

# TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

Institut für Maschinen- und Fahrzeugtechnik - Lehrstuhl für Maschinenelemente

## Schleppmomente in Synchronisierungen von Fahrzeuggetrieben

Michael Wirth

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der  
Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

### **Doktor-Ingenieurs**

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. K. Stahl

Prüfer der Dissertation: 1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. B.-R. Höhn (i.R.)  
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. W. Volk

Die Dissertation wurde am 12.04.2012 bei der Technischen Universität  
München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen  
am 06.11.2012 angenommen.

### **Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

ISBN 978-3-8439-0822-1

© Verlag Dr. Hut, München 2013  
Sternstr. 18, 80538 München  
Tel.: 089/66060798  
[www.dr.hut-verlag.de](http://www.dr.hut-verlag.de)

Die Informationen in diesem Buch wurden mit großer Sorgfalt erarbeitet. Dennoch können Fehler nicht vollständig ausgeschlossen werden. Verlag, Autoren und ggf. Übersetzer übernehmen keine juristische Verantwortung oder irgendeine Haftung für eventuell verbliebene fehlerhafte Angaben und deren Folgen.

Alle Rechte, auch die des auszugsweisen Nachdrucks, der Vervielfältigung und Verbreitung in besonderen Verfahren wie fotomechanischer Nachdruck, Fotokopie, Mikrokopie, elektronische Datenaufzeichnung einschließlich Speicherung und Übertragung auf weitere Datenträger sowie Übersetzung in andere Sprachen, behält sich der Autor vor.

1. Auflage 2013

## VORWORT

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente, Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (FZG) der Technischen Universität München. Grundlage der Arbeit bilden die in dieser Zeit bearbeiteten Forschungsvorhaben, die im Auftrag der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) und der Deutschen Wissenschaftlichen Gesellschaft für Erdöl, Erdgas und Kohle e.V. (DGMK) durchgeführt wurden.

Mein Dank gilt allen, die zum Gelingen meiner Dissertation beigetragen haben, insbesondere meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. B.-R. Höhn für die wohlwollende Begleitung meiner zur Dissertation führenden Arbeit,

Herrn Prof. Dr.-Ing. W. Volk für die Durchsicht der Arbeit und die Übernahme des Co-Referats und Herrn Prof. Dr.-Ing. K. Stahl für den Prüfungsvorsitz,

meinem Forschungsgruppenleiter, Herrn Dr.-Ing. H. Pflaum, der die Arbeiten zu dieser Dissertation in den Forschungsvorhaben mit großer Übersicht und Erfahrung begleitete,

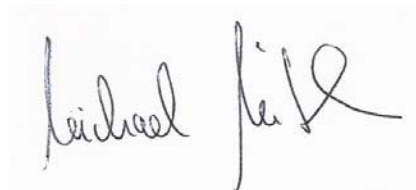
den Mitarbeitern der Werkstatt, des Prüffelds und des Laborbereichs sowie des Sekretariats für die umfassende Mitarbeit und Hilfsbereitschaft. Besonderer Dank gilt dem langjährigen Werkstattleiter, Herrn R. Duschek, für die Unterstützung und seine Freundschaft,

allen Kollegen für das angenehme Arbeitsklima und die fachlichen Diskussionen, insbesondere meinem Nachfolger, Herrn Maximilian Strebel für seine engagierte Hilfsbereitschaft und die Fortsetzung der Forschungsarbeiten. Danken möchte ich auch allen Studenten, die mir während meiner Zeit an der FZG zugearbeitet haben, wobei Herrn Alexander Städele, Herrn Alexander Fuchs und Herrn Maximilian Sperling, sowie Frau Daniela Rottmaier mein ganz besonderer Dank gilt.

Dank auch an meine Lebensgefährtin Frau Michaela Maierthaler, die mir durch ihre Ruhe und Gelassenheit stets Rückhalt und Kraft für meine Arbeit gab.

Ein ganz besonderer Dank gilt meinen Eltern Dr.-Ing. Xaver und Waltraud Wirth, sowie meinem Bruder Dr.-Ing. Christian Wirth für die familiäre Unterstützung.

München, im Dezember 2012

A handwritten signature in black ink, appearing to read "Michael Fell". The signature is written in a cursive, flowing style.



# INHALT

<b>Zeichen, Abkürzungsverzeichnis .....</b>	<b>iii</b>
<b>1 Einleitung .....</b>	<b>1</b>
1.1 Problemstellung.....	1
1.2 Zielsetzung und Lösungsweg .....	2
<b>2 Stand des Wissens .....</b>	<b>5</b>
2.1 Synchronisierungen in KFZ-Schaltgetrieben .....	5
2.2 Grundlagen der Schmierung und Reibung .....	6
2.3 Reibungsverhalten von Synchronisierungen .....	16
2.4 Getriebeverluste, Schleppmomente von Kupplungen .....	17
<b>3 Experimentelle Untersuchungen.....</b>	<b>21</b>
3.1 Prüfstand, Messtechnik, Teile und Öle.....	21
3.2 Maßgebliche Einflussfaktoren .....	28
3.2.1 Drehzahl- und Beölungssituation .....	28
3.2.2 Ölvolumenstrom.....	45
3.2.3 Reibpaarung, axiales Lüftspiel und Betriebsölviskosität .....	48
3.2.4 Anzahl der Reibflächen bei PKW-Synchronisierungen und Innenbeölung.....	65
3.2.5 Baugröße bei Messing Synchronisierungen .....	66
3.2.6 Schleppmomente einer Außenkonussynchronisierung.....	72
3.3 Nennenswerte Einflussfaktoren.....	75
3.3.1 Nutung EK144-EF5010 / Innenbeölung .....	75
3.3.2 Bauteildynamik des Synchronrings.....	76
3.3.3 Variation Synchrosystem (SKS-System).....	80
3.4 Geringe Einflussfaktoren .....	82
3.4.1 Anzahl der Reibflächen bei PKW-Synchronisierungen und Außenbeölung .....	83
3.4.2 Exzentrizität von Synchron- und Kupplungskörper .....	84
3.4.3 Ölimpuls.....	85
3.4.4 Planlaufabweichung von Synchron- und Kupplungskörper .....	87
3.4.5 Versuche mit zwangsgelüftetem Synchronring .....	91
3.4.6 Variation Schmierstoff.....	92
3.5 Abschätzung des Energieeinsparpotentials .....	95
3.6 Schleppmomente von Synchronisierungen und Lamellenkupplungen .....	96
<b>4 Mathematische Beschreibung der Schubspannung .....</b>	<b>101</b>
4.1 Innenbeölung.....	102
4.1.1 Anwendungsbeispiel EK144 .....	103
4.1.2 Anwendungsbeispiel DK128 .....	107
4.2 Außenbeölung .....	108

4.2.1 Anwendungsbeispiel TK89-EF5010 .....	110
4.3 Ermittlung von Synchro-Schleppmomenten in der Praxis.....	113
<b>5 Zusammenfassung .....</b>	<b>117</b>
<b>6 Literatur .....</b>	<b>121</b>
6.1 Verwendete Literatur .....	121
6.2 Dissertationen der FZG .....	128
<b>7 Anhang.....</b>	<b>143</b>

**ZEICHEN, ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS**

$a$	kumuliertes axiales Lüftspiel
$a_{\text{Flieh}}$	Fliehbeschleunigung
$A_i$	Fläche der Reibfläche $i$
$B$	Lager-Nennbreite
$D$	Lager-Nenndurchmesser
$dA$	inkrementelles Flächenelement in der Reibfläche
$F$	Lagerkraft (Nennbelastung)
$F_R$	Reibungskraft
$F_{\text{Reib}}$	Reibungskraft im Mischreibungsgebiet
$h$	Schmierfilmdicke
$h^*$	durchschnittlicher Abstand zwischen zwei Reibflächen
$h_{\text{min,tr}}$	minimale Übergangs-Schmierfilmdicke
$m$	Richtungskonstante der VT-Geraden
$n$	Anzahl der Reibflächen
$\Delta n$	Differenzdrehzahl
NFZ	Nutzfahrzeug
NSG	Newtonsches Schubspannungsgesetz
$n_{\text{KK}}$	Drehzahl Kupplungskörper
$n_{\text{SK}}$	Drehzahl Synchronkörper
$p_c$	Kontaktdruck auf den Festkörpertraganteil
$R_a$	Mittenrauhwert
$R_k$	Kernrauhtiefe
$R_{\text{pk}}$	Reduzierte Spitzenhöhe
$R_z$	Gemittelte Rauhtiefe
$r_i$	mittlerer Reibradius der Reibfläche $i$
$R_{zL}$	gemittelte Rauhtiefe der Lagergleitfläche
$R_{zW}$	gemittelte Rauhtiefe der (härteren) Wellengleitfläche

$u$	Gleitgeschwindigkeit
$z$	Koordinate senkrecht zur Reibfläche
$\alpha$	Konuswinkel
$\alpha$	Viskositätsexponent
$\alpha_p$	Druck-Viskositätskoeffizient
$\beta$	Abstandsexponent
$\eta$	dynamische Viskosität
$\eta(\vartheta, p_0)$	dynamische Viskosität bei lokaler Temperatur und Umgebungsdruck
$\mu$	Reibungszahl
$\mu_c$	Reibungszahl im Festkörpertraganteil
$\nu$	kinematische Viskosität
$\rho$	Dichte des Schmierstoffs
$\tau$	Schubspannung
$\tau_i$	Schubspannung auf Reibfläche $i$
$\vartheta_{Öl}$	Betriebsölnentemperatur
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit



# EINLEITUNG

## 1.1 Problemstellung

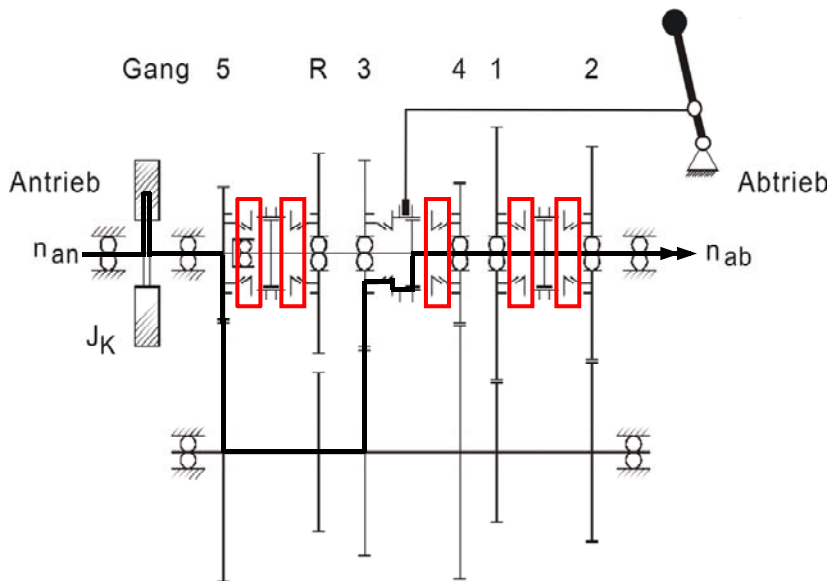
Aufgrund der kontinuierlich steigenden Anforderungen an die Reduzierung des CO<sub>2</sub> – Ausstoßes von Personen- und Nutzfahrzeugen rückt die Wirkungsgradoptimierung des Antriebsstrangs immer mehr in den Fokus der Forschungs- und Entwicklungsarbeit. Dies betrifft nicht nur das Wirkungsgradverhalten auf Systemebene, sondern auch auf Komponentenebene, wobei für jede Getriebekomponente die Verluste zu minimieren sind.

Der Erkenntnisstand der lastabhängigen und der lastunabhängigen Verluste von Zahnrädern, Lagern und Dichtungen ist relativ hoch.

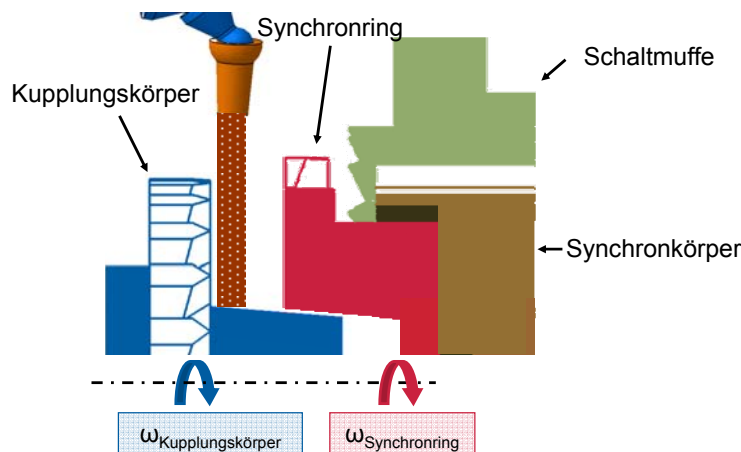
Bezüglich der „internen“ Schleppmomente und –verluste der Synchronisierungen in Fahrzeuggetrieben gibt es dagegen bisher einen unzulänglichen Kenntnisstand. Synchronisierungen sind üblicherweise als Kegelreibkupplungen ausgeführt und ermöglichen den Drehzahlgleich der leistungsübertragenden Komponenten im Getriebe.

Im Betrieb eines Fahrzeuggetriebes ist während der Fahrt jeweils ein Gang eingelegt. Die Synchronisierung, bestehend aus Kupplungskörper (Konus), Synchronring, Synchronkörper und Schaltmuffe (**Bild 2-1**), dieses Ganges rotiert verlustfrei mit dem Schaltrad mit. Synchronring und Konus aller anderen Synchronisierungen des Getriebes rotieren mit Differenzdrehzahl, wodurch Verluste entstehen.

In **Bild 1-1** ist schematisch ein 5-Gang Handschaltgetriebe gezeigt, bei dem der dritte Gang eingelegt ist. Synchronringe und Kupplungskörper der Gänge 1, 2, 4, 5 und des Rückwärtsgangs rotieren unter Differenzdrehzahl und verursachen Schleppmomente durch Grenz-, Misch- oder Flüssigkeitsreibung und damit Energieverluste.



**Bild 1-1:** 5-Gang Handschaltgetriebe



**Bild 1-2:** Modell zur Einbausituation einer Synchronisierung

führt. Die Reibfläche der Synchronisierung ist während des Betriebs mit Öl benetzt, wodurch aufgrund von Fluidscheerung auch ohne Festkörperkontakt Schleppmomente und Verluste entstehen können. Dies lässt folgern, dass sich eine Vielzahl an Einflussparametern auf die Schleppmomente auswirken. So werden sich Schmierstoff und

Ölungssituation, sowie alle Unterschiede in der Einbausituation, welche die Position des Synchrönrings gegenüber dem Kupplungskörper verändern, auf das Schleppmoment auswirken.

Nur durch die Kenntnis der Wirkmechanismen und derer Wechselwirkungen kann die jeweils an den konkreten Einsatz- und Anwendungsfall angepasste Lösung entwickelt und kostengünstig realisiert werden.

## 1.2 Zielsetzung und Lösungsweg

Die Verluste von nicht geschalteten Synchronisierungen in KFZ-Getrieben wurden bisher für die Auslegung und Dimensionierung von KFZ-Getrieben nicht berücksichtigt. Zukünftig müssen diese aber unter dem Aspekt der Wirkungsgradoptimierung und CO<sub>2</sub>-Minimierung miteinbezogen werden.

**Bild 1-2** zeigt modellhaft die Einbausituation für eine nicht geschaltete Synchronisierung im Getriebe. Die Schaltmuffe ist in der Neutralstellung. Der Synchrönring ist axial und in Umfangsrichtung in den Taschen des Synchrönrkörpers frei beweglich. Der Synchrönring kann dadurch den Kupplungskörper während des Betriebs berühren, was unter Differenzdrehzahl zu Verlusten

führt. Die Reibfläche der Synchronisierung ist während des Betriebs mit Öl benetzt, wodurch aufgrund von Fluidscheerung auch ohne Festkörperkontakt Schleppmomente und Verluste entstehen können. Dies lässt folgern, dass sich eine Vielzahl an Einflussparametern auf die Schleppmomente auswirken. So werden sich Schmierstoff und

Im Rahmen dieser Dissertation sollen die grundlegenden Erkenntnisse zu den Parametern, welche die Schleppmomente der nicht geschalteten Synchronisierung beeinflussen, erarbeitet werden.

Im Einzelnen werden die Einflüsse von

- Synchro-System (Einfach-, Doppel-, und Dreifachkonussynchronisierung)
- Baugröße
- Reibwerkstoff/Reibpaarung
- Schmierstofftemperatur bzw. -viskosität und Ölvolumenstrom
- Schmierstoffeinfluss (Grundöl und Additivierung)
- Beölungssituation (Innen- und Außenbeölung)
- Axialspiel des Synchronrings (Abstand von Synchronkörper und Konus)
- Absolut- und Differenzdrehzahl
- Exzentrizität von Synchron- und Kupplungskörper
- Planlaufabweichung des Synchronkörpers
- Bauteildynamik (axiale Anregung des Synchronrings)

untersucht.

Neben den wesentlichen Einflussgrößen werden auch die quantitativen Auswirkungen dieser Parameter auf das Schleppmoment in einem repräsentativen Bereich ermittelt, um mögliche Energieeinsparungen abschätzen zu können.

Die Einflussparameter werden in Kategorien „maßgeblicher Einfluss“ – „nennenswerter Einfluss“ – „geringer Einfluss“ auf das Schleppmoment eingeteilt und die erhaltenen Versuchsergebnisse mit theoretischen Ansätzen zur Berechnung der Reibungsverluste korreliert.

Aufbauend auf den der Reibung zugrunde liegenden physikalischen Wirkmechanismen werden Gleichungen entwickelt, welche die Schleppmomente von nicht geschalteten Synchronisierungen in Abhängigkeit von maßgeblichen Einflussparametern näherungsweise berechnen. Eine auf den durchgeführten Untersuchungen aufbauende Anleitung zur Bestimmung von Schleppmomenten nichtgeschalteter Synchronisierungen von Fahrzeuggetrieben soll die Abschätzung von Schleppmomenten im realen Fahrzeuggetriebe erleichtern.

Ergänzend werden Schleppmomentverhalten von Synchronisierungen und Lamellenkupplungen verglichen, um mögliche gemeinsame Wirkmechanismen zu ergründen.



## 2

**STAND DES WISSENS****2.1 Synchronisierungen in KFZ-Schaltgetrieben**

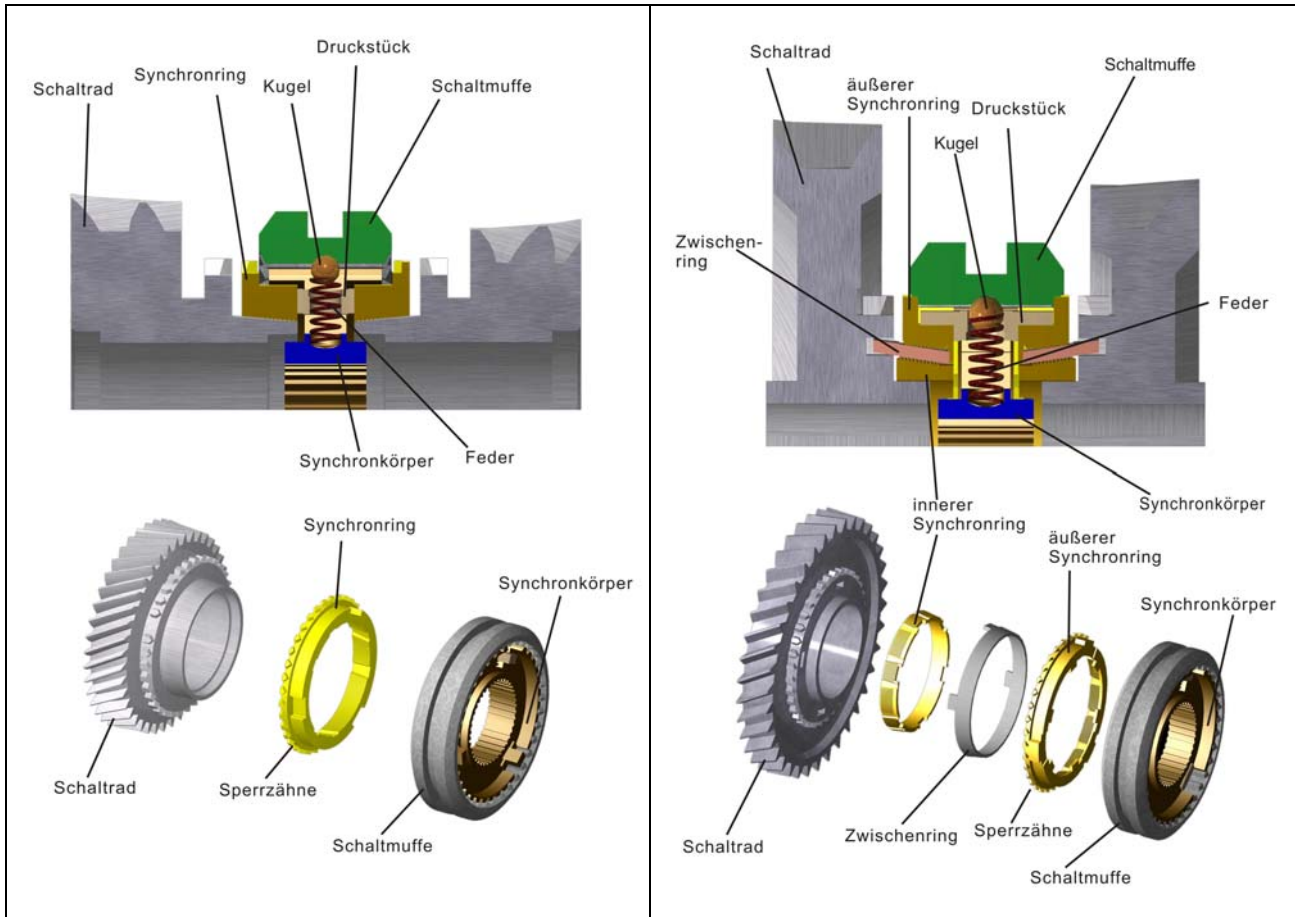
Die Aufgabe der Synchronisierung ist nach [K2] die Herstellung des komfortablen Drehzahlangleichs der leistungsübertragenden Komponenten des Zielgangs bei einem Gangwechsel, um nach erfolgtem Formschluss das Schließen der Kupplung wieder zu ermöglichen.

[K2] gliedert den Ablauf der Synchronisation in unterschiedliche Phasen:

Beim Verschieben der Schiebemuffe aus der Neutralstellung in Richtung des Zielgangs, berühren die Druckkugeln während der Vorsynchronisierungsphase die Innenseite der Schaltmuffe (vgl. **Bild 2-1**). Das Druckstück stützt sich infolge der Kraft zwischen Muffe und Rastierkugel seitlich am Synchronring ab und die Reibflächen berühren sich.

Durch das Reibmoment während der Vorsynchronisation kommt es zum Verdrehen des Synchronrings in den Taschen des Synchronkörpers und ein axiales Weiterschieben der Muffe in Richtung Schaltrad ist aufgrund der reibungsbedingten Sperrwirkung der Sperrzähne nicht möglich, solange durch Drehzahldifferenzen zwischen Synchronring und Reibkonus am Schaltrad ein Reibmoment induziert wird (vgl. [N1]).

Während der Synchronisierungsphase werden infolge des Reibmoments zwischen Synchronring und Konus die zu synchronisierenden Getriebeteile beschleunigt oder abgebremst bis Gleichlauf erreicht ist. Durch den Wegfall der Relativbewegung der Reibflächen fällt das Reibmoment auf nahezu Null ab und der Synchronring kann von der Schaltmuffe zurück gedreht werden.

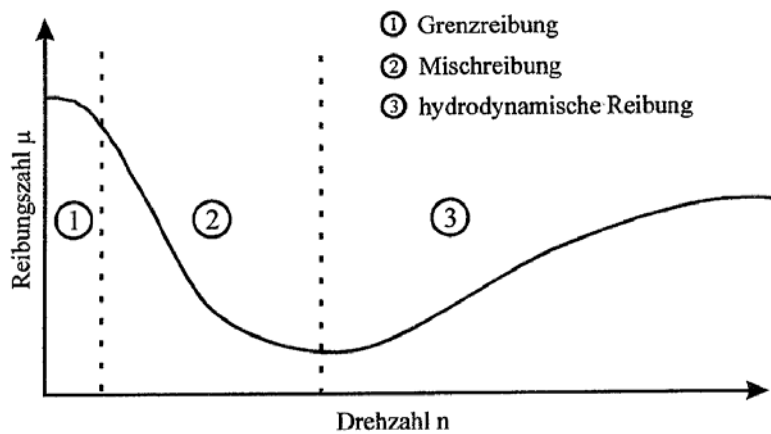


**Bild 2-1:** Aufbau einer Einfachkonus- und einer Doppelkonussynchronisierung [T2]

## 2.2 Grundlagen der Schmierung und Reibung

### Stribeck-Kurve

Durch Schmierstoffe kann der unmittelbare Kontakt zwischen einem Grundkörper und dem korrespondierenden Gegenkörper vollständig oder teilweise verhindert werden. Inwieweit diese Trennung geschieht, hängt von der Gestalt der Körper, der Anordnung der Oberflächen, der Schmierstoffviskosität sowie der Beanspruchung ab. Bei Reibkontakten in Synchronisierungen und Lamellenkupplungen können dabei die Reibungszustände Grenzreibung, Mischreibung und hydrodynamische Reibung auftreten, die anhand der Stribeck-Kurve untergliedert werden können. Bei Grenzreibung erfolgt die Übertragung der Normal- und Scherkräfte ausschließlich durch Festkörperkontakt, wobei die tribologisch beanspruchten Oberflächen in der Regel mit Adsorptionsschichten und Reaktionsschichten bedeckt sind. Bei hydrodynamischer Schmierung sind Grund- und Gegenkörper durch einen Schmierfilm vollständig voneinander getrennt. Die Schmierfilmdicke ist größer als die Summe der Rauheiten der beiden Körper. Die Reib- und Normalkräfte werden ausschließlich durch das Öl übertragen. Als Mischreibung wird der Übergangsbereich zwischen Grenzreibung und hydrodynamischer Reibung bezeichnet. Die Kräfte werden dabei anteilig durch Grenzreibung und hydrodynamische Reibung übertragen [G1].



**Bild 2-2:** Stribeck-Kurve [G1, N2]

### Grenzreibung

[B2], [R1], [S2] und [S6] beschäftigen sich mit der Berechnung von Reibkontakten. [B2] beschreibt die Festkörperreibrbeitsarbeit mit Verweis auf Fleischer als Summe der Deformation und Adhäsion:

$$W_{fs} = W_{fs, def} + W_{fs, ad} \tag{1}$$

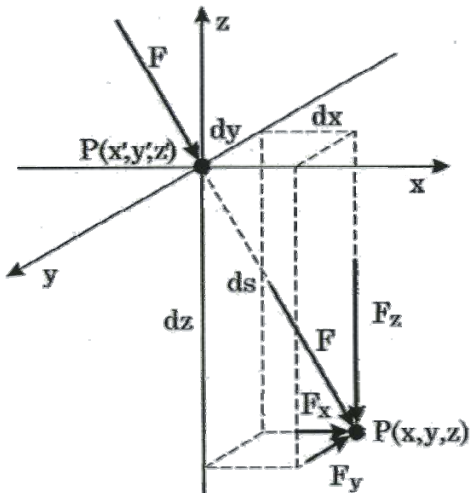
$W_{fs, def}$	Deformationskomponente	$W_{fs, ad}$	Adhäsionskomponente
---------------	------------------------	--------------	---------------------

Nach [B2] gilt folgende Definition für Deformation (vgl. **Bild 2-3**):

$$W_{def} = \int_0^s F ds = \int_0^x F_x dx + \int_0^y F_y dy + \int_0^z F_z dz \approx W_{def, x} + W_{def, y} + W_{def, z} \approx W_{def, z} = W_{def, z} \tag{2}$$

$W_{def}$	Deformationsarbeit	$W_{def, z}$	Deformationsarbeit in z-Richtung
$W_{def, x}$	Deformationsarbeit in x-Richtung	$W_{def, n}$	Deformationsarbeit in Normalenrichtung
$W_{def, y}$	Deformationsarbeit in y-Richtung		

Die deformationsbedingte Reibrbeitsarbeit setzt sich analog der Deformationsarbeit aus einem elastischen und einem plastischen Anteil zusammen. Der Verlust beim elastischen Anteil der Reibrbeitsarbeit entsteht aus der unvollkommenen Elastizität der Werkstoffe und wird von [B2] als elastische Hysterese bzw. mechanische Dämpfung genannt.



Die Größe des Hysterese faktors  $H_{red}$  ist vom Werkstoff, der Deformationsgeschwindigkeit und der Beanspruchung abhängig. Der plastische Anteil geht zu 100% die deformationsbedingte Reibungsarbeit, der elastische Anteil wird über  $H_{red}$  in die deformationsbedingte Reibungsarbeit eingerechnet [B2] (Gleichung (3)).

**Bild 2-3:** Zerlegung der Kraft  $F$  in die Teilkräfte  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$ ; nach [B2]

Es ergibt sich:

$$W_{fs, def} \approx H_{red} \cdot W_{def, n, el} + W_{def, n, pl} \quad (3)$$

$W_{fs, def}$	deformationsbedingte Reibungsarbeit	$W_{def, n, pl}$	plastische Deformationsarbeit in Normalenrichtung
$W_{def, n, el}$	elastische Deformationsarbeit in Normalenrichtung	$H_{red}$	Hysterese faktor

Adhäsion beschreibt nach [B2] das Aneinanderhaften verschiedenartiger Stoffe an deren Grenzfläche durch zwischenmolekulare Kräfte. Diese Kräfte nehmen mit der Anzahl der wechselwirkenden Atome bzw. mit der Verringerung des Abstands zwischen den Atomen zu.

[B2] weist in seiner Arbeit ebenfalls darauf hin, dass das Reibungsverhalten bei Festkörperreibung in großem Maße durch Struktur und Eigenschaften der sich ausbildenden Grenzschichten bestimmt wird.

[W5] untersuchte den tribologischen Schichtaufbau bei Synchronisierungen und seinen Einfluss auf Verschleiß. Er erklärt, dass die in seiner Arbeit angewendeten grenztechnischen Analysen SNMS, SIMS und XPS zur Beschreibung des Grenzschichtaufbaus hinsichtlich seiner Wirkung auf die Reibkräfte bei Synchronisierungen nicht ausreichen.

### Mischreibung

Zurückgehend auf Vogelpohl [V1] kann die Gesamtbelastung im Mischreibungskontakt zur Reibkraftermittlung auf hydrodynamischen Traganteil und Festkörpertraganteil aufgeteilt werden [K5].



$$F_{\text{Reib}} = \mu_c \cdot \int p_c \cdot dA + \int \eta \cdot \frac{\partial u}{\partial z} \cdot dA$$

Nach analoger Überlegung ergibt sich für die Reibungszahl [P4]:

$$\mu = \frac{\int \tau_{\text{Grenz}} \cdot dA_{\text{Grenz}} + \int \tau_{\text{Fluid}} \cdot dA_{\text{Fluid}}}{F_N} \quad (4)$$

$F_{\text{Reib}}$	[N]	Reibungskraft im Mischreibungsbiet	$z$	[m]	Koordinate senkrecht zur Reibfläche
$\mu_c$	[-]	Reibungszahl des Festkörpertraganteils	$dA$	[m <sup>2</sup> ]	inkrementelles Flächenelement in der Reibfläche
$\eta$	[Nsm <sup>-2</sup> ]	dynamische Viskosität	$p_c$	[Nm <sup>-2</sup> ]	Kontaktdruck auf den Festkörpertraganteil
$u$	[ms <sup>-1</sup> ]	Gleitgeschwindigkeit			

[R1] gibt in seiner Arbeit einen Überblick über die Berechnung von Mischreibungskontakten und verweist unter anderem zur Berechnung der Flüssigkeitsreibung auf die Verwendung des Newton'schen Schubspannungsansatzes.

[S6] gibt zur Berechnung eines Kontakts unter Bedingungen der Mischreibung folgenden Zusammenhang an:

$$F_R = F_{\text{Def}} + F_{\text{Adh}} + F_{\text{Fluid}} \quad (5)$$

$F_R$	Reibungskraft	$F_{\text{Adh}}$	Adhäsionskomponente
$F_{\text{Def}}$	Deformationskomponente	$F_{\text{Fluid}}$	Fluidreibungskraft

Für die minimalen Übergangs-Schmierfilmdicke  $h_{\text{min,tr}}$  bei hydrodynamischen Radial-Gleitlagern beim Übergang von der hydrodynamischen Reibung in die Mischreibung ergibt sich nach [N2]:

$$h_{\text{min,tr}} = 1,5 R_{zW} + 0,5 R_{zL} + \text{Lagerformabweichungen} + \text{Wellenformabweichungen} \quad (6)$$

$h_{\text{min,tr}}$	[μm]	minimale Übergang-Schmierfilmdicke	$R_{zW}$	[μm]	gemittelte Rauhtiefe der (härteren) Wellengleitfläche
$R_{zL}$	[μm]	gemittelte Rauhtiefe der Lagergleitfläche			

Für den Bereich hydrodynamischer Reibung gilt für den laminaren Strömungszustand, in dem die Oberflächenrauheit nach [S3] meist von geringer Bedeutung ist, das Newtonsche Schubspannungsgesetz für ein ideales (nahezu) unbelastetes Radiallager [N2]:

$$\tau = \eta \cdot \dot{\gamma} \quad (\text{für ein lineares Geschwindigkeitsprofil gilt: } \dot{\gamma} = \frac{du}{dz} = \frac{U}{h}) \quad (7)$$

$\eta$	[Nsm <sup>-2</sup> ]	dynamische Viskosität	$U$	[ms <sup>-1</sup> ]	Differenzgeschwindigkeit
$\dot{\gamma}$	[s <sup>-1</sup> ]	Scherrate	$h$	[m]	Schmierfilmdicke

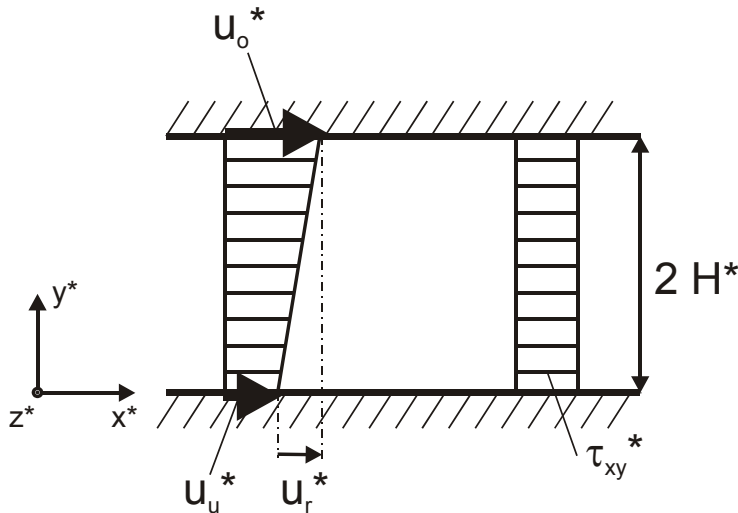
Die Reibungszahl errechnet sich unter Annahme eines linearen Geschwindigkeitsprofils zu:

$$\mu = \frac{F_R}{F} = \frac{B \cdot D}{F} \cdot \pi \cdot \eta \cdot \frac{U}{h} \quad (8)$$

$F_R$	[N]	Reibungskraft	$\eta$	[Pas]	dynamische Viskosität
$F$	[N]	Lagerkraft (Nennbelastung)	$U$	[ms <sup>-1</sup> ]	Differenzgeschwindigkeit
$B$	[m]	Lager-Nennbreite	$h$	[m]	Schmierfilmdicke
$D$	[m]	Lager-Nenndurchmesser			

„Ein lineares Geschwindigkeitsprofil wird bei einer Couette-Strömung eines Newtonschen Fluids unterstellt (**Bild 2-4**). Die Couette-Strömung ist eine exakte Lösung der vollständigen Grundgleichungen, d.h. der allgemeinen Impulsbilanzgleichungen bzw. der Navier-Stokes Gleichungen, wenn zusätzlich Newtonsches Fluidverhalten unterstellt wird“ [H1]. [H1] definiert weiter: „Unter einer ebenen Couette –Strömung versteht man diejenige Strömung, die zwei ebene Platten im Abstand  $2H^*$  durch ihre Relativbewegung  $u_r^*$  induzieren. Unabhängig von den Fluideigenschaften (Newtonsches, Nicht-Newtonches Fluid) und unabhängig vom Strömungszustand, gilt dabei für den Geschwindigkeitsvektor  $\vec{v}^* = (u^*, v^*, w^*)$  in dem kartesischen Koordinatensystem der nachfolgenden Skizze aufgrund der unterstellten Strömungssituation  $\vec{v}^* = (u^*(y^*), 0, 0)$ .“

In einem solchen Strömungsfeld kann nur die Schubspannungskomponente  $\tau_{xy}^*$  ( $= \tau_{yx}^*$ ) von Null verschieden sein, weil nur ein Geschwindigkeitsgradient  $\frac{\partial u^*}{\partial y^*} \neq 0$  vorkommt. Da zusätzlich der Druck  $p^*$  im ganzen Feld konstant angenommen wird, folgt aus einer Kräftebilanz:  $\tau_{xy}^* = \text{const.}$ “



**Bild 2-4:** Darstellung Couette-Strömung [H1]

**Laminare Couette-Strömung eines Newtonschen Fluides**

Aus der Bedingung  $\tau_{xy}^* = \text{const}$  und  $\tau_{xy}^* = \eta \frac{du^*}{dy^*}$  folgt bei konstantem  $\eta$  der lineare Geschwindigkeitsverlauf  $u^*(y^*)$  zwischen den Platten. Es gilt somit für die Schubspannung für die in **Bild 2-4** dargestellte Skizze nach [H1]:

$$\tau_{xy}^* = \eta \frac{u_r^*}{2H^*} \tag{9}$$

$u^*$	$[\text{ms}^{-1}]$	Geschwindigkeitskomponente in $x^*$ -Richtung	$u_r^*$	$[\text{ms}^{-1}]$	Relativgeschwindigkeit der Wände ( $u_o^* - u_u^*$ )
$v^*$	$[\text{ms}^{-1}]$	Geschwindigkeitskomponente in $y^*$ -Richtung	$\tau_{xy}$	$[\text{Nm}^{-2}]$	Schubspannung in $x^*$ - Richtung
$w^*$	$[\text{ms}^{-1}]$	Geschwindigkeitskomponente in $z^*$ -Richtung	$\eta$	$[\text{Nsm}^{-2}]$	dynamische Viskosität
$u_u^*, u_o^*$	$[\text{ms}^{-1}]$	Geschwindigkeit der unteren, oberen Wand	$H^*$	$[\text{m}]$	halber Plattenabstand

Diese Beziehung entspricht dem Newtonschen Schubspannungsgesetz für ein lineares Geschwindigkeitsprofil.

**Viskosität von Schmierstoffen - Druck und Temperaturverhalten**

Bei den Grundölen vieler Getriebeöle handelt es sich um paraffinbasierte Mineralöle. Diese Schmierstoffe verhalten sich bei geringen Relativgeschwindigkeiten wie Newtonsche Fluide, d.h. die Viskosität ist nicht vom Schergefälle abhängig [G3].

Spilker [S8] erläutert in seiner Dissertation unterschiedliche Ansätze zur Berechnung der Viskosität, wobei er zwischen Viskositäts-Temperatur-Verhalten und Viskositäts-Temperatur-Druck-Verhalten differenziert.

Zur Berechnung des Viskositäts-Temperatur-Verhalten stellt er unter anderem den Ansatz nach Vogel (Gleichung 10) und die Berechnung nach Ubbelohde-Walther vor. Die DIN 51563 [D1] rechnet für Mineralöle und verwandte Stoffe mit den Gleichungen nach Ubbelohde-Walther (Gleichung 11). Aus den bei mindestens zwei verschiedenen Temperaturen ermittelten kinematischen Viskositäten wird die Richtungskonstante  $m$  berechnet. Die aus zwei Viskositätswerten bei den Temperaturen  $+40\text{ °C}$  und  $+100\text{ °C}$  ermittelten Geraden sind für die in der Dissertation untersuchten Modellöle in ein Ubbelohde-Walther-Diagramm eingezeichnet (**Bild 2-5**).

$$\ln \frac{\eta}{A} = \frac{B}{\vartheta + C} \quad (10)$$

---

$\eta$	[MPas]	dynamische Viskosität		
A	[MPas]		B	[K]
$\vartheta$	[K]	Temperatur	C	[K]

---

$$m = \frac{W_1 - W_2}{\lg T_2 - \lg T_1} \quad (11)$$

mit

$$W = \lg \lg(\nu + 0,8)$$

---

m	[-]	Richtungskonstante der VT-Geraden		
$\nu$	[cSt]	Zahlenwert der kinematischen Viskosität	T	[K] Prüftemperatur

---

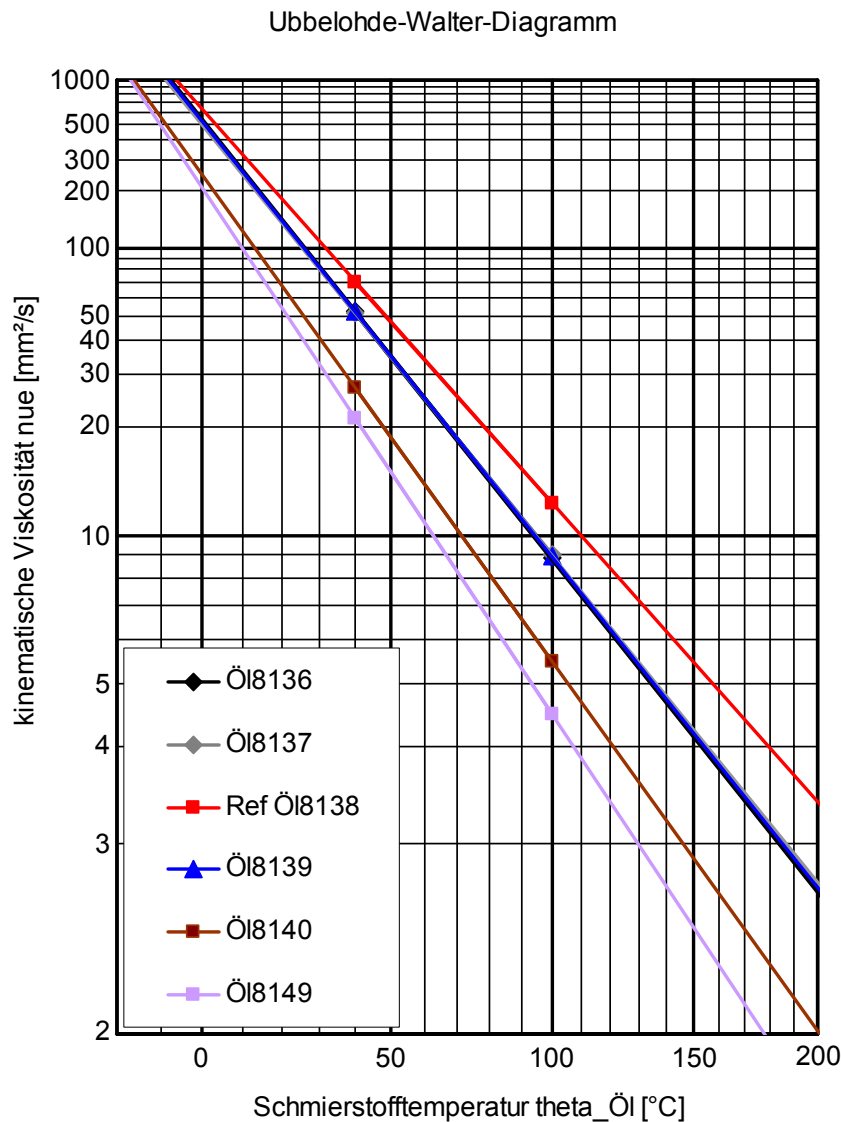


Bild 2-5: Ubbelohde-Walther-Diagramm

Für das Viskositäts-Temperatur-Druck-Verhalten geben [S8] und [G3] den Ansatz von Barus (Gleichung 12) an.

$$\eta(\vartheta, p) = \eta(\vartheta, p_0) \cdot e^{\alpha_p \cdot p} \quad (12)$$

$\eta$	[MPas]	dynamische Viskosität	$p$	[MPa]	Druck
$\alpha_p$	[MPa <sup>-1</sup> ]	Druck-Viskositätskoeffizient	$\vartheta$	[K]	Temperatur des Schmierstoffs
			$\dot{\gamma}$	[s <sup>-1</sup> ]	Scherrate

Sind von einem Schmierstoff zusätzlich zwei Viskositätsmessungen bei hohen Pressungen bekannt, so verweist [G3] auf die Erweiterung der Vogel-Gleichung nach Rodermund [R2], wodurch die Viskosität genauer bestimmt werden kann. Weitere Ansätze für die Berech-

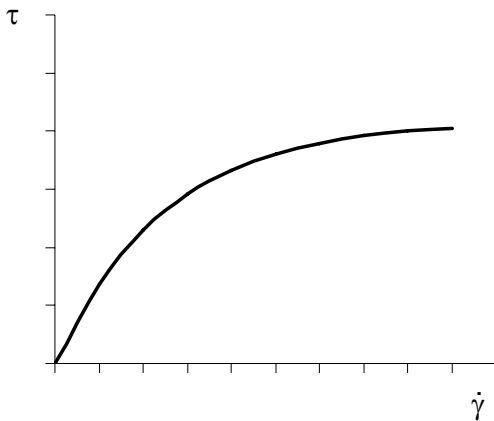
nung der Viskosität bieten nach Graswald [G3] Blume [B7], Gold [G2], Peeken et al. [P1], Williams et al. [W3] und Yasutomi et al. [Y1].

### Viskosität von Schmierstoffen – Scherverhalten

Nach [M4] wird das Fließverhalten von Fluiden folgendermaßen beschrieben:

Grafisch wird das Fließverhalten mit Hilfe der Fließkurve dargestellt. Die Fließkurve zeigt die gegenseitige Abhängigkeit von Schubspannung  $\tau$  und Scherrate  $\dot{\gamma}$ .

Bei einer scherverdünnenden Substanz ist die Viskosität abhängig von der Höhe der Scherbelastung (Scherrate bzw. Schubspannung). Mit steigender Belastung nimmt die Steigung der Fließkurve und somit die Viskosität ab (**Bild 2-6**). Eine durch Scherbelastung induzierte Änderung des Verhältniswerts zwischen Schubspannung und Scherrate wird durch die „Scheinbare Viskosität“ beschrieben, um den Unterschied zur konstanten Viskosität eines ideal viskosen Fluids deutlich zu machen (DIN1342-1). Jedes Makromolekül

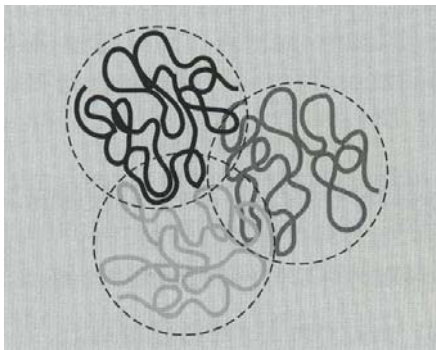


**Bild 2-6:** Fließkurve einer scherverdünnenden Substanz, nach [M4]

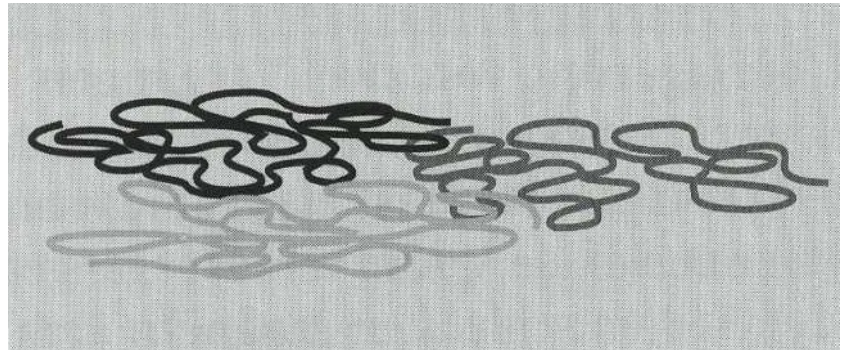
nimmt bei fehlender Beanspruchung den energetisch günstigsten Zustand ein, weshalb es (ohne Belastung) als dreidimensionaler Knäuel (näherungsweise entspricht diese Form einer Kugel) vorliegt.

Dabei ist ein Makromolekül mit den benachbarten Molekülen üblicherweise vielfach verschlauft (**Bild 2-7**). Bei Scherbelastung werden die Moleküle nach [M4] sowohl in Scherrichtung als auch in Schergradienten-Richtung ausgerichtet, wodurch sie sich partiell entschlaufen und sich durch diesen Vorgang ihr

Fließwiderstand verringert (**Bild 2-8**), was sich im sinken der „Scheinbaren Viskosität“ widerspiegelt. [G3] beschreibt dieses Verhalten bei polymerhaltigen Schmierstoffen. Um den starken Abfall der Viskosität bei zunehmenden Temperaturen zu verbessern, werden dem Grundöl Polymere (Viskositäts-Index-Verbesserer) zugesetzt. Die Folge ist ein deutlich niedrigerer Anstieg der Viskosität bei niedrigen Temperaturen. Bei sehr hohen Scherfällen richten sich aber die langkettigen Moleküle der Polymere in Strömungsrichtung aus und verlieren weitgehend ihre viskositätserhöhende Wirkung.



**Bild 2-7:** Drei Makromoleküle im Ruhezustand, mit verknäulten und ineinander verschlaufenden Ketten [M4]



**Bild 2-8:** Makromoleküle bei hoher Scherbelastung, mit orientierten und teilweise entschlaufenden Ketten [M4]

Mann [M1] unterscheidet weiter zwischen temporärem und permanentem Viskositätsverlust:

Der temporäre und vollständig reversible Viskositätsverlust (vgl. auch [M4]) entsteht, solange die eingebrachte Energie nicht ausreicht, die chemischen Bindungen zu öffnen. Wird das Schergefälle wieder geringer, so wird nach und nach die ursprüngliche Viskosität erreicht. Mann [M1] verweist auf Bartz, Wu et al und Song et al und fasst die Inhalte kurz zusammen:

Bartz [B3] macht Messungen am „Tapered Bearing Simulator“ und untersucht verschiedene Grundöle (Mineralöl, Poly- $\alpha$ -Olefin, Hydrocracköl) mit VI-Verbesserern (Olefin-Copolymer, Styrol-Butadien-Copolymer, Polymethacrylat). Bei allen Mischungen beobachtet er eine deutliche Abnahme der Viskosität bei  $\dot{\gamma} > 10^5 \text{ s}^{-1}$  und höheren Temperaturen ( $\vartheta_{\text{Öl}} = +100 \text{ °C}$ ). Wu et al. [W7] verwendet ein Kapillar-Viskosimeter, um polymerhaltige Öle (Grundöl ist ein Mineralöl, welches mit unterschiedlichen Konzentrationen Olefin-Copolymer gemischt wird) bei Temperatur  $\vartheta_{\text{Öl}} = +120 \text{ °C}$  und maximalem Schergefälle  $\dot{\gamma} = 10^6 \text{ s}^{-1}$  zu untersuchen. Die Versuche zeigen, dass die Viskosität bis zu einem Übergangsschergefälle  $\dot{\gamma}_0$  konstant ist. Ab einer Übergangsdrehzahl, ab der  $\dot{\gamma} > \dot{\gamma}_0$  gilt, beobachtet er einen Abfall der Viskosität. Mit steigender Polymerkonzentration verstärkt sich der Viskositätsabfall. Song et al. [S7] untersucht, ebenfalls mit einem Kapillar-Viskosimeter, den Einfluss des Schergefalles auf die Viskosität eines Öls mit 11% Olefin-Copolymer bei hoher Temperatur ( $\vartheta_{\text{Öl}} \approx +150 \text{ °C}$ ), hohem Druck ( $p_{\text{max}} \approx 5000 \text{ bar}$ ) und Schergefälle  $\dot{\gamma} = 10^6 \text{ s}^{-1}$ . Es zeigt sich analog zu [W7], dass die Viskosität mit steigendem Schergefälle ab einem Übergangsschergefälle abnimmt. Ferner zeigen die Ergebnisse, dass das Übergangsschergefälle von Druck und Temperatur abhängt. Mit steigender Öltemperatur wird das Übergangsschergefälle größer, mit steigendem Druck wird es geringer. Ausgehend von den Versuchsergebnissen wird von [S7] folgende Modellgleichung vorgeschlagen:

$$\begin{aligned}
 \nu(\vartheta, p, \dot{\gamma}) &= \nu_0(\vartheta) \cdot e^{\alpha \cdot p} && \text{für } \dot{\gamma} \leq \dot{\gamma}_0 \\
 \nu(\vartheta, p, \dot{\gamma}) &= \nu_0(\vartheta) \cdot e^{\alpha \cdot p} \cdot \left( \frac{\dot{\gamma}}{\dot{\gamma}_0} \right)^{n-1} && \text{für } \dot{\gamma} > \dot{\gamma}_0
 \end{aligned} \tag{13}$$

Für  $\dot{\gamma}_0$  und den Exponent n gilt:

$$\begin{aligned}
 \dot{\gamma}_0 &= \dot{\gamma}_0(\vartheta, p) \\
 n &= n(\vartheta, p)
 \end{aligned}$$

$\alpha$	$[m^2 N^{-1}]$	Viskositäts-Druck-Koeffizient	$\dot{\gamma}$	$[s^{-1}]$	Schergefälle
$p$	$[Nm^{-2}]$	Druck	$\dot{\gamma}_0$	$[s^{-1}]$	Übergangsschergefälle newtonsches
$\nu$	$[mm^2 s^{-1}]$	kinematische Viskosität			– nicht newtonsches Verhalten (Beginn des Viskositätsabfalls)
$\vartheta$	$[K]$	Temperatur			

## 2.3 Reibungsverhalten von Synchronisierungen

Das Reibungsverhalten von Synchronisierungen während des Synchronisierungsvorgangs wurde bereits umfassend untersucht. [P3] beschreibt die Vielzahl an Einflussgrößen und deren Zusammenwirken auf das Reibungsverhalten ölgeschmierter Kegelreibkupplungen. Dabei wird zwischen Grenzreibung und Mischreibung unterschieden, wobei das Vorliegen von Grenz- oder Mischreibung überwiegend von den gepaarten Reibflächenstrukturen bestimmt wird. Unter Bedingung der Grenzreibung dominiert der Einfluss des Schmierstoffs in Wechselwirkung mit den Reibwerkstoffen. Gleitgeschwindigkeitsabhängigkeit, Reibungszahlniveau und Temperatureinfluss werden durch Grundöl und Additivierung maßgeblich bestimmt. Das Gebiet der Mischreibung wird nach [P3] in zwei Phasen aufgeteilt: In Phase I bei hohen Gleitgeschwindigkeiten zu Beginn der Schaltung liegt eine geschwindigkeitsunabhängige Reibungszahl, dessen Niveau von Reibflächenstruktur (Ringstrukturierung, Kegelrauheit) und grenzschichtspezifischen Eigenschaften des Schmierstoffs abhängt (Polarität der Moleküle, Grundölstruktur), vor. Bei geringeren Gleitgeschwindigkeiten (Phase II) erfolgt der Übergang der Phase I zu Grenzreibung. Das Reibungsverhalten weist hier starke Abhängigkeiten von Gleitgeschwindigkeit, Axialkraft, Reibflächenstrukturierung, Betriebsölviskosität und Öltemperatur sowie von grenzschichtspezifischen Schmierstoffeigenschaften auf.

[N1] berichtet von einem gravierenden Einfluss der Ölalterung auf das Reibungsverhalten von Synchronisierungen. Bei Streusinter- und Carbonreibbelägen stellt er deutlich geringeres Reibungszahlniveau infolge der Ölalterung fest, was mit einer Verschlechterung des Lebensdauerhaltens korreliert.

Erkenntnisse zur Beurteilung der Reibflächentopografie von Synchronisierungen berichtet [P2]. Er diskutiert die Übertragung von zweidimensionalen auf dreidimensionale Kenngrößen und hält die Bewertung der Oberfläche mittels Kernrautiefe im tribologisch relevanten



ten Bereich insbesondere hinsichtlich einer Bewertung des Mischreibungszustands als sehr geeignet. Bei ausreichender Strukturierung und großen Kernrautiefen wird Hydrodynamik weitgehend unterbunden. Zu gleichem Ergebnis kommt [W6] im Zuge von Kalt-schaltuntersuchungen bei Synchronisierungen. Entscheidend für das Funktionsverhalten bei niedrigen Temperaturen und die Vermeidung von hydrodynamischen Traganteilen ist die Porosität des Reibbelags. Unzureichende Mikrogeometrie und damit Belagporosität kann durch Makrogeometrie (Nutungen im Reibbelag) nicht ausgeglichen werden. Als Oberflächenkennwert verwendet [W6] ebenfalls die Kernrautiefe  $R_K$ . [G1] vertieft die Arbeiten zum Reibungs- und Verschleißverhalten nasslaufender Kupplungen in Abhängigkeit der Reibflächentopografie und empfiehlt die beiden Oberflächenkennwerte  $sR_K + sR_{pk}$  für die Analyse der Korrelation zwischen Oberflächentopografie der Reibpartner und Reibungsverhalten. Die Erweiterung dieser Erkenntnisse und deren anwendungsorientierte Umsetzung für Seriensynchronisierung beschreibt [W4].

[W5] untersuchte 2008 den tribologischen Schichtaufbau bei Synchronisierungen und seinen Einfluss auf die Reibung von Messing, Nickel und Streusinterreißbeläge. Er stellt bei seinen Versuchsreihen bei üblichen Getriebetemperaturen größer  $30\text{ °C}$  keinen nennenswerten Einfluss des Reibungsverhaltens durch hydrodynamische Traganteile fest.

## 2.4 Getriebeverluste, Schleppmomente von Kupplungen

Der Kenntnisstand der lastabhängigen und lastunabhängigen Verluste von Getriebekomponenten ist relativ hoch. So lassen sich lastabhängige Verzahnungsverluste nach Niemann/Winter [N3], Ohlendorf [O2] und Schlenk [S1], sowie lastunabhängige Verzahnungsverluste (durch Planschen, Quetschen, Ventilation und Ölbeschleunigung) nach Walter [W1], Mauz [M3], Maurer [M2] und Butsch [B8] berechnen. Lastab- und lastunabhängige Lagerverluste können z.B. mit den von SKF [S4] angegebenen Berechnungsansätzen bestimmt werden. Für die Verlustleistung von Radialwellendichtringen gibt Linke [L2] Näherungsbeziehungen an.

Erkenntnisse zum Schleppmoment der nicht geschalteten Synchronisierung im Getriebe werden von Weidner [W2] berichtet. Weidner untersucht das Schleppmoment von Synchronisierungen unter dem Blickwinkel der Dämpfung von Rassel- und Klappergeräuschen in Fahrzeuggetrieben durch eine indirekte Messmethode, d.h. die Bestimmung des Schleppmoments einer Komponente erfolgt über die Differenz der Messung des Gesamtschleppmoments des Getriebes mit und ohne die jeweilige Komponente. Die in [W2] ausgewiesenen Werte des Synchro-Schleppmoments von  $0,005\text{ Nm}$  bei  $80\text{ °C}$  Öltemperatur bzw. von  $0,012\text{ Nm}$  bei  $25\text{ °C}$  Öltemperatur können jedoch nicht direkt korreliert werden, da Synchrobauteile und Einbaubedingung nicht detailliert spezifiziert sind. Weidner untersuchte die Schleppmomente bei einem einstufigen Referenzgetriebe bis zu einer Antriebsdrehzahl von  $n_{An} = 2000\text{ min}^{-1}$ . Für die Berechnung des Schleppmoments verwendet Weidner den Schubspannungsansatz für Newtonsche Flüssigkeiten. Es wird daher zugrunde gelegt, dass der Reibungsverlust durch eine Scherströmung des Öls zwischen

den Reibflächen der Synchronisierung entsteht. Problematisch dabei ist die Frage nach der Schmierstalthöhe und inwiefern der Schmierfilm möglicherweise nur über Teilbereiche des Spalts ausgebildet ist.

Dogan [D2] übernahm das Schubspannungsgesetz für Newtonsche Flüssigkeiten für die Berechnung des Schleppmoments von nicht geschalteten Synchronisierungen. Er führte ähnlich zu Weidner Schleppmomentmessungen an zwei verschiedenen Getrieben durch und stellte die Messergebnisse den berechneten Ergebnissen gegenüber. Er erweiterte das Versuchsprogramm gegenüber Weidner auf eine Antriebsdrehzahl bis  $n_{An} = 3000 \text{ min}^{-1}$ .

Novak [N4] führte 2010 Wirkungsgraduntersuchungen an einem an der Universität Stuttgart entwickelten KURF – Getriebe durch (*klapper- und rasselgeräuschfrei*). Untersucht wurden der 2. und 5. Gang des Getriebes im Teillastbereich. Durch Ausbaueversuche analysierte Novak den Einfluss der Synchronringe auf den Wirkungsgrad und weist in seiner Dissertation auf Optimierungspotential hin.

Ryborz [R3] übernimmt die Ansätze für die Schleppmomentberechnung von nicht geschalteten Synchronisierungen von Dogan [D2].

Lauster [L1] modellierte bereits 1980 ein Synchropaket als ein planschendes Zahnrad und wendet dafür die Formeln von Terekhov [T1] an. Er schränkt jedoch selbst die Belastbarkeit dieser Ergebnisse durch die Aussage „Die rechnerische Erfassung (der Schleppmomente von Synchronisierungen) ist kaum möglich“ in seiner Dissertation ein.

Changenet [C1] berechnet über die Schubspannung einer laminaren Couette-Strömung die Verlustleistung von nicht geschalteten Synchronisierungen bei einem 6 Gang-Handschaftgetriebe mit einer Ölsumpftemperatur von  $\vartheta_{\text{Öl}} = +40 \text{ °C}$  einmal mit und einmal ohne Berücksichtigung der Erwärmung des Schmierstoffs durch die Verluste im Getriebe. Bei Vernachlässigung der Erwärmung des Getriebes durch die Verluste verursachen die Synchronisierungen bei einer Fahrsituation im 6ten Gang ( $5000 \text{ min}^{-1}$ , 30 Nm) lt. Change-net eine Verlustleistung von 1,8 kW (28% der gesamten Getriebeverluste), bei Berücksichtigung der Erwärmung des Getriebes durch die Getriebeverluste entsteht eine geringere Verlustleistung von 0,8 kW (20% der gesamten Getriebeverluste).

Skubacz [S5] untersuchte Schleppmomente von Synchronisierungen im stationären Zustand direkt über einen Messaufnehmer und gibt aufgrund seiner Ergebnisse erste Empfehlungen für die Praxis bekannt. Er erkennt, dass der von Weidner erwartete lineare Zusammenhang zwischen Schleppmoment und der Differenzdrehzahl lediglich bis circa  $2000 \text{ min}^{-1}$  gilt. Bei weiterer Steigerung der Drehzahl ist nur eine geringe Änderung des Schleppmoments zu messen, danach verringert sich nach seinen Untersuchungen das Schleppmoment. Er untersuchte unter anderem den Einfluss des Abstands zwischen Losrad und Nabe, wobei seine Ergebnisse nach eigenen Aussagen keinen eindeutigen Zusammenhang erkennen lassen. Er empfiehlt in diesem Zusammenhang eine weitere Analyse der Ringbewegung. Er verzichtete zudem in der Arbeit auf einen systematischen Vergleich von Werkstoffen.

Die **Schleppmomente von Lamellenkupplungen** sind, da sie deutlich größer als die von Synchronisierungen sind, bereits frühzeitig untersucht worden [B4, B5, D3, K1, K3, K4,

---

O1]. Ausgehend vom Gleichlauf bildet sich in Lamellenkupplungen typisch ein linearer Anstieg des Schleppmoments mit der Differenzdrehzahl aus, der auf viskose Reibung des Kühllöls zwischen den Reibflächen zurückzuführen ist. Ab einer Übergangsdrehzahl, die von Lüftspiel, Kühllölstrom, Baugröße und Ölviskosität abhängig ist, sinkt das Schleppmoment wieder ab – die Kupplung hat sich freigeschleudert. Bei sehr großen Umfangsgeschwindigkeiten bzw. Baugrößen kommt es dann u.U. wieder zu einem Anstieg, der durch dynamische Effekte (Kreiselphänomene) verursacht wird. Übertragbare Erkenntnisse zum Schleppmomentverhalten von Synchronisierungen bzw. zur Charakterisierung der maßgeblichen Einflussparameter sind bisher nicht bekannt.

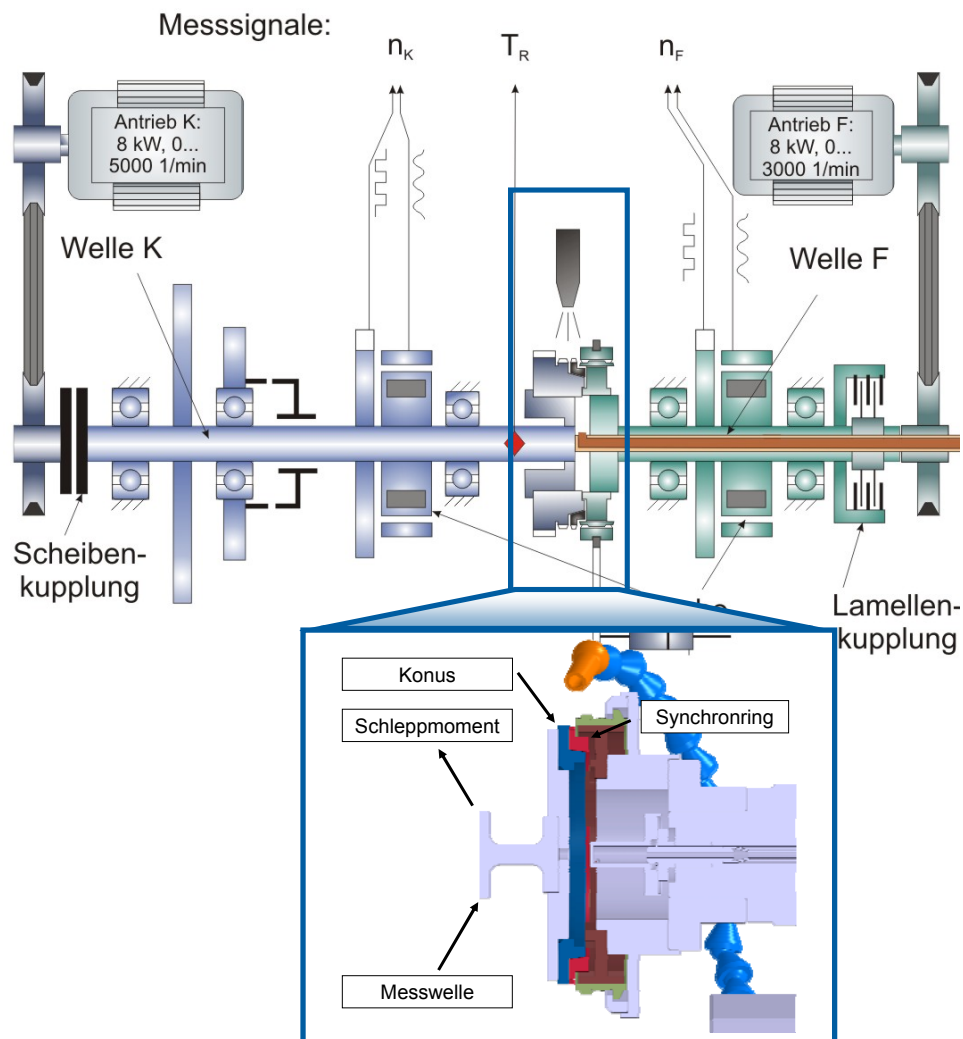


## 3

## EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN

## 3.1 Prüfstand, Messtechnik, Teile und Öle

Die Schleppmomentmessungen erfolgen am modifizierten Prüfstand SYN-1 der FZG. Eine Prinzipskizze und die technischen Daten des Prüfstands SYN-1 zeigen **Bild 3-1** und **Tabelle 1**.



**Bild 3-1:** Prinzipskizze Prüfstand SYN-1

Drehzahl kupplungsseitiger Wellenstrang	$n_K = 0 \dots \pm 4000 \text{ min}^{-1}$
Drehzahl fahrzeugseitiger Wellenstrang	$n_F = 0 \dots \pm 3000 \text{ min}^{-1}$
Öltemperatur	$\vartheta_{\text{Öl}} = -15 \text{ °C} \dots 100 \text{ °C}$

**Tabelle 1:** Technische Daten SYN-1

Der Antrieb von Welle (K) geschieht durch einen drehzahlgeregelten Gleichstrommotor über Keilriemen, Hohlwelle und eine Scheibenkupplung. Der Synchronring dreht sich mit Differenzdrehzahl zum Kupplungskörper (Konus). Das dabei entstehende Verlustmoment wird direkt durch eine empfindliche Messwelle mit DMS Technik gemessen. Die erwarteten Verluste von  $T_R < 2 \text{ Nm}$  können somit direkt und ohne systematische Fehler gemessen werden.

Am Ende der Welle K erfolgt die Aufnahme des Synchronkonus. Der Synchronkörper wird am Wellenstrang (F) aufgenommen. Die Welle (F) wird über Keilriemen, Hohlwelle und eine Lamellenkupplung wiederum von einem drehzahlgeregelten Gleichstrommotor angetrieben.

Weiterhin ist eine genaue Messung der Drehzahlen  $n_K$  (kupplungsseitig) und  $n_F$  (fahrzeugseitig) der beiden Wellenstränge sowie der Differenzdrehzahl  $\Delta n$  möglich. Der verwendete Prüfstand SYN-1 bietet die Möglichkeit, Einflussparameter wie Öl, Öltemperatur, axiale Einbauposition sowie Absolut- und Relativedrehzahlen zu variieren.

Um das axiale Lüftspiel des Synchronrings über den Abstand von Synchronkörper und Konus zu ändern, kann die Welle K stufenlos über einen Schlitten axial verschoben werden.

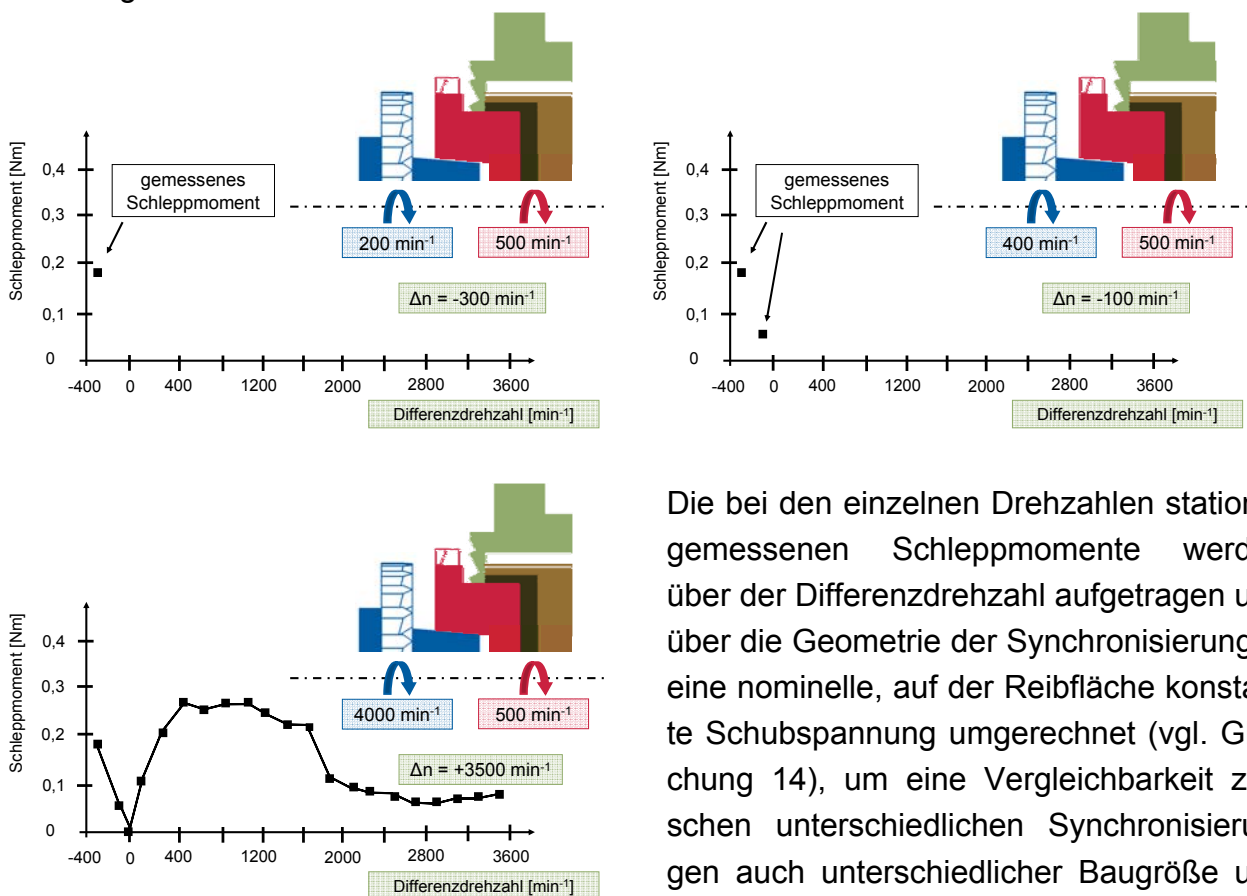
Durch die Anordnung der Prüfteile zwischen den beiden unabhängig angetriebenen Wellensträngen lässt sich jede beliebige Differenzdrehzahl  $\Delta n$  im Rahmen der Grenzen des Prüfstands einstellen. Die Prüfteilschmierung erfolgt als Umlaufschmierung (Außen- oder Innenbeölung durch die Hohlwelle F) über ein separates Ölaggregat. Ölplanschverluste können somit ausgeschlossen werden. Der zugeführte Ölvolumenstrom ist einstellbar. Prüfteile und Adaption (Aufnahme von Kupplungs- bzw. Synchronkörper) werden vor Versuchsbeginn auf die vorgesehene Betriebsölnenntemperatur  $\vartheta_{\text{Öl}}$  aufgeheizt.

Die Übermittlung des Drehmoment-Messsignals von rotierenden Teilen erfolgt über einen Quecksilber-Drehübertrager am Wellenende.

Bei allen Versuchen wird entweder die Drehzahl der Welle K oder die Drehzahl der Welle F beibehalten. Die jeweils andere Welle wird vom Stillstand aus beschleunigt. Die im Versuchsprogramm festgelegten Drehzahlen werden, soweit nicht explizit etwas anderes beschrieben wird, zunächst bei langsamster Drehzahl angefahren, wobei die Drehzahl so lange gehalten wird, bis sich ein konstantes stationäres Schleppmoment einstellt. Daraufhin wird die nächst höhere Drehzahl angefahren, bei der eine weitere Schleppmomentmessung erfolgt. Alle anderen Parameter (axiales Lüftspiel, Betriebsöltemperatur, Ölvolumenstrom etc.) werden während des Versuchs so weit als möglich konstant gehalten. Für die Auswertung wird jeweils der Betrag des Schleppmoments herangezogen.

Für die Variation des axialen Lüftspiels wird zunächst als Referenz das axiale Lüftspiel „0“ eingestellt. Dazu wird das Synchronpaket im Prüfstand durch Verschieben der Welle K soweit zusammengefahren, bis sich die Reibflächen von Synchronring und Konus berühren. Von dort aus wird das Synchronpaket wieder um das im Versuch eingestellte axiale Lüftspiel (0,2 mm, 0,7 mm, 1,2 mm) auseinander gefahren und der Versuch gestartet. In Fahrzeuggetrieben wird üblicherweise ein axiales Lüftspiel verbaut, welches 0,2 mm deutlich überschreitet.

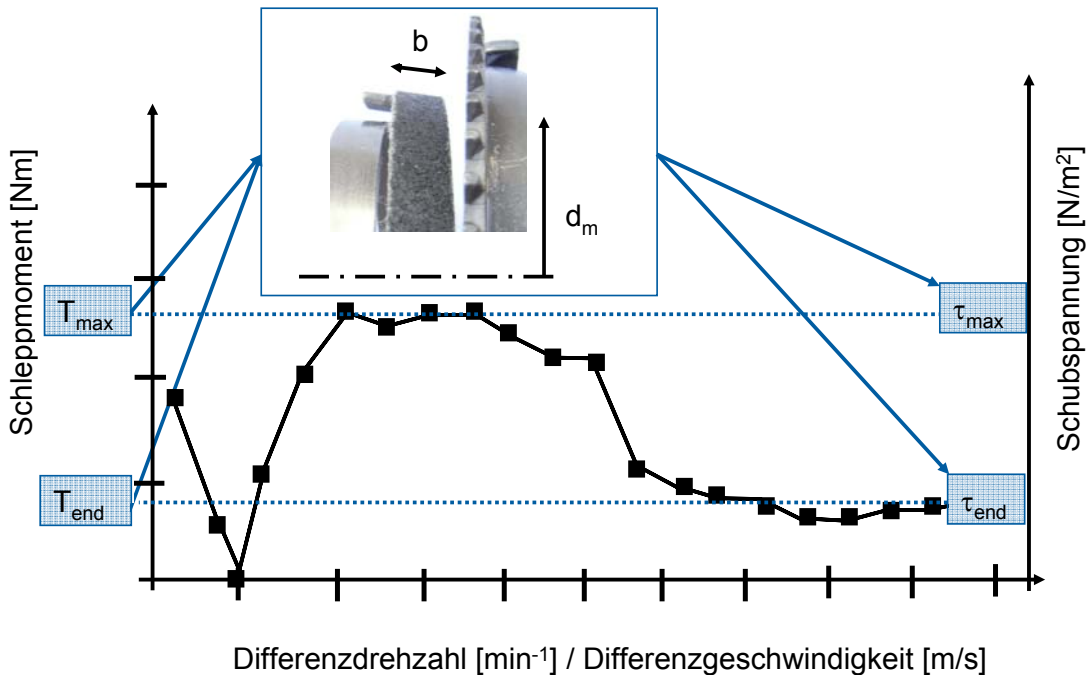
Variiert wird in den Versuchsreihen entweder die Drehzahl von Kupplungs- oder die des Synchronkörpers. **Bild 3-2** zeigt exemplarisch Ergebnisse (o.l.: erster Versuchspunkt, o.r.: erster und zweiter Versuchspunkt), wie sie bei einem Versuchslauf mit Variation der Kupplungskörperdrehzahl aufgezeichnet werden. Die Drehzahl des Synchronkörpers wird konstant gehalten ( $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ ) und der Kupplungskörper wird vom Stillstand aus beschleunigt.



Die bei den einzelnen Drehzahlen stationär gemessenen Schleppmomente werden über der Differenzdrehzahl aufgetragen und über die Geometrie der Synchronisierung in eine nominelle, auf der Reibfläche konstante Schubspannung umgerechnet (vgl. Gleichung 14), um eine Vergleichbarkeit zwischen unterschiedlichen Synchronisierungen auch unterschiedlicher Baugröße und Reibflächenanzahl zu gewährleisten.

**Bild 3-2:** Versuchsablauf Schleppmomentmessung

Dabei wird die Bruttoberührfläche von Synchronring und Konus berücksichtigt. Die Klassifizierung der unterschiedlichen Einflussfaktoren auf die Schubspannung fordert die Definition von repräsentativen Kenngrößen. Die Kenngröße  $\tau_{max}$  (maximale Schubspannung) hat sich als zweckmäßig erwiesen.  $\tau_{max}$  entspricht bei Versuchen mit Innenbeölung näherungsweise der Schubspannung bei höchster Differenzdrehzahl  $\tau_{end}$ . Mit Außenbeölung können sich  $\tau_{max}$  und  $\tau_{end}$  stark unterscheiden (**Bild 3-3**).



**Bild 3-3:** Nominelle Schubspannung einer Versuchsreihe mit Außenbeölung

Es kommen sieben PKW-Synchronisierungen und drei Nutzfahrzeug-Synchronisierungen in den unterschiedlichen Belagvarianten Molybdän (Mo), Messing (Ms), Carbon (EF5010) und Streusinter (HS45) zur Anwendung (**Bild 3-5**):

### PKW-Synchronisierungen

Einfachkonussynchronisierungen:

- Außenkonussynchronisierung: EF5010
- EK55: Mo, HS45, Ms
- EK72: Ms, Mo, EF5010
- SKS: HS45

Dreifachkonussynchronisierungen:

- TC52: Ms
- TC78/79: Mo, Ms, EF5010
- TK89: HS 45, EF5010

### NFZ-Synchronisierungen:

Einfachkonussynchronisierungen

- EK144: EF5010, Mo
- EK114: Ms

Doppelkonussynchronisierung

- DK128/135: Mo, HS45



Die Synchronringe der Messingvarianten bestehen vollständig aus Messing, wobei in die Reibfläche ein Gewinde eingearbeitet ist. Obwohl kein Reibbelag im eigentlichen Sinne vorliegt, werden in der Dissertation die Reibflächen der Messingsynchronisierungen ebenfalls als Reibbeläge bezeichnet.

Zur Untersuchung der Einflüsse von Synchronisierungssystem, Einbau- und Drehzahlsituation auf das Schleppmoment wird für PKW-Synchronisierungen das Serienöl MTF verwendet. Für NFZ-Synchronisierungen kommt hierfür das Serienöl Ecofluid M zum Einsatz. Folgende Viskositätswerte ergeben sich für die Schmierstoffe MTF und Ecofluid M bei den untersuchten Temperaturen (DIN 51563 [D1]):

V <sub>25°C</sub>	66,5 cSt	110 cSt
V <sub>50°C</sub>	24,1 cSt	36,8 cSt
V <sub>80°C</sub>	10,1 cSt	14,5 cSt
	<b>kinematische Viskosität MTF</b>	<b>kinematische Viskosität ECOFLUID M</b>

**Tabelle 2:** Viskositätswerte ECOFLUID M und MTF

Ebenso wurde der Einfluss des Grundöls und des Viskositätsindex(VI)-Improvers auf die Schleppmomente von Synchronisierungen mittels 6 unterschiedlicher Modellfluide untersucht. Die relevanten Kennwerte dieser Öle sind in **Bild 3-4** dargestellt.

