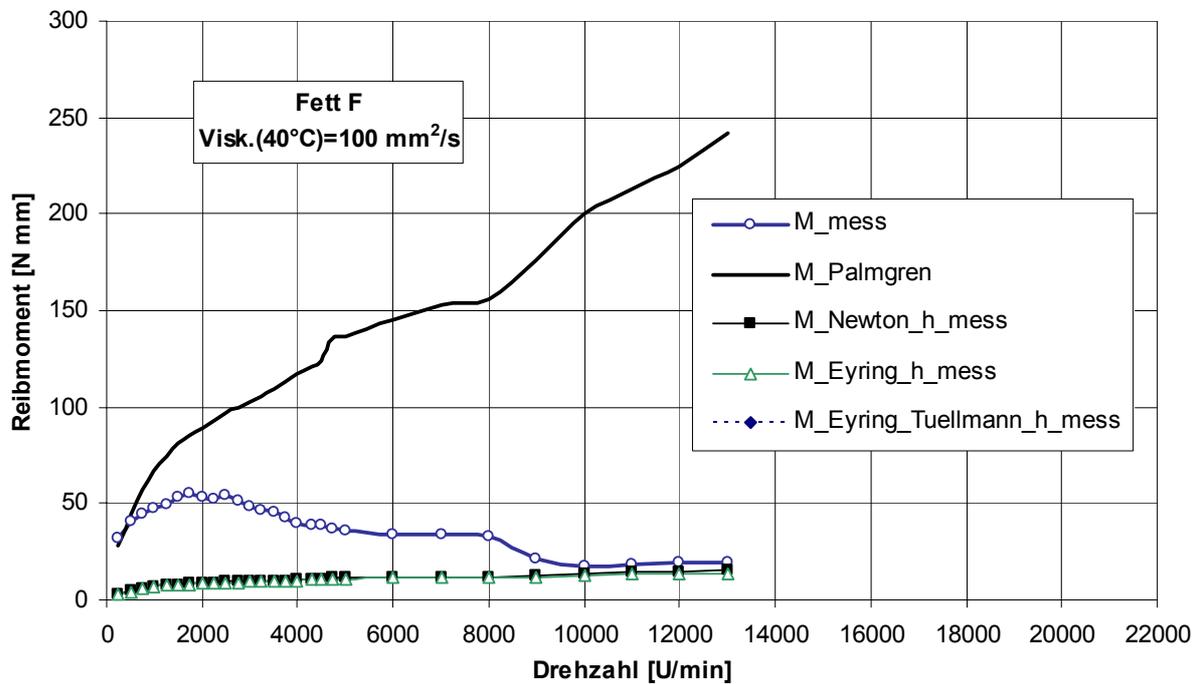


Bild 199: Gegenüberstellung der gemessenen und berechneten Reibmomente für das Fett F

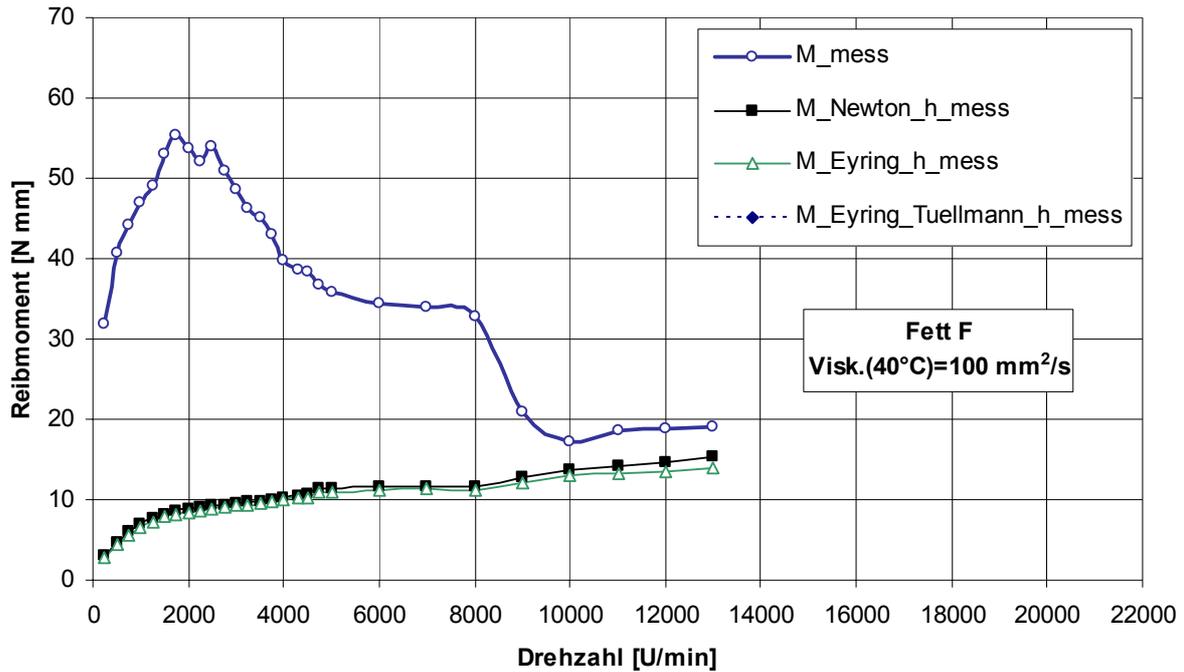


Bild 200: Gegenüberstellung der gemessenen und berechneten Reibmomente für das Fett F (Ohne Berechnungsergebnisse nach *Palmgren*)

