



TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN  
TUM School of Engineering and Design

## **Getriebeschmierung mit wasserhaltigen Polyglykolen**

**Mustafa Yilmaz**

Vollständiger Abdruck der von der TUM School of Engineering and Design der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

**Doktors der Ingenieurwissenschaften**

genehmigten Dissertation.

Vorsitz: Prof. Dr.-Ing. Markus Zimmermann

Prüfer\*innen der Disser- 1. Prof. Dr.-Ing. Karsten Stahl  
tation: 2. Prof. Dr.-Ing. Carsten Gachot  
(Technische Universität Wien)

Die Dissertation wurde am 30.09.2022 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die TUM School of Engineering and Design am 14.02.2023 angenommen.



## Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Maschinenelemente, Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebesysteme (FZG) der Technischen Universität München. Ein Großteil der Ergebnisse basiert auf dem Forschungsvorhaben CHEOPS<sup>3</sup> (Charakterisierung von Effizienz-optimierten Schicht-Schmierungs-Systemen), finanziert vom Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz (BMWK).

Mit Blick auf die Zeit an der FZG möchte ich mich bei den folgenden Personen bedanken, bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Karsten Stahl als Ordinarius und Doktorvater für die Ermöglichung der Promotion und die konstruktive Zusammenarbeit,

bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Carsten Gachot als Zweitprüfer für die Durchsicht der Arbeit,

bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Markus Zimmer für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes,

bei Herrn Dr.-Ing. Thomas Lohner als mein Vorgesetzter und Mentor, für die fachliche und persönliche Förderung, für die konstruktive und vertrauensvolle Zusammenarbeit sowie für die Durchsicht der Arbeit,

bei Herrn Dr.-Ing. Klaus Michaelis für die fachliche Zusammenarbeit und Durchsicht der Arbeit, und bei allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern an der FZG aus dem wissenschaftlichen und nicht-wissenschaftlichen Bereich für die sehr gute und angenehme Zusammenarbeit. Insbesondere bedanken möchte ich mich bei meinen Kollegen der Abteilung EHD-Tribokontakt und Wirkungsgrad Herrn Dr.-Ing. Martin Ebner, M.Sc. Andreas Schwarz, M.Sc. Enzo Maier und M.Sc. Stefan Hofmann sowie bei meinen Bürokollegen Herrn M.Sc. Hua Liu, Dr.-Ing. Daniel Fuchs und M.Sc. Karl Jakob Raddatz.

Ebenfalls bedanken möchte ich mich bei allen Studierenden, die als studentische oder wissenschaftliche Hilfskräfte und im Rahmen von Bachelor-, Semester- und Masterarbeiten bei den theoretischen und experimentellen Untersuchungen unterstützt haben. Insbesondere bedanken möchte ich mich bei Herrn M.Sc. Ali Önüt, M.Sc. Michael Mirza, M.Sc. Abdurrahman Yüksel, M.Sc. Ali Öner, Serhat Çuhadar und Ismail Memet.

Ein besonderer Dank gilt meinen Eltern und Schwiegereltern, die Anfang der 70er Jahre aus der Türkei nach Deutschland kamen und es mir ermöglichten, eine akademische Ausbildung vollumfänglich zu genießen, was sie damals situationsbedingt nicht durften. Ellerinizden öperim!

Ebenfalls möchte ich mich bei meiner Ehefrau B.A. Maşite Yılmaz für ihren Rückhalt, ihre große Unterstützung und Liebe bedanken. İyi ki varsın hayatımda!

gez. Mustafa Yilmaz

Friedrichshafen, im Mai 2023



## Kurzfassung

Die Erhöhung des Getriebewirkungsgrads ist aufgrund des Klimawandels und begrenzter Ressourcen stark in den Vordergrund von Forschungsarbeiten gerückt. Getriebeverlustmomente können in lastabhängige und lastunabhängige Verlustmomente eingeteilt werden. Modellversuche zeigen, dass insbesondere wasserhaltige Polyglykole großes Potential bieten, die lastabhängigen Verlustmomente zu reduzieren und dabei Reibungszahlen  $\mu < 0,01$  erreichen zu können, die dem Bereich der Superlubricity zugeordnet werden. Im Rahmen dieser Dissertationsschrift wird der Einfluss der wasserhaltigen Polyglykole auf das Reibungs- und Temperaturverhalten in Stirnradgetrieben umfassend untersucht.

Die Ergebnisse mit wasserhaltigen Polyglykolen am Zwei-Scheiben-Tribometer zeigen deutliche Potentiale zur Reduzierung der Reibungszahl, die in einem weiten Bereich der Betriebsbedingungen kleiner als 0,01 sind. Im Vergleich zu den wasserfreien Schmierstoffen ist eine Reduzierung der Reibung um bis zu 91 % möglich. Die sehr niedrigen Reibungszahlen können durch niedrige Druck-Viskositäts-Koeffizienten und eine wirksame Zone aus Wasser im Kontakt begründet werden, die sich reibungsarm abscheren lässt. Untersuchungen mit beschichteten Oberflächen zeigen bei Vollschmierung im Mittel höhere Reibungszahlen im Vergleich zu unbeschichteten Oberflächen. Das große Potential wasserhaltiger Polyglykole zur Reduzierung lastabhängiger Verlustmomente konnte mit Bauteilversuchen für Maschinenelemente bestätigt werden. Die Ergebnisse mit wasserhaltigen Polyglykolen zeigen am Zahnradprüfstand für einen Großteil der untersuchten Betriebsbedingungen mittlere Verzahnungsreibungszahlen kleiner als 0,01. Im Vergleich zu den wasserfreien Schmierstoffen ist eine Reduzierung der lastabhängigen Verzahnungsverlustmomente um bis zu 82 % möglich. Die Erkenntnisse münden in einer Potentialbewertung für die praktische Anwendung.

## Abstract

Due to climate change and limited resources, the increase of gearbox efficiency has moved in the foreground of many research projects. Gearbox losses can be divided into no-load and load-dependent loss torque. Fundamental research has proved that water-containing polyglycols can reduce load-dependent loss torques significantly enabling coefficients of friction  $\mu < 0.01$ , which is referred to as superlubricity. In this thesis the influence of water-containing polyglycols is evaluated in terms of loss and thermal behavior for spur gears.

The results with water-containing polyglycols at the twin-disk tribometer show the significant potential to reduce the coefficient of friction, which is for a wide range of operating conditions smaller than 0.01. Compared to anhydrous lubricants, a reduction of friction up to 91 % is possible. The ultra-low friction can be explained by low pressure-viscosity coefficients and an effective zone of a water shear layer formed in the lubricant gap allowing easy sliding. The investigations with coated surfaces show in general higher coefficients of friction compared to uncoated surfaces. The huge potential of water-containing polyglycols to reduce load-dependent loss torques can be confirmed with component tests for machine elements. The results with water-containing polyglycols at the gear test rig display for a wide range of operating conditions mean gear coefficients of friction smaller than 0.01. Compared to anhydrous lubricants, a reduction of load-dependent gear loss torques up to 82 % is possible. The findings of the thesis result in a potential appraisal for the practical application.



## Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung.....</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Stand des Wissens.....</b>	<b>3</b>
2.1	Getriebeverlustleistung.....	3
2.1.1	Verzahnungsverlustleistung.....	3
2.1.2	Lagerverlustleistung.....	6
2.1.3	Dichtungsverlustleistung.....	7
2.1.4	Sonstige Verlustleistung.....	7
2.2	Schmierverfahren.....	7
2.2.1	Tauchschmierung.....	8
2.2.2	Einspritzschmierung.....	12
2.2.3	Verlustschmierung.....	15
2.3	Tribologische Beschichtungen.....	17
2.3.1	Nitridische Hartstoffbeschichtung (Cr,Al)N.....	17
2.3.2	Tetraedrische DLC-Beschichtung.....	21
2.4	Schmierstoffe mit funktionellem Wasseranteil.....	24
2.4.1	Wasserbasierte Schmierstoffe.....	25
2.4.2	Wasserhaltige Schmierstoffe.....	27
2.5	Fluidische Superlubricity.....	32
2.5.1	Mechanismus mit DLC-Beschichtungen.....	33
2.5.2	Mechanismus mit wasserhaltigen Schmierstoffen.....	34
2.6	Fazit zum Stand des Wissens.....	38
<b>3</b>	<b>Problemstellung, Zielsetzung und Lösungsweg.....</b>	<b>41</b>
3.1	Problemstellung und Zielsetzung.....	41
3.2	Lösungsweg.....	42
<b>4</b>	<b>Versuchseinrichtungen und Versuchsdurchführung.....</b>	<b>44</b>
4.1	Prüfschmierstoffe.....	44
4.2	Schmierverfahren.....	45
4.3	Beschichtungen.....	46
4.4	Untersuchungen am optischen EHD-Tribometer.....	48
4.4.1	Prüfstands Aufbau.....	48
4.4.2	Genauigkeit der Untersuchungen.....	49
4.4.3	Versuchsdurchführung und Versuchsvarianten.....	49
4.5	Untersuchungen am Zwei-Scheiben-Tribometer.....	49
4.5.1	Prüfstands Aufbau.....	49
4.5.2	Genauigkeit der Untersuchungen.....	50

---

4.5.3	Prüfscheiben.....	50
4.5.4	Versuchsdurchführung und Versuchsvarianten.....	52
4.6	Untersuchungen am Lagerverlustleistungsprüfstand.....	53
4.6.1	Prüfstands Aufbau.....	53
4.6.2	Genauigkeit der Untersuchungen.....	54
4.6.3	Prüflager.....	54
4.6.4	Versuchsdurchführung und Versuchsvarianten.....	54
4.7	Untersuchungen am Zahnrad-Wirkungsgradprüfstand.....	55
4.7.1	Prüfstands Aufbau.....	55
4.7.2	Auswertevorgehen.....	56
4.7.3	Genauigkeit der Untersuchungen.....	57
4.7.4	Prüfverzahnungen.....	57
4.7.5	Versuchsdurchführung und Versuchsvarianten.....	58
<b>5</b>	<b>Versuchsergebnisse.....</b>	<b>61</b>
5.1	Schmierfilmdicke am optischen EHD-Tribometer.....	61
5.1.1	Einfluss des Schmierstoffs.....	61
5.1.2	Einfluss des Wassergehalts.....	64
5.1.3	Einfluss der Öltemperatur.....	65
5.2	Reibung am Zwei-Scheiben-Tribometer.....	68
5.2.1	Einfluss des Schmierstoffs.....	68
5.2.2	Einfluss der Oberfläche.....	74
5.3	Verlustleistung am Lagerverlustleistungsprüfstand.....	80
5.3.1	Einfluss des Schmierstoffs.....	80
5.3.2	Einfluss der Drehzahl.....	82
5.3.3	Einfluss der Radialkraft.....	83
5.4	Verlustleistung am Wirkungsgradprüfstand.....	83
5.4.1	Einfluss des Schmierstoffs.....	84
5.4.2	Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit.....	87
5.4.3	Einfluss der Ölsumpftemperatur.....	87
5.4.4	Einfluss der Last.....	88
5.4.5	Einfluss der Oberflächenrauheit und Mikrogeometrie.....	89
5.4.6	Einfluss des Schmierverfahrens.....	90
5.4.7	Einfluss der Beschichtung.....	95
5.4.8	Dokumentation der Zahnflanke.....	96
<b>6</b>	<b>Interpretation und Diskussion.....</b>	<b>98</b>
6.1	Schmierfilmdicke im Wälzkontakt.....	98
6.2	Reibung im Wälzkontakt.....	100
6.2.1	Einfluss des Schmierstoffs.....	100



---

6.2.2	Einfluss der Oberflächenrauheit .....	101
6.2.3	Einfluss der Beschichtung .....	102
6.2.4	Zwischenfazit .....	104
6.3	Mittlere Verzahnungsreibungszahl .....	104
6.3.1	Einfluss des Schmierstoffs .....	104
6.3.2	Einfluss der Oberflächenrauheit .....	108
6.3.3	Einfluss der Beschichtung .....	109
6.3.4	Zwischenfazit .....	111
6.4	Zahnmassentemperatur .....	111
6.4.1	Einfluss des Schmierstoffs .....	111
6.4.2	Einfluss des Schmierverfahrens .....	112
6.4.3	Zwischenfazit .....	113
6.5	Verlustmomente .....	114
6.5.1	Lagerverlustmomente .....	114
6.5.2	Lastunabhängige Getriebeverlustmomente .....	115
6.5.3	Getriebegesamtverlustmomente .....	117
6.5.4	Zwischenfazit .....	118
6.6	Getriebewirkungsgrad .....	118
6.6.1	Einfluss des Schmierstoffs .....	118
6.6.2	Einfluss des Schmierverfahrens .....	119
6.6.3	Zwischenfazit .....	120
6.7	Anwendung bestehender Berechnungsverfahren .....	121
6.7.1	Mittlere Verzahnungsreibungszahl .....	121
6.7.2	Zahnmassentemperatur .....	122
6.7.3	Lastunabhängige Getriebeverlustleistung .....	123
6.7.4	Zwischenfazit .....	123
<b>7</b>	<b>Potentialbewertung für die praktische Anwendung .....</b>	<b>125</b>
7.1	Voraussetzungen für Liquid Superlubricity .....	125
7.2	Verlustleistungsanalyse eines Windkraftgetriebes .....	125
7.3	Herausforderungen .....	127
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>129</b>
8.1	Zusammenfassung .....	129
8.2	Ausblick .....	130
<b>9</b>	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>133</b>
<b>A</b>	<b>Anhang .....</b>	<b>1</b>
A.1	Experimentelle Ergebnisse am optischen EHD-Tribometer .....	1

---

A.2	Experimentelle Ergebnisse am Zwei-Scheiben-Tribometer .....	4
A.3	Experimentelle Ergebnisse am Wirkungsgradprüfstand .....	8
A.4	Kontakttemperaturmessungen am Zwei-Scheiben-Tribometer .....	25
A.4.1	Aufbau der Messtechnik .....	25
A.4.2	Fehlerbetrachtung .....	26
A.5	Prüfverzahnungen.....	27

## Nomenklatur

### Arabische Buchstaben

Zeichen	Einheit	Benennung
a	m	Achsabstand
A	m	Anfangspunkt der Eingriffsstrecke
b	m	Zahnbreite
$b_H$	m	Halbe Hertz'sche Abplattungsbreite
$C_a$	m	Kopfrücknahme
$C_b$	m	Breitenballigkeit
$c_p$	J/(kg·K)	Spezifische Wärmekapazität
$d_a$	m	Kopfkreisdurchmesser
$d_D$	m	Innendurchmesser des Radialwellendichtrings
D	-	Parameter für Drehrichtung
e	m	Eintauchtiefe des Rades
E	N/m <sup>2</sup>	Elastizitätsmodul
E'	N/m <sup>2</sup>	Ersatzelastizitätsmodul
E	m	Endpunkt der Eingriffsstrecke
$f_N$	N/m	Linienlast
$F_{bt}$	N	Umfangskraft am Grundkreis
$F_r$	N	Radialkraft
$F_N$	N	Normalkraft
$F_R$	N	Reibkraft
G	-	Dimensionsloser Werkstoffkennwert
$h_C$	m	Zentrale Schmierfilmdicke
$h_m$	m	Minimale Schmierfilmdicke
$H_V$	-	Zahnverlustfaktor nach Ohlendorf [Ohl58]
$H_{VL}$	-	Lokal-geometrischer Zahnverlustfaktor nach Wimmer [Wim05]
i	-	Übersetzung
$l_{eff}$	m	Tragende Breite bei Linienberührung
$L_t$	m	Messstrecke
$m_n$	m	Normalmodul
n	1/s	Drehzahl

Zeichen	Einheit	Benennung
$p_{et}$	m	Eingriffsteilung
$p_H$	N/m <sup>2</sup>	Hertz'sche Pressung
$P_{An}$	W	Antriebsleistung
$P_V$	W	Gesamtverlustleistung
$P_{VX}$	W	Sonstige Verlustleistung
$R$	m	Ersatzkrümmungsradius
$R_a$	m	Arithmetischer Mittenrauwert (Rauheitsparameter)
$R_{pk}$	m	Reduzierte Spitzenhöhe (Rauheitsparameter)
$s$	%	Schlupf
$SRR$	%	Slide-to-Roll-Ratio
$t$	s	Zeit
$t_c$	m	Schichtdicke
$T$	Nm	Drehmoment
$T_{drag}$	Nm	Reibmoment durch Strömungs-, Plansch- oder Spritzverluste
$T_{rr}$	Nm	Rollreibungsmoment
$T_{seal}$	Nm	Dichtungsreibungsmoment
$T_{sl}$	Nm	Gleitreibungsmoment
$u$	-	Zähnezahlverhältnis Rad 1 / Rad 2
$U$	-	Dimensionsloser Geschwindigkeitskennwert
$v$	m/s	Geschwindigkeit
$v_g$	m/s	Gleitgeschwindigkeit
$v_m$	m/s	Mittlere Geschwindigkeit
$v_t$	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
$v_\Sigma$	m/s	Summengeschwindigkeit
$\dot{V}_{\text{Öl}}$	m <sup>3</sup> /s	Öl-Volumenstrom
$W$	-	Dimensionsloser Lastkennwert
$x$	-	Profilverschiebungsfaktor (Nennverzahnung)
$X_L$	-	Schmierstofffaktor
$X_S$	-	Faktor für Schmierung
$X_{Ca}$	-	Faktor für Kopfrücknahme
$z$	-	Zähnezahl

**Griechische Buchstaben**

Zeichen	Einheit	Benennung
$\alpha_n$	°	Normaleingriffswinkel
$\alpha_p$	m <sup>2</sup> /N	Druck-Viskositäts-Koeffizient
$\beta$	°	Schrägungswinkel
$\varepsilon$	-	Kopfüberdeckung
$\varepsilon_\alpha$	-	Profilüberdeckung
$\varepsilon_\beta$	-	Sprungüberdeckung
$\eta$	Pa·s / -	Dynamische Viskosität / Getriebewirkungsgrad
$\vartheta$	°C	Temperatur
$\vartheta_L$	°C	Temperatur im lastunabhängigen Zustand
$\vartheta_M$	°C	Massentemperatur
$\vartheta_{\text{Öl}}$	°C	Öleinspritztemperatur / Ölsumpftemperatur
$\kappa$	-	Dimensionsloser Elliptizitätskennwert
$\lambda$	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit
$\lambda_c$	m	Grenzwellenlänge (Cut-off)
$\lambda_{\text{rel}}$	-	Relative Schmierfilmdicke
$\mu$	-	Reibungszahl
$\mu_{\text{mz}}$	-	Mittlere Verzahnungsreibungszahl
$\mu_{\text{zA}}$	-	Konstante Verzahnungsreibungszahl am Zahneingriff
$\nu$	m <sup>2</sup> /s / -	Kinematische Viskosität / Querkontraktionszahl
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte

**Indizes**

0	Lastunabhängig	1	Prüfritzel bzw. unterer Wälzkörper
2	Prüfrad bzw. oberer Wälzkörper	b	Grundkreis
ber	Berechnet	C	Wälzpunkt
D	Dichtung	exp	Gemessen
L	Lager	P	Lastabhängig
V	Verlust	Z	Verzahnung

**Abkürzungen**

CAE	Cathodic arc evaporation	MIN	Mineralöl
CFD	Computational Fluid Dynamics	PAO	Polyalphaolefin
CVD	Chemical Vapour Deposition	PE	Polyether
DIN	Deutsches Institut für Normung	PAG	Poly(alkylen)glykol
DLC	Diamond-like-Carbon	PEG	Polyethylenglykol
EN	Europäische Norm	PPG	Polypropylenglykol
FVA	Forschungsvereinigung Antriebstechnik	PLD	Pulsed laser deposition
GMO	Glycerol-Mono-Oleat	PVD	Physical vapour deposition
ISO	International Organization for Standardization	REM	Rasterelektronenmikroskop
KS	Kraftstufe	TEHD	Thermo-Elastohydrodynamik   thermo-elastohydrodynamisch
LowLoss	Verlustoptimierte Prüfverzahnung	VAD	Vacuum arc deposition

## 1 Einleitung

Die Erhöhung des Getriebewirkungsgrads ist aufgrund des Klimawandels und begrenzter Ressourcen stark in den Vordergrund von Forschungsarbeiten gerückt. Getriebeverlustleistung kann in Verzahnungs-, Lager-, Dichtungs- und sonstige Verlustleistung eingeteilt werden, wobei eine weitere Differenzierung in lastunabhängige und lastabhängige Verlustleistung erfolgt. Die lastunabhängige Verlustleistung ergibt sich maßgeblich aus der Schmierstoffströmung im Getriebe und wird vor allem durch das Schmierverfahren sowie durch die Viskosität und Dichte des Schmierstoffs beeinflusst. Die lastabhängige Verlustleistung dagegen ergibt sich bei Lastübertragung in tribologischen Kontakten und hängt neben der Viskosität vor allem vom betrachteten Grundöl, der Additivierung sowie vom Schmierungszustand und damit von den beteiligten Tribokörpern und deren Oberflächen ab. Bei Grenz- und Mischschmierung dominiert bezüglich des Schmierstoffeinflusses die Additivierung und somit die Bildung triboinduzierter Schichten. Bei Vollschröpfung dagegen wird die lastabhängige Verlustleistung maßgeblich durch das Grundöl und die Viskosität des Schmierstoffs beeinflusst. Untersuchungen an Verzahnungen von Hinterstößer et al. [Hin14, Hin19] zeigen im Vergleich unterschiedlicher Grundöle abnehmende mittlere Verzahnungsreibungszahlen vom Mineralöl, zum Polyalphaolefin-, zum Polyalkylenglykol- zum Polyether-Öl, wobei Superlubricity in der Regel nicht erreicht werden kann.

Bei Superlubricity handelt es sich um einen tribologischen Systemzustand, bei dem die Reibung zweier kontaktierender Körper annähernd verschwindet. Der Begriff ist von Shinjo und Hirano [Hir90, Shi93] geprägt und klassifiziert in der Tribologie den Bereich, bei dem die Reibungszahl kleiner als 0,01 ist. Die Mechanismen zur Erreichung von Superlubricity können in strukturelle Superlubricity und fluidische Superlubricity unterteilt werden. Strukturelle Superlubricity bezieht sich auf die Festkörperreibung und somit vor allem auf atomare Vorgänge an der Grenzschicht der Festkörper. Fluidische Superlubricity bezieht sich auf die Flüssigkeitsreibung und somit vor allem auf die Schmierstoffeigenschaften und die Wechselwirkung zwischen Festkörper und Schmierstoff. Untersuchungen auf Modellebene belegen, dass fluidische Superlubricity mit wasserhaltigen Schmierstoffen erreicht werden kann (Chen et al. [Che13], Wang et al. [Wan16a], Ge et al. [Ge19a]).

Der bisherige Stand des Wissens zur fluidischen Superlubricity mit wasserhaltigen Schmierstoffen beschränkt sich vorwiegend auf Untersuchungen auf Modellebene. Bauteilversuche an Maschinenelementen liegen nur eingeschränkt vor bzw. die Erkenntnisse aus den Untersuchungen auf Modellebene konnten nur bedingt auf die Bauteilversuche übertragen werden. Die Bauteilversuche an Maschinenelementen können allerdings das große Potential aufzeigen, den Getriebewirkungsgrad erheblich zu erhöhen und den Wärmehaushalt zu verbessern.





## 2 Stand des Wissens

In den folgenden Abschnitten 2.1 bis 2.6 wird der relevante Stand des Wissens dargestellt. In Abschnitt 2.1 werden Berechnungsverfahren für die Getriebeverlustleistung beschrieben, wobei ebenfalls eine Aufteilung der Getriebeverlustleistung in einzelne Verlustanteile erfolgt. In Abschnitt 2.2 werden die in der Praxis gängigen Schmierverfahren für Getriebe erläutert und deren Einfluss auf den Getriebewirkungsgrad beschrieben. In Abschnitt 2.3 werden Forschungsergebnisse zu tribologischen Beschichtungen aufgegriffen. Im Vordergrund stehen die nitridische Hartstoffbeschichtung (Cr,Al)N und die DLC-Beschichtung ta-C. Schmierstoffe mit funktionellem Wasseranteil werden in Abschnitt 2.4 beschrieben und deren Einfluss auf das tribologische Verhalten aufgezeigt. Dabei wird zwischen wasserbasierten und wasserhaltigen Schmierstoffen unterschieden. Abschnitt 2.5 fasst Mechanismen zur Erreichung von Superlubricity zusammen. Der Stand des Wissens schließt in Abschnitt 2.6 mit einem Fazit ab.

### 2.1 Getriebeverlustleistung

Die Getriebeverlustleistung  $P_V$  setzt sich aus unterschiedlichen Verlustanteilen zusammen. Gleichung (2.1) zeigt nach Niemann und Winter [Nie03] und ISO/TR 14179-2 [ISO01b] die Aufschlüsselung der Getriebeverlustleistung in Anteile von Verzahnungen ( $P_{VZ}$ ), Lagern ( $P_{VL}$ ), Dichtungen ( $P_{VD}$ ) und sonstiger Verlustleistung ( $P_{VX}$ ). Dabei können die Verlustleistungen von Lagern und Zahnrädern nach lastunabhängigen (0) und lastabhängigen (P) Verlustleistungen aufgeschlüsselt werden. In den folgenden Abschnitten werden die einzelnen Verlustleistungen näher betrachtet.

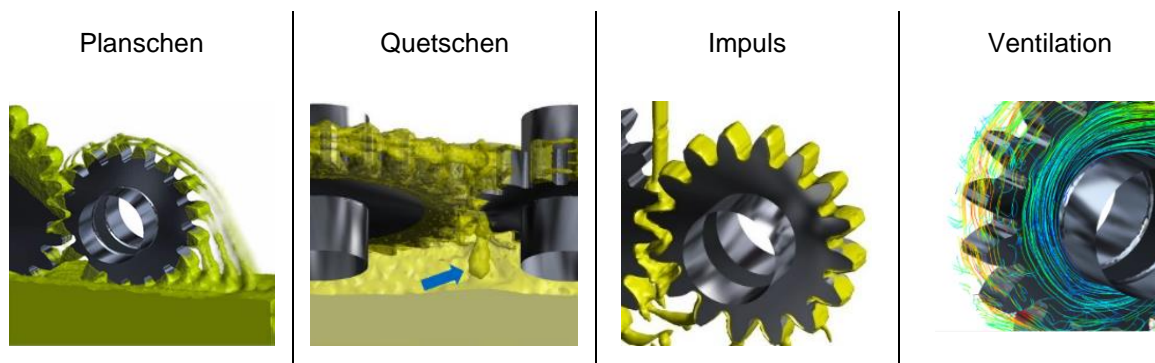
$$P_V = P_{VZP} + P_{VZ0} + P_{VLP} + P_{VL0} + P_{VD} + P_{VX} \quad (2.1)$$

#### 2.1.1 Verzahnungsverlustleistung

In diesem Abschnitt werden die lastunabhängige und lastabhängige Verzahnungsverlustleistung sowie die Zahnmassentemperatur erläutert.

##### Lastunabhängige Verzahnungsverlustleistung

Nach Niemann und Winter [Nie03] kann die lastunabhängige Verzahnungsverlustleistung im Wesentlichen in die Plansch-, Quetsch-, Impuls- und Ventilationsverlustleistung unterteilt werden. In **Bild 2.1** sind die entsprechenden Interaktionen zwischen Fluiden und rotierenden Zahnrädern dargestellt.



**Bild 2.1:** Interaktion von Fluiden mit rotierenden Zahnrädern nach Liu et al. [Liu18b]

Planschverlustleistung entsteht durch die Rotation der Verzahnungen im Ölsumpf, wobei Öl an den Zahnflanken mitgeschleppt und abgeschleudert wird. Somit ist die Planschverlustleistung nur bei Tauchschmierung relevant. Beim Abwälzen von Zahnflanken kommt es im Eingriff

zu einer Veränderung der von den Zahnflanken eingeschlossenen Freiräume. Infolge der Verdrängung des darin befindlichen Öls entsteht die Quetschverlustleistung, die bei Tauch- und Einspritzschmierung auftreten kann. Bei Einspritzschmierung findet beim Auftreffen des Ölstrahls auf der Zahnflanke ein Impulsaustausch statt. Je nachdem, ob die Einspritzgeschwindigkeit des Ölstrahls größer oder kleiner als die Umfangsgeschwindigkeit der Verzahnung ist, kommt es zu einem Impulsgewinn oder zu einem Impulsverlust. Ventilationsverlustleistung entsteht durch die Interaktion rotierender Zahnräder mit dem zweiten Medium im Getriebekasten, in der Regel Luft oder ein Öl-Luft-Gemisch.

### Lastabhängige Verzahnungsverlustleistung

Die lastabhängige Verzahnungsverlustleistung  $P_{VZP}$  ergibt sich durch die Integration der lokalen Reibleistung über der Eingriffsstrecke in Zahnbreitenrichtung und Division durch die Stirneingriffsteilung  $p_{et}$ :

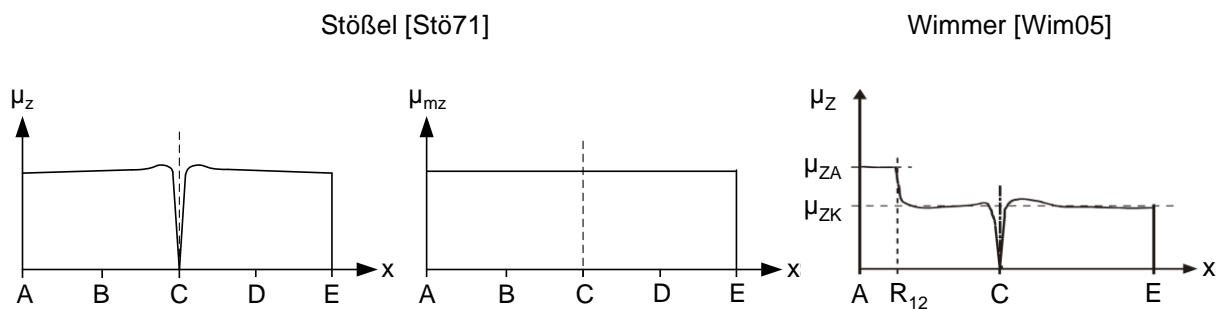
$$P_{VZP}(x, y) = F_N(x, y) \cdot \mu(x, y) \cdot v(x, y) \quad (2.2)$$

$$P_{VZP} = \frac{1}{p_{et}} \int_{y=0}^b \int_A^E F_N(x, y) \cdot \mu(x, y) \cdot v(x, y) dx dy \quad (2.3)$$

$$P_{VZP} = \mu_{mz} \cdot \frac{1}{p_{et}} \int_{y=0}^b \int_A^E F_N(x, y) \cdot v(x, y) dx dy \quad (2.4)$$

$$P_{VZP} = \mu_{mz} \cdot P_{An} \cdot H_{V(L)} \quad (2.5)$$

Die lokale Verzahnungsreibungszahl  $\mu(x, y)$  kann als tribologischer Einfluss auf die lastabhängige Verzahnungsverlustleistung interpretiert werden. In **Bild 2.2** (links) ist der Verlauf der Verzahnungsreibungszahl in Abhängigkeit von der Eingriffsstrecke in Anlehnung an Stößel [Stö71] dargestellt.



**Bild 2.2:** Verzahnungsreibungszahl  $\mu_z$  entlang der Eingriffsstrecke in Anlehnung an Stößel [Stö71] und Wimmer [Wim05]

Vom Beginn des Zahneingriffs A bis in die Nähe des Wälzpunktes C wird die Last durch Wälzen (Rollen und Gleiten) übertragen und in diesem Bereich ist die Verzahnungsreibungszahl vergleichsweise hoch. Zum Wälzpunkt hin nimmt die Verzahnungsreibungszahl deutlich ab, da in diesem Punkt die Last lediglich durch Rollen übertragen wird. Nach Erreichen des Wälzpunktes nimmt die Verzahnungsreibungszahl wieder zu und bleibt bis zum Ende des Zahneingriffs E vergleichsweise hoch. Auf Basis dieses Verlaufs der lokalen Verzahnungsreibungszahl kann diese näherungsweise konstant als mittlere Verzahnungsreibungszahl  $\mu_{mz}$  angenommen werden (Bild 2.2, Mitte). Wimmer [Wim05] stellt insbesondere zu Beginn der Eingriffsstrecke aufgrund ungünstiger Kontaktbedingungen einen abweichenden Verlauf für die Verzahnungsreibungszahl fest (Bild 2.2, rechts). Vom Beginn des Zahneingriffs A bis zum Punkt  $R_{12}$  liegt

zunächst eine höhere Verzahnungsreibungszahl  $\mu_{ZA}$  vor. Dabei wird der Schmierfilm aufgebaut, sodass ungünstigere Schmierzustände vorliegen, die in höheren Verzahnungsreibungszahlen resultieren. Nachdem der Schmierfilm aufgebaut ist, nimmt die Verzahnungsreibungszahl ab und erreicht konventionelle Verzahnungsreibungszahlen  $\mu_{ZK}$ . Mit numerischer Modellierung und Berechnung ist es möglich, lokale Verzahnungsreibungszahlen entlang der Eingriffsstrecke zu berechnen, z. B. Ziegltrum, Lohner und Stahl [Zie17, Zie18], Bobach et al. [Bob12] und Beilicke, Bobach und Bartel [Bei16].

Schlenk [Sch95b] entwickelt auf Basis von Michaelis [Mic87] die empirische Gleichung (2.6) zur Berechnung der mittleren Verzahnungsreibungszahl. Der Schmierstofffaktor  $X_L$  berücksichtigt den Einfluss des Grundöls auf die mittlere Verzahnungsreibungszahl. Dabei werden für Mineralöle (MIN) und Polyalphaolefine (PAO) konstante Schmierstofffaktoren definiert. Gleichung (2.7) beschreibt für Polyalkylenglykol (PAG) den Schmierstofffaktor  $X_L$  in Abhängigkeit von der Summengeschwindigkeit  $v_{\Sigma,C}$  im Zahnkontakt.

$$\mu_{mz} = 0,048 \cdot \left( \frac{F_{bt}/b}{v_{\Sigma,C} \cdot R_{red,C}} \right)^{0,2} \cdot \eta_{0l}^{-0,05} \cdot Ra^{0,25} \cdot X_L \quad (2.6)$$

$$\text{mit } X_L(MIN) = 1; X_L(PAO) = 0,8; X_L(PAG) = 0,75 \cdot \left( \frac{6}{v_{\Sigma,C}} \right)^{0,2} \quad (2.7)$$

Der Zahnverlustfaktor  $H_V$  nach Ohlendorf [Ohl58] oder der lokal-geometrische Zahnverlustfaktor  $H_{VL}$  nach Wimmer [Wim05] beschreibt den Einfluss der Verzahnungsgeometrie auf die lastabhängige Verzahnungsverlustleistung. Beim Zahnverlustfaktor nach Ohlendorf [Ohl58] werden Vereinfachungen für die Lastverteilung im Eingriffsfeld vorgenommen und das Integral analytisch gelöst. Der lokal-geometrische Zahnverlustfaktor  $H_{VL}$  nach Wimmer [Wim05] berücksichtigt die lokale Lastverteilung im Eingriffsfeld und die Berechnung erfolgt numerisch mithilfe einer Zahnkontaktanalyse.

$$H_V = \frac{\pi \cdot (u + 1)}{z_1 \cdot u \cdot \cos(\beta_b)} \cdot (1 - \varepsilon_\alpha + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2) \quad \text{für } 1 \leq \varepsilon_\alpha \leq 2 \quad (2.8)$$

$$H_{VL} = \frac{1}{p_{et}} \int_{y=0}^b \int_{x=A}^E \frac{f_N(x,y)}{F_{bt}} \cdot \frac{v_g(x,y)}{v_{tb}} dx dy \quad \text{mit } f_N(x,y) = f_N(x,y)_{RIKOR} \quad (2.9)$$

Bei unkorrigierten Geradverzahnungen stimmen die Ergebnisse für den Zahnverlustfaktor nach Ohlendorf und Wimmer gut überein. Bei korrigierten Gerad- und Schrägverzahnungen sind größere Abweichungen vorhanden, da der Zahnverlustfaktor nach Wimmer die lokale Lastverteilung im Eingriffsfeld berücksichtigt und somit zu genaueren Ergebnissen führt.

### Zahnmassentemperatur

Die lastabhängige Verzahnungsverlustleistung beeinflusst die Zahnmassentemperatur. Sie stellt sich im stationären Betrieb aus dem Gleichgewicht der zu- und abgeführten Wärme in das und von dem Zahnrad ein. Oster [Ost82] gibt zur Berechnung der Zahnmassentemperatur die Gleichung (2.10) an. Demnach bildet die Temperatur im lastunabhängigen Zustand  $\vartheta_L$  den Bezug zur Berechnung der Zahnmassentemperatur. Zu dieser Temperatur wird der lastabhängige Anteil addiert, der mit der lastabhängigen Verzahnungsverlustleistung  $P_{VZP}$ , der Breite der Verzahnung  $b$ , dem Achsabstand  $a$ , dem Faktor für die Schmierung  $X_S$  und dem Faktor für Kopfrücknahme  $X_{Ca}$  berechnet wird. Die Faktoren  $X_S$  und  $X_{Ca}$  werden nach DIN 3990 Teil 4 [DIN87] berechnet.

$$\vartheta_{M,Oster} = \vartheta_L + 7400 \cdot \left( \frac{P_{VZP}/1000}{a \cdot b} \right)^{0,72} \cdot \frac{X_S}{1,2 \cdot X_{Ca}} \quad (2.10)$$

Die Kopfrücknahme  $X_{Ca}$  reduziert die lokale Last im Bereich hoher Gleitgeschwindigkeiten, wodurch die lastabhängige Verzahnungsverlustleistung verringert werden kann. Folglich können Kopfrücknahmen zu einer Reduzierung der Zahnmassentemperatur führen. Eine Verkleinerung der Zahnbreite  $b$  und des Achsabstands  $a$  führt hingegen zu einer Erhöhung der Zahnmassentemperatur, da ein konzentrierterer Wärmeeintrag stattfindet und die Wärmeabfuhr durch eine kleinere Oberfläche erfolgt. Der Schmierfaktorsfaktor ist  $X_S = 1$  für Tauchschmierung und  $X_S = 1,2$  für Einspritzschmierung unter Vollschröpfung.

Untersuchungen von Otto [Ott09] zeigen, dass bei Minimalmengenschmierung deutlich höhere Zahnmassentemperaturen aufgrund der begrenzten Wärmeabfuhr zu erwarten sind. Er entwickelt auf Basis experimenteller Untersuchungen Gleichung (2.11) für den Schmierfaktorsfaktor  $X_S$ . Dabei markiert die untere Grenze  $X_S = 0,3$  ein komplett gefülltes Getriebegehäuse und somit voll eintauchende Verzahnungen. Die obere Grenze  $X_S = 3,7$  markiert die minimale Schmierstoffmenge, die zur Schmierung des Zahnkontaktes gerade ausreicht, allerdings meist keine ausreichende Wärmeabfuhr gewährleistet.

$$0,3 \leq X_S = 0,35 + \left( \frac{e}{d_a} \right)^{-D} \leq 3,7 \quad (2.11)$$

### 2.1.2 Lagerverlustleistung

Bei der Lagerverlustleistung  $P_{VL}$  wird wie für Verzahnungen eine Unterscheidung zwischen lastabhängiger und lastunabhängiger Verlustleistung vorgenommen. Je nach Lagerart dominiert die Verlustleistung aus der Roll- und Gleitreibung, die wiederum maßgeblich vom Schmierzustand abhängen. Die lastunabhängige Verlustleistung hängt wesentlich vom Schmierverfahren und somit von der Schmierstoffströmung im Lager ab. Die Lagerverlustleistung kann experimentell an Prüfständen gemessen oder nach Berechnungsmethoden berechnet werden. Zur Berechnung der Lagerverlustleistung stehen verschiedene Berechnungsmethoden zur Verfügung. Im Folgenden wird die „Katalogmethode“ nach SKF [SKF14] beschrieben.

Die Berechnung der Lagerverlustleistung  $P_{VL}$  nach der SKF-Katalogmethode [SKF14] unterteilt die Verlustleistung nach den entsprechenden Ursachen (Gleichung (2.12)). Dabei werden das Rollreibungsmoment  $T_{rr}$ , das Gleitreibungsmoment  $T_{sl}$ , das Reibmoment durch Dichtungen  $T_{seal}$  und das Reibmoment durch Strömungs-, Plansch- oder Spritzverluste  $T_{drag}$  unterschieden.

$$P_{VL} = (T_{rr} + T_{sl} + T_{seal} + T_{drag}) \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad (2.12)$$

Die Verlustanteile aus Roll- und Gleitreibungsmoment hängen maßgeblich vom Schmierzustand ab. Beim Rollreibungsmoment wird der Schmierfilmdicken-, Schmierstoffverdrängungsfaktor, die Lagerart, die Geometrie und die Betriebsbedingung berücksichtigt, wobei die Verlustmomente mit zunehmender Drehzahl und kinematischer Viskosität des Schmierstoffs ansteigen. Das Gleitreibungsmoment hängt neben der Lagerart, Lagergeometrie und Betriebsbedingung wesentlich von der Drehzahl und der kinematischen Viskosität des Schmierstoffs ab, der durch den Grenzschröpfung-Gewichtungsfaktor charakterisiert wird und mit zunehmender Drehzahl und Viskosität abnimmt. Das Reibmoment durch Dichtungen wird durch die Lagerart, Lagergeometrie und Ausführung der Dichtung beeinflusst. Das Reibmoment durch Strömungs-, Plansch- oder Spritzverluste entsteht maßgeblich durch die Ölverteilung und Ölströmung im Lager und hängt somit stark vom Schmierverfahren ab.

### 2.1.3 Dichtungsverlustleistung

Die Dichtungsverlustleistung  $P_{VD}$  hängt in der Regel maßgeblich von Werkstoff und Geometrie der Dichtung sowie von der Drehzahl ab. Zur Berechnung der Dichtungsverlustleistung können die ISO/TR 14179-1 [ISO01a] und ISO/TR 14179-2 [ISO01b] zugrunde gelegt werden. In ISO/TR 14179-1 [ISO01a] werden die Dichtungstypen „Viton“ und „Buna N“ unterschieden, wobei die Gleichungen (2.13) und (2.14) zur Berechnung herangezogen werden. Dabei hängt die Dichtungsverlustleistung linear vom Durchmesser der Lauffläche  $d_D$  ab.

$$P_{VD} = (3,737 \cdot 10^{-3} \cdot d_D) \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad \text{für Typ „Viton“} \quad (2.13)$$

$$P_{VD} = (2,429 \cdot 10^{-3} \cdot d_D) \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad \text{für Typ „Buna N“} \quad (2.14)$$

In ISO/TR 14179-2 [ISO01b] hängt die Dichtungsverlustleistung quadratisch vom Durchmesser der Lauffläche  $d_D$  ab und kann mit der Gleichung (2.15) berechnet werden.

$$P_{VD} = (7,69 \cdot 10^{-6} \cdot d_D^2 \cdot \frac{30}{\pi}) \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad (2.15)$$

### 2.1.4 Sonstige Verlustleistung

Neben der Verlustleistung aus Verzahnungen, Lager und Dichtungen kann in Getrieben auch sonstige Verlustleistungen  $P_{VX}$  auftreten. Dazu gehören z. B. die Verlustleistung von Planetenträgern, Kupplungen, Synchronisierungen oder Ölpumpen, die für die Realisierung einer Einspritzschmierung verwendet werden können. In der Regel werden Kennfeldmessungen herangezogen, um die sonstige Verlustleistung zu quantifizieren.

## 2.2 Schmierverfahren

In diesem Abschnitt wird der Stand des Wissens zu Schmierverfahren von Getrieben behandelt und dabei deren Einfluss auf den Getriebewirkungsgrad und Wärmehaushalt diskutiert. In Anlehnung an Niemann et al. [Nie19] können Schmierverfahren in Getrieben entsprechend **Tabelle 2.1** eingeteilt werden. Ziel ist es dabei, die tribologischen Systeme im Getriebe, u. a. den hochbelasteten Zahn- und Lagerkontakt, mit ausreichend Schmierstoff zu versorgen, dadurch Reibung zu reduzieren, Wärme abzuführen und folglich eine ausreichende Lebensdauer der Bauteile zu ermöglichen. Im Folgenden wird auf Schmierung mit Öl als Schmierstoff fokussiert.

Tauchschnierung	Durchlauf- bzw. Einspritzschmierung	Selbtschnierung
Tauchschnierung	Intervall-Durchlaufschmierung	Intrinsische Schmierung
	Dauer-Durchlaufschmierung	Substratschnierung
	Verlustschmierung	
	Umlaufschmierung	

**Tabelle 2.1:** Schmierverfahren für Getriebe in Anlehnung an Niemann et al. [Nie19]

Bei Tauchschnierung wird der Schmierstoff in das Getriebegehäuse eingebracht und gegen Schmierstoffaustritt abgedichtet. Vor allem durch die Rotation der Zahnräder im Ölsumpf wird der Schmierstoff im Getriebe verteilt und an die zu schmierenden Stellen gefördert. Die empfohlene Eintauchtiefe im Betriebszustand beträgt nach Niemann und Winter [Nie03] für Um-

fangsgeschwindigkeiten kleiner als 5 m/s drei- bis sechsmal dem Normalmodul des Zahnrades. Bei Umfangsgeschwindigkeiten größer als 12 m/s wird eine Eintauchtiefe von ein- bis dreimal dem Normalmodul empfohlen.

Bei Durchlauf- bzw. Einspritzschmierung wird der Schmierstoff direkt den zu schmierenden Stellen zugeführt, wobei die Verfahren zur Realisierung einer Einspritzschmierung zeitlich oder systembezogen klassifiziert werden können. Bei der zeitlichen Klassifizierung kann die Intervall- und Dauer-Durchlaufschmierung unterschieden werden:

- Bei der Dauer-Durchlaufschmierung handelt es sich um die kontinuierliche Zuführung des Schmierstoffs an die zu schmierende Stelle z. B. mithilfe einer externen Pumpe.
- Bei der Intervall-Durchlaufschmierung wird der Schmierstoff diskontinuierlich z. B. mithilfe einer Fettpresse und eines Schmiernippels zugeführt.

Bei der systembezogenen Klassifizierung kann die Umlauf- und Verlustschmierung unterschieden werden:

- Bei der Umlaufschmierung liegt ein Schmierstoffkreislauf vor. Dabei wird der Schmierstoff aus einem Reservoir an die zu schmierende Stelle gefördert und im Anschluss in das Reservoir zurückgeführt.
- Bei der Verlustschmierung liegt kein Schmierstoffkreislauf vor. Nach Zuführung des Schmierstoffs an die zu schmierende Stelle wird der Schmierstoff dort verbraucht und nicht mehr ins Reservoir zurückgeführt.

Bei der Selbstschmierung kann zwischen intrinsischer Schmierung und Substratschmierung unterschieden werden. Die Schmierung der zu schmierenden Stellen erfolgt ohne eine externe Schmierstoffzuführung. Bei der intrinsischen Schmierung kann durch Tränkung mit einem fluidischen Schmierstoff geschmiert werden. Bei der Selbstschmierung werden die Komponenten durch reibungsarme Grundmaterialien geschmiert.

### 2.2.1 Tauchschmierung

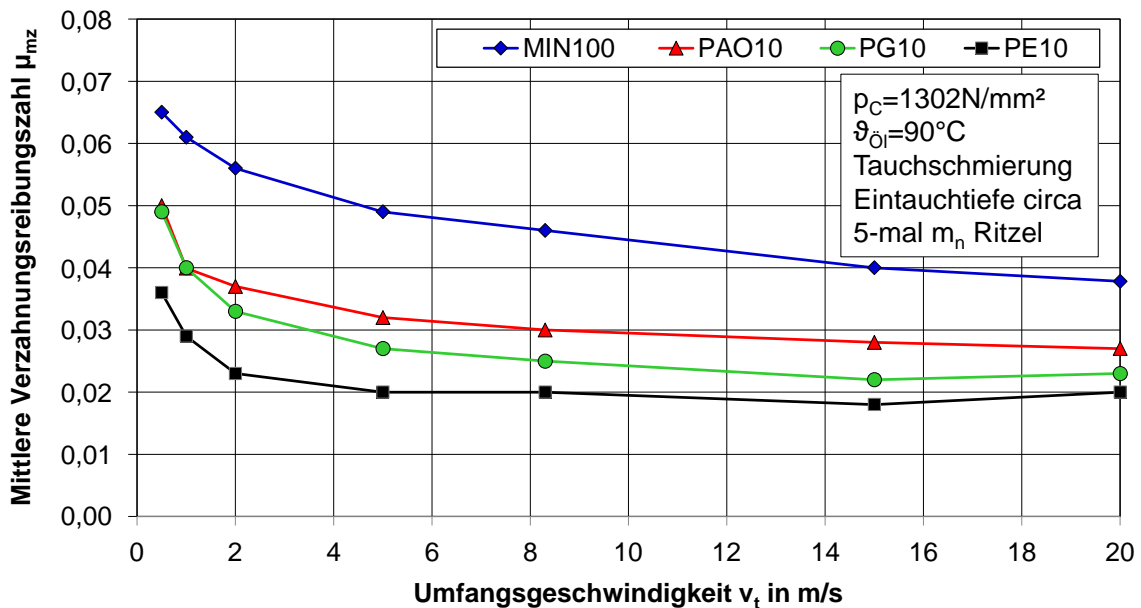
In diesem Abschnitt werden Literaturergebnisse zum Einfluss des Schmierstoffs und der Additive, der Umfangsgeschwindigkeit, der Eintauchtiefe, der Verzahnungsgeometrie und des Abstandes der Verzahnung zur Gehäusewand sowie der Wellenanordnung und der Drehrichtung bei Öl-Tauchschmierung beschrieben.

#### Einfluss des Schmierstoffs und der Additive

Mauz [Mau87, Mau85] untersucht den Einfluss von Schmierstoffeigenschaften auf die Plansch- und Quetschverlustmomente. Er beobachtet, dass abgesehen von Freigrabeffekten die Planschverlustmomente näherungsweise proportional mit der kinematischen Viskosität und Dichte des Schmierstoffs zunehmen. Den gleichen Zusammenhang beobachtet er ebenfalls für die Quetschverlustmomente. Experimentelle Untersuchungen von Hinterstößer [Hin14] und Jurkschat, Lohner und Stahl [Jur17] bestätigen diese Erkenntnisse und zeigen steigende Verlustmomente mit zunehmender kinematischen Viskosität und Dichte. Mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit kann es jedoch zum „Freigraben“ der Verzahnungen im Ölsumpf kommen. Nach Mauz [Mau87, Mau85] wird dabei mehr Öl aus dem Ölsumpf weggeführt und abgeschleudert als zeitgleich nachfließen kann, sodass die Planschverlustmomente abnehmen können. Dieser Freigrabeffekt nimmt mit zunehmender kinematischen Viskosität und Dichte zu.

**Bild 2.3** zeigt mittlere Verzahnungsreibungszahlen bei Tauchschmierung mit einer Eintauchtiefe von circa neunmal Normalmodul am Prüfrad bzw. von circa fünfmal Normalmodul am

Prüfritzel im Vergleich unterschiedlicher Grundöle, die auf Basis von Messungen an einem Zahnradwirkungsgradprüfstand abgeleitet werden (Hinterstoißer et al. [Hin14, Hin19]). Bei der betrachteten Ölsumpftemperatur weisen alle Grundöle näherungsweise die gleiche Viskosität  $\nu \approx 10 \text{ mm}^2/\text{s}$  auf. Für alle betrachteten Grundöle nehmen die mittleren Verzahnungsreibungszahlen mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit aufgrund der Zunahme der Schmierfilmdicke im Zahnkontakt und Zahnmasstentemperatur ab. Im Vergleich der Grundöle nehmen die mittleren Verzahnungsreibungszahlen von MIN100, zu PAO10 zu PG10 zu PE10 ab und stehen in Übereinstimmung mit Erkenntnissen vom Zwei-Scheiben-Tribometer von Mayer [May13].



**Bild 2.3:** Mittlere Verzahnungsreibungszahlen bei Tauchschmierung im Vergleich unterschiedlicher Grundöle am Zahnradwirkungsgradprüfstand in Anlehnung an Hinterstoißer et al. [Hin14, Hin19]

Weitere Untersuchungen von Hinterstoißer et al. [Hin14, Hin19] zeigen, dass im Bereich der Vollschmierung die mittlere Verzahnungsreibungszahl mit sinkender kinematischer Viskosität abnimmt, wobei der Einfluss der Viskosität im Vergleich zum Grundöl nur eine untergeordnete Rolle spielt (Mayer [May13]). Die Ergebnisse von Lohner et al. [Loh16, Loh15] zeigen, dass insbesondere im Bereich der Grenz- und Mischschmierung die mittlere Verzahnungsreibungszahl durch die Bildung triboinduzierter Schichten beeinflusst wird. Im Falle von Plastic Deformation (PD)-Additiven wird in-situ im Kontakt  $\text{MoS}_2$  gebildet, das die Festkörperreibung reduzieren kann (Froeschmann [Fro72], Graham, Spikes und Korcek [Gra01], Donnet und Erdemir [Don04], Lohner [Loh16], Vazirisereskh et al. [Vaz19]).

### **Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit**

Planschverlustmomente nehmen mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit zu, da sich die Verzahnungen häufiger im Ölsumpf umwälzen (Mauz [Mau87, Mau85]). Doleschel [Dol02], Hinterstoißer [Hin14] und Jurkschat, Lohner und Stahl [Jur17] führen experimentelle Untersuchungen an einem Zahnradwirkungsgradprüfstand durch und stellen ebenfalls zunehmende lastunabhängige Verlustmomente mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit fest. Dabei führen sie diese Zunahme im Wesentlichen auf die Zunahme der Planschverlustmomente zurück. Die Zunahme der Planschverlustmomente mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit zeigen ebenfalls die Arbeiten von Gorla et al. [Gor12], Concli und Gorla [Con16] und Liu et al. [Liu18a, Liu17, Liu18b], die mithilfe von Computational Fluid Dynamics (CFD)-Simulationen die Planschverlustmomente und die Ölverteilung im Getriebe simulationstechnisch abbilden. Der Vergleich mit experimentellen Ergebnissen zeigt eine gute Übereinstimmung mit Berechnungsergebnissen.

Mauz [Mau87, Mau85] führt weiterhin Untersuchungen zu Quetschverlustmomenten bei Tauchschmierung durch. Er beobachtet, dass für Umfangsgeschwindigkeiten  $v_t$  bis zu 60 m/s die Quetschverlustmomente im Vergleich zu den Planschverlustmomenten nur einen kleinen Anteil an den lastunabhängigen Verlustmomenten ausmachen. Butsch [But89a, But89b] beobachtet, dass die Quetschverlustmomente ab Umfangsgeschwindigkeiten von 60 m/s stark zunehmen und einen erheblichen Anteil an den lastunabhängigen Verlustmomenten einnehmen können. Seetharaman und Kahraman [See09] entwickeln ein Simulationsmodell u. a. zur Berechnung der Quetschverlustmomente und zeigen, dass die Quetschverlustmomente mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit zunehmen. Concli und Gorla [Con12] untersuchen die Quetschverlustmomente mithilfe der CFD und zeigen, dass bei Vollfüllung eines Getriebes die Quetschverlustmomente ebenfalls mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit zunehmen. Ventilationsverlustmomente sind ebenfalls stark von der Umfangsgeschwindigkeit abhängig. Maurer [Mau95] entwickelt analytische Ansätze zur Berechnung der Ventilationsverlustmomente für Umfangsgeschwindigkeiten  $v_t$  bis zu 200 m/s. Nach Hinterstoißer [Hin14] sind die Ventilationsverlustmomente bis zu einer Umfangsgeschwindigkeit  $v_t = 20$  m/s vernachlässigbar klein.

### **Einfluss der Eintauchtiefe**

Lastunabhängige Verzahnungsverlustmomente und Zahnmassentemperaturen hängen maßgeblich von der Eintauchtiefe der Zahnräder bei Tauchschmierung ab. Untersuchungen von Mauz [Mau87, Mau85], Moss, Kahraman und Wink [Mos18], Koryciak [Kor07], Hinterstoißer et al. [Hin14, Hin19], Höhn, Michaelis und Otto [Höh09] und Otto [Ott09] zeigen, dass insbesondere die Planschverlustmomente mit abnehmender Eintauchtiefe bei Tauchschmierung abnehmen, da die Verzahnungen je Umdrehung eine kleinere Ölmenge verdrängen müssen. Otto [Ott09] untersucht den Einfluss der Eintauchtiefe auf die gemessenen Zahnmassentemperaturen. **Bild 2.4** zeigt den Einfluss der relativen Eintauchtiefe auf gemessene Zahnmassentemperaturen am Zahnradwirkungsgradprüfstand. Die Reduzierung der Eintauchtiefe resultiert in einer schlechteren Wärmeabfuhr und somit in höheren Zahnmassentemperaturen. Die Ergebnisse zeigen steigende Zahnmassentemperaturen mit steigender Belastung (Kraftstufe) und abnehmender relativer Eintauchtiefe. Teilweise wird die Wärmegrenzleistung durch das Erreichen der Anlasstemperatur des Werkstoffes erreicht.



## Einfluss der Verzahnungsgeometrie

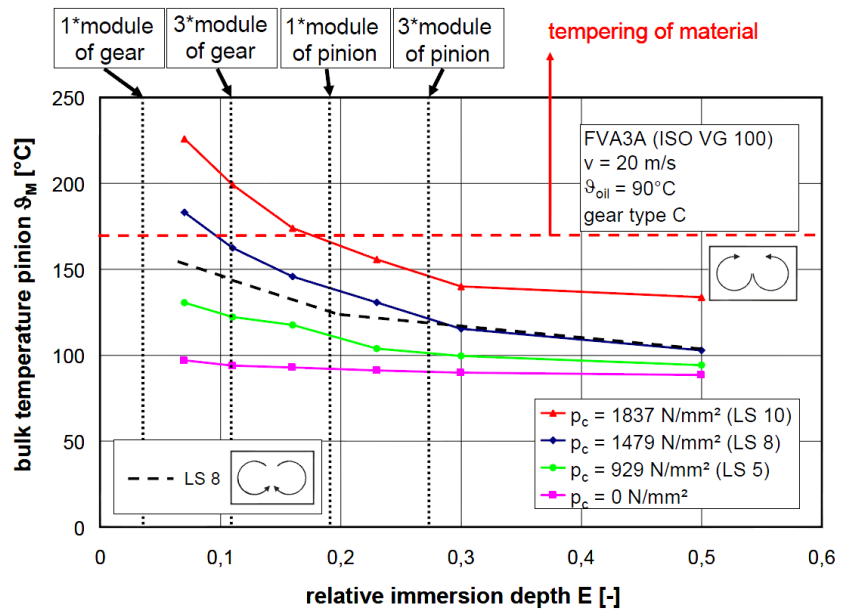
Mauz [Mau87, Mau85] führt Untersuchungen zu lastunabhängigen Verzahnungsverlustmomenten, insbesondere zu den Plansch- und Quetschverlustmomenten, durch. Dabei werden im Wesentlichen der Kopfkreisdurchmesser, die Zahnbreite, der Modul, das Kopf- und Flankenspiel und die Zahnhöhe variiert. Die Ergebnisse zeigen, dass die Planschverlustmomente vor allem von der eintauchenden Zahnfläche abhängen,

die mit Zunahme des Kopfkreisdurchmessers und der Zahnbreite ansteigt. Damit nehmen auch die Planschverlustmomente zu. Die Ergebnisse zu Quetschverlustmomenten zeigen, dass der Einfluss der Zahnbreite dominant sind und die restlichen Parameter eine eher untergeordnete Rolle spielen. Dabei nehmen die Quetschverlustmomente annähernd proportional mit der Zahnbreite zu. Strasser [Str05] untersucht den Einfluss von Kopf- und Flankenspiel auf die Quetschverlustmomente und beobachtet, dass das Kopfspiel nur einen vernachlässigbaren und das Flankenspiel einen starken Einfluss auf die Quetschverlustmomente hat.

Darüber hinaus hat die Verzahnungsmakro- als auch -mikrogeometrie einen erheblichen Einfluss auf die lastabhängigen Verzahnungsverlustmomente. Durch die Auslegung einer verlustoptimierten Verzahnungsmakrogeometrie wird die Eingriffsstrecke um den Wälzpunkt konzentriert, somit die Gleitgeschwindigkeiten im Zahnkopf- und Zahnfußflankenbereich reduziert und dadurch die lastabhängige Verzahnungsverlustleistung verringert. Weitere Informationen zu verlustoptimierten Verzahnungen können Abschnitt 4.7.4, Frühe [Frü12, Frü11] oder Höhn, Michaelis und Wimmer [Höh07] entnommen werden. Ergebnisse von Hinterstößer et al. [Hin14, Hin19] zur Verzahnungsmikrogeometrie zeigen eine Abnahme der mittleren Verzahnungsreibungszahl durch verbesserte Oberflächengüten durch Gleitschleifen um bis zu 20 % bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten im Vergleich zu quergeschliffenen Verzahnungen. Petry-Johnson et al. [Pet08] zeigen ähnliche experimentelle Ergebnisse, die ebenfalls durch Tribosimulationen von Li und Kahraman [Li10] bestätigt werden.

## Einfluss des Gehäusewandabstandes, der Wellenanordnung und Drehrichtung

Die Getriebeölströmung wird weiterhin vom Abstand der Verzahnung zur Gehäuseinnenwand, der Anordnung der Wellen und der Drehrichtung beeinflusst. Mauz [Mau87, Mau85] führt Untersuchungen zu den Planschverlustmomenten durch und definiert den Wandabstandsfaktor für die Ölzulauf- und Ölablaufseite, um den Einfluss des Abstandes der rotierenden Verzahnung zur Gehäuseinnenwand zu berücksichtigen. Nach Mauz ist der Einfluss des Wandabstandsfaktors auf die Planschverlustmomente sowohl für Umfangsgeschwindigkeit  $v_t$  kleiner



**Bild 2.4:** Einfluss der relativen Eintauchtiefe bei Tauchschmierung auf gemessene Zahnmassentemperaturen am Zahnradwirkungsgradprüfstand nach Otto [Ott09]

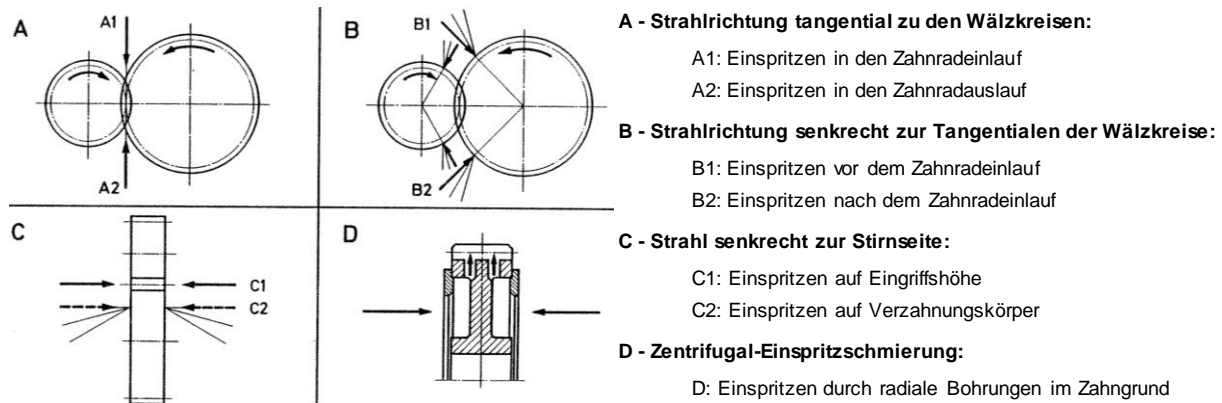
10 m/s als auch für große Abstände von der Verzahnung zu den Gehäuseinnenwänden auf der Ölzulauf- und Ölablaufseite vernachlässigbar klein. Liegen diese Bedingungen nicht vor, nehmen die Planschverlustmomente mit abnehmendem Abstand zur Gehäuseinnenwand auf der Ölzulaufseite ab, da die effektive Eintauchtiefe auf der Zulaufseite reduziert wird. Darüber hinaus nehmen die Planschverlustmomente mit abnehmendem Abstand zur Gehäuseinnenwand auf der Ölablaufseite zu, da die effektive Eintauchtiefe auf der Ablaufseite dadurch erhöht wird. Zur Berücksichtigung der Drehrichtung der Verzahnungen und der Wellenanordnung (waagerechte oder senkrechte Achslage) auf die Quetschverlustmomente wird von Mauz [Mau87, Mau85] der Spritzölfaktor eingeführt. Dieser hängt im Wesentlichen von der Eintauchtiefe der Verzahnung im Ölsumpf ab. Tendenziell nehmen die Quetschverlustmomente mit zunehmender Eintauchtiefe zu, da der Anteil des überschüssigen Öls zunimmt und somit ein größeres Ölvolument ausgequetscht werden muss.

### 2.2.2 Einspritzschmierung

In diesem Abschnitt wird Einspritzschmierung und dabei der Einfluss der Düsenposition und Einspritzrichtung, der Einfluss der Einspritzmenge und der Einfluss der Düsengeometrie betrachtet. Eine explizite Darstellung der lastabhängigen Verzahnungsverlustmomente in Abhängigkeit von Schmierstoff und Additiven oder der Verzahnungsmikro- und Verzahnungsmakrogeometrie wie in Abschnitt 2.2.1 wird nicht vorgenommen, da u. a. nach Doleschel [Dol02] kein feststellbarer Unterschied für die mittlere Verzahnungsreibungszahl zwischen Einspritz- und Tauchschmierung bei vergleichbaren Schmierzuständen und Massentemperaturen zu beobachten ist. Moss, Kahraman und Wink [Mos18] führen Wirkungsgraduntersuchungen unter Tauch- und Einspritzschmierung durch und beobachten für die lastabhängigen Verlustmomente ebenfalls keine feststellbaren Unterschiede.

#### Einfluss der Düsenposition und Einspritzrichtung

In **Bild 2.5** sind mögliche Düsenpositionen und Einspritzrichtungen bei Einspritzschmierung dargestellt. Das Einspritzen in den Zahnradelauf nach A1 wird nach Walter und Langenbeck [Wal82] in der Praxis am häufigsten bis zu einer Umfangsgeschwindigkeit  $v_t$  von 25 m/s, zum Teil auch bis 200 m/s eingesetzt. Akin und Townsend [Aki83a, Aki83b] untersuchen die bestmögliche Konfiguration für Schmierung und Kühlung des Zahnkontaktes und beobachten, dass das Einspritzen des Schmierstoffs mit der Umfangsgeschwindigkeit in den Zahnkontakt optimal ist. In der praktischen Anwendung ist das allerdings nur schwer realisierbar, da bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten zu hohe Drücke notwendig sind. Nach Dudley [Dud62] ist die Schmierung nach Variante A1 vorteilhaft hinsichtlich Schmierung und nach Variante A2 hinsichtlich Kühlwirkung. Andersson, Sosa und Olofsson [And17] können dies jedoch mit ihren experimentellen Untersuchungen mit einem Einspritzvolumenstrom von 1,5 l/min nicht bestätigen. Dabei führen die Varianten A1 und A2 tendenziell zu identischen Geriebewirkungsgraden, allerdings werden bei Variante A2 höhere Zahnmassentemperaturen im Vergleich zu Variante A1 gemessen. Aus diesem Grund ist eine eindeutige Aussage zur Kühlwirkung von Varianten A1 und A2 nur bedingt möglich. Darüber hinaus stellen Andersson, Sosa und Olofsson [And17] mit steigender Umfangsgeschwindigkeit einen erhöhten Getriebewirkungsgrad bei Einspritzschmierung fest. Im Vergleich zu Tauchschmierung führen sie die Erhöhung des Getriebewirkungsgrads maßgeblich auf die Reduzierung der Planschverlustmomente zurück, da kein Ölsumpf vorhanden ist. Gleichzeitig stellen sie höhere Zahnmassentemperaturen fest. Dies ist im Einklang mit dem Schmierstofffaktor in Abschnitt 2.1.1, der nach



**Bild 2.5:** Düsenpositionen und Spritzrichtungen bei Einspritzschmierung nach Schober und Langenbeck [Sch83]

DIN 3990 Teil 4 [DIN87] bei Einspritzschmierung im Vergleich zur Tauchschmierung höher gewählt werden muss. Moss, Kahraman und Wink [Mos18] führen ebenfalls Wirkungsgraduntersuchungen unter Tauch- und Einspritzschmierung durch. Bei Einspritzschmierung werden vorwiegend die Varianten A1 und A2 mit niedriger und hoher Einspritzgeschwindigkeit untersucht. Im Vergleich zur Tauchschmierung ist bei Einspritzschmierung eine Reduzierung der lastunabhängigen Verlustmomente um bis zu 50 % möglich. Dick [Dic00] zeigt bei Einspritzschmierung mithilfe experimenteller Untersuchungen eine lineare Abhängigkeit der Quetschverlustmomente vom Gehäuseinnendruck. Im Bereich hoher Umfangsgeschwindigkeiten kann durch Reduzierung des Druckes auf 0,15 bar der Wirkungsgrad um 0,5 % verbessert werden. Weiterhin führt er numerische Berechnungen zum Quetschraumvolumen und der zeitlichen Volumenänderung über dem Eingriff durch. Dabei stellt Dick [Dic00] fest, dass der Schmierstoffanteil in den Zahnkopflücken mit steigender Umfangsgeschwindigkeit abnimmt und somit die Quetschverlustmomente vor allem durch das Verdichten und Verdrängen von Luft bzw. Öl-Luft-Gemisch entstehen. Das erklärt den deutlichen Einfluss des Gehäuseinnendruckes auf die Quetschverlustmomente.

Im Vergleich zu Variante A wird Variante B in der Praxis nicht so häufig eingesetzt. Schober und Langenbeck [Sch83] stellen für Variante B aufgrund des höheren Anspritzwinkels höhere Aufpralltiefen als bei Variante A fest. Nach CFD-Simulationsergebnissen von Dai et al. [Dai18] können steigende Aufpralltiefen zu verbesserter Schmierung und Kühlung führen. Untersuchungen von Schober und Langenbeck [Sch83] und Fondelli et al. [Fon15] zeigen, dass ein Teil des Schmierstoffs durch das Auftreffen auf der Zahnkopffläche nicht direkt zur Schmierung des Zahneingriffs bei Variante A und B verwendet werden kann. Untersuchungen von Moss, Kahraman und Wink [Mos18] zeigen keine feststellbaren Unterschiede für die lastunabhängigen Verlustmomente bei gleicher Einspritzgeschwindigkeit zwischen den Varianten A und B. Bei Variation der Einspritzgeschwindigkeit zeigen die Ergebnisse etwas niedrigere lastunabhängige Verlustmomente mit abnehmender Einspritzgeschwindigkeit.

Bei Variante C wird der Schmierstoff seitlich in den Zahneingriff bzw. auf die Stirnfläche des Radkörpers gespritzt. Leoni und Langenbeck [Leo90] untersuchen die getrennte Zuführung von Kühl- und Schmierstoff (gleiches Medium/Fluid) durch Kombination der Einspritzvarianten A1 und C2. Dabei wird der Schmierstoff nach Variante A1 und der Kühlstoff nach Variante C2 eingespritzt, wobei der Volumenstrom bei den Varianten A1 und C2 variiert wird. Das Ergebnis zeigt, dass eine Zuführung von 75 % Schmierstoff und 25 % Kühlstoff zu einer Reduzierung der Zahnmassentemperatur gegenüber reiner Schmierstoffzuführung (0 % Kühlstoff) führt.

Eine weitere Möglichkeit zur getrennten Zuführung von Schmierstoff und Kühlstoff zur Reduzierung der Zahnmassentemperatur entwickeln Siglmüller et al. [Sig18] mit additiv gefertigten Zahnrädern mit inneren Zu- und Ablaufkanälen für den Kühlstoff.

Bei Variante D wird der Schmierstoff auf die Stirnfläche der Verzahnung gespritzt und durch die Zentrifugalkraft über Querbohrungen im Zahngrund in den Eingriff gefördert. Aufgrund der daraus resultierenden Kerbwirkung und des hohen Aufwands findet diese Variante nur begrenzt Anwendung.

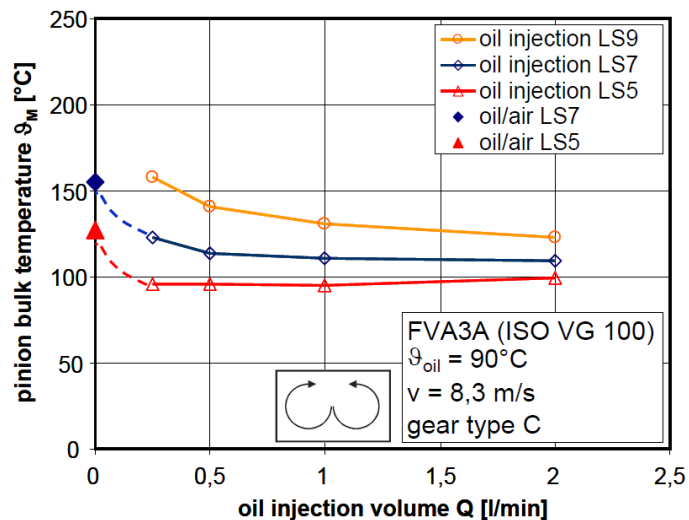
### Einfluss der Einspritzmenge

Neben der Düsenposition und Einspritzrichtung hat die Einspritzmenge bzw. der Volumenstrom einen erheblichen Einfluss auf die Schmierung und Kühlung von Verzahnungen. Otto [Ott09] und Höhn, Michaelis und Otto [Höh09] führen experimentelle Untersuchungen am FZG-Wirkungsgradprüfstand zur Zahnmassentemperatur mit unterschiedlichen Volumenströmen durch. Die Ergebnisse sind in **Bild 2.6** dargestellt. Dabei wird der Volumenstrom im Bereich  $0,25 \leq \dot{V}_{\text{Öl}} \leq 2,0$  l/min variiert. Die Untersuchungen zur Öl-Luft-Schmierung erfolgen mit  $\dot{V}_{\text{Öl}} = 28$  ml/h. Die Anlage zur Realisierung solch kleiner Schmierstoffmengen ist in Abschnitt 4.7.5 erläutert.

Bei Kraftstufe 5 ( $T_1 = 94,1$  Nm) bleiben die gemessenen Zahnmassentemperaturen bis zu einem Volumenstrom  $\dot{V}_{\text{Öl}} = 0,25$  l/min näherungsweise konstant. Lediglich bei der Öl-Luft-Schmierung werden erhöhte Zahnmassentemperaturen gemessen. Mit steigender Kraftstufe ist ein Anstieg der Zahnmassentemperatur mit abnehmendem Volumenstrom zu beobachten. Somit hat die Einspritzmenge einen erheblichen Einfluss auf die Kühlung und Wärmeabfuhr. Schober und Langenbeck [Sch83] führen experimentelle Untersuchungen nach Variante A2 (Bild 2.5) durch, wobei sie den Volumenstrom im Bereich  $0,04 \leq \dot{V}_{\text{Öl}} \leq 6,0$  l/min variieren. Die Ergebnisse zeigen, dass die Schmierstoffmenge um 35 - 60 % im Vergleich zur Variante A1 verringert werden kann. Nach Mauz [Mau87, Mau85] und Ariura et al. [Ari73] ist bei Einspritzschmierung der Impulsgewinn bzw. Impulsverlust proportional zur Einspritzmenge und Dichte des Schmierstoffs. Nach Fondelli et al. [Fon15] ist die Druckspannung, die beim Aufprall des Ölstrahls auf die Zahnflankenoberfläche resultiert, maßgeblich für das auftretende Impulsmoment verantwortlich.

### Einfluss der Düsengeometrie

Durch die Wahl der Düsengeometrie kann bei konstantem Volumenstrom die Einspritzgeschwindigkeit und der Einspritzdruck zielgerichtet beeinflusst werden. Nach Schober und Langenbeck [Sch83] können Düsenformen in Voll- und Flachstrahldüsen eingeteilt werden. Für weitere Informationen wird auf diese Literaturquelle verwiesen.



**Bild 2.6:** Einfluss des Volumenstromes bei Einspritzschmierung auf gemessene Zahnmassentemperaturen am Zahnradwirkungsgradprüfstand nach Otto [Ott09]

### 2.2.3 Verlustschmierung

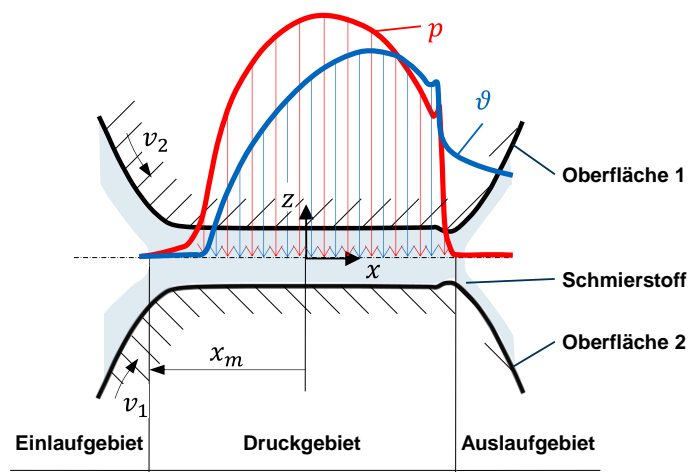
In diesem Abschnitt wird die Verlustschmierung im Kontext einer Minimalmengenschmierung diskutiert. Diese kann durch eine Intervallschmierung (z. B. Schmiernippel oder Tropföler) oder Umlaufschmierung (z. B. Sprühschmierung) realisiert (siehe Tabelle 2.1) werden. Dabei wird der Schmierstoff an die zu schmierende Stelle transportiert und an dieser Stelle verbraucht. Es findet keine Rückführung in ein Reservoir statt. Im Folgenden wird der Einfluss der Minimalmengenschmierung auf die Schmierstoffversorgung von Tribokontakten sowie auf Getriebeverlustrmomente und den Wärmehaushalt betrachtet.

#### Einfluss auf die Getriebeverlustrmomente und den Wärmehaushalt

Höhn, Michaelis und Otto [Höh09], Otto [Ott09] und Aul et al. [Aul11] untersuchen den Einfluss der Minimalmengenschmierung auf den Getriebewirkungsgrad und stellen eine Abnahme der lastunabhängigen Verlustmomente fest. Allerdings reichen die minimalen Schmierstoffmengen abhängig von den Betriebsbedingungen nicht mehr aus, um die Wärmeabfuhr aus den hochbelasteten Kontakten zu ermöglichen. In Bild 2.6 sind die Ergebnisse zur Zahnmasstemperatur von Höhn et al. [Höh09] und Otto [Ott09] dargestellt, wobei die Minimalmengenschmierung in Form einer Öl-Luft-Schmierung realisiert ist. Im Vergleich zu den Ergebnissen bei Einspritzschmierung werden bei Minimalmengenschmierung deutlich höhere Zahnmasstemperaturen festgestellt.

#### Einfluss auf die Schmierfilmdicke

Um die Auswirkungen einer Minimalmengenschmierung zu verdeutlichen, ist in **Bild 2.7** der TEHD-Kontakt in Anlehnung an Ebner et al. [Ebn18b] dargestellt. Beim EHD (Elastohydrodynamik)-Kontakt liegt eine elastische Verformung der Wälzkörper vor, die größer oder gleich der Schmierfilmdicke ist. Beim thermo-elastohydrodynamischen (TEHD) Kontakt wird die lokale Temperatur in der Betrachtung des EHD-Kontaktes berücksichtigt. Der Kontaktbereich ist in das Einlauf-, Druck- und Auslaufgebiet unterteilt. Aufgrund der minimalen Zufuhr an Schmierstoff ist das Einlaufgebiet nicht vollständig mit Schmierstoff gefüllt, sodass es ggf. zu Mangelschmierung kommen kann. Der Punkt, an dem die Schmierstoffschichten an der Oberfläche der Wälzkörper zusammentreffen, kennzeichnet den Meniskus  $x_m$  und definiert den frühestmöglichen Beginn des Druckgebietes. Durch die Abnahme des Meniskus bei Minimalmengenschmierung kann die Schmierfilmdicke abnehmen. Dabei ist anzumerken, dass auch bei Tauchschmierung durch die Abnahme der Eintauchtiefe der Zahnräder, durch sehr hohe Umfangsgeschwindigkeiten oder hochviskose Schmierstoffe Mangelschmierung auftreten kann (Niemann und Winter [Nie03], Cann et al. [Can94], Jacobson [Jac00]).



**Bild 2.7:** TEHD-Kontakt (schematisch) in Anlehnung an Ebner et al. [Ebn18b]

Eine der ersten Studien zur Mangelschmierung entwickeln Wolveridge, Barglin und Archard [Wol70] und beschreiben die Abnahme der Schmierfilmdicke in Abhängigkeit vom Meniskus. Weitere Studien, wie z. B. von Hamrock und Dowson [Ham76a, Ham76b, Ham77a,

Ham77b] für EHD-Punktkontakte und Goksem und Hargreaves [Gok78a, Gok78b] für EHD-Linienkontakte, entwickeln formelmäßige Zusammenhänge zur Berechnung der zentralen und minimalen Schmierfilmdicke bei Mangelschmierung. Cann et al. [Can94] untersuchen die Schmierfilmdicke in Abhängigkeit von der Schmierstoffmenge und Umfangsgeschwindigkeit. Die Ergebnisse zeigen, dass die Schmierfilmdicke mit Abnahme der Schmierstoffmenge im Bereich niedriger und mittlerer Umfangsgeschwindigkeiten signifikant abnimmt. Mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit stellen sich unabhängig von der Schmierstoffmenge identische Schmierfilmdicken ein. Auch Chevalier et al. [Che98] untersuchen numerisch den Einfluss des Meniskus auf die Schmierfilmdicke im Punktkontakt und zeigen ebenfalls eine Abnahme der Schmierfilmdicke bei Mangelschmierung.

Masjedi und Khonsari [Mas15] beschreiben die Schmierfilmdicke bei Mangelschmierung für den Punkt- und Linienkontakt mithilfe numerischer Modellierung und leiten auf Basis der Simulationsergebnisse analytische Gleichungen zur Berechnung der Schmierfilmdicke ab. Experimentelle Untersuchungen zur Schmierfilmdicke bei Mangelschmierung werden von Svoboda et al. [Svo13] und Kostal et al. [Kos16, Kos17a, Kos17b] an einem optischen EHD-Tribometer durchgeführt. Sie stellen dabei eine Abnahme der Schmierfilmdicke mit abnehmendem Meniskus fest. Venner et al. [Ven08] untersuchen u. a. den Schmierfilmaufbau und beschreiben die Schmierfilmdickenverteilung im Punktkontakt mittels numerischer Modellierung. Darauf aufbauend untersuchen van der Kruk et al. [van19] den Schmierfilmaufbau im EHD-Kontakt mit der Drop-on-Demand Schmierung, bei dem der Punktkontakt bedarfsgerecht geschmiert wird. Experimentelle Untersuchungen zeigen eine sehr gute Übereinstimmung mit numerischer Berechnung. Darüber hinaus zeigen die Ergebnisse, dass der EHD-Kontakt mit diesem Schmiervorgang bedarfsgerecht geschmiert und mit minimalen Mengen an Schmierstoff Vollschmierung im Druckgebiet erreicht werden kann. Mirza et al. [Mir21] wenden die Drop-on-Demand Schmierung an, um den Zahnkontakt zu schmieren. Die Ergebnisse unterstreichen die prinzipielle Anwendbarkeit dieses Schmiervorgangs zur bedarfsgerechten Schmierung des Zahnkontaktes.

### **Einfluss auf die Reibung und Standzeit**

Prexler [Pre90] untersucht an einem Zwei-Scheiben-Tribometer den Einfluss unterschiedlicher Schmiervorgänge auf die Änderung der Oberflächenrauheit der Wälzkörper im hochbelasteten Kontakt bei reinem Rollen. Gegenstand der Untersuchungen sind Einspritz-, Verlust- und fluidfreie Schmierung, bei Verlustschmierung sind die Oberflächen nur einmalig mit Schmierstoff benetzt. Bei fluidfreier Schmierung sind die Oberflächen mit Lösungsmittel gereinigt und somit frei von flüssigem Schmierstoff. Prexler [Pre90] stellt in Abhängigkeit von der Lastwechselzahl fest, dass sich die Oberflächenrauheit bei Einspritz- und Verlustschmierung nur leicht mit zunehmender Lastwechselzahl ändert. Diese Erkenntnis führt er auf die Schmierfilmbildung zurück, da auch kleine Mengen an Schmierstoff dafür ausreichend sind. Außerdem weist Prexler [Pre90] darauf hin, dass ein hydrostatischer Spannungszustand an den Rauheitsbergen erreicht wird und diese sich nicht mehr plastisch verformen, wenn die Rauheitstäler der Oberfläche mit Schmierstoff gefüllt sind. Hingegen wird bei fluidfreier Schmierung eine signifikante Abnahme der Oberflächenrauheit festgestellt.

Ebner et al. [Ebn18b] untersuchen an einem Zwei-Scheiben-Tribometer den Einfluss der Verlustschmierung auf die Reibung und Standzeit. Dabei werden die Oberflächen nur einmalig mit Schmierstoff benetzt. Die Ergebnisse zeigen, dass eine deutliche Reduzierung der Reibungszahl und Erhöhung der Standzeit durch eine Minimalmengenschmierung im Vergleich

zur fluidfreien Schmierung möglich ist. Hinsichtlich der Zahnradtragfähigkeit stellen Höhn, Michaelis und Otto [Höh09] und Otto [Ott09] wesentlich niedrigere Fress- und Grübchentragfähigkeiten im Vergleich zur Tauchschmierung fest, die allerdings signifikant höher als bei fluidfreier Schmierung sind (Grossl [Gro07, Gro04] und Römhild [Röm98]). Faruck et al. [Far20] stellen fest, dass durch die ganzheitliche Auslegung einer Verzahnung (z. B. mithilfe hochtemperaturfester Werkstoffe, sehr feiner Oberflächen, Oberflächentexturen oder Beschichtungen) mit dem Schmierstoff (z. B. optimiertes Grundöl und Additiv) eine ausreichende Tragfähigkeit der Verzahnung bei Verlustschmierung möglich sein kann.

## 2.3 Tribologische Beschichtungen

In diesem Abschnitt werden zwei Vertreter tribologischer Beschichtungen behandelt: die nitridische Hartstoffbeschichtung (Cr,Al)N und die DLC-Beschichtung ta-C. Zunächst wird jede Beschichtung eingeordnet, die möglichen Beschichtungsprozesse diskutiert und im Anschluss Beschichtungseigenschaften im Kontext aktueller Forschungsergebnisse beschrieben.