		Referenz		
		75W80	75W80	75W-85
<b>Oil Codes</b>		<b>8136</b>	<b>8137</b>	<b>8138</b>
<b>Target KV100</b>	<b>Gruppe I</b>	<b>9</b>	<b>9</b>	<b>12,2</b>
PAMA Mw 15000		20,5		
PAMA Mw 60000			9,7	15,4
PPD		0,5	0,5	0,5
Anglamol 99		4	4	4
ExxMo 100N	4,03	50	20	25
ExxMo 150N	5,23	25,0	65,8	55,1
KV40°C	mm <sup>2</sup> /s	<b>51,9</b>	<b>51,36</b>	<b>69,77</b>
KV100°C	mm <sup>2</sup> /s	<b>8,869</b>	<b>9,02</b>	<b>12,08</b>
VI		<b>151</b>	<b>157</b>	<b>172</b>
BO KV100	mm <sup>2</sup> /s	<b>4,51</b>	<b>4,98</b>	<b>4,896</b>
BF -40°C	mPas	140000	112000	126000

		kein VII nötig		
		75W-75	75W-75	75W80
<b>Oil Codes</b>		<b>8149</b>	<b>8140</b>	<b>8139</b>
<b>Target KV100</b>	<b>Gruppe III</b>	<b>4,3</b>	<b>5,5</b>	<b>9</b>
PAMA Mw 15000			8,0	14,5
PAMA Mw 60000				
PPD		0,3		
Anglamol 99		4,0	4,0	4,0
Nexbase 3043	4,28	95,7	88,0	
Nexbase 3060	5,02			81,5
KV40°C	mm <sup>2</sup> /s	<b>21,31</b>	<b>26,89</b>	<b>52,06</b>
KV100°C	mm <sup>2</sup> /s	<b>4,482</b>	<b>5,494</b>	<b>8,955</b>
VI		<b>124</b>	<b>147</b>	<b>152</b>
BO KV100	mm <sup>2</sup> /s	<b>4,32</b>	<b>4,32</b>	<b>6,00</b>
BF-40°C	mPas	8600	12600	40500

**Bild 3-4:** Modellöle zur Untersuchung des Schmierstoffeinflusses







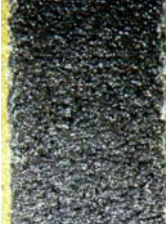

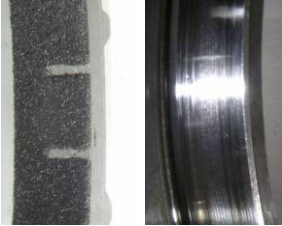
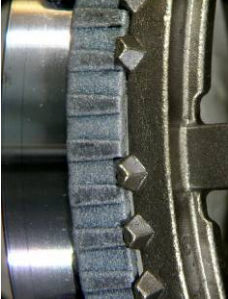

Bezeichnung	Geometrie																			
TC52,5 (wird auch TC52 bezeichnet)	$d_1 = 52,5 \text{ mm}$ ; $d_2 = 49,0 \text{ mm}$ $d_3 = 43,5 \text{ mm}$ ; $b_1 = 9,5 \text{ mm}$ ; $b_2 = 6,75 \text{ mm}$ ; $b_3 = 9,6 \text{ mm}$ Gwspb: 0,12 mm Steigung: 0,6 mm $\alpha = 9,5^\circ$ Außenring: Linksgewinde Innenring: Rechtsgewinde																			
TC78/79	<table border="0"> <tr> <td><b>TC79 Ms/Mo</b></td> <td><b>TC78 Carbon</b></td> </tr> <tr> <td><math>d_1 = 79,0 \text{ mm}</math></td> <td><math>d_1 = 78,0 \text{ mm}</math></td> </tr> <tr> <td><math>d_2 = 75,0 \text{ mm}</math></td> <td><math>d_2 = 71,5 \text{ mm}</math></td> </tr> <tr> <td><math>d_3 = 68,0 \text{ mm}</math></td> <td><math>d_3 = 67,6 \text{ mm}</math></td> </tr> <tr> <td><math>b_1 = 7,8 \text{ mm}</math></td> <td><math>b_1 = 7,3 \text{ mm}</math></td> </tr> <tr> <td><math>b_2 = 6,0 \text{ mm}</math></td> <td><math>b_2 = 7,3 \text{ mm}</math></td> </tr> <tr> <td><math>b_3 = 7,8 \text{ mm}</math></td> <td><math>b_3 = 7,5 \text{ mm}</math></td> </tr> <tr> <td><math>\alpha = 9,5^\circ</math></td> <td><math>\alpha = 7,5^\circ</math></td> </tr> </table> <b>Ms:</b> Gwspb: 0,12 mm Steigung: 0,6 mm Außenring: Linksgewinde Innenring: Rechtsgewinde	<b>TC79 Ms/Mo</b>	<b>TC78 Carbon</b>	$d_1 = 79,0 \text{ mm}$	$d_1 = 78,0 \text{ mm}$	$d_2 = 75,0 \text{ mm}$	$d_2 = 71,5 \text{ mm}$	$d_3 = 68,0 \text{ mm}$	$d_3 = 67,6 \text{ mm}$	$b_1 = 7,8 \text{ mm}$	$b_1 = 7,3 \text{ mm}$	$b_2 = 6,0 \text{ mm}$	$b_2 = 7,3 \text{ mm}$	$b_3 = 7,8 \text{ mm}$	$b_3 = 7,5 \text{ mm}$	$\alpha = 9,5^\circ$	$\alpha = 7,5^\circ$	 <b>Mo</b>	 <b>Ms</b>	 <b>EF5010</b> (Innenring Mo)
<b>TC79 Ms/Mo</b>	<b>TC78 Carbon</b>																			
$d_1 = 79,0 \text{ mm}$	$d_1 = 78,0 \text{ mm}$																			
$d_2 = 75,0 \text{ mm}$	$d_2 = 71,5 \text{ mm}$																			
$d_3 = 68,0 \text{ mm}$	$d_3 = 67,6 \text{ mm}$																			
$b_1 = 7,8 \text{ mm}$	$b_1 = 7,3 \text{ mm}$																			
$b_2 = 6,0 \text{ mm}$	$b_2 = 7,3 \text{ mm}$																			
$b_3 = 7,8 \text{ mm}$	$b_3 = 7,5 \text{ mm}$																			
$\alpha = 9,5^\circ$	$\alpha = 7,5^\circ$																			
TK89	$d_1 = 88,8 \text{ mm}$ $d_2 = 83,3 \text{ mm}$ $d_3 = 77,9 \text{ mm}$ $b_1 = 5,6 \text{ mm}$ $b_2 = 5 \text{ mm}$ $b_3 = 5 \text{ mm}$ $\alpha = 7,5^\circ$	 <b>HS45</b> /  <b>EF5010</b> (Innenring HS45)																		
Außenkonus	$d_1 = 83,5 \text{ mm}$ $b = 8,0 \text{ mm}$ $\alpha = 8,5^\circ$ Konus: vollflächig (Stahl)	 <b>EF5010</b>																		
EK144	$d_1 = 144,1 \text{ mm}$ $b_1 = 11 \text{ mm}$ $\alpha = 6,5^\circ$	 <b>Mo</b> /  <b>EF5010</b>																		
DK128/135	$d_1 = 128 \text{ mm}$ ; $d_2 = 135 \text{ mm}$ $\alpha = 9^\circ$ $b_{1,2} = 8,5 \text{ mm}$	 <b>Mo</b> /  <b>HS45</b>																		

Bild 3-5a: Versuchsteile





SC/EK55	$d_1 = 55,5 \text{ mm}$ $\alpha = 6,5^\circ$ $b_1 = 9,6 \text{ mm}$ <b>Ms</b> Gwspb: 0,18 mm Steigung: 0,6 mm Rechtsgewinde <b>HS45</b> $b_1 = 8,5 \text{ mm}$ Konus: vollflächig (Stahl)	 <b>Mo</b> <b>HS45</b> <b>Ms</b>
SC/EK72	$d_1 = 72,5 \text{ mm}$ $\alpha = 6,5^\circ$ $b_1 = 7,5 \text{ mm}$ <b>Ms</b> Gwspb: 0,18 mm Steigung: 0,5 mm Rechtsgewinde Konus: vollflächig (Stahl)	 <b>Mo</b> <b>EF5010</b> <b>Ms</b>
SKS	$d_1 = 59 \text{ mm}$ $b_1 = 7,8 \text{ mm}$ Konus: vollflächig (Stahl)	 <b>HS45</b>
EK114	$d_1 = 114 \text{ mm}$ $b_1 = 8,0 \text{ mm}$ Gwspb: 0,18 mm Steigung: 0,8 mm Rechtsgewinde Konus: vollflächig (Stahl)	 <b>Ms</b>

Bild 3-5b: Versuchsteile

Im Rahmen der vorliegenden Dissertation werden die Einflussfaktoren auf die nominellen Schubspannungen auf der Reibfläche zwischen Synchronring und Konus durch die experimentellen Ergebnisse in die Kategorien *maßgeblich*, *nennenswert* und *gering* klassifiziert. Als geringe, nennenswerte und maßgebliche Einflussfaktoren auf die Schubspannung werden hier Einflussfaktoren bezeichnet, welche die Schubspannung ausgehend vom maximalen Wert der untersuchten Versuchsreihen ( $\tau_{\max}$ ) unter Beibehaltung der anderen Betriebsbedingungen um bis zu 25 %, 50 % und mehr als 50 % unter Berücksichtigung der Mess- bzw. Wiederholgenauigkeit absinken lassen.

In einer Versuchsreihe wird jeweils der zu untersuchende Parameter variiert. Die Klassifizierung der Einflussfaktoren erfolgt aufgrund der unterschiedlichen Geometrie- und Größenverhältnisse der untersuchten Synchronisierungen nicht direkt anhand des Schlepp-

moments, sondern anhand der mittels Gleichung (14) berechneten (mittleren) nominellen Schubspannung auf der Reibfläche (Kontaktfläche von Synchronring und Konus). Eine größere Synchronisierung (größere Reibfläche und größerer mittlerer Reibdurchmesser) verursacht somit bei gleicher nomineller Schubspannung entsprechend der größeren Reibfläche und dem größeren mittleren Durchmesser höhere Schleppmomente.

$$\tau_{nom} = \frac{M}{\sum_{i=1}^n A_i \cdot r_i} \tag{14}$$

M	[Nm]	gemessenes Schleppmoment der Synchronisierung	$A_i$	[m <sup>2</sup> ]	Berührfläche i von Konus und Synchronring
i	[-]	Nummer der Reibfläche	$r_i$	[m]	mittlerer Radius der Reibfläche i
n	[-]	Anzahl der Reibflächen	$\tau_{nom}$	[Nm <sup>-2</sup> ]	nominelle Schubspannung

### 3.2 Maßgebliche Einflussfaktoren

#### 3.2.1 Drehzahl- und Beölungssituation

##### 3.2.1.1 PKW Dreifachkonussynchronisierungen, Außenbeölung

Die Schubspannungen werden bei unterschiedlichen Differenz- und Absolutdrehzahlen untersucht und ausgewertet.

Die Versuchsreihen für **PKW-Synchronisierungen (Bild 3-6 und Bild 3-7)** mit gleicher Drehrichtung (Gleichlauf) von Kupplungs- und Synchronkörper bei Raumtemperatur, kumuliertem axialem Lüftspiel  $a = 0,2 \text{ mm}$  und Synchronkörperdrehzahl  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$  bzw.  $n_{SK} = 2000 \text{ min}^{-1}$  zeigen den Einfluss der Drehzahlen auf die Schubspannung bei **Außenbeölung**. Das axiale Lüftspiel  $a = 0,2 \text{ mm}$  bezieht sich bei einer Dreifachkonussynchronisierung (TK) auf alle drei Reibflächen. Der durchschnittliche Abstand zwischen zwei Reibflächen im Synchronpaket errechnet sich dabei aus Gleichung (15). Im Betrieb bewegen sich die einzelnen Synchronringe aufgrund der Bauteileigendynamik, so dass sich der Abstand zwischen den Reibflächen dynamisch ändern kann.

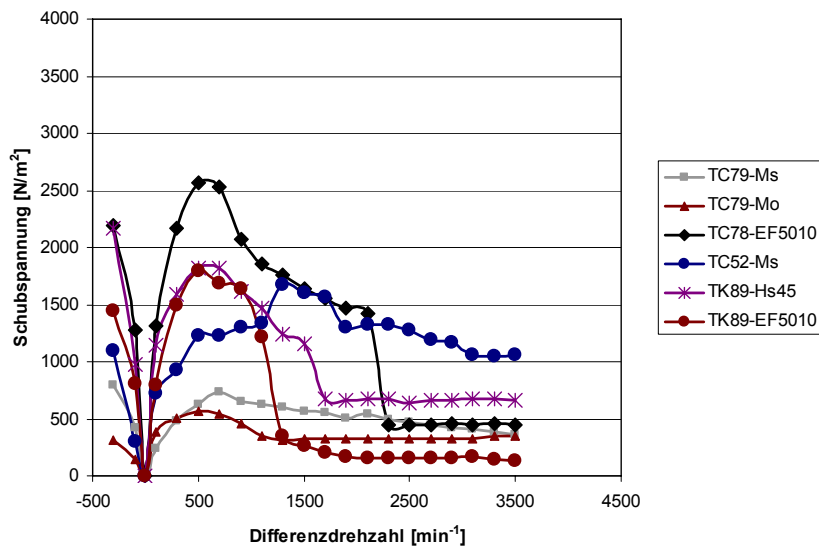
$$h^* = \frac{a}{n} \cdot \sin \alpha \tag{15}$$

a	[mm]	kumuliertes axiales Lüftspiel	$h^*$	[mm]	Abstand zwischen zwei Reibflächen
$\alpha$	[°]	Konuswinkel	n	[-]	Anzahl der Reibflächen

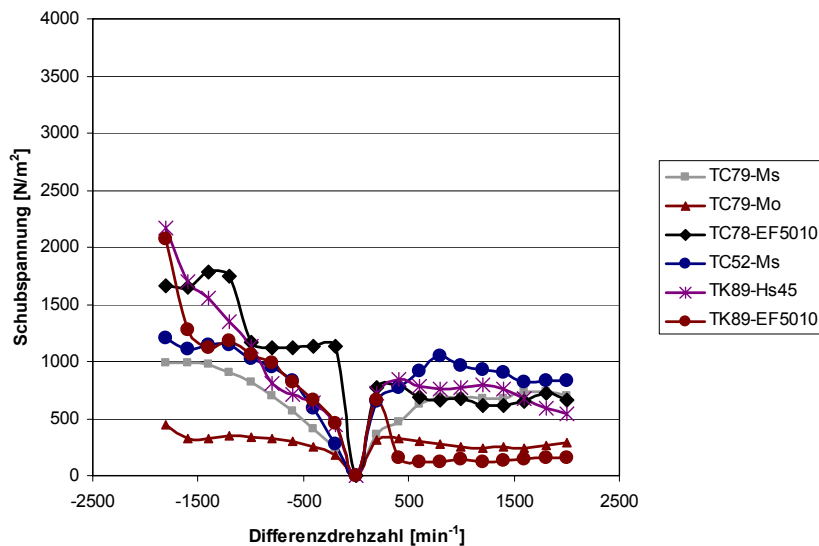
	TC79-Ms, Mo			TK89-HS45, EF5010; TC78-EF5010		
a [mm]	0,2	0,7	1,2	0,2	0,7	1,2
$h^*$ [mm]	0,01	0,04	0,07	0,01	0,03	0,05

**Tabelle 3:** kumuliertes axiales Lüftspiel und durchschnittlicher Abstand zwischen zwei Reibflächen

Die Schubspannung steigt bei allen durchgeführten Versuchsreihen degressiv über der Differenzdrehzahl bis zu einem Maximum an und fällt dann je nach Synchronisierung ab einer von der Synchronisierung abhängigen Differenzdrehzahl  $\Delta n$  mehr oder weniger abrupt auf einen sehr viel geringeren Endwert ab. Der Einfluss der Differenzdrehzahl kann



**Bild 3-6:** Schubspannungsverlauf PKW Dreifachkonussynchronisierungen (MTF, Außenbeölung,  $a = 0,2 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$ , Ölvolumenstrom  $500 \text{ ml/min}$ ,  $n_{\text{SK}} = 500 \text{ min}^{-1}$ )



**Bild 3-7:** Schubspannungsverlauf PKW Dreifachkonussynchronisierungen (MTF, Außenbeölung,  $a = 0,2 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$ , Ölvolumenstrom  $500 \text{ ml/min}$ ,  $n_{\text{SK}} = 2000 \text{ min}^{-1}$ )

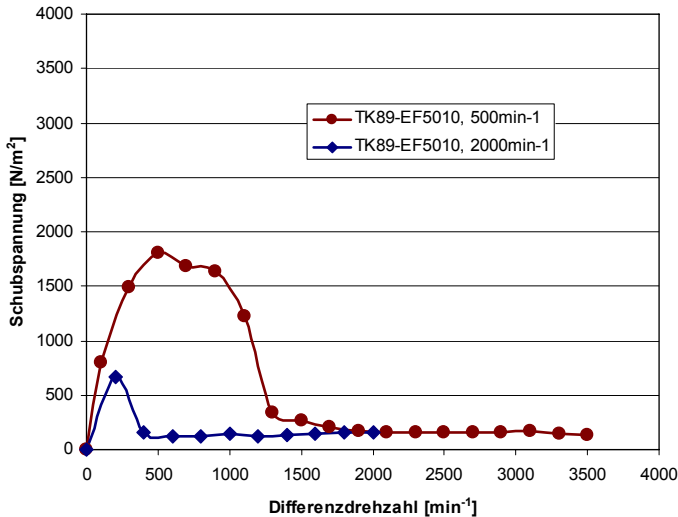
bei gleicher Differenzdrehzahl  $\Delta n \approx 500 \text{ min}^{-1}$  (**Bild 3-6** und **Bild 3-7**) und somit unterschiedlichen Absolutdrehzahlverhältnissen zeigt deutliche Unterschiede im Niveau der Schubspannung, weshalb sich der **Einfluss der Absolutdrehzahl** auf die Schubspannung mit Außenbeölung neben der Differenzdrehzahl ebenfalls als **maßgeblich** erweisen kann. Der Einfluss der Absolutdrehzahl auf die Schubspannung lässt als ursächlichen Wirkmechanismus viskose Scherung im Öl zwischen den Reibflächen vermuten,

daher als **maßgeblich** angesehen werden. Der Abfall ist bei den Synchronisierungen TC78-EF5010, TK89-HS45 und TK89-EF5010 und  $n_{\text{SK}} = 500 \text{ min}^{-1}$  von einem zum anderen Versuchspunkt abrupt. Ein solches Verhalten wird im Folgenden als unstetig bezeichnet. Bei der TC79-Mo, -Ms und TC52-Ms erfolgt der deutlich geringere Abfall der Schubspannung weitgehend kontinuierlich (**Bild 3-6**). Während sich bei der TK89-EF5010 unter  $n_{\text{SK}} = 2000 \text{ min}^{-1}$  ab  $\Delta n \approx 200 \text{ min}^{-1}$  ein unstetiger Abfall der Schubspannung zeigt, bleiben die Schubspannungen bei den anderen Dreifachkonussynchronisierungen im Bereich  $\Delta n > 200 \text{ min}^{-1}$  weitgehend konstant (**Bild 3-7**). Ein Vergleich der Schubspannungen der TC78-EF5010 mit den

Drehzahlen des Synchronkörpers  $n_{\text{SK}} = 500 \text{ min}^{-1}$  und

wobei das Öl mit steigender Absolutdrehzahl abgeschleudert wird und die Flüssigkeitsreibung zwischen den Reibflächen sinkt. Die Flüssigkeitsreibung ist bei  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$  offensichtlich deutlich höher als die Grenzreibung, welche bei hohen Differenzdrehzahlen nach dem Abschleudern des Öls vorliegt.

In **Bild 3-8** ist der Vergleich der TK89-EF5010 zwischen der Versuchsreihe mit  $n_{\text{SK}} = 500 \text{ min}^{-1}$  und  $n_{\text{SK}} = 2000 \text{ min}^{-1}$  dargestellt. Die Schubspannungen der beiden Versuchsreihen



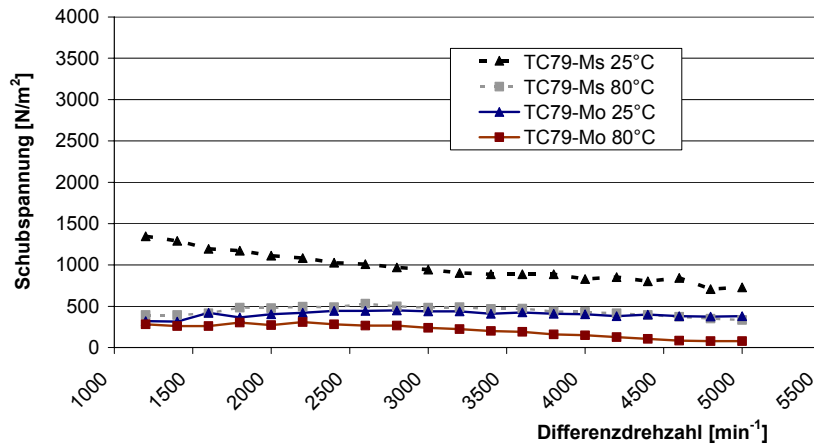
**Bild 3-8:** Schubspannungsverlauf TK89-EF5010, Vergleich Schubspannung über Differenzdrehzahl bei  $n_{\text{SK}} = 500 \text{ min}^{-1}$  und  $n_{\text{SK}} = 2000 \text{ min}^{-1}$  (MTF, Außenbeölung,  $a = 0,2 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$ , Ölvolumenstrom  $500 \text{ ml/min}$ ,  $n_{\text{SK}} = 500, 2000 \text{ min}^{-1}$ )

geringfügig höhere Schubspannung als bei gleichläufiger Drehrichtung und  $n_{\text{SK}} = 500 \text{ min}^{-1}$  und  $n_{\text{SK}} = 2000 \text{ min}^{-1}$  (**Bild 3-6** und **Bild 3-7**). Es tritt analog der Versuche mit  $n_{\text{SK}} = 500 \text{ min}^{-1}$  und  $n_{\text{SK}} = 2000 \text{ min}^{-1}$  kein abrupter Schubspannungsabfall auf. Die Schubspannung sinkt kontinuierlich über der Differenzdrehzahl. Bei  $\vartheta_{\text{Öl}} = +80 \text{ °C}$  ist die Schubspannung über der Differenzdrehzahl weitgehend konstant und sehr gering und entspricht in etwa dem Schubspannungsniveau der TC79-Molybdän bei Betriebsöltemperatur  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$  und  $\vartheta_{\text{Öl}} = +80 \text{ °C}$ , wobei sich die Schubspannungen im Bereich der Messgenauigkeit des Prüfstands befinden. Konstante und niedrige Schleppmomente lassen entweder auf geringe Mengen an Öl zwischen den Reibflächen und dadurch auf geringe Anteile an Flüssigkeitsreibung im Reibkontakt schließen oder auf ein geringes Niveau der Flüssigkeitsreibung aufgrund hoher Temperatur und geringer Viskosität.

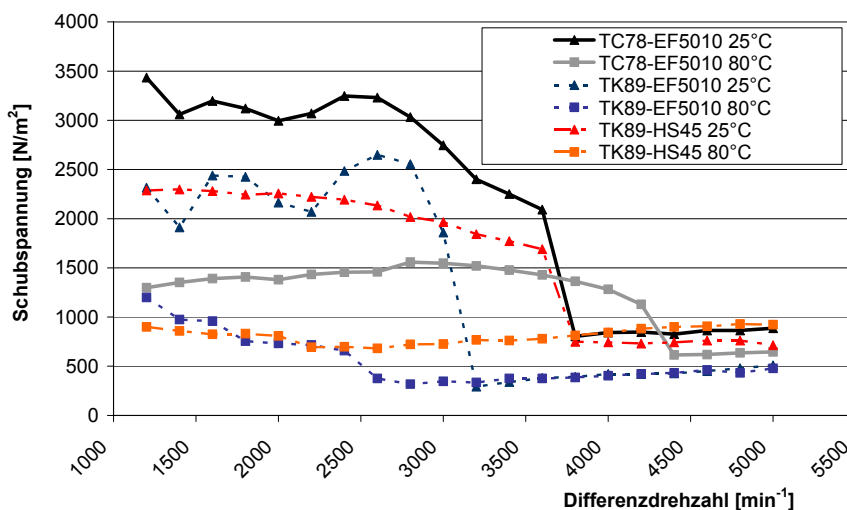
sind über der Differenzdrehzahl aufgetragen und unterscheiden sich maßgeblich. Bei Differenzdrehzahl  $\Delta n = 200 \text{ min}^{-1}$  und  $n_{\text{SK}} = 500 \text{ min}^{-1}$  beträgt die Drehzahl des Kuppelungskörpers  $700 \text{ min}^{-1}$ , bei  $n_{\text{SK}} = 2000 \text{ min}^{-1}$  gilt bei gleicher Differenzdrehzahl  $n_{\text{KK}} = 2200 \text{ min}^{-1}$ .

**Bild 3-9** und **Bild 3-10** zeigen Versuche mit **gegenläufiger Drehrichtung** von Synchron- und Kuppelungskörper ( $n_{\text{SK}} = -1000 \text{ min}^{-1}$ ) bei Außenbeölung. Die TC79-Ms Synchronisierung zeigt bei gegenläufiger Drehrichtung mit Raumtemperatur  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$  (**Bild 3-9**) vor allem bei niedriger Differenzdrehzahl

Die TC78-EF5010, die TK89-HS45 und die TK89-EF5010 Synchronisierungen verursachen bei gegensätzlicher Drehrichtung ähnliche maximale Schubspannungen wie mit Gleichlauf bei  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$  (vgl. **Bild 3-6** und **Bild 3-7** mit **Bild 3-10**).



**Bild 3-9:** Schubspannungsverlauf TC79 (MTF, Außenbeölung,  $a = 0,2 \text{ mm}$ , Ölvolumenstrom  $500 \text{ ml/min}$ ,  $n_{SK} = -1000 \text{ min}^{-1}$ )

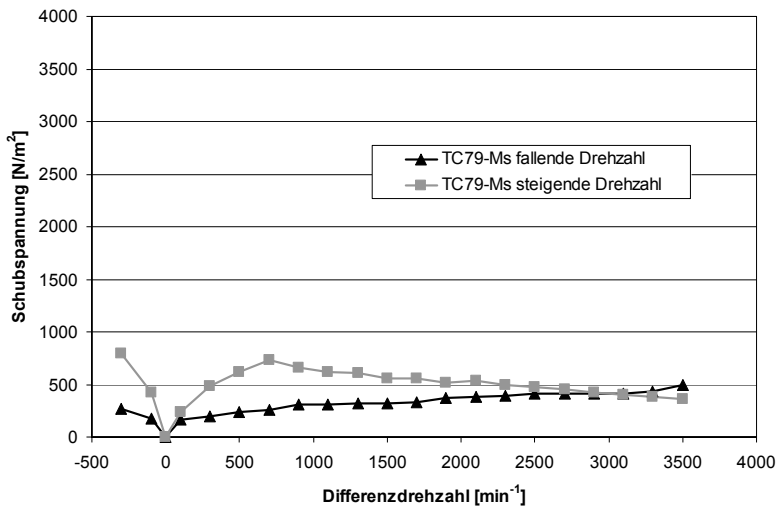


**Bild 3-10:** Schubspannungsverlauf TC78 und TK89 (MTF, Außenbeölung,  $a = 0,2 \text{ mm}$ , Ölvolumenstrom  $500 \text{ ml/min}$ ,  $n_{SK} = -1000 \text{ min}^{-1}$ )

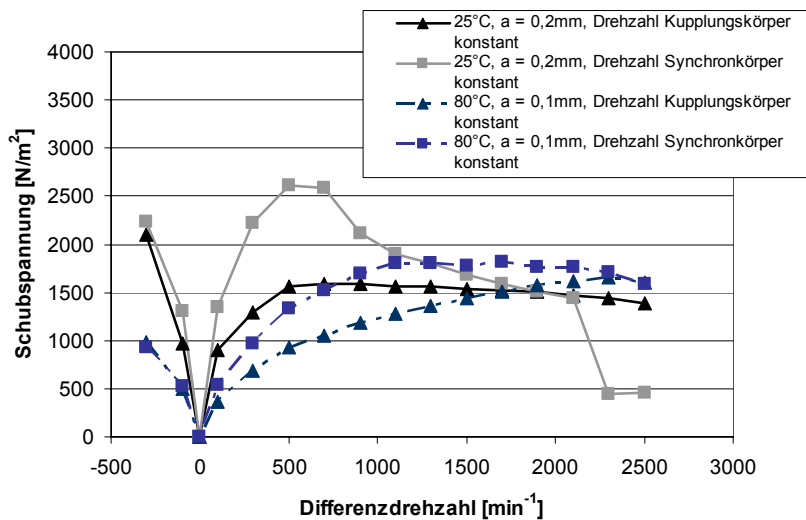
nungsniveau (vgl. **Bild 3-9** mit **Bild 3-10**) ist auf gespeichertes Öl im Reibbelag zurückzuführen. Offensichtlich speichert der poröse Sinter- und Carbonreibbelag das Öl besser als der Messing- und Molybdänreibbelag.

Gleichlauf bei  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$  (vgl. **Bild 3-6** und **Bild 3-7** mit **Bild 3-10**). Es tritt ein sprunghafter un stetiger Abfall der Schubspannung bei je nach Synchronisierung unterschiedlicher Drehzahlssituation auf. Der Abfall der Schubspannung erfolgt unter Gegenlauf der Reibpartner bei höherer Differenzdrehzahl und höherer Absolutdrehzahl des Kupplungskörpers als unter Gleichlauf mit  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$  (**Bild 3-6**). Offensichtlich hemmt der Gegenlauf von Kupplungs- und Synchronkörper ein Abschleudern des Öls zwischen den Reibflächen. Das bei niedriger Differenzdrehzahl im Vergleich zu den Versuchen der TC79-Ms und TC79-Mo erhöhte Schubspan-

Die Versuchsreihe der TC79-Ms Synchronisierung (Außenbeölung), bei welcher der Kuppelungskörper vom Stillstand aus beschleunigt wird ( $n_{KK} = 0, 200, 400 \dots 4000 \text{ min}^{-1}$ ), wird in



**Bild 3-11:** Schubspannungsverlauf TC79-Ms (MTF, Außenbeölung,  $a = 0,2 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$ , Ölvolumenstrom  $500 \text{ ml/min}$ ,  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ )



**Bild 3-12:** Schubspannungsverlauf TC78-EF5010 Vergleich Versuchsreihe  $n_{KK} = 500 \text{ min}^{-1}$  und  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ , (MTF, Außenbeölung, Ölvolumenstrom  $500 \text{ ml/min}$ )

**Bild 3-11** der Versuchsreihe gegenübergestellt, wo zunächst die maximale Kuppelungskörperdrehzahl angefahren und dann die Drehzahl des Kuppelungskörpers in Drehschritten  $\Delta n = 200 \text{ min}^{-1}$  verringert wird ( $n_{KK} = 4000, 3800, 3600 \dots 0 \text{ min}^{-1}$ ). Im Bereich niedriger Differenzdrehzahl  $\Delta n < 2000 \text{ min}^{-1}$  ist die Schubspannung bei der Versuchsreihe mit steigender Kuppelungskörperdrehzahl deutlich höher als bei der Versuchsreihe mit fallender Kuppelungskörperdrehzahl. Dies ist darauf zurückzuführen, dass bei hoher Differenzdrehzahl zu Beginn des Versuchs das Öl aus den Reibflächen durch die hohe Zentrifugalkraft geschleudert wird

und bei Verringerung der Differenzdrehzahl das Öl unter Außenbeölung nicht nennenswert nachgefördert wird, was die viskose Reibung verringert. Die Schubspannung ist daher nicht nur von der **Relativ- und Absolutdrehzahl** abhängig, sondern auch von der **zuvor vorliegenden Drehsituation**. Die Diagramme in **Bild 3-12** und **Bild 3-13** zeigen Versuchsreihen der TC78/79, bei denen einmal die Drehzahl des Kuppelungskörpers  $n_{KK} = 500 \text{ min}^{-1}$  konstant gehalten wird und die Drehzahl des Synchronkörpers vom Stillstand aus erhöht wird ( $n_{SK} = 0 \dots 3000 \text{ min}^{-1}$ ) und umgekehrt ( $n_{KK} = 0 \dots 3000 \text{ min}^{-1}$  und  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ ).

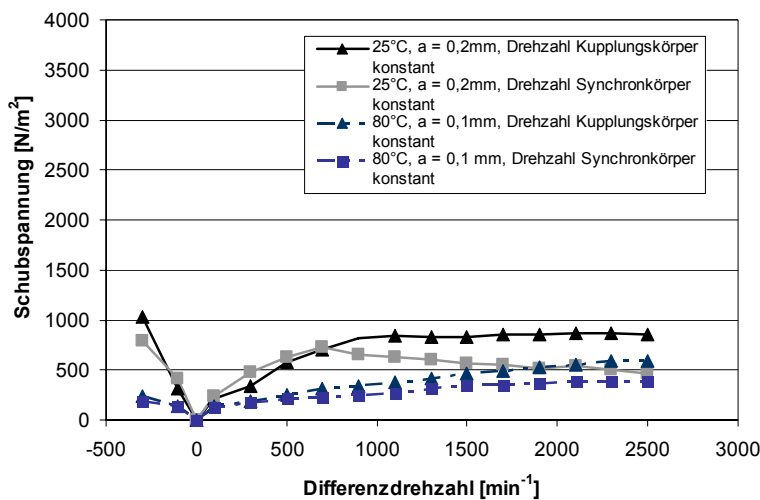


Für die Differenzdrehzahl gilt:

$$\begin{aligned} \Delta n &= |n_{KK} - n_{SK}|, && \text{falls während einer Versuchsreihe } n_{SK} = \text{konst und} \\ \Delta n &= |n_{SK} - n_{KK}|, && \text{falls während einer Versuchsreihe } n_{KK} = \text{konst.} \end{aligned} \quad (16)$$

$\Delta n$	Differenzdrehzahl	$n_{KK}$	Drehzahl Kupplungskörper
$n_{SK}$	Drehzahl Synchronkörper		

Unterschiede im Schubspannungsverlauf bei betragsmäßig gleicher Differenzdrehzahl sind vorhanden, jedoch in gezeigten Versuchen mit Außenbeölung nicht als maßgeblich anzusehen. Lediglich bei  $\vartheta_{Öl} = +25 \text{ °C}$  und  $\Delta n \approx 200 \text{ min}^{-1}$  ist ein größerer Unterschied im Schubspannungsverlauf bei der TC78-EF5010 Synchronisierung (**Bild 3-12**) zu erkennen.



**Bild 3-13:** Schubspannungsverlauf TC79-Ms Vergleich Versuchsreihe  $n_{KK} = 500 \text{ min}^{-1}$  und  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ , (MTF, Außenbeölung,  $a = 0,2 \text{ mm}$ , Ölvolumenstrom  $500 \text{ ml/min}$ ,  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ ,  $\vartheta_{Öl} = +25 \text{ °C}$ )

Für die Höhe der Schleppmomente ist entscheidend, wie viel Öl sich zwischen den Reibflächen befindet und welche Viskosität das Öl aufweist. Die drehzahlabhängige Menge an Öl zwischen den Reibflächen ist u.U. auch im Aufbau der Synchronisierung begründet (**Bild 3-14**). Bei der TC78-EF5010 ist der Carbonreibbelag am Zwischenring befestigt, bei der TC79-Ms Synchronisierung ist der Zwischenring aus Stahl.

Beide Synchronisierungen weisen unterschiedliche konvexe oder konkave Reibflächen aus Stahl oder aus dem jeweiligen Reibmaterial Messing bzw. Carbon auf. Es ist für die Menge an Öl zwischen den Reibflächen, welches vermutlich insbesondere bei der TC78-EF5010 im porösen Reibbelag und nicht im Stahlkonus gespeichert ist, nicht unerheblich ob der Reibbelag dem zugehörigen Konus bei einer bestimmten Differenzdrehzahl mit hoher Absolutdrehzahl vorseilt oder mit niedriger Absolutdrehzahl nachläuft. Unterschiedliche Absolutdrehzahlen des Reibbelags verursachen aufgrund der un-



**TC79-Ms**



**TC78-EF5010**

**Bild 3-14:** TC79-Ms, TC78-EF5010

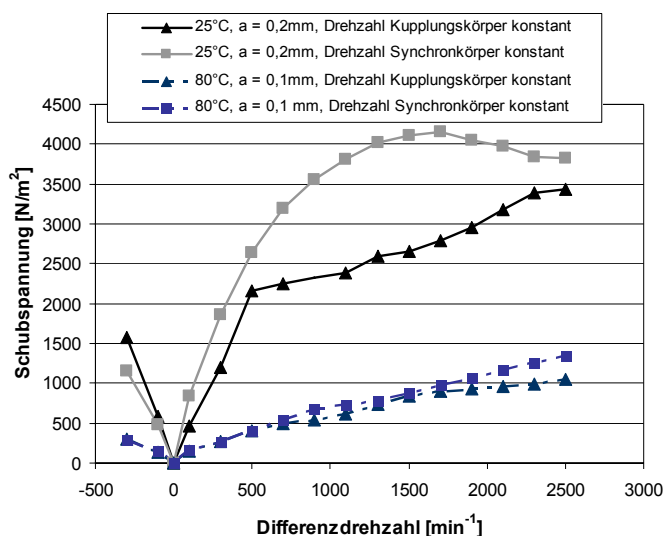
Beide Synchronisierungen weisen unterschiedliche konvexe oder konkave Reibflächen aus Stahl oder aus dem jeweiligen Reibmaterial Messing bzw. Carbon auf. Es ist für die Menge an Öl zwischen den Reibflächen, welches vermutlich insbesondere bei der TC78-EF5010 im porösen Reibbelag und nicht im Stahlkonus gespeichert ist, nicht unerheblich ob der Reibbelag dem zugehörigen Konus bei einer bestimmten Differenzdrehzahl mit hoher Absolutdrehzahl vorseilt oder mit niedriger Absolutdrehzahl nachläuft. Unterschiedliche Absolutdrehzahlen des Reibbelags verursachen aufgrund der un-

terschiedlichen Zentrifugalkräfte auf das Öl unterschiedliche Ölmengen zwischen den Reibflächen.

Ebenso kann das Schleppmoment einer Synchronisierungen davon abhängen, ob ein schnell drehender Reibbelag konvex oder konkav ausgeformt ist, da bei einem konkaven Reibbelag der Schmierstoff lediglich mit dem Anteil der Zentrifugalkraft, welcher entlang der konischen Reibfläche wirkt, aus der Reibfläche getrieben wird.

### 3.2.1.2 PKW Dreifachkonussynchronisierungen Synchronisierungen, Innenbeölung

Die Versuche der TC79-Ms Synchronisierung mit Außenbeölung aus **Bild 3-13** wurden mit



**Bild 3-15:** Schubspannungsverlauf TC79-Ms Vergleich Versuchsreihe  $n_{KK} = 500 \text{ min}^{-1}$  und  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$  (MTF, Innenbeölung, Ölvolumenstrom  $500 \text{ ml/min}$ ,  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ )

Innenbeölung bei ansonsten gleichen Betriebsbedingungen wiederholt. Ein Ölvolumenstrom in PKW Getrieben von  $500 \text{ mlmin}^{-1}$  unter Innenbeölung wird in der Praxis üblicherweise deutlich unterschritten, hier soll jedoch die Vergleichbarkeit zu den Versuchen mit Außenbeölung gewahrt werden. Das Schubspannungsniveau steigt im Vergleich zur Außenbeölung stark an und der Unterschied im Schubspannungsverlauf zwischen den Versuchsreihen, bei denen einmal die Kupplungskörperdrehzahl und einmal die Synchronkörperdrehzahl konstant gehalten wird, ist mit Betriebsöltemperatur  $\vartheta_{Öl} = +25 \text{ °C}$  deutlich vorhanden. Bei  $\vartheta_{Öl} = +80 \text{ °C}$  ist kein maßgeblicher Unterschied zu erkennen. Zum relativdrehzahlabhängigen Schubspannungsverhalten mit Außenbeölung kommen bei der TC79-Ms mit Innenbeölung zwei zusätzliche Effekte hinzu, welche berücksichtigt werden müssen:

Bei den Versuchen mit Innenbeölung entspricht die Drehzahl des Synchronkörpers der Drehzahl der Ölaustrittsdüse, wodurch die Schmierstoffverteilung - und zufuhr zu den Reibflächen direkt durch die Drehzahl des Synchronkörpers beeinflusst wird.

Ebenso können die Unterschiede im Schubspannungsniveau zwischen vorauseilendem Kupplungs- oder Synchronkörper bei gleicher Differenzdrehzahl in der Gewindestruktur des Messingreibbelags begründet sein und nicht hauptsächlich in den Ölabschleudereffekten und der von der Absolutdrehzahl abhängigen Ölmenge zwischen den Reibflächen. Das relativdrehzahlabhängige Schubspannungsverhalten tritt ebenfalls mit Innenbeölung bei

Ein Ölvolumenstrom in PKW Getrieben von  $500 \text{ mlmin}^{-1}$  unter Innenbeölung wird in der Praxis üblicherweise deutlich unterschritten, hier soll jedoch die Vergleichbarkeit zu den Versuchen mit Außenbeölung gewahrt werden. Das Schubspannungsniveau steigt im Vergleich zur Außenbeölung stark an und der Unterschied im Schubspannungsverlauf zwischen den Versuchsreihen

den Einfachkonussynchronisierungen EK55, EK72 und EK114 mit Messingreibbelag auf. Die Erläuterungen des Wirkmechanismus finden sich in Abschnitt 3.2.3.2.

### 3.2.1.3 Interpretation der Versuchsergebnisse zum Einfluss der Beölung

#### Innenbeölung

Mit Innenbeölung steigt die Schmierstoffmenge zwischen den Reibflächen im Vergleich zur Außenbeölung an, da der Schmierstoff kontinuierlich durch die Fliehbeschleunigung von innen nach außen zwischen die Reibflächen gefördert wird. Die Schubspannung steigt degressiv an, wobei kein abrupter Schubspannungsabfall ab einer bestimmten Grenzdifferenzdrehzahl zu beobachten ist. Der degressive Verlauf der Schubspannung über der Differenzdrehzahl resultiert offensichtlich zum einen aus einer Verringerung der effektiven Viskosität aufgrund der Erhöhung des Luftanteils im Öl zwischen den Reibflächen und zum anderen aus der Verringerung der Ölviskosität aufgrund der Erwärmung des Öls durch die Reib- bzw. Verlustleistung (vgl. Abschnitt 3.2.3.2) und der eingebrachten hohen Scherraten. [O1] beobachtete bei Lamellenkupplungen ebenfalls einen degressiven Anstieg des Schleppmoments über der Differenzdrehzahl, was er auf einen zunehmenden Luftanteil zwischen den Reibflächen der Kupplung mit steigender Differenzdrehzahl zurückführt. Die Veränderung der Ölmenge zwischen den Reibflächen in Abhängigkeit der Differenzdrehzahl wurde von [K1] für Lamellenkupplungen anhand zweier rotierenden Plexiglasscheiben untersucht. Der prinzipielle Wirkmechanismus wird bei den Synchronschleppversuchen mit Innenbeölung vermutlich ähnlich sein, jedoch unterscheiden sich die Geometrien von Lamellenkupplungen und Synchronisierungen (Konuswinkel), was die Übertragbarkeit der Ergebnisse einschränkt.

Der starke Anstieg der Schubspannung beim Übergang von Außen- zu Innenbeölung und die deutliche Abgängigkeit der Schubspannung von der Betriebsöltemperatur bzw. -viskosität, sowie die minimalen Schleppmomente bei Versuchen **ohne Beölung** (vgl. Abschnitt 3.2.2) zeigen, dass der maßgebliche Anteil des Schleppmoments durch das Fluid, d.h. durch viskose Scherung und nicht durch Grenzreibung verursacht wird. Die Flüssigkeitsreibung ist v.a. bei  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$  um ein vielfaches höher als die Grenzreibung. Versuche mit höherer Öltemperatur und somit geringerer Ölviskosität lassen die Schubspannungen, sowohl mit Außen- wie auch mit Innenbeölung, aufgrund der geringeren viskosen Reibung sinken. Der Einfluss der Ölviskosität durch Temperaturvariation wird in Abschnitt 3.2.3 untersucht.

#### Außenbeölung

Zu Beginn der Versuchsreihen sind die Reibflächen bei stillstehendem Synchronring und Kupplungskörper mit Öl benetzt. Eine Drehzahlerhöhung verursacht aufgrund der mit der Absolutdrehzahl quadratisch ansteigenden Fliehbeschleunigung ein Abschleudern des Schmierstoffs aus dem Reibkontakt. Ebenso kann das von Außen über die Einspritzdüse zugeführte Öl bereits an der Schalt- oder Sperrverzahnung durch die Rotation des Syn-

chronrings abgeschleudert werden, sodass der zugeführte Ölvolumenstrom nur noch eingeschränkt zwischen die Reibflächen gelangen kann. Mit zunehmender Drehzahl verringert sich daher die Schmierstoffmenge zwischen den Reibflächen.

Die Schubspannung ist bei Versuchen mit steigender Kupplungskörperdrehzahl deutlich höher als die Schubspannung bei Versuchen mit fallender Kupplungskörperdrehzahl (**Bild 3-11**). Das Öl wird bei hoher Drehzahl des Kupplungskörpers bereits zu Beginn der Versuchsreihe durch die hohen Fliehkräfte oder durch die Schalt- bzw. Sperrverzahnung abgeschleudert. Das Öl kann unter Außenbeölung bei Rotation von Kupplungs- und Synchronkörper während der Versuchsreihe nicht mehr uneingeschränkt zwischen die Reibflächen gelangen.

Bei der Versuchsreihe mit steigender Kupplungskörperdrehzahl ist mehr Öl zu Beginn der Versuchsreihe zwischen den Reibflächen vorhanden, da sich Synchron- und Kupplungskörper in Ruhe befinden. Die Wellen werden beschleunigt und das Öl wird erst nach und nach aus dem Reibkontakt geschleudert, bis sich im Bereich hoher Differenzdrehzahlen  $\Delta n > 2500 \text{ min}^{-1}$  die Schubspannungen der beiden Versuchsreihen nahezu decken, da die Ölmenge im Kontakt ähnlich gering ist.

Es treten somit während den Versuchsreihen mit Drehzahlvariation unter Außenbeölung zwei gegenläufige Effekte auf, die den maßgeblichen Einfluss der Drehzahlsituation auf die Schubspannung bewirken:

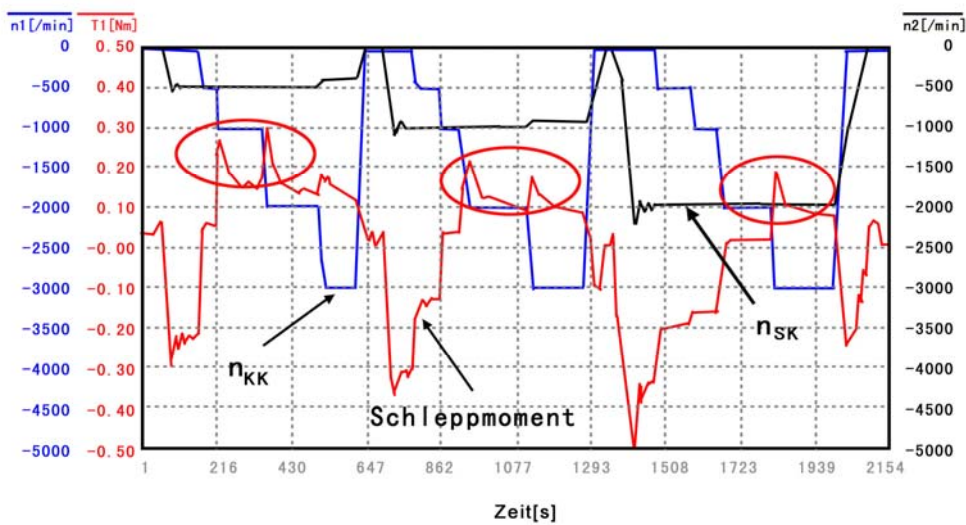
- eine Erhöhung der Differenz- und somit auch Absolutdrehzahl bewirkt eine Vergrößerung des Schergefälles zwischen den Reibflächen von Synchronring und Konus, was einen Anstieg der viskosen Reibung durch das Öl zwischen den Reibflächen zur Folge hat.
- höhere Differenzgeschwindigkeiten werden durch höhere Absolutgeschwindigkeiten realisiert, wodurch unter höheren Differenzgeschwindigkeiten die Fliehbeschleunigung ansteigt, was die Schmierstoffmenge zwischen den Reibflächen und somit auch den Anteil der Flüssigkeitsreibung verringert.

Die beiden gegenläufigen Effekte treten mit Innenbeölung ebenfalls auf, wobei hier das Öl kontinuierlich nachgefördert wird, was die Ölmenge zwischen den Reibflächen im Vergleich zur Außenbeölung v.a. unter höheren Absolutdrehzahlen deutlich ansteigen lässt.

Unter Außenbeölung kann im Gegensatz zur Innenbeölung das Öl ab einer bestimmten Drehzahl nahezu vollständig abgeschleudert werden, sodass sich über der Differenzdrehzahl ein konstantes niedriges Schleppmoment einstellt (**Bild 3-8**). Diese Grenzdrehzahl ist von den Betriebsbedingungen abhängig.

Ebenso kann auch hier die Abhängigkeit der Viskosität von der Scherrate den degressiven Verlauf über der Differenzdrehzahl begünstigen, da die (scheinbare) Viskosität mit steigender Scherrate abnehmen kann. Nach [G3] kann es ab Scherraten von  $\dot{\gamma} > 10^5 \text{ s}^{-1}$  zu einem Viskositätsabfall. Scherraten dieser Größenordnung werden bei den Synchronisierungsversuchen erreicht und zum Teil sogar überschritten ( $\dot{\gamma} > 1,0 \cdot 10^6 \text{ s}^{-1}$  bei der TC78/79-Synchronisierung).

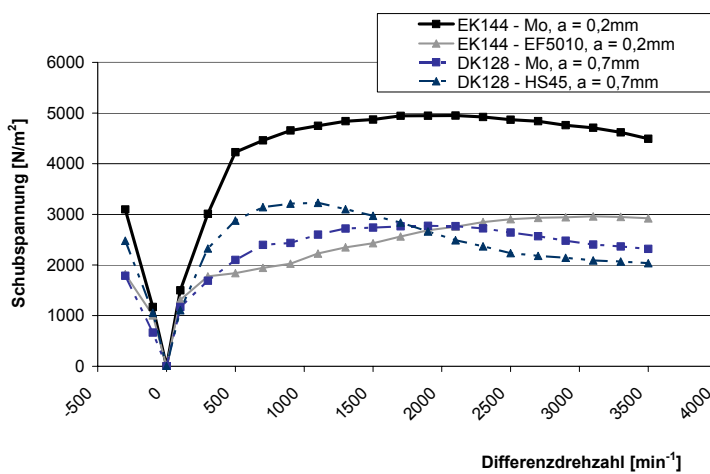
**Bild 3-16** zeigt den Messsignalverlauf eines Versuchs der TC79-Ms Synchronisierung mit Außenbeölung, bei dem die Drehzahlschritte des Kupplungskörpers auf  $\Delta n = 500$  bzw.  $1000 \text{ min}^{-1}$  erhöht wurden. Das Schleppmoment halbiert sich unter konstanten Betriebsbedingungen bei  $n_2 = n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$  (Drehzahlen systembedingt negativ angetragen) bis sich nach circa 120 Sekunden ein konstantes stationäres Moment einstellt. Das Abklingen des Schleppmomentniveaus über der Zeit unter konstanten Betriebsbedingungen wird auf ein kontinuierliches Freischleudern des Schmierstoffs zurückgeführt. Wird die Drehzahl erhöht, so befindet sich noch mehr Schmierstoff vom zuletzt angefahrenen Betriebspunkt niedrigerer Drehzahl zwischen den Reibflächen, welcher über der Zeit erst kontinuierlich abgeschleudert wird.



**Bild 3-16:** Messsignalverlauf TC79-Ms (axiales Lüftspiel 0,2 mm, Betriebsöltemperatur  $\vartheta_{O1} = +25$  °C, Außenbeölung, MTF, Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $n_1 = n_{KK}$ ,  $n_2 = n_{SK}$ )

### 3.2.1.4 NFZ-Synchronisierungen Innenbeölung

In **Bild 3-17** und **Bild 3-18** sind die Schubspannungen über der Differenzdrehzahl für die



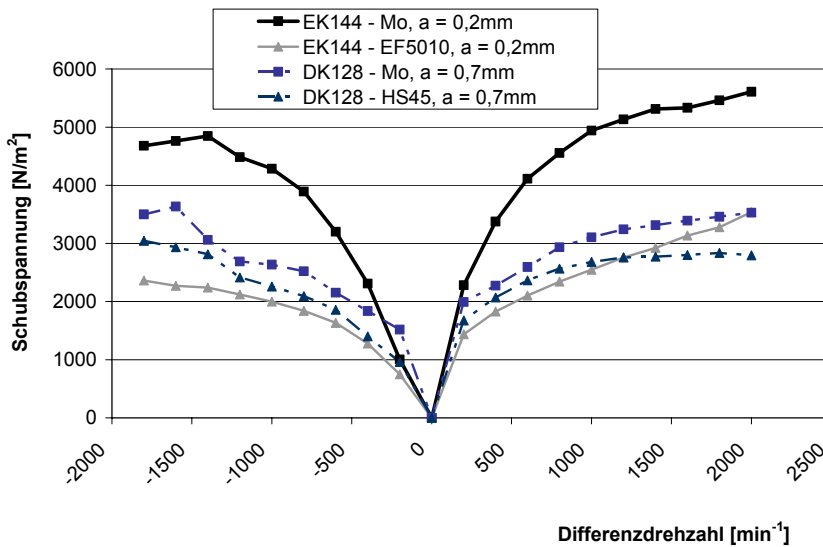
**Bild 3-17:** Schubspannungsverlauf EK144, DK128 (ECOFLUID M, Innenbeölung,  $\vartheta_{O1} = +25$  °C, Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ )

Versuche der NFZ-Synchronisierungen mit Innenbeölung für  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$  und  $n_{SK} = 2000 \text{ min}^{-1}$  dargestellt.

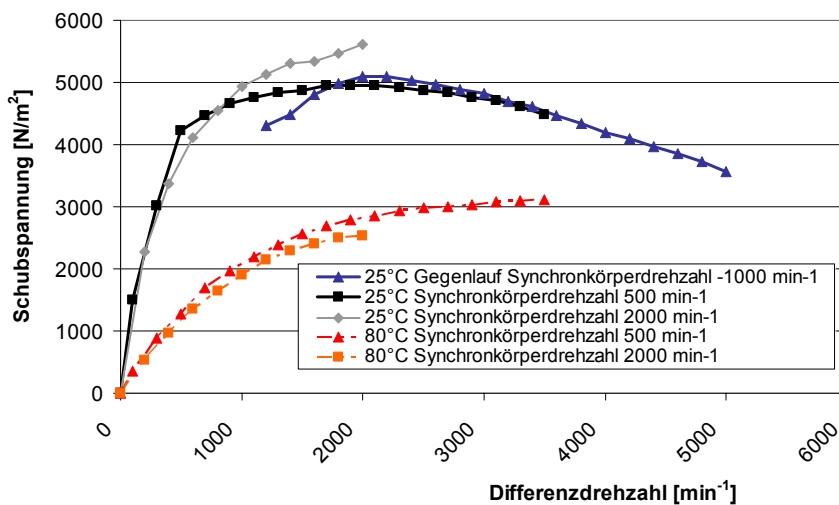
Es zeigt sich analog den Versuchen der PKW-Synchronisierungen mit Innenbeölung der degressive Verlauf der Schubspannung über der Differenzdrehzahl bei ähnlichem Schubspan-

nungsniveau. Daher ist der Einfluss der Beölungssituation für die Schubspannung deutlich größer als die Masse oder die Bauart einer Synchronisierung.

Es gibt keinen un stetigen Abfall der Schubspannung bei höheren Differenzdrehzahlen



**Bild 3-18:** Schubspannungsverlauf EK144, DK128 (ECOFLUID M, Innenbeölung,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25\text{ °C}$ , Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $n_{\text{SK}} = 2000\text{ min}^{-1}$ )



**Bild 3-19:** Schubspannungsverlauf EK144-Molybdän (Ecofluid M, Innenbeölung,  $a = 0,2\text{ mm}$ , Ölvolumenstrom 500 ml/min)

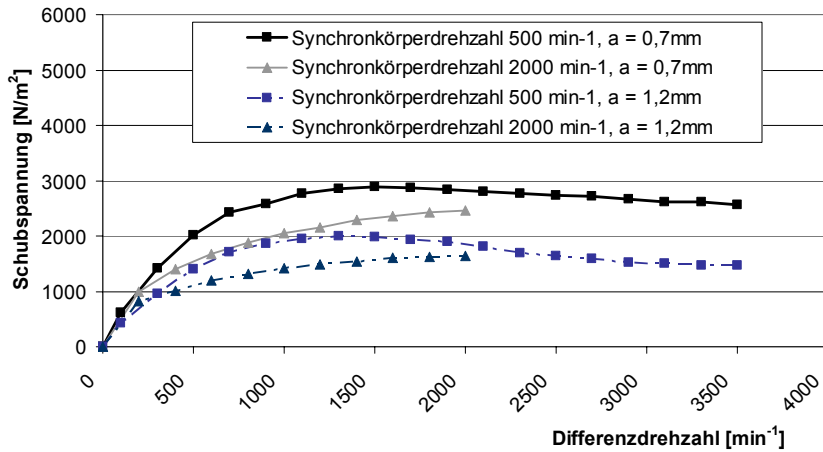
durch Abschleudereffekte wie mit Außenbeölung. Der maximale Wert der Schubspannung einer Versuchsreihe  $\tau_{\text{max}}$  unterscheidet sich vom Wert der Schubspannung bei höchster Differenzdrehzahl im Gegensatz zu Versuchen mit Außenbeölung nicht mehr nennenswert. Mit Innenbeölung hängt die Höhe der Schubspannung überwiegend von der Differenzdrehzahl und deutlich weniger von den Absolutdrehzahlverhältnissen ab als mit Außenbeölung. Dies zeigen **Bild 3-19** mit **Bild 3-23**, in denen die Schubspannungsverläufe der EK144 und der DK128 Synchronisierungen bei unterschiedlicher Absolutdrehzahl des Synchronkörpers über der

Differenzdrehzahl aufgetragen sind. Grund für die von der Absolutdrehzahl weitgehend unabhängige Schubspannung ist der kontinuierliche Ölvolumenstrom unter Innenbeölung, der zwischen die Reibflächen nachgefördert wird. Es tritt kein nennenswerter Abschleudereffekt bspw. an der Sperrverzahnung auf und die Ölversorgung zwischen den Reibflächen bleibt auch bei höheren Absolutdrehzahlen bestehen.

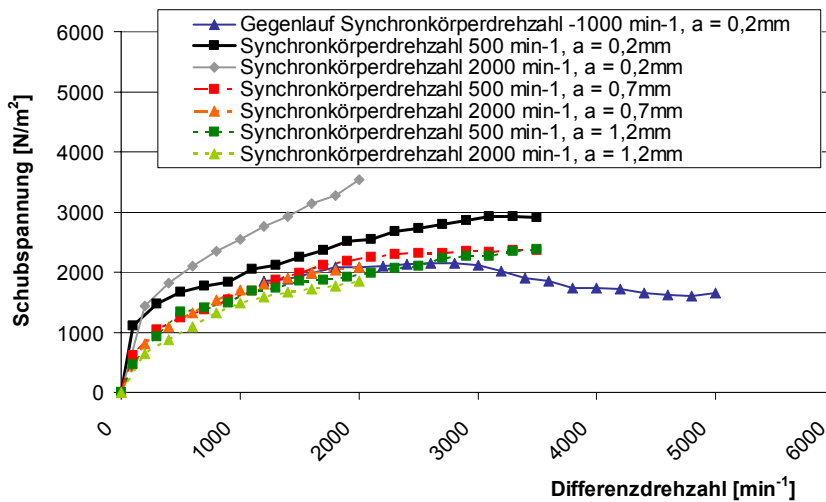
Insbesondere bei den Versuchen mit der EK144-Mo und axialem Lüftspielen 0,2 mm (**Bild 3-19**) gibt es keinen nennenswerten Unterschied im Schubspannungsverlauf über der Differenzdrehzahl zwischen  $n_{\text{SK}} = 500\text{ min}^{-1}$ ,  $n_{\text{SK}} = 2000\text{ min}^{-1}$  und  $n_{\text{SK}} = -1000\text{ min}^{-1}$ , obwohl sich die Absolutdrehzahlen deutlich unterscheiden. Der **Einfluss der Absolutdreh-**

zahl ist hier untergeordnet. Bei axialem Lüftspiel 0,7 mm und 1,2 mm (Bild 3-20) ist das Niveau der Schubspannung mit  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$  etwas höher als mit  $n_{SK} = 2000 \text{ min}^{-1}$ , die Abweichung ist hier aber ebenfalls nicht maßgeblich.

Versuche der EK144 mit Carbonreibbelag bestätigen den nicht maßgeblichen Einfluss der Absolutdrehzahl auf die Höhe der Schubspannung (Bild 3-21). Allerdings ist hier im Vergleich zur Molybdän-



**Bild 3-20:** Schubspannung EK144-Molybdän (Ecofluid M, Innenbeölung, Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ }^\circ\text{C}$ )

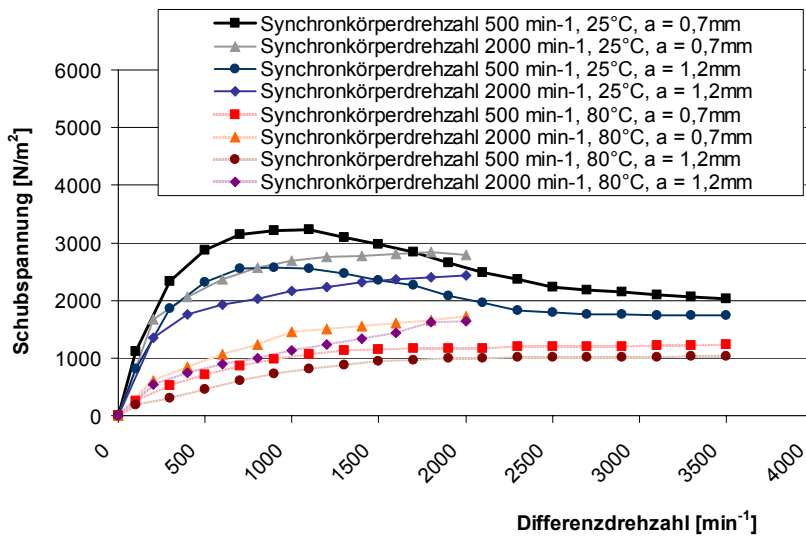


**Bild 3-21:** Schubspannung EK144-EF5010 (Ecofluid M, Innenbeölung, Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ }^\circ\text{C}$ )

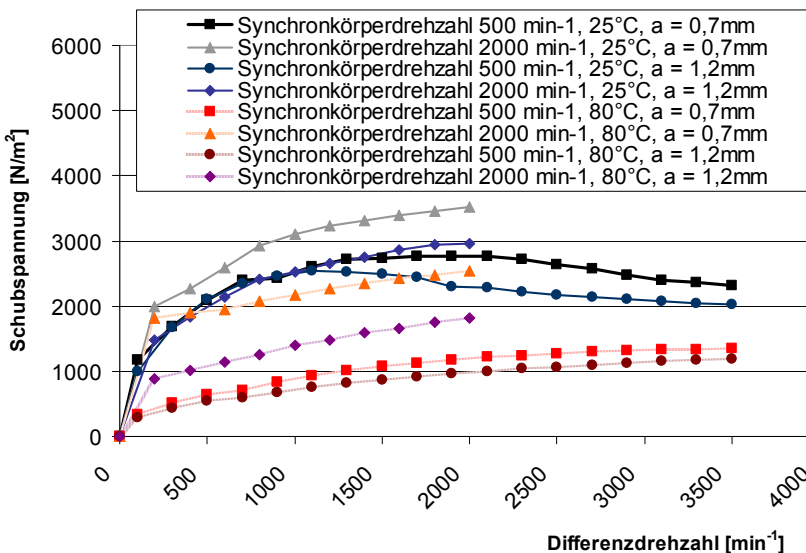
zahl  $n_{SK} = 2000 \text{ min}^{-1}$  maßgeblich höher als mit Synchronkörperdrehzahl  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$  (Bild 3-23). Ein Erklärungsansatz liegt in einer möglichen Bauteildynamik der Synchronringe des Doppelkonussystems begründet. Aufgrund der geringen Viskosität des Öls bei  $\vartheta_{\text{Öl}} = +80 \text{ }^\circ\text{C}$  und der daraus resultierenden geringen Dämpfungswirkung ist es möglich, dass unter hoher Absolutdrehzahl des Synchronkörpers verstärkt Ringbewegungen induziert werden, wodurch das Lüftspiel zwischen den beiden Reibflächen ungleich verteilt wird. Die Reibfläche mit dem geringeren Lüftspiel kann eine überproportionale Schubspannung verursachen.

variante der Unterschied zwischen den Schubspannungen mit unterschiedlichen Synchronkörperdrehzahlen bei geringem axialem Lüftspiel 0,2 mm größer als bei größerem Lüftspiel 0,7 mm und 1,2 mm.

Die DK128/135 mit Streusinterbelag zeigt mit Innenbeölung keine maßgeblichen Unterschiede im Schubspannungsniveau bei gleicher Differenzdrehzahl und unterschiedlichen Drehzahlen des Synchronkörpers (Bild 3-22). Der Absolutdrehzahleinfluss ist auch hier untergeordnet. Bei der Molybdänvariante ist jedoch mit  $\vartheta_{\text{Öl}} = +80 \text{ }^\circ\text{C}$  und axialem Lüftspiel 0,7 mm und 1,2 mm die Schubspannung mit Synchronkörperdreh-



**Bild 3-22:** DK128-HS45 (Ecofluid M, Innenbeölung, Ölvolumenstrom 500 ml/min)



**Bild 3-23:** Schubspannung DK128-Mo (Ecofluid M, Innenbeölung, Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $\vartheta_{Öl} = +25\text{ °C}$ ,  $a = 0,7\text{ mm}$ )

Jedoch zeigt die DK128-Mo als einzige untersuchte Synchronisierung bei  $\vartheta_{Öl} = +80\text{ °C}$  ein von der Synchronkörperdrehzahl abhängiges Schubspannungsverhalten. Ein maßgeblicher Einfluss der Absolutdrehzahlen auf das Schubspannungsverhalten unabhängig von den vorliegenden Betriebsbedingungen kann somit nicht vollständig ausgeschlossen werden.

### 3.2.1.5 Korrelation der Schubspannungen mit dem Newtonschen Schubspannungsgesetz

Zur Korrelation der Schubspannung mit dem Newtonschen Schubspannungsgesetz, erfolgt in **Bild 3-24** zunächst die Gegenüberstellung des Kennwerts  $\tau_{\max}$  von Innen- und

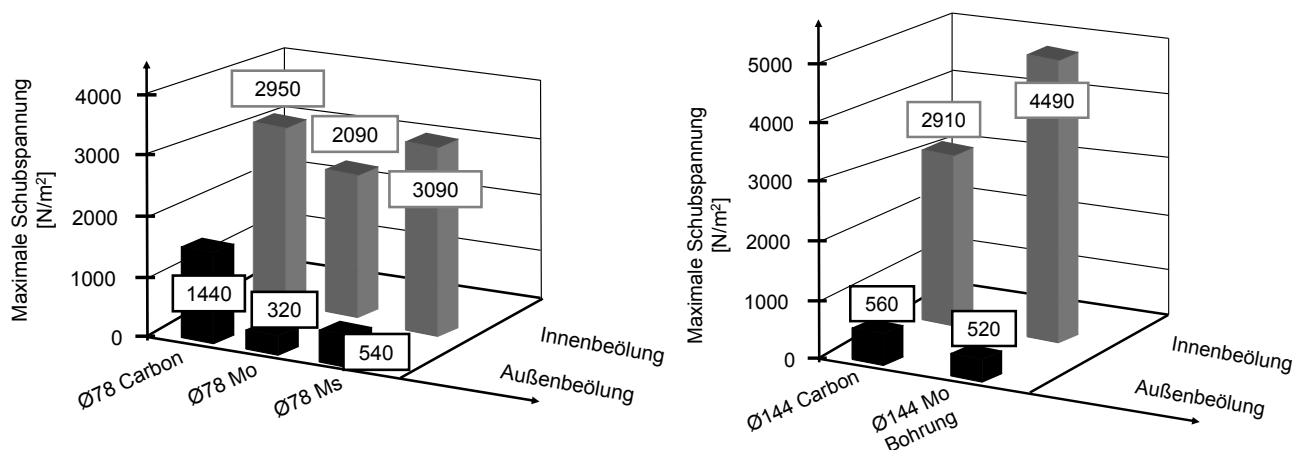
### Fazit:

Grundsätzlich ist bei der Frage nach der Abhängigkeit der Schubspannung von der Absolutdrehzahl entscheidend, inwieweit die Absolutdrehzahl die Ölversorgung zwischen die Reibflächen von Synchronring und Konus beeinflusst. Je mehr Öl sich zwischen den Reibflächen befindet, desto höher werden die Schleppmomente. Aufgrund der kontinuierlichen Ölversorgung mit Innenbeölung vom Inneren der Synchronisierung nach außen und den dadurch untergeordneten Abschleudereffekten, haben die Absolutdrehzahlen von Konus und Synchronkörper einen deutlich geringeren Einfluss auf die Schubspannungen als mit Außenbeölung.



Außenbeölung. Das linke Diagramm zeigt die Kennwerte  $\tau_{\max}$  der TC78/79-EF5010, Molybdän und Messingvariante, das rechte Diagramm die Kennwerte  $\tau_{\max}$  der EK144-EF5010 und Molybdänvariante jeweils mit Außen- und Innenbeölung. Aufgrund der höheren Schmierstoffmenge zwischen den Reibflächen, bewirkt Innenbeölung sowohl bei PKW- als auch bei NFZ-Synchronisierungen einen starken Anstieg des Schleppmoments bzw. der Schubspannung (bis zu Verneunfachung). Als maßgeblicher Wirkmechanismus für die Entstehung der Schleppmomente kann daher viskose Flüssigkeitsreibung angesehen werden, welche möglicherweise über das Newtonsche Schubspannungsgesetz für eine laminare Strömung berechnet werden kann.

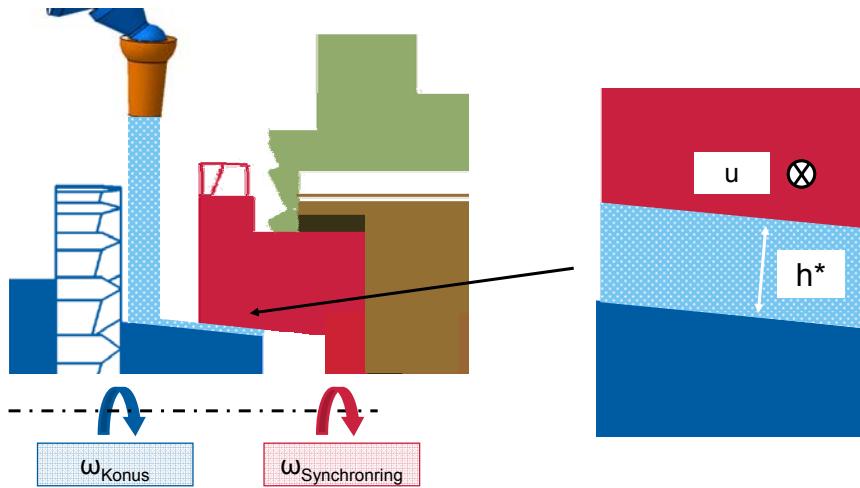
Reine Newtonsche Schubspannung mit konstanter Viskosität und vollständig benetzten Reibflächen kann jedoch nicht vorliegen, da die Schubspannung anders als beim Newtonschen Schubspannungsgesetz über der Differenzdrehzahl nicht linear, sondern degressiv ansteigt (vgl. Abschnitt 3.2.1.1 mit 3.2.1.4). Dennoch soll im Folgenden überprüft werden, inwieweit das Newtonsche Schubspannungsgesetz für die Berechnung der Schleppmomente von Synchronisierungen im nicht geschalteten Zustand verwendet werden kann.



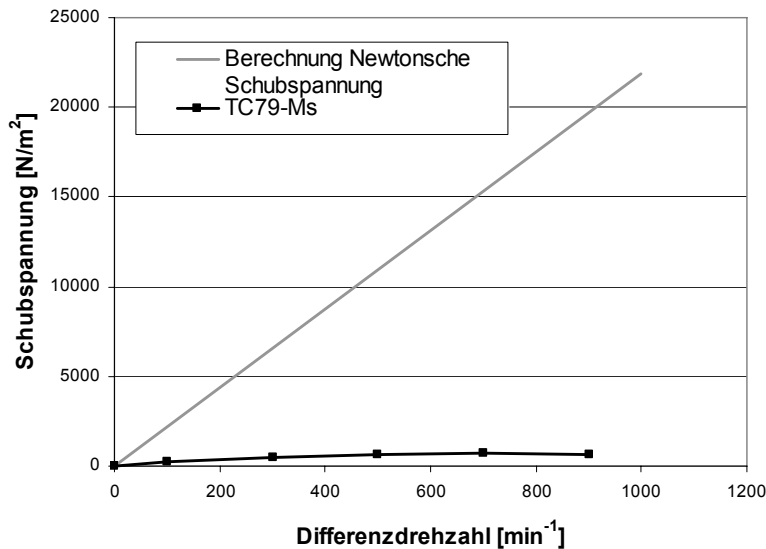
**Bild 3-24:** Vergleich Außen- und Innenbeölung anhand  $\tau_{\max}$  (links: PKW-Synchronisierungen,  $a = 0,7 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$ , Ölvolumenstrom  $500 \text{ ml/min}$ ,  $n_{\text{SK}} = 500 \text{ min}^{-1}$ , MTF rechts: NFZ-Synchronisierungen,  $a = 0,2 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$ , Ölvolumenstrom  $500 \text{ ml/min}$ ,  $n_{\text{SK}} = 500 \text{ min}^{-1}$ , ECOFLUID M)

Für die Rechnung über das Newtonsche Schubspannungsgesetz (NSG) werden folgende Annahmen getroffen:

Zwischen den (als glatt angenommenen) Reibflächen entsteht das Schleppmoment bzw. die Schubspannung ausschließlich über Newtonsche Schubspannung (Couette Strömung, von der Schergeschwindigkeit unabhängige Viskosität des Schmierstoffs). Das gesamte Volumen zwischen den Reibflächen ist mit Öl benetzt und die Schmierstalthöhe entspricht dem maximalen Abstand der Reibflächen  $h^*$ , welcher durch das axiale Lüftspiel vorgegeben wird.



**Bild 3-25:** Modellannahme zur Berechnung des Newtonschen Schubspannungsgesetzes



**Bild 3-26:** Schubspannung TC79-Ms, Vergleich Messung - Rechnung (MTF,  $a = 0,2 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$ , Ölvolumenstrom  $500 \text{ ml/min}$ , Außenbeölung,  $n_{\text{SK}} = 500 \text{ min}^{-1}$ )

Die in **Bild 3-26** nach dem Newtonschen Schubspannungsgesetz (Gleichung 17) mit konstanter Scherrate berechnete Schubspannung der TC79-Ms für einen vollständig mit Öl gefüllten Schmierpalt (**Bild 3-25**) ist deutlich größer als die aus dem Versuch experimentell ermittelte Schubspannung. Rechnung und Versuch divergieren umso stärker, je höher die Differenzdrehzahl ist.

$$F_{\text{Reib}} = \int \eta \cdot \frac{\partial u}{\partial z} \cdot dA \quad (17)$$

$F_{\text{Reib}}$	[N]	Reibungskraft im Mischreibungsbereich	$z$	[m]	Koordinate senkrecht zur Reibfläche
$\eta$	[Nsm <sup>-2</sup> ]	dynamische Viskosität	$dA$	[m <sup>2</sup> ]	inkrementelles Flächenelement in der Reibfläche
$u$	[ms <sup>-1</sup> ]	Gleitgeschwindigkeit			

Eine Ursache in der Abweichung zwischen Berechnung und Versuch ist im Vorliegen einer Schmierstoffteilfüllung zwischen den Reibflächen, wodurch ein Anteil der Reibung durch Flüssigkeitsreibung und ein Anteil durch Oberflächenkontakt übertragen wird, begründet. Die Grenzreibung ist dabei um ein vielfaches geringer als die viskose Scherreibung (**Bild 3-30**). Das Öl- / Luft- Gemisch zwischen den Reibflächen ist über der Differenz- bzw. Absolutdrehzahl veränderlich, wodurch sich die Schubspannungen ändern.

Das Newtonsche Schubspannungsgesetz setzt ebenfalls eine konstant bleibende Viskosität voraus. Bei den Schleppmomentversuchen ändert sich die Viskosität gegebenenfalls durch Temperaturerhöhung aufgrund der eingebrachter Reibleistung in den Reibkontakt (vgl. **Bild 3-48** und **Bild 3-49**) und den hohen Scherraten des Öls zwischen den Reibflächen.

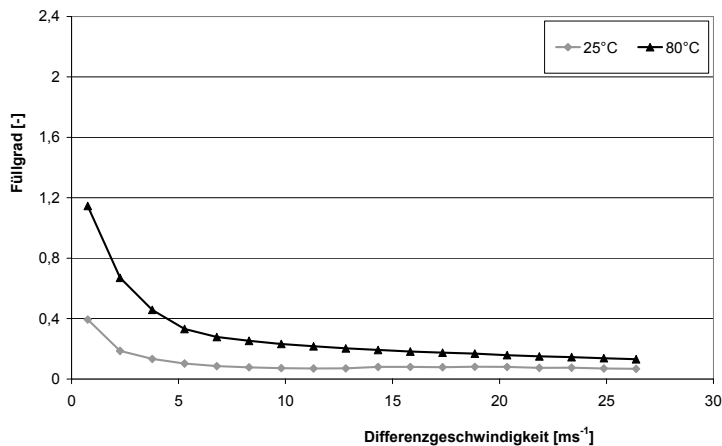
Würde der Reibungsanteil durch viskose Flüssigkeitsreibung den Gesetzmäßigkeiten des Newtonschen Schubspannungsgesetz folgen, so ließe sich der Anteil des mit Öl befüllten Volumens zwischen den Reibflächen, bezogen auf das gesamte Volumen zwischen den Reibflächen, über das Verhältnis der nominellen Schubspannung zur Newtonschen Schubspannung abschätzen (Gleichung (18)). Dieses Verhältnis (Füllgrad  $f$ ) müsste vor allem in Bereichen niedriger Differenzgeschwindigkeit bzw. niedriger Scherrate und damit näherungsweise konstanter Viskosität aussagekräftig sein.

$$f = \frac{\tau_{nom}}{\tau_{NSG}} \quad (18)$$

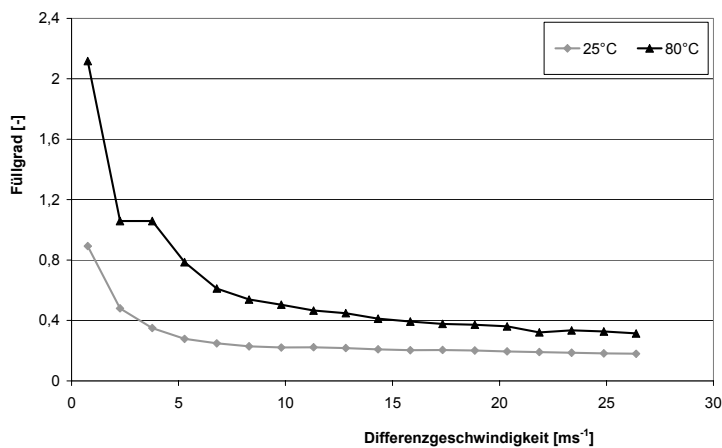
$$f = \frac{\tau_{nom}}{\eta \cdot \frac{\Delta v}{h}}$$

$\tau_{nom}$	[Nm <sup>-2</sup> ]	aus dem gemessenen Schleppmoment berechnete nominelle Schubspannung	$f$	[-]	Füllgrad
$\tau_{NSG}$	[Nm <sup>-2</sup> ]	aus dem Newtonschen Schubspannungsgesetz berechnete Schubspannung	$\eta$	[Nsm <sup>-2</sup> ]	dynamische Viskosität bei Betriebstemperatur
			$\Delta v$	[ms <sup>-1</sup> ]	Differenzgeschwindigkeit
			$h$	[m]	Schmierspalthöhe

Setzt man in Formel (18) die aus dem gemessenen Schleppmoment berechnete nominelle Schubspannung der EK144-EF5010 für  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$  und  $\Delta v \geq 0 \text{ ms}^{-1}$  unter Berücksichtigung der Viskositätsänderung durch die am Konus gemessenen Temperaturerhöhung durch die Reibleistung der Schleppmomente bei Raumtemperatur (**Bild 3-49**) ein, so ergeben sich für ein axiales Lüftspiel von 0,2 mm und 0,7 mm die Füllgradverläufe aus **Bild 3-27** und **Bild 3-28**. Bei  $\vartheta_{Öl} = +80 \text{ °C}$  wird die Viskositätsänderung durch den



**Bild 3-27:** Füllgrad aus gemessenem Schleppmoment, EK144-EF5010 ( $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ ,  $\Delta n > 0$ , ECOFLUID M, axiales Lüftspiel 0,2 mm, Ölvolumenstrom  $500 \text{ mlmin}^{-1}$ )



**Bild 3-28:** Füllgrad aus gemessenem Schleppmoment, EK144-EF5010 ( $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ ,  $\Delta n > 0$ , ECOFLUID M, axiales Lüftspiel 0,7 mm, Ölvolumenstrom  $500 \text{ mlmin}^{-1}$ )

kann die Schleppmomente und damit den (scheinbaren) Füllgrad verändern. Ein Rückschluss auf die Schmierstoffmenge zwischen den Reibflächen über die gemessenen Schleppmomente ist somit nicht möglich. Zur Verifikation dieses Ergebnisses wurde zusätzlich die Berechnung des Füllgrads der TK89 (EF5010-Reibbelag) bei Drehzahlen bzw. Gleitgeschwindigkeiten kleiner der Abschleuderdrehzahl /-gleitgeschwindigkeit durchgeführt. Der berechnete Füllgrad steigt ebenfalls mit der Erhöhung des axialen Lüftspiels und mit der Erhöhung der Temperatur und bestätigt die Ergebnisse der EK-144 Synchronisierung.

reibungsbedingten Wärmeeintrag aufgrund der logarithmischen und damit geringen Abhängigkeit von Viskosität und Temperatur vernachlässigt (vgl. Ubbelohde-Walther - Diagramm **Bild 2-5**).

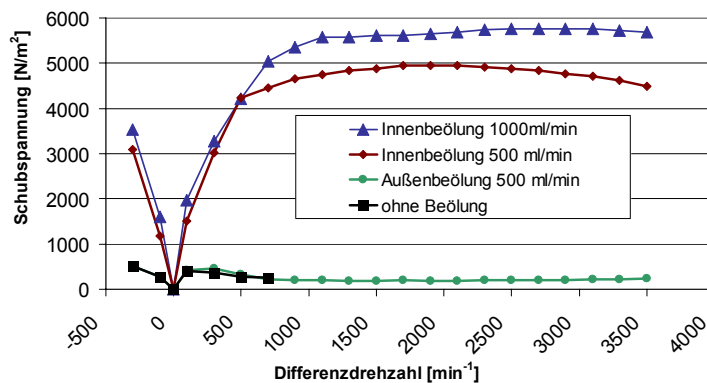
Die Abschätzung des Füllgrads weist über der Differenzgeschwindigkeit einen regressiven Verlauf auf. Mit steigendem axialem Lüftspiel und steigender Temperatur steigt tendenziell der errechnete Füllgrad. Eine mit steigendem axialem Lüftspiel bzw. mit steigender Temperatur einhergehende Erhöhung der Schmierstoffmenge bei konstantem Ölvolumenstrom ist widersprüchlich, sodass die Erhöhung des errechneten Füllgrads auf die bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen unterschiedlichen Strömungsverhältnisse zurück geführt werden muss. Der Übergang von einer laminaren in eine turbulente Strömung

### 3.2.2 Ölvolumenstrom

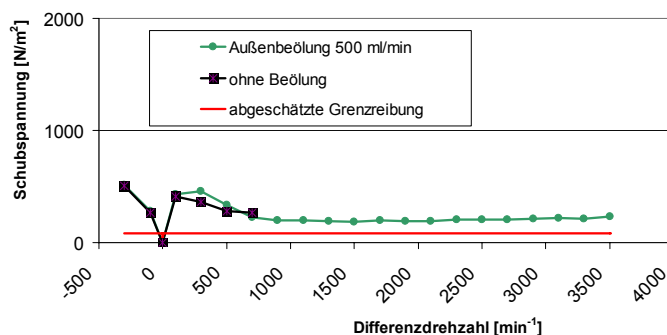
Der Einfluss des Ölvolumenstroms wird mit Innenbeölung anhand der NFZ-Synchronisierung EK144-Mo und mit Außenbeölung anhand der PKW-Synchronisierung TC79-Ms gezeigt. Die anderen im Rahmen der Dissertation untersuchten Synchronisierungen weisen qualitativ gleiches Verhalten auf.