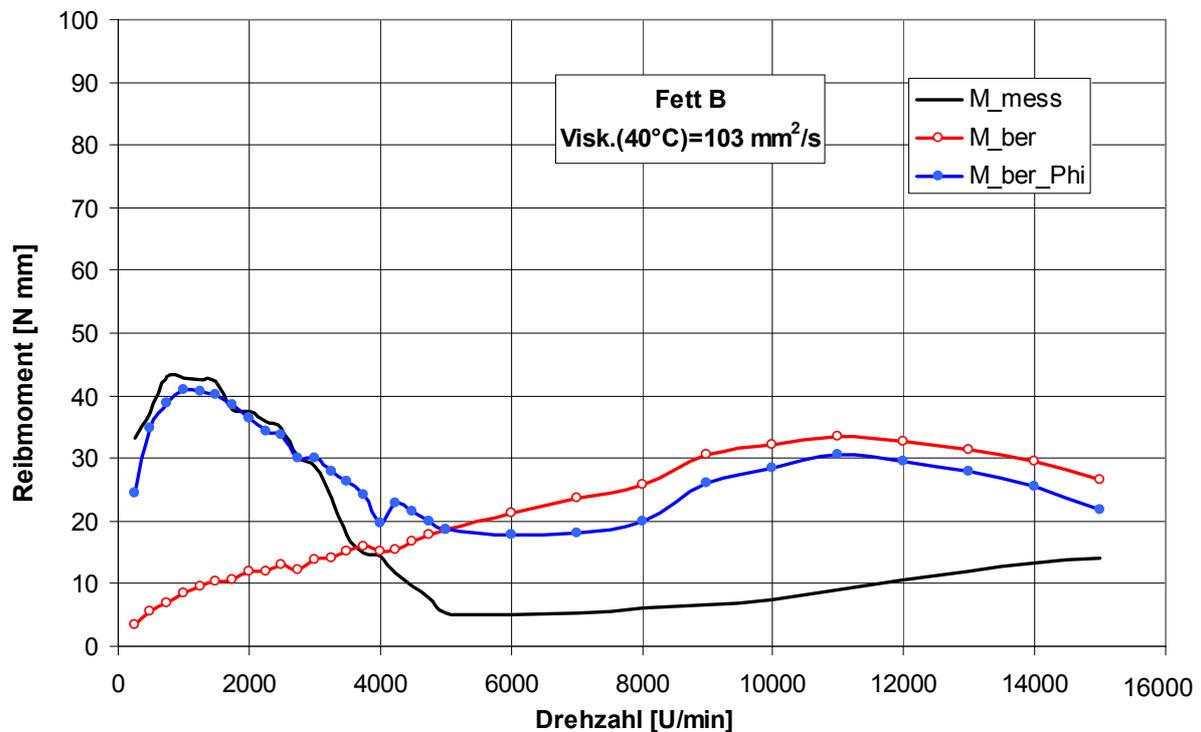


Bild 201: Vergleich berechneter und gemessener Reibmomente für Versuchsfett B

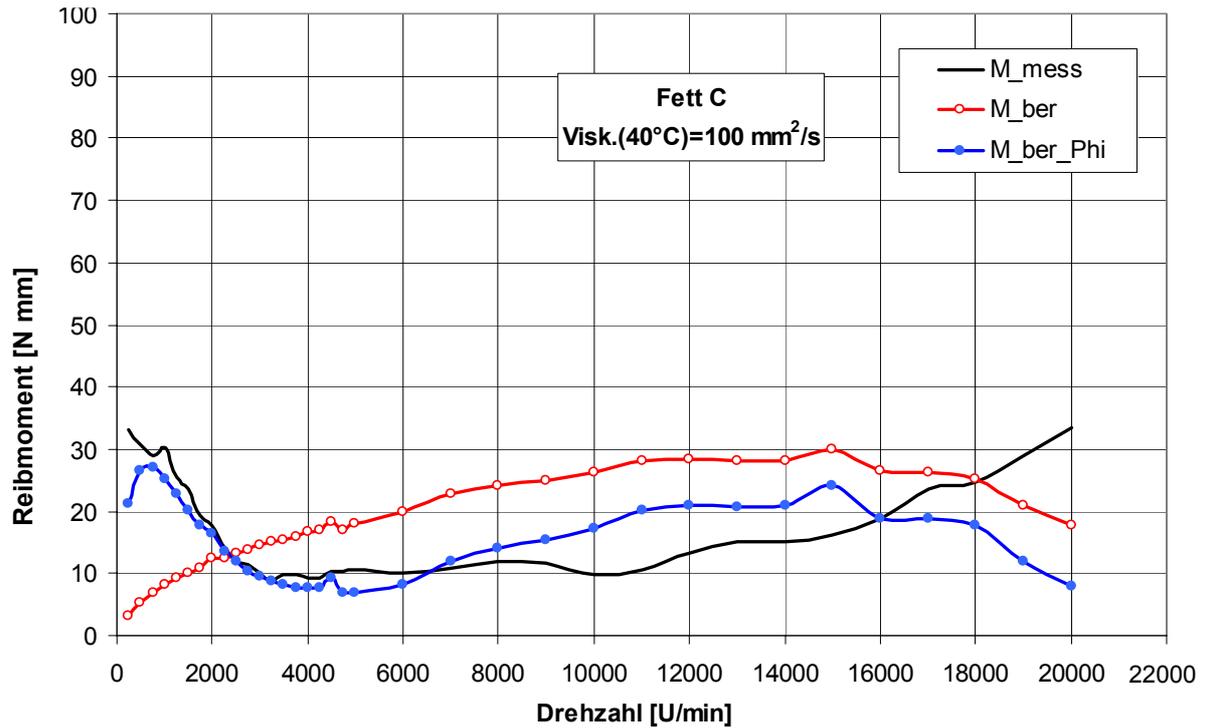


Bild 202: Vergleich berechneter und gemessener Reibmomente für Versuchsfett C

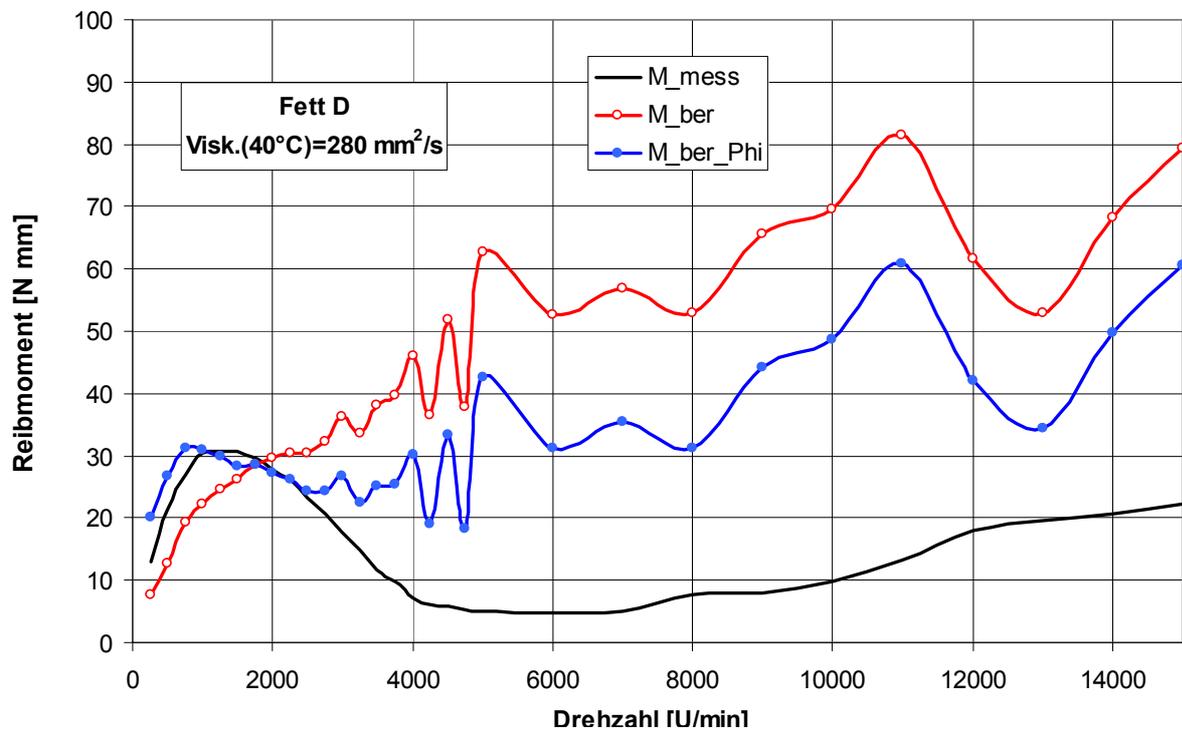


Bild 203: Vergleich berechneter und gemessener Reibmomente für Versuchsfett D

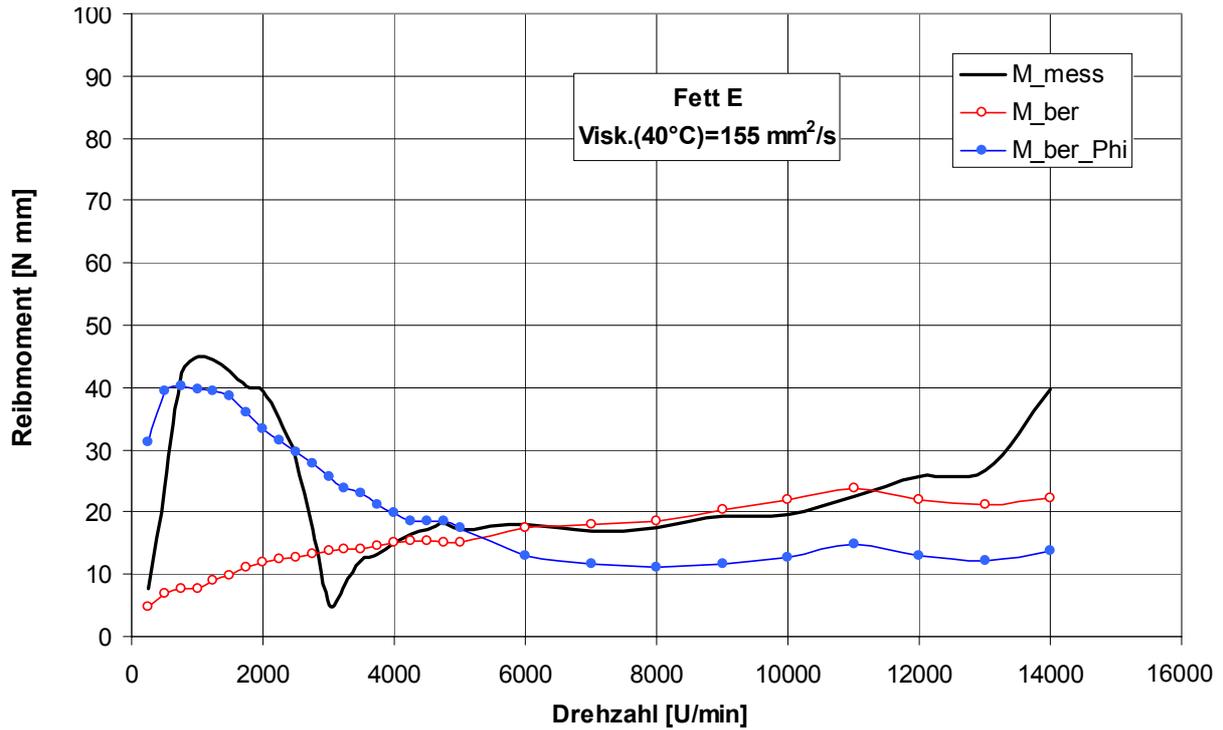


Bild 204: Vergleich berechneter und gemessener Reibmomente für Versuchsfett E