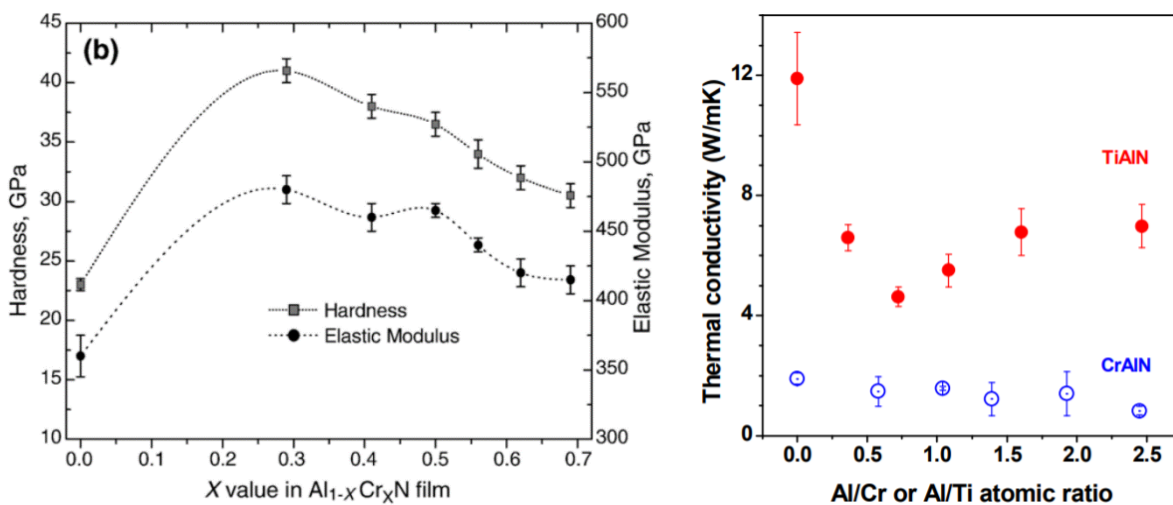
### 2.3.1 Nitridische Hartstoffbeschichtung (Cr,Al)N

Die nitridische Hartstoffbeschichtung (Cr,Al)N stellt eine Weiterentwicklung der CrN-Beschichtung dar, die nach VDI 3824 Blatt 1 [VDI02] in die Klasse der Hartstoffbeschichtungen mit überwiegend metallischer Bindungen eingeteilt wird. CrN und (Cr,Al)N werden vor allem zum Verschleißschutz mit einer guten Temperatur- und Korrosionsbeständigkeit bei Zerspanungswerkzeugen eingesetzt (Navinsek, Panjan und Milosev [Nav97], Knotek, Löffler und Scholl [Kno91], Bobzin et al. [Bob07]). Durch die gezielte Variation des Chrom/Aluminium-Verhältnisses und der Zulegierung weiterer Elemente, wie z. B. Molybdän oder Kupfer, können die Beschichtungseigenschaften an gegebene Anforderungen zielgerichtet angepasst werden, wobei (Cr,Al)N eine besondere Bedeutung beigemessen wird (Wang, Zhou und Yan [Wan16b], Bobzin, Brögelmann und Kalscheuer [Bob17, Bob20a]).

Grundsätzlich können (Cr,Al)N-Beschichtungen durch die physikalische (PVD) oder chemische (CVD) Gasphasenabscheidung hergestellt werden. PVD-Beschichtungsverfahren kommen vorwiegend zur Anwendung, dabei erfolgt die Abscheidung durch einen intensiven Energieeintrag, der das in fester Form liegende Beschichtungsmaterial in die Gasphase überführt. Diese wird auf die zu beschichtende Oberfläche gelenkt und zu einer dichten Beschichtung agglomeriert. Bei den CVD-Beschichtungsverfahren handelt es sich um eine Beschichtungstechnik, bei der die Zufuhr des Beschichtungsmaterials über gasförmige Verbindungen erfolgt. Diese Verbindungen werden zu chemischen Reaktionen angeregt und scheiden Feststoffphasen ab. Detaillierte Informationen zu PVD- und CVD-Beschichtungsverfahren können in Bobzin [Bob13] gefunden werden.

Die mechanischen Beschichtungseigenschaften von (Cr,Al)N-Beschichtungen hängen maßgeblich vom Beschichtungsverfahren und der daraus resultierenden chemischen Zusammensetzung der Beschichtung ab. Die Schichtdicke beträgt in den meisten Fällen wenige Mikrometer. Kim und Lee [Kim06] ermitteln mithilfe der Eindringprüfung [DIN15, DIN16c] Härte und Elastizitätsmodul in Abhängigkeit des Cr-Anteils der (Cr,Al)N-Beschichtung. Die Ergebnisse sind in **Bild 2.8** dargestellt und zeigen eine Abnahme der Härte und des Elastizitätsmoduls mit steigendem Cr-Anteil, wobei ein Elastizitätsmodul im Bereich  $415 \leq E \leq 480$  GPa festgestellt wird. Gilewicz et al. [Gil19] messen im Vergleich zu Kim und Lee [Kim06] einen Elastizitätsmodul, der in der Größenordnung eines Stahlwerkstoffes ist. Bobzin et al. [Bob19] scheiden ebenfalls (Cr,Al)N- und (Cr,Al,Mo)N-Beschichtungen ab und messen im Vergleich zu

Kim und Lee [Kim06] tendenziell leicht höhere Elastizitätsmodule. Bobzin et al. [Bob20a] untersuchen (Cr,Al,Mo)N-, (Cr,Al,Cu)N- und (Cr,Al,Mo,Cu)N-Beschichtungen und stellen einen Elastizitätsmodul im Bereich  $200 \leq E \leq 320$  GPa fest.



**Bild 2.8:** Gemessene Härte und Elastizitätsmodul von (Cr,Al)N-Beschichtungen nach Kim und Lee [Kim06]

**Bild 2.9:** Gemessene Wärmeleitfähigkeit von (Cr,Al)N-Beschichtungen nach Samani et al. [Sam10]

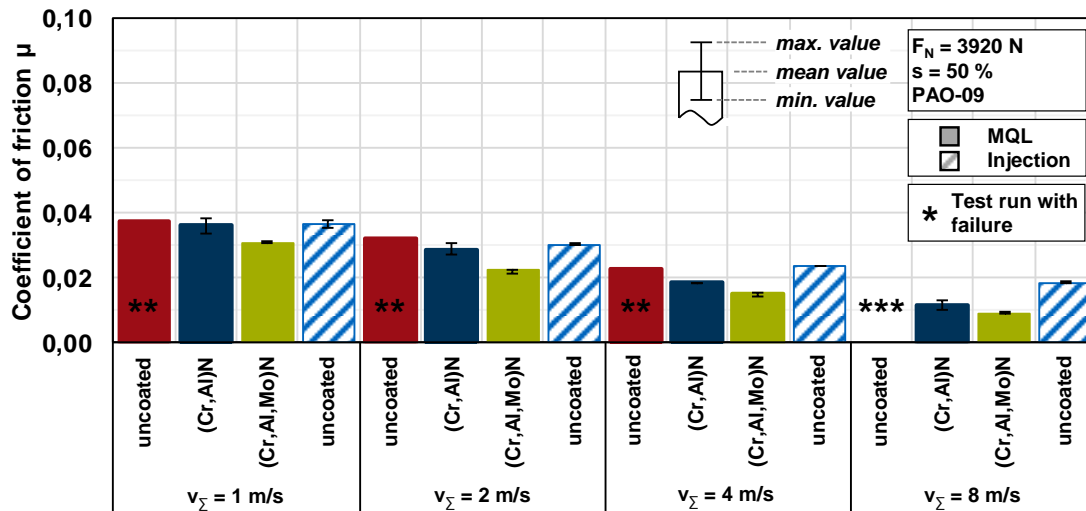
Die thermophysikalischen Eigenschaften hängen ebenfalls vom Beschichtungsverfahren und der chemischen Zusammensetzung der (Cr,Al)N-Beschichtung ab. In Bild 2.9 sind gemessene Wärmeleitfähigkeiten nach Samani et al. [Sam10] in Abhängigkeit von der chemischen Zusammensetzung der (Cr,Al)N-Beschichtung dargestellt. Zur Messung der Wärmeleitfähigkeit wird die gepulste photothermische Reflexionsmethode verwendet. Für alle betrachteten chemischen Zusammensetzungen werden Wärmeleitfähigkeiten  $\lambda < 2$  W/(m·K) gemessen, die signifikant niedriger als die eines Stahlwerkstoffes sind (siehe z. B. **Tabelle 4.4**). Bobzin et al. [Bob20b] messen mithilfe der Laserflash-Methode (Ebner et al. [Ebn19b]) Wärmeleitfähigkeiten von (Cr,Al)N- und (Cr,Al,Mo)N-Beschichtungen und stellen Wärmeleitfähigkeiten  $\lambda < 0,2$  W/(m·K) fest.

Polcar und Cavaleiro [Pol11], Sánchez-Lopez et al. [Sán14] und Hong et al. [Hon15] führen an einem Stift-Scheibe-Tribometer Modellversuche zum tribologischen Verhalten von (Cr,Al)N-Beschichtungen bei fluidfreier Schmierung durch. Dabei stellen sie für (Cr,Al)N-Beschichtungen niedrige Reibungszahlen für einen großen Temperaturbereich bis über 500 °C bei zugleich hoher Verschleißbeständigkeit fest.

Bobzin et al. [Bob20b] führen experimentelle Untersuchungen zum Reibungs- und Temperaturverhalten an einem Zwei-Scheiben-Tribometer bei Minimalmengenschmierung im Vergleich unterschiedlicher Oberflächen durch. Dabei handelt es sich um eine Verlustschmierung, bei der vor jeder Summengeschwindigkeit die Oberflächen mit Schmierstoff benetzt werden. **Bild 2.10** zeigt eine Übersicht zu den gemessenen Reibungszahlen. Dabei werden unbeschichtete und (Cr,Al)N- und (Cr,Al,Mo)N-beschichtete Oberflächen betrachtet und die Ergebnisse mit Referenzergebnissen mit unbeschichteten Oberflächen bei Einspritzschmierung verglichen. Mit (Cr,Al)N- und (Cr,Al,Mo)N-beschichteten Oberflächen werden bei Minimalmengenschmierung ein deutlich stabileres Betriebsverhalten im Vergleich zu den Untersuchungen mit unbeschichteten Oberflächen festgestellt. Mit unbeschichteten Oberflächen fallen zwei Prüfläufe aufgrund zu hoher Reibung frühzeitig aus. Folglich werden mit den beschichteten

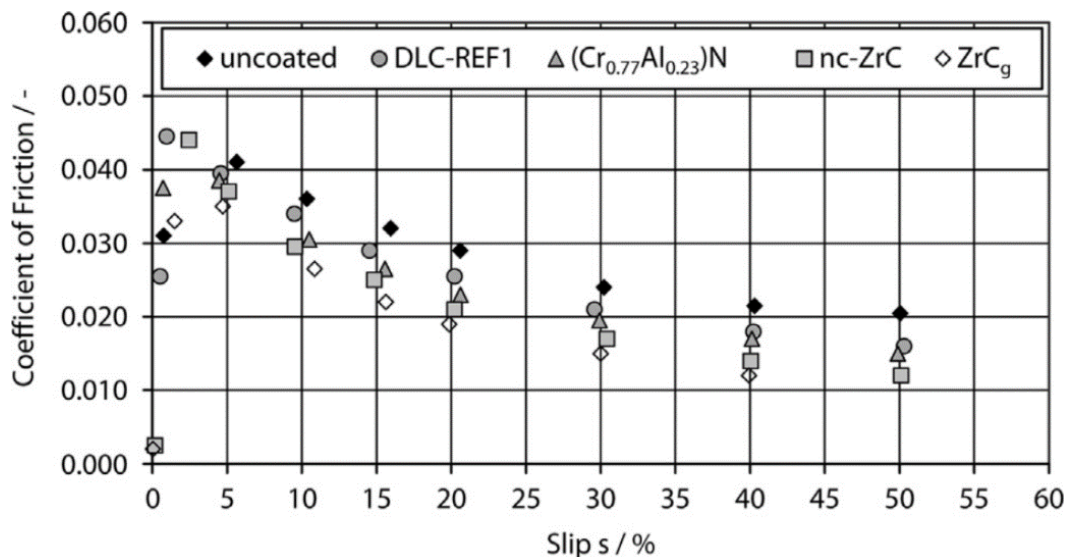


Oberflächen eine deutlich höhere Reproduzierbarkeit im Bereich unbeschichteter Oberflächen bei Einspritzschmierung erreicht. Insbesondere für hohe Summengeschwindigkeiten und Schlupfwerten werden zudem leicht niedrigere Reibungszahlen als für die Referenzuntersuchungen festgestellt. Die Autoren führen das insbesondere auf die Bildung triboinduzierter Schichten und thermischer Isolationseffekte (siehe Abschnitt 2.3.2) zurück.



**Bild 2.10:** Gemessene Reibungszahlen mit (Cr,Al)N-Beschichtungen bei Minimalmengenschmierung am Zwei-Scheiben-Tribometer nach Bobzin et al. [Bob20b]

Mayer [May13] und Bobzin et al. [Bob15] führen experimentelle Untersuchungen zum Reibungsverhalten an einem Zwei-Scheiben-Tribometer bei Einspritzschmierung im Vergleich unterschiedlicher Beschichtungen durch. In **Bild 2.11** sind die Ergebnisse für die gemessenen Reibungszahlen in Abhängigkeit vom Schlupf dargestellt.

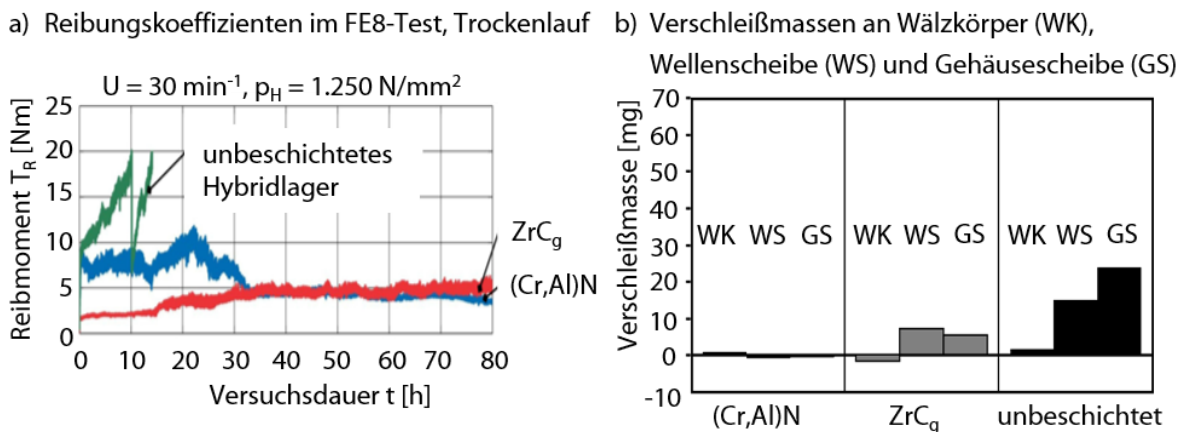


**Bild 2.11:** Gemessene Reibungszahlen im Vergleich unterschiedlicher Beschichtungen bei Einspritzschmierung am Zwei-Scheiben-Tribometer nach Bobzin et al. [Bob15]

Alle Oberflächen werden vor dem Beschichten mechanisch poliert und besitzen somit sehr niedrige Oberflächenrauheiten. Nach dem Beschichten liegen ebenfalls sehr niedrige Oberflächenrauheiten vor, sodass die gemessene Reibung in sehr guter Näherung der Flüssigkeitsreibung entspricht. Es werden drei unterschiedliche amorphe DLC-Beschichtungen (DLC-

Ref1: a-C:H; nc-ZrC: a-C:H/nc-ZrC; ZrC<sub>g</sub>: a-C:H:Zr) und eine (Cr,Al)N-Beschichtung untersucht. Die Ergebnisse werden mit einer unbeschichteten Oberfläche verglichen. Für alle betrachteten Beschichtungen werden für Schlupfwerte  $s > 5\%$  niedrigere Reibungszahlen im Vergleich zur unbeschichteten Oberfläche festgestellt. Die Abnahme der Reibungszahl wird durch den thermischen Isolationseffekt der beschichteten Oberflächen begründet. Die sehr niedrigen Wärmeleitfähigkeiten der Beschichtungen führen zu höheren Schmierstofftemperaturen im Kontakt und somit zu einer niedrigeren wirksamen Viskosität im Kontakt, die zu niedrigeren Schubspannungen und zu niedrigeren Flüssigkeitsreibungszahlen führt. Detaillierte Ergebnisse zu DLC-Beschichtungen und zum thermischen Isolationseffekt sind in Abschnitt 2.3.2 beschrieben.

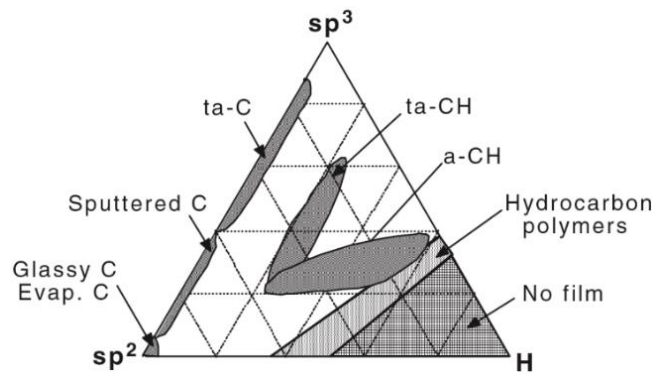
Jacobs et al. [Jac11] führen Bauteilversuche mit unbeschichteten und beschichteten Axialzylinderrollenlagern an einem FE8-Prüfstand nach DIN 51819 [DIN16a, DIN16b] durch. Als Beschichtung wird a-C:H:Zr (ZrC<sub>g</sub>) und (Cr,Al)N verwendet, wobei die Gehäuse- (GS) und Wellenscheiben (WS) beschichtet sind. Die Versuche erfolgen mit Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>-Wälzkörpern (WK). Als Versuchsbedingung wird eine Hertz'sche Pressung  $p_H = 1250 \text{ N/mm}^2$  und eine Drehzahl  $n = 30 \text{ min}^{-1}$  für eine Versuchszeit  $t = 80 \text{ h}$  bei fluidfreier Schmierung definiert. **Bild 2.12** zeigt die gemessenen Reibmomente in Abhängigkeit von der Versuchszeit. Das unbeschichtete Axialzylinderrollenlager mit tendenziell hohen Reibmomenten fällt nach  $t = 14 \text{ h}$  aus. Die beiden beschichteten Varianten zeigen deutlich niedrigere Reibmomente und fallen während der Versuchszeit nicht aus. Am Ende der Versuchszeit wird das niedrigste Reibmoment mit der (Cr,Al)N-Beschichtung festgestellt. Zudem zeigt die (Cr,Al)N-Beschichtung im Vergleich zur ZrC<sub>g</sub>-Beschichtung und zur unbeschichteten Variante eine deutlich niedrigere Verschleißmasse.



**Bild 2.12:** Gemessene Reibmomente und Verschleißmasse nach Prüflauf mit beschichteten Axialzylinderrollenlagern am FE8-Prüfstand in Anlehnung an Jacobs et al. [Jac11]

### 2.3.2 Tetraedrische DLC-Beschichtung

Bei DLC (diamond-like-carbon)-Beschichtungen handelt es sich um diamantähnliche Kohlenstoffbeschichtungen, die in der Regel Schichtdicken von 1 bis 5  $\mu\text{m}$  besitzen und bei Beschichtungstemperaturen bis ca. 300  $^{\circ}\text{C}$  abgeschieden werden (VDI 2840 [VDI12]). Nach Donnet und Erdemir [Don08] und Robertson [Rob02] können die amorphen Kohlenstoffbeschichtungen auf Basis der chemischen Struktur gemäß **Bild 2.13** eingeteilt werden. Wasserstofffreie amorphe Kohlenstoffbeschichtungen mit hohem  $\text{sp}^3$ -Gehalt (diamantähnliche Struktur, tetraederförmige Anordnung der Kohlenstoffatome) resultieren in sehr hohen zwischenmolekularen Kräften und besitzen daher eine sehr hohe Härte. Wasserstofffreie amorphe Kohlenstoffbeschichtungen mit hohem  $\text{sp}^2$ -Gehalt (graphitähnliche Struktur) resultieren in deutlich niedrigeren zwischenmolekularen Kräften und besitzen daher eine niedrigere Härte. Diese Art der amorphen Kohlenstoffbeschichtung kann zu Festschmierstoffen aus der Gruppe der Verbindungen mit Schichtgitterstruktur zugeordnet werden. Amorphe Kohlenstoffbeschichtungen mit mittlerem Wasserstoffgehalt können sowohl hohen  $\text{sp}^3$ - als auch  $\text{sp}^2$ -Gehalt haben (z. B. a-C:H, ta-C:H) und stellen eine Zwischenform mit mittlerer Härte dar. Bei Beschichtungen mit sehr hohem Wasserstoffgehalt handelt es sich um keine amorphe Kohlenstoffbeschichtung.



**Bild 2.13:** Einteilung amorpher Kohlenstoffbeschichtungen nach Robertson [Rob02]

Je nach Anwendungsgebiet kann die chemische Struktur der amorphen Kohlenstoffbeschichtung zielgerichtet angepasst und ggf. durch weitere Elemente ergänzt werden. Im Folgenden wird die tetraedrische, wasserstofffreie amorphe Kohlenstoffbeschichtung ta-C mit sehr hohen  $\text{sp}^3$ -Gehalten und folglich sehr hoher Härte näher betrachtet. Grundsätzlich können ta-C-Beschichtungen wie auch nitridische Beschichtungen durch die physikalische (PVD) oder chemische (CVD) Gasphasenabscheidung hergestellt werden (siehe Abschnitt 2.3.1).

Die mechanischen Beschichtungseigenschaften der ta-C-Beschichtung werden maßgeblich vom Beschichtungsverfahren, der daraus resultierenden chemischen Zusammensetzung der Beschichtung und der Schichtdicke beeinflusst. Nach Grill [Gri99] hängen die mechanischen Eigenschaften vom  $\text{sp}^3$ -Gehalt der ta-C-Beschichtung ab und der Elastizitätsmodul nimmt mit zunehmenden  $\text{sp}^3$ -Gehalt zu. Lemoine et al. [Lem08] dokumentiert einen Elastizitätsmodul von 300 - 500 GPa und Weihnacht et al. [Wei12b] einen Elastizitätsmodul von 430 GPa. Zawischa et al. [Zaw15, Zaw16] untersuchen Versagensursachen einer ta-C-Beschichtung mithilfe des Ritztests (DIN EN ISO 14577 [DIN15], DIN EN ISO 20502 [DIN16c]) und mechanischer Simulationen, wobei drei maßgebliche Versagensursachen unterschieden werden:

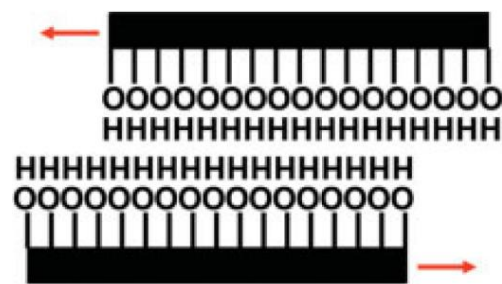
- Haarrisse: Es entstehen sehr feine Haarrisse am Rand und in der Mitte der Ritzspur infolge der Zugbeanspruchung der ta-C-Beschichtung, wobei die Länge der Haarrisse mit zunehmender Zugbeanspruchung (steigender Normallast) ansteigt.
- Knickrisse: Knickrisse entstehen aufgrund der unterschiedlichen mechanischen Eigenschaften der harten ta-C-Beschichtung und des Stahlsubstrates, da das Substratmaterial bei Zugbeanspruchung die harte ta-C-Beschichtung nicht ausreichend abstützen

kann (Eierschaleneffekt). Die Knickrisse resultieren meistens in Rissen, die adhesives Versagen einleiten können.

- Adhesives Versagen: Adhesives Versagen kann an der Grenzfläche zwischen der Beschichtung und dem Substrat entstehen, sodass es zur Delamination und oder Schichtablösung kommen kann.

Shamsa et al. [Sha06] und Ferrari [Fer08] untersuchen mithilfe der  $3\omega$ -Methode (Cahill [Cah90]) die Wärmeleitfähigkeit unterschiedlicher DLC-Beschichtungen und stellen eine Zunahme der Wärmeleitfähigkeit von a-C:H-Beschichtungen (0,2 - 0,3 W/(mK)) zu ta-C-Beschichtungen (2,7 - 3,5 W/(mK)) fest. Balandin et al. [Bal08] untersuchen mit der gleichen Methode für ta-C-Beschichtungen mit einem  $sp^3$ -Gehalt von 60 % den Einfluss der Schichtdicke auf die Wärmeleitfähigkeit und beobachten, dass diese mit abnehmender Schichtdicke von ca. 1,5 auf ca. 0,1 W/mK abnimmt.

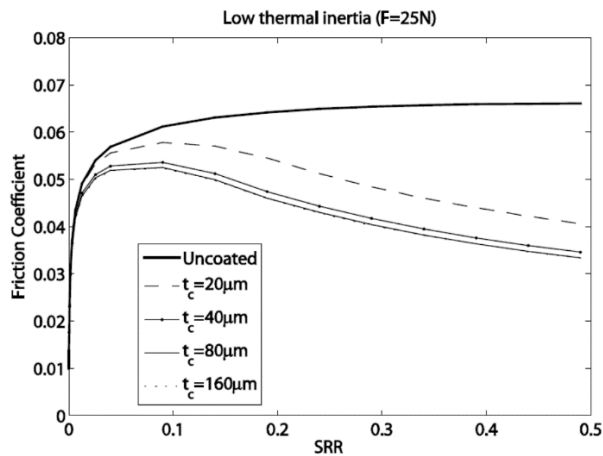
Schultrich und Weihnacht [Sch08b] führen an einem Stift-Scheibe-Tribometer Modellversuche zum tribologischen Verhalten von ta-C-Beschichtungen bei fluidfreier Schmierung durch. Sie zeigen, dass das tribologische Verhalten deutlich vom Umgebungsmedium und der relativen Luftfeuchtigkeit abhängt. Dabei nehmen die gemessenen Reibungszahlen mit zunehmender Luftfeuchtigkeit durch die Sättigung der ta-C-Oberfläche mit OH-Gruppen ab. Der zugrunde liegende Mechanismus ist schematisch in **Bild 2.14** dargestellt. Es resultiert eine geringe Wechselwirkung zwischen den OH-Gruppen



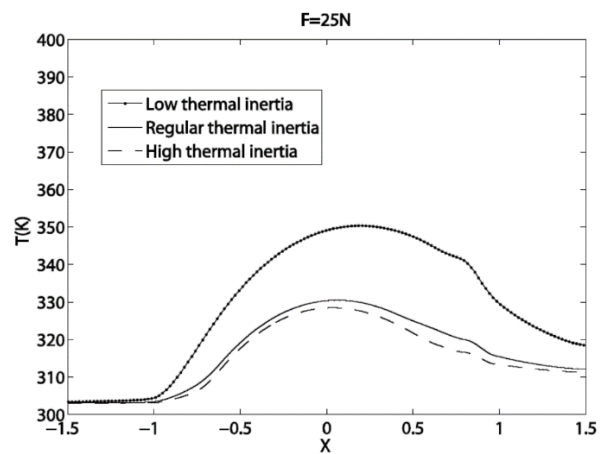
**Bild 2.14:** Mechanismus von ta-C-Oberflächen in feuchter Luft (schematisch) nach Schultrich und Weihnacht [Sch08b]

und ein reibungsarmes Abgleiten der beiden Oberflächen. Ronkainen und Holmberg [Ron08] untersuchen ebenfalls den Einfluss der Luftfeuchtigkeit auf das tribologische Verhalten von ta-C-Beschichtungen. Sie stellen auch eine Abnahme der Reibungszahl mit zunehmender Luftfeuchtigkeit fest. Erdemir [Erd02] untersucht das Reibungsverhalten von ta-C-Beschichtungen durch Variation des Umgebungsmediums und zeigt, dass die Reibung von ta-C-Beschichtungen in einer Stickstoff-Umgebung sehr hoch ist und in feuchter Luft deutlich abnimmt. Dabei erfolgt die Begründung der niedrigen Reibungszahlen in feuchter Luft mit dem Mechanismus aus Bild 2.14. Erdemir, Eryilmaz und Fenske [Erd00] untersuchen an einem Kugel-Scheibe-Tribometer den Einfluss des Wasserstoffgehalts in amorphen Kohlenstoffbeschichtungen auf das tribologische Verhalten bei fluidfreier Schmierung. Dabei stellen sie fest, dass die Reibungszahl mit zunehmendem Wasserstoffgehalt in der Beschichtung abnimmt und sogar Superlubricity mit Reibungszahlen kleiner als 0,01 möglich ist.

Habchi [Hab14] untersucht mithilfe numerischer Modellierung des geschmierten EHD-Punktkontakts u. a. den Einfluss der Schichtdicke und des Wärmeeindringkoeffizienten der Beschichtung (Wurzel aus dem Produkt der Dichte, Wärmeleitfähigkeit und spezifische Wärmekapazität) auf Kontakttemperatur und Reibung. Die Untersuchungen werden u. a. für eine Normalkraft  $F_N = 25$  N durchgeführt, was einer Hertz'schen Pressung  $p_H = 740$  N/mm<sup>2</sup> für den unbeschichteten Kontakt entspricht. Als Substratwerkstoff werden die Eigenschaften von Stahl verwendet. In **Bild 2.15** ist die Reibungszahl in Abhängigkeit vom Slide-to-Roll-Ratio (SRR) im Vergleich der Schichtdicke dargestellt.



**Bild 2.15:** Einfluss der Schichtdicke auf die Reibungszahl im beschichteten EHD-Kontakt nach Habchi [Hab14]



**Bild 2.16:** Einfluss der Wärmeeindringzahl auf die Temperaturverteilung im beschichteten EHD-Kontakt nach Habchi [Hab14]

Im EHD-Kontakt mit beschichteten Oberflächen mit niedriger Wärmeeindringzahl nehmen die Reibungszahlen mit zunehmender Schichtdicke im Vergleich zu unbeschichteten Stahloberflächen ab. Björling, Larsson und Marklund [Bjö14] können die Abnahme der Reibungszahl mit zunehmender Schichtdicke für eine a-C:H-Beschichtung experimentell bei Vollschrnerung an einem Kugel-Scheibe-Tribometer bestätigen. In **Bild 2.16** ist die Temperaturverteilung in Kontaktlängenrichtung im Vergleich unterschiedlicher Wärmeeindringkoeffizienten dargestellt. Niedrige Wärmeeindringkoeffizienten resultieren im Vergleich zur Stahloberfläche in deutlich höhere Kontakttemperaturen und somit niedrigeren Schmierstoffviskositäten im EHD-Kontakt, die zur Abnahme der Flüssigkeitsreibungszahl führen. Im Gegensatz dazu können Beschichtungen mit höheren Wärmeeindringkoeffizienten als die Stahloberfläche zu niedrigeren Kontakttemperaturen und somit höheren Flüssigkeitsreibungszahlen führen. Untersuchungen von Mayer [May13] aus Bild 2.11 zeigen den reibungsreduzierenden Effekt von DLC-Beschichtungen bei Vollschrnerung. Diese Ergebnisse konnten durch Hinterstoißer et al. [Hin14, Hin19] auf Verzahnungen experimentell übertragen und der reibungsreduzierende Effekt an Verzahnungen bei Vollschrnerung nachgewiesen werden. Ziegler et al. [Zie18] betrachtet die Ergebnisse von Hinterstoißer et al. [Hin14, Hin19] mithilfe numerischer Modellierung und begründet u. a. die Abnahme der Reibungszahl mit beschichteten Verzahnungen durch den thermischen Isolationseffekt. Schwarz et al. [Sch21] und Bobzin et al. [Bob21] zeigen eine Abnahme der mittleren Verzahnungsreibungszahl um bis zu 55 % speziell im Bereich hoher Lasten und Umfangsgeschwindigkeiten mit DLC-beschichteten Zahnflanken.

Für den geschmierten Kontakt führen Manier, Spaltmann und Woydt [Man08] Untersuchungen an einem Zwei-Scheiben-Tribometer zum Reibungsverhalten und zur Standzeit mit unterschiedlichen DLC-Beschichtungen und Schmierstoffen durch. Dabei werden für alle betrachteten DLC-Beschichtungen niedrigere Reibungszahlen und tendenziell auch niedrigere Standzeiten mit Polyalkylenglykol (PAG) im Vergleich zum Mineralöl (MIN) festgestellt. Die Abnahme der Standzeit mit PAG im Vergleich zu MIN kann im Wesentlichen durch den niedrigeren Druck-Viskositäts-Koeffizienten von PAG erklärt werden, der in niedrigeren Schmierfilmdicken und somit ohne Verschleißschutzadditive in einem höheren Verschleiß resultiert.

Martens [Mar08] führt mit unterschiedlichen DLC-Beschichtungen bei fluidfreier Schmierung Versuche an einem Zwei-Scheiben-Tribometer und Zahnradprüfstand zur Reibung und Standzeit durch. Die Ergebnisse am Zwei-Scheiben-Tribometer zeigen die niedrigsten Reibungszahlen mit einer a-C:H-Beschichtung. Im Vergleich dazu weisen ta-C-Beschichtungen eine wesentlich höhere Verschleißbeständigkeit auf und resultieren in einer höheren Standzeiten, dies bestätigt Römhild [Röm98]. Tendenziell nimmt die Standzeit mit zunehmender Schichtdicke zu und mit zunehmender Hertz'scher Pressung und Schlupf ab. Die Ergebnisse zur Standzeit am Zahnradprüfstand decken sich mit den Ergebnissen am Zwei-Scheiben-Tribometer. Zusätzlich zeigen Martens [Mar08] und Grossl et al. [Gro07, Gro04, Gro05] den positiven Einfluss verlustoptimierter Verzahnungsgeometrien mit ta-C-beschichteten Zahnflanken auf die Standzeit bei fluidfreier Schmierung. Durch die Auslegung einer verlustoptimierten Verzahnungsgeometrie mit „offenen“ und „stumpfen“ Zähnen wird die Eingriffsstrecke um den Wälzpunkt konzentriert und dabei die lastabhängige Verzahnungsverlustleistung erheblich verringert (Frühe [Frü12, Frü11] und Höhn, Michaelis und Wimmer [Höh07]). Darüber hinaus wird die Zugänglichkeit der Zahnflanke insbesondere im Zahnfußflankenbereich für den Beschichtungsprozess erhöht. Die Versuche fallen aufgrund von Verschleiß der ta-C-Beschichtung im Zahnfußflankenbereich aus. Jedoch werden mit beschichteten Oberflächen wesentlich höhere Standzeiten erreicht als mit unbeschichteten Oberflächen.

## 2.4 Schmierstoffe mit funktionellem Wasseranteil

In diesem Abschnitt wird der Stand des Wissens der Schmierstoffe mit funktionellem Wasseranteil diskutiert, die nach Spencer [Spe14a, Spe14b] grundsätzlich in die Kategorie der Wassersmierung (im englischsprachigen Raum „aqueous lubrication“) zugeordnet werden können. Dazu werden zunächst in Abschnitt 2.4.1 Eigenschaften wasserbasierter Schmierstoffe erläutert. Dabei stehen Schmierstoffe im Vordergrund, bei denen die Eigenschaften des reinen Wassers dominieren. Die kinematische Viskosität von Wasser hat annähernd keine Abhängigkeit vom Druck (Gohar [Goh01], Spencer [Spe14a, Spe14b]). Aus diesem Grund werden gemäß Spencer [Spe14a, Spe14b] diese Schmierstoffe nur für niedrigbelastete Kontakte eingesetzt. Ausnahmen können Schmierstoffe mit hinzugefügten, mehrkettigen Polymeren bzw. Polymerbürsten (im englischsprachigen Raum „polymer brushes“) sein, die beispielsweise nach Klein et al. [Kle96, Kle94] einen Schmierfilmaufbau bewirken können.

In Abschnitt 2.4.2 werden insbesondere die Eigenschaften wasserhaltiger Schmierstoffe erläutert. Schwerpunkt hierbei liegt in den Wasser-in-Öl Emulsionen und vollständig mit im Öl gelöstem Wasser. Bei den vollständig mit im Öl gelöstem Wasser wird der Fokus auf PAG gesetzt. Gemäß Spencer [Spe14a, Spe14b] können diese wasserhaltigen Schmierstoffe auch in die Kategorie der Wassersmierung mit Polymeren bzw. Polymerbürsten zugeordnet werden.

Im Allgemeinen können Schmierstoffe entsprechend des Aggregatzustands nach Mösser und Nassar [Möl02] in gasförmige, flüssige, konsistente und feste Schmierstoffe eingeteilt werden (**Bild 2.17**). Für Getriebeanwendungen sind meist flüssige (Öl) und konsistente (Fett) Schmierstoffe relevant. Flüssige Schmierstoffe bestehen in der Regel aus einem Grundöl und Additiven. Ziel der Additivierung ist es, zielgerichtet Schmierstoffeigenschaften zu ermöglichen bzw. zu verbessern. Detaillierte Informationen zu Additiven können in Bartz [Bar94] gefunden werden. Grundöle können in Mineralöle, synthetische Schmierstoffe (z. B. PAO, PAG oder PE) und biologisch abbaubare oder tierische Schmierstoffe eingeteilt werden (Möller und Nassar [Möl02]).

gasförmig	flüssig	konsistent	fest
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Luft</li> <li>• Andere Gase</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Mineralöl</li> <li>• Synthetische, pflanzliche oder tierische Schmierstoffe</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Schmierfett</li> <li>• Haftschmierstoff</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Organische Werkstoffe</li> <li>• Anorganische Werkstoffe</li> </ul>

**Bild 2.17:** Einteilung von Schmierstoffen nach dem Aggregatzustand in Anlehnung an Möller und Nasar [Mö102]

### 2.4.1 Wasserbasierte Schmierstoffe

Wasserbasierte Schmierstoffe können zur Gruppe biologisch abbaubarer Schmierstoffe gezählt werden. Dabei handelt es sich um einen Schmierstoff mit Wasser als „Grundöl“ und entsprechenden Additiven. Nach Spencer [Spe14a, Spe14b] und Lee und Spencer [Lee07] können solche Schmierstoffe auch zur Wasserschmierung mit mehrkettigen Polymeren bzw. Polymerbürsten (im englischsprachigen Raum „polymer brushes“) zugeordnet werden. In **Tabelle 2.2** werden exemplarisch die thermophysikalischen Eigenschaften unterschiedlicher Grundöle und von Wasser gegenübergestellt. Wasser besitzt im Vergleich zu den Ölen eine teilweise höhere Dichte, sehr hohe Wärmeleitfähigkeit und sehr hohe spezifische Wärmekapazität. Bei vorausgesetzt ähnlicher Wärmeübergangszahl von Feststoffen zu Wasser wie zu Ölen kann erwartet werden, dass Wasser Wärme besser aufnehmen und ableiten kann, was in einem günstigeren Temperaturverhalten im Getriebe resultiert.

	MIN100	PAO100	PG100	Wasser
$\rho$ (15°C) in kg/m <sup>3</sup>	884,5	850,7	1049,1	992,0
$\lambda$ in W/(m·K)	0,137	0,154	0,148	0,604
$c_p$ (15°C) in J/(kg·K)	1921,5	2070,7	1797,9	4182,0

**Tabelle 2.2:** Thermophysikalische Eigenschaften ausgewählter Grundöle nach Lohner [Loh16] und von Wasser nach Geller [Gel04] und Sigloch [Sig14]

Die vorteilhaften thermophysikalischen Eigenschaften von Wasser werden jedoch von einem eingeschränkten Schmierfilmaufbau begleitet. In **Tabelle 2.3** werden kinematische Viskositäten  $\nu$  und Druck-Viskositäts-Koeffizienten  $\alpha_p$  ausgewählter Grundöle und von Wasser in Abhängigkeit von der Temperatur verglichen.

	MIN100	PAO100	PG100	Wasser
$\nu$ (40°C) in mm <sup>2</sup> /s	95,0	104,6	99,4	0,7
$\nu$ (100°C) in mm <sup>2</sup> /s	10,0	15,5	18,0	0,3
$\alpha_p$ (30°C) in 1/GPa	20,3	18,8	18,2	≈ 0
$\alpha_p$ (60°C) in 1/GPa	15,7	15,2	12,8	≈ 0

**Tabelle 2.3:** Kinematische Viskositäten  $\nu$  und Druck-Viskositäts-Koeffizienten  $\alpha_p$  ausgewählter Öle nach Lohner [Loh16] und Wasser nach Gohar [Goh01] in Abhängigkeit von der Temperatur

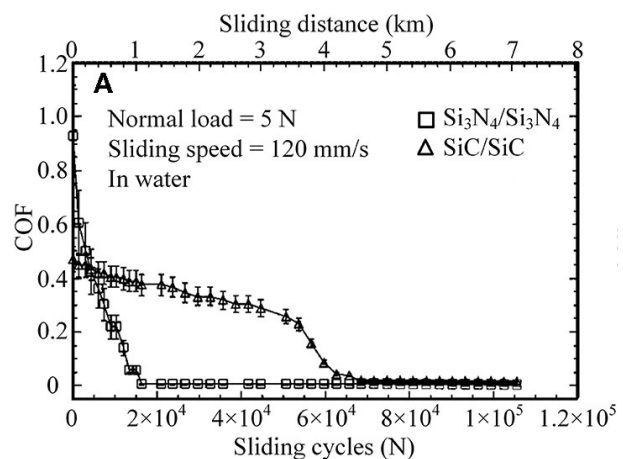
Wasser besitzt sehr niedrige kinematische Viskositäten und annähernd keinen erfassbaren Druck-Viskositäts-Koeffizienten. Durch geeignete Additive (Verdicker) kann die kinematische Viskosität von Wasser im begrenzten Maße erhöht werden. Als Verdicker eignen sich Stoffe,

die wasserlöslich sind und im gewünschten Temperaturbereich die Viskosität steigern können. Detaillierte Informationen zu Verdickern können in Bartz [Bar94] gefunden werden. Allerdings kann es zur Unverträglichkeit wasserbasierter Schmierstoffe mit gängigen Stahlwerkstoffen kommen. Dies sowie der sehr begrenzte Schmierfilmaufbau von wasserbasierten Schmierstoffen kann zu eingeschränkter Zahnradtragfähigkeit führen (Sagraloff et al. [Sag21]).

In der Literatur werden viele Modellversuche zu unterschiedlichen Werkstoffen und Beschichtungen bei Wasserschmierung durchgeführt und dabei deren Einfluss auf Reibung und Verschleiß aufgezeigt. Chen, Kato und Adachi [Che01] und Ge, Li und Luo [Ge19b] untersuchen den Einfluss von Keramikwerkstoffen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten an einem Stift-Scheibe-Tribometer mit destilliertem Wasser. In **Bild 2.18** sind die Ergebnisse für die Reibungszahl für die Paarungen  $\text{Si}_3\text{N}_4$  und  $\text{SiC}$  in

Abhängigkeit vom Gleitweg dargestellt. Nach einer Einlaufzeit zeigen beide Paarungen Reibungszahlen  $< 0,01$ . Der Einlaufvorgang resultiert in vergleichsweise hohem Verschleiß. Kalin et al. [Kal19], Strmcnik, Majdic und Kalin [Str19] und Ohana et al. [Oha07] untersuchen den Einfluss von DLC-Beschichtungen bei Wasserschmierung auf das Reibungs- und Verschleißverhalten an einem Kugel-Scheibe-Tribometer und stellen dabei ebenfalls Reibungszahlen  $< 0,01$  bei gleichzeitig niedrigem Verschleiß fest. Sie führen die niedrigen Reibungszahlen und Verschleiß auf die Bildung triboinduzierter Schichten zurück. Kuwahara, Moras und Moseler [Kuw17, Kuw18] untersuchen den Einfluss von DLC-Beschichtungen auf das Reibungsverhalten bei Wasserschmierung mithilfe atomistischer Simulationen. Dabei stellen sie unterschiedliche Reibungszustände fest, die sowohl zu sehr hoher Reibung durch Kaltverschweißen als auch zu sehr niedriger Reibung durch aromatische Oberflächenpassivierung führen können. Kim und Kim [Kim15] untersuchen den Einfluss einer reduzierten Graphenoxid-Beschichtung auf das Reibungsverhalten bei Wasserschmierung am Kugel-Scheibe-Tribometer, wobei als Substratmaterial Edelstahl verwendet wird und die Kugel beschichtet ist. Damit werden deutlich niedrigere Reibungszahlen und Verschleiß als mit unbeschichteter Paarung gemessen. Der Verschleiß ist sogar niedriger als bei Ölschmierung. Die niedrigen Reibungszahlen und Verschleiß werden durch Grenzflächeneffekte und die Bildung triboinduzierter Schichten begründet, wobei die reduzierte Graphenoxid-Beschichtung zu einer weicheren Graphenoxid-Beschichtung reagiert.

Sagraloff et al. [Sag21] führen Versuche bei Wasserschmierung zum Reibungsverhalten an einem Kugel-Scheibe-Tribometer und Versuche zur Fress- und Verschleißtragfähigkeit an einem Zahnradprüfstand durch. Als Schmierstoffe werden Wasser als Grundöl mit einem Wasseranteil größer als 85 % und Polymere als Additiv verwendet. Als Polymere werden wesentlich unterschiedliche pflanzliche Extrakte als Verdicker verwendet, um die kinematische Viskosität des Schmierstoffs und somit den begrenzten Schmierfilmaufbau von wasserbasierten Schmierstoffen zu erhöhen. Die Versuche zum Reibungsverhalten zeigen abnehmende Rei-



**Bild 2.18:** Gemessene Reibungszahl im Vergleich unterschiedlicher Materialien am Stift-Scheibe-Tribometer nach Chen, Kato und Adachi [Che01]



zungszahlen mit zunehmender wirksamer hydrodynamischer Geschwindigkeit im EHD-Punktkontakt. Mit zunehmender Schmierstofftemperatur nehmen die gemessenen Reibungszahlen jedoch zu. Die Autoren führen dies auf den Schmierzustand zurück, der sich mit zunehmender Öltemperatur von der Voll- zur Mischschmierung ändern kann. Die Versuche zur Fresstragfähigkeit am Zahnradprüfstand zeigen je nach Schmierstoff Fresslaststufen zwischen 7 und 10 (FZG A/8,3/RT). Die Versuche zur Verschleißtragfähigkeit zeigen erhöhten Verschleiß mit dem untersuchten wasserbasierten Schmierstoff. Aus diesem Grund empfehlen die Autoren, diese wasserbasierten Schmierstoffe im Bereich niedriger Öltemperaturen und hoher Geschwindigkeiten einzusetzen, wie z. B. in elektrisch angetriebenen Motorbooten.

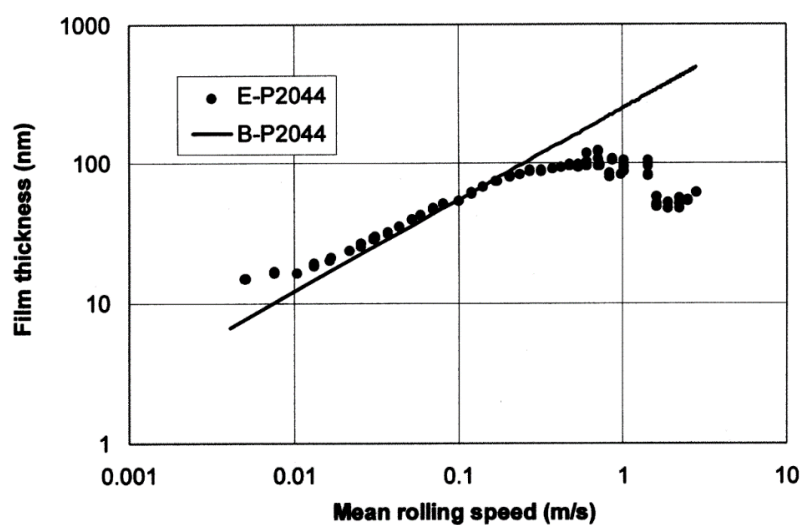
### 2.4.2 Wasserhaltige Schmierstoffe

In diesem Abschnitt werden ausgewählte Ergebnisse zu Untersuchungen mit Emulsionen aus Öl und Wasser und Untersuchungen mit im Öl gelöstem Wasser beschrieben. Bei den Untersuchungen mit im Öl gelöstem Wasser wird der Fokus auf PAG als Grundöl gesetzt. Als Oberbegriff wird der Begriff „wasserhaltige Schmierstoffe“ gewählt. Wasserhaltige Schmierstoffe bestehen zumeist aus einem synthetischen Schmierstoff als Grundöl, dem wesentliche Anteile an Wasser zugegeben sind. Das Wasser kann vollständig im Grundöl gelöst sein oder ungebunden vorliegen. Derzeit finden wasserhaltige Schmierstoffe verstärkt Anwendung im Bereich der Hydraulikflüssigkeiten und Kühlschmierstoffe für Zerspanungsprozesse (Möller und Nassar [Möl02]). Aber auch zur Getriebeschmierung werden wasserhaltige Schmierstoffe untersucht (Burbank et al. [Bur20], Pfadt et al. [Klü18, Pfa18]).

#### Untersuchungen mit Wasser-in-Öl Emulsionen

Ratoi-Salagean, Spikes und Hoogendoorn [Rat97] führen experimentelle Untersuchungen zur Schmierfilmdicke von Emulsionen aus Öl und Wasser an einem optischen EHD-Tribometer durch. Es werden unterschiedliche Grundöle mit Emulsionen gemischt, die Wasser enthalten. In **Bild 2.19** ist die gemessene Schmierfilmdicke in Abhängigkeit von der mittleren Geschwindigkeit im Vergleich eines Ester-Grundöls (B-P2046) mit der entsprechenden Wasser-in-Öl Emulsion (E-P2046) dargestellt. Das Ergebnis zeigt vergleichbare Schmierfilmdicken beider Schmierstoffe bis zu einer mittleren Geschwindigkeit von 0,5 m/s, die im Wesentlichen auf das

viskose Ester-Grundöl zurückgeführt werden können. Mit zunehmender mittlerer Geschwindigkeit nimmt die Schmierfilmdicke der wasserhaltigen Emulsion ab, während die Schmierfilmdicke des reinen Grundöls kontinuierlich ansteigt. Die Abnahme der Schmierfilmdicke wird mit der chemischen Struktur und der kritischen Mizellbildungskonzentration erklärt. Unterhalb dieser Konzentration kann die Oberfläche mit dem wasserhaltigen Schmierstoff ausreichend benetzt und somit ein



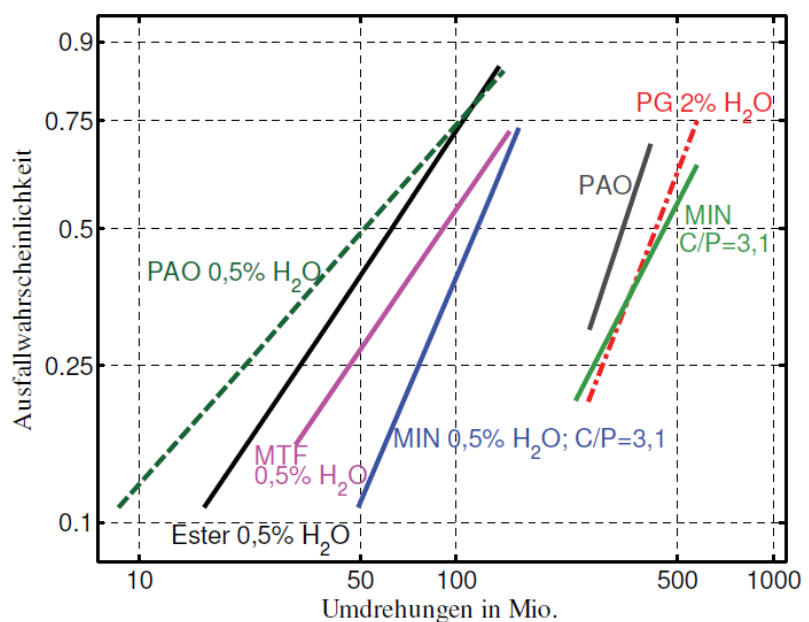
**Bild 2.19:** Gemessene Schmierfilmdicke im Vergleich eines Ester-Grundöls (B-P2044) mit der entsprechenden Wasser-in-Öl Emulsion (E-P2044) nach Ratoi-Salagean, Spikes und Hoogendoorn [Rat97]

stabiler Schmierfilmaufbau realisiert werden. Oberhalb dieser Konzentration ist eine ausreichende Benetzbarkeit nicht mehr gegeben und die Schmierfilmdicke nimmt deutlich ab. Auf Basis der Ergebnisse schlagen Ratoi-Salagean, Spikes und Hoogendoorn [Rat97] zur Entwicklung wasserhaltiger Schmierstoffe auf Emulsionsbasis die folgenden Auslegungskriterien vor:

- Die kritische Mizellenkonzentration der Emulsion darf nicht überschritten werden und das Grundöl muss eine polare Struktur aufweisen. Damit wird eine ausreichende Benetzbarkeit der Oberfläche mit dem Grundöl sichergestellt.
- Das Grundöl muss eine ausreichend hohe Viskosität aufweisen, wodurch höhere Schmierfilmdicken sichergestellt werden. Das Grundöl bestimmt maßgeblich den Schmierfilmaufbau.

Brenner et al. [Bre09] führen Modellversuche mit Wasser-in-Öl Emulsionen an einem optischen EHD-Tribometer durch. Es wird das Untersuchungsziel verfolgt, die Schädlichkeit von Wasser in Getriebeölen zu bestimmen. Dabei wird ein wasserunlösliches Mineralöl als Grundöl verwendet und das Verhältnis von Wasser zu Mineralöl bis zu 7 Gew.% variiert. Im Vergleich zum reinen Grundöl werden mit der Emulsion aus Öl und Wasser vergleichbare Schmierfilmdicken gemessen, sodass kein Einfluss des Wassergehalts auf die gemessene Schmierfilmdicke festgestellt wird. Brenner et al. [Bre09] führen ebenfalls Bauteilversuche zum Reibungsverhalten und zur Tragfähigkeit von Zahnrädern und Lagern durch. Dabei werden unterschiedliche Grundöle betrachtet und mit sehr niedrigen Mengen an Wasser von bis zu 2 Gew.% gemischt. Da die untersuchten Grundöle nur ein sehr beschränktes Vermögen haben, Wasser lösen zu können, liegt ab einer kritischen Wassermenge eine Wasser-in-Öl Emulsion vor. Die Ergebnisse der Reibungsmessungen zeigen um bis zu 12 % niedrigere mittlere Verzahnungsreibungszahlen mit Mineralöl mit einem Wasseranteil von 0,5 Gew.% im Vergleich zum wasserfreien Mineralöl. Die Ergebnisse zur Verschleiß- und Graufleckentragfähigkeit der Zahnräder zeigen keinen signifikanten Einfluss des Wassergehalts (MIN, PAO und PAG), lediglich bei der Grübchentragfähigkeit konnte eine Abnahme festgestellt werden. In **Bild 2.20** sind die Ergebnisse für die ermittelte

Ausfallwahrscheinlichkeit in Abhängigkeit der Lastwechsel für ein Pendelrollenlager dargestellt. Im Vergleich zum wasserfreien MIN und PAO werden mit den Wasser-in-Öl Emulsionen deutlich niedrigere Lagerlebensdauern erreicht. Eine Ausnahme stellt die Emulsion aus PAG und Wasser dar, die in vergleichbaren Lagerlebensdauern resultiert. Engelhardt [Eng19] führt experimentelle Untersuchungen zur Flankentragfähigkeit an Zahnradprüfständen mit gängigen Zahnradwerkstoffen aus Stahl durch. Als



**Bild 2.20:** Ermittelte Ausfallwahrscheinlichkeit für ein Pendelrollenlager im Vergleich unterschiedlicher Wasser-in-Öl Emulsionen nach Brenner et al. [Bre09]

Schmierstoffe werden vorwiegend Mineralöle und Polyalphaolefine als Grundöl betrachtet, die mit sehr geringen Wassermengen gemischt werden. Die Ergebnisse zeigen mit steigendem Wassergehalt insbesondere verringerte Grübchentragefähigkeiten im Vergleich zu den wasserfreien Grundölen. Nach Engelhardt [Eng19] kann die Abnahme im Wesentlichen auf die Wechselwirkung zwischen Grundöl und Wasser, auf tribologische Einflüsse (z. B. Einfluss auf die Viskosität) und auf chemisch-werkstofftechnische Einflüsse (z. B. Korrosionseffekte) zurückgeführt werden.

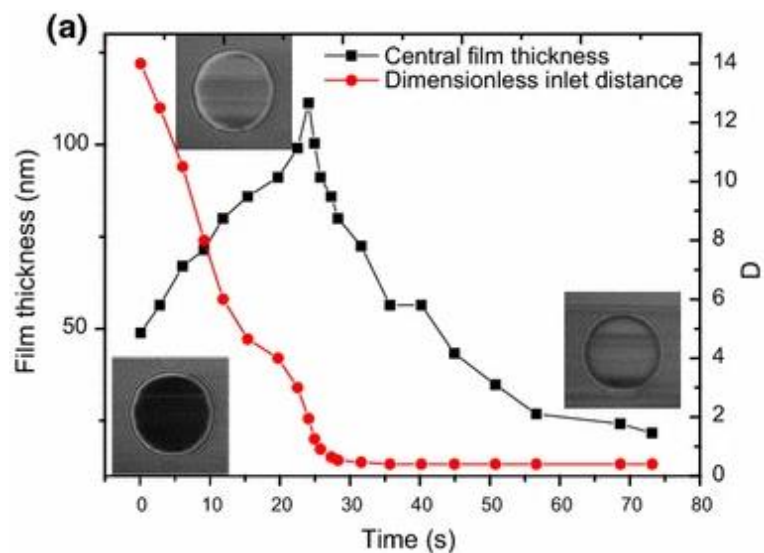
Liang et al. [Lia17a, Lia17b] führen an einem optischen EHD-Tribometer experimentelle Untersuchungen zur Schmierfilmdicke mit Wasser-in-Öl Emulsionen durch. Dabei wird paraffiniertes Mineralöl als Grundöl verwendet und Wasser zugemischt. Die Wasser-in-Öl Emulsion wird zunächst mittels Einspritzschmierung in den Kugel-Scheibe-Kontakt gebracht. Im Anschluss wird die Schmierstoffzuführung unterbrochen. Die Untersuchungen werden abgebrochen, sobald die Scheibe zerkratzt wird. In **Bild 2.21** sind exemplarisch die gemessenen zentralen Schmierfilmdicken und der Meniskus in Abhängigkeit von der Versuchszeit dargestellt. Darüber hinaus sind für drei Messpunkte die Interferogramme und somit die Schmierfilmdickenverteilung im Kontakt gezeigt.

Nach Aussetzen der Schmierstoffzufuhr nimmt der Meniskus stark ab und erreicht mit zunehmender Zeit einen gleichbleibend kleinen Wert. Die Schmierfilmdicke dagegen nimmt zunächst zu, erreicht einen Maximalwert und nimmt im Anschluss stark ab. Zu Beginn wird eine relativ gleichmäßige Schmierfilmdickenverteilung festgestellt. Mit zunehmender Zeit entsteht eine asymmetrische Schmierfilmdickenverteilung mit hoher zentraler Schmierfilmdicke und abnehmender Schmierfilmdicke an den Kontaktseiten und im Auslaufgebiet. Die asymmetrische

Schmierfilmdickenverteilung ist ein Resultat der konzentrierten Schmierstoffströmung im Einlaufgebiet und der Zentrifugalkräfte. Aufgrund des unterschiedlichen Benetzungsverhaltens von Öl und Wasser wird das Wasser tendenziell zu den Seiten gedrückt bzw. sogar weggeschwemmt, während das Öl aufgrund der besseren Benetzung zentral konzentriert ist.

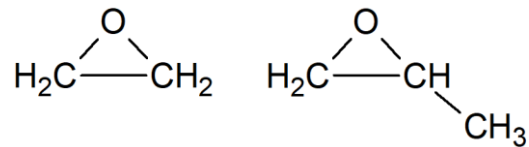
### Untersuchungen mit im Öl gelöstem Wasser

Im Folgenden soll die Zusammensetzung eines wasserhaltigen Schmierstoffs anhand eines wasserlöslichen PAGs als Grundöl exemplarisch erklärt werden. Grundbausteine sind Alkylenoxide (z. B. Ethylen- und Propylenoxid) oder zyklische Ether. In **Bild 2.22** sind die Strukturformeln von Ethylen- und Propylenoxid dargestellt, die durch Anwesenheit von Wasser oder Alkoholen durch eine Polyaddition zu Polyethylen (PEG)- oder Polypropylenglykol (PPG) reagieren. Dabei sind C-O-Bindungen im Gegensatz zu C-C-Bindungen polar. Je größer der An-



**Bild 2.21:** Gemessene zentrale Schmierfilmdicke und Meniskus in Abhängigkeit von der Zeit mit einem wasserhaltigen Schmierstoff am optischen EHD-Tribometer nach Liang et al. [Lia17a]

teil an Ethylenoxid und damit der Sauerstoffanteil im Polyglykol (verhältnismäßig zur Molekularmasse) ist, desto besser wird die Wasserlöslichkeit. Dabei wird Wasser mithilfe von Wasserstoffbrückenbindungen über die freien Elektronenpaare des Sauerstoffs gebunden. PPG besitzt im Vergleich zu PEG tendenziell eine höhere Molekularmasse. Mit steigender Molekularmasse und Etherverbindungen nimmt der Anteil an Hydroxyl-Gruppen im Molekül ab und somit auch die Wasserlöslichkeit. (Mang und Dresel [Man17], Lee und Spencer [Lee07])



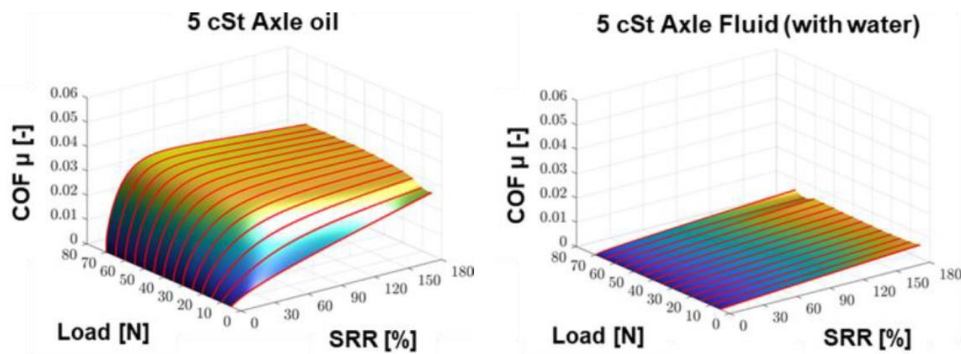
**Bild 2.22:** Strukturformel von Ethylenoxid (links) und Propylenoxid (rechts) nach Möller und Nassar [Möl02]

**Tabelle 2.4** zeigt exemplarisch die thermophysikalischen Eigenschaften, kinematischen Viskositäten und Druck-Viskositäts-Koeffizienten des wasserhaltigen Schmierstoffs IAV-PAS8 nach Schmidt, Klingenberg und Woydt [Sch06a, Sch06b]. Dabei handelt es sich um ein wasserlösliches Polyalkylenglykol (PAG) als Grundöl mit einem Wasseranteil von circa 50 %, wobei das Wasser vollständig im Grundöl gelöst vorliegt. Im Vergleich zu den thermophysikalischen Eigenschaften von wasserfreien Grundölen in Tabelle 2.2 weist IAV-PAS8 höhere Werte und im Vergleich zu Wasser niedrigere Werte auf. Wie für wasserbasierte Schmierstoffe (siehe Abschnitt 2.4.1) kann bei ähnlicher Wärmeübergangszahl von Feststoffen zu IAV-PAS8 wie zu wasserfreien Grundölen erwartet werden, dass IAV-PAS8 Wärme besser aufnimmt und ableitet. Im Vergleich zu den wasserfreien Grundölen in Tabelle 2.3 können mit IAV-PAS8 sehr ähnliche kinematische Viskositäten realisiert werden. Dem gegenüber sind die Druck-Viskositäts-Koeffizienten niedriger. Jedoch wird der Schmierfilmaufbau durch die höhere Dichte im Vergleich zu MIN und PAO zum Teil kompensiert. Im Vergleich zu Wasser in Tabelle 2.3 besitzt IAV-PAS8 einen deutlich höheren Druck-Viskositäts-Koeffizienten.

	Thermophysikalische Eigenschaften			Kinematische Viskosität		Druck-Viskositäts-Koeffizient	
	$\rho$ (15°C) in kg/m <sup>3</sup>	$\lambda$ in W/(m·K)	$c_p$ (15°C) in J/(kg·K)	$\nu$ (40°C) in mm <sup>2</sup> /s	$\nu$ (100°C) in mm <sup>2</sup> /s	$\alpha_p$ (22°C) in 1/GPa	$\alpha_p$ (80°C) in 1/GPa
IAV-PAS8	1092,8	0,344	3340,0	39,5	10,4	3,7	3,2

**Tabelle 2.4:** Thermophysikalische Eigenschaften, kinematische Viskositäten und Druck-Viskositäts-Koeffizienten eines wasserhaltigen Schmierstoffs nach Schmidt, Klingenberg und Woydt [Sch06a, Sch06b]

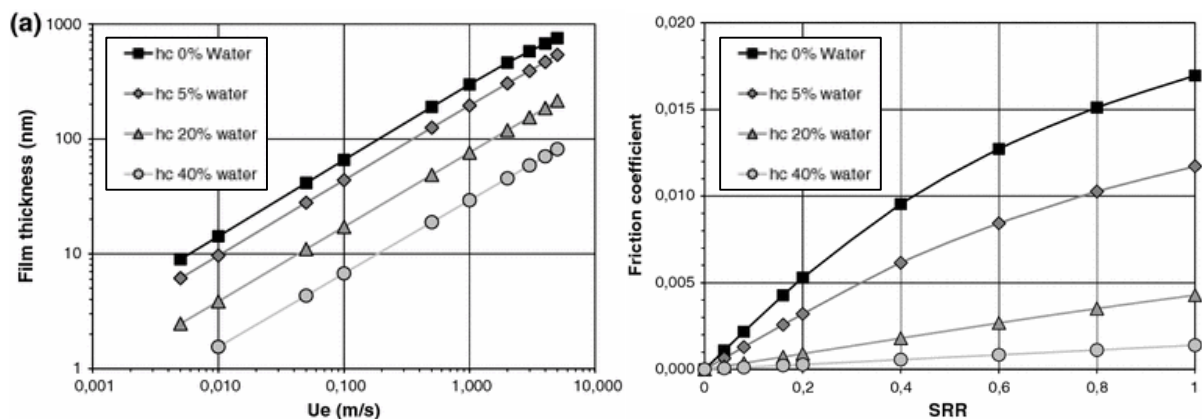
Burbank et al. [Bur20] führen Modellversuche zur Schmierfilmdicke und zum Reibungsverhalten an einem Kugel-Scheibe-Tribometer mit wasserhaltigen Schmierstoffen auf Basis eines wasserlöslichen PAGs als Grundöl durch. Bei den Untersuchungen zur Schmierfilmdicke wird der Schmierfilmaufbau der wasserhaltigen Schmierstoffe nachgewiesen. Die Ergebnisse für die Reibungszahl sind in **Bild 2.23** in Abhängigkeit von Last und SRR im Vergleich eines Achsgetriebeöls (links) und eines entsprechenden wasserhaltigen Schmierstoffs (rechts) dargestellt. Im Vergleich zum Achsgetriebeöl werden mit dem entsprechenden wasserhaltigen Schmierstoff deutlich niedrigere Reibungszahlen  $< 0,01$  festgestellt, die mit steigendem SRR annähernd linear ansteigen und kaum von der Normalkraft abhängen. Luther [Lut20] analysiert die Wärmeleitfähigkeit und Wärmekapazität der Schmierstoffe von Burbank et al. [Bur20] und zeigt, dass der wasserhaltige Schmierstoff eine höhere Wärmeleitfähigkeit und Wärmekapazität im Vergleich zum Achsgetriebeöl aufweist. Die Werte des wasserhaltigen Schmierstoffs sind in einer vergleichbaren Größenordnung wie die in Tabelle 2.4.



**Bild 2.23:** Gemessene Reibungszahl im Vergleich eines Achsgetriebeöls (links) und wasserhaltigen Schmierstoffs (rechts) am Kugel-Scheibe-Tribometer nach Burbank et al. [Bur20]

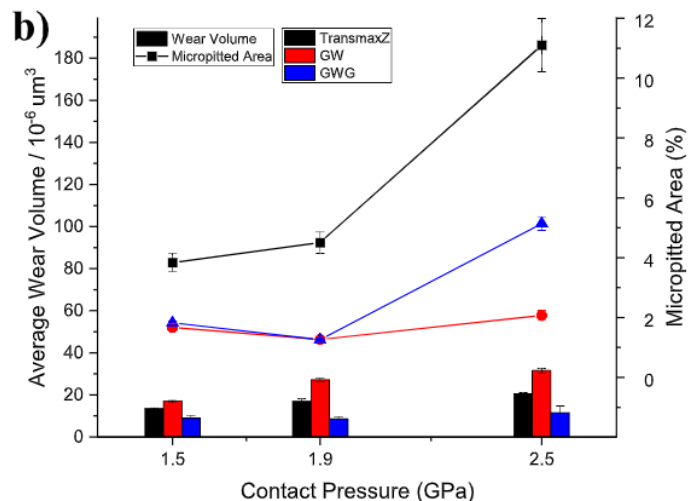
Pfadt et al. [Klü18, Pfa18] führen experimentelle Untersuchungen zum Reibungsverhalten an einem Kugel-Scheibe-Tribometer mit wasserhaltigen Schmierstoffen und Stahlwerkstoffen durch. Dabei werden ein MIN, ein PAG und ein wasserlösliches PAG mit Wasseranteil untersucht. Die Ergebnisse zeigen sehr niedrige Reibungszahlen des wasserhaltigen Schmierstoffs.

Habchi et al. [Hab11] untersuchen mithilfe numerischer Modellierung den Einfluss des Wassergehalts auf die Schmierfilmdicke und Reibungszahl im EHD-Punktkontakt. Dabei wird wasserlösliches Glycerol als Grundöl verwendet. In **Bild 2.24** sind die Ergebnisse für die zentrale Schmierfilmdicke und Reibungszahl in Abhängigkeit von der mittleren Geschwindigkeit und vom Wassergehalt dargestellt. Mit zunehmendem Wassergehalt nimmt die zentrale Schmierfilmdicke und Reibungszahl ab, diese Ergebnisse werden experimentell auch von Shi et al. [Shi14] festgestellt. Habchi et al. [Hab11] führen die Abnahme der Schmierfilmdicke im Wesentlichen auf die abnehmende dynamische Viskosität mit zunehmendem Wassergehalt zurück. Die Abnahme der Reibungszahl führen die Autoren ebenfalls auf den Wassergehalt zurück, der im Druckgebiet des Kontaktes zu einer deutlichen Reduzierung der Schubspannung führt.



**Bild 2.24:** Berechnete zentrale Schmierfilmdicke und Reibungszahl im EHD-Punktkontakt in Abhängigkeit von der mittleren Geschwindigkeit und vom Wassergehalt nach Habchi et al. [Hab11]

Tamayo et al. [Tam22] führen Modellversuche zum Reibungsverhalten und zur Tragfähigkeit an einem Vier-Rollen-Tribometer mit wasserhaltigen Schmierstoffen durch. Dabei werden zentral eine Prüflinse und symmetrisch dazu drei Gegenrollen angeordnet, sodass an der Prüflinse drei identische elliptische EHD-Kontakte erzeugt werden. Als wasserhaltiger Schmierstoff wird ein Glycerol mit einem Wasseranteil von 5,0 Gew.% und ein weiterer wasserhaltiger Schmierstoff untersucht, der zusätzlich zum Wasseranteil (5,0 Gew.%) noch 30,0 Gew.% PAG-Anteil beinhaltet. Die kinematischen Viskositäten der wasserhaltigen Schmierstoffe werden so eingestellt, dass sich die Schmierfilmdicke im elliptischen EHD-Kontakt im Vergleich zum wasserfreien PAO auf einem ähnlichen Niveau ergibt. Die Ergebnisse zum Reibungsverhalten zeigen deutlich niedrigere Reibungszahlen mit den untersuchten wasserhaltigen Schmierstoffen im Vergleich zum wasserfreien PAO. Die Autoren führen die Abnahme der Reibungszahl im Wesentlichen auf die Abnahme des Druck-Viskositäts-Koeffizienten zurück. Der Vergleich der beiden wasserhaltigen Schmierstoffe zeigt nahezu keinen Einfluss des PAG-Anteils auf die gemessene Reibungszahl. Die Ergebnisse zur Verschleiß- und Grauflecken-tragfähigkeit sind in **Bild 2.25** dargestellt. Die Untersuchungen zur Verschleißtragfähigkeit zeigen erhöhtes Verschleißvolumen mit den wasserhaltigen Schmierstoffen GW (ohne PAG) im Vergleich zum wasserfreien PAO und zum wasserhaltigen Schmierstoff mit PAG (GWG). Die Abnahme des Verschleißvolumens zwischen den wasserhaltigen Schmierstoffen führen die Autoren auf den PAG-Anteil zurück, der aufgrund seiner größeren Molekularmasse und Kettenlänge dickere Adsorptionsschichten auf der Oberfläche der Wälzkörper erzeugt und somit die Interaktion zwischen den Rauheitsbergen erschweren kann. Die Untersuchungen zeigen zudem, dass dadurch die Bildung von Grauflecken insbesondere mit zunehmender Kontaktpressung begünstigt wird.



**Bild 2.25:** Gemessene Verschleißvolumen und relative Graufleckenfläche in Abhängigkeit vom Schmierstoff nach Tamayo et al. [Tam22]

Pfadt et al. [Klü18, Pfa18] führen Versuche zur Fresstragfähigkeit von Verzahnungen mit gängigen Zahnradwerkstoffen aus Stahl und einem wasserhaltigen Schmierstoff durch. Für eine Ausgangstemperatur von 30 °C wird im Stufentest (FZG A/8,3/30) eine Fresslaststufe von größer als 12 mit dem wasserhaltigen Schmierstoff erreicht.

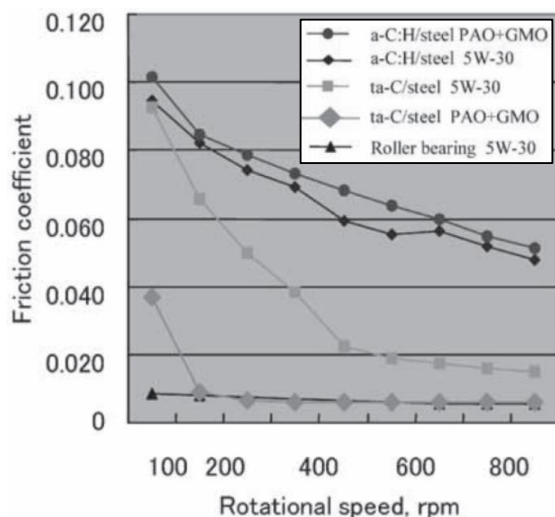
## 2.5 Fluidische Superlubricity

Bei Superlubricity handelt es sich um einen tribologischen Systemzustand, bei dem die Reibung zweier kontaktierender Körper annähernd verschwindet. Der Begriff ist von Shinjo und Hirano [Hir90, Shi93] geprägt und klassifiziert den Bereich, bei dem die Reibungszahl  $\mu < 0,01$  ist (Martin und Erdemir [Mar18]). Nach Baykara, Vazirisereskh und Martini [Bay18] und Martin und Erdemir [Mar18] können die Mechanismen zur Erreichung von Superlubricity in strukturelle Superlubricity (im englischsprachigen Raum „solid superlubricity“) und fluidische Superlubricity (im englischsprachigen Raum „liquid superlubricity“) unterteilt

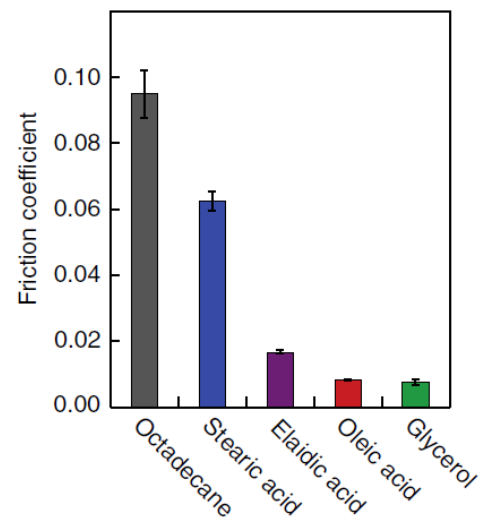
werden. Bei der strukturellen Superlubricity hängt die Reibungszahl von der Festkörperreibung und somit von atomaren Vorgängen an der Grenzfläche der Festkörper ab. Modellversuche belegen, dass Superlubricity mit DLC-Beschichtungen in Kombination mit Graphen oder MoS<sub>2</sub> erreicht werden kann (Berman et al. [Ber15, Ber18], Luo und Zhou [Luo20]). Bei fluidischer Superlubricity hängt die Reibungszahl von der Flüssigkeitsreibungszahl und somit von den Schmierstoffeigenschaften und der Wechselwirkung zwischen Festkörper und Schmierstoff ab. Im Folgenden werden Mechanismen zur fluidischen Superlubricity mit DLC-Beschichtungen (siehe Abschnitt 2.5.1) und mit wasserhaltigen Schmierstoffen (siehe Abschnitt 2.5.2) beschrieben.

### 2.5.1 Mechanismus mit DLC-Beschichtungen

Kano et al. [Kan06, Kan15, Kan05] untersuchen an einem Stift-Scheibe-Tribometer das tribologische Verhalten von DLC-Beschichtungen bei Grenzschmierung. In **Bild 2.26** sind die Reibungszahlen in Abhängigkeit von der Drehzahl im Vergleich unterschiedlicher Beschichtungen und Schmierstoffe dargestellt. Im Vergleich der Beschichtungen werden mit ta-C deutlich niedrigere Reibungszahlen als mit a-C:H festgestellt. Im Vergleich der Schmierstoffe werden mit der Paarung ta-C/Stahl mit PAO, das mit einem Glycerol-Mono-Oleat (GMO) additiviert ist, für einen sehr großen Betriebsbereich Reibungszahlen kleiner als 0,01 gemessen. Die Abnahme der Reibungszahl wird durch die Bildung triboinduzierter Schichten auf der ta-C-Oberfläche begründet, bei der GMO-Moleküle über OH-Gruppen an der Oberfläche angebonden sind und ein reibungsarmes Abgleiten ermöglichen. Diese Erkenntnisse werden mithilfe atomistischer Simulationen und Oberflächenanalysen für eine mit Glycerol geschmierte ta-C/ta-C-Paarung von De Barros Bouchet et al. [Bar07] bestätigt. Leson et al. [Les15] führen Untersuchungen an einem SRV-Tribometer mit ta-C-Beschichtungen durch. Wie in Kano et al. [Kan06, Kan05] werden für die ta-C/Stahl-Paarung mit GMO-Molekülen Reibungszahlen im Bereich der Superlubricity festgestellt. Die sehr niedrigen Reibungszahlen werden durch die Sättigung der ta-C-Oberfläche mit OH-Gruppen und der Bildung eines wasserartigen Gleitfilms an der Oberfläche begründet, wodurch ein reibungsarmes Abgleiten der Oberflächen möglich ist.



**Bild 2.26:** Gemessene Reibungszahlen in Abhängigkeit von der Drehzahl am Stift-Scheibe-Tribometer nach Kano et al. [Kan06, Kan05]

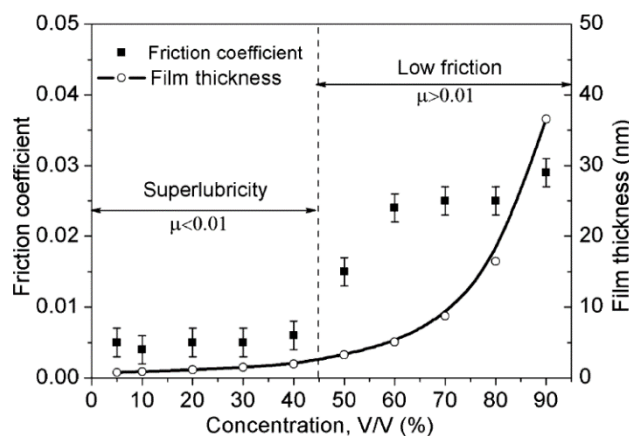


**Bild 2.27:** Gemessene Reibungszahlen im Vergleich unterschiedlicher Schmierstoffe am Stift-Scheibe-Tribometer nach Kuwahara et al. [Kuw19]

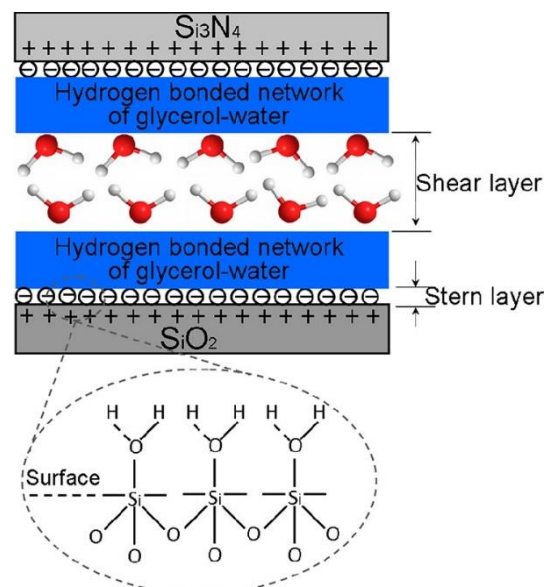
Kuwahara et al. [Kuw19] führen experimentelle Untersuchungen an einem Stift-Scheibe-Tribometer zum tribologischen Verhalten einer ta-C/ta-C-Paarung bei Grenzschmierung durch. **Bild 2.27** zeigt die Ergebnisse für die Reibungszahl in Abhängigkeit vom Schmierstoff. Die Ergebnisse zeigen lediglich in Kombination mit ungesättigten Fettsäuren (oleic acid) und Glycerol Reibungszahlen im Bereich der Superlubricity ohne nennenswerten Verschleiß. Kuwahara et al. [Kuw19] begründen diesen Sachverhalt mithilfe atomistischer Simulationen. Dabei wird festgestellt, dass Schmierstoffmoleküle mit mindestens zwei reaktiven Zentren mit beiden ta-C-beschichteten Oberflächen eine chemische Bindung eingehen können. Durch Gleitbewegung werden die Verbindungen in ihre Bestandteile zerlegt, Sauerstoffatome aus dem Schmierstoff freigesetzt und in den ta-C-Film eingebaut. Das dreidimensionale tetraedrische Kohlenstoffnetzwerk wird gestört und dadurch die Bildung graphenähnlicher triboinduzierter Schichten ermöglicht, die ein reibungsarmes Abgleiten begünstigen (De Barros Bouchet et al. [Bar17]). Martin und Erdemir [Mar18] stellen ebenfalls Reibungszahlen im Bereich der Superlubricity mit einer ta-C/ta-C-Paarung mit GMO-Molekülen an einem Stift-Scheibe-Tribometer bei Misch- und Vollschmierung fest. Sie führen wie Kuwahara et al. [Kuw19] die Abnahme der Reibungszahl auf die Bildung graphenähnlicher triboinduzierter Schichten zurück, die ein reibungsarmes Abgleiten ermöglichen.

### 2.5.2 Mechanismus mit wasserhaltigen Schmierstoffen

Li et al. [Li13] untersuchen das Reibungsverhalten wasserhaltiger Schmierstoffe an einem Kugel-Scheibe-Tribometer bestehend aus einer Kugel aus  $\text{Si}_3\text{N}_4$  und einer Scheibe aus  $\text{SiO}_2$ . Beim wasserhaltigen Schmierstoff handelt es sich um Glycerol als Grundöl mit Schwefelsäure ( $\text{H}_2\text{SO}_4$ , chemische Reaktion aus Schwefeltrioxid und Wasser), wobei das Verhältnis von Glycerol zu Schwefelsäure variiert wird. In **Bild 2.28** sind die quasi-stationär erfassten Reibungszahlen und berechneten Schmierfilmdicken in Abhängigkeit vom Glycerolgehalt in Volumenprozent dargestellt.



**Bild 2.28:** Gemessene Reibungszahl am Kugel-Scheibe-Tribometer und berechnete Schmierfilmdicke in Abhängigkeit vom Glycerolgehalt nach Li et al. [Li13]

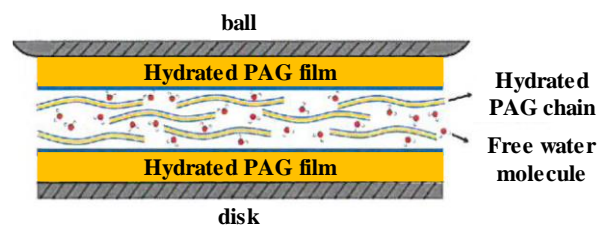
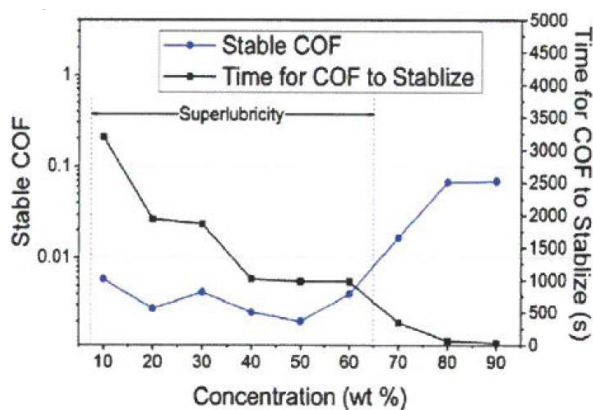


**Bild 2.29:** Superlubricity-Mechanismus für einen wasserhaltigen Schmierstoff aus Glycerol und Schwefelsäure nach Li et al. [Li13]



Die Ergebnisse zeigen Reibungszahlen im Bereich der Superlubricity für einen Glycerolgehalt kleiner als 50 % und deutlich steigende Schmierfilmdicken für einen Glycerolgehalt größer als 40 %. Die niedrigen Reibungszahlen im Bereich der Superlubricity können mit dem Mechanismus in **Bild 2.29** begründet werden. Wasserstoffionen lagern sich durch chemische Reaktion (Protonierungsreaktion) an den Oberflächen an, die zu positiv geladenen Oberflächen führt. An diese Oberfläche kann sich das wasserstoffgebundene Netzwerk aus Glycerol und Wasser anlagern. In der Mitte des Schmierfilmes bildet sich eine Schicht aus Wasser, die sich reibungsarm abscheren lässt und zu sehr niedriger Reibung führt. Der Anstieg der Reibungszahl mit zunehmendem Glycerolgehalt kann dadurch begründet werden, dass die notwendige chemische Reaktion aufgrund von zu wenig Wasserstoffionen nicht stattfindet und somit keine positiv geladene Oberfläche vorliegt.