#### 3.2.2.1 NFZ-Synchronisierung (EK144-Mo)

**Bild 3-29** und **Bild 3-30**, sowie **Bild 3-31** und **Bild 3-32** zeigen Schubspannungsverläufe unter unterschiedlicher Beölungssituation. Eine Veränderung des Ölvolumenstroms bei



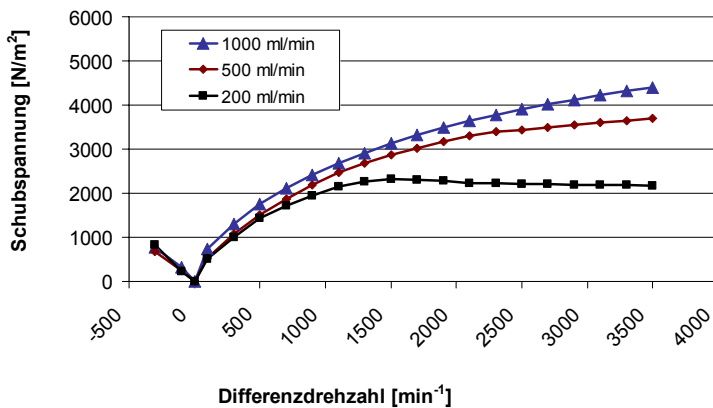
**Bild 3-29:** Schubspannung EK144-Mo Vergleich Ölvolumenstrom (ECOFLUID M,  $a = 0,2 \text{ mm}$ ,  $n_{SK} = 500$ ,  $\vartheta_{Öl} = +25 \text{ °C}$ )



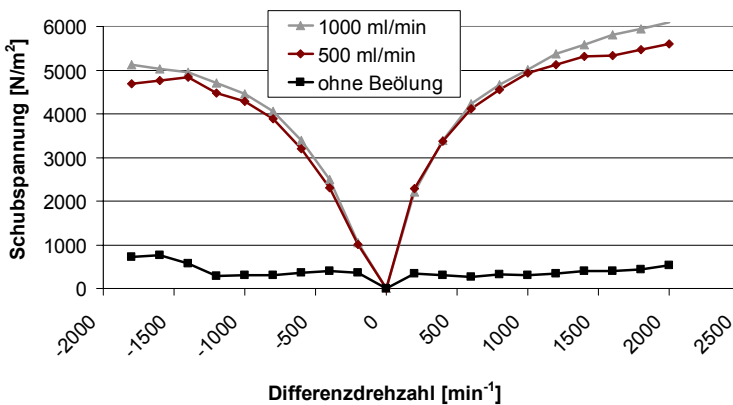
**Bild 3-30:** Schubspannung EK144-Mo Vergleich Ölvolumenstrom (ECOFLUID M,  $a = 0,2 \text{ mm}$ ,  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ ,  $\vartheta_{Öl} = +25 \text{ °C}$ )

Versuchen mit Innenbeölung und  $\vartheta_{Öl} = +25 \text{ °C}$  von 500 ml/min auf 1000 ml/min hat sowohl mit  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$  (**Bild 3-29**), wie auch mit  $n_{SK} = 2000 \text{ min}^{-1}$  (**Bild 3-32**) keinen nennenswerten Einfluss auf die Höhe der Schubspannung. Es tritt offensichtlich ein Sättigungseffekt ein, wobei sich die Ölbenetzung der Reibflächen im Bereich zwischen 500 ml/min und 1000 ml/min nicht nennenswert ändert.

Sowohl Außenbeölung wie auch das Aussetzen der Beölung (Ölvolumenstrom = 0 ml/min) senken das Schleppmoment jedoch stark ab. Nach einem Aussetzen der Beölung sind nahezu keine Schleppmomente mehr vorhanden, weshalb der Ölvolumenstrom als maßgeblicher Einflussfaktor auf die Schubspannung gilt.



**Bild 3-31:** Schubspannung EK144-Mo Vergleich Ölvolumenstrom (ECOFLUID M, Innenbeölung,  $a = 0,1 \text{ mm}$ ,  $n_{SK} = 500$ ,  $\vartheta_{Öl} = +80 \text{ °C}$ )



**Bild 3-32:** Schubspannung EK144-Mo Vergleich Ölvolumenstrom (ECOFLUID M, Innenbeölung,  $a = 0,2 \text{ mm}$ ,  $n_{SK} = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $\vartheta_{Öl} = +25 \text{ °C}$ )

menstrom 200 ml/min eine Sättigung der Schmierstoffmenge zwischen den Reibflächen auf.

## Fazit

Um auftretende Energieverluste durch Synchronisierungen im nicht geschalteten Zustand mit Innenbeölung zu vermeiden, ist eine Reduzierung der zugeführten Ölmenge soweit als möglich zu empfehlen. Es treten jedoch mit zunehmendem Ölvolumenstrom gegebenenfalls in bestimmten Drehzahlbereichen Sättigungseffekte auf, sodass die Schubspannungen auch unter weiterer Erhöhung der Ölmenge nicht nennenswert ansteigen.

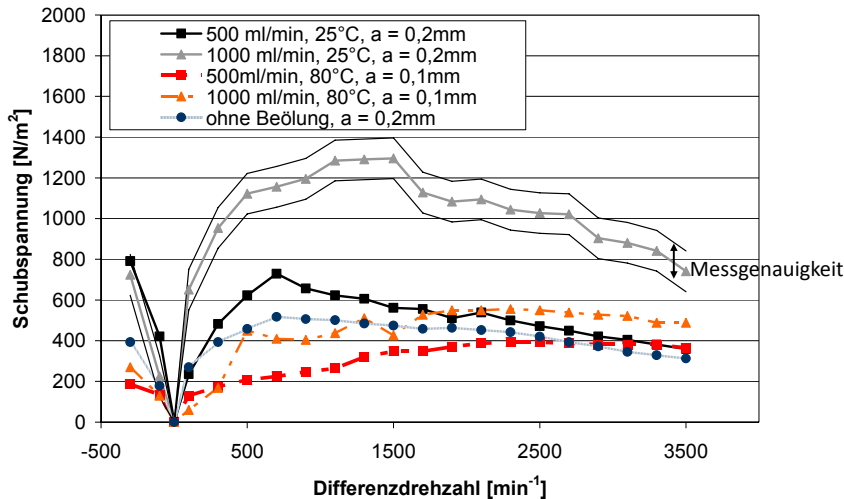
Die für die EK-144 Synchronisierung über Grenzreibung<sup>1</sup> abgeschätzte Schubspannung weist ein deutlich niedrigeres Niveau auf, als bei den Prüfstandsversuchen (insbesondere mit Innenbeölung) ermittelt wurde (**Bild 3-30**). Diese Differenz ist auf Flüssigkeitsreibung zurückzuführen.

Mit  $\vartheta_{Öl} = +80 \text{ °C}$  (**Bild 3-31**) und Innenbeölung wirkt sich eine Erhöhung des Ölvolumenstroms von 500 ml/min auf 1000 ml/min analog zu den Versuchen mit  $\vartheta_{Öl} = +25 \text{ °C}$  nicht nennenswert aus. Eine Verringerung des Ölvolumenstroms auf 200 ml/min lässt die Schubspannung jedoch bei hohen Differenzdrehzahlen im Vergleich zu 1000 ml/min um circa 50 % absinken. Bei geringen Drehzahlen ist kein nennenswerter Unterschied in den unterschiedlichen Schubspannungsverläufen zu erkennen. Hier tritt offensichtlich bereits mit Ölvolumenstrom 200 ml/min eine Sättigung der Schmierstoffmenge zwischen den Reibflächen auf.

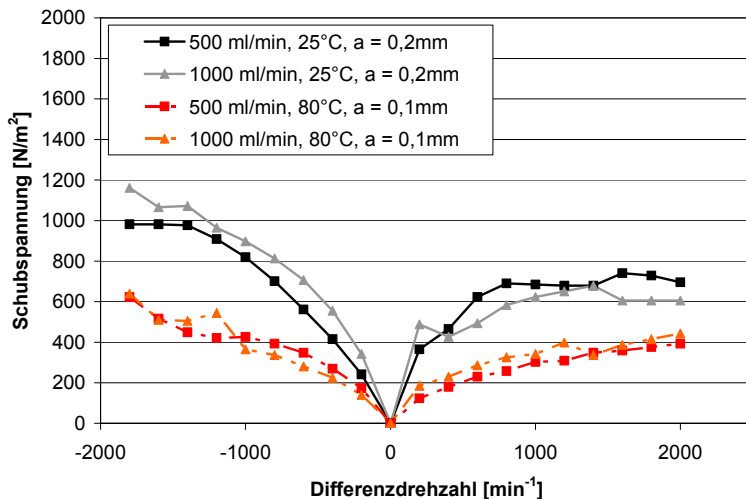
<sup>1</sup>  $T_{Grenz} = \mu \cdot g \cdot m \cdot r$  mit  $\mu = 0,1$ ,  $m$ : Masse des Synchronrings,  $r = 72 \text{ mm}$ ; aufgrund der geringen Normalkraft wird auf eine Berechnung nach [B2] verzichtet

### 3.2.2.2 PKW-Synchronisierung (TC79-Ms)

Es wurden unter Außenbeölung die beiden Ölvolumenströme  $\dot{V} = 500 \text{ ml/min}$  und  $\dot{V} = 1000 \text{ ml/min}$  mit allen Reibbelagvarianten der TC78/79 untersucht, wobei der Ölvolumenstrom  $\dot{V} = 1000 \text{ ml/min}$  über einen Schlauch und der Ölvolumenstrom  $\dot{V} = 500 \text{ ml/min}$  über eine Öleinspritzdüse zugeführt wurde (s. **Bild 3-85**). Der Schlauch mit größerem Öffnungsquerschnitt vermindert die Durchflussgeschwindigkeit des Öls und damit den auf die Synchronisierung übertragenen Impuls.



**Bild 3-33:** TC79-Ms Vergleich Ölvolumenstrom (MTF, Außenbeölung,  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ )



**Bild 3-34:** TC79-Ms Vergleich Ölvolumenstrom (MTF, Außenbeölung,  $n_{SK} = 2000 \text{ min}^{-1}$ )

Die Einspritzdüse bzw. der Schlauch wird, wie bei allen Versuchen mit Außenbeölung, zentral über dem Spalt zwischen Synchronring und Kupplungskörper positioniert. Ein nennenswert bis maßgeblicher Unterschied zwischen  $\dot{V} = 500 \text{ ml/min}$  und  $\dot{V} = 1000 \text{ ml/min}$  im Schubspannungsniveau zeigt sich lediglich mit  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$  und  $\vartheta_{Öl} = +25 \text{ °C}$ . Unter diesen Betriebsbedingungen kann offensichtlich bei 1000 ml/min mehr Öl zwischen die Reibflächen gelangen als bei 500 ml/min. Mit  $\vartheta_{Öl} = +80 \text{ °C}$  wirkt sich der Unterschied in der Ölmenge aufgrund der geringeren Viskosität und des ohnehin sehr geringen Schleppmoments im Schubspannungsniveau deutlich weniger aus. Ebenso ergeben sich mit höheren Drehzahlen des Synchronkörpers ( $n_{SK} = 2000 \text{ min}^{-1}$ ) bei Volumenstromvariation keine nennenswerten Unterschiede im Schubspannungsverhalten. Die höhere Fliehbeschleunigung bei höheren Absolutdrehzahlen verhindert, dass unter erhöhtem Ölvolumenstrom der zusätzliche Schmierstoff zwischen die Reibflächen gelangt. Ein Aussetzen der Beölung (**Bild 3-33**) zeigt etwas geringere Schubspannungen als die Versuche mit Außenbeölung

Die Einspritzdüse bzw. der Schlauch wird, wie bei allen Versuchen mit Außenbeölung, zentral über dem Spalt zwischen Synchronring und Kupplungskörper positioniert. Ein nennenswert bis maßgeblicher Unterschied zwischen  $\dot{V} = 500 \text{ ml/min}$  und  $\dot{V} = 1000 \text{ ml/min}$  im Schubspannungsniveau zeigt sich lediglich mit  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$  und  $\vartheta_{Öl} = +25 \text{ °C}$ . Unter diesen Betriebsbedingungen kann offensichtlich bei 1000 ml/min mehr Öl zwischen die Reibflächen gelangen als bei 500 ml/min. Mit  $\vartheta_{Öl} = +80 \text{ °C}$  wirkt sich der Unterschied in der Ölmenge aufgrund der geringeren Viskosität und des ohnehin sehr geringen Schleppmoments im Schubspannungsniveau deutlich weniger aus. Ebenso ergeben sich mit höheren Drehzahlen des Synchronkörpers ( $n_{SK} = 2000 \text{ min}^{-1}$ ) bei Volumenstromvariation keine nennenswerten Unterschiede im Schubspannungsverhalten. Die höhere Fliehbeschleunigung bei höheren Absolutdrehzahlen verhindert, dass unter erhöhtem Ölvolumenstrom der zusätzliche Schmierstoff zwischen die Reibflächen gelangt. Ein Aussetzen der Beölung (**Bild 3-33**) zeigt etwas geringere Schubspannungen als die Versuche mit Außenbeölung

bei Ölvolumenstrom 500 ml/min und  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$ , wobei die Schubspannungen tendenziell höher sind als mit  $\vartheta_{\text{Öl}} = +80 \text{ °C}$ . Unter Berücksichtigung der Messgenauigkeit (**Bild 3-33**) ist jedoch kein nennenswerter Unterschied im ohnehin sehr geringen Schubspannungsniveau zwischen den Versuchen ohne Beölung und den Versuchen mit  $\vartheta_{\text{Öl}} = +80 \text{ °C}$  zu erkennen ( $500 \text{ N/m}^2$  entspricht etwa einem Schleppmoment von 0,07 Nm).

### Fazit

Ölmangel führt bei Raumtemperatur zu einer Verringerung der Schubspannungen zwischen den Reibflächen.

Im Vergleich zu den Versuchen mit Beölung bei  $\vartheta_{\text{Öl}} = +80 \text{ °C}$  ist jedoch kein nennenswerter Unterschied im Niveau der Schubspannung festzustellen. Die Höhe der Grenzreibung zwischen Synchronring und Konus entspricht offensichtlich in etwa der Höhe der Mischreibung mit Öltemperatur  $\vartheta_{\text{Öl}} = +80 \text{ °C}$  unter Außenbeölung.

Je geringer die Betriebsölviskosität ist, desto geringer wirkt sich ein Anstieg der Ölmenge zwischen den Reibflächen auf die Schubspannungen aus.

## 3.2.3 Reibpaarung, axiales Lüftspiel und Betriebsölviskosität

Im Folgenden werden die unterschiedlichen Synchronisierungen, bzw. die unterschiedlichen Reibbeläge bei verschiedenen axialen Lüftspielen und Temperaturen bzw. Betriebsölviskositäten verglichen. Als Kennwert für die Vergleichbarkeit eignet sich die Schubspannung  $\tau_{\text{max}}$ . Es ist jedoch zu beachten, dass bei der Gegenüberstellung der Reibbeläge nicht zwischen werkstoff- und geometriespezifischen Einflüssen unterschieden wird. Die gleichen Reibwerkstoffe der unterschiedlichen Synchronisierungen unterscheiden sich gegebenenfalls in Geometrie und Nutung.

### 3.2.3.1 PKW-Synchronisierungen

Die TC78/79 wird in den drei Varianten Messing (Gewindestruktur und Axialnuten), Carbon (EF5010 vollflächig, Innenring Molybdän beschichtet) und Molybdän (Axialnuten) untersucht. Die TK89 Synchronisierung liegt in den Belagvarianten Carbon (EF5010 vollflächig, Innenring HS45) und Streusinter (HS45) vor. Mit Außenbeölung ist für die Höhe der Schubspannung vor allem entscheidend, inwiefern der Reibbelag in der Lage ist, den Schmierstoff zwischen den Reibflächen auch bei Einwirkung der Zentrifugalkraft zu halten. Unter  $n_{\text{SK}} = 2000 \text{ min}^{-1}$  und  $\Delta n < 0 \text{ min}^{-1}$  (Synchronkörper eilt dem Kupplungskörper voraus, vgl. Gleichung 16) gelangt durch den langsamer laufenden Kupplungskörper mehr Öl zwischen die Reibflächen als unter  $\Delta n > 0 \text{ min}^{-1}$ . Die Schubspannungen sind daher in Bereichen negativer Differenzdrehzahl im Allgemeinen mit Außenbeölung höher als in

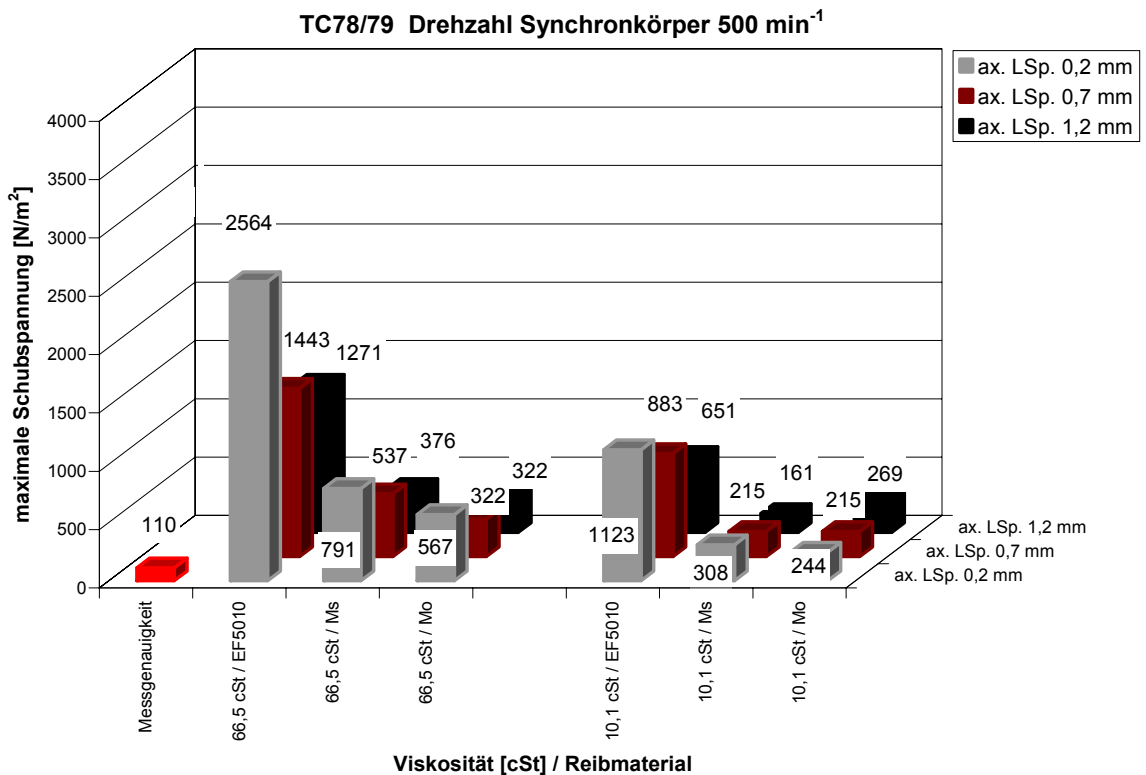


Bereichen positiver Differenzdrehzahl (vgl. **Bild 3-7**). Zur Wahrung einer einheitlichen Vergleichsbasis bei  $n_{SK} = 2000 \text{ min}^{-1}$  werden daher die  $\tau_{max}$ -Kennwerte des negativen Differenzdrehzahlbereichs ( $\Delta n < 0 \text{ min}^{-1}$ ) herangezogen.

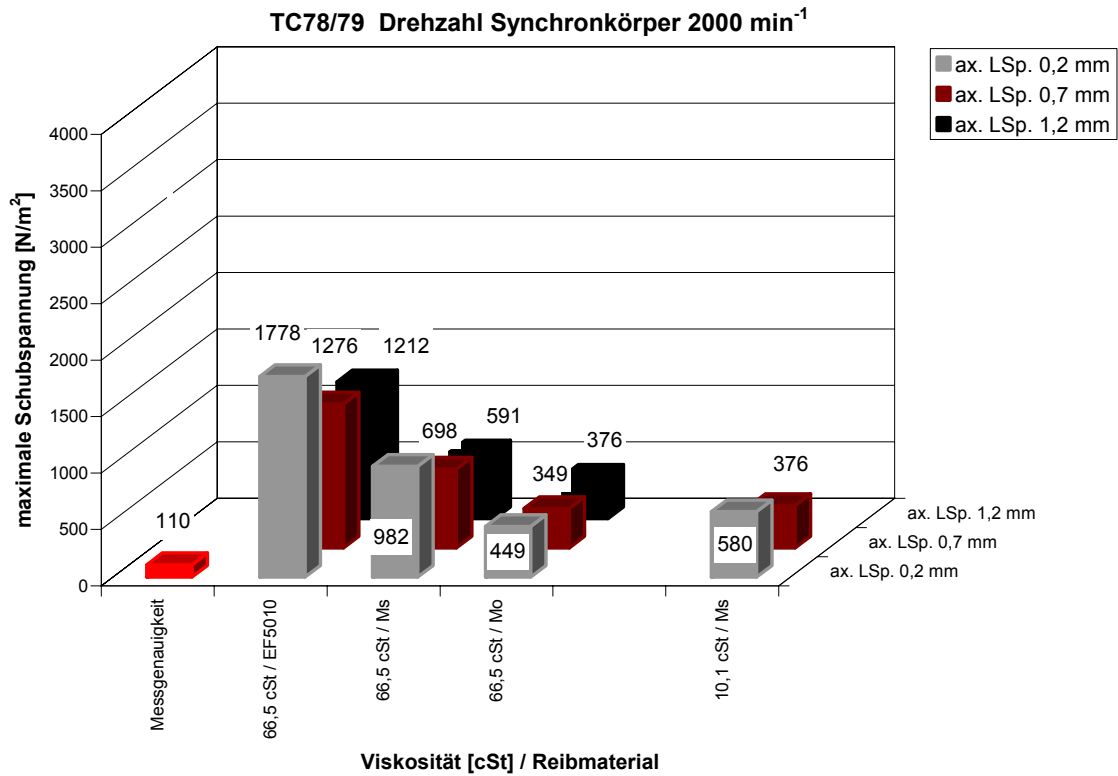
**TC79 Außenbeölung**

Die Diagramme zeigen die Kennwerte  $\tau_{max}$  bei unterschiedlichen Betriebsöltemperaturen bzw. -viskositäten und unterschiedlichen kumulierten axialen Lüftspielen.

Ein Vergleich der maximalen Schubspannung der unterschiedlichen Varianten der TC78/79 (**Bild 3-35**, **Bild 3-36**) mit Außenbeölung zeigt höchste Schubspannungen der EF5010-Variante, mittlere Schubspannungen der Ms-Variante und niedrigste Schubspannungen der Mo-Variante. Diese liegen bereits in Bereichen nahe der Messgenauigkeit ( $\sim 120 \text{ Nm}^{-2}$ ). Offensichtlich hält der poröse EF5010-Reibbelag (**Bild 7-9** und **Bild 7-10**) den Schmierstoff beim Einwirken der Zentrifugalkraft stärker zwischen den Reibflächen als der Messing und Molybdänreibbelag. Dieses Verhalten wird im Folgenden als Ölspeichervermögen bezeichnet.



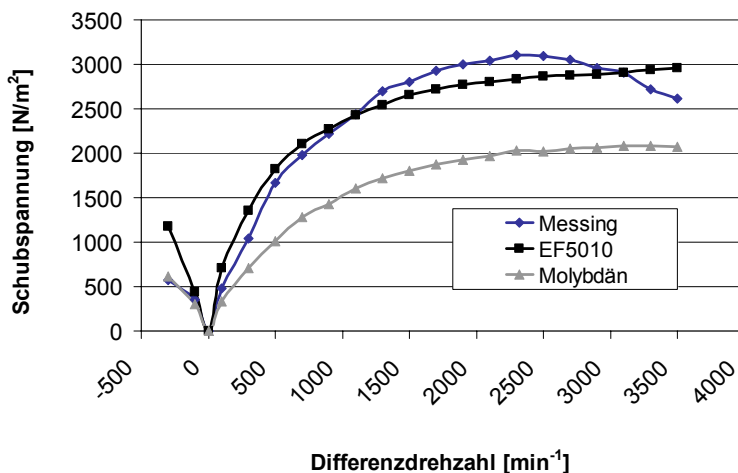
**Bild 3-35:** TC78/79 Kennwert  $\tau_{max}$  (MTF, Außenbeölung,  $a = 0,2 \text{ mm}, 0,7 \text{ mm}, 1,2 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{Öl} = +25 \text{ °C} / v_{Öl} = 66,5 \text{ cSt}, +80 \text{ °C} / v_{Öl} = 10,5 \text{ cSt}$ , Ölvolumentrom  $500 \text{ ml/min}$ ,  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ )



**Bild 3-36:** TC78/79 Kennwert  $\tau_{\max}$  (MTF, Außenbeölung,  $a = 0,2 \text{ mm}, 0,7 \text{ mm}, 1,2 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$  /  $v_{\text{Öl}} = 66,5 \text{ cSt}, +80 \text{ °C}$  /  $v_{\text{Öl}} = 10,5 \text{ cSt}$ , Ölvolumenstrom  $500 \text{ ml/min}$ ,  $n_{\text{SK}} = 2000 \text{ min}^{-1}$ )

### TC79 Innenbeölung

Unter Innenbeölung verringert sich der Unterschied im Schubspannungsniveau zwischen den unterschiedlichen Reibbelägen bei generellem Niveauanstieg. Die Messingvariante verursacht tendenziell die höchsten Schubspannungen, welche in etwa auf dem Niveau der EF5010 Variante liegen. Die Schubspannungen der Molybdänvariante liegen weiterhin deutlich darunter (**Bild 3-37**). Bei Innenbeölung ist aufgrund des durch die Reibflächen



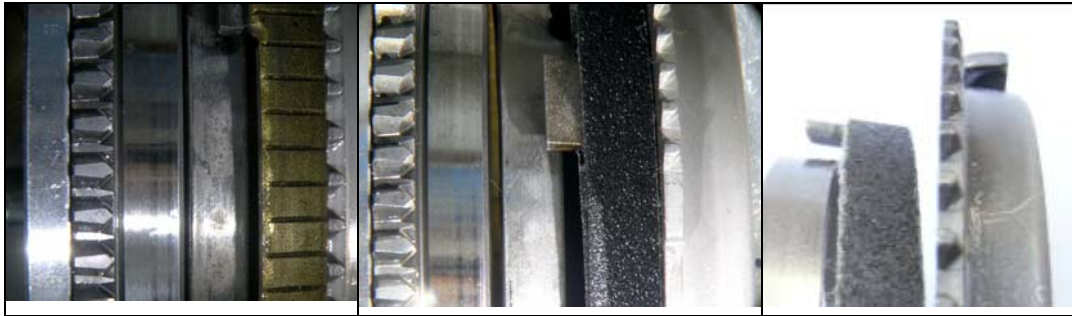
kontinuierlich geförder-ten Ölvolumenstroms das Ölspeichervermögen des Reibbelags nicht mehr das maßgebende Kriterium, sondern die Flüssigkeitsreibung durch die Mikro- bzw. Makrogeometrie des Reibbelags bei vorhandenem Schmierstoff.

**Bild 3-37:** Schubspannung TC78/79 (MTF, Innenbeölung,  $a = 0,7 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$  /  $v_{\text{Öl}} = 66,5 \text{ cSt}$ , Ölvolumenstrom  $500 \text{ ml/min}$ ,  $n_{\text{SK}} = 500 \text{ min}^{-1}$ )

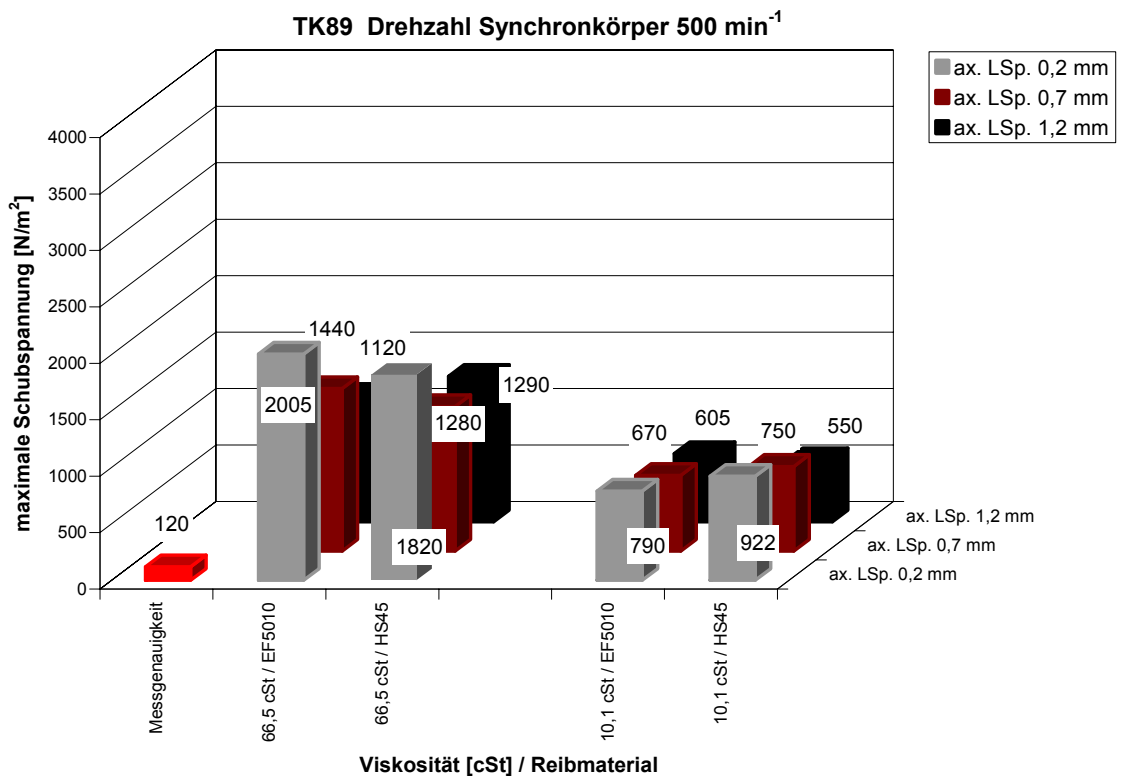
### TK89 Außenbeölung

Das Schubspannungsniveau der TK89-Synchronisierung (EF5010) ist erwartungsgemäß auf ähnlichem Niveau wie das der TC78-EF5010 Variante, da Baugröße und Aufbau der Synchronisierungen (**Bild 3-38**), sowie die Reibbeläge ähnlich sind.

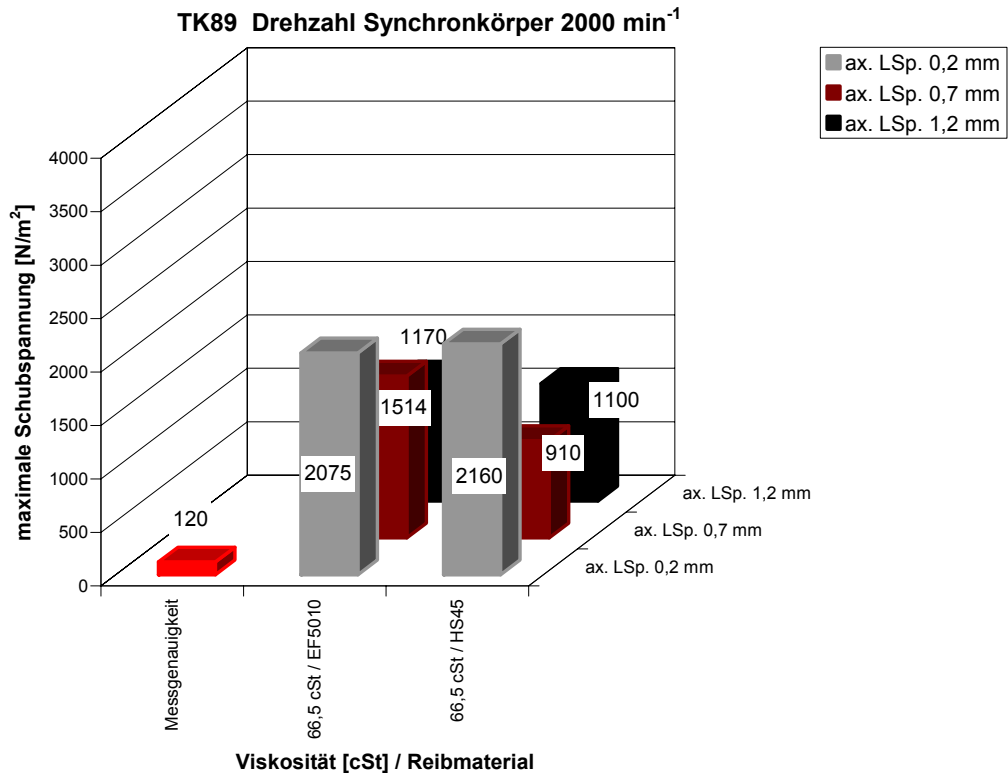
Der HS45-Streusinterreibbelag weist ähnliche Schubspannungen wie die beiden Carbonreibbeläge der TC78 und TK89 auf, was auf ein ähnliches Ölspeichervermögen der Beläge hindeutet.



**Bild 3-38:** Vergleich Aufbau Synchronisierungen (Reibbelag auf Zwischenring und Innenseite des Innenrings v.l.n.r.: TK89-HS45, TK89-EF5010, TC78-EF5010)



**Bild 3-39:** TK89 Kennwert  $\tau_{max}$  (MTF, Außenbeölung,  $a = 0,2 \text{ mm}, 0,7 \text{ mm}, 1,2 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C} / v_{\text{Öl}} = 66,5 \text{ cSt}, +80 \text{ °C} / v_{\text{Öl}} = 10,5 \text{ cSt}$ , Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ )



**Bild 3-40:** TK89 Kennwert  $\tau_{\max}$  (MTF, Außenbeölung,  $a = 0,2 \text{ mm}$ ,  $0,7 \text{ mm}$ ,  $1,2 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$  /  $v_{\text{Öl}} = 66,5 \text{ cSt}$ , Ölvolumenstrom  $500 \text{ ml/min}$ ,  $n_{\text{SK}} = 2000 \text{ min}^{-1}$ )

### EK55, EK72 Außenbeölung

Die Einfachkonussynchronisierungen EK55 und EK72 weisen mit Außenbeölung sehr niedrige Schleppmomente auf. Die Schleppmomente sind bei allen untersuchten Varianten lediglich bei geringstem axialem Lüftspiel  $0,2 \text{ mm}$  messbar, wobei die Schubspannungen hier zwar ähnlich der Dreifachkonussynchronisierung TC78/79 sind, diese jedoch aufgrund der geringeren Anzahl an Reibflächen keine nennenswerten Schleppmomente verursachen.

### EK55 Innenbeölung

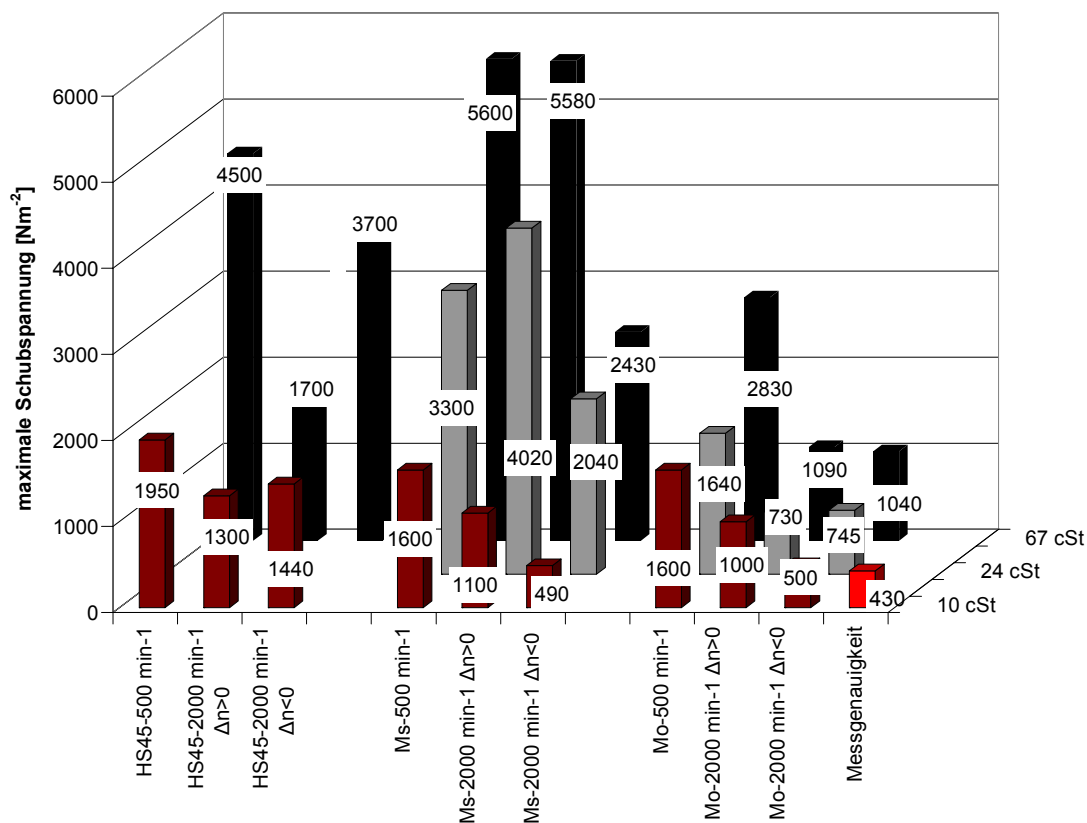
**Bild 3-41** zeigt die maximalen nominellen Schubspannungen  $\tau_{\max}$  der EK55 Synchronisierung mit Innenbeölung (axiales Lüftspiel  $0,2 \text{ mm}$ ). Bei den Versuchsreihen mit  $n_{\text{SK}} = 2000 \text{ min}^{-1}$  wird der Kennwert  $\tau_{\max}$  bei positiver Differenzdrehzahl  $\Delta n > 0 \text{ min}^{-1}$  (Kupplungskörper eilt dem Synchronkörper bzw. dem Synchronring voraus) und  $\Delta n < 0 \text{ min}^{-1}$  (Synchronkörper bzw. Synchronring eilt dem Kupplungskörper voraus) separat dargestellt.

Die Schubspannungen der EK55-Ms Synchronisierung sind unter vorausgehendem Kupplungskörper deutlich höher als die des HS45- und Mo-Reibbelag. Ähnliche Tendenzen wurden auch bei der TC79 mit Innenbeölung ermittelt (**Bild 3-37**), wo der Ms-Synchronring ebenfalls sehr hohe Schubspannungen aufweist.

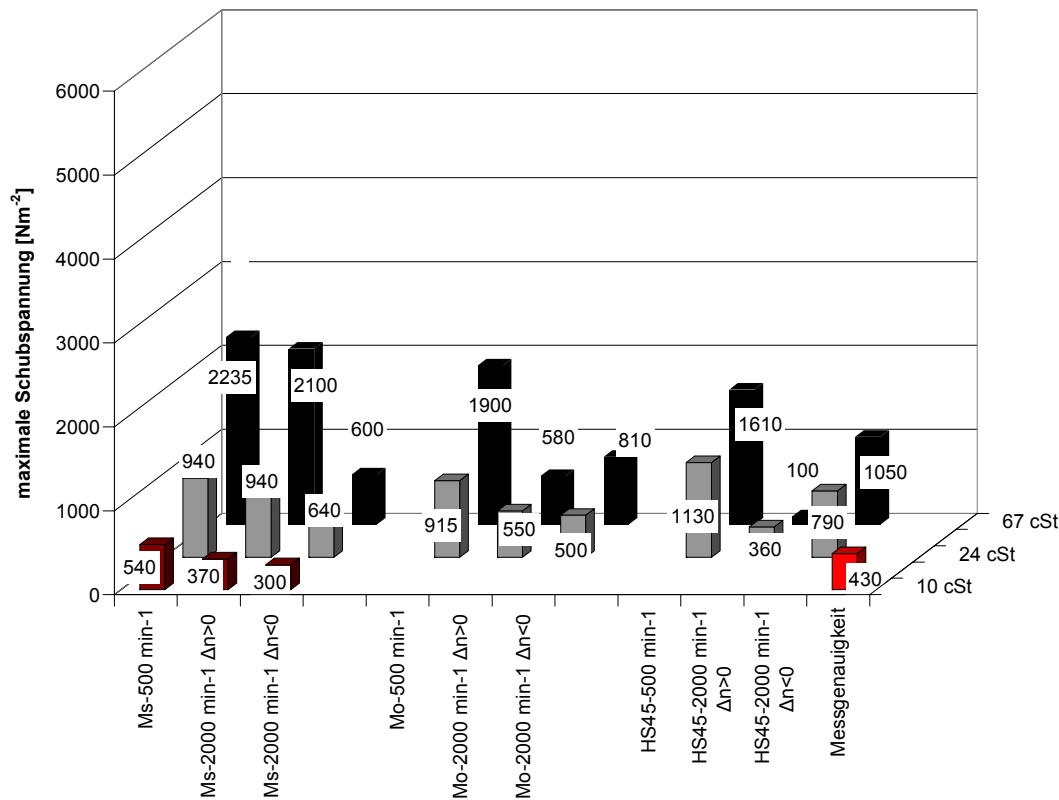
Ein vorausgehender Synchronkörper  $\Delta n < 0 \text{ min}^{-1}$  ( $n_{\text{SK}} = 2000 \text{ min}^{-1}$ ) lässt das Schubspannungsniveau der Ms-Synchronisierung trotz der geringeren Absolutdrehzahl des Kupplungskörpers und der dadurch auftretenden geringeren Abschleudereffekte absinken.

Offensichtlich befindet sich bei höherer Absolutdrehzahl des Kupplungskörpers mehr Öl zwischen den Reibflächen als bei niedrigen. Der zugrundeliegende Wirkmechanismus dieser Anomalie wird in Abschnitt 3.2.3.2 erörtert.

Die Schubspannungen verringern sich mit axialem Lüftspiel 0,7 mm im Vergleich zu axialem Lüftspiel 0,2 mm ebenso wie die Unterschiede der Schubspannungen zwischen den einzelnen Reibmaterialien, sodass diese bei höheren Temperaturen z.T. nicht mehr messbar sind (**Bild 3-42**).



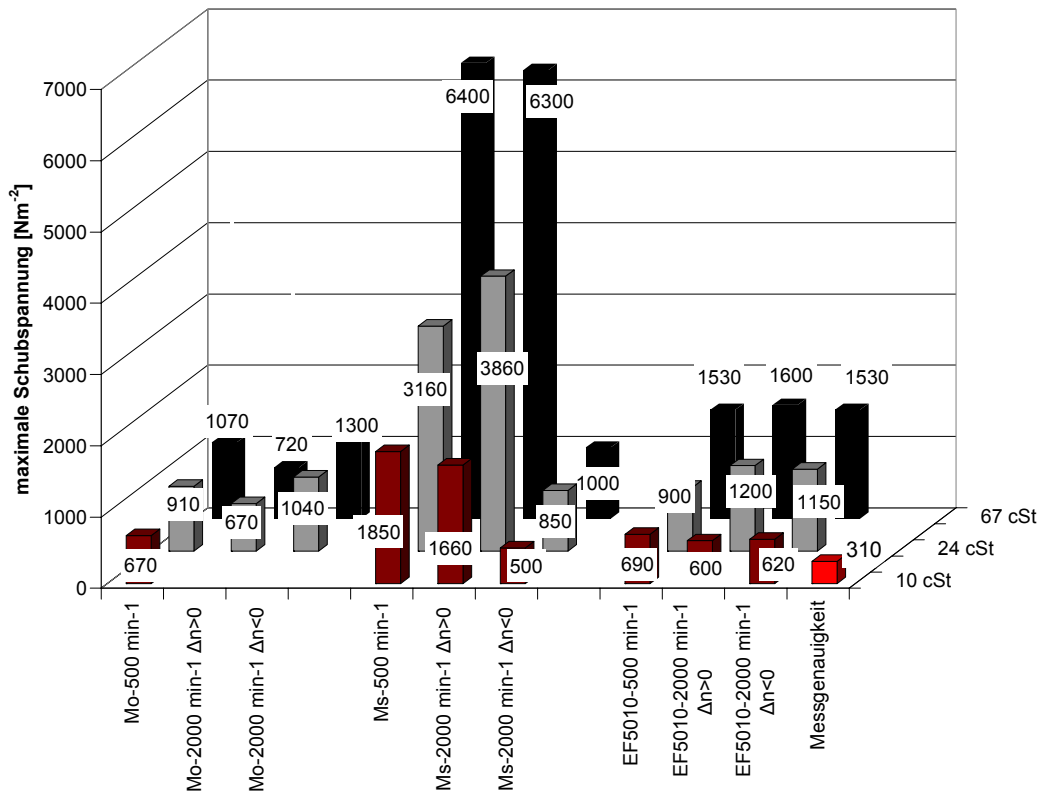
**Bild 3-41:** Maximale Schubspannung  $\tau_{max}$ , EK55 (axiales Lüftspiel 0,2 mm, Ölvolumenstrom 500 mlmin<sup>-1</sup>, Innenbeulung, MTF)



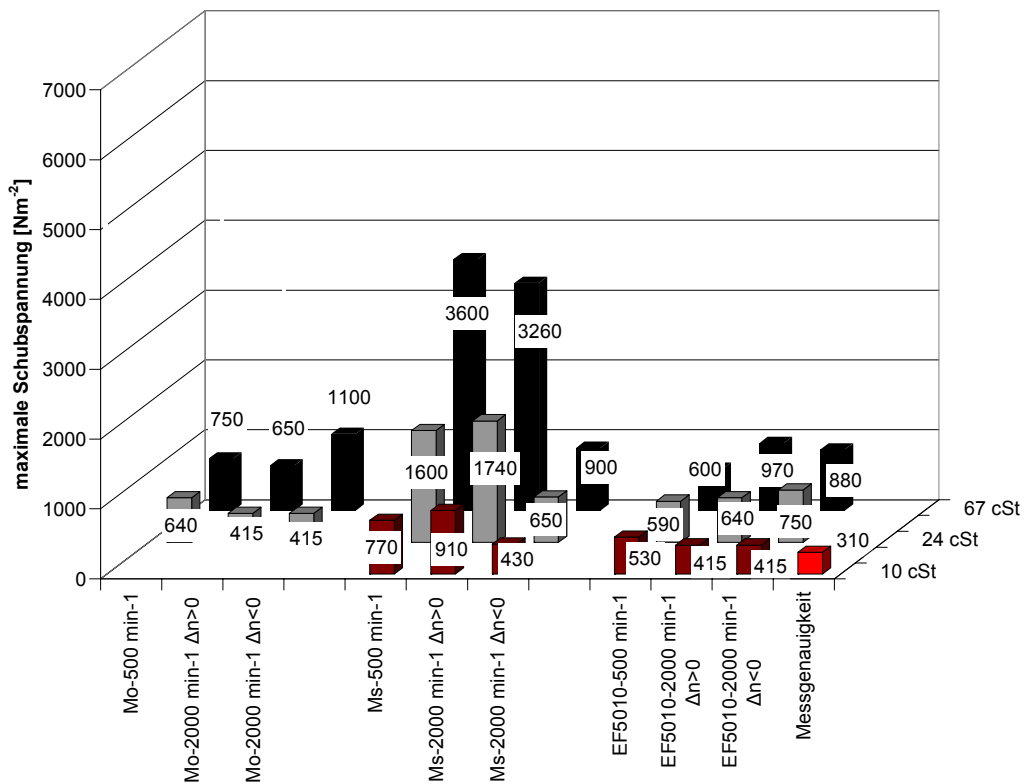
**Bild 3-42:** Maximale Schubspannung  $\tau_{\max}$ , EK55 (axiales Lüftspiel 0,7 mm, Ölvolumenstrom  $500 \text{ mlmin}^{-1}$ , Innenbeölung, MTF)

### EK72 Innenbeölung

Die Schubspannungen der EK72-Ms und EK55-Ms Synchronisierungen sind im Vergleich zu den anderen untersuchten Reibmaterialvarianten am höchsten und auf sehr ähnlichem Niveau, was auf keinen relevanten Einfluss der Baugröße zwischen mittlerem Reibdurchmesser 55 mm und 72 mm schließen lässt. Beide Synchronisierungen weisen bei positiver Differenzdrehzahl  $\Delta n > 0$  deutlich größere Schubspannungen auf als bei negativer Differenzdrehzahl (vgl. Abschnitt 3.2.3.2 bzgl. Wirkmechanismus). Sieht man von den hohen Schubspannungswerten der Ms-Variante unter vorauseilendem Kupplungskörper ab, so zeigt sich bei allen Reibmaterialien ein sehr ähnliches Niveau.



**Bild 3-43:** Maximale Schubspannung  $\tau_{max}$ , EK72 (axiales Lüftspiel 0,2 mm, Ölvolumenstrom 500 mlmin<sup>-1</sup>, Innenbeölung, MTF)



**Bild 3-44:** Maximale Schubspannung  $\tau_{max}$ , EK72 (axiales Lüftspiel 0,7 mm (Ms, Mo), axiales Lüftspiel 0,6 mm (EF5010), Ölvolumenstrom 500 mlmin<sup>-1</sup>, Innenbeölung, MTF)

### Fazit

Bei Einfachkonussystemen im PKW-Bereich und Außenbeölung ist der Reibbelag hinsichtlich Schubspannungsverhalten aufgrund des Ölmangels untergeordnet, wobei die Schleppmomente auch aufgrund des kleinen Reibdurchmessers und der geringen Reibfläche grundsätzlich sehr gering sind. Innenbeölung lässt die Schubspannungen zwar etwas ansteigen, aber das geringe Schleppmomentniveau bleibt überwiegend für alle Reibmaterialien bestehen. Zwei Ausnahmen bilden die erhöhten Schubspannungen der Ms-Varianten bei Drehzahlsituationen  $\Delta n > 0$  (6000 N/m<sup>2</sup> entspricht etwa 0,3 Nm) und die etwas erhöhten Schubspannungen der EK55-HS45 Synchronisierung bei geringem axialem Lüftspiel und Raumtemperatur.

Mit steigendem axialem Lüftspiel und steigender Öltemperatur bzw. sinkender Viskosität sinkt mit Innen- und Außenbeölung die Schubspannung. Der Zusammenhang zwischen Schubspannung und Betriebsölviskosität ist stets unterproportional, was bedeutet, dass eine Verdoppelung der Viskosität die Schubspannung nicht in gleichem Maße ansteigen lässt. So bewirkt beispielsweise eine nach [D1] berechnete Erhöhung der kinematischen Viskosität von  $\nu_{Öl} = 10,1$  cSt auf  $\nu_{Öl} = 66,5$  cSt bei der TC79-Ms Variante mit Außenbeölung (axiales Lüftspiel 0,2 mm,  $n_{SK} = 500$  min<sup>-1</sup>) eine Erhöhung der Schubspannung von  $\tau_{max} = 308$  N/m<sup>2</sup> auf  $\tau_{max} = 791$  N/m<sup>2</sup>.

Die Sensitivität der Schubspannung gegenüber einer Variation des axialen Lüftspiels hängt von der Betriebsöltemperatur bzw. -viskosität sowie von der jeweiligen Variante ab.

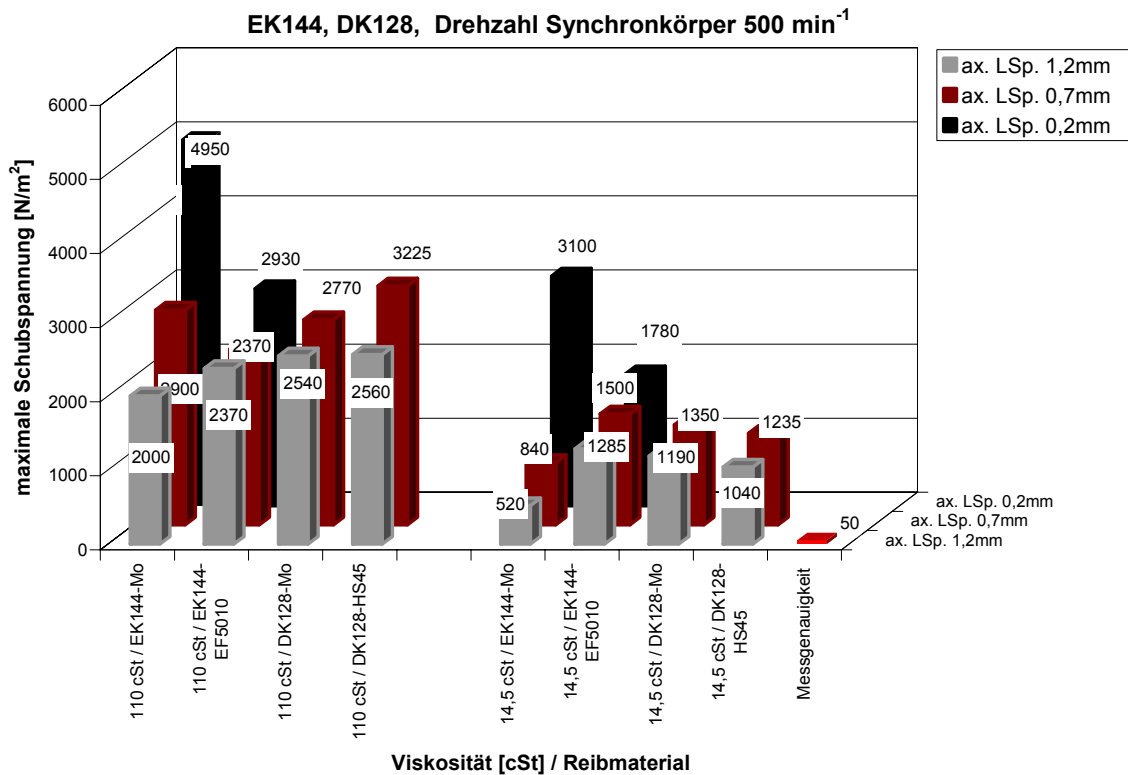
### 3.2.3.2 NFZ-Synchronisierungen

Die Schubspannungen der NFZ-Synchronisierungen EK144, EK114 und DK128/135 (**Bild 3-45**, **Bild 3-46** und **Bild 3-50**) fallen mit Innenbeölung analog den Schubspannungen der PKW-Synchronisierungen bei sinkender Viskosität und steigendem Lüftspiel des Synchronrings. Zwischen Schubspannung und Betriebsölviskosität liegt analog den Versuchen der PKW-Synchronisierungen ein stark unterproportionaler Zusammenhang vor.

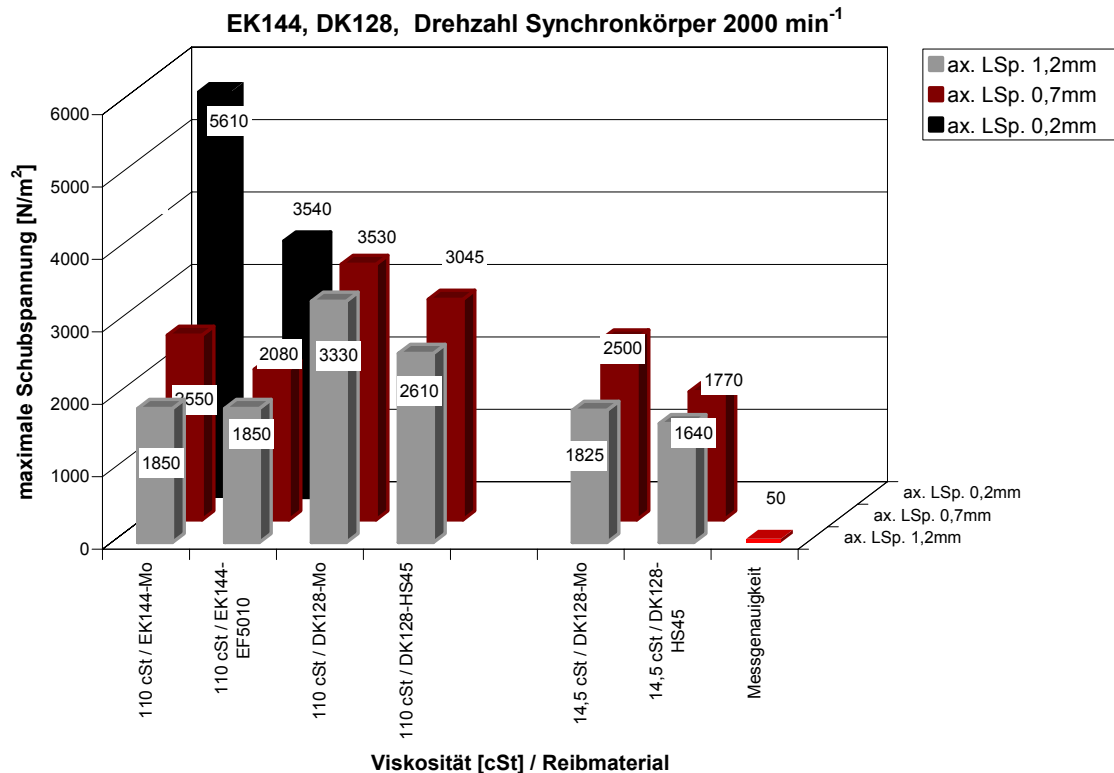
Die Sensitivität der Schubspannung gegenüber einer Änderung des axialen Lüftspiels ist bei der DK128/135-Synchronisierung erwartungsgemäß geringer als bei der EK144-Synchronisierung, da durch eine Erhöhung des axialen Lüftspiels von 0,7 mm auf 1,2 mm (Doppelkonussynchronisierung) das axiale Lüftspiel pro Reibfläche lediglich um 0,25 mm zunimmt (0,5 mm beim Einfachkonussynchronisierung).

Das sehr niedrige Niveau der Schubspannungen des TC78/79-Mo-Reibbelags bestätigt sich bei der DK128/135 mit Innenbeölung nicht. Der Mo-Reibbelag weist ähnliche, aber tendenziell geringfügig höhere Schubspannungen auf als der HS45-Reibbelag.



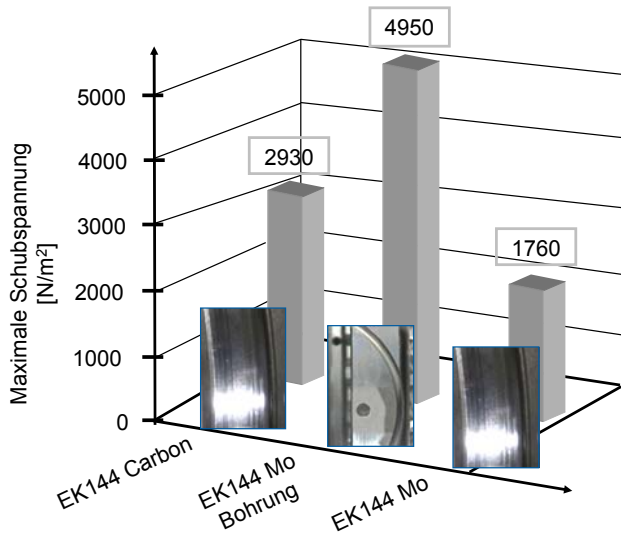


**Bild 3-45:** Maximale Schubspannung  $\tau_{max}$ , EK144, DK128 (Ölvolumenstrom 500 mlmin<sup>-1</sup>,  $n_{SK} = 500$  min<sup>-1</sup>, Innenbeölung, ECOFLUID M)



**Bild 3-46:** Maximale Schubspannung  $\tau_{max}$ , EK144, DK128 (Ölvolumenstrom 500 mlmin<sup>-1</sup>,  $n_{SK} = 2000$  min<sup>-1</sup>, Innenbeölung, ECOFLUID M)

Der Molybdän-Reibbelag bewirkt bei der EK144-Synchronisierung entgegen den Versuchen der TC78/79 mit Außenbeölung höhere Schubspannungen als die EF5010-Variante.



**Bild 3-47:** EK144 Kennwert  $\tau_{\max}$  ( $a = 0,2 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$  /  $v_{\text{Öl}} = 110 \text{ cSt}$ , Ölvolumentrom  $500 \text{ ml/min}$ ,  $n_{\text{SK}} = 500 \text{ min}^{-1}$ , Innenbeölung, ECOFLUID M)

Der Grund dafür ist die unterschiedliche Ausführung des Konus, mit dem der EF5010- bzw. Molybdän-Synchronring gepaart wird.

Die EK144-EF5010 Synchronisierung enthält einen vollflächigen Konus, die EK144-Mo Synchronisierung in der Serienanwendung einen Konus mit Bogennuten und Bohrungen für Innenbeölung (**Bild 3-47**). Die Bohrungen für Innenbeölung fördern Schmierstoff zwischen die Reibflächen, was die viskose Flüssigkeitsreibung ansteigen lässt. Zusätzlich besteht die

Möglichkeit, dass die Bogennuten als „Schmiertaschen“ bzw. „Ölsammelnuten“ wirken, die den Schmierstoff zwischen den Reibflächen besser speichern.

Paart man den Mo-Synchronring demgegenüber mit einem vollflächigen Konus, so treten deutlich geringere Schubspannungen als bei Versuchen mit der Carbonvariante auf (**Bild 3-47**). Der sowohl bei Außenbeölung als auch bei Innenbeölung stark unterproportionale Zusammenhang zwischen Viskosität und maximaler Schubspannung ist zum Teil in der sich verändernden Betriebsölviskosität während einer Versuchsreihe begründet.

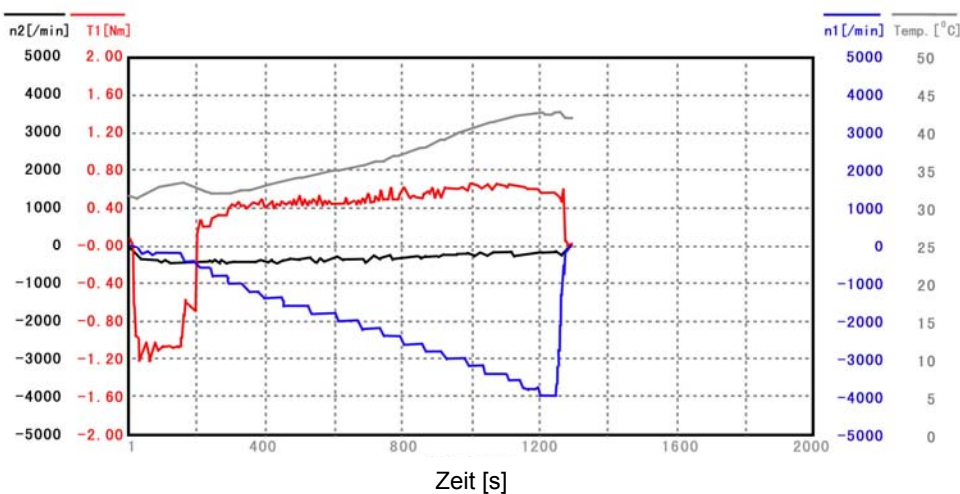
Der durch Reibleistung eingebrachte Wärmestrom erhöht die Temperatur des Öls zwischen den Reibflächen und senkt damit die Viskosität. Je höher die Differenzdrehzahl und damit die eingebrachte Reibleistung ist, desto geringer ist durch die Erwärmung der Reibflächen die Viskosität des Öls zwischen den Reibflächen, da das Öl näherungsweise die Temperatur der Reibflächen annehmen wird. Die Viskositätsabnahme durch eine Erwärmung der Reibflächen um beispielsweise  $10 \text{ °C}$  ist durch den logarithmischen Zusammenhang von Temperatur und Viskosität bei Öleinspritztemperatur  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$  deutlich größer als bei  $\vartheta_{\text{Öl}} = +80 \text{ °C}$ . Der Viskositätsunterschied zwischen den sich neu einstellenden Öltemperaturen  $\vartheta_{\text{Öl}} = +35 \text{ °C}$  und  $\vartheta_{\text{Öl}} = +90 \text{ °C}$  ist geringer als zwischen den zu Beginn des Versuchs vorliegenden Öltemperaturen  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$  und  $\vartheta_{\text{Öl}} = +80 \text{ °C}$  ohne Wärmeintrag durch Reibleistung. Die Schubspannungen der Versuchsreihen mit  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$  und  $\vartheta_{\text{Öl}} = +80 \text{ °C}$ , welche maßgeblich durch die Viskosität des Schmierstoffs verursacht werden, gleichen sich mit steigender Differenzdrehzahl und somit steigendem Wärmeintrag an. Die maximale Schubspannung  $\tau_{\max}$  liegt mit Innenbeölung üblicherweise im Bereich der maximalen Differenzdrehzahl und damit maximal eingebrachten Reibleistung vor, wodurch sich das Angleichen der Viskositäten auf diesen Kennwert sehr stark auswirkt.

Um die Temperatur der Reibfläche zu messen, die näherungsweise der Temperatur des Schmierstoffs (ECOFLUID M) zwischen den Reibflächen entspricht, wird eine Bohrung mit einer Temperaturmessstelle im vollflächigen Konus der EK144-EF5010 Synchronisierung eingebracht. Die Temperaturmessstelle befindet sich circa 1 mm unter der Reibfläche.

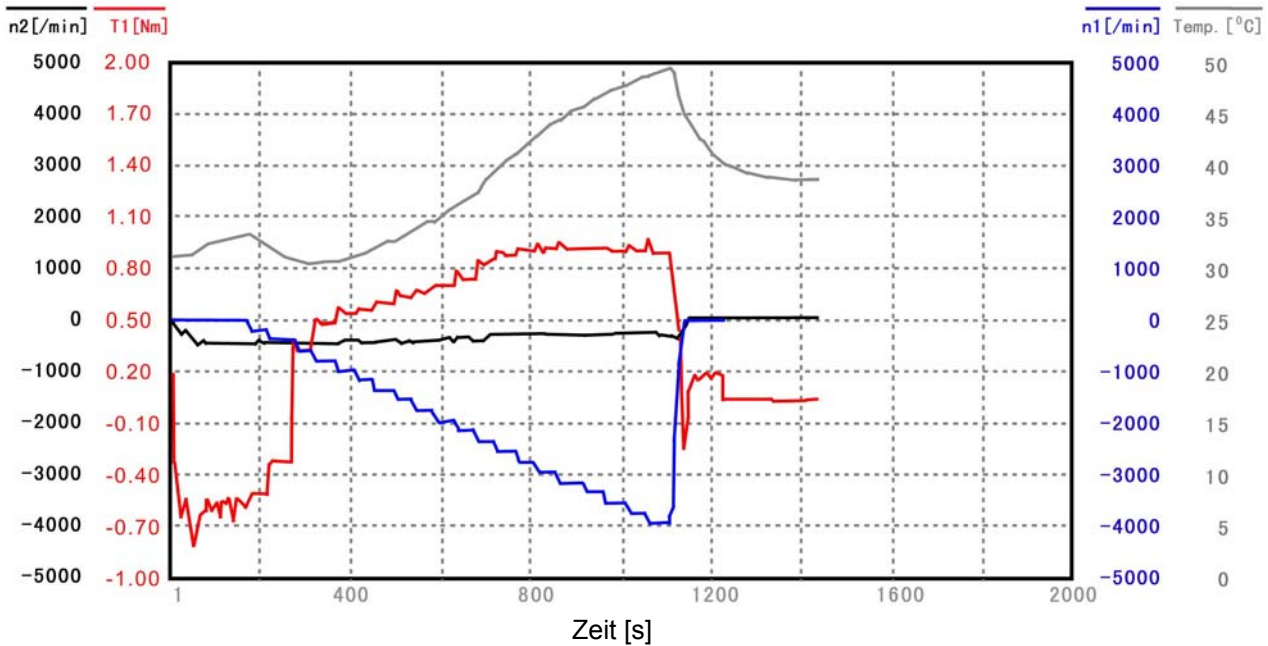
**Bild 3-49** zeigt einen Messsignalverlauf der Versuchsreihe der EK144-EF5010 Belag mit Temperaturverlauf. Die systembedingt negativ angetragenen Drehzahlen von Synchron ( $n_2$ ) und Kupplungskörper ( $n_1$ ), sowie Schleppmoment ( $T_1$ ) und Temperatur ( $\text{Temp.} [^\circ\text{C}]$ ) sind über der Versuchszeit dargestellt (Abszisse). Das Drehmoment  $T_1$  (Schleppmoment) ändert das Vorzeichen, wenn der Konus den Synchronring überholt, da sich die Richtung der Reibungskraft auf der Reibfläche umdreht. Die Temperatur des Konus steigt während des Versuchs von  $30\text{ }^\circ\text{C}$  auf circa  $50\text{ }^\circ\text{C}$  an. Die Temperaturerhöhung verursacht näherungsweise eine Halbierung der Viskosität von  $85\text{ cSt}$  auf  $37\text{ cSt}$ .

Bei der EK144-Mo und vollflächigem Konus resultiert aus der Reibleistung aufgrund der höheren Wärmeleitfähigkeit des Mo-Belags und der geringeren Schleppmomente (geringeren Reibleistung) erwartungsgemäß ein niedrigerer Temperaturanstieg im Vergleich zur Carbonvariante. Die Konustemperatur steigt von  $32\text{ }^\circ\text{C}$  auf circa  $43\text{ }^\circ\text{C}$  (**Bild 3-48**). Versuche mit Betriebsöltemperatur  $\vartheta_{\text{Öl}} = +80\text{ }^\circ\text{C}$  zeigen einen Temperaturanstieg von maximal  $10\text{ }^\circ\text{C}$ . Die geringe Wärmeleitfähigkeit des Carbonmaterials und die erhöhte Temperatur des Konus verursachen bei der EK144-EF5010 unter Umständen eine größere Wärme-dehnung beim Konus als beim Synchronring, was sich verstärkt durch den Konuswinkel in einer Verringerung des axialen Lüftspiels und damit in einer Erhöhung der Schleppmomente auswirken kann.

Der stark unterproportionale Zusammenhang zwischen Viskosität und Schubspannung kann nicht alleine über den Temperaturanstieg der Reibfläche und die dadurch bedingte Viskositätsänderung erklärt werden, sodass zusätzlich ein von der Temperatur abhängiger Strömungszustand wahrscheinlich ist (vgl. Abschnitt 3.2.1.5) und sich die Schubspannungen bei geringerer Viskosität erhöhen.



**Bild 3-48:** Messsignalverlauf, EK144-Mo vollflächiger Konus (axiales Lüftspiel  $0,2\text{ mm}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +32\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $n_{\text{SK}} = 500\text{ min}^{-1}$ , Ölvolumenstrom  $500\text{ ml/min}$ , Innenbeölung, ECOFLUID M)



**Bild 3-49:** Messsignalverlauf, EK144-EF5010 vollflächiger Konus (axiales Lüftspiel 0,2 mm,  $\vartheta_{01} = +30^\circ\text{C}$ ,  $n_{SK} = 500\text{ min}^{-1}$ , Ölvolumenstrom 500 ml/min, Innenbeölung, ECOFLUID M)

Die NFZ -Synchronisierung EK114 weist bei  $\Delta n > 0$  ähnlich hohe Schubspannungen wie die EK144-Mo (mit Bohrungen im Konus) auf (**Bild 3-50**). Die verhältnismäßig hohen Schubspannungen korrelieren mit den ebenfalls relativ hohen Schubspannungen der PKW - Synchronisierungen TC79-Ms, EK55-Ms und EK72-Ms mit Innenbeölung.

Die Schubspannungen sind bei allen Messingvarianten mit Gewindestruktur unter positiver Differenzdrehzahl  $\Delta n > 0$  (Kupplungskörper eilt dem Synchronkörper voraus) deutlich größer als unter negativer Differenzdrehzahl.

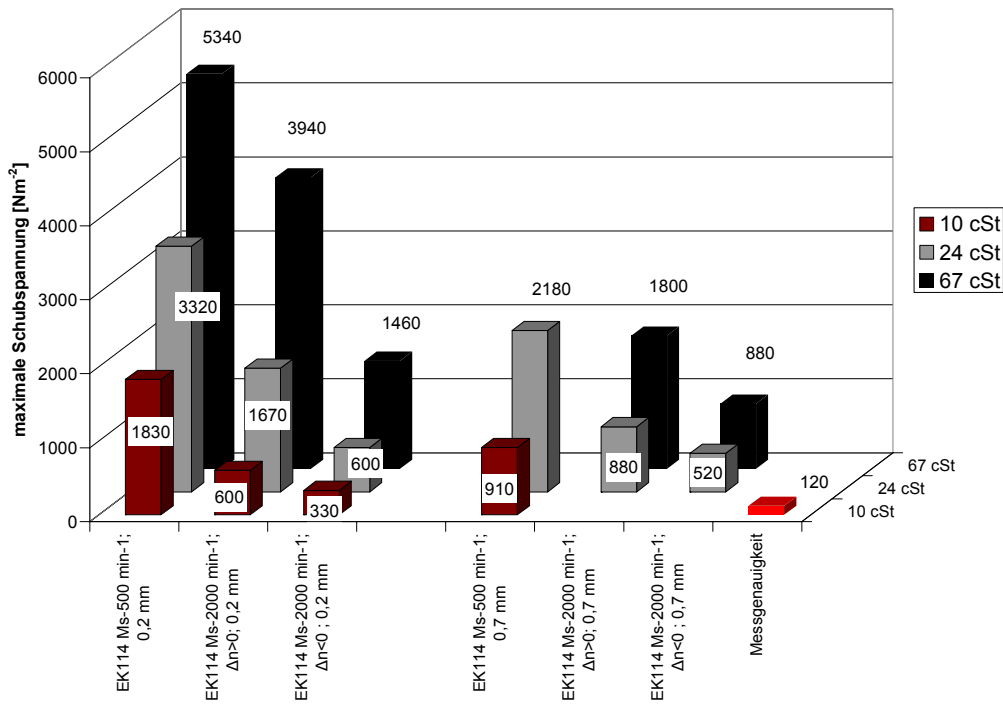
Durch das Rechtsgewinde können Schraub- oder Ölfördereffekte bei Relativedrehung zwischen Synchronring und Konus auftreten, welche zu relatiuedrehzahlabhängigen Schubspannungen führen.

Um die Abhängigkeit der Schubspannung von der Relativedrehzahl bzw. Drehrichtung genauer zu untersuchen, wurden Ergänzungsversuche mit dem EK114-System durchgeführt.

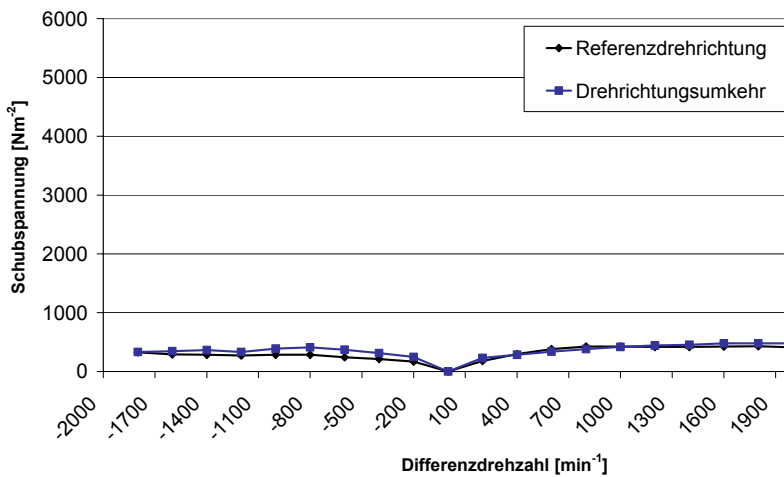
Dabei wurden Versuche

- mit Drehrichtungsumkehr, jeweils gleichsinnig im und gegen den Uhrzeigersinn mit und ohne zwangsgelüftetem Synchronring (**Bild 3-52**)
- ohne Beölung (**Bild 3-51**)

durchgeführt.



**Bild 3-50:** Maximale Schubspannung  $\tau_{max}$ , EK114-Ms (axiales Lüftspiel  $a = 0,2 \text{ mm}, 0,7 \text{ mm}$  Ölvolumenstrom  $500 \text{ mlmin}^{-1}$ , Innenbeölung, MTF)



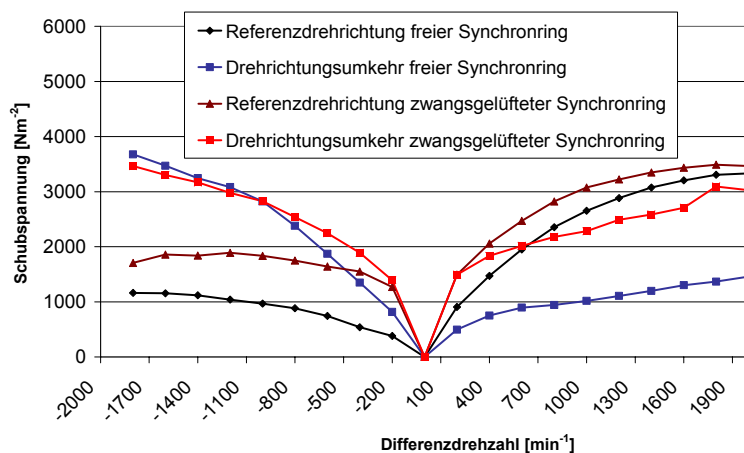
**Bild 3-51:** Schubspannung EK114-Ms Drehrichtungsumkehr ( $n_{SK} = +/-2000 \text{ min}^{-1}$ , axiales Lüftspiel  $a = 0,2 \text{ mm}$ , ohne Beölung)

Die Versuche ohne Beölung zeigen nahezu keine Drehrichtungsabhängigkeit im Schubspannungsverlauf. Die Schubspannungen sind erwartungsgemäß deutlich geringer als mit Innenbeölung. Der vom voraus-eilenden Bauteil abhängige Schubspannungsverlauf kann somit nicht in einem mechanischen Grenzreibungskontakt (Schraubeffekt durch die Gewindesteigung) begründet sein.

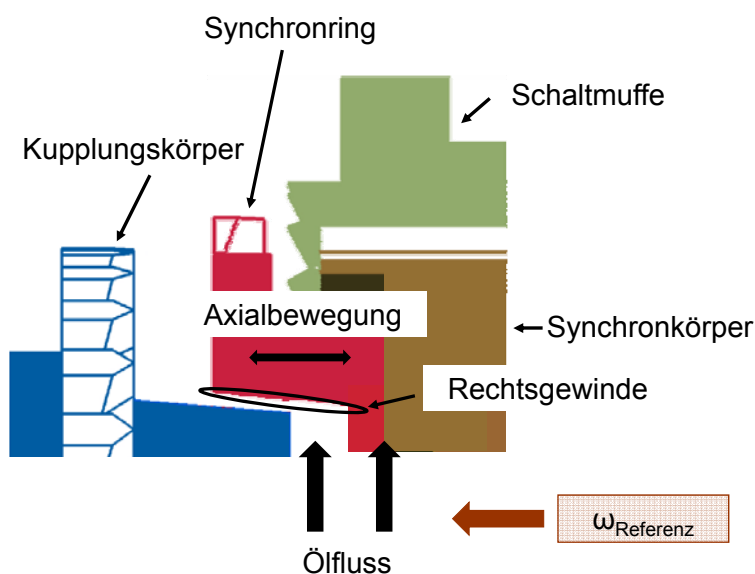
**Bild 3-52** zeigt die Schubspannungsverläufe mit freiem Synchronring (Serienanwendung) und mit zwangsgelüftetem Synchronring (Synchronring am Synchronkörper fixiert) bei Drehrichtungsumkehr und Innenbeölung. Die Referenzdrehrichtung ist in **Bild 3-53** dargestellt. Bei Referenzdrehrichtung und freiem Synchronring ist die Schubspannung im Bereich negativer Differenzdrehzahl  $\Delta n < 0$  (voraus-eilender Synchronring) deutlich geringer als im Bereich  $\Delta n > 0$  (voraus-eilender Kupplungskörper).  $\Delta n < 0$  würde durch das Rechts-

gewinde ein „Aufschrauben“ des Synchronrings auf den Konus bewirken,  $\Delta n > 0$  ein „Herunterschrauben“.

Bei Drehrichtungsumkehr und freiem Synchronring ist die Schubspannung im Bereich negativer Differenzdrehzahl  $\Delta n < 0$  (vorauselender Synchronring) deutlich größer als bei  $\Delta n > 0$  (vorauselender Kupplungskörper). Die Schubspannungen entsprechen bei Referenzdrehrichtung und  $\Delta n < 0$  den Schubspannungen bei Drehrichtungsumkehr und  $\Delta n > 0$  und umgekehrt. Die Ursache für die von der Differenzdrehzahl abhängige Schubspannung ist in der Menge des Schmierstoffstoffs zwischen den Reibflächen zu suchen. **Bild 3-53** zeigt als Modell die Einbaubedingung für Versuche mit Innenbeölung. Das Öl kann bei freiem Synchronring (im Bereich des axialen Lüftspiels axial frei beweglich) prinzipiell auf zwei verschiedenen Wegen von innen durch das Synchronisierungspaket nach außen



**Bild 3-52:** Schubspannung EK114-Ms, Drehrichtungsumkehr, Zwangslüftung und freier Synchronring (axiales Lüftspiel  $a = 0,2$  mm,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +35$  °C bei freiem Synchronring,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +30$  °C bei zwangsgelüftetem Synchronring,  $n_{\text{SK}} = \pm 2000$  min<sup>-1</sup>, Innenbeölung, Ölvolumenstrom 500 ml/min, MTF)



**Bild 3-53:** Modell Einbausituation, Versuch EK114-Ms

gelangen - entweder über die Reibflächen (linker Pfeil in der Skizze) oder zwischen Synchronring und Synchronkörper (rechter Pfeil). Das Öl zwischen Synchronring und Synchronkörper verursacht kein messbares Schleppmoment. Im Bereich Referenzdrehzahl und  $\Delta n < 0$  „schraubt“ sich der Synchronring auf den Konus. Für das Öl zwischen den Reibflächen bedeutet dies, dass es durch die Relativbewegung zwischen Synchronring und Konus vom größeren zum kleineren Durchmesser der Reibfläche gefördert wird. Das Öl wird tendenziell zwischen Synchronring und Synchronkörper abgeleitet.

Bei zwangsgelüftetem Synchronring ist der Synchronring fest mit dem Synchronkörper verbunden. Das Öl kann nur noch über geringe Öffnungen (bspw. die Taschen der Druckstücke) zwischen Synchronring und Synchronkörper „abfließen“. Der maßgebliche Anteil des Öls muss somit unabhängig von der Förderwirkung über die Reibflächen nach außen

transportiert werden. Daher sind die Unterschiede zwischen  $\Delta n < 0$ ,  $\Delta n > 0$  und Drehrichtungsumkehr deutlich geringer als mit freiem Synchronring. In den Drehzahlsituationen, bei denen Öl zwischen die Reibflächen gefördert wird, sind die Schubspannungsverläufe von zwangsgelüftetem und freiem Synchronring nahezu identisch. Wird das Öl durch die vorliegende Differenzdrehzahlsituation vom großen zum kleinen Durchmesser der konischen Reibfläche des Synchronrings gefördert, ist aufgrund der fehlenden Drainage zwischen Synchronring und Synchronkörper das Schleppmoment beim zwangsgelüfteten System höher, da das Öl hauptsächlich über die Reibflächen abfließen muss.

### 3.2.3.3 Topografieuntersuchungen

Im Anhang sind in **Bild 7-1** mit **Bild 7-24** die Topografiemessungen der untersuchten Synchronisierungen **mit Reibbelägen** dargestellt. An jedem Reibbelag wurden zwei Messungen an unterschiedlichen Stellen durchgeführt. Die Konusoberflächen weisen eine deutlich geringere Rauheit und Porosität als die Reibflächen der Synchronringe auf (**Bild 7-25**, **Bild 7-26**), weshalb nach aktuellem Stand der Forschung der Einfluss der Konusoberfläche auf die Schleppmomente untergeordnet ist. Versuche der TK89, bei denen der Konus der EF5010- und HS45 Variante vertauscht wurde, lassen keinen Unterschied im Schleppmomentverhalten erkennen, was diese Annahme bestätigt.

Es ist zu beachten, dass alle untersuchten Messingsynchronringe eine Sonderstellung einnehmen, da kein poröser Reibbelag vorliegt, sondern eine Messingoberfläche mit eingearbeiteter Gewindestruktur. Die Messingvarianten werden daher im Folgenden nicht betrachtet. Ebenfalls ist zu berücksichtigen, dass sich gleiche Reibwerkstoffe der unterschiedlichen untersuchten Synchronisierungen in Geometrie und Nutung gegebenenfalls unterscheiden, was die Korrelierbarkeit von Schubspannung und Reibmaterial bzw. Reibbelag einschränkt (**Bild 3-5**).

Für die **PKW Dreifachkonussynchronisierungen** TK89 und TC78/79 mit Außenbeölung gilt für die Reibbeläge bezüglich der Höhe der Schubspannungen folgende Reihenfolge:

- höchste Schubspannungen des EF5010 und HS45 Reibbelags
- niedrigste Schubspannungen des Molybdänreibbelags

Die Schleppmomente der **PKW Einfachkonussynchronisierungen** mit Außenbeölung sind bei allen Reibmaterialvarianten sehr gering und im Bereich der Messgenauigkeit, weshalb kein Unterschied im Schubspannungsverhalten festgestellt werden kann. **Innenbeölung** lässt die Schubspannungen ansteigen und es kann folgende Reihenfolge festgehalten werden:

- höchste Schubspannung des HS45 Reibbelags
- Geringste Schubspannungen des Molybdän- und des Carbonreibbelags

Die NFZ-Synchronisierung EK144 weist unter Innenbeölung mit EF5010-Reibbelag **bei Verwendung des gleichen vollflächigen Konus** höhere Schubspannungen auf als mit Mo-Reibbelag.