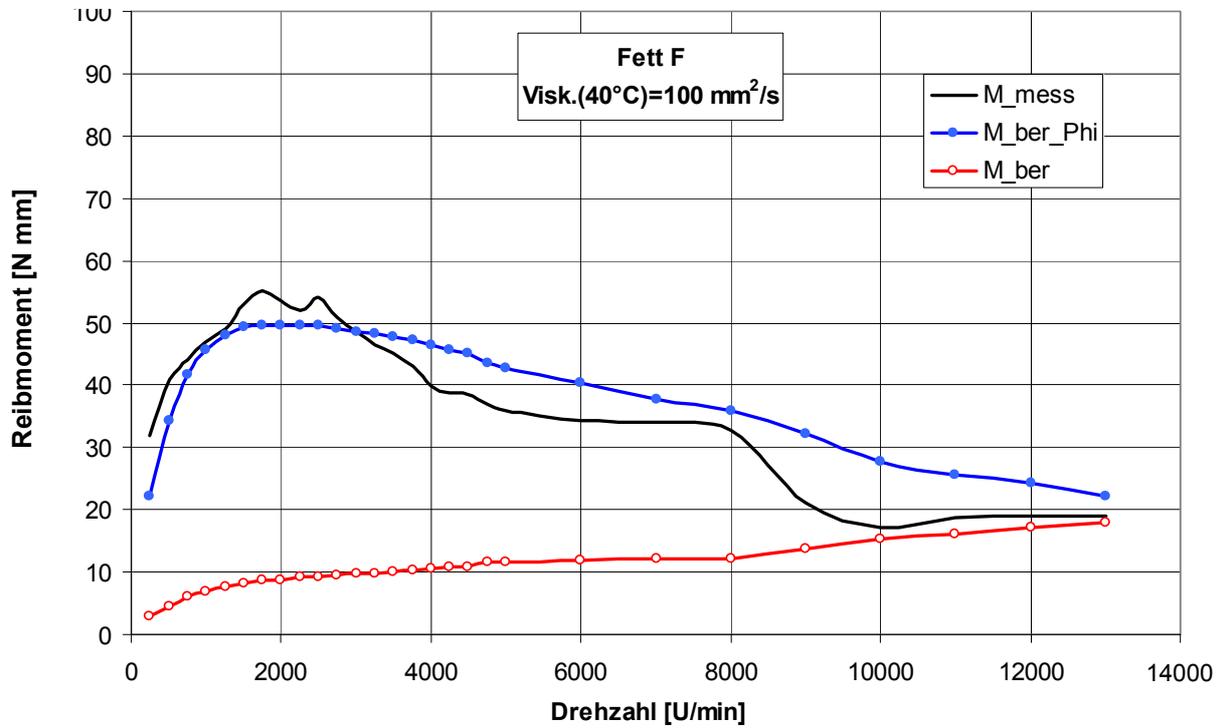


Bild 205: Vergleich berechneter und gemessener Reibmomente für Versuchsfett F

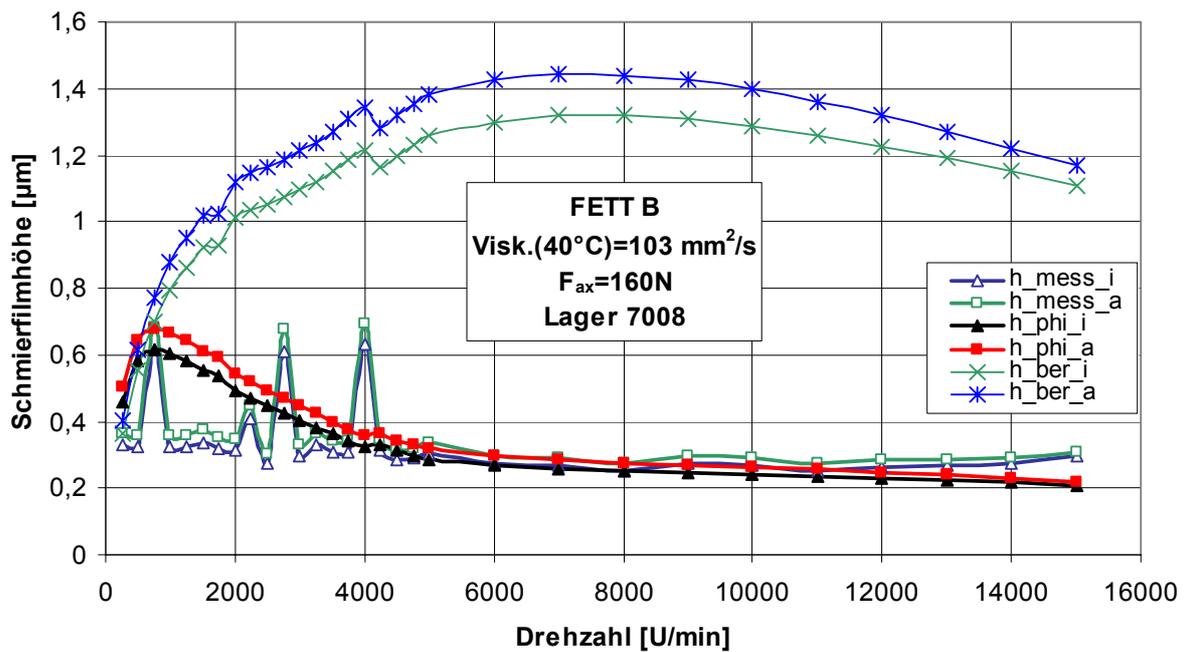


Bild 206: Gegenüberstellung der gemessenen und der korrigierten berechneten Schmierfilmhöhen für das Fett B

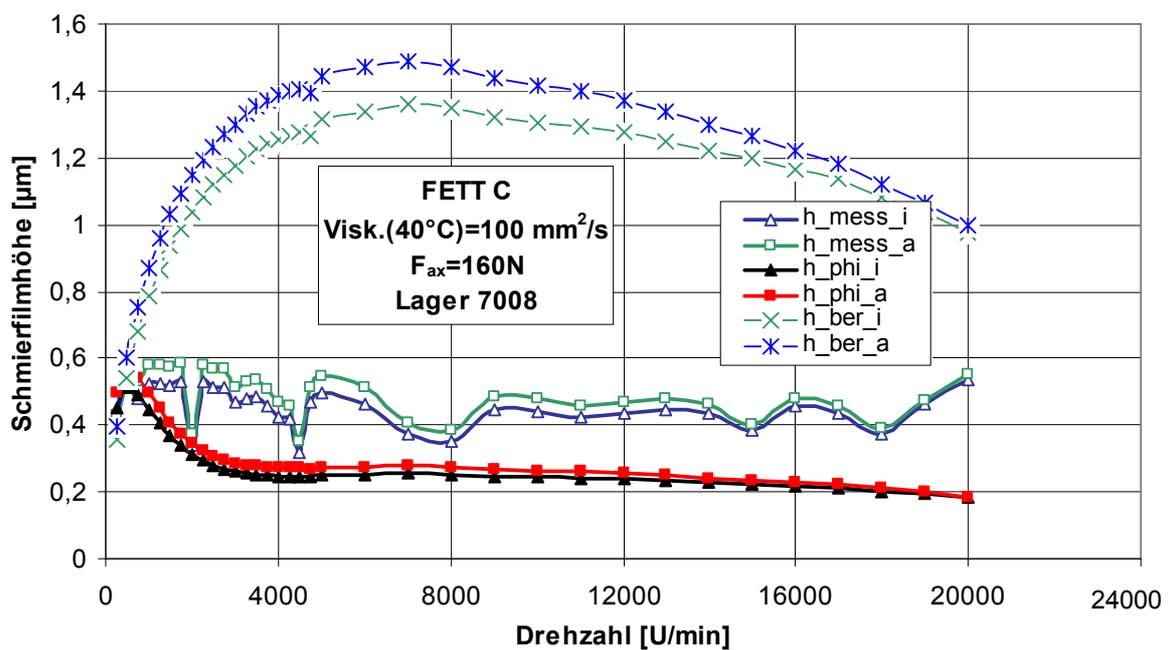


Bild 207: Gegenüberstellung der gemessenen und der korrigierten berechneten Schmierfilmhöhen für das Fett C