Wang et al. [Wan16a] untersuchen das Reibungsverhalten wasserhaltiger Schmierstoffe an einem Kugel-Scheibe-Tribometer bestehend aus einer Kugel aus  $\text{Si}_3\text{N}_4$  und einer Scheibe aus  $\text{Al}_2\text{O}_3$ . Beim wasserhaltigen Schmierstoff handelt es sich um wasserlöslichen PAG als Grundöl, wobei Wasser zugemischt und das Verhältnis von PAG zu Wasser variiert wird. In **Bild 2.30** ist die gemessene Reibungszahl und die ermittelte Zeit bis zum stationären Betrieb in Abhängigkeit vom PAG-Gehalt dargestellt. Nach einer bestimmten Einlaufdauer zeigen die Ergebnisse Reibungszahlen im Bereich der Superlubricity für einen PAG-Gehalt kleiner als 70 %. Die notwendige Einlaufdauer zur Erreichung von Superlubricity nimmt mit abnehmendem PAG-Gehalt zu. Die Reibungszahlen im Bereich der Superlubricity werden mithilfe des Mechanismus in **Bild 2.31** begründet. Zwischen den zwei an den Oberflächen angelagerten Schichten aus hydriertem PAG befindet sich eine Schicht von freien Wassermolekülen und hydrierten PAG-Molekülen, die sich reibungsarm abscheren lässt und zu sehr niedriger Reibung führt.

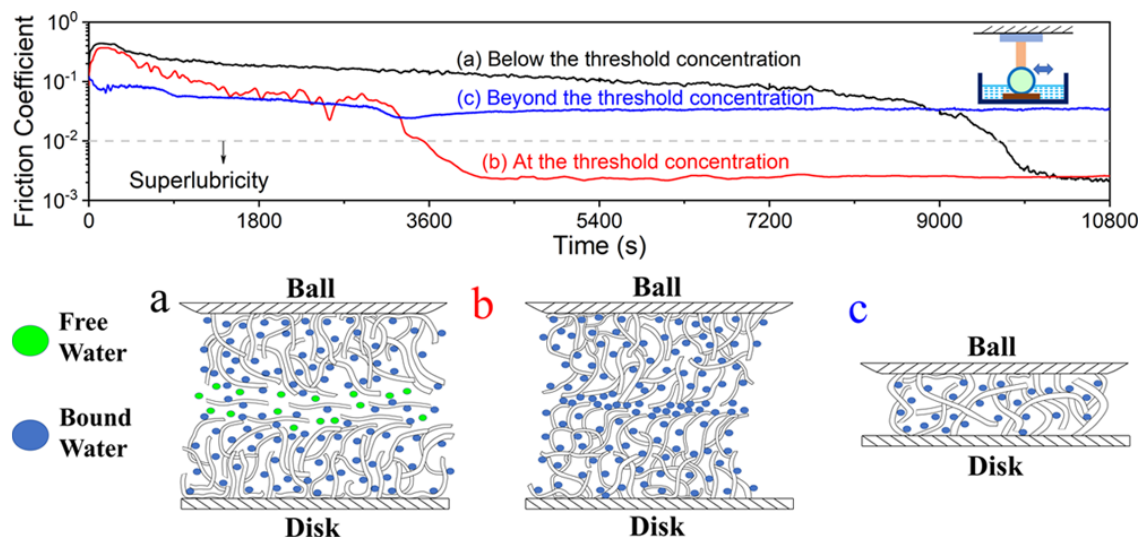


**Bild 2.30:** Gemessene Reibungszahl und Zeit bis zum quasi-stationären Betrieb in Abhängigkeit vom PAG-Gehalt am Kugel-Scheibe-Tribometer nach Wang et al. [Wan16a]

**Bild 2.31:** Superlubricity-Mechanismus für einen wasserhaltigen Schmierstoff aus PAG und Wasser nach Wang et al. [Wan16a]

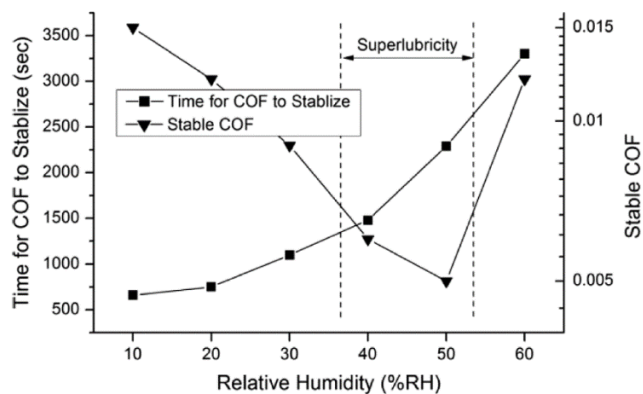
Liu et al. [Liu19] untersuchen an einem Kugel-Scheibe-Tribometer mit einer Kugel aus  $\text{Si}_3\text{N}_4$  und einer Saphirscheibe ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) den Einfluss der chemischen Struktur von wasserhaltigen Schmierstoffen auf das Reibungsverhalten. In **Bild 2.32** sind die gemessenen Reibungszahlen über der Zeit und die zugrunde liegenden Schmiermechanismen dargestellt. Als Grundöl wird ein wasserlösliches PAG mit unterschiedlichem Molekulargewicht verwendet, wobei die Menge an Wasser bei allen Schmierstoffen identisch ist. Daraus resultieren unterschiedliche

Mizellenkonzentrationen. Bei den wasserhaltigen Schmierstoffen a) und b) wird die Mizellbildungskonzentration nicht überschritten, während die Mizellbildungskonzentration für den wasserhaltigen Schmierstoff c) überschritten wird. Der resultierende Reibungsverlauf zeigt für die wasserhaltigen Schmierstoffe a) und b) Reibungszahlen im Bereich der Superlubricity. Mit dem wasserhaltigen Schmierstoff c) wird Superlubricity nicht erreicht. Bei den wasserhaltigen Schmierstoffen a) und b) bildet sich an den Oberflächen eine Zone aus PAG-Ketten, in der Wasser in gebundener Form vorliegt und starke Wechselwirkungen zwischen der Oberfläche und dem Schmierstoff vorherrschen. In der Schmierfilmmitte kann sich eine Zone aus freiem oder gebundenem Wasser bilden, die sich reibungsarm abscheren lässt und in sehr niedriger Reibung resultiert. Beim wasserhaltigen Schmierstoff c) oberhalb der Mizellbildungskonzentration nimmt die Schmierfilmdicke signifikant ab und es bildet sich keine konzentrierte Zone aus freiem oder gebundenem Wasser, die sich reibungsarm abscheren lässt. Die hohen zwischenmolekularen Kräfte zwischen den hydrierten PAG-Ketten resultieren durch das Abscheren in sehr hoher Reibung.

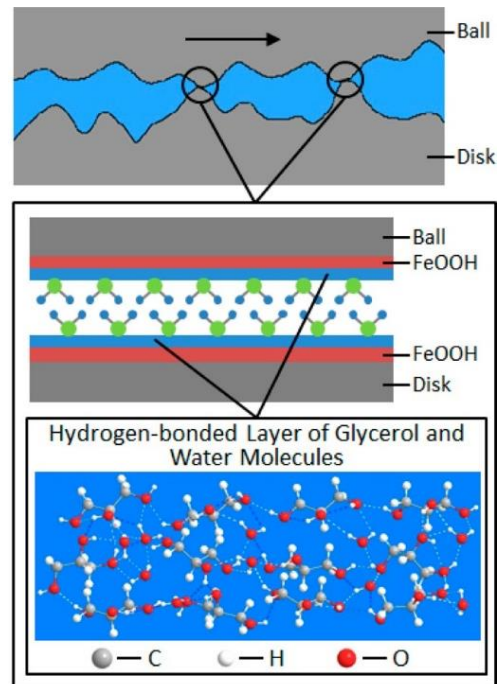


**Bild 2.32:** Gemessene Reibungszahl mit wasserhaltigen Schmierstoffen am Kugel-Scheibe-Tribometer und abgeleitete Mechanismen nach Liu et al. [Liu19]

Chen et al. [Che13] untersuchen an einem Kugel-Scheibe-Tribometer mit Stahlwerkstoffen den Einfluss der relativen Feuchtigkeit auf das Reibungsverhalten von Glycerol als Grundöl. Somit stellt sich abhängig von der eingestellten relativen Luftfeuchtigkeit ein Wassergehalt im wasserhaltigen Schmierstoff ein. In **Bild 2.33** ist die gemessene Reibungszahl und die ermittelte Zeit bis zum quasi-stationären Betrieb in Abhängigkeit von der relativen Luftfeuchtigkeit dargestellt. Nach einer bestimmten Einlaufdauer zeigen die Ergebnisse Reibungszahlen im Bereich der Superlubricity für eine relative Feuchtigkeit von 40 % und 50 %. Die niedrigen Reibungszahlen werden mit dem Mechanismus in **Bild 2.34** begründet. Unter Anwesenheit der feuchten Umgebungsluft bildet sich auf der Stahloberfläche eine Schicht aus FeOOH (Olla et al. [Oll06]). Nach dem Prüflauf wird eine hydrophile Schicht auf den Oberflächen festgestellt. An den FeOOH-Schichten lagert sich ein wasserstoffgebundenes Netzwerk aus Glycerol und Wasser an. In der Schmierfilmmitte wird eine Schicht aus Wasser gebildet, die sich reibungsarm abscheren lässt und zu sehr niedriger Reibung führt. Abhängig von der relativen Feuchtigkeit stellt sich ein Wassergehalt im Schmierstoff ein, der das Erreichen von Superlubricity und die dafür notwendige Einlaufdauer signifikant beeinflusst.

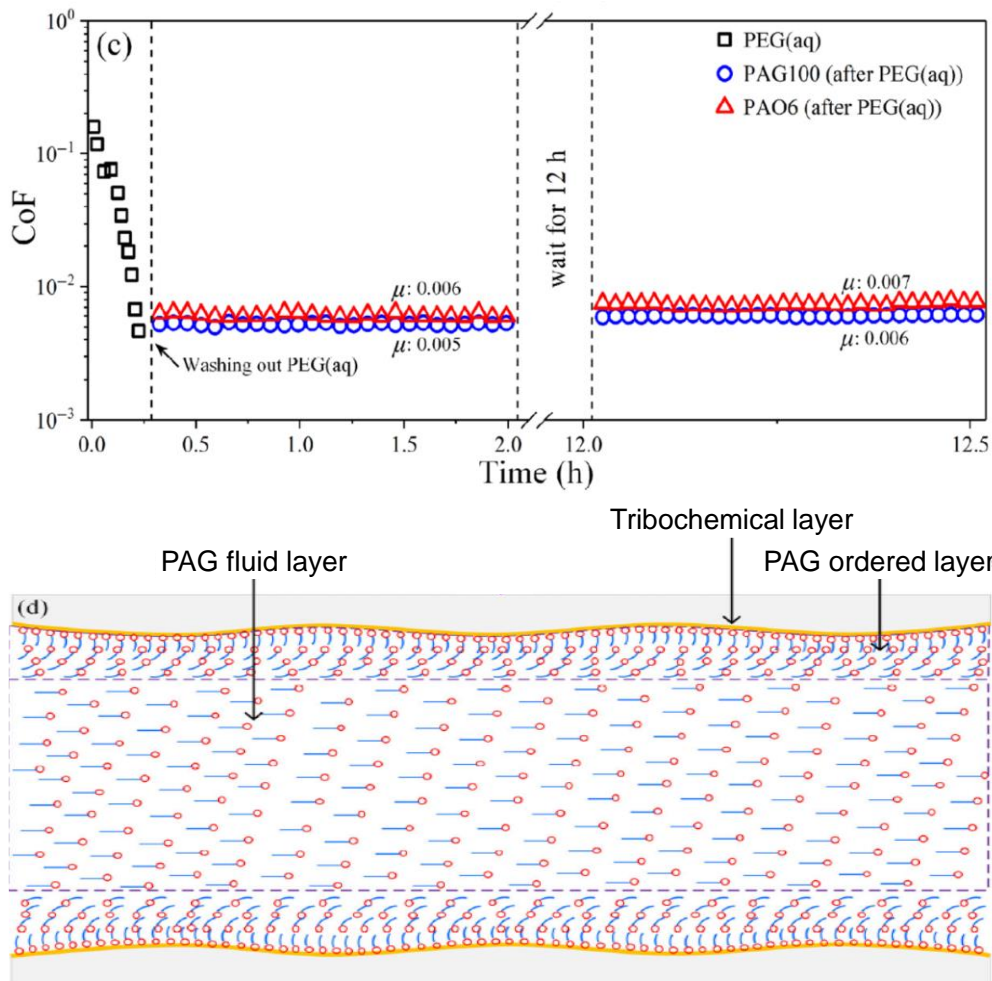


**Bild 2.33:** Gemessene Reibungszahl und Zeit bis zum quasi-stationären Betrieb bei Schmierung mit Glycerol in Abhängigkeit von der relativen Luftfeuchtigkeit am Kugel-Scheibe-Tribometer nach Chen et al. [Che13]



**Bild 2.34:** Superlubricity-Mechanismus für einen wasserhaltigen Schmierstoff aus Glycerol und Wasser nach Chen et al. [Che13]

Ge et al. [Ge19a] untersuchen den Einfluss von mit wasserhaltigem Schmierstoff gebildeten triboinduzierten Schichten auf das Reibungsverhalten an einem Kugel-Scheibe-Tribometer. In **Bild 2.35** (oben) sind die gemessenen Reibungszahlen in Abhängigkeit von der Zeit dargestellt. Zunächst wird ein Einlauf der Stahloberflächen mit einem wasserhaltigen Schmierstoff bei Mischschmierung durchgeführt. Beim wasserhaltigen Schmierstoff handelt es sich um PEG (33 Gew.%) mit Wasser (67 Gew.%). Die gemessene Reibungszahl zeigt zu Beginn der Versuchszeit eine Abnahme durch die Glättung der Oberflächen und die Bildung triboinduzierter Schichten. Nach Erreichen von Superlubricity wird der Versuch beendet und die Oberflächen werden gereinigt. Im Anschluss wird der Versuch mit einem polaren PAG bzw. mit einem unpolaren PAO fortgesetzt. Dabei können die sehr niedrigen Reibungszahlen im Bereich der Superlubricity gehalten werden. Dagegen kann Superlubricity mit diesen Grundölen ohne Konditionierung mit wasserhaltigem PEG nicht erreicht werden. Dies kann mit dem Mechanismus in Bild 2.35 (unten) begründet werden. Auf der Oberfläche werden durch die Wechselwirkung mit dem wasserhaltigen Schmierstoff triboinduzierte Schichten mit z. B. unterschiedlichen Oxiden, Eisenoxid, FeOOH und Fe(OH)<sub>3</sub> gebildet. An die Oberflächen lagern sich geordnete Schmierstoffschichten an und in der Schmierfilmmitte werden Schmierstoffschichten gebildet, die parallel zu den Oberflächen angeordnet sind. Die triboinduzierten Schichten auf der Oberfläche gemeinsam mit den Schmierstoffschichten im Schmierfilm tragen dazu bei, dass Superlubricity ermöglicht wird.



**Bild 2.35:** Gemessene Reibungszahl mit aus wasserhaltigen Schmierstoff triboinduzierten Schichten am Kugel-Scheibe-Tribometer und abgeleiteter Mechanismus nach Ge et al. [Ge19a]

## 2.6 Fazit zum Stand des Wissens

Im Folgenden wird der Stand des Wissens in Form von Schlussfolgerungen zusammengefasst.

Hinsichtlich *Getriebeverlustleistung* (Abschnitt 2.1) können folgende Schlussfolgerungen getroffen werden:

- Lastabhängige Verzahnungsverlustmomente hängen aus tribologischer Sicht maßgeblich von der mittleren Verzahnungsreibungszahl ab. Eine Methode zur analytischen Berechnung ist die Theorie nach Schlenk [Sch95b].
- Basierend auf den lastabhängigen Verzahnungsverlustmomenten kann eine quasi-stationäre Zahnmassentemperatur berechnet werden. Eine Methode zur analytischen Berechnung ist die Theorie nach Oster [Ost82].
- Lastabhängige Lagerverlustmomente können experimentell an Prüfständen gemessen oder mit gängigen Lagermodellen (z. B. nach der SKF-Katalogmethode [SKF14]) berechnet werden.

Hinsichtlich *Schmierverfahren* (Abschnitt 2.2) können folgende Schlussfolgerungen getroffen werden:

- Bei einer Öl-Tauchschmierung hat die Eintauchtiefe der Verzahnung im Ölsumpf einen starken Einfluss auf die lastunabhängigen Getriebeverlustmomente. Mit abnehmender Eintauchtiefe nehmen die lastunabhängigen Getriebeverlustmomente durch abnehmende Quetsch- und Planschverlustmomente ab.
- Bei einer Öl-Einspritzschmierung können die Planschverlustmomente annähernd eliminiert und folglich im Vergleich zur Öl-Tauchschmierung die lastunabhängigen Getriebeverlustmomente stark reduziert werden.
- Bei Verlustschmierung im Kontext einer Minimalmengenschmierung können die lastunabhängigen Getriebeverlustmomente durch die Reduzierung von Plansch- und Quetschverlustmomenten signifikant minimiert werden.
- Durch minimale Mengen an Schmierstoff kann der hochbelastete Kontakt lediglich geschmiert werden. Die minimalen Mengen an Schmierstoff resultieren in einer sehr beschränkten Wärmeabfuhr, sodass die Wärmegrenzleistung erreicht werden kann.

Hinsichtlich *Beschichtungen* (Abschnitt 2.3) können folgende Schlussfolgerungen getroffen werden:

- Mit (Cr,Al)N- und ta-C-beschichtete Oberflächen können bei Vollschmierung im Vergleich zu unbeschichteten Stahloberflächen niedrigere Reibungszahlen erreicht werden.
- Die Reduzierung der Flüssigkeitsreibung kann im Wesentlichen auf den thermischen Isolationseffekt der (Cr,Al)N- und ta-C-beschichteten Oberflächen zurückgeführt werden.

Hinsichtlich *Schmierstoffen mit funktionellem Wasseranteil* (Abschnitt 2.4) können folgende Schlussfolgerungen getroffen werden:

- Wasserbasierte und wasserhaltige Schmierstoffe können der Kategorie zur Wasser-schmierung mit Polymeren bzw. Polymerbürsten zugeordnet werden.
- Bei wasserbasierten Schmierstoffen handelt es sich um Wasser als Grundöl mit entsprechenden Additiven. Als Additive werden u. a. verdickende Polymere eingesetzt, um den sehr begrenzten Schmierfilmaufbau des wasserbasierten Grundöls zu verbessern.
- Wasserhaltige Schmierstoffe bestehen aus Grundölen mit wesentlichen Mengen an Wasser. Wasserhaltige Schmierstoffe können als Wasser-in-Öl Emulsionen oder als Lösung vorliegen.
- Der Schmierfilmaufbau von Wasser-in-Öl Emulsionen ist im Wesentlichen auf das Grundöl zurückzuführen. Voraussetzung ist, dass die kritische Mizellenkonzentration nicht überschritten und eine ausreichende Benetzbarkeit der Oberfläche mit dem Grundöl sichergestellt ist.
- Zahnradversuche mit Wasser-in-Öl Emulsionen zeigen mit steigendem Wassergehalt verringerte Flankentragfähigkeiten im Vergleich zu wasserfreien Grundölen.
- In der Regel werden für im Öl gelöstes Wasser wasserlösliche PAGs als Grundöl verwendet, die einen nennenswerten Sauerstoffanteil im Schmierstoff und ein niedriges Molekulargewicht besitzen. Über Wasserstoffbrückenbindungen wird Wasser mit den freien Elektronenpaaren des Sauerstoffs gebunden/gelöst.

- Modellversuche mit im Öl gelösten Wasser (PAG als Grundöl) zeigen Reibungszahlen im Bereich der Superlubricity und einen vielversprechenden Druck-Viskositäts-Koeffizienten, der deutlich größer als für wasserbasierte Schmierstoffe ist.

Hinsichtlich *Superlubricity-Mechanismen* (Abschnitt 2.5) können folgende Schlussfolgerungen getroffen werden:

- Bei Superlubricity handelt es sich um einen tribologischen Systemzustand, bei dem die Reibung zweier kontaktierender Körper annähernd verschwindet. Superlubricity kann in strukturelle Superlubricity (fluidfrei) und fluidische Superlubricity unterteilt werden.
- Modellversuche zeigen, dass fluidische Superlubricity mit im Öl gelöstem Wasser (z. B. mit PAG als Grundöl) in Kombination mit unterschiedlichen Werkstoffen erreicht werden kann.
- Bei den beschriebenen Modellversuchen ist mindestens immer eine Oberfläche am EHD-Kontakt beteiligt, die einen Sauerstoffanteil aufweist bzw. polar ist. Bei verwendeten Stahloberflächen kann sich eine triboinduzierte Schicht auf der Oberfläche mit FeOOH-Anteil und weiteren Elementkonzentrationen bilden.
- Fluidische Superlubricity wird in der Regel auf einen Schmiermechanismus zurückgeführt, bei dem im Druckgebiet des EHD-Kontaktes eine wirksame Zone aus Wasser gebildet wird, die sich reibungsarm abscheren lässt und in sehr niedriger Reibung resultiert.
- Die Ausbildung der wirksamen Zone aus Wasser im Druckgebiet bedingt die Wechselwirkung der polaren Oberfläche mit dem im Öl gelösten Wasser. Dabei lagern sich an der polaren Oberfläche die polaren und hydrierten PAG-Ketten an, die maßgeblich zum Schmierfilmaufbau beitragen.
- Zwischen der Oberfläche und den hydrierten PAG-Ketten können hohe zwischenmolekulare Kräfte vorliegen. Sobald im Kontakt durch fehlende polare Anteile keine wirksame Zone aus Wasser gebildet wird, entstehen durch das Abscheren der hydrierten PAG-Ketten und den hohen zwischenmolekularen Kräften tendenziell höhere Reibungszahlen.
- Fluidische Superlubricity mit im Öl gelöstem Wasser konnte bisher kaum in Maschinenelementen nachgewiesen werden.

### 3 Problemstellung, Zielsetzung und Lösungsweg

In Abschnitt 3.1 wird die Problemstellung und Zielsetzung aufgezeigt und in Abschnitt 3.2 der gewählte Lösungsweg beschrieben.

#### 3.1 Problemstellung und Zielsetzung

Das Fazit zum Stand des Wissens in Abschnitt 2.6 zeigt, dass sich die derzeitigen Untersuchungen mit wasserhaltigen Schmierstoffen größtenteils auf die Modellebene beschränken. Der Transfer von Superlubricity mit wasserhaltigen Schmierstoffen von der Modell- auf die Bauteilebene erfordert insbesondere das Verständnis der Wirkmechanismen im hochbelasteten, geschmierten Wälzkontakt. Darüber hinaus sind umfangreiche Bauteilversuche für Maschinenelemente erforderlich.

Die Modellversuche mit wasserhaltigen Schmierstoffen zeigen, dass die langzeitige Erhaltung des Zustandes der Superlubricity von vielen Faktoren abhängt. In vielen Studien wird der Einfluss des wasserlöslichen Grundöls, des Wassergehalts im Schmierstoff und der Wechselwirkung mit der betrachteten Oberfläche auf das Erreichen von Superlubricity erforscht. Die Ergebnisse zeigen, dass Superlubricity nur mit bestimmten Werkstoffbeschaffenheiten und mit bestimmten Wassergehalten im Schmierstoff erreicht werden kann. Folglich kann ein geeigneter tribologischer Systemzustand vorliegen.

Aus diesem Grund wird im Rahmen dieser Arbeit das übergeordnete Ziel verfolgt, die Wirkmechanismen im hochbelasteten Wälzkontakt mit wasserhaltigen Schmierstoffen für unterschiedliche Betriebsbedingungen auf Modellebene zu erforschen. Dabei werden wasserhaltige Schmierstoffe mit wasserlöslichem PAG als Grundöl (siehe Abschnitt 4.1) und keine wasserbasierten Schmierstoffe (siehe Abschnitt 2.4.1) oder keine Wasser-in-Öl-Emulsionen (siehe Abschnitt 2.4.2) betrachtet. Die gewonnenen Erkenntnisse werden auf die Bauteilebene übertragen und das Reibungsverhalten an Stirnradgetrieben erforscht. Insgesamt werden die Ergebnisse mit den wasserhaltigen Polyglykolen mit den Ergebnissen wasserfreier Schmierstoffe (MIN, PAOs, siehe Abschnitt 4.1) verglichen.

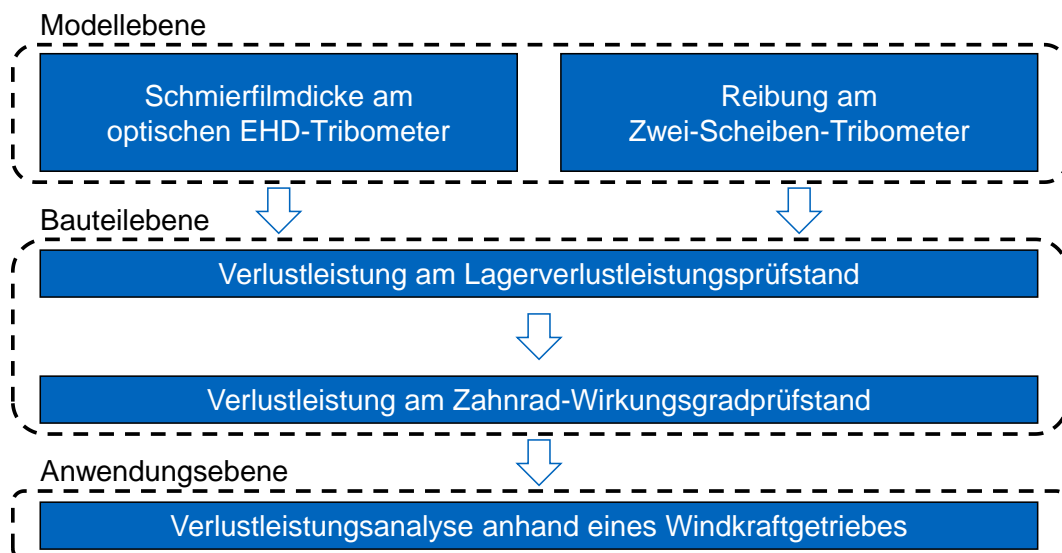
Konkret werden folgende Zielsetzungen verfolgt:

- Bewertung des Schmierfilmaufbaus:  
Der Schmierfilmaufbau im hochbelasteten Kontakt hängt maßgeblich von den Schmierstoffeigenschaften ab. Aus diesem Grund wird das Ziel verfolgt, den Schmierfilmaufbau der betrachteten wasserhaltigen Polyglykole am optischen EHD-Tribometer zu bewerten. Auf Basis der gemessenen zentralen Schmierfilmdicken werden Druck-Viskositäts-Koeffizienten abgeleitet und dadurch der Einfluss des Wassergehalts auf den Schmierfilmaufbau beurteilt.
- Übertragung von Superlubricity auf Bauteilversuche:  
Superlubricity konnte bisher verstärkt in Modellversuchen, in konkreten Maschinenelementen jedoch kaum nachgewiesen werden. Ziel ist es daher, zu erforschen, ob Superlubricity in Stirnradverzahnungen mit den betrachteten wasserhaltigen Polyglykolen erreicht werden kann. Zusätzlich wird das Potential hinsichtlich des Getriebewirkungsgrads und -wärmehaushaltes ganzheitlich beurteilt und auch das Verlustverhalten der Wälzlager betrachtet.

- Analyse der Wechselwirkung zwischen Schmierstoff und Oberfläche:  
Superlubricity in Modellversuchen kann mit polaren, reaktionsfreudigen Oberflächen und wasserhaltigem Polyglykol erreicht werden. Das Reibungs- und Verlustverhalten soll ebenfalls an unpolaren, reaktionsträgen ta-C- und (Cr,Al)N-beschichteten Oberflächen mit den betrachteten wasserhaltigen Polyglykolen analysiert werden.
- Potentialbewertung für die praktische Anwendung:  
Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse auf Modell- und Bauteilebene mit den betrachteten wasserhaltigen Polyglykolen wird das Ziel verfolgt, das Potential für die praktische Anwendung zu bewerten. Dabei sollen insbesondere bestehende Berechnungsverfahren zur Berechnung der mittleren Verzahnungsreibungszahl auf die Anwendbarkeit überprüft und ggf. modifiziert werden.

### 3.2 Lösungsweg

In **Bild 3.1** ist der Lösungsweg dargelegt, um die in Abschnitt 3.1 beschriebenen Ziele zu erreichen.



**Bild 3.1:** Lösungsweg zur Erreichung der Forschungsziele

Im Vordergrund der Untersuchungen (Abschnitt 4.1) stehen drei wasserfreie Schmierstoffe MIN-10, PAO-09 und PAO-05 und drei wasserhaltige Polyalkylenglykole (im Folgenden Polyglykol geschrieben) PAGW-09, PAGW-05A und PAGW-05B. Zunächst wird auf Modellebene die Schmierfilmdicke am optischen EHD-Tribometer (Abschnitt 4.4) und die Reibung am Zwei-Scheiben-Tribometer (Abschnitt 4.5) untersucht. Bei den Reibungsuntersuchungen werden neben der Stahloberfläche auch ta-C- und (Cr,Al)N-beschichtete Oberflächen betrachtet. Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse auf Modellebene werden auf Bauteilebene Untersuchungen zur Verlustleistung von Wälzlagern am Lagerverlustleistungsprüfstand (Abschnitt 4.6) und zur Verlustleistung von Verzahnungen am Zahnrad-Wirkungsgradprüfstand (Abschnitt 4.7) durchgeführt. Bei den Zahnraduntersuchungen werden neben der Stahloberfläche auch ta-C-beschichtete Oberflächen betrachtet. Zur Ableitung mittlerer Verzahnungsreibungszahlen werden die gemessenen lastabhängigen Lagerverlustmomente verwendet. Somit können im Vergleich zu den Ergebnissen mit gängigen Katalogmethoden [SKF14] genauere Ergebnisse für die mittlere Verzahnungsreibungszahl erreicht werden (Jurtschat [Jur20]). Abschließend wer-



den die neuen Erkenntnisse in den Stand des Wissens eingeordnet und in Kapitel 6 die Versuchsergebnisse aus Kapitel 5 interpretiert und diskutiert. Dabei wird auch überprüft, ob bestehende Verfahren zur Berechnung der mittleren Verzahnungsreibungszahl und Zahnmas-  
sentemperatur für die wasserhaltigen Polyglykole angewendet werden können. Die Erkennt-  
nisse münden in eine Potentialbewertung für die praktische Anwendung in Kapitel 7. Hierbei  
wird anhand einer Verlustleistungsanalyse am Beispiel eines Windkraftgetriebes das Potential  
wasserhaltiger Polyglykole aufgezeigt, um das Verlust- und Temperaturverhalten auf Anwen-  
dungsebene zu bewerten.

## 4 Versuchseinrichtungen und Versuchsdurchführung

Zur Beurteilung des Einflusses wasserhaltiger Polyglykole werden Untersuchungen am optischen EHD- und Zwei-Scheiben-Tribometer sowie am Lagerverlustleistungs- und am Zahnrad-Wirkungsgradprüfstand durchgeführt. Diese Versuchseinrichtungen sowie die Prüfschmierstoffe, Schmierverfahren und Beschichtungen und die Vorgehensweise bei der Versuchsdurchführung werden im Folgenden erläutert.

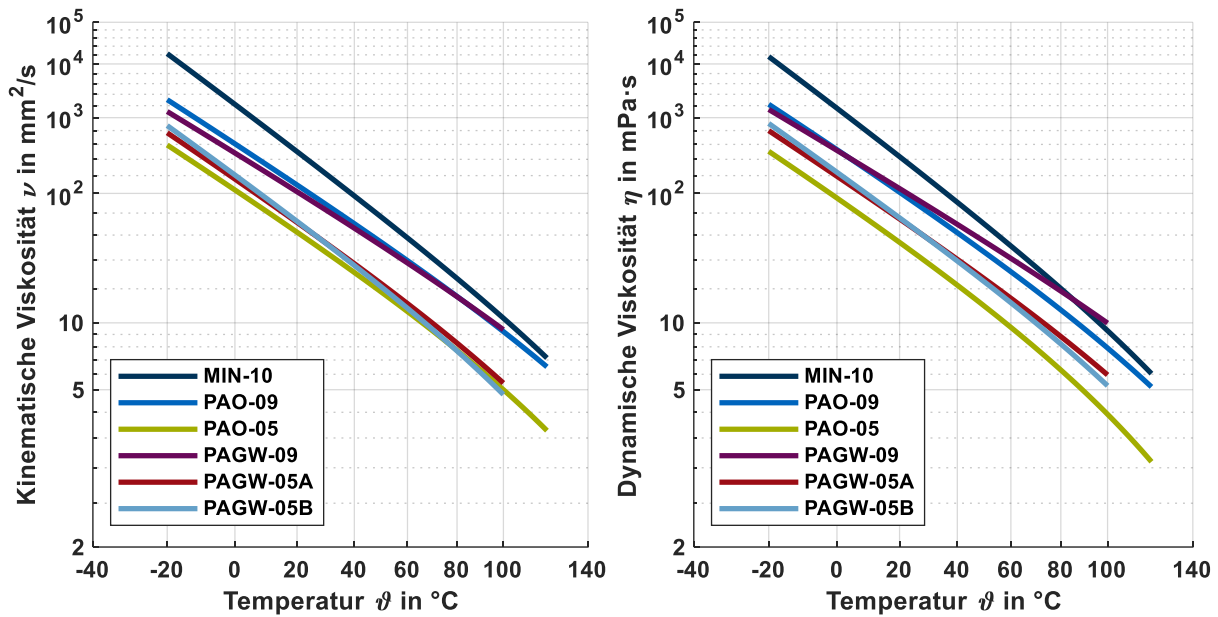
### 4.1 Prüfschmierstoffe

**Tabelle 4.1** zeigt die Viskositäten und Dichten der verwendeten Prüfschmierstoffe und die mittels der Inductively Coupled Plasma Massenspektroskopie-Methode ermittelten Elementkonzentrationen. Die Prüfschmierstoffe werden in die wasserfreien Schmierstoffe MIN-10, PAO-09 und PAO-05 und wasserhaltigen Polyglykole PAGW-09, PAGW-05A und PAGW-05B unterteilt. MIN-10 (FVA3A nach Laukotka [Lau94]) wird als Referenz einbezogen. Für die weiteren Prüfschmierstoffe werden zwei Soll-Viskositäten von 9 mm<sup>2</sup>/s und 5 mm<sup>2</sup>/s bei 100 °C definiert. Die wasserfreien Schmierstoffe PAO-09 und PAO-05 besitzen ein ähnliches PAO als Grundöl und unterscheiden sich lediglich in der Viskosität. Die Elementkonzentrationen mit vorwiegendem Anteil an Phosphor und Schwefel deuten auf ein EP-/AW-Additiv hin (Bartz [Bar94], Lohner [Loh16]). Die wasserhaltigen Polyglykole PAGW-09, PAGW-05A und PAGW-05B besitzen ein wasserlösliches PAG als Grundöl, die einen Wasseranteil von 30 - 70 % gelöst haben. PAGW-09 und PAGW-05A besitzen ein ähnliches Grundöl und unterscheiden sich lediglich in der Viskosität. PAGW-05A und PAGW-05B besitzen die gleiche Viskosität und unterscheiden sich in der Additivierung. Das Ergebnis der Elementkonzentrationen zeigt bei den wasserhaltigen Polyglykolen einen wesentlichen Anteil an Phosphor, Kalium, Natrium und Silizium. Natrium und Kalium in Kombination mit Silizium fungieren dabei als Korrosions- und Frostschutzadditiv im Prüfschmierstoff (Bartz [Bar94], Matzke [Mat17]).

	Wasserfreie Schmierstoffe			Wasserhaltige Polyglykole		
	MIN-10	PAO-09	PAO-05	PAGW-09	PAGW-05A	PAGW-05B
v (40°C) in mm <sup>2</sup> /s	94,1	50,2	20,4	45,7	23,6	22,9
v (100°C) in mm <sup>2</sup> /s	10,6	9,0	5,0	9,2	5,3	4,8
Viskositätsindex	95	165	185	189	167	135
ρ (15°C) in kg/m <sup>3</sup>	884,5	855,0	834,0	1115,0	1109,0	1097,0
Kalium in mg/kg	0	0	0	6711	5818	3902
Natrium in mg/kg	0	0	1	1017	836	496
Silizium in mg/kg	0	4	3	341	235	126
Phosphor in mg/kg	661	762	717	5250	5720	5749
Schwefel in mg/kg	14600	24900	25200	0	0	0

**Tabelle 4.1:** Viskositäten, Dichten und Elementkonzentrationen der verwendeten Prüfschmierstoffe

**Bild 4.1** zeigt die kinematische und dynamische Viskosität in Abhängigkeit von der Temperatur, die nach DIN 51563 [DIN11] berechnet sind. Die wasserhaltigen Polyglykole haben eine höhere dynamische Viskosität als die wasserfreien Schmierstoffe, da sie eine etwa 30 % höhere Dichte besitzen.



**Bild 4.1:** Kinematische und dynamische Viskosität der Prüfschmierstoffe in Abhängigkeit von der Temperatur berechnet nach DIN 51563

Um den Schmierfilmaufbau der wasserhaltigen Polyglykole einzuordnen, werden am optischen EHD-Tribometer zusätzlich Untersuchungen mit dem wasserfreien und wasserlöslichen PAG-10 durchgeführt. Im Vergleich zu PAGW-09 besitzt PAG-10 eine etwa 10 % höhere kinematische Viskosität und eine etwa 10 % niedrigere Dichte, sodass ähnliche dynamische Viskositäten vorliegen.

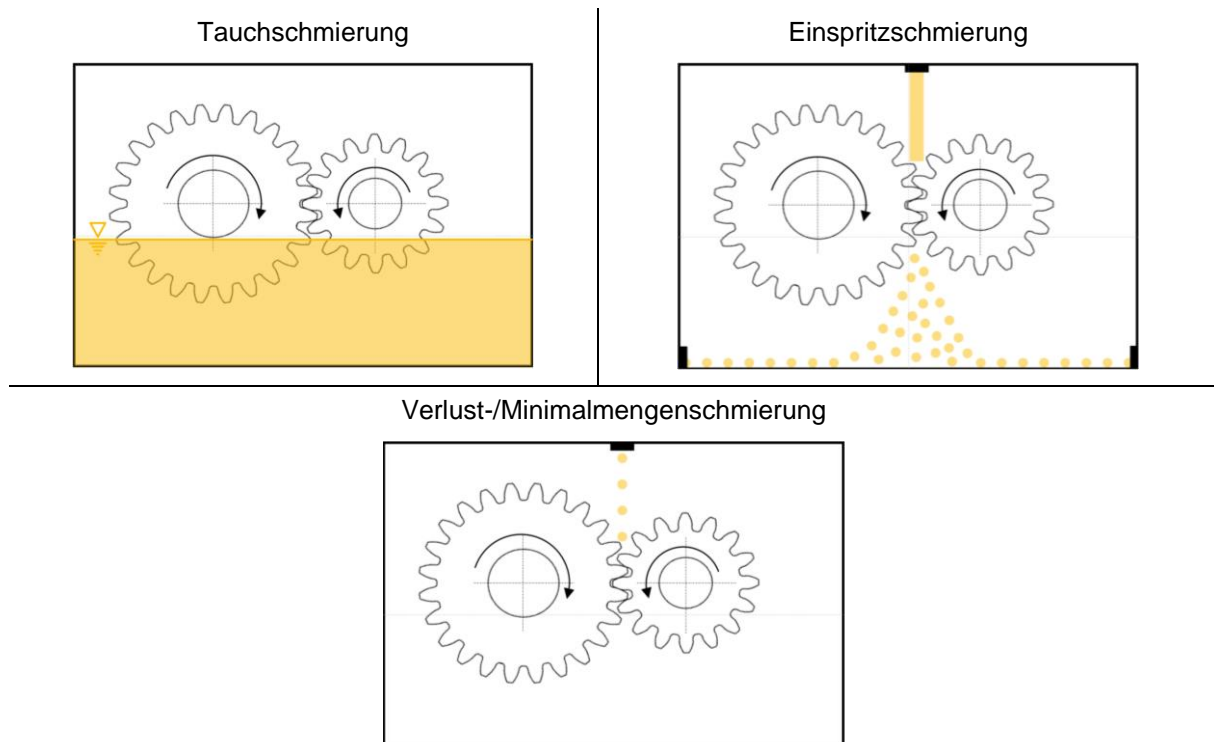
	$\nu$ (40°C) in mm <sup>2</sup> /s	$\nu$ (100°C) in mm <sup>2</sup> /s	Viskositätsindex	$\rho$ (15°C) in kg/m <sup>3</sup>
PAG-10	50,3	10,4	204	1030,0

**Tabelle 4.2:** Viskositäten und Dichte des wasserlöslichen Polyglykols PAG-10

## 4.2 Schmierverfahren

In diesem Abschnitt werden die Schmierverfahren für die experimentellen Untersuchungen prinzipiell am Beispiel von Verzahnungen beschrieben, die in **Bild 4.2** dargestellt sind. Es werden die Schmierverfahren Tauch-, Einspritz- und Verlustschmierung im Kontext einer Minimalmengenschmierung untersucht. Bei Tauchschmierung, in **Bild 4.2** (oben links) dargestellt, wird der Schmierstoff in das Prüfstandsgehäuse eingebracht und gegen Schmierstoffaustritt abgedichtet. Vor allem durch die Rotation der Prüfkörper im Ölsumpf wird der Schmierstoff im Prüfstandsgehäuse verteilt und an die zu schmierenden Stellen gefördert. Je nach eingefüllter Schmierstoffmenge ergibt sich ein Füllstand im Prüfstandsgehäuse und resultierend eine Eintauchtiefe der Prüfkörper in den Ölsumpf.

Bei Einspritzschmierung, in **Bild 4.2** (oben rechts) dargestellt, liegt ein Schmierstoffkreislauf vor. Dabei wird der Schmierstoff aus einem Reservoir an die zu schmierende Stelle mithilfe einer Pumpe gefördert. Je nach verwendeter Pumpe können unterschiedliche Einspritzvolumenströme  $\dot{V}_{01}$  realisiert werden. Mithilfe einer Düse wird der Schmierstoff unmittelbar in den Einlaufbereich des Zahnkontaktes eingespritzt und im Anschluss in das Reservoir zurückgeführt.

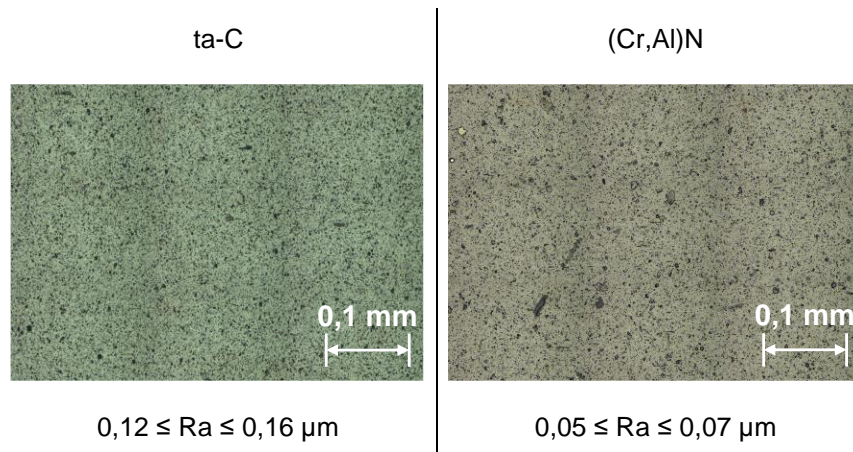


**Bild 4.2:** Prinzipielle Darstellung der Schmierverfahren für die experimentellen Untersuchungen nach Yilmaz et al. [Yil22]

Bei der Verlustschmierung im Kontext einer Minimalmengenschmierung in Bild 4.2 (unten) wird das Prinzip der Öl-Luft-Schmierung verwendet. Das Funktionsprinzip kann detailliert in Otto [Ott09] nachgelesen werden. Eine Pumpe fördert den Schmierstoff vom Reservoir in eine Öl-Luft-Dosiereinheit, welche gleichzeitig über einen Druckluftregler an das Druckluftversorgungsnetz angeschlossen ist. In der Öl-Luft-Dosiereinheit werden Schmierstoff und Druckluft dosiert und auf eine oder mehrere Öl-Luft-Leitungen verteilt. Diese wird zunächst durch den kontinuierlichen Luftstrom an der Innenseite der Öl-Luft-Leitung verteilt und an die zu schmierende Stelle transportiert. Schließlich wird der Schmierstoff über eine Düse zu einem Öl/Luft-Strahl formiert und in den Einlaufbereich des Zahnkontaktes kontinuierlich zugeführt. Die Transportluft entweicht über geeignete Filterelemente aus der Schmierstelle. Nach Otto [Ott09] sind kontinuierliche Einspritzmengen  $3,5 \leq \dot{V}_{\text{Öl}} \leq 108,0$  ml/h problemlos realisierbar.

### 4.3 Beschichtungen

In diesem Abschnitt werden die untersuchten Beschichtungen ta-C und (Cr,Al)N beschrieben. In **Bild 4.3** sind exemplarische optische Aufnahmen nach dem Prinzip der Fokus-Variation und der Bereich der arithmetischen Mittenrauwerte  $R_a$  im fertigungsfrischen Zustand dargestellt. Die Oberflächenrauheit wird quer zur Schliffrichtung mit einer Messstrecke  $L_t = 4$  mm und Grenzwellenlänge  $\lambda_c = 0,08$  mm gemessen.



**Bild 4.3:** Optische Aufnahmen nach dem Prinzip der Fokus-Variation und Bereich der Ra-Werte der ta-C- und (Cr,Al)N-beschichteten Prüfscheibenoberfläche im fertigungsfrischen Zustand

Die Abscheidung der ta-C-Beschichtung erfolgt am Fraunhofer-Institut für Werkstoff- und Strahltechnik (IWS) in Dresden. Zur Abscheidung der ta-C-Beschichtung wird das Laser-Arc-Verfahren verwendet. Dabei werden die Vorteile der Puls-Laser-Abscheidung (PLD) zur Erzeugung reproduzierbarer Prozesse und der Vakuum-Arc-Abscheidung (VAD) zur Erhöhung der Beschichtungsrate kombiniert. Eine detaillierte Beschreibung des Laser-Arc-Verfahrens kann in Scheibe, Schultrich und Drescher [Sch95a], Schultrich et al. [Sch98], Scheibe et al. [Sch08a], Weihnacht et al. [Wei12a], Leson et al. [Les15] oder in Schultrich [Sch16] gefunden werden. Hochenergetische Kohlenstoffionen werden durch das Auftreffen hochenergetischer Laserimpulse auf einer rotierenden Graphitwalze (Kathode) herausgelöst und treffen auf die zu beschichtende Oberfläche. Unter Zuhilfenahme einer Bias-Spannung können die Kohlenstoffionen zusätzlich noch beschleunigt werden. Die Herstellung der ta-C-Beschichtung erfolgt auf einer zuvor abgeschiedenen Haftvermittlerschicht aus Cr. Die Haftung zwischen der wachsenden Beschichtung und der zu beschichtenden Oberfläche erfolgt adhäsiv. Sobald der Laserimpuls die vor der Kathode angeordnete Anode erreicht, wird eine Bogenentladung zur Erhöhung der Beschichtungsrate gezündet.

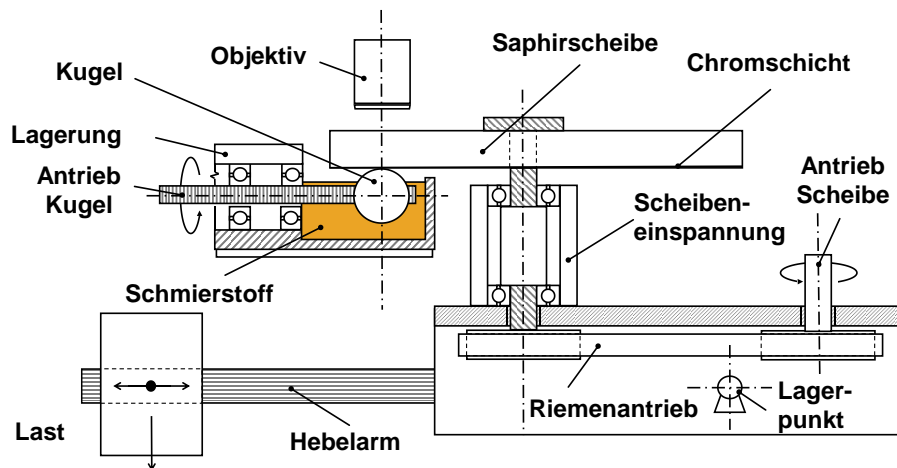
Die Abscheidung der (Cr,Al)N-Beschichtung erfolgt am Institut für Oberflächentechnik (IOT) der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule (RWTH) in Aachen. Zur Abscheidung wird das Arc-PVD-Verfahren (CAE) verwendet. Detaillierte Informationen zum Arc-PVD-Verfahren können in Bobzin et al. [Bob13, Bob19, Bob20b] gefunden werden. Die zu beschichtenden Oberflächen werden auf dem Tisch montiert, der über Motor und Getriebe angetrieben wird. Zunächst werden die zu beschichtenden Oberflächen gereinigt. Für den Beschichtungsprozess brennt auf der stehenden Kathode ein hochenergetischer Lichtbogen unter Vakuum und einer Temperatur von 140 °C in der Beschichtungskammer. Die resultierenden Teilchen werden unter Zuhilfe einer Bias-Spannung auf die beschichtende Oberfläche beschleunigt und agglomerieren sich auf der Oberfläche, wobei die Haftung zwischen der wachsenden Beschichtung und der zu beschichtenden Oberfläche adhäsiv erfolgt. Die Herstellung der (Cr,Al)N-Beschichtung besteht dabei aus drei Schritten, zuerst wird eine Zwischenschicht aus Cr und im Anschluss eine CrN-Beschichtung abgeschieden. Im letzten Schritt entsteht die (Cr,Al)N-Beschichtungen, indem Al-Atome zufällig Cr-Atome auf dem CrN-Gitter substituieren.

## 4.4 Untersuchungen am optischen EHD-Tribometer

Die experimentellen Untersuchungen zur kontaktauflösenden Messung der Schmierfilmdicke werden am optischen EHD-Tribometer durchgeführt.

### 4.4.1 Prüfstands Aufbau

**Bild 4.4** zeigt schematisch den mechanischen Aufbau des EHD-Tribometers. Dieses ist speziell für die Messung der Schmierfilmdicke in elastohydrodynamisch (EHD) geschmierten Kontakten konstruiert.



**Bild 4.4:** Schematischer Aufbau des optischen EHD-Tribometers nach Yilmaz et al. [Yil19b]

Folgende Beschreibung des Prüfstands basiert im Wesentlichen auf Inhalten und Formulierungen von Yilmaz et al. [Yil19b], Omasta et al. [Oma18] und Ebner et al. [Ebn19a]. Am EHD-Tribometer wird mithilfe eines Hebelarms zwischen einer transparenten Saphirscheibe und einem Prüfkörper aus 100Cr6 eine Normalkraft  $F_N$  aufgebracht, was in einer Hertz'schen Pressung  $p_H$  resultiert. Scheibe und Prüfkörper werden unabhängig voneinander durch zwei drehzahlgeregelte elektrische Motoren angetrieben. Dies ermöglicht eine kontinuierliche Einstellung von Summengeschwindigkeit  $v_\Sigma$  bzw. mittlerer Geschwindigkeit  $v_m$ , Gleitgeschwindigkeit  $v_g$  sowie Schlupf  $s$ .

$$v_\Sigma = v_1 + v_2 = 2 \cdot v_m \quad (4.1)$$

$$v_g = v_1 - v_2 \quad (4.2)$$

$$s = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \cdot 100 \% = \frac{v_g}{v_1} \cdot 100 \% \quad (4.3)$$

In den Gleichungen (4.1) bis (4.3) entspricht  $v_1$  der Geschwindigkeit der Kugel und  $v_2$  der Geschwindigkeit der Scheibe. Der Kontakt zwischen der Saphirscheibe und der Stahlkugel wird von oben durch ein Xenon-Licht und ein Mikroskop beobachtet. Die Lichtstrahlen werden an der Kugeloberfläche und der an der Unterseite der Glasscheibe applizierten Chromschicht mit einer Schichtdicke  $t_c > 10$  nm reflektiert. Die reflektierten Lichtstrahlen interferieren und bilden chromatische Interferogramme. Das zugrunde liegende Prinzip ist die Dünnschicht-kolorimetrische Interferometrie. Den in chromatischen Interferogrammen auftretenden Farben werden mithilfe der ACHILES-Software quantitativ Schmierfilmdicken zugeordnet [Har99a, Har99b, Kru00]. Aufgrund der offenen Prüfstandskonfiguration zur Messung der Schmierfilmdicke kann

das Entweichen von Wasser aus dem wasserhaltigen Polyglykol nicht verhindert werden. Somit kann eine gleichbleibende Schmierstoffzusammensetzung für wasserhaltige Polyglykole vor allem bei höheren Schmierstofftemperaturen nicht gewährleistet werden.

#### 4.4.2 Genauigkeit der Untersuchungen

Die Schmierfilmdicke wird nach der kolorimetrischen Dünnschichtinterferometrie nach Hartl et al. [Har97, Har99a, Har99b] ermittelt. Für diese Methode wird eine Genauigkeit der Schmierfilmdicke von 1 nm angegeben (Omasta et al. [Oma18]).

#### 4.4.3 Versuchsdurchführung und Versuchsvarianten

**Tabelle 4.3** zeigt die betrachteten Betriebsbedingungen zur Messung der Schmierfilmdicke am optischen EHD-Tribometer. Die Messungen zur Schmierfilmdicke erfolgen bei zwei Hertz'schen Pressungen  $p_H = \{800, 1200\}$  N/mm<sup>2</sup>. Dabei werden chromatische Interferogramme für 15 Summengeschwindigkeiten  $1,6 \leq v_\Sigma \leq 4,0$  m/s bei reinem Rollen  $s = 0$  % aufgezeichnet. Die Untersuchungen werden bei Tauchschmierung (siehe Abschnitt 4.2) für die Ölsumpftemperaturen  $\vartheta_{\text{Öl}} = \{40, 60, 80\}$  °C durchgeführt.

Hertz'sche Pressung $p_H$ in N/mm <sup>2</sup>	800, 1200
Summengeschwindigkeit $v_\Sigma$ in m/s	1,6 - 4,0
Schlupf $s$ in %	0
Öltemperatur $\vartheta_{\text{Öl}}$ in °C	40, 60, 80

**Tabelle 4.3:** Untersuchte Betriebsbedingungen zur Schmierfilmdicke am optischen EHD-Tribometer

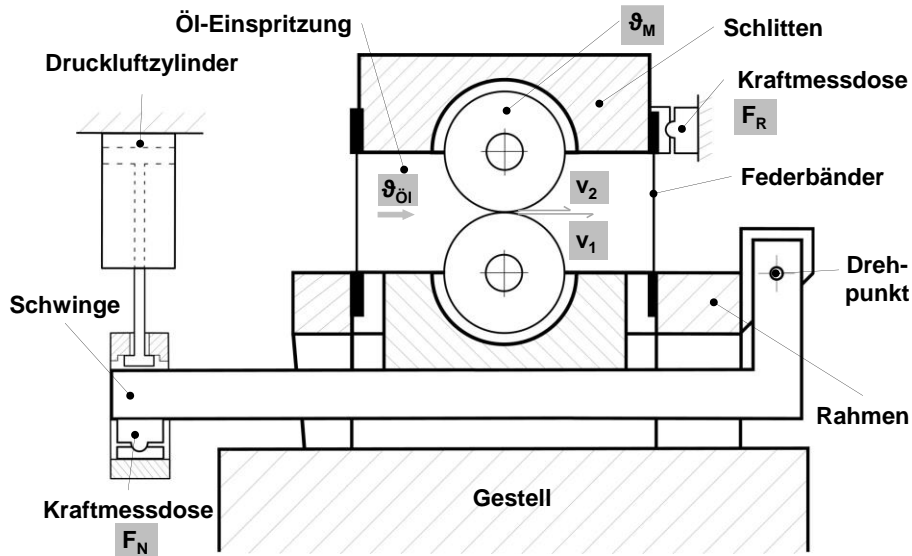
Alle Untersuchungen zur Schmierfilmdicke werden einmal wiederholt. Als Prüfschmierstoffe (siehe Abschnitt 4.1) werden die wasserfreien Schmierstoffe MIN-10, PAO-09, PAO-05 und PAG-10 sowie die wasserhaltigen Polyglykole PAGW-09, PAGW-05A und PAGW-05B betrachtet.

### 4.5 Untersuchungen am Zwei-Scheiben-Tribometer

Untersuchungen zum Reibungsverhalten werden am FZG-Zwei-Scheiben-Tribometer durchgeführt.

#### 4.5.1 Prüfstands Aufbau

**Bild 4.5** zeigt den schematischen Aufbau des verwendeten Zwei-Scheiben-Tribometers. Die folgende Beschreibung stützt sich zum Teil auf den Arbeiten und Formulierungen von Stöbel [Stö71], Vojacek [Voj84] und Mayer [May13]. Die obere und untere Scheibe werden unabhängig voneinander angetrieben. Dadurch können die Umfangsgeschwindigkeiten  $v_1$  und  $v_2$  der Scheiben stufenlos eingestellt und somit unterschiedliche Summen- und Gleitgeschwindigkeiten realisiert werden. Mithilfe eines Druckluftzylinders wird die untere Scheibe, die in einer Schwinde gelagert ist, gegen die obere Scheibe gepresst. Die Normalkraft  $F_N$  wird mittels einer Kraftmessdose gemessen. Die obere Welle ist in einem Schlitten über dünne Federbänder horizontal beweglich gelagert, wobei die horizontale Bewegung über die Reibkraftmessdose abgestützt wird. Damit kann die bei  $v_g \neq 0$  m/s im Scheibenkontakt wirkende Reibkraft  $F_R$  als Reaktionskraft annähernd wegfrei gemessen werden. Es kann aus dem Quotienten von Reib- und Normalkraft die Reibungszahl  $\mu$  nach Gleichung (4.4) berechnet werden.



**Bild 4.5:** Schematischer Aufbau des FZG-Zwei-Scheiben-Tribometers nach Yilmaz et al. [Yil19b]

$$\mu = \frac{F_R}{F_N} \quad (4.4)$$

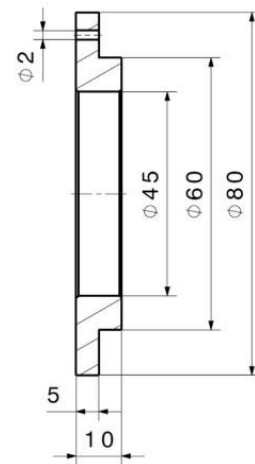
Der Prüfstand besitzt alle notwendigen Einstellmöglichkeiten, um zu gewährleisten, dass die Scheibenachsen in zwei Ebenen parallel zueinander sind (Achsnäigung). Außerdem kann ein horizontaler Versatz der Scheibenachsen ausgeglichen werden, damit aufgebrachte Normalkräfte keine Tangentialkräfte hervorrufen, die als scheinbare Reibkräfte gemessen werden. Um zu gewährleisten, dass die Last über der Berührfläche gleichmäßig verteilt ist, wird mit Kontaktabdrücken auf Aluminiumfolie die Lastverteilung ermittelt und ggf. über die Lage der Achsen korrigiert. Die Drehzahlen der Prüfwellen werden mittels induktivem Näherungsschalter und Impulszählung gemessen. Die Massentemperatur  $\vartheta_M$  der oberen Scheibe wird mit einem Pt100-Temperatursensor ca. 5 mm unter der Scheibenoberfläche erfasst. Aufgrund der offenen Prüfstandskonfiguration kann das Entweichen von Wasser aus dem wasserhaltigen Polyglykol nicht verhindert werden. Somit kann eine gleichbleibende Schmierstoffzusammensetzung für wasserhaltige Polyglykole vor allem bei höheren Schmierstofftemperaturen nicht gewährleistet werden.

#### 4.5.2 Genauigkeit der Untersuchungen

Vojacek [Voj84] führt eine umfangreiche Fehlerbetrachtung eines FZG-Zwei-Scheiben-Tribometers durch und zeigt, dass im gesamten Betriebsbereich ohne besonderen Messaufwand Reibungszahlen mit einer Genauigkeit von mindestens  $\Delta\mu = \pm 0,0025$  bestimmt werden können.

#### 4.5.3 Prüfscheiben

Für Reibungsmessungen werden Prüfscheiben aus dem Grundwerkstoff 16MnCr5 gefertigt. Die geometrischen Abmessungen sind in **Bild 4.6** zu sehen. Die Prüfscheiben werden zunächst gedreht und einsatzgehärtet. Die Einsatzhärtungstiefe, Oberflächenhärte und Kernfestigkeit betragen  $\text{CHD}_{50\text{HV}1} = 0,9 + 0,2 \text{ mm}$ , 690 – 740 HV1



**Bild 4.6:** Abmessungen der verwendeten Prüfscheiben für Linienkontakte



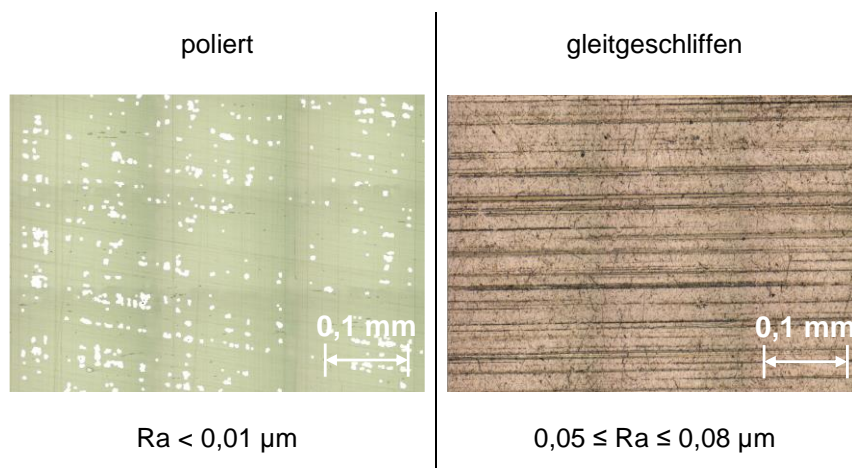
und  $> 1000 \text{ N/mm}^2$ . Nach anschließendem Hartdrehen der Stirnflächen und der Bohrung, werden die 5 mm breiten Laufflächen auf eine Oberflächenrauheit von  $R_a \approx 0,15 \mu\text{m}$  umfangsgeschliffen bzw. auf eine Oberflächenrauheit von  $R_a \approx 0,20 \mu\text{m}$  quergeschliffen. Die Oberflächenrauheit wird jeweils senkrecht zur Schliffrichtung gemessen. Für die umfangsgeschliffenen Scheiben beträgt die Messstrecke  $L_t = 4 \text{ mm}$  und Grenzwellenlänge  $\lambda_c = 0,08 \text{ mm}$  (niedriger  $\lambda_c$  aufgrund sehr niedriger Oberflächenrauheit der polierten Scheiben gewählt). Für die quergeschliffenen Scheiben beträgt die Messstrecke  $L_t = 4,8 \text{ mm}$  und Grenzwellenlänge  $\lambda_c = 0,8 \text{ mm}$ . Die umfangsgeschliffenen Scheiben werden in einem weiteren Schritt final auf eine Oberflächenrauheit  $R_a < 0,01 \mu\text{m}$  mechanisch poliert. Die quergeschliffenen Scheiben werden in einem weiteren Schritt final auf eine Oberflächenrauheit  $0,05 \leq R_a < 0,08 \mu\text{m}$  gleitgeschliffen. Alle Scheiben sind in einer Charge gefertigt und wärmebehandelt.

**Tabelle 4.4** fasst die Materialdaten der Prüfscheiben im gehärteten Zustand zusammen. Die Materialdaten sind dem Datenblatt der Deutschen Edelstahlwerke [Deu16] entnommen.

Elastizitätsmodul $E$ in $\text{N/mm}^2$	210.000
Querkontraktionszahl $\nu$	0,3
Dichte $\rho$ in $\text{g/cm}^3$	7,76
Wärmeleitfähigkeit $\lambda$ in $\text{W/(mK)}$	44
spezifische Wärmekapazität $c_p$ in $\text{J/(kgK)}$	431

**Tabelle 4.4:** Mechanische und thermophysikalische Eigenschaften des Werkstoffes 16MnCr5

**Bild 4.7** zeigt die optischen Aufnahmen nach dem Prinzip der Fokus-Variation und Bereich der arithmetischen Mittenrauwerte  $R_a$  der polierten und gleitgeschliffenen Oberfläche im fertigungsfrischen Zustand. Die weißen Fehlstellen auf der polierten Oberfläche entstehen aufgrund der Messung nach dem Prinzip der Fokus-Variation. Für die Reibungsmessungen werden Prüfscheiben mit polierter und gleitgeschliffener Oberfläche verwendet. Darüber hinaus werden für die Reibungsmessungen die polierten Scheiben mit der ta-C- und (Cr,Al)N-Beschichtung beschichtet (siehe Abschnitt 4.3).



**Bild 4.7:** Optische Aufnahmen nach dem Prinzip der Fokus-Variation und Bereich der  $R_a$ -Werte der unbeschichteten Oberflächen im fertigungsfrischen Zustand

#### 4.5.4 Versuchsdurchführung und Versuchsvarianten

**Tabelle 4.5** zeigt die untersuchten Betriebsbedingungen für die Reibungsmessungen am Zwei-Scheiben-Tribometer. Zunächst erfolgt ein Einlauf bei einer Hertz'schen Pressung  $p_H = 1200 \text{ N/mm}^2$ , Summengeschwindigkeit  $v_\Sigma = 1 \text{ m/s}$  und Schlupf  $s = 20 \%$  für eine Zeit  $t = 30 \text{ min}$ . Die anschließenden Prüfläufe werden bei zwei Hertz'schen Pressungen  $p_H = \{600, 1200\} \text{ N/mm}^2$  und fünf Summengeschwindigkeiten  $v_\Sigma = \{1 \dots 16\} \text{ m/s}$ . Für jede Summengeschwindigkeit wird eine Reibungskurve mit den Schlupfwerten  $s = \{0, 2, 5, 10, 15, 20, 30, 40, 50\} \%$  durchfahren und die Reibungszahl im quasi-stationären Zustand  $\Delta\vartheta_M/\Delta t < 0,5 \text{ K/min}$  erfasst. Die Reibungsmessung wird abgebrochen, falls die Reibkraft  $F_R > 450 \text{ N}$  oder die Massentemperatur der oberen Scheibe  $\vartheta_M > 160 \text{ }^\circ\text{C}$  ist.

Die Untersuchungen werden bei Einspritzschmierung (siehe Abschnitt 4.2) mit einer Öleinspritztemperatur  $\vartheta_{\text{Öl}} = 60 \pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$  durchgeführt. Die eingespritzte Ölmenge ist mit ca. 1,6 l/min ausreichend groß, sodass ausreichend Schmierstoff zur Verfügung steht, um Mangelschmierung im Einlaufgebiet des Wälzkontaktes zu vermeiden. Nach dem Einlauf und nach jeder Summengeschwindigkeit werden die Scheiben auf eine Massentemperatur  $\vartheta_M = 40 \pm 2 \text{ }^\circ\text{C}$  abgekühlt und die nächste Summengeschwindigkeit angefahren. Alle Untersuchungen werden einmal wiederholt.

	Hertz'sche Pressung $p_H$ in $\text{N/mm}^2$	Summengeschwindigkeit $v_\Sigma$ in $\text{m/s}$	Schlupf $s$ in %	Zeit $t$ in min
Einlauf	1200	1	20	30
Prüflauf	600, 1200	1, 2, 4, 8, 16	0 – 50	$\Delta\vartheta_M/\Delta t < 0,5 \text{ K/min}$

**Tabelle 4.5:** Untersuchte Betriebsbedingungen für die Reibungsmessung am Zwei-Scheiben-Tribometer

Die Reibungsuntersuchungen zum Einfluss des Schmierstoffs werden mit polierten Oberflächen (siehe Abschnitt 4.5.3) durchgeführt. Als Prüfschmierstoffe (siehe Abschnitt 4.1) werden die wasserfreien Schmierstoffe MIN-10, PAO-09 und PAO-05 sowie die wasserhaltigen Polyglykole PAGW-09, PAGW-05A und PAGW-05B betrachtet.

Um die Wechselwirkung zwischen wasserhaltigem Polyglykol und der Oberfläche zu analysieren, werden Reibungsuntersuchungen mit gleitgeschliffenen, ta-C- und (Cr,Al)N-beschichteten Oberflächen durchgeführt (siehe Abschnitte 4.3 und 4.5.3). Als Prüfschmierstoff (siehe Abschnitt 4.1) wird das wasserhaltige Polyglykol PAGW-09 betrachtet.

Ergänzend zur Reibungsmessung werden Kontakttemperaturmessungen durchgeführt. Detaillierte Informationen zur Kontakttemperaturmessung können im Anhang A.4 gefunden werden.

**Tabelle 4.6** zeigt die untersuchten Betriebsbedingungen.

Hertz'sche Pressung $p_H$ in $\text{N/mm}^2$	Summengeschwindigkeit $v_\Sigma$ in $\text{m/s}$	Schlupf $s$ in %
1000	8, 16	0, 5, 10, 20, 30

**Tabelle 4.6:** Untersuchte Betriebsbedingungen für die Kontakttemperaturmessung am Zwei-Scheiben-Tribometer

Die Untersuchungen werden bei einer Hertz'schen Pressung  $p_H = 1000 \text{ N/mm}^2$  und Summengeschwindigkeiten  $v_\Sigma = \{8, 16\} \text{ m/s}$  für die Schlupfwerte  $s = \{0, 5, 10, 20, 30\} \%$  bei einer Öleinspritztemperatur  $\vartheta_{\text{Öl}} = 40 \pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$  durchgeführt. Für jeden Schlupfwert werden die Scheiben kurz in Kontakt gebracht, sodass der Sensor den Kontakt etwa sechsmal nacheinander durchläuft. Als Prüfschmierstoffe (siehe Abschnitt 4.1) werden die wasserfreien Schmierstoffe

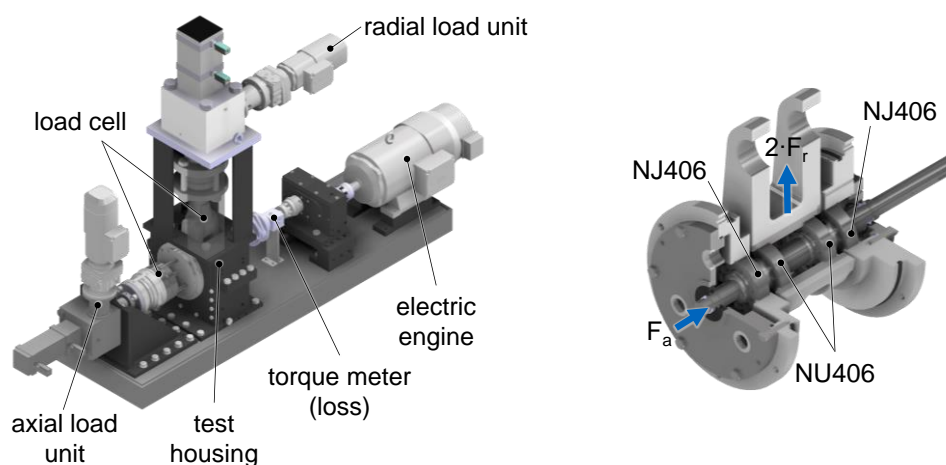
MIN-10 und PAO-09 sowie das wasserhaltige Polyglykol PAGW-09 mit polierter Oberfläche (siehe Abschnitt 4.5.3) verwendet.

## 4.6 Untersuchungen am Lagerverlustleistungsprüfstand

Untersuchungen zum Verlustverhalten von Wälzlagern werden am FZG-Lagerverlustleistungsprüfstand durchgeführt.

### 4.6.1 Prüfstandsaufbau

**Bild 4.8** zeigt den Prüfstandsaufbau und den Zusammenbau der Prüflager im Prüfstand. Die folgende Beschreibung stützt sich zum Teil auf die Arbeiten und Formulierungen von Jurkschat et al. [Jur18] und Yilmaz et al. [Yil20, Yil22]. Der Prüfstandsaufbau besteht aus einem drehzahlgeregelten Elektromotor, einer Einheit zum Messen des Verlustmoments, einer Radial- und einer Axialkrafteinheit sowie einem Prüfgehäuse, in das vier Prüflager und die Schmierstoffversorgung integriert sind. Die beiden äußeren Lager stützen sich dabei im Gehäuse ab. Die beiden inneren Lager sind in einem Joch verbaut, welches von außen belastet werden kann. Infolge des symmetrischen Aufbaus werden die vier Lager identisch belastet. Die Lagerkraft wird mittels Spindelhubgetrieben in radialer und axialer Wirkrichtung gezielt aufgebracht. Um die Kraftaufbringung automatisiert ansteuern zu können und eine hohe Einstellgenauigkeit zu erreichen, erfolgt der Antrieb der Spindel über einen Stirnradgetriebemotor. Über ein angepasstes Federpaket können die Kräfte des gesamten Belastungsspektrums ohne den Austausch von Komponenten eingestellt werden. Die Kraftaufbringung in radialer Richtung erfolgt in Zugrichtung. Die Regelung der vorgegebenen Kraft wird durch die Kopplung des Hubspindeltriebs mit der Kraftmessvorrichtung vorgenommen. Es sind Kräfte bis ca. 250 kN (radial) und ca. 80 kN (axial) möglich. Regelgrößen am Prüfstand sind die Axial- und Radialkraft auf die Prüflager, die Drehzahl an der Antriebswelle sowie die Ölsumpftemperatur. Als Messgröße wird das Verlustmoment mithilfe der Drehmomentmesswelle erfasst. Aufgrund des symmetrischen Aufbaus der Konstruktion wird das gemessene Verlustmoment für alle Prüflager zu gleichen Anteilen angenommen. Aufgrund der vorwiegend geschlossenen Prüfstandskonfiguration kann das Entweichen von Wasser verhindert und somit von einer annähernd gleichbleibenden Schmierstoffzusammensetzung für wasserhaltige Polyglykole ausgegangen werden.



**Bild 4.8:** Schematischer Aufbau des FZG-Lagerverlustleistungsprüfstandes (rechts) und Zusammenbau der Prüflager im Prüfstand (rechts) nach Yilmaz et al. [Yil22]

#### 4.6.2 Genauigkeit der Untersuchungen

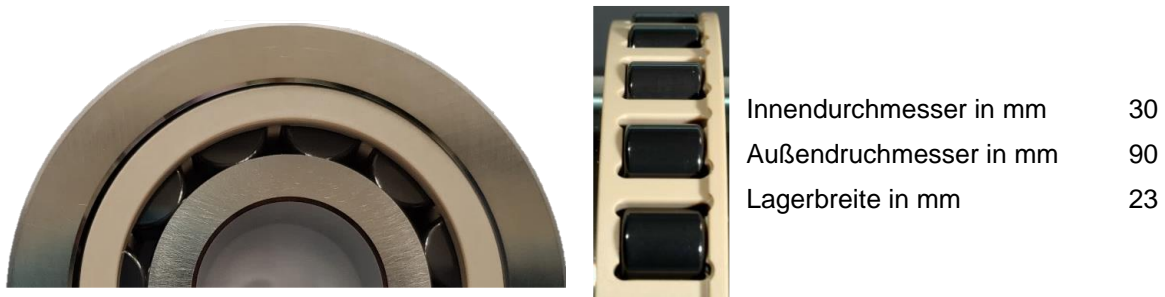
**Tabelle 4.7** zeigt den Messbereich und die Messgenauigkeit der Drehmomentmesswelle und Kraftmessdose.

	Messgröße	Nennmoment bzw. Nennkraft	Messgenauigkeit
Drehmomentmesswelle	Verlustmoment	10 Nm	$\pm 0,01$ Nm
Kraftmessdose	Radialkraft	50 kN	$\pm 50$ N

**Tabelle 4.7:** Messbereich und Messgenauigkeit

#### 4.6.3 Prüflager

Als Prüflager werden Hybridwälzlager des Typs NU406 und NJ406 (CEROBEAR GmbH) verwendet, um ungünstige Materialwechselwirkungen mit den betrachteten wasserhaltigen Schmierstoffen zu vermeiden. Die gleichen Prüflager werden auch am Wirkungsgradprüfstand (siehe Abschnitt 4.7) verwendet. **Bild 4.9** zeigt Aufnahmen der verwendeten Hybridwälzlager und wesentliche Lagerdaten des Typs NU/NJ406. Dabei bestehen der Lagerinnen- und Lageraußenring aus Cronidur®-Stahl, die Zylinderrollen aus Keramik  $\text{Si}_3\text{N}_4$  und der Käfig aus PEEK.



**Bild 4.9:** Aufnahmen der verwendeten Hybridwälzlager und Lagerdaten des Typs NU/NJ406 nach Yilmaz et al. [Yil20]

#### 4.6.4 Versuchsdurchführung und Versuchsvarianten

In **Tabelle 4.8** sind die untersuchten Betriebsbedingungen für die experimentellen Untersuchungen am FZG-Lagerverlustleistungsprüfstand dargestellt.

		Radialkraft $F_r$ in kN	Hertz'sche Pressung $p_H$ in $\text{N}/\text{mm}^2$	Drehzahl $n$ in $\text{min}^{-1}$	Zeit $t$ in min
1	Einlauf	4,5	1564	20	30
2	Prüflauf	lastunabhängig	lastunabhängig	87 – 5218	5 (für jede Drehzahl)
3	Prüflauf	1,4	1078		
4	Prüflauf	2,7	1320		
5	Prüflauf	4,5	1564		

**Tabelle 4.8:** Untersuchte Betriebsbedingungen am Lagerverlustleistungsprüfstand nach Yilmaz et al. [Yil20]

Es werden Radialkräfte und Drehzahlen betrachtet, die sich aus den Untersuchungen am FZG-Zahnrad-Wirkungsgradprüfstand in Abschnitt 4.7 ergeben. Die aus den Radialkräften resultierenden Hertz'schen Pressungen werden durch den Lagerhersteller berechnet. Die Untersuchungen beginnen mit einem Einlauf bei einer Radialkraft  $F_r = 4,5$  kN und einer Drehzahl  $n = 87$  min<sup>-1</sup> für eine Zeit  $t = 30$  min. Dem folgen die Prüfläufe zur Messung der lastunabhängigen Verlustmomente und der Gesamtverlustmomente für die Radialkraft  $F_r = \{1,4; 2,7; 4,5\}$  kN, wobei acht Drehzahlen  $n = \{87, 131, 348, 522, 1444, 2166, 3479, 5218\}$  min<sup>-1</sup> für jeweils eine Zeit  $t = 5$  min angefahren werden.

Die experimentellen Untersuchungen werden bei Tauchschmierung (siehe Abschnitt 4.2) durchgeführt, wobei die Untersuchungen einmal wiederholt werden. Als Prüfschmierstoffe (siehe Abschnitt 4.1) werden die wasserfreien Schmierstoffe MIN-10, PAO-09 und PAO-05 sowie die wasserhaltigen Polyglykole PAGW-09, PAGW-05A und PAGW-05B betrachtet.

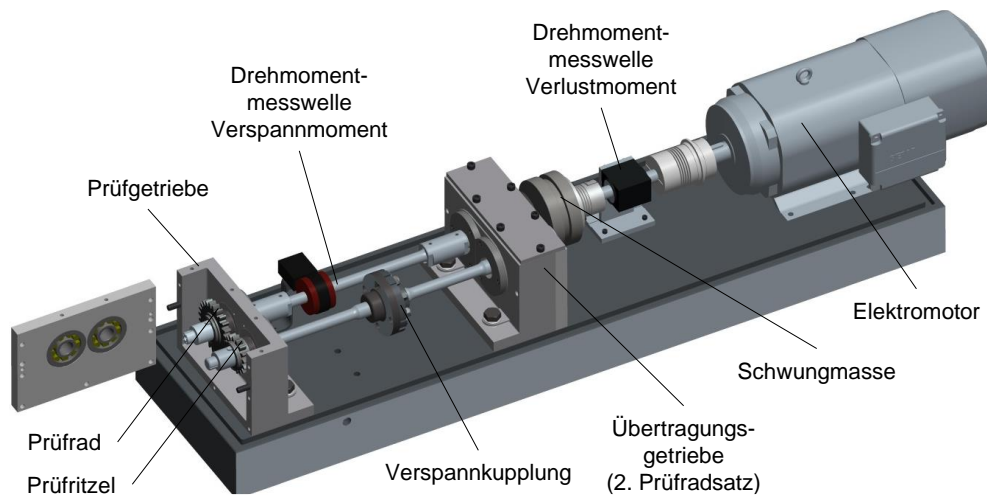
Um vergleichbare Betriebsbedingungen am Lagerverlustleistungs- und Zahnrad-Wirkungsgradprüfstand zu erhalten, sind einige Überlegungen für den Ölstand und Ölsumpftemperatur  $\vartheta_{\text{Öl}}$  am Lagerverlustleistungsprüfstand notwendig. Diese sind umfassend in Hinterstoißer et al. [Hin14, Hin19], Schleich [Sch13] und Yilmaz et al. [Yil20] dokumentiert. Durch die Rotation der Verzahnung im Ölsumpf am FZG-Zahnrad-Wirkungsgradprüfstand sinkt der effektive Ölstand durch Verdrängung von Öl an den Lagern. Aus diesem Grund wird bei Tauchschmierung ein Ölstand von 30 mm unter Achsmittle gewählt. Das entspricht einer Eintauchtiefe auf Höhe der Mitte der untersten Zylinderrolle. Um ähnliche Lagertemperaturen am Lagerverlustleistungs- und Zahnrad-Wirkungsgradprüfstand ( $\vartheta_{\text{Öl}} = 60$  °C) zu erhalten, ist am Lagerverlustleistungsprüfstand eine Ölsumpftemperatur von  $\vartheta_{\text{Öl}} = 75$  °C erforderlich. Das ergeben Lagertemperaturmessungen von Schleich [Sch13] am FZG-Zahnradverspannungsprüfstand und Lagertemperaturmessungen von Hinterstoißer [Hin14] am FZG-Lagerverlustleistungsprüfstand.

## 4.7 Untersuchungen am Zahnrad-Wirkungsgradprüfstand

Die Wirkungsgraduntersuchungen werden an einem modifizierten FZG-Zahnradverspannungsprüfstand, dem FZG-Zahnrad-Wirkungsgradprüfstand, durchgeführt.

### 4.7.1 Prüfstands Aufbau

**Bild 4.10** zeigt schematisch den mechanischen Aufbau des FZG-Zahnrad-Wirkungsgradprüfstandes. Folgende Beschreibung des Prüfstands basiert im Wesentlichen auf Inhalten und Formulierungen von Doleschel [Dol02], Hinterstoißer et al. [Hin14, Hin19] und Lohner [Loh16]. Ritzel und Rad des Prüfgetriebes sind beim FZG-Wirkungsgradprüfstand auf zwei parallelen Wellen montiert, die mit dem Übertragungsgetriebe verbunden sind. Die Wellen im Prüfgetriebe sind Los-Los mit Zylinderrollenlagern vom Typ NU406 gelagert und axial über die schwimmend angeordneten Lagerungen im Übertragungsgetriebe mit Zylinderrollenlagern vom Typ NJ406 festgelegt. Schleifende Dichtungen aus Viton werden verwendet, um das Prüf- und Übertragungsgetriebe gegen Schmutzeintritt und Schmierstoffaustritt zu dichten. Im Prüf- und Übertragungsgetriebe sind identische Prüfverzahnungen montiert, sodass zwei gleiche Stufen den Verspannkreislauf schließen. Die Welle des Prüfritzels besteht aus zwei Teilen, welche durch eine Verspannkupplung verbunden sind. Durch Verdrehen der Verspannkupplung mit definierter Last wird in den Kreislauf ein statisches Drehmoment eingebracht. Das Verspannmoment wird mit einer Verspannschere aufgebracht. Somit wird keine Abstützung



**Bild 4.10:** Schematischer Aufbau des FZG-Wirkungsgradprüfstandes nach Lohner [Loh16]

wie beim Verspannen mit Gewichten benötigt, sodass der Verspannblock inkl. Stützlager demontiert werden kann und folglich die unerwünschte Reibung am Stützlager entfällt. Der Elektromotor muss nur die Verlustleistung des Verspannkreislaufs aufbringen. Zur Messung des Getriebegesamtverlustmomentes wird eine Drehmomentmesswelle mit Messbereich 0 - 50 Nm zwischen dem Übertragungsgetriebe und dem Elektromotor montiert. Das im Kreislauf übertragene Lastmoment wird mit einer auf der Radwelle applizierten Dehnmessstreifen-Vollbrücke gemessen und deren Signal telemetrisch zur Messdatenaufnahme übertragen.

Um ungünstige Materialwechselwirkungen der Wälzlager zu vermeiden, werden Hybridwälzlager mit einem Käfig aus PEEK, Wälzkörpern aus Keramik  $\text{Si}_3\text{N}_4$  und einem Innen- und Außenring aus rostfreiem Cronidur-Stahl verwendet (siehe Abschnitt 4.6.3). Außerdem wird die Entlüftungsbohrung des Prüf- und Übertragungsgetriebes mit einem geschlossenen Reservoir aus Plexiglas (Luftvolumen  $V \approx 4,5$  Liter) verbunden, an dessen Innenwänden ggf. verdampftes Wasser kondensiert und wieder zurück ins Getriebe fließen kann. Damit wird eine möglichst konstante Schmierstoffzusammensetzung der wasserhaltigen Polyglykole im Getriebe sichergestellt und das Entweichen von Wasser verhindert.