Beim DK128/135-System sind zwischen dem Sinterreibbelag und dem Molybdän Reibbelag mit Innenbeölung keine maßgeblichen Unterschiede im Schubspannungsniveau festzustellen. Tendenziell weist der Molybdänreibbelag sogar leicht höhere Schubspannungen auf als der Sinterreibbelag.

Dennoch werden im Folgenden die im Anhang dargestellten flächenbezogenen Rauheitskennwerte den Schubspannungen der Synchronisierungen qualitativ gegenübergestellt.

Auffallend sind die hohen  $R_{zDIN}$ -Werte ( $\sim 90 \dots 150 \mu\text{m}$ ), die hohen  $R_a$ -Werte ( $\sim 13 \dots 22 \mu\text{m}$ ), die hohen  $R_k$ -Werte ( $\sim 24 \dots 75 \mu\text{m}$ ) und die hohen  $R_{pk}$ -Werte ( $\sim 4,5 \dots 17 \mu\text{m}$ ) aller EF5010-Beläge. Diese korrelieren mit der optisch poröseren Oberflächenstruktur der Carbon-Reibbeläge im Vergleich zu den HS45- und Mo-Reibbelägen.

Die HS45-Reibbeläge weisen tendenziell geringste  $R_a$ -Werte ( $\sim 3 \dots 7,5 \mu\text{m}$ ), geringste  $R_k$ -Werte ( $\sim 5 \dots 22 \mu\text{m}$ ), geringste  $R_{zDIN}$ -Werte ( $\sim 29 \dots 57 \mu\text{m}$ ), sowie geringste  $R_{pk}$ -Werte ( $\sim 1,3 \dots 4,5 \mu\text{m}$ ).

Die  $R_a$ -Werte ( $\sim 5 \dots 12 \mu\text{m}$ ),  $R_k$ -Werte ( $\sim 15 \dots 40 \mu\text{m}$ ),  $R_{zDIN}$ -Werte ( $\sim 28 \dots 88 \mu\text{m}$ ) und die  $R_{pk}$ -Werte ( $\sim 2 \dots 14 \mu\text{m}$ ) der Molybdän-Reibbeläge liegen zwischen den Werten der HS45- und EF5010-Reibbeläge.

Es ergibt sich folgende Reihenfolge für die Rauheiten der unterschiedlichen Reibbeläge:

- höchste Rauheitskennwerte der EF5010-Reibbeläge
- mittlere Rauheitskennwerte der Molybdän-Reibbeläge
- niedrigste Rauheitskennwerte der HS45-Reibbeläge

Der HS45-Reibbelag mit geringer Oberflächenrauheit verursacht bei der TK89-Synchronisierung annähernd gleiche Schubspannungen wie der EF5010-Reibbelag, wobei der Innenring der EF5010-Variante ebenfalls einen HS45-Ring aufweist, sodass sich lediglich der Zwischenring der beiden Varianten unterscheidet und daher ein geringerer Einfluss auf die Schubspannung zu erwarten ist als mit vollständig unterschiedlichen Synchronringen.

Ebenso sind die Schubspannungen der EK55-HS45 bei Innenbeölung höher als die Schubspannungen der EK55-Mo, obwohl die Rauheitskennwerte der Mo-Variante größer sind als die der HS45-Variante.

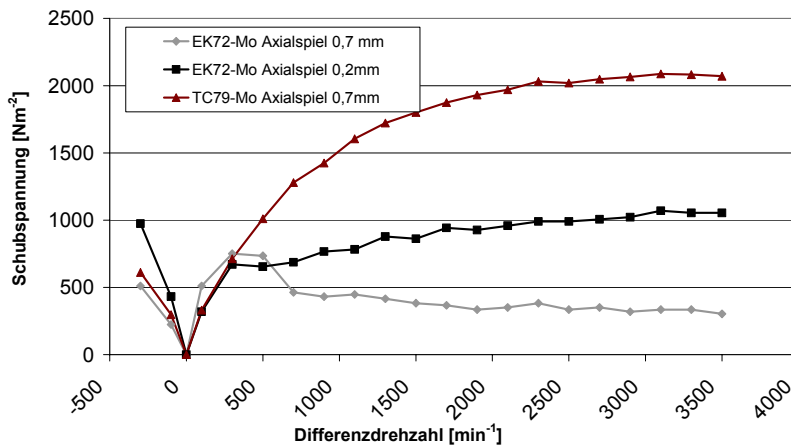
Eine einheitliche Korrelation zwischen Oberflächenporosität bzw. Rauheitskennwerten und Schleppmoment bzw. Schubspannung von nicht geschalteten Synchronisierungen kann somit nicht erkannt werden.



### 3.2.4 Anzahl der Reibflächen bei PKW-Synchronisierungen und Innenbeölung

#### EK72-Mo / TC79-Mo

Ein Vergleich der EK72-Mo mit dem Dreifachkonussystem TC79-Mo zeigt mit Raumtemperatur ( $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ }^\circ\text{C}$ ) und axialem Lüftspiel 0,7 mm bei höheren Differenzdrehzahlen eine deutlich höhere Schubspannung der TC79-Synchronisierung. Die Schubspannung der



**Bild 3-54:** Schubspannung EK72-Mo, TC79-Mo (kumuliertes axiales Lüftspiel  $a = 0,2 \text{ mm}$  und  $0,7 \text{ mm}$ , Ölvolumenstrom  $500 \text{ mlmin}^{-1}$ , Öltemperatur  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ }^\circ\text{C}$ , Innenbeölung, MTF)

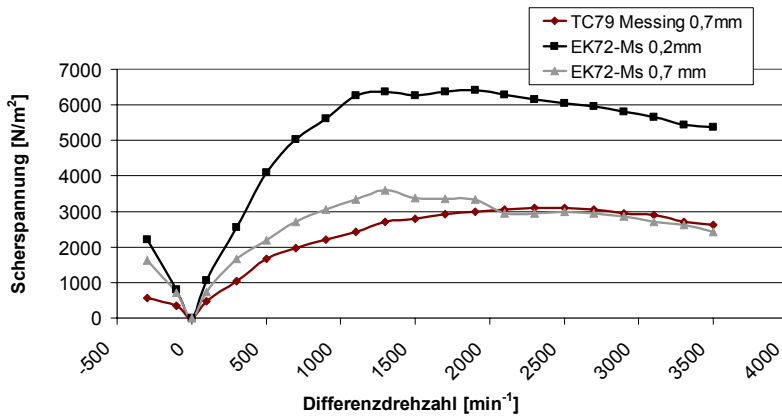
TC79-Mo ist mit (kumuliertem) axialem Lüftspiel 0,7 mm (axiales Lüftspiel pro Reibfläche circa 0,23 mm) höher als bei der EK72-Mo mit axialem Lüftspiel 0,2 mm und 0,7 mm. Die Schubspannungsverläufe der EK72-Mo und der TC79-Mo sind bei niedriger Differenzdrehzahl  $\Delta n < 700 \text{ min}^{-1}$  relativ ähnlich, bei einer Erhöhung der Differenzdrehzahl divergieren die Verläufe jedoch stark. Das Schleppmoment steigt somit beim Dreifachkonussystem in

Bereichen höherer Differenzdrehzahlen überproportional an, da sowohl Reibfläche als auch Schubspannung beim Dreifachkonussystem größer als beim Einfachkonussystem sind. Ursache dafür ist möglicherweise eine ungleichmäßige Positionierung der unterschiedlichen Synchronringe, sodass sich unterschiedliche Abstände der Reibflächen einstellen. Weisen zwei mit Öl benetzte Reibflächen einen sehr geringen Abstand zueinander auf, so können die Schubspannungen stark ansteigen. Gleichzeitig kann sich zwischen den Reibflächen der anderen Ringe des Dreifachkonussystems ein größerer Abstand einstellen. Die dort aufgrund des steigenden Lüftspiels sinkenden Schubspannungen fallen offensichtlich weniger stark als die Schubspannungen zwischen den Reibflächen mit geringem Lüftspiel steigen.

#### EK72-Ms / TC79-Ms

Die Schubspannung ist entgegen der Molybdänvariante beim Einfachkonussystem EK72-Ms tendenziell höher als beim Dreifachkonussystem. Beide Synchronisierungen haben einen nahezu identischen Schubspannungsverlauf bei kumuliertem axialem Abstand 0,7 mm (**Bild 3-55**). Ein überproportionaler Anstieg des Schleppmoments über die Erhöhung der Reibfläche hinaus ist beim Dreifachkonussystem der Messingvariante nicht zu erkennen. Zur oben beschriebenen ungleichmäßigen Verteilung der Synchronringe, welcher die Schubspannung ansteigen lassen kann, tritt hier der in Abschnitt 3.2.3.2 beschriebene Ölfördereffekt des Messinggewindes auf. In Bereichen  $\Delta n > 0 \text{ min}^{-1}$  eilt der Kupplungskör-

per dem Synchronkörper bei positiver Differenzdrehzahl voraus, wodurch durch die Gewindesteigung beim Einfachkonussystem die Ölmenge zwischen den Reibflächen erhöht wird. Die TC79-Synchronisierung besitzt zwar ebenfalls Reibflächen mit Messinggewinden, jedoch sind die Gewindesteigungen von Innen- und Außenring gegensätzlich (**Bild 3-5**), wodurch die Förderwirkung teilweise kompensiert wird.



**Bild 3-55:** Schubspannung EK72-Ms, TC79-Ms (kumuliertes axiales Lüftspiel 0,2 mm und 0,7 mm, Ölvolumenstrom 500 mlmin<sup>-1</sup>, Öltemperatur  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ }^\circ\text{C}$  Innenbeölung, MTF)

**Fazit**

Unter Innenbeölung ist somit kein eindeutiger Zusammenhang zwischen der Anzahl an Reibflächen und der Auswirkung auf die Schubspannung bzw. das Schleppmoment von nicht geschalteten Synchronisierungen zu erkennen. Das unterschiedliche Schubspannungsverhalten von Ein- und Dreifachkonussynchronisierungen ist zusätzlich von

Reibmaterial und Reibstruktur abhängig. Die Schubspannung des Dreifachkonussystems mit Molybdänbelag ohne Ölförderwirkung ist im Vergleich zum Einfachkonussystem deutlich erhöht, wohingegen beim Messingsystem die Schubspannung von Einfach- und Dreifachkonussystem bei gleichem kumuliertem axialem Lüftspiel ähnlich ist. Grund dafür ist offensichtlich die Ölförderwirkung der Gewindesteigung.

**3.2.5 Baugröße bei Messing Synchronisierungen**

Der Einfluss der Baugröße auf die Schubspannung wird anhand eines Vergleichs der TC52,5-Ms und der TC79-Ms und der EK55-Ms, EK72-Ms und EK114-Ms Synchronisierungen durchgeführt. Die Synchronisierungen sind ähnlicher Bauteilgeometrie und unterscheiden sich hauptsächlich im mittleren Reibungsdurchmesser.

Bei gleichen Schubspannungen auf der Reibfläche steigt das Schleppmoment mit dem mittleren Reibdurchmesser und mit Anzahl und Größe der Reibflächen entsprechend an:

$$M = \sum_{i=1}^n \tau_i \cdot A_i \cdot r_i \tag{19}$$

M	[Nm]	Schleppmoment der Synchronisierung	$A_i$	[m <sup>2</sup> ]	Fläche der Reibfläche i
i	[-]	Nummer der Reibfläche	$r_i$	[m]	mittlerer Radius der Reibfläche i
n	[-]	Anzahl der Reibflächen	$\tau_i$	[Nm <sup>-2</sup> ]	Schubspannung der Reibfläche i

Gleiche Schubspannungen verursachen bei doppeltem Reibdurchmesser somit das vierfache Schleppmoment ( $M \sim d^2$ ).

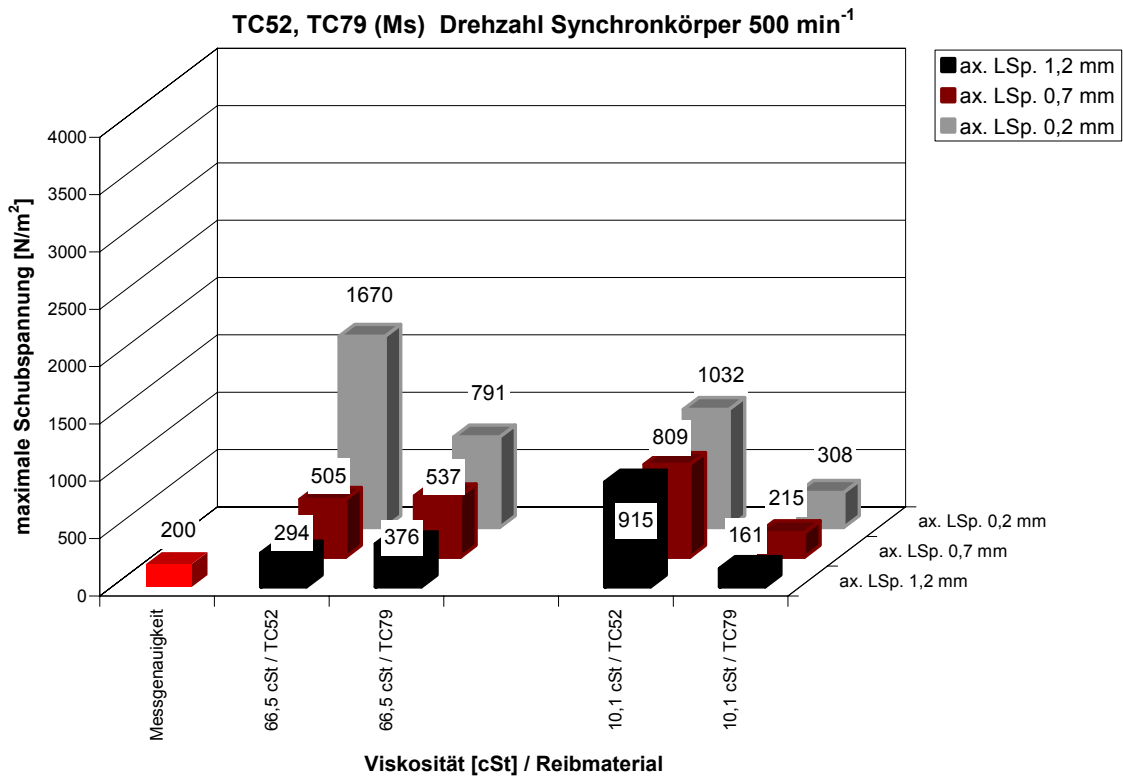
### 3.2.5.1 TC79-Ms / TC52,5-Ms bei Außenbeölung

Das Schubspannungsniveau der TC52-Ms ist tendenziell höher als das Schubspannungsniveau der TC79-Ms.

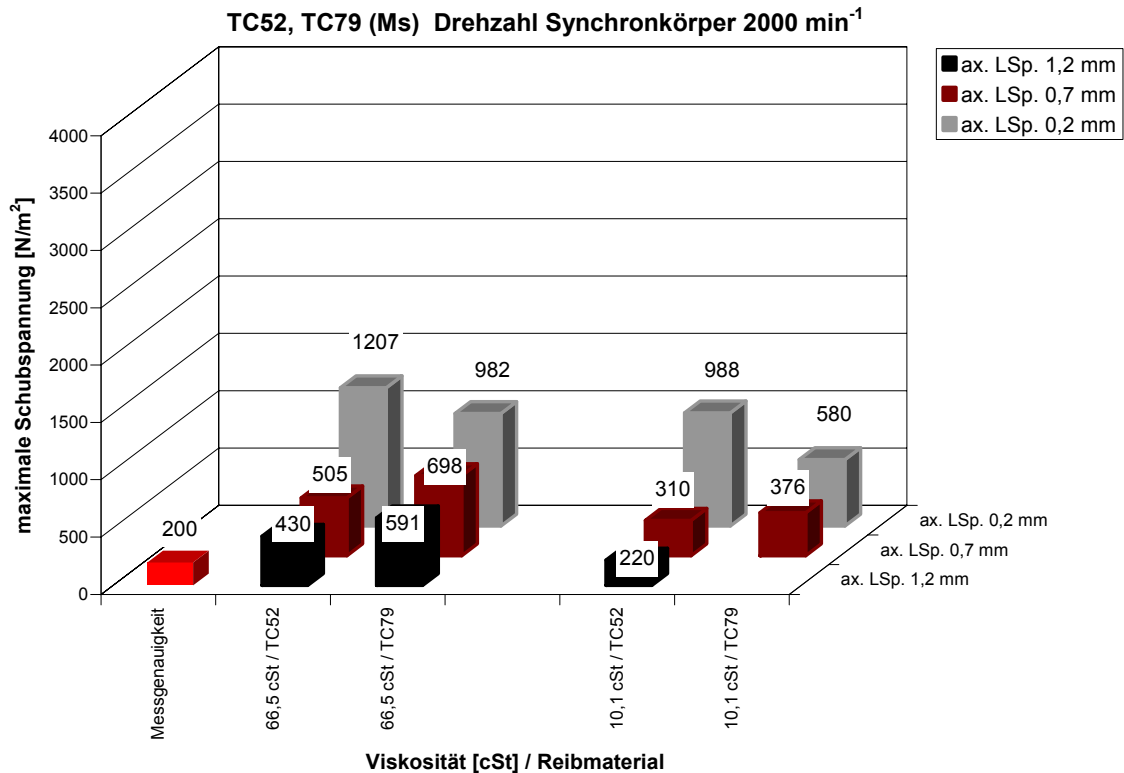
Beide Synchronisierungen reagieren bei axialem Lüftspiel 0,2 mm auf eine Verringerung der Viskosität (Erhöhung der Betriebsöltemperatur) mit einer Verminderung der Schubspannung (**Bild 3-56** mit **Bild 3-59**).

Eine Erhöhung des axialen Lüftspiels lässt die Schubspannung ebenfalls sinken, jedoch ist kein nennenswerter Unterschied im Schubspannungsniveau zwischen axialem Lüftspiel 0,7 mm und 1,2 mm vorhanden.

Die unerwartet steigende Schubspannung bei Lüftspiel 0,7 mm und 1,2 mm bei  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$  und fallender Betriebsölviskosität ist auf die Bauteileigendynamik (Schwingungen des Synchronrings) und damit erhöhte Grenzreibung zurückzuführen (vgl. Abschnitt 3.3.2), wodurch das Schleppmoment mit steigender Drehzahl des Kupplungskörpers ansteigt.



**Bild 3-56:** TC52-Ms und TC79-Ms Kennwert  $\tau_{max}$  ( $a = 0,2 \text{ mm}, 0,7 \text{ mm}, 1,2 \text{ mm}, \vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C} / v_{\text{Öl}} = 66,5 \text{ cSt}, +80 \text{ °C} / v_{\text{Öl}} = 10,5 \text{ cSt}$ , Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ , Außenbeölung, MTF)



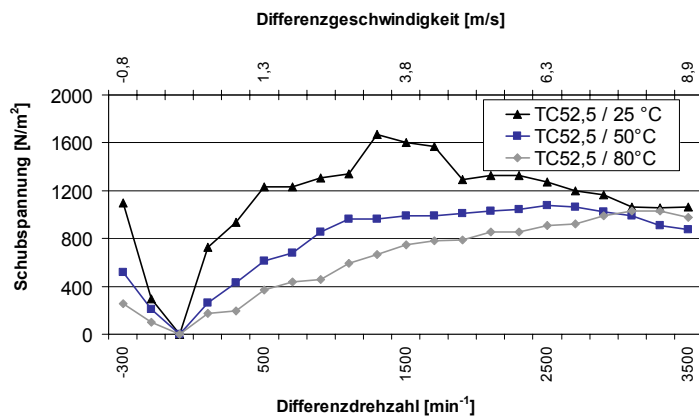
**Bild 3-57:** TC52-Ms und TC79-Ms Kennwert  $\tau_{\max}$  ( $a = 0,2 \text{ mm}, 0,7 \text{ mm}, 1,2 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C} / \nu_{\text{Öl}} = 66,5 \text{ cSt}, +80 \text{ °C} / \nu_{\text{Öl}} = 10,5 \text{ cSt}$ , Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $n_{\text{SK}} = 2000 \text{ min}^{-1}$ , Außenbeölung, MTF,  $\tau_{\max}$  bei  $\Delta n < 0 \text{ min}^{-1}$ )

Das tendenziell höhere Schubspannungsniveau der TC52-Ms Synchronisierung gegenüber der TC79-Ms Synchronisierung wird auf die geringere Fliehbeschleunigung auf den Schmierstoff aufgrund des geringeren mittleren Reibdurchmessers zurückgeführt. Dadurch befindet sich bei gleicher Absolutdrehzahl mehr Schmierstoff zwischen den Reibflächen.

Bei gleicher Drehzahlssituation ist die Fliehbeschleunigung gemäß dem Radiusunterschied beim kleineren System um  $a_{\text{Flieh}} = \omega^2 \cdot \Delta r$

geringer, wobei  $\Delta r$  den Radiusunterschied darstellt. Die hohe, maßgeblich durch das Öl verursachte Schubspannung ist beim größeren System geringer.

**Bild 3-58** mit **Bild 3-61** zeigen die Schubspannungsverläufe der TC52-Ms und TC79-Ms über der Differenzdrehzahl bzw. Schergeschwindigkeit und über der Zentrifugalbeschleunigung auf die Reibfläche des Kupplungskörpers.

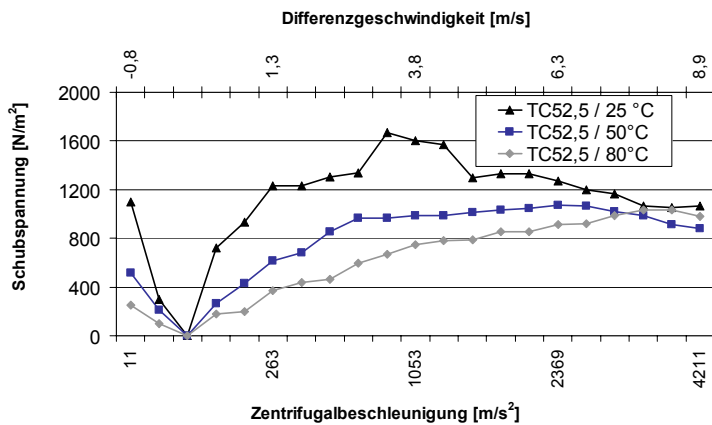


**Bild 3-58:** Schubspannung TC52,5-Ms ( $a = 0,2 \text{ mm}$ , Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $n_{\text{SK}} = 500 \text{ min}^{-1}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}, +50 \text{ °C}, +80 \text{ °C}$ , Außenbeölung, MTF)

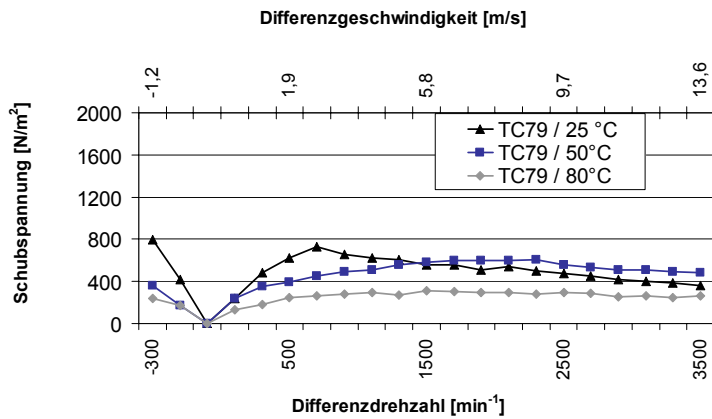
Höchstes Schubspannungsniveau tritt bei der TC52 bei Schergeschwindigkeiten 3,3...4,3

m/s und bei der TC79 bei Schergeschwindigkeiten 1,9...3,5 m/s auf. Der Schmierstoff zwischen den Reibflächen der TC79 wird aufgrund des größeren Reibdurchmessers und somit der höheren Fliehbeschleunigung bereits im Bereich niedrigerer Differenzdrehzahl abgeschleudert als bei der TC52-Synchronisierung.

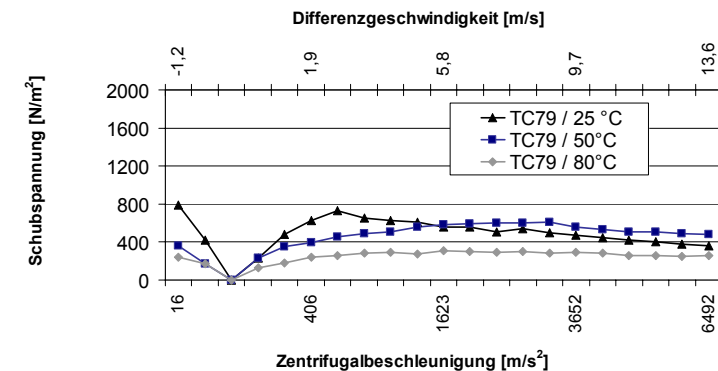
Es ist jedoch keine direkte quantitative Korrelation zwischen der Zentrifugalbeschleunigung und der Schubspannung der TC52 und TC79 zu erkennen.



**Bild 3-59:** Schubspannung über Zentrifugalbeschleunigung TC52,5-Ms ( $a = 0,2 \text{ mm}$ , Ölvolumenstrom  $500 \text{ ml/min}$ ,  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$ ,  $+50 \text{ °C}$ ,  $+80 \text{ °C}$ , Außenbeölung, MTF)



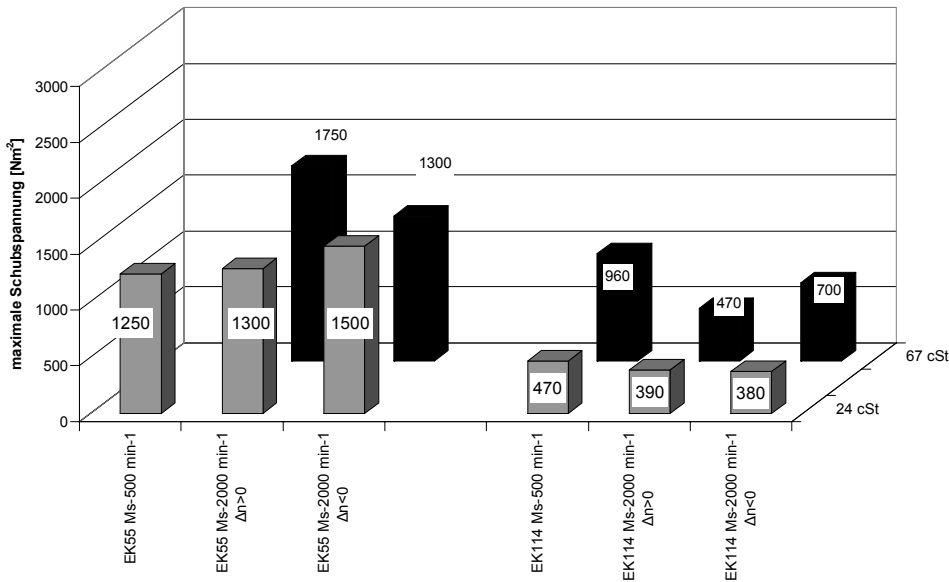
**Bild 3-60:** Schubspannung TC79-Ms ( $a = 0,2 \text{ mm}$ , Ölvolumenstrom  $500 \text{ ml/min}$ ,  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$ ,  $+50 \text{ °C}$ ,  $+80 \text{ °C}$ , Außenbeölung, MTF)



**Bild 3-61:** Schubspannung TC79-Ms ( $a = 0,2 \text{ mm}$ , Ölvolumenstrom  $500 \text{ ml/min}$ ,  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$ ,  $+50 \text{ °C}$ ,  $+80 \text{ °C}$ , Außenbeölung, MTF)

### 3.2.5.2 EK55-Ms, EK114-Ms bei Außenbeölung

Mit Außenbeölung ist das Schubspannungsniveau der EK55-Ms Synchronisierung mit geringerem mittlerem Reibdurchmesser tendenziell höher als das Schubspannungsniveau der deutlich größeren EK114-Ms (**Bild 3-62**). Offensichtlich ist der erhöhte Abschleudereffekt des größeren Systems analog den Versuchsergebnissen der TC52-Ms / TC79-Ms maßgeblicher als das erhöhte Schergefälle durch die erhöhte Gleitgeschwindigkeit.



**Bild 3-62:** Maximale Schubspannung  $\tau_{\max}$  EK55-Ms, EK114-Ms (axiales Lüftspiel  $a = 0,2$  mm, Ölvolumenstrom  $500 \text{ mlmin}^{-1}$ , Außenbeölung, MTF)

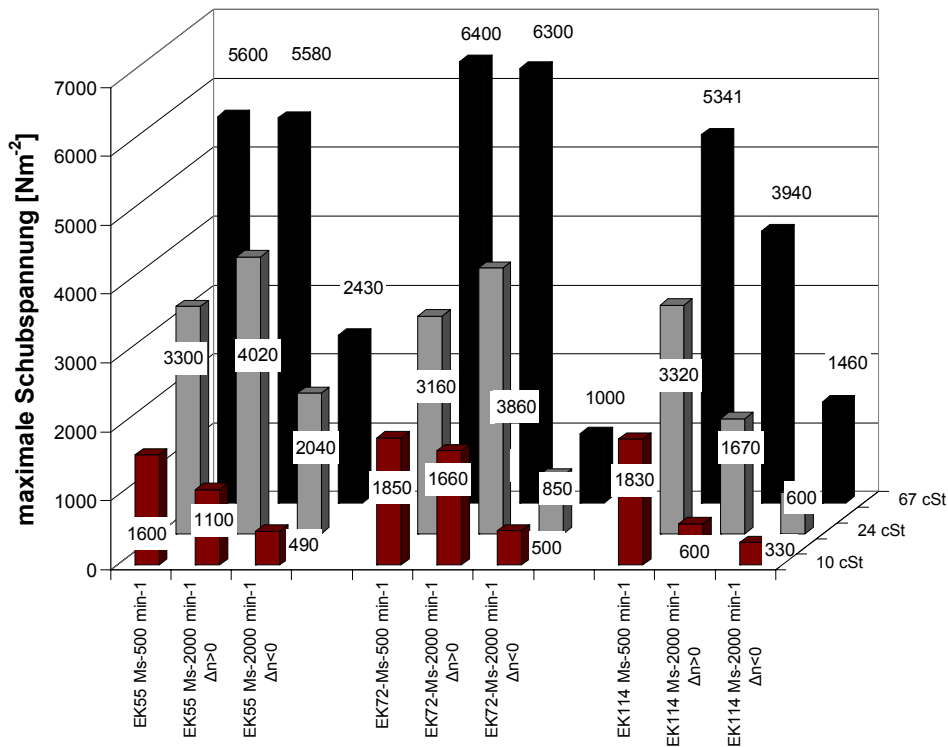
### 3.2.5.3 EK55-Ms, EK72-Ms und EK114-Ms bei Innenbeölung

Größere Reibdurchmesser erhöhen die Zentrifugalkraft auf das Öl zwischen den Reibflächen und es wird bei größerem mittlerem Reibdurchmesser mit höherer Geschwindigkeit aus den Reibflächen gefördert, was die Ölmenge zwischen den Reibflächen verringert. Ebenso ist zu berücksichtigen, dass zwischen den Reibflächen von Synchronisierungen mit größerem mittlerem Reibdurchmesser bei gleichem axialem Lüftspiel und gleichem Ölvolumenstrom weniger Öl pro Flächeneinheit vorliegt als zwischen den Reibflächen von kleineren Synchronisierungen.

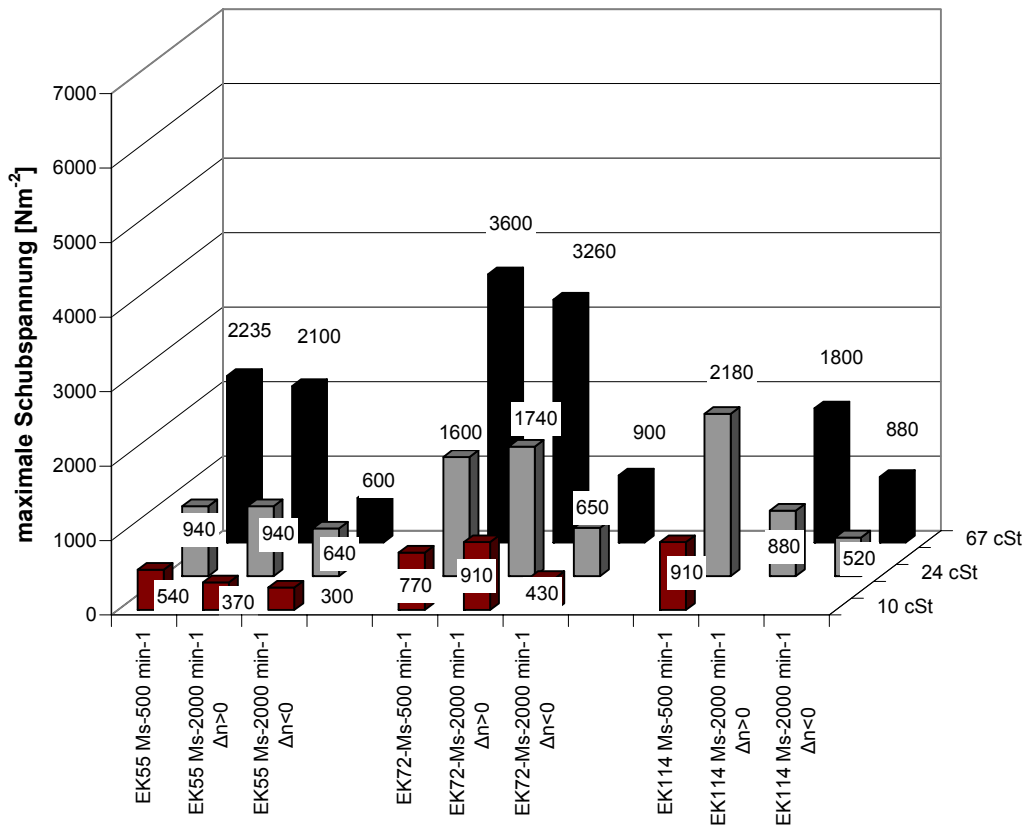
Die Schubspannungen sind bei axialem Lüftspiel  $0,2$  mm analog zur Außenbeölung trotz höherer Gleitgeschwindigkeit und somit höherem Schergefälle beim EK114-System geringer als beim EK55- und EK72-System (**Bild 3-63**). Offensichtlich wirkt sich die Minderung der Schubspannung aufgrund der geringeren Ölmenge zwischen den Reibflächen stärker aus als die Erhöhung der Schubspannung aufgrund des höheren Schergefälles.

Mit axialem Lüftspiel  $0,7$  mm ist dieses Verhalten nicht mehr uneingeschränkt zu erkennen, sodass belastbare Aussagen hinsichtlich Sensitivität der Schubspannungen gegenüber einer Variation des mittleren Reibdurchmessers nicht getroffen werden können (**Bild 3-64**). Bei  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$  ist die Schubspannung der EK114 tendenziell am höchsten, bei höherer Drehzahl des Synchronkörpers  $n_{SK} = 2000 \text{ min}^{-1}$  überwiegt offensichtlich der

Fliehkrafteffekt auf das Öl und die Schubspannungen liegen überwiegend unter denen der EK55 und EK72.



**Bild 3-63:** Maximale Schubspannung  $\tau_{max}$  EK55-Ms, EK72-Ms, EK114-Ms (axiales Lüftspiel  $a = 0,2$  mm, Ölvolumenstrom  $500 \text{ mlmin}^{-1}$ , Innenbeölung, MTF)



**Bild 3-64:** Maximale Schubspannung  $\tau_{max}$  EK55-Ms, EK72-Ms, EK114-Ms (axiales Lüftspiel  $a = 0,7$  mm, Ölvolumenstrom  $500 \text{ mlmin}^{-1}$ , Innenbeölung, MTF)

### 3.2.6 Schleppmomente einer Außenkonussynchronisierung

Im Rahmen der Dissertation wurden neben herkömmlichen Einfach-, Doppel- und Dreifachkonussynchronisierungen, ein Außenkonussystem und ein SKS System (Sperrkeil-Synchronisierung) hinsichtlich Schleppmomentverhalten untersucht. Das kumulierte axiale Lüftspiel beträgt bei allen Versuchen mit der Außenkonussynchronisierung  $\varnothing$  83,5 mm circa 1,5 mm, der senkrechte Abstand zwischen den beiden Reibflächen beträgt damit 0,22 mm. Die Außenkonussynchronisierung wird mit der Einfachkonussynchronisierung EK72-EF5010 verglichen, da diese ähnliche Baugröße und gleiches Reibmaterial aufweist.

**Bild 3-65** und **Bild 3-66** zeigen die Schubspannungen der Außenkonussynchronisierung mit unterschiedlicher Drehzahl- und Beölungssituation. In der Legende der beiden Diagramme ist stets die Synchronkörperdrehzahl angegeben.

Die Schubspannungen sind bei der Außenkonussynchronisierung mit Außenbeölung analog der EK72-EF5010 Synchronisierung sehr gering und im Bereich der Messgenauigkeit, sodass vom Synchronisierungssystem kein maßgeblicher Einfluss auf die Höhe der Schubspannungen ausgeht. Der Ölvolumenstrom hat bei der Außenkonussynchronisierung mit Außenbeölung ebenfalls keinen nennenswerten Einfluss auf die Höhe der Schubspannungen. In Bereichen höherer Differenz- und Absolutdrehzahlen schleudert sich die Synchronisierung vom Öl frei, was den Anteil der Flüssigkeitsreibung verringert und gleichzeitig den Anteil der Grenzreibung erhöht. Das über der Differenzdrehzahl weitgehend konstante und niedrige Schubspannungsniveau ist ein Indiz dafür, dass sich nur sehr wenig Öl zwischen den Reibflächen befindet und die Schubspannung überwiegend aus Grenzreibung resultiert. Bei  $n_{SK} = -1000 \text{ min}^{-1}$  und Differenzdrehzahl  $\Delta n = 1000 \text{ min}^{-1}$  ( $n_{KK} = 0 \text{ min}^{-1}$ ; wenig praxisrelevanter Sonderfall) zeigt sich eine leicht erhöhte Schubspannung mit Ölvolumenstrom 600 ml/min. In Bereichen niedriger Drehzahlen befindet sich mehr Öl zwischen den Reibflächen als in Bereichen hoher Drehzahlen. Diese Tendenzen zeigen sich bei allen untersuchten Synchronisierungen.

**Bild 3-66** zeigt die Schubspannungen über der Differenzdrehzahl mit Innen- und Außenbeölung. Bei den Versuchen mit der Außenkonussynchronisierung wird keine Öleinspritzdüse mit Radialbohrungen verwendet. Das Öl wird direkt über Axialbohrungen durch die Welle F (s. **Bild 3-1**) in den Prüfraum eingeleitet. Obwohl das Öl nicht über eine Düse gezielt zwischen Synchron- und Kupplungskörper eingebracht wird, steigt die Schubspannung unter Innenbeölung deutlich an (bis zu Verfünffachung). Es zeigt sich auch beim Außenkonussystem der charakteristische degressive Verlauf über der Differenzdrehzahl ohne signifikante Abschleudereffekte, welche sich in einem Abfall der Schubspannung äußern würde. Die Schubspannungen der Außenkonussynchronisierung befinden sich auf höherem Niveau als die Schubspannungen der EK72-EF5010 mit Innenbeölung (s. **Bild 3-44**), obwohl das axiale Lüftspiel beim Außenkonussystem größer und der Ölvolumenstrom geringer ist. Das Synchronisierungssystem kann somit einen maßgeblichen Einfluss auf die Schubspannungen bei Innenbeölung aufweisen (die Rauheitskennwerte der beiden Reibbeläge sind ähnlich, vgl. Anhang **Bild 7-1** und **Bild 7-23**). Offensichtlich bleibt beim

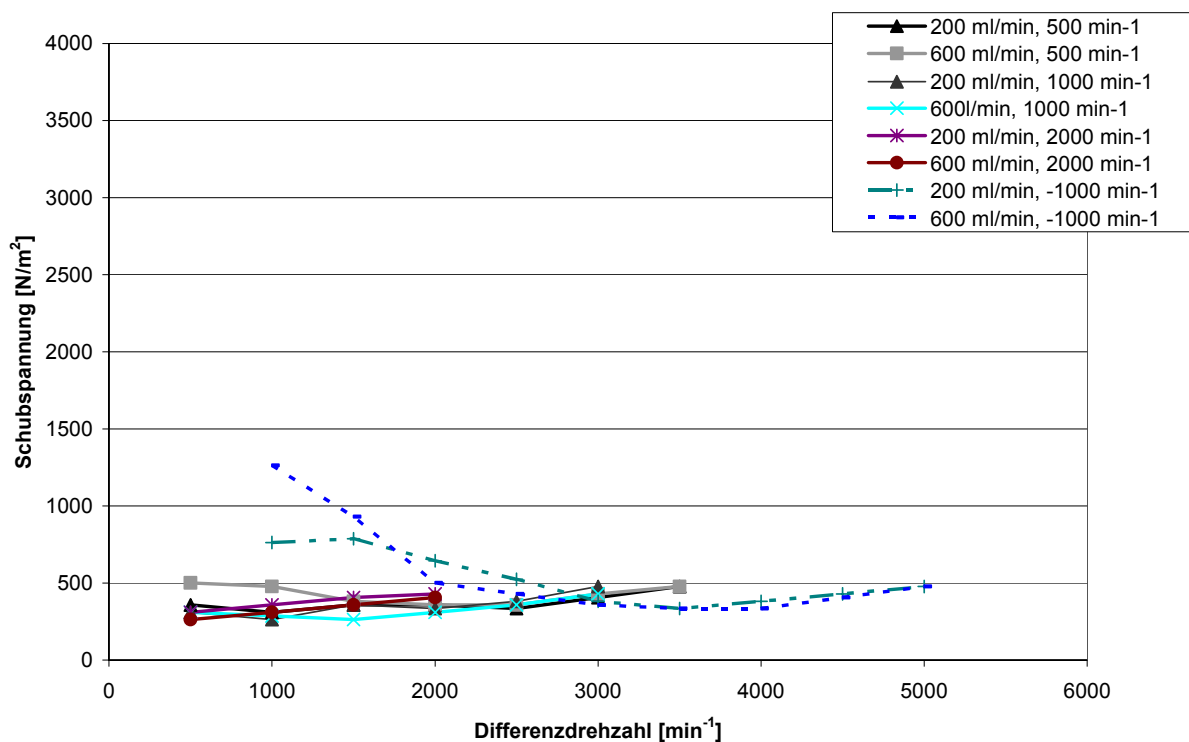


Außenkonussystem eventuell aufgrund mangelnder Drainage mehr Öl zwischen den Reibflächen als beim EK72-EF5010 System.

### Fazit

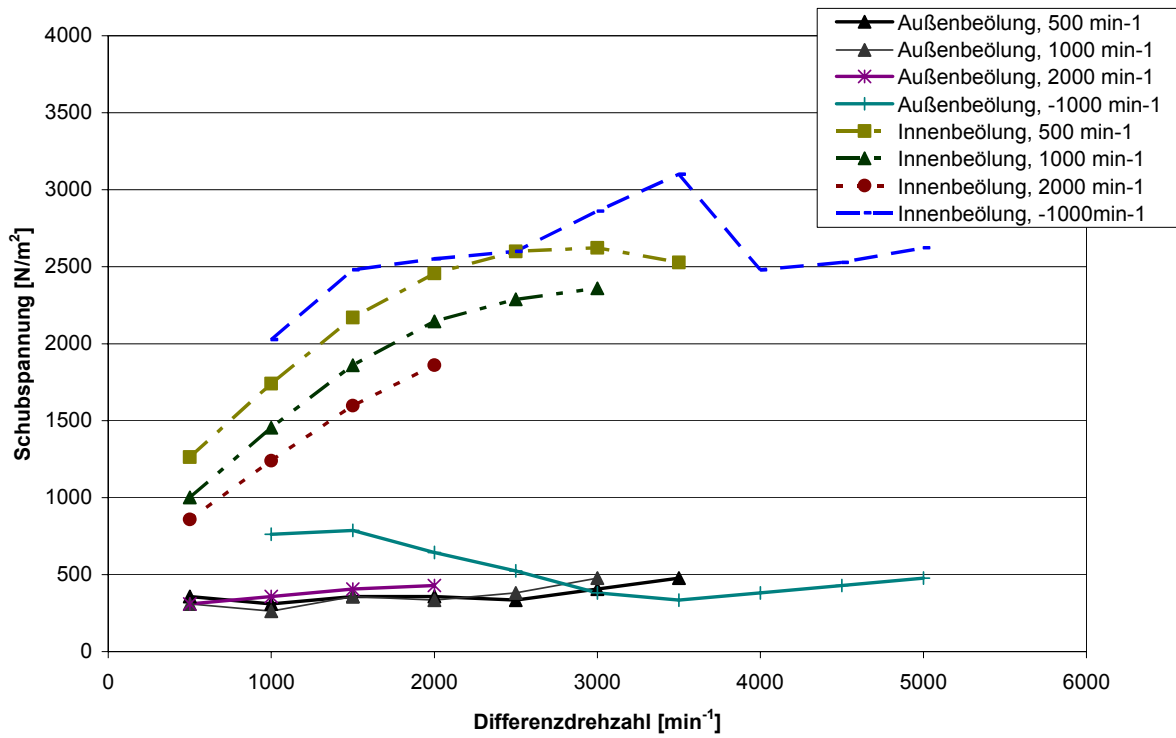
Mit Außenbeölung hat das Synchronisierungssystem nahezu keinen Einfluss auf die Höhe der Schubspannungen. Die sehr niedrigen und von der Differenzdrehzahl weitgehend unabhängigen Schubspannungen der EK72-EF5010<sup>2</sup> und der Außenkonussynchronisierung mit Außenbeölung weisen auf eine sehr geringe Ölmenge zwischen den Reibflächen hin. Die Schubspannung wird überwiegend durch Grenzreibung erzeugt, da entweder das Öl sofort abgeschleudert wird oder erst gar nicht zwischen die Reibflächen gelangt.

Bei Innenbeölung sind die Schubspannungen des Außenkonussystems deutlich höher als die des EK72-Systems. Das Öl wird offensichtlich stärker zwischen den Reibflächen gehalten.



**Bild 3-65:** Schubspannung Außenkonussynchronisierung  $\varnothing 83,5$  mm  
( $a \approx 1,5$  mm,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25$  °C, Außenbeölung, MTF)

<sup>2</sup> In der Dissertation sind die Schubspannungen der EK72-EF5010 aufgrund des sehr geringen Niveaus im Bereich der Messgenauigkeit des Prüfstands nicht dargestellt



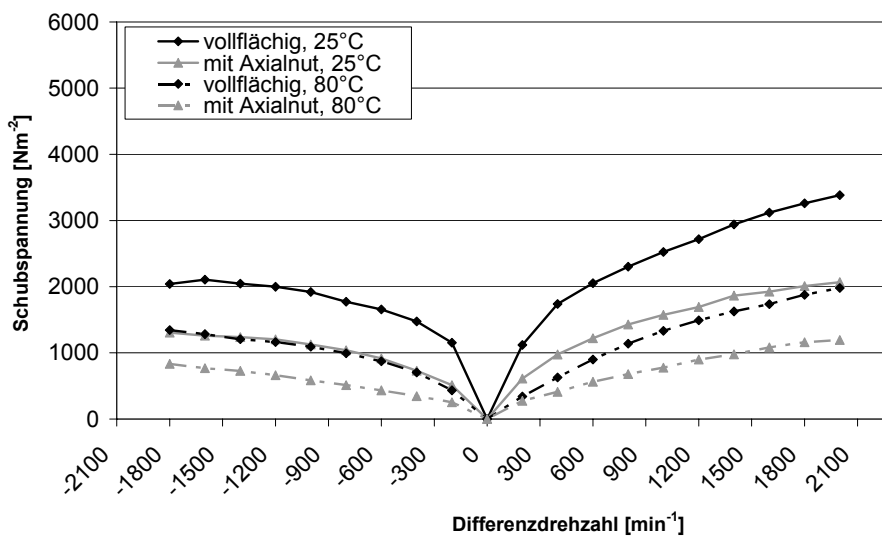
**Bild 3-66:** Schubspannung Außenkonussynchronisierung  $\varnothing 83,5$  mm  
 ( $a \approx 1,5$  mm,  $\vartheta_{01} = +25$  °C, Innenbeölung, 200 ml/min, MTF)

### 3.3 Nennenswerte Einflussfaktoren

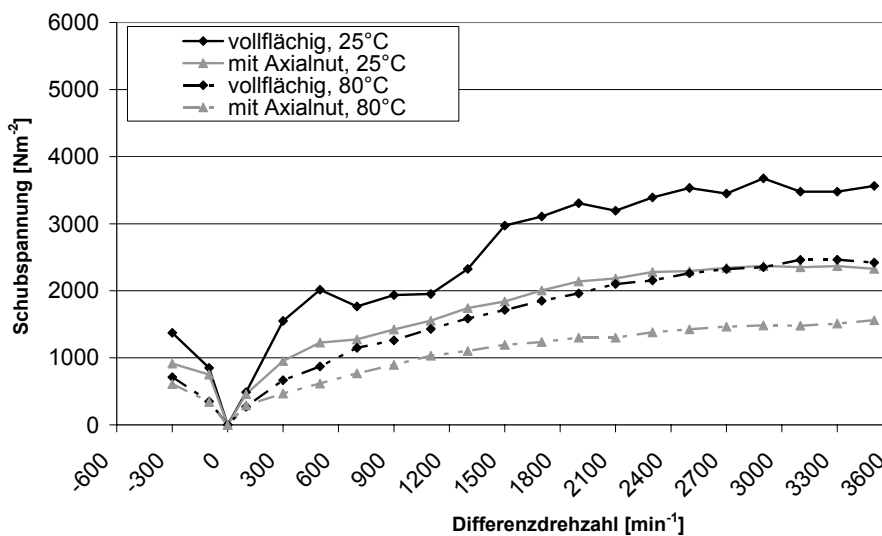
Als nennenswerte Einflussfaktoren auf die Schubspannung werden hier Einflussfaktoren bezeichnet, welche die Schubspannung ausgehend vom maximalen Wert der untersuchten Versuchsreihen ( $\tau_{max}$ ) unter Beibehaltung der anderen Betriebsbedingungen um bis zu 50 % unter Berücksichtigung der Mess- bzw. Wiederholgenauigkeit absinken lassen.

#### 3.3.1 Nutzung EK144-EF5010 / Innenbeölung

Die EK144-EF5010 wurde in einer vollflächigen Belagvariante und in einer Belagvariante mit Axialtaschen untersucht. Um einen Oberflächeneinfluss von unterschiedlichen Reibbelägen auszuschließen, wurde zunächst die vollflächige Variante untersucht und die Axialtaschen gemäß dem



**Bild 3-67:** Schubspannung EK144-EF5010 ( $\vartheta_{\text{Öl}} = +80 \text{ °C}$ , Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $n_{SK} = 2000 \text{ min}^{-1}$ , axiales Lüftspiel 0,7 mm, Öl 8137, Innenbeölung)



**Bild 3-68:** Schubspannung EK144-EF5010 ( $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$ , Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ , axiales Lüftspiel 0,7 mm, Öl 8137, Innenbeölung)

Serienring (**Bild 3-5a**) nachträglich eingearbeitet.

Der Synchronring mit eingearbeiteten Axialnuten weist bei den untersuchten Betriebsbedingungen deutlich geringere Schubspannungen auf als der vollflächige Synchronring (**Bild 3-67** und **Bild 3-68**). Die nennenswerten Unterschiede können nicht alleine aus der geringeren Reibfläche resultieren (Bezugsbasis bei der Umrechnung des Schleppmoments in die Schubspannung ist die identische Bruttoreibfläche), da die Axialnutenfläche nur einen Bruchteil der gesamten Reibfläche beträgt (c.a. 8%).

Eine mögliche Erklärung ist, dass das Öl über die Nuten abfließen kann. Somit wäre etwa ab der halben Synchronringbreite, über welche sich die Nutung erstreckt (**Bild 3-5a**), kein nennenswerter Einfluss zu erwarten.

Die Schubspannung steigt mit der Differenzdrehzahl an und erreicht bei 2100 min<sup>-1</sup> Werte von ca. 3500 Nm<sup>-2</sup> für die vollflächige Variante bei 80°C.

nenswerter Ölfilm mehr zwischen Reibbelag und Konus vorhanden, was die nominelle Schubspannung sinken lässt. Die Öldrainage wird somit verbessert.

Diese Versuchsergebnisse rechtfertigen somit die festgelegte Verwendung der Bruttoreibfläche bei der Berechnung der nominellen Schubspannung (vgl. Gleichung 14). Nicht die Nettoreibfläche (Traganteil) ist für die Höhe der Schleppmomente entscheidend, sondern inwieweit sich ein Ölfilm über Reibflächen von Synchronring und Konus ausbreiten kann. Axialnutungen können den Schmierfilm verhindern bzw. unterbrechen.

### 3.3.2 Bauteildynamik des Synchronrings

**Bild 3-69** zeigt einen kontinuierlich aufgezeichneten Messsignalverlauf eines Versuchs der TC79-Ms. Das Drehmoment  $T_1$  (Schleppmoment) ändert das Vorzeichen je nach Drehzahlverhältnis der beiden Wellen. Während der Beschleunigung der Welle K ( $n_1 = n_{KK}$ ) entspricht das gemessene Drehmoment aufgrund der Trägheit von Messwelle und Adaptation mit Kupplungskörper nicht dem Schleppmoment, sodass nur konstante Drehzahlsituationen betrachtet werden dürfen.

Das Drehmoment wird in den Versuchsreihen jeweils aufgezeichnet, wenn sich das Schleppmoment im Niveau nicht mehr merklich verändert, d.h. ein stationärer Zustand erreicht ist. In **Bild 3-69** ist beispielhaft ein Messpunkt im Bereich der Drehzahlen  $n_1 = n_{KK} = 1000 \text{ min}^{-1}$  und  $n_2 = n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$  markiert.

Das gemessene Drehmoment im stationären Zustand ist demnach in etwa halb so hoch wie unmittelbar nach dem Hochdrehen bei bereits konstanten Drehzahlen der Wellen. Offensichtlich verändert sich der Schmierzustand trotz konstanter Betriebsbedingungen zu Beginn über der Zeit durch eine stetige Ölverringerng zwischen den Reibflächen.

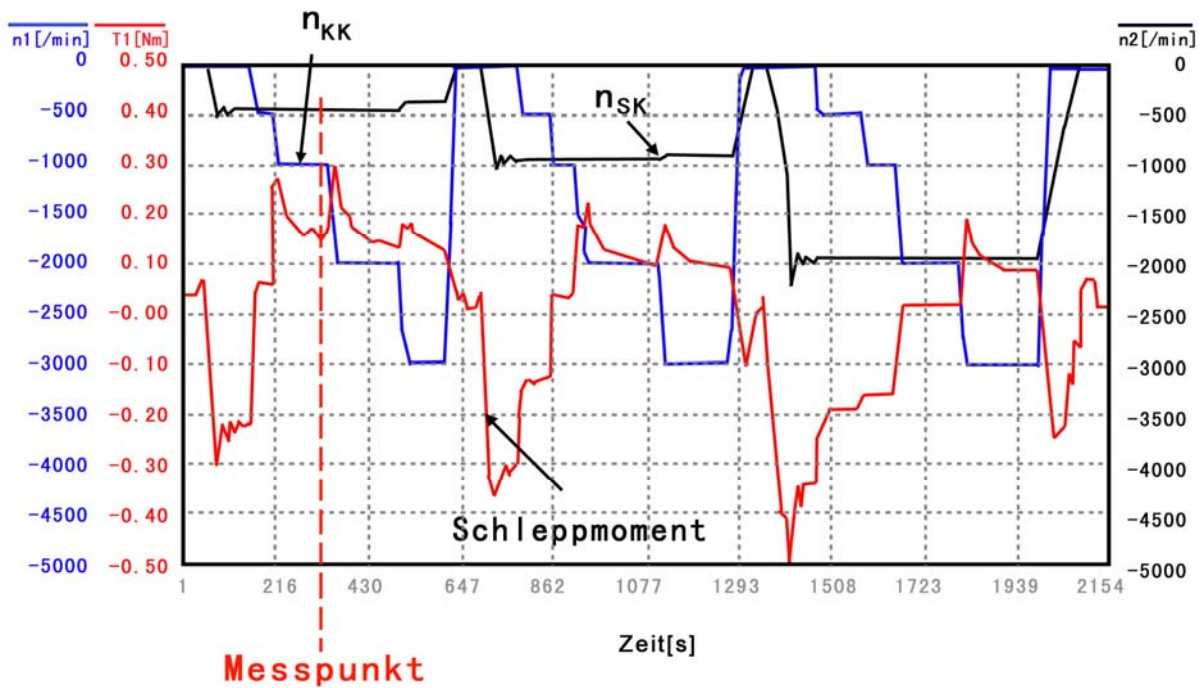
**Bild 3-70** mit **Bild 3-72** zeigen exemplarisch Messsignalverläufe aus der in **Bild 3-69** dargestellten Versuchsreihe über einem Zeitintervall von jeweils einer Sekunde (Abszisse). Die über der Zeitachse „aufgezoomten“ Messsignalverläufe geben Aufschluss über eine potentielle höherfrequente Bauteildynamik des Synchronrings.

Es wäre denkbar, dass Radial- bzw. Axialschwingungen durch die Eigendynamik des Synchronrings das Schleppmoment und somit die Verluste maßgeblich ansteigen lassen.

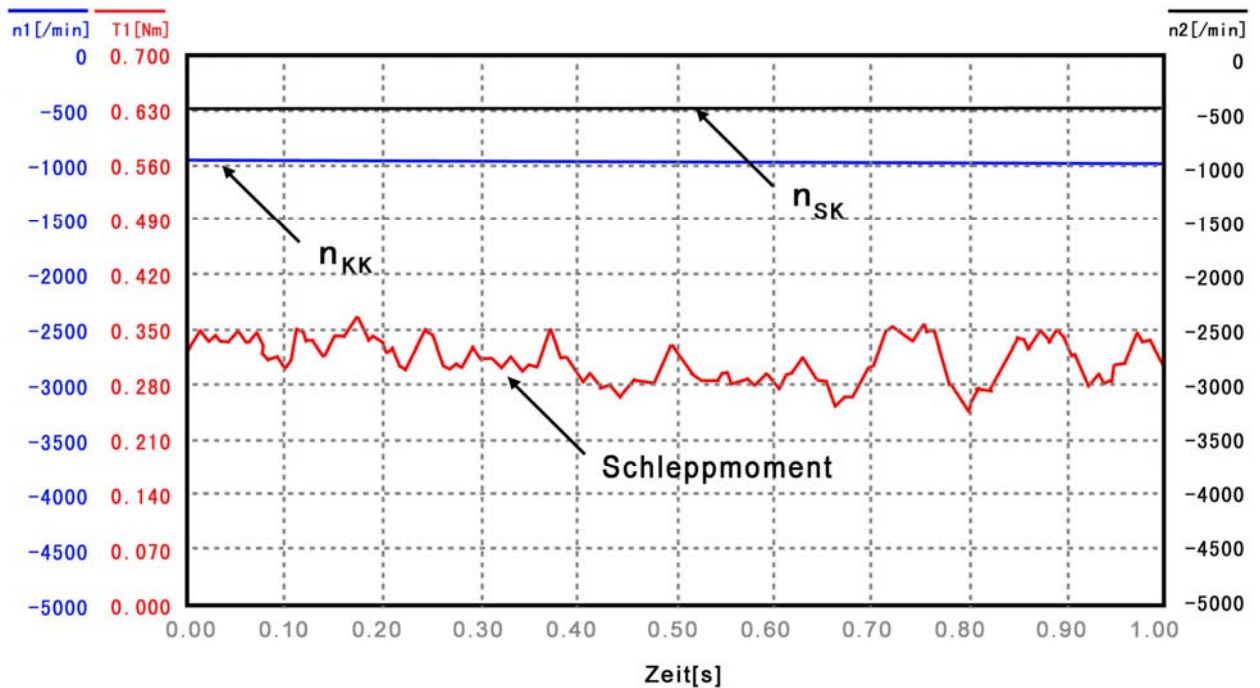
Folgende Ergebnisse lassen sich aus den Messsignalverläufen zusammenfassen:

- Die Amplituden der höherfrequenten Schwingungen ( $f \approx 5 \text{ Hz}$ ) ändern sich vom Messpunkt bei Sekunde 221 (**Bild 3-70**) zum Messpunkt bei Sekunde 330 (**Bild 3-71**) nicht wesentlich, das Niveau des Schleppmoments jedoch schon. Der Wirkmechanismus des Niveauabfalls ist somit nicht maßgeblich in der Bauteildynamik begründet (s. Abschnitt 5.3.2)
- **Bild 3-72** zeigt ebenfalls keine erhöhten Amplituden. Die Frequenz des Drehmoments ist erwartungsgemäß anders als bei den Versuchsergebnissen aus **Bild 3-70** und **Bild 3-71**, da sich die (Differenz-) Drehzahlbereiche unterscheiden ( $n_{KK} = 0 \text{ min}^{-1}$   $n_{SK} = 2000 \text{ min}^{-1}$ ). Das Niveau des Schleppmoments ist im Gegensatz zu Betriebsbedingungen mit zwei rotierenden Wellen stark erhöht. Grund dafür ist die bei ruhendem Kupplungskörper aufgrund mangelnder Fliehbeschleunigung erhöhte

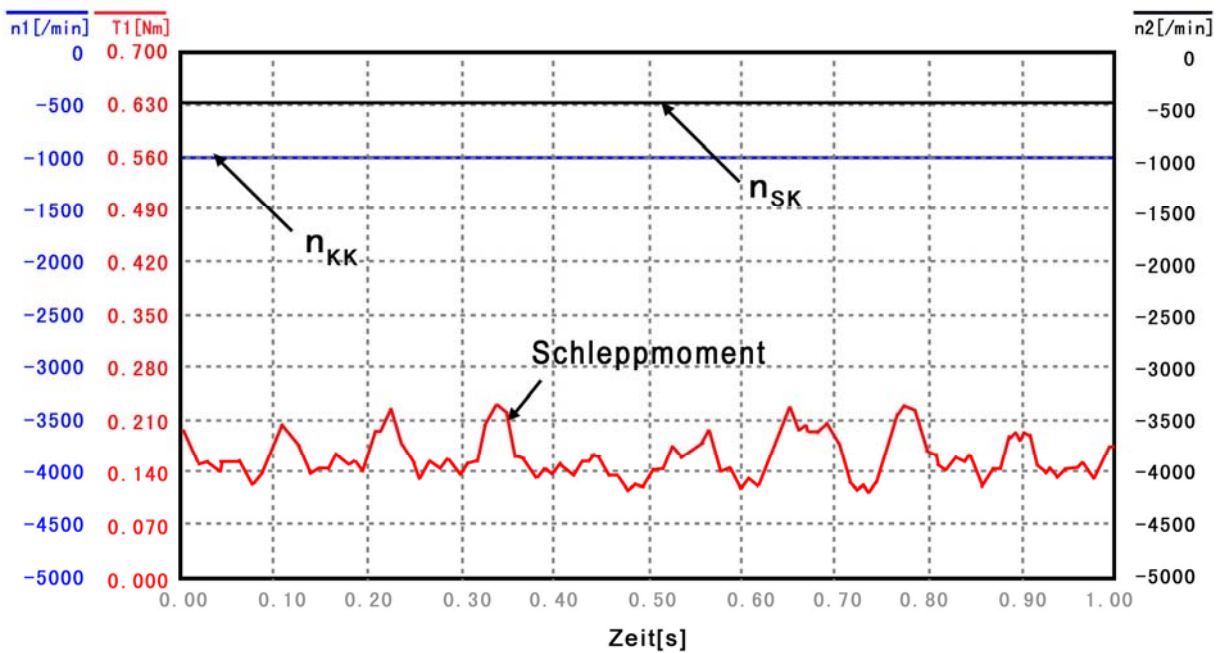
Schmierstoffmenge zwischen den Reibflächen. Dies erhöht die Flüssigkeitsreibung und damit die Schleppmomente.



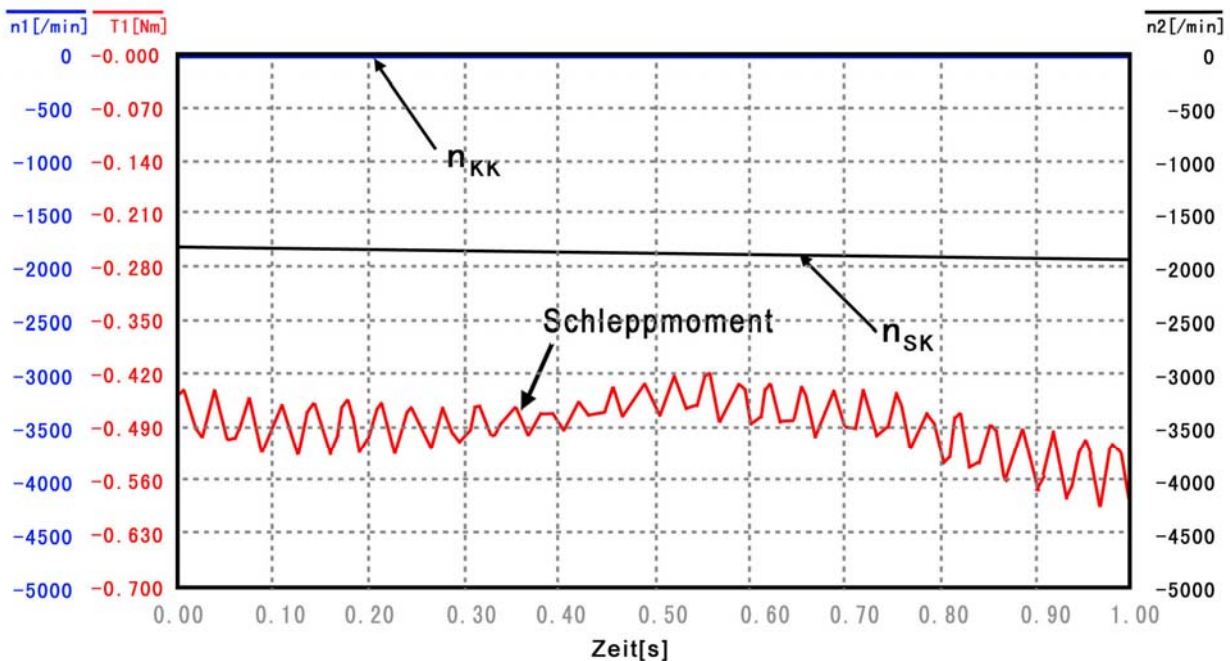
**Bild 3-69:** Messsignalverlauf, TC79-Ms (axiales Lüftspiel  $a = 0,2$  mm, Betriebsöltemperatur  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25$  °C, Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $n_1 = n_{\text{KK}}$ ,  $n_2 = n_{\text{SK}}$ , Außenbeölung, MTF)



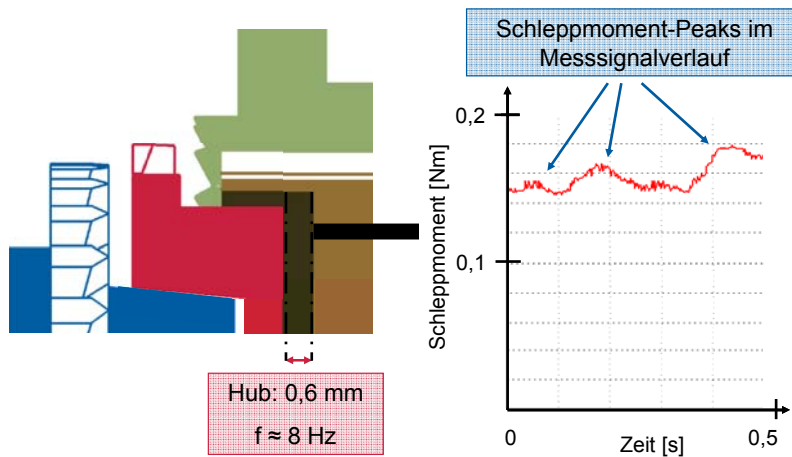
**Bild 3-70:** Messsignalverlauf TC79-Ms, Sekunde 221 / vor dem Abklingen des Schleppmoments (axiales Lüftspiel  $a = 0,2$  mm, Betriebsöltemperatur  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25$  °C, Außenbeölung, MTF, Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $n_1 = n_{\text{KK}} = 1000$  min<sup>-1</sup>,  $n_2 = n_{\text{SK}} = 500$  min<sup>-1</sup>)



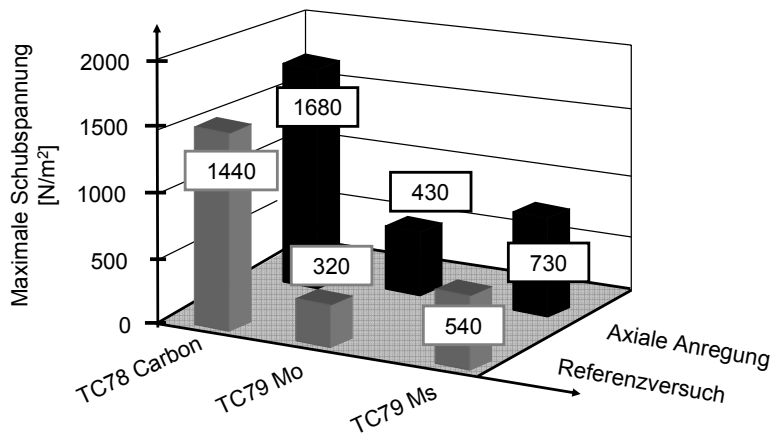
**Bild 3-71:** Messsignalverlauf TC79-Ms, Sekunde 330 / nach dem Abklingen des Schleppmoments (axiales Lüftspiel  $a = 0,2$  mm, Betriebsöltemperatur  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25$  °C, Außenbeölung, MTF, Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $n1 = n_{KK} = 1000$  min<sup>-1</sup>,  $n2 = n_{SK} = 500$  min<sup>-1</sup>)



**Bild 3-72:** Messsignalverlauf TC79-Ms, Sekunde 1409 (axiales Lüftspiel  $a = 0,2$  mm, Betriebsöltemperatur  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25$  °C, Außenbeölung, MTF, Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $n1 = n_{KK} = 0$  min<sup>-1</sup>,  $n2 = n_{SK} = 2000$  min<sup>-1</sup>)



**Bild 3-73:** Mechanische axiale Anregung des Synchronrings, rechts: Messsignalverlauf TC79-Ms (axiales Lüftspiel  $a = 0,7 \text{ mm}$ , Hub  $0,6 \text{ mm}$ , Anregungszeit  $10 \text{ ms}$ ,  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ , Ölvolumenstrom  $500 \text{ ml/min}$ , Außenbeölung, MTF,  $\vartheta_{Öl} = +25 \text{ °C}$ )



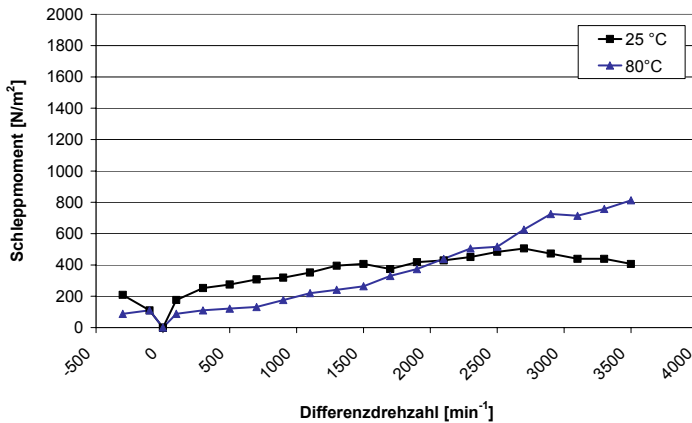
**Bild 3-74:** Kennwert  $\tau_{max}$  TC78/79 bei axialer Anregung (axiales Lüftspiel  $a = 0,7 \text{ mm}$ , Hub  $= 0,6 \text{ mm}$ , Anregungszeit  $10 \text{ ms}$ ,  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ , Ölvolumenstrom  $500 \text{ ml/min}$ , Außenbeölung MTF,  $\vartheta_{Öl} = 25 \text{ °C}$ )

Der Einfluss einer erhöhten (induzierten) Bauteildynamik wurde bei den TC78/79 Varianten zusätzlich durch eine mechanische axiale Anregung untersucht. Der Synchronring wurde mittels eines Bolzens durch Berührung stoßartig axial angeregt (schwarzes Rechteck symbolisiert den Bolzen in **Bild 3-73**).

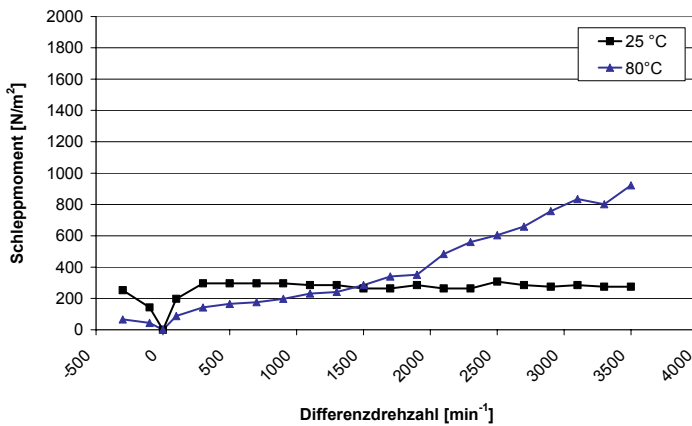
Der Synchronring reagiert mit axialen Schwingungen, welche Schleppmoment - Peaks im Messsignalverlauf verursachen (**Bild 3-73**). Das Niveau des Schleppmoments bzw. der Schubspannung steigt. Ein Vergleich der Schubspannungen für die untersuchten Reibwerkstoffe (**Bild 3-74**) zeigt stets eine Erhöhung des Kennwerts  $\tau_{max}$  bei axialer Anregung. Axiale Schwingungen und Bauteildynamik des Synchronrings sind somit über das Schleppmoment indirekt mess-

und erkennbar, allerdings wird das Schleppmoment einer Synchronisierung durch Parameter wie Beölungs-, Drehzahl- und Einbausituation deutlich stärker beeinflusst.

Bei Versuchen der TC52-Ms Synchronisierung treten jedoch Ergebnisse im Schubspannungsverlauf auf, die nicht ausschließlich über Flüssigkeitsreibung erklärt werden können. Die maximale Schubspannung  $\tau_{max}$  (**Bild 3-56**) ist mit axialem Lüftspiel  $0,7 \text{ mm}$  und  $1,2 \text{ mm}$  und  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$  bei  $\vartheta_{Öl} = +80 \text{ °C}$  ( $\nu_{Öl} = 10,5 \text{ cSt}$ ) zwar insgesamt auf relativ niedrigem Niveau, jedoch größer als bei  $\vartheta_{Öl} = +25 \text{ °C}$  ( $\nu_{Öl} = 66,5 \text{ cSt}$ ). In **Bild 3-75** und **Bild 3-76** sind die Schubspannungsverläufe dargestellt, wobei die mit zunehmender Differenzdrehzahl die steigende Schubspannung der Versuche mit  $\vartheta_{Öl} = +80 \text{ °C}$  auffällt. Der mit Außenbeölung übliche Schubspannungsabfall bzw. das Einstellen eines konstanten Niveaus aufgrund von Ölabschleudereffekte ist hier nicht zu erkennen.



**Bild 3-75:** TC52,5-Ms Schubspannung (Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$ ,  $+80 \text{ °C}$ ,  $a = 0,7 \text{ mm}$ , MTF, Außenbeölung)



**Bild 3-76:** Schubspannung TC52,5-Ms (Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$ ,  $+80 \text{ °C}$ ,  $a = 1,2 \text{ mm}$ , Außenbeölung, MTF)

Dieses für Außenbeölung untypische Verhalten resultiert offensichtlich aus der Bauteildynamik des Synchronrings. Bei  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$  ist der Schleppmomentanstieg bei steigender Differenzdrehzahl nicht vorhanden. Das Öl höherer Viskosität bewirkt eine stärkere Dämpfung im System, sodass die Bauteilbewegung des Synchronrings vermindert wird, was sich in einem niedrigeren Niveau des Schleppmoments widerspiegelt.

### 3.3.3 Variation Synchronsystem (SKS-System)

[B1] beschreibt die Funktionsweise der Sperrkeil - Synchronisierung (SKS). Beim SKS-System wird die Funktion des Blocker-Rings auf den Drehzahlangleich und die Positionierung der SKS-Sperreinheit beschränkt. Die Funktion des Sperrrens übernimmt die SKS-Sperreinheit. Die Änderung im Aufbau der Synchronisierung wirkt sich möglicherweise auf das Schleppmomentverhalten aus.



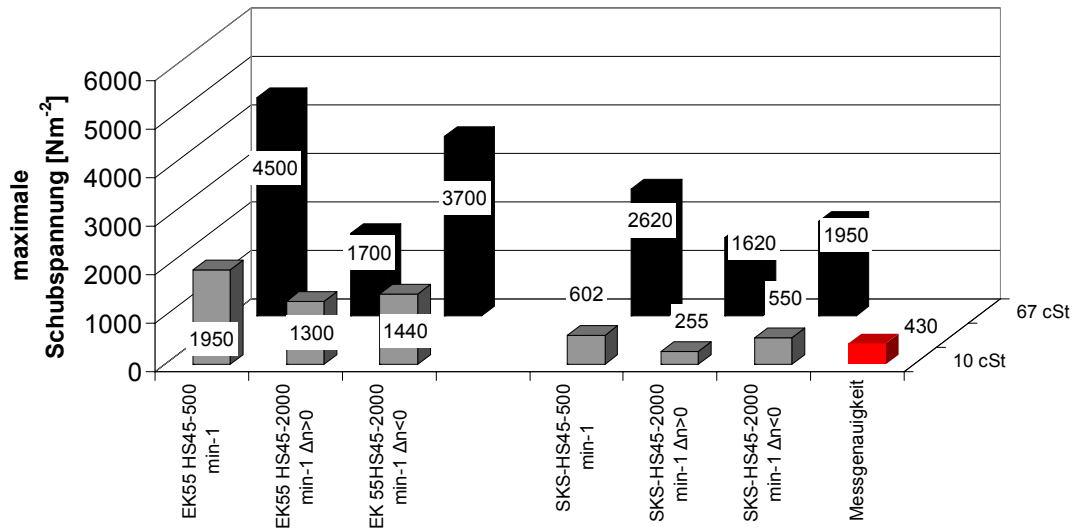


**Bild 3-77:** links: Vergleich konventionelle Bauart und Sperrkeil-Synchronisierung (SKS) [B1], rechts: Explosionsdarstellung [Quelle: Hoerbiger]

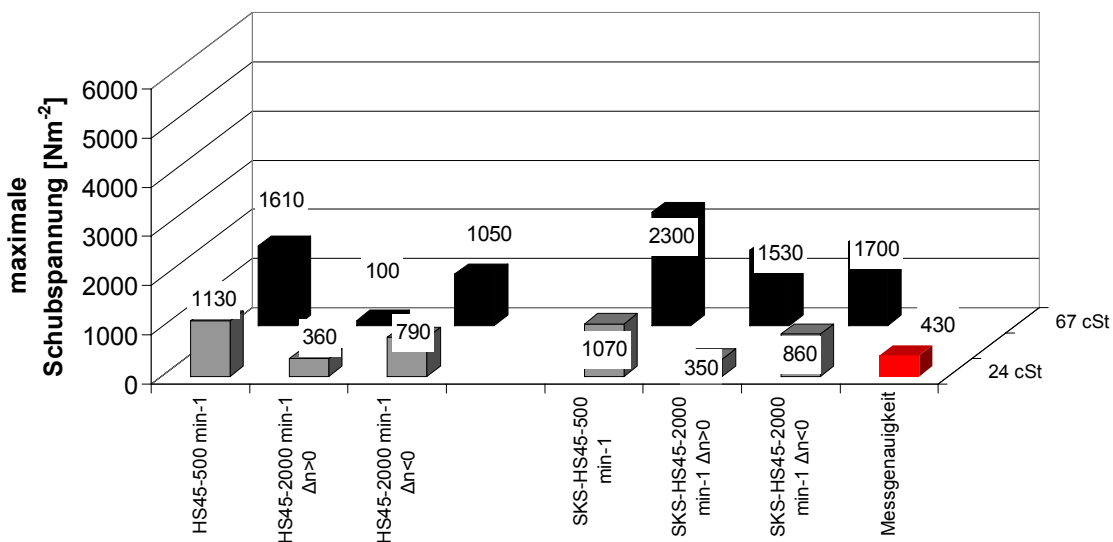
**Bild 3-78** und **Bild 3-79** zeigen die maximalen Schubspannungen mit Innenbeölung für das SKS- und das EK55-HS45 System. Die beiden Synchronisierungen weisen vergleichbare Baugröße (s. **Bild 3-5b**) auf.

Bei axialem Lüftspiel 0,2 mm sind die Schubspannungen und aufgrund der ähnlichen Baugröße auch die Schleppmomente des SKS Systems etwas geringer als die der EK55-Synchronisierung. Mit axialem Lüftspiel 0,7 mm sind die Unterschiede im Schubspannungsniveau zwischen den beiden Synchronisierungen im Bereich der Messgenauigkeit und daher nicht nennenswert ( $T \ll 0,05\text{Nm}$ ).

Aufgrund der unterschiedlichen Nutung und der unterschiedlich hergestellten Synchronringe (tiefgezogener Synchronring, eingeklebter Reibbelag mit mäanderförmige Nutung bei der EK55-Synchronisierung, Axialnutung beim SKS System) kann jedoch nicht eindeutig spezifiziert werden, ob die etwas geringeren Schubspannungen des SKS – Systems bei axialem Lüftspiel 0,2 mm aus unterschiedlicher Nutung, Belagstruktur oder aus dem unterschiedlichen Aufbau der Synchrosysteme resultieren. Möglich ist aber, dass durch das Fehlen der Sperrzähne beim SKS-System, die Öldrainage verbessert wird, da das Öl leichter zwischen Synchronkörper und Synchronring „abfließen“ kann und weniger Öl zwischen die Reibflächen gelangt, wodurch das Schleppmoment sinkt.



**Bild 3-78:** Maximale Schubspannung  $\tau_{\max}$  EK55-HS45, SKS-HS45 (axiales Lüftspiel  $a = 0,2$  mm, Ölvolumenstrom  $500$  mlmin<sup>-1</sup>, Innenbeölung, MTF)



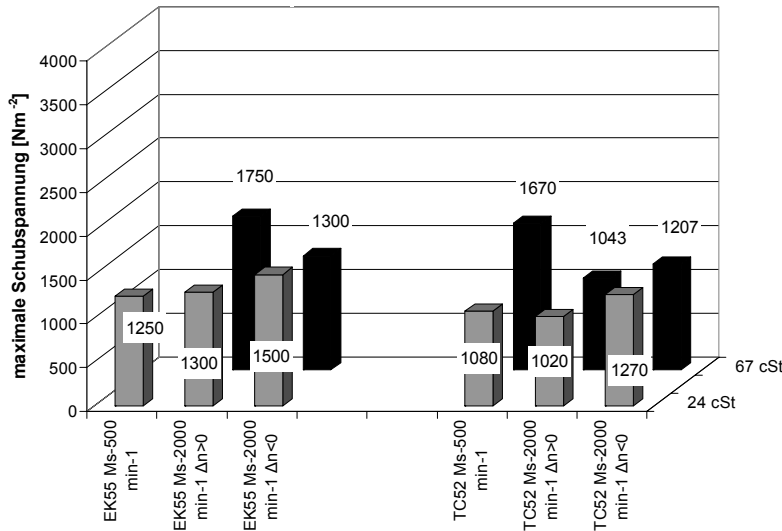
**Bild 3-79:** Maximale Schubspannung  $\tau_{\max}$  EK55-HS45, SKS-HS45 (axiales Lüftspiel  $a = 0,7$  mm, Ölvolumenstrom  $500$  mlmin<sup>-1</sup>, Innenbeölung, MTF)

### 3.4 Geringe Einflussfaktoren

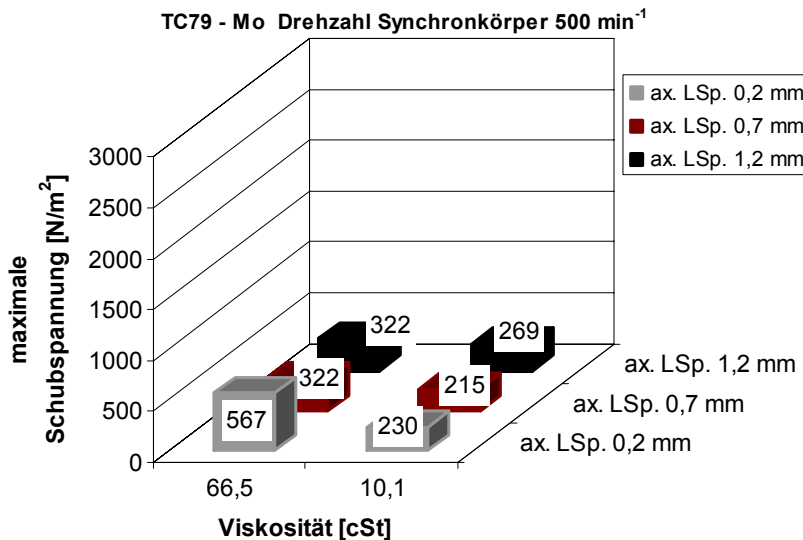
Als geringe Einflussfaktoren auf die Schubspannung werden hier Einflussfaktoren bezeichnet, welche die Schubspannung ausgehend vom maximalen Wert der untersuchten Versuchsreihen ( $\tau_{\max}$ ) unter Beibehaltung der anderen Betriebsbedingungen um bis zu 25 % unter Berücksichtigung der Mess- bzw. Wiederholgenauigkeit absinken lassen.