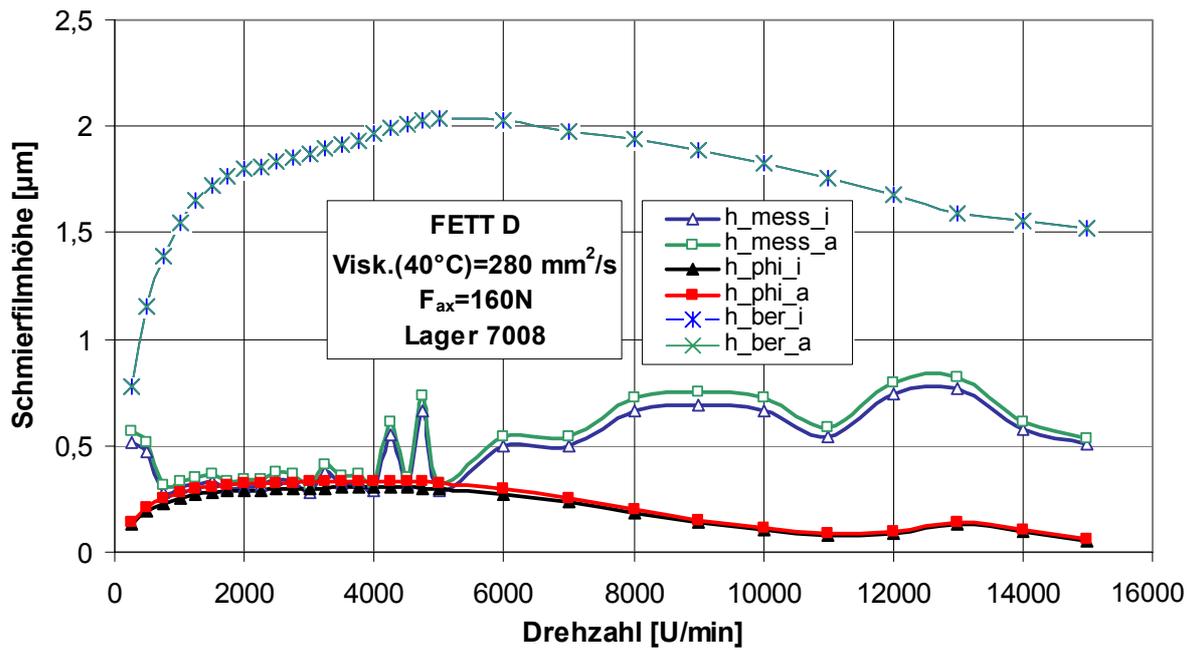


Bild 208: Gegenüberstellung der gemessenen und der korrigierten berechneten Schmierfilmhöhen für das Fett D

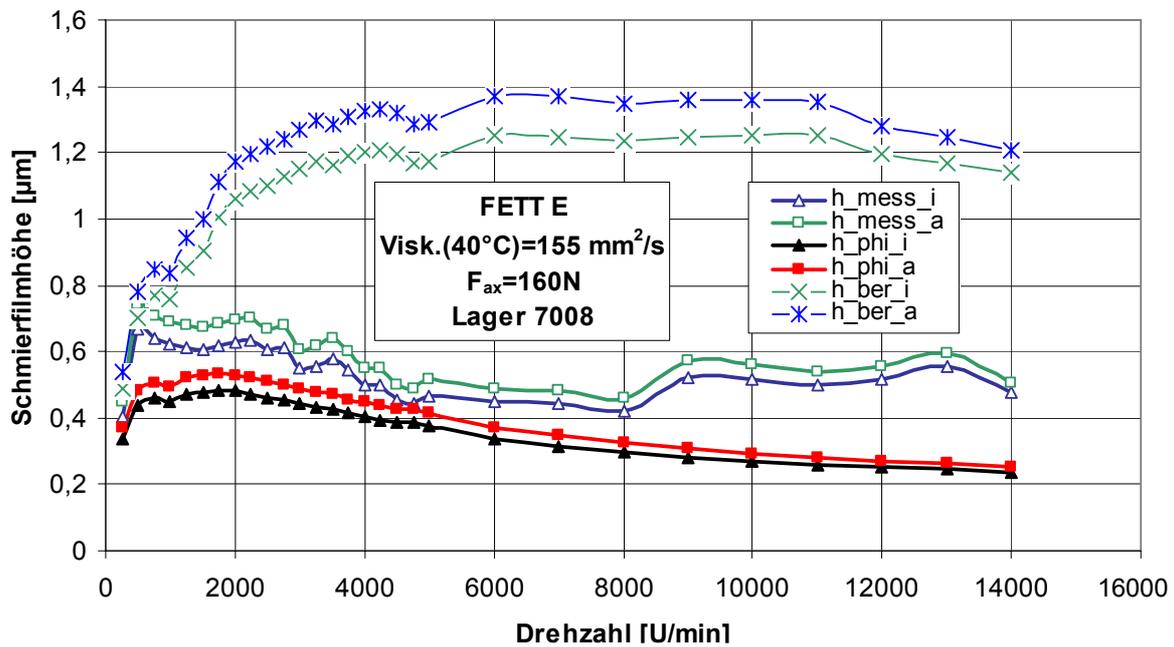


Bild 209: Gegenüberstellung der gemessenen und der korrigierten berechneten Schmierfilmhöhen für das Fett E

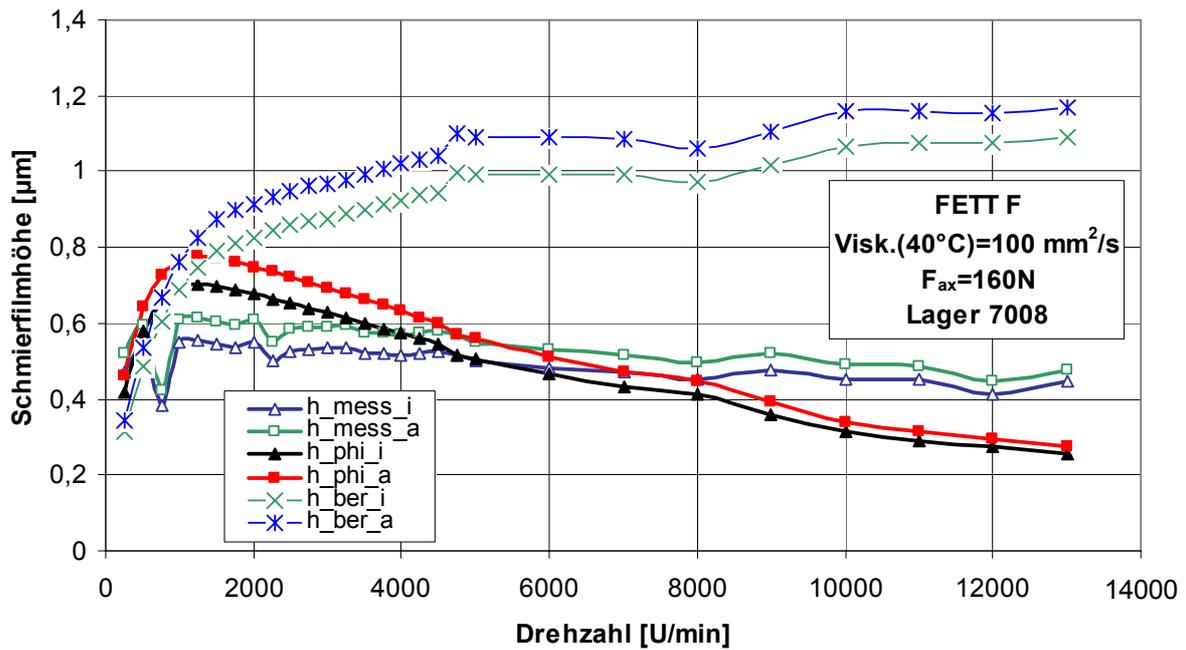


Bild 210: Gegenüberstellung der gemessenen und der korrigierten berechneten Schmierfilmdicken für das Fett F