#### 4.7.2 Auswertevorgehen

Für Prüfverzahnungen mit ausgeglichenen Gleitverhältnissen über dem Eingriffsfeld teilt sich das gemessene Getriebegesamtverlustmoment  $T_V$  in guter Näherung gleichmäßig auf das Prüf- und Übertragungsgetriebe auf (Michaelis [Mic87]). Auf Basis des gemessenen Getriebegesamtverlustmomentes  $T_V$  ergibt sich nach Gleichung (4.5) das Gesamtverlustmoment für einen Getriebekasten  $T_{V2}$ . Das Gesamtverlustmoment  $T_{V2}$  setzt sich aus dem lastabhängigen und lastunabhängigen Verzahnungsverlustmoment  $T_{VZP2}$  und  $T_{VZ02}$ , den lastabhängigen und lastunabhängigen Lagerverlustmomenten  $T_{VLP2}$  und  $T_{VL02}$  sowie den Dichtungsverlustmomenten  $T_{VD2}$  zusammen. Das lastunabhängige Verlustmoment eines Getriebekastens  $T_{V02}$  wird bei vernachlässigbar kleiner Verspannung aus dem gemessenen lastunabhängigen Verlustmoment  $T_{V0}$  ebenfalls nach Gleichung (4.5) bestimmt. Gemäß Gleichung (4.6) kann das lastabhängige Verlustmoment eines Getriebekastens  $T_{VP}$ , bestehend aus den Anteilen der Verzahnung  $T_{VZP}$  und Lager  $T_{VLP}$ , bestimmt werden. Das lastabhängige Verzahnungsverlustmoment  $T_{VZP}$  wird nach Gleichung (4.7) aus dem lastabhängigen Verlustmoment  $T_{VP}$  und dem lastabhängigen Lagerverlustmoment  $T_{VLP}$  bestimmt, das experimentell am FZG-Lageverlustleis-

tungsprüfstand gemessen wird (siehe Abschnitt 5.3). Zur Berechnung der mittleren Verzahnungsreibungszahl  $\mu_{mz}$  wird der lokal-geometrische Zahnverlustfaktor  $H_{VL}$  nach Wimmer [Wim05] verwendet, der mit dem Berechnungsprogramm Rikor (Neubauer et. al. [Neu16]) für jede untersuchte Last berechnet wird (Gleichung (2.9)). Die mittlere Verzahnungsreibungszahl  $\mu_{mz}$  kann somit nach Gleichung (4.8) berechnet werden, wobei  $T_2$  dem Lastmoment an der Radwelle entspricht.

$$T_{V2} = \frac{1}{2} \cdot T_V, \quad T_{V02} = \frac{1}{2} \cdot T_{V0} \quad (4.5)$$

$$T_{VP} = T_{V2} - T_{V02} \quad (4.6)$$

$$T_{VZP} = T_{VP} - T_{VLP} \quad (4.7)$$

$$\mu_{mz} = \frac{T_{VZP}}{T_2 \cdot H_{VL}} \quad (4.8)$$

### 4.7.3 Genauigkeit der Untersuchungen

Für das gemessene Getriebegesamtverlustmoment des Verspannkreises und für das gemessene Lastmoment gibt Hinterstoißer [Hin14] maximale Fehler von 0,08 Nm und 3 Nm an. Damit ergeben sich auf Basis der Fehlerbetrachtung nach Doleschel [Dol02] für die mittlere Verzahnungsreibungszahl  $\mu_{mz}$  absolute Fehler von  $\approx 0,004$  für KS7 ( $T_1 = 183,4$  Nm) und von  $\approx 0,002$  für KS9 ( $T_1 = 302,0$  Nm).

### 4.7.4 Prüfverzahnungen

**Tabelle 4.9** zeigt die verwendeten Prüfverzahnungen Typ C, Typ  $C_{mod}$  und LowLoss und die mittleren arithmetischen Mittenrauwerte der Zahnflanke im fertigungsfrischen Zustand. **Tabelle 4.10** fasst die Verzahnungsdaten zusammen. Der angegebene arithmetische Mittenrauwert ist der Mittelwert, der sich auf Basis von Tastschnittmessungen an drei gleichmäßig über dem Umfang verteilten Zähnen ergibt. Die Rauheit wird quer zur Profilrichtung mithilfe einer Messstrecke  $L_t = 4,8$  mm und einer Grenzwellenlänge  $\lambda_c = 0,8$  mm gemessen.

Die Prüfverzahnungen aus dem Grundwerkstoff 16MnCr5 werden zunächst weichbearbeitet und im Anschluss einsatzgehärtet. Die Einsatzhärtungstiefe, Oberflächenhärte und Kernfestigkeit der Prüfverzahnungen Typ C und Typ  $C_{mod}$  betragen  $CHD_{550HV1} = 1,0 \pm 0,1$  mm, 690 - 740 HV1 und  $> 1000$  N/mm<sup>2</sup>. Die Prüfverzahnung LowLoss besitzt die gleiche Oberflächenhärte und Kernfestigkeit mit einer Einsatzhärtungstiefe  $CHD_{550HV1} = 0,3 \pm 0,05$  mm. Nach der Wärmebehandlung werden alle Prüfverzahnungen quergeschliffen.

Die Prüfverzahnung Typ  $C_{mod}$  basiert auf der Prüfverzahnung Typ C und weist für Ritzel und Rad eine kurze Kopfrücknahme von 35  $\mu$ m auf. Zudem werden die Zahnflanken der Prüfverzahnungen Typ  $C_{mod}$  und LowLoss nach dem Querschleif noch gleitgeschliffen. Es wird eine gemäßigte LowLoss-Verzahnung verwendet (Hinterstoißer et al. [Hin14, Hin19]), bei der die Eingriffsstrecke um den Wälzpunkt konzentriert wird. Dadurch wird die Gleitgeschwindigkeit auf der Zahnflanke und somit die lastabhängige Verzahnungsverlustleistung verringert.

Prüfverzahnung Typ C



$R_a \approx 0,20 \mu\text{m}$   
(geschliffen)

Prüfverzahnung Typ C<sub>mod</sub>

$0,10 \leq R_a \leq 0,17 \mu\text{m}$   
(quer- und gleitgeschliffen)

Prüfverzahnung LowLoss



$0,10 \leq R_a \leq 0,17 \mu\text{m}$   
(quer- und gleitgeschliffen)

**Tabelle 4.9:** Prüfverzahnungen und mittlere Ra-Werte der Zahnflanke im fertigungsfrischen Zustand

	Prüfverzahnung Typ C und Typ C <sub>mod</sub>		Prüfverzahnung LowLoss	
	Ritzel	Rad	Ritzel	Rad
Achsabstand a in mm	91,5		91,5	
Schrägungswinkel $\beta$ in °	0		33	
Zahnbreite $b_1$ und $b_2$ in mm	14,0	14,0	23,3	23,3
Zähne an Ritzel und Rad $z_1$ und $z_2$ in mm	16	24	34	46
Normaleingriffswinkel $\alpha_n$ in °	20		27	
Normalmodul $m_n$ in mm	4,5		1,92	
Profilüberdeckung $\varepsilon_\alpha$	1,44		1,10	
Sprungüberdeckung $\varepsilon_\beta$	0		2,10	
Kopfrücknahme $C_a$ in $\mu\text{m}$	35		0	
Breitenballigkeit $C_b$ in $\mu\text{m}$	0		6,5	

**Tabelle 4.10:** Verzahnungsdaten der verwendeten Prüfverzahnungen

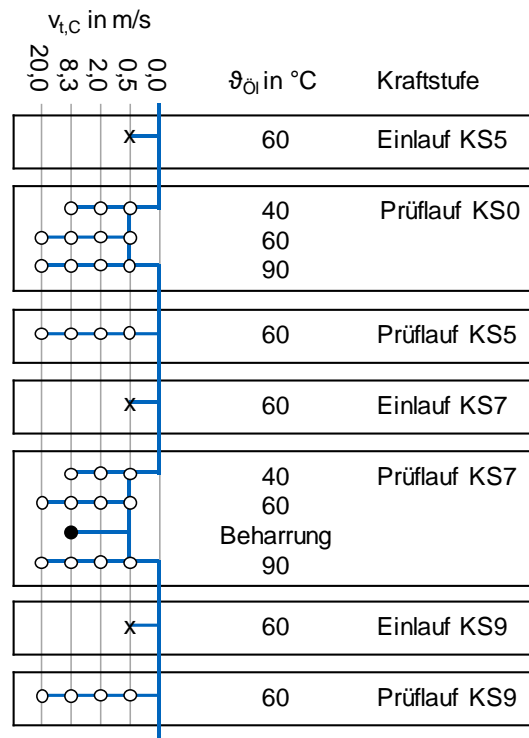
#### 4.7.5 Versuchsdurchführung und Versuchsvarianten

In Anlehnung an den Wirkungsgradtest FVA345 (Doleschel [Dol02]) wird eine Versuchsplanung gewählt, die in **Bild 4.11** dargestellt ist. Dabei wird die Ölsumpftemperatur von 40 °C bis 90 °C anstatt von 40 °C bis 120 °C variiert. Darüber hinaus wird die Kraftstufe (KS) von KS0 schrittweise über KS5, KS7 bis KS9 gesteigert. Nach einem Spülvorgang und dem Einlauf bei KS5 erfolgt unter Variation der Ölsumpftemperatur  $\vartheta_{\text{Öl}}$  und Umfangsgeschwindigkeit  $v_{t,C}$  ein Prüfversuch bei KS0 zur Messung der lastunabhängigen Getriebeverlustmomente. Dem folgt der Prüfversuch bei KS5 und einer Ölsumpftemperatur von  $\vartheta_{\text{Öl}} = 60 \text{ °C}$  unter Variation der Umfangsgeschwindigkeit  $v_{t,C}$ . Nach dem Einlauf bei KS7 werden die Prüfversuche bei KS7 unter Variation der Ölsumpftemperatur  $\vartheta_{\text{Öl}}$  und Umfangsgeschwindigkeit  $v_{t,C}$  durchgeführt. Während des Beharrungsversuchs bei KS7 wird der Prüfstand ohne Regelung der Ölsumpftemperatur bis zum Erreichen einer quasi-stationären Beharrungsübertemperatur für maximal fünf Stunden betrieben. Nach einem weiteren Einlauf bei KS9 wird der Prüfversuch bei KS9 und einer Ölsumpftemperatur von  $\vartheta_{\text{Öl}} = 60 \text{ °C}$  unter Variation der Umfangsgeschwindigkeit  $v_{t,C}$  durchgeführt. Bei jedem Prüflauf wird die Umfangsgeschwindigkeit von  $v_{t,C} = 0,5 \text{ m/s}$  auf  $v_{t,C} = 20 \text{ m/s}$  gesteigert, wobei jede Geschwindigkeitsstufe  $t = 5 \text{ min}$  gehalten und dabei das Getriebegesamtverlustmoment und die Massentemperatur des Prüfritzels im Prüfgetriebe aufge-



zeichnet wird. Jeder Einlauf wird abhängig vom Erreichen eines konstanten Getriebegesamtverlustmoments für mindestens 30 min durchgeführt. Die Untersuchungen werden abgebrochen, bis ein Schaden am tribologischen System eintritt oder die Zahnmassentemperatur  $\vartheta_M$  160 °C überschreitet.

**Tabelle 4.11** zeigt für die Prüfverzahnung Typ C und Typ C<sub>mod</sub> die resultierenden Drehmomente am Ritzel und Rad sowie die Hertz'sche Pressung im Wälzpunkt  $p_{H,C}$  für jede Kraftstufe. Die Untersuchungen werden bei Tauchschmierung durchgeführt (siehe Abschnitt 4.2) und die Versuche werden jeweils einmal wiederholt. Dabei wird analog zu Doleschel [Dol02] und Hinterstoißer et al. [Hin14, Hin19] ein Ölstand von 20 mm unter Achsmittle gewählt. Das entspricht einer Eintauchtiefe  $e$  von circa neunmal Normalmodul am Prüfrad bzw. von circa fünfmal Normalmodul am Prüfritzel im Prüf- und Übertragungsgetriebe. Als Prüfschmierstoffe (siehe Abschnitt 4.1) werden die wasserfreien Schmierstoffe MIN-10, PAO-09 und PAO-05 sowie die wasserhaltigen Polyglykole PAGW-09, PAGW-05A und PAGW-05B betrachtet. Für jeden untersuchten Prüfschmierstoff wird jeweils ein neuer Radsatz im Prüf- und Übertragungsgetriebe verwendet.



**Bild 4.11:** Untersuchte Betriebsbedingungen am Zahnrad-Wirkungsgradprüfstand (x:  $t = 30$  min; o:  $t = 5$  min; •:  $t = 300$  min)

Kraftstufe	KS0	KS5	KS7	KS9
Drehmoment am Ritzel $T_1$ in Nm	0	94,1	183,4	301,5
Drehmoment am Rad $T_2$ in Nm	0	141,2	275,1	452,3
Hertz'sche Pressung $p_H$ in N/mm <sup>2</sup>	0	962,0	1343,0	1723,0

**Tabelle 4.11:** Kraftstufen, Drehmomente und Hertz'sche Pressungen für die Prüfverzahnung Typ C

Um den Einfluss des Schmierverfahrens auf das Verlust- und Temperaturverhalten zu bewerten, werden Untersuchungen mit den Prüfverzahnungen Typ C<sub>mod</sub> und LowLoss durchgeführt. **Tabelle 4.12** zeigt die entsprechenden Versuchsvarianten. Bei Tauchschmierung (siehe Abschnitt 4.2) werden zwei unterschiedliche Eintauchtiefen  $e$  (circa neunmal und dreimal Normalmodul) am Prüfrad im Prüf- und Übertragungsgetriebe betrachtet. Darüber hinaus werden Untersuchungen bei Verlustschmierung im Kontakt einer Minimalmengenschmierung durchgeführt. Das Schmierverfahren ist detailliert in Abschnitt 4.2 beschrieben. Die Prüfverzahnung wird dabei mit einer kontinuierlichen Einspritzmenge  $\dot{V}_{01} = 28,1$  ml/h und die Wälzlager mit  $\dot{V}_{01} = 3,6$  ml/h in Form einer Intervallschmierung geschmiert. Nach jeder Kraftstufe werden die Prüfverzahnungen auf eine Zahnmassentemperatur  $\vartheta_{M1} = 60 \pm 2$  °C abgekühlt und die nächste Kraftstufe angefahren. Für jede Kraftstufe wird die Umfangsgeschwindigkeit von  $v_{t,C} = 0,5$  m/s auf  $v_{t,C} = 20$  m/s gesteigert, wobei jede Geschwindigkeitsstufe  $t = 5$  min gehalten

und dabei das Getriebegesamtverlustmoment und die Zahnmassentemperatur des Prüfritzels im Prüfgetriebe aufgezeichnet wird. Die Untersuchungen werden jeweils einmal wiederholt. Als Prüfschmierstoffe (siehe Abschnitt 4.1) werden der wasserfreie Schmierstoff PAO-05 sowie das wasserhaltige Polyglykol PAGW-05A betrachtet. Für jeden untersuchten Prüfschmierstoff wird jeweils ein neuer Radsatz im Prüf- und Übertragungsgetriebe verwendet.

Prüfverzahnung	Typ C <sub>mod</sub> , LowLoss
Prüfschmierstoff	PAO-05, PAGW-05A
Schmierverfahren ( $\vartheta_{01} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ )	Tauchschmierung ( $e \approx 9 \cdot m_n$ am Prüfrad, $e \approx 5 \cdot m_n$ am Prüfritzel), Tauchschmierung ( $e \approx 3 \cdot m_n$ am Prüfrad, Prüfritzel taucht nicht ein), Verlust-/Minimalmengenschmierung ( $\dot{V}_{01} = 28,1 \text{ ml/h}$ )
Oberfläche	unbeschichtet
Kraftstufen	KS0, KS5, KS7 und KS9

**Tabelle 4.12:** Versuchsvarianten zum Einfluss des Schmierverfahrens am Zahnrad-Wirkungsgradprüfstand

Um die Wechselwirkung zwischen Schmierstoff und Oberfläche zu analysieren, werden Untersuchungen zum Verlust- und Temperaturverhalten mit der unbeschichteten und ta-C-beschichteten Prüfverzahnung Typ C<sub>mod</sub> durchgeführt. **Tabelle 4.13** zeigt die entsprechenden Versuchsvarianten. Dabei wird die ta-C-Beschichtung aus Abschnitt 4.3 verwendet und mit den Ergebnissen der unbeschichteten Prüfverzahnung verglichen. Nach jeder Kraftstufe werden die Prüfverzahnungen auf eine Zahnmassentemperatur  $\vartheta_{M1} = 60 \pm 2 \text{ }^\circ\text{C}$  abgekühlt und die nächste Kraftstufe angefahren. Für jede Kraftstufe wird die Umfangsgeschwindigkeit von  $v_{t,c} = 0,5 \text{ m/s}$  auf  $v_{t,c} = 20 \text{ m/s}$  gesteigert, wobei jede Geschwindigkeitsstufe  $t = 5 \text{ min}$  gehalten und dabei das Getriebegesamtverlustmoment und die Zahnmassentemperatur des Prüfritzels im Prüfgetriebe aufgezeichnet wird. Die Untersuchungen werden jeweils einmal wiederholt. Als Prüfschmierstoffe (siehe Abschnitt 4.1) werden die wasserfreien Schmierstoffe MIN-10 und PAO-09 sowie das wasserhaltige Polyglykol PAGW-09 betrachtet. Für jeden untersuchten Prüfschmierstoff wird jeweils ein neuer ta-C-beschichteter Radsatz im Prüf- und Übertragungsgetriebe verwendet.

Prüfverzahnung	Typ C <sub>mod</sub>
Prüfschmierstoff	MIN-10, PAO-09, PAGW-09
Schmierverfahren ( $\vartheta_{01} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ )	Tauchschmierung ( $e \approx 9 \cdot m_n$ am Prüfrad, $e \approx 5 \cdot m_n$ am Prüfritzel)
Oberfläche	unbeschichtet, ta-C-beschichtet
Kraftstufen	KS5, KS7 und KS9

**Tabelle 4.13:** Versuchsvarianten zum Einfluss der Beschichtung am Zahnrad-Wirkungsgradprüfstand

## 5 Versuchsergebnisse

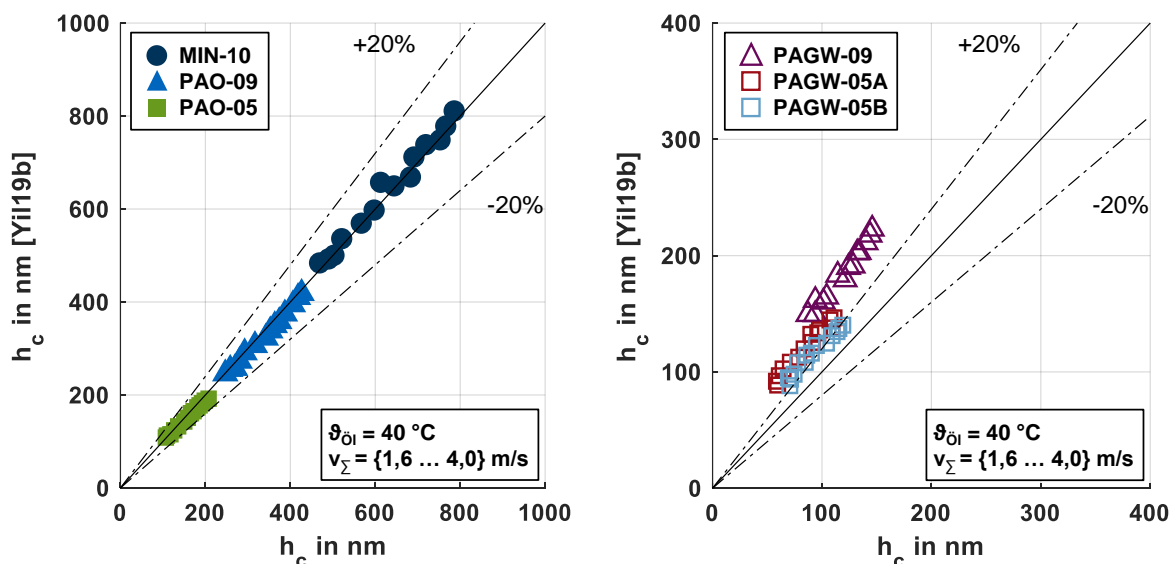
In den Abschnitten 5.1 bis 5.4 sind die Versuchsergebnisse zur Schmierfilmdicke am optischen EHD-Tribometer, zur Reibung am Zwei-Scheiben-Tribometer sowie zur Verlustleistung am Lagerverlustleistungs- und Wirkungsgradprüfstand dargestellt.

### 5.1 Schmierfilmdicke am optischen EHD-Tribometer

In Abschnitt 5.1.1 sind die Ergebnisse zum Einfluss des Schmierstoffs und in Abschnitt 5.1.2 der Einfluss des Wassergehalts beschrieben. Abschnitt 5.1.3 stellt die Ergebnisse zum Einfluss der Öltemperatur dar. Alle Untersuchungen zur Schmierfilmdicke werden einmal wiederholt und dabei die Schmierfilmdicke als Mittelwert aus zwei Messungen dargestellt. Mithilfe von Balkendiagrammen erfolgt zusätzlich die Betrachtung der Wiederholgenauigkeit der Schmierfilmdicke. Die experimentellen Untersuchungen wurden unter Anleitung des Autors im Rahmen der Masterarbeit von Yüksel [Yük21] durchgeführt.

#### 5.1.1 Einfluss des Schmierstoffs

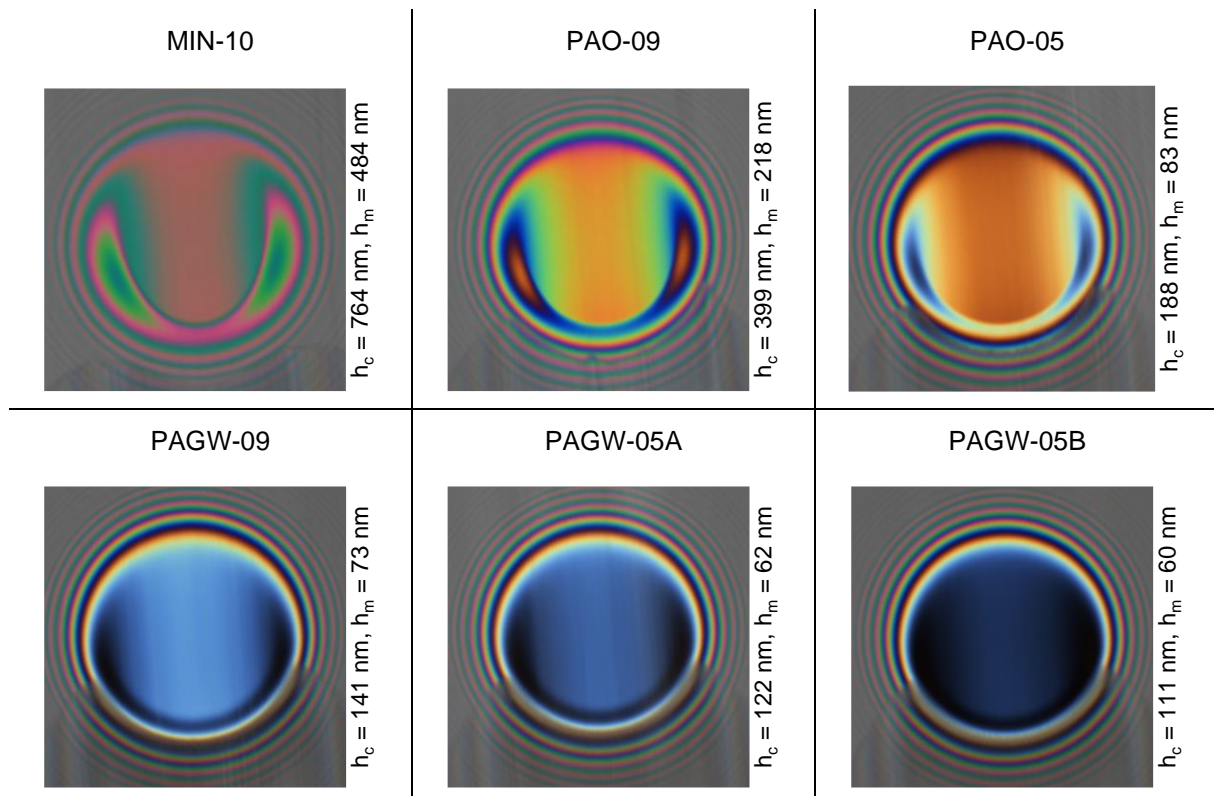
**Bild 5.1** ordnet gemessene zentrale Schmierfilmdicken  $h_c$  für  $p_H = 800 \text{ N/mm}^2$  in frühere Ergebnisse des Autors [Yil19b] für  $p_H = 690 \text{ N/mm}^2$  ein. Die Ergebnisse sind für die Summengeschwindigkeiten  $1,6 \leq v_\Sigma \leq 4,0 \text{ m/s}$  und  $\vartheta_{\text{Öl}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$  im Vergleich der betrachteten Prüfschmierstoffe dargestellt. Der Vergleich zeigt für die wasserfreien Schmierstoffe eine sehr gute Übereinstimmung der Messergebnisse. Für die wasserhaltigen Polyglykole werden im Vergleich zu früheren Messergebnissen von Yilmaz et al. [Yil19b] niedrigere zentrale Schmierfilmdicken festgestellt. Das liegt zum Teil an der niedrigeren Hertz'schen Pressung. Verantwortlich ist jedoch eine im Vergleich zu Yilmaz et al. [Yil19b] andere Versuchsdurchführung (siehe Abschnitt 5.1.3).



**Bild 5.1:** Vergleich gemessener zentraler Schmierfilmdicken für  $p_H = 800 \text{ N/mm}^2$  mit früheren Ergebnissen von Yilmaz et al. [Yil19b] für  $p_H = 690 \text{ N/mm}^2$

**Bild 5.2** zeigt gemessene Interferogramme für  $p_H = 1200 \text{ N/mm}^2$ ,  $v_\Sigma = 4,0 \text{ m/s}$  und  $\vartheta_{\text{Öl}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$  im Vergleich der Prüfschmierstoffe. Für alle betrachteten Prüfschmierstoffe wird die charakteristische hufeisenförmige Ausprägung der Schmierfilmdicke im EHD-Punktkontakt beobachtet. Die zentrale Schmierfilmdicke  $h_c$  wird in Kontaktmitte und die minimalen Schmierfilmdicken  $h_m$

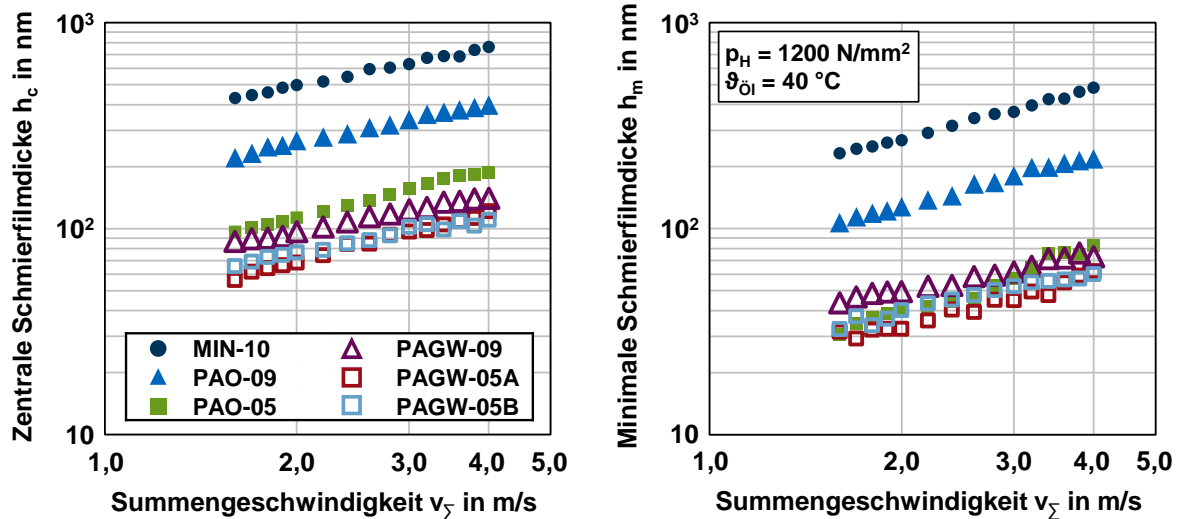
in der Nähe des Kontakttrandes gemessen. Im Vergleich der Prüfschmierstoffe werden mit den wasserfreien Schmierstoffen MIN-10, PAO-09 und PAO-05 größere Schmierfilmdicken im Vergleich zu den wasserhaltigen Polyglykolen gemessen.



**Bild 5.2:** Gemessene Interferogramme für  $p_H = 1200 \text{ N/mm}^2$ ,  $v_\Sigma = 4,0 \text{ m/s}$  und  $\vartheta_{\text{öi}} = 40 \text{ °C}$  im Vergleich der Prüfschmierstoffe

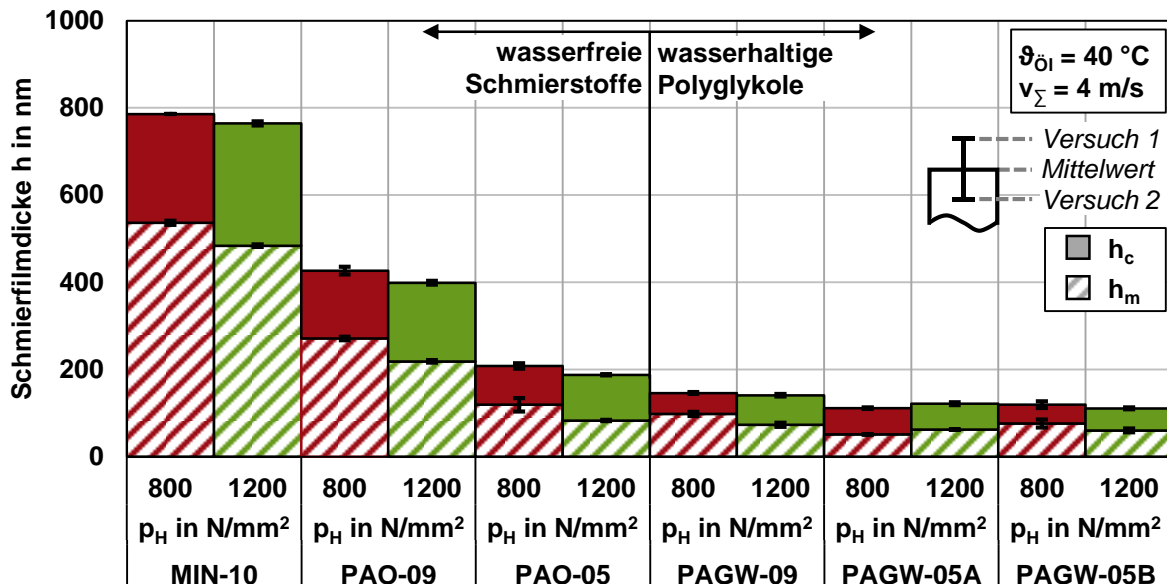
**Bild 5.3** zeigt die gemessenen zentralen und minimalen Schmierfilmdicken  $h_c$  und  $h_m$  in Abhängigkeit von der Summengeschwindigkeit  $v_\Sigma$  für  $p_H = 1200 \text{ N/mm}^2$  und  $\vartheta_{\text{öi}} = 40 \text{ °C}$  in doppelt logarithmischer Darstellung. Dabei wird für alle Prüfschmierstoffe ein näherungsweise linearer Anstieg der Schmierfilmdicke mit steigender Summengeschwindigkeit festgestellt. Für die betrachteten Betriebsbedingungen werden die höchsten Schmierfilmdicken mit dem Mineralöl MIN-10 festgestellt. Die niedrigsten Schmierfilmdicken werden mit den niedrigviskosen wasserhaltigen Polyglykolen PAGW-05A und PAGW-05B erreicht.

Die Ergebnisse mit den wasserfreien Schmierstoffen MIN-10, PAO-09 und PAO-05 ordnen sich entsprechend der dynamischen Viskosität entsprechend Bild 4.1 und der abgeleiteten Druck-Viskositäts-Koeffizienten (siehe Abschnitt 6.1) ein. Die höchsten Schmierfilmdicken werden mit MIN-10 und die niedrigsten Schmierfilmdicken mit PAO-05 gemessen. Die Ergebnisse mit den wasserhaltigen Polyglykolen PAGW-09, PAGW-05A und PAGW-05B ordnen sich ebenfalls entsprechend ihrer dynamischen Viskosität aus Bild 4.1 ein: Mit dem höherviskosen wasserhaltigen Polyglykol PAGW-09 werden die höchsten Schmierfilmdicken gemessen, während PAGW-05A und PAGW-05B aufgrund ihrer annähernd gleichen Viskosität sehr ähnliche Schmierfilmdicken zeigen.



**Bild 5.3:** Gemessene zentrale und minimale Schmierfilmdicke für  $p_H = 1200 \text{ N/mm}^2$  und  $\vartheta_{oi} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$  in Abhängigkeit von der Summengeschwindigkeit  $v_{\Sigma}$  im Vergleich der Prüfschmierstoffe

**Bild 5.4** zeigt im Vergleich der Prüfschmierstoffe die gemessenen zentralen und minimalen Schmierfilmdicken  $h_c$  und  $h_m$  für  $\vartheta_{oi} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$  und  $v_{\Sigma} = 4 \text{ m/s}$  in Abhängigkeit der Hertz'schen Pressung  $p_H = \{800, 1200\} \text{ N/mm}^2$ . Der Vergleich der zentralen und minimalen Schmierfilmdicken zeigt leicht niedrigere zentrale und minimale Schmierfilmdicken mit zunehmender Hertz'schen Pressung, wobei der Einfluss klein ist. Dies ist erwartungsgemäß in Übereinstimmung mit Hamrock und Dowson [Ham76a], da der dimensionslose Lastkennwert  $W$  nur einen untergeordneten Einfluss auf die Schmierfilmdicke aufweist. Der Vergleich von Erst- und Zweitversuch zeigt mit Blick auf die in Abschnitt 4.4.2 beschriebenen Genauigkeiten eine sehr gute Übereinstimmung der Messergebnisse.



**Bild 5.4:** Gemessene zentrale und minimale Schmierfilmdicke für  $\vartheta_{oi} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$  und  $v_{\Sigma} = 4 \text{ m/s}$  in Abhängigkeit von der Hertz'schen Pressung  $p_H = \{800, 1200\} \text{ N/mm}^2$  im Vergleich der Prüfschmierstoffe

**Tabelle 5.1** zeigt die gemessenen Schmierstoffeigenschaften der wasserhaltigen Polyglykole im Neuzustand sowie nach den Untersuchungen bei  $\vartheta_{oi} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ . Das Ergebnis zeigt, dass die

kinematischen Viskositäten der wasserhaltigen Polyglykole im Vergleich zum Neuzustand zugenommen haben. Dies ist auf die Abnahme des Wassergehalts zurückzuführen, da ein Entweichen des Wassers aufgrund der offenen Prüfstandskonfiguration am optischen EHD-Tribometer nicht verhindert werden kann (siehe Abschnitt 4.4.1).

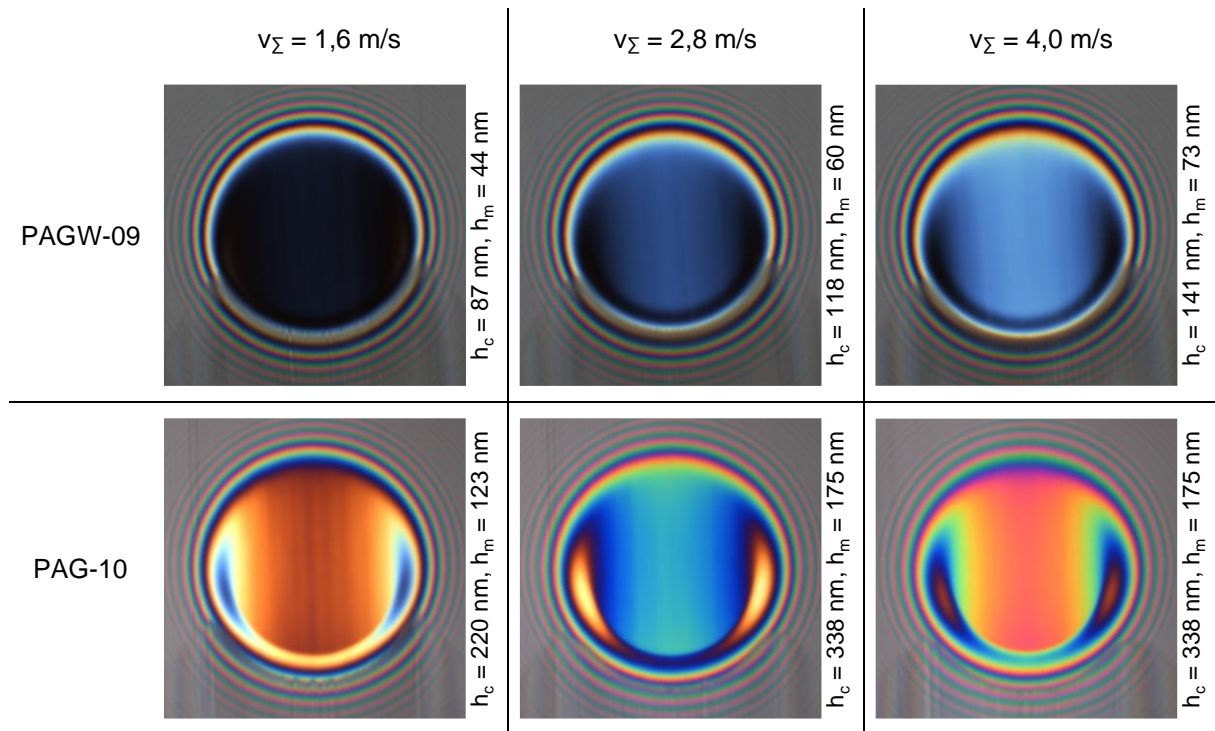
		$\nu$ (40°C) in mm <sup>2</sup> /s	$\nu$ (100°C) in mm <sup>2</sup> /s	VI	$\rho$ (15°C) in kg/m <sup>3</sup>	Wassergehalt in %
Neuzustand	PAGW-09	45,7	9,2	189	1115	30 - 70
	PAGW-05A	23,6	5,3	167	1109	30 - 70
	PAGW-05B	22,9	4,8	135	1097	30 - 70
nach Prüflauf	PAGW-09	87,6	15,3	186	1129	22,6
	PAGW-05A	53,1	9,6	169	1126	26,1
	PAGW-05B	33,1	6,5	154	1107	33,6

**Tabelle 5.1:** Schmierstoffeigenschaften der wasserhaltigen Polyglykole im Neuzustand sowie nach Schmierfilmdickenmessungen bei  $\vartheta_{\text{öi}} = 40 \text{ °C}$

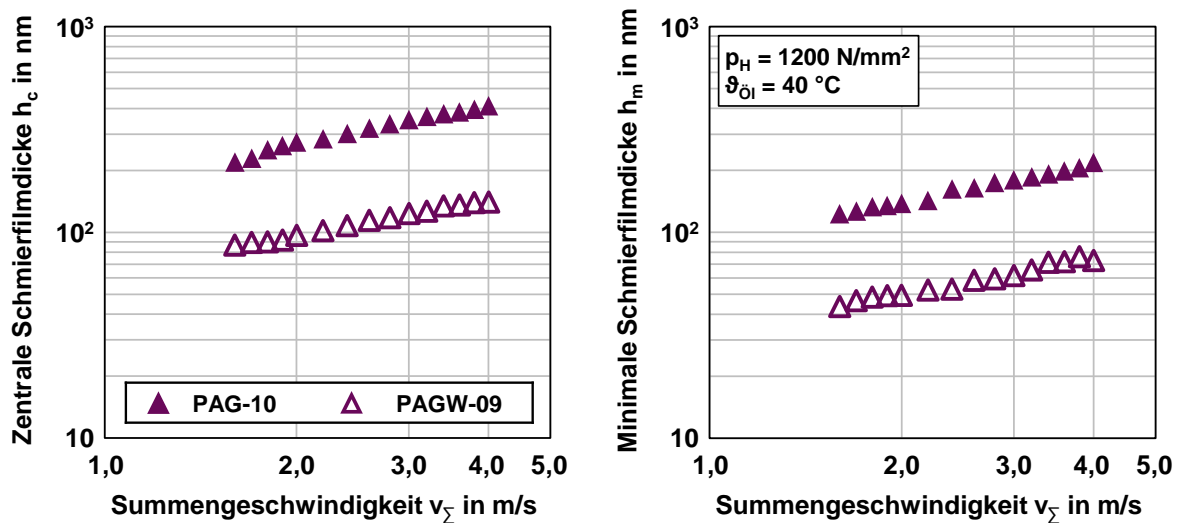
### 5.1.2 Einfluss des Wassergehalts

In diesem Abschnitt werden gemessene Schmierfilmdicken des wasserhaltigen Polyglykols PAGW-09 und des wasserfreien und wasserlöslichen Polyglykols PAG-10 (siehe Tabelle 4.2) verglichen, um den Einfluss des Wassergehalts zu bewerten. Beide Schmierstoffe besitzen im Neuzustand eine vergleichbare dynamische Viskosität. **Bild 5.5** zeigt gemessene Interferogramme für  $p_H = 1200 \text{ N/mm}^2$ ,  $v_\Sigma = \{1,6; 2,8; 4,0\} \text{ m/s}$  und  $\vartheta_{\text{öi}} = 40 \text{ °C}$  für das wasserhaltige Polyglykol PAGW-09 und das wasserfreie und wasserlösliche Polyglykol PAG-10. Für alle betrachteten Betriebsbedingungen und Schmierstoffe wird die charakteristische hufeisenförmige Ausprägung der Schmierfilmdicke im EHD-Punktkontakt beobachtet. Im Vergleich der Schmierstoffe werden mit dem wasserhaltigen Schmierstoff PAGW-09 deutlich niedrigere zentrale und minimale Schmierfilmdicken beobachtet.

**Bild 5.6** zeigt die gemessenen zentralen und minimalen Schmierfilmdicken  $h_c$  und  $h_m$  in Abhängigkeit von der Summengeschwindigkeit  $v_\Sigma$  für  $p_H = 1200 \text{ N/mm}^2$  und  $\vartheta_{\text{öi}} = 40 \text{ °C}$  in doppelt logarithmischer Darstellung. Im Mittel werden über alle Summengeschwindigkeiten mit PAGW-09 circa 206 nm niedrigere zentrale und circa 107 nm niedrigere minimale Schmierfilmdicken im Vergleich zu PAG-10 gemessen.



**Bild 5.5:** Gemessene Interferogramme für  $p_H = 1200 \text{ N/mm}^2$ ,  $v_\Sigma = \{1,6; 2,8; 4,0\} \text{ m/s}$  und  $\vartheta_{\text{öi}} = 40 \text{ °C}$  im Vergleich des Prüfschmierstoffe

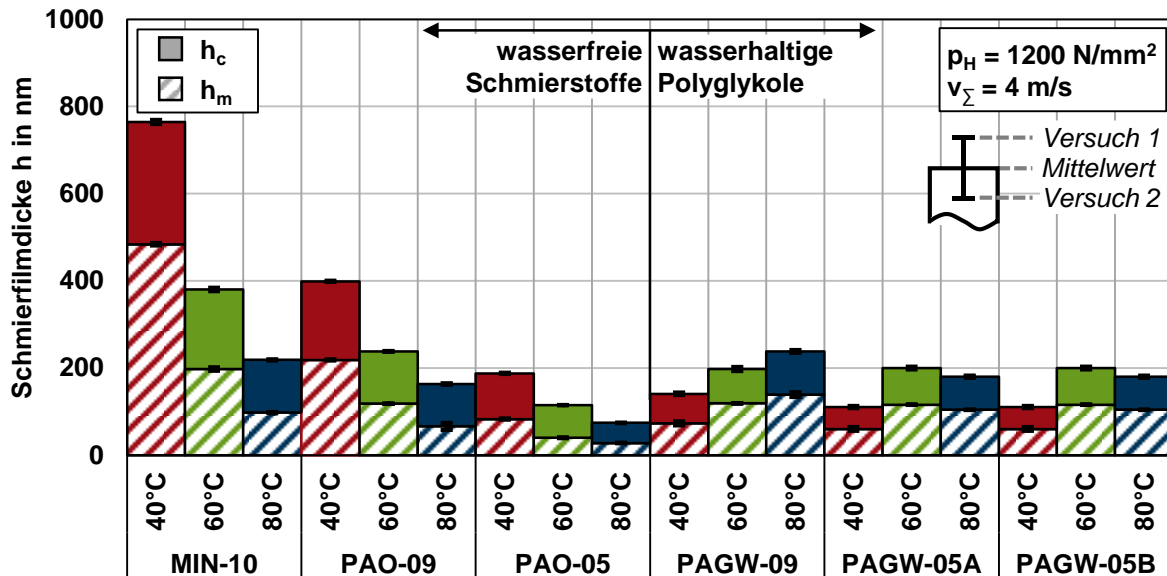


**Bild 5.6:** Gemessene zentrale und minimale Schmierfilmdicke für  $p_H = 1200 \text{ N/mm}^2$  und  $\vartheta_{\text{öi}} = 40 \text{ °C}$  in Abhängigkeit von der Summengeschwindigkeit  $v_\Sigma$  im Vergleich der Prüfschmierstoffe

### 5.1.3 Einfluss der Öltemperatur

In diesem Abschnitt wird der Einfluss der Öltemperatur beobachtet. **Bild 5.7** zeigt die gemessenen zentralen und minimalen Schmierfilmdicken  $h_c$  und  $h_m$  für  $p_H = 1200 \text{ N/mm}^2$  und  $v_\Sigma = 4 \text{ m/s}$  in Abhängigkeit von der Öltemperatur  $\vartheta_{\text{öi}} = \{40, 60, 80\} \text{ °C}$  im Vergleich der Prüfschmierstoffe. Für alle wasserfreien Schmierstoffe werden niedrigere zentrale und minimale Schmierfilmdicken mit zunehmender Öltemperatur festgestellt. Das ist im Wesentlichen auf die abnehmende dynamische Viskosität mit zunehmender Öltemperatur zurückzuführen. Mit den wasserhaltigen Polyglykolen ergibt sich mit zunehmender Öltemperatur ein anderes Bild. Mit

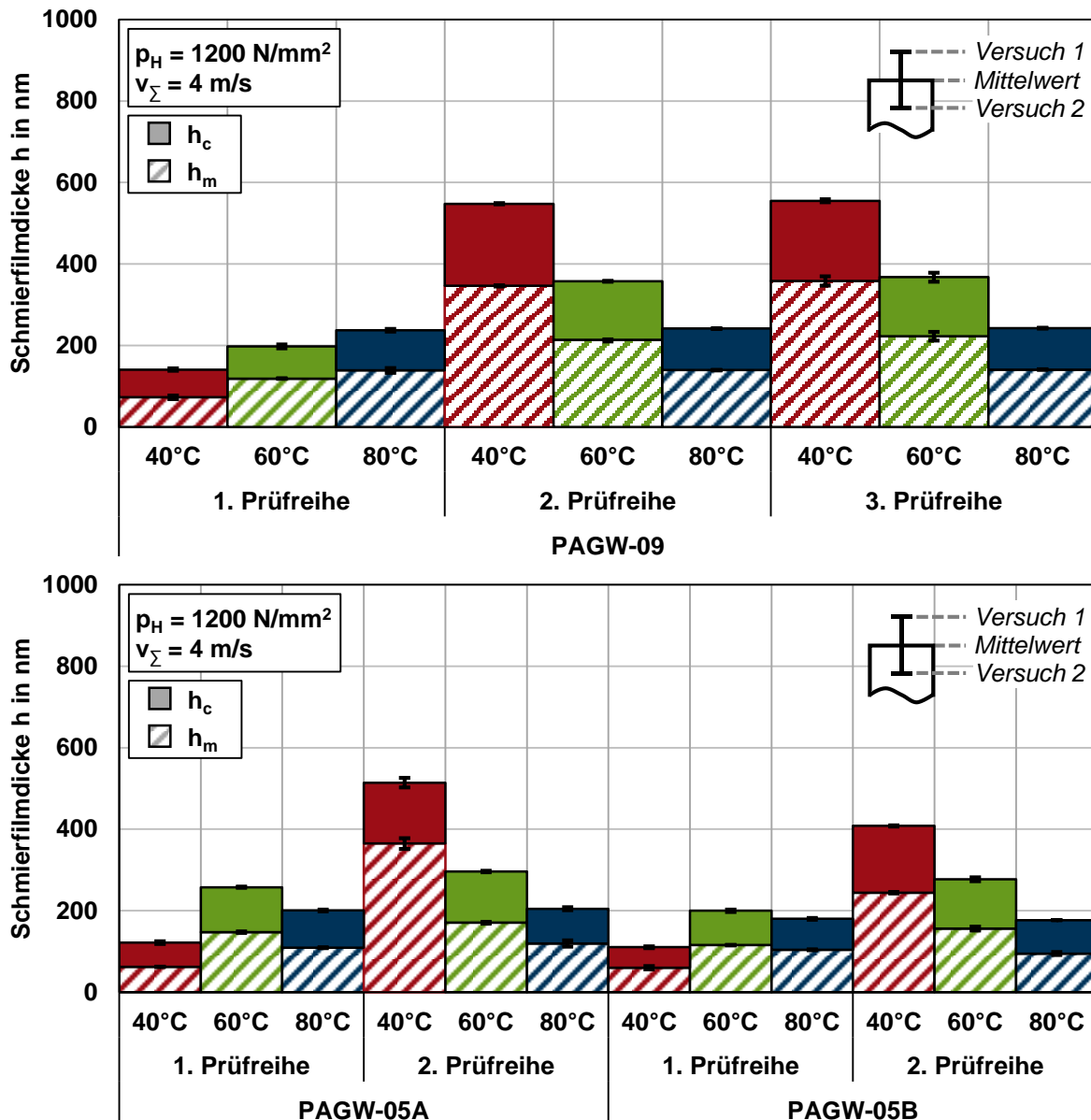
dem höherviskosen wasserhaltigen Polyglykol PAGW-09 nehmen die zentralen und minimalen Schmierfilmdicken mit zunehmender Öltemperatur zu. Mit den niedrigviskosen wasserhaltigen Polyglykolen PAGW-05A und PAGW-05B nehmen mit zunehmender Öltemperatur die zentralen und minimalen Schmierfilmdicken zunächst zu und dann ab. Der Vergleich von Erst- und Zweitversuch zeigt eine sehr gute Übereinstimmung der Messergebnisse.



**Bild 5.7:** Gemessene zentrale und minimale Schmierfilmdicke für  $p_H = 1200 \text{ N/mm}^2$  und  $v_\Sigma = 4 \text{ m/s}$  in Abhängigkeit von der Öltemperatur  $\vartheta_{\text{Öl}} = \{40, 60, 80\} \text{ }^\circ\text{C}$  im Vergleich der Prüfschmierstoffe

Die gemessenen Schmierfilmdicken der wasserhaltigen Polyglykole zeigen in Abhängigkeit von der Öltemperatur ein untypisches Verhalten. In **Bild 5.8** sind die gemessenen zentralen und minimalen Schmierfilmdicken  $h_c$  und  $h_m$  für  $p_H = 1200 \text{ N/mm}^2$  und  $v_\Sigma = 4 \text{ m/s}$  in Abhängigkeit von der Öltemperatur  $\vartheta_{\text{Öl}} = \{40, 60, 80\} \text{ }^\circ\text{C}$  im Vergleich der Prüfreihefolge gezeigt. Dabei wird mit dem gleichen Prüfschmierstoff für jede Prüfreihe die Öltemperatur jeweils von  $\vartheta_{\text{Öl}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$  auf  $\vartheta_{\text{Öl}} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$  erhöht und im Anschluss wieder auf  $\vartheta_{\text{Öl}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$  abgekühlt und die Untersuchungen für die nächste Prüfreihe ohne Wechsel des Prüfschmierstoffs begonnen. Mit dem höherviskosen wasserhaltigen Polyglykol PAGW-09 (Bild 5.8, oben) werden in der ersten Prüfreihe steigende zentrale und minimale Schmierfilmdicken mit zunehmender Öltemperatur festgestellt. In der zweiten und dritten Prüfreihe nehmen die gemessenen Schmierfilmdicken mit zunehmender Öltemperatur ab und erreichen im Vergleich zur zweiten und dritten Prüfreihe sehr ähnliche Werte. Für  $\vartheta_{\text{Öl}} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$  werden für alle drei Prüfreihe sehr ähnliche Schmierfilmdicken festgestellt. Mit den niedrigviskosen wasserhaltigen Polyglykolen PAGW-05A und PAGW-05B (Bild 5.8, unten) nehmen die gemessenen Schmierfilmdicken in der ersten Prüfreihe von  $\vartheta_{\text{Öl}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$  auf  $\vartheta_{\text{Öl}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$  zunächst zu und dann von  $\vartheta_{\text{Öl}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$  zu  $\vartheta_{\text{Öl}} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$  ab. In der zweiten Prüfreihe nehmen die Schmierfilmdicken mit zunehmender Öltemperatur ab. Im Vergleich der ersten und zweiten Prüfreihe werden für  $\vartheta_{\text{Öl}} = \{60, 80\} \text{ }^\circ\text{C}$  ähnliche Werte für die Schmierfilmdicken gemessen.





**Bild 5.8:** Gemessene zentrale und minimale Schmierfilmdicke für  $p_H = 1200 \text{ N/mm}^2$  und  $v_\Sigma = 4 \text{ m/s}$  in Abhängigkeit von der Öltemperatur  $\vartheta_{\text{öi}} = \{40, 60, 80\} \text{ °C}$  im Vergleich der Prüfreihe

**Tabelle 5.2** zeigt gemessene Schmierstoffeigenschaften der wasserhaltigen Polyglykole im Neuzustand sowie nach den Schmierfilmdickenuntersuchungen. Aufgrund der offenen Prüfstandskonfiguration am optischen EHD-Tribometer kommt es zu deutlichen Veränderungen der Schmierstoffeigenschaften durch den Prüflauf. Die Viskositäten der wasserhaltigen Polyglykole nehmen zu und somit nehmen auch die gemessenen Schmierfilmdicken zu. Da sich die gemessenen Schmierfilmdicken der wasserhaltigen Polyglykole nach der ersten Prüfreihe bzw. nach erstmaligem Erreichen der maximalen Öltemperatur im Anschluss nicht mehr ändern, kann schlussgefolgert werden, dass kein weiterer Anteil an Wasser aus dem wasserhaltigen Polyglykol mehr ausdampft.

		$\nu$ (40°C) in mm <sup>2</sup> /s	$\nu$ (100°C) in mm <sup>2</sup> /s	VI	$\rho$ (15°C) in kg/m <sup>3</sup>	Wassergehalt in %
Neuzustand	PAGW-09	45,7	9,2	189	1115	30 - 70
	PAGW-05A	23,6	5,3	167	1109	30 - 70
	PAGW-05B	22,9	4,8	135	1097	30 - 70
nach Prüflauf	PAGW-09	351,8	47,1	195	1147	1,6
	PAGW-05A/B	169,9	25,1	184	1113	1,0

**Tabelle 5.2:** Schmierstoffeigenschaften der wasserhaltigen Polyglykole im Neuzustand sowie nach dem Prüflauf in Bild 5.8

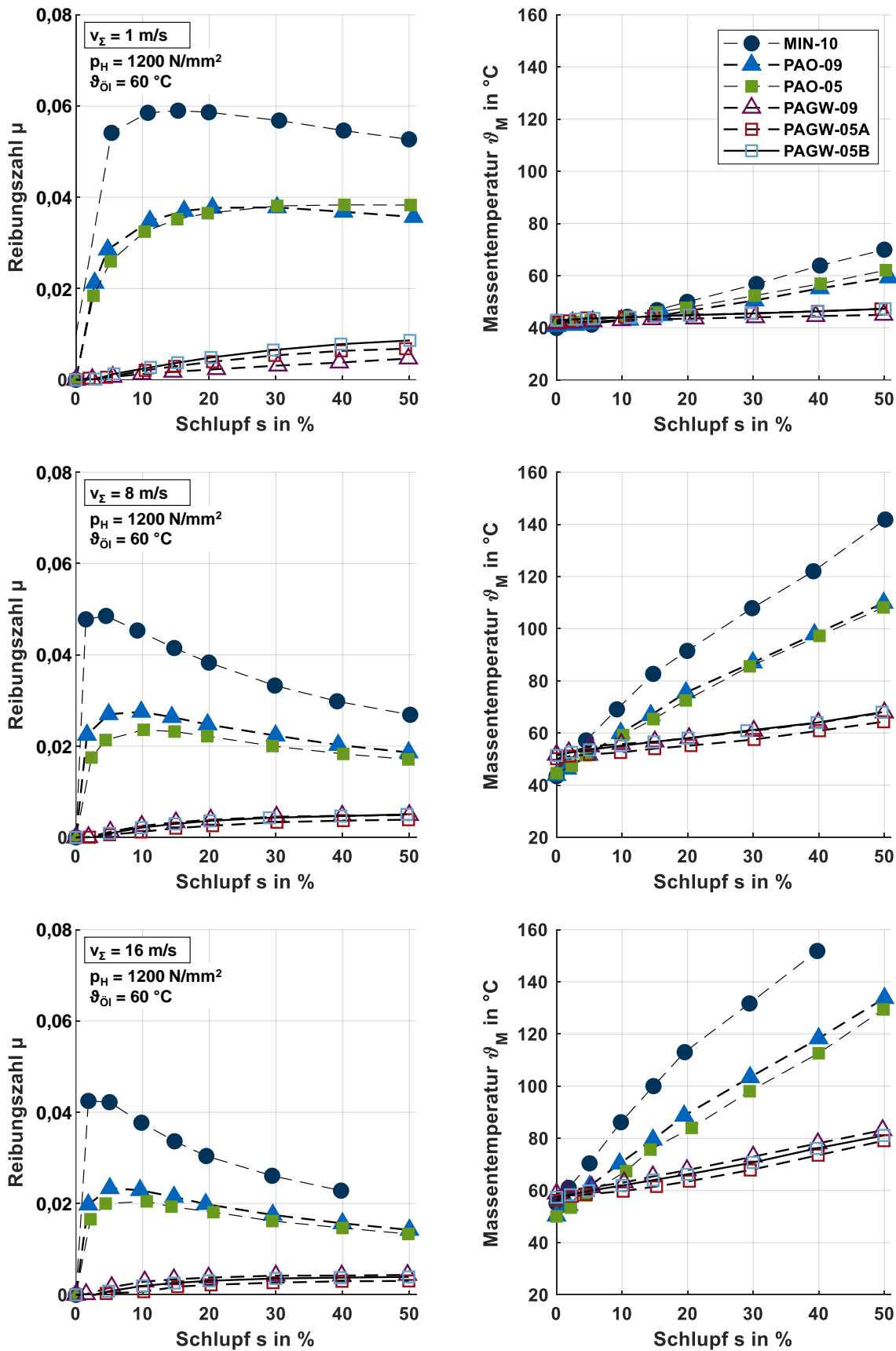
## 5.2 Reibung am Zwei-Scheiben-Tribometer

In diesem Abschnitt sind die Ergebnisse zur Reibungszahl am Zwei-Scheiben-Tribometer dargestellt. In Abschnitt 5.2.1 wird zunächst der Einfluss des Schmierstoffs und in Abschnitt 5.2.2 der Einfluss der Oberfläche beschrieben. Alle Untersuchungen zur Reibungszahl werden einmal wiederholt und dabei die Reibungszahl als Mittelwert aus zwei Messungen dargestellt. Mithilfe von Balkendiagrammen erfolgt zusätzlich die Betrachtung der Wiederholgenauigkeit der Reibungszahl.

### 5.2.1 Einfluss des Schmierstoffs

In diesem Abschnitt wird der Einfluss des Schmierstoffs beobachtet. Unter Anleitung des Autors wurden die experimentellen Untersuchungen zum Reibungsverhalten im Rahmen der Semesterarbeit von Mirza [Mir18] und die experimentellen Untersuchungen zur Kontakttemperatur im Rahmen der Masterarbeit von Tries [Tri20] durchgeführt. Zunächst werden die Ergebnisse zum Einfluss des Schlupfes und der Hertz'schen Pressung beschrieben. Dem folgt die Dokumentation der Prüfscheibenoberfläche. Für die Untersuchungen werden mechanisch polierte Prüfscheiben verwendet, sodass von Vollschmierung auszugehen ist und die gemessene Reibung in sehr guter Näherung der Flüssigkeitsreibung entspricht.

**Bild 5.9** zeigt im Vergleich unterschiedlicher Prüfschmierstoffe gemessene Reibungszahl- und Massentemperaturkurven  $\mu$  und  $\vartheta_M$  in Abhängigkeit vom Schlupf für eine Hertz'sche Pressung  $p_H = 1200 \text{ N/mm}^2$ , Summengeschwindigkeiten  $v_\Sigma = \{1, 8, 16\} \text{ m/s}$  und eine Öleinspritztemperatur  $\vartheta_{\text{Öl}} = 60 \text{ °C}$ .

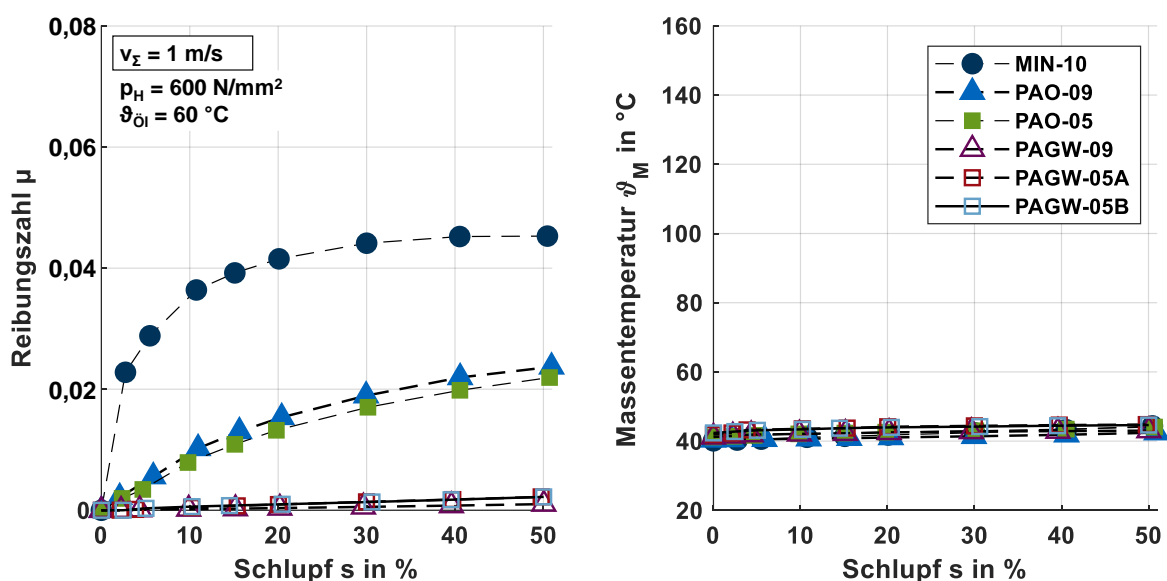


**Bild 5.9:** Gemessene Reibungszahl- und Massentemperaturkurven für  $p_H = 1200 \text{ N/mm}^2$ ,  $v_z = \{1, 8, 16\} \text{ m/s}$  und  $\vartheta_{0i} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$  in Abhängigkeit vom Schlupf  $s$  im Vergleich der Prüfschmierstoffe nach Yilmaz et al. [Yil19b]

Für die wasserfreien Schmierstoffe MIN-10, PAO-09 und PAO-05 ergeben sich typische Verläufe für die gemessenen Reibungszahlen und Massentemperaturen. Die Reibungszahl folgt nach einem steilen Anstieg im niedrigen Schlupfbereich (linearer Bereich) einem nicht-linearen Bereich, der mit dem Erreichen der maximalen Reibungszahl (Bereich der Grenzschubspannung des Prüfschmierstoffs) einhergeht. Aufgrund zunehmender Massen- und Kontakttemperatur durch zunehmende Reibleistung mit zunehmendem Schlupf sinkt die Reibungszahl anschließend aufgrund thermischer Effekte. Die niedrigsten Reibungszahlen werden mit dem Prüfschmierstoff PAO-05 und die höchsten Reibungszahlen mit dem Mineralöl MIN-10 gemessen. Die niedrigeren Reibungszahlen von PAO-09 und PAO-05 im Vergleich zu MIN-10 können auf den niedrigeren Scherwiderstand von PAO im Vergleich zu MIN (Mayer [May13], Hinterstoißer et al. [Hin14, Hin19]) zurückgeführt werden. Die niedrigere Schmierstoffviskosität hat nur einen untergeordneten Einfluss. Insgesamt nehmen die gemessenen Reibungszahlen mit steigender Summengeschwindigkeit ab und die Massentemperaturen zu.

Im Vergleich zu den wasserfreien Schmierstoffen werden mit den wasserhaltigen Polyglykolen PAGW-09, PAGW05A und PAGW-05B deutlich niedrigere Reibungszahlen und Massentemperaturen gemessen. Im gesamten untersuchten Betriebsbereich werden Reibungszahlen  $\mu < 0,01$  gemessen, die der Superlubricity zugeordnet werden können. Reibungszahl und Massentemperatur steigen annähernd linear mit zunehmendem Schlupf an. Ein signifikanter Einfluss der Summengeschwindigkeit auf die gemessenen Reibungszahlen ist nicht zu beobachten und die Massentemperaturen steigen mit zunehmender Summengeschwindigkeit nur leicht an.

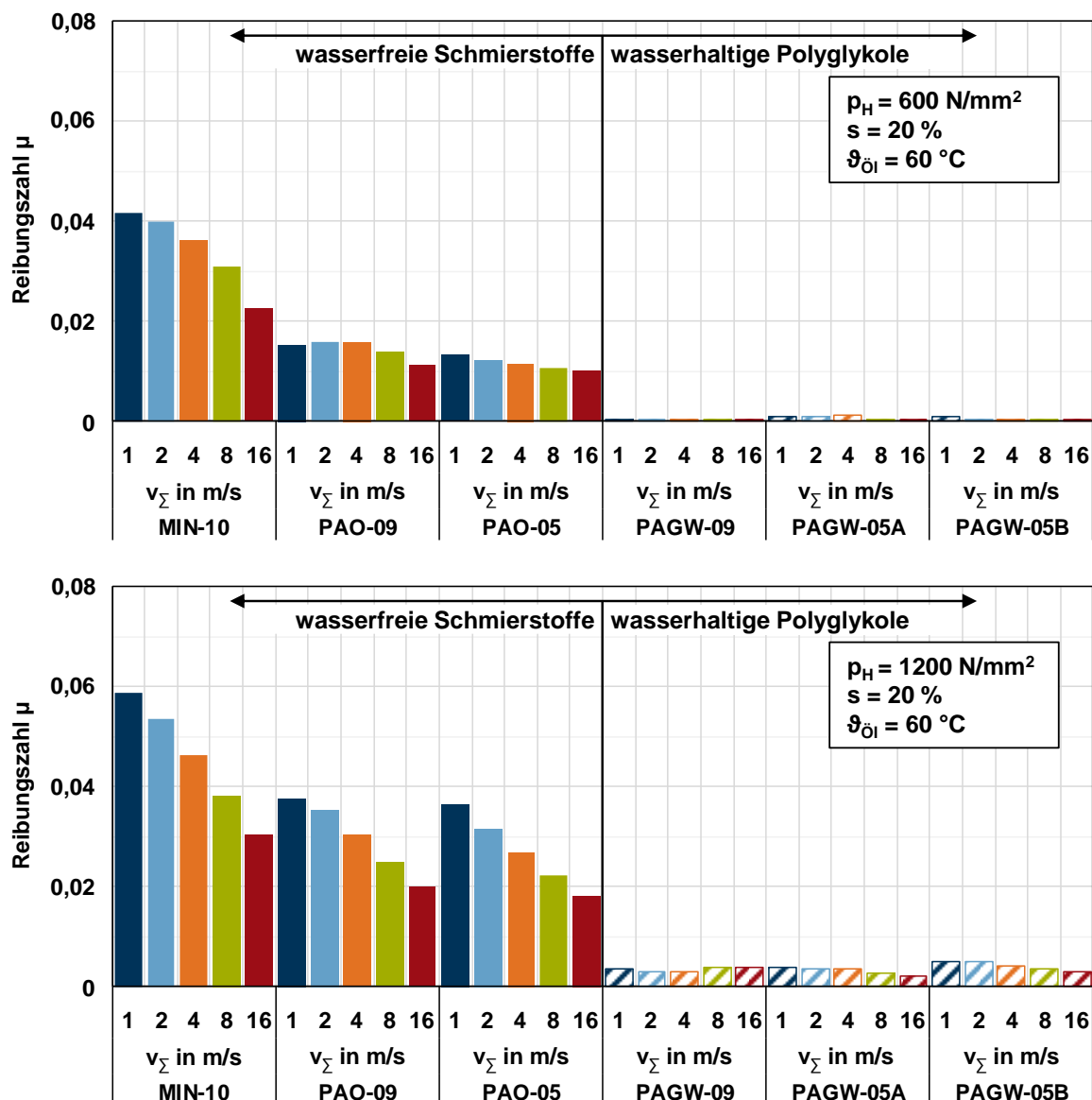
**Bild 5.10** zeigt im Vergleich der Prüfschmierstoffe exemplarisch gemessene Reibungszahl- und Massentemperaturkurven  $\mu$  und  $\vartheta_M$  in Abhängigkeit vom Schlupf für eine Hertz'sche Pressung  $p_H = 600 \text{ N/mm}^2$ , Summengeschwindigkeit  $v_{\Sigma} = 1 \text{ m/s}$  und eine Öleinspritztemperatur  $\vartheta_{\dot{O}_1} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ . Bei niedriger Hertz'scher Pressung ist im Vergleich zu  $p_H = 1200 \text{ N/mm}^2$  (Bild 5.9) ein degressiver Anstieg der Reibungszahl mit zunehmendem Schlupf für alle untersuchten Prüfschmierstoffe zu beobachten. Eine maximale Reibungszahl wird zum Teil erst bei



**Bild 5.10:** Gemessene Reibungszahl- und Massentemperaturkurven für  $p_H = 600 \text{ N/mm}^2$ ,  $v_{\Sigma} = 1 \text{ m/s}$  und  $\vartheta_{\dot{O}_1} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$  in Abhängigkeit vom Schlupf  $s$  im Vergleich der Prüfschmierstoffe in Anlehnung an Yilmaz et al. [Yil19b]

$s = 50 \%$  erreicht und die gemessenen Massentemperaturen bleiben aufgrund der deutlich niedrigeren Reibleistung näherungsweise konstant.

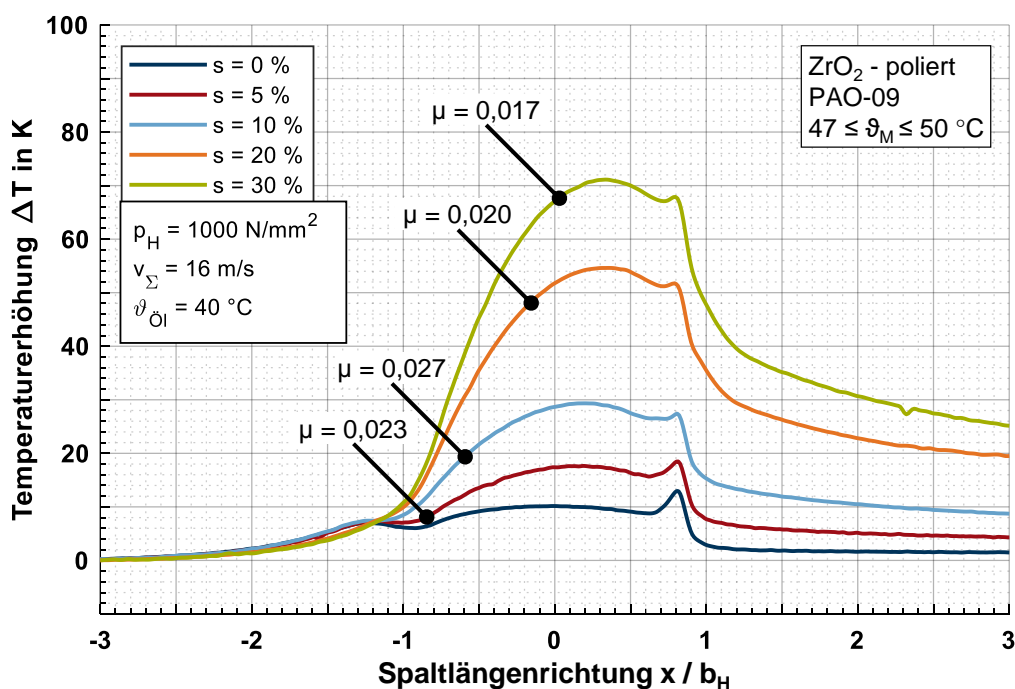
**Bild 5.11** zeigt für  $p_H = \{600, 1200\} \text{ N/mm}^2$  und  $\vartheta_{\text{Öl}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$  eine Übersicht zu den Messergebnissen in Form von Balkendiagrammen. Dabei sind Summengeschwindigkeiten  $v_\Sigma = \{1, 2, 4, 8, 16\} \text{ m/s}$  für  $s = 20 \%$  dargestellt. Für die wasserhaltigen Polyglykole PAGW-09, PAGW-05A und PAGW-05B werden ausnahmslos Reibungszahlen  $\mu < 0,01$  in der Superlubricity gemessen. Für die wasserfreien Schmierstoffe MIN-10, PAO-09 und PAO-05 nimmt die gemessene Reibungszahl im vorherrschenden thermischen Gebiet bei  $s = 20 \%$  mit zunehmender Summengeschwindigkeit deutlich ab. Dies ist bei den wasserhaltigen Polyglykolen sehr schwach bzw. nicht ausgeprägt. Mit steigender Hertz'schen Pressung nehmen die Reibungszahlen zu.



**Bild 5.11:** Gemessene Reibungszahlen für  $p_H = \{600, 1200\} \text{ N/mm}^2$ ,  $v_\Sigma = \{1, 2, 4, 8, 16\} \text{ m/s}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$  und  $s = 20 \%$  im Vergleich der Prüfschmierstoffe nach Yilmaz et al. [Yil19b]

Ergänzend zu den Reibungsmessungen werden Kontakttemperaturmessungen mit den wasserfreien Schmierstoffen MIN-10 und PAO-09 und dem wasserhaltigen Polyglykol PAGW-09 durchgeführt. Detaillierte Informationen zur Kontakttemperaturmessung können im Anhang A.4 gefunden werden. Im Folgenden sind die gemessenen Temperaturen inkl. der Druckkorrektur dargestellt. Bei der Auswertung werden sechs Messsignale zugrunde gelegt und der Verlauf der Kontakttemperatur in **Bild 5.12** als Mittelwert dargestellt. Mithilfe von Balkendiagrammen in **Bild 5.13** erfolgt zusätzlich die Betrachtung der Wiederholgenauigkeit der Kontakttemperatur.

Bild 5.12 zeigt für PAO-09 gemessene Temperaturerhöhungen  $\Delta T$  im geschmierten EHD-Scheibenkontakt in Abhängigkeit des mit der halben Hertz'schen Abplattungsbreite  $b_H$  normierten Sensorwegs für  $p_H = 1000 \text{ N/mm}^2$ ,  $v_\Sigma = 16 \text{ m/s}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = 40 \text{ °C}$  und  $s = \{0, 5, 10, 20, 30\} \%$ .

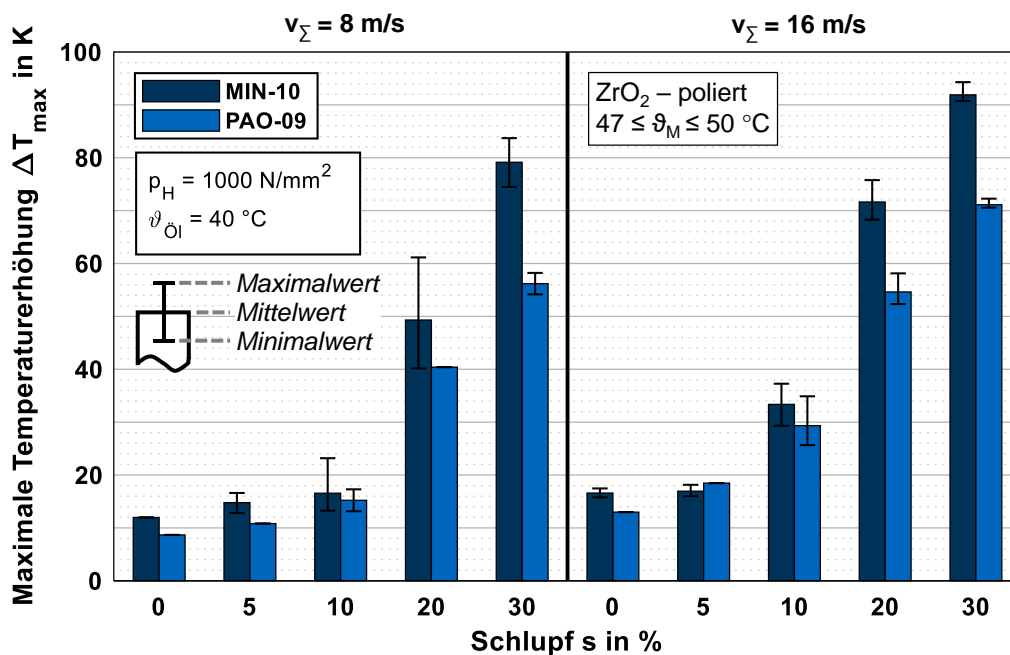


**Bild 5.12:** Gemessene Temperaturerhöhung im geschmierten Scheibenkontakt für  $p_H = 1000 \text{ N/mm}^2$ ,  $v_\Sigma = 16 \text{ m/s}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = 40 \text{ °C}$  und  $s = \{0, 5, 10, 20, 30\} \%$  in Abhängigkeit von der Spaltlängengerichtung für PAO-09

Die Temperaturerhöhung im Kontakt ist auf die gemessene Massentemperatur bezogen, die für alle Betriebsbedingungen etwa  $47 \leq \vartheta_M \leq 50 \text{ °C}$  beträgt. Die absolute Kontakttemperatur ergibt sich somit aus der Summe der Massentemperatur und Temperaturerhöhung. Für alle untersuchten Betriebsbedingungen steigt die gemessene Temperaturerhöhung im Einlaufgebiet vor Kontaktbeginn  $\frac{x}{b_H} < -1$  um circa  $\Delta T \approx 8 \text{ K}$  an. Dies kann im Wesentlichen auf Rückströmungseffekte und den hydrodynamischen Druckaufbau im Einlaufgebiet zurückgeführt werden. Die Temperaturerhöhung steigt im Druckgebiet an und erreicht im Bereich der minimalen Schmierfilmdicke lokale Maxima. Im Auslaufgebiet  $\frac{x}{b_H} > 1$  klingt die Kontakttemperatur ab. Bei reinem Rollen mit  $s = 0 \%$  ist der Anstieg der Temperaturerhöhung im Kontaktgebiet im Wesentlichen auf die Kompression des Schmierstoffs und Mikroschlupf zurückzuführen. Mit steigendem Schlupf nimmt die Temperaturerhöhung im Kontaktgebiet aufgrund steigender Reibleistung deutlich zu. Dabei wird die gemessene Temperaturerhöhung maßgeblich durch

die zusätzliche Scherung des Schmierstoffs hervorgerufen. Vor allem, da die Reibungszahl mit zunehmendem Schlupf abnimmt, nimmt die gemessene Temperaturerhöhung nicht linear mit dem Schlupf zu.

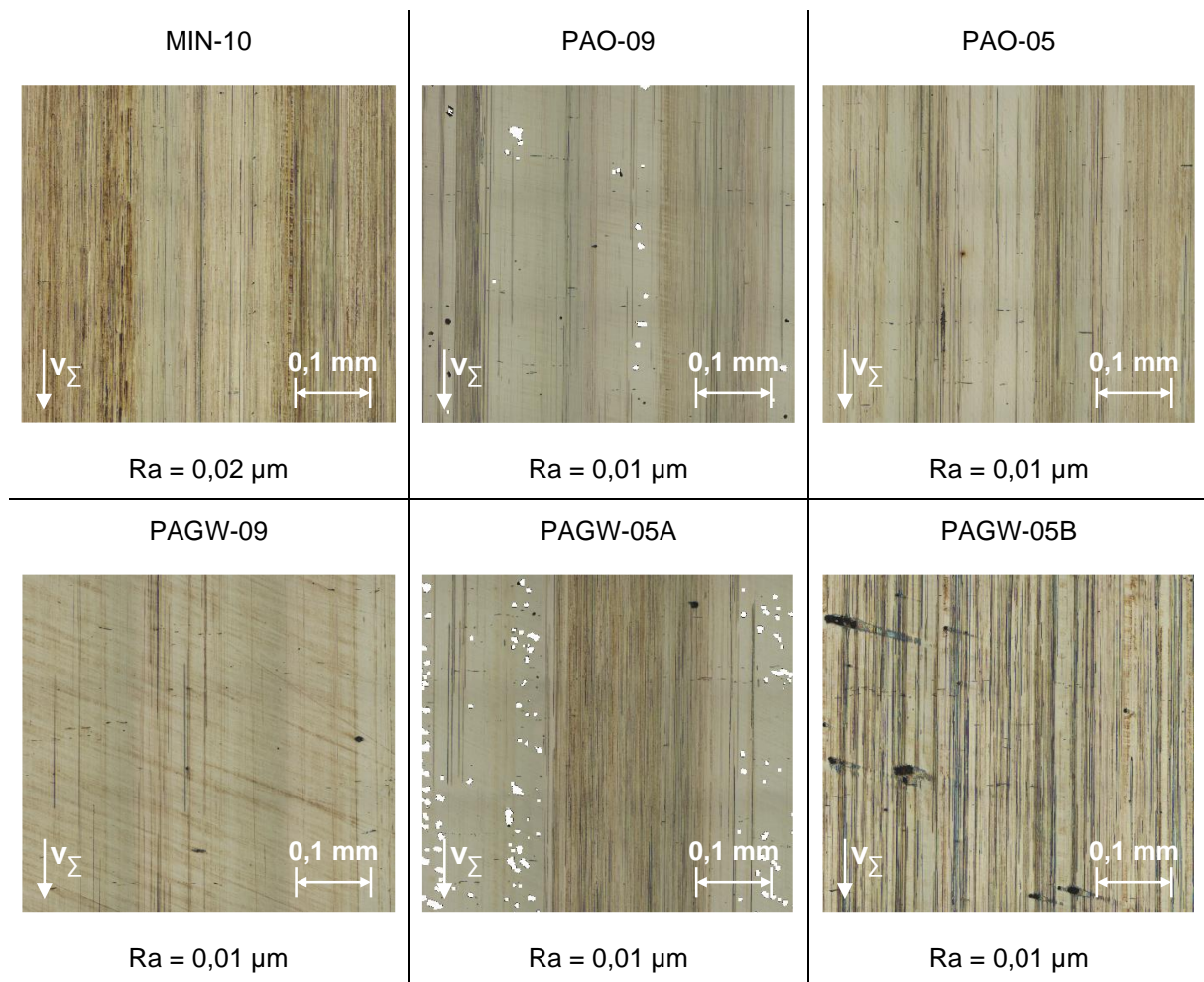
Das wasserhaltige Polyglykol PAGW-09 besitzt im Vergleich zu den wasserfreien Schmierstoffen MIN-10 und PAO-09 eine hohe elektrische Leitfähigkeit, welche eine Messung der Kontakttemperatur nach dem thermoresistiven Messprinzip aufgrund von Kurzschlussströmen nicht ermöglicht. Bild 5.13 zeigt die gemessenen maximalen Temperaturerhöhungen  $\Delta T_{\max}$  für  $p_H = 1000 \text{ N/mm}^2$ ,  $v_\Sigma = \{8, 16\} \text{ m/s}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = 40 \text{ °C}$  und  $s = \{0, 10, 20, 30\} \%$  im Vergleich der wasserfreien Schmierstoffe MIN-10 und PAO-09. Es sind die Mittelwerte sowie die minimalen und maximalen Werte für die maximale Temperaturerhöhung dargestellt. Für beide Prüfschmierstoffe nehmen die maximalen Temperaturerhöhungen mit zunehmender Summengeschwindigkeit und Schlupf aufgrund zunehmender Reibleistung zu. Im Vergleich der Prüfschmierstoffe werden mit PAO-09 im Vergleich zu MIN-10 niedrigere maximale Temperaturerhöhungen festgestellt. Das kann durch die niedrigere Reibungszahl mit PAO-09 begründet werden, sodass der Wärmeeintrag durch Scherung des Schmierstoffs kleiner und folglich die maximale Temperaturerhöhung niedriger ist. Insbesondere im Bereich hoher Schlupfwerte sind größere Unterschiede festzustellen.



**Bild 5.13:** Gemessene maximale Temperaturerhöhung im geschmierten Scheibenkontakt für  $p_H = 1000 \text{ N/mm}^2$ ,  $v_\Sigma = \{8, 16\} \text{ m/s}$ ,  $\vartheta_{\text{Öl}} = 40 \text{ °C}$  und  $s = \{0, 5, 10, 20, 30\} \%$  im Vergleich der wasserfreien Schmierstoffe MIN-10 und PAO-09

**Bild 5.14** zeigt optische Aufnahmen nach dem Prinzip der Fokus-Variation und Ra-Werte der Lauffläche der polierten Oberflächen im Vergleich der Prüfschmierstoffe nach den Reibungsmessungen. Der arithmetische Mittenrauheitswert ist der Mittelwert, der sich auf Basis von Tastschnittmessungen an drei gleichmäßig über dem Umfang der Lauffläche verteilten Messstellen ergibt. Der fertigungsfrische Zustand der polierten Oberfläche kann in Bild 4.7 gefunden werden. Für alle Prüfschmierstoffe werden leichte Verfärbungen und Riefen in Umfangsrichtung festgestellt. Die Verfärbungen können durch die triboinduzierte Wechselwirkung der Oberfläche mit dem Prüfschmierstoff und Umgebungsmedium entstehen, die Riefen in Umfangsrichtung möglicherweise durch durchströmende Partikel im Kontakt. Die Verfärbungen

sind mit dem konventionellen Schmierstoff MIN-10 und die Riefen in Umfangsrichtung mit dem wasserhaltigen Schmierstoff PAGW-05B auffällig ausgeprägt.