### 3.4.1 Anzahl der Reibflächen bei PKW-Synchronisierungen und Außenbeölung

**Bild 3-80** zeigt den Vergleich der maximalen Schubspannungen von Versuchen mit der EK55-Ms (Einfachkonussynchronisierung) und der TC52-Ms Synchronisierung mit Außenbeölung und axialem Lüftspiel 0,2 mm. Reibfläche und mittlerer Reibdurchmesser sind



**Bild 3-80:** Maximale Schubspannung  $\tau_{max}$  EK55-Ms, TC52-Ms (kumuliertes axiales Lüftspiel  $a = 0,2 \text{ mm}$ , Ölvolumenstrom  $500 \text{ mlmin}^{-1}$ , Außenbeölung, MTF)



**Bild 3-81:** Maximale Schubspannung  $\tau_{max}$  (TC99-Mo, kumuliertes axiales Lüftspiel  $a = 0,2 \text{ mm}$ , Ölvolumenstrom  $500 \text{ mlmin}^{-1}$ , Außenbeölung, MTF)

ähnlich, sodass die Vergleichbarkeit zwischen Einfach- und Dreifachkonussystem gewährleistet ist. Das kumulierte axiale Lüftspiel beträgt jeweils  $0,2 \text{ mm}$  ( $0,2 \text{ mm}$  pro Reibfläche beim EK-System

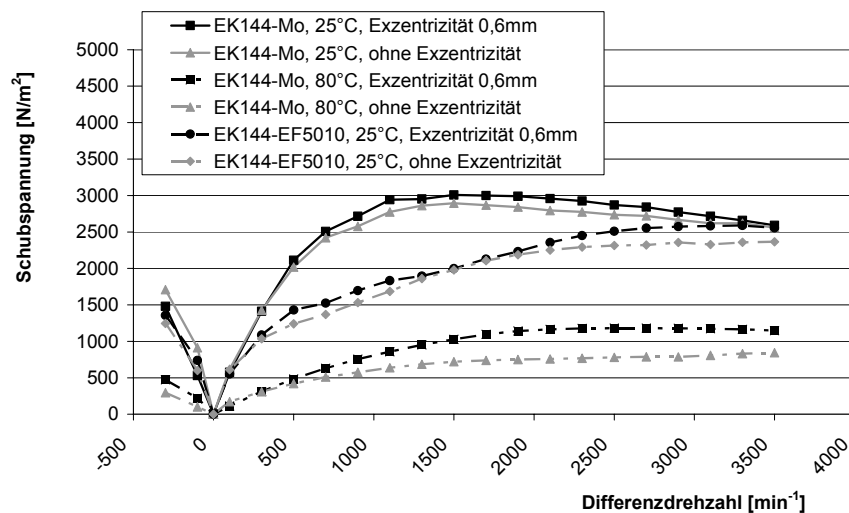
und circa  $0,07 \text{ mm}$  pro Reibfläche beim TK-System). Die Schubspannungen weisen bei jeweils gleichen Betriebsbedingungen ähnliches Niveau auf, wobei die Schubspannungen beim EK-System tendenziell höher sind. Das Schleppmoment wächst somit bei einem Mehrfachkonussystem bei gleichem Lüftspiel und gleichem mittlerem Reibdurchmesser näherungsweise mit der Reibfläche proportional an. Ein überproportionaler Anstieg des Schleppmoments aufgrund des geringeren Lüftspiels pro Reibfläche ist auch beim

Mehrfachkonussystem TC99-Mo mit Außenbeölung nicht zu erkennen (**Bild 3-81**). Hier liegen die Schubspannungen der EK72-Mo im Bereich der Messgenauigkeit  $\tau < 300 \text{ Nm}^{-2}$ , weshalb diese nicht gesondert dargestellt werden. Ein Vergleich mit den aus dem

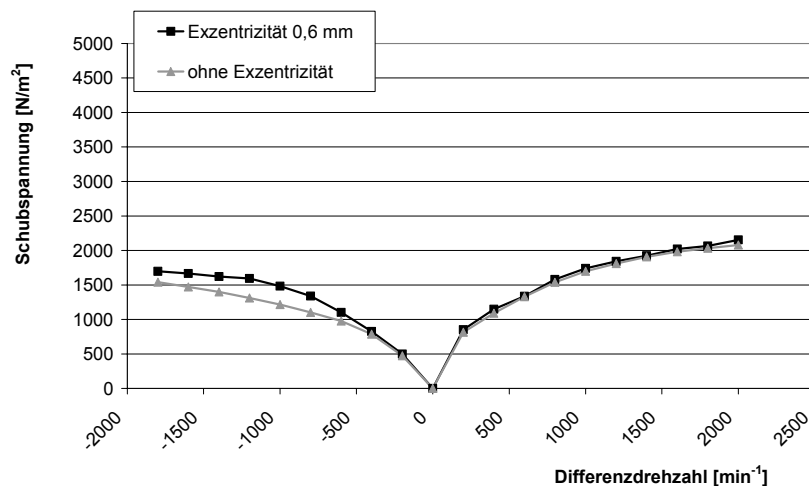
Schleppmoment berechneten nominellen Schubspannungen der TC79-Mo (Dreifachkonnussystem, **Bild 3-81**) zeigt ebenfalls Schubspannungen ähnlicher Größenordnung.

### 3.4.2 Exzentrizität von Synchron- und Kupplungskörper

Die Exzentrizität von Synchron- und Kupplungskörper wird durch den radialen Versatz der Welle F und der Welle K realisiert (**Bild 3-1**).



**Bild 3-82:** Schubspannung EK144-Mo ( $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ , Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $a = 0,7 \text{ mm}$ , ECOFLUID M, Innenbeölung)

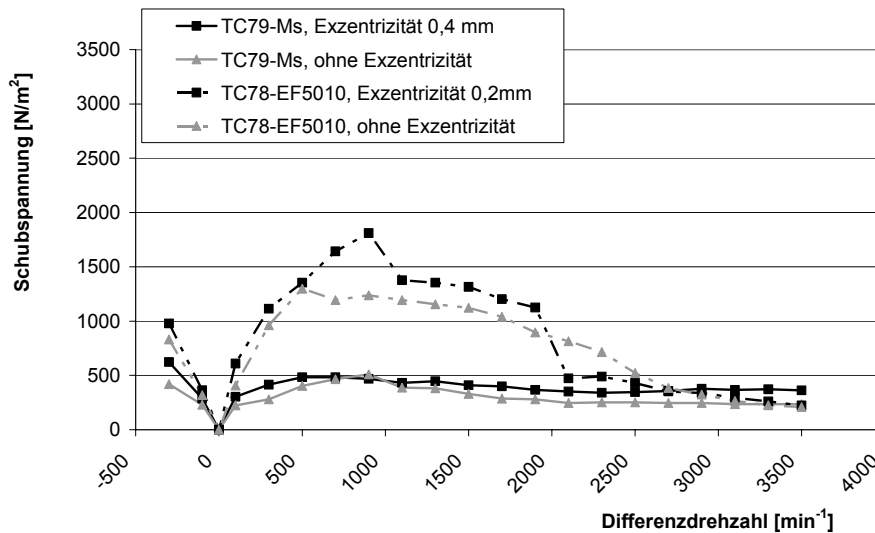


**Bild 3-83:** Schubspannung EK144-EF5010 (Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $a = 0,7 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$ ,  $n_{SK} = 2000 \text{ min}^{-1}$ , ECOFLUID M, Innenbeölung)

Die Schubspannungen sind mit Exzentrizität 0,6 mm geringfügig höher als ohne Exzentrizität, der Unterschied ist jedoch sehr gering.

Die PKW - Synchronisierungen TC78/79-EF5010 und Messing zeigen mit Außenbeölung eine ähnlich geringe Sensitivität der Schubspannung gegenüber einer Veränderung der Exzentrizität von Kupplungs- und Synchronkörper wie die EK144-Synchronisierung (**Bild 3-83**). Die Schubspannungsverläufe mit und ohne

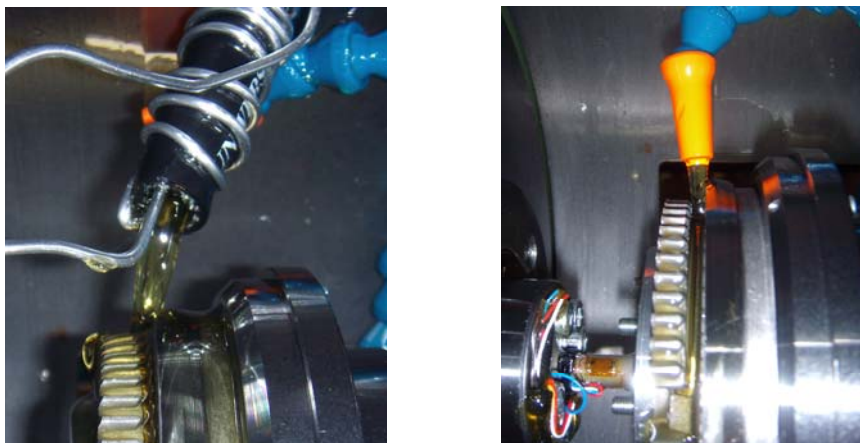
Exzentrizität sind sehr ähnlich. Bei der TC78-EF5010 Variante kann lediglich ein radialer Versatz von 0,2 mm der beiden Wellen K und F realisiert werden, da ein größerer Versatz den Synchronring zwischen Kupplungs- und Synchronkörper eingeklemmt.



**Bild 3-84:** Schubspannung TC78-EF5010, TC79-Ms (Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $a = 1,2$  mm bei TC78-EF5010,  $a = 0,7$  mm bei TC79-Ms,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25$  °C,  $n_{\text{SK}} = 500$  min<sup>-1</sup>, MTF, Außenbeölung)

### 3.4.3 Ölimpuls

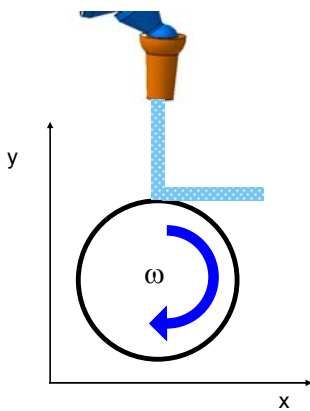
Der Ölvolumenstrom (insbesondere ein Aussetzen der Beölung) hat aufgrund der Veränderung der Flüssigkeitsreibung zwischen Synchronring und Konus einen sehr großen Einfluss auf die Schubspannung von Synchronisierungen im nicht geschalteten Zustand. Es gilt zu prüfen, ob und vor allem in welcher Höhe der durch die Beölung eingebrachte Impuls des Schmierstoffs zusätzlich zur Flüssigkeitsreibung das gemessene Schleppmoment der Synchronisierung beeinflusst. In Anlehnung an einen praxisnahen Getriebeeinsatz, wo ein gezieltes Einspritzen mit erhöhter Geschwindigkeit von außen in die Synchronisierung unüblich ist, soll bei den durchgeführten Versuchen der Ölimpuls unter Außenbeölung möglichst gering gehalten werden. Daher kommt bei höherem Ölvolumenstrom  $\dot{V} = 1000$  ml/min ein Schlauch großen Querschnitts zum Einsatz, der die Fließgeschwindigkeit des Schmierstoffs und damit den Ölimpuls mindert (**Bild 3-85**).



**Bild 3-85:** Beölungssituation Außenbeölung, links: Schlauch  $\dot{V} = 1000$  ml / min, rechts: Einspritzdüse  $\dot{V} = 500$  ml / min

### Theoretische Abschätzung

Der Impuls des Schmierstoffs auf den Kupplungskörper kann mit dem Modell aus **Bild 3-86** für Außenbeölung über den Impulssatz für stationäre Strömungen [B6] (Gleichung 20) abgeschätzt werden. Die Beschleunigung des Fluids in Richtung der x-Achse verursacht nach Gleichung 20 auf die Reibfläche der EK-144 Synchronisierung (Annahme: gesamter Volumenstrom mit der Dichte des verwendeten Schmierstoffs trifft auf die Reibfläche des Kupplungskörpers) eine Kraft von etwa 0,2 N bei einer Drehzahl  $n_{KK} = 4000 \text{ min}^{-1}$ . Diese (Trägheits-) Kraft verursacht über den Durchmesser der Synchronisierung ein Torsionsmoment von etwa  $T = 0,015 \text{ Nm}$ , was im Bereich der Messgenauigkeit des Prüfstands liegt. Der Ölimpuls kann aufgrund der deutlich höher gemessenen Schleppmomente ( $T < 2 \text{ Nm}$ ) somit als maßgeblicher Wirkmechanismus für das Schleppmoment ausgeschlossen werden. Die theoretischen Vorüberlegungen wurden durch eine Versuchsreihe der TC-79 mit Gleichlauf von Synchron- und Kupplungskörper bestätigt. Unter Gleichlauf der beiden Wellen wurde das „Schleppmoment“ mit Außenbeölung gemessen, wobei die Messwerte sehr gering und im Rahmen der Messgenauigkeit lagen ( $T < 0,02 \text{ Nm}$ ). Bei absolutem Gleichlauf tritt zwischen den Reibflächen von Synchronring und Kupplungskörper keine Schubspannung infolge von Flüssigkeitsreibung auf, wodurch das gemessene Drehmoment Rückschlüsse auf den Ölimpuls zulässt.



**Bild 3-86:** Modell zur Berechnung des Ölimpulses

Die theoretischen Vorüberlegungen wurden durch eine Versuchsreihe der TC-79 mit Gleichlauf von Synchron- und Kupplungskörper bestätigt. Unter Gleichlauf der beiden Wellen wurde das „Schleppmoment“ mit Außenbeölung gemessen, wobei die Messwerte sehr gering und im Rahmen der Messgenauigkeit lagen ( $T < 0,02 \text{ Nm}$ ). Bei absolutem Gleichlauf tritt zwischen den Reibflächen von Synchronring und Kupplungskörper keine Schubspannung infolge von Flüssigkeitsreibung auf, wodurch das gemessene Drehmoment Rückschlüsse auf den Ölimpuls zulässt.

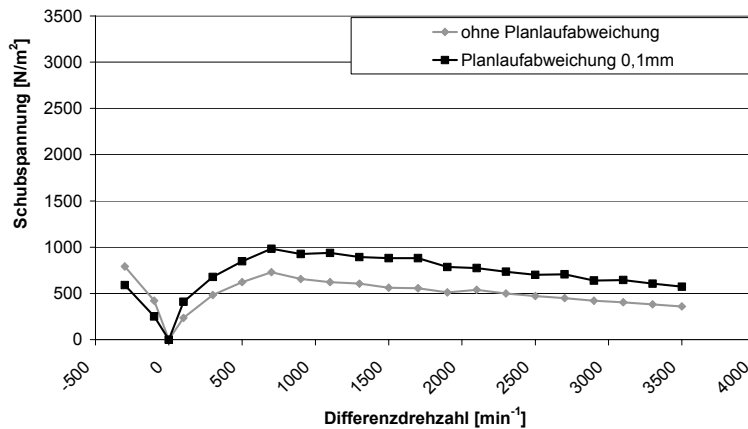
$$F = \dot{m} \cdot (w_2 - w_1) \quad (20)$$

$F$	[N]	Kraft aus Fluidbeschleunigung in x-Richtung	$w_1$	$[\text{ms}^{-1}]$	Geschwindigkeitskomponente in x-Richtung vor der Beschleunigung
$\dot{m}$	$[\text{kgs}^{-1}]$	Massenstrom des Öls	$w_2$	$[\text{ms}^{-1}]$	Geschwindigkeitskomponente in x-Richtung nach der Beschleunigung

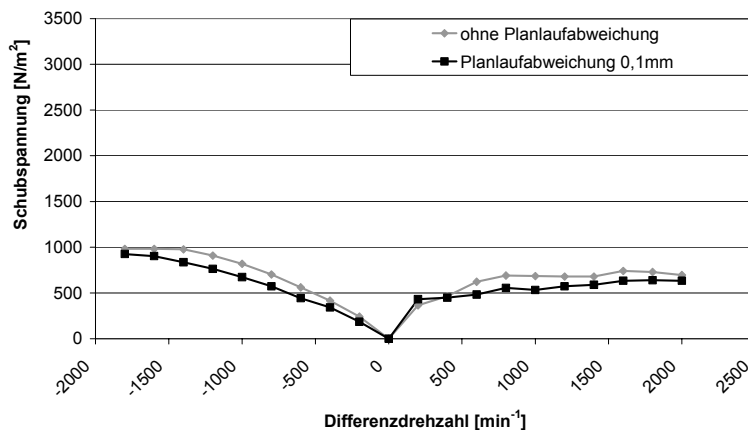
### 3.4.4 Planlaufabweichung von Synchron- und Kupplungskörper

#### PKW-Synchronisierung TC79-Ms

**Bild 3-89** mit **Bild 3-93** zeigen Versuchsergebnisse der kontinuierlichen Messung der TC79-Ms Synchronisierung ( $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$  und  $n_{SK} = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$ , axiales Lüftspiel 0,2 mm) mit 0,1 mm Planlaufabweichung der Reibfläche. Die zugehörigen



**Bild 3-87:** Schubspannung TC79-Ms ( $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ , Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $a = 0,2 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$ , MTF, Außenbeölung)



**Bild 3-88:** Schubspannung TC79-Ms ( $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ , Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $a = 0,2 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$ , MTF, Außenbeölung)

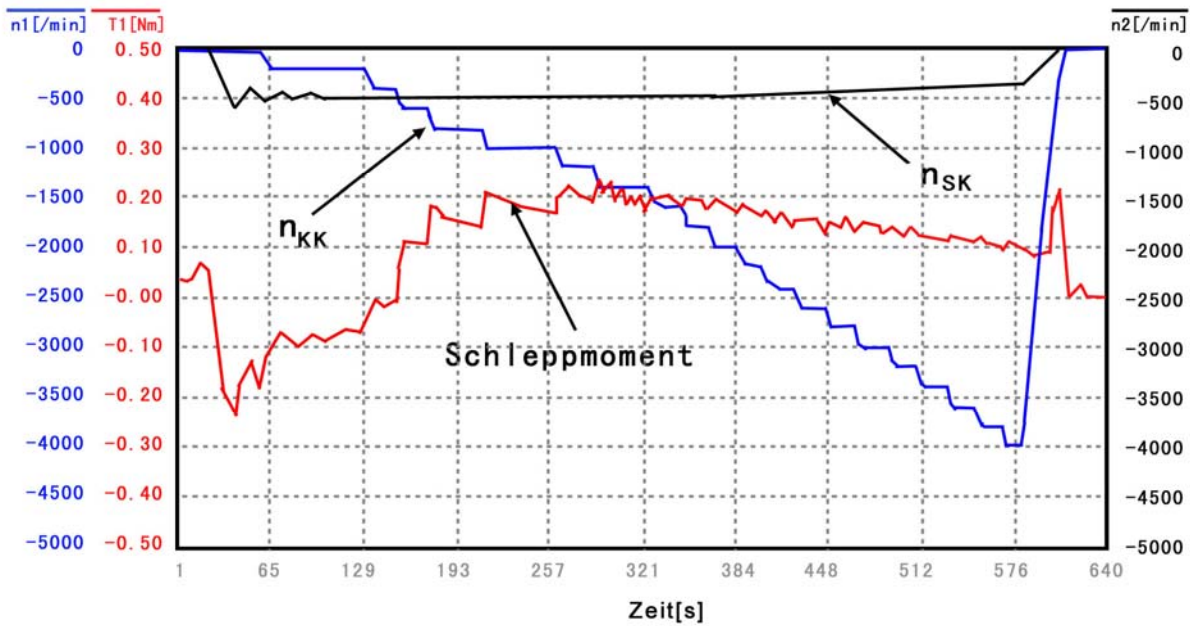
Die dynamischen Messungen zeigen überdies (**Bild 3-89** mit **Bild 3-93**):

- Die Amplituden der höherfrequenten Schwingungen bei den Drehzahlen  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$  und  $n_{KK} = 800 \text{ min}^{-1}$  (**Bild 3-90** und **Bild 3-91**) sind betragsmäßig in etwa äquivalent zu den Amplituden beim Versuch mit den Drehzahlen  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$  und  $n_{KK} = 1000 \text{ min}^{-1}$  (**Bild 3-70** und **Bild 3-71**); höhere Kupplungskörper- und Synchronkörperdrehzahlen ( $n_{SK} = 2000 \text{ min}^{-1}$  und  $n_{KK} = 3800 \text{ min}^{-1}$ ) verringern die Amplitude (**Bild 3-93**)

Schubspannungsverläufe mit und ohne Planlaufabweichung finden sich in **Bild 3-87** und **Bild 3-88**. Die Planlaufabweichung wurde durch eine Schiefstellung des Synchronkörpers von circa  $0,1^\circ$  erreicht. Die Reibflächen nähern sich dabei teilweise auf 0,1 mm an.

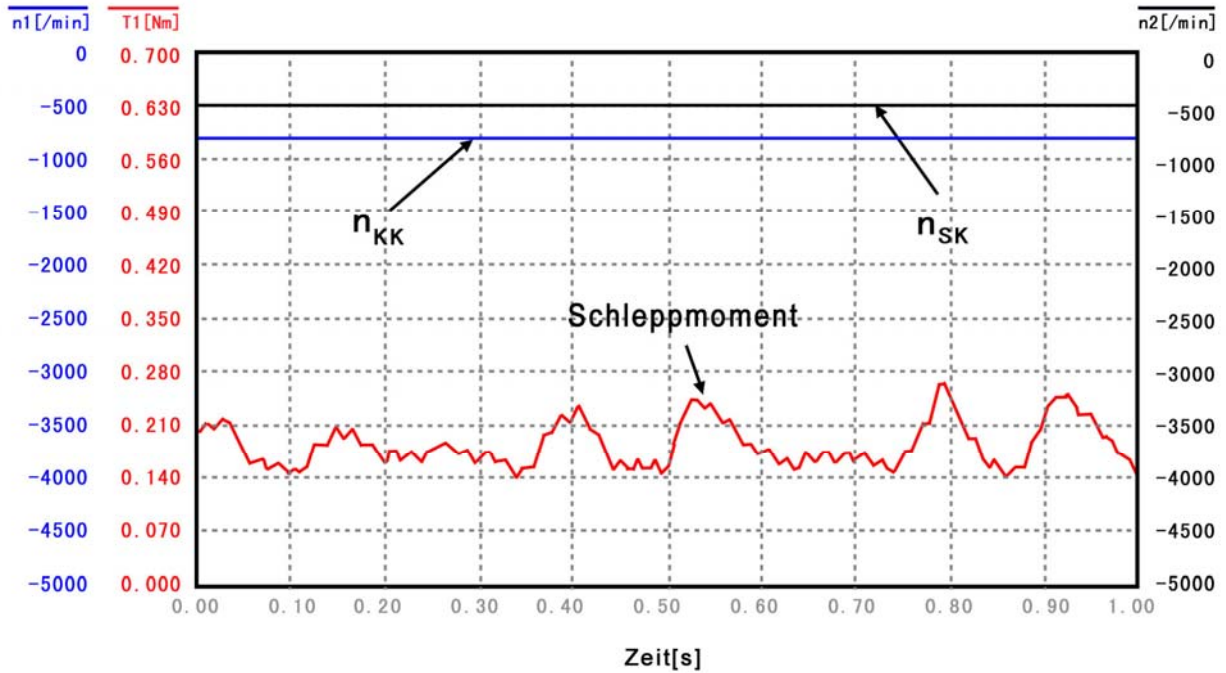
Es gibt keine maßgebliche Veränderung im Niveau der Schubspannungen durch die Schiefstellung des Synchronkörpers. Das leicht erhöhte Schleppmomentniveau bei einer Synchronkörperdrehzahl von  $n_{SK} = +500 \text{ min}^{-1}$  ist partiell auch durch das verminderte Axialspiel durch die Schiefstellung zu erklären. Mit Synchronkörperdrehzahl  $n_{SK} = +2000 \text{ min}^{-1}$  ist ebenfalls kein nennenswerter Unterschied festzustellen.

- Das Abklingen des Schleppmomentniveaus bei jeweils konstanten Betriebsbedingungen nach Erhöhung der Kupplungskörperdrehzahl ist tendenziell umso geringer, je höher die Absolutdrehzahlen sind und je geringer die Drehzahlstufungen der Messwelle von einem stationären Betriebspunkt zum anderen sind (Abschleudern des Schmierstoffs zwischen den Reibflächen)
- Die kontinuierliche Messung zeigt keine maßgeblichen Unterschiede im Verlauf des Schleppmoments zwischen Versuchen mit und ohne Planlaufabweichung (vgl. **Bild 3-71** mit **Bild 3-90** und **Bild 3-91**)

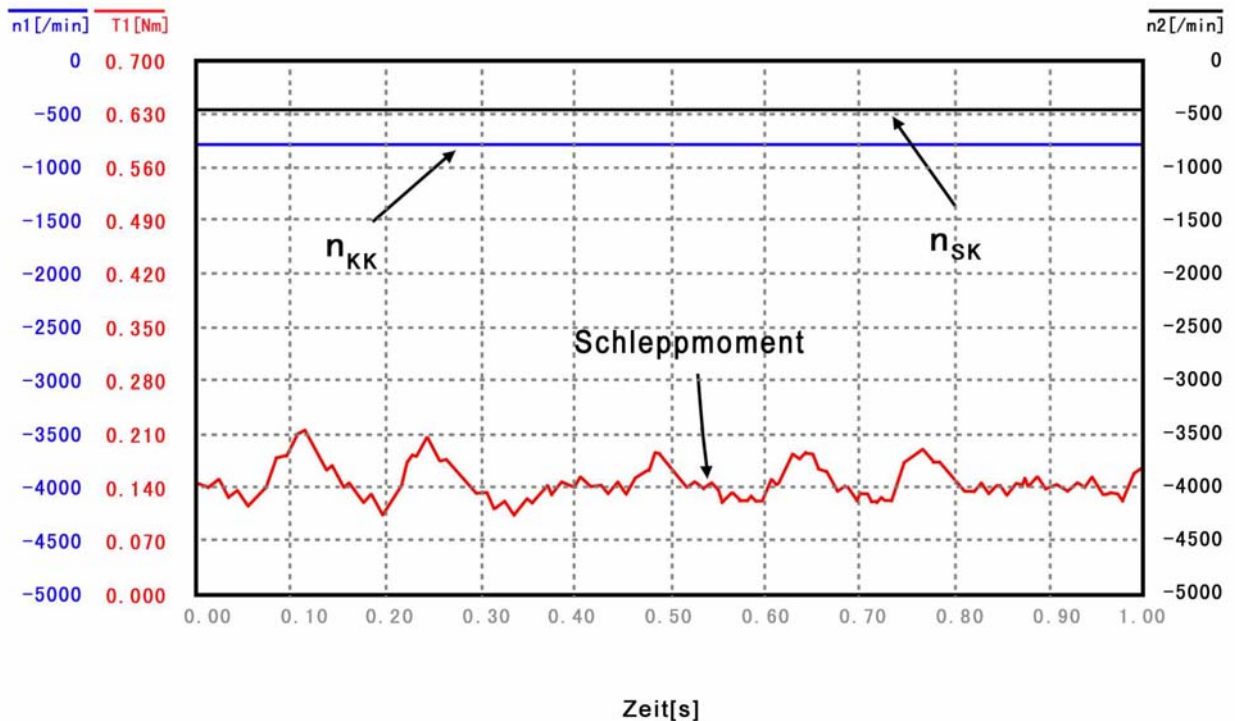


**Bild 3-89:** Messsignalverlauf TC79-Ms (axiales Lüftspiel  $a = 0,2$  mm,  $\vartheta_{OI} = +25$  °C, Außenbeölung, MTF, Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $n_1 = n_{KK}$ ,  $n_2 = n_{SK} = 500$  min<sup>-1</sup>, Planlaufabweichung des Synchronkörpers auf dem Durchmesser der Reibfläche 0,1 mm)

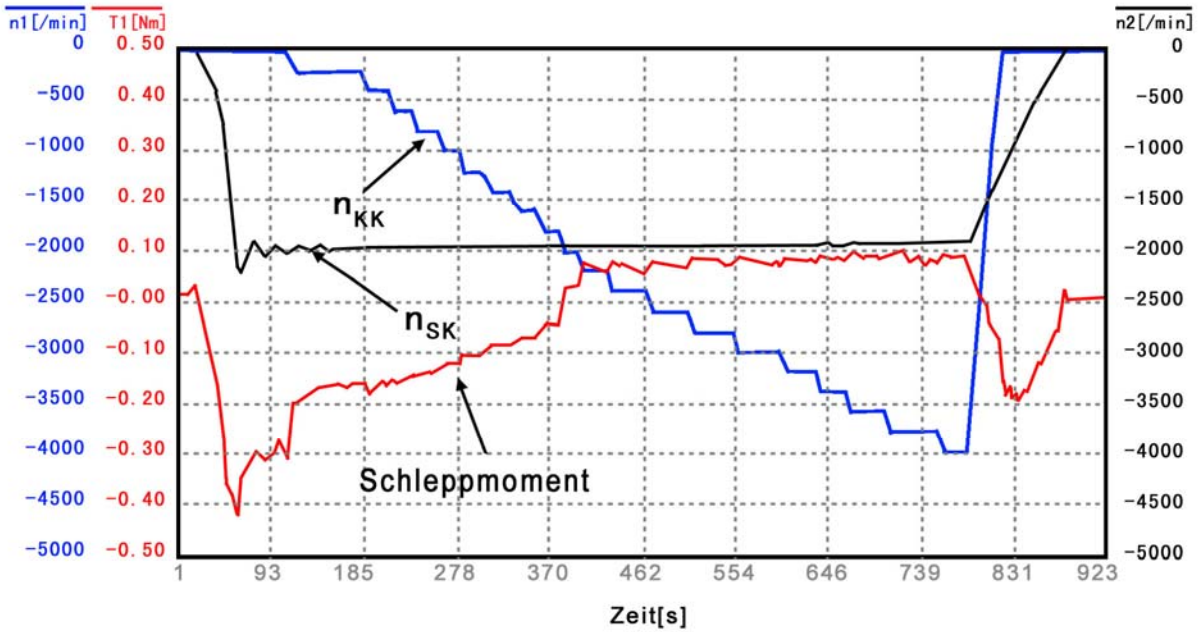




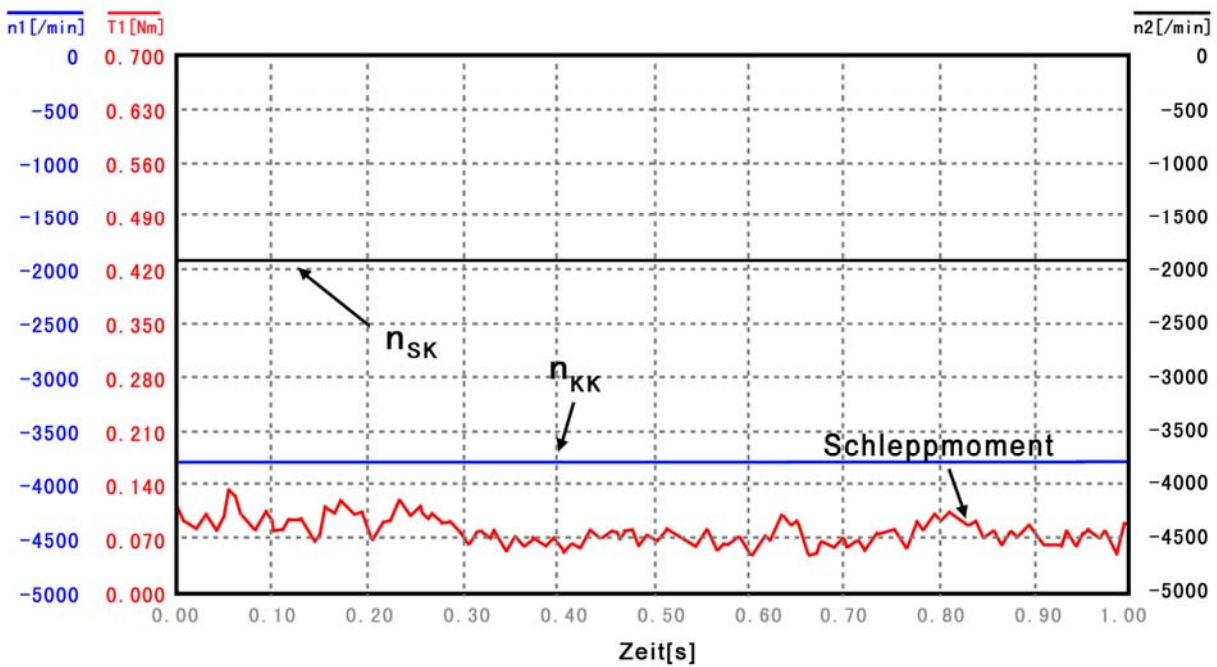
**Bild 3-90:** Messsignalverlauf, TC79-Ms, Sekunde 177 (axiales Lüftspiel  $a = 0,2 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$ , Außenbeölung, MTF, Ölvolumenstrom  $500 \text{ ml/min}$ ,  $n_1 = n_{\text{KK}} = 800 \text{ min}^{-1}$ ,  $n_2 = n_{\text{SK}} = 500 \text{ min}^{-1}$ , Planlaufabweichung des Synchronkörpers auf dem Durchmesser der Reibfläche  $0,1 \text{ mm}$ )



**Bild 3-91:** Messsignalverlauf TC79-Ms, Sekunde 209 (axiales Lüftspiel  $a = 0,2 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$ , Außenbeölung, MTF, Ölvolumenstrom  $500 \text{ ml/min}$ ,  $n_1 = n_{\text{KK}} = 800 \text{ min}^{-1}$ ,  $n_2 = n_{\text{SK}} = 500 \text{ min}^{-1}$ , Planlaufabweichung des Synchronkörpers auf dem Durchmesser der Reibfläche  $0,1 \text{ mm}$ )



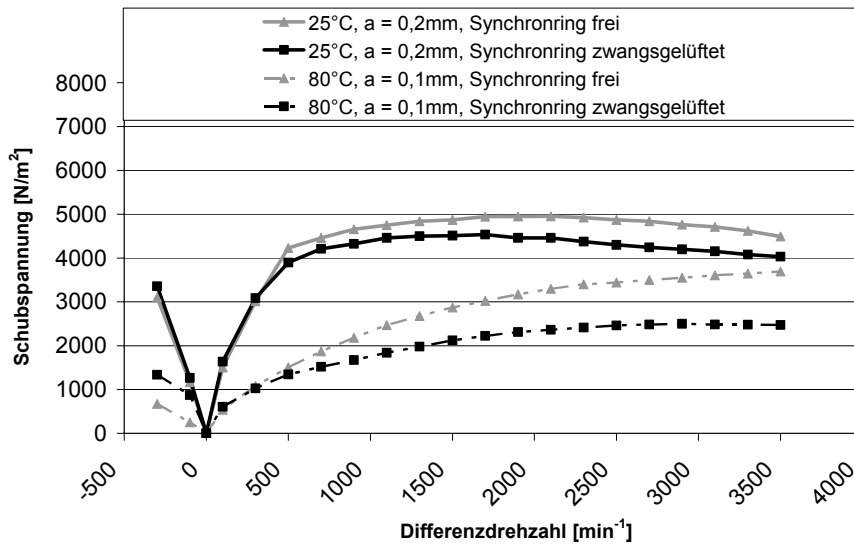
**Bild 3-92:** Messsignalverlauf, TC79-Ms (axiales Lüftspiel  $a = 0,2$  mm, Betriebsöltemperatur  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25$  °C, Außenbeölung, MTF, Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $n_1 = n_{\text{KK}}$ ,  $n_2 = n_{\text{SK}} = 2000$  min<sup>-1</sup>, Planlaufabweichung des Synchronkörpers auf dem Durchmesser der Reibfläche 0,1 mm



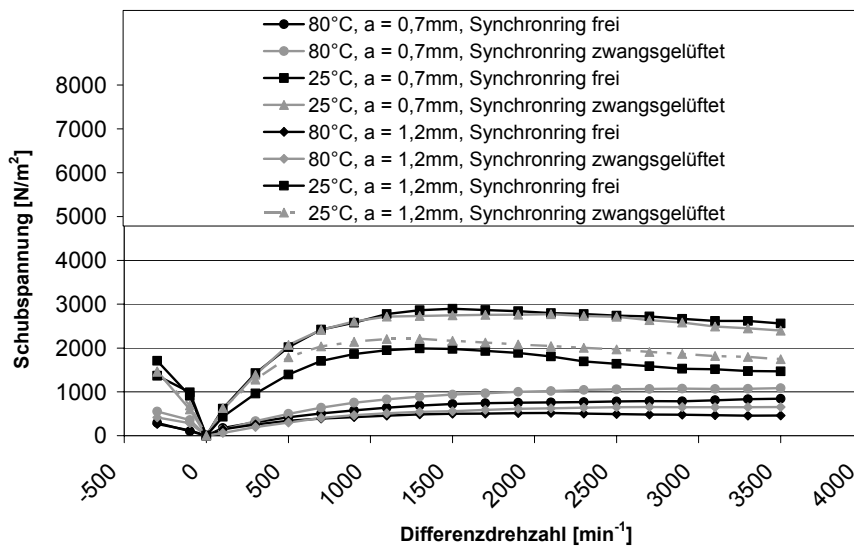
**Bild 3-93:** Messsignalverlauf, TC79-Ms, Sekunde 730 (axiales Lüftspiel  $a = 0,2$  mm, Betriebsöltemperatur  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25$  °C, Außenbeölung, MTF, Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $n_1 = n_{\text{KK}} = 3800$  min<sup>-1</sup>,  $n_2 = n_{\text{SK}} = 2000$  min<sup>-1</sup>, Planlaufabweichung des Synchronkörpers auf dem Durchmesser der Reibfläche 0,1 mm

### 3.4.5 Versuche mit zwangsgelüftetem Synchronring

**Bild 3-94** und **Bild 3-95** zeigen Schubspannungsverläufe von Versuchen mit frei beweglichem Synchronring (Serienanwendung) und zwangsgelüftetem Synchronring.



**Bild 3-94:** Schubspannung EK144-Mo (Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ , axiales Lüftspiel  $a = 0,2 \text{ mm}$ , ECOFLUID M, Innenbeölung)



**Bild 3-95:** Schubspannung EK144-Mo (Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ , axiales Lüftspiel  $a = 0,2 \text{ mm}$ , ECOFLUID M, Innenbeölung) da  $h^*$  unter Zwangslüftung stets eingehalten wird. Der bei der Serienanwendung durch den zwischen Konus- und Synchronkörper frei beweglichen Synchronring im Mittel geringere Abstand der Reibflächen erhöht das Schleppmoment nicht. Die etwas größeren Unterschiede im Schubspannungsniveau zwischen zwangsgelüftetem und freiem Synchronring bei  $80 \text{ °C}$  und  $a = 0,1 \text{ mm}$  sind in der Wiederholgenauigkeit begründet, da sich geringe Unterschiede im axialen Lüftspiel hier stärker auswirken als bei axialem Lüftspiel  $0,2 \text{ mm}$ ,  $0,7 \text{ mm}$  und  $1,2 \text{ mm}$ .

Der Synchronring ist unter Zwangslüftung mit dem Synchronkörper axial und radial fest verbunden.

Es zeigen sich keine nennenswerten Unterschiede zwischen den Schubspannungsverläufen des freien und des zwangsgelüfteten Synchronrings. Daher werden die Schleppmomente bzw. Schubspannungen maßgeblich durch den Schmierstoff (Flüssigkeitsreibung) und nicht durch Grenzreibung erzeugt. Grenzreibung ist somit untergeordnet. Die Annahme bei der Anwendung des Newtonschen Schubspannungsgesetzes, dass die Schmierfilmdicke  $h^*$  näherungsweise dem Lüftspalt zwischen den Reibflächen entspricht, ist ebenso gerechtfertigt (vgl. 3.2.1.5),

### 3.4.6 Variation Schmierstoff

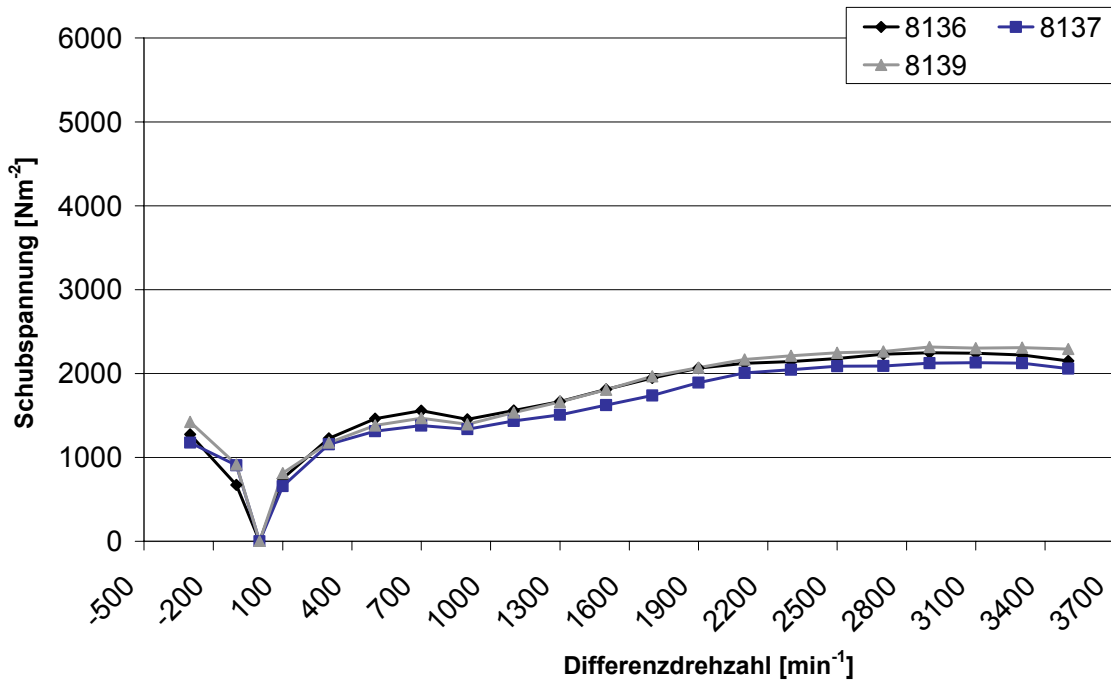
Der Schmierstoffeinfluss (Betriebsölviskosität, Grundöl und Additivierung) wurde anhand von 6 Modellfluiden untersucht. Es kommen drei Gruppe I Öle und drei Gruppe III Öle unterschiedlicher Additivierung zum Einsatz (**Bild 3-4**). Die Untersuchungen werden mit der NFZ-Synchronisierung EK144-EF5010 bei Innenbeölung und der PKW-Synchronisierung TK89-HS45 bei Außenbeölung durchgeführt. Die 75W80-Öle 8136, 8137 und 8139 weisen näherungsweise gleiche Nennviskositäten bei 40 °C und 100 °C auf, sodass der Einfluss des Molekulargewichts des VI Improvers PAMA (Polyalkylmetaacrylat) zwischen 15000 und 60000 auf die Schubspannung mit den Gruppe I Ölen 8136 und 8137 bei gleicher Temperatur untersucht wird. Ein Vergleich der Schubspannungen bei gleicher Temperatur mit Gruppe III-Öl 8139 und Gruppe I-Öl 8136 zeigt den Einfluss des Grundöls auf die Schubspannung, da der identische VI Improver enthalten ist und die Nennviskositäten ähnlich sind.

Um den Einfluss der Viskosität auszublenden und andere mögliche Einflussfaktoren zu identifizieren, werden die Versuche der PKW Synchronisierung TK89-HS45 bei nach DIN 51563 [D1] berechneten gleichen Viskositäten und somit unterschiedlichen Temperaturen durchgeführt.

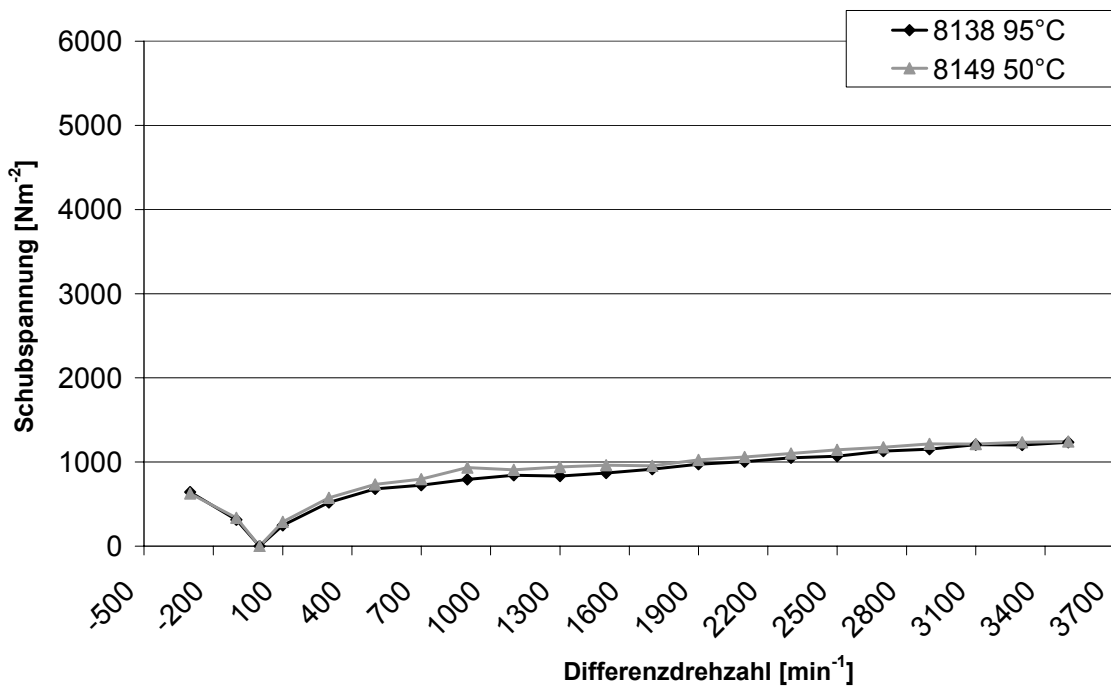
#### 3.4.6.1 NFZ Synchronisierung bei Innenbeölung

Die Versuche der EK144-EF5010 weisen mit den Ölen 8136, 8137 und 8139 bei gleichen Betriebsbedingungen und gleichen Temperaturen bzw. Viskositäten keine nennenswerten Unterschiede im Schubspannungsverlauf auf (**Bild 3-96**, **Bild 7-27** mit **Bild 7-31** im Anhang). Obwohl bei den Ölen zusätzlich zur PAMA-Variation die beiden Grundöle ExxMo 100N und ExxMo150N in unterschiedlichen Konzentrationen gemischt werden, sowie beim Öl 8139 das Grundöl Nexabase 3060 zum Einsatz kommt und somit stets die Kombination aus VI Improver und Grundöl verglichen wird, kann von einem geringen Einfluss des verwendeten VI Improvers und der Art des Grundöls auf die Schubspannungen ausgegangen werden. Maßgebliches Kriterium für die Schubspannung und damit das Schleppmoment ist bei Gruppe I und Gruppe III- Ölen demnach offensichtlich die Temperatur bzw. die Betriebsölviskosität.

**Bild 3-97** und **Bild 7-32** im Anhang, welche die Schubspannungsverläufe der Öle 8138 und 8149 zeigen, unterstützen diese Erkenntnisse. Die Öle 8138 und 8149 gehören den unterschiedlichen Viskositätsklassen 75W-85 und 75W-75 an und weisen sowohl unterschiedliche Grundöle (Gruppe I und Gruppe III), wie auch keinen bzw. den VI-Improver PAMA mit Molekulargewicht 60000 auf. Wird die Betriebsölviskosität über die Rechnung nach Ubbelohde-Walther durch unterschiedliche Temperaturen angeglichen, werden nahezu gleichen Schubspannungen ermittelt.



**Bild 3-96:** Schubspannung EK144-EF5010 ( $\vartheta_{\text{Öl}} = +25\text{ °C}$ ,  $v_{\text{Öl}} \approx 100\text{ cSt}$ , Öl 8136, 8137 und 8139, Innenbeölung, Ölvolumenstrom  $500\text{ ml/min}$ ,  $n_{\text{SK}} = 500\text{ min}^{-1}$ , axiales Lüftspiel  $a = 0,7\text{ mm}$ )

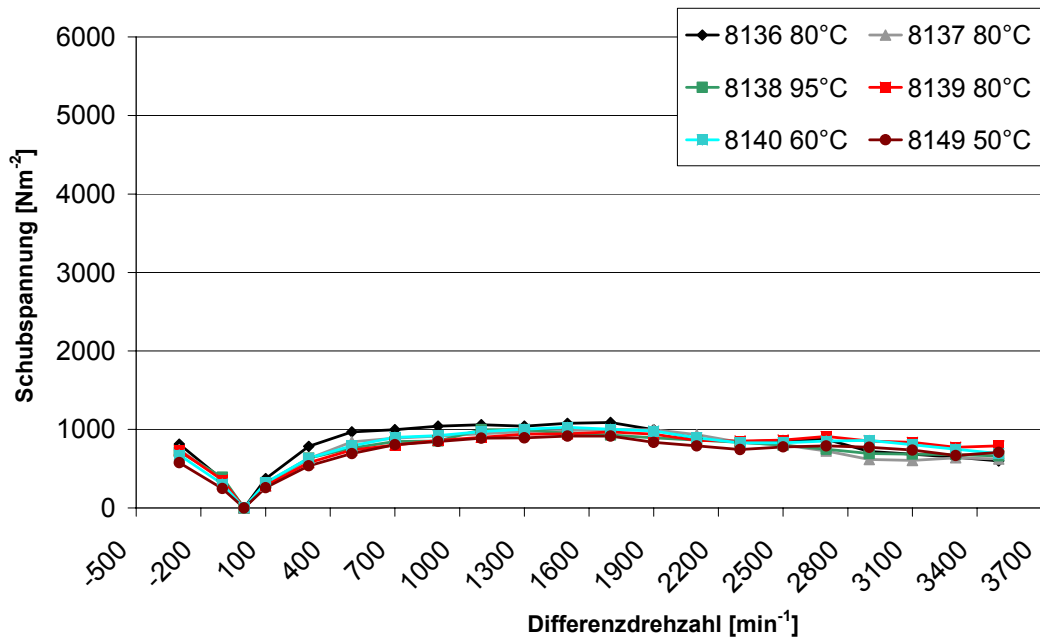


**Bild 3-97:** Schubspannung EK144-EF5010 ( $v_{\text{Öl}} \approx 14\text{ cSt}$ , Öl 8138 und 8149, Innenbeölung, Ölvolumenstrom  $500\text{ ml/min}$ ,  $n_{\text{SK}} = 500\text{ min}^{-1}$ , axiales Lüftspiel  $a = 0,7\text{ mm}$ )

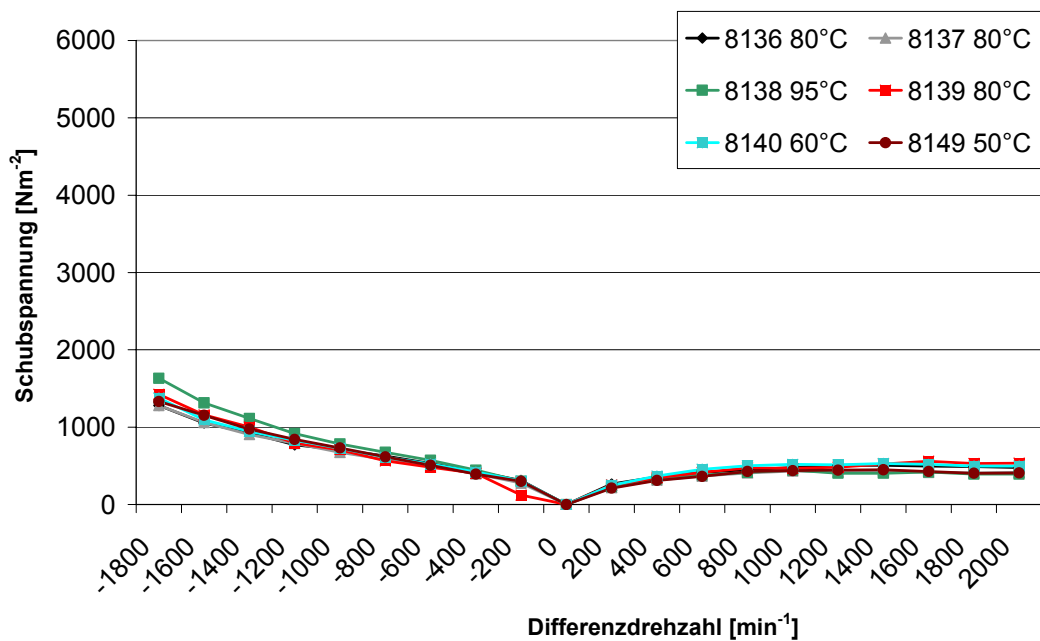
### 3.4.6.2 PKW Synchronisierung bei Außenbeölung

Die Versuche mit der Dreifachkonussynchronisierung TK89-HS45 mit Außenbeölung bestätigen die Erkenntnisse aus den Versuchen der NFZ-Synchronisierung EK144-EF5010 mit Innenbeölung. **Bild 3-98** und **Bild 3-99** zeigen die Schubspannungsverläufe der Versuche mit den sechs unterschiedlichen Modellölen bei unterschiedlicher Temperatur und

rechnerisch gleicher Viskosität. Es sind ebenfalls keine nennenswerten Unterschiede in den Schubspannungsverläufen festzustellen.



**Bild 3-98:** Schubspannung TK89-HS45 ( $v_{\text{Öl}} \approx 14$  cSt, Öl 8136, 8137, 8138, 8139, 8140 und 8149, Außenbeölung, Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $n_{\text{SK}} = 500$  min<sup>-1</sup>, axiales Lüftspiel  $a = 0,7$  mm)

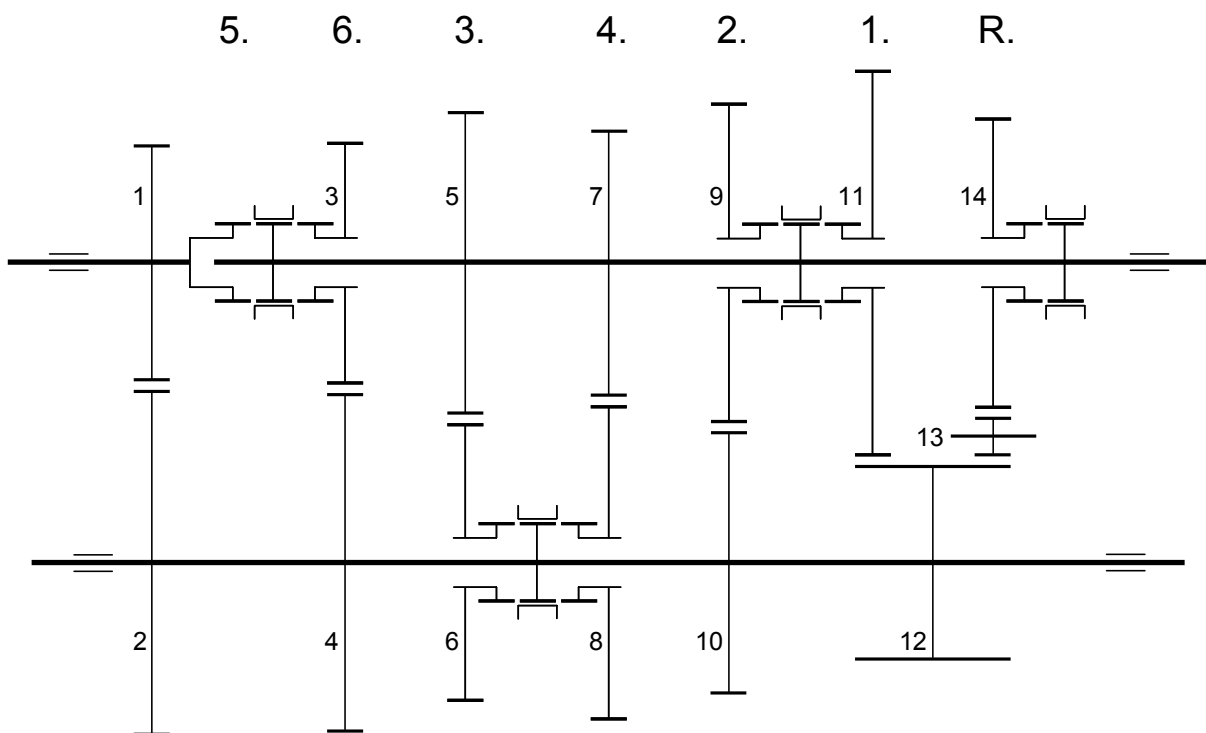


**Bild 3-99:** Schubspannung TK89-HS45 ( $v_{\text{Öl}} \approx 14$  cSt, Öl 8136, 8137, 8138, 8139, 8140 und 8149, Außenbeölung, Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $n_{\text{SK}} = 2000$  min<sup>-1</sup>, axiales Lüftspiel  $a = 0,7$  mm)

### 3.5 Abschätzung des Energieeinsparpotentials

Die Verlustleistung bzw. -energie, verursacht durch Schleppmomente, und damit das maximal mögliche Einsparpotential werden im NEFZ [R4] durch ein Simulationsmodell abgeschätzt.

Als Beispielfahrzeug wird ein Mittelklassefahrzeug mit 6-Gang Handschaltgetriebe im Simulationsmodell abgebildet. Die im Simulationsmodell verwendete Getriebestruktur mit den zugrunde gelegten Übersetzungen sind in **Bild 3-100** und in **Tabelle 4** dargestellt. Es wird eine Achsgetriebeübersetzung von  $i_{\text{Achsgetriebe}} = 3,25$  und ein dynamischer Reifenradius  $R_{\text{dynamisch}} = 330 \text{ mm}$  angenommen. Von den insgesamt 7 Synchronisierungen des Getriebes ist eine Synchronisierung stets geschaltet, die anderen 6 Synchronisierungen sind nicht geschaltet und verursachen Schleppmomente und damit Verlustleistungen. Die Schaltzeitpunkte sind im NEFZ vorgegeben.

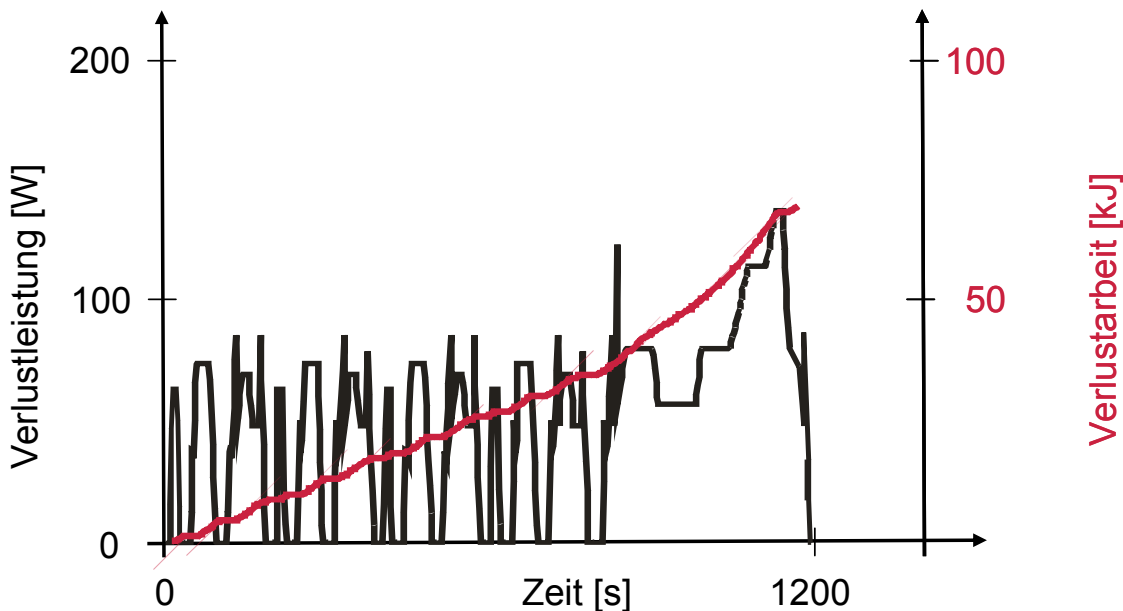


**Bild 3-100:** Skizze 6-Gang Handschaltgetriebe

**Bild 3-101** zeigt das Simulationsergebnis für die Verlustleistung des im Simulationsmodell abgebildeten Getriebes unter der Annahme, dass eine nicht geschaltete Synchronisierung ein von der Drehzahl unabhängiges Schleppmoment von 0,15 Nm verursacht. Ein durchschnittlicher Wert für das Schleppmoment von 0,15 Nm ist, basierend auf den im Rahmen der Dissertation ermittelten Versuchsergebnissen, ein realistischer Wert für PKW – Synchronisierungen mit Außenbeölung bei Raumtemperatur (relevanter Temperaturbereich im NEFZ).

Gang	Übersetzung
1	4,0
2	2,4
3	1,6
4	1,2
5	1,0
6	0,9
R	-3,7

**Tabelle 4:** Übersetzungen 6-Gang Handschaltgetriebe



**Bild 3-101:** Verlustleistung aller Synchronisierungen (Schleppmoment je Synchronisierung 0,15 Nm)

Die gesamte in der Simulation ermittelte Verlustenergie der Synchronisierungen beträgt im NEFZ etwa 70 kJ. Dies entspricht einer spezifischen Verlustenergie von 6,36 kJ/km. Nach einer Übersichtsrechnung von [H3] wird für einen spezifischen Getriebeverlust von 6,7 kJ/km die chemische Energie von 13,4 kJ/km benötigt. Dies entspricht einer Kraftstoffmenge (Diesel) von circa 37,7 ml / 100km. Diese Menge an Kraftstoff verursacht annähernd 1 g / km CO<sub>2</sub>-Ausstoß.

### 3.6 Schleppmomente von Synchronisierungen und Lamellenkupplungen

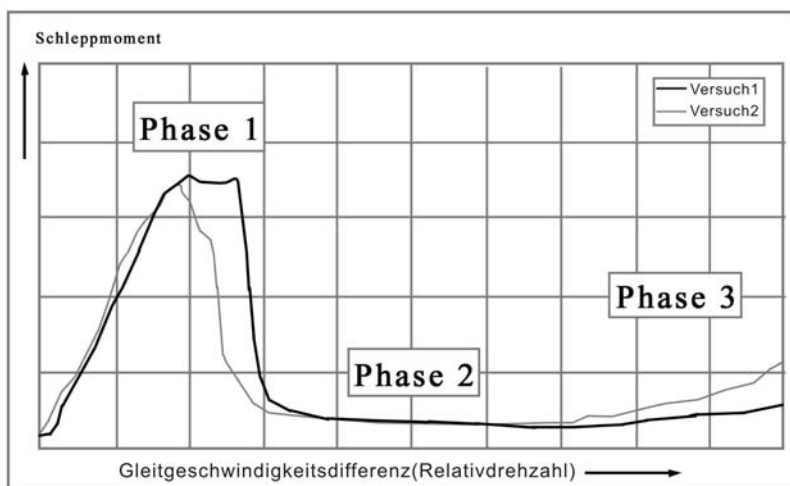
Das Schleppmoment- bzw. Leerlaufverhalten von Lamellenkupplungen wurde bereits ansatzweise untersucht. Es wird im Folgenden ermittelt, ob Korrelationen zwischen dem Schleppmomentverhalten von Synchronisierungen und Lamellenkupplungen auftreten.



Dafür werden die Kernaussagen zum Leerlaufverhalten von Lamellenkupplungen den Ergebnissen aus den Schleppmomentversuchen von Synchronisierungen gegenübergestellt.

Nach [O1] ergeben sich im Wesentlichen folgende Einflussgrößen auf das Schleppmoment von Lamellenkupplungen:

- Betriebsart (Kupplungs-, Bremsbetrieb, Absolut- bzw. Differenzdrehzahl); dabei wird der Schleppmomentverlauf in 3 charakteristische Phasen unterteilt (**Bild 3-102**). In Phase 1 erfolgt ein Anstieg des Schleppmoments im unteren Drehzahlbereich – dieser kann über den Newtonschen Schubspannungsansatz näherungsweise beschrieben werden. Nach Erreichen eines (lokalen) Maximalwerts folgt der Zusammenbruch des Schleppmoments auf einen (lokalen) Minimalwert. In Phase 2 verharrt das Schleppmoment im mittleren Differenzdrehzahlbereich auf weitgehend konstant niedrigem Niveau („Plateaubereich“). In Phase 3 erfolgt ein teilweise steiler Anstieg des Schleppmoments bei hohen Gleitgeschwindigkeitsdifferenzen („Endanstieg“).



**Bild 3-102:** Einteilung des Schleppmomentverlaufs in drei charakteristische Abschnitte nach [O1]

- **Mittlerer Reibdurchmesser** (je geringer, desto kleiner das Schleppmoment)
- Eine Überdimensionierung des **Kühlöldurchsatzes** führt zu einer höheren Verlustleistung. Der Verlauf der maximalen Schleppmomente über dem Ölvolumenstrom weist einen degressiven Verlauf auf.
- Hohe **Kühlöltemperaturen** (niedrige Viskositäten) senken die Schleppverluste in allen Drehzahlbereichen ab.
- Mit der **Anzahl der Lamellen** steigt das Schleppmoment in allen Betriebsbereichen.
- Mit Anheben des **Lüftspiels** zwischen den Lamellen sinkt das Schleppmoment.

- Einseitig belegte (**single-sided**) Lamellen bieten Vorteile im Bereich niedriger Drehzahlen und Kühlölströme, wenn sich dadurch die Anzahl der rotierenden / vor-eilenden Beläge reduzieren lässt.
- Es empfiehlt sich, **genutete Reibbeläge** der Kupplungshälfte zuzuordnen, die im Betrieb häufiger steht bzw. naheilt.
- Das **Reibmaterial** zeigt kaum einen Einfluss auf das Leerlaufverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen.
- **Nutungen**, sowie Bohrungen (für die Druckentlastung) in den Lamellen beeinflussen das Schleppmoment.

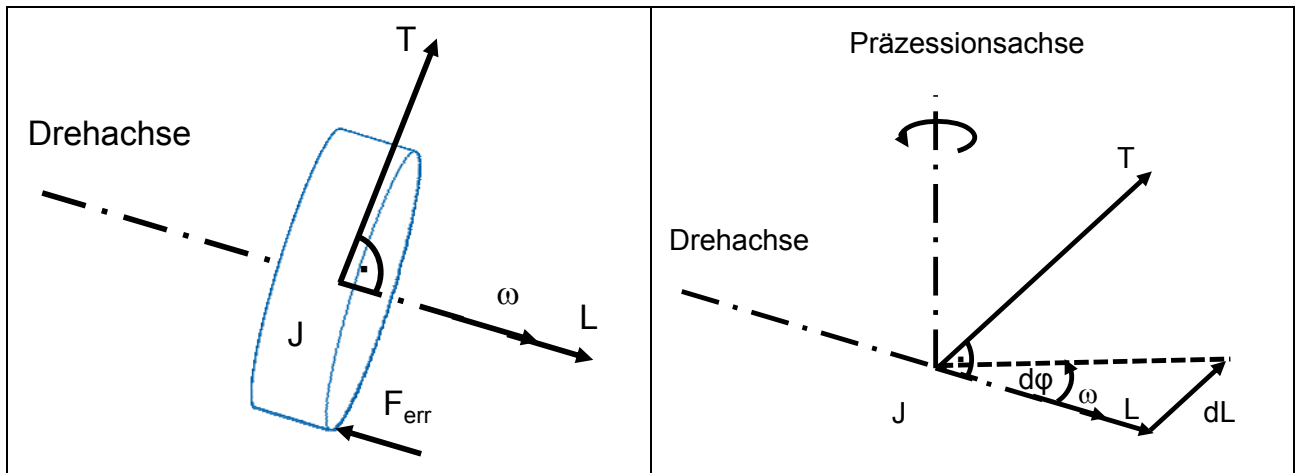
[O1] stellt fest, dass der für Phase 3 typische Anstieg des Schleppmoments bei zunehmender Dicke der Stahl-Außenlamellen erst bei höherer Gleitgeschwindigkeit auftritt. [O1] zitiert Hilpert [H2] und Klausner [K4], die Außen- und Innenlamellen in leerlaufenden Kupplungen als Kreisel beschreiben, die um einen Fixpunkt beweglich sind.

Von außen einwirkende Kräfte  $F_{err}$  führen nach [O1] zu einem Moment  $T$ , das die Lamellen zu kippen versucht (**Bild 3-103**). Die Achsen der Lamellen weichen aus und es kommt zu einer Präzessionsbewegung mit der Frequenz  $\omega_p$ :

$$\omega_p = \frac{T}{J \cdot \omega} \quad (21)$$

$\omega_p$	$[s^{-1}]$	Präzessionsfrequenz der Lamelle auf die Lamelle wirksames von der Winkelgeschwindigkeit abhängiges externes Störmoment	$J$	$[kgm^2]$	Trägheitsmoment der Lamelle um die Hauptachse
$T$	$[Nm]$		$\omega$	$[s^{-1}]$	Drehfrequenz der Lamelle

Bei gegebenen Randbedingungen bzw. für die Annahme eines externen Störmoments führt ein zunehmendes Massenträgheitsmoment zu geringeren Präzessionsfrequenzen. Das bedeutet, dass die einzelnen Lamellen letztendlich weniger ausgelenkt werden, die Anzahl der Kontakte zwischen Stahl- und Belaglamellen nimmt ab. Das als Summe dieser Störgrößen induzierte Schleppmoment sinkt, die Verluste bei höheren Gleitgeschwindigkeiten werden geringer.



**Bild 3-103:** Präzession von Lamellen bei hohen Betriebsdrehzahlen in Phase 3 [O1]

[K3] untersucht die Schleppmomente hauptsächlich im Kupplungsbetrieb (Phase 3) bei höheren Relativedrehzahlen (Umfangsgeschwindigkeit  $> 80 \text{ ms}^{-1}$ ), um die Ursache des z.T. schlagartigen Anstiegs des Schleppmoments zu ermitteln.

Folgende Ergebnisse lassen sich zusammenfassen:

- Aufgrund des Spiels zwischen Lamellen und Mitnehmer fällt der Mittelpunkt der der Kupplungslamelle nicht mit der Drehachse des Mitnehmers zusammen. Dies führt zu bereichsweise instabilen Schwingungen der Lamellen infolge Parametererregung.
- Experimentelle Versuchsergebnisse zeigen axiale, nicht durch Resonanz hervorgerufene Schwingungen der Kupplungslamellen, die die Größe des konstruktiv vorgesehenen axialen Lüftspiels übersteigen. Dadurch muss es örtlich zu Berührungen und Verformungen der Lamellen kommen. Biegeschwingungen werden als Ursache für den Drehmomentanstieg ausgeschlossen. Der Drehmomentanstieg kann darauf zurückgeführt werden, dass die Lamellen in den instabilen Bereichen seitlich ausgelenkt werden und an den Nachbarlamellen streifen. Hierdurch wird erhöhte Reibung verursacht, die sich in einem Anstieg der Leerlaufdrehzahl äußert.
- Die Bereiche des **Drehmomentanstiegs** hängen von **Ölstrom, Lüftspiel und Lamellenbelag** ab, was durch Federungs- und Dämpfungseigenschaften des Systems erklärt wird.

Obwohl sich die Reib- und Beölungsverhältnisse von Lamellenkupplungen und Synchronisierungen, unter anderem aufgrund des bei Synchronisierungen vorliegenden Konuswinkels, des größeren Reibdurchmessers und der deutlich größeren Reibfläche der Lamellenkupplungen stark unterscheiden, gelten folgende Analogien zwischen den Schleppmomenten von Synchronisierungen und den Schleppmomenten von Lamellenkupplungen:

Die qualitativen **Zusammenhänge** zwischen **Kühlöl- bzw. Betriebsölviskosität** und **axialem Lüftspiel** bezüglich der Höhe der Schleppmomente sind bei Synchronisierungen und Lamellenkupplungen gleich.

Ein erhöhter **Ölvolumenstrom**, wie eine Zunahme des **mittleren Reibdurchmessers** lassen das Schleppmoment sowohl bei Synchronisierungen als auch bei Lamellenkupplungen ansteigen.

Die geringe **Abhängigkeit des Reibbelags** auf die Höhe der Schleppmomente bei Lamellenkupplungen ist bei Synchronisierungen generell nicht zu erkennen. Jedoch sinkt die Abhängigkeit des Schleppmoments vom Reibbelag unter Innenbeölung (welche der Beölungssituation von Lamellenkupplungen ähnlich ist) im Vergleich mit Außenbeölung.

**Nutungen** beeinflussen bei Lamellenkupplungen das Schleppmoment. Dieser Einfluss ist auch bei Synchronisierungen mit Innenbeölung zu erkennen.

Der **qualitative Verlauf** des Schleppmoments über der Differenzdrehzahl von Lamellenkupplungen ist dem qualitativen Verlauf des Schleppmoments von Synchronisierungen mit Außenbeölung ähnlich. Der bei Synchronisierungen mit Außenbeölung auftretende Öl-mangel zwischen den Reibflächen durch Abschleudereffekte, welcher die Schleppmomente sinken lässt, tritt bei Lamellenkupplungen aufgrund der höheren Fliehkräfte durch den größeren Reibdurchmesser auch bei kontinuierlicher Beölung auf. Der mit Öl benetzte Reibflächenanteil nimmt bei hohen Drehzahlen ab [K1].

Der charakteristische **Drehmomentanstieg** von Lamellenkupplungen in **Phase 3**, der bei hoher Differenzdrehzahl auftritt, wird bei den Synchronisierungsversuchen lediglich bei der kleinsten Synchronisierung TC52 mit Betriebsöltemperatur  $\vartheta_{\text{Öl}} = +80 \text{ °C}$  beobachtet. Dies korreliert mit den theoretischen Untersuchungen zur Präzession von Lamellenkupplungen, die eine höhere Präzessionsfrequenz bei niedrigeren Massenträgheitsmomenten postulieren. Die niedrige Viskosität bei  $\vartheta_{\text{Öl}} = +80 \text{ °C}$  führt zu einer geringeren Dämpfung der Synchronringbewegung durch den Schmierstoff als mit niedrigeren Temperaturen, was die Bauteildynamik erhöht.

## 4

**MATHEMATISCHE BESCHREIBUNG DER  
SCHUBSPANNUNG**

Eine realitätsnahe Berechnung der Schubspannung von Synchronisierungen im nicht geschalteten Zustand ist über das Newtonsche Schubspannungsgesetz nicht möglich. Die danach berechneten Schubspannungen sind deutlich größer als die gemessenen und der gemessene Schubspannungs- bzw. Schleppmomentverlauf ist über der Differenzdrehzahl degressiv und nicht linear, wie über das Newtonsche Schubspannungsgesetz berechnet würde. Ebenso führt eine Veränderung des axialen Lüftspiels in Versuchen nicht zwangsläufig zu einer proportionalen Veränderung der Schubspannung und es liegt ein stark unterproportionaler Zusammenhang zwischen Betriebsölviskosität und dem gemessenen Schleppmoment bei sonst gleichen Betriebsbedingungen vor.

Die Abweichung von Rechnung und Messung ist basierend auf bisherigen Versuchsergebnissen folgendermaßen begründet:

- Es liegt bei praxisrelevanter Beölungssituation eine Schmierstoffteilfüllung zwischen den Reibflächen vor, wobei sich die Schmierstoffmenge in Abhängigkeit von (Differenz-)drehzahl und Beölungssituation verändert.
- Die Annahme über das Vorliegen einer laminaren Strömung ist bei den Schleppmomentversuchen nicht zwangsläufig gerechtfertigt.
- Das Newtonsche Schubspannungsgesetz setzt eine konstant bleibende Viskosität voraus. Bei den Synchro-Schleppversuchen ändert sich jedoch die Viskosität während einer Versuchsreihe infolge der eingebrachte Reibleistung und der dadurch resultierenden Erwärmung der Reibflächen und des Öls, sowie infolge hoher Scherraten.

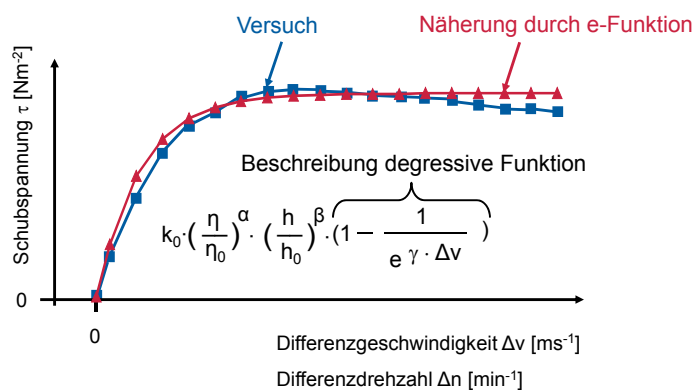
Trotzdem ist es gelungen, auf Basis des Newtonschen Schubspannungsansatzes ein Berechnungsverfahren zu entwickeln, welches die Schubspannungen von Synchronisierungen sehr gut abbildet.

### 4.1 Innenbeölung

Obwohl das Newtonsche Schubspannungsgesetz nicht unmittelbar anwendbar ist, zeigen sich ähnliche Tendenzen bei Rechnung und Versuch:

Eine Erhöhung der Viskosität und eine Verringerung des axialen Lüftspiels (Schmierspalthöhe) erhöht die über das Newtonsche Schubspannungsgesetz berechnete Schubspannung. Gleiches zeigt sich in Prüfstandsversuchen bei den gemessenen Schleppmomenten bzw. den daraus errechneten nominellen Schubspannungen.

Es ist daher zweckmäßig, das Newtonsche Schubspannungsgesetz als Basisgleichung zu verwenden und einen Viskositätsexponenten  $\alpha$  und einen Abstandsexponenten  $\beta$  einzuführen. Der Koeffizient  $k_0$  repräsentiert bei Innenbeölung näherungsweise den errechneten



Wert der Schubspannung bei höchster untersuchter Viskosität, geringstem Lüftspiel und höchster Differenzdrehzahl.

Der degressive Verlauf der Schubspannung über der Differenzdrehzahl bei **Innenbeölung** lässt als Approximation eine e-Funktion der Form  $(1 - 1/\exp(\gamma \cdot |\Delta v|))$  mit  $\gamma$  als Maß der Degression ansetzen. **Bild 4-1** zeigt die sehr gute Übereinstimmung im qualitativen Verlauf zwischen einer mit  $k_0$  und

**Bild 4-1:** mathematische Beschreibung der Schubspannung für Innenbeölung

$\gamma$  skalierten e-Funktion und einem experimentell ermittelten Schubspannungsverlauf der EK144-Synchronisierung bei konstanter Synchronkörperdrehzahl mit Innenbeölung.

Normiert man die dynamische Viskosität auf die größte untersuchte Viskosität des Schmierstoffs  $\eta_0$  (Referenzviskosität), hier bei Raumtemperatur ( $\vartheta_{0I} = +25 \text{ °C}$ ) und den Abstand der Reibflächen auf den geringsten untersuchten Abstand  $h_0$ , so erhält man:

$$\tau = k_0 \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_0}\right)^\alpha \cdot \left(\frac{h}{h_0}\right)^\beta \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{\gamma \cdot |\Delta v|}}\right) \tag{22}$$

- für
- $h \geq h_0$
- $\eta \leq \eta_0$
- $n_{SK} = \text{konst}$
- $\Delta v < 0$  oder  $\Delta v \geq 0$

$\tau$	[Nm <sup>-2</sup> ]	Schubspannung auf der Reibfläche	$h$	[mm]	senkrechter Abstand zwischen 2 Reibflächen
$k_0$	[Nm <sup>-2</sup> ]	Proportionalitätsfaktor	$h_0$	[mm]	Referenzabstand zwischen 2 Reibflächen
$\eta$	[mPas]	dynamische Betriebsölviskosität	$\beta$	[-]	Abstandsexponent
$\eta_0$	[mPas]	dynamische Viskosität bei Raumtemperatur	$\gamma$	[-]	Degressionsexponent
$\alpha$	[-]	Viskositätsexponent	$\Delta v$	[ms <sup>-1</sup> ]	Differenzgeschwindigkeit auf dem mittleren Reibdurchmesser zwischen Kupplungskörper und Synchronring

Die Werte der Exponenten und des Koeffizienten werden durch eine nichtlineare Regressionsanalyse aus den experimentell ermittelten Versuchsergebnissen errechnet.

Da Gleichung (22) weder Absolutdrehzahl noch den Ölvolumenstrom berücksichtigt, gilt die Formel zunächst für Versuche gleicher Synchronkörperdrehzahl bzw. gleicher Absolutdrehzahlsituation und gleichem Ölvolumenstrom.

Aufgrund des untergeordneten Einflusses der Absolutdrehzahl auf die Höhe und den Verlauf der Schubspannung können bei Innenbeölung auch Versuchspunkte mit anderen Absolutdrehzahlen ( $\Delta n$  bzw.  $\Delta v \leq 0 \text{ min}^{-1}$  und  $n_{\text{SK}} = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $-1000 \text{ min}^{-1}$ ) in die Regressionsanalyse miteinbezogen werden, sodass auch beliebige Absolutdrehzahlkombinationen mit guter Näherung gerechnet werden können. Dabei wird Gleichung (22) zu Gleichung (23) modifiziert:

$$\tau = k_0 \cdot \left( \frac{\eta}{\eta_0} \right)^\alpha \cdot \left( \frac{h}{h_0} \right)^\beta \cdot \left( 1 - \frac{1}{e^{\gamma|\Delta v|}} \right) \quad (23)$$

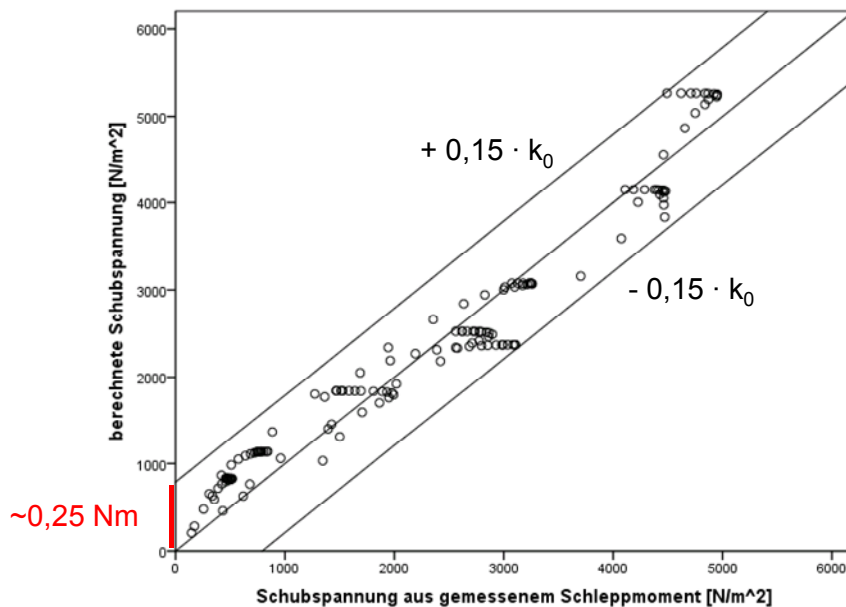
Für  $h \geq h_0$  und  $\eta \leq \eta_0$

Die Einschränkung  $n_{\text{SK}} = \text{konst}$  gilt hier nicht mehr. Da die Betriebsölviskosität die ölseitige Haupteinflussgröße darstellt, gelten die dargestellten Beziehungen auch für andere Öle der Gruppe I und Gruppe III (vgl. Abschnitt 3.4.6), sofern man die jeweilige Betriebsölviskosität einsetzt. Die Einschränkung, dass die mathematische Bestimmung der Schubspannung nur für einen bestimmten Ölvolumenstrom gilt, mit welchem die in die Regressionsanalyse eingehenden Kalibrierversuche durchgeführt wurden, bleibt erhalten. Es wurde jedoch gezeigt, dass eine Veränderung des Ölvolumenstroms im Bereich 500 ml/min...1000 ml/min nur einen geringfügigen Einfluss auf das Schleppmoment bzw. die Schubspannung ausübt. (vgl. Abschnitt 3.2.2), sodass Gleichung (23) auch in guter Näherung für von 500 ml/min abweichende Ölvolumenströme verwendet werden kann.