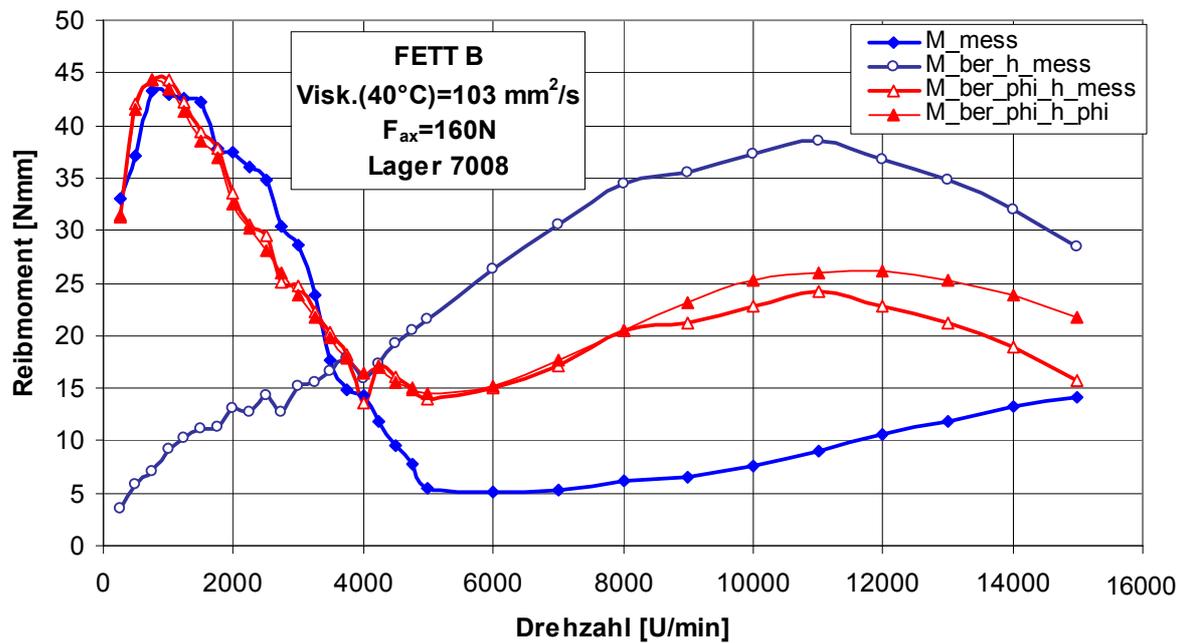


Bild 211: Das mit der korrigierten berechneten Schmierfilmdicke korrigierte berechnete Reibmoment und dessen Gegenüberstellung der gemessenen und der unmodifizierten berechneten Werte für das Fett B

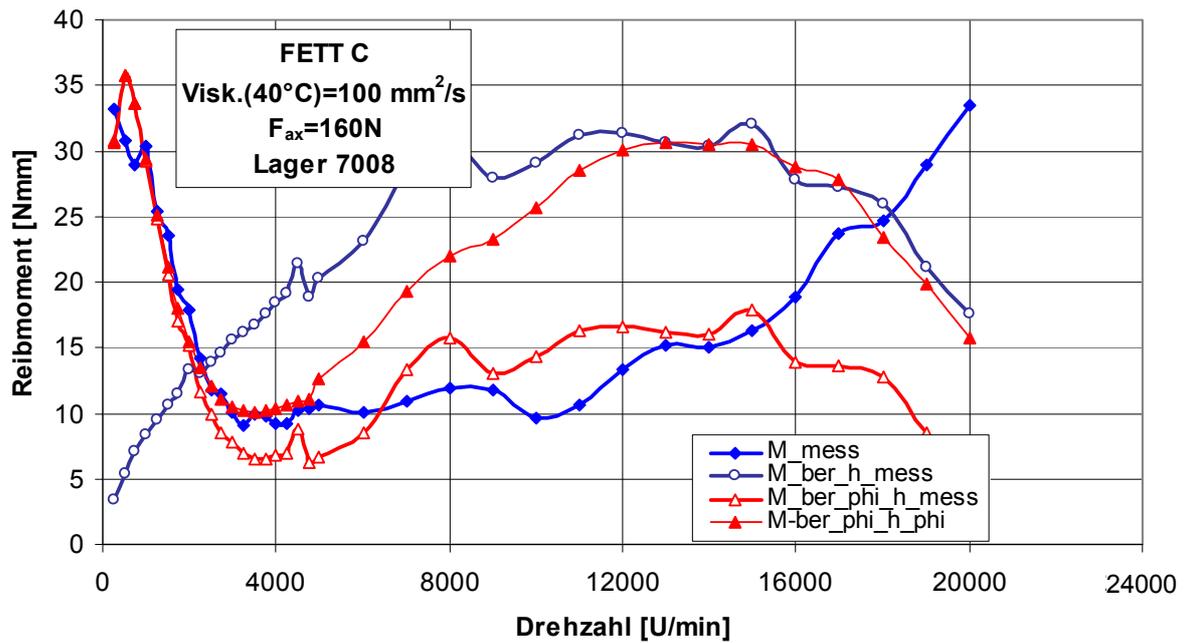


Bild 212: Das mit der korrigierten berechneten Schmierfilmhöhe korrigierte berechnete Reibmoment und dessen Gegenüberstellung der gemessen und der unmodifizierten berechneten Werte für das Fett C

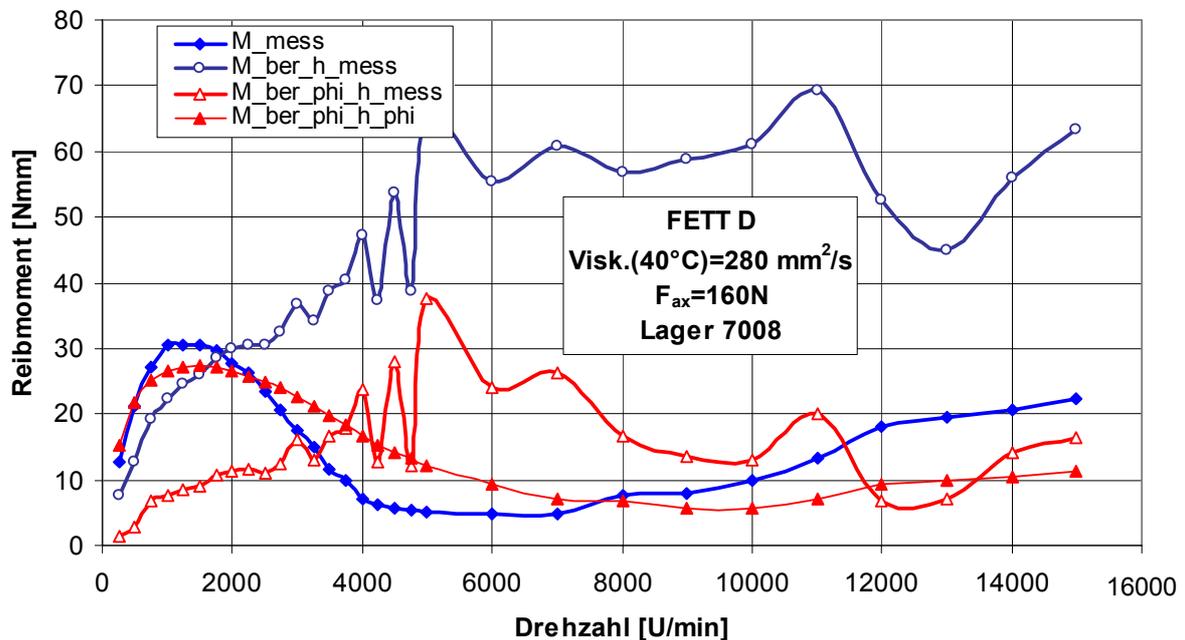


Bild 213: Das mit der korrigierten berechneten Schmierfilmhöhe korrigierte berechnete Reibmoment und dessen Gegenüberstellung der gemessen und der unmodifizierten berechneten Werte für das Fett D