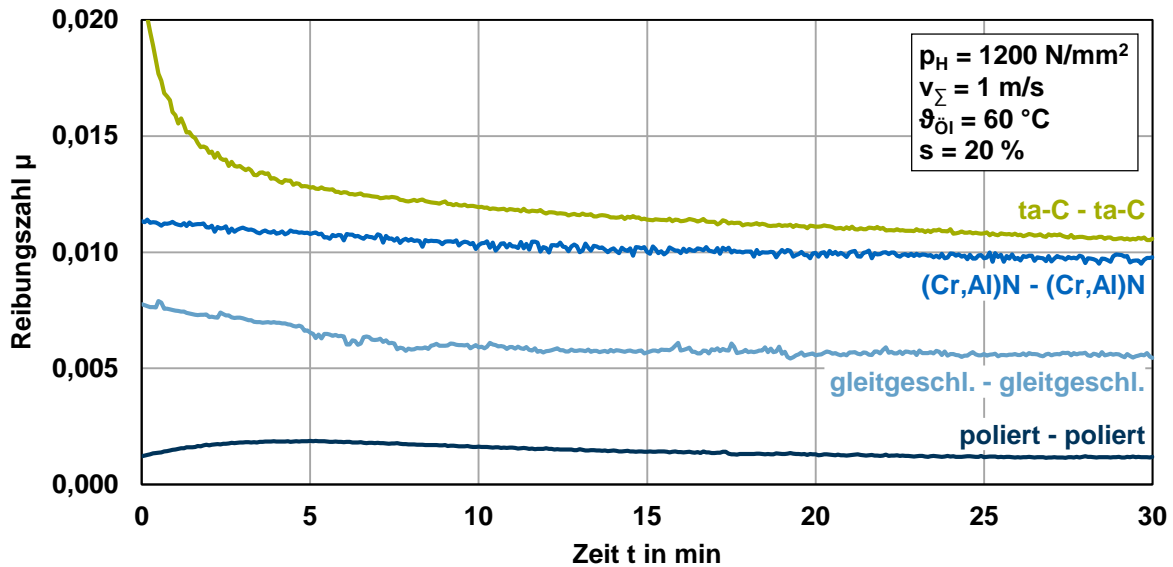
**Bild 5.14:** Optische Aufnahmen nach dem Prinzip der Fokus-Variation und Ra-Werte nach den Reibungsmessungen mit polierten Laufflächen im Vergleich der Prüfschmierstoffe

### 5.2.2 Einfluss der Oberfläche

In diesem Abschnitt wird der Einfluss der Oberflächen untersucht. Detaillierte Informationen zur ta-C- und (Cr,Al)N-Beschichtung sind in Abschnitt 4.3 und zur gleitgeschliffenen Oberfläche in Abschnitt 4.5.3 beschrieben. Unter Anleitung des Autors wurden die experimentellen Untersuchungen im Rahmen der Semesterarbeit von Öner [Öne19] und der Bachelorarbeit von Greif [Gre20] durchgeführt. Zunächst werden die Voruntersuchungen zum Einlauf und im Anschluss die Messergebnisse zum Einfluss des Schlupfs und der Summengeschwindigkeit beschrieben. Der Abschnitt schließt mit der Dokumentation der Prüfscheibenoberfläche ab. Um die Unterschiede im Reibungsverhalten im Vergleich der betrachteten Oberflächen besser zu visualisieren, wird im Vergleich zu den Darstellungen in Abschnitt 5.2.1 die Skalierung der Reibungszahl auf  $0,00 \leq \mu \leq 0,02$  angepasst. Informationen zur Fehlerbetrachtung der Reibungszahl können in Abschnitt 4.5.2 gefunden werden.

**Bild 5.15** zeigt im Vergleich unterschiedlicher Oberflächen gemessene Reibungszahlen  $\mu$  für  $p_H = 1200 \text{ N/mm}^2$ ,  $v_\Sigma = 1 \text{ m/s}$ ,  $\vartheta_{01} = 60 \text{ °C}$  und  $s = 20 \%$  in Abhängigkeit von der Zeit für das wasserhaltige Polyglykol PAGW-09.

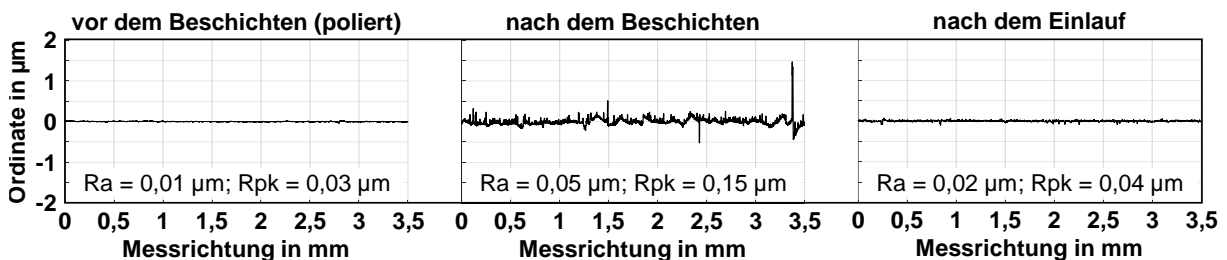




**Bild 5.15:** Gemessene Reibungszahlen für  $p_H = 1200 \text{ N/mm}^2$ ,  $v_\Sigma = 1 \text{ m/s}$ ,  $\theta_{01} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$  und  $s = 20 \%$  in Abhängigkeit von der Zeit  $t$  für PAGW-09 im Vergleich der Oberflächen

Abgesehen von der Paarung polierter Oberflächen nehmen die gemessenen Reibungszahlen mit zunehmender Zeit für die Paarung ta-C-beschichteter, (Cr,Al)N-beschichteter und gleitgeschliffener Oberflächen ab. Die stärkste Abnahme der Reibungszahl wird mit der Paarung ta-C-beschichteter Oberflächen beobachtet. Die Reibungszahlen für die Paarung polierter Oberflächen bleiben annähernd konstant.

Die Abnahme der Reibungszahl mit zunehmender Versuchszeit wird für die betrachteten beschichteten Oberflächen mithilfe **Bild 5.16** erklärt. Dabei sind exemplarisch für eine (Cr,Al)N-beschichtete Oberfläche Rauheitsmessschrieb und abgeleitete Rauheitsparameter vor und nach dem Beschichten sowie nach dem Einlauf dargestellt. Nach dem Beschichten ergeben sich prozessbedingt höhere Oberflächenrauheiten, wobei nach dem Einlauf wieder eine vergleichbare Oberflächenrauheit wie vor dem Beschichtungsprozess erreicht wird. Dies ist im Wesentlichen auf die Glättung der Rauheitsberge durch den Einlauf zurückzuführen. Für ta-C-beschichtete Oberflächen wird die gleiche Erkenntnis festgestellt, sodass auf eine gesonderte Darstellung verzichtet wird. Für die betrachteten beschichteten Oberflächen kann im Folgenden somit aufgrund der sehr niedrigen Oberflächenrauheiten von Vollschmierung ausgegangen werden, sodass die gemessene Reibung in sehr guter Näherung der Flüssigkeitsreibung entspricht.



**Bild 5.16:** Exemplarischer Rauheitsmessschrieb und abgeleitete Rauheitsparameter einer (Cr,Al)N-beschichteten Oberfläche vor und nach dem Beschichten sowie nach dem Einlauf in Bild 5.15

Durch den Einlauf wird die Rauheit der gleitgeschliffenen Oberflächen nur untergeordnet verändert. Aufgrund der höheren Rauheit der gleitgeschliffenen Oberflächen im Vergleich zu den

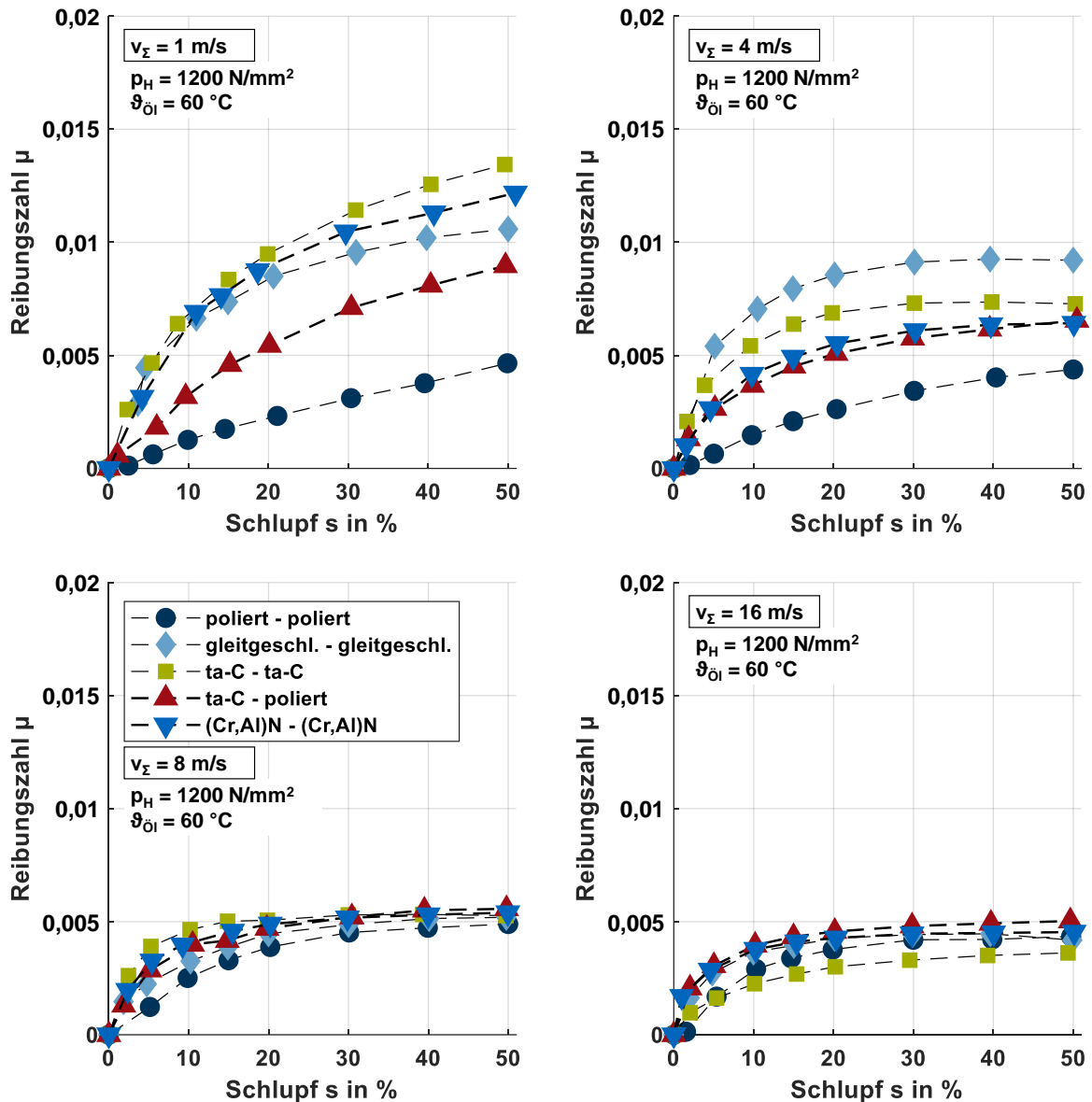
polierten und beschichteten Oberflächen kann somit insbesondere bei niedrigen Summengeschwindigkeiten ein höherer Festkörpertraganteil erwartet werden, sodass Mischschmierung vorliegen kann.

**Bild 5.17** zeigt gemessene Reibungskurven  $\mu$  in Abhängigkeit vom Schlupf für  $p_H = 1200 \text{ N/mm}^2$ ,  $v_\Sigma = \{1, 4, 8, 16\} \text{ m/s}$  und  $\vartheta_{01} = 60 \text{ °C}$  im Vergleich der betrachteten Oberflächen für das wasserhaltige Polyglykol PAGW-09. Für alle betrachteten Oberflächen nimmt die Reibungszahl mit zunehmendem Schlupf zunächst annähernd linear zu, dem folgt ein nicht-linearer Bereich. Mit zunehmender Summengeschwindigkeit wird ein maximaler Wert für die Reibungszahl erreicht, der mit zunehmendem Schlupf annähernd auf einem konstanten Niveau bleibt, sodass nahezu keine thermisch-bedingte Abnahme der Reibungszahl vorliegt.

Für die Paarung polierter Oberflächen bleibt das Niveau der gemessenen Reibungszahl mit zunehmender Summengeschwindigkeit annähernd konstant. Für die Paarung gleitgeschliffener Oberflächen werden insbesondere für die Summengeschwindigkeiten  $v_\Sigma = \{1, 4\} \text{ m/s}$  deutlich höhere Reibungszahlen im Vergleich zur Paarung polierter Oberflächen festgestellt. Dies kann durch den höheren Festkörpertraganteil durch Mischschmierung begründet werden. Mit zunehmender Summengeschwindigkeit  $v_\Sigma \geq 8 \text{ m/s}$  werden mit polierten und gleitgeschliffenen Oberflächen sehr ähnliche Reibungszahlen festgestellt, da der Einfluss der Rauheit abnimmt und die Reibungszahl im Wesentlichen durch die Flüssigkeitsreibung beeinflusst wird.

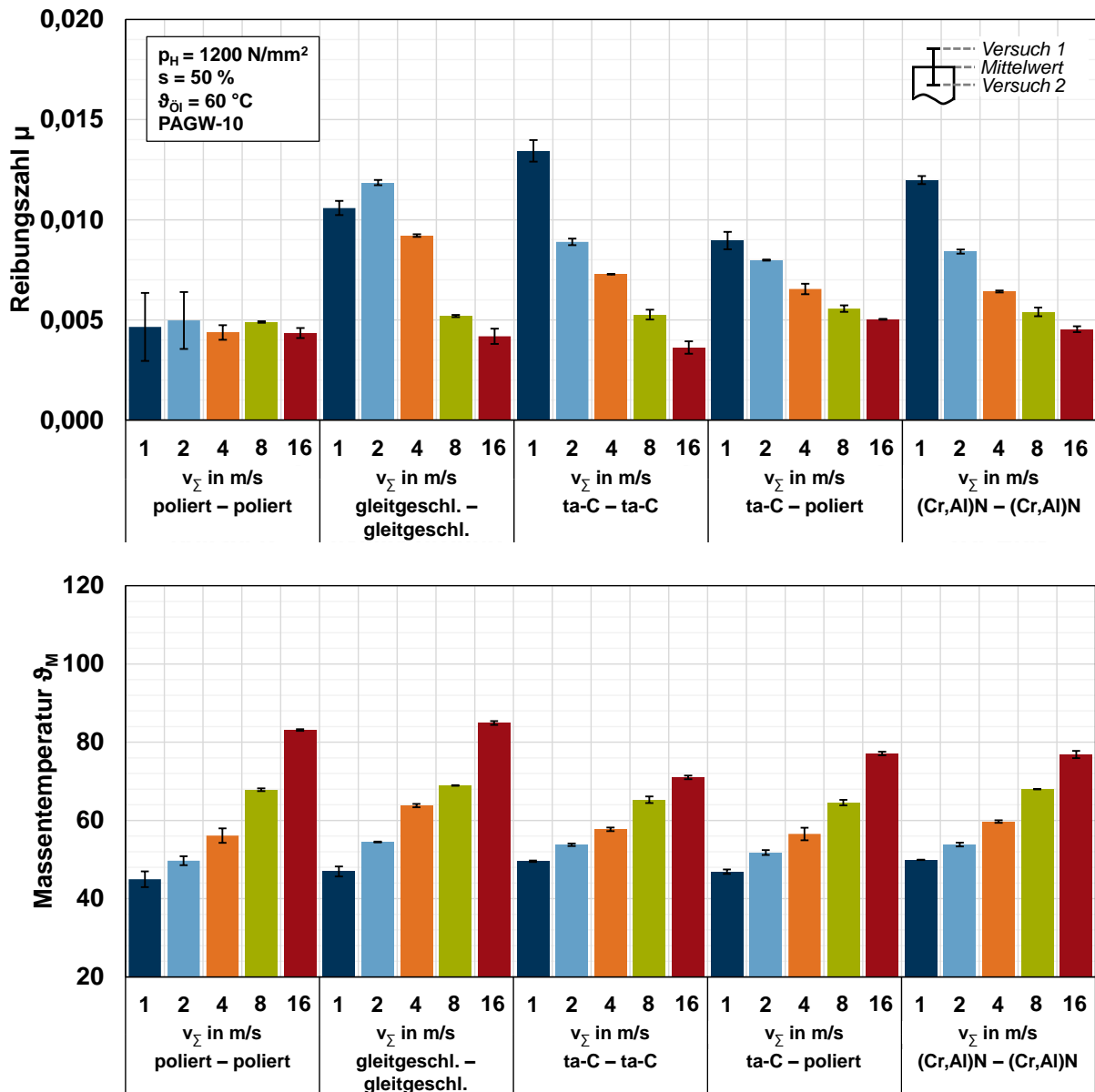
Für die Paarung ta-C-beschichteter Oberflächen werden bei  $v_\Sigma = 1 \text{ m/s}$  die höchsten Reibungszahlen gemessen. Mit zunehmender Summengeschwindigkeit nehmen die Reibungszahlen deutlich ab und erreichen bei  $v_\Sigma = 16 \text{ m/s}$  leicht niedrigere Reibungszahlen als die Paarung polierter Oberflächen. Die starke Abnahme der Reibungszahl mit zunehmender Summengeschwindigkeit wird im Kontext thermischer Isolationseffekte der Beschichtung interpretiert. Im Vergleich dazu werden mit der Paarung ta-C-beschichteter und polierter Oberflächen bei  $v_\Sigma = \{1, 4, 8\} \text{ m/s}$  niedrigere Reibungszahlen und bei  $v_\Sigma = 16 \text{ m/s}$  höhere Reibungszahlen als mit der Paarung ta-C-beschichteter Oberflächen festgestellt.

Für die Paarung (Cr,Al)N-beschichteter Oberflächen werden bei  $v_\Sigma = 1 \text{ m/s}$  auch höhere Reibungszahlen als mit der Paarung polierter Oberflächen gemessen. Mit zunehmender Summengeschwindigkeit nehmen die Reibungszahlen deutlich ab und erreichen bei  $v_\Sigma = 16 \text{ m/s}$  sehr ähnliche Reibungszahlen wie die Paarung polierter Oberflächen. Die starke Abnahme der Reibungszahl mit zunehmender Summengeschwindigkeit kann wie bei der Paarung ta-C-beschichteter Oberflächen auf den thermischen Isolationseffekt der Beschichtung zurückgeführt werden.



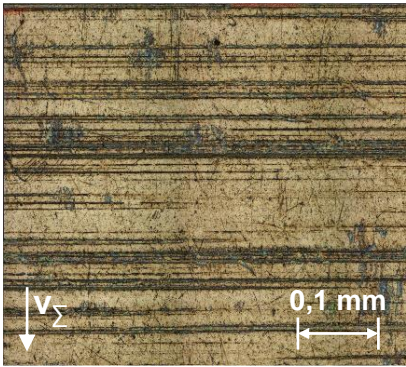
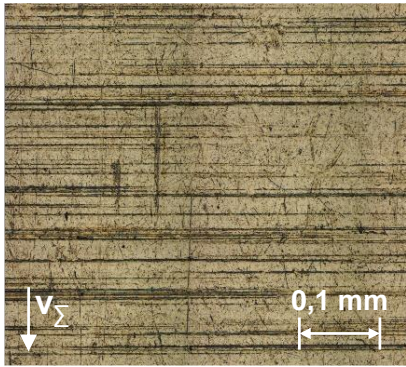
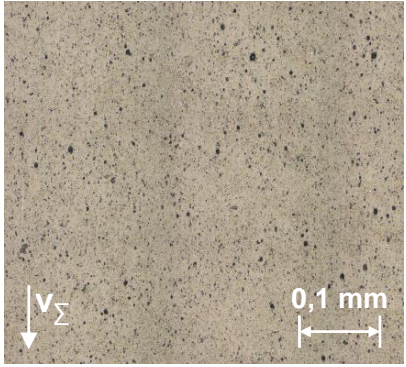
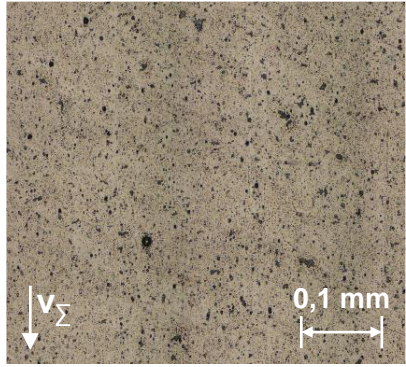
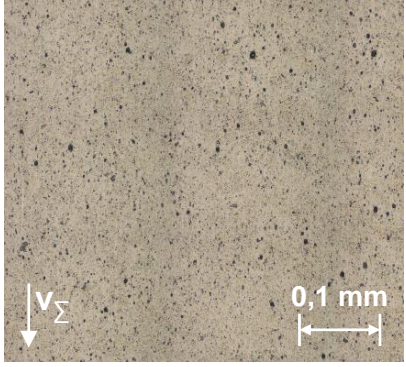
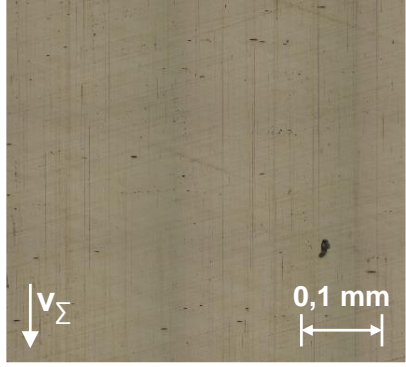
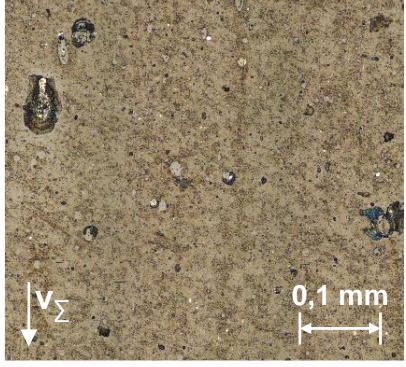
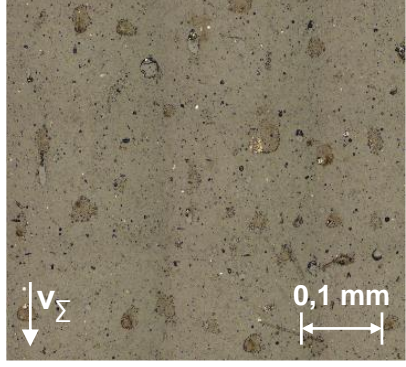
**Bild 5.17:** Gemessene Reibungskurven für  $p_H = 1200 \text{ N/mm}^2$ ,  $v_\Sigma = \{1, 4, 8, 16\} \text{ m/s}$  und  $\vartheta_{\text{Öl}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$  in Abhängigkeit vom Schlupf  $s$  für PAGW-09 im Vergleich der Oberflächen

**Bild 5.18** zeigt eine Übersicht zu den gemessenen Reibungszahlen  $\mu$  und Massentemperaturen  $\vartheta_M$  in Form von Balkendiagrammen. Die betrachtete Hertz'sche Pressung und Öleinspritztemperatur entsprechen  $p_H = 1200 \text{ N/mm}^2$  und  $\vartheta_{\text{Öl}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ , wobei die Summengeschwindigkeiten  $v_\Sigma = \{1, 2, 4, 8, 16\} \text{ m/s}$  für einen Schlupf  $s = 50 \text{ } \%$  dargestellt sind. Für die Paarung polierter Oberflächen bleiben die Reibungszahlen mit zunehmender Summengeschwindigkeit annähernd konstant. Für die Paarung gleitgeschliffener Oberflächen nimmt die Reibungszahl mit zunehmender Summengeschwindigkeit zunächst leicht zu und dann deutlich ab. Der initiale Anstieg kann durch den erhöhten Festkörpertraganteil aufgrund der steigenden Massentemperatur und der darauffolgende Abfall durch den Anstieg der Schmierfilmdicke mit steigender Summengeschwindigkeit begründet werden. Für die Paarung ta-C-beschichteter Oberflächen, ta-C-beschichteter und polierter Oberflächen und (Cr,Al)N-beschichteter Oberflächen nehmen die Reibungszahlen mit zunehmender Summengeschwindigkeit deutlich ab. Im Vergleich zur Paarung polierter und gleitgeschliffener Oberflächen werden mit den beschichteten Oberflächen bei  $v_\Sigma = \{8, 16\} \text{ m/s}$  leicht niedrigere Massentemperaturen erfasst.



**Bild 5.18:** Gemessene Reibungszahlen und Massentemperaturen für  $p_H = 1200 \text{ N/mm}^2$ ,  $v_\Sigma = \{1, 2, 4, 8, 16\} \text{ m/s}$ ,  $\vartheta_{\text{öi}} = 60 \text{ °C}$  und  $s = 50 \%$  für PAGW-10 im Vergleich der Oberflächen

**Bild 5.19** zeigt optische Aufnahmen nach dem Prinzip der Fokus-Variation und Ra-Werte der Lauffläche für polierte, gleitgeschliffene, ta-C- und (Cr,Al)N-beschichtete Oberflächen nach den Reibungsmessungen mit dem wasserhaltigen Polyglykol PAGW-09. Der arithmetische Mittenrauheitswert ist der Mittelwert, der sich auf Basis von Tastschnittmessungen an drei gleichmäßig über dem Umfang der Lauffläche verteilten Messstellen ergibt. Der fertigungsfrische Zustand der untersuchten Oberflächen kann in Bild 4.3 und Bild 4.7 gefunden werden. Die optischen Aufnahmen und Ra-Werte zeigen für alle betrachteten Oberflächen nahezu keine Auffälligkeiten.

	obere Scheibe	untere Scheibe
gleitgeschl. – gleitgeschl.	 <p>Ra = 0,07 µm</p>	 <p>Ra = 0,07 µm</p>
ta-C – ta-C	 <p>Ra = 0,02 µm</p>	 <p>Ra = 0,02 µm</p>
ta-C – poliert	 <p>Ra = 0,02 µm</p>	 <p>Ra = 0,01 µm</p>
(Cr,Al)N – (Cr,Al)N	 <p>Ra = 0,02 µm</p>	 <p>Ra = 0,02 µm</p>

**Bild 5.19:** Optische Aufnahmen nach dem Prinzip der Fokus-Variation und Ra-Werte der Laufflächen nach Reibungsmessungen im Vergleich der Oberflächen

### 5.3 Verlustleistung am Lagerverlustleistungsprüfstand

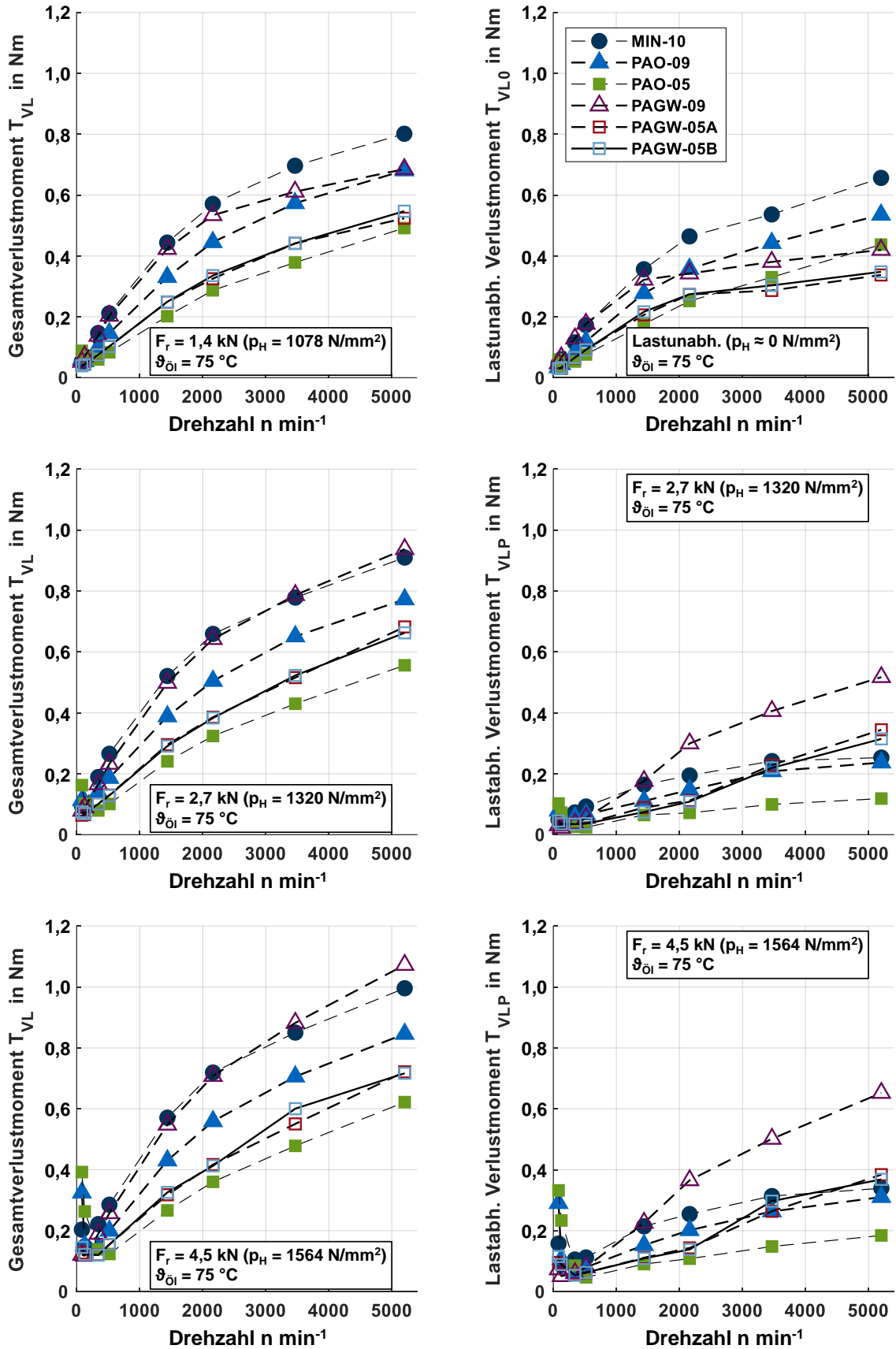
In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse zum Verlustverhalten am Lagerverlustleistungsprüfstand erläutert. In Abschnitt 5.3.1 ist der Einfluss des Schmierstoffs beschrieben, Abschnitt 5.3.2 stellt die Ergebnisse zum Einfluss der Drehzahl und Abschnitt 5.3.3 der Einfluss der Radialkraft dar. Alle Untersuchungen zum Verlustverhalten werden einmal wiederholt und dabei das Verlustmoment als Mittelwert aus zwei Messungen dargestellt. Mithilfe von Balkendiagrammen erfolgt zusätzlich die Betrachtung der Wiederholgenauigkeit des Verlustmoments.

#### 5.3.1 Einfluss des Schmierstoffs

**Bild 5.20** zeigt im Vergleich der Prüfschmierstoffe die gemessenen Gesamtlagerverlustmomente  $T_{VL}$  für  $F_r = \{0; 1,4; 2,7; 4,5\}$  kN und lastabhängige Lagerverlustmomente  $T_{VLP}$  für  $F_r = \{2,7; 4,5\}$  kN in Abhängigkeit von der Drehzahl  $n$  bei Tauchschmierung mit  $\vartheta_{\text{Öl}} = 75$  °C. Für alle betrachteten Prüfschmierstoffe steigen die lastunabhängigen Verlustmomente  $T_{VL0}$  vorwiegend aufgrund steigender Planschverlustmomente an. Dabei werden die lastunabhängigen Lagerverlustmomente im Wesentlichen durch die Dichte und kinematische Viskosität beeinflusst. Für die wasserfreien Schmierstoffe MIN-10, PAO-09 und PAO-05 stimmen die Ergebnisse gut mit den Viskositäten der Prüfschmierstoffe überein. Dabei nehmen die lastunabhängigen Lagerverlustmomente von MIN-10 über PAO-09 zu PAO-05 ab.

Für die wasserhaltigen Polyglykole werden die höchsten lastunabhängigen Lagerverlustmomente mit PAGW-09 gemessen, wobei PAGW-05A und PAGW-05B aufgrund ihrer vergleichbaren Viskosität in sehr ähnlichen lastunabhängigen Lagerverlustmomenten resultieren. Dabei nimmt die Steigung der lastunabhängigen Lagerverlustmomente ab  $n > 1444$  min<sup>-1</sup> für alle wasserhaltigen Polyglykole ab. Im Bereich niedriger bis mittlerer Drehzahlen  $n \leq 2166$  min<sup>-1</sup> werden mit den wasserhaltigen Polyglykolen aufgrund ihrer etwa 30 % höheren Dichte höhere lastunabhängige Lagerverlustmomente als mit PAOs mit der gleichen kinematischen Viskosität gemessen. Mit steigender Drehzahl  $n > 2166$  min<sup>-1</sup> dreht sich dieser Effekt um und die wasserfreien Schmierstoffe PAO-09 und PAO-05 resultieren in höheren lastunabhängigen Lagerverlustmomenten. Die niedrigeren lastunabhängigen Lagerverlustmomente mit wasserhaltigen Polyglykolen im Bereich höherer Drehzahlen können u. a. durch niedrigere Beschleunigungskräfte dieser Prüfschmierstoffe begründet werden, die auf die Zylinderrollen im Kontaktgebiet einwirken (Hinterstoßer [Hin14, Hin19]). Darüber hinaus kann es zu einer Verdrängung des Prüfschmierstoffs aus dem Wälzlager durch höhere Zentrifugalkräfte aufgrund der höheren Dichte der wasserhaltigen Polyglykole kommen.

Das Lagergesamtverlustmoment  $T_{VL}$  für  $F_r = \{1,4; 2,7; 4,5\}$  kN besteht aus lastunabhängigen und lastabhängigen Lagerverlustmomenten. Für alle betrachteten Prüfschmierstoffe steigt das Lagergesamtverlustmoment mit steigender Drehzahl an. Für die wasserfreien Schmierstoffe MIN-10, PAO-09 und PAO-05 stehen die Ergebnisse wie für die lastunabhängigen Lagerverlustmomente in guter Übereinstimmung mit den Viskositäten der Prüfschmierstoffe. Lediglich werden mit dem niedrigviskosen PAO-05 insbesondere bei höheren Radialkräften  $F_r \geq 4,5$  kN und sehr niedrigen Drehzahlen  $n \leq 131$  min<sup>-1</sup> höhere Lagergesamtverlustmomente festgestellt. Für die wasserhaltigen Polyglykole PAGW-09, PAGW-05A und PAGW-05B stehen die Ergebnisse ebenfalls in guter Übereinstimmung mit den Viskositäten der Prüfschmierstoffe. Im Vergleich zu PAOs mit gleicher kinematischer Viskosität werden mit den wasserhaltigen Polyglykolen im Bereich sehr niedriger Drehzahlen  $n \leq 131$  min<sup>-1</sup> niedrigere und für  $n > 131$  min<sup>-1</sup> höhere Lagergesamtverlustmomente gemessen.

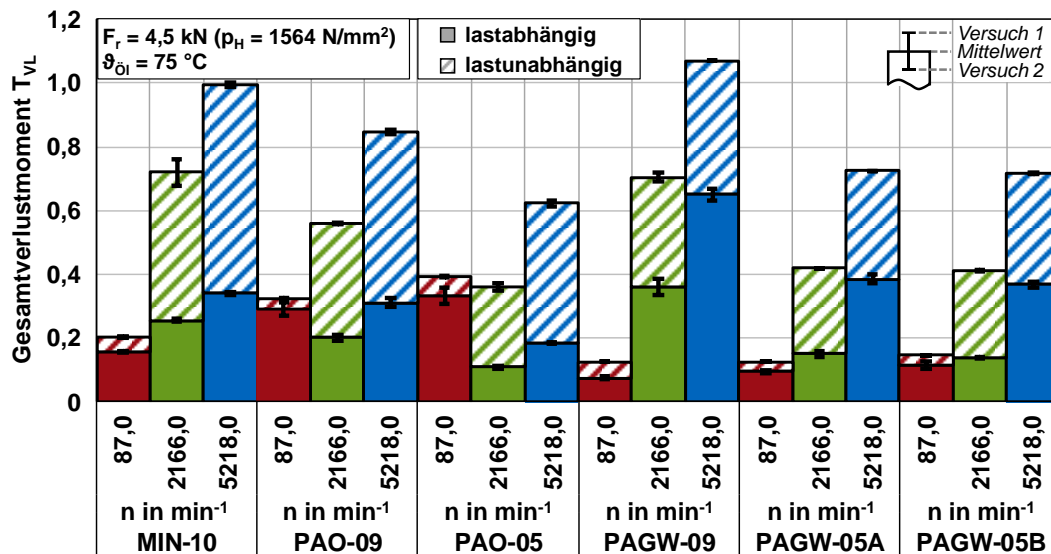


**Bild 5.20:** Gemessene Gesamtlagerverlustmomente für  $F_r = \{1,4; 2,7; 4,5\}$  kN sowie lastunabhängige und lastabhängige Lagerverlustmomente für  $F_r = \{2,7; 4,5\}$  kN in Abhängigkeit von der Drehzahl  $n$  im Vergleich der Prüfschmierstoffe nach Yilmaz et al. [Yil20]

Bei den lastabhängigen Lagerverlustmomenten  $T_{VL,P}$  handelt es sich um die Differenz zwischen den Lagergesamtverlustmomenten und lastunabhängigen Lagerverlustmomenten. Für alle betrachteten Prüfschmierstoffe ist über der Drehzahl ein „stribeck-ähnlicher“ Verlauf [Str02] zu erkennen, da die lastabhängigen Lagerverlustmomente zunächst für  $87 \leq n \leq 131 \text{ min}^{-1}$  abnehmen und für  $n > 131 \text{ min}^{-1}$  ansteigen. Für die wasserfreien Schmierstoffe MIN-10, PAO-09 und PAO-05 nehmen die lastabhängigen Lagerverlustmomente von MIN-10 über PAO-09 zu PAO-05 ab, wobei sich im Bereich sehr niedriger Drehzahlen  $n \leq 131 \text{ min}^{-1}$  dieses Verhältnis umdreht. Dabei dominiert im Wälzkontakt im Bereich niedriger Drehzahlen der Festkörpertraganteil und im Bereich hoher Drehzahlen der Flüssigkeitstraganteil. Für die wasserhaltigen Polyglykole PAGW-09, PAGW-05A und PAGW-05B werden im Bereich niedriger Drehzahlen  $n \leq 348 \text{ min}^{-1}$  vergleichbare lastabhängige Lagerverlustmomente gemessen. Für Drehzahlen  $n > 348 \text{ min}^{-1}$  werden die höchsten lastabhängigen Lagerverlustmomente mit PAGW-09 gemessen, wobei die lastabhängigen Lagerverlustmomente mit PAGW-05A und PAGW-05B niedriger sind. Im Vergleich zu PAOs mit gleicher kinematischer Viskosität werden mit den wasserhaltigen Polyglykolen im Bereich sehr niedriger Drehzahlen niedrigere und für höhere Drehzahlen wesentlich höhere lastabhängige Lagerverlustmomente gemessen.

### 5.3.2 Einfluss der Drehzahl

**Bild 5.21** zeigt im Vergleich der Prüfschmierstoffe die gemessenen Lagergesamtverlustmomente  $T_{VL}$  aus Bild 5.20 für  $F_r = 4,5 \text{ kN}$  und  $n = \{87, 2166, 5218\} \text{ min}^{-1}$  in Form von Balkendiagrammen. Dabei sind die Lagergesamtverlustmomente in lastunabhängige und lastabhängige Verlustanteile aufgeschlüsselt.



**Bild 5.21:** Gemessene lastunabhängige und lastabhängige Lagerverlustmomente für  $F_r = 4,5 \text{ kN}$ ,  $\theta_{oi} = 75 \text{ °C}$  und  $n = \{87, 2166, 5218\} \text{ min}^{-1}$  im Vergleich der Prüfschmierstoffe nach Yilmaz et al. [Yil20]

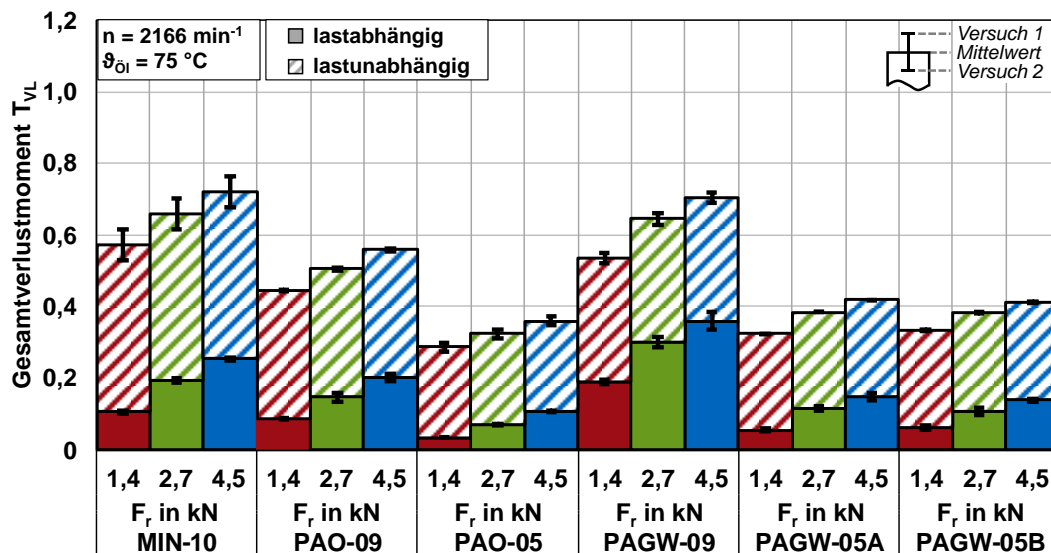
Für alle betrachteten Betriebsbedingungen zeigt der Vergleich von Erst- und Zweitversuch mit Blick auf die in Abschnitt 4.6.2 beschriebenen Genauigkeiten eine sehr gute Übereinstimmung der Messergebnisse. Für die wasserfreien Schmierstoffe sind die lastabhängigen Lagerverlustmomente im Bereich sehr niedriger Drehzahlen und die lastunabhängigen Lagerverlustmomente im Bereich höherer Drehzahlen dominant. Im Vergleich dazu werden für die wasserhaltigen Polyglykole im Bereich höherer Drehzahlen niedrigere lastunabhängige Lagerverlustmomente gemessen. Die lastabhängigen Lagerverlustmomente sind im Bereich niedriger



Drehzahlen niedriger und im Bereich höherer Drehzahlen höher als die der PAOs mit gleicher kinematischer Viskosität.

### 5.3.3 Einfluss der Radialkraft

**Bild 5.22** zeigt im Vergleich der Prüfschmierstoffe die gemessenen Lagergesamtverlustmomente  $T_{VL}$  aus Bild 5.20 für  $n = 2166 \text{ min}^{-1}$  in Abhängigkeit von der Radialkraft  $F_r = \{1,4; 2,7; 4,5\} \text{ kN}$  in Form von Balkendiagrammen. Dabei sind die Lagergesamtverlustmomente in lastunabhängige und lastabhängige Verlustanteile aufgeschlüsselt. Für alle betrachteten Betriebsbedingungen zeigt der Vergleich von Erst- und Zweitversuch eine sehr gute Übereinstimmung der Messergebnisse. Für alle betrachteten Prüfschmierstoffe dominieren für die Drehzahl  $n = 2166 \text{ min}^{-1}$  die lastunabhängigen Lagerverlustmomente und die lastabhängigen Lagerverlustmomente steigen mit zunehmender Radialkraft an. Dabei sind die lastabhängigen Lagerverlustmomente der wasserhaltigen Polyglykole höher als die der PAOs mit gleicher kinematischer Viskosität.



**Bild 5.22:** Gemessene lastunabhängige und lastabhängige Lagerverlustmomente für  $\vartheta_{oi} = 75 \text{ °C}$  und  $n = 2166 \text{ min}^{-1}$  in Abhängigkeit von der Radialkraft  $F_r = \{1,4; 2,7; 4,5\} \text{ kN}$  im Vergleich der Prüfschmierstoffe nach Yilmaz et al. [Yil20]

## 5.4 Verlustleistung am Wirkungsgradprüfstand

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse zum Verlustverhalten am Wirkungsgradprüfstand erläutert. Unter Anleitung des Autors wurden die experimentellen Untersuchungen mit unbeschichteten Prüfverzahnungen im Rahmen der Bachelorarbeit von Zeschg [Zes18] und der Semesterarbeit von Dailianis [Dai19] durchgeführt. In Abschnitt 5.4.1 ist der Einfluss des Schmierstoffs beschrieben und Abschnitt 5.4.2 stellt die Ergebnisse zum Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit dar. In Abschnitt 5.4.3 wird der Einfluss der Ölsumpftemperatur und in Abschnitt 5.4.4 der Einfluss der Last beschrieben. In Abschnitt 5.4.5 werden die Ergebnisse zur Oberflächenrauheit und Mikrogeometrie, in Abschnitt 5.4.6 die Ergebnisse zum Schmierverfahren und in Abschnitt 5.4.7 die Ergebnisse zum Einfluss der Beschichtung dargestellt. Unter Anleitung des Autors wurden die Untersuchungen zum Einfluss der Oberflächenrauheit und Mikrogeometrie im Rahmen der Semesterarbeit von Michaud [Mic19], die Untersuchungen zum Einfluss des Schmierverfahrens im Rahmen der Masterarbeit von Yüksel [Yük21] und

die Untersuchungen zum Einfluss der Beschichtung im Rahmen der Semesterarbeit von Erdem [Erd20] durchgeführt. In Abschnitt 5.4.8 erfolgt die Dokumentation des Flankenzustandes. Alle Untersuchungen zum Verlustverhalten werden einmal wiederholt und dabei das Verlustmoment als Mittelwert aus zwei Messungen dargestellt. Mithilfe von Balkendiagrammen erfolgt zusätzlich die Betrachtung der Wiederholgenauigkeit des Verlustmoments.

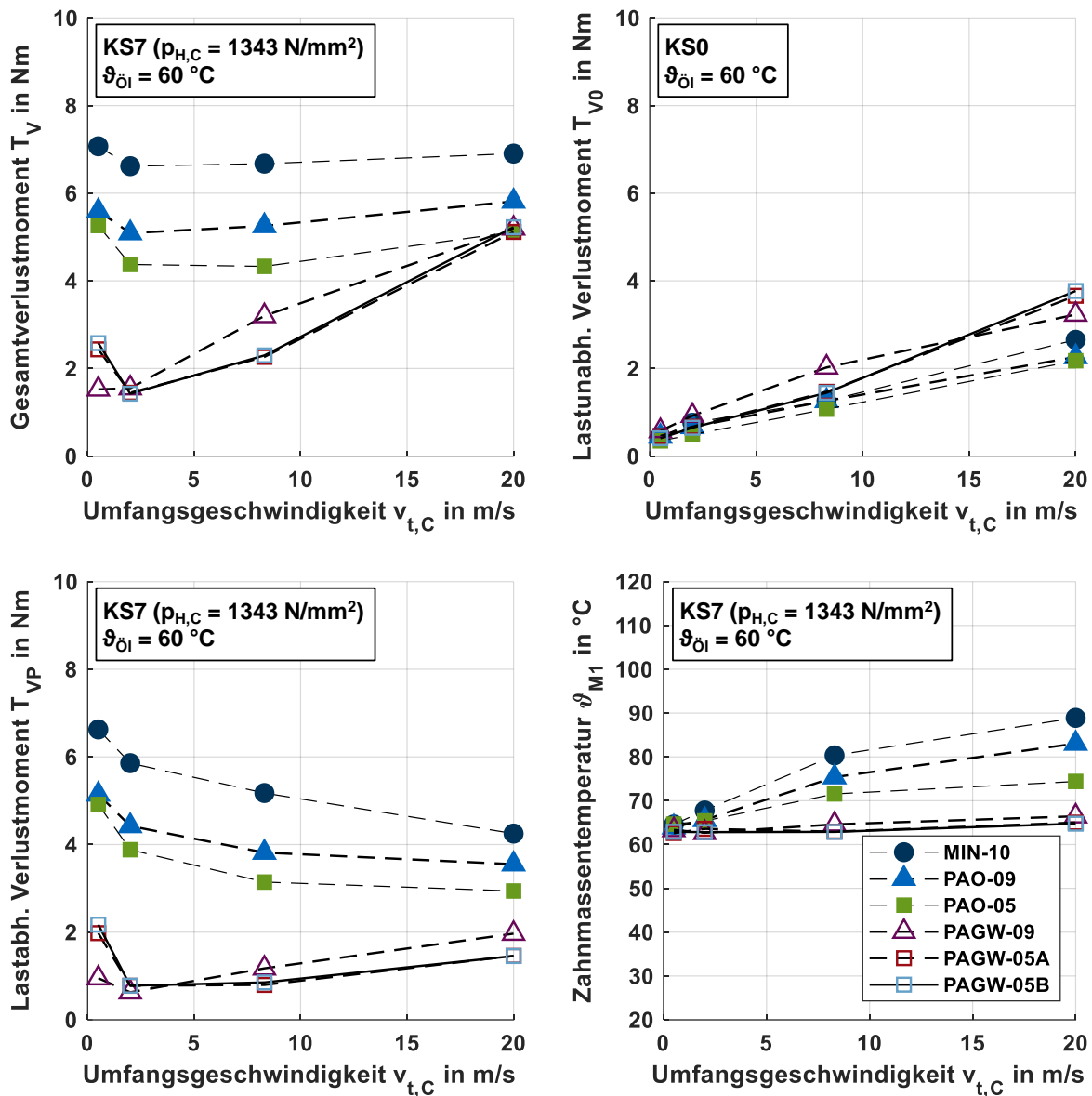
#### 5.4.1 Einfluss des Schmierstoffs

In **Bild 5.23** sind gemessene Verlustmomente und Zahnmassentemperaturen mit den wasserfreien Schmierstoffen MIN-10, PAO-09 und PAO-05 und den wasserhaltigen Polyglykolen PAGW-09, PAGW-05A und PAGW-05B bei KS7 und Tauchschmierung mit  $\vartheta_{\text{Öl}} = 60 \text{ °C}$  gegenübergestellt. Es sind entsprechend der Auswertung der Wirkungsgradversuche die gemessenen Getriebegesamtverlustmomente  $T_V$ , die lastunabhängigen Getriebeverlustmomente  $T_{V0}$  und die lastabhängigen Getriebeverlustmomente  $T_{VP}$  dargestellt. Das lastunabhängige Getriebeverlustmoment  $T_{V0}$  entspricht dem gemessenen Getriebegesamtverlustmoment bei KS0 (Schleppmoment), während zur Bestimmung des lastabhängigen Getriebeverlustmoments  $T_{VP}$  das gemessene lastunabhängige Getriebeverlustmoment  $T_{V0}$  vom gemessenen Getriebegesamtverlustmoment  $T_V$  abgezogen wird. Dabei setzt sich das gezeigte lastabhängige Getriebeverlustmoment aus verzahnungs- und lagerbedingten Anteilen zusammen. Neben den Verlustmomenten sind auch die gemessenen Zahnmassentemperaturen des Prüfritzels bei KS7 gezeigt.

Für die wasserfreien Schmierstoffe MIN-10, PAO-09 und PAO-05 nimmt zunächst das Getriebegesamtverlustmoment  $T_V$  mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit ab und steigt danach wieder an. Der initiale Abfall bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten ist im Wesentlichen auf die zunehmende Schmierfilmdicke im Zahnkontakt und den abnehmenden Festkörpertraganteil zurückzuführen. Der leichte Anstieg bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten ist auf die zunehmenden lastunabhängigen Getriebeverlustmomente zurückzuführen. Die Zahnmassentemperaturen steigen mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit entsprechend der zunehmenden Reibleistung im Zahnkontakt an. Die niedrigsten Getriebegesamtverlustmomente und Zahnmassentemperaturen werden mit PAO-05 und die höchsten mit MIN-10 gemessen. Für die wasserhaltigen Polyglykole PAGW-09, PAGW-05A und PAGW-05B ergeben sich vor allem bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten sehr viel kleinere Getriebegesamtverlustmomente im Vergleich zu den wasserfreien Schmierstoffen. Für PAGW-05A und PAGW-05B fällt das Getriebegesamtverlustmoment mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit zunächst ab und steigt danach deutlich an. Bei PAGW-09 ist bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten kein Abfall zu erkennen. Das Getriebegesamtverlustmoment steigt mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit aber ebenfalls sehr deutlich an. Die Zahnmassentemperaturen steigen mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit nur sehr leicht an.

Die lastunabhängigen Getriebeverlustmomente  $T_{V0}$  steigen für alle Prüfschmierstoffe in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit an, was auf die Zunahme der Plansch-, Quetsch- und Ventilationsverlustmomente bei Tauchschmierung zurückzuführen ist. Die Unterschiede im Vergleich der wasserfreien Schmierstoffe MIN-10, PAO-09 und PAO-05 sind sehr klein. Entsprechend der Viskositäten werden für MIN-10 tendenziell die höchsten Getriebeverlustmomente und für PAO-05 tendenziell die niedrigsten Getriebeverlustmomente gemessen. Mit den wasserhaltigen Polyglykolen PAGW-09, PAGW-05A und PAGW-05B werden im Vergleich zu den wasserfreien Schmierstoffen höhere lastunabhängige Getriebeverlustmomente gemessen. Dies ist im Wesentlichen auf die höhere dynamische Viskosität durch die höhere

Dichte der wasserhaltigen Polyglykole zurückzuführen. Das wasserhaltige Polyglykol PAGW-09 zeigt aufgrund höherer Viskosität die höchsten lastunabhängigen Getriebeverlustmomente. Die Abnahme bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten kann ggf. auf Freigrabeffekte (Mauz [Mau87]) zurückgeführt werden.

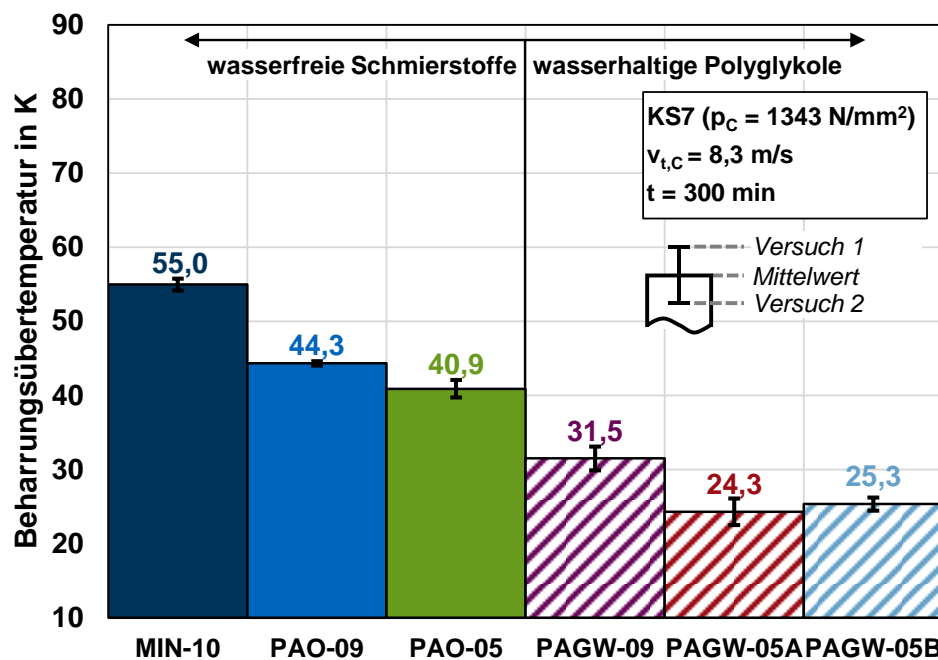


**Bild 5.23:** Gemessene Getriebegesamtverlustmomente für KS7, lastunabhängige und resultierende lastabhängige Getriebeverlustmomente sowie Zahnmassentemperaturen bei Tauchschmierung mit  $\vartheta_{\text{ö1}} = 60 \text{ °C}$  im Vergleich der Prüfschmierstoffe nach Yilmaz et al. [Yil19a]

Für die wasserfreien Schmierstoffe MIN-10, PAO-09 und PAO-05 nehmen die lastabhängigen Getriebeverlustmomente  $T_{VP}$  bei KS7 mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit ab. Dabei werden sowohl bei niedrigen als auch hohen Umfangsgeschwindigkeiten mit MIN-10 die höchsten und mit PAO-05 die niedrigsten lastabhängigen Getriebeverlustmomente gemessen. Im Bereich niedriger Umfangsgeschwindigkeiten bei Grenz- bis Mischschmierung ist das unterschiedliche Verlustverhalten im Wesentlichen auf die unterschiedliche Additivierung der Schmierstoffe zurückzuführen und die Festkörperreibung hat hierbei einen großen Einfluss. Im Bereich hoher Umfangsgeschwindigkeiten bei Misch- bis Vollschmierung ist das unter-

schiedliche Verlustverhalten im Wesentlichen durch die unterschiedliche Grundölart und Viskosität der Prüfschmierstoffe und somit durch die Flüssigkeitsreibungszahl bestimmt. Die gemessenen Zahnmassentemperaturen steigen mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit an. Dabei werden entsprechend den gemessenen Verlustmomenten mit MIN-10 die höchsten und mit PAO-05 die niedrigsten Zahnmassentemperaturen gemessen. Für die wasserhaltigen Polyglykole PAGW-09, PAGW-05A und PAGW-05B nehmen die lastabhängigen Getriebeverlustmomente bei KS7 bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten zunächst ab und steigen mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit leicht an. Für PAGW-05A und PAGW-05B werden näherungsweise für alle Umfangsgeschwindigkeiten die gleichen lastabhängigen Getriebeverlustmomente gemessen. PAGW-09 zeigt bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten niedrigere und mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit höhere lastabhängige Getriebeverlustmomente als PAGW-05A und PAGW-05B. Dies kann mit der höheren Viskosität von PAGW-09 begründet werden. Im Vergleich zu den wasserfreien Schmierstoffen werden mit den wasserhaltigen Polyglykolen deutlich niedrigere lastabhängige Getriebeverlustmomente gemessen.

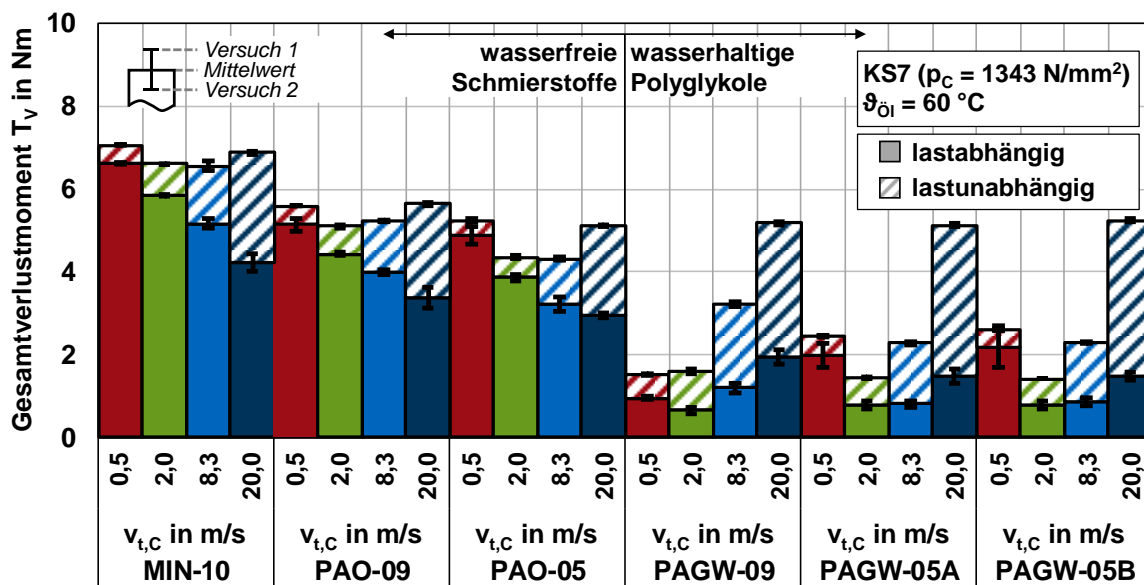
In **Bild 5.24** sind die Ergebnisse der Beharrungsversuche dargestellt, bei dem der Wirkungsgradprüfstand ohne Heizung und Kühlung des Ölumpfs für fünf Stunden bei KS7 und  $v_{t,C} = 8,3 \text{ m/s}$  betrieben wird. Die Beharrungsübertemperatur entspricht der Temperaturdifferenz zwischen der gemessenen Ölumpf- und Umgebungstemperatur. Dabei werden mit den wasserfreien Schmierstoffen PAO-09 und PAO-05 signifikant kleinere Beharrungsübertemperaturen gegenüber MIN-10 gemessen. Im Vergleich zu den wasserfreien Schmierstoffen werden mit den wasserhaltigen Polyglykolen nochmals deutlich niedrigere Beharrungsübertemperaturen gemessen. Dabei korrelieren diese mit den entsprechenden Getriebegesamtverlustmomenten. Während bei den wasserfreien Schmierstoffen maßgeblich der lastabhängige Verlustanteil  $T_{VP}$  zur Beharrungsübertemperatur beiträgt, ist es bei den wasserhaltigen Polyglykolen der lastunabhängige Verlustanteil  $T_{V0}$ .



**Bild 5.24:** Gemessene Beharrungsübertemperaturen für KS7 und  $v_{t,C} = 8,3 \text{ m/s}$  bei Tauchschmierung im Vergleich der Prüfschmierstoffe nach Yilmaz et al. [Yil19a]

### 5.4.2 Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit

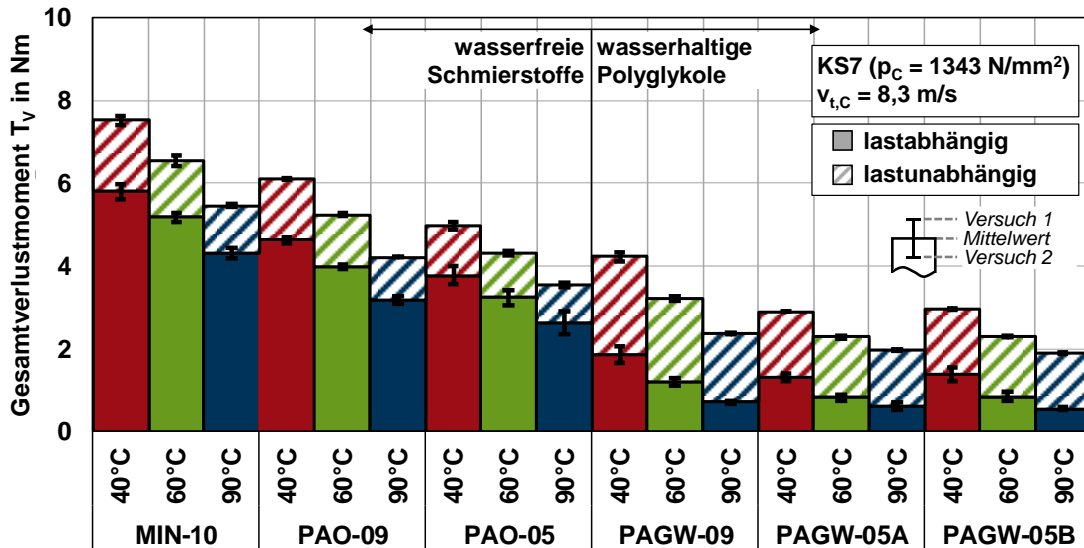
**Bild 5.25** zeigt die gemessenen Getriebegesamtverlustmomente  $T_V$  bei KS7 in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit  $v_{t,C}$  bei Tauchschmierung mit  $\vartheta_{\text{Öl}} = 60 \text{ °C}$  im Vergleich der Prüfschmierstoffe in Form von Balkendiagrammen. Dabei sind die Getriebegesamtverlustmomente in lastunabhängige und lastabhängige Verlustanteile aufgeschlüsselt. Für alle betrachteten Betriebsbedingungen zeigt der Vergleich von Erst- und Zweitversuch mit Blick auf die in Abschnitt 4.7.3 beschriebenen Genauigkeiten eine sehr gute Übereinstimmung der Messergebnisse. Für die wasserfreien Schmierstoffe dominieren die lastabhängigen Getriebeverlustmomente für alle Umfangsgeschwindigkeiten, während bei den wasserhaltigen Polyglykolen die lastabhängigen Getriebeverlustmomente deutlich niedriger sind und speziell die lastunabhängigen Getriebeverlustmomente bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten dominieren.



**Bild 5.25:** Gemessene lastunabhängige und lastabhängige Getriebeverlustmomente für KS7 in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit  $v_{t,C}$  bei Tauchschmierung mit  $\vartheta_{\text{Öl}} = 60 \text{ °C}$  im Vergleich der Prüfschmierstoffe nach Yilmaz et al. [Yil19a]

### 5.4.3 Einfluss der Ölsumpftemperatur

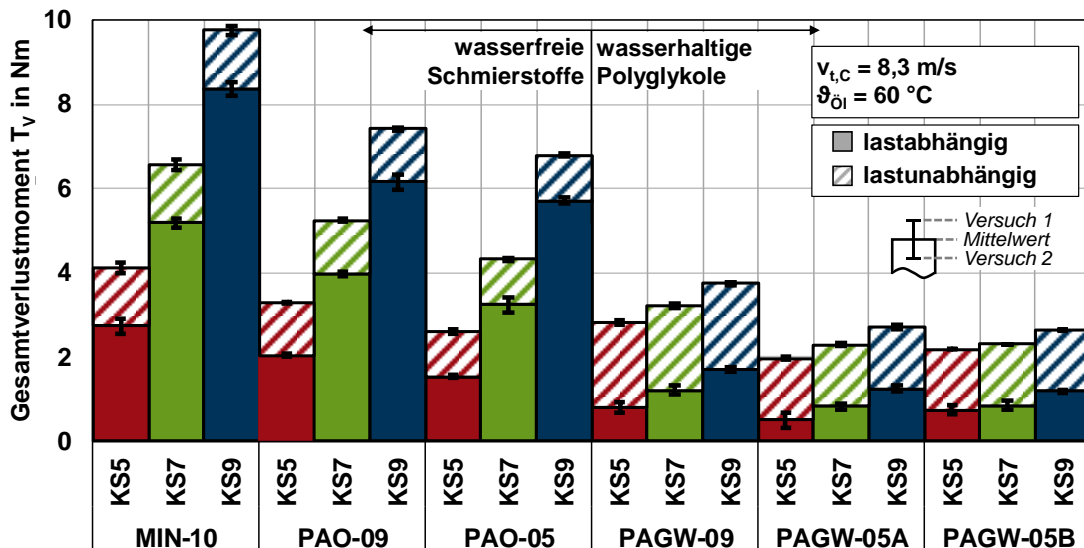
**Bild 5.26** zeigt die gemessenen Getriebegesamtverlustmomente  $T_V$  bei KS7 und  $v_{t,C} = 8,3 \text{ m/s}$  in Abhängigkeit von der Ölsumpftemperatur  $\vartheta_{\text{Öl}} = \{40, 60, 90\} \text{ °C}$  bei Tauchschmierung im Vergleich der Prüfschmierstoffe in Form von Balkendiagrammen. Dabei sind die Getriebegesamtverlustmomente wiederum in lastunabhängige und lastabhängige Verlustanteile aufgeschlüsselt. Für alle betrachteten Betriebsbedingungen zeigt der Vergleich von Erst- und Zweitversuch eine sehr gute Übereinstimmung der Messergebnisse. Für alle betrachteten Prüfschmierstoffe nehmen die lastunabhängigen und lastabhängigen Getriebeverlustmomente mit zunehmender Ölsumpftemperatur ab. Dabei sind speziell die lastabhängigen Getriebeverlustmomente der wasserhaltigen Polyglykole sehr niedrig. Für die wasserfreien Schmierstoffe dominieren die lastabhängigen Getriebeverlustmomente und für die wasserhaltigen Polyglykole die lastunabhängigen Getriebeverlustmomente.



**Bild 5.26:** Gemessene lastunabhängige und lastabhängige Getriebeverlustmomente für KS7 und  $v_{t,C} = 8,3 \text{ m/s}$  in Abhängigkeit von der Ölsumpftemperatur  $\vartheta_{\text{Öl}} = \{40, 60, 90\} \text{ °C}$  bei Tauchschmierung im Vergleich der Prüfschmierstoffe nach Yilmaz et al. [Yil19a]

**5.4.4 Einfluss der Last**

**Bild 5.27** zeigt die gemessenen Getriebegesamtverlustmomente  $T_V$  bei  $v_{t,C} = 8,3 \text{ m/s}$  und  $\vartheta_{\text{Öl}} = 60 \text{ °C}$  in Abhängigkeit von der Last (KS) bei Tauchschmierung im Vergleich der Prüfschmierstoffe in Form von Balkendiagrammen. Drehmomente und Hertz'sche Pressung je Kraftstufe können in Tabelle 4.11 gefunden werden. Wieder sind die Getriebegesamtverlustmomente in lastunabhängige und lastabhängige Getriebeverlustmomente aufgeschlüsselt.



**Bild 5.27:** Gemessene lastunabhängige und lastabhängige Getriebeverlustmomente für  $v_{t,C} = 8,3 \text{ m/s}$  in Abhängigkeit von der Last (KS) bei Tauchschmierung mit  $\vartheta_{\text{Öl}} = 60 \text{ °C}$  im Vergleich der Prüfschmierstoffe nach Yilmaz et al. [Yil19a]

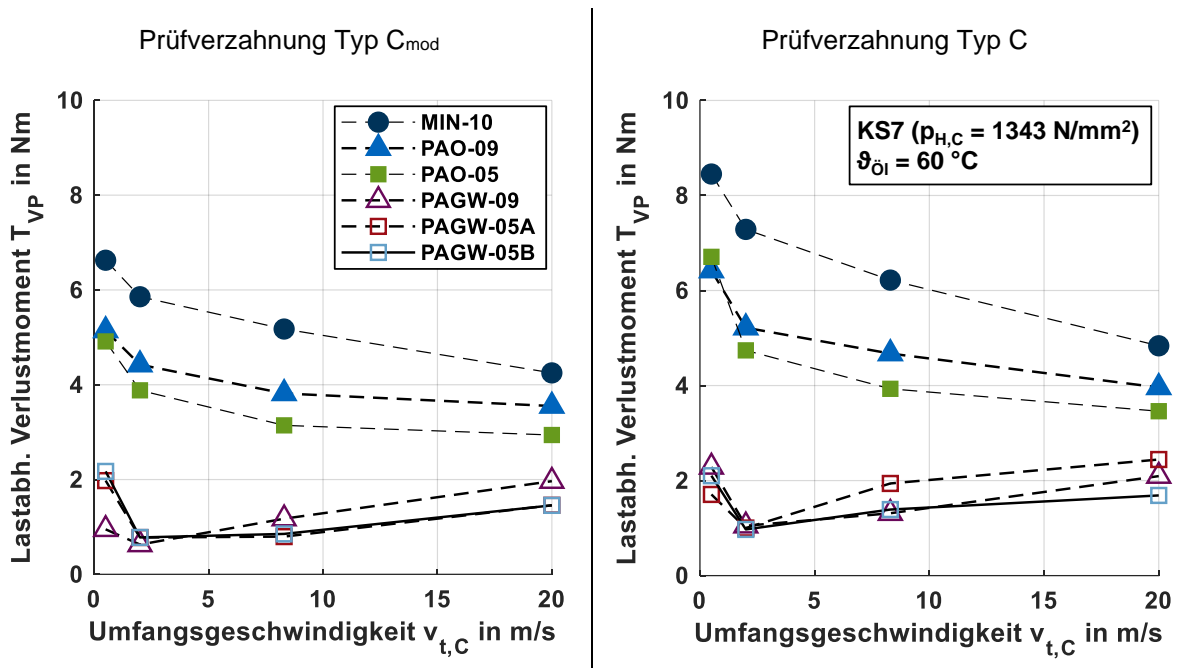
Für alle betrachteten Betriebsbedingungen zeigt der Vergleich von Erst- und Zweitversuch eine sehr gute Übereinstimmung der Messergebnisse. Für alle betrachteten Prüfschmierstoffe nehmen die lastabhängigen Getriebeverlustmomente mit zunehmender Kraftstufe zu. Für die

wasserfreien Schmierstoffe ist die Zunahme der lastabhängigen Getriebeverlustmomente stärker als für die wasserhaltigen Polyglykole ausgeprägt. Die lastunabhängigen Getriebeverlustmomente hängen nicht von der Kraftstufe ab und sind für die wasserfreien Schmierstoffe leicht niedriger als für die wasserhaltigen Polyglykole.

#### 5.4.5 Einfluss der Oberflächenrauheit und Mikrogeometrie

In diesem Abschnitt wird der Einfluss der Oberflächenrauheit und Mikrogeometrie auf das Verlustverhalten aufgezeigt. Dabei werden die Ergebnisse aus Abschnitt 5.4.1 mit der Prüfverzahnung Typ C<sub>mod</sub> mit der Prüfverzahnung Typ C ohne kurze Kopfrücknahmen und ohne gleitgeschliffene Zahnflanken verglichen. Die entsprechenden Getriebegesamtverlustmomente können im Anhang A.3 gefunden werden.

**Bild 5.28** zeigt die abgeleiteten lastabhängigen Getriebeverlustmomente  $T_{VP}$  für KS7 in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit  $v_{t,C}$  im Vergleich der Prüfverzahnung Typ C<sub>mod</sub> und Typ C. Im Folgenden kann davon ausgegangen werden, dass die Unterschiede im lastabhängigen Getriebeverlustmoment zwischen der Prüfverzahnung Typ C<sub>mod</sub> und Typ C auf das Verlustverhalten der Verzahnung zurückzuführen sind.



**Bild 5.28:** Abgeleitete lastabhängige Getriebeverlustmomente für KS7 in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit  $v_{t,C}$  im Vergleich der Prüfverzahnung Typ C<sub>mod</sub> und Typ C

Für alle betrachteten Prüfschmierstoffe nehmen die lastabhängigen Getriebeverlustmomente mit der Prüfverzahnung Typ C zu. Diese Erkenntnis ist in Übereinstimmung mit Ergebnissen von Hinterstoißer et al. [Hin14, Hin19]. Für die wasserfreien Schmierstoffe MIN-10, PAO-09 und PAO-05 werden für  $v_{t,C} \leq 8,3$  m/s über der Umfangsgeschwindigkeit im Mittel etwa 25 % höhere lastabhängige Getriebeverlustmomente mit der Prüfverzahnung Typ C gemessen. Für  $v_{t,C} = 20,0$  m/s wird im Mittel etwa 14 % höhere lastabhängige Getriebeverlustmomente festgestellt. Für die wasserhaltigen Polyglykole PAGW-09, PAGW-05A und PAGW-05B werden für  $v_{t,C} \leq 8,3$  m/s über der Umfangsgeschwindigkeit im Mittel etwa 46 % höhere lastabhängige Getriebeverlustmomente mit der Prüfverzahnung Typ C gemessen. Für  $v_{t,C} = 20,0$  m/s wird im Mittel etwa 28 % höhere lastabhängige Getriebeverlustmomente festgestellt. Die Abnahme kann im Wesentlichen auf den abnehmenden Einfluss der Oberflächenrauheit und der

Kopfrücknahme mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit und somit abnehmendem Festkörpertraganteil zurückgeführt werden.

#### 5.4.6 Einfluss des Schmierverfahrens

In diesem Abschnitt wird der Einfluss des Schmierverfahrens auf das Verlust- und Temperaturverhalten aufgezeigt. Dabei werden die Ergebnisse bei Tauch- und Minimalmengenschmierung (siehe Abschnitt 4.2 und Tabelle 4.12) beschrieben.

**Bild 5.29** zeigt die gemessenen Getriebegesamtverlustmomente  $T_V$  für KS7 sowie die lastunabhängigen Getriebeverlustmomente in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit  $v_{t,C}$  für den wasserfreien Schmierstoff PAO-05 und wasserhaltigen Polyglykol PAGW-05A. Dabei wird die Prüfverzahnung Typ  $C_{mod}$  verwendet und Tauchschrnerung mit verschiedenen Eintauchtiefen der Minimalmengenschmierung gegenübergestellt.

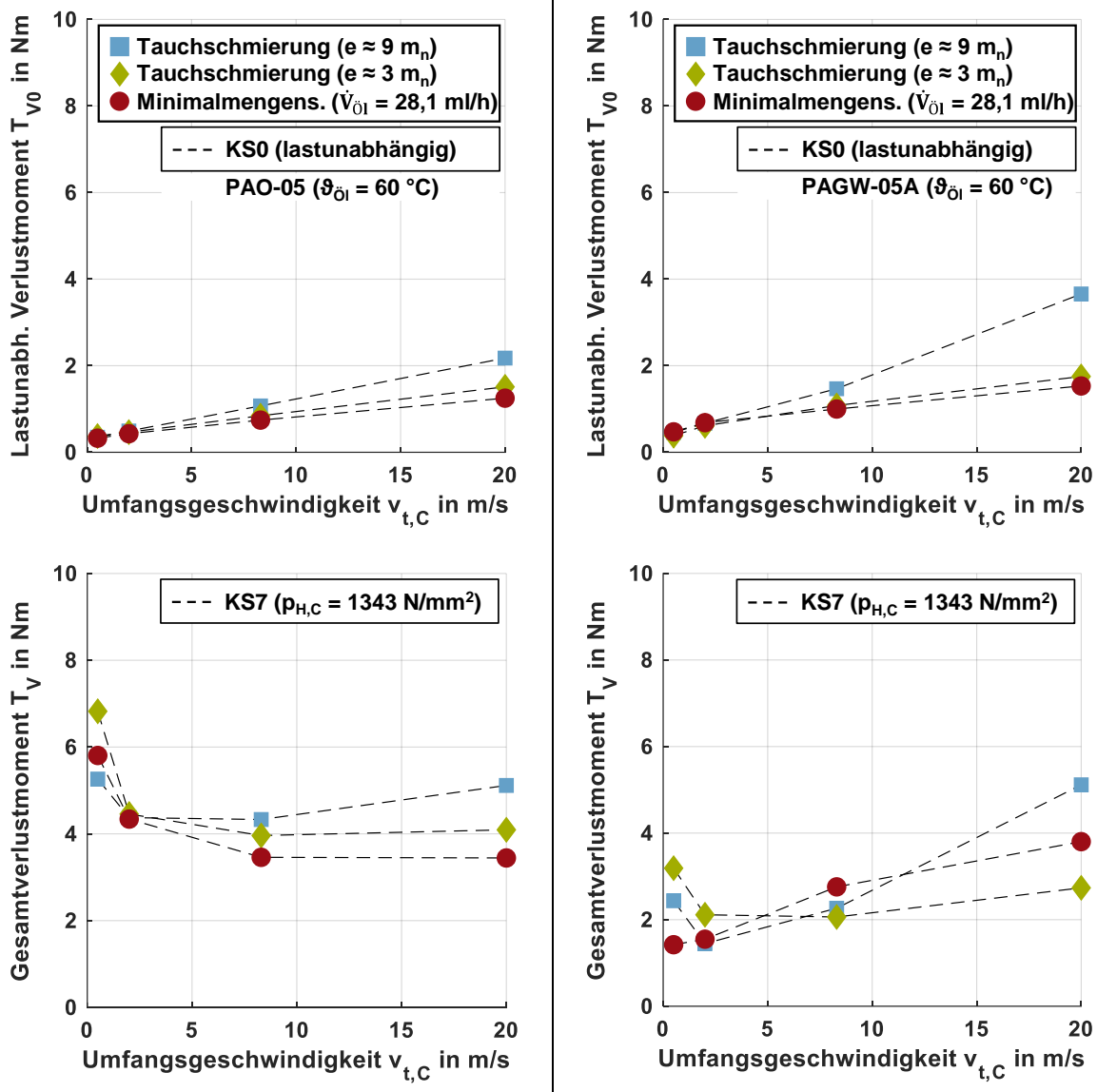
Die lastunabhängigen Getriebeverlustmomente  $T_{V0}$  steigen für alle Schmierverfahren und Prüfschmierstoffe annähernd linear mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit an. Dabei werden die höchsten lastunabhängigen Getriebeverlustmomente bei Tauchschrnerung mit  $e \approx 9 \cdot m_n$  festgestellt. Bei Tauchschrnerung mit  $e \approx 3 \cdot m_n$  werden durch Reduzierung der Plansch- und Quetschverlustmomente deutlich niedrigere lastunabhängige Getriebeverlustmomente gemessen. Insbesondere nehmen die lastunabhängigen Getriebeverlustmomente mit dem wasserhaltigen Polyglykol PAGW-05A deutlich ab und erreichen ein vergleichbares Niveau wie mit dem wasserfreien Schmierstoff PAO-05. Bei Minimalmengenschmierung liegen keine Planschverlustmomente und vernachlässigbare Quetschverlustmomente vor, sodass die lastunabhängigen Getriebeverlustmomente weiter sinken. Die Dichtungsverlustmomente machen nun einen erheblichen Anteil an den gemessenen lastunabhängigen Getriebeverlustmomenten aus.

Beim Getriebegesamtverlustmoment bei KS7 kann ein unterschiedliches Verhalten im Vergleich der Schmierverfahren und Prüfschmierstoffe beobachtet werden. Mit dem wasserfreien Schmierstoff PAO-05 nehmen die Getriebegesamtverlustmomente bei Tauchschrnerung mit  $e \approx 9 \cdot m_n$  mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit zunächst ab und im Anschluss zu. Der initiale Abfall kann auf die Zunahme der Schmierfilmdicke im Zahnkontakt und der Anstieg auf die zunehmenden lastunabhängigen Getriebeverlustmomente zurückgeführt werden. Bei Tauchschrnerung mit  $e \approx 3 \cdot m_n$  und Minimalmengenschmierung nehmen die Getriebegesamtverlustmomente zunächst mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit ebenfalls ab und bleiben im Anschluss auf einem annähernd konstanten Niveau. Bei Tauchschrnerung mit  $e \approx 3 \cdot m_n$  werden für  $v_{t,C} < 2$  m/s höhere Getriebegesamtverlustmomente und ab  $v_{t,C} > 2$  m/s niedrigere Getriebegesamtverlustmomente als bei Tauchschrnerung mit  $e \approx 9 \cdot m_n$  festgestellt. Bei Minimalmengenschmierung nimmt das Getriebegesamtverlustmoment für  $v_{t,C} > 2$  m/s im Vergleich zu Tauchschrnerung stärker ab.

Mit dem wasserhaltigen Polyglykol PAGW-05A sind die Getriebegesamtverlustmomente im Mittel deutlich niedriger als mit dem wasserfreien Schmierstoff PAO-05 (siehe Abschnitt 5.4.1). Die Getriebegesamtverlustmomente nehmen bei Tauchschrnerung mit  $e \approx 9 \cdot m_n$  mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit zunächst leicht ab und im Anschluss deutlich zu. Im Vergleich dazu ist der Anstieg mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit bei Tauchschrnerung mit  $e \approx 3 \cdot m_n$  aufgrund reduzierter lastunabhängiger Getriebeverlustmomente deutlich kleiner ausgeprägt. Allerdings werden bei Tauchschrnerung mit  $e \approx 3 \cdot m_n$  ebenfalls für  $v_{t,C} \leq 2$  m/s höhere Getriebegesamtverlustmomente als bei Tauchschrnerung mit  $e \approx 9 \cdot m_n$  gemessen. Bei Minimalmengenschmierung nehmen die Getriebegesamtverlustmomente mit zunehmender

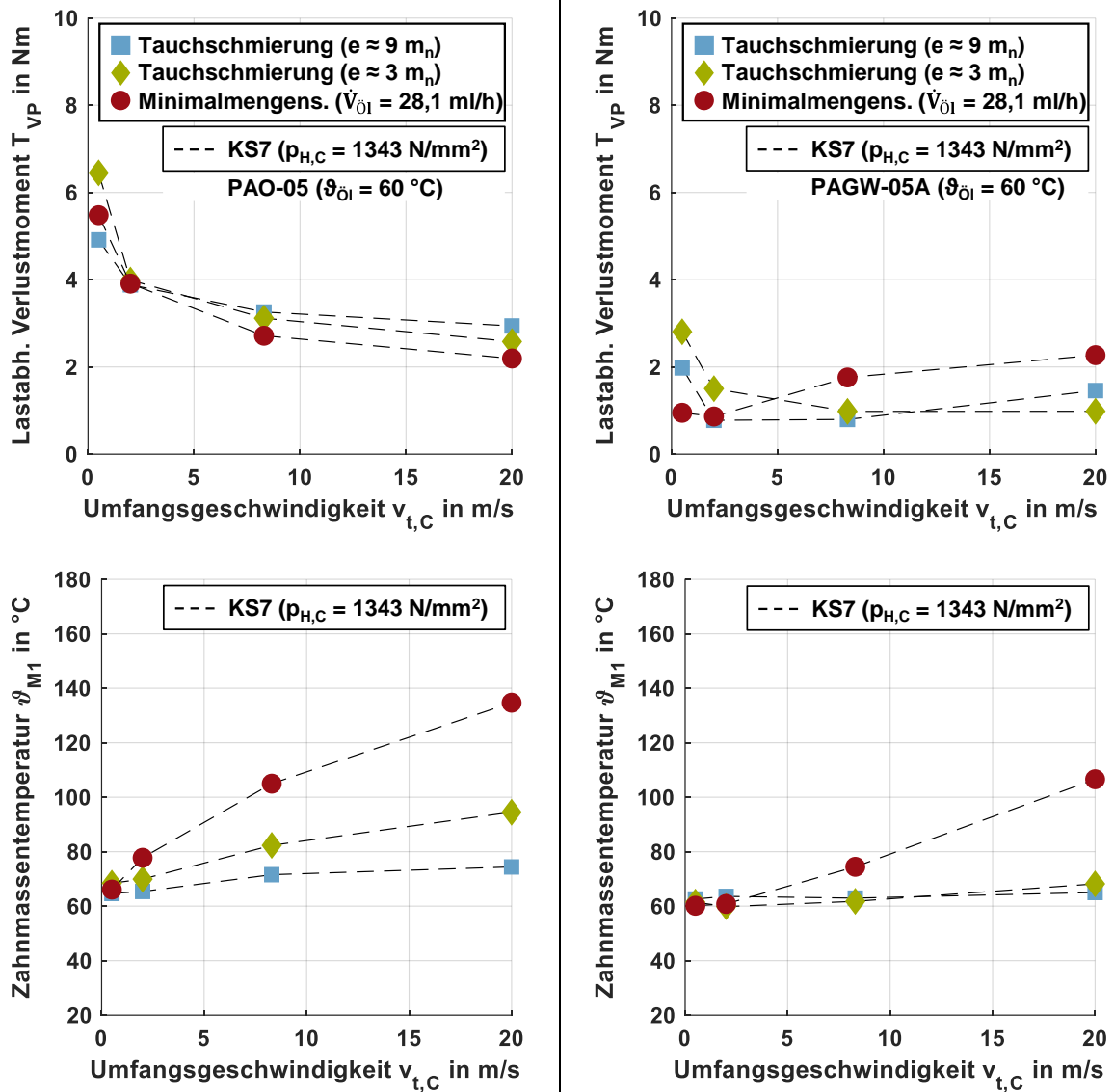


Umfangsgeschwindigkeit annähernd linear zu. Dabei wird niedrigeres Getriebegesamtverlustmoment für  $v_{t,C} = 0,5$  m/s im Vergleich zu Tauchschmierung festgestellt. Für  $v_{t,C} \geq 8,3$  m/s werden bei Minimalmengenschmierung höhere Getriebegesamtverlustmomente als bei Tauchschmierung mit  $e \approx 3 \cdot m_n$  beobachtet.