#### 4.1.1 Anwendungsbeispiel EK144

**Bild 4-2** zeigt die Gegenüberstellung von Messung und die mittels Gleichung (23) durchgeführte Rechnung, ebenso wie die Geraden der Abweichung +/- 15% von  $k_0$  zwischen Berechnung und Messung. Dieser Wert entspricht etwa 0,25 Nm, was näherungsweise 15% des maximal gemessenen Schleppmoments der EK144 – Molybdän bei geringstem Lüftspiel 0,2 mm und  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$  entspricht.

Die Abszisse beschreibt die aus den gemessenen Schleppmomenten bestimmten Schubspannungen und die Ordinate die über die Regressionsanalyse berechneten.



**Bild 4-2:** Gegenüberstellung Rechnung - Messung EK144-Molybdän ( $\Delta v \geq 0 \text{ min}^{-1}$ ,  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ , ECOFLUID M, Ölvolumenstrom  $500 \text{ mlmin}^{-1}$  axiales Lüftspiel:  $0,2 \text{ mm}$ ,  $0,7 \text{ mm}$  und  $1,2 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{Öl} = +25 \text{ °C}$ ,  $\vartheta_{Öl} + 80 \text{ °C}$ ),  $k_0 = 5265$ ,  $\alpha = 0,39$ ,  $\beta = -0,59$ ,  $\gamma = 0,38$ ,  $R^2 = 0,95$

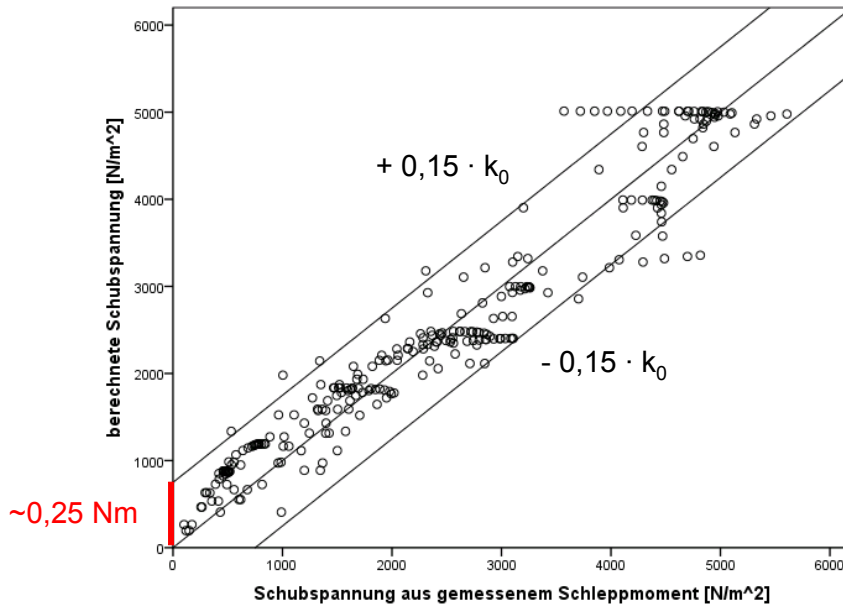
Stimmen die über das gemessene Schleppmoment berechneten nominellen Schubspannungen mit den aus der Regressionsanalyse berechneten Schubspannungen überein, so liegen die Punkte auf der Winkelhalbierenden. Die Exponenten und Koeffizienten wurden mittels Regressionsanalyse aus den Versuchen der EK144-Mo, Innenbeölung ( $500 \text{ ml/min}$ , ECOFLUID M) und  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$  für positive Differenzdrehzahlen  $\Delta n \geq 0 \text{ min}^{-1}$  ( $n_{KK} > n_{SK}$ ) ermittelt.

Die Analyse ergibt einen

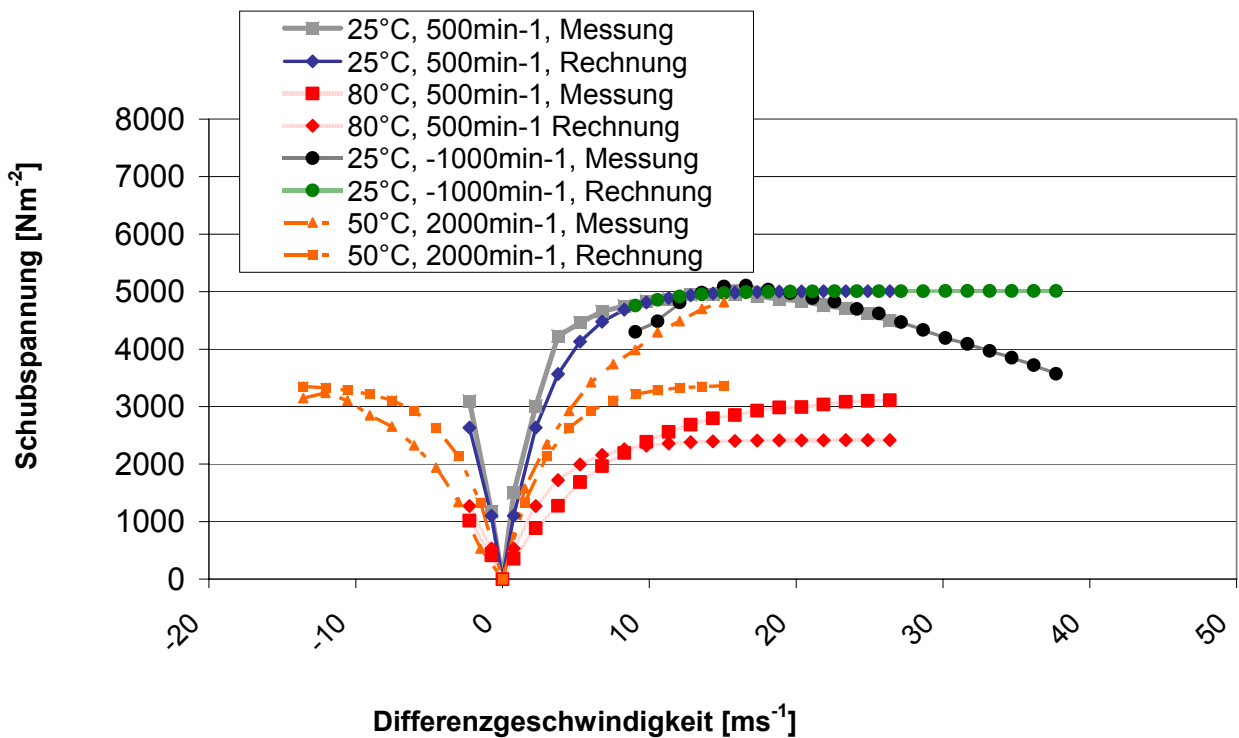
Residuenquadratwert von  $R^2 = 0,95$ , welcher für eine gute Übereinstimmung von Messung und Rechnung steht. Größere Abweichungen als  $15 \%$  von  $k_0$  zwischen Messung und Rechnung liegen nicht vor. In Bereichen geringer Schubspannungen, welche bei höheren Öltemperaturen vorliegen, ist der relative Fehler gemessen an der tatsächlich vorliegenden Schubspannung größer als bei hohen Schubspannungen, da sich unter anderem Mess- und Wiederholgenauigkeit stärker auswirken. Hier werden die Schubspannungen etwas zu hoch berechnet.

**Bild 4-3** zeigt die Regressionsanalysen für alle experimentell erhaltenen Versuchsergebnisse mit  $a \geq 0,2 \text{ mm}$  der EK144-Mo mit Ölvolumenstrom  $500 \text{ ml/min}$ . Die ermittelten Koeffizienten und Exponenten unterscheiden sich nicht wesentlich von den Koeffizienten und Exponenten bei denen lediglich die Versuche mit  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$  und  $\Delta v \geq 0 \text{ ms}^{-1}$  berücksichtigt werden (**Bild 4-2**), was die relativ geringe Abhängigkeit der Schubspannung von der Absolutdrehzahl auch mathematisch verdeutlicht. Messung und Rechnung mit den in **Bild 4-3** berechneten Koeffizienten sind in **Bild 4-4** mit **Bild 4-6** dargestellt. Die größten Abweichungen sind unter Gegendrehzahl und hohen Differenzgeschwindigkeiten zu erkennen.

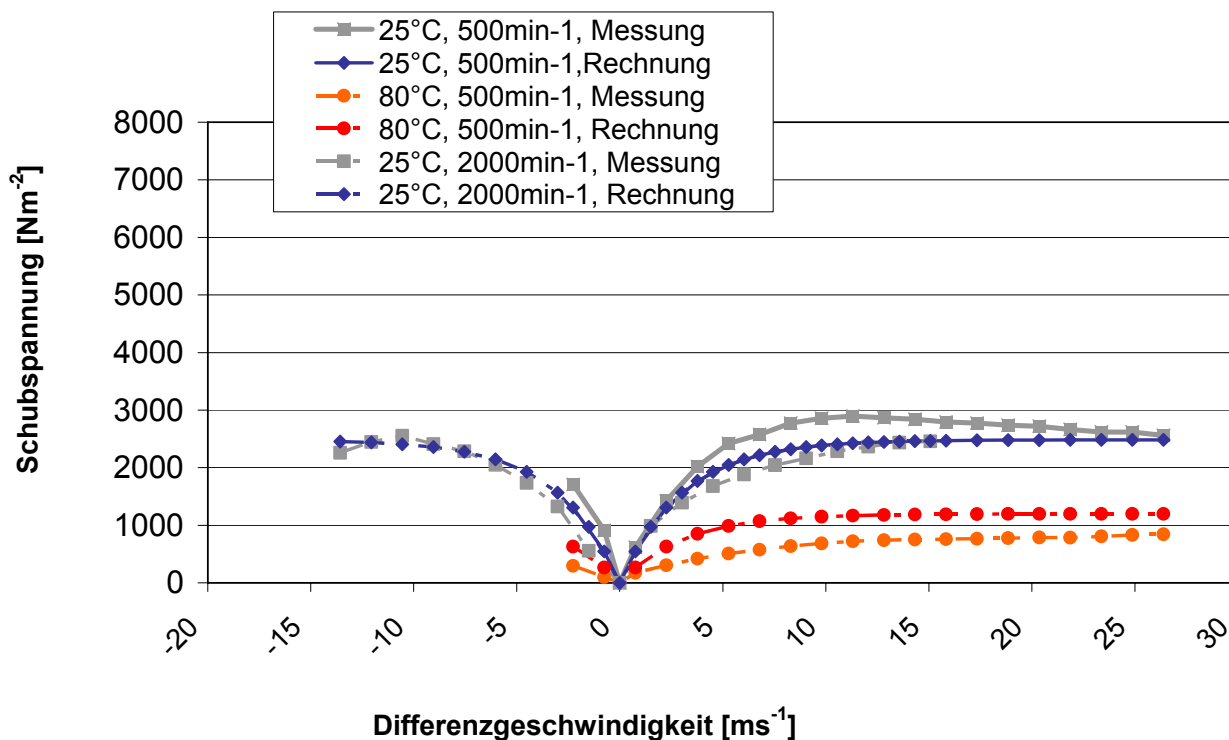




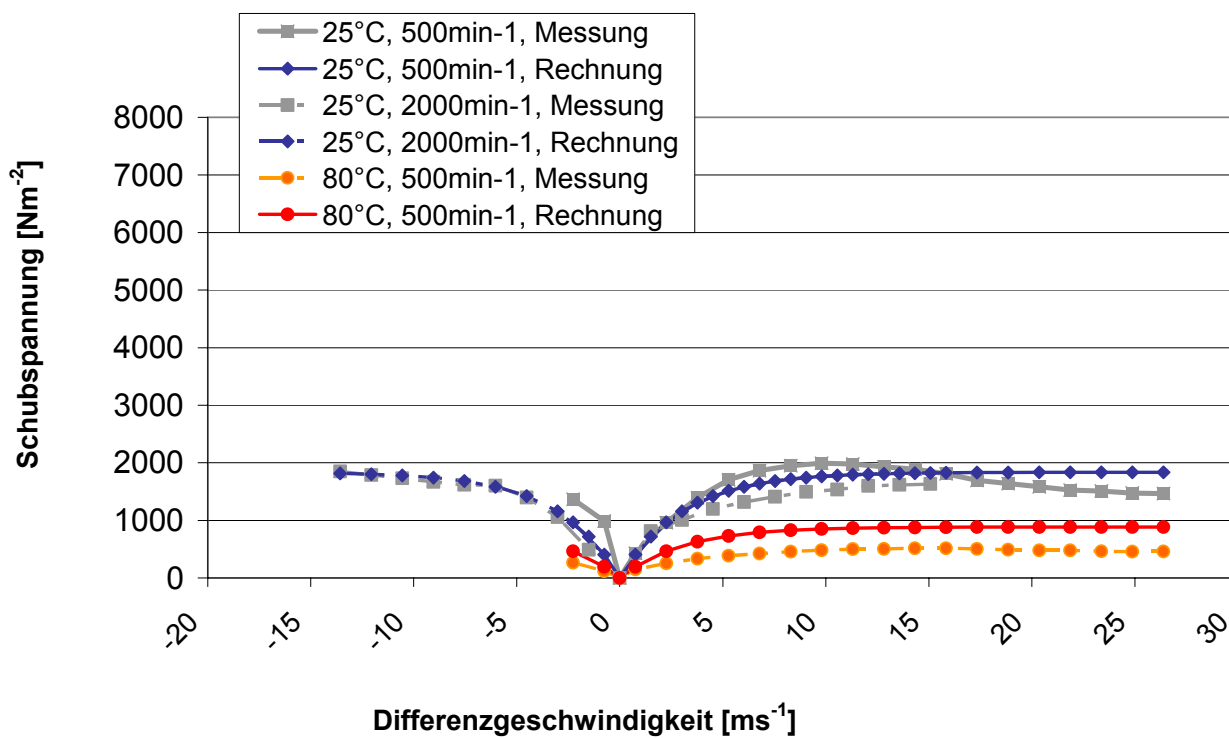
**Bild 4-3:** Gegenüberstellung Rechnung - Messung EK144-Molybdän (ECOFLUID M, Ölvolumenstrom  $500 \text{ mlmin}^{-1}$ , axiales Lüftspiel:  $0,2 \text{ mm}$ ,  $0,7 \text{ mm}$  und  $1,2 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +50 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +80 \text{ }^\circ\text{C}$ ),  $k_0 = 5010$ ,  $\alpha = 0,36$ ,  $\beta = -0,56$ ,  $\gamma = 0,33$ ,  $R^2 = 0,92$



**Bild 4-4:** Vergleich Schubspannung Rechnung - Messung EK144-Mo (ECOFLUID M,  $a = 0,2 \text{ mm}$ , Ölvolumenstrom  $500 \text{ ml/min}$ )



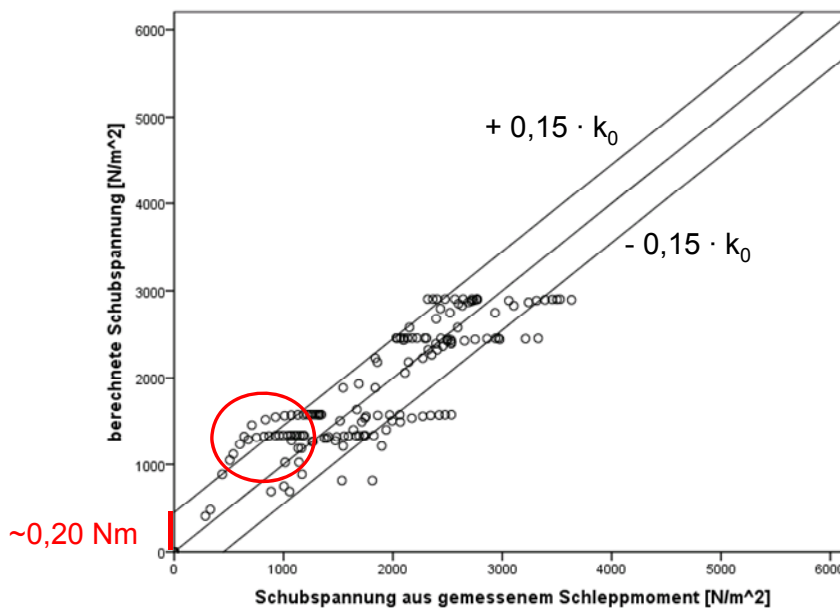
**Bild 4-5:** Vergleich Schubspannung Rechnung - Messung EK144-Mo (ECOFLUID M,  $a = 0,7 \text{ mm}$ , Ölvolumenstrom 500 ml/min)



**Bild 4-6:** Vergleich Schubspannung Rechnung - Messung EK144-Mo (ECOFLUID M,  $a = 1,2 \text{ mm}$ , Ölvolumenstrom 500 ml/min)

### 4.1.2 Anwendungsbeispiel DK128

Die Ergebnisse der Regressionsanalyse der Versuche der DK128 (Streusinter und Molybdänreibbelag) unter Verwendung von Gleichung (23) sind in **Bild 4-7** und **Bild 4-8** dargestellt. Der Einfluss des Reibbelags auf die Schubspannung ist bei der DK128 als gering anzusehen, was sich auch in den sehr ähnlichen Koeffizienten und Exponenten der beiden Varianten widerspiegelt. Jedoch mindert die für Innenbeulung ungewöhnliche Abhängigkeit der Schubspannung von der Absolutdrehzahl bei Öltemperatur  $\vartheta_{\text{Öl}} = +80 \text{ °C}$

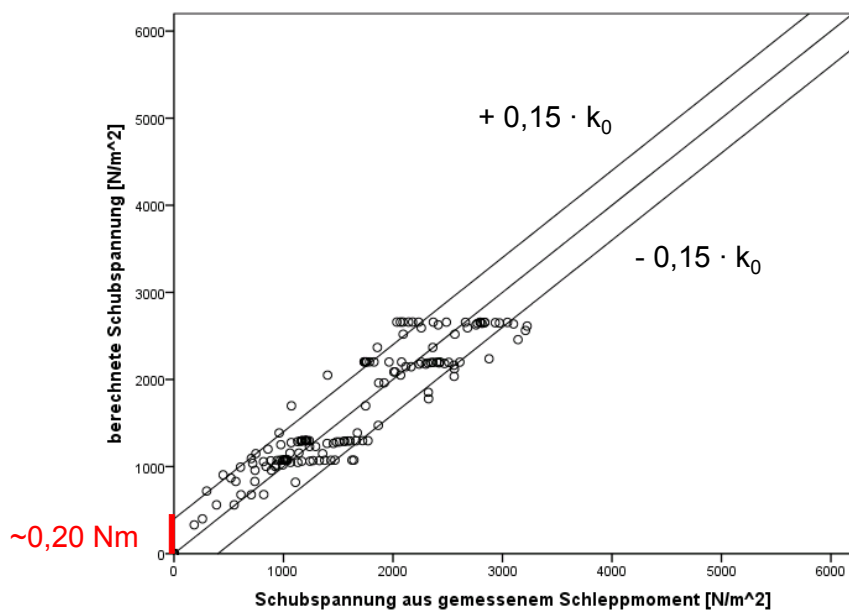


**Bild 4-7:** Gegenüberstellung Messung - Rechnung DK128-Molybdän (ECOFLUID M, Ölvolumenstrom  $500 \text{ mlmin}^{-1}$ , axiales Lüftspiel  $a = 0,7 \text{ mm}$  und  $1,2 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +80 \text{ °C}$ ),  $k_0 = 2905$ ,  $\alpha = 0,30$ ,  $\beta = -0,31$ ,  $\gamma = 0,53$ ,  $R^2 = 0,81$

(vgl. **Bild 3-23**, Erklärungsansatz in Abschnitt 3.2.1.4) die Genauigkeit der Rechenmethodik. Die Schubspannungen mit  $\vartheta_{\text{Öl}} +80 \text{ °C}$  sind bei geringer Drehzahl des Synchronkörpers  $n_{\text{SK}} = 500 \text{ min}^{-1}$  deutlich geringer als bei  $n_{\text{SK}} = 2000 \text{ min}^{-1}$  und werden daher über die Regressionsanalyse zu hoch berechnet (Punkte sind in **Bild 4-7** eingekreist). Eine genauere Berechnung der Schubspannung setzt daher die rechnerische Berücksichtigung der Absolutdrehzahlen voraus und würde eine deutlich erweiterte Versuchsbasis erfordern. Alternativ kann der Gültigkeitsbereich analog zu **Bild 4-2** eingeschränkt werden, was zu zwei getrennten Regressionsanalysen für  $n_{\text{SK}} = 500 \text{ min}^{-1}$  und  $n_{\text{SK}} = 2000 \text{ min}^{-1}$  führt (vgl. im Anhang **Bild 7-42** und **Bild 7-43**).

Sowohl die Sensitivität der Schubspannung gegenüber einer Veränderung der Viskosität, repräsentiert durch den Viskositätsexponenten  $\alpha$ , wie auch die Sensitivität der Schubspannung gegenüber einer Veränderung des axialen Lüftspiels, repräsentiert durch den Abstandsexponenten  $\beta$ , sind bei der Molybdän- und Sintervariante ähnlich. Das gegenüber der Sintervariante leicht erhöhte  $k_0$  der Molybdänvariante zeigt die geringfügig höhere Schubspannung bei Raumtemperatur und axialem Lüftspiel  $0,7 \text{ mm}$ .

Die Koeffizienten  $k_0$  der DK128 und EK144 können nicht unmittelbar verglichen werden,



da sich die Werte der Abstandsexponenten auf den in den Versuchen untersuchten minimalen Abstand der Reibflächen beziehen, welcher sich auch bedingt durch die unterschiedlichen Synchronisierungssysteme (Einfach- bzw. Doppelkonussystem) unterscheidet. Die DK128 wurde mit axialem Lüftspiel 0,7 mm und 1,2 mm untersucht, die EK144 zusätzlich bei 0,1 mm und 0,2 mm.

**Bild 4-8:** Gegenüberstellung Messung - Rechnung; DK128-Streusinter (ECOFLUID M, Ölvolumenstrom  $500 \text{ mlmin}^{-1}$ , axiales Lüftspiel  $a = 0,7 \text{ mm}$  und  $1,2 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +80 \text{ °C}$ ),  $k_0 = 2660$ ,  $\alpha = 0,35$ ,  $\beta = -0,35$ ,  $\gamma = 0,54$ ,  $R^2 = 0,88$

## 4.2 Außenbeölung

Die Schubspannungen mit Außenbeölung sind aufgrund von Ölabschleudereffekten im Gegensatz zu Versuchen mit Innenbeölung sehr stark von den Absolutdrehzahlen des Synchron- und Kupplungskörpers abhängig.

So zeigt sich ein von Versuchen mit Innenbeölung unterschiedlicher qualitativer und quantitativer Verlauf des Schleppmoments bzw. der Schubspannung. Während mit Innenbeölung die Schubspannung weitgehend unabhängig von den Absolutdrehzahlen degressiv über der Differenzdrehzahl ansteigt bis sich ein nahezu konstantes Niveau einstellt, kann mit Außenbeölung der degressive Verlauf lediglich bei niedrigen Differenzdrehzahlen vorliegen. Ab einer Abschleuderdrehzahl  $n_{\text{Grenz}}$  bzw. einer Abschleuderdifferenzgeschwindigkeit  $v_{\text{Grenz}}$ , die von den Betriebsbedingungen und der Synchronisierung abhängt, fällt die Schubspannung mehr oder weniger abrupt ab, worauf sich ein konstantes deutlich niedrigeres Schleppmoment einstellt (**Bild 4-9**). Das sehr geringe Schubspannungsniveau in diesen Drehzahlbereichen lässt auf keine nennenswerte Ölmenge und somit auf Grenzreibung zwischen den Reibflächen schließen.

Ebenso ist es möglich, dass zwischen positiver und negativer Differenzdrehzahl  $\Delta n$  (vorauselender / nachlaufender Kupplungskörper) ein maßgeblicher Unterschied in Höhe und Verlauf der Schubspannung vorliegt, was bei Innenbeölung lediglich bei Messing-Einfachkonussystemen mit Gewindesteigung aufgrund auftretender Ölfördereffekte beo-

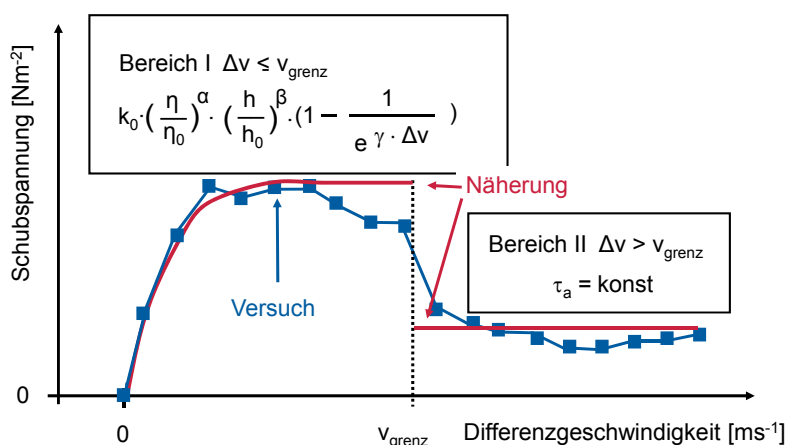
bachtet wurde. So kann unter negativer Differenzdrehzahl ein mit zunehmendem Betrag der Differenzgeschwindigkeit (gleichmäßiger) degressiver Verlauf ähnlich den Versuchen bei Innenbeölung vorliegen und im Bereich positiver Differenzdrehzahl ein Verlauf gemäß **Bild 4-9** (vgl. **Bild 3-7**).

Es ist daher zweckmäßig, den Gültigkeitsbereich der mathematischen Beschreibung für Versuche mit Außenbeölung einzuschränken. Gleichung (24) gilt neben einer Beölungssituation jeweils nur für eine Absolutdrehzahl des Synchron- oder des Kupplungskörpers, wobei zwischen vorausgehendem Synchronkörper und vorausgehendem Kupplungskörper unterschieden werden muss.

$$\tau = \begin{cases} k_0 \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_0}\right)^\alpha \cdot \left(\frac{h}{h_0}\right)^\beta \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{\gamma \cdot |\Delta v|}}\right), & \text{für } |\Delta v| \leq |v_{\text{grenz}}|, \text{ Bereich I} \\ \tau_a & \text{für } |\Delta v| > |v_{\text{grenz}}|, \text{ Bereich II} \end{cases} \quad (24)$$

$n_{\text{sk}} = \text{konst}$  oder  $n_{\text{KK}} = \text{konst}$   
bzw.  
 $\Delta v < 0$  oder  $\Delta v \geq 0$

$\tau$	[Nm <sup>-2</sup> ]	Schubspannung auf der Reibfläche	$h$	[mm]	senkrechter Abstand zwischen 2 Reibflächen
$k_0$	[Nm <sup>-2</sup> ]	Proportionalitätsfaktor	$h_0$	[mm]	Referenzabstand zwischen 2 Reibflächen
$\eta$	[mPas]	dynamische Betriebsölviskosität	$\beta$	[-]	Abstandsexponent
$\eta_0$	[mPas]	dynamische Viskosität bei Raumtemperatur	$\gamma$	[-]	Degressionsexponent
$\alpha$	[-]	Viskositätsexponent	$\Delta v$	[ms <sup>-1</sup> ]	Differenzgeschwindigkeit auf dem mittleren Reibdurchmesser zwischen Kupplungskörper und Synchronring
$\tau_a$	[Nm <sup>-2</sup> ]	ab Abschleuderdrehzahl/-differenzgeschwindigkeit arithmetisch gemittelte nominelle Schubspannung	$\Delta v_{\text{grenz}}$	[ms <sup>-1</sup> ]	Abschleuderdifferenzgeschwindigkeit



**Bild 4-9:** mathematische Beschreibung der Schubspannung für Außenbeölung,  $\Delta v \geq 0$

$\tau_a$  ist die zwischen Abschleuderdifferenzgeschwindigkeit und Höchstdifferenzgeschwindigkeit der Versuchsreihe arithmetisch gemittelte Schubspannung.

$v_{\text{Grenz}}$  ist die Abschleuderdifferenzgeschwindigkeit, ab der das Schleppmoment bzw. die Schubspannung abfällt. Die Abschleuderdifferenzgeschwindigkeit ist definiert als die Diffe-

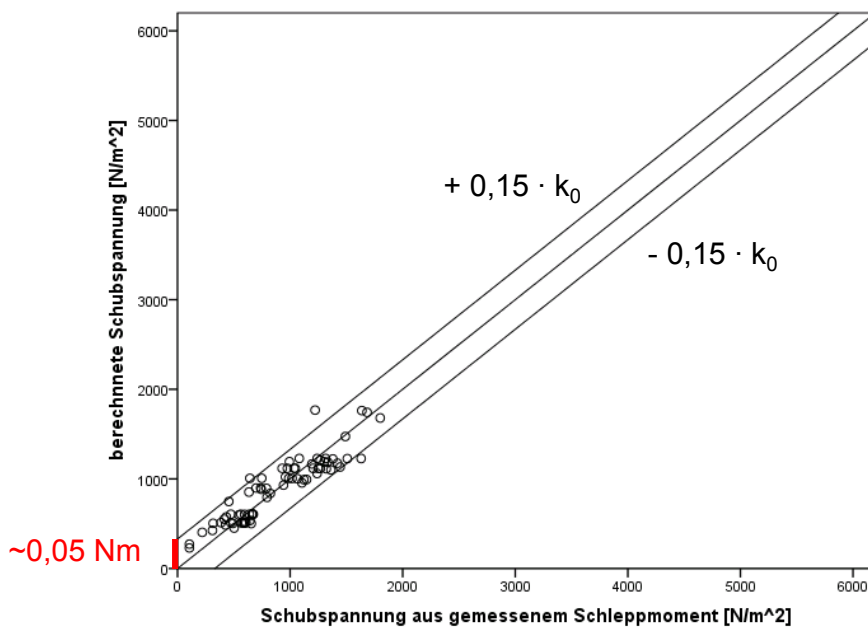
ferenzgeschwindigkeit, bei der der größte Gradient der Schubspannung von einem stationären zum nächsten stationären Betriebspunkt mit betragsmäßig nächst höherer Differenzdrehzahl während einer Versuchsreihe auftritt, wobei die Schubspannung bei höheren Differenzgeschwindigkeiten  $|\Delta v| > |v_{\text{Grenz}}|$  nicht mehr größer werden darf als vor dem Abfall

der Schubspannung. Die Regressionsanalyse berücksichtigt die Schubspannungen der Messpunkte bis zur Abschleuderdifferenzgeschwindigkeit. Schubspannungen von Versuchspunkten mit betragsmäßig höheren Differenzgeschwindigkeiten als  $v_{\text{Grenz}}$  bilden  $\tau_a$ . Für die Versuche mit Außenbeölung werden zu den Ergebnissen aus der Regressionsanalyse die Abschleuderdifferenzgeschwindigkeiten  $v_{\text{Grenz}}$  und die ab den Abschleuderdrehzahlen gemittelten Schubspannungen  $\tau_a$  in Abhängigkeit von Betriebsölviskosität und axialem Lüftspiel ergänzt.

Ist die Schubspannung über dem gesamten Drehzahlbereich konstant, so wird  $v_{\text{Grenz}}$  zu null definiert. Es wird dann mit der im positiven oder negativen Differenzgeschwindigkeitsbereich gemittelten Schubspannung  $\tau_a$  gerechnet. Es ist in diesem Fall offensichtlich während des gesamten Versuchs keine nennenswerte Ölmenge zwischen den Reibflächen vorhanden, sodass überwiegend Grenzreibung vorliegt.

#### 4.2.1 Anwendungsbeispiel TK89-EF5010

Die TK89 wurde bei axialem Lüftspiel 0,1 mm (Abstand der Reibflächen entspricht  $h_0$ ), 0,2 mm, 0,7 mm und 1,2 mm untersucht. **Bild 4-10** zeigt das Ergebnis der in Bereich I (s. **Bild**

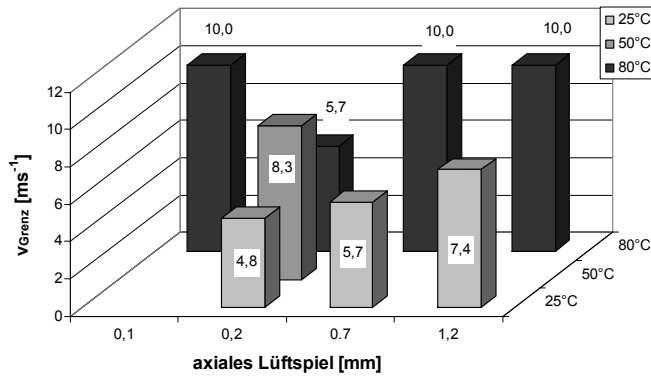


**4-9)** mit Gleichung (24) durchgeführten Regressionsanalyse für  $n_{\text{SK}} = 500 \text{ min}^{-1}$  und  $\Delta v \geq 0 \text{ ms}^{-1}$ .

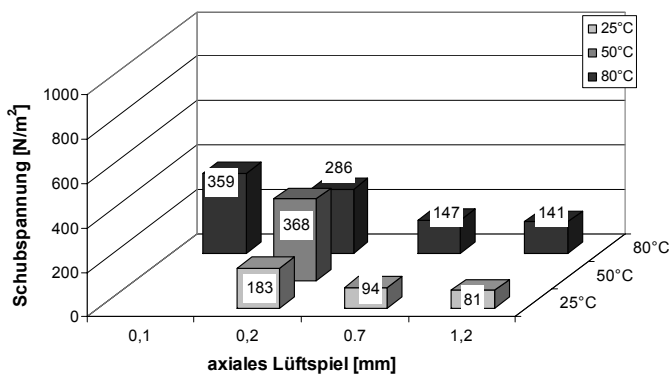
In **Bild 4-11** und **Bild 4-13** sind die in den jeweiligen Versuchen aufgetretenen Abschleuderdifferenzgeschwindigkeiten  $v_{\text{Grenz}}$  mit den ab der jeweiligen Abschleuderdifferenzgeschwindigkeit geltenden mittleren Schubspannungen  $\tau_a$  dargestellt. Diese mittleren Schubspannungen sind sehr gering und bei axialem Lüftspiel 0,7

**Bild 4-10:** Gegenüberstellung Messung - Rechnung; TK89-EF5010 ( $n_{\text{SK}} = 500 \text{ min}^{-1}$ ,  $\Delta v \geq 0 \text{ ms}^{-1}$ , MTF, Ölvolumenstrom  $500 \text{ mlmin}^{-1}$ , Außenbeölung),  $k_0 = 2201$ ,  $\alpha = 0,36$ ,  $\beta = -0,32$ ,  $\gamma = 1,37$ ,  $R^2 = 0,83$

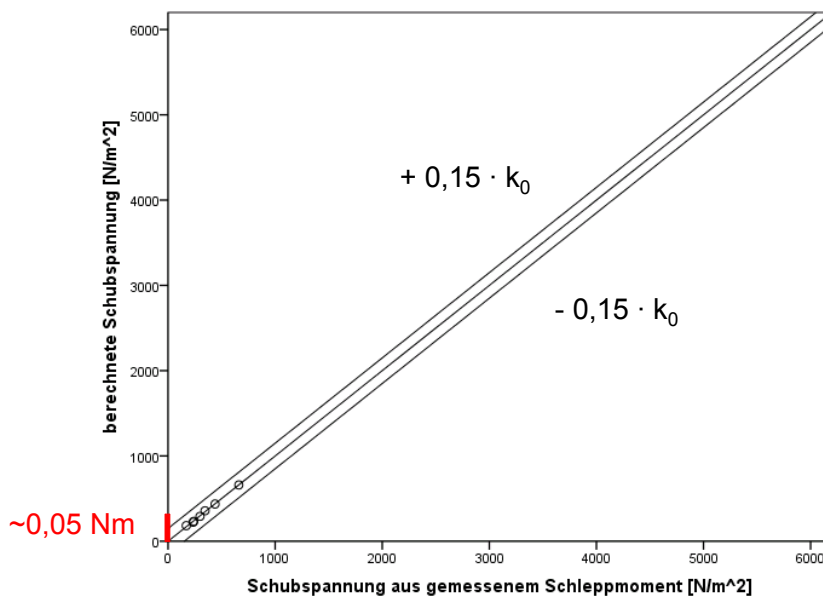
mm und 1,2 mm im Bereich der Messgenauigkeit. Das Öl wurde in diesen Drehzahlbereichen weitgehend aus dem Reibkontakt geschleudert und es liegt überwiegend Grenzreibung vor.



**Bild 4-11:** Abschleuderdifferenzgeschwindigkeit TK89-EF5010 (MTF, Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ )



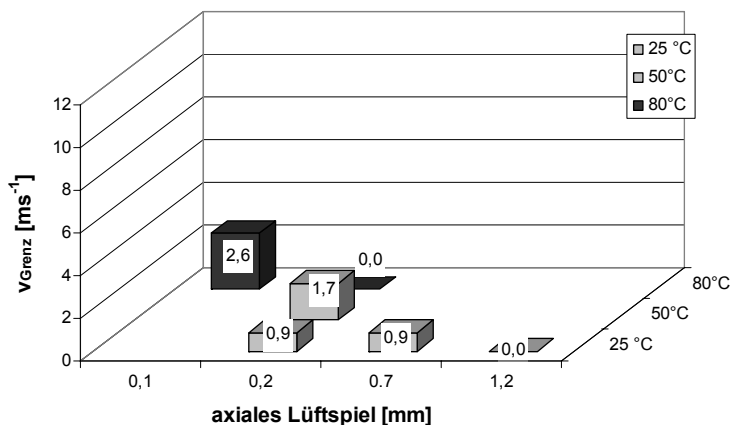
**Bild 4-13:** Schubspannung  $\tau_a$  ab Abschleuderdifferenzgeschwindigkeit TK89-EF5010 (MTF, Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $n_{SK} = 500 \text{ min}^{-1}$ )



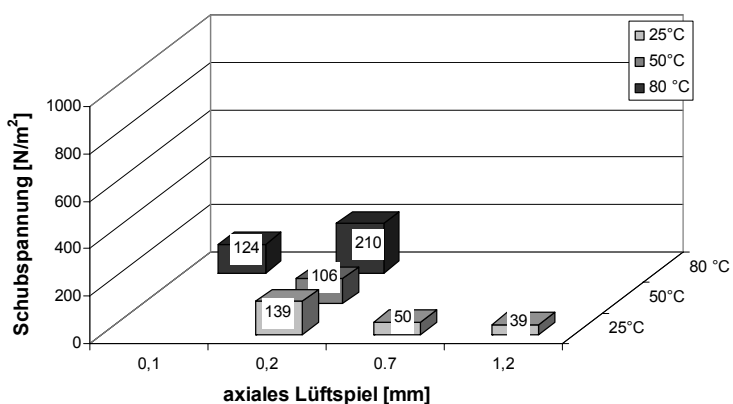
**Bild 4-12:** Gegenüberstellung Messung - Rechnung; TK89-EF5010 ( $n_{SK} = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $\Delta v \geq 0 \text{ ms}^{-1}$ , MTF, Ölvolumenstrom  $500 \text{ mlmin}^{-1}$ , Außenbeölung),  $k_0 = 1069$ ,  $\alpha = 0,8$ ,  $\beta = -0,33$ ,  $\gamma = 1,714$ ,  $R^2 = 0,99$

Die Abschleuderdifferenzgeschwindigkeiten und die Schubspannungen  $\tau_a$  sind von den Betriebsbedingungen abhängig, was eine praxisnahe genaue Berechnung der Schubspannungen für verschiedene Fahrzustände im Getriebe erschwert.

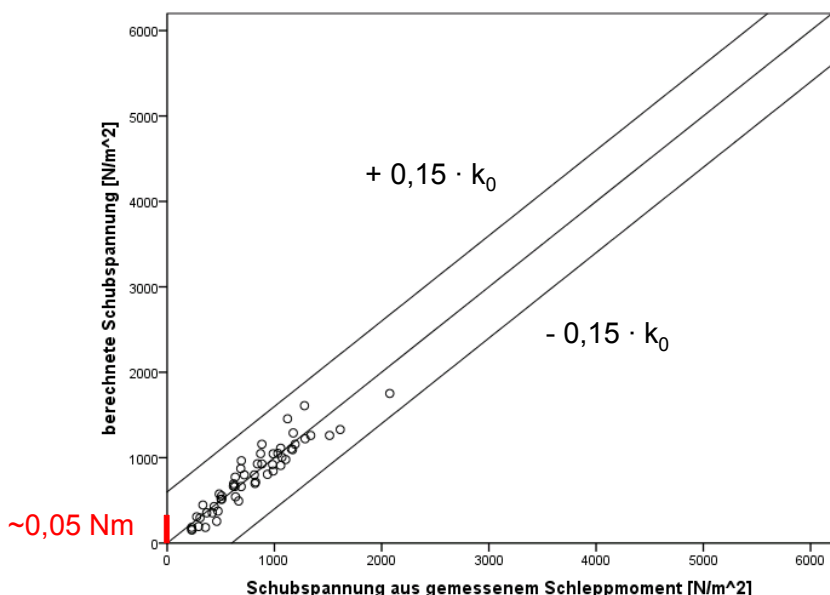
Für  $n_{SK} = 2000 \text{ min}^{-1}$  und  $\Delta v \geq 0 \text{ ms}^{-1}$  sind die Schubspannungen und Abschleuderdifferenzgeschwindigkeiten aufgrund der Ölabschleudereffekte durch die hohen Absolutdrehzahlen sehr gering. Die viskose Flüssigkeitsreibung verringert sich aufgrund der geringeren Ölmenge im Reibkontakt. Es werden daher in Bereich I nur die wenigen Versuchspunkte bei Differenzgeschwindigkeiten kleiner der Abschleudergeschwindigkeit in der Regressionsanalyse berücksichtigt, was die Belastbarkeit und Aussagekraft der ermittelten Koeffizienten und Exponenten aus **Bild 4-12** aufgrund der geringen Anzahl an Versuchspunkten einschränkt. Der geringe Wert des Koeffizienten  $k_0$  lässt jedoch erkennen, dass das Schubspannungsniveau generell sehr gering ist.



**Bild 4-14:** Abschleuderdifferenzgeschwindigkeit TK89-EF5010 (MTF, Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $n_{SK} = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $\Delta v \geq 0 \text{ ms}^{-1}$ )



**Bild 4-15:** Schubspannung  $\tau_a$  TK89-EF5010 (MTF, Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $n_{SK} = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $\Delta v \geq 0 \text{ ms}^{-1}$ )



**Bild 4-16:** Gegenüberstellung Messung - Rechnung; TK89-EF5010 ( $n_{SK} = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $\Delta v \leq 0 \text{ ms}^{-1}$ , MTF, Ölvolumenstrom 500 mlmin<sup>-1</sup>, Außenbeölung)  $k_0 = 4393$ ,  $\alpha = 0,27$ ,  $\beta = -0,26$ ,  $\gamma = 0,083$ ,  $R^2 = 0,87$

Die Angabe  $v_{Grenz} = 0$  aus **Bild 4-14** bei axialem Lüftspiel 1,2 mm und  $v = 67 \text{ cSt}$  impliziert, dass unabhängig von der Differenzdrehzahl mit dem konstanten Wert  $\tau_a$  gerechnet werden kann.

Für  $n_{SK} = 2000 \text{ min}^{-1}$  und  $\Delta v \leq 0 \text{ ms}^{-1}$  treten keine Abschleuderdifferenzgeschwindigkeiten auf, der Schubspannungsverlauf ist über der Differenzgeschwindigkeit bzw. -drehzahl analog den Versuchen mit Innenbeölung degressiv. Durch die geringe Absolutdrehzahl des Kupplungskörpers ( $n_{KK} \leq 2000 \text{ min}^{-1}$ ) wird nur bedingt Schmierstoff abgeschleudert, so dass die Flüssigkeitsreibung stets den maßgebenden Wirkmechanismus für die Schubspannungen im Reibkontakt darstellt. Dies lässt die Schubspannung im Vergleich zu den Versuchen mit  $n_{SK} = 2000 \text{ min}^{-1}$  und  $\Delta v \geq 0 \text{ ms}^{-1}$  stark ansteigen, was sich im hohen Wert des Koeffizienten  $k_0$  widerspiegelt (**Bild 4-16**). Den Vergleich zwischen Messung und Rechnung zeigen **Bild 7-33** mit **Bild 7-41** im Anhang.



### 4.3 Ermittlung von Synchro-Schleppmomenten in der Praxis

Der folgende Abschnitt stellt einen Vorschlag zur Bestimmung von Synchro-Schleppmomenten in der Praxis vor. Es wird gezeigt, wie ein Anwender die Schleppmomente auch von Getriebesynchronisierungen bestimmen kann, welche nicht in der Dissertation untersucht wurden. Ausgangspunkte sind die empirisch entwickelte Gleichung (23) (vgl. Abschnitt 4.1) mit den Ergebniswerten der im Rahmen der Dissertation durchgeführten Regressionsanalysen ( $k_0$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ ) und aus den Versuchsergebnissen mit Außenbeölung abgeleitete Schätzwerte für die Schubspannungen in Fahrzeuggetrieben mit Tauchschmierung. Es werden die Einflussgrößen Synchronisierungssystem, Reibbelag, Lüftspiel des Synchronrings, Betriebsölviskosität und Drehzahlsituation berücksichtigt.

$$\tau = k_0 \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_0}\right)^\alpha \cdot \left(\frac{h}{h_0}\right)^\beta \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{\gamma|\Delta v|}}\right) \tag{23}$$

Für  $h \geq h_0$  und  $\eta \leq \eta_0$

$\tau$	[Nm <sup>-2</sup> ]	Schubspannung auf der Reibfläche	$h$	[mm]	senkrechter Abstand zwischen 2 Reibflächen
$k_0$	[Nm <sup>-2</sup> ]	Proportionalitätsfaktor	$h_0$	[mm]	Referenzabstand zwischen 2 Reibflächen, vgl. Gleichung 15
$\eta$	[mPas]	dynamische Betriebsölviskosität	$\beta$	[-]	Abstandsexponent
$\eta_0$	[mPas]	dynamische Viskosität bei Raumtemperatur	$\gamma$	[-]	Degressionsexponent
$\alpha$	[-]	Viskositätsexponent	$\Delta v$	[ms <sup>-1</sup> ]	Differenzgeschwindigkeit auf dem mittleren Reibdurchmesser zwischen Kupplungskörper und Synchronring

**Tabelle 5** und **Tabelle 6** sind von links nach rechts zu lesen und unterscheiden zwischen PKW- und NFZ-Synchronisierungen, sowie jeweils zwischen Innenbeölung und keiner Innenbeölung. Bei Innenbeölung wird sowohl im realen Betrieb, wie auch im Prüfbetrieb das Öl kontinuierlich von innen- nach außen gefördert, was die Berechnungsmethodik aus Abschnitt 4.1 ermöglicht. Kommt im Getriebe keine Innenbeölung zum Einsatz, sondern erfolgt die Schmierung durch im Öl planschende Zahnräder und andere Getriebebauteile (Tauchschmierung), wird vorgeschlagen, konstante Schubspannungswerte zu verwenden, welche auf den Versuchsergebnissen aus der Dissertation für mittlere axiale Lüftspiele des Synchronrings (0,7 mm...1,2 mm) mit Außenbeölung basieren. Es wird daher unterstellt, dass das Abschleuderverhalten des Öls aus den Reibflächen bei Tauchschmierung dem Abschleuderverhalten bei Außenbeölung ähnelt.

Die Schätzwerte werden für Einfach-, Doppel- und Dreifachkonussynchronisierungen im PKW- und NFZ-Bereich nach Reibwerkstoffen und z.T. nach der Höhe der Summe aus Synchronring- und Kupplungskörperdrehzahl differenziert. Mit Außenbeölung ist das Schleppmoment generell relativ gering, weshalb die Abweichung zum realen Schleppmomentverhalten der Synchronisierungen als vernachlässigbar eingeschätzt wird.

Für PKW – Synchronisierungen mit Innenbeölung (**Tabelle 5**) sind die Schubspannungen, außer für Messing–Einfachkonussysteme, bei denen das Öl über Schraubeffekte durch die Gewindesteigung zwischen die Reibflächen gefördert wird (vgl. Abschnitt 3.2.3.2), sehr

gering, weshalb ebenfalls auf konstante Schätzwerte (basierend auf den im Rahmen der Dissertation durchgeführten Versuchen) zurückgegriffen wird. Da keine Versuchsergebnisse mit einem PKW – Doppelkonussystem durchgeführt wurden, wird vorgeschlagen, mit den Werten für Dreifachkonussysteme zu rechnen, da bei gleichem Abstand von Synchronkörper und Konus der Abstand zwischen den einzelnen Reibflächen beim Dreifachkonussystem geringer ist, was die Schleppmomente tendenziell ansteigen lässt.

Für die Berechnung der Schleppmomente unter Verwendung von **Tabelle 5** und **Tabelle 6** sind folgende Schritte durchzuführen, wobei die Fußnoten zu den Tabellen zu beachten sind:

1. Die Berechnung von Schleppmomenten für PKW-Synchronisierungen erfolgt mittels **Tabelle 5**, die Berechnung der Schleppmomente von NFZ-Synchronisierungen mittels **Tabelle 6**.
2. Die sehr gute Ölversorgung der Reibflächen bei Innenbeölung wird gesondert berücksichtigt. Für einen Ölvolumenstrom  $\ll 200$  ml/min sollte die Berechnung der Schleppmomente nicht mehr über die Ergebnisse für Innenbeölung sondern für Tauchschmierung erfolgen, was der Auswahl „nein“ entspricht.
3. Auswahl der Anzahl der Reibflächen und des Reibbelags
4. Ggf. Berücksichtigung der Summe der Absolutdrehzahlen von Synchronring und Konus, ebenso wie die Ölförderwirkung von Messingreibbelägen mit Gewindesteigung (vgl. Abschnitt 3.2.3.2)
5. Berechnung der Schubspannung in Abhängigkeit von Betriebsölviskosität, maximalem Abstand der Reibflächen (bei Mehrfachkonussystem s. Gleichung (15)) und der Differenzdrehzahl zwischen Synchronring und Konus oder Verwendung des vorgegebenen Schätzwertes. Es werden Schätzwerte für die jeweils in den Tabellen angegebenen Betriebsölviskositäten vorgegeben. Für geringere Betriebsölviskositäten werden die Ersatzschubspannungen basierend auf einem aus den Versuchsergebnissen abgeleiteten Viskositätsexponenten  $\alpha$  nach Gleichung (25) berechnet.
6. Die erhaltene mittlere nominelle Schubspannung auf der Reib- bzw. Berührfläche von Konus und Synchronring muss über die Geometrie der Reibflächen in das Schleppmoment umgerechnet werden (vgl. Gleichung (14))

$$\tau_{\text{ers}}(\eta_{\text{Betrieb}}) = \left( \frac{\eta_{\text{Betrieb}}}{\eta_{\text{vorgabe}}} \right)^{0,4} \cdot \tau_{\text{ers}}(\eta_{\text{vorgabe}}) \quad (25)$$

Für  $\eta \leq \eta_{\text{vorgabe}}$

$\tau_{\text{ers}}$	$[\text{Nm}^{-2}]$	Vorgegebene Ersatzschubspannung aus <b>Tabelle 5</b> und <b>Tabelle 6</b>	$\eta_{\text{Betrieb}}$	$[\text{mPas}]$	Betriebsölviskosität bei der Getriebetemperatur, für welche die Schleppmomente ermittelt werden sollen in <b>Tabelle 5</b> und <b>Tabelle 6</b> vorgegebene dynamische Viskosität, für welche die Ersatzschubspannung definiert ist
			$\eta_{\text{vorgabe}}$	$[\text{mPas}]$	

Anwendungsbe- reich	Innenbe- ölung	Anzahl der Reibflä- chen	Reibbelag	$\frac{ n_{SK} + n_{KK} }{[\text{min}^{-1}]}$	Förderwir- kung bei Ms- mit Gewinde- steigung	$k_0$ [N/m <sup>2</sup> ]	$\alpha$	$\beta$	$\gamma$	$\tau_{\text{ers}_2}$ [Nm <sup>-2</sup> ] (60 mPas)
<b>PKW</b>										
	<b>nein</b>	1	beliebig			-	-	-	-	300
		2 <sup>3</sup>	beliebig			-	-	-	-	-
		3	EF5010 Sinter	<3000		-	-	-	-	1500
				>3000		-	-	-	-	700
			Mo Ms			-	-	-	-	500
	<b>ja</b>	1	Ms		in die Reib- fläche <sup>4</sup>	6100	0,69	-0,69	0,48	-
					aus der Reibfläche heraus	-	-	-	-	1200
			Mo, EF5010, Sinter			-	-	-	-	1200
		2 <sup>5</sup>	beliebig			-	-	-	-	-
		3	Ms <sup>6</sup> , EF5010			-	-	-	-	2500
			Mo			-	-	-	-	1500

**Tabelle 5:** Berechnung der Schleppmomente von PKW – Synchronisierungen in der Praxis

<sup>3</sup> Hierzu liegen keine Versuchsergebnisse vor, weshalb vorgeschlagen wird, die Werte der Dreifachkonus-synchronisierung zu verwenden

<sup>4</sup>  $h_0 = 0,02264 \text{ mm}$ ,  $\eta_0 = 58,7 \text{ mPas}$

<sup>5</sup> Hierzu liegen keine Versuchsergebnisse vor, weshalb vorgeschlagen wird, die Werte der Dreifachkonus-synchronisierung zu verwenden

<sup>6</sup> Ölförderwirkung durch die Gewindesteigung muss sich zwischen den einzelnen Reibflächen kompensieren (die Messingreibflächen dürfen nicht die gleiche Drehrichtung aufweisen)

Anwendungsbe- reich	Innenbe- ölung	Anzahl der Reibflä- chen	Reibbelag	$ n_{SK} +$ $ n_{KK} $ [min <sup>-1</sup> ]	Förderwir- kung bei Ms mit Gewin- desteigung	$k_0$ [N/m <sup>2</sup> ]	$\alpha$	$\beta$	$\gamma$	$\tau_{ers,2}$ [Nm <sup>-2</sup> ] (95 mPas)
<b>NFZ</b>	<b>nein</b>									
		1	beliebig							300
		2 <sup>7</sup>	beliebig							500
	<b>ja</b>	1	EF5100 <sup>8</sup>			4150 <sup>9</sup>	0,24	-0,31	0,16	-
			Mo <sup>10</sup>			7300 <sup>11</sup> (3000 <sup>12</sup> )	0,4	-0,54	0,32	
			Ms <sup>13</sup>		in die Reib- fläche	5900	0,7	-0,54	0,14	
					aus der Reibfläche heraus	1430	0,7	-0,37	0,38	
		2 <sup>14</sup>	Sinter, EF5010 <sup>15</sup>			2660	0,35	-0,35	0,54	-
			Mo			2900	0,3	-0,31	0,53	-
		3 <sup>16</sup>	beliebig			3500	0,3	-0,31	0,53	-

**Tabelle 6:** Berechnung der Schleppmomente von NFZ – Synchronisierungen in der Praxis

<sup>7</sup> Die Werte basieren auf Versuchsergebnissen der DK128/135 ohne Beölung

<sup>8</sup>  $h_0 = 0,01132$  mm,  $\eta_0 = 92,4$  mPas

<sup>9</sup> Gilt für einen vollflächigen Konus

<sup>10</sup>  $h_0 = 0,01132$  mm,  $\eta_0 = 92,4$  mPas

<sup>11</sup> Der verwendete Konus weist Bogennuten und Bohrungen für Innenbeölung auf

<sup>12</sup> Bei Verwendung eines vollflächigen Konus (abgeschätzter Wert)

<sup>13</sup>  $h_0 = 0,02264$  mm,  $\eta_0 = 58,7$  mPas

<sup>14</sup>  $h_0 = 0,0547$  mm,  $\eta_0 = 92,4$  mPas

<sup>15</sup> Versuchsergebnisse zu EF5010 liegen nicht vor, bei anderen Synchronisierungen ist das Schleppmoment jedoch auf ähnlichem Niveau wie das Schleppmoment des Sinterreibbelags

<sup>16</sup> Es liegen keine Versuchsergebnisse vor; es wird als Schätzung mit der 1,2 fachen Schubspannung des Doppelkonussystems gerechnet, daher gilt:  $h_0 = 0,0547$  mm,  $\eta_0 = 92,4$  mPas

## 5

**ZUSAMMENFASSUNG**

Die maßgeblichen Einflussfaktoren auf das Schleppmoment von nicht geschalteten Synchronisierungen wurden experimentell bestimmt. Um eine Vergleichbarkeit der unterschiedlichen Synchronisierungen (unterschiedlicher Geometrie) zu erreichen, wurde das gemessene Schleppmoment in eine nominelle, konstante Schubspannung auf der Reibfläche umgerechnet. Als *geringe*, *nennenswerte* und *maßgebliche* Einflussfaktoren auf die nominelle Schubspannung von Synchronisierungen werden hier Einflussfaktoren bezeichnet, welche die Schubspannung ausgehend vom maximalen Wert der untersuchten Versuchsreihen ( $\tau_{\max}$ ) unter Beibehaltung der anderen Betriebsbedingungen um bis zu 25 %, 50 % und mehr als 50 % im untersuchten Bereich absinken lassen.

*Maßgebliche* Einflussfaktoren auf die Schubspannung sind Ölmenge zwischen den Reibflächen, Betriebsölviskosität und Schergefälle. Der Hauptwirkmechanismus basiert auf Flüssigkeitsreibung im Öl.

Eine Zunahme der Ölmenge zwischen den Reibflächen infolge von Innenbeölung führt zu einem signifikanten Anstieg des Schleppmoments im Vergleich zu Außenbeölung. Bohrungen im Reibkonus zur Ölzufuhr erhöhen das Schleppmoment erheblich. Versuche mit zwangsgelüftetem Synchronring weisen gegenüber Versuchen mit freiem Synchronring keine *nennenswerten* Unterschiede in Schleppmomentverlauf und –niveau auf, was als bestimmenden Einfluss auf das Schleppmoment die Flüssigkeitsreibung belegt. Das Schleppmoment ist vor allem mit Außenbeölung stark reibbelagabhängig, was auf ein unterschiedliches Ölspeichervermögen der unterschiedlichen Reibbeläge schließen lässt. Ein Aussetzen der Beölung lässt das Schleppmoment deutlich sinken.

Bei mechanischer axialer Anregung des Synchronrings steigen die Schleppmomente, jedoch beeinflussen Beölungssituation und Betriebsölviskosität die Höhe des Schleppmoments deutlich stärker. Eine durch Schiefstellen des Synchronkörpers erreichte Planlaufabweichung, sowie eine exzentrische Positionierung von Kupplungs- und Synchronkörper haben lediglich untergeordneten Einfluss auf die Schleppmomente.

Besonders großen Einfluss auf die Höhe der Schleppmomente haben Veränderungen von Betriebsbedingungen, die sich auf den Schmierzustand zwischen den Reibflächen auswirken.

Differenz- und Absolutdrehzahl beeinflussen die Schubspannung unter Außenbeölung deutlich. Zum einen beeinflusst das durch die Differenzdrehzahl erzeugte Schergefälle die viskose Scherung, zum anderen bewirkt die mit der Absolutdrehzahl quadratisch anwachsende Fliehkraft ein Abschleudern des Schmierstoffs zwischen den Reibflächen, was die viskose Scherung vermindert.

Bei Innenbeölung ist vor allem die Differenzdrehzahl der bestimmende Einflussfaktor auf die Höhe der Schubspannung. Der Schmierstoff wird auch bei höheren Absolutdrehzahlen kontinuierlich zwischen die Reibflächen gefördert.

Bisher wurde die rechnerische Erfassung von Schleppmomenten von Synchronisierungen im nicht geschalteten Zustand anhand des Newtonschen Schubspannungsgesetzes einer Couette Strömung ([W2], [D2]) oder als Modell eines planschenden Zahnrads durchgeführt [L1], was jedoch keine hinreichende Genauigkeit aufweist.

Ausgehend vom Newtonschen Schubspannungsgesetz mit konstanter Scherrate wurde eine mathematische Zahlenwertgleichung zur Berechnung der Schubspannungen entwickelt, wobei die Koeffizienten und Exponenten über eine Regressionsanalyse ermittelt werden.

Die Formel berücksichtigt *maßgebliche* Einflussfaktoren Viskosität, axiales Lüftspiel und Differenzdrehzahl. Für Versuche mit Innenbeölung stimmen aufgrund des untergeordneten Einflusses der Absolutdrehzahlen Rechnung und Versuchsergebnis auch bei unterschiedlichen Absolutdrehzahlen sehr gut überein.

Für Versuche mit Außenbeölung gelten aufgrund der hohen Abhängigkeit der Schubspannung von den Absolutdrehzahlen der Synchronisierungsbauteile die in der Regressionsanalyse ermittelten Exponenten und Koeffizienten jeweils für eine konstante Drehzahl des Synchronkörpers und positive oder negative Differenzdrehzahlen ( $n_{KK} > n_{SK}$  v  $n_{KK} < n_{SK}$ ). Da bei Versuchen mit Außenbeölung eine Abschleuderdrehzahl vorliegen kann, ab der die Schubspannung abfällt und weitgehend unabhängig von der Differenzdrehzahl überwiegend Grenzreibung vorliegt, was sich in einem konstanten Schubspannungsniveau widerspiegelt, wird die Funktion zweigeteilt. Bis zur Abschleuderdrehzahl erfolgt die Berechnung analog der Innenbeölung mit Koeffizienten und Exponenten aus der Regressionsanalyse, ab der Abschleuderdrehzahl kann mit einer konstanten Schubspannung gerechnet werden.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit ist es gelungen, die geringen, nennenswerten und maßgeblichen Einflussfaktoren auf die Schleppmomente von nicht geschalteten Synchronisierungen qualitativ und quantitativ zu erfassen.

Es sind erstmals systematische Versuchsreihen durchgeführt worden, die mittels Zweiwel lenprüfstand die Betriebsbedingungen im realen Fahrzeuggetriebe sehr gut abbilden. Anhand der erzielten Ergebnisse und der ermittelten Haupteinflussfaktoren können künftig Optimierungsmaßnahmen hinsichtlich Wirkungsgradverhalten und Getriebeverluste durchgeführt werden. So ist gezielt auf die Verwendung von Zentralschmierung in Kombination mit erhöhter Durchflussmenge zu achten, da dies die Schleppmomente und damit die Verluste ansteigen lässt.

Ebenso wurden unterschiedliche Reibbeläge hinsichtlich Schleppmomentverhalten geprüft. Der untersuchte leistungsfähige Carbon-Reibbelag verursacht sehr hohe Schleppmomente mit Außen- und Innenbeölung, ebenso wie die untersuchten Messingsynchronringe mit Innenbeölung, wodurch auf einen bedarfsgerechten Einsatz im Getriebe geachtet werden sollte. Axialnuten im Reibbelag können durch die Öldrainage die Schleppmomente bei Innenbeölung um bis zu 40 % senken.

Im Rahmen der Dissertation wurde basierend auf den Versuchsergebnissen und den daraus abgeleiteten Berechnungsvorschriften ein Leitfaden für die praktische Anwendung entwickelt, mit dessen Hilfe die Schleppmomente von Synchronisierungen im nicht geschalteten Zustand bestimmt werden können.

Grundsätzlich sollte die Ölmenge hinsichtlich der Schleppmomente in Synchronisierungen im Getriebe möglichst gering gehalten werden, sodass sich kein nennenswerter Schmierfilm zwischen den Reibflächen ausbilden kann, welcher die Schleppmomente ansteigen lässt.





**6****LITERATUR****6.1 Verwendete Literatur**

- [B1] BACK, O., TARANTINI, C., LEDETZKY, E., KRENKEL, J.: Neues Synchrosystem für moderne Getriebe, VDI-Berichte Nr.2071, 2009.
- [B2] BARTEL, D.: Berechnung von Festkörper- und Mischreibung bei Metallpaarungen. Dissertation der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2000.
- [B3] BARTZ, W.J.: Rheologisches Verhalten von Modell-Mehrbereichsölen. Tribologie und Schmierungstechnik, 35. Jahrgang, 5/1988
- [B4] BEISEL, W.: Untersuchung des Einflusses von Reibflächen-Profil und Oberflächenqualität der Sinterbelag-Lamellen im Hinblick auf den Drehmomentverlauf und die Belastbarkeit, sowie auf das Leerlaufmoment naßlaufender Reibungskupplungen. FVA-Forschungsheft Nr. 107, 1981.
- [B5] BEISEL, W.: Untersuchung des Einflusses einer Sinuswellung der Stahllamellen auf das Leerlaufverhalten von Lamellenkupplungen mit der Reibpaarung Stahl/Sinterbronze bei unterschiedlicher Reibflächengestaltung. FVA-Forschungsheft Nr. 135, 1982.
- [B6] BÖSWIRTH, L.: Technische Strömungslehre, Lehr- und Übungsbuch 5. Auflage April 2004.
- [B7] BLUME, J.: Druck- und Temperatureinfluss auf Viskosität und Kompressibilität von flüssigen Schmierstoffen. Dissertation RWTH Aachen, 1987.

- [B8] BUTSCH, M.: Hydraulische Verluste schnelllaufender Stirnradgetriebe, Dissertation der Universität Stuttgart, 1994.
- [C1] CHANGENET C., OVIEDO-MARLOT X., VELEX, P.: Power Loss Predictions in Geared Transmissions Using Thermal Networks-Applications to a Six-Speed Manual Gearbox, ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 128, S.618-625, Mai 2006.
- [D1] DIN 51563: Bestimmung des Viskosität-Temperatur-Verhaltens, Dez 1976.
- [D2] DOGAN, S.: Zur Minimierung der Lostergeräusche von Fahrzeuggetrieben, Dissertation der Universität Stuttgart, 2001.
- [D3] DÜMELAND, M.: Weiterentwicklung störungsbehafteter technischer Produkte nach konstruktionsmethodischen Kriterien Grundlagen und Beispiele. Dissertation der Ruhr-Universität Bochum, Bochum 1983.
- [G1] GEIER, N.: Untersuchung des Reibungs- und Verschleißverhaltens nasslaufender Kupplungen in Abhängigkeit der Reibflächentopographie. Dissertation der Technischen Universität München, 2003.
- [G2] GOLD, P. W.; SCHMIDT, A.; LOOS, J.; ASSMANN, C.: Viskosität-Druck- Koeffizienten von mineralischen und synthetischen Schmierölen. Tribologie und Schmierungs-technik, 48. Jahrgang, 1/2001, S.40-48.
- [G3] GRASWALD, CHR.: Reibung im elastohydrodynamischen Kontakt von Reibradgetrieben. Dissertation der Technischen Universität München, 2002.
- [H1] HERWIG, H.: Strömungsmechanik A-Z – Eine systematische Einordnung von Begriffen und Konzepten der Strömungsmechanik, 1. Auflage August 2004, Vieweg & Sohn Verlag/GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2004
- [H2] HILPERT, C.R.: Gyroscopically Induced Failure in Multiple Disc Clutches. SAE Technical Paper Series, paper 690066, Detroit (USA): SAE Publication, 1969.
- [H3] HÖHN, B.-R., MICHAELIS, K., KURTH, F.: Wirkungsgrad- und Leistungsflussanalysen für Handschalt- und Doppelkupplungsgetriebe, 1. Automobiltechnisches Kolloquium 16./17. April (2009) TUM Garching.
- [K1] KAEBERNICK, H.: Untersuchungen zum thermischen Verhalten von Elektromagnet-Lamellenkupplungen in Werkzeugmaschinen. Dissertation der Universität Berlin, 1973.

- [K2] KIRCHNER, E.: Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben, Grundlagen der Auslegung, Entwicklung und Validierung von Fahrzeuggetrieben und anderen Komponenten, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2007.
- [K3] KLAUSNER, M.: Untersuchung des Betriebsverhaltens naßlaufender Lamellenkupplungen bei höheren Relativedrehzahlen . FVA-Forschungsheft Nr. 308, 1991.
- [K4] KLAUSNER, M.: Untersuchung des Leerlaufverhaltens naßlaufender Lamellenkupplungen bei hohen Relativedrehzahlen. Dissertation der Universität der Bundeswehr Hamburg 1989.
- [K5] KNOLL, G., BACKHAUS K.: Reibmomentenaufbau in Synchronisierungen, Tribologie Fachtagung 2002 Reibung, Schmierung und Verschleiß, 24. bis 26. September 2001 Göttingen.
- [L1] LAUSTER, E.: Untersuchungen und Berechnungen zum Wärmehaushalt mechanischer Schaltgetriebe. Dissertation der Universität Stuttgart, 1980.
- [L2] LINKE, H.: Stirnradverzahnungen, Hanser Verlag, München, 1996.
- [M1] MANN, U.: Schmierfilmbildung in elastohydrodynamischen Kontakten, Einfluß verschiedener Grundöle und Viskositäts-Index-Verbesserer; Dissertation Technische Universität München, 1995.
- [M2] MAURER, J.: Lastunabhängige Verzahnungsverluste schnelllaufender Stirnradgetriebe, Dissertation der Universität Stuttgart, 1994.
- [M3] MAUZ, W.: Hydraulische Verluste bei Tauch- und Einspritzschmierung von Zahnradgetrieben, Dissertation der Universität Stuttgart, 1994.
- [M4] MEZGER, Th.: Das Rheologie Handbuch, Für Anwender von Rotations- und Oszillations-Rheometern, 2. überarbeitete Auflage, Hannover: Vincentz Network, 2006.
- [N1] NEUMÜLLER, M.: Einfluß der Ölalterung auf Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen, Dissertation der Universität München, 2001.
- [N2] NIEMANN G., WINTER H., HÖHN B.-R.: Maschinenelemente Band1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen, 4. Auflage.
- [N3] NIEMANN, G., WINTER, H.: Maschinenelemente, Band II, Springer Verlag, Berlin 1985.

- [N4] NOVAK, W.: Geräusch- und Wirkungsgradoptimierung bei Fahrzeuggetrieben durch Festrudentkopplung, Dissertation der Universität Stuttgart, 2010.
- [O1] OERLEKE, C.: Leerlaufverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen. FVA-Forschungsheft Nr. 607, 2000.
- [O2] OHLENDORF, H.: Verlustleistung und Erwärmung von Stirnrädern, Diss. TH München, 1958.
- [P1] PEEKEN, H.; DICKE, H.; WELSCH, G.: Viscosity-Pressure-Temperature-Characteristics of Different Types of Lubricants and their Possible Influence on Fatigue. 3<sup>rd</sup> World Congress on Gearing and Power Transmission, Paris, 1992, S. 527-536.
- [P2] V. PERPONCHER, C.: Einflüsse von Reibflächentopografie und Beanspruchungen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen. Dissertation TU München 1998.
- [P3] PFLAUM, H.: Das Reibungsverhalten ölgeschmierter Kegeleibkupplungen in Synchronisationseinrichtungen von Kraftfahrzeug-Schaltgetrieben. Diss. TU München 1988.
- [P4] POLL, G.; GATZEN, S.; WIENDL, S.; SPRECKELS, M.; GRONITZKI, M.: Korrelation mikrotribologischer Eigenschaften mit dem makroskopischen Reibungsverhalten am Beispiel von Synchronisierungen. Tribologie und Schmierungstechnik 47. Jahrgang 2/2000.
- [R1] REDLICH, A.: Simulation von Punktkontakten unter Mischreibungsbedingungen. Dissertation der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2002.
- [R2] RODERMUND, H.: Beitrag zur elastohydrodynamischen Schmierung von Evolvertenzahnradern. Dissertation der TU Clausthal, 1975.
- [R3] RYBORZ, J.: Klapper- und Rasselgeräuschverhalten von Pkw- und Nkw-Getrieben. Dissertation der Universität Stuttgart, 2003.
- [R4] RICHTLINIEN DES RATES VOM 20. MÄRZ 1970 ZUR ANGLEICHUNG DER RECHTSVORSCHRIFTEN DER MITGLIEDSSTAATEN ÜBER MASSNAHMEN GEGEN DIE VERUNREINIGUNGEN DER LUFT DURCH EMISSION VON KRAFTFAHRZEUGEN, 1970LO220 - DE-31.10.2002 - 020001 - 1.

- 
- [S1] SCHLENK, L.: Untersuchungen zur Fresstragfähigkeit von Großzahnradern, Dissertation TU München, 1995.
- [S2] SCHOLZ, U.: Instationäre Berechnung geschmierter Reibkontakte. Dissertation der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2008.
- [S3] SCHWARZE, H., SWOBODA S., BRENNER, G., AL-ZOUBI A., MUKINOVIC, M.: Numerische Simulation von Oberflächenrauigkeitseinflüssen auf laminare Schmierfilme mit Hilfe der lattice-Boltzmann-Methode, Tribologie + Schmierungstechnik 53. Jahrgang 3/2006.
- [S4] SKF: Hauptkatalog, Technische Unterlagen, 1994.
- [S5] SKUBACZ, T., OTTO, S., POLL G.: Untersuchungen von Schleppverlusten an Synchronisierungen, Getriebe in Fahrzeugen 2008, VDI-Berichte 2029, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2008.
- [S6] SOLOVYEV, S.: Reibungs- und Temperaturberechnung an Festkörper- und Mischreibungskontakten. Dissertation der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2006.
- [S7] SONG, H.S.; KLAUS, E.E.; DUDA, J.L.; WU, C.S.: A Simulation Study of the Influence of Pressure and Temperature on the Viscosity of Polymer Modified Lubricating Oils at High Shear Rates. STYLE Tribology Transactions, Vol. 35 (1992), 3, pp. 397-404.
- [S8] SPILKER, M.: Druck- und temperaturabhängige Eigenschaften von Schmierstoffen und Hydraulikflüssigkeiten. Dissertation der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, 1981.
- [T1] TEREKHOV, A.S.: Hydraulic losses in gearboxes with oil immersion, Russian Engineering Journal Vol. 55 (1975), Heft 5, S.7 - 11.
- [T2] TOMIC, D.: Zum Verschleiß von Kegelradkupplungen Einflüsse von Belastung und Schmierstoff auf Reibschichteigenschaften. Dissertation der Universität München, 2009.
- [V1] VOGELPOHL, G.: Die Stribeck-Kurve als Kennzeichen des allgemeinen Reibungsverhaltens geschmierter Gleitflächen, Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure Band 96 Nr.9, 21. März 1954.

- [W1] WALTER, P.: Grenzen der Tauchschmierung, Ölplanschverluste bei Tauchschmierung und Öleinspritzen in den Zahneingriff, FVA Forschungsvorhaben Nr.44, Heft 44, Abschlussbericht, 1979
- [W2] WEIDNER, G.: Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben. Dissertation der Universität Stuttgart, 1991.
- [W3] WILLIAMS, M.L.; LANDEL, R.F.; FERRY, J. D.: The Temperature Dependence of Relaxation Mechanisms in Amorphous Polymers and Other Glassforming Liquids. J. Am. Chem. Soc., Vol. 77, 1955, pp. 3701-3707.
- [W4] WINKLER, J.: Untersuchung der Einflüsse moderner Fertigungs- und Härteverfahren auf Reibflächentopografie sowie Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen. Forschungsvereinigung Antriebstechnik FVA Heft 797, Frankfurt 2006.
- [W5] WINKLER, J.: Tribologischer Schichtaufbau bei Synchronisierungen und sein Einfluss auf Reibung und Verschleiß, Dissertation TU München 2008.
- [W6] WIRTH, M.: Einfluss der Drainage-Makrogeometrie auf das Kaltschaltverhalten und die Lebensdauer von Synchronisierungen. Abschlussbericht der Forschungsvereinigung Antriebstechnik zum Vorhaben 520 (AiF-Nummer 14868N), Frankfurt, Okt.2008.
- [W7] WU, C.S.P.; MELODICK, T.; LIN, S.C.; DUDA, J.L.; KLAUS, E.E: The Viscous Behavior of Polymer Modified Lubricating Oils Over a Broad Range of Temperature and Shear Rate. ASME J. Tribology, Vol. 112, 1990, pp. 417-425
- [Y1] YASUTOMI, S.; BAIR, S.; WINTER, W.O.: An Application of a Free Volume Model to Lubricant Rheology 2 – Variation in Viscosity of Binary Blended Lubricants. Transactions of the ASME, Journal of Tribology, Vol. 106, pp. 304-314 1984.

## Verzeichnis betreuter Studienarbeiten

Im Rahmen dieser Arbeit entstanden an der Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau in den Jahren 2008 bis 2011 unter wesentlicher wissenschaftlicher, fachlicher und inhaltlicher Anleitung des Autors die im Folgenden aufgeführten studentischen Arbeiten, in welchen verschiedene Fragestellungen zum Schleppmomentverhalten von Synchronisierungen untersucht wurden. Die Ergebnisse sind in Teilen in das vorliegende Dokument eingeflossen. Der Autor dankt allen beteiligten Studenten für ihr Engagement.

Studierender	Studienarbeit
Fuchs, A.	Ermittlung der Einflussfaktoren auf das Schleppmoment von nicht geschalteten Synchronisierungen (Semesterarbeit)
	abgegeben im März 2011
	eingeflossen in Kapitel 3.2, 3.3.2, 3.4.4
Sperling, M.	Temperaturuntersuchung und Einfluss der Exzentrizität auf das Schleppmoment einer NFZ-Synchronisierung (Semesterarbeit)
	abgegeben im August 2011
	eingeflossen in Kapitel 3.2.3.2, 3.4.2, 3.4.5
Städele, A.	Modifikation und Inbetriebnahme eines Prüfstands zur Verlustleistungsmessung von nicht geschalteten Synchronisierungen und Lamellenkupplungen (Diplomarbeit)
	abgegeben im August 2008
	eingeflossen in Kapitel 3.5

## 6.2 Dissertationen der FZG

- 1 PERRET, H. Übertragung konstanter Leistung durch stufenlos mechanische Regeltriebe. TH Braunschweig 1935.
- 2 BELLMANN, H. Beiträge zur Prüfung von Bremsbelägen. TH Braunschweig 1939.
- 3 HIERSIG, H.M. Der Zusammenhang von Gestaltung und Beanspruchung bei Schneckengetrieben mit Evolventenverzahnung. TH Braunschweig 1943.
- 4 HELBIG, F. Walzenfestigkeit und Grübchenbildung von Zahnrad- und Wälzlagerwerkstoffen. TH Braunschweig 1943.
- 5 ARF, D. Pendelrollenlager mit symmetrischen und unsymmetrischen Rollen. TH Braunschweig 1944.
- 6 OESMANN, W. Entwicklung einer Stahlsand-Schalt- und Regelkupplung. TH Braunschweig 1945.
- 7 RUBO, E. Ermittlung der Achsfehler-Empfindlichkeit verschiedener Zylinder-Schneckengetriebe mit Hilfe des Einlauf-Abschliffvolumens. TH Braunschweig 1948.
- 8 GLAUBNITZ, H. Drehmomentmessungen zum Wendevorgang bei Raupenfahrwerken. TH Braunschweig 1948.
- 9 TALKE, H. Beiträge zur hydrodynamischen Schmiertheorie des ebenen Gleitschuhes auf ebener Fläche. TH Braunschweig 1948.
- 10 CRAMER, H. Über die Reibung und Schmierung feinmechanischer Geräte. TH Braunschweig 1949.
- 11 THOMAS, W. Reibscheiben-Regelgetriebe mit Linienberührung. TH Braunschweig 1949.
- 12 MAUSHAKE, W. Theoretische Untersuchung von Schneckengetrieben mit Globoidschnecke und Stirnrad. TH Braunschweig 1950.



- 
- 13 KRAUPNER, K.W. Das plastische Verhalten umlaufender Stahlrollen bei Punktberührung. TH Braunschweig 1951.
- 14 BANASCHEK, K. Die Gleitreibung geschmierter Flächen kleiner Schmiegun. Einfluß von Werkstoffpaarung, Krümmung, Oberfläche und Schmierstoff. TH Braunschweig 1951.
- 15 HEYER, E. Versuche mit Zylinderschneckenrieben. Einfluß von Zahnform, Modul, Durchmesser und Schmierstoff auf Verlustleistung und Tragfähigkeit. TH München 1952.
- 16 HENTSCHEL, G. Der Hochleistungswälztrieb. Entwicklungsstand und Entwicklungsmöglichkeiten. TH München 1952.
- 17 WINTER, H. Tragfähigste Evolventengeradverzahnung. TH München 1954.
- 18 ROY, A.K. Spannungsoptische Untersuchung eines schrägverzahnten Stirnrades. TH München 1957.
- 19 RETTIG, H. Dynamische Zahnkraft. TH München 1957.
- 20 OHLENDORF, H. Verlustleistung und Erwärmung von Stirnrädern. TH München 1958.
- 21 UNTERBERGER, M. Geräuschuntersuchungen an geradverzahnten Zahnrädern. TH München 1958.
- 22 LOOMAN, J. Das Abrichten von profilierten Schleifscheiben zum Schleifen von schrägverzahnten Stirnrädern. TH München 1959.
- 23 JARCHOW, F. Versuche an Stirnrad-Globoidschneckenrieben. TH München 1960.
- 24 POPOVIC, L. Einfluß von Zahnform und Bearbeitung auf die Zahnfußfestigkeit. TH München 1960.
- 25 EHRENSPIEL, K. Die Festkörperreibung von geschmierten und ungeschmierten Metallpaarungen mit Linienberührung. TH München 1962.
- 26 PITTROFF, H. Riffelbildung infolge Stillstandserschütterungen bei Wälzlagern. TH München 1962.

- 27 SCHREIBER, H. Zur Auswertung von Lebensdauerversuchen an Wälzlagern. TH München 1962.
- 28 ROTH, K. Untersuchungen über die Eignung der Evolventenzahnform für eine allgemein verwendbare feinwerktechnische Normverzahnung. TH München 1963.
- 29 NARUSE, Ch. Verschleiß, Tragfähigkeit und Verlustleistung bei Schraubengradgetrieben. TH München 1964.
- 30 GARTNER, F. Die Mischreibung bei Linienberührung. TH München 1964.
- 31 ASSMANN, H. Vergleichende Untersuchung von Getriebeölen im FZG-Stirnrad- und Esso-Hypoidprüfstand. TH München.
- 32 REISTER, D. Einseitiges Breitentragen bei Stirnrädern. TH München 1965.
- 33 KORRENN, H. Gleitreibung in den Kontaktstellen zwischen den Wälzkörpern und den Laufbahnen der Ringe von Wälzlagern. TH München 1965.
- 34 HÖSEL, Th. Geräuschuntersuchungen an schrägverzahnten Stirnrädern mit Evolventenverzahnung. TH München 1965.
- 35 LANGENBECK, K. Die Verschleiß- und Freßgrenzlast der Hypoidgetriebe. TH München 1966.
- 36 MEMMEL, M. Untersuchungen über die Tragfähigkeit und Gebrauchsdauer von Gelenklagern. TH München 1966.
- 37 BÖTSCH, H. Der Einfluß der Oberflächenbearbeitung und -behandlung auf die Flankenfestigkeit von Stirnrädern aus Vergütungsstahl. TH München 1966.
- 38 LECHNER, G. Die Freßlastgrenze bei Stirnrädern aus Stahl. TH München 1966.
- 39 LANGE, S. Untersuchungen von Helicon- und Spiroidgetrieben mit abwickelbaren Schneckenflanken nach der hydrodynamischen und nach der Hertzschen Theorie. TH München 1967.