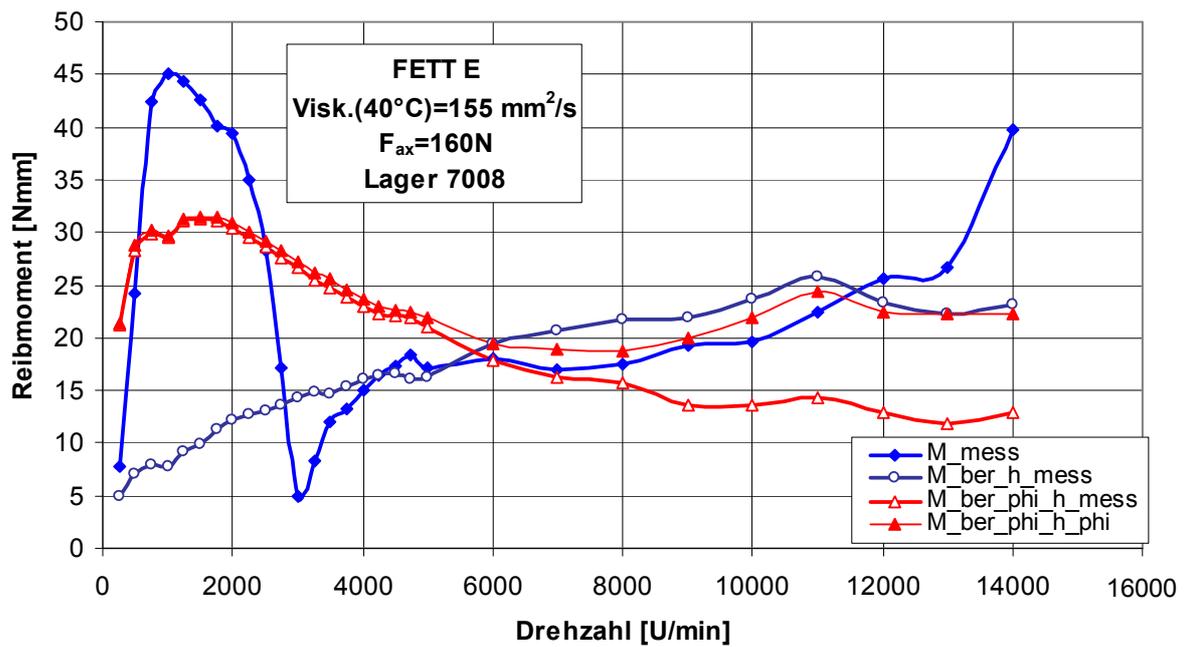


Bild 214: Das mit der korrigierten berechneten Schmierfilmhöhe korrigierte berechnete Reibmoment und dessen Gegenüberstellung der gemessen und der unmodifizierten berechneten Werte für das Fett E

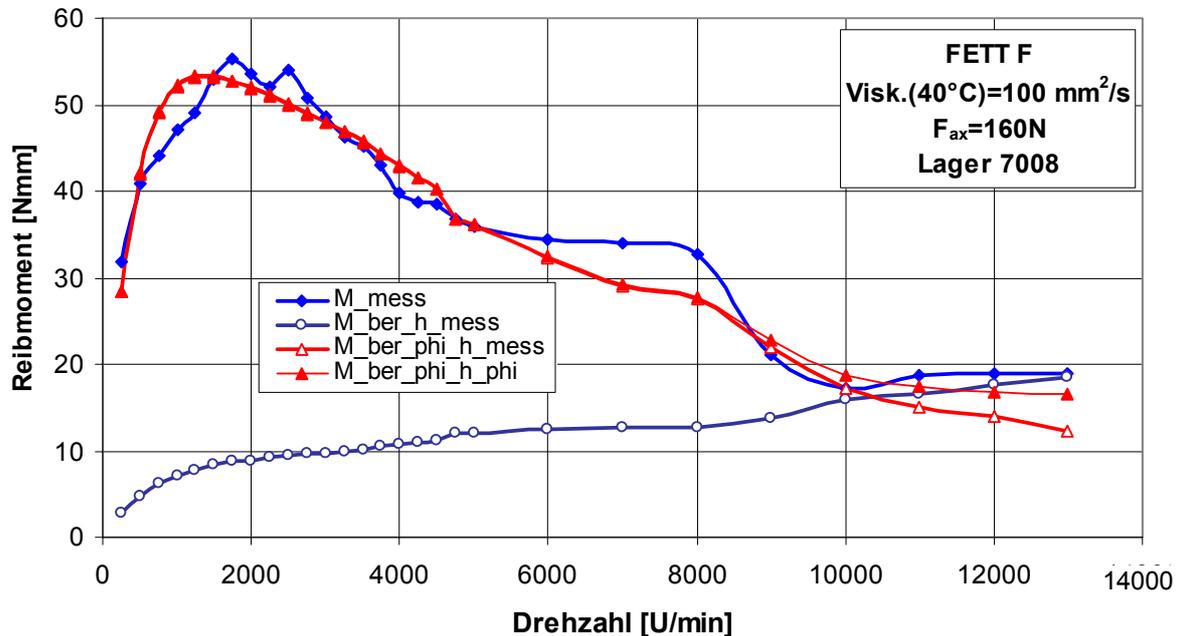


Bild 215: Das mit der korrigierten berechneten Schmierfilmhöhe korrigierte berechnete Reibmoment und dessen Gegenüberstellung der gemessen und der unmodifizierten berechneten Werte für das Fett F

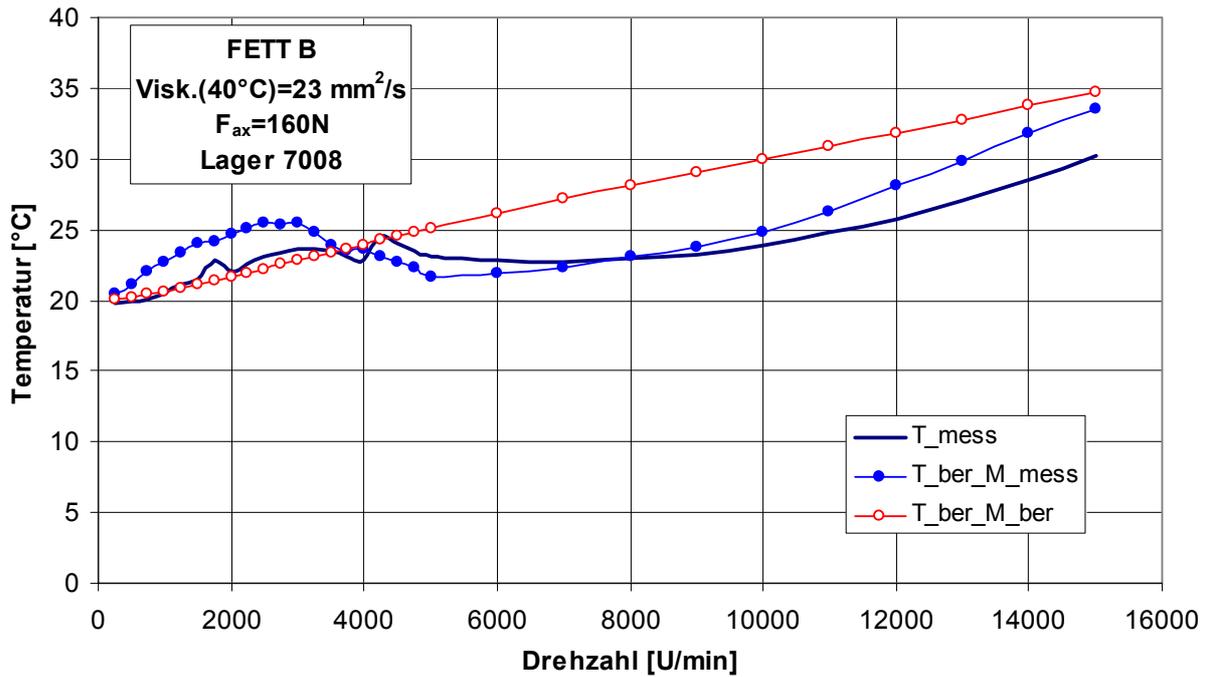


Bild 216: Gegenüberstellung der gemessenen und der berechneten Temperaturen bei den Versuchen mit dem Versuchsfett B ($F_{ax} = 160$ N)