**Bild 5.29:** Gemessene lastunabhängige Getriebeverlustmomente und Getriebegesamtverlustmomente für KS7 im Vergleich der Schmierverfahren für PAO-05 und PAGW-05A mit der Prüfverzahnung Typ C<sub>mod</sub>

**Bild 5.30** zeigt die auf Basis von Bild 5.29 abgeleiteten lastabhängigen Getriebeverlustmomente  $T_{VP}$  für KS7 sowie die gemessenen Zahnmassentemperaturen  $\vartheta_{M1}$  in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit  $v_{t,C}$  für den wasserfreien Schmierstoff PAO-05 und wasserhaltigen Polyglykol PAGW-05A.



**Bild 5.30:** Abgeleitete lastabhängige Getriebeverlustmomente für KS7 sowie gemessene Zahnmassentemperaturen im Vergleich der Schmierverfahren für PAO-05 und PAGW-05A mit der Prüfverzahnung Typ  $C_{mod}$

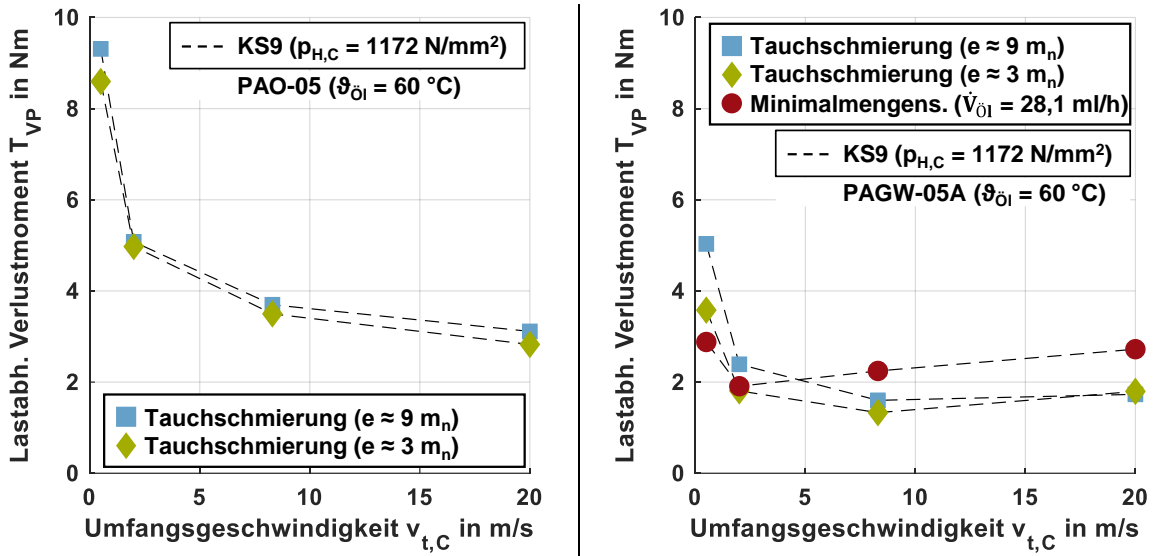
Mit dem wasserfreien Schmierstoff PAO-05 nehmen die lastabhängigen Getriebeverlustmomente für alle Schmierverfahren mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit ab. Die Zahnmassentemperaturen  $\vartheta_{M1}$  nehmen aufgrund des zunehmenden reibungsinduzierten Wärmeeintrags zu. Der Abfall der lastabhängigen Getriebeverlustmomente kann durch die Zunahme der Schmierfilmdicke im Zahnkontakt und die ansteigenden Zahnmassentemperaturen begründet werden. Für  $v_{t,C} = 0,5 \text{ m/s}$  werden bei Tauchschmierung mit  $e \approx 3 \cdot m_n$  und Minimalmengenschmierung höhere lastabhängige Getriebeverlustmomente als bei Tauchschmierung mit  $e \approx 9 \cdot m_n$  gemessen. Für  $v_{t,C} > 2 \text{ m/s}$  dreht sich das Verlustverhalten um und bei Tauchschmierung mit  $e \approx 3 \cdot m_n$  und Minimalmengenschmierung werden niedrigere lastabhängige Getriebeverlustmomente als bei Tauchschmierung mit  $e \approx 9 \cdot m_n$  festgestellt. Die Abnahme des lastabhängigen Getriebeverlustmoments kann im Wesentlichen auf den stärkeren Anstieg der Zahnmassentemperatur zurückgeführt werden. Dabei steigt die Zahnmassentemperatur aufgrund der Abnahme des Schmierstoffangebots von Tauchschmierung mit  $e \approx 9 \cdot m_n$  über Tauchschmierung mit  $e \approx 3 \cdot m_n$  zu Minimalmengenschmierung an.

Mit dem wasserhaltigen Polyglykol PAGW-05A wird im Vergleich der betrachteten Schmierverfahren ein unterschiedliches Verlustverhalten festgestellt. Bei Tauchschmierung mit  $e \approx 3 \cdot m_n$  nimmt das lastabhängige Getriebeverlustmoment mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit ab. Im Vergleich zu Tauchschmierung mit  $e \approx 9 \cdot m_n$  werden für  $v_{t,C} < 8,3$  m/s höhere lastabhängige Getriebeverlustmomente und für  $v_{t,C} > 8,3$  m/s niedrigere lastabhängige Getriebeverlustmomente beobachtet. Die gemessenen Zahnmassentemperaturen sind auf einem vergleichbaren Niveau. Bei Minimalmengenschmierung bleiben die lastabhängigen Getriebeverlustmomente zunächst annähernd konstant und nehmen mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit stark zu. Im Vergleich zu Tauchschmierung mit  $e \approx 9 \cdot m_n$  werden für  $v_{t,C} < 2$  m/s niedrigere lastabhängige Getriebeverlustmomente und für  $v_{t,C} > 2$  m/s höhere lastabhängige Getriebeverlustmomente gemessen. Die gemessenen Zahnmassentemperaturen bleiben für  $v_{t,C} \leq 2$  m/s zunächst auf einem annähernd konstanten Niveau und steigen für  $v_{t,C} > 2$  m/s stark an. Der Anstieg der Zahnmassentemperatur kann auf die begrenzte Wärmeabfuhr bei Minimalmengenschmierung zurückgeführt werden.

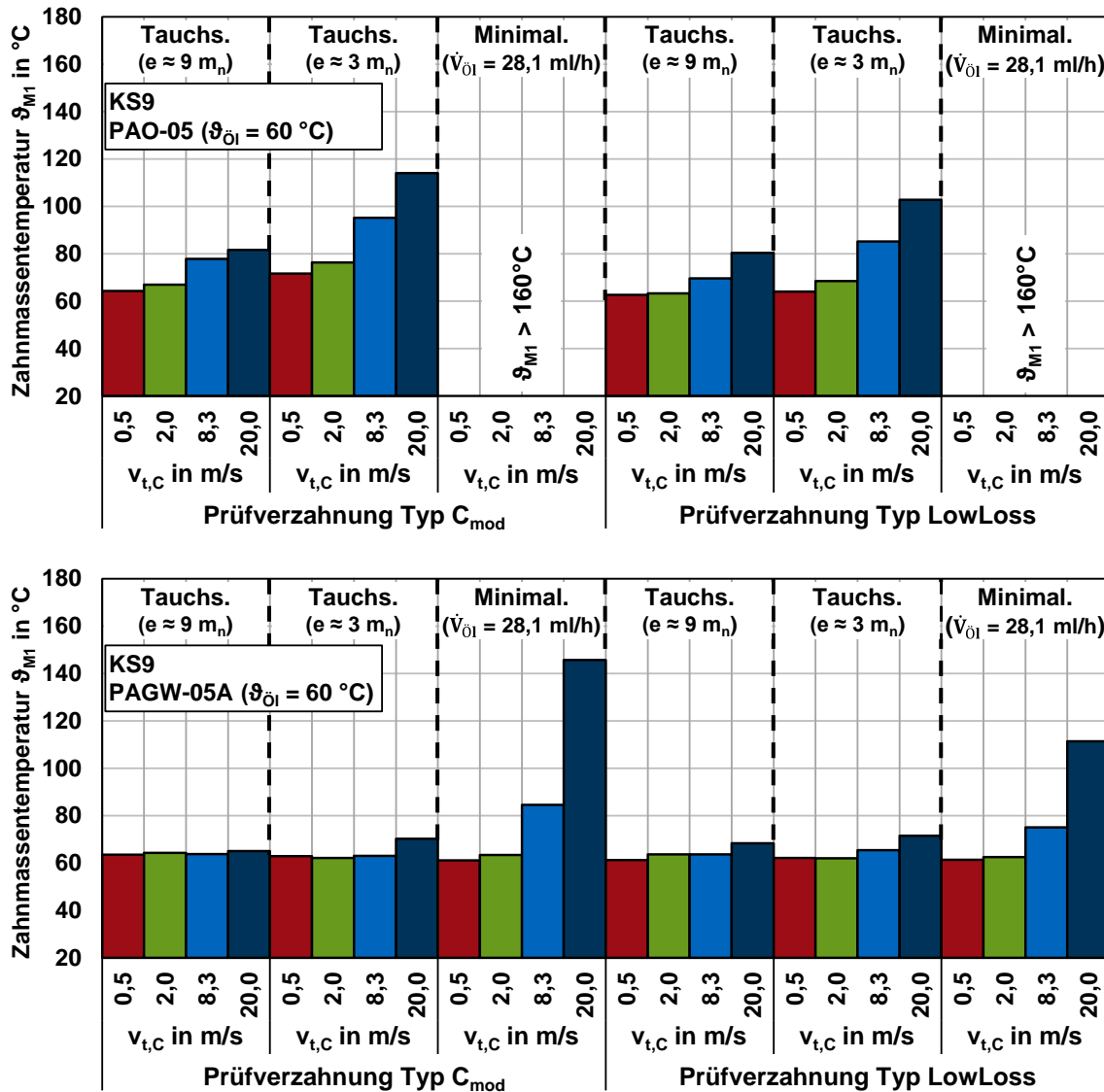
Die Ergebnisse bei Minimalmengenschmierung und der Prüfverzahnung Typ  $C_{mod}$  haben gezeigt, dass bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten die Zahnmassentemperaturen deutlich ansteigen. Um das Potential einer verlustoptimierten Verzahnung (siehe Abschnitt 4.7.4) zu bewerten, zeigt **Bild 5.31** die abgeleiteten lastabhängigen Getriebeverlustmomente für die Prüfverzahnung LowLoss bei KS9 und **Bild 5.32** die entsprechenden Zahnmassentemperaturen im Vergleich der Prüfverzahnungen Typ  $C_{mod}$  und LowLoss in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit  $v_{t,C}$  für PAO-05 und PAGW-05A bei KS9. Dabei werden für  $\vartheta_{Öl} = 60$  °C das Verlustverhalten der verschiedenen Schmierverfahren in **Bild 5.29** und **Bild 5.30** betrachtet.

Mit dem wasserfreien Schmierstoff PAO-05 werden bei Tauchschmierung mit der verlustoptimierten Prüfverzahnung LowLoss im Mittel niedrigere Zahnmassentemperaturen gemessen. Die Abnahme der Zahnmassentemperatur ist im Wesentlichen auf die Abnahme der lastabhängigen Verzahnungsverlustmomente zurückzuführen. Dabei wird der Zahneingriff um den Wälzpunkt konzentriert. Im Vergleich zur Prüfverzahnung Typ  $C_{mod}$  beträgt bei Tauchschmierung mit  $e \approx 9 \cdot m_n$  die Abnahme der Zahnmassentemperatur über der Umfangsgeschwindigkeit im Mittel etwa 5 % und bei Tauchschmierung mit  $e \approx 3 \cdot m_n$  etwa 10 %. Bei Minimalmengenschmierung sind Untersuchungen für beide Verzahnungsgeometrien nicht möglich, da das Abbruchkriterium für die Zahnmassentemperatur  $\vartheta_{M1} > 160$  °C und somit die Wärmegrenzleistung erreicht wird.

Mit dem wasserhaltigen Polyglykol PAGW-05A werden bei Tauchschmierung für beide Verzahnungsgeometrien keine wesentliche Erhöhung der Zahnmassentemperatur festgestellt, sodass der Unterschied zwischen den Verzahnungsgeometrien grundsätzlich nicht festgestellt werden kann. Dies kann durch die sehr niedrigen lastabhängigen Verzahnungsverlustmomente begründet werden, die durch die vorhandene Schmierstoffmenge bei Tauchschmierung effizient abgeführt werden kann. Bei Minimalmengenschmierung ist eine Differenzierung zwischen den Verzahnungsgeometrien bezüglich der Zahnmassentemperatur möglich. Für beide Verzahnungsgeometrien ist ein Anstieg für  $v_{t,C} > 2,0$  m/s zu erkennen, der jedoch mit der verlustoptimierten Prüfverzahnung LowLoss schwächer ausgeprägt ist. Im Vergleich zur Prüfverzahnung Typ  $C_{mod}$  beträgt die Abnahme der Zahnmassentemperatur über der Umfangsgeschwindigkeit im Mittel etwa 12 % und das Abbruchkriterium für die Zahnmassentemperatur  $\vartheta_{M1} > 160$  °C wird nicht erreicht.



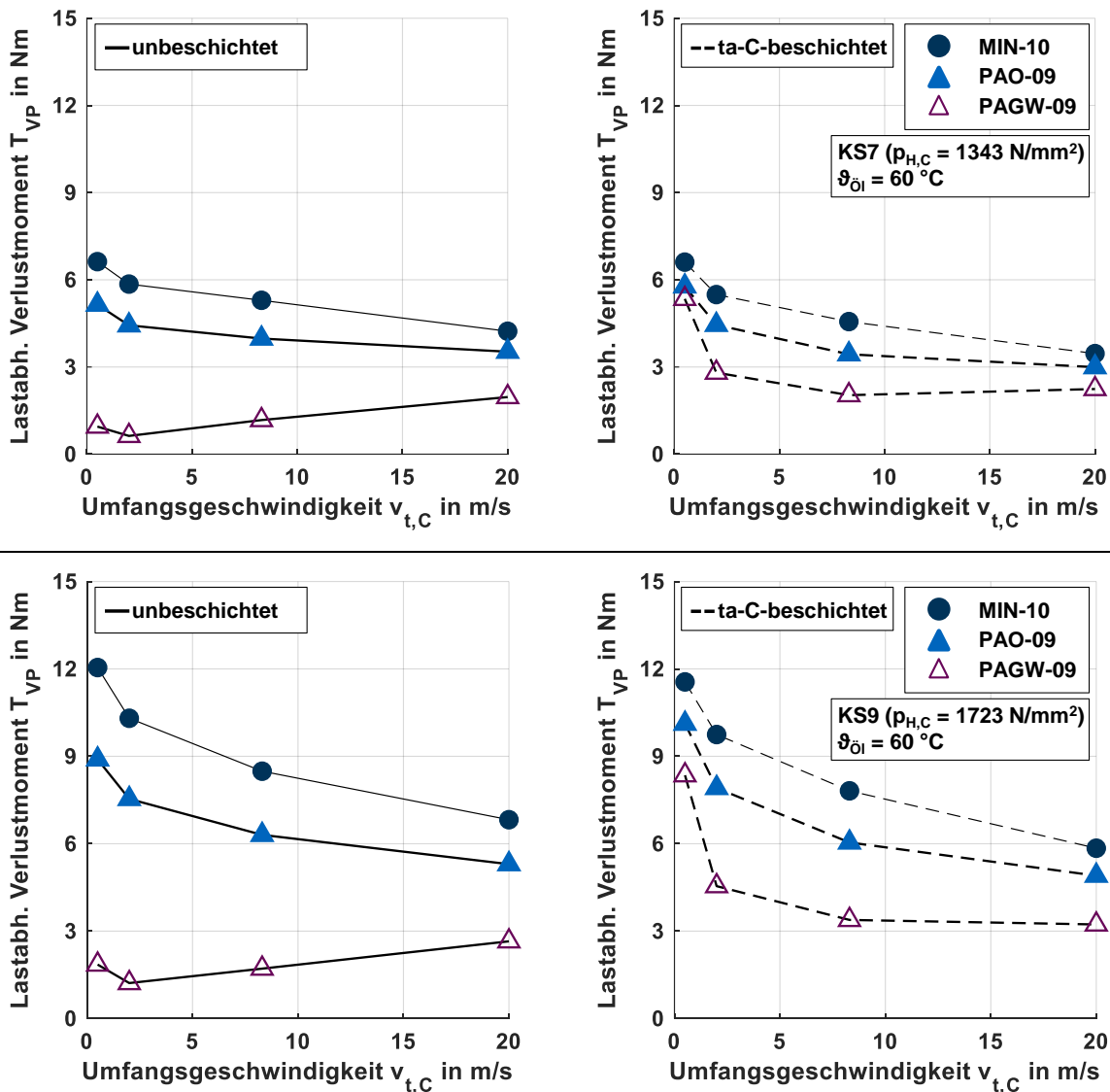
**Bild 5.31:** Abgeleitete lastabhängige Getriebeverlustmomente für KS9 im Vergleich der Schmierverfahren für PAO-05 und PAGW-05A mit der Prüfverzahnung Typ LowLoss



**Bild 5.32:** Gemessene Zahnmassentemperaturen im Vergleich der Prüfverzahnungen Typ C<sub>mod</sub> und LowLoss für verschiedene Schmierverfahren

### 5.4.7 Einfluss der Beschichtung

In diesem Abschnitt wird der Einfluss der Beschichtung auf das Verlustverhalten aufgezeigt. In **Bild 5.33** sind die abgeleiteten lastabhängigen Getriebeverlustrmomente  $T_{VP}$  für KS7 und KS9 in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit  $v_{t,C}$  im Vergleich der unbeschichteten und ta-C-beschichteten Prüfverzahnung Typ  $C_{mod}$  dargestellt.



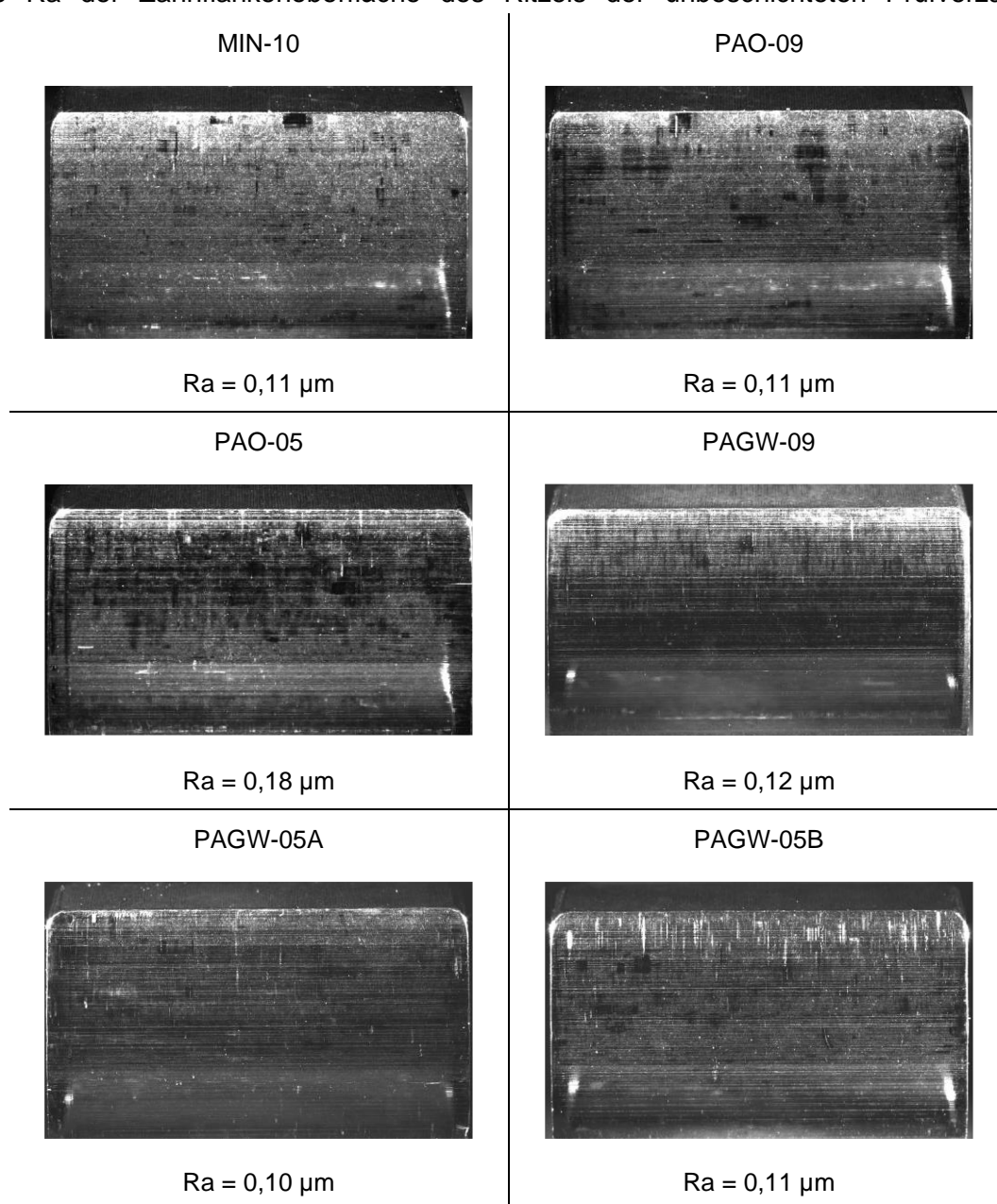
**Bild 5.33:** Abgeleitete lastabhängige Getriebeverlustrmomente für KS7 und KS9 in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit  $v_{t,C}$  im Vergleich der unbeschichteten und ta-C-beschichteter Prüfverzahnung Typ  $C_{mod}$

Detaillierte Informationen zur ta-C-Beschichtung sind in Abschnitt 4.3 beschrieben. Als Prüfschmierstoffe werden die wasserfreien Schmierstoffe MIN-10 und PAO-09 sowie das wasserhaltige Polyglykol PAGW-09 betrachtet. Es ist anzumerken, dass während der Wirkungsgraduntersuchungen Schichtabtrag im Zahnfußflankenbereich beobachtet werden kann, der sich mit zunehmender KS vergrößert. Im Folgenden kann davon ausgegangen werden, dass die Unterschiede im lastabhängigen Getriebeverlustrmoment zwischen unbeschichteter und ta-C-beschichteter Prüfverzahnung auf das Verlustverhalten der Verzahnung zurückzuführen sind. Für die wasserfreien Schmierstoffe MIN-10 und PAO-09 werden für  $v_{t,C} \geq 8,3$  m/s über der Umfangsgeschwindigkeit bis zu etwa 16 % niedrigere lastabhängige Getriebeverlustrmomente

mit der ta-C-beschichteten Prüfverzahnung gemessen. Die Abnahme kann im Wesentlichen auf den thermischen Isolationseffekt der Beschichtung zurückgeführt werden (Björ-ling et al. [Bjö14], Ziegltrum, Lohner und Stahl [Zie18]). Für das wasserhaltige Polyglykol PAGW-09 kann dieses Verlustverhalten nicht beobachtet werden. Für alle betrachteten Betriebsbedingungen werden mit der ta-C-beschichteten Prüfverzahnung höhere lastabhängige Getriebeverlustmomente festgestellt. Dabei werden insbesondere für  $v_{t,C} \leq 2$  m/s über der Umfangsgeschwindigkeit bis zu etwa 85 % höhere lastabhängige Getriebeverlustmomente beobachtet, für  $v_{t,C} \geq 8,3$  m/s nimmt der Unterschied über der Umfangsgeschwindigkeit bis zu etwa 13 % ab.

#### 5.4.8 Dokumentation der Zahnflanke

In **Bild 5.34** sind exemplarische lichtmikroskopische Aufnahmen und arithmetische Mittenrauwerte  $R_a$  der Zahnflankenoberfläche des Ritzels der unbeschichteten Prüfverzahnung



**Bild 5.34:** Lichtmikroskopische Aufnahmen und  $R_a$ -Werte der Zahnflanken des Prüfritzels der Prüfverzahnung Typ  $C_{mod}$  nach dem Wirkungsgradtest nach Bild 4.11

Typ C<sub>mod</sub> im Prüfgetriebe nach dem Wirkungsgradtest nach Bild 4.11 für die unterschiedlichen Prüfschmierstoffe dargestellt. Der arithmetische Mittenrauwert ist der Mittelwert, der sich auf Basis von Tastschnittmessungen an drei gleichmäßig über dem Umfang verteilten Zähnen ergibt. Die Flankenfotos zeigen nach dem Wirkungsgradtest leichte Laufspuren für alle Prüfschmierstoffe. Der Vergleich der Ra-Werte vor und nach Wirkungsgradtest zeigt nahezu keine Veränderungen. Profilformmessungen der Verzahnungen vor und nach dem Wirkungsgradtest zeigen unabhängig vom Schmierstoff keine Profilformabweichungen.

## 6 Interpretation und Diskussion

Aufbauend auf Kapitel 5 beschäftigt sich dieses Kapitel mit der Interpretation und Diskussion der experimentellen Ergebnisse. In Abschnitt 6.1 wird die Schmierfilmdicke im Wälzkontakt und in Abschnitt 6.2 die Reibung im Wälzkontakt aufgegriffen. In Abschnitt 6.3 werden mittlere Verzahnungsreibungszahlen abgeleitet und in Abschnitt 6.4 die Zahnmassentemperatur interpretiert und diskutiert. Abschnitt 6.5 beschäftigt sich mit Verlustmomenten und Abschnitt 6.6 mit dem Getriebewirkungsgrad. Abschließend werden in Abschnitt 6.7 die Anwendbarkeit bestehender Berechnungsverfahren für die mittlere Verzahnungsreibungszahl, Zahnmassentemperatur und lastunabhängige Getriebeverlustleistung geprüft.

### 6.1 Schmierfilmdicke im Wälzkontakt

Die Untersuchungen zur Schmierfilmdicke in Bild 5.2 und Bild 5.5 zeigen für alle betrachteten Prüfschmierstoffe eine typische hufeisenförmige Ausprägung der Schmierfilmdicke im EHD-Punktkontakt. Effekte wie für Wasser-in-Öl Emulsionen in Abschnitt 2.4.2 werden nicht beobachtet. In den betrachteten wasserhaltigen Polyglykolen liegt das Wasser vollständig im wasserlöslichen Polyglykol vor. Es wird keine kritische Mizellbildungskonzentration erreicht.

Auf Basis der gemessenen zentralen Schmierfilmdicken  $h_c$  in Bild 5.3 und Bild 5.6 können mithilfe der Gleichung (6.1) nach Hamrock und Dowson [Ham76a] Druck-Viskositäts-Koeffizienten  $\alpha_p$  abgeleitet werden. Dabei stellen in den Gleichungen (6.2) - (6.4)  $U$  den dimensionslosen Geschwindigkeits-,  $G$  den dimensionslosen Werkstoff- und  $W$  den dimensionslosen Lastkennwert dar.

$$h_c = R_x \cdot (2,69 \cdot U^{0,67} \cdot G^{0,53} \cdot W^{-0,067} \cdot (1 - 0,61 \cdot e^{0,73 \cdot \kappa})) \text{ mit } \kappa = 1,03 \quad (6.1)$$

$$U = \frac{v_M \cdot \rho_M \cdot v_\Sigma}{E' \cdot R_x \cdot 2} \quad (6.2)$$

$$G = \alpha_p \cdot E' \quad (6.3)$$

$$W = \frac{F_N}{E' \cdot R_x^2} \quad (6.4)$$

In **Bild 6.1** sind die abgeleiteten Druck-Viskositäts-Koeffizienten  $\alpha_p$  in Abhängigkeit von der Hertz'schen Pressung  $p_H$  für die untersuchten Prüfschmierstoffe dargestellt. Zusätzlich sind zur Einordnung der Ergebnisse mit den wasserhaltigen Polyglykolen die Ergebnisse des wasserfreien und wasserlöslichen PAG-10 aufgeführt. Erwartungsgemäß ist der Druck-Viskositäts-Koeffizient für alle betrachteten Prüfschmierstoffe nahezu unabhängig von der Hertz'schen Pressung.

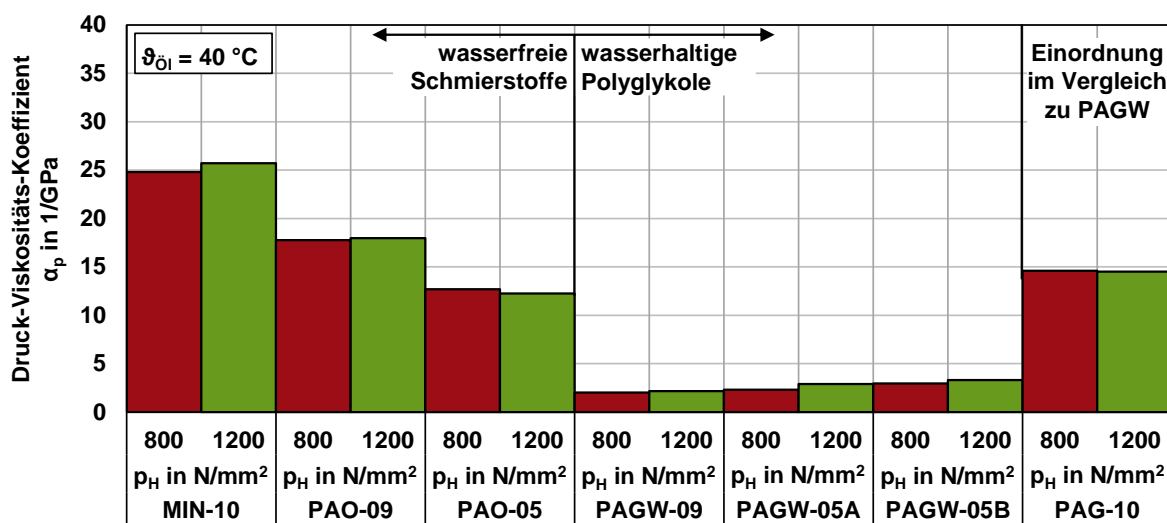
Für die wasserfreien Schmierstoffe MIN-10, PAO-09 und PAO-05 nimmt der Druck-Viskositäts-Koeffizient von MIN zu PAO ab, wobei die niedrigsten Werte mit dem niedrigviskosen PAO-05 festgestellt werden. Die Abnahme wird ebenfalls von Walbeck und Gold [Wal04] beobachtet und kann wesentlich auf die chemische Struktur des Grundöles zurückgeführt werden.

Im Vergleich zu PAOs mit gleicher kinematischer Viskosität werden mit den wasserhaltigen Polyglykolen PAGW-09, PAGW-05A und PAGW-05B im Mittel um bis zu 83 % niedrigere Druck-Viskositäts-Koeffizienten abgeleitet. Diese sind in der gleichen Größenordnung wie für den exemplarischen wasserhaltigen Schmierstoff in Tabelle 2.4. Dagegen nimmt die Schmierfilmdicke der wasserhaltigen Polyglykole in Bild 5.3 im Mittel um bis zu 57 % im Vergleich zu PAOs ab. Der Schmierfilmaufbau der wasserhaltigen Polyglykole wird durch die etwa 30 %



höhere Dichte im Vergleich zu PAOs unterstützt, der mit dem dimensionslosen Geschwindigkeitsparameter  $U$  in Gleichung (6.1) mit der Hochzahl 0,67 eingeht. Dieser ist stärker als der dimensionslose Werkstoffparameter  $G$  mit der Hochzahl 0,53 gewichtet, der maßgeblich vom Druck-Viskositäts-Koeffizienten beeinflusst wird. Der höherviskose PAGW-09 resultiert im Vergleich zu den niedrigerviskosen PAGW-05A und PAGW-05B in leicht niedrigeren Druck-Viskositäts-Koeffizienten.

Der Vergleich der Ergebnisse der wasserhaltigen Polyglykole mit dem wasserfreien und wasserlöslichen PAG-10 zeigt einen etwa fünfmal höheren Druck-Viskositäts-Koeffizienten für PAG-10. Die Abnahme des Druck-Viskositäts-Koeffizienten kann auf die chemische Struktur der wasserhaltigen Polyglykole zurückgeführt werden. Das funktionale Zumischen von Wasser in das wasserlösliche Polyglykol wirkt sich nachteilig auf den Druck-Viskositäts-Koeffizienten und somit auf den Schmierfilmaufbau aus. Diese Erkenntnis ist in Übereinstimmung mit den Tribosimulationen in Bild 2.24.



**Bild 6.1:** Abgeleitete Druck-Viskositäts-Koeffizienten für  $\vartheta_{\text{Öl}} = 40 \text{ °C}$  für die betrachteten Prüfschmierstoffe

Weitere Druck-Viskositäts-Koeffizienten für die wasserfreien Schmierstoffe für Ölttemperaturen  $\vartheta_{\text{Öl}} > 40 \text{ °C}$  können im Anhang A.1 gefunden werden. Die Untersuchungen zur Schmierfilmdicke mit wasserhaltigen Polyglykolen bei Ölttemperaturen  $\vartheta_{\text{Öl}} \geq 60 \text{ °C}$  in Abschnitt 5.1.3 verdeutlichen die Notwendigkeit, das Entweichen von Wasser zu verhindern. Dies ist notwendig, um eine konstante Schmierstoffzusammensetzung zu gewährleisten. Durch das Entweichen von Wasser nimmt die Viskosität deutlich zu (siehe Tabelle 5.1 und Tabelle 5.2) und somit auch die resultierenden Schmierfilmdicken. Im Betrieb sind somit Notlaufeigenschaften der wasserhaltigen Polyglykole sichergestellt. Die Ergebnisse der Schmierstoffeigenschaften nach den Untersuchungen in Tabelle 5.2 geben einen Richtwert, welche ISO VG Klassen als Grundöle der wasserhaltigen Polyglykole verwendet werden. Dabei ordnet sich das Grundöl von PAGW-09 in die Klasse ISO VG 320 und das Grundöl von PAGW-05A und PAGW-05B in die Klasse ISO VG 150 ein.

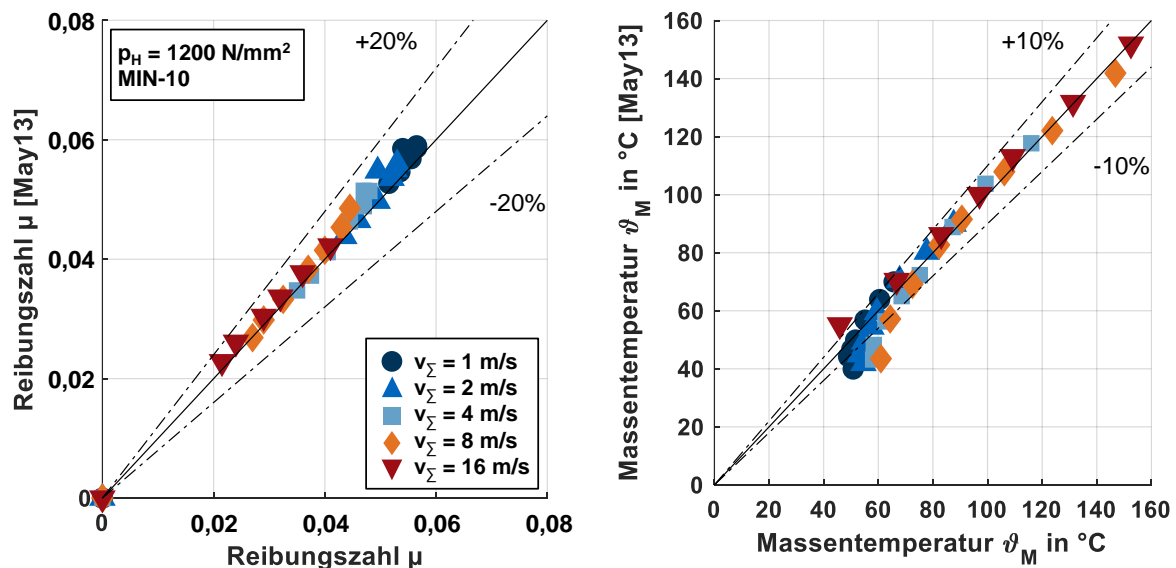
Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass mit den wasserhaltigen Polyglykolen niedrigere Schmierfilmdicken als mit PAOs gleicher kinematischer Viskosität festgestellt werden. Die Abnahme ist im Wesentlichen durch die im Mittel bis zu 83 % niedrigeren Druck-Viskositäts-Koeffizienten begründet, wobei die etwa 30 % höhere Dichte der wasserhaltigen Polyglykole den Schmierfilmaufbau unterstützt.

## 6.2 Reibung im Wälzkontakt

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse aus Abschnitt 5.2.1 zum Einfluss des Schmierstoffs und die Ergebnisse aus Abschnitt 5.2.2 zum Einfluss der Oberfläche interpretiert und diskutiert.

### 6.2.1 Einfluss des Schmierstoffs

In **Bild 6.2** werden gemessene Reibungszahlen  $\mu$  und Massentemperaturen  $\vartheta_M$  für den wasserfreien Schmierstoff MIN-10 aus Abschnitt 5.2.1 mit Ergebnissen von Mayer [May13] gegenübergestellt. Aufgrund der sehr niedrigen Oberflächenrauheiten der polierten Oberflächen kann von Vollschmierung ausgegangen werden, sodass die gemessene Reibung in sehr guter Näherung der Flüssigkeitsreibung entspricht. Die Ergebnisse sind für Schlupfwerte  $0 \leq s \leq 50\%$  in Abhängigkeit von der Summengeschwindigkeit dargestellt. Der Vergleich der Ergebnisse zeigt für alle Reibungszahlen und Massentemperaturen eine sehr gute Übereinstimmung der Messergebnisse.



**Bild 6.2:** Einordnung gemessener Reibungszahlen und Massentemperaturen in Literaturergebnisse von Mayer [May13]

Die Reibungszahlkurven in Bild 5.9 zeigen für die wasserfreien Schmierstoffe MIN-10, PAO-09 und PAO-05 ein typisches Verhalten. Für die wasserhaltigen Polyglykole PAGW-09, PAGW-05A und PAGW-05B werden keine typischen Reibungszahlkurven beobachtet. Die Reibungszahl nimmt annähernd linear mit dem Schlupf zu, der nicht-lineare Bereich und das Erreichen einer maximalen Reibungszahl wird für  $s < 50\%$  nicht festgestellt. Die Grenzschubspannung kann im Bereich maximaler Reibungszahlen im Wesentlichen mit der Bildung von Scherbändern, mit einem glasartigen Zustand oder mit Scherlokalisierung begründet werden (Martinie und Vergne [Mar16]). Der Reibungszahlverlauf der betrachteten wasserhaltigen Polyglykole ähnelt dabei dem Reibungszahlverlauf des wasserhaltigen Schmierstoffs aus Bild 2.23 und Bild 2.24.

Hinsichtlich des Reibungsverhaltens vom MIN zum PAO zum wasserhaltigen Polyglykol nehmen die Reibungszahlen ab. Mit den betrachteten wasserhaltigen Polyglykolen werden Reibungszahlen kleiner als 0,01 gemessen, die den Bereich der Superlubricity kennzeichnen. Die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten wasserhaltigen Schmierstoffe beinhalten Diglykol,

Wasser, Säuren und Basen (siehe Abschnitt 4.1). Es ist davon auszugehen, dass diese Schmierstoffe Netzwerke aus Molekülen bilden können, die durch Wasserstoffbrückenbindungen zusammengehalten werden. Bei der Verwendung von Stahloberflächen ist davon auszugehen, dass sich an der Oberfläche eine mikroskopische Schicht aus FeOOH bildet (siehe Bild 2.34). Somit können sich an diesen Schichten diese Molekülnetzwerke anlagern. Zwischen diesen hydrierten Netzwerken wird eine wirksame Zone aus Wasser gebildet, in der sehr reibungsarmes Abgleiten stattfinden kann (siehe Abschnitt 2.5.2).

Die Abnahme des Druck-Viskositäts-Koeffizienten (siehe Bild 6.1) von MIN über PAO zu PAGW ist auch ein Faktor, warum die Reibungszahl entsprechend abnehmen kann. Durch die Abnahme des Druck-Viskositäts-Koeffizienten nimmt der Anstieg der Viskosität im Druckgebiet des EHD-Kontaktes ab, wodurch die Flüssigkeitsreibungszahl abnimmt.

Hinsichtlich des Temperaturverhaltens nehmen die Massentemperaturen analog zur Reibung von MIN über PAO zu PAGW ab. Das verbesserte Temperaturverhalten von MIN-10 und PAO-09 kann ebenfalls in der gemessenen Kontakttemperatur nach dem thermoresistiven Messprinzip festgestellt werden (siehe Bild 5.13). Untersuchungen mit dem wasserhaltigen Polyglykol PAGW-09 konnten aufgrund der hohen elektrischen Leitfähigkeit von PAGW-09 nicht durchgeführt werden. Auf Basis der Ergebnisse für MIN-10 und PAO-09 kann jedoch schlussgefolgert werden, dass für PAGW-09 deutlich niedrigere Kontakttemperaturen im Vergleich zu den wasserfreien Schmierstoffen MIN-10 und PAO-09 vorliegen müssen. Aufgrund der niedrigeren Reibungszahl resultiert ein niedrigerer Wärmeeintrag durch Scherung des Schmierstoffs.

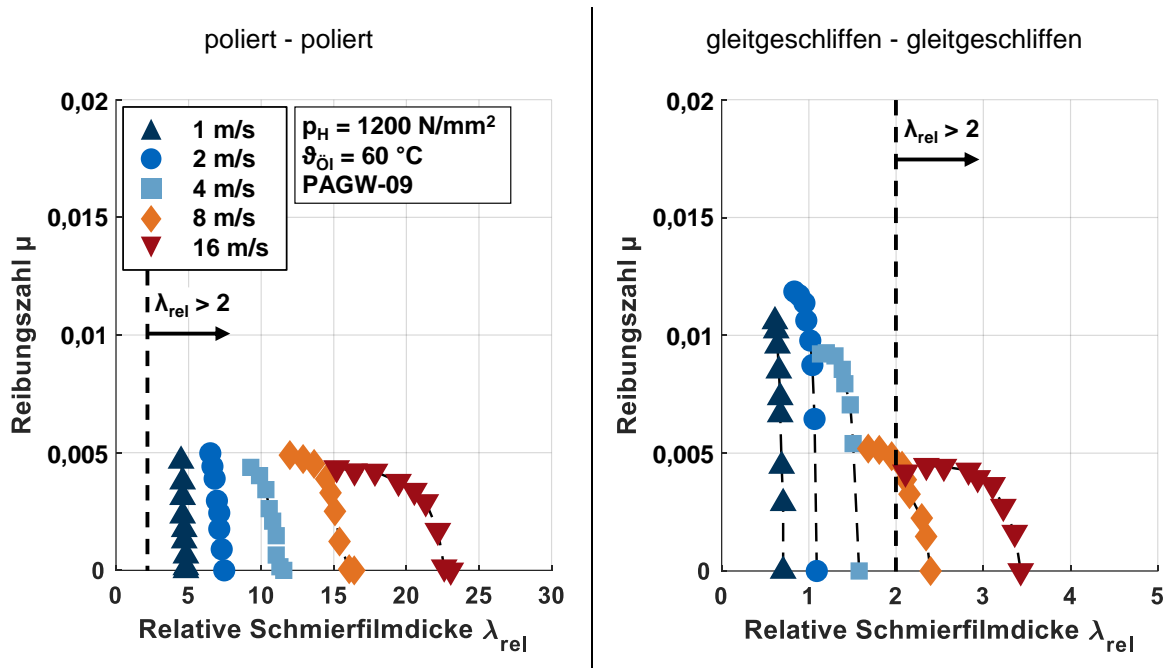
### 6.2.2 Einfluss der Oberflächenrauheit

In **Bild 6.3** sind die Reibungszahlen  $\mu$  in Abhängigkeit von der relativen Schmierfilmdicke  $\lambda_{rel}$  für polierte und geschliffene Oberflächen mit dem wasserhaltigen Polyglykol PAGW-09 dargestellt. Dabei beziehen sich die Ergebnisse für die Reibungszahl auf die Abschnitte 5.2.1 und 5.2.2. Die relative Schmierfilmdicke  $\lambda_{rel}$  mit den arithmetischen Mittenrauwerten  $Ra_1$  und  $Ra_2$  der betrachteten Wälzkörper ist wie folgt definiert (Niemann und Winter [Nie03]):

$$\lambda_{rel} = \frac{h_m}{0,5 \cdot (Ra_1 + Ra_2)} \quad (6.5)$$

Zur Berechnung der minimalen Schmierfilmdicke  $h_m$  wird die Gleichung nach Dowson und Higginson [Dow66] mit den Druck-Viskositäts-Koeffizienten aus Bild 6.1 verwendet. Da der Druck-Viskositäts-Koeffizient nur für eine Temperatur  $\vartheta_{Öl} = 40 \text{ °C}$  bekannt ist und der Druck-Viskositäts-Koeffizient mit zunehmender Öltemperatur tendenziell abnimmt, kann davon ausgegangen werden, dass leicht zu hohe Druck-Viskositäts-Koeffizienten für die Berechnung der minimalen Schmierfilmdicke angenommen werden. Für die dynamische Viskosität wird der Neuzustand (siehe Bild 4.1) zugrunde gelegt, wobei die dynamische Viskosität jeweils bei Massentemperatur verwendet wird. Es ist zu beachten, dass bei den Versuchen ggf. höhere dynamische Viskositäten vorliegen, da beim Zwei-Scheiben-Tribometer ähnlich wie beim optischen EHD-Tribometer das Entweichen von Wasser möglich ist. Dadurch können höhere dynamische Viskositäten vorliegen und somit ggf. auch höhere relative Schmierfilmdicken. Am Zwei-Scheiben-Tribometer ist die zirkulierte Schmierstoffmenge bei Einspritzschmierung deutlich größer als am optischen EHD-Tribometer. Aufgrund der begrenzten Versuchszeit mit einer maximalen Massentemperatur  $\vartheta_M < 83 \text{ °C}$  kann somit im Vergleich zum optischen EHD-Tribometer von einem kleineren Einfluss des Verdampfens von Wasser ausgegangen werden. Zur

Zuordnung des Schmierzustandes werden die Grenzen aus Lohner [Loh16] für Grenzschmierung mit ca.  $0 < \lambda_{\text{rel}} < 0,25$ , für Mischschmierung mit ca.  $0,25 < \lambda_{\text{rel}} < 2,0$  und für Vollschmierung mit ca.  $\lambda_{\text{rel}} > 2,0$  verwendet.

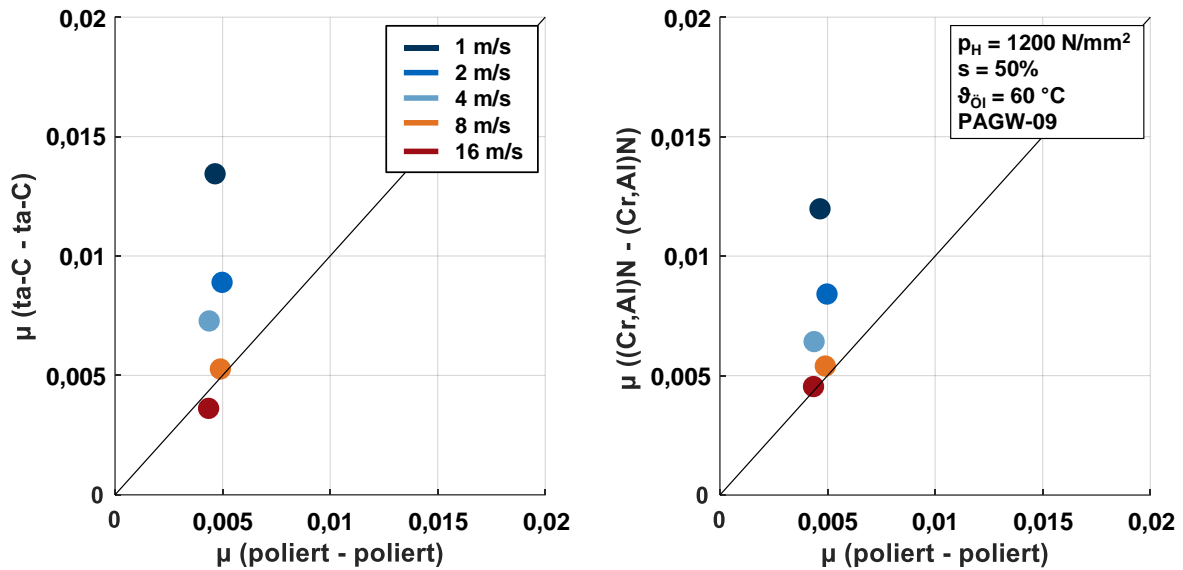


**Bild 6.3:** Gemessene Reibungszahlen über der relativen Schmierfilmdicke  $\lambda_{\text{rel}}$  für polierte und gleitgeschliffene Oberflächen mit dem wasserhaltigen Polyglykol PAGW-09

Für polierte Oberflächen werden für alle betrachteten Betriebsbedingungen relative Schmierfilmdicken  $\lambda_{\text{rel}} \gg 2$  berechnet, sodass von Vollschmierung ausgegangen werden kann und die gemessene Reibungszahl der Flüssigkeitsreibungszahl entspricht. Im Vergleich der Summengeschwindigkeiten werden sehr ähnliche Flüssigkeitsreibungszahlen gemessen. Für die gleitgeschliffene Oberfläche ergibt sich ein differenzierteres Bild. Für die Summengeschwindigkeiten  $v_{\Sigma} = \{1, 2, 4\}$  m/s werden höhere Reibungszahlen gemessen, während für die Summengeschwindigkeiten  $v_{\Sigma} = \{8, 16\}$  m/s niedrigere Reibungszahlen gemessen werden, die auf einem ähnlichen Niveau wie für die polierte Oberfläche sind. Die berechnete relative Schmierfilmdicke für die Summengeschwindigkeiten  $v_{\Sigma} = \{1, 2, 4\}$  m/s ist  $\lambda_{\text{rel}} < 2$ , sodass von Mischschmierung ausgegangen werden kann. Für die Summengeschwindigkeiten  $v_{\Sigma} = \{8, 16\}$  m/s ist die relative Schmierfilmdicke nahezu immer  $\lambda_{\text{rel}} > 2$ , sodass Vollschmierung vorliegen kann. Folglich kann für die beiden Stahloberflächen angenommen werden, dass die Flüssigkeitsreibungszahl im Bereich der Vollschmierung mit dem wasserhaltigen Polyglykol auf einem sehr ähnlichen Niveau ist und die Summengeschwindigkeit einen kleinen Einfluss auf die Flüssigkeitsreibungszahl hat. Ursächlich dafür kann der Schmiermechanismus mit dem entsprechenden rheologischen Verhalten im EHD-Kontakt sein, der in Abschnitt 6.2.1 für die betrachteten wasserhaltigen Polyglykole beschrieben ist.

### 6.2.3 Einfluss der Beschichtung

**Bild 6.4** zeigt die gemessenen Reibungszahlen  $\mu$  in Abhängigkeit von der Summengeschwindigkeit  $v_{\Sigma}$  im Vergleich der untersuchten Oberflächen. Dabei beziehen sich die Ergebnisse für die Reibungszahl auf die Abschnitte 5.2.1 und 5.2.2. Aufgrund der sehr niedrigen Oberflächenrauheiten kann von Vollschmierung ausgegangen werden, sodass die gemessene Reibung in sehr guter Näherung der Flüssigkeitsreibung entspricht.



**Bild 6.4:** Vergleich gemessener Reibungszahlen im Vergleich beschichteter Oberflächen mit dem wasserhaltigen Polyglykol PAGW-09

Der Vergleich der Reibungszahlen für ta-C-beschichtete Oberflächen mit polierten Oberflächen zeigt für die Summengeschwindigkeiten  $v_\Sigma = \{1, 2, 4\}$  m/s höhere Reibungszahlen für ta-C-beschichtete Oberflächen, während die Reibungszahlen für  $v_\Sigma = \{8, 16\}$  m/s sehr ähnlich sind. Dabei nehmen die Reibungszahlen für ta-C-beschichtete Oberflächen mit zunehmender Summengeschwindigkeit wie für wasserfreie Schmierstoffen ab (siehe Bild 5.18). Die Reibungszahlen für polierte Oberflächen bleiben mit zunehmender Summengeschwindigkeit annähernd konstant (siehe Abschnitt 6.2.2). Die annähernd konstante Reibungszahl in Abhängigkeit von der Summengeschwindigkeit mit polierten Stahloberflächen ist in Abschnitt 6.2.2 erläutert. Das Reibungsverhalten kann mit dem Schmiermechanismus von wasserhaltigen Schmierstoffen mit Stahloberflächen aus Bild 2.34 mit dem entsprechenden rheologischen Verhalten im EHD-Kontakt begründet werden. Dieser ist in Abschnitt 6.2.1 für die betrachteten wasserhaltigen Polyglykole beschrieben. Bei der betrachteten ta-C-Oberfläche handelt es sich um eine vergleichsweise unpolare und reaktionsträge Oberfläche. Somit deuten die Ergebnisse darauf hin, dass sich der Schmiermechanismus nach Bild 2.34 im Gegensatz zu vergleichsweise polaren Stahloberflächen nicht ausbilden kann und sich höhere Reibungszahlen ergeben. Dabei wird ein Schmiermechanismus ähnlich dem Mechanismus aus Bild 2.32 c) vermutet, bei dem das Wasser vollständig gebunden vorliegt und durch die höheren zwischenmolekularen Kräfte zwischen den hydrierten PAG-Ketten in höheren Reibungszahlen resultiert. Mit zunehmender Summengeschwindigkeit nehmen die Reibungszahlen für ta-C-beschichtete Oberflächen ab und erreichen sehr ähnliche Reibungszahlen wie für polierte Oberflächen.

Ein ähnliches Reibungsverhalten wie für ta-C-beschichtete Oberflächen kann mit (Cr,Al)N-beschichteten Oberflächen festgestellt werden. Dabei handelt es sich ebenfalls um eine vorwiegend unpolare, reaktionsträge Oberfläche. Die Reibungszahlen sind im Vergleich zu polierten Oberflächen insbesondere für niedrige Summengeschwindigkeiten höher. Im Bereich hoher Geschwindigkeiten werden ähnliche Reibungszahlen beobachtet.

#### 6.2.4 Zwischenfazit

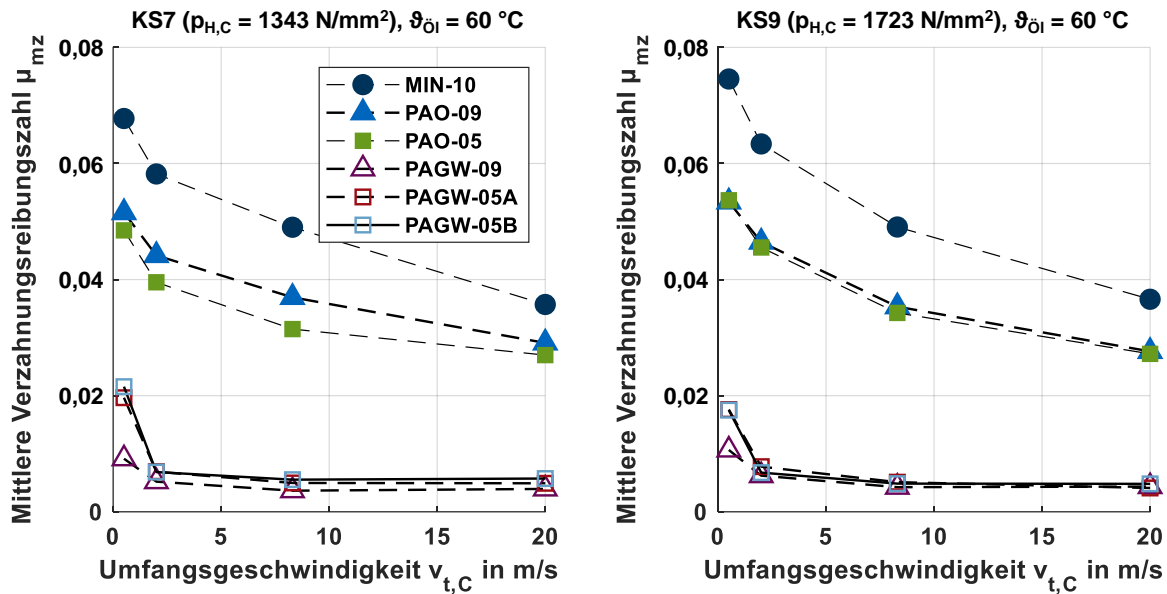
Die wasserhaltigen Polyglykole zeigen eine deutliche Reduzierung der Reibung im Wälzkontakt mit unbeschichteten Stahloberflächen. Dies kann nach Chen et al. [Che13] mit einem Schmiermechanismus begründet werden, bei dem eine wirksame Zone aus Wasser gebildet wird, in der sehr reibungsarmes Abgleiten stattfinden kann. Darüber hinaus können die niedrigeren Druck-Viskositäts-Koeffizienten zur Reduzierung der Reibung beitragen. Es werden Reibungszahlen kleiner als 0,01 festgestellt, die den Bereich der Superlubricity kennzeichnen. Die Flüssigkeitsreibungszahl ist annähernd unabhängig von der Summengeschwindigkeit und thermische Effekte spielen nur eine untergeordnete Rolle. Im Vergleich zu den wasserfreien Schmierstoffen können um bis zu 91 % niedrigere Reibungszahlen gemessen werden. Die Untersuchungen zum Einfluss der Beschichtung in Kombination mit wasserhaltigen Polyglykolen zeigen im Mittel eine höhere Reibung im Vergleich zu unbeschichteten Stahloberflächen. Die vergleichsweise unpolaren und reaktionsträgen Beschichtungen können dazu führen, dass sich der Schmiermechanismus nicht wie für vergleichsweise polare Stahloberflächen ausbildet.

### 6.3 Mittlere Verzahnungsreibungszahl

In diesem Abschnitt werden mittlere Verzahnungsreibungszahlen abgeleitet und dabei der Einfluss des Schmierstoffs in Abschnitt 6.3.1, der Oberflächenrauheit in Abschnitt 6.3.2 und der Beschichtung in Abschnitt 6.3.3 diskutiert. Mittlere Verzahnungsreibungszahlen zum Einfluss des Schmierverfahrens aus Abschnitt 5.4.6 können aufgrund fehlender gemessener lastabhängiger Lagerverlustmomente nicht abgeleitet werden.

#### 6.3.1 Einfluss des Schmierstoffs

Auf Basis der Ergebnisse zu den lastabhängigen Lagerverlustmomenten in Abschnitt 5.3 und den Getriebeverlustmomenten in Abschnitt 5.4 können mittels Gleichungen (4.5) - (4.8) mittlere Verzahnungsreibungszahlen  $\mu_{mz}$  abgeleitet werden. Dabei wird der lokal-geometrische Zahnverlustfaktor  $H_{VL}$  nach Wimmer [Wim05] nach Gleichung (2.9) zugrunde gelegt. Dabei hängt die mittlere Verzahnungsreibungszahl wesentlich vom Schmierzustand im Zahnkontakt ab, der sich mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit von Grenz-, Misch- zur Vollschmierung ändern kann. Im Bereich niedriger Umfangsgeschwindigkeiten wird die mittlere Verzahnungsreibungszahl unter Last maßgeblich durch die Bildung triboinduzierter Schichten und die Oberflächenbeschaffenheit beeinflusst. Im Bereich hoher Umfangsgeschwindigkeiten wird die mittlere Verzahnungsreibungszahl unter Last vorwiegend vom Grundöl und der Viskosität beeinflusst, wobei nach Mayer [May13] und Hinterstoißer [Hin14] der Einfluss der Schmierstoffviskosität vergleichsweise klein ausfallen kann. In **Bild 6.5** sind die abgeleiteten mittleren Verzahnungsreibungszahlen  $\mu_{mz}$  bei KS7 und KS9 in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit  $v_{t,C}$  bei Tauchschmierung mit  $\vartheta_{Öl} = 60$  °C im Vergleich der Prüfschmierstoffe dargestellt.



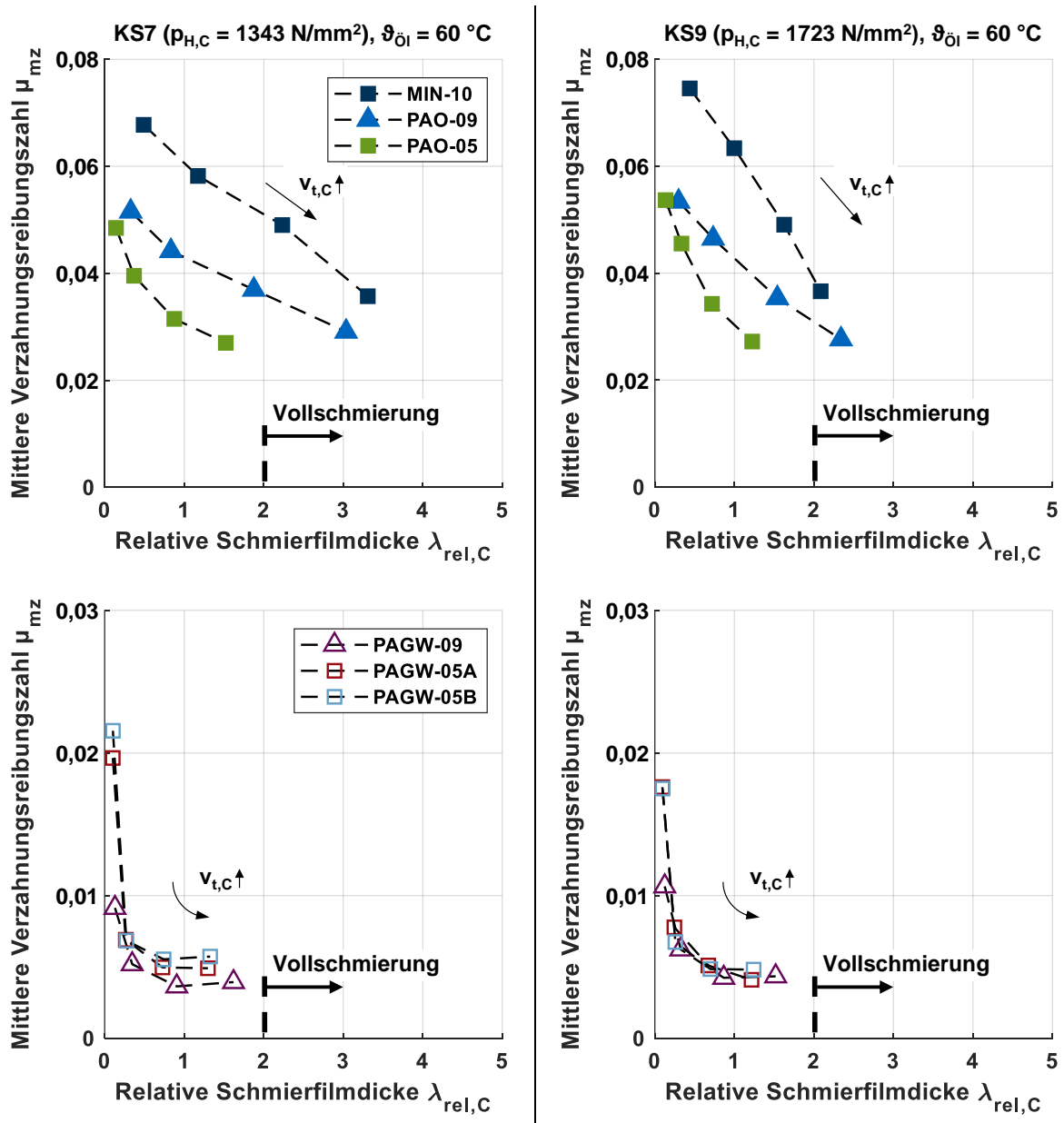
**Bild 6.5:** Abgeleitete mittlere Verzahnungsreibungszahlen für KS7 und KS9 in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit  $v_{t,C}$  bei Tauchschmierung ( $\vartheta_{\text{öI}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ ) im Vergleich der Prüfschmierstoffe nach Yilmaz et al. [Yil19a]

Für die wasserfreien Schmierstoffe MIN-10, PAO-09 und PAO-05 ergeben sich typische Verläufe für die mittlere Verzahnungsreibungszahl. Diese nimmt mit steigender Umfangsgeschwindigkeit aufgrund der zunehmenden Schmierfilmdicke im Zahnkontakt und vorwiegend thermischer Effekte ab. Die zunehmenden Zahnmassentemperaturen (siehe Bild 5.23) und Zahnkontakttemperaturen führen mit steigender Umfangsgeschwindigkeit zu niedrigeren Kontaktviskositäten und somit zu niedrigeren Flüssigkeitsreibungszahlen. Das Mineralöl MIN-10 führt zu den höchsten und das Polyalphaolefin PAO-05 zu den niedrigsten Reibungszahlen, wobei der Unterschied zwischen den beiden Polyalphaolefinen PAO-09 und PAO-05 tendenziell klein ist. Der Vergleich der Ergebnisse von KS7 und KS9 zeigt höhere mittlere Verzahnungsreibungszahlen für KS9.

Für die wasserhaltigen Polyglykole PAGW-09, PAGW-05A und PAGW-05B nehmen die mittleren Verzahnungsreibungszahlen mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit aufgrund der zunehmenden Schmierfilmdicke im Zahnkontakt zunächst ab und bleiben für  $v_{t,C} > 2,0 \text{ m/s}$  näherungsweise konstant. Dabei werden speziell bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten  $v_{t,C} = 0,5 \text{ m/s}$  mit PAGW-09 niedrigere mittlere Verzahnungsreibungszahlen abgeleitet als für PAGW-05A und PAGW-05B. Für  $v_{t,C} = 2,0 \text{ m/s}$  nimmt die Schmierfilmdicke im Zahnkontakt im Vergleich zu  $v_{t,C} = 0,5 \text{ m/s}$  zu und damit nehmen die mittleren Verzahnungsreibungszahlen der wasserhaltigen Polyglykole ab. Für  $v_{t,C} \geq 8,3 \text{ m/s}$  bleiben die mittleren Verzahnungsreibungszahlen der wasserhaltigen Polyglykole annähernd konstant. Im Vergleich zu den wasserfreien Schmierstoffen werden mit den wasserhaltigen Polyglykolen für fast alle betrachteten Betriebsbedingungen Werte von  $\mu_{mz} < 0,01$  abgeleitet, die der Superlubricity zugeordnet werden können. Im Vergleich von KS7 und KS9 werden für alle wasserhaltigen Polyglykole sehr ähnliche mittlere Verzahnungsreibungszahlen beobachtet.

Um das Reibungsverhalten speziell der wasserhaltigen Polyglykole weiter zu analysieren, zeigt **Bild 6.6** die abgeleiteten mittleren Verzahnungsreibungszahlen aus Bild 6.5 in Abhängigkeit von der relativen Schmierfilmdicke  $\lambda_{rel,C}$ . Zur Berechnung der relativen Schmierfilmdicke

wird Gleichung (6.5) verwendet, wobei die Berechnung für den Wälzpunkt erfolgt. Für die dynamische Viskosität wird der Neuzustand (siehe Bild 4.1) zugrunde gelegt, wobei die dynamische Viskosität jeweils bei Zahnmasstentemperatur verwendet wird. Da die Entlüftungsbohrung des Prüf- und Übertragungsgetriebes mit einem geschlossenen Reservoir verschlossen ist, kann für die wasserhaltigen Polyglykole von einer annähernd konstanten Schmierstoffzusammensetzung ausgegangen werden. Für die wasserfreien Schmierstoffe werden die Druck-Viskositäts-Koeffizienten aus Abschnitt A.1 jeweils bei Zahnmasstentemperatur verwendet. Für die wasserhaltigen Polyglykole werden die Druck-Viskositäts-Koeffizienten aus Bild 6.1 verwendet. Zur Zuordnung des Schmierzustandes werden die Grenzen wie in Abschnitt 6.2.2 zugrunde gelegt.



**Bild 6.6:** Abgeleitete mittlere Verzahnungsreibungszahlen für KS7 und KS9 in Abhängigkeit von der relativen Schmierfilmdicke  $\lambda_{rel,C}$  bei Tauchschmierung ( $\vartheta_{\text{öl}} = 60 \text{ °C}$ ) im Vergleich der Prüfschmierstoffe



Für die wasserfreien Schmierstoffe nehmen die mittleren Verzahnungsreibungszahlen mit zunehmender relativer Schmierfilmdicke deutlich ab. Dies kann durch den zunehmenden Flüssigkeitstraganteil und den Anstieg der Zahnmassen- und Zahnkontakttemperatur begründet werden. Im Vergleich der Kraftstufen werden für KS9 niedrigere relative Schmierfilmdicken vor allem aufgrund höherer Zahnmassentemperaturen festgestellt. Mit dem höherviskosen MIN-10 werden die höchsten und mit dem niedrigviskosen PAO-05 die niedrigsten relativen Schmierfilmdicken festgestellt. Für PAO-05 liegt Grenz- zur Mischschmierung vor, während für MIN-10 und PAO-09 bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten teilweise Vollschmierung erreicht wird.

Für alle betrachteten wasserhaltigen Polyglykole nehmen die mittleren Verzahnungsreibungszahlen mit zunehmender relativer Schmierfilmdicke zunächst stark ab und bleiben dann auf einem vergleichsweise konstanten Niveau. Dies kann dadurch begründet werden, dass thermische Effekte nur eine untergeordnete Rolle spielen (siehe Bild 5.23). Diese Erkenntnis deckt sich auch mit den Ergebnissen am Zwei-Scheiben-Tribometer in Abschnitt 6.2.2, dass die Summengeschwindigkeit nur einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Reibungszahl hat. Ursächlich kann der Schmiermechanismus (siehe Abschnitt 6.2.1) angeführt werden. Für PAGW-05A und PAGW-05B werden für alle Betriebsbedingungen sehr ähnliche mittlere Verzahnungsreibungszahlen und relative Schmierfilmdicken abgeleitet, obwohl sich ihr Silizium-, Kalium- und Natriumgehalt (siehe Tabelle 4.1) deutlich unterscheiden. Somit wird kein Einfluss dieser Elementkonzentrationen auf das Reibungsverhalten festgestellt. Die berechneten relativen Schmierfilmdicken liegen für  $v_{t,C} = 0,5$  m/s im Bereich der Grenzschmierung und für  $v_{t,C} = \{2,0; 8,3; 20,0\}$  m/s im Bereich der Mischschmierung. Trotz hohem Festkörpertraganteil für  $v_{t,C} = 0,5$  m/s sind die mittleren Verzahnungsreibungszahlen auf einem niedrigen Niveau. Es kann angenommen werden, dass kleinste Moleküllagen des wasserhaltigen Polyglykols im Kontakt ausreichen, um eine reibungsreduzierende Grenzschicht zu bilden. Mit PAGW-09 ergeben sich im Vergleich zu PAGW-05A und PAGW-05B aufgrund der höheren Viskosität leicht höhere relative Schmierfilmdicken. Im Bereich der Grenzschmierung werden niedrigere mittlere Verzahnungsreibungszahlen als für PAGW-05A und PAGW-05B aufgrund des verringerten Festkörpertraganteils erreicht.

Im Vergleich der Kraftstufen nehmen die relativen Schmierfilmdicken bei KS9 leicht ab und die mittleren Verzahnungsreibungszahlen unterscheiden sich wenig. Die Abnahme der relativen Schmierfilmdicke ist dabei auf die leichte Abnahme der minimalen Schmierfilmdicke durch höhere Last zurückzuführen. Da die wasserhaltigen Polyglykole einen niedrigeren Druck-Viskositäts-Koeffizienten als die wasserfreien Schmierstoffe aufweisen (siehe Bild 6.1), steigt die Viskosität im Zahnkontakt mit zunehmender Last nicht so stark an. Daraus resultieren ähnliche Kontaktviskositäten, sodass sich die abgeleiteten mittleren Verzahnungsreibungszahlen im Vergleich der Kraftstufen besonders für wasserhaltige Polyglykole nur sehr leicht unterscheiden. Die Ergebnisse deuten darauf hin, dass der Schmiermechanismus zur Begründung von Superlubricity aus Abschnitt 6.2.1 kaum von der Last abhängt.

Der Vergleich zwischen den wasserhaltigen Polyglykolen mit PAOs gleicher kinematischer Viskosität zeigt trotz der im Mittel etwa 83 % niedrigeren Druck-Viskositäts-Koeffizienten der wasserhaltigen Polyglykole (siehe Bild 6.1) eine moderate Abnahme der relativen Schmierfilmdicken. Im Vergleich von PAO-09 und PAGW-09 werden im Mittel über der Umfangsgeschwindigkeit etwa 51 % und im Vergleich von PAO-05 und PAGW-05A bzw. PAGW-05B etwa 17 bis 19 % niedrigere relative Schmierfilmdicken festgestellt. Dabei spielt neben der höheren dynamischen Viskosität der wasserhaltigen Polyglykole bedingt durch deren höhere Dichte

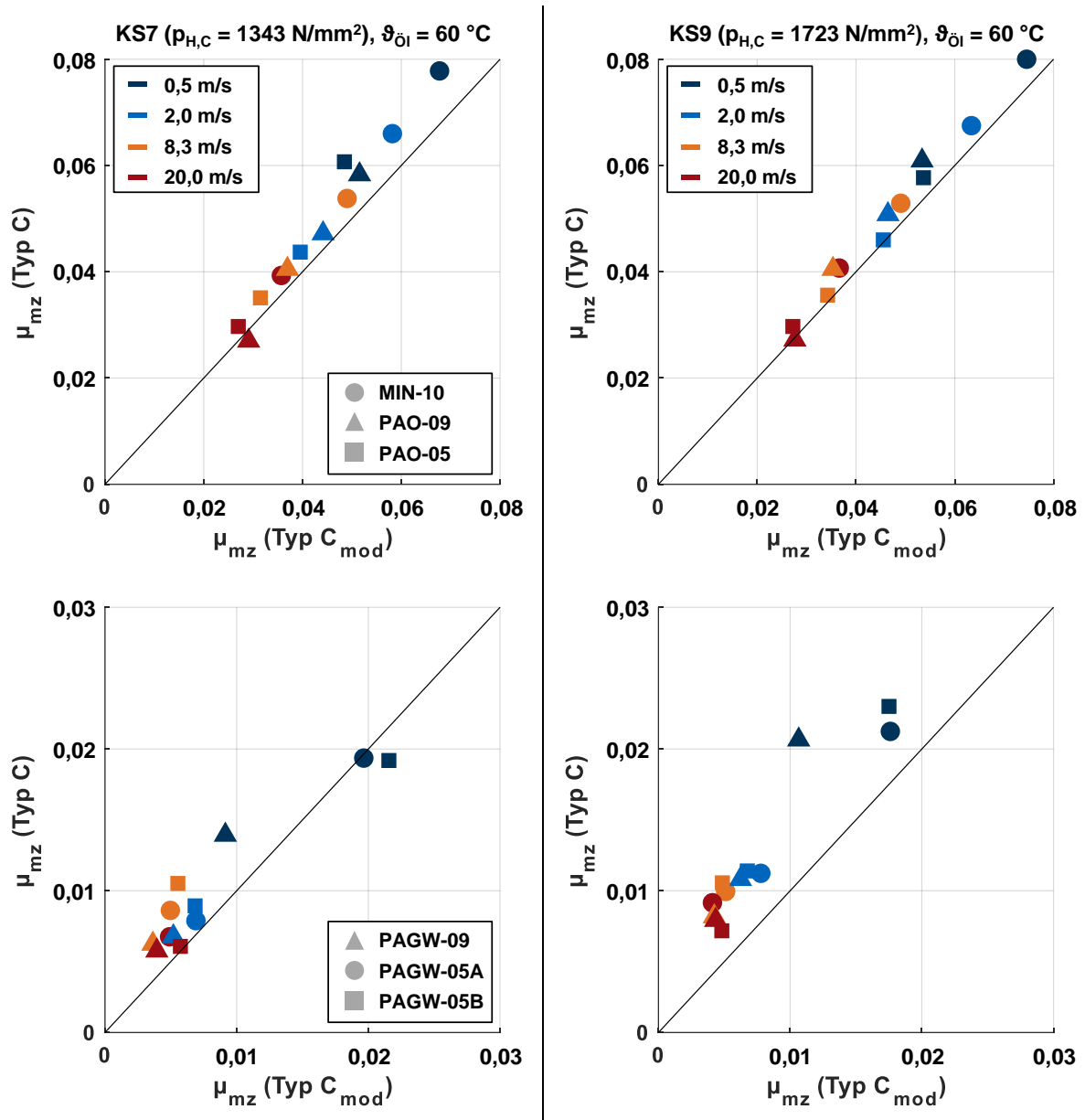
auch das Temperaturverhalten eine wesentliche Rolle. Während die Zahnmasstemperatur mit PAOs mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit deutlich ansteigt, steigt diese für die wasserhaltigen Polyglykole aufgrund der sehr niedrigen mittleren Verzahnungsreibungszahlen und besseren kalorischen Eigenschaften nur sehr leicht an. Dies resultiert im Vergleich zu PAOs in deutlich höheren dynamischen Viskositäten der wasserhaltigen Polyglykole im Einlaufgebiet des geschmierten Zahnkontaktes, sodass die Schmierfilmdicke positiv beeinflusst wird. Weitere detaillierte Informationen zum Verlust- und Temperaturverhalten können in Abschnitt 6.4 und 6.5 gefunden werden.

### 6.3.2 Einfluss der Oberflächenrauheit

Auf Basis der Ergebnisse zu den lastabhängigen Lagerverlustmomenten in Abschnitt 5.3 und den lastabhängigen Getriebeverlustmomenten in Abschnitt 5.4.5 können mittels Gleichungen (4.5) - (4.8) mittlere Verzahnungsreibungszahlen  $\mu_{mz}$  für die Prüfverzahnung Typ C ohne kurze Kopfrücknahmen und ohne gleitgeschliffene Zahnflanken abgeleitet werden. Dabei wird der lokal-geometrische Zahnverlustfaktor  $H_{VL}$  nach Wimmer [Wim05] nach Gleichung (2.9) zugrunde gelegt. In **Bild 6.7** werden die mittleren Verzahnungsreibungszahlen  $\mu_{mz}$  der Prüfverzahnung Typ C<sub>mod</sub> aus Bild 6.5 mit mittleren Verzahnungsreibungszahlen der Prüfverzahnung Typ C verglichen.

Für alle betrachteten Prüfschmierstoffe werden höhere mittlere Verzahnungsreibungszahlen mit der Prüfverzahnung Typ C abgeleitet. Durch die höhere Oberflächenrauheit erfolgt eine Reduzierung der relativen Schmierfilmdicke, sodass der Festkörpertraganteil steigt. Zudem liegen aufgrund der unkorrigierten Verzahnungsgeometrie lasttragende Flankenbereiche mit höherer Gleitgeschwindigkeit vor, was zu höherer lastbedingter Verzahnungsverlustleistung führt. Lohner [Loh16] und Jurkschat [Jur20] stellten zudem fest, dass dadurch ein gestörter Zahneingriff vorliegen kann, der zudem die Reibung erhöht.

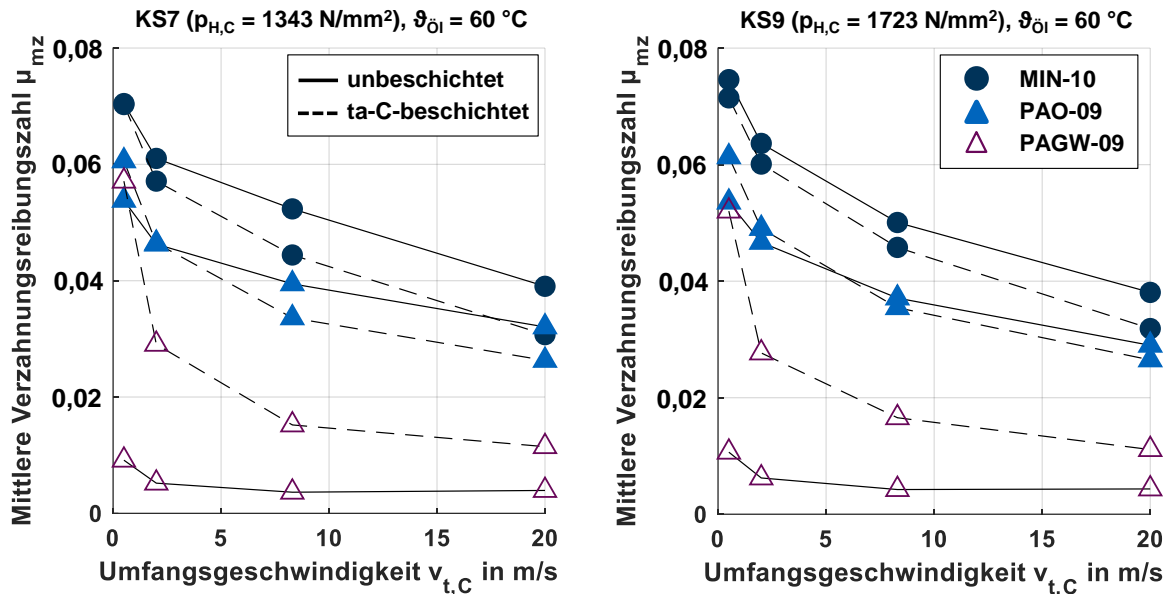
Für die wasserfreien Schmierstoffe werden bei KS7 und KS9 im Bereich niedriger bis mittlerer Umfangsgeschwindigkeiten höhere mittlere Verzahnungsreibungszahlen mit der Prüfverzahnung Typ C abgeleitet. Dies kann im Wesentlichen durch höhere Festkörpertraganteile begründet werden. Im Bereich höherer Umfangsgeschwindigkeiten liegen ähnliche mittlere Verzahnungsreibungszahlen vor, da der Festkörpertraganteil abnimmt und somit der Flüssigkeitstraganteil dominiert. Für die wasserhaltigen Polyglykole werden mit der Prüfverzahnung Typ C ebenfalls höhere mittlere Verzahnungsreibungszahlen abgeleitet. Ursächlich ist ebenfalls der höhere Festkörpertraganteil.



**Bild 6.7:** Abgeleitete mittlere Verzahnungsreibungszahlen für KS7 und KS9 im Vergleich der Prüfverzahnungen Typ C<sub>mod</sub> und Typ C bei Tauchschmierung ( $\vartheta_{\text{ö1}} = 60 \text{ °C}$ ) im Vergleich der Prüfschmierstoffe

### 6.3.3 Einfluss der Beschichtung

Auf Basis der Ergebnisse zu den lastabhängigen Lagerverlustmomenten in Abschnitt 5.3 und den lastabhängigen Getriebeverlustmomenten in Abschnitt 5.4.7 können mittels Gleichungen (4.5) - (4.8) mittlere Verzahnungsreibungszahlen  $\mu_{mz}$  zum Einfluss der ta-C-Beschichtung abgeleitet werden. Dabei wird der lokal-geometrische Zahnverlustfaktor  $H_{VL}$  nach Wimmer [Wim05] nach Gleichung (2.9) zugrunde gelegt. **Bild 6.8** zeigt die abgeleiteten mittleren Verzahnungsreibungszahlen  $\mu_{mz}$  für KS7 und KS9 in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit  $v_{t,C}$  im Vergleich der unbeschichteten und ta-C-beschichteten Prüfverzahnung.



**Bild 6.8:** Abgeleitete mittlere Verzahnungsreibungszahlen für KS7 und KS9 in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit  $v_{t,C}$  bei Tauchschmierung ( $\vartheta_{\dot{o}_I} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ ) im Vergleich der unbeschichteten und ta-C-beschichteten Prüfverzahnung

Die Ergebnisse für die unbeschichtete Prüfverzahnung sind aus Abschnitt 6.3.1 entnommen. Im Vergleich zur unbeschichteten Prüfverzahnung werden im Bereich niedriger Umfangsgeschwindigkeit mit PAO-09 für die ta-C-beschichtete Prüfverzahnung höhere mittlere Verzahnungsreibungszahlen gefunden. Dies deutet darauf hin, dass hierbei höhere Festkörperreibungszahlen vorliegen. Im Vergleich zur unbeschichteten Prüfverzahnung werden im Bereich niedriger Umfangsgeschwindigkeit mit MIN-10 für die ta-C-beschichtete Prüfverzahnung sehr ähnliche mittlere Verzahnungsreibungszahlen beobachtet. Im Bereich hoher Umfangsgeschwindigkeiten werden für beide wasserfreien Schmierstoffe niedrigere mittlere Verzahnungsreibungszahlen mit der ta-C-beschichteten Prüfverzahnung im Vergleich zur unbeschichteten Prüfverzahnung festgestellt. Dabei sind für  $v_{t,C} \geq 8,3 \text{ m/s}$  im Mittel bis zu etwa 16 % niedrigere mittlere Verzahnungsreibungszahlen möglich. Die Abnahme kann im Wesentlichen auf den thermischen Isolationseffekt der Beschichtung zurückgeführt werden. Die Zusammenhänge sind in Abschnitt 2.3.2 und 6.2.3 erläutert. Hinterstoißer [Hin14] und Schwarz et al. [Sch21] bestätigen diese Erkenntnis mit DLC-beschichteten Prüfverzahnungen und stellen eine mittlere Abnahme der mittleren Verzahnungsreibungszahl zwischen 23 - 25 % fest.