- 
- 40 SCHWÄGERL, D. Untersuchung von Helicon- und Spiroidgetrieben mit trapezförmigem Schneckenprofil nach der Hertzschen und nach der hydrodynamischen Theorie. TH München 1967.
- 41 MICHELS, K. Schneckengetriebe mit Werkstoffpaarung Stahl/Grauguß. TH München 1968.
- 42 GACKSTETTER, G. Verlustarme Verzahnung. TH München 1968.
- 43 GEUPEL, H. Flüssigkeitsreibung bei Punktberührung. TH München 1969.
- 44 GREKOUSSIS, R. Vergleichende Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit von Hypoid- und Stirnrädern. TH München 1969.
- 45 BAETHGE, J. Zahnfederhärte, Drehwegfehler und Geräusch bei Stirnrädern. TH München 1969.
- 46 SCHULZ, H.D. Untersuchung über Tragfähigkeiten und Verlustleistung von Schneckengetrieben mit trapezförmigem Schneckenprofil und kegeliger Schnecke. TH München 1969.
- 47 STÖLZLE, K. Leistungsübertragung in Planetengetrieben bei statischem und dynamischem Betrieb. Berechnung, Optimierung und Versuchsergebnisse. TH München 1970.
- 48 SEITZINGER, K. Die Erwärmung einsatzgehärteter Zahnräder als Kennwert für ihre Freßtragfähigkeit. TU München 1971.
- 49 STÖSSEL, K. Reibungszahlen unter elasto-hydrodynamischen Bedingungen. TU München 1971.
- 50 SCHMIDT, G. Berechnung der Wälzpressung schrägverzahnter Stirnräder unter Berücksichtigung der Lastverteilung. TU München 1972.
- 51 HIRT, M. Einfluß der Zahnfußausrundung auf Spannung und Festigkeit von Geradstirnrädern. TU München 1974.
- 52 WILKESMANN, H. Berechnung von Schneckengetrieben mit unterschiedlichen Zahnprofilformen (Tragfähigkeits- und Verlustleistung für Hohlkreis-, Evolventen- und Geradlinienprofil). TU München 1974.

- 53 RICHTER, M. Der Verzahnungswirkungsgrad und die Freßtragfähigkeit von Hypoid- und Schraubenradgetrieben - Versuchsergebnisse und Berechnungsmethoden. TU München 1976.
- 54 RÖSCH, H. Untersuchungen zur Wälzfestigkeit von Rollen - Einfluß von Werkstoff, Wärmebehandlung und Schlupf. TU München 1976.
- 55 GAGGERMEIER, H. Untersuchungen zur Reibkraftübertragung in Regel-Reibradgetrieben im Bereich elasto-hydrodynamischer Schmierung. TU München 1977.
- 56 KÄSER, W. Beitrag zur Grübchenbildung an gehärteten Zahnrädern. Einfluß von Härtetiefe und Schmierstoff auf die Flankentragfähigkeit. TU München 1977.
- 57 KNABEL, W. Geräusche und Schwingungen an Stirnradgetrieben. Untersuchungen geometrischer Einflüsse bei hohen Drehzahlen und Belastungen. TU München 1977.
- 58 WIRTH, X. Über den Einfluß von Schleifkerben auf die Zahnfußtragfähigkeit und das Schädigungsverhalten oberflächengehärteter Zahnräder. TU München 1977.
- 59 HUBER, G. Zylinderschneckengetriebe, ein Beitrag zur Berechnung von Grübchen- und Gleitverschleiß und Angaben zum Wirkungsgradverhalten aus Versuchen. TU München 1978.
- 60 BROSSMANN, U. Über den Einfluß der Zahnfußausrundung und des Schrägungswinkels auf Beanspruchung und Festigkeit schrägverzahnter Stirnräder. TU München 1979.
- 61 PLEWE, H.-J. Untersuchungen über den Abriebverschleiß von geschmierten, langsam laufenden Zahnrädern. TU München 1980.
- 62 FRESEN, G. Untersuchungen über die Tragfähigkeit von Hypoid- und Kegelradgetrieben (Grübchen, Ridging, Rippling, Graufleckigkeit und Zahnbruch). TU München 1981.
- 63 OSTER, P. Beanspruchung der Zahnflanken unter Bedingungen der Elasto-hydrodynamik. TU München 1982.

- 
- 64 HORNING, K. Zahnräder aus Bainitischem Gusseisen mit Kugelgraphit. TU München 1983.
- 65 WEISS, T. Zum Festigkeits- und Verzugverhalten von randschichtgehärteten Zahnrädern. TU München 1983.
- 66 VOJACEK, H. Das Reibungsverhalten von Fluiden unter elastohydrodynamischen Bedingungen. Einfluß der chem. Struktur des Fluides, der Werkstoffe und der Makro- und Mikrogeometrie der Gleit/Wälzkörper. TU München 1984.
- 67 SCHÖNNENBECK, G. Einfluß der Schmierstoffe auf die Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit und Grübchenbildung) hauptsächlich im Umfangsgeschwindigkeitsbereich 1...9 m/s. TU München 1984.
- 68 WIENER, H. Untersuchung der Rollenkinematik im Axial-Pendelrollenlager. TU München 1984.
- 69 MATHIAK, D. Untersuchungen über Flankentragfähigkeit, Zahnfußtragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinderschneckengetrieben. TU München 1984.
- 70 STRASSER, H. Einflüsse von Verzahnungsgeometrie, Werkstoff und Wärmebehandlung auf die Zahnfußtragfähigkeit. TU München 1984.
- 71 JOACHIM, F.-J. Untersuchungen zur Grübchenbildung an vergüteten und normalisierten Zahnrädern (Einfluß von Werkstoffpaarung, Oberflächen- und Eigenspannungszustand). TU München 1984.
- 72 GERBER, H. Innere dynamische Zusatzkräfte bei Stirnradgetrieben – Modellbildung, innere Anregung und Dämpfung. TU München 1984.
- 73 SIMON, M. Messung von elasto-hydrodynamischen Parametern und ihre Auswirkung auf die Grübchentragfähigkeit vergüteter Scheiben und Zahnräder. TU München 1984.
- 74 SCHMIDT, W. Untersuchungen zur Grübchen- und zur Zahnfußtragfähigkeit geradverzahnter evolventischer Innenstirnräder. TU München 1984.

- 75 FUNCK, G. Wärmeabführung bei Getrieben unter quasistationären Betriebsbedingungen. TU München 1985.
- 76 PAUL, M. Einfluß von Balligkeit und Lageabweichungen auf die Zahnfußbeanspruchung spiralverzahnter Kegelräder. TU München 1986.
- 77 HOPPE, F. Das Abschalt- und Betriebsverhalten von mechanischen Sicherheitskupplungen. TU München 1986.
- 78 MICHAELIS, K. Die Integraltemperatur zur Beurteilung der Freßtragfähigkeit von Stirnradgetrieben. TU München 1987.
- 79 WECH, L. Untersuchungen zum Wirkungsgrad von Kegelrad- und Hypoidgetrieben. TU München 1987.
- 80 KNAUER, G. Zur Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder - Einfluß von Werkstoff, Schmierstoff und Betriebstemperatur. TU München 1988.
- 81 PLACZEK, T. Lastverteilung und Flankenkorrektur in gerad- und schrägverzahnten Stirnradstufen. TU München 1988.
- 82 PFLAUM, H. Das Reibungsverhalten ölgeschmierter Kegelreibkupplungen in Synchronisationseinrichtungen von Kraftfahrzeug-Schaltgetrieben. TU München 1988.
- 83 BRINCK, P. Zahnfußtragfähigkeit oberflächengehärteter Stirnräder bei Lastrichtungsumkehr. TU München 1989.
- 84 entfallen
- 85 NEUPERT, K. Verschleißtragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinder-Schneckengetrieben. TU München 1990.
- 86 PREXLER, F. Einfluß der Wälzflächenrauheit auf die Grübchenbildung vergüteter Scheiben im EHD-Kontakt. TU München 1990.
- 87 SCHALLER, K.-V. Betriebsfestigkeitsuntersuchungen zur Grübchenbildung an einsatzgehärteten Stirnradflanken. TU München 1990.

- 
- 88 COLLENBERG, H.-F. Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit schnelllaufender Stirnradgetriebe. TU München 1991.
- 89 MÜLLER, R. Schwingungs- und Geräuschanregung bei Stirnradgetrieben. TU München 1991.
- 90 ANZINGER, M. Werkstoff- und Fertigungseinflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit, insbesondere im hohen Zeitfestigkeitsgebiet. TU München 1991.
- 91 KAGERER, E. Messung von elasto-hydrodynamischen Parametern im hochbelasteten Scheiben- und Zahnkontakt. TU München 1991.
- 92 HASLINGER, K. Untersuchungen zur Grübchentragfähigkeit profilkorrigierter Zahnräder. TU München 1991.
- 93 VOLLHÜTER, F. Einfluß der Achsversetzung auf die Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit von spiralverzahnten Kegelrädern. TU München 1992.
- 94 PINNEKAMP, B. Das Schaltverhalten von PKW-Getriebesynchronisierungen. TU München 1992.
- 95 SCHUBERT, M. Einfluß der Befestigungsart und Radkranzdicke auf die Zahntragfähigkeit von Innenstirnrädern. TU München 1993.
- 96 STEINGRÖVER, K. Untersuchung zu Verschleiß, Verlustgrad und Fressen bei Zylinder-Schneckengetrieben. TU München 1993.
- 97 ELSTORPFF, M.-G. Einflüsse auf die Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder bis in das höchste Zeitfestigkeitsgebiet. TU München 1993.
- 98 EMMERT, S. Untersuchungen zur Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit, Grübchenbildung) schnelllaufender Stirnradgetriebe. TU München 1994.
- 99 SUCHANDT, Th. Betriebsfestigkeitsuntersuchungen zur Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder und zur Bruchfestigkeit vergüteter Laschenkettens. TU München 1994.

- 
- 100 HÄMMERL, B. Lebensdauer- und Temperaturverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen bei Lastkollektivbeanspruchung. TU München 1994.
- 101 WEISS, R. Einfluß der Ölalterung auf die Zahnflankentragfähigkeit. TU München 1994.
- 102 SCHLENK, L. Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit von Großzahnradern. TU München 1995.
- 103 MANN, U. Schmierfilmbildung in elastohydrodynamischen Kontakten, Einfluß verschiedener Grundöle und Viskositäts-Index-Verbesserer. TU München 1995.
- 104 RUDZEWSKI, S. Systemtechnische Verknüpfung eingeführter Getrieberechnungsprogramme. TU München 1995.
- 105 RANK, R. Untersuchungen zur Lebensdauerprüfung von Synchronisierungen. TU München 1995.
- 106 EBERSPÄCHER, C. Reihenfolgeeffekte bei der Grübchen-Betriebsfestigkeit einsatzgehärteter Zahnräder. TU München 1995.
- 107 RANK, B. Untersuchungen zur Grübchenbildung bei Zylinder-Schneckengetrieben. TU München 1996.
- 108 SATTELBERGER, K. Schwingungs- und Geräuschanregung bei ein- und mehrstufigen Stirnradgetrieben. TU München 1997.
- 109 HIRSCHMANN, V. Tragfähigkeitsuntersuchungen an stufenlosen Umschlingungsgetrieben. TU München 1997.
- 110 THOMAS, J. Flankentragfähigkeit und Laufverhalten von hartfeinbearbeiteten Kegelrädern. TU München 1998.
- 111 WIKIDAL, F. Berechnung der Flankenpressung gerad- und schrägverzahnter Stirnräder für last- und fertigungsbedingte Abweichungen. TU München 1998.
- 112 PERPONCHER, V., CH. Einflüsse von Reibflächentopographie und Beanspruchungen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen. TU München 1998.



- 
- 113 SCHEDL, U. Einfluß des Schmierstoffs auf die Grübchenlebensdauer einsatzgehärteter Zahnräder. TU München 1998.
- 114 VOLLMER, T. Methodik zur Entwicklung einer Fahrstrategie für Fahrzeuge, ausgeführt am Beispiel des Autarken Hybrids. TU München 1998.
- 115 HEITMANN, A. Entwicklung des  $i^2$ -Getriebes für den Autarken Hybrid-Antriebsstrang. TU München 1998.
- 116 PFLEGER, F. Schalt- und Lebensdauerverhalten von Lamellenkupplungen. TU München 1998.
- 117 KERSCHL, S. Der Autarke Hybrid - Optimierung des Antriebsstrangs hinsichtlich Energieverbrauch und Bestimmung des Einsparpotentials, TU München 1998.
- 118 DÖBEREINER, R. Tragfähigkeit von Hochverzahnungen geringer Schwingungsanregung, TU München 1998.
- 119 WEIGAND, U. Werkstoff- und Wärmebehandlungseinflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit, TU München 1999.
- 120 SCHRADE, U. Einfluß von Verzahnungsgeometrie und Betriebsbedingungen auf die Graufleckentragfähigkeit von Zahnradgetrieben, TU München 2000.
- 121 KÖLL, J. Konstruktion des Getriebes für ein Pkw-Hybridantriebssystem, TU München 2000.
- 122 FÖRSTER, W. Der Lastschaltvorgang beim stufenlosen  $i^2$ -Getriebe des Autarken Hybrid-Antriebsstrangs, TU München 1999.
- 123 LANGE, N. Hoch fresstragfähige Schneckengetriebe mit Rädern aus Sphaeroguß, TU München 2000.
- 124 LUTZ, M. Methoden zur rechnerischen Ermittlung und Optimierung von Tragbildern an Schneckengetrieben, TU München 2000.
- 125 KOPATSCH, F. Wirksamkeit von Viskositätsindex-Verbesserern im EHD-Zahnradkontakt, TU München 2000.

- 
- 126 BAYERDÖRFER, I. Einfluß von betriebsbedingten Schmierstoffveränderungen auf die Flankentragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder, TU München 2000.
- 126e DOMIAN, H.-J. Systematische Synthese von Getriebestrukturen der Vorgelegebauart. TU München 2001.
- 127 TOBIE, T. Zur Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder, TU München 2001.
- 128 STAHL, K. Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Gerad- und Schrägverzahnungen unter besonderer Berücksichtigung der Pressungsverteilung, TU München 2001.
- 129 NEUMÜLLER, M. Einfluß der Ölalterung auf Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen, TU München 2001.
- 130 MOSBACH, C. Das Reibungs- und Reibschwing-Verhalten nasslaufender Lamellenkupplungen, TU München 2002.
- 131 DYLA, A. Modell einer durchgängig rechnerbasierten Produktentwicklung, TU München 2002.
- 132 GRASWALD, C. Reibung im elastohydrodynamischen Kontakt von Reibradgetrieben, TU München 2002.
- 133 GEISER, H.. Grundlagen zur Beurteilung des Schwingungsverhaltens von Stirnrädern, TU München 2002.
- 134 SCHINAGL, S. Zahnfußtragfähigkeit schrägverzahnter Stirnräder unter Berücksichtigung der Lastverteilung, TU München 2002.
- 135 DOLESCHEL, A. Wirkungsgradberechnung von Zahnradgetrieben in Abhängigkeit vom Schmierstoff, TU München 2003.
- 136 ANNAST, R. Kegelrad-Flankenbruch, TU München 2003
- 137 SÜSSMUTH, J.-F. Eignungsbeurteilung von Schmierstoffen für stufenlose Umschlingungsgetriebe, TU München 2003.
- 138 MATTEN, D. Methode zur Entwicklung ingenieurwissenschaftlicher Berechnungsprogramme, TU München 2003.

- 
- 139 GEIER, N. Untersuchung des Reibungs- und Verschleißverhaltens nasslaufender Kupplungen in Abhängigkeit ihrer Reibflächentopographie, TU München 2003
- 140 HERTTER, T. Rechnerischer Festigkeitsnachweis der Ermüdungstragfähigkeit vergüteter und einsatzgehärteter Stirnräder, TU München 2003.
- 141 KRIEGER, H. Alterung von Schmierstoffen im Zahnradprüfstand und in Praxisgetrieben, TU München 2004.
- 142 STEUTZGER, M. Einfluß der Baugröße auf die Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder, TU München 2004.
- 143 SCHMIDBAUER, T. Aufbau und Erprobung des Autarken Hybrid-Antriebsstrangs im Versuchsfahrzeug. TU München 2004.
- 144 LIU, W. Einfluss verschiedener Fertigungsverfahren auf die Graufleckentragfähigkeit von Zahnradgetrieben. TU München 2004.
- 145 FEHLING, R. Höhere Tragfähigkeit bei Zahnradflanken durch eine nichtevolventische Profilmodifikation. TU München 2004.
- 146 GUTTENBERG, P. Der autarke Hybrid am Prüfstand - Funktion, Kraftstoffverbrauch und energetische Analyse. TU München 2004.
- 147 WIMMER, T. Einflüsse auf das Lastübernahmeverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen. TU München 2004.
- 148 RADEV, T. Einfluss des Schmierstoffes auf die Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder - Entwicklung des Praxisnahen Pittingtests. TU München 2005.
- 149 KRASDEV, I. Optimierung des Lastschaltvorgangs im  $i^2$ -Getriebe. TU München 2005.
- 150 HEILEMANN, J. Tragfähigkeit und Wirkungsgrad bei unterschiedlichen Schnecken-Zahnflankenformen unter Berücksichtigung der Oberflächenhärte und Härtetiefe. TU München 2005.
- 151 HEIZENRÖTHER, M. Das Stirnraddifferenzial mit Innenverzahnung im Vergleich zum Kegelraddifferenzial inklusive einer Sperrwertanalyse. TU München 2005.

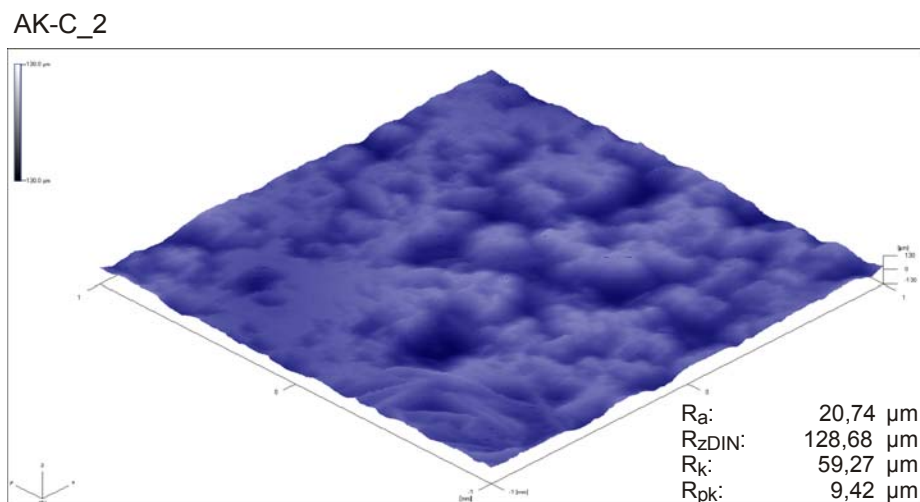
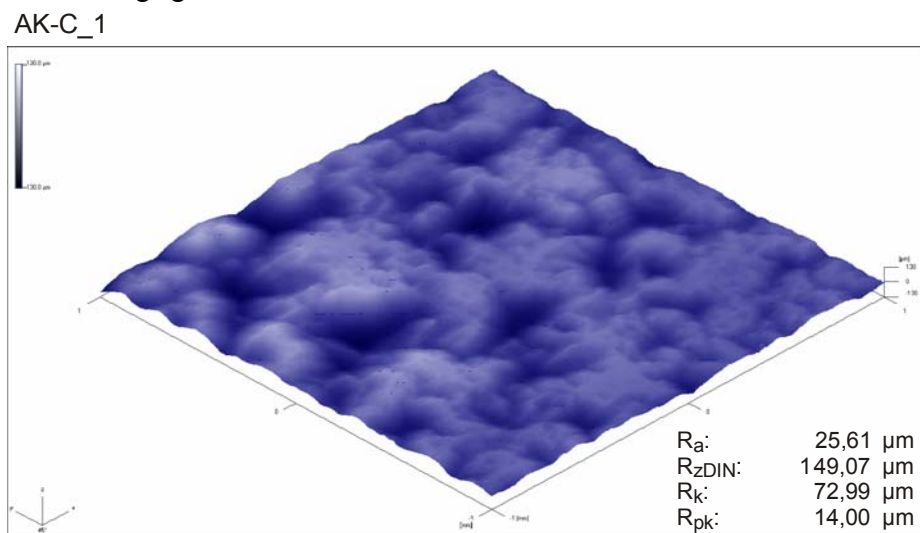
- 152 WIMMER, A. Lastverluste von Stirnradverzahnungen - Konstruktive Einflüsse, Wirkungsgradmaximierung, Tribologie. TU München 2006.
- 153 BRUCKMEIER, S. Flankenbruch bei Stirnradgetrieben. TU München 2006.
- 154 HAUSER, C. Einfluss der Ölalterung auf Reibcharakteristik und Reibschwingverhalten von Lamellenkupplungen. TU München 2007.
- 155 GROSSL, A. Einfluss von PVD-Beschichtungen auf die Flanken- und Fußtragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder. TU München 2007.
- 156 STEINBERGER, G. Optimale Grübchentragfähigkeit von Schrägverzahnungen. TU München 2007.
- 157 JAROS, M. Integration des STEP-Produktmodells in den Getriebeentwicklungsprozess. TU München 2007.
- 158 RADEV, S. Einfluss von Flankenkorrekturen auf das Anregungsverhalten gerad- und schrägverzahnter Stirnradpaarungen. TU München 2007.
- 159 BRAYKOFF, C. Tragfähigkeit kleinmoduliger Zahnräder. TU München 2007.
- 160 STANGL, M. Methodik zur kinematischen und kinetischen Berechnung mehrwelliger Planeten-Koppelgetriebe. TU München 2007.
- 161 STENICO, A. Werkstoffmechanische Untersuchungen zur Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder. TU München 2007.
- 162 SCHWIENBACHER, S. Einfluss von Schleifbrand auf die Flankentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder. TU München 2008.
- 163 WINKLER, J. Tribologischer Schichtaufbau bei Synchronisierungen und sein Einfluss auf Reibung und Verschleiß. TU München 2008.
- 164 WIRTH, C. Zur Tragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidgetrieben. TU München 2008.
- 165 KREIL, O. Einfluss der Oberflächenstruktur auf Druckverteilung und Schmierfilmdicke im EHD-Kontakt. TU München 2009.

- 
- 166 OTTO, H.-P. Flank load carrying capacity and power loss reduction by minimised lubrication. TU München 2009.
- 167 OTTO, M. Lastverteilung und Zahnradtragfähigkeit von schrägverzahnten Stirnrädern. TU München 2009.
- 168 TOMIC, D. Zum Verschleiß von Kegelreibkupplungen - Einflüsse von Belastung und Schmierstoff auf Reibschichteigenschaften. TU München 2009.
- 169 WEISEL, C. Schneckengetriebe mit lokal begrenztem Tragbild. TU München 2009.
- 170 WEITL, R. Zur Tragfähigkeitsberechnung von Wälzlagern und Stirnrädern. TU München 2010.
- 171 MULZER, F. Systematik hochübersetzender coaxialer Getriebe. TU München 2010.
- 172 SCHUDY, J. Untersuchungen zur Flankentragfähigkeit von Außen- und Innenverzahnungen. TU München 2010.
- 173 BRETL, N. Einflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder im Bereich hoher Lastspielzahlen. TU München 2010.
- 174 GRIGGEL, T. Einfluss der Fertigungsqualität auf die Schwingungsanregung von Stirnrädern. TU München 2010.
- 175 LAYHER, M. Einfluss der Schmierstoffadditivierung auf das Reibungsverhalten nasslaufender Reibschaltelemente. TU München 2011.
- 176 HOCHMANN, M. Zahnradtragfähigkeit bei Schmierung mit Getriebefließfetten. TU München 2011.
- 177e DETZEL, J. Tribologische Untersuchungen an Achsgetrieben zur Verbesserung des Wirkungsgrads. TU München 2011.
- 178 ZIEGLER, A. Zur verkürzten Systemlebensdauerprüfung von Zahnradgetrieben. TU München 2011.
- 179 THOMA, F. Lastübertragung im verformten System Lager-Welle-Zahnrad. TU München 2012.

- 180 FRÜHE, T. Berechnung und Minimierung der Zahnfußspannung von Standard- und LowLos-Verzahnungen. TU München 2012.
- 181 WITZIG, J. Flankenbruch – Eine Grenze der Zahnradtragfähigkeit in der Werkstofftiefe. TU München 2012.
- 182 KLEIN, M. Zur Fresstragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidgetrieben. TU München 2012.
- 183 KURTH, F. Efficiency Determination and Synthesis of Complex-Compound Planetary Gear Transmissions. TU München 2012.
- 184 WOHLLEBER, F. Thermischer Haushalt nasslaufender Lamellenkupplungen. TU München 2012.
- 185 HEIDER, M. Schwingungsverhalten von Zahnradgetrieben. TU München 2012.
- 186 MONZ, A. Tragfähigkeit und Wirkungsgrad von Schneckengetrieben bei Schmierung mit konsistenten Getriebefetten. TU München 2012.
- 187 WIRTH, M. Schleppmomente in Synchronisierungen von Fahrzeuggetrieben. TU München 2012.

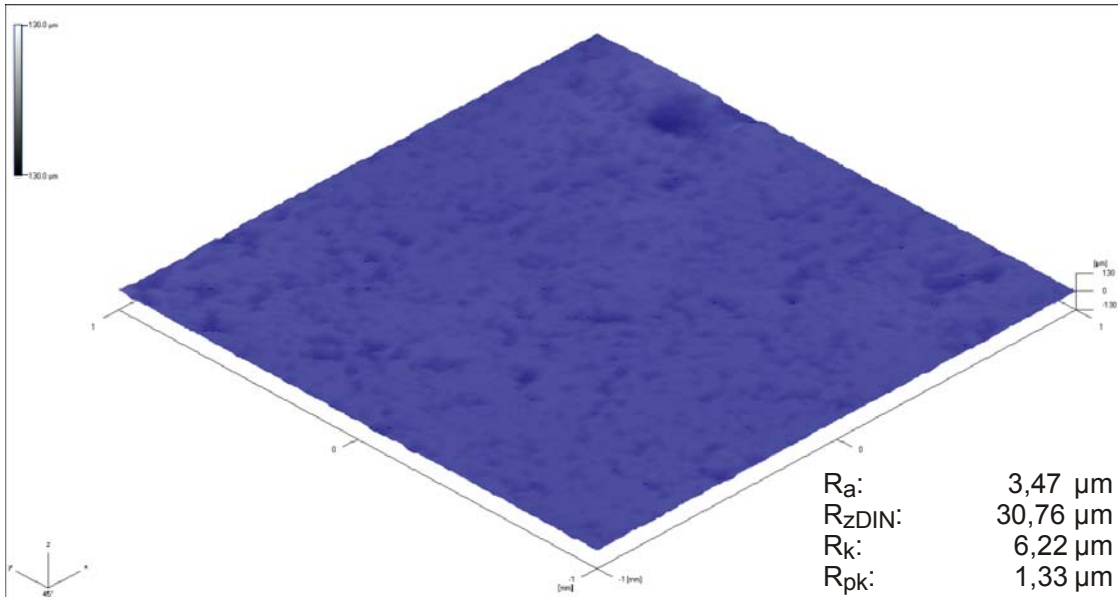
# 7 ANHANG

Die flächenbezogenen Topografiekennwerte der Synchronisierungen sind in den Abbildungen ergänzend angegeben.



**Bild 7-1:** Außenkonussynchronisierung Ø83,5 mm / EF5010

TK89HSI1



TK89HSI2

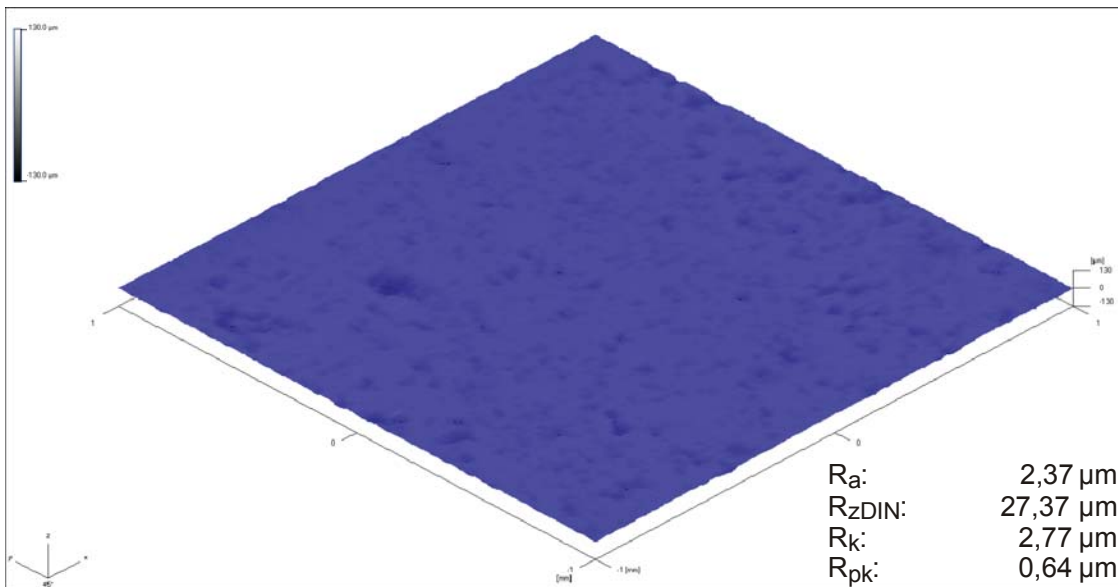
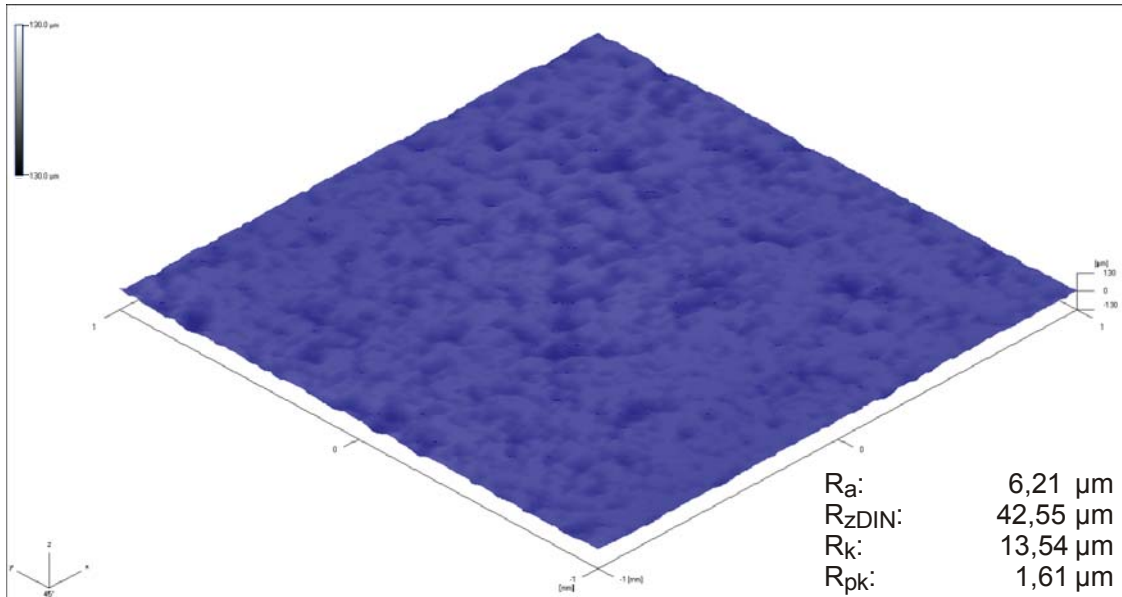


Bild 7-2: TK89 – HS45 / Innenring



TK89HSZ1



TK89HSZ2

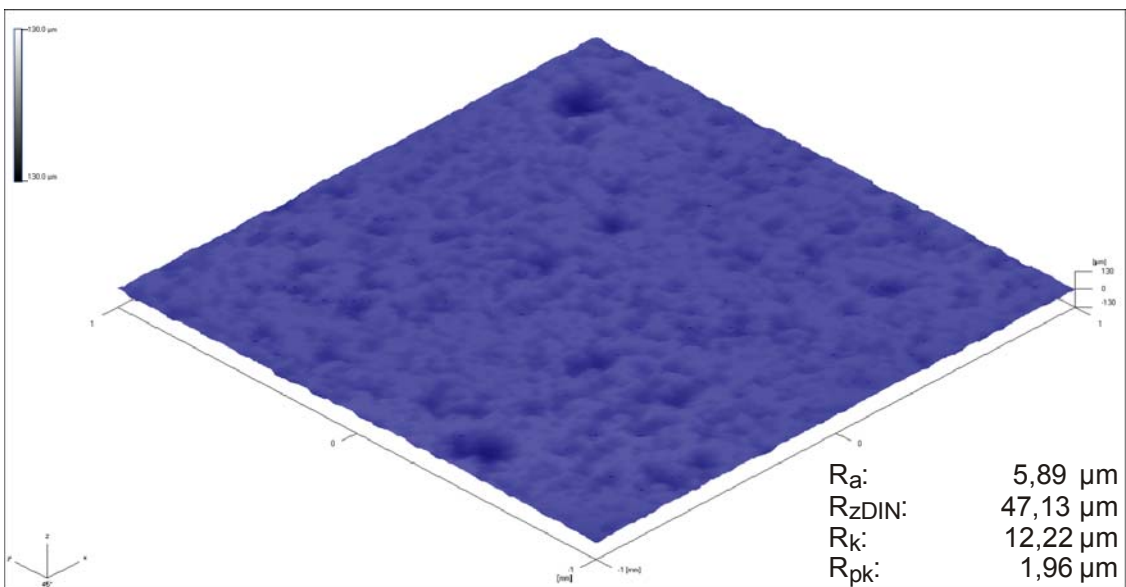
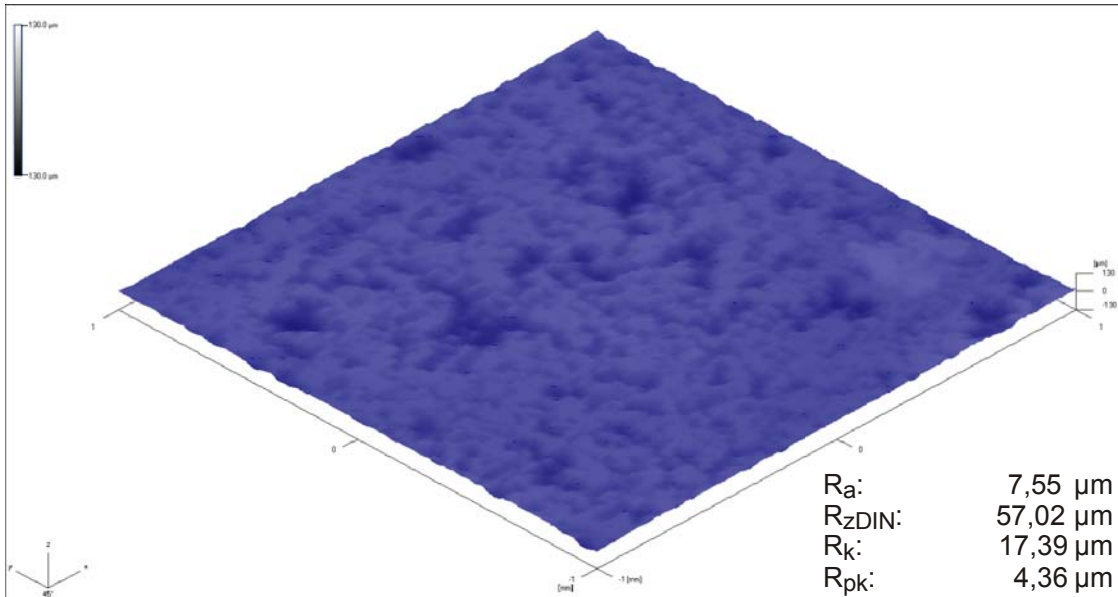


Bild 7-3: TK89 – HS45 / Zwischenring Innen

TK89HSZ3



TK89HSZ4

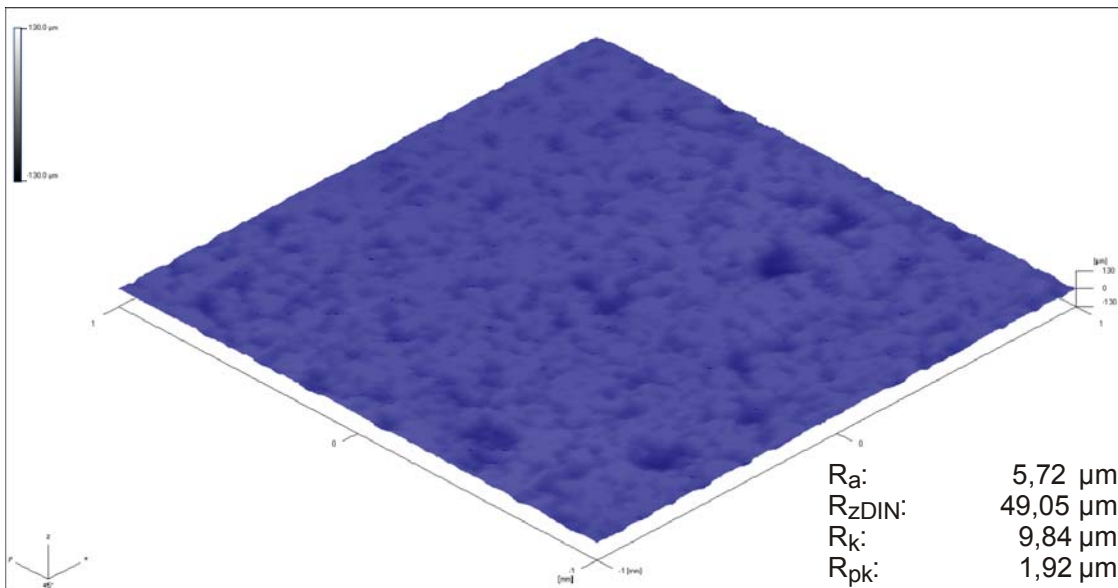
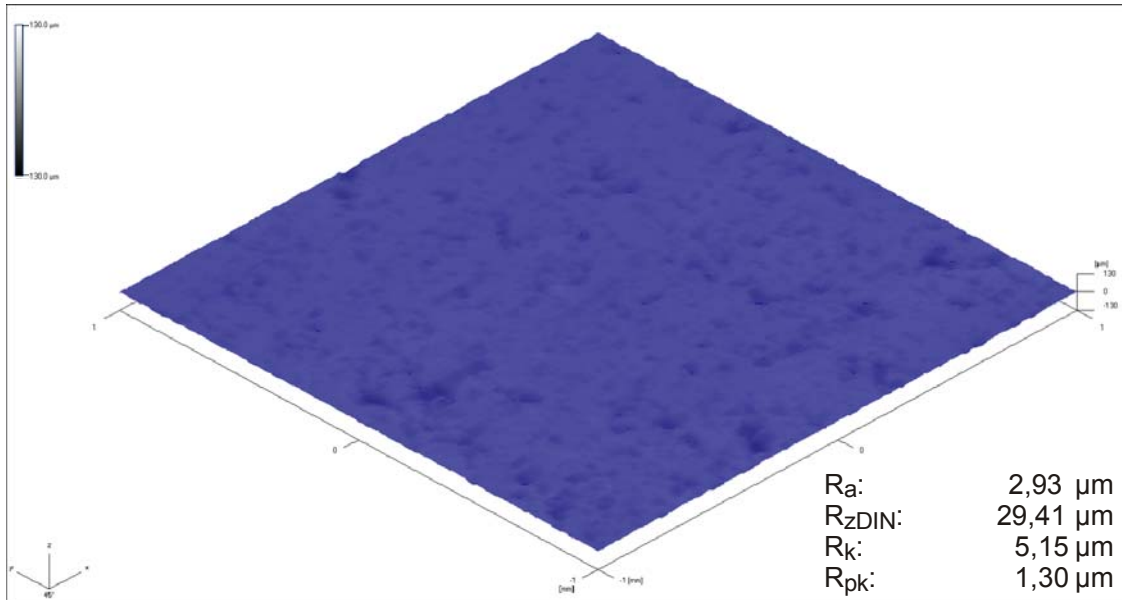
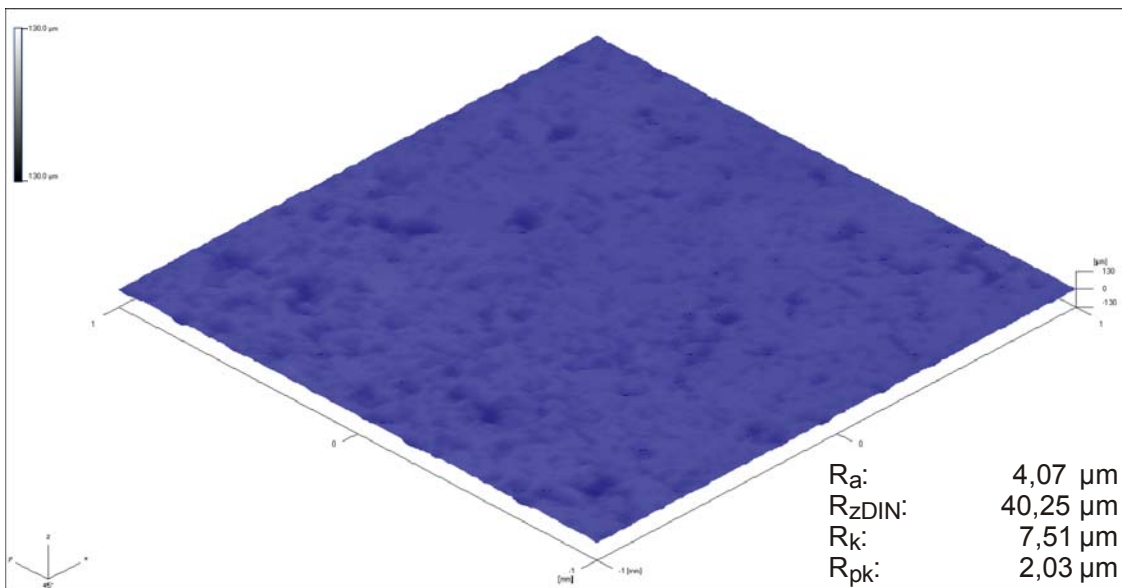


Bild 7-4: TK89 – HS45 / Zwischenring Außen

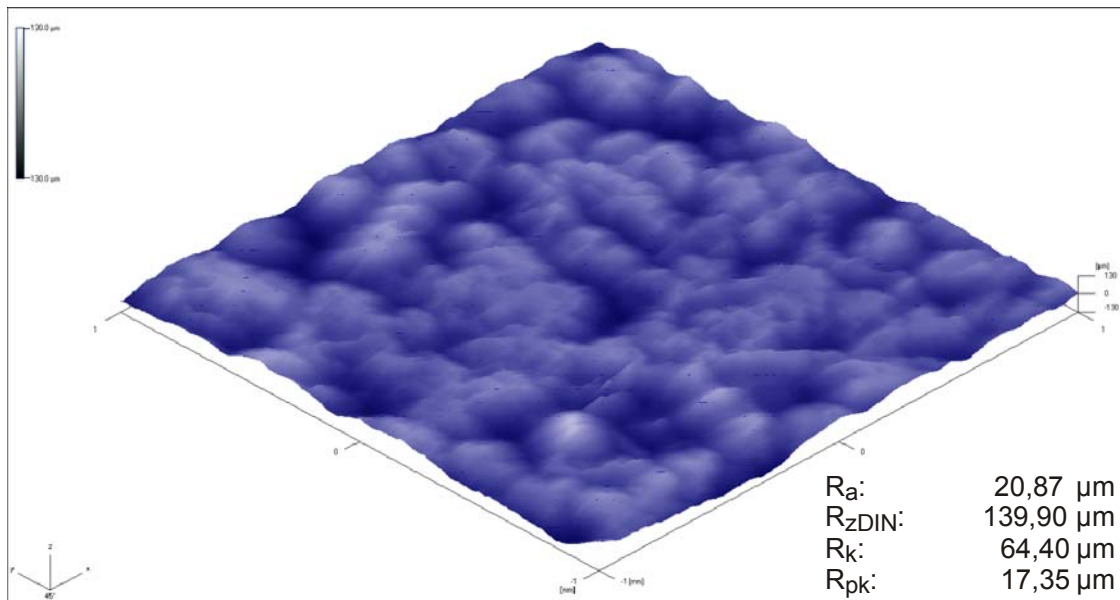
TK89C-I1



TK89C-I2

**Bild 7-5:** TK89-EF5010 Innenring (HS45 Belag)

TK89CZI1



TK89CZI2

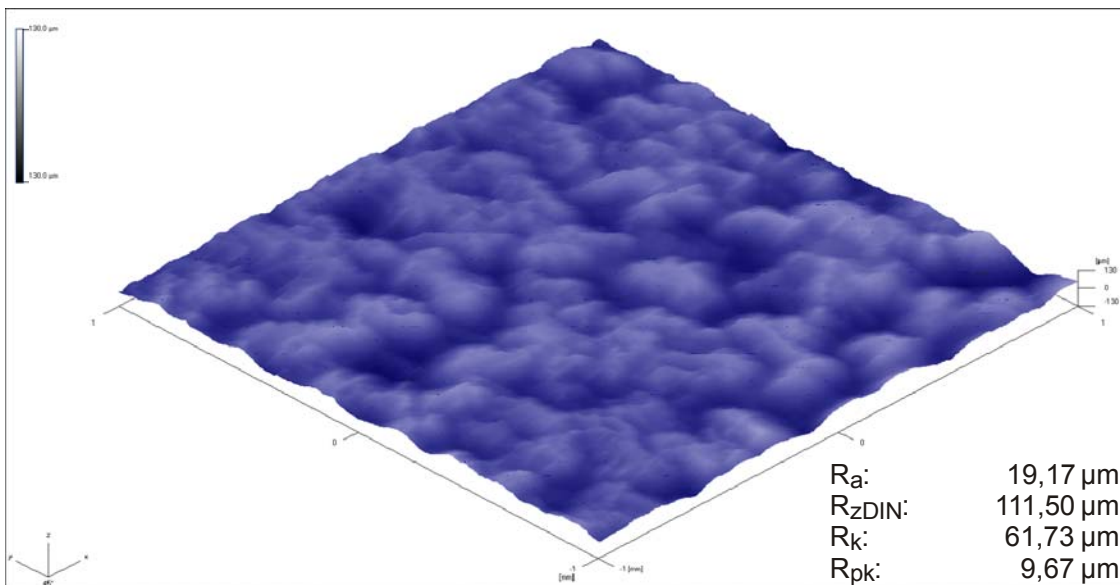
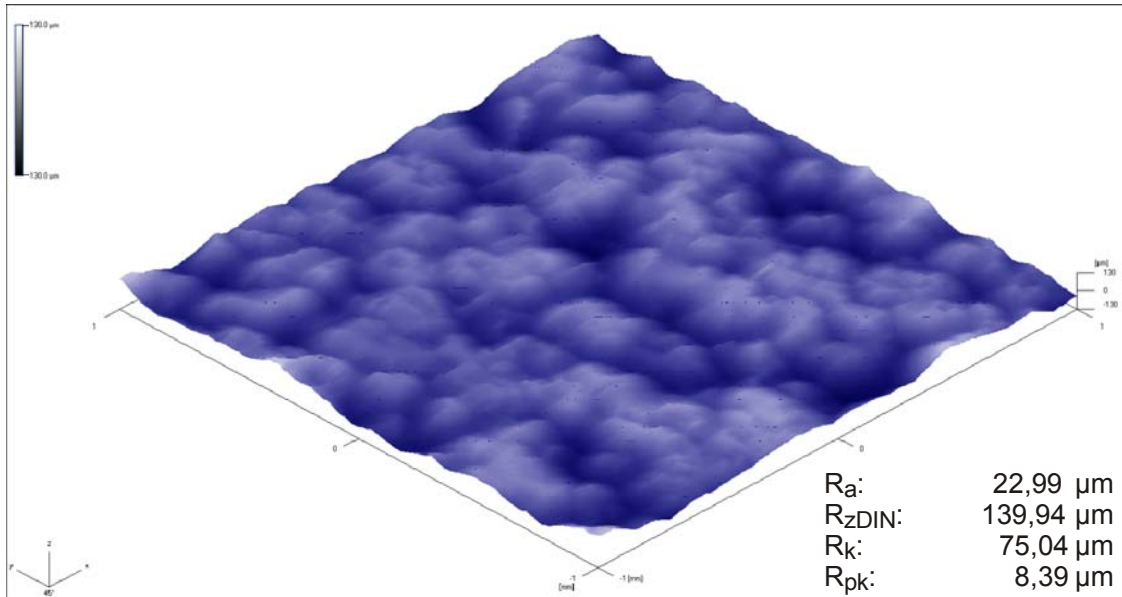
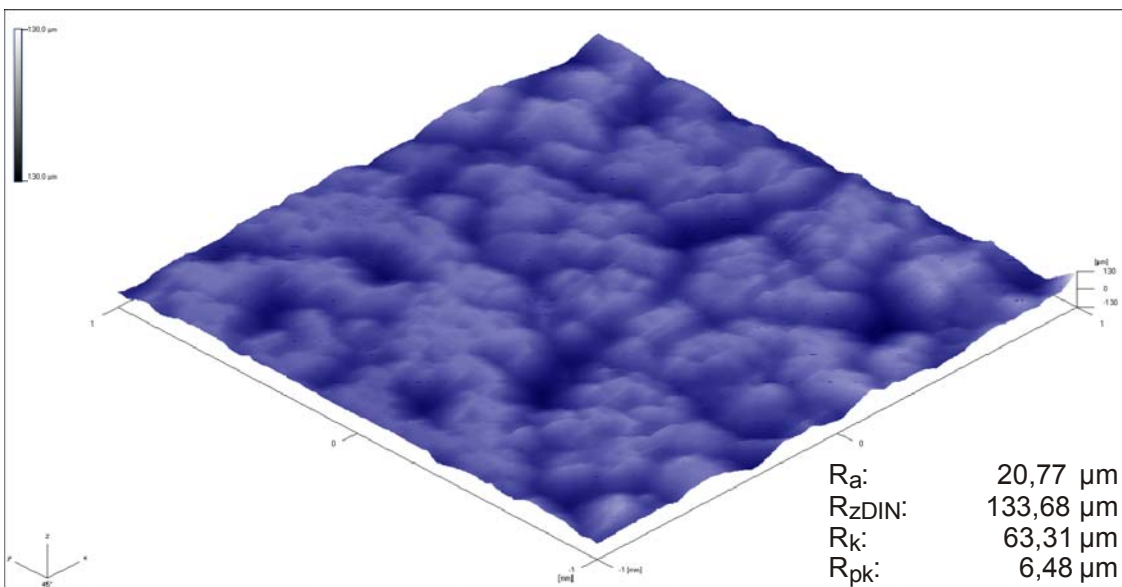


Bild 7-6: TK89-EF5010 Zwischenring / Innen

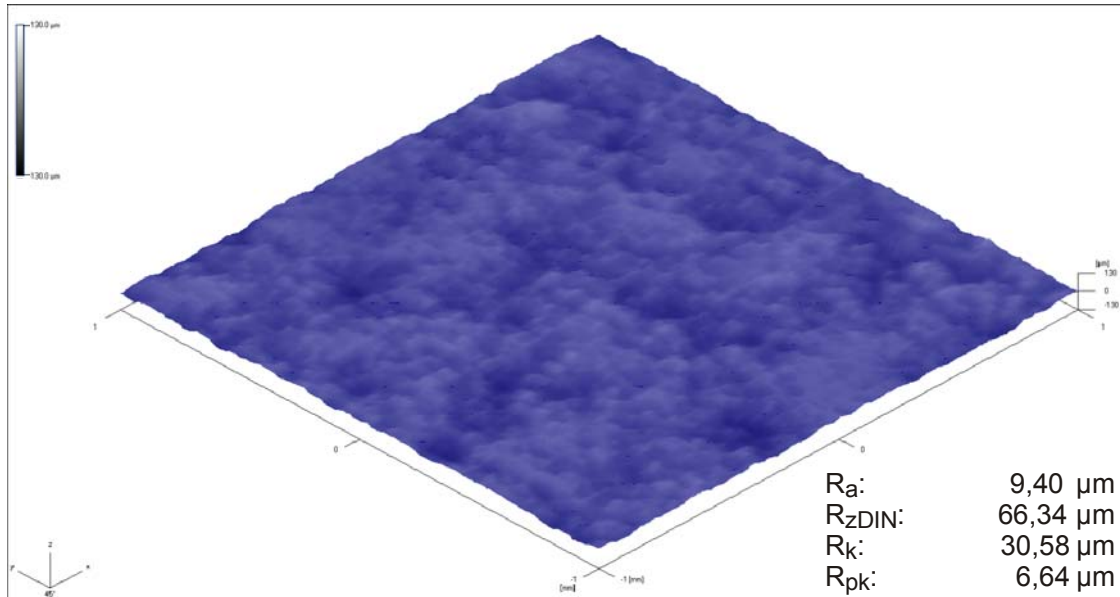
TK89CZA1



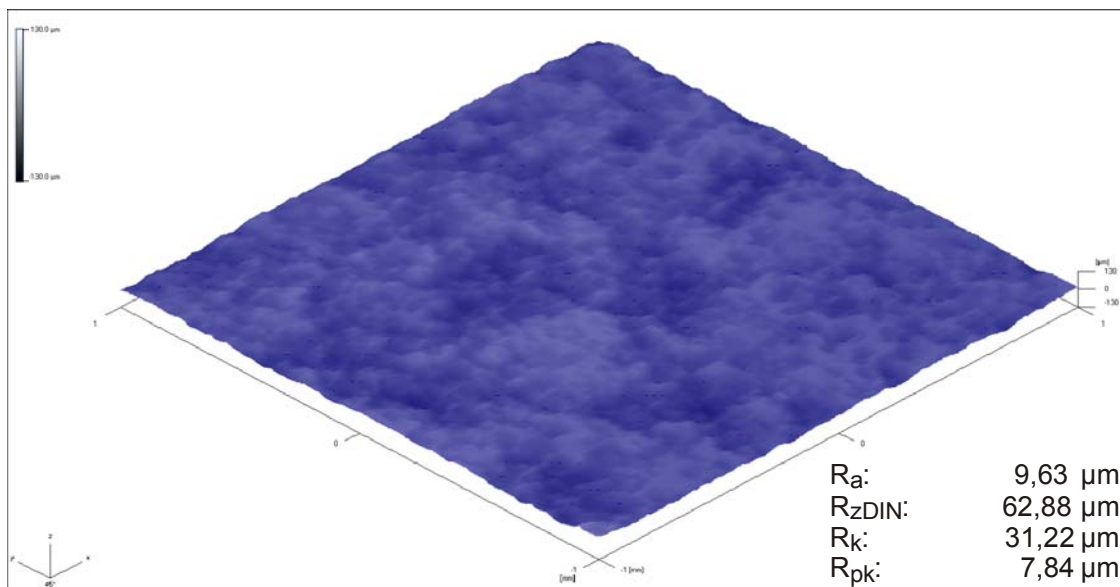
TK89CZA2

**Bild 7-7:** TK89-EF5010 Zwischenring / Außen

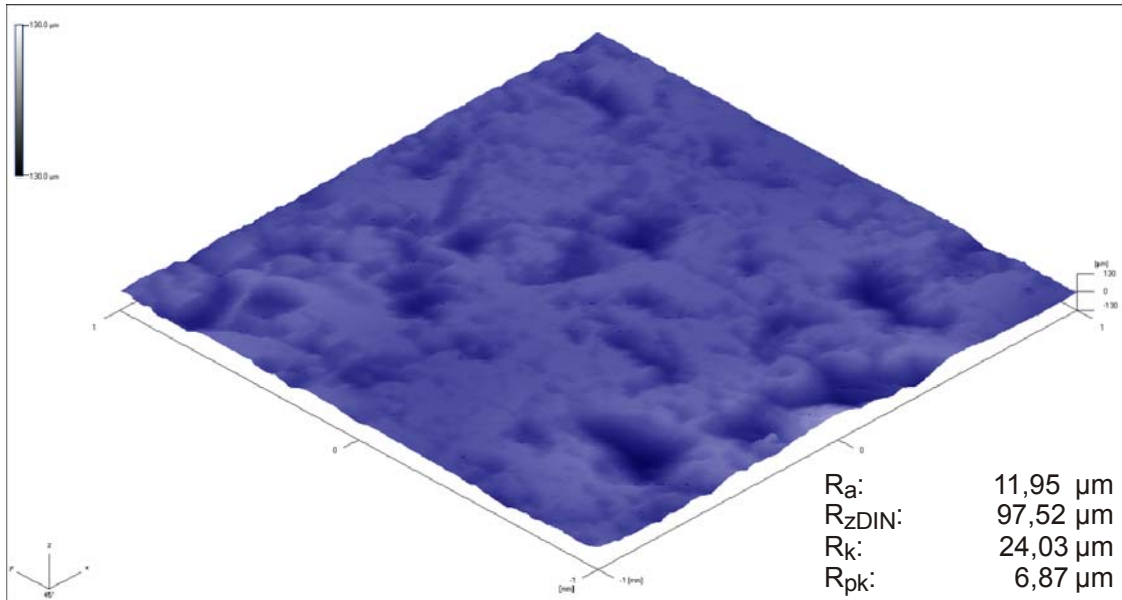
TC78CII1



TC78CII2

**Bild 7-8:** TC78-EF5010 – Innenring Innen (Molybdän Belag)

TC78-MI1



TC78-MI2

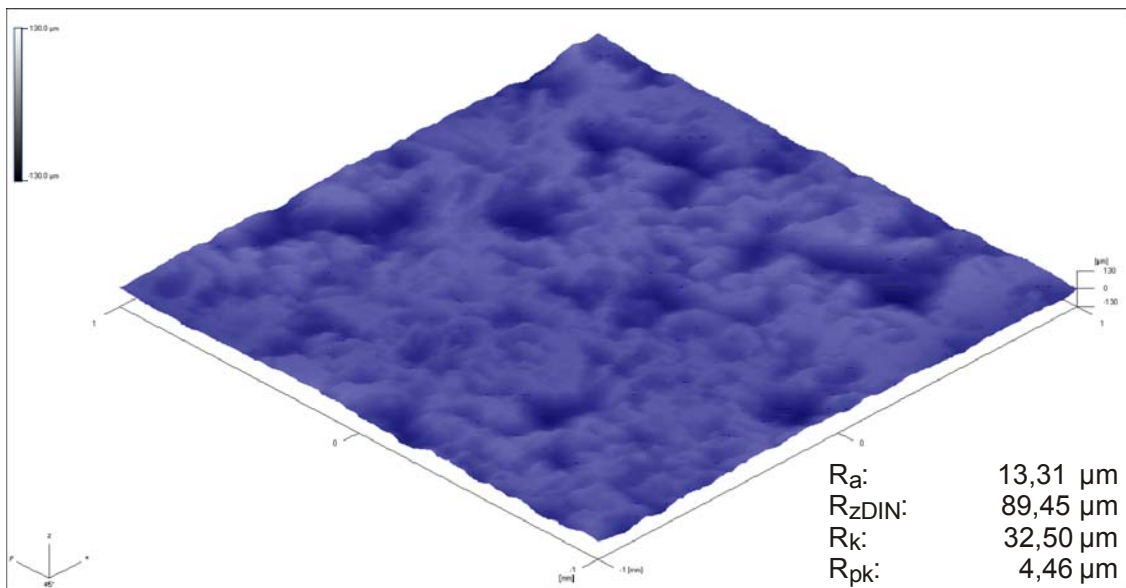
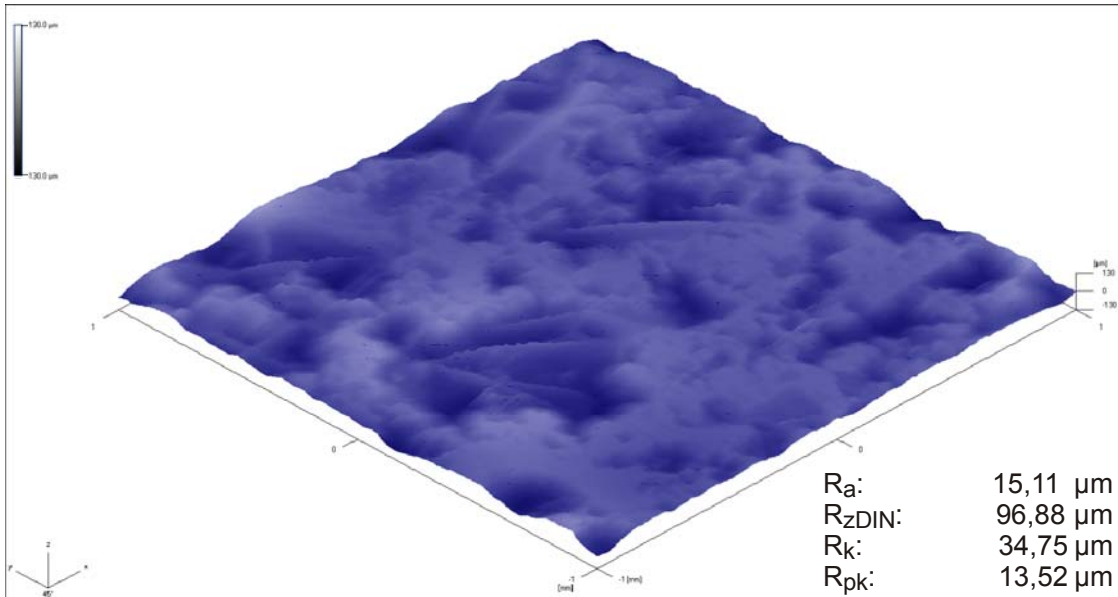


Bild 7-9: TC78-EF5010 – Zwischenring Innen

TC78-MA1



TC78-MA2

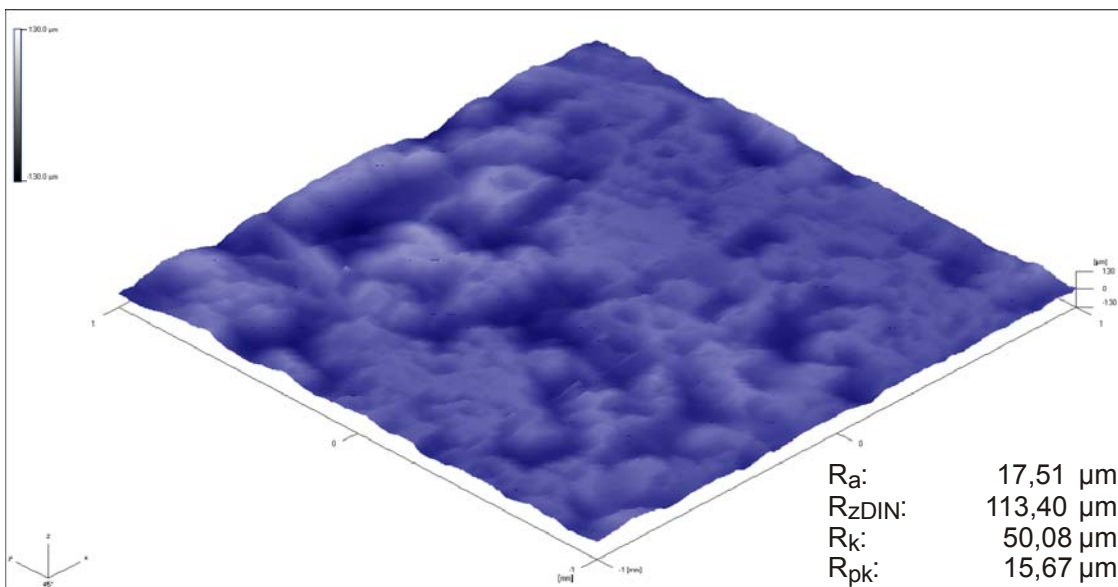
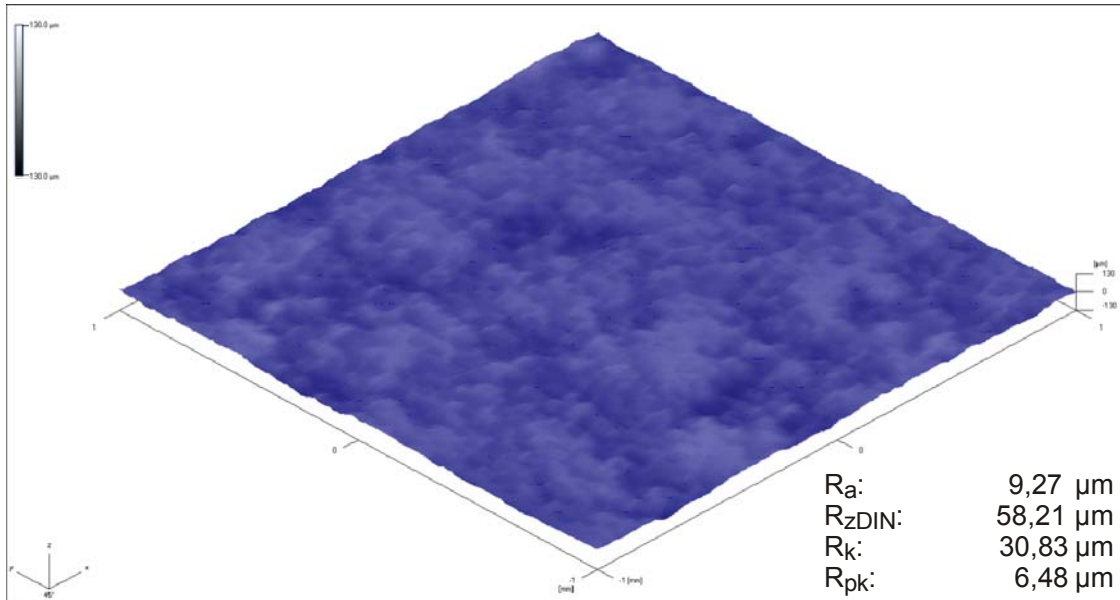


Bild 7-10: TC78-EF5010 – Zwischenring Außen



TC78MO11



TC78MO2

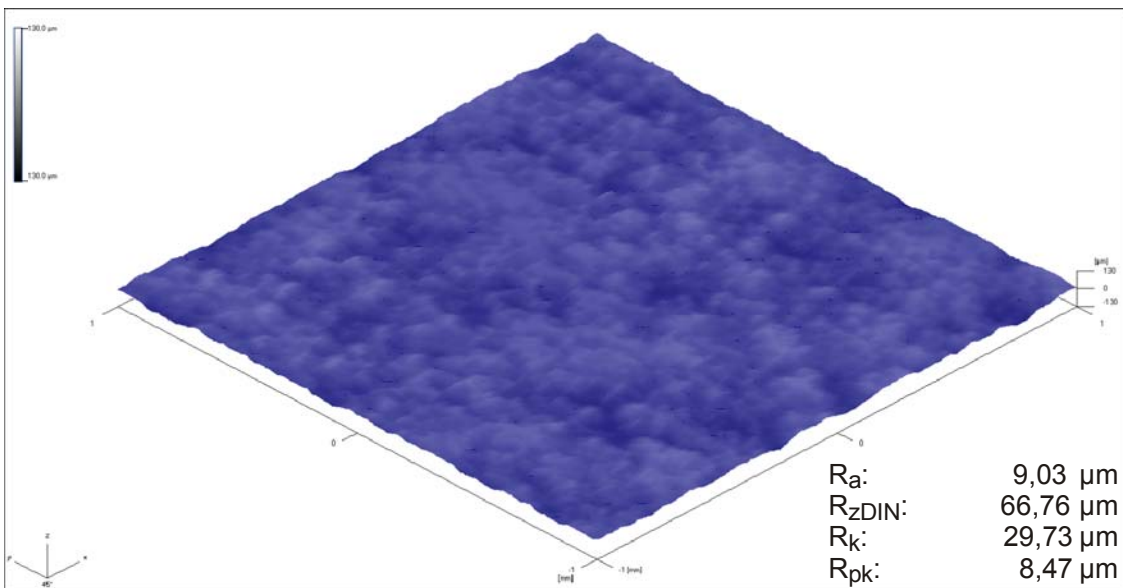
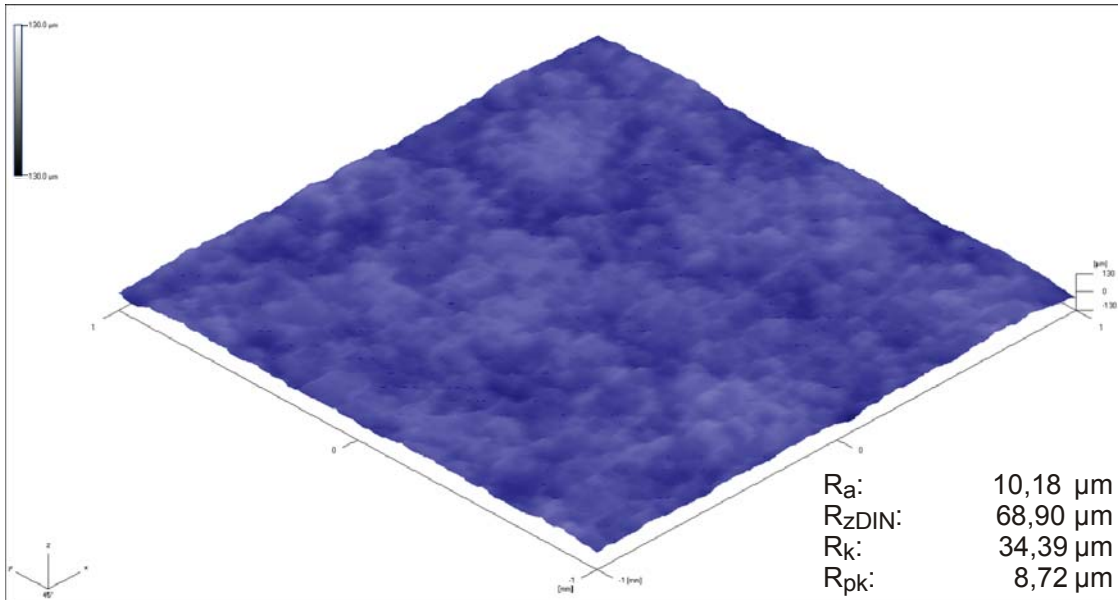


Bild 7-11: TC79-Mo – Innenring innen

TC78MOI3



TC78MOI4

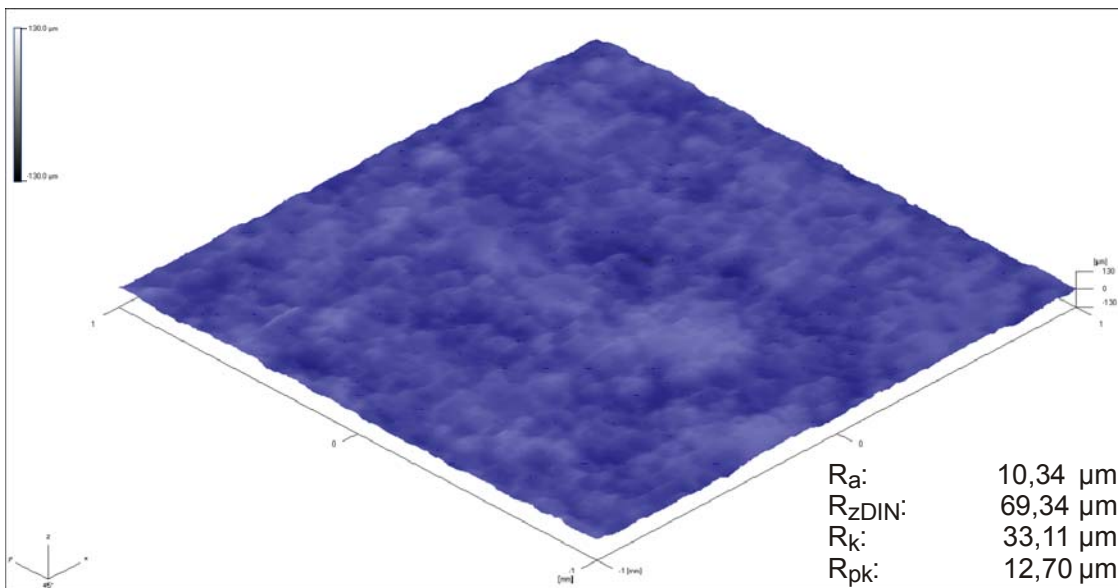
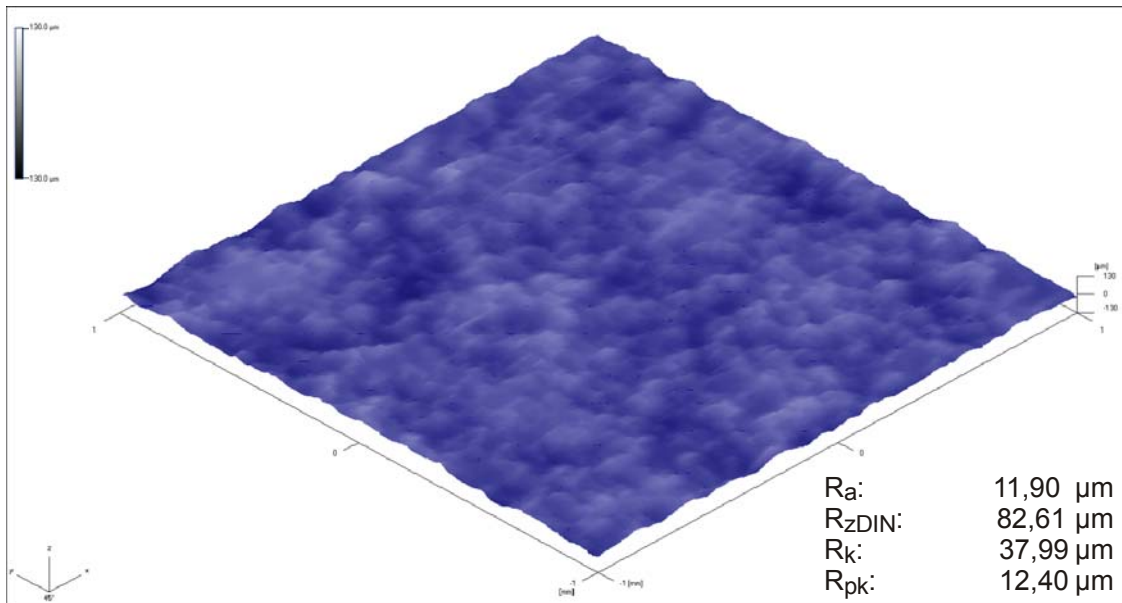
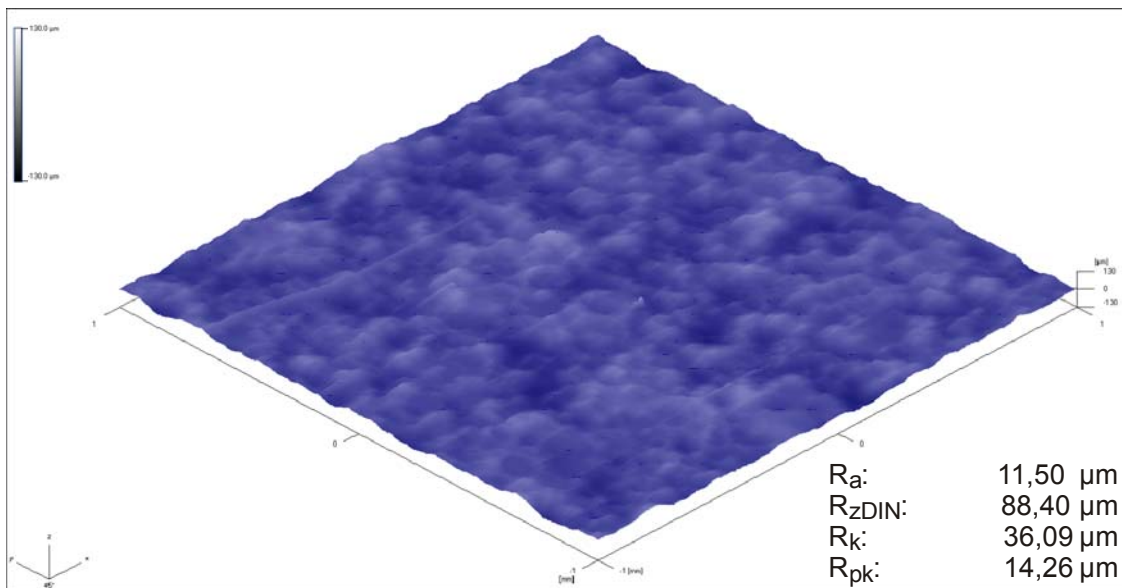


Bild 7-12: TC79-Mo – Innenring außen

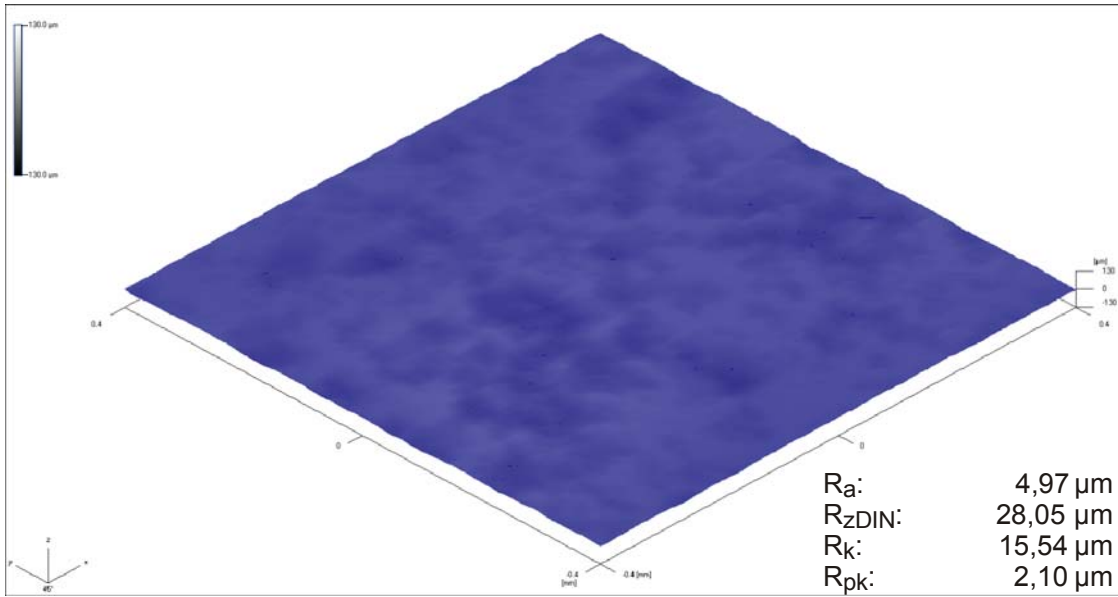
TC78MOA1



TC78MOA2

**Bild 7-13:** TC79-Mo – Außenring innen

BK144MO1



BK144MO4

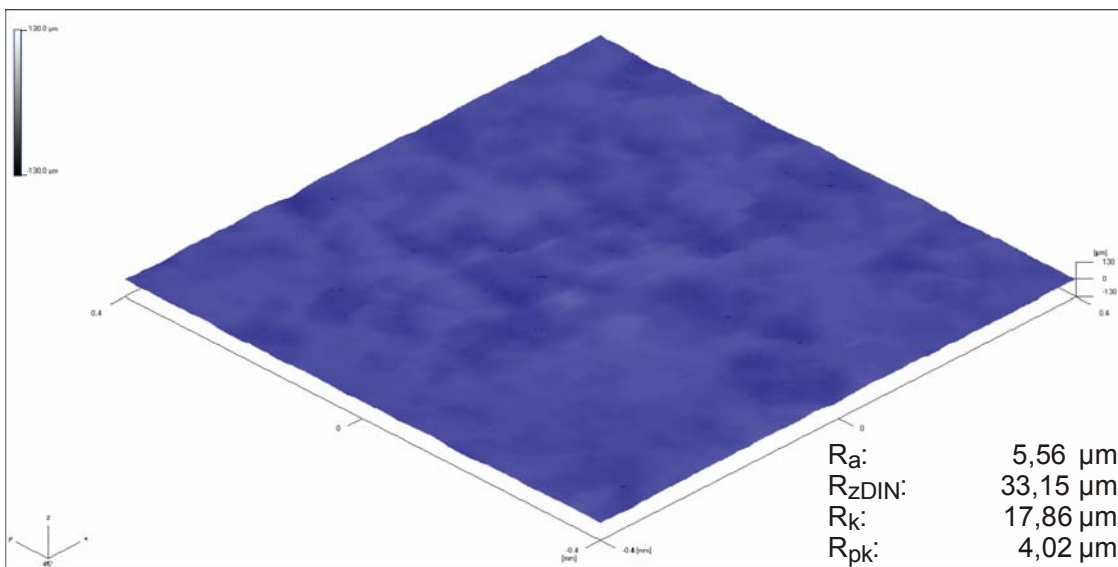
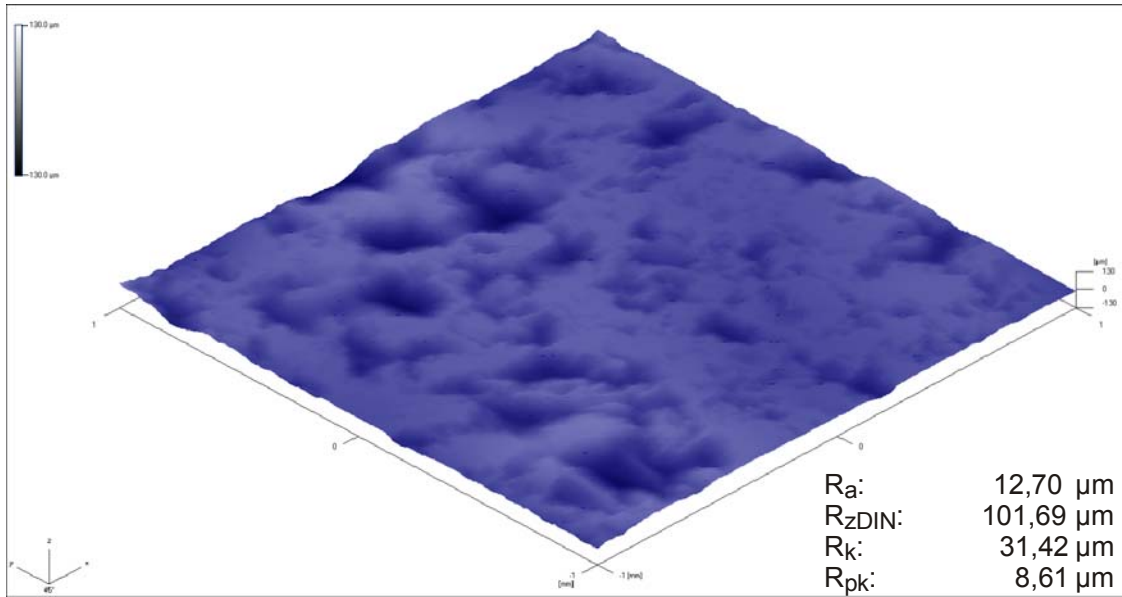


Bild 7-14: EK144-Mo

EK144C1



EK144C2

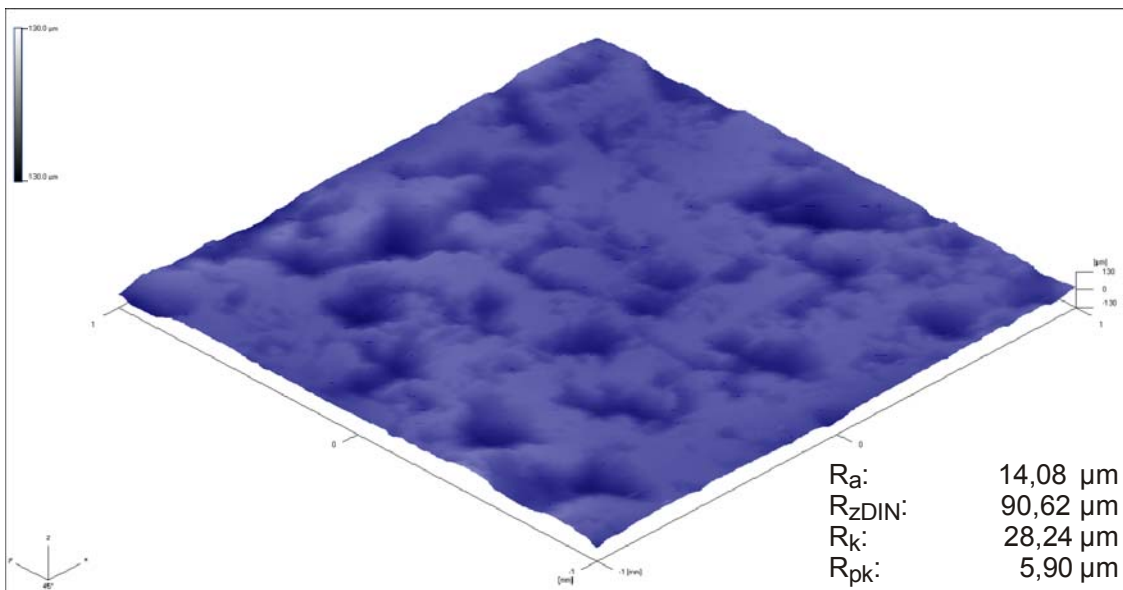
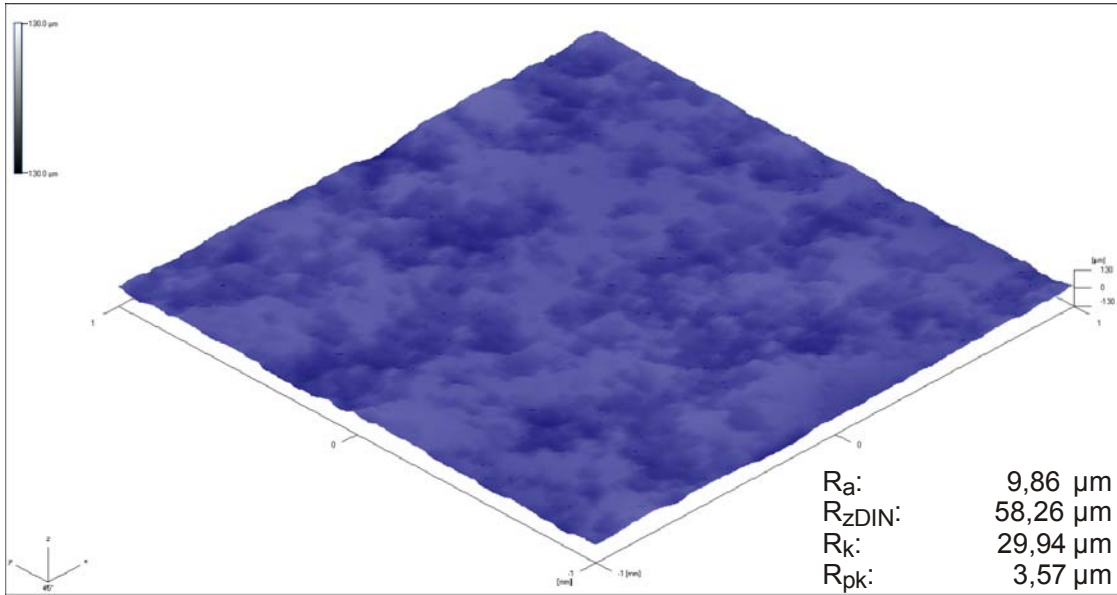