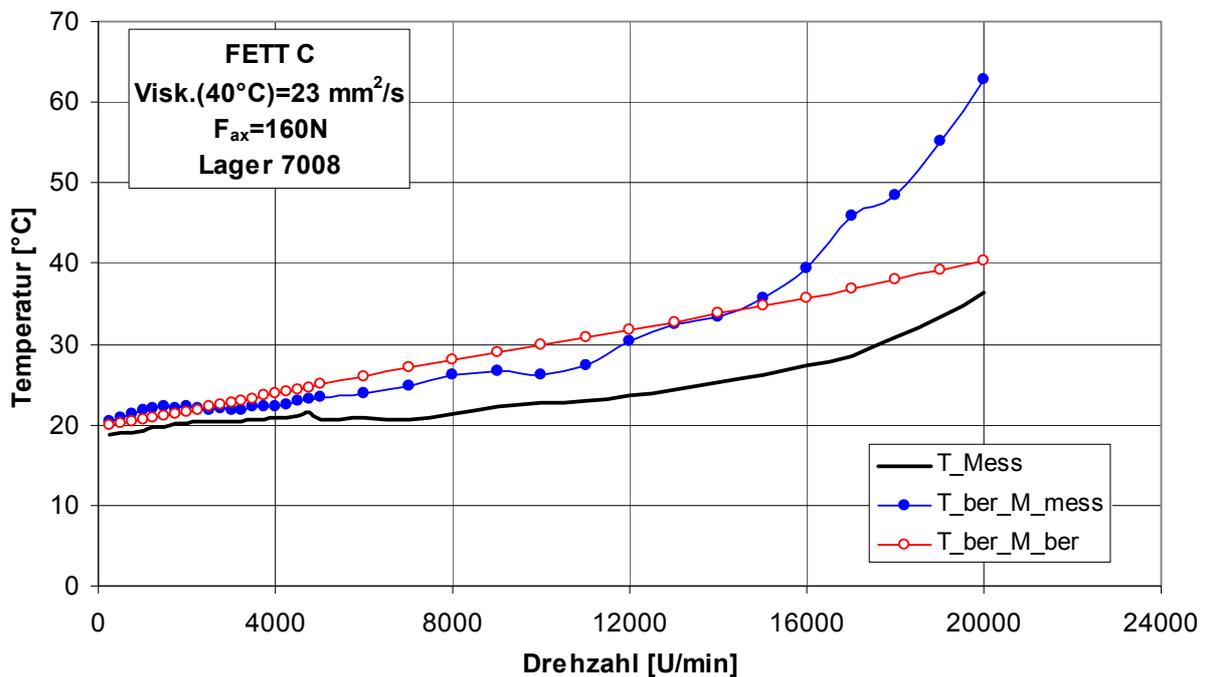


Bild 217: Gegenüberstellung der gemessenen und der berechneten Temperaturen bei den Versuchen mit dem Versuchsfett C ($F_{ax} = 160$ N)

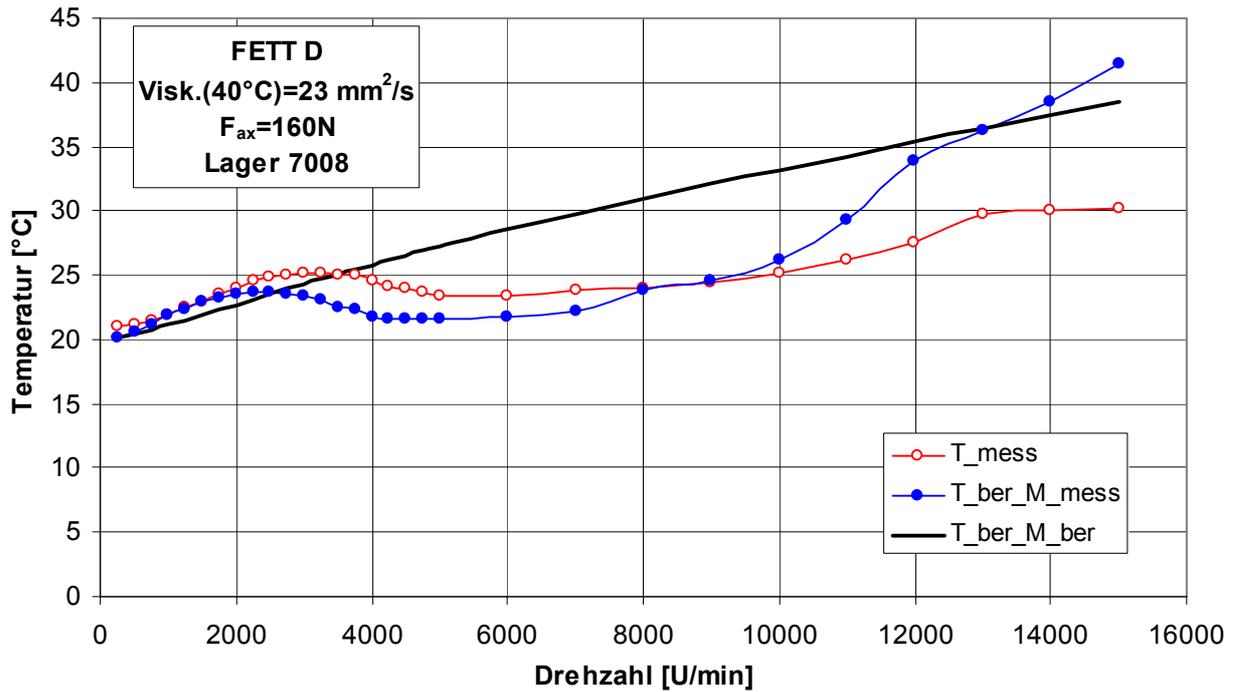


Bild 218: Gegenüberstellung der gemessenen und der berechneten Temperaturen bei den Versuchen mit dem Versuchsfett D ($F_{ax} = 160$ N)

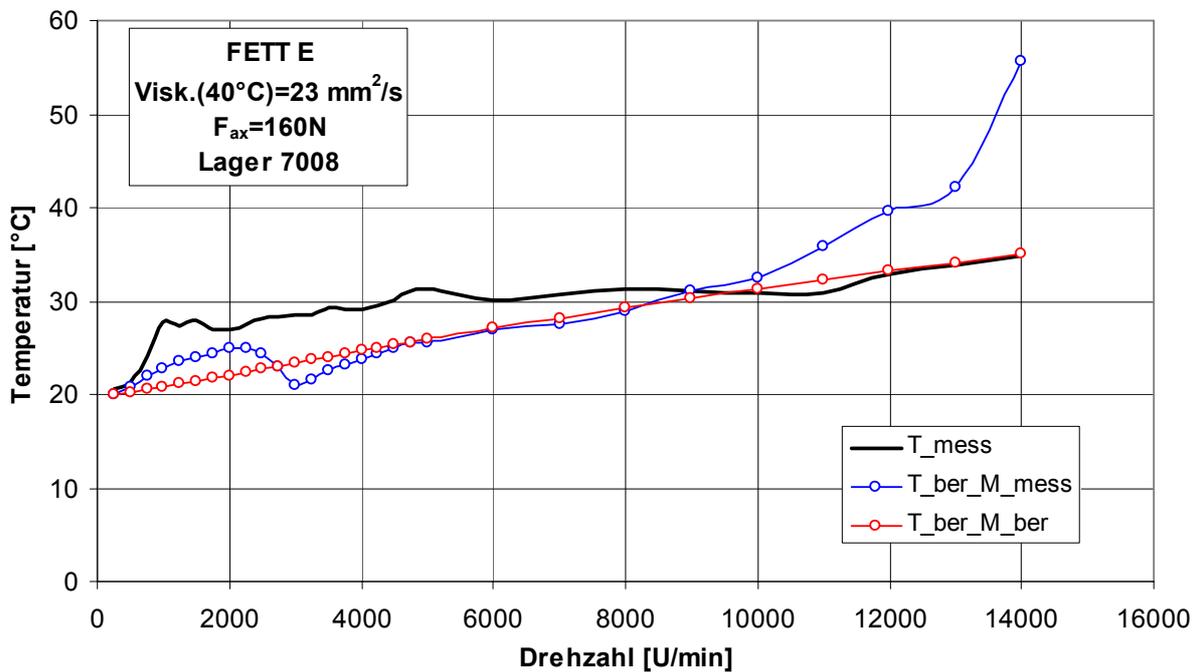


Bild 219: Gegenüberstellung der gemessenen und der berechneten Temperaturen bei den Versuchen mit dem Versuchsfett E ($F_{ax} = 160$ N)

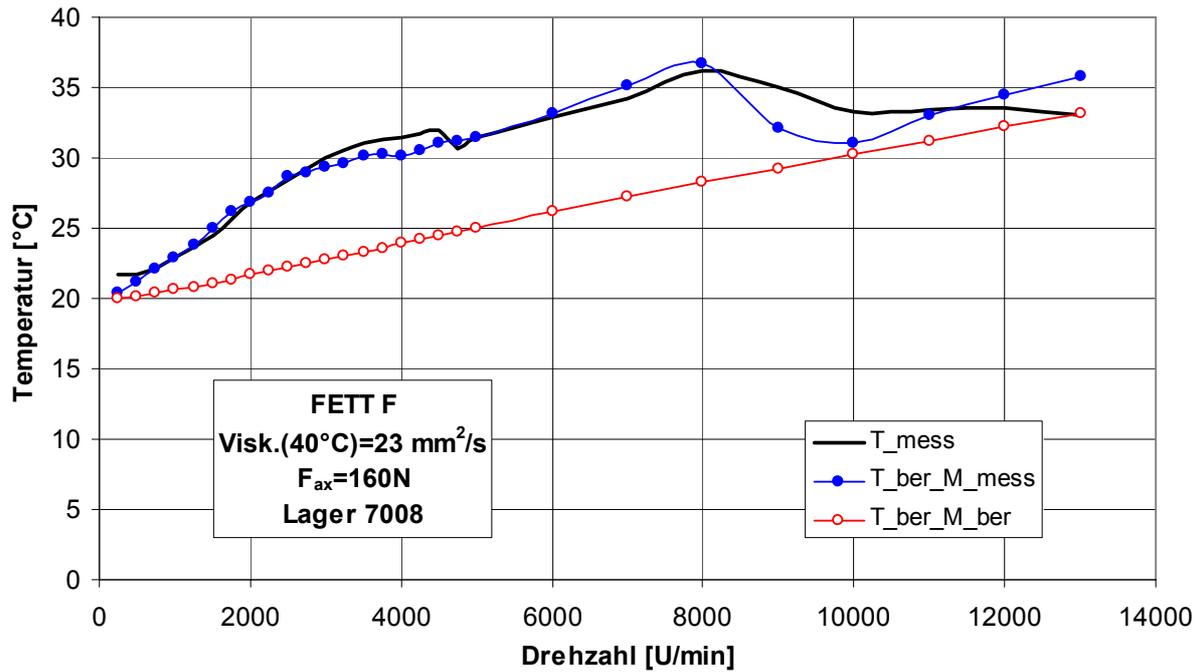


Bild 220: Gegenüberstellung der gemessenen und der berechneten Temperaturen bei den Versuchen mit dem Versuchsfett F ($F_{ax} = 160\text{ N}$)

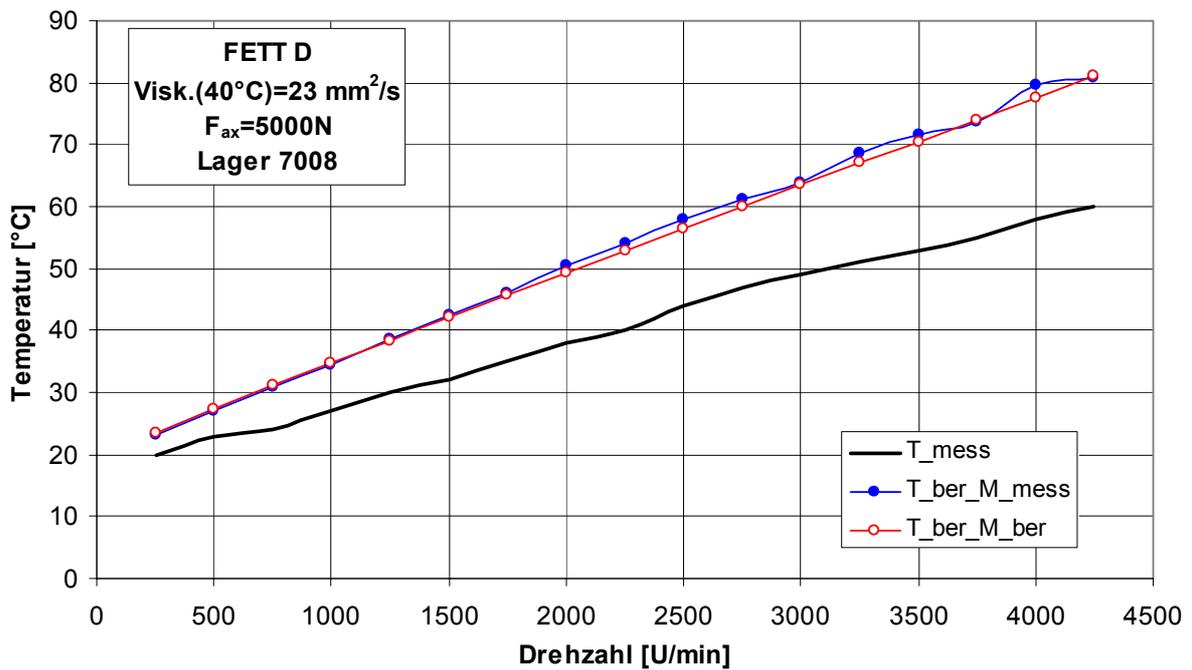


Bild 221: Gegenüberstellung der gemessenen und der berechneten Temperaturen bei den Versuchen mit dem Versuchsfett D ($F_{ax} = 5\text{ kN}$)

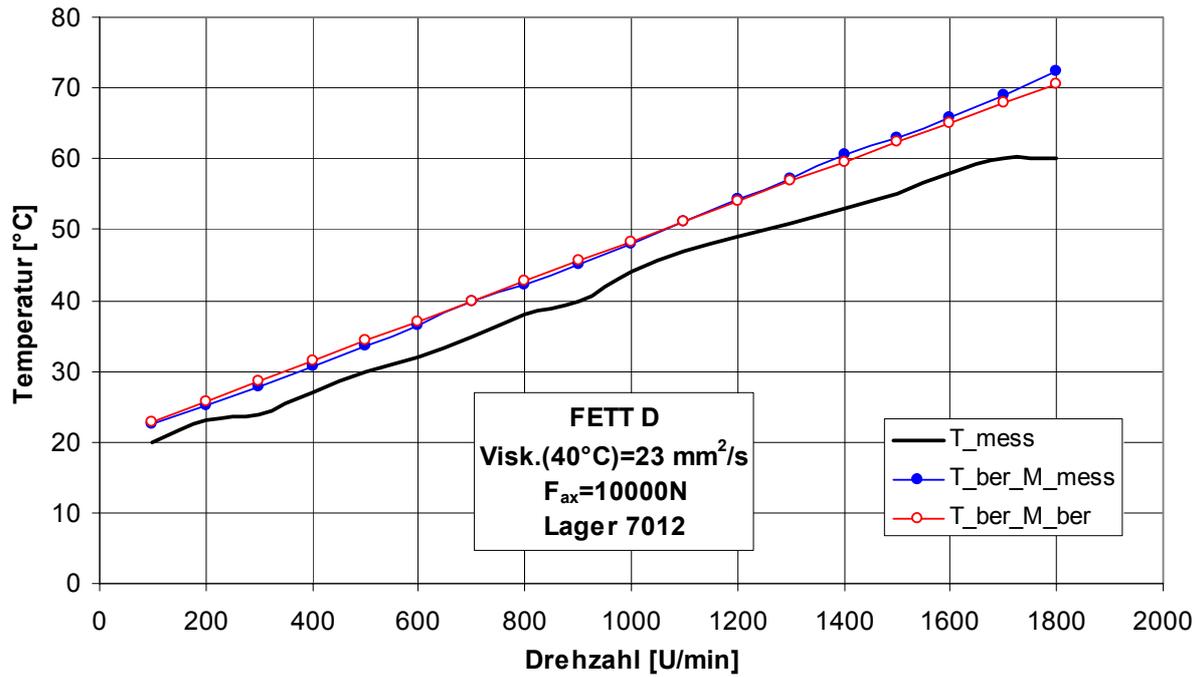


Bild 222: Gegenüberstellung der gemessenen und der berechneten Temperaturen bei den Versuchen mit dem Versuchsfett D ($F_{ax} = 10 \text{ kN}$)

Lebenslauf

Hatem Baly
geb. am 25. Januar 1972 in Tunis

Eltern

Habib Baly
Selma Baly, geb. Ben Amor

Schulbildung

1977 - 1983 École primaire Al Omrane - Tunis
1983 - 1990 Lycée La Martine - Tunis

Studium

1991 Deutschkurs in der EuroSprachSchule in Hannover
1992 - 1993 Niedersächsisches Studienkolleg, Universität Hannover
1993 - 2000 Universität Hannover, Maschinenbaustudium
Abschluss: Dipl.-Ingenieur

Praktika

1996 SA Renault-Tunisie
1999 Willksch-Ellies GmbH

Berufstätigkeit

1995 - 1999 Wissenschaftliche Hilfskraft, Institut für Fertigungstechnik und Spanende Werkzeugmaschinen, Universität Hannover
1999 Wissenschaftliche Hilfskraft, Institut für Umformtechnik und Umformmaschinen, Universität Hannover
2000 Wissenschaftliche Hilfskraft, Fraunhofer Institut für Solare Energie Systeme
2001 - 2005 Wissenschaftlicher Assistent, Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie, Universität Hannover