Mit dem wasserhaltigen Polyglykol PAGW-09 werden für alle betrachteten Betriebsbedingungen deutlich höhere mittlere Verzahnungsreibungszahlen mit der ta-C-beschichteten Prüfverzahnung festgestellt. Dabei nimmt die mittlere Verzahnungsreibungszahl mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit deutlich ab. Die mittlere Verzahnungsreibungszahl ist für die ta-C-beschichtete Prüfverzahnung insbesondere im Bereich niedriger Umfangsgeschwindigkeiten und somit bei hohem Festkörpertraganteil deutlich höher. Dies deutet darauf hin, dass deutlich höhere Festkörperreibungszahlen vorliegen. Ähnliche Effekte werden auch bei den Ergebnissen zur Reibung im beschichteten Wälzkontakt mit wasserhaltigem Polyglykol in Abschnitt 6.2.3 festgestellt, sodass für detaillierte Erläuterungen darauf verwiesen wird. Das Reibungsverhalten im EHD-Kontakt wird wesentlich durch die Oberflächen der Wälzkörper beeinflusst. Bei der betrachteten ta-C-Oberfläche handelt es sich um eine vergleichsweise unpolare

und reaktionsträge Oberfläche. Somit deuten die Ergebnisse darauf hin, dass sich der Schmiermechanismus nach Bild 2.34 im Gegensatz zu vergleichsweise polaren Stahloberflächen nicht ausbilden kann und sich höhere Reibungszahlen ergeben.

### 6.3.4 Zwischenfazit

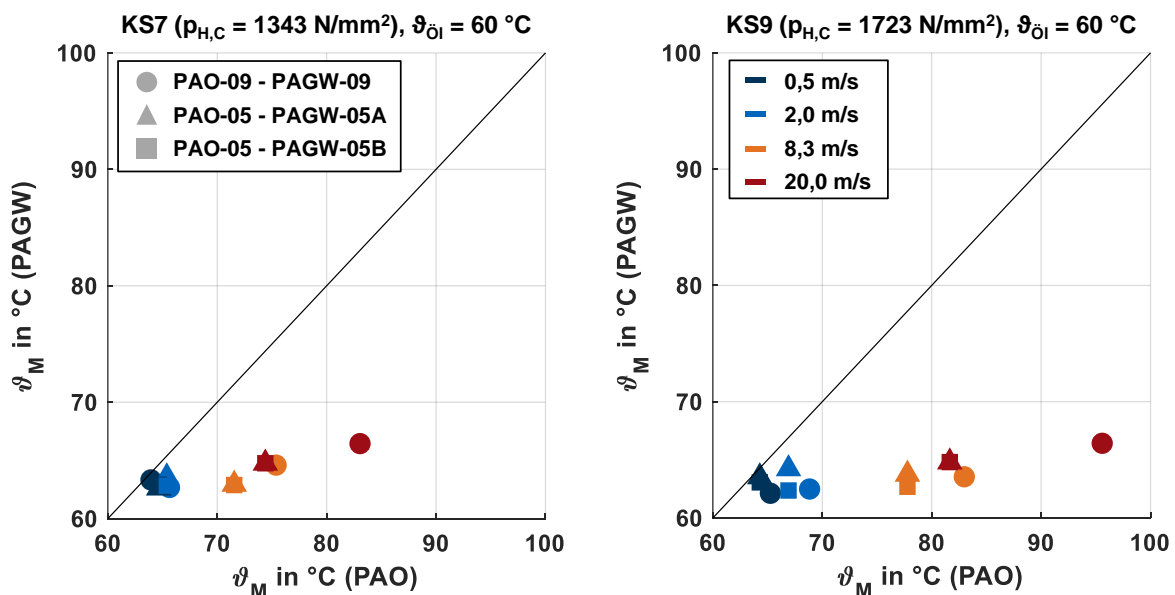
Mit wasserhaltigen Polyglykolen werden für einen großen Bereich der Betriebsbedingungen mittlere Verzahnungsreibungszahlen kleiner als 0,01 festgestellt, die den Bereich der Superlubricity kennzeichnen. Somit können die Ergebnisse vom Zwei-Scheiben-Tribometer bestätigt werden. Im Vergleich zu den wasserfreien Schmierstoffen ist eine Reduzierung der mittleren Verzahnungsreibungszahlen um bis zu 82 % möglich. Die Untersuchungen zum Einfluss der Beschichtung zeigen mit wasserfreien Schmierstoffen niedrigere mittlere Verzahnungsreibungszahlen im Bereich hoher Umfangsgeschwindigkeiten mit ta-C-beschichteten Prüfverzahnungen im Vergleich zu unbeschichteten Prüfverzahnungen. Die Abnahme kann im Wesentlichen auf den thermischen Isolationseffekt der ta-C-Beschichtung zurückgeführt werden. Mit dem wasserhaltigen Schmierstoff PAGW-09 werden im Vergleich zu unbeschichteten Prüfverzahnungen höhere mittlere Verzahnungsreibungszahlen mit ta-C-beschichteten Prüfverzahnungen abgeleitet.

## 6.4 Zahnmassentemperatur

In diesem Abschnitt werden die gemessenen Zahnmassentemperaturen zum Einfluss des Schmierstoffs in Abschnitt 6.4.1 und zum Einfluss des Schmiervorgangs in Abschnitt 6.4.2 diskutiert.

### 6.4.1 Einfluss des Schmierstoffs

**Bild 6.9** vergleicht die gemessenen Zahnmassentemperaturen  $\vartheta_M$  aus Abschnitt 5.4.1 der wasserhaltigen Polyglykole und der PAOs gleicher kinematischer Viskosität für KS7 und KS9.



**Bild 6.9:** Gemessene Zahnmassentemperaturen für KS7 und KS9 bei Tauchschmierung ( $\vartheta_{OI} = 60 \text{ °C}$ ) im Vergleich der Prüfschmierstoffe mit der Prüfverzahnung Typ  $C_{mod}$

Im Bereich niedriger Umfangsgeschwindigkeiten sind die Unterschiede trotz sehr unterschiedlicher lastabhängiger Verzahnungsverlustmomente aufgrund der niedrigen reibungsinduzierten Verlustleistung entsprechend klein. Mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit werden mit den wasserhaltigen Polyglykolen deutlich niedrigere Zahnmassentemperaturen erreicht. Das kann einerseits durch die deutlich niedrigeren lastabhängigen Verzahnungsverlustmomente begründet werden, andererseits spielen die thermophysikalischen Eigenschaften der wasserhaltigen Polyglykole eine Rolle. In Tabelle 2.4 ist die Dichte, spezifische Wärmekapazität und Wärmeleitfähigkeit eines wasserhaltigen Polyglykols aufgeführt, im Vergleich dazu sind in Tabelle 2.2 die thermophysikalischen Eigenschaften wasserfreier Schmierstoffe beschrieben. Bei vorausgesetzt ähnlicher Wärmeübergangszahl vom Zahnrad zum Schmierstoff können somit wasserhaltige Polyglykole aufgrund höherer Werte für die Dichte, spezifische Wärmekapazität und Wärmeleitfähigkeit die reibungsinduzierte Wärme im Vergleich zu wasserfreien Schmierstoffen besser aufnehmen und abführen (Luther [Lut20]).

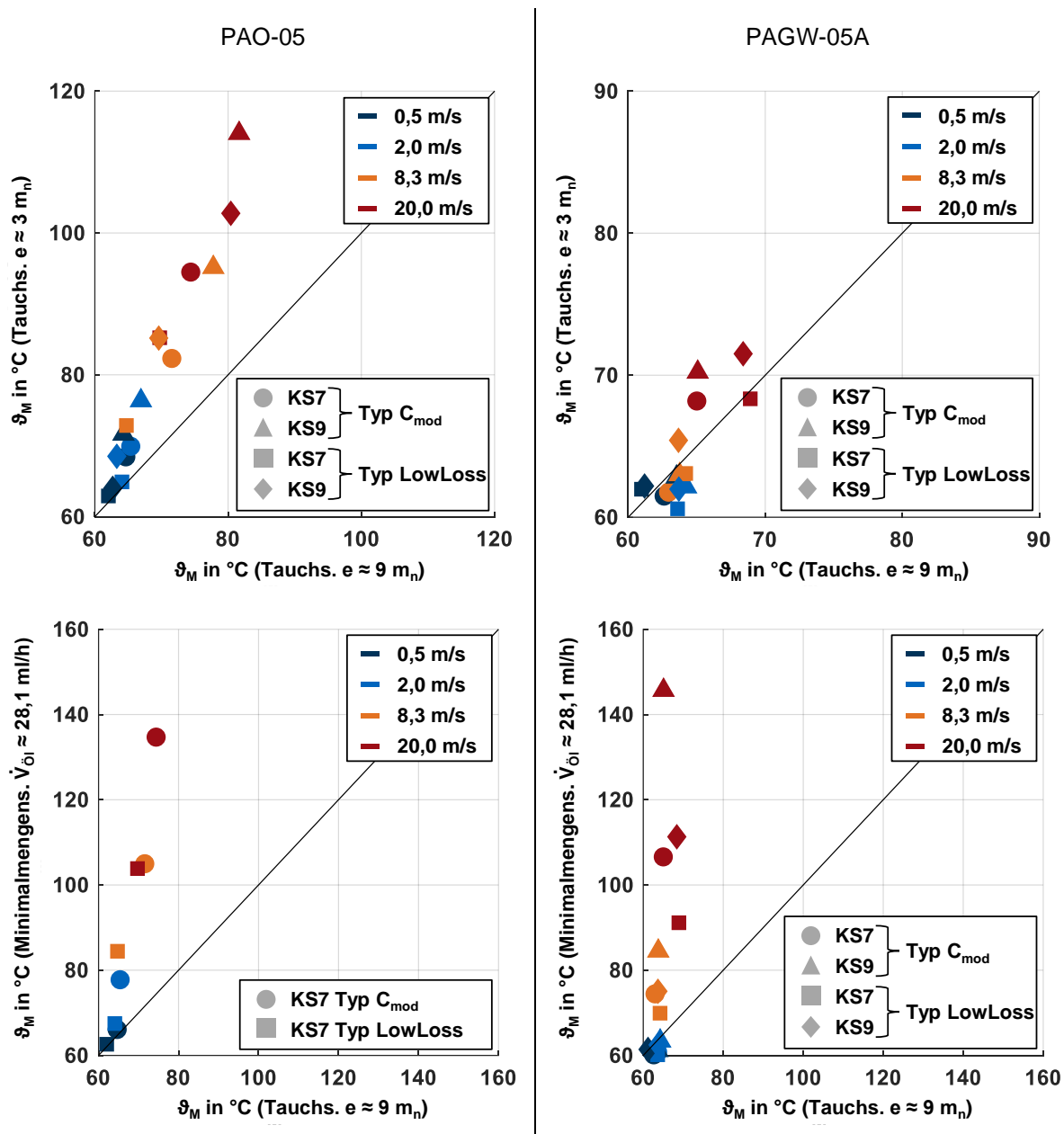
#### 6.4.2 Einfluss des Schmierverfahrens

**Bild 6.10** stellt die gemessenen Zahnmassentemperaturen aus Abschnitt 5.4.6 für KS7 und KS9 im Vergleich der Schmierverfahren für PAO-05 und PAGW-05A mit der Prüfverzahnung Typ  $C_{mod}$  und LowLoss dar. Um die Unterschiede in der Zahnmassentemperatur im Vergleich der Schmierverfahren und Prüfschmierstoffe besser zu visualisieren, werden teilweise unterschiedliche Achsskalierungen gewählt.

Für alle betrachteten Betriebsbedingungen werden mit dem wasserhaltigen Polyglykol PAGW-05A niedrigere Zahnmassentemperaturen im Vergleich zum wasserfreien Schmierstoff PAO-05 gemessen. Der Zusammenhang ist in Abschnitt 6.3.1 detailliert erläutert. Im Vergleich der Schmierverfahren steigen die Zahnmassentemperaturen für  $v_{t,C} > 2,0$  m/s bei Tauchschmierung mit  $e \approx 3 \cdot m_n$  und Minimalmengenschmierung im Vergleich zu Tauchschmierung mit  $e \approx 9 \cdot m_n$  abgesehen für PAGW-05A bei Tauchschmierung mit  $e \approx 3 \cdot m_n$  deutlich an. Der Anstieg der Zahnmassentemperatur kann auf die abnehmende Wärmeabfuhr zurückgeführt werden. Mit PAGW-05A werden bei Tauchschmierung für beide Eintauchtiefen sehr ähnliche Zahnmassentemperaturen beobachtet. Durch die sehr niedrigen lastabhängigen Verzahnungsverlustmomente und vorteilhaften thermophysikalischen Eigenschaften (Luther [Lut20]) ist es mit dem wasserhaltigen Polyglykol möglich, das Schmierstoffvolumen im Getriebe ohne nennenswerten Anstieg der Zahnmassentemperatur zu reduzieren.

Die höchsten Zahnmassentemperaturen werden bei Minimalmengenschmierung festgestellt. Dabei sind Untersuchungen bei KS9 mit PAO-05 nicht möglich, da das Abbruchkriterium für die Zahnmassentemperatur  $\vartheta_{M1} > 160$  °C und somit die Wärmegrenzleistung erreicht wird. Mit PAGW-05A wird dagegen kein Abbruchkriterium erreicht und die gemessenen Zahnmassentemperaturen sind für  $v_{t,C} \leq 8,3$  m/s unterhalb von  $\vartheta_{M1} < 80$  °C. Das Verlustverhalten in Bild 5.30 zeigt jedoch einen Anstieg für das lastabhängige Getriebeverlustrmoment. Dies deutet darauf hin, dass PAGW-05A seine vorteilhaften reibungsreduzierenden Eigenschaften bei höheren Zahnmassentemperaturen verlieren kann. Da es sich bei der realisierten Minimalmengenschmierung jedoch um eine Verlustschmierung ohne einen Ölkreislauf handelt, wird den hochbelasteten Kontakten immer frisches Öl zugeführt. Darüber hinaus muss bei der realisierten Minimalmengenschmierung für das Prüf- und Übertragungsgetriebe kein zusätzlicher Aufwand geleistet werden, um das Entweichen von Wasser zu verhindern. Das wasserhaltige Polyglykol wird in den Kontakten verbraucht und es erfolgt keine Rückführung.

Die Prüfverzahnung LowLoss ermöglicht das Potential, die Zahnmassentemperaturen im Vergleich zur Prüfverzahnung Typ C<sub>mod</sub> zu verringern. Dabei wird der Zahneingriff um den Wälzpunkt konzentriert, wodurch die Gleitgeschwindigkeit auf der Zahnflanke und resultierend die lastabhängige Verzahnungsverlustleistung verringert wird. Darüber hinaus werden für beide Prüfverzahnungen das gleiche Drehmoment am Prüfrad eingestellt. Aufgrund der Verzahnungsgeometrie der Prüfverzahnung LowLoss ergeben sich somit niedrigere Hertz'sche Pressungen und resultierend eine niedrigere lastabhängige Verzahnungsverlustleistung.



**Bild 6.10:** Gemessene Zahnmassentemperaturen für KS7 und KS9 im Vergleich der Schmierverfahren für PAO-05 und PAGW-05A mit der Prüfverzahnung Typ C<sub>mod</sub> und LowLoss

### 6.4.3 Zwischenfazit

Mit wasserhaltigen Polyglykolen werden im Vergleich zu PAOs gleicher kinematischer Viskosität für alle betrachteten Betriebsbedingungen deutlich niedrigere Zahnmassentemperaturen festgestellt. Dies ist im Wesentlichen ein Resultat der deutlich niedrigeren mittleren Verzahnungsreibungszahlen und vorteilhaften thermophysikalischen Eigenschaften wasserhaltiger

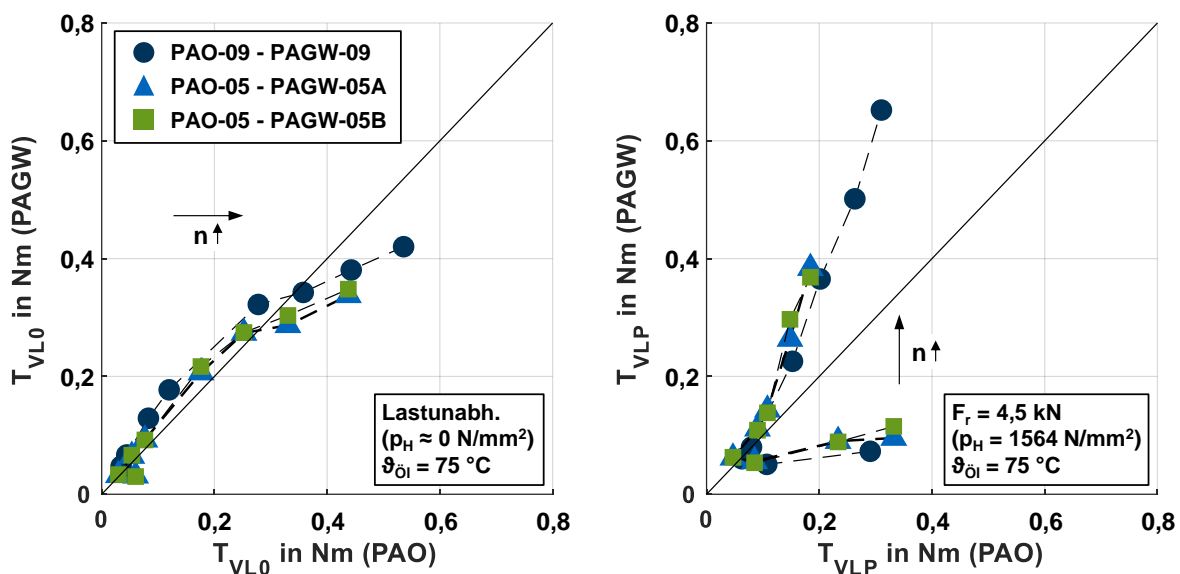
Polyglykole. Die Untersuchungen zum Einfluss des Schmierverfahrens zeigen tendenziell steigende Zahnmassentemperaturen mit abnehmender Eintauchtiefe bei Tauchschmierung und Minimalmengenschmierung aufgrund abnehmender Wärmeabfuhr. Dabei kann das Abbruchkriterium für die Zahnmassentemperatur  $\vartheta_{M1} > 160 \text{ °C}$  und somit die Wärmegrenzleistung erreicht werden. Wasserhaltige Polyglykole und die Prüfverzahnung LowLoss bieten großes Potential, den Anstieg der Zahnmassentemperatur durch Reduzierung der lastabhängigen Verzahnungsverlustleistung zu beschränken.

## 6.5 Verlustmomente

Dieser Abschnitt diskutiert die Lagerverlustmomente in Abschnitt 6.5.1, die lastunabhängigen Getriebeverlustmomente in Abschnitt 6.5.2 und die Getriebegesamtverlustmomente in Abschnitt 6.5.3.

### 6.5.1 Lagerverlustmomente

In **Bild 6.11** sind die gemessenen lastunabhängigen und lastabhängigen Lagerverlustmomente aus Abschnitt 5.3.1 im Vergleich der Prüfschmierstoffe dargestellt. Dabei werden die Ergebnisse für die wasserhaltigen Polyglykole mit PAOs gleicher kinematischer Viskosität verglichen.



**Bild 6.11:** Gemessene lastunabhängige und lastabhängige Lagerverlustmomente im Vergleich der Prüfschmierstoffe

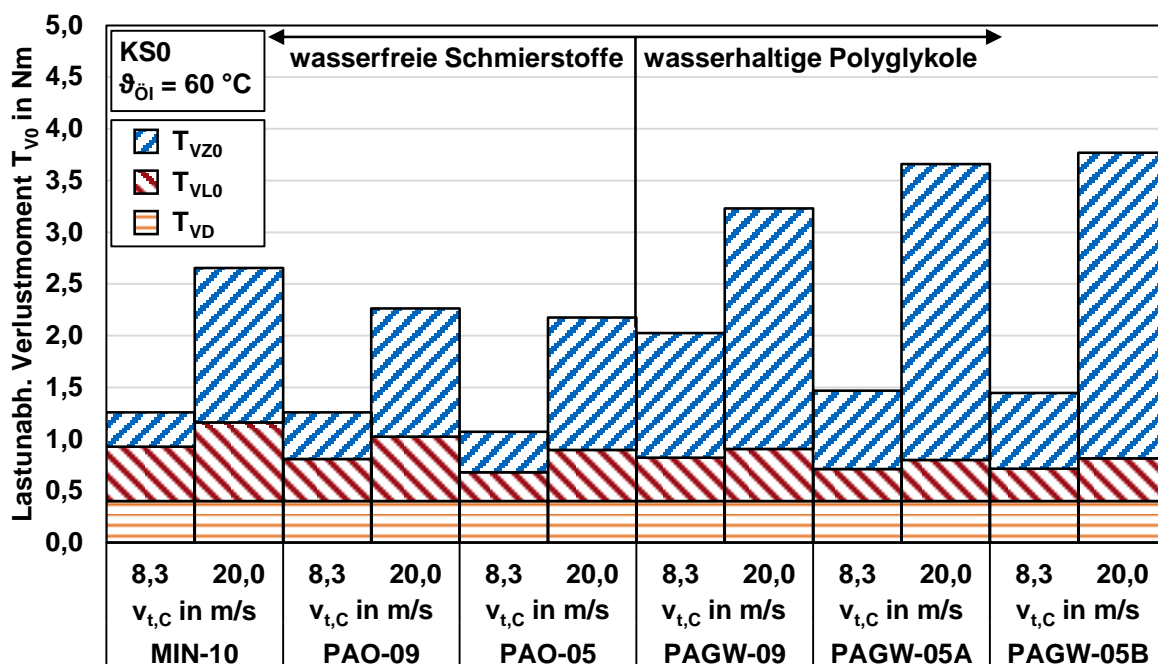
Die Ergebnisse für die lastunabhängigen Lagerverlustmomente zeigen sehr ähnliche Verlustmomente im Vergleich der Prüfschmierstoffe. Dies kann durch die Ölverteilung und den Ölstand mit 30 mm unter Achsmittle begründet werden, sodass lediglich der unterste Wälzkörper in das Ölbad taucht. Die lastabhängigen Lagerverlustmomente sind im Bereich niedriger Drehzahlen deutlich niedriger für die wasserhaltigen Polyglykole. Im Bereich mittlerer Drehzahlen sind die lastabhängigen Lagerverlustmomente ähnlich und im Bereich hoher Drehzahlen werden wesentlich höhere lastabhängige Lagerverlustmomente für die wasserhaltigen Polyglykole festgestellt. Die Ergebnisse im Bereich niedriger Drehzahlen können durch den erhöhten Festkörpertraganteil begründet werden, der für PAOs in höheren Verlusten resultiert. Bei den wasserhaltigen Polyglykolen kann angenommen werden, dass kleinste Moleküllagen des wasserhaltigen Polyglykols im Kontakt ausreichen, um eine reibungsreduzierende Grenzschicht



zu bilden (siehe Abschnitt 6.3.1). Im Bereich hoher Drehzahlen dominiert der Flüssigkeitstraganteil und in Bezug auf die verwendeten Zylinderrollenlager der Anteil aus der Rollreibung. Die Ergebnisse verdeutlichen, dass die wasserhaltigen Polyglykole im Vergleich zu PAOs gleicher kinematischer Viskosität in wesentlich höheren lastabhängigen Lagerverlustmomenten resultieren.

### 6.5.2 Lastunabhängige Getriebeverlustmomente

In **Bild 6.12** sind die gemessenen lastunabhängigen Getriebeverlustmomente  $T_{V0}$  aus Abschnitt 5.4.1 in lastunabhängige Dichtungsverlustmomente  $T_{VD}$ , lastunabhängige Lagerverlustmomente  $T_{VL0}$  und lastunabhängige Verzahnungsverlustmomente  $T_{VZ0}$  für die Umfangsgeschwindigkeiten  $v_{t,C} = \{8,3; 20,0\}$  m/s aufgeschlüsselt. Die lastunabhängigen Dichtungsverlustmomente werden nach Gleichung (2.14) berechnet. Es kann davon ausgegangen werden, dass die Dichtungsverlustmomente kaum von den Schmierstoffeigenschaften sondern im Wesentlichen von geometrischen Größen und vom Dichtungswerkstoff abhängen. Aus diesem Grund werden für alle betrachteten Prüfschmierstoffe die gleichen Dichtungsverlustmomente abgeleitet. Die lastunabhängigen Lagerverlustmomente sind aus Abschnitt 5.3.1 entnommen und in Abschnitt 6.5.1 diskutiert. Die lastunabhängigen Verzahnungsverlustmomente ergeben sich durch die Subtraktion der lastunabhängigen Dichtungs- und Lagerverlustmomente von den lastunabhängigen Getriebeverlustmomenten. Die lastunabhängigen Verzahnungsverlustmomente werden für  $v_{t,C} \leq 20,0$  m/s im Wesentlichen durch Plansch- und Quetschverlustmomente verursacht, sodass Ventilationsverlustmomente als vernachlässigbar klein angenommen werden können (Hinterstößer [Hin14]).

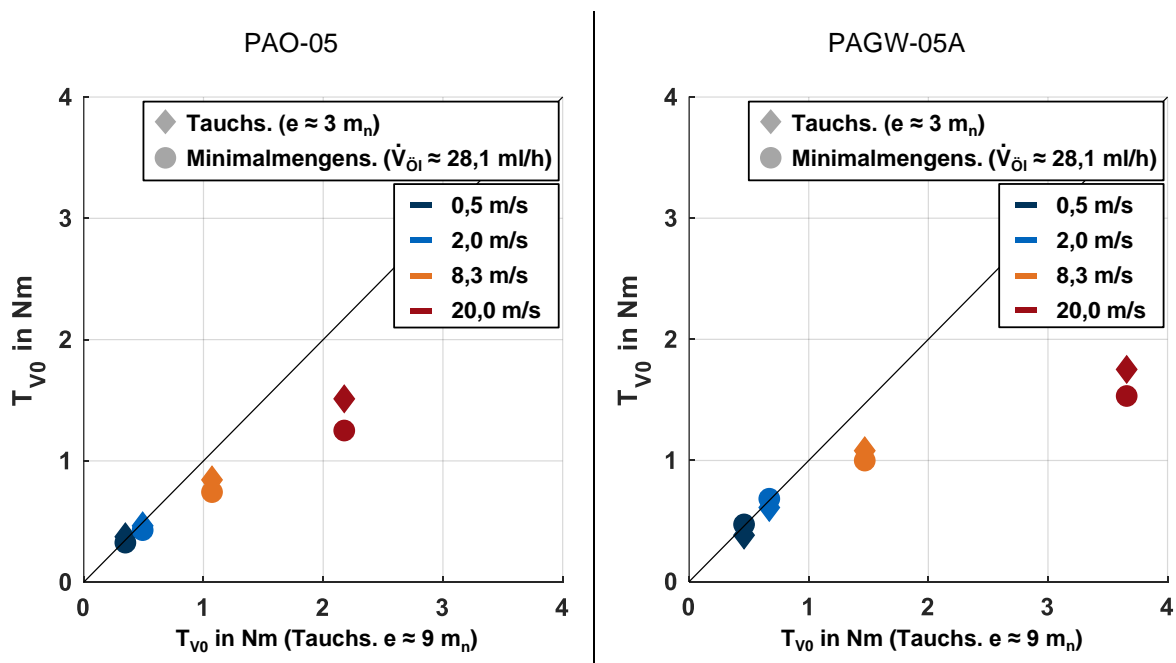


**Bild 6.12:** Verlustanteile der lastunabhängigen Getriebeverlustmomente bei Tauchschmierung ( $\vartheta_{Öl} = 60$  °C) im Vergleich der Prüfschmierstoffe mit der Prüfverzahnung Typ  $C_{mod}$

Der Vergleich zwischen den wasserhaltigen Polyglykolen mit PAOs gleicher kinematischer Viskosität zeigt deutlich höhere lastunabhängige Verzahnungsverlustmomente mit den wasserhaltigen Polyglykolen. Für  $v_{t,C} \geq 8,3$  m/s werden mit PAGW-09 im Vergleich zu PAO-09 bis zu etwa 109 % und mit PAGW-05A/PAGW-05B im Vergleich zu PAO-05 bis zu etwa 118 % höhere Plansch- und Quetschverlustmomente festgestellt. Mauz [Mau87, Mau85] beobachtet,

dass abgesehen von Freigrabeffekten die Planschverlustmomente näherungsweise proportional mit der kinematischen Viskosität und Dichte des Schmierstoffs zunehmen. Den gleichen Zusammenhang beobachtet er ebenfalls für die Quetschverlustmomente. Da die Dichte der wasserhaltigen Polyglykole um circa 30 % höher als die der PAOs ist, ist der Anstieg um 109 % bzw. 118 % überproportional hoch. Dies verdeutlicht, dass aufgrund der Ölverteilung im Getriebe eine deutlich stärkere Interaktion zwischen den wasserhaltigen Polyglykolen und den rotierenden Zahnrädern vorliegt. Gründe hierfür können beispielsweise das Luftaufnahmevermögen oder das Schäumungsverhalten sein (Mauz [Mau87, Mau85], Lui et al. [Liu18b], Quiban et al. [Qui21]).

Um die lastunabhängigen Getriebeverlustmomente mit den wasserhaltigen Polyglykolen grundsätzlich zu reduzieren, kann der Ölstand bei Tauchschmierung reduziert oder eine Minimalmengenschmierung angewendet werden. In **Bild 6.13** sind die gemessenen lastunabhängigen Getriebeverlustmomente  $T_{V0}$  aus Abschnitt 5.4.6 im Vergleich der Schmiervverfahren für den wasserfreien Schmierstoff PAO-05 und für das wasserhaltige Polyglykol PAGW-05A dargestellt.



**Bild 6.13:** Lastunabhängige Getriebeverlustmomente im Vergleich der Schmiervverfahren für PAO-05 und PAGW-05A mit der Prüfverzahnung Typ C<sub>mod</sub>

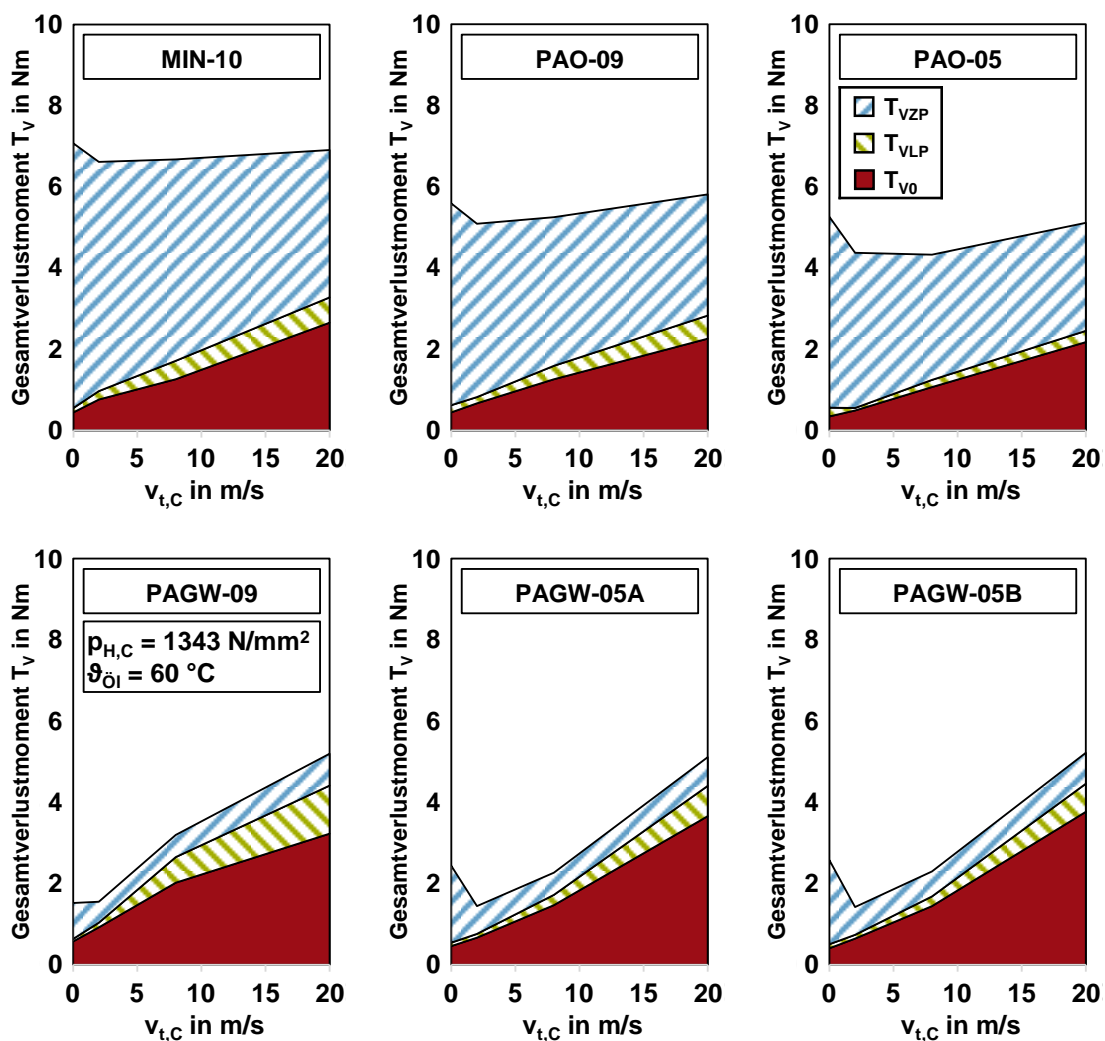
Für beide betrachteten Prüfschmierstoffe nehmen die lastunabhängigen Getriebeverlustmomente bei Tauchschmierung mit  $e \approx 3 \cdot m_n$  und Minimalmengenschmierung im Vergleich zu Tauchschmierung mit  $e \approx 9 \cdot m_n$  insbesondere für  $v_{t,C} = \{8,3; 20,0\}$  m/s ab. Bei Tauchschmierung mit  $e \approx 3 \cdot m_n$  kann die Abnahme im Wesentlichen auf die Abnahme der Plansch- und Quetschverlustmomente zurückgeführt werden. Bei Minimalmengenschmierung liegen keine Planschverlustmomente und vernachlässigbare Quetschverlustmomente vor, sodass die lastunabhängigen Getriebeverlustmomente weiter sinken. Die Dichtungsverlustmomente machen nun einen erheblichen Anteil an den gemessenen lastunabhängigen Getriebeverlustmomenten aus.

Mit dem wasserfreien Schmierstoff PAO-05 werden die niedrigeren lastunabhängigen Getriebeverlustmomente bei Tauchschmierung mit  $e \approx 3 \cdot m_n$  und Minimalmengenschmierung mit ei-

nem Anstieg der Zahnmassentemperatur bei Last (siehe Bild 6.10) begleitet. Mit dem wasserhaltigen Polyglykol PAGW-05A steigen die Zahnmassentemperaturen bei Minimalmengenschmierung ebenfalls bei Last deutlich an. Bei Tauchschmierung werden für beide Eintauchtiefen sehr ähnliche Zahnmassentemperaturen beobachtet. Somit kann die Reduzierung des lastunabhängigen Getriebeverlustmomentes ohne nennenswerten Anstieg der Zahnmasstemperatur bei Last erreicht werden.

### 6.5.3 Getriebegesamtverlustmomente

In **Bild 6.14** werden die Getriebegesamtverlustmomente  $T_V$  aus Abschnitt 5.4.1 für KS7 im Vergleich der Prüfschmierstoffe in ihre einzelnen Verlustanteile aufgeschlüsselt. Dabei wird zwischen lastunabhängigen Getriebeverlustmomenten  $T_{V0}$ , lastabhängigen Lagerverlustmomenten  $T_{VLP}$  und lastabhängigen Verzahnungsverlustmomenten  $T_{VZP}$  unterschieden. Die lastabhängigen Lagerverlustmomente sind aus Abschnitt 5.3.1 entnommen.



**Bild 6.14:** Verlustanteile der Getriebegesamtverlustmomente für KS7 bei Tauchschmierung ( $\vartheta_{\text{Öl}} = 60 \text{ °C}$ ) im Vergleich der Prüfschmierstoffe mit der Prüfverzahnung Typ  $C_{\text{mod}}$  in Anlehnung an Yilmaz et al. [Yil20]

Für die wasserfreien Schmierstoffe dominieren für alle Umfangsgeschwindigkeiten die lastabhängigen Verzahnungsverlustmomente. Mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit nehmen die lastunabhängigen Getriebeverlustmomente durch die steigenden Plansch- und Quetsch-

verlustmomente deutlich zu und der Anteil durch die lastabhängigen Verzahnungsverlustmomente nimmt ab. Die lastabhängigen Lagerverlustmomente spielen im Getriebegesamtverlustmoment nur eine untergeordnete Rolle. Für die wasserhaltigen Polyglykole dominieren annähernd für alle Umfangsgeschwindigkeiten die lastunabhängigen Getriebeverlustmomente, die lastabhängigen Lager- und Verzahnungsverlustmomente spielen eine eher untergeordnete Rolle.

#### 6.5.4 Zwischenfazit

Der Vergleich der lastunabhängigen Lagerverlustmomente der wasserhaltigen Polyglykole mit PAOs gleicher kinematischer Viskosität zeigt ähnliche Verlustmomente. Für die lastabhängigen Lagerverlustmomente werden mit den wasserhaltigen Polyglykolen im Bereich niedriger Drehzahlen wesentlich niedrigere Verlustmomente gemessen. Im Bereich hoher Drehzahlen sind die lastabhängigen Verlustmomente der PAOs wesentlich niedriger. Der Vergleich der lastunabhängigen Getriebeverlustmomente der wasserhaltigen Polyglykole mit PAOs gleicher kinematischer Viskosität zeigt deutlich höhere Verlustmomente mit den wasserhaltigen Polyglykolen. Diese sind im Wesentlichen auf die lastunabhängigen Verzahnungsverlustmomente durch Plansch- und Quetschverlustmomente zurückzuführen. Durch abnehmende Eintauchtiefen bei Tauchschmierung und Minimalmengenschmierung können diese Verlustmomente wesentlich reduziert werden. Der Vergleich der Getriebegesamtverlustmomente der wasserhaltigen Polyglykole mit PAOs gleicher kinematischer Viskosität zeigt deutlich niedrigere Getriebegesamtverlustmomente der wasserhaltigen Polyglykole im Bereich niedriger und mittlerer Umfangsgeschwindigkeiten. Im Bereich hoher Umfangsgeschwindigkeiten nimmt das Einsparpotential aufgrund steigender lastunabhängiger Getriebeverlustmomente ab. Für die wasserfreien Schmierstoffe dominieren für alle Umfangsgeschwindigkeiten die lastabhängigen Verzahnungsverlustmomente, während für die wasserhaltigen Polyglykole annähernd für alle Umfangsgeschwindigkeiten die lastunabhängigen Getriebeverlustmomente dominieren.

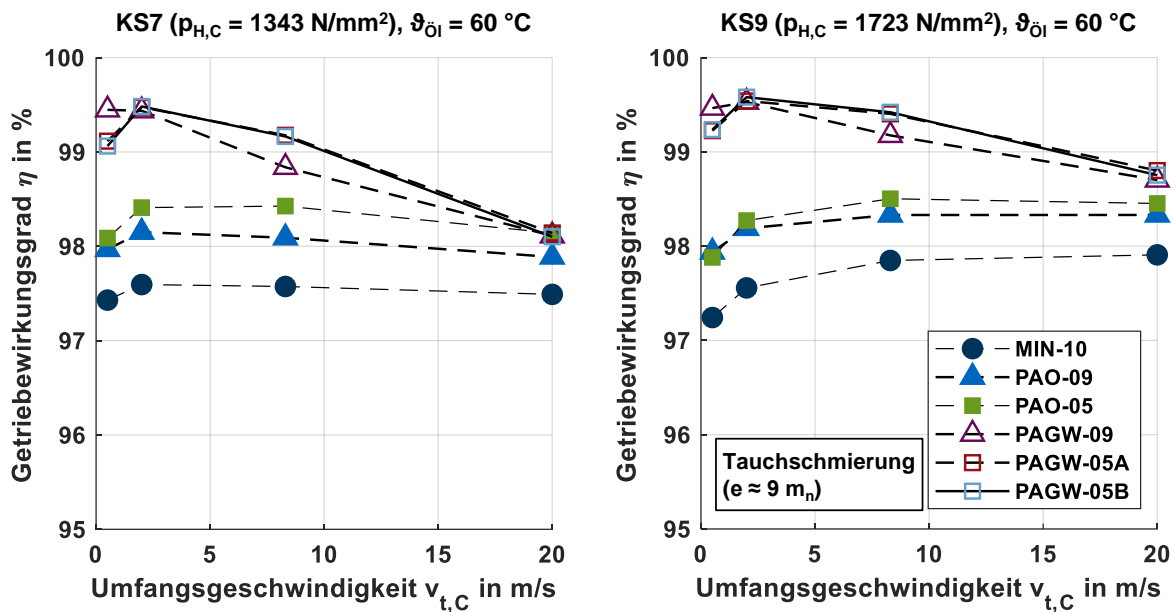
### 6.6 Getriebewirkungsgrad

Dieser Abschnitt diskutiert den Getriebewirkungsgrad zum Einfluss des Schmierstoffs in Abschnitt 6.6.1 und zum Einfluss des Schmierverfahrens in Abschnitt 6.6.2.

#### 6.6.1 Einfluss des Schmierstoffs

In **Bild 6.15** ist der abgeleitete Getriebewirkungsgrad  $\eta$  in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit  $v_{t,C}$  bei KS7 und KS9 bei Tauchschmierung im Vergleich der Prüfschmierstoffe mit der Prüfverzahnung Typ C<sub>mod</sub> dargestellt. Die einzelnen Verlustanteile aus lastunabhängigen Getriebeverlustmomenten und lastabhängigen Lager- und Verzahnungsverlustmomenten sind in Abschnitt 6.5.3 beschrieben. Bei KS7 steigt der Getriebewirkungsgrad für alle Prüfschmierstoffe abgesehen von PAGW-09 zunächst an und nimmt mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit ab. Der initiale Verlauf korreliert mit den lastabhängigen Verzahnungsverlustmomenten (siehe Abschnitt 6.3.1). Für die Abnahme mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit sind die zunehmenden lastunabhängigen Getriebeverlustmomente ursächlich (siehe Abschnitt 6.5.2). Im Vergleich der Prüfschmierstoffe werden mit den wasserhaltigen Polyglykolen insbesondere bei niedrigen und mittleren Umfangsgeschwindigkeiten deutlich höhere Getriebewirkungsgrade um bis zu 1,5 % festgestellt. Für  $v_{t,C} = 20$  m/s erreicht der Getriebewirkungsgrad der wasserhaltigen Polyglykole aufgrund der höheren lastunabhängigen Getriebeverlust-

momente den Wertebereich von PAO-05. Im Vergleich der Kraftstufen nimmt der Getriebewirkungsgrad mit zunehmender Kraftstufe aufgrund der Erhöhung der Leistungsdichte tendenziell zu, sodass mit wasserhaltigen Polyglykolen auch bei  $v_{t,C} = 20$  m/s eine Wirkungsgradzunahme von etwa 0,4 % erreicht wird.



**Bild 6.15:** Abgeleiteter Getriebewirkungsgrad für KS7 und KS9 bei Tauchschnierung ( $\vartheta_{Öl} = 60$  °C) im Vergleich der Prüfschmierstoffe mit der Prüfverzahnung Typ  $C_{mod}$

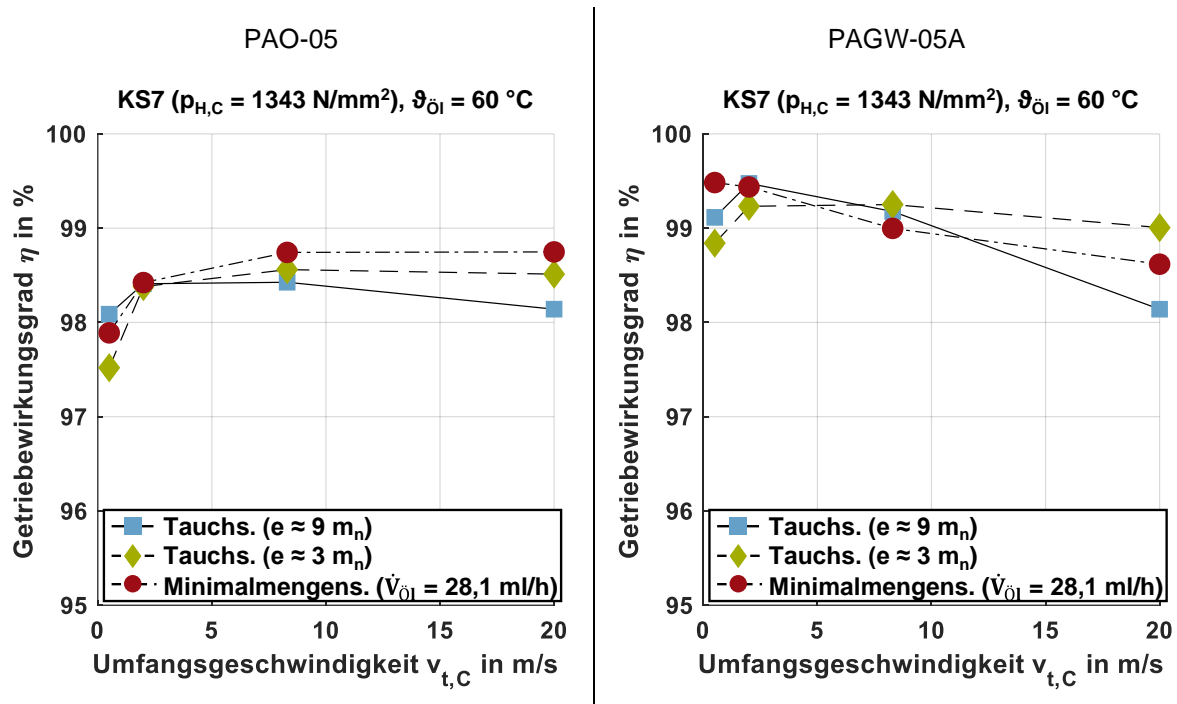
### 6.6.2 Einfluss des Schmierverfahrens

**Bild 6.16** zeigt den Getriebewirkungsgrad  $\eta$  in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit  $v_{t,C}$  bei KS7 im Vergleich der Schmierverfahren für den wasserfreien Schmierstoff PAO-05 und für das wasserhaltige Polyglykol PAGW-05A. Dabei sind die Ergebnisse für Tauchschnierung mit  $e \approx 9 \cdot m_n$  aus Bild 6.15 entnommen. Die Getriebewirkungsgrade bei Tauchschnierung mit  $e \approx 3 \cdot m_n$  und bei Minimalmengenschnierung werden auf Basis der Ergebnisse in Abschnitt 5.4.6 berechnet.

Bei Tauchschnierung mit  $e \approx 3 \cdot m_n$  werden für beide Prüfschmierstoffe im Vergleich zu Tauchschnierung mit  $e \approx 9 \cdot m_n$  im Bereich niedriger Umfangsgeschwindigkeiten ein leicht niedrigerer Getriebewirkungsgrad und im Bereich hoher Umfangsgeschwindigkeiten ein höherer Getriebewirkungsgrad festgestellt. Ursachen für den niedrigeren Getriebewirkungsgrad im Bereich niedriger Umfangsgeschwindigkeiten können in Abschnitt 5.4.6 gefunden werden. Im Bereich hoher Umfangsgeschwindigkeiten ist der höhere Getriebewirkungsgrad im Wesentlichen auf die Abnahme der lastunabhängigen Getriebeverlustmomente (siehe Bild 6.13) und die Zunahme der Zahnmassentemperatur (siehe Bild 6.10) zurückzuführen. Insbesondere mit dem wasserhaltigen Polyglykol PAGW-05A ist eine höhere Wirkungsgradzunahme um bis zu etwa 0,9 % möglich.

Bei Minimalmengenschnierung werden für PAO-05 im Vergleich zu Tauchschnierung mit  $e \approx 9 \cdot m_n$  für  $v_{t,C} = \{0,5; 2,0\}$  m/s ein sehr ähnlicher Getriebewirkungsgrad und für  $v_{t,C} = \{8,3; 20,0\}$  m/s ein höherer Getriebewirkungsgrad festgestellt. Für  $v_{t,C} = \{8,3; 20,0\}$  m/s ist das wie bei Tauchschnierung mit  $e \approx 3 \cdot m_n$  auf die Abnahme der lastunabhängigen Getriebeverlustmomente (siehe Bild 6.13) und die Zunahme der Zahnmassentemperatur (siehe

Bild 6.10) zurückzuführen. Dabei ist eine Wirkungsgradzunahme um bis zu etwa 0,6 % möglich. Für PAGW-05A werden bei Minimalmengenschmierung für  $v_{t,C} = 0,5$  m/s um bis zu etwa 0,4 % höherer Getriebewirkungsgrad, für  $v_{t,C} = \{2,0; 8,3\}$  m/s ein ähnlicher Getriebewirkungsgrad und für  $v_{t,C} = 20,0$  m/s ein um bis zu 0,5 % höherer Getriebewirkungsgrad im Vergleich zu Tauchschmierung mit  $e \approx 9 \cdot m_n$  festgestellt. Der Verlauf des Getriebewirkungsgrades ist ein Resultat des lastunabhängigen Getriebeverlustmomentes aus Abschnitt 6.5.2 sowie des lastabhängigen Getriebeverlustmomentes und Zahnmassentemperatur aus Abschnitt 5.4.6.



**Bild 6.16:** Abgeleiteter Getriebewirkungsgrad im Vergleich der Schmierverfahren für PAO-05 und PAGW-05A mit der Prüfverzahnung Typ  $C_{\text{mod}}$

### 6.6.3 Zwischenfazit

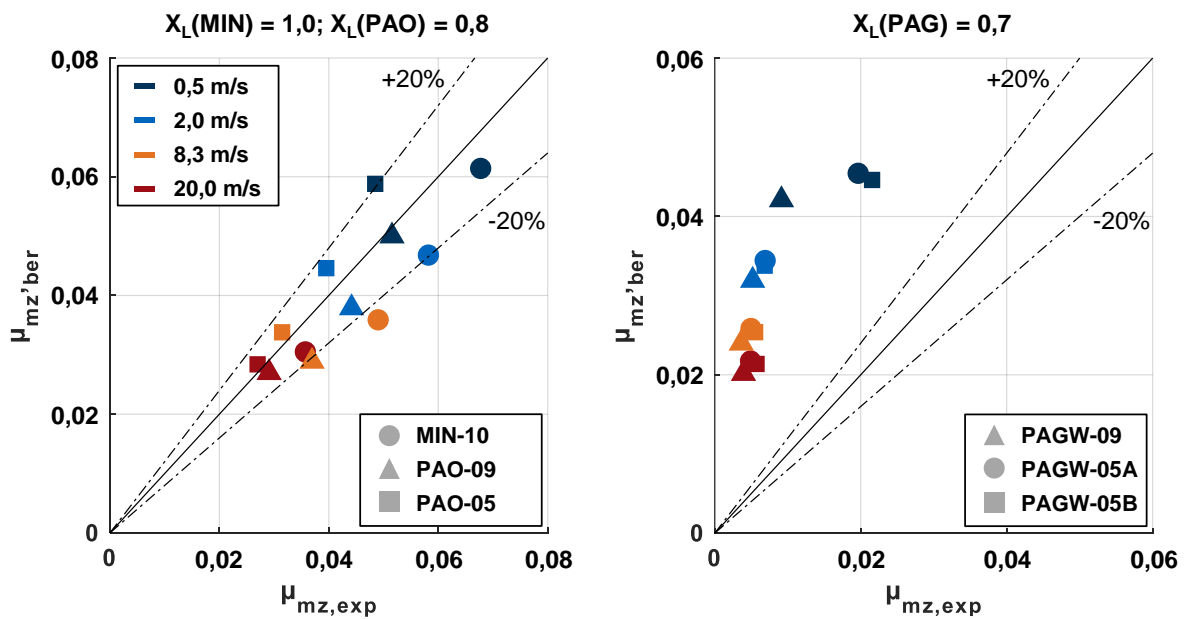
Der Vergleich des Getriebewirkungsgrades zwischen wasserhaltigen Polyglykolen und PAOs gleicher kinematischer Viskosität zeigt im Bereich niedriger Umfangsgeschwindigkeiten einen Wirkungsgradvorteil der wasserhaltigen Polyglykole um bis zu 1,5 %. Dies ist maßgeblich auf die Reduzierung der mittleren Verzahnungsreibungszahl und somit der lastabhängigen Verzahnungsverlustmomente zurückzuführen. Mit steigender Umfangsgeschwindigkeit nimmt der Wirkungsgradvorteil allerdings durch die Zunahme der lastunabhängigen Getriebeverlustmomente der wasserhaltigen Polyglykole deutlich auf bis zu 0,4 % ab. Durch die sehr niedrigen lastabhängigen Verzahnungsverlustmomente ist es mit wasserhaltigen Polyglykolen möglich, das Schmierstoffvolumen im Getriebe deutlich zu reduzieren ohne die Wärmegrenzleistung zu erreichen. Dazu kann bei Tauchschmierung ein reduzierter Ölstand verwendet werden. Im Bereich niedriger und mittlerer Umfangsgeschwindigkeiten ist sogar die Realisierung einer Minimalmengenschmierung in Form einer Verlustschmierung möglich.

### 6.7 Anwendung bestehender Berechnungsverfahren

In diesem Abschnitt wird die Anwendung bestehender Berechnungsverfahren für die mittlere Verzahnungsreibungszahl in Abschnitt 6.7.1, die Zahnmassentemperatur in Abschnitt 6.7.2 und lastunabhängige Getriebeverlustrleistung in Abschnitt 6.7.3 auf wasserhaltige Polyglykole diskutiert. Die Berechnungen wurden unter Anleitung des Autors im Rahmen der Semesterarbeit von Yüksel [Yük20] durchgeführt.

#### 6.7.1 Mittlere Verzahnungsreibungszahl

**Bild 6.17** stellt die experimentell abgeleiteten mittleren Verzahnungsreibungszahlen  $\mu_{mz,exp}$  aus Abschnitt 6.3.1 den Berechnungsergebnissen  $\mu_{mz,ber}$  nach Gleichung (2.6) nach Schlenk [Sch95b] gegenüber. Zur Berechnung wird die Schmierstoffviskosität bei Zahnmassentemperatur zugrunde gelegt. Für MIN-10 wird der Schmierstofffaktor  $X_L = 1,0$ , für PAO-09 und PAO-05  $X_L = 0,8$  und für PAGW-09, PAGW-05A und PAGW-05B  $X_L = 0,7$  verwendet (siehe Gleichung (2.7)). Die Gegenüberstellung zeigt für die wasserfreien Schmierstoffe MIN-10, PAO-09 und PAO-05 eine gute Übereinstimmung zwischen experimentell abgeleiteten und berechneten mittleren Verzahnungsreibungszahlen. Für die wasserhaltigen Polyglykole wird mit dem Schmierstofffaktor für PAGs keine gute Übereinstimmung erreicht.

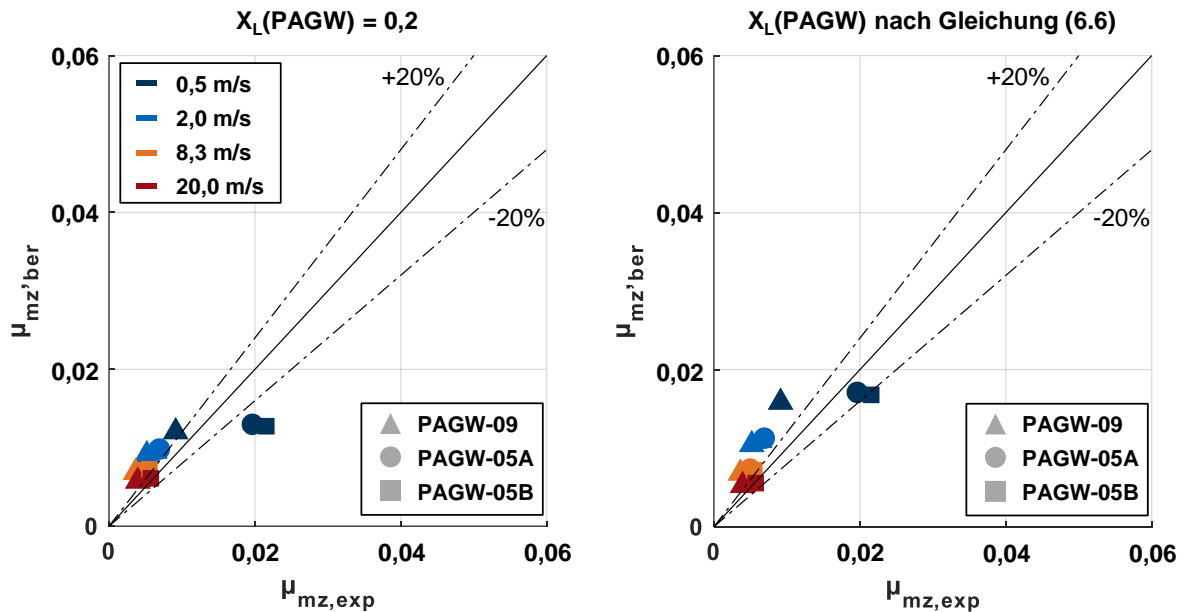


**Bild 6.17:** Gegenüberstellung experimentell abgeleiteter und nach Schlenk [Sch95b] berechneter mittlerer Verzahnungsreibungszahlen für KS7

Deshalb wird für die wasserhaltigen Polyglykole ein konstanter Schmierstofffaktor von  $X_L(PAGW) = 0,2$  sowie in Anlehnung an Schlenk [Sch95b] Gleichung (6.6) vorgeschlagen.

$$X_L(PAGW) = 0,2 \cdot \left(\frac{6}{v_{\Sigma,c}}\right)^{0,1} \tag{6.6}$$

In **Bild 6.18** sind die damit erzielten Ergebnisse für die Gegenüberstellung der experimentell abgeleiteten und berechneten mittleren Verzahnungsreibungszahlen dargestellt. Beide Ansätze führen zu einer guten Übereinstimmung zwischen experimentell abgeleiteten und berechneten mittleren Verzahnungsreibungszahlen.

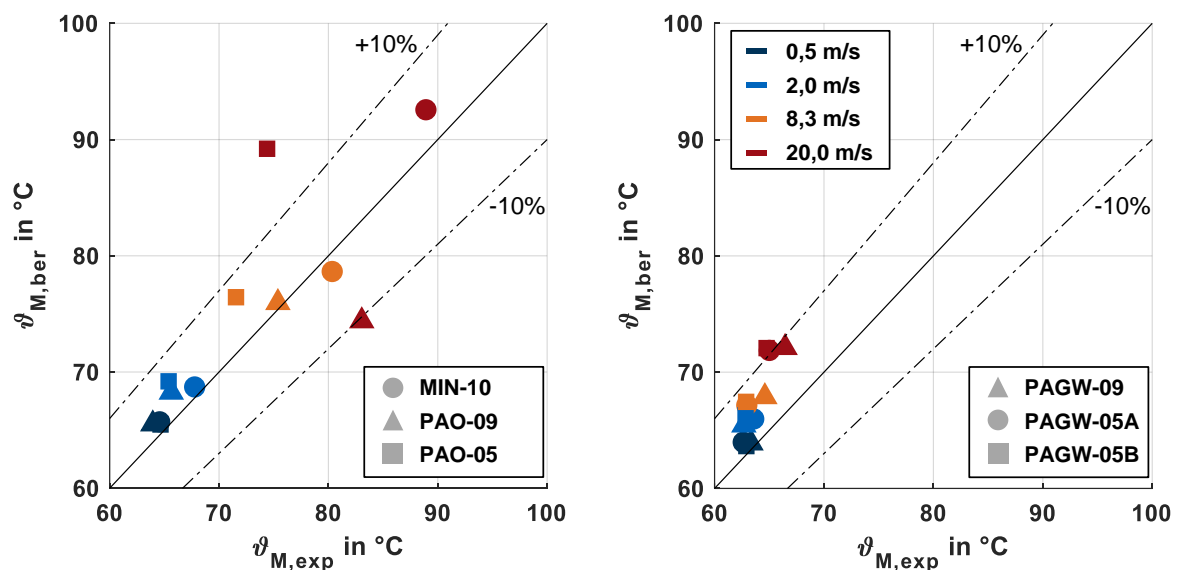


**Bild 6.18:** Gegenüberstellung experimentell abgeleiteter und nach Schlenk [Sch95b] mit  $X_L(\text{PAGW})$  berechneter mittlerer Verzahnungsreibungszahlen für KS7

Es ist anzumerken, dass das Reibungsverhalten wasserhaltiger Polyglykole signifikant von deren Wassergehalt abhängen kann. In Abschnitt 2.5.2 sind hierfür Beispiele aufgeführt. Aus diesem Grund kann der Schmierstofffaktor  $X_L(\text{PAGW})$  ebenfalls vom Wassergehalt abhängen, sodass die für PAGW abgeleiteten Schmierstofffaktoren keinen allgemeinen Anspruch auf Gültigkeit für wasserhaltige Schmierstoffe haben.

### 6.7.2 Zahnmassentemperatur

**Bild 6.19** stellt die gemessenen Zahnmassentemperaturen aus Abschnitt 5.4.1 den berechneten Zahnmassentemperaturen nach Gleichung (2.10) nach Oster [Ost82] gegenüber.



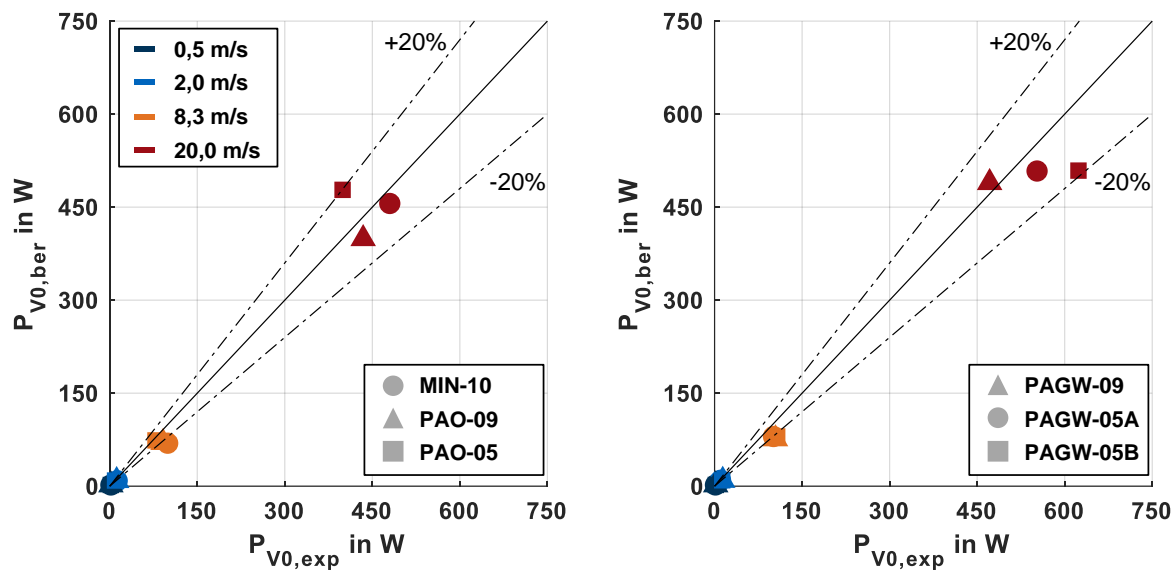
**Bild 6.19:** Gegenüberstellung gemessener und nach Oster [Ost82] berechneter Zahnmassentemperaturen für KS7



Die Gegenüberstellung zeigt für die untersuchten Prüfschmierstoffe eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Berechnung, lediglich für  $v_{t,C} = 20 \text{ m/s}$  können etwas höhere Abweichungen beobachtet werden.

### 6.7.3 Lastunabhängige Getriebeverlustleistung

**Bild 6.20** stellt die gemessene lastunabhängige Getriebeverlustleistung aus Abschnitt 5.4.1 der berechneten lastunabhängigen Getriebeverlustleistung gegenüber. Die Berechnungen werden mithilfe des FVA-Programms WTplus (Paschold et al. [Pas20]) durchgeführt. Zur Berechnung der lastunabhängigen Plansch- und Quetschverlustleistung wird das Verfahren nach Mauz [Mau87, Mau85] zugrunde gelegt. Die Gegenüberstellung zeigt für die untersuchten Prüfschmierstoffe eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Berechnung.



**Bild 6.20:** Gegenüberstellung gemessener und berechneter lastunabhängiger Getriebeverlustleistung im Vergleich der Prüfschmierstoffe

### 6.7.4 Zwischenfazit

Der Vergleich experimentell abgeleiteter und berechneter mittlerer Verzahnungsreibungszahlen nach Schlenk [Sch95b] zeigt eine gute Übereinstimmung für die wasserfreien Schmierstoffe. Für die wasserhaltigen Polyglykole kann mit einem modifizierten Schmierstofffaktor ebenfalls eine gute Übereinstimmung gefunden werden. Die Gegenüberstellung gemessener und nach Oster [Ost82] berechneter Zahnmassentemperaturen zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Berechnung. Die Gegenüberstellung gemessener und berechneter lastunabhängiger Getriebeverlustleistung zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Berechnung.



## 7 Potentialbewertung für die praktische Anwendung

In diesem Kapitel werden die Erkenntnisse von der Modell- und Bauteilebene aus den Kapiteln 5 und 6 auf die Anwendungsebene übertragen und im Kontext von Praxisgetrieben diskutiert. Zunächst werden die Voraussetzungen für Superlubricity mit wasserhaltigen Polyglykolen auf Basis der bisherigen Erkenntnisse zusammengefasst. Im Anschluss erfolgt eine exemplarische Verlustleistungsanalyse zur Bewertung des Reibungsminderungspotentials. Abschließend werden Herausforderungen diskutiert, um den Betrieb mit wasserhaltigen Polyglykolen in der praktischen Anwendung zuverlässig zu ermöglichen.

### 7.1 Voraussetzungen für Liquid Superlubricity

Auf Basis des aktuellen Stands des Wissens in den Abschnitten 2.4 und 2.5, der experimentellen Ergebnisse in Kapitel 5 und der Interpretation und Diskussion in Kapitel 6 werden Voraussetzungen abgeleitet, um Superlubricity mit wasserhaltigen Polyglykolen in Verzahnungen erreichen zu können.

Auf Basis des Stands des Wissens beruht das Erreichen von Superlubricity mit wasserhaltigen Polyglykolen im hochbelasteten Kontakt darauf, dass sich eine wirksame Zone aus Wasser im Schmierfilm bildet, die sich reibungsarm abscheren lässt und folglich in sehr niedrigen Reibungszahlen resultiert. Voraussetzung dafür ist, dass polare, reaktionsfreudige Oberflächen am Kontakt beteiligt sind, die die Bildung einer FeOOH-haltigen triboinduzierten Schicht ermöglichen können. Liegen unpolare, reaktionsträge Oberflächen vor, kann dieser reibungsreduzierende Schmiermechanismus unterbunden und Superlubricity ggf. nicht erreicht werden.

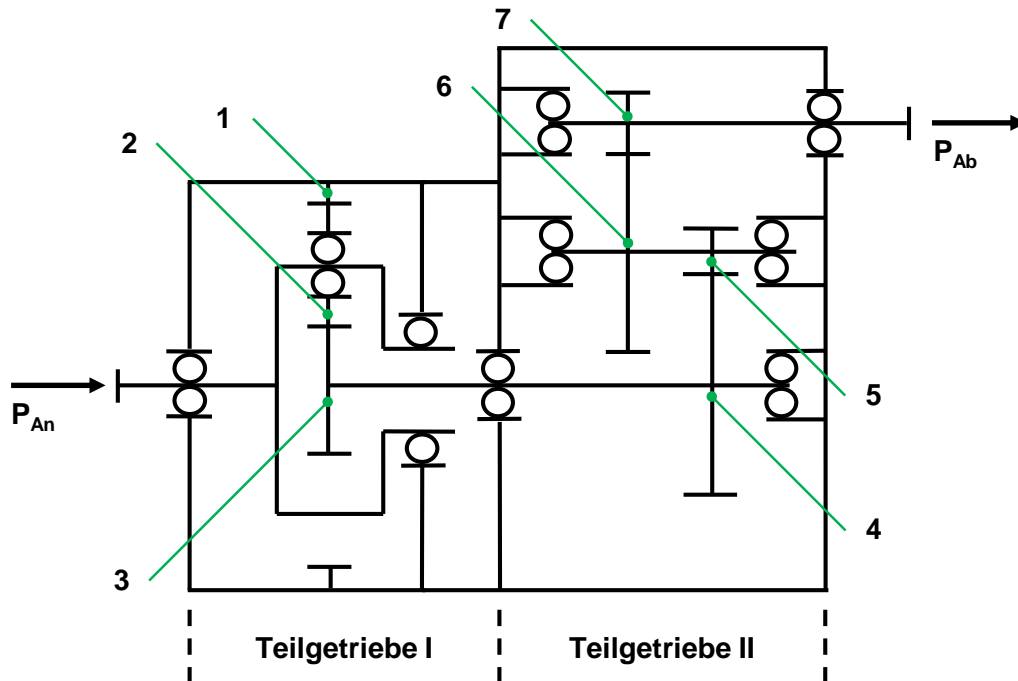
In der vorliegenden Arbeit konnte mithilfe des Stahlwerkstoffes 16MnCr5 mit polierten und technisch rauen Oberflächen für eine große Spreizung an Betriebsbedingungen Superlubricity erreicht werden. Nur bei Grenz- und schwerer Mischschmierung wurden etwas höhere Reibungszahlen beobachtet. Mit unpolaren und reaktionsträgen ta-C- und (Cr,Al)N-beschichteten Oberflächen konnte für einen Teil der betrachteten Betriebsbedingungen am Zwei-Scheiben-Tribometer Superlubricity erreicht werden. Auf Bauteilebene mit raueren ta-C-beschichteten Zahnflanken war dies nicht mehr möglich.

Verschleißarme Superlubricity und somit eine im Betrieb ausreichende Tragfähigkeit kann vor allem durch Trennung der Oberflächen im EHD-Kontakt erreicht werden. Für einen ausreichenden Schmierfilmaufbau muss ein optimales Verhältnis aus Wasser zu PAG vorliegen, damit das rheologische Verhalten zu einem Schmierfilmaufbau im Einlaufgebiet des EHD-Kontaktes führt und zudem der Schmiermechanismus zur Reduzierung von Reibung im Kontaktgebiet ermöglicht wird. Grundsätzlich kann gesagt werden, dass für den Schmierfilmaufbau ein ausreichender Grundölgehalt und für die Reduzierung von Reibung ein ausreichender Wassergehalt notwendig ist. Im Stand des Wissens sind entsprechende Mischungsverhältnisse dokumentiert.

### 7.2 Verlustleistungsanalyse eines Windkraftgetriebes

In diesem Abschnitt wird das Potential wasserhaltiger Polyglykole zur Reduzierung der lastabhängigen Verzahnungs- und Getriebegesamtverlustleistung sowie zur Erhöhung des Getriebewirkungsgrads an einem Praxis-Windkraftgetriebe untersucht. In **Bild 7.1** ist das Windkraftgetriebe dargestellt, das in Geiger, Michaelis und Höhn [Gei11] dokumentiert ist. Das Windkraftgetriebe setzt sich aus zwei Teilgetrieben zusammen. Die Übersetzung vom An- zum Abtrieb erfolgt ins Schnelle. Beim Teilgetriebe I handelt es sich um ein Planetengetriebe mit dem

Antrieb über die Stegwelle. Das Hohlrads (1) ist mit dem Gehäuse verbunden und die Leistung wird über die Planetenstufen (2) zur Sonne (3) übertragen und über die Sonnenwelle ins Teilgetriebe II eingeleitet. Beim Teilgetriebe II handelt es sich um ein zweistufiges Stirnradgetriebe. Die Leistung wird über die Stirnräder (4) - (5) und (6) - (7) übertragen. Detaillierte Informationen zu den Verzahnungen und Lagerungen können in Geiger, Michaelis und Höhn [Gei11] gefunden werden.

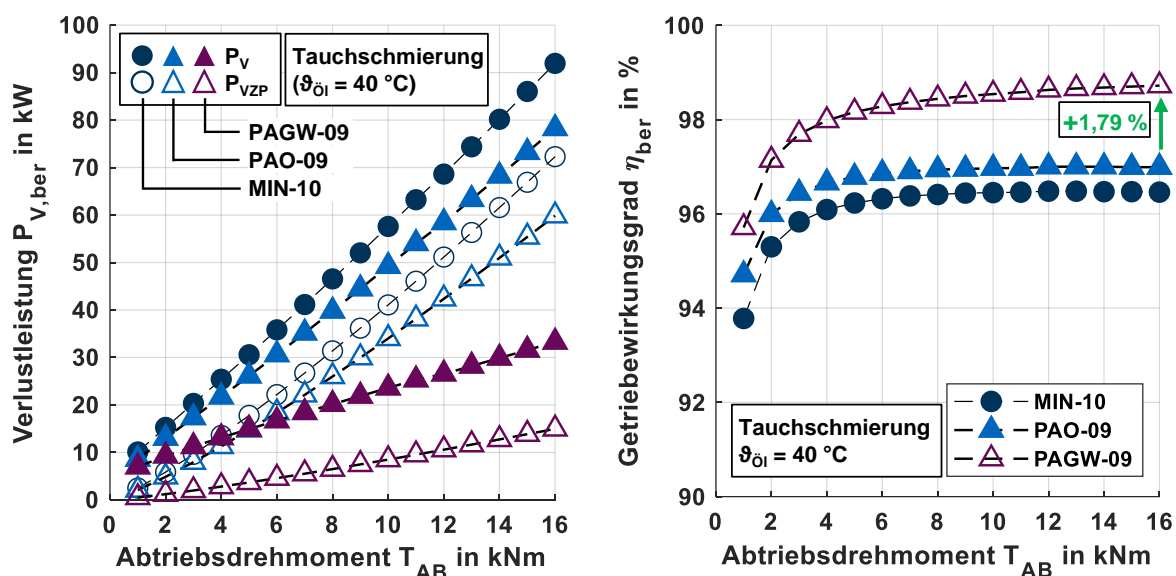


**Bild 7.1:** Betrachtetes Windkraftgetriebe in Anlehnung an Geiger, Michaelis und Höhn [Gei11]

Die Berechnungen werden mit dem Programm WTplus (Paschold et al. [Pas20]) durchgeführt. Die Geometriedaten und Betriebsbedingungen sind von Geiger, Michaelis und Höhn [Gei11] übernommen. Das Abtriebsdrehmoment wird zwischen  $0 \leq T_{Ab} \leq 16000$  Nm variiert und die Abtriebsdrehzahl  $n_{Ab} = 1500$   $\text{min}^{-1}$  konstant gehalten. Als Schmierstoffe werden die wasserfreien Schmierstoffe MIN-10 und PAO-09 und das wasserhaltige Polyglykol PAGW-09 (siehe Abschnitt 4.1) betrachtet. Das Teilgetriebe I und die Stirnräder (4) und (5) werden bei Tauchschmierung betrieben, dagegen werden die Stirnräder (6) und (7) bei kombinierter Tauch-/Einspritzschmierung betrieben. Die Öltemperatur beträgt  $\vartheta_{Öl} = 40$  °C. Die Lagerverlustleistung wird mit der SKF-Methode [SKF14] berechnet. Zander et al. [Zan22] und Yilmaz et al. [Yil20] zeigen, dass die SKF-Methode prinzipiell dazu geeignet ist, Lagerverlustleistungen zu berechnen und eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Berechnung zu ermöglichen. Die mittlere Verzahnungsreibungszahl wird nach Schlenk [Sch95b] berechnet und die Schmierstofffaktoren der betrachteten Schmierstoffe werden entsprechend Abschnitt 6.7.1 gewählt.

In **Bild 7.2** ist die berechnete Getriebegesamtverlustleistung  $P_V$  und die lastabhängige Verzahnungsverlustleistung  $P_{VZP}$  sowie der Getriebewirkungsgrad  $\eta$  in Abhängigkeit vom Abtriebsdrehmoment  $T_{AB}$  im Vergleich der Schmierstoffe dargestellt. Für alle betrachteten Schmierstoffe nehmen die berechneten Verlustleistungen mit zunehmendem Abtriebsdrehmoment aufgrund steigender lastabhängiger Verlustleistungen annähernd linear zu. Der Getriebewirkungsgrad nimmt mit zunehmendem Abtriebsdrehmoment zunächst stark zu und erreicht im Anschluss ein annähernd konstantes Niveau. Für die wasserfreien Schmierstoffe MIN-10

und PAO-09 ist mit zunehmendem Abtriebsdrehmoment die lastabhängige Verzahnungsverlustleistung dominant, während mit dem wasserhaltigen Polyglykol PAGW-09 aufgrund der sehr niedrigen lastabhängigen Verzahnungsverlustleistung deren Anteil an der Gesamtverlustleistung abnimmt. Im Vergleich der Schmierstoffe wird die niedrigste Gesamtverlust- und lastabhängige Verzahnungsverlustleistung mit dem wasserhaltigen Polyglykol PAGW-09 erreicht. Das Einsparpotential beträgt im Vergleich zu PAO-09 mit gleicher kinematischer Viskosität bei  $T_{AB} = 16000 \text{ Nm}$  etwa  $\Delta P_V \approx 45 \text{ kW}$ , was einer Erhöhung des Getriebewirkungsgrads um  $\eta \approx 1,79 \%$  entspricht. Die Reduzierung der Verlustleistung durch das wasserhaltige Polyglykol PAGW-09 ist auf die Reduzierung der lastabhängigen Verzahnungsverlustleistung zurückzuführen.



**Bild 7.2:** Berechnungsergebnisse der Verlustleistungsanalyse eines Praxis-Windkraftgetriebes zur Bewertung der Verlustleistungspotentiale mit wasserhaltigen Polyglykolen

### 7.3 Herausforderungen

Um den Betrieb von Getrieben mit wasserhaltigen Polyglykolen zuverlässig zu ermöglichen, müssen einige Herausforderungen überwunden werden. Die vorliegenden Untersuchungen deuten darauf hin, dass keine Materialunverträglichkeit des Zahnradwerkstoffes 16MnCr5 mit wasserhaltigen Polyglykolen vorliegt. Darüber hinaus zeigen die Untersuchungen, dass ebenfalls keine Materialunverträglichkeit mit den Werkstoffen des Hybridwälzlagers (siehe Abschnitt 4.6.3) auftritt. Zur Verträglichkeit des wasserhaltigen Polyglykols mit dem Wälzlagerstahl 100Cr6 oder mit den verwendeten Dichtungsmaterialien kann grundsätzlich keine Aussage getroffen werden. Aus diesem Grund bedarf es an weiteren grundlegenden Untersuchungen.

Durch Entweichen von Wasser aus dem wasserhaltigen Polyglykol kann sich die Schmierstoffzusammensetzung deutlich verändern. Somit kann das Reibungsverhalten und der Schmierfilmaufbau im EHD-Kontakt deutlich beeinflusst werden. Aus diesem Grund müssen entweder geeignete Einsatzgrenzen definiert oder das Entweichen von Wasser durch geeignete konstruktive Maßnahmen am Getriebe, z. B. mittels Druckausgleichsbehälter oder Kondensato-

ren, verhindert werden. Ansonsten kann der Bedarf entstehen, in festgelegten Service-Intervallen das Getriebeöl wechseln oder dem verwendeten wasserhaltigen Polyglykol kontinuierlich Wasser zuführen zu müssen.

Außerdem kann durch die Tribosensorik der Wassergehalt des wasserhaltigen Polyglykols im Betrieb erfasst werden. Mit Blick auf Getriebeanwendungen bei höheren Betriebstemperaturen kann die Messung des Wassergehalts ebenfalls notwendig sein. Durch das Entweichen von Wasser wird der Schmierfilmaufbau positiv beeinflusst (Notlaufeigenschaft). Jedoch können die günstigeren thermophysikalischen Eigenschaften negativ beeinflusst werden. Folglich ermöglicht die Tribosensorik die grundsätzliche Überwachung der Funktionsweise des Getriebes im Betrieb. Werden bestimmte Grenzwerte überschritten, kann dem beispielsweise durch ein Wechsel des Getriebeöls entgegengewirkt werden, um einen Getriebeschaden zu verhindern. Durch die höhere Dichte und folglich höhere dynamische Viskosität der wasserhaltigen Polyglykole im Vergleich zu z. B. PAOs können höhere lastunabhängige Getriebeverlustleistungen entstehen. Um diese im Betrieb auf einem niedrigen Niveau zu halten, kann bei Tauchschmierung der Ölstand reduziert werden oder andere Schmierverfahren, wie z. B. Minimalmengenschmierung, zum Einsatz kommen. Darüber hinaus kann die lastunabhängige Getriebeverlustleistung durch die gezielte Beeinflussung der Strömungsverhältnisse im Getriebe reduziert werden. In Summe kann die erforderliche Schmierstoffmenge im Getriebe mit wasserhaltigen Polyglykolen aufgrund der niedrigeren lastabhängigen Getriebeverlustleistung reduziert werden.

Aufgrund der abnehmenden Schmierfilmdicke mit wasserhaltigen Polyglykolen kann eine reduzierte Tragfähigkeit der hochbelasteten Kontakte im Getriebe erwartet werden, die experimentell erfasst werden muss. Die Tragfähigkeit kann beispielsweise durch geeignete Beschichtungen gesteigert werden. Dabei ist zu beachten, dass antagonistische Effekte in Bezug auf Reibung mit wasserhaltigen Polyglykolen (siehe Abschnitt 6.2.3 und 6.3.3) auftreten können. Diese Mechanismen müssen verstanden und darauf basierend geeignete Beschichtungen entwickelt werden. Auf Basis der Ergebnisse im Stand des Wissens in Abschnitt 2.5.2 sind Beschichtungen mit polaren Eigenschaften zu empfehlen.

## 8 Zusammenfassung und Ausblick

Übergeordnetes Ziel dieser Arbeit war es, den Einfluss wasserhaltiger Polyglykole auf das Verlust- und Temperaturverhalten von Stirnradgetrieben zu erforschen. Im Folgenden werden die Erkenntnisse in Abschnitt 8.1 zusammengefasst. In Abschnitt 8.2 wird ein Ausblick für zukünftige Untersuchungen gegeben.

### 8.1 Zusammenfassung

Die Schmierfilmdickenmessungen am optischen EHD-Tribometer bestätigen für die wasserfreien Schmierstoffe und wasserhaltigen Polyglykole einen Schmierfilmaufbau. Für die untersuchten Betriebsbedingungen werden mit den wasserhaltigen Polyglykolen niedrigere Schmierfilmdicken als mit PAOs gleicher kinematischer Viskosität aufgrund niedrigerer Druck-Viskositäts-Koeffizienten gemessen. Der Schmierfilmaufbau der wasserhaltigen Polyglykole wird durch die etwa 30 % höhere Dichte im Vergleich zu PAOs unterstützt.

Die Reibungsmessungen mit den wasserhaltigen Polyglykolen am Zwei-Scheiben-Tribometer zeigen im Bereich der Vollschmierung im Vergleich zu den wasserfreien Schmierstoffen um bis zu 91 % niedrigere Reibungszahlen. Dabei werden Reibungszahlen kleiner als 0,01 gemessen, die dem Bereich der Superlubricity zugeordnet werden können. Die Untersuchungen zur Oberflächenrauheit mit den wasserhaltigen Polyglykolen zeigen im Bereich der Mischschmierung aufgrund des Festkörpertraganteils höhere Reibungszahlen als bei Vollschmierung. Die Untersuchungen zum Einfluss der Beschichtungen mit wasserhaltigen Polyglykolen zeigen im Vergleich zur Stahloberfläche im Bereich niedriger Geschwindigkeiten höhere Flüssigkeitsreibungszahlen und im Bereich höherer Geschwindigkeiten ähnliche Flüssigkeitsreibungszahlen. Als Modellvorstellung zum Schmiermechanismus für Stahloberflächen wird angenommen, dass sich im Schmierpalt des Kontakts eine wirksame Zone aus Wasser bilden kann, in der sehr reibungsarmes Gleiten möglich ist. Darüber hinaus tragen die niedrigeren Druck-Viskositäts-Koeffizienten zur Reduzierung der Reibung bei.

Die Verlustleistungsmessungen am Lagerprüfstand zeigen für alle betrachteten Prüfschmierstoffe einen Stribeck-ähnlichen Verlauf für die lastabhängigen Lagerverlustmomente in Abhängigkeit der Drehzahl. Dabei nehmen die lastabhängigen Lagerverlustmomente mit zunehmender Radialkraft zu. Mit den wasserhaltigen Polyglykolen werden im Bereich niedriger Drehzahlen niedrigere lastabhängige Lagerverlustmomente und im Bereich hoher Drehzahlen höhere lastabhängige Lagerverlustmomente im Vergleich zu PAOs gleicher kinematischer Viskosität gemessen.

Die Verlustmessungen an Verzahnungen mit wasserhaltigen Polyglykolen zeigen für einen Großteil der untersuchten Betriebsbedingungen mittlere Verzahnungsreibungszahlen, die dem Bereich der Superlubricity zugeordnet werden können. Im Vergleich zu den wasserfreien Schmierstoffen ist somit eine Reduzierung der lastabhängigen Verzahnungsverlustmomente um bis zu 82 % möglich. Außerdem werden im Vergleich zu den wasserfreien Schmierstoffen deutlich niedrigere Zahnmassen- und Beharrungsübertemperaturen festgestellt. Die Untersuchungen zum Einfluss des Schmierverfahrens zeigen die Potentiale der wasserhaltigen Polyglykole, die lastunabhängigen Getriebeverlustmomente zu reduzieren ohne einen nennenswerten Anstieg der Zahnmassentemperatur zu verursachen. Dadurch ist es möglich, das Schmierstoffvolumen im Getriebe deutlich zu reduzieren. Die Verlustmessungen zum Einfluss der Beschichtung mit wasserhaltigen Polyglykolen zeigen insbesondere im Bereich der Grenz- und Mischschmierung höhere mittlere Verzahnungsreibungszahlen mit der ta-C-beschichteten

Prüfverzahnung im Vergleich zur unbeschichteten Prüfverzahnung. Die vorwiegend unpolaren, reaktionsträgen Beschichtungen können dazu führen, dass sich der Schmiermechanismus nicht wie für Stahloberflächen ausbildet und das Wasser in gebundener Form im Schmierstoff vorliegt.

Im Rahmen theoretischer Untersuchungen werden experimentell abgeleitete und theoretisch berechnete mittlere Verzahnungsreibungszahlen nach Schlenk [Sch95b] gegenübergestellt. Die Ergebnisse zeigen eine gute Übereinstimmung für die wasserfreien Schmierstoffe. Mit den wasserhaltigen Polyglykolen kann mit einem modifizierten Schmierstofffaktor ebenfalls eine gute Übereinstimmung gefunden werden. Darüber hinaus werden die gemessenen Zahnmassentemperaturen mit den berechneten Zahnmassentemperaturen nach Oster [Ost82] verglichen. Der Vergleich zeigt ebenfalls eine gute Übereinstimmung.

Mithilfe des Berechnungsprogramms WTplus und der modifizierten Berechnungsgleichungen für wasserhaltige Polyglykole wird eine exemplarische Verlustleistungsanalyse eines Praxis-Windkraftgetriebes durchgeführt. Das Ergebnis zeigt mit wasserhaltigen Polyglykolen ein Einsparpotential um bis zu 45 kW bei einer Abtriebsleistung von etwa 2513 kW, was einer Erhöhung des Getriebewirkungsgrads um etwa 1,79 % im Vergleich zum PAO gleicher kinematischer Viskosität entspricht.

## 8.2 Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurden Untersuchungen mit wasserhaltigen Polyglykolen durchgeführt. In zukünftigen Arbeiten kann der Einfluss des Wassergehalts im wasserhaltigen Polyglykolen systematisch variiert und dabei dessen Einfluss auf das Reibungsverhalten festgestellt werden. In Kombination mit atomistischen Simulationen können die sehr niedrigen Reibungszahlen im Bereich der Superlubricity begründet und der Schmiermechanismus vertieft nachvollzogen werden.

Die Untersuchungen mit Beschichtungen in Kombination mit wasserhaltigen Polyglykolen haben im Vergleich zu unbeschichteten Stahloberflächen gezeigt, dass höhere Reibungszahlen im Bereich niedriger Geschwindigkeiten und sehr ähnliche Reibungszahlen im Bereich hoher Geschwindigkeiten festgestellt werden können. Diese Effekte können ebenfalls mithilfe atomistischer Simulationen in Kombination mit weiterführenden Methoden zur Oberflächencharakterisierung vollumfänglich beschrieben werden.

Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse können experimentelle Bauteiluntersuchungen zum Verlust- und Temperaturverhalten mit beschichteten Verzahnungen und wasserhaltigen Polyglykolen durchgeführt werden. Dies ist zu empfehlen, da aufgrund der abnehmenden Schmierfilmdicke mit wasserhaltigen Polyglykolen eine reduzierte Tragfähigkeit vorliegen kann. Dabei ist auf eine ausreichende Schichthaftung zwischen dem Stahlsubstrat und der Beschichtung insbesondere im Zahnfußflankenbereich zu achten. Dafür sind jedoch belastungsstabile und konturangepasste Beschichtungsprozesse für Zahnräder notwendig. Bei einer ausreichenden Schichthaftung kann von einer deutlich höheren Tragfähigkeit ausgegangen werden.

Zudem können Untersuchungen zur Stirnrad-Tragfähigkeit geplant und umgesetzt werden. Dabei ist insbesondere das Augenmerk auf die Schmierstoffzusammensetzung der wasserhaltigen Polyglykole bei Langzeituntersuchungen zu legen. Ziel der Untersuchungen ist neben der Ermittlung der Tragfähigkeit ebenfalls die Veränderung des wasserhaltigen Polyglykols, u. a. in Bezug auf das Entweichen von Wasser. Zusätzlich kann dabei die Verträglichkeit der



wasserhaltigen Polyglykole mit beispielsweise gängigen Wälzlager- und Dichtungsmaterialien geprüft werden. Hierzu sind zusätzliche und grundlegende Untersuchungen nötig.

Die Schmierstoffzusammensetzung, das potentielle Entweichen von Wasser und somit die potentielle Veränderung des Reibungs- und Temperaturverhaltens kann durch den Einsatz geeigneter Tribosensorik in Kombination mit einer bedarfsgerechten Schmierstoffzufuhr im Getriebe überwacht werden. Die Tribosensorik ermöglicht die Erfassung von Zustandsgrößen im Betrieb. Insbesondere die Erfassung von Temperaturen an hochbelasteten Kontakten kann eine wesentliche Zustandsgröße sein, nach der die Schmierstoffzufuhr flexibel angepasst und bedarfsgerecht geregelt werden kann. Bei zu hohen Temperaturen kann beispielsweise die Schmierstoffzufuhr erhöht und somit die reibungsinduzierte Wärme aus dem hochbelasteten Kontakt effizient abgeführt werden.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass Superlubricity mit wasserhaltigen Polyglykolen sowohl auf Modell- als auch auf Bauteilebene nachweisbar möglich ist. Der Übertrag in die praktische Anwendung an Getrieben wird noch weitere Forschungsarbeit erfordern, wofür die Zusammenarbeit zahlreicher Fachgebiete notwendig ist. Sollte dies möglich sein, kann von einer weiteren Erhöhung des Getriebewirkungsgrads mit der Schmierung wasserhaltiger Polyglykole ausgegangen werden.



## 9 Literaturverzeichnis

### Normen, Richtlinien und Patente

- [DIN87] DIN 3990-4:1987-12: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern - Teil 4: Berechnung der Fresstragfähigkeit (1987).
- [DIN11] DIN 51563:2011-04: Prüfung von Mineralölen und verwandten Stoffen - Bestimmung des Viskosität-Temperatur-Verhaltens - Richtungskonstante m (2011).
- [DIN15] DIN EN ISO 14577-1:2015-11: Metallische Werkstoffe - Instrumentierte Eindringprüfung zur Bestimmung der Härte und anderer Werkstoffparameter - Teil 1: Prüfverfahren (2015).
- [DIN16a] DIN 51819-1:2016-12: Prüfung von Schmierstoffen - Mechanisch-dynamische Prüfung auf dem Wälzlagerschmierstoff-Prüfgerät FE8 - Teil 1: Allgemeine Arbeitsgrundlagen (2016).
- [DIN16b] DIN 51819-3:2016-12: Prüfung von Schmierstoffen - Mechanisch-dynamische Prüfung auf dem Wälzlagerschmierstoff-Prüfgerät FE8 - Teil 3: Verfahren für Schmieröl - einzusetzende Prüflager: Axialzylinderrollenlager (2016).
- [DIN16c] DIN EN ISO 20502:2016-11: Hochleistungskeramik - Bestimmung der Haftung von keramischen Schichten mit dem Ritztest (2016).
- [ISO01a] ISO/TR 14179-1:2001-07: Zahnradgetriebe - Wärmehaushalt - Teil 1: Berechnung von Zahnradgetrieben bei 95 °C Ölsumpftemperatur (2001).
- [ISO01b] ISO/TR 14179-2:2001-08: Zahnradgetriebe - Wärmehaushalt - Teil 2: Thermische übertragbare Getriebeleistung (2001).
- [VDI02] VDI 3824 Blatt 1:2002-03: Qualitätssicherung bei der PVD- und CVD-Hartstoffbeschichtung - Eigenschaftsprofile und Anwendungsgebiete von Hartstoffbeschichtungen (2002).
- [VDI12] VDI 2840:2012-06: Kohlenstoffschichten - Grundlagen, Schichttypen und Eigenschaften (2012).

### Bücher, Zeitschriftenaufsätze, Dissertationen, Studienarbeiten

- [Aki83a] Akin, L. S.; Townsend, D. P.: Into Mesh Lubrication of Spur Gears With Arbitrary Offset Oil Jet. Part 1: For Jet Velocity Less Than or Equal to Gear Velocity. *Journal of Mechanical Design* 105. Heft: 4, S. 713–718 (1983).
- [Aki83b] Akin, L. S.; Townsend, D. P.: Into Mesh Lubrication of Spur Gears With Arbitrary Offset Oil Jet. Part 2: For Jet Velocities Equal to or Greater Than Gear Velocity. *Journal of Mechanical Design* 105. Heft: 4, S. 719–724 (1983).
- [And17] Andersson, M.; Sosa, M.; Olofsson, U.: Efficiency and temperature of spur gears using spray lubrication compared to dip lubrication. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 231. Heft: 11, S. 1390–1396 (2017).
- [Ari73] Ariura, Y.; Ueno, T.; Sunaga, T.; Sunamoto, S.: The Lubricant Churning Loss in Spur Gear Systems. *Bulletin of JSME* 16. Heft: 95, S. 881–892 (1973).

- [Aul11] Aul, V.; Kiekbusch, T.; Marquart, M.; Sauer, B.: Experimentelle und Simulative Ermittlung von Reibmomenten in Wälzlagern bei Minimalmengenschmierung. Proceedings of the 52<sup>nd</sup> German Tribology Conference (2011).
- [Bal08] Balandin, A. A.; Shamsa, M.; Liu, W. L.; Casiraghi, C.; Ferrari, A. C.: Thermal conductivity of ultrathin tetrahedral amorphous carbon films. Applied Physics Letters 93. Heft: 043115, S. 1–4 (2008).
- [Bar94] Bartz, W. J.: Additive für Schmierstoffe. Expert Verlag, Renningen-Malmsheim, 1. Auflage (1994).
- [Bar07] De Barros Bouchet, M.-I.; Matta, C.; Le-Mogne, T.; Martin, J. M.; Zhang, Q.; Ill, G. W.; Kano, M.; Mabuchi, Y.; Ye, J.: Superlubricity mechanism of diamond-like carbon with glycerol. Coupling of experimental and simulation studies. Journal of Physics: Conference Series 89. Heft: 012003, S. 1–14 (2007).
- [Bar17] De Barros Bouchet, M.-I.; Martin, J. M.; Avila, J.; Kano, M.; Yoshida, K.; Tsuruda, T.; Bai, S.; Higuchi, Y.; Ozawa, N.; Kubo, M.; Asensio, M. C.: Diamond-like carbon coating under oleic acid lubrication: Evidence for graphene oxide formation in superlow friction. Nature Communications 7. Heft: 046394, S. 1–13 (2017).
- [Bay18] Baykara, M. Z.; Vazirisereshk, M. R.; Martini, A.: Emerging superlubricity: A review of the state of the art and perspectives on future research. Applied Physics Reviews 5. Heft: 041102, S. 1–18 (2018).
- [Bei16] Beilicke, R.; Bobach, L.; Bartel, D.: Transient thermal elastohydrodynamic simulation of a DLC coated helical gear pair considering limiting shear stress behavior of the lubricant. Tribology International 97, S. 136–150 (2016).
- [Ber15] Berman, D.; Deshmukh, S. A.; Sankaranarayanan, S. K. R. S.; Erdemir, A.; Sumant, A. V.: Macroscale superlubricity enabled by graphene nanoscroll formation. Science 348. Heft: 6239, S. 1118–1122 (2015).
- [Ber18] Berman, D.; Narayan, B.; Cherukara, M. J.; Sankaranarayanan, S. K. R. S.; Erdemir, A.; Zinovev, A.; Sumant, A. V.: Operando tribochemical formation of onion-like-carbon leads to macroscale superlubricity. Nature Communications 9. Heft: 1164, S. 1–9 (2018).
- [Bjö14] Björling, M.; Larsson, R.; Marklund, P.: The Effect of DLC Coating Thickness on Elastohydrodynamic Friction. Tribology Letters 55. Heft: 2, S. 353–362 (2014).
- [Bob07] Bobzin, K.; Lugscheider, R.; Nickel, R.; Bagcivan, N.; Krämer, A.: Wear behavior of Cr<sub>1-x</sub>Al<sub>x</sub>N PVD-coatings in dry running conditions. Wear 263. Heft: 7-12, S. 1274–1280 (2007).
- [Bob12] Bobach, L.; Beilicke, R.; Bartel, D.; Deters, L.: Thermal elastohydrodynamic simulation of involute spur gears incorporating mixed friction. Tribology International 48, S. 191–206 (2012).
- [Bob13] Bobzin, K.: Oberflächentechnik für den Maschinenbau. Wiley-VCH, Weinheim, 1. Auflage (2013).

- [Bob15] Bobzin, K.; Brögelmann, T.; Stahl, K.; Michaelis, K.; Mayer, J.; Hinterstößer, M.: Friction reduction of highly-loaded rolling-sliding contacts by surface modifications under elasto-hydrodynamic lubrication. *Wear* 328-329, S. 217–228 (2015).
- [Bob17] Bobzin, K.; Brögelmann, T.; Kalscheuer, C.: Triboactive CrAlN+X hybrid dcMS/HPPMS PVD nitride hard coatings for friction and wear reduction on components. *Surface and Coatings Technology* 332, S. 452–463 (2017).
- [Bob19] Bobzin, K.; Brögelmann, T.; Kalscheuer, C.; Stahl, K.; Lohner, T.; Yilmaz, M.: (Cr,Al)N and (Cr,Al,Mo)N hard coatings for tribological applications under minimum quantity lubrication. *Tribology International* 140. Heft: 105817, S. 1–10 (2019).
- [Bob20a] Bobzin, K.; Brögelmann, T.; Kalscheuer, C.: Arc PVD (Cr,Al,Mo)N and (Cr,Al,Cu)N coatings for mobility applications. *Surface and Coatings Technology* 384. Heft: 125046, S. 1–12 (2020).
- [Bob20b] Bobzin, K.; Brögelmann, T.; Kalscheuer, C.; Stahl, K.; Lohner, T.; Yilmaz, M.: Effects of (Cr,Al)N and (Cr,Al,Mo)N coatings on friction under minimum quantity lubrication. *Surface and Coatings Technology* 402. Heft: 126154, S. 1–10 (2020).
- [Bob21] Bobzin, K.; Brögelmann, T.; Kalscheuer, C.; Thiex, M.; Schwarz, A.; Ebner, M.; Lohner, T.; Stahl, K.: DLC coated spur gears – Part II: coating properties and potential for industrial use. *Industrial Lubrication and Tribology* 73. Heft: 4, S. 621–634 (2021).
- [Bre09] Brenner, D.; Witzig, J.; Deters, L.; Tobie, T.; Höhn, B.-R.: FVA-Nr. 488/I - Heft 884 - Wassergehalt in Ölen Abschlussbericht - Zulässiger Wassergehalt in Getriebeschmierölen, insbesondere Polyglykol-Ölen und der Einfluss auf die Wälzlagerlebensdauer und die Zahnflankentragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2009).
- [Bur20] Burbank, J.; Rausch, J.; Luther, R.; Kraft, G.: New Approaches to Extreme Friction Reductions with Lubricants. *Proceedings of the 22<sup>nd</sup> International Colloquium Tribology* (2020).
- [But89a] Butsch, M.: *Hydraulische Verluste schnelllaufender Stirnradgetriebe*. Dissertation, Universität Stuttgart (1989).
- [But89b] Butsch, M.; Langenbeck, K.: FVA-Nr. 44/V - Heft 292 - Zahnradschmierung - Turboverluste Abschlussbericht - Untersuchungen der hydraulischen Leerlaufverluste an schnelllaufenden Stirnradgetrieben mit Umfangsgeschwindigkeit bis 200 m/s und Radbreite bis 125 mm. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (1989).
- [Cah90] Cahill, D. G.: Thermal conductivity measurement from 30 to 750 K - The  $3\omega$  method. *Review of Scientific Instruments* 61. Heft: 2, S. 802–808 (1990).
- [Can94] Cann, P.; Ioannides, E.; Jacobson, B.; Lubrecht, A. A.: The lambda ratio - a critical re-examination. *Wear* 175. Heft: 1-2, S. 177–188 (1994).
- [Che98] Chevalier, F.; Lubrecht, A. A.; Cann, P. M. E.; Colin, F.; Dalmaz, G.: Film Thickness in Starved EHL Point Contacts. *Journal of Tribology* 120. Heft: 1, S. 126–133 (1998).

- [Che01] Chen, M.; Kato, K.; Adachi, K.: The difference in running-in period and friction coefficient between self-mated  $\text{Si}_3\text{N}_4$  and  $\text{SiC}$  under water lubrication. *Tribology Letters* 11. Heft: 1, S. 23–28 (2001).
- [Che13] Chen, Z.; Liu, Y.; Zhang, S.; Luo, J.: Controllable Superlubricity of Glycerol Solution via Environment Humidity. *Langmuir* 29. Heft: 38, S. 11924–11930 (2013).
- [Con12] Concli, F.; Gorla, C.: Analysis of the Oil Squeezing Power Losses of a Spur Gear Pair by Mean of CFD Simulations. *Proceedings of the ASME 2012 11<sup>th</sup> Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis 2*, S. 177–184 (2012).
- [Con16] Concli, F.; Gorla, C.: Numerical modeling of the power losses in geared transmissions: Windage, churning and cavitation simulations with a new integrated approach that drastically reduces the computational effort. *Tribology International* 103, S. 58–68 (2016).
- [Dai18] Dai, Y.; Wu, W.; Zhou, H. B.; Zhang, J.; Ma, F. Y.: Numerical Simulation and Optimization of Oil Jet Lubrication for Rotorcraft Meshing Gears. *International Journal of Simulation Modelling* 17. Heft: 2, S. 318–326 (2018).
- [Dai19] Dailianis, A.: Experimentelle Untersuchungen am FZG-Wirkungsgradprüfstand mit wasserhaltigen Schmierstoffen für die Elektromobilität. Semesterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2019).
- [Dic00] Dick, A.: Untersuchungen zu den Leerlaufverlusten eines einspritzgeschmierten Stirnradgetriebes. Dissertation, Universität Stuttgart (2000).
- [Dol02] Doleschel, A.: Wirkungsgradberechnung von Zahnradgetrieben in Abhängigkeit vom Schmierstoff. Dissertation, Technische Universität München (2002).
- [Don04] Donnet, C.; Erdemir, A.: Solid lubricant coatings: recent developments and future trends. *Tribology Letters* 17. Heft: 3, S. 389–397 (2004).
- [Don08] Donnet, C.; Erdemir, A.: Diamond-like Carbon Films: A Historical Overview. In C. Donnet & A. Erdemir (Hrsg.), *Tribology of Diamond-Like Carbon Films - Fundamentals and Applications* (S. 1-10). Springer Science + Business Media, New York, 1. Auflage (2008).
- [Dow66] Dowson, D.; Higginson, G. R.: *Elastohydrodynamic Lubrication - The Fundamental of Roller and Gear Lubrication*. Pergamon Press, Oxford, 1. Auflage (1966).
- [Dud62] Dudley, D. W.: *Gear Handbook: The Design, Manufacture, and Application of Gears*. McGraw-Hill, New York, 1. Auflage (1962).
- [Ebn18a] Ebner, M.; Peter, A.; Lohner, T.; Stahl, K.: Measurement of EHL contact temperature for different bulk and coating materials. *Proceedings of the STLE 73<sup>rd</sup> Annual Meeting and Exhibition*, S. 308–311 (2018).
- [Ebn18b] Ebner, M.; Yilmaz, M.; Lohner, T.; Michaelis, K.; Höhn, B.-R.; Stahl, K.: On the effect of starved lubrication on elastohydrodynamic (EHL) line contacts. *Tribology International* 118, S. 515–523 (2018).
- [Ebn19a] Ebner, M.; Omasta, M.; Lohner, T.; Sperka, P.; Krupka, I.; Hartl, M.; Michaelis, K.; Höhn, B.-R.; Stahl, K.: Local Effects in EHL Contacts with Oil-Impregnated Sintered Materials. *Lubricants* 7. Heft: 1, S. 1–21 (2019).

- [Ebn19b] Ebner, M.; Weigl, A.; Lohner, T.; Stahl, K.; Thiex, M.; Bobzin, K.: FVA-Nr. 585/II - Heft 1289 - Low Friction Powertrain Oberflächenbeschichtungen Abschlussbericht - Wirkung von Oberflächenbeschichtungen in geschmierten Kontakten. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2019).
- [Ebn20] Ebner, M.; Ziegler, A.; Lohner, T.; Michaelis, K.; Stahl, K.: Measurement of EHL temperature by thin film sensors – Thermal insulation effects. *Tribology International* 149. Heft: 105515, S. 1–9 (2020).
- [Ebn21] Ebner, M.: Selbstschmierung hochbelasteter Zahnradkontakte mit schmierstoffgetränkten porösen Eisenwerkstoffen. Dissertation, Technische Universität München (2021).
- [Eng19] Engelhardt, C.: Einfluss von Wasser in Getriebeölen auf die Zahnflankentragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder. Dissertation, Technische Universität München (2019).
- [Erd00] Erdemir, A.; Eryilmaz, O. L.; Fenske, G.: Synthesis of diamondlike carbon films with superlow friction and wear properties. *Journal of Vacuum Science & Technology A* 18. Heft: 4, S. 1987–1992 (2000).
- [Erd02] Erdemir, A.: Friction and wear of diamond and diamond-like carbon films. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 216. Heft: 6, S. 387–400 (2002).
- [Erd20] Erdemir, C.: Wirkungsgraduntersuchungen mit wasserhaltigen Getriebefluiden für die Elektromobilität. Semesterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2020).
- [Far20] Faruck, A. A. M.; Hsu, C.-J.; Doerr, N.; Weigand, M.; Gachot, C.: How lubricant formulations and properties influence the performance of rotorcraft transmissions under loss of lubrication conditions. *Tribology International* 151. Heft: 106390, S. 1–15 (2020).
- [Fer08] Ferrari, A. C.: Non-destructive Characterisation of Carbon Films. In C. Donnet & A. Erdemir (Hrsg.), *Tribology of Diamond-Like Carbon Films - Fundamentals and Applications* (S. 25-82). Springer Science + Business Media, New York, 1. Auflage (2008).
- [Fon15] Fondelli, T.; Andreini, A.; Da Soghe, R.; Facchini, B.; Cipolla, L.: Numerical Simulation of Oil Jet Lubrication for High Speed Gears. *International Journal of Aerospace Engineering* 2015. Heft: 752457, S. 1–13 (2015).
- [Fro72] Froeschmann, R.: Beeinflussung der Oberflächengestalt durch eine neue Gruppe von Schmierstoffen für höchste Belastung. *Schmiertechnik und Tribologie* 1, S. 15–20 (1972).
- [Frü11] Frühe, T.; Michaelis, K.; Höhn, B.-R.; Stahl, K.: FVA-Nr. 582/I - Low Friction Powertrain Tragfähigkeit Low-Loss Verzahnung Abschlussbericht - Bestimmung der Tragfähigkeit von verlustoptimierten Verzahnungen und Untersuchungen zum Wirkungsgrad und zum Geräuschverhalten von diesen Verzahnungen. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2011).

- [Frü12] Frühe, T.: Berechnung und Minimierung der Zahnfußspannung von Standard- und LowLoss-Verzahnungen. Dissertation, Technische Universität München (2012).
- [Ge19a] Ge, X.; Halmans, T.; Li, J.; Luo, J.: Molecular behaviors in thin film lubrication -Part three: Superlubricity attained by polar and nonpolar molecules. *Friction* 7. Heft: 6, S. 625–636 (2019).
- [Ge19b] Ge, X.; Li, J.; Luo, J.: Macroscale Superlubricity Achieved With Various Liquid Molecules: A Review. *Frontiers in Mechanical Engineering* 5. Heft: 2, S. 1–15 (2019).
- [Gei11] Geiger, J. S.; Michaelis, K.; Höhn, B.-R.: FVA-Nr. 69/V - Heft 959 - Validierung WTplus Abschlussbericht - Validierung des Programmsystems WTplus 2.0. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2011).
- [Gel04] Geller, W.: Thermodynamik für Maschinenbauer - Grundlagen für die Praxis. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 3. Auflage (2004).
- [Gil19] Gilewicz, A.; Jedrzejewski, R.; Myslinski, P.; Warcholinski, B.: Structure, Morphology, and Mechanical Properties of AlCrN Coatings Deposited by Cathodic Arc Evaporation. *Journal of Materials Engineering and Performance* 28. Heft: 3, 1522–1531 (2019).
- [Goh01] Gohar, R.: Elastohydrodynamics. World Scientific Publishing, London, 2. Auflage (2001).
- [Gok78a] Goksem, P. G.; Hargreaves, R. A.: The Effect of Viscous Shear Heating on Both Film Thickness and Rolling Traction in an EHL Line Contact - Part 1: Fully Flooded. *Journal of Lubrication Technology* 100. Heft: 3, S. 346–352 (1978).
- [Gok78b] Goksem, P. G.; Hargreaves, R. A.: The Effect of Viscous Shear Heating on Both Film Thickness and Rolling Traction in an EHL Line Contact - Part 2: Starved Conditions. *Journal of Lubrication Technology* 100. Heft: 3, S. 353–358 (1978).
- [Gor12] Gorla, C.; Concli, F.; Stahl, K.; Höhn, B.-R.; Michaelis, K.; Schultheiß, H.; Stemplinger, J.-P.: CFD Simulations of Splash Losses of a Gearbox. *Advances in Tribology* 2012. Heft: 616923, S. 1–10 (2012).
- [Gra01] Graham, J.; Spikes, H.; Korcek, S.: The friction reducing properties of molybdenum dialkyldithiocarbamate additives: Part I – factors influencing friction reduction. *Tribology Transactions* 44, S. 626–636 (2001).
- [Gre20] Greif, M.: Einfluss der Oberfläche auf das Reibungsverhalten von wasserhaltigen Schmierstoffen für die Elektromobilität. Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2020).
- [Gri99] Grill, A.: Diamond-like carbon: state of the art. *Diamond and Related Materials* 8. Heft: 2-5, S. 428–434 (1999).
- [Gro04] Grossl, A.; Michaelis, K.; Höhn, B.-R.: Oil-Free Powertrain Abschlussbericht - Development of Powertrain and Drive Line Components without Liquid Lubrication. Work package 5 - Phase Transition Lubrication (2004).
- [Gro05] Grossl, A.; Martens, S.; Feldhofer, G.; Haslinger, R.: Oil-Free Powertrain Abschlussbericht - Development of Powertrain and Drive Line Components without



- Liquid Lubrication. Work package 8 - Synthesis - Design Optimisation for Friction Minimisation and Lube Oil Elimination in Gears and Engines (2005).
- [Gro07] Grossl, A.: Einfluss von PVD-Beschichtungen auf die Flanken- und Fußtragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder. Dissertation, Technische Universität München (2007).
- [Hab11] Habchi, W.; Matta, C.; Joly-Pottuz, L.; De Barros Bouchet, M.-I.; Martin, J. M.; Vergne, P.: Full Film, Boundary Lubrication and Tribochemistry in Steel Circular Contacts Lubricated with Glycerol. *Tribology Letters* 42. Heft: 351, S. 351–358 (2011).
- [Hab14] Habchi, W.: A numerical model for the solution of thermal elastohydrodynamic lubrication in coated circular contacts. *Tribology International* 73, S. 57–68 (2014).
- [Ham76a] Hamrock, B.; Dowson, D.: Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts: Part 1 - Theoretical Formulation. *Journal of Lubrication Technology* 98. Heft: 2, S. 223–228 (1976).
- [Ham76b] Hamrock, B.; Dowson, D.: Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts: Part 2 - Ellipticity Parameter Results. *Journal of Lubrication Technology* 98. Heft: 3, S. 375–381 (1976).
- [Ham77a] Hamrock, B.; Dowson, D.: Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts: Part 3 - Fully Flooded Results. *Journal of Lubrication Technology* 99. Heft: 2, S. 264–275 (1977).
- [Ham77b] Hamrock, B.; Dowson, D.: Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts: Part 4 - Starvation Results. *Journal of Lubrication Technology* 99. Heft: 1, S. 15–23 (1977).
- [Har97] Hartl, M.; Krupka, I.; Liska, M.: Differential Colorimetry: Tool for Evaluation of Chromatic Interference Patterns. *Optical Engineering* 36. Heft: 9, S. 2384–2391 (1997).
- [Har99a] Hartl, M.; Krupka, I.; Liska, M.: Elastohydrodynamic Film Thickness Mapping by Computer Differential Colorimetry. *Tribology Transactions* 42. Heft: 2, S. 361–368 (1999).
- [Har99b] Hartl, M.; Krupka, I.; Poliscuk, R.; Liska, M.: An Automatic System for Real-Time Evaluation of EHD Film Thickness and Shape Based on the Colorimetric Interferometry. *Tribology Transactions* 42. Heft: 2, S. 303–309 (1999).
- [Hin14] Hinterstoißer, M.: Zur Optimierung des Wirkungsgrades von Stirnradgetrieben. Dissertation, Technische Universität München (2014).
- [Hin19] Hinterstoißer, M.; Sedlmair, M.; Lohner, T.; Stahl, K.: Minimizing Load-dependent Gear Losses. *Tribologie und Schmierungstechnik* 66. Heft: 3, S. 15–25 (2019).
- [Hir90] Hirano, M.; Shinjo, K.: Atomistic locking and friction. *Physical Review B* 41. Heft: 17, S. 837–851 (1990).
- [Höh07] Höhn, B.-R.; Michaelis, K.; Wimmer, A.: Low Loss Gears. *Gear Technology*, S. 28–35 (2007).

- [Höh09] Höhn, B.-R.; Michaelis, K.; Otto, H.-P.: Minimised gear lubrication by a minimum oil/air flow rate. *Wear* 266. Heft: 3-4, S. 461–467 (2009).
- [Hon15] Hong, L.; Bian, G.; Hu, S.; Wang, L.; Dacosta, H.: Tribological Properties of CrAlN and TiN Coatings Tested in Nano- and Micro-scale Laboratory Wear Tests. *Journal of Materials Engineering and Performance* 24. Heft: 7, S. 2670–2677 (2015).
- [Jac00] Jacobson, B.: Thin film lubrication of real surfaces. *Tribology International* 33. Heft: 3-4, S. 205–210 (2000).
- [Jac11] Jacobs, G.; Rombach, V.; Plogmann, M.; van Lier, H.; Bobzin, K.; Bagcivan, N.; Theiß, S.; Weiß, R.: PVD-beschichtete Wälzlager im Trockenlauf. *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik* 42. Heft: 11, S. 1025–1034 (2011).
- [Jur17] Jurkschat, T.; Lohner, T.; Stahl, K.: FVA-Nr. 686/I - Heft 1223 - Verlustleistung von Stirnradverzahnungen Abschlussbericht - Experimentelle Untersuchung der Verlustleistung von Stirnradverzahnungen. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2017).
- [Jur18] Jurkschat, T.; Otto, M.; Lohner, T.; Stahl, K.: Bestimmung des Verlustverhaltens und der Wärmebilanz von Wälzlagern. *Forschung im Ingenieurwesen* 82, S. 149–155 (2018).
- [Jur20] Jurkschat, T. E.: Erweiterte Bestimmung lastabhängiger Verluste von Stirnradgetrieben. Dissertation, Technische Universität München (2020).
- [Kag91] Kagerer, E.: Messung von elastohydrodynamischen Parametern im hochbelasteten Scheiben- und Zahnkontakt. Dissertation, Technische Universität München (1991).
- [Kal19] Kalin, M.; Polajnar, M.; Kus, M.; Majdic, F.: Green Tribology for the Sustainable Engineering of the Future. *Journal of Mechanical Engineering* 65. Heft: 11-12, S. 709–727 (2019).
- [Kan65] Kannel, J. W.; Bell, J. C.; Allen, C. M.: Methods for Determining Pressure Distributions in Lubricated Rolling Contact. *ASLE Transactions* 8. Heft: 3, S. 250–270 (1965).
- [Kan05] Kano, M.; Yasuda, Y.; Okamoto, Y.; Mabuchi, Y.; Hamada, T.; Ueno, T.; Ye, J.; Konishi, S.; Takeshima, S.; Martin, J. M.; De Barros Bouchet, M.-I.; Le Mogne, T.: Ultralow friction of DLC in presence of glycerol mono-oleate (GMO). *Tribology Letters* 18. Heft: 2, S. 245–251 (2005).
- [Kan06] Kano, H.: DLC Coating Technology Applied to Sliding Parts of Automotive Engine. *New Diamond and Frontier Carbon Technology* 16. Heft: 4, S. 201–210 (2006).
- [Kan15] Kano, M.: Overview of DLC-Coated Engine Components. In S. C. Cha & A. Erdemir (Hrsg.), *Coating technology for vehicle applications* (S. 37-62). Springer International Publishing, Cham Heidelberg New York Dordrecht London, 1. Auflage (2015).
- [Kim06] Kim, G. S.; Lee, S. Y.: Microstructure and mechanical properties of AlCrN films deposited by CFUBMS. *Surface and Coatings Technology* 201. Heft: 7, S. 4361–4366 (2006).

- [Kim15] Kim, H.-J.; Kim, D.-E.: Water Lubrication of Stainless Steel using Reduced Graphene Oxide Coating. *Nature Communications* 5. Heft: 17034, S. 1–13 (2015).
- [Kle94] Klein, J.; Kumacheva, E.; Mahalu, D.; Perahia, D.; Fetters, L. J.: Reduction of frictional forces between solid surfaces bearing polymer brushes. *Nature* 370, S. 634–636 (1994).
- [Kle96] Klein, J.: Shear, Friction, and Lubrication Forces Between Polymer-Bearing Surfaces. *Annual Review of Materials Science* 26, S. 581–612 (1996).
- [Kno91] Knotek, O.; Löffler, F.; Scholl, H.-J.: Properties of arc-evaporated CrN and (Cr,Al)N coatings. *Surface and Coatings Technology* 45. Heft: 1-3, 53–58 (1991).
- [Kor07] Koryciak, J.: Einfluss der Ölmenge auf das Reibmoment von Wälzlagern mit Linienerührung. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum (2007).
- [Kos16] Kostal, D.; Sperka, P.; Krupka, I.; Hartl, M.: Relationship between thickness of entering layer and level of EHL contact starvation. *Proceedings of the 20<sup>th</sup> International Colloquium Tribology* (2016).
- [Kos17a] Kostal, D.; Sperka, P.; Krupka, I.; Hartl, M.: Experimental Comparison of the Behavior between Base Oil and Grease Starvation Based on Inlet Film Thickness. *Tribology in Industry* 39. Heft: 1, S. 110–119 (2017).
- [Kos17b] Kostal, D.; Sperka, P.; Svoboda, P.; Krupka, I.; Hartl, M.: Influence of Lubricant Inlet Film Thickness on Elastohydrodynamically Lubricated Contact Starvation. *Journal of Tribology* 139. Heft: 5, 1–6 (2017).
- [Kru00] Krupka, I.; Hartl, M.; Poliscuk, R.; Liska, M.: Experimental Study of Central and Minimum Elastohydrodynamic Film Thickness by Colorimetric Interferometry Technique. *Tribology Transactions* 43. Heft: 4, S. 611–618 (2000).
- [Kuw17] Kuwahara, T.; Moras, G.; Moseler, M.: Friction Regimes of Water-Lubricated Diamond (111): Role of Interfacial Ether Groups and Tribo-Induced Aromatic Surface Reconstructions. *Physical Review Materials* 119. Heft: 096101, S. 1–6 (2017).
- [Kuw18] Kuwahara, T.; Moras, G.; Moseler, M.: Role of oxygen functional groups in the friction of water-lubricated low-index diamond surfaces. *Physical Review Materials* 2. Heft: 073606, S. 1–11 (2018).
- [Kuw19] Kuwahara, T.; Romero, P. A.; Makowski, S.; Weihnacht, W.; Moras, G.; Moseler, M.: Mechano-chemical decomposition of organic friction modifiers with multiple reactive centres induces superlubricity of ta-C. *Nature Communications* 10. Heft: 151, S. 1–11 (2019).
- [Lau94] Laukotka; E. M.: FVA-Heft 660 - Referenzöle Abschlussbericht - Referenzöle Datensammlung. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (1994).
- [Lee07] Lee, S.; Spencer, N. D.: Achieving Ultralow Friction by Aqueous, Brush-Assisted Lubrication. In A. Erdemir & J.-M. Martin (Hrsg.), *Superlubricity* (S. 365-396). Elsevier Science, Amsterdam Oxford, 1. Auflage (2007).

- [Lem08] Lemoine, P.; Quinn, J. P.; Maguire, P. D.; McLaughlin, J. A.: Mechanical Characterisation and Properties of DLC Films. In C. Donnet & A. Erdemir (Hrsg.), *Tribology of Diamond-Like Carbon Films - Fundamentals and Applications* (S. 83-101). Springer Science + Business Media, New York, 1. Auflage (2008).
- [Leo90] Leoni, P.; Langenbeck, K.: FVA-Nr. 151/I - Heft 323 - Schmier- und Kühllötlrennung Abschlussbericht - Untersuchung zur Trennung von Schmier- und Kühllöl-Zuführung bei Hochleistungsgetrieben. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (1990).
- [Les15] Leson, A.; Englberger, G.; Hammer, D.; Makowski, S.; Meyer, C.-F.; Leonhardt, M.; Scheibe, H.-J.; Weihnacht, V.: Diamantartige Kohlenstoffschichten steigern die Effizienz - Laser-Arc-Verfahren zur Abscheidung von ta-C-Schichten. *Vakuum in Forschung und Praxis* 27. Heft: 4, S. 24–28 (2015).
- [Li10] Li, S.; Kahraman, A.: Prediction of Spur Gear Mechanical Power Losses Using a Transient Elastohydrodynamic Lubrication Model. *Tribology Transactions* 53. Heft: 4, S. 554–563 (2010).
- [Li13] Li, J.; Zhang, C.; Ma, L.; Liu, Y.; Luo, J.: Superlubricity Achieved with Mixtures of Acids and Glycerol. *Langmuir* 29. Heft: 1, S. 271–275 (2013).
- [Lia17a] Liang, H.; Guo, D.; Ma, L.; Luo, J.: Increased Film Thickness of Oil-in-Water (O/W) Emulsions at High Speed. *Tribology Letters* 65. Heft: 68, S. 1–6 (2017).
- [Lia17b] Liang, H.; Guo, D.; Ma, L.; Luo, J.: Investigation of film formation mechanism of oil-in-water (O/W) emulsions at high speeds. *Tribology International* 109, S. 428–434 (2017).
- [Liu17] Liu, H.; Jurkschat, T.; Lohner, T.; Stahl, K.: Determination of oil distribution and churning power loss of gearboxes by finite volume CFD method. *Tribology International* 109, S. 346–354 (2017).
- [Liu18a] Liu, H.; Arfaoui, G.; Stanic, M.; Montigny, L.; Jurkschat, T.; Lohner, T.; Stahl, K.: Numerical modelling of oil distribution and churning gear power losses of gearboxes by smoothed particle hydrodynamics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 233. Heft: 1, S. 74–86 (2018).
- [Liu18b] Liu, H.; Jurkschat, T.; Lohner, T.; Stahl, K.: Detailed Investigations on the Oil Flow in Dip-Lubricated Gearboxes by the Finite Volume CFD Method. *Lubricants* 6. Heft: 47, S. 1–14 (2018).
- [Liu19] Liu, W.; Wang, H.; Liu, Y.; Li, J.; Erdemir, A.; Luo, J.: Mechanism of Superlubricity Conversion with Polyalkylene Glycol Aqueous Solutions. *Macromolecular Materials and Engineering* 35. Heft: 36, S. 11784–11790 (2019).
- [Loh15] Lohner, T.; Merz, R.; Mayer, J.; Michaelis, K.; Kopnarski, M.; Stahl, K.: On the effect of plastic deformation (PD) additives in lubricants. *Tribologie + Schmierungstechnik* 62. Heft: 2, S. 13–24 (2015).
- [Loh16] Lohner, T.: Berechnung von TEHD Kontakten und Einlaufverhalten von Verzahnungen. Dissertation, Technische Universität München (2016).

- [Luo20] Luo, J.; Zhou, X.: Superlubricative engineering-Future industry nearly getting rid of wear and frictional energy consumption. *Friction* 8. Heft: 4, S. 643–665 (2020).
- [Lut20] Luther, R.: Mehr Kühlen beim Schmieren: Wasserhaltige Getriebefluide für den elektrifizierten Antriebsstrang. In J. Liebl (Hrsg.), *Experten-Forum Powertrain: Reibung in Antrieb und Fahrzeug 2020 Verbrennungsmotoren in elektrifizierten Antriebssträngen* (S. 1-6). Springer Vieweg, Berlin, 1. Auflage (2020).
- [Man08] Manier, C.; Spaltmann, D.; Woydt, M.: Tribology of DLC Films Under Slip-Rolling Conditions. In C. Donnet & A. Erdemir (Hrsg.), *Tribology of Diamond-Like Carbon Films - Fundamentals and Applications* (S. 383-409). Springer Science + Business Media, New York, 1. Auflage (2008).
- [Man17] Mang, T.; Dresel, W.: *Lubricants and Lubrication*. Wiley-VCH, Weinheim, 3. Auflage (2017).
- [Mar08] Martens, S.: *Ölfreie Industriegetriebe - Maßnahmen und Möglichkeiten zur Minimierung bzw. Eliminierung herkömmlicher Schmierstoffe*. Dissertation, Technische Universität Dresden (2008).
- [Mar16] Martinie, L.; Vergne, P.: Lubrication at Extreme Conditions: A Discussion About the Limiting Shear Stress Concept. *Tribology Letters* 63. Heft: 21, S. 1–11 (2016).
- [Mar18] Martin, J. M.; Erdemir, A.: Superlubricity: Friction's vanishing act. *Physics Today* 71. Heft: 4, S. 40–46 (2018).
- [Mas15] Masjedi, M.; Khonsari, M. M.: A study on the effect of starvation in mixed elastohydrodynamic lubrication. *Tribology International* 85, S. 26–36 (2015).
- [Mat17] Matzke, P.: *Korrosionsschutz in Kühlsystemen - Bewertung von Alterungsphänomenen und Entwicklung eines Sensors zur Kühlmittelcharakterisierung*. Dissertation, Technische Universität Darmstadt (2017).
- [Mau85] Mauz, W.; Langenbeck, K.: FVA-Nr. 44/III - Heft 185 - Zahnradschmierung-Leerlaufverluste Abschlussbericht - Hydraulische Verluste bei Tauch- und Einspritzschmierung von Zahnradgetrieben. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (1985).
- [Mau87] Mauz, W.: *Hydraulische Verluste von Stirnradgetrieben bei Umfangsgeschwindigkeiten bis 60 m/s*. Dissertation, Universität Stuttgart (1987).
- [Mau95] Maurer, J.: *Lastunabhängige Verzahnungsverluste schnelllaufender Getriebe*. Dissertation, Universität Stuttgart (1995).
- [May13] Mayer, J.: *Einfluss der Oberfläche und des Schmierstoffs auf das Reibungsverhalten im EHD-Kontakt*. Dissertation, Technische Universität München (2013).
- [Mic87] Michaelis, K.: *Die Integraltemperatur zur Beurteilung der Fresstragfähigkeit von Stirnrädern*. Dissertation, Technische Universität München (1987).
- [Mic19] Michaud, L.: *Experimentelle Untersuchungen am FZG-Wirkungsgradprüfstand mit wasserhaltigen Schmierstoffen für die Elektromobilität*. Semesterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2019).

- [Mir18] Mirza, M.: Grundlagenuntersuchungen zu hochbelasteten Wälzpaarungen mit wasserhaltigen Getriebefluiden für die Elektromobilität. Semesterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2018).
- [Mir21] Mirza, M.; Yilmaz, M.; Thieme, E.; Lohner, T.; Venner, C. H.: Drop-On-Demand Lubrication of Gears: A Feasibility Study. *Frontiers in Mechanical Engineering* 7. Heft: 746407, S. 1–13 (2021).
- [Möl02] Möller, U. J.; Nassar, J.: *Schmierstoffe im Betrieb*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2. Auflage (2002).
- [Mos18] Moss, J.; Kahraman, A.; Wink, C.: An Experimental Study of Influence of Lubrication Methods on Efficiency and Contact Fatigue Life of Spur Gears. *Journal of Tribology* 140. Heft: 051103, 1-11 (2018).
- [Nav97] Navinsek, B.; Panjan, P.; Milosev, I.: Industrial applications of CrN (PVD) coatings, deposited at high and low temperatures. *Surface and Coatings Technology* 97. Heft: 1-3, S. 182–191 (1997).
- [Neu16] Neubauer, B.; Weinberger, U.; Otto, M.; Stahl, K.: FVA-Nr. 571/II - Heft 1197 - LAPLASn Abschlussbericht - Berechnung der Lastverteilung in Getriebesystemen mit beliebig angeordneten Planetenradstufen. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2016).
- [Nie03] Niemann, G.; Winter, H.: *Maschinenelemente - Band 2 - Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2. Auflage (2003).
- [Nie19] Niemann, G.; Winter, H.; Höhn, B.-R.; Stahl, K.: *Maschinenelemente - Band 1 - Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen*. Springer Vieweg, Berlin, 5. Auflage (2019).
- [Oha07] Ohana, T.; Wu, X.; Nakamura, T.; Tanaka, A.: Formation of lubrication film of diamond-like carbon films in water and air environments against stainless steel and Cr-plated balls. *Diamond and Related Materials* 16. Heft: 4-7, S. 1336–1339 (2007).
- [Ohi58] Ohlendorf, H.: *Verlustleistung und Erwärmung von Stirnrädern*. Dissertation, Technische Hochschule München (1958).
- [Oll06] Olla, M.; Navarra, G.; Elsener, B.; Rossi, A.: Nondestructive in-depth composition profile of oxy-hydroxide nanolayers on iron surfaces from ARXPS measurement. *Surface and Interface Analysis* 38, S. 964–974 (2006).
- [Oma18] Omasta, M.; Ebner, M.; Sperka, P.; Lohner, T.; Krupka, I.; Hartl, M.; Höhn, B.-R.; Stahl, K.: Film formation in EHL contacts with oil-impregnated sintered materials. *Industrial Lubrication and Tribology* 70, S. 612–619 (2018).
- [Öne19] Öner, A.: Experimentelle Untersuchungen zu wasserhaltigen Schmierstoffen für Zahnradanwendungen in der Elektromobilität. Semesterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2019).
- [Ost82] Oster, P.: Beanspruchung der Zahnflanken unter Bedingungen der Elastohydrodynamik. Dissertation, Technische Universität München (1982).

- [Ott09] Otto, H.-P.: Flank Load Carrying Capacity and Power Loss Reduction by Minimised Lubrication. Dissertation, Technische Universität München (2009).
- [Pas20] Paschold, C.; Sedlmair, M.; Lohner, T.; Stahl, K.: Efficiency and heat balance calculation of worm gears. *Forschung im Ingenieurwesen* 84, S. 115–125 (2020).
- [Pet08] Petry-Johnson, T. T.; Kahraman, A.; Anderson, N. E.; Chase, D. R.: An Experimental Investigation of Spur Gear Efficiency. *Journal of Mechanical Design* 130. Heft: 062601, S. 1–10 (2008).
- [Pfa18] Pfadt, M.; Wiesböck, M.; Allam, S. E.; Kuhn, M.; Hörsten, E.; Vengudusamy, B.: Hydro Lubrication: The Future of Lubricants is Based on Water. *Proceedings of the 21<sup>st</sup> International Colloquium Tribology* (2018).
- [Pol11] Polcar, T.; Cavaleiro, A.: High-temperature tribological properties of CrAlN, CrAlSiN and AlCrSiN coatings. *Surface and Coatings Technology* 206. Heft: 6, S. 1244–1251 (2011).
- [Pre90] Prexler, F.: Einfluss der Wälzflächenrauheit auf die Grübchenbildung vergüteter Scheiben im EHD-Kontakt. Dissertation, Technische Universität München (1990).
- [Qui21] Quiban, R.; Changenet, C.; Marchesse, Y.; Ville, F.: Experimental Investigations About the Power Loss Transition Between Churning and Windage for Spur Gears. *Journal of Tribology* 143. Heft: 2, 1-6 (2021).
- [Rat97] Ratoi-Salagean, M.; Spikes, H.; Hoogendoorn, R.: The design of lubricious oil-in-water emulsions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 211, S. 195–208 (1997).
- [Rob02] Robertson, J.: Diamond-like amorphous carbon. *Materials Science and Engineering: R: Reports* 37. Heft: 4-6, S. 129–281 (2002).
- [Röm98] Römhild, I.: Getriebe ohne Öl, Getriebe geringer Verluste - Anwendung neuer Ergebnisse aus der Materialforschung zur Verringerung der reibungsbedingten Verluste und Erwärmung in Zahnradgetrieben. Abschlussbericht, Deutsche Bundesstiftung Umwelt (1998).
- [Ron08] Ronkainen, H.; Holmberg, K.: Environmental and Thermal Effects on the Tribological Performance of DLC Coatings. In C. Donnet & A. Erdemir (Hrsg.), *Tribology of Diamond-Like Carbon Films - Fundamentals and Applications* (S. 155-200). Springer Science + Business Media, New York, 1. Auflage (2008).
- [Sag21] Sagraloff, N.; Winkler, K. J.; Tobie, T.; Stahl, K.; Folland, C.; Asam, T.: Investigations on the Scuffing and Wear Characteristic Performance of an Oil Free Water-Based Lubricant for Gear Applications. *Lubricants* 9. Heft: 24, S. 1–19 (2021).
- [Sam10] Samani, M. K.; Chen, G. C. K.; Ding, X.-Z.; Zeng, X. T.: Thermal Conductivity of CrAlN and TiAlN Coatings Deposited by Lateral Rotating Cathode Arc. *Key Engineering Materials* 447-448, S. 705–709 (2010).
- [Sán14] Sánchez-López, J. C.; Contreras, A.; Domínguez-Meister, S.; García-Luis, A.; Bri-zuela, M.: Tribological behaviour at high temperature of hard CrAlN coatings doped with Y or Zr. *Thin Solid Films* 550, S. 413–420 (2014).

- [Sch73] Schouten, M. J. M.: Der Einfluss elasto-hydrodynamischer Schmierung auf Reibung, Verschleiß und Lebensdauer von Getrieben. Dissertation, Technische Universität Eindhoven (1973).
- [Sch83] Schober, H.; Langenbeck, K.: FVA-Nr. 44/II - Heft 156 - Einspritzschmierung Abschlussbericht - Einspritzschmierung bei Zahnradgetrieben. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (1983).
- [Sch95a] Scheibe, H.-J.; Schultrich, B.; Drescher, D.: Laser-induced vacuum arc (Laser Arc) and its application for deposition of hard amorphous carbon films. *Surface and Coatings Technology* 74-75. Heft: 2, S. 813–818 (1995).
- [Sch95b] Schlenk, L.: Untersuchungen zur Freistragfähigkeit von Großzahnradern. Dissertation, Technische Universität München (1995).
- [Sch98] Schultrich, B.; Scheibe, H.-J.; Drescher, D.; Ziegele, H.: Deposition of superhard amorphous carbon films by pulsed vacuum arc deposition. *Surface and Coatings Technology* 98. Heft: 1-3, S. 1097–1101 (1998).
- [Sch06a] Schmidt, R.; Klingenberg, G.; Woydt, M.: Forschungsbericht 277 - New lubrication concepts for environmental friendly machines - Tribological, thermophysical and viscometric properties of lubricants interacting with triboactive materials. Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung, Berlin (2006).
- [Sch06b] Schmidt, R.; Klingenberg, G.; Woydt, M.: Thermophysical and viscosimetric properties of environmentally acceptable lubricants. *Industrial Lubrication and Tribology* 58. Heft: 4, S. 210–224 (2006).
- [Sch08a] Scheibe, H.-J.; Leonhardt, M.; Leson, A.; Meyer, C.-F.; Stucky, T.; Weihnacht, V.: Abscheidung superharter Kohlenstoffschichten mittels Laser-Arco® auf dem Weg vom Labor in die industrielle Serienfertigung. *Vakuum in Forschung und Praxis* 20. Heft: 6, S. 26–31 (2008).
- [Sch08b] Schultrich, B.; Weihnacht, V.: Tribologisches Verhalten von harten und superharten Kohlenstoffschichten. *Vakuum in Forschung und Praxis* 20. Heft: 1, S. 12–17 (2008).
- [Sch13] Schleich, T.: Zum Temperaturverhalten von Wälzlagern in Getrieben. Dissertation, Technische Universität München (2013).
- [Sch16] Schultrich, B.: Dünnschichttechnologie. *Vakuum in Forschung und Praxis* 28. Heft: 2, S. 14–61 (2016).
- [Sch21] Schwarz, A.; Ebner, M.; Lohner, T.; Stahl, K.; Bobzin, K.; Brögelmann, T.; Kalscheuer, C.; Thiex, M.: DLC-coated spur gears – part I: friction reduction. *Industrial Lubrication and Tribology* 73. Heft: 3, S. 457–469 (2021).
- [See09] Seetharaman, S.; Kahraman, A.: Load-Independent Spin Power Losses of a Spur Gear Pair: Model Formulation. *Journal of Tribology* 131. Heft: 022201, 1-11 (2009).
- [Sha06] Shamsa, M.; Liu, M. L.; Balandin, A. A.; Casiraghi, C.; Milne, W. I.; Ferrari, A. C.: Thermal conductivity of diamond-like carbon films. *Applied Physics Letters* 89. Heft: 161921, S. 1–3 (2006).



- [Shi93] Shinjo, K.; Hirano, M.: Dynamics of friction: superlubric state. *Surface Science* 283. Heft: 1-3, S. 473–478 (1993).
- [Shi14] Shi, Y.; Minami, I.; Grahn, M.; Björling, M.; Larsson, R.: Boundary and elastohydrodynamic lubrication studies of glycerol aqueous solutions as green lubricants. *Tribology International* 69, S. 39–45 (2014).
- [Sig14] Sigloch, H.: *Technische Fluidmechanik*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 9. Auflage (2014).
- [Sig18] Sigmüller, F.; Kupfer, S.; Kamps, T.; Schmitt, M.; Lohner, T.; Reinhart, K.; Stahl, K.: Efficiency of Additive Manufactured Gears with Conformal Cooling. *Proceedings of the 21<sup>st</sup> International Colloquium Tribology* (2018).
- [Sim84] Simon, M.: *Messung von elasto-hydrodynamischen Parametern und ihre Auswirkung auf die Grübchentragfähigkeit vergüteter Scheiben und Zahnräder*. Dissertation, Technische Universität München (1984).
- [Spe14a] Spencer, N. D.: Aqueous Lubrication with Poly(Ethylene Glycol) Brushes. *Tribology Online* 4. Heft: 9, S. 143–153 (2014).
- [Spe14b] Spencer, N. D.: *Aqueous Lubrication: Natural And Biomimetic Approaches - Natural and Biomimetic Approaches*. World Scientific Publishing, London, 2. Auflage (2014).
- [Stö71] Stößel, K.: *Reibungszahlen unter elasto-hydrodynamischen Bedingungen*. Dissertation, Technische Universität München (1971).
- [Str02] Stribeck, R.: Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager. *Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure* 46, S. 1341–1348 (1902).
- [Str05] Strasser, D.: *Einfluss des Zahnflanken- und Zahnkopfspeies auf die Leerlaufverlustleistung von Zahnradgetrieben*. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum (2005).
- [Str19] Strmcnik, E.; Majdic, F.; Kalin, M.: Water-lubricated behaviour of AISI 440C stainless steel and a DLC coating for an orbital hydraulic motor application. *Tribology International* 131, S. 128–136 (2019).
- [Svo13] Svoboda, P.; Kostal, D.; Krupka, I.; Hartl, M.: Experimental study of the starved EHL contacts based on thickness of oil layer in the contact inlet. *Tribology International* 67, S. 140–145 (2013).
- [Tam22] Tamayo, J. G. Z.; Björling, M.; Shi, Y.; Prakash, B.; Larsson, R.: Micropitting performance of glycerol-based lubricants under rolling-sliding contact conditions. *Tribology International* 167. Heft: 107348, S. 1–15 (2022).
- [Tri20] Tries, S.: *Grundlagenuntersuchungen zur Kontakttemperaturmessung in Wälzkontakten mit Schmierstoffen für die Elektromobilität*. Masterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2020).
- [van19] van der Kruk, W. M.; Smit, S. A.; Segers, T. J.; Li, X. M.; Venner, C. H.: Drop-on-Demand Printing as Novel Method of Oil Supply in Elastohydrodynamic Lubrication. *Tribology Letters* 67. Heft: 95, S. 1–12 (2019).

- [Vaz19] Vazirisereshk, M. R.; Martini, A.; Strubbe, D. A.; Baykara, M. Z.: Solid Lubrication with MoS<sub>2</sub>: A Review. *Lubricants* 7. Heft: 57, S. 1–35 (2019).
- [Ven08] Venner, C. H.; Popovici, G.; Lugt, P. M.; Organisciak, M.: Film Thickness Modulations in Starved Elastohydrodynamically Lubricated Contacts Induced by Time-Varying Lubricant Supply. *Journal of Tribology* 130. Heft: 041501, S. 1–10 (2008).
- [Voj84] Vojacek, H.: Das Reibungsverhalten von Fluiden unter elastohydrodynamischen Bedingungen - Einfluss der chemischen Struktur des Fluides, der Werkstoffe und der Makro- und Mikrogeometrie der Gleit-/Wälzkörper. Dissertation, Technische Universität München (1984).
- [Wal82] Walter, P.; Langenbeck, K.: FVA-Nr. 44/I - Heft 118 - Abschlussbericht - Anwendungsgrenzen für die Tauchschmierung von Zahnradgetrieben, Plansch- und Quetschverluste bei Tauchschmierung. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (1982).
- [Wal04] Walbeck, T.; Gold, P. W.: FVA-Nr. 400 - Heft 743 - Schmierfilmdicke Abschlussbericht - Einfluss von Grundölart, Additivierung und Gebrauchszustand auf Viskositätsverhalten und Schmierfilmbildung. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2004).
- [Wan16a] Wang, H.; Liu, Y.; Li, J.; Luo, J.: Investigation of Superlubricity Achieved by Polyalkylene Glycol Aqueous Solutions. *Advanced Materials Interfaces* 3. Heft: 1600531, S. 1–9 (2016).
- [Wan16b] Wang, Q.; Zhou, F.; Yan, J.: Evaluating mechanical properties and crack resistance of CrN, CrTiN, CrAlN and CrTiAlN coatings by nanoidentification and scratch tests. *Surface and Coatings Technology* 285, S. 208–213 (2016).
- [Wei12a] Weihnacht, V.; Brückner, A.; Theiler, G.; Gradt, T.: MoS<sub>2</sub> /ta-C-Kombinationsschichten hergestellt durch Laser-Arc-Technologie. *Vakuum in Forschung und Praxis* 24. Heft: 5, S. 17–23 (2012).
- [Wei12b] Weihnacht, V.; Makowski, S.; Brückner, G.; Theiler, G.; Gradt, T.: Tribologie und Anwendung trocken laufender ta-C-Schichten. *Tribologie + Schmierungstechnik* 59. Heft: 6, S. 41–44 (2012).
- [Wim05] Wimmer, A. J.: Lastverluste von Stirnradverzahnungen - Konstruktive Einflüsse, Wirkungsgradmaximierung, Tribologie. Dissertation, Technische Universität München (2005).
- [Wol70] Wolveridge, P. E.; Baglin, K. P.; Archard, J. F.: The starved lubrication of cylinders in line contact. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 185. Heft: 1, S. 1159–1170 (1970).
- [Yil19a] Yilmaz, M.; Lohner, T.; Michaelis, K.; Stahl, K.: Minimizing gear friction with water-containing gear fluids. *Forschung im Ingenieurwesen* 83. Heft: 3, S. 327–337 (2019).
- [Yil19b] Yilmaz, M.; Lohner, T.; Stahl, K.: Superlubricity in EHL Contacts with Water-Containing Gear Fluids. *Lubricants* 7. Heft: 46, S. 1–14 (2019).

- [Yil20] Yilmaz, M.; Lohner, T.; Michaelis, K.; Stahl, K.: Bearing Power Losses with Water-Containing Gear Fluids. *Lubricants* 8. Heft: 5, S. 1–14 (2020).
- [Yil22] Yilmaz, M.; Önüt, A.; Lohner, T.; Stahl, K.: Gear and Bearing Power Losses: From Dip to Minimum Quantity Lubrication. *Industrial Lubrication and Tribology* Article in Press (2022).
- [Yük20] Yüksel, A.: Untersuchungen mit dem FVA-Programm WTplus zum Verlust- und Temperaturverhalten für die Anwendung Motorrad- und E-Getriebe. Semesterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2020).
- [Yük21] Yüksel, A.: Untersuchungen zum tribologischen Verhalten von Schmierstoffen für BEV-Getriebeanwendungen. Masterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2021).
- [Zan22] Zander, M.; Lohner, T.; Otto, M.; Stahl, K.: FVA-Nr. 364/VII - Lagerverlustleistungen Abschlussbericht - Studie zu Berechnungsmodellen zur Bestimmung der Lagerverlustleistung. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2022).
- [Zaw15] Zawischa, M.: Beanspruchung und Versagen von ta-C-Schichten beim Ritztest. Diplomarbeit, Technische Universität Dresden (2015).
- [Zaw16] Zawischa, M.; Makowski, S.; Schwarzer, N.; Weihnacht, V.: Scratch resistance of superhard carbon coatings – A new approach to failure and adhesion evaluation. *Surface and Coatings Technology* 308, S. 341–348 (2016).
- [Zes18] Zeschg, M.: Experimentelle Untersuchungen am FZG-Wirkungsgradprüfstand mit wasserhaltigen Schmierstoffen für die Elektromobilität. Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2018).
- [Zie17] Ziegltrum, A.; Lohner, T.; Stahl, K.: TEHL simulation on the influence of lubricants on load-dependent gear losses. *Tribology International* 113, S. 252–261 (2017).
- [Zie18] Ziegltrum, A.; Lohner, T.; Stahl, K.: TEHL Simulation on the Influence of Lubricants on the Frictional Losses of DLC Coated Gears. *Lubricants* 6. Heft: 17, S. 1–17 (2018).

#### Internetseiten und Benutzerhandbücher

- [Deu16] Deutsche Edelstahlwerke Specialty Steel GmbH & Co. KG: Werkstoffdatenblatt 16MnCr5/16MnCrS5 1.7131/1.7139. URL: [https://www.dew-stahl.com/fileadmin/files/dew-stahl.com/documents/Publikationen/Werkstoffdatenblaetter/Bau-stahl/1.7131\\_1.7139\\_de.pdf](https://www.dew-stahl.com/fileadmin/files/dew-stahl.com/documents/Publikationen/Werkstoffdatenblaetter/Bau-stahl/1.7131_1.7139_de.pdf). Abrufdatum: 24.08.2017.
- [Klü18] Klüber Lubrication München SE und Co. KG: Hydro Lubricants für Getriebe - gesteigerte Effizienz durch Schmierstoffe mit funktionellem Wasseranteil. URL: <https://www.klueber.com/de/de/produkte-service/schmierstoffe/hydro-lubricants/>. Abrufdatum: 25.10.2018.
- [SKF14] SKF Gruppe: SKF Hauptkatalog 2014. Media-Print Informationstechnologie, Paderborn (2014).

**Betreute und für diese Arbeit relevante Studienarbeiten**

Folgende Studienarbeiten, deren Bearbeitung, Auswertung, Interpretation und Darstellung von Ergebnissen unter wesentlicher wissenschaftlicher Anleitung des Autors entstanden sind, wurden im Rahmen der vorliegenden Arbeit am Lehrstuhl für Maschinenelemente, Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau angefertigt. Ergebnisse flossen zum Teil in die Arbeit ein.

Dailianis, A.: Experimentelle Untersuchungen am FZG-Wirkungsgradprüfstand mit wasserhaltigen Schmierstoffen für die Elektromobilität. Semesterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2019).

Erdem, C.: Wirkungsgraduntersuchungen mit wasserhaltigen Getriebefluiden für die Elektromobilität. Semesterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2020).

Greif, M.: Einfluss der Oberfläche auf das Reibungsverhalten von wasserhaltigen Schmierstoffen für die Elektromobilität. Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2020).

Michaud, L.: Experimentelle Untersuchungen am FZG-Wirkungsgradprüfstand mit wasserhaltigen Schmierstoffen für die Elektromobilität. Semesterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2019).

Mirza, M.: Grundlagenuntersuchungen zu hochbelasteten Wälzpaarungen mit wasserhaltigen Getriebefluiden für die Elektromobilität. Semesterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2018).

Öner, A.: Experimentelle Untersuchungen zu wasserhaltigen Schmierstoffen für Zahnradanwendungen in der Elektromobilität. Semesterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2019).

Tries, S.: Grundlagenuntersuchungen zur Kontakttemperaturmessung in Wälzkontakten mit Schmierstoffen für die Elektromobilität. Masterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2020).

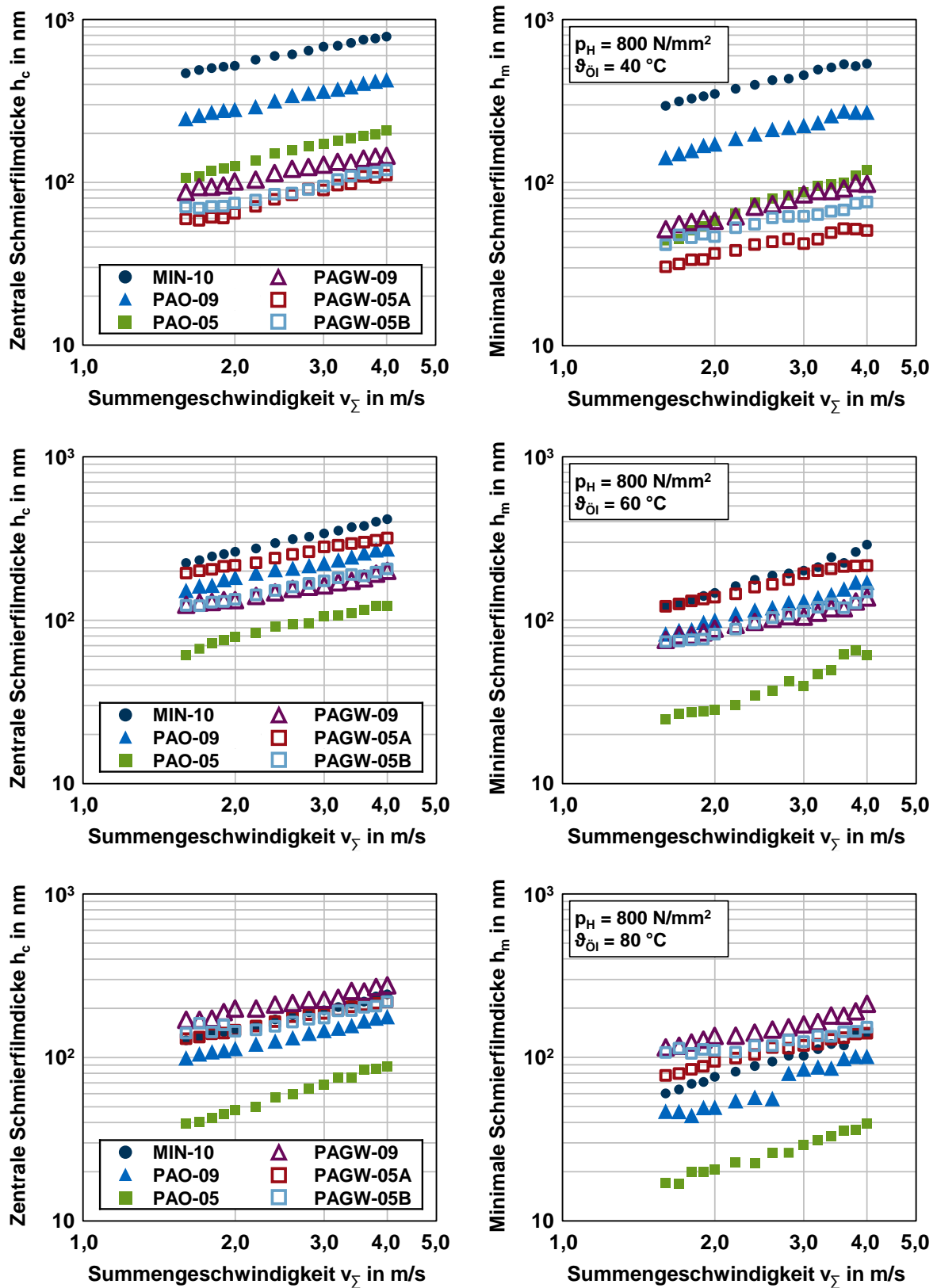
Yüksel, A.: Untersuchungen mit dem FVA-Programm WTplus zum Verlust- und Temperaturverhalten für die Anwendung Motorrad- und E-Getriebe. Semesterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2020).

Yüksel, A.: Untersuchungen zum tribologischen Verhalten von Schmierstoffen für BEV-Getriebeanwendungen. Masterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2021).

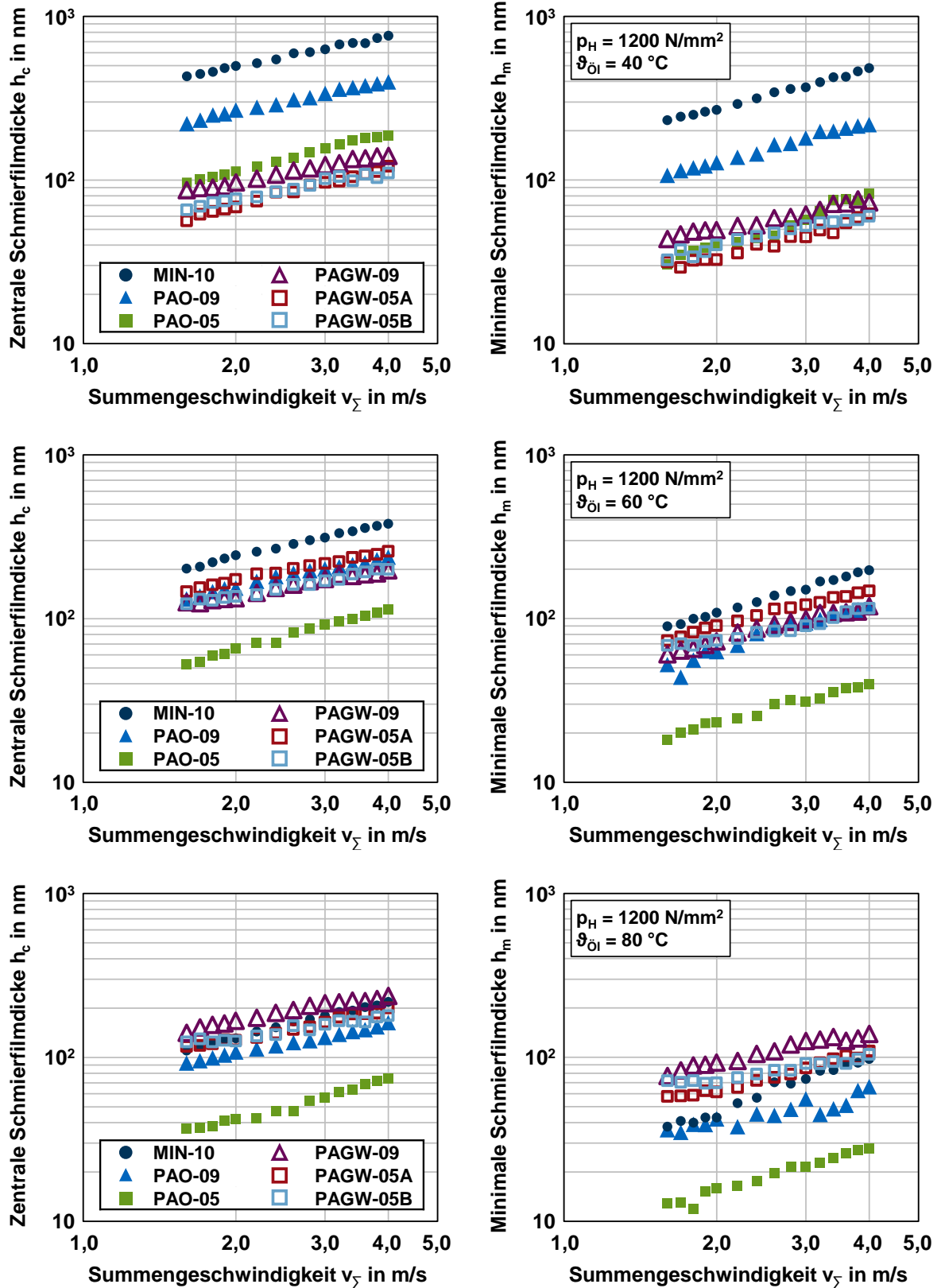
Zeschg, M.: Experimentelle Untersuchungen am FZG-Wirkungsgradprüfstand mit wasserhaltigen Schmierstoffen für die Elektromobilität. Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2018).

## A Anhang

### A.1 Experimentelle Ergebnisse am optischen EHD-Tribometer

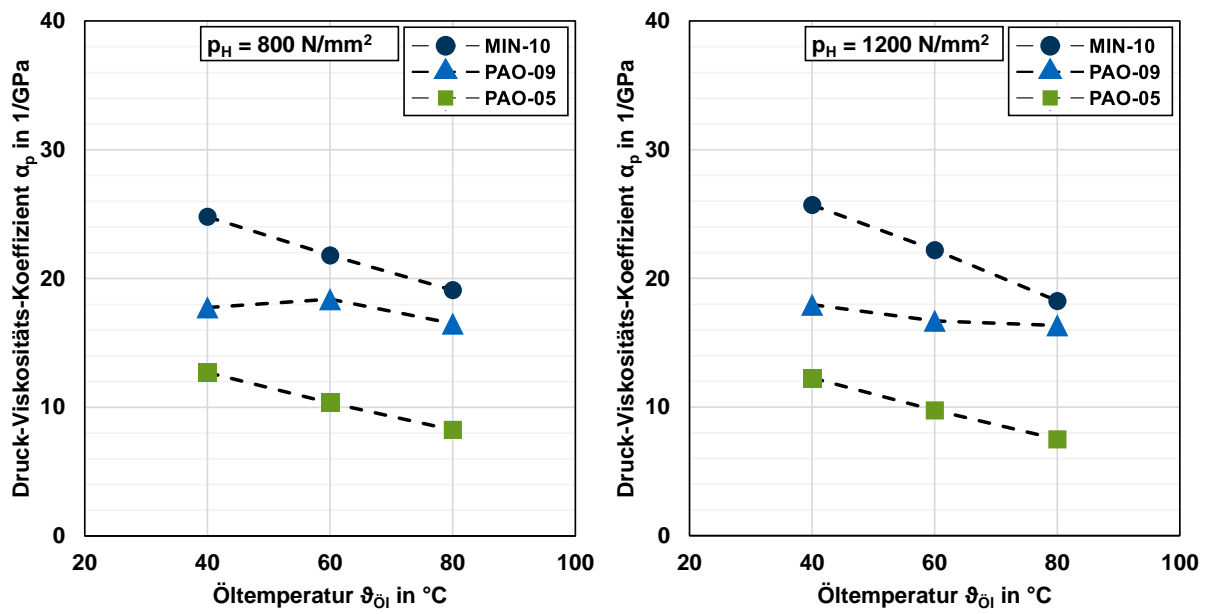


**Bild 9.1:** Gemessene zentrale und minimale Schmierfilmdicke  $h_c$  und  $h_m$  in Abhängigkeit von der Summengeschwindigkeit im Vergleich der Prüfschmierstoffe



**Bild 9.2:** Gemessene zentrale und minimale Schmierfilmdicke  $h_c$  und  $h_m$  in Abhängigkeit von der Summengeschwindigkeit im Vergleich der Prüfschmierstoffe

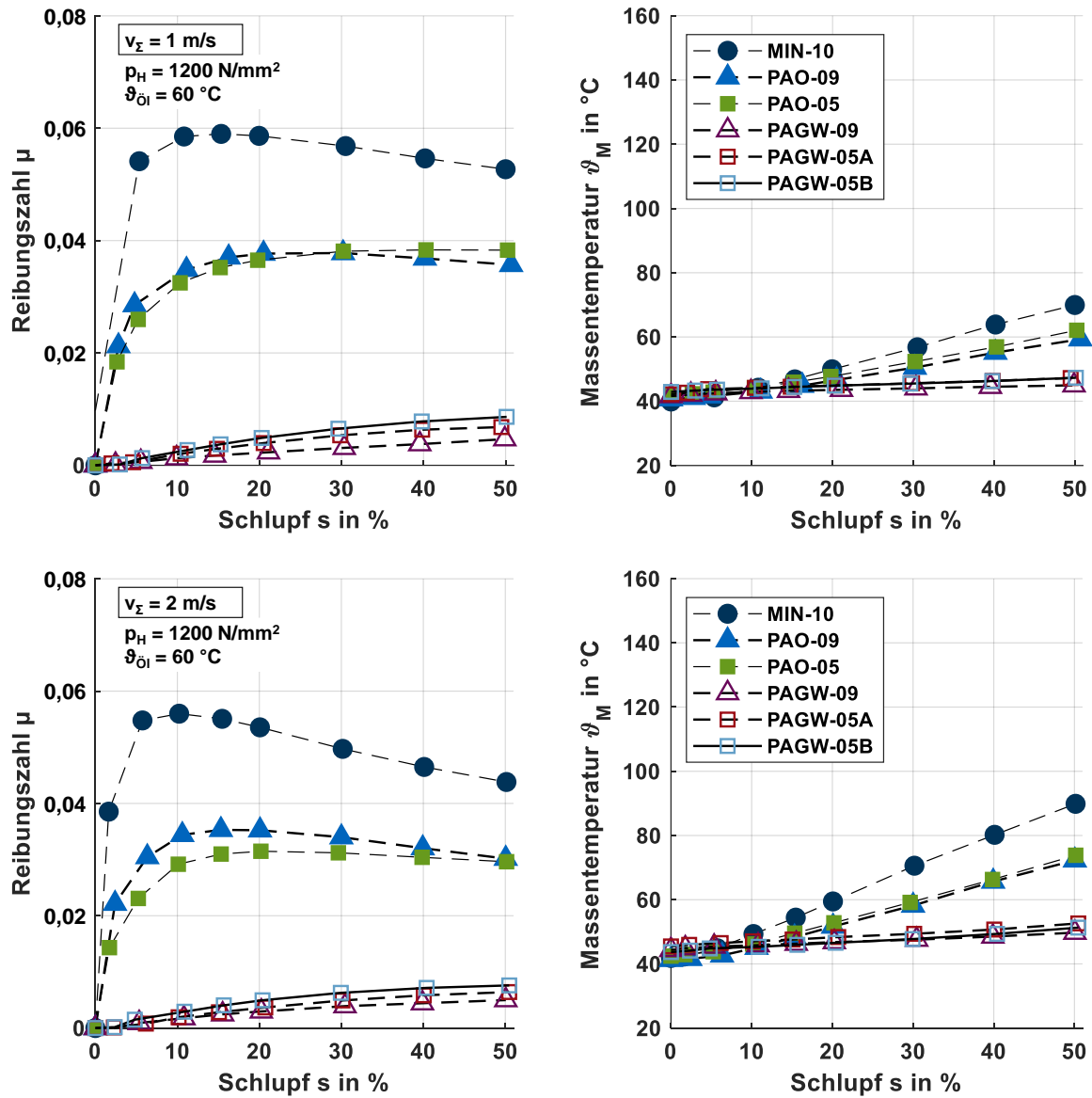
## Abgeleitete Druck-Viskositäts-Koeffizienten



**Bild 9.3:** Abgeleitete Druck-Viskositäts-Koeffizienten  $\alpha_p$  in Abhängigkeit von der Öltemperatur im Vergleich der konventionellen Schmierstoffe

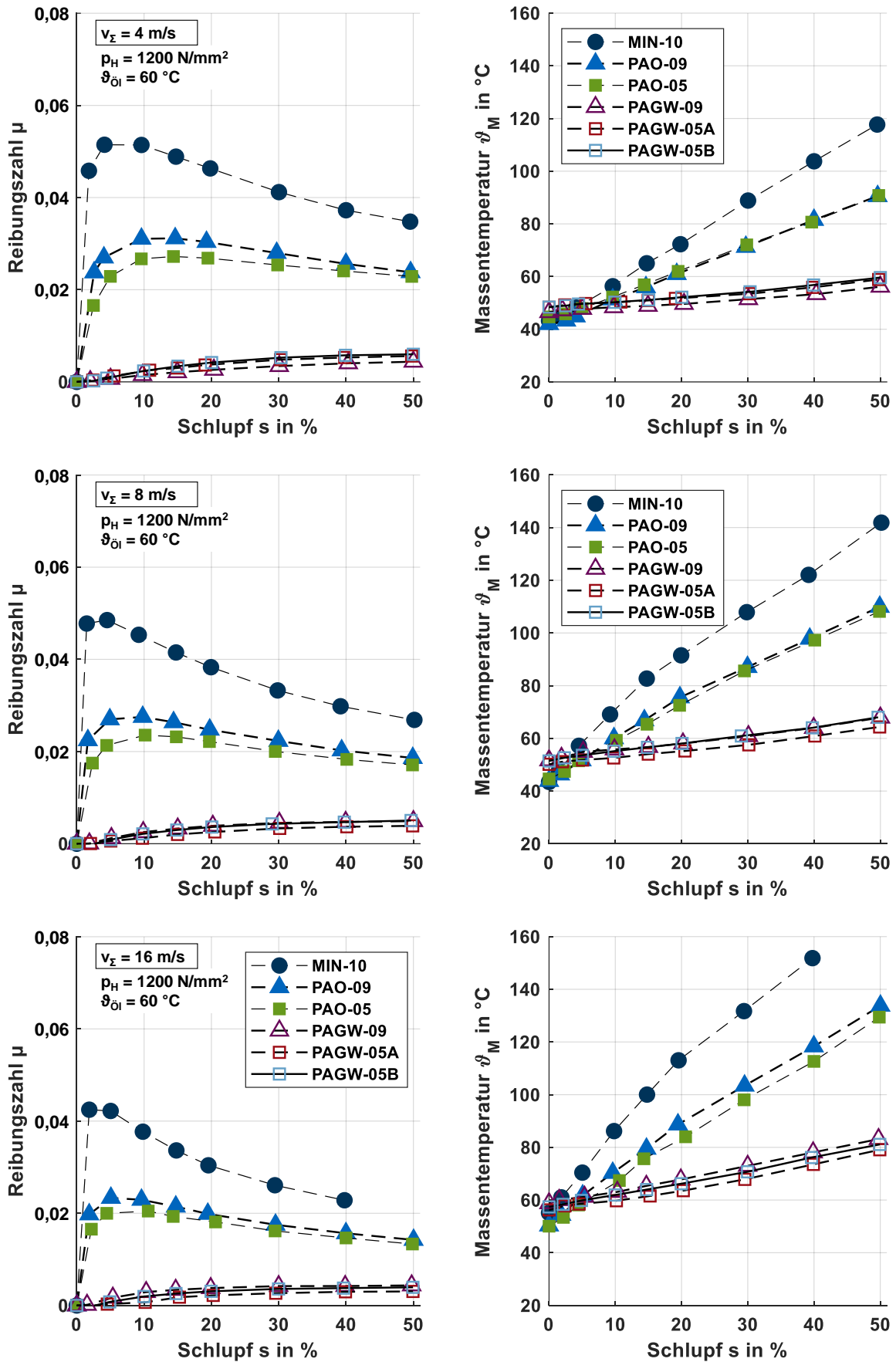
## A.2 Experimentelle Ergebnisse am Zwei-Scheiben-Tribometer

### Einfluss des Schmierstoffs



**Bild 9.4:** Gemessene Reibungszahl- und Massentemperaturkurven in Abhängigkeit vom Schlupf im Vergleich der Prüfschmierstoffe nach Yilmaz et al. [Yil19b]





**Bild 9.5:** Gemessene Reibungszahl- und Massentemperaturkurven in Abhängigkeit vom Schlupf im Vergleich der Prüfschmierstoffe nach Yilmaz et al. [Yil19b]

## Einfluss der Oberfläche

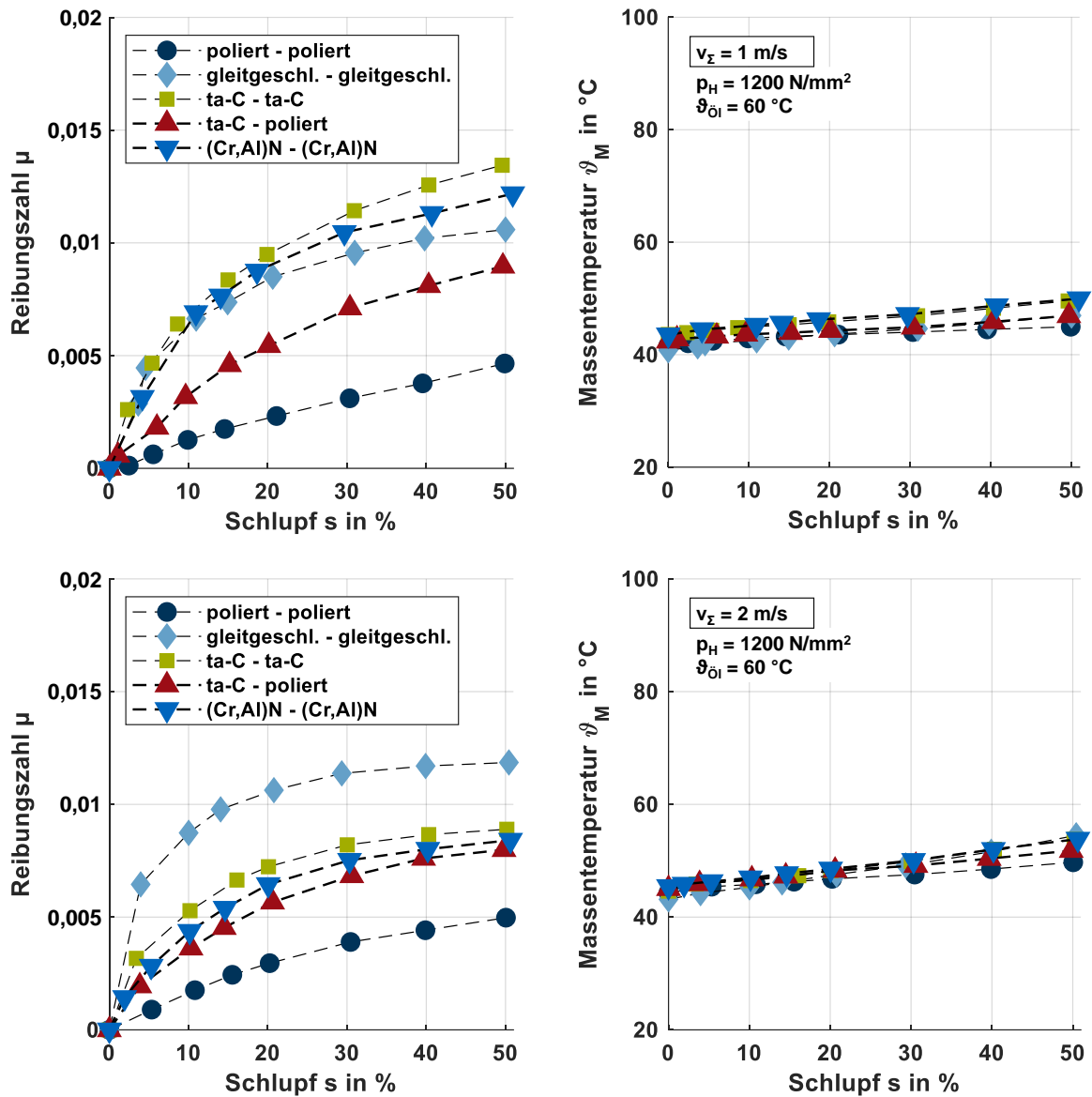