Bild 7-15: EK144-EF5010

DK128MO1



DK128MO2

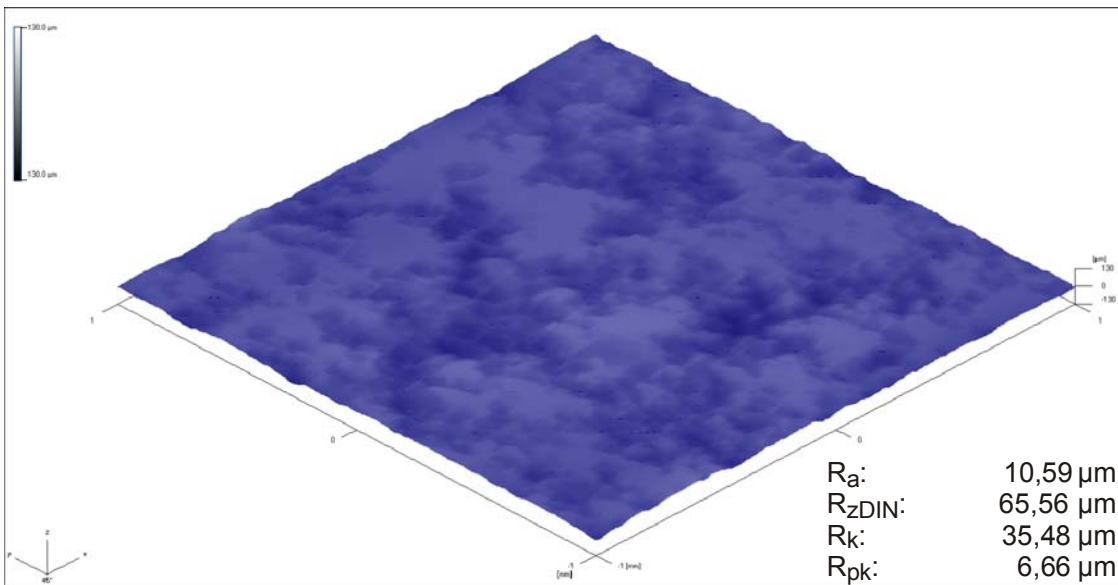
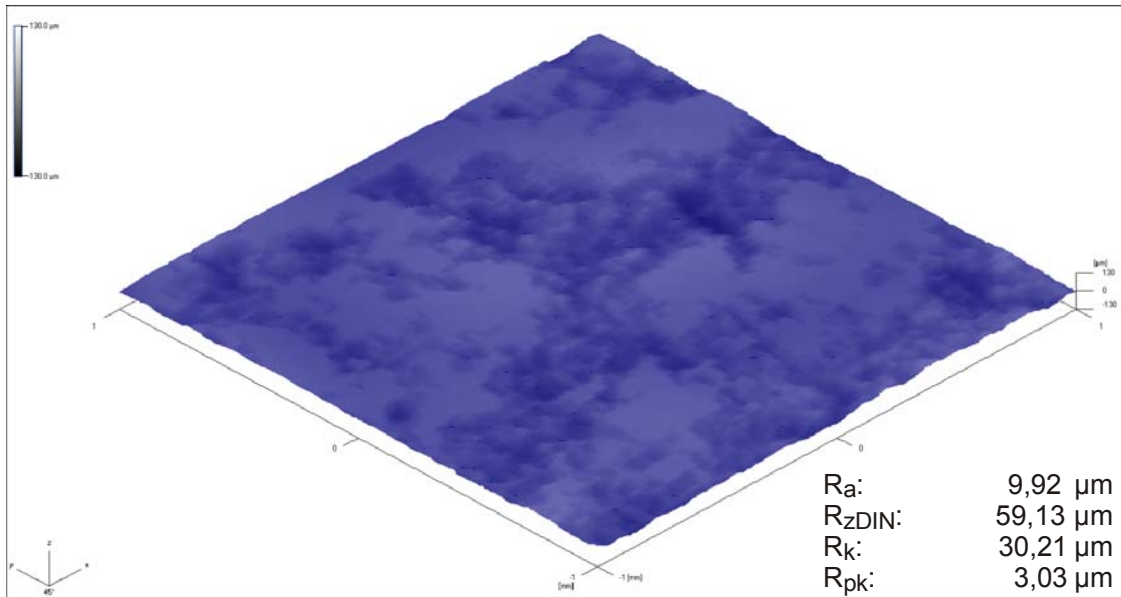


Bild 7-16: DK128/135-Mo, Zwischenring Innen

DK128MO3



DK128MO4

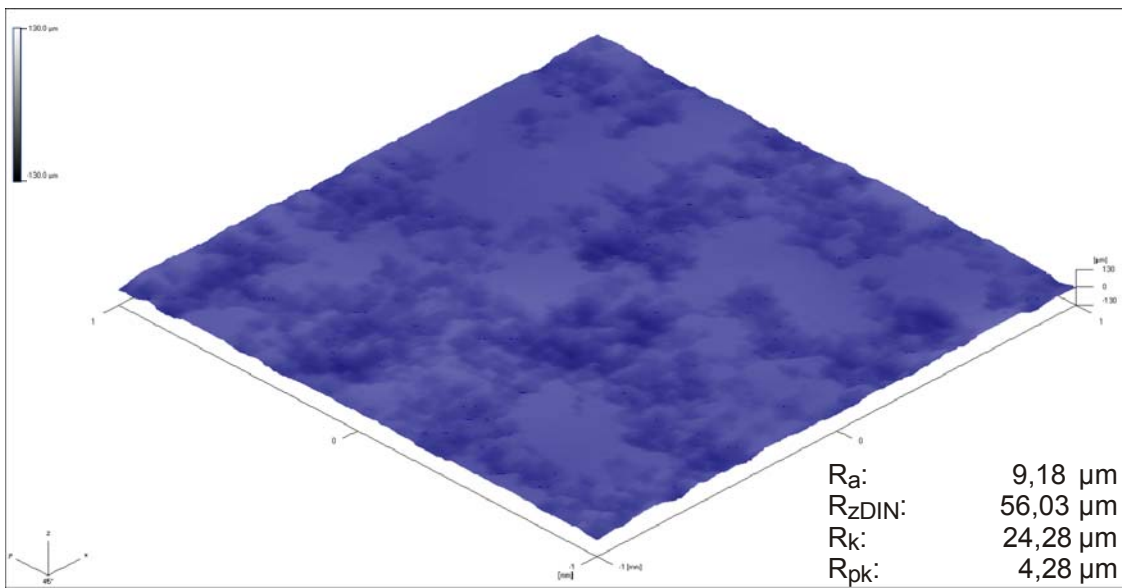
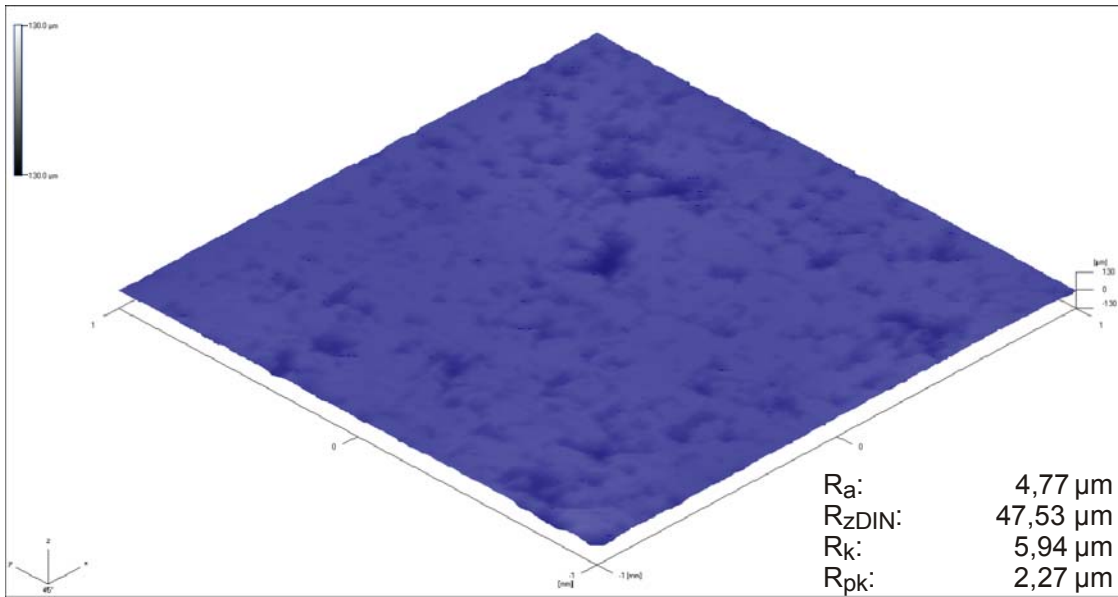
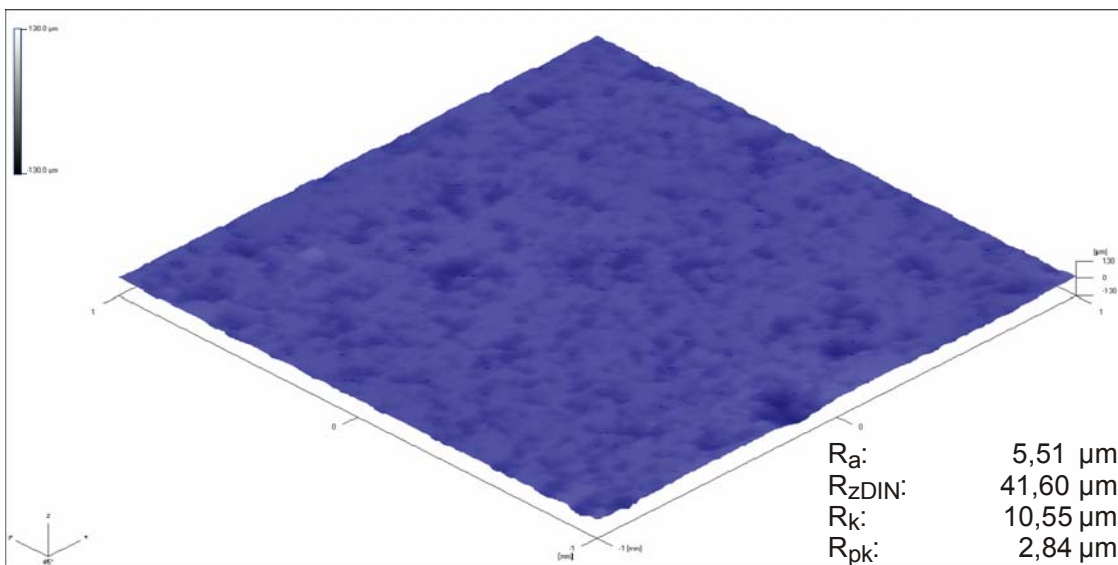


Bild 7-17: DK128/135-Mo, Zwischenring außen

DK128HS1

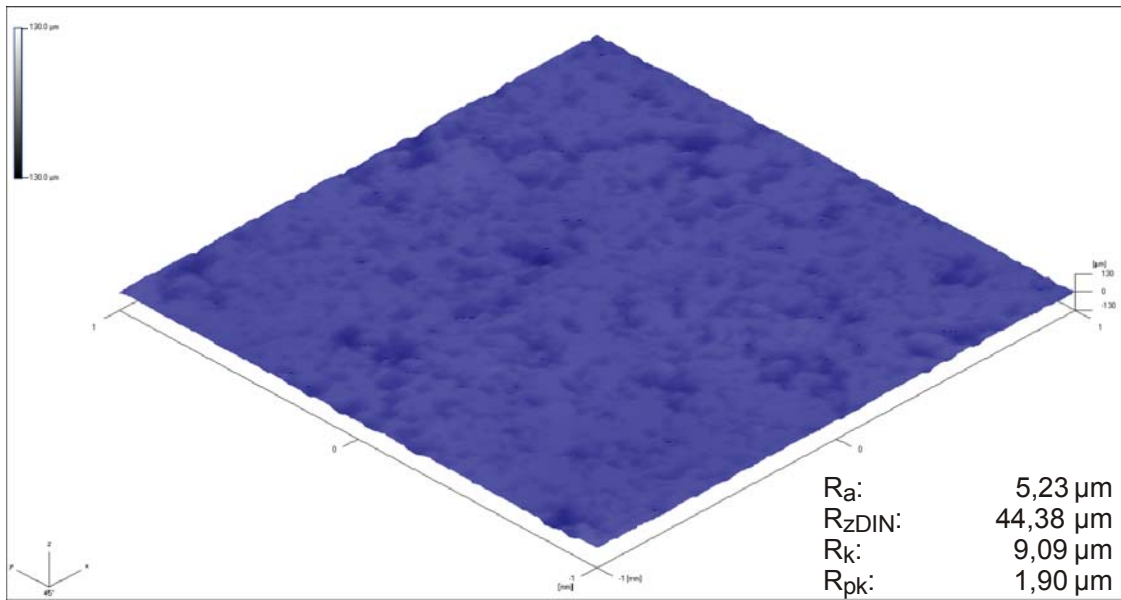


DK128HS2

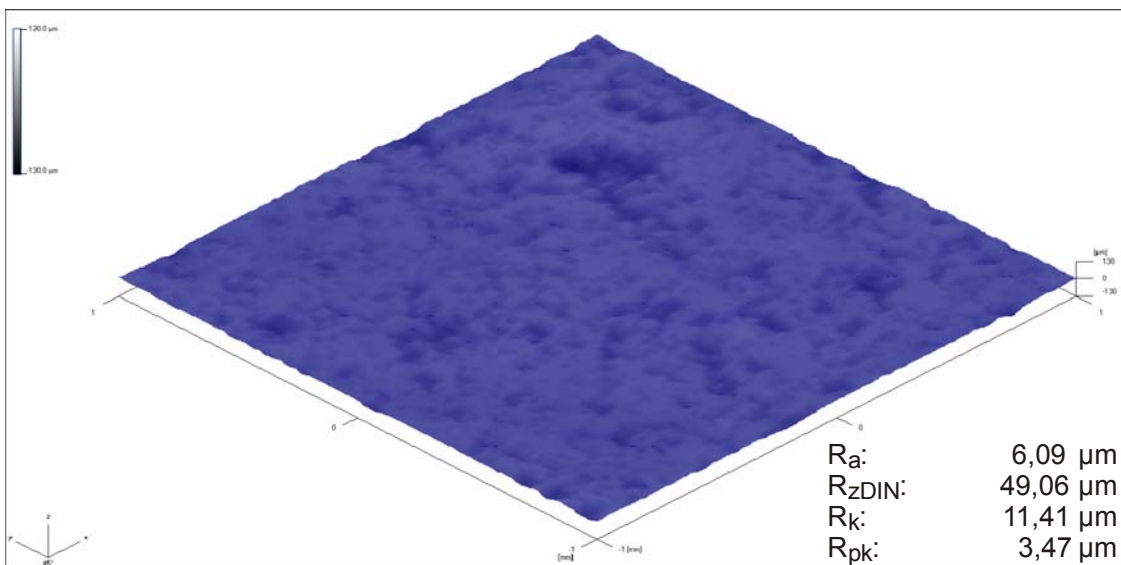
**Bild 7-18:** DK128/135-HS45, Zwischenring innen



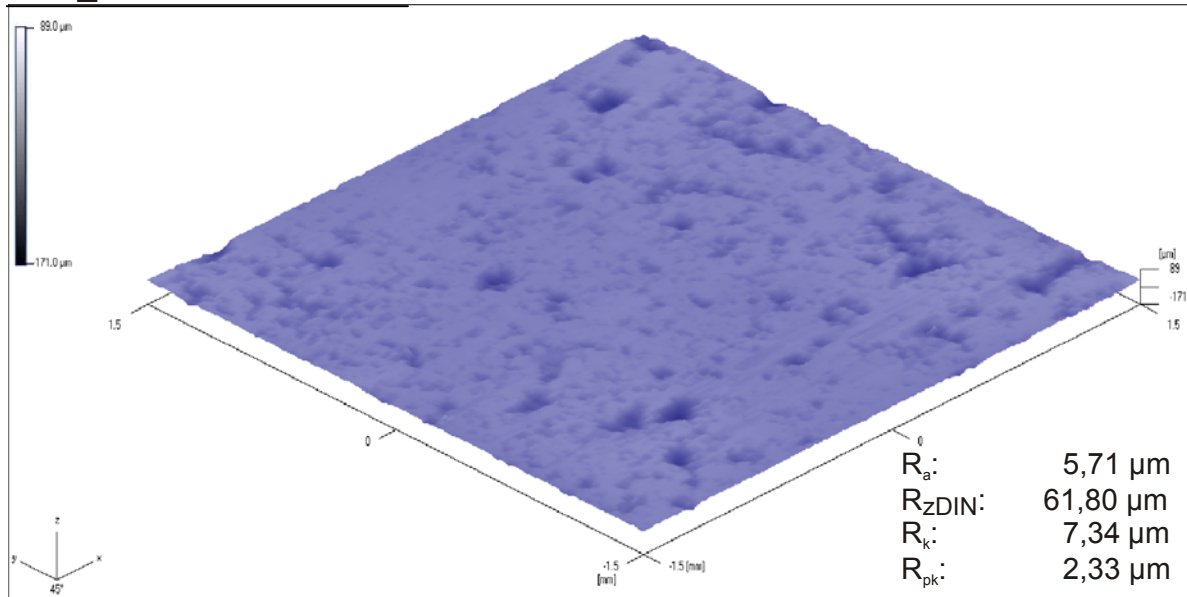
DK128HS3



DK128HS4

**Bild 7-19:** DK128/135-HS45, Zwischenring außen

## SKS\_Messstelle1



## SKS\_Messstelle2

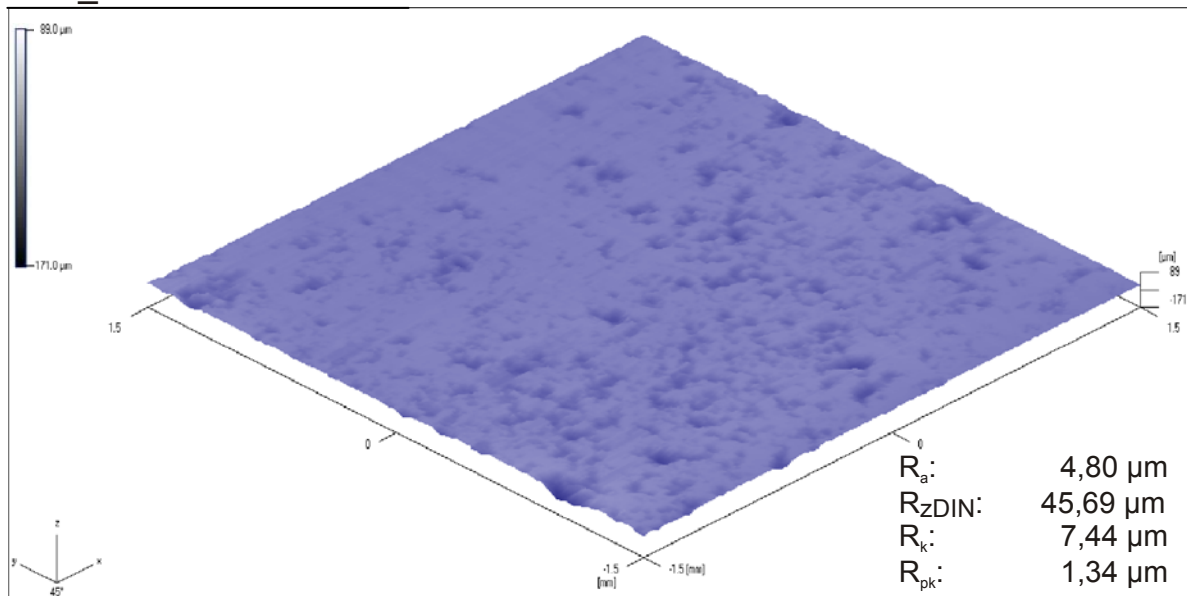
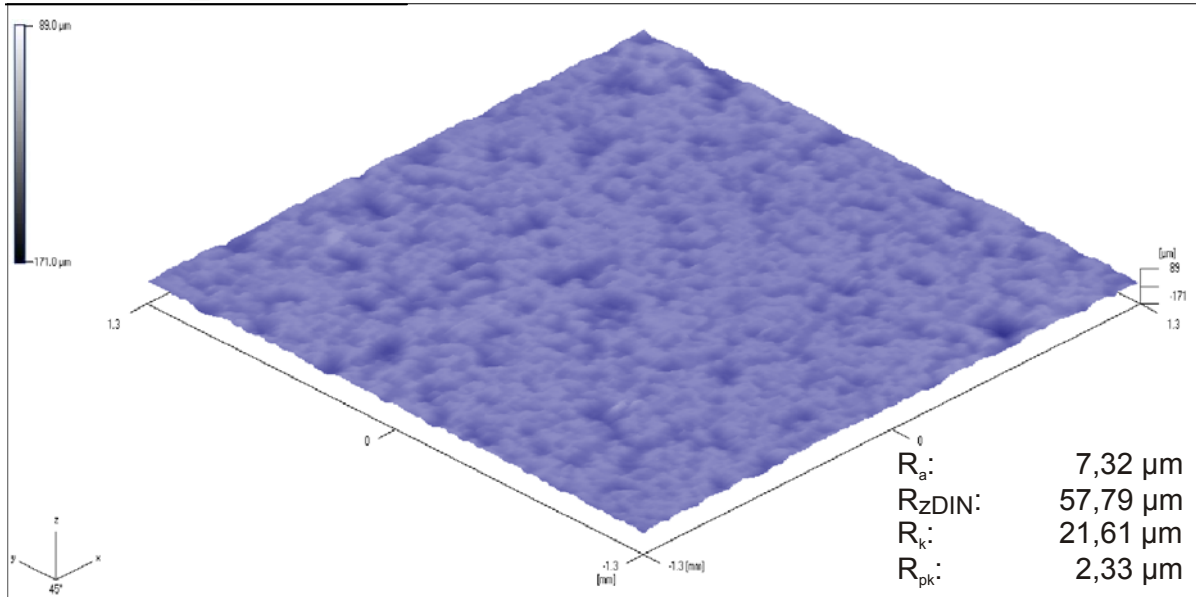


Bild 7-20: SKS – HS45

## EK55-HS45\_Messstelle1



## EK55-HS45\_Messstelle2

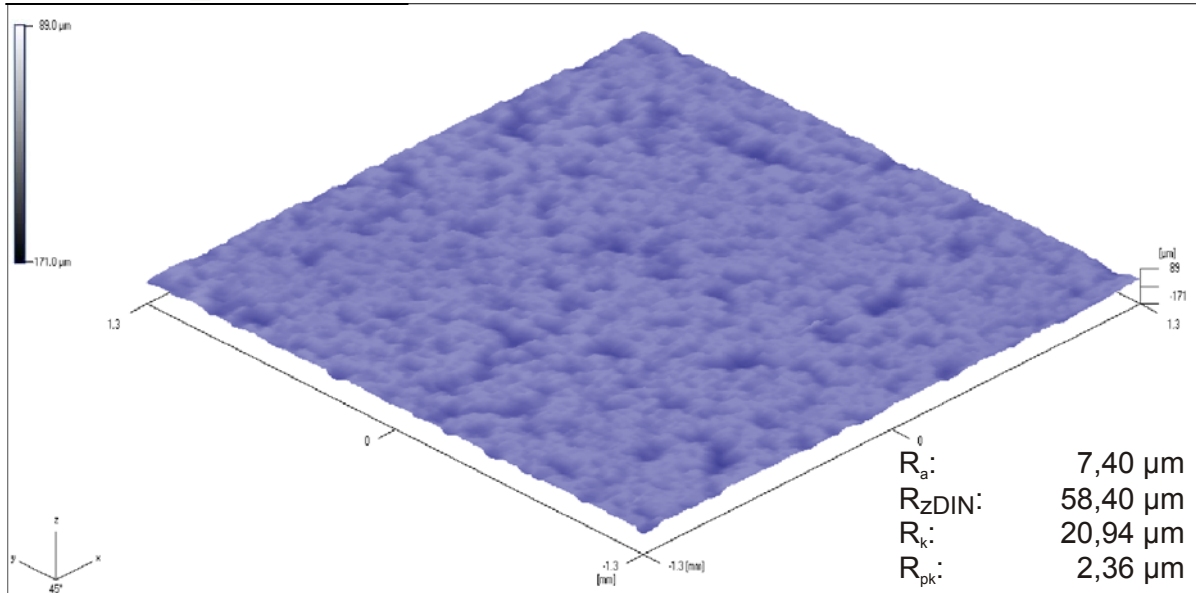
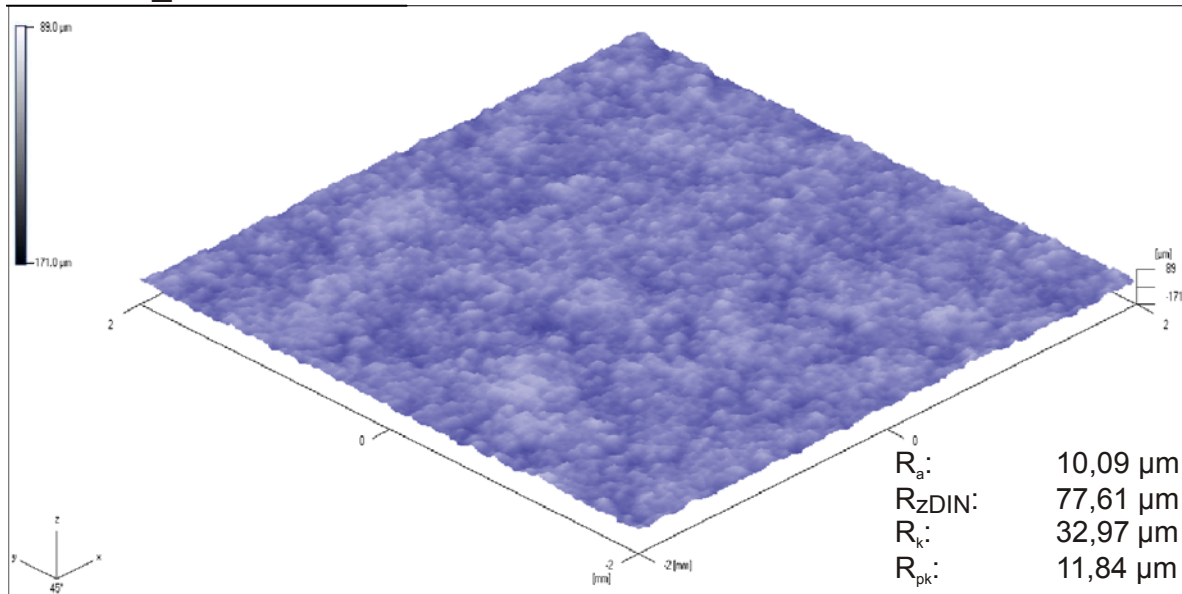


Bild 7-21: EK55 – HS45

## EK55-Mo\_Messstelle1



## EK55-Mo\_Messstelle2

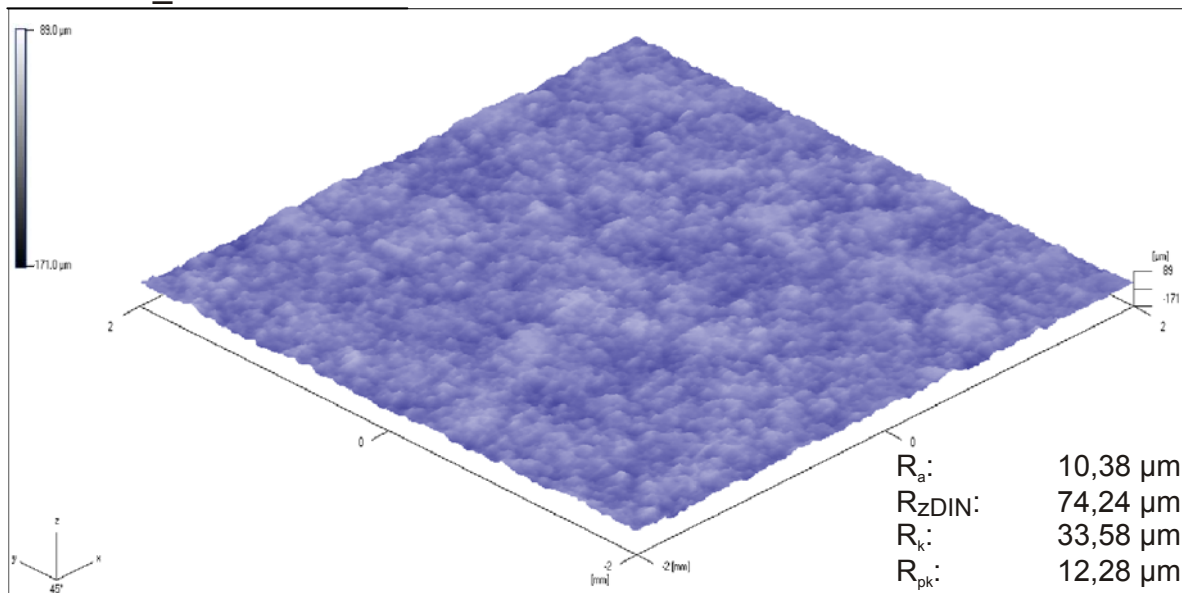
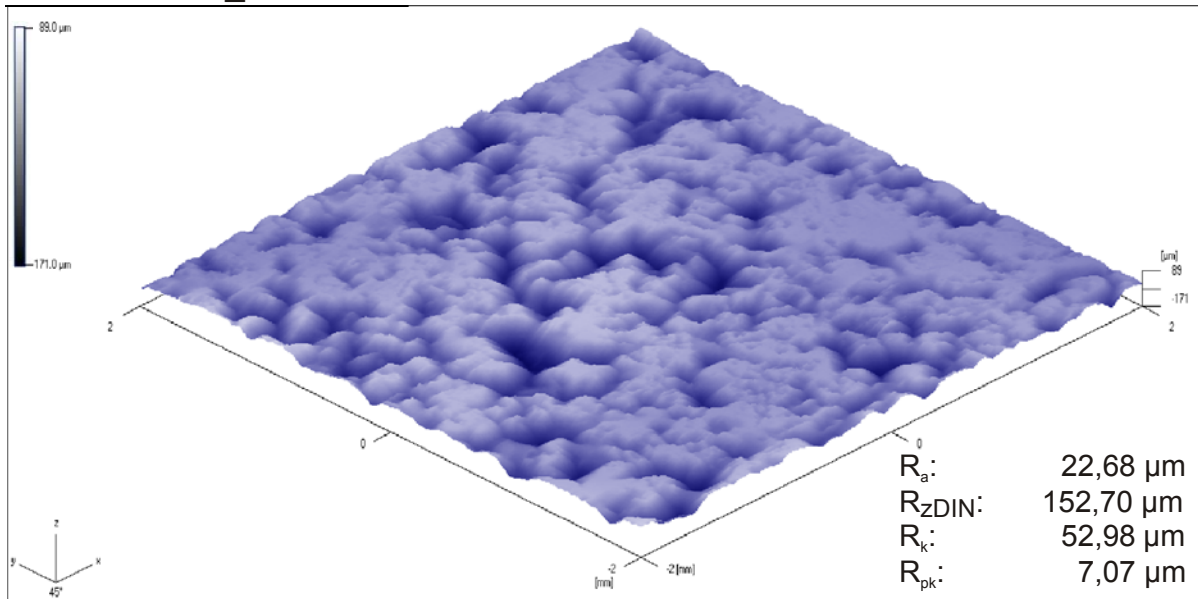


Bild 7-22: EK55 – Mo

EK72-EF5010\_Messstelle1



EK72-EF5010\_Messstelle2

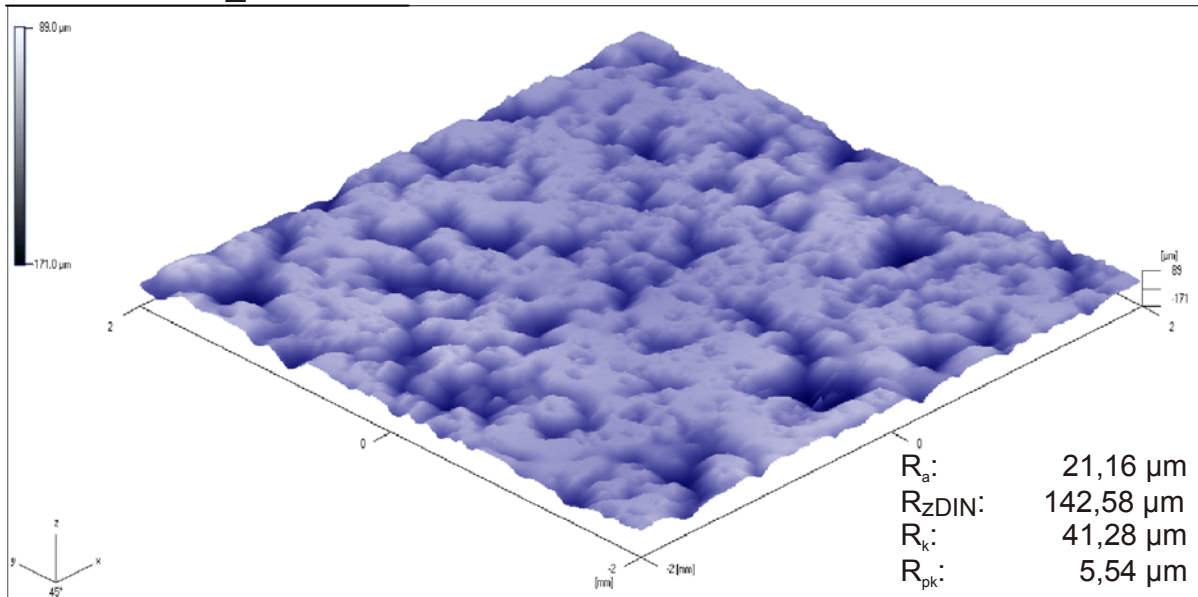
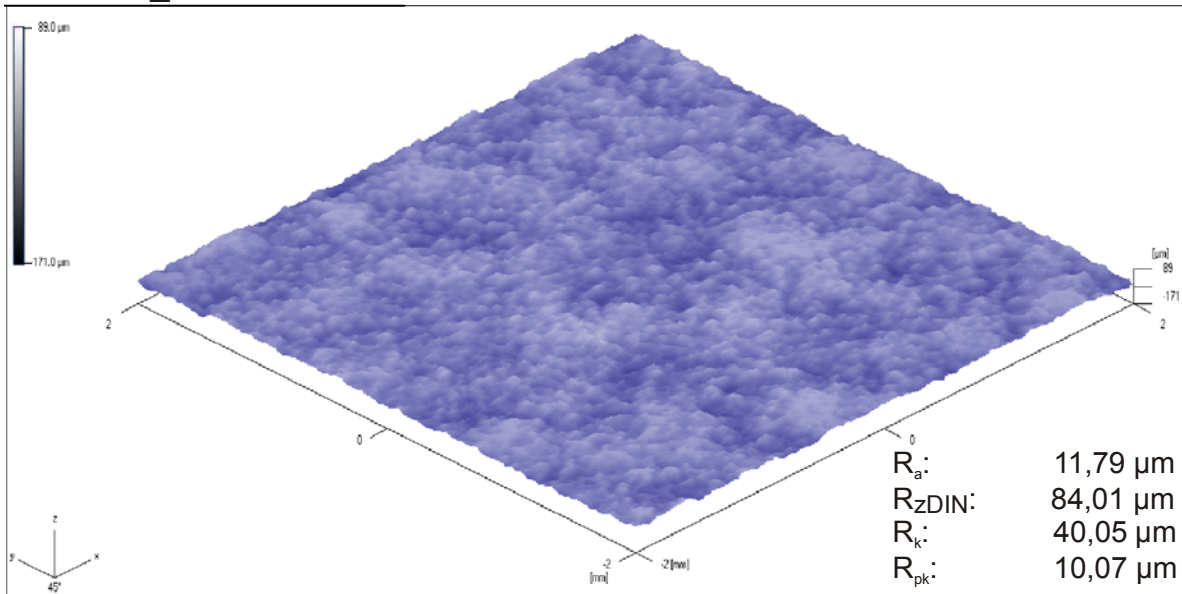


Bild 7-23: EK72 – EF5010

## EK72-Mo\_Messstelle1



## EK72-Mo\_Messstelle2

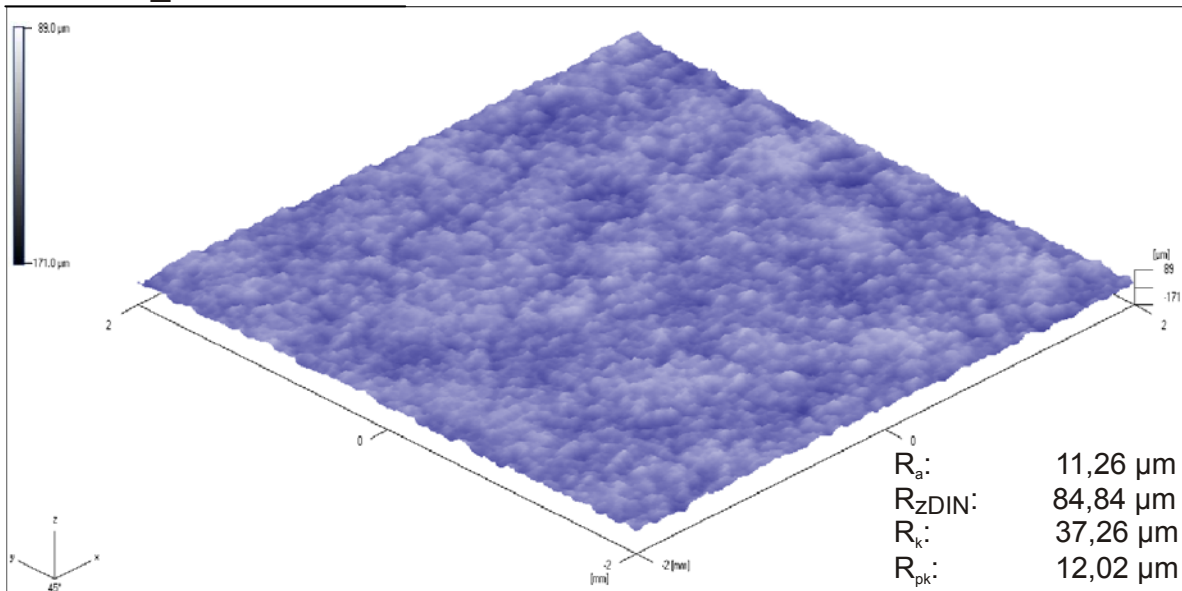
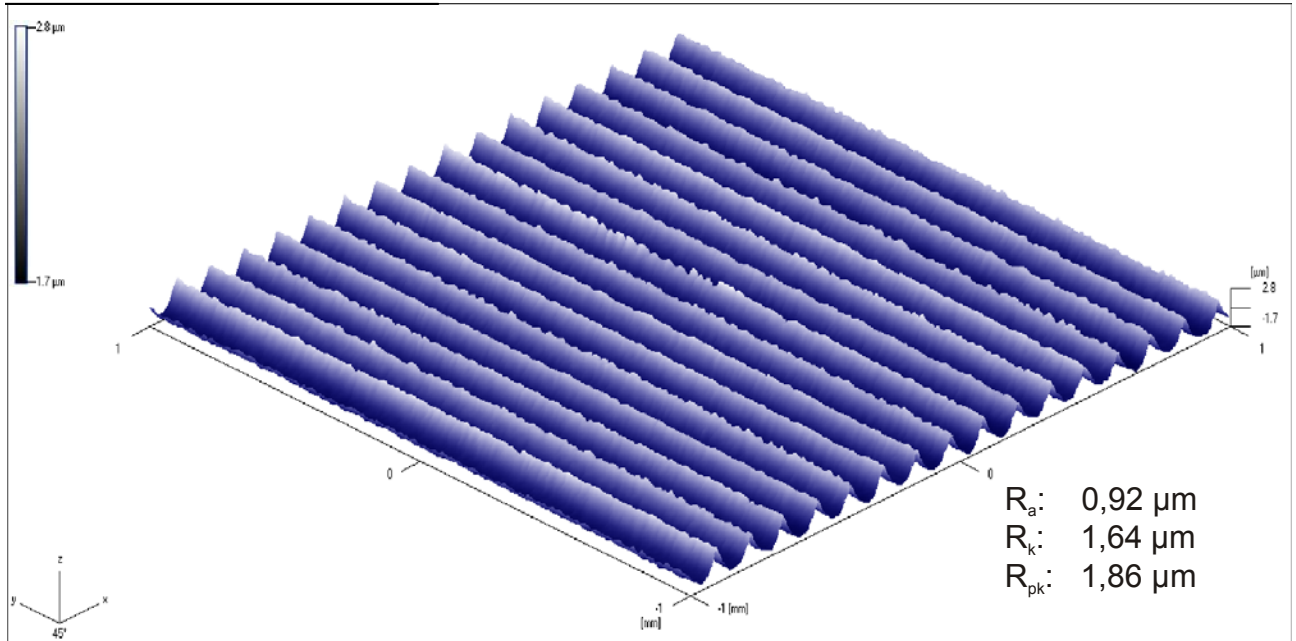


Bild 7-24: EK72 – Mo

## SKS\_Messstelle1



## SKS\_Messstelle2

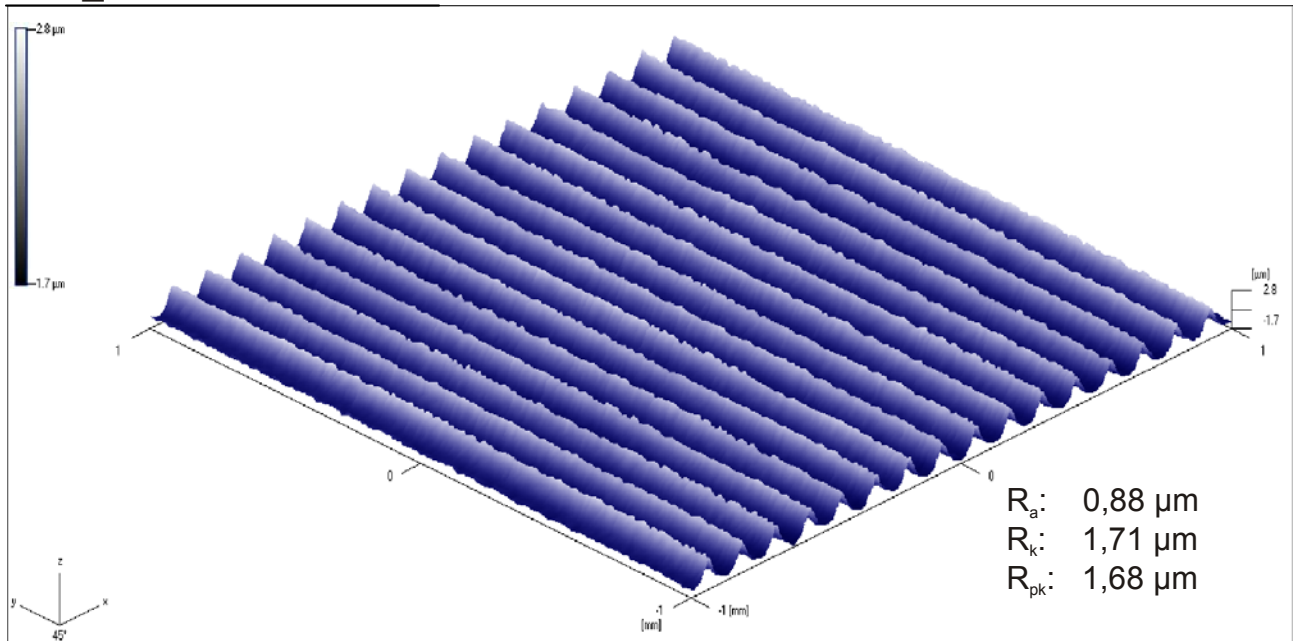
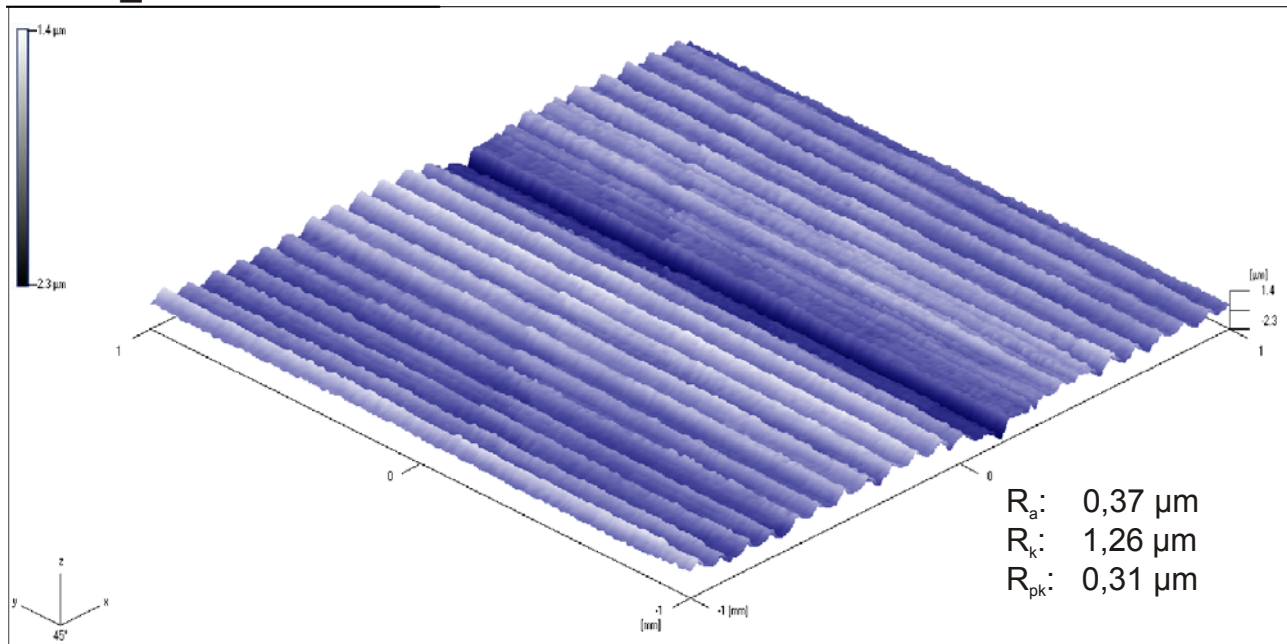


Bild 7-25: Stahlkonus SKS

## EK144\_Messstelle1



## EK144\_Messstelle2

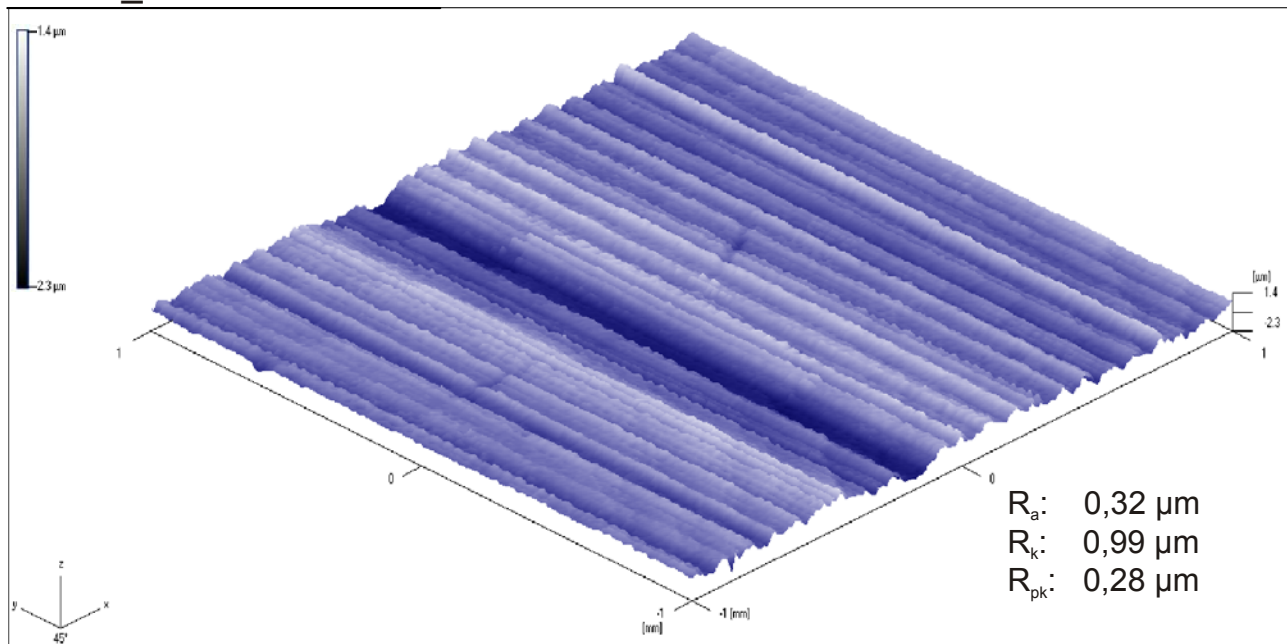
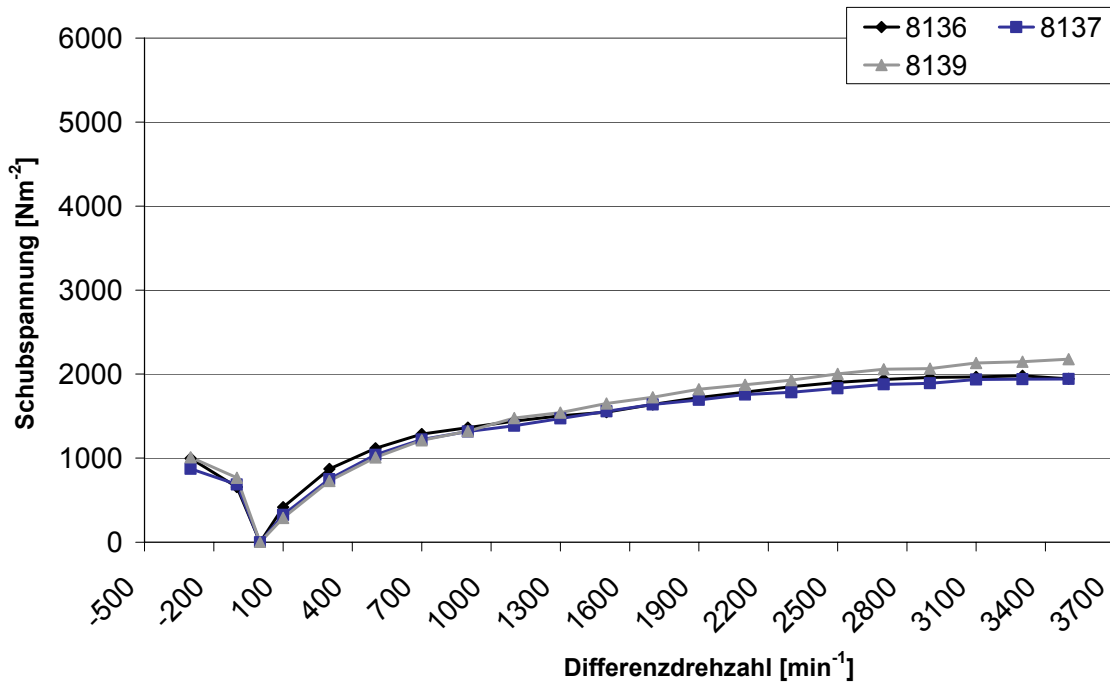
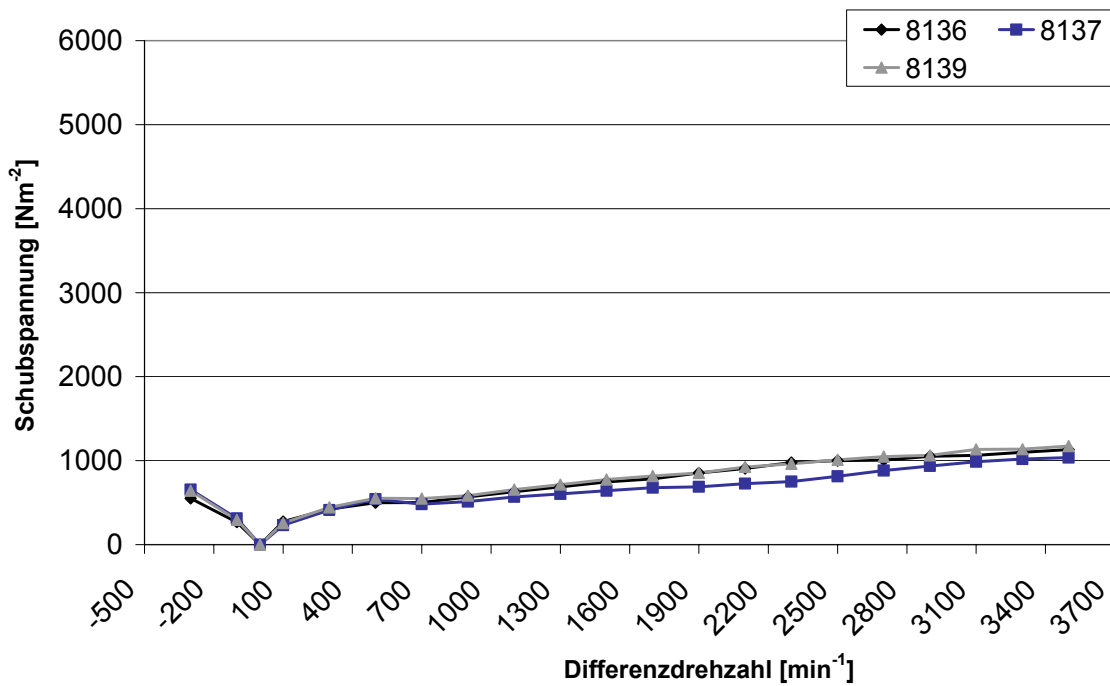


Bild 7-26: Stahlkonus EK144

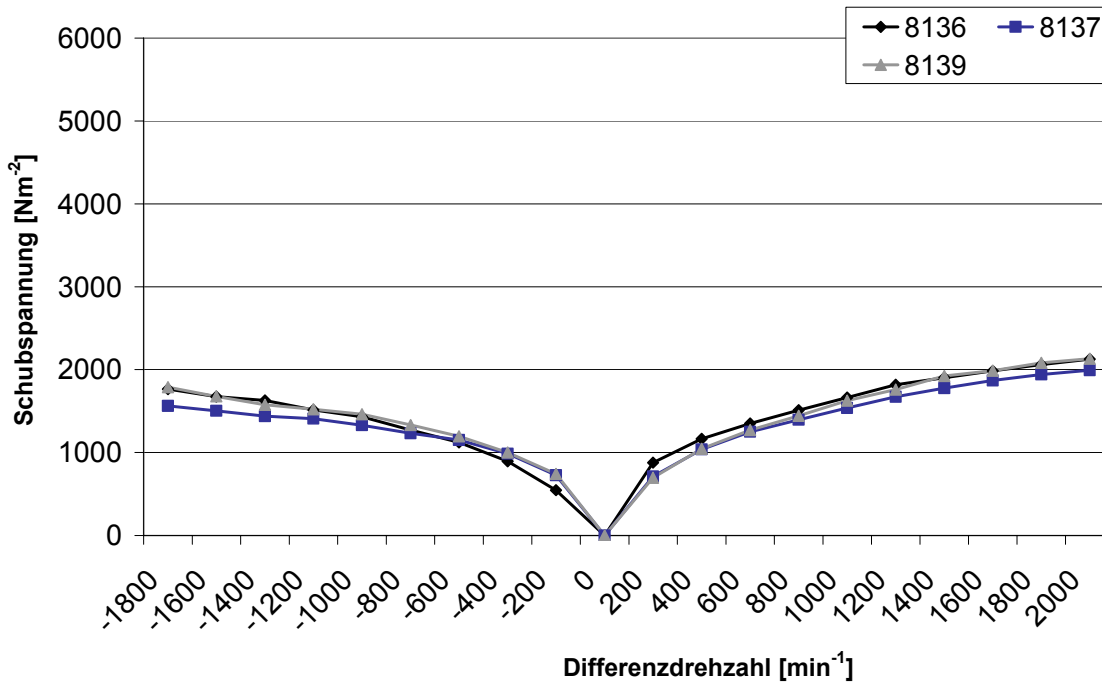




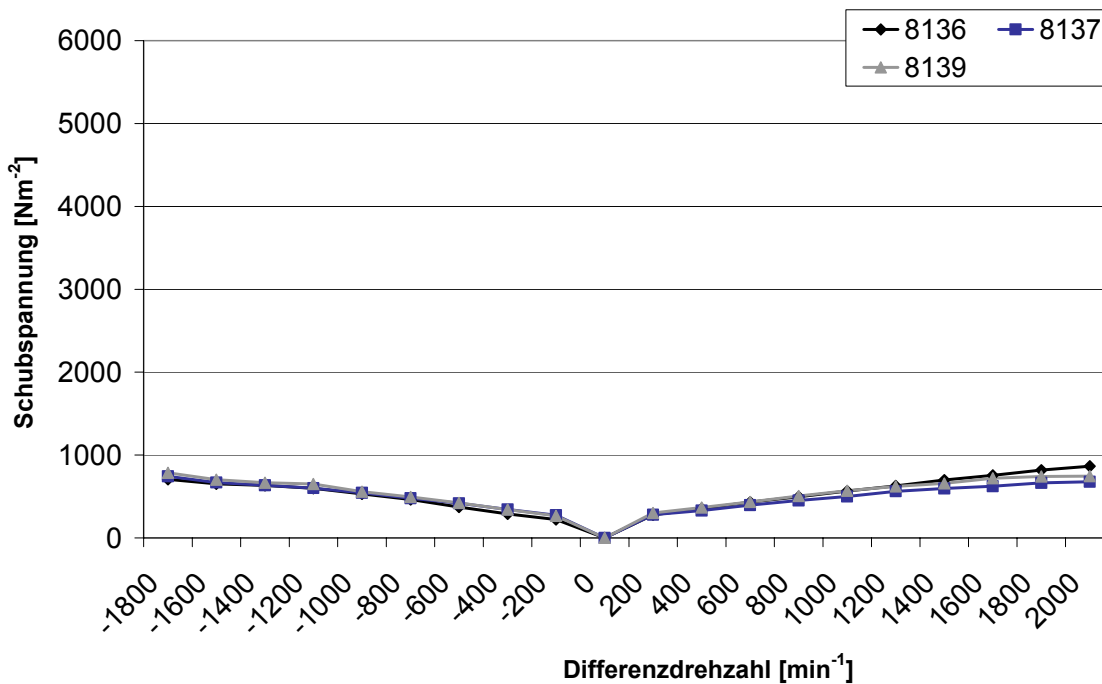
**Bild 7-27:** Schubspannung EK144-EF5010 ( $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$ ,  $v_{\text{Öl}} \approx 100 \text{ cSt}$ , Öl 8136, 8137 und 8139, Innenbeölung, Ölvolumenstrom  $500 \text{ ml/min}$ ,  $n_{\text{SK}} = 500 \text{ min}^{-1}$ , axiales Lüftspiel  $a = 1,2 \text{ mm}$ )



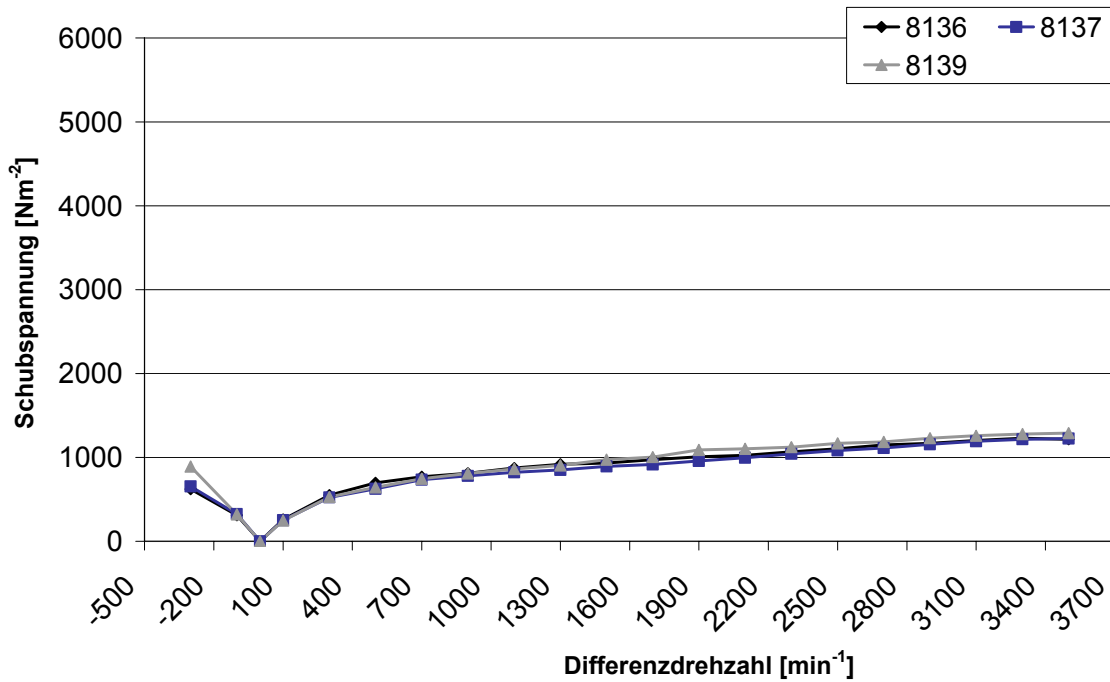
**Bild 7-28:** Schubspannung EK144-EF5010 ( $\vartheta_{\text{Öl}} = +80 \text{ °C}$ ,  $v_{\text{Öl}} \approx 14 \text{ cSt}$ , Öl 8136, 8137 und 8139, Innenbeölung, Ölvolumenstrom  $500 \text{ ml/min}$ ,  $n_{\text{SK}} = 500 \text{ min}^{-1}$ , axiales Lüftspiel  $a = 1,2 \text{ mm}$ )



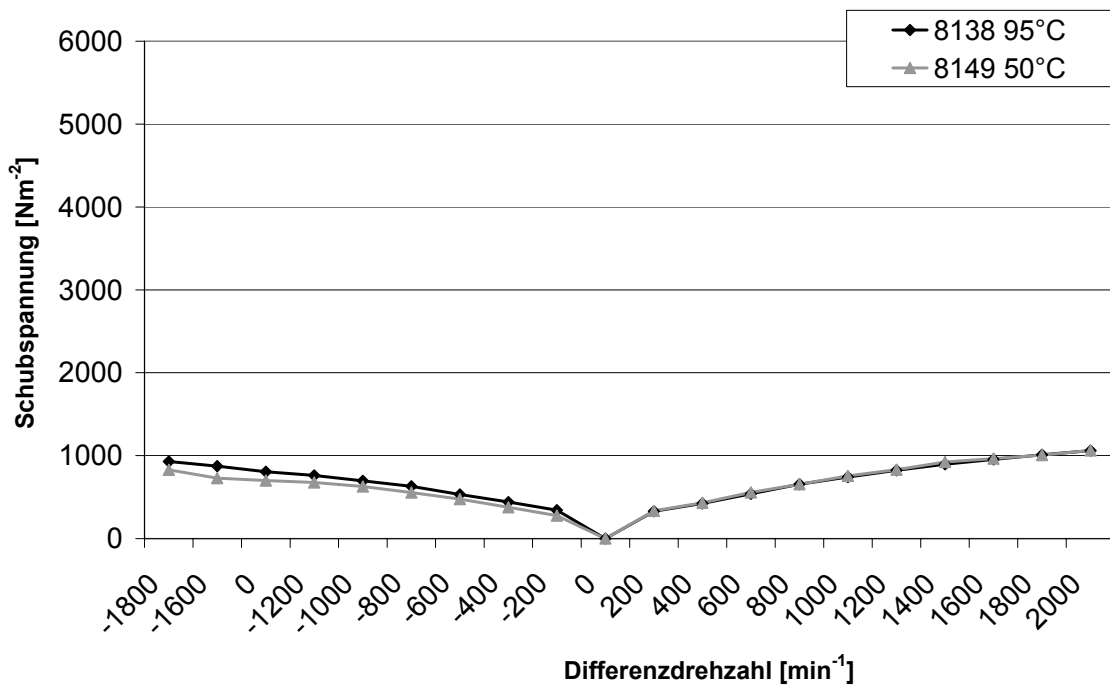
**Bild 7-29:** Schubspannung EK144-EF5010 ( $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$ ,  $v_{\text{Öl}} \approx 100 \text{ cSt}$ , Öl 8136, 8137 und 8139, Innenbeölung, Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $n_{\text{SK}} = 2000 \text{ min}^{-1}$ , axiales Lüftspiel  $a = 0,7 \text{ mm}$ )



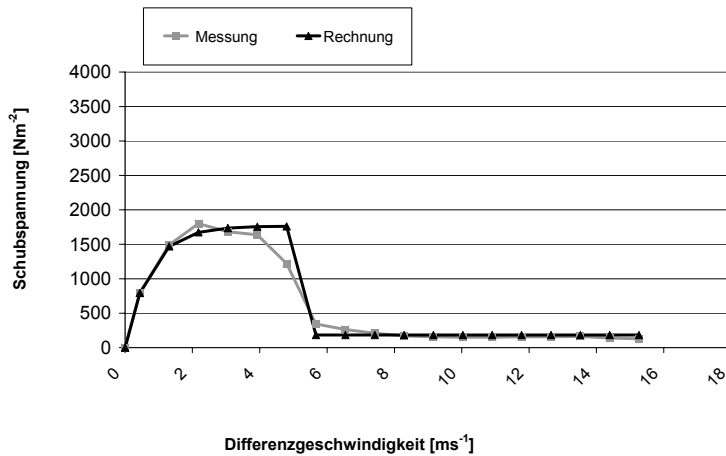
**Bild 7-30:** Schubspannung EK144-EF5010 ( $\vartheta_{\text{Öl}} = +80 \text{ °C}$ ,  $v_{\text{Öl}} \approx 14 \text{ cSt}$ , Öl 8136, 8137 und 8139, Innenbeölung, Ölvolumenstrom 500 ml/min,  $n_{\text{SK}} = 2000 \text{ min}^{-1}$ , axiales Lüftspiel  $a = 1,2 \text{ mm}$ )



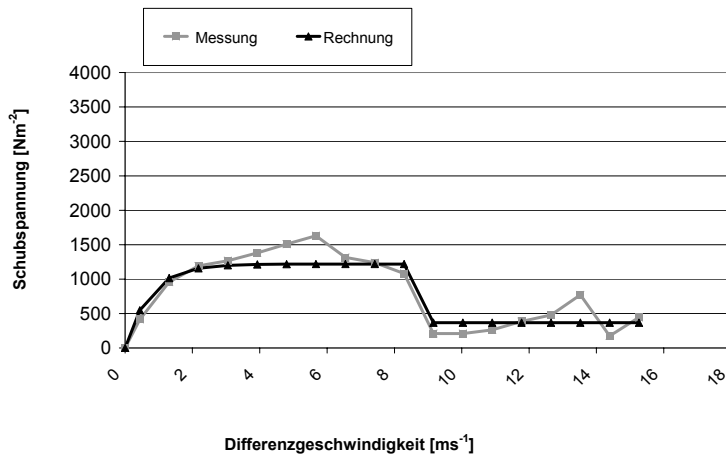
**Bild 7-31:** Schubspannung EK144-EF5010 ( $\vartheta_{\text{Öl}} = +80 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $v_{\text{Öl}} \approx 14 \text{ cSt}$ , Öl 8136, 8137 und 8139, Innenbeölung, Ölvolumenstrom  $500 \text{ ml/min}$ ,  $n_{\text{SK}} = 500 \text{ min}^{-1}$ , axiales Lüftspiel  $a = 0,7 \text{ mm}$ )



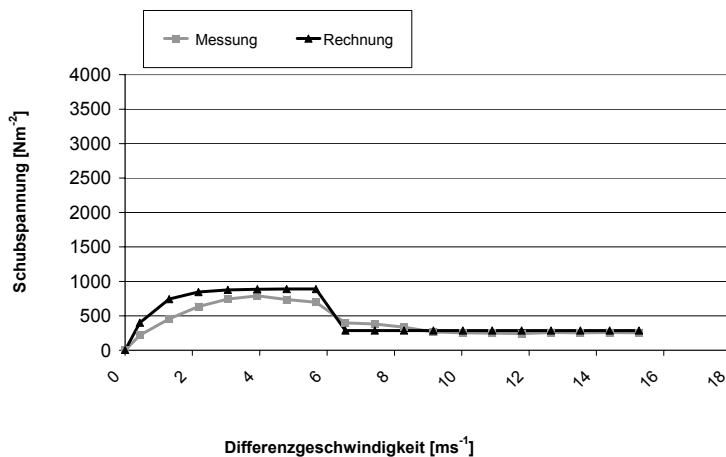
**Bild 7-32:** Schubspannung EK144-EF5010 ( $v_{\text{Öl}} \approx 14 \text{ cSt}$ , Öl 8138 und 8149, Innenbeölung, Ölvolumenstrom  $500 \text{ ml/min}$ ,  $n_{\text{SK}} = 2000 \text{ min}^{-1}$ , axiales Lüftspiel  $a = 0,7 \text{ mm}$ )



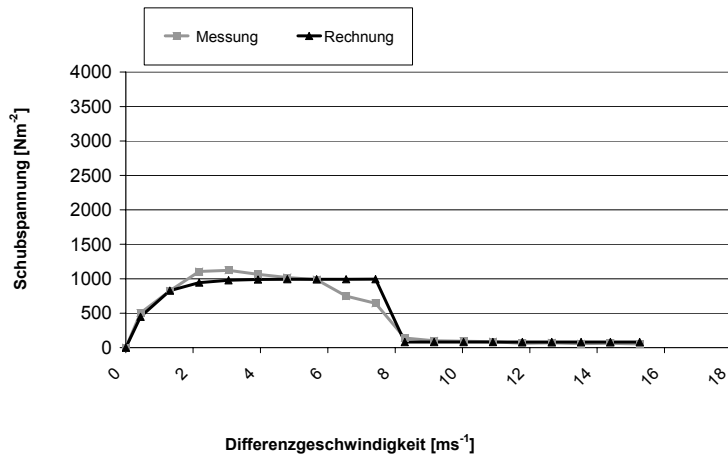
**Bild 7-33:** Vergleich Rechnung - Messung TK89-EF5010 (MTF,  $a = 0,2 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$ , Ölvolumenstrom 500 ml/min, Außenbeölung,  $n_{\text{SK}} = 500 \text{ min}^{-1}$ )



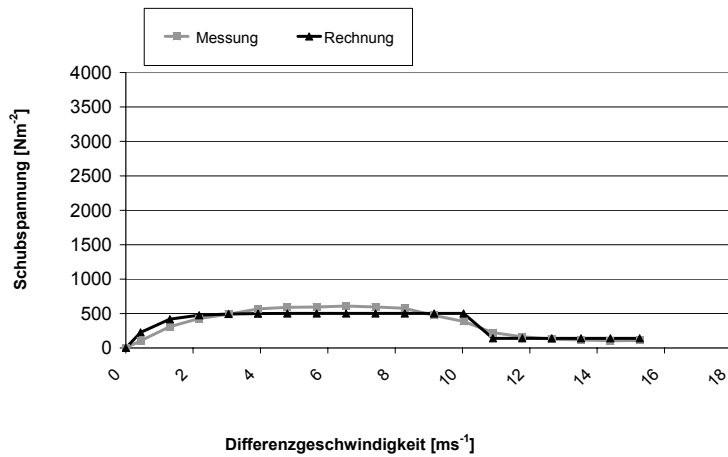
**Bild 7-34:** Vergleich Rechnung - Messung TK89-EF5010 (MTF,  $a = 0,2 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +50 \text{ °C}$ , Ölvolumenstrom 500 ml/min, Außenbeölung,  $n_{\text{SK}} = 500 \text{ min}^{-1}$ )



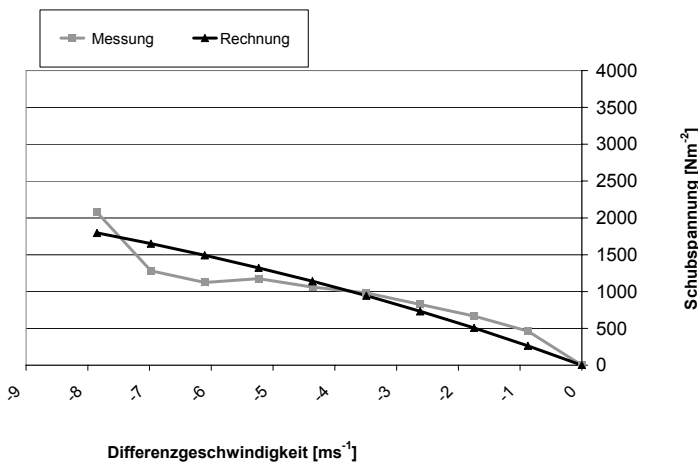
**Bild 7-35:** Vergleich Rechnung - Messung TK89-EF5010 (MTF,  $a = 0,2 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +80 \text{ °C}$ , Ölvolumenstrom 500 ml/min, Außenbeölung,  $n_{\text{SK}} = 500 \text{ min}^{-1}$ )



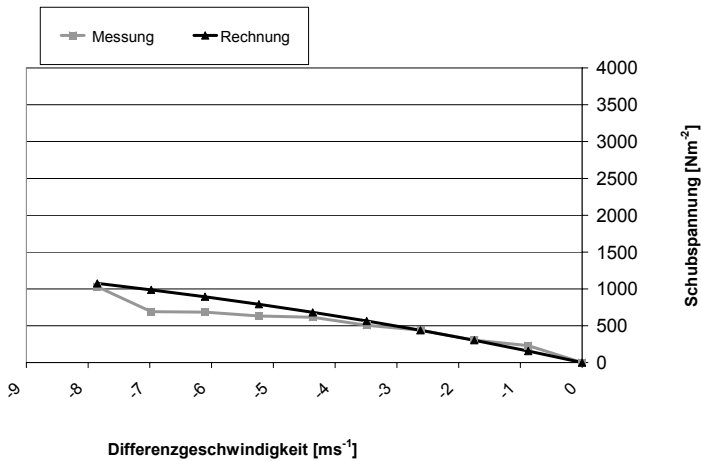
**Bild 7-36:** Vergleich Rechnung - Messung TK89-EF5010 (MTF, a = 1,2 mm,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ }^\circ\text{C}$ , Ölvolumenstrom 500 ml/min, Außenbeölung,  $n_{\text{SK}} = 500 \text{ min}^{-1}$ )



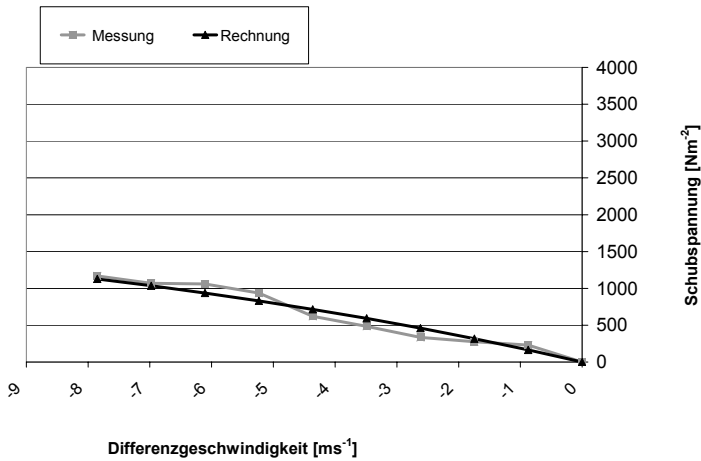
**Bild 7-37:** Vergleich Rechnung - Messung TK89-EF5010 (MTF, a = 1,2 mm,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +80 \text{ }^\circ\text{C}$ , Ölvolumenstrom 500 ml/min, Außenbeölung,  $n_{\text{SK}} = 500 \text{ min}^{-1}$ )



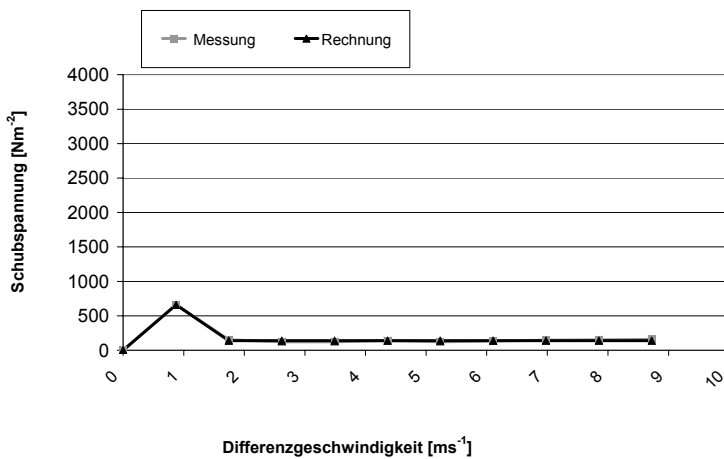
**Bild 7-38:** Vergleich Rechnung - Messung TK89-EF5010 (MTF, a = 0,2 mm,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ }^\circ\text{C}$ , Ölvolumenstrom 500 ml/min, Außenbeölung,  $n_{\text{SK}} = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $\Delta v < 0 \text{ ms}^{-1}$ )



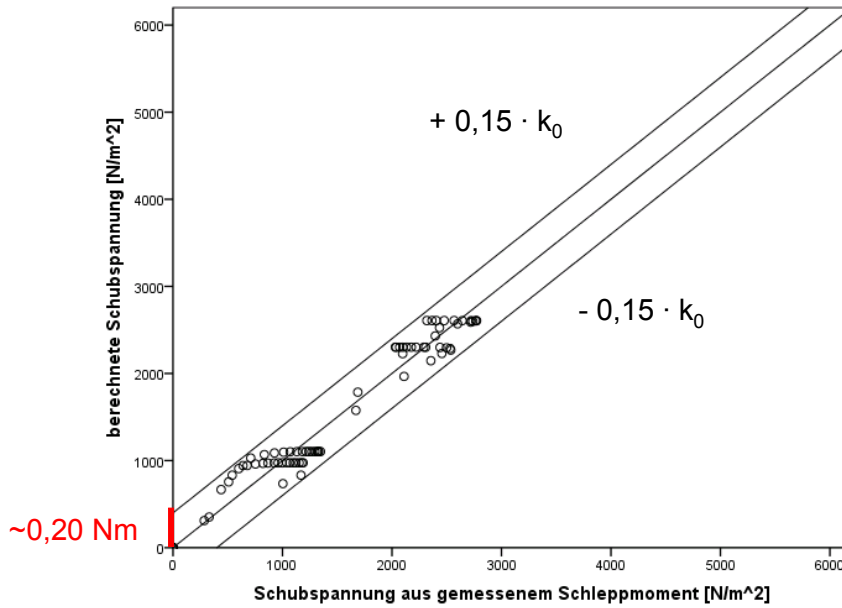
**Bild 7-39:** Vergleich Rechnung - Messung TK89-EF5010 (MTF,  $a = 0,2 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +80 \text{ °C}$ , Ölvolumenstrom 500 ml/min, Außenbeölung,  $n_{\text{SK}} = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $\Delta v < 0 \text{ ms}^{-1}$ )



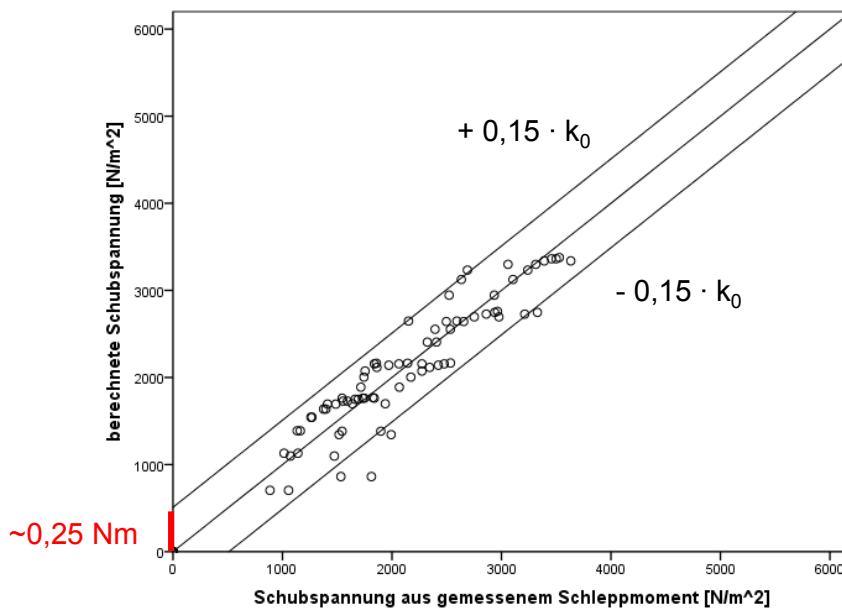
**Bild 7-40:** Vergleich Rechnung - Messung TK89-EF5010 (MTF,  $a = 1,2 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$ , Ölvolumenstrom 500 ml/min, Außenbeölung,  $n_{\text{SK}} = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $\Delta v < 0 \text{ ms}^{-1}$ )



**Bild 7-41:** Vergleich Rechnung - Messung TK89-EF5010 (MTF,  $a = 0,2 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ °C}$ , Ölvolumenstrom 500 ml/min, Außenbeölung,  $n_{\text{SK}} = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $\Delta v \geq 0 \text{ ms}^{-1}$ )



**Bild 7-42:** Gegenüberstellung Messung Rechnung DK128-Molybdän (ECOFLUID M, Ölvolumenstrom  $500 \text{ mlmin}^{-1}$ , axiales Lüftspiel  $a = 0,7 \text{ mm}$  und  $1,2 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +80 \text{ }^\circ\text{C}$ ),  $k_0 = 2607$ ,  $\alpha = 0,43$ ,  $\beta = -0,23$ ,  $\gamma = 0,56$ ,  $R^2 = 0,95$ ,  $n_{\text{SK}} = 500 \text{ min}^{-1}$



**Bild 7-43:** Gegenüberstellung Messung Rechnung DK128-Molybdän (ECOFLUID M, Ölvolumenstrom  $500 \text{ mlmin}^{-1}$ , axiales Lüftspiel  $a = 0,7 \text{ mm}$  und  $1,2 \text{ mm}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +25 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = +80 \text{ }^\circ\text{C}$ ),  $k_0 = 3400$ ,  $\alpha = 0,22$ ,  $\beta = -0,37$ ,  $\gamma = 0,37$ ,  $R^2 = 0,90$ ,  $n_{\text{SK}} = 2000 \text{ min}^{-1}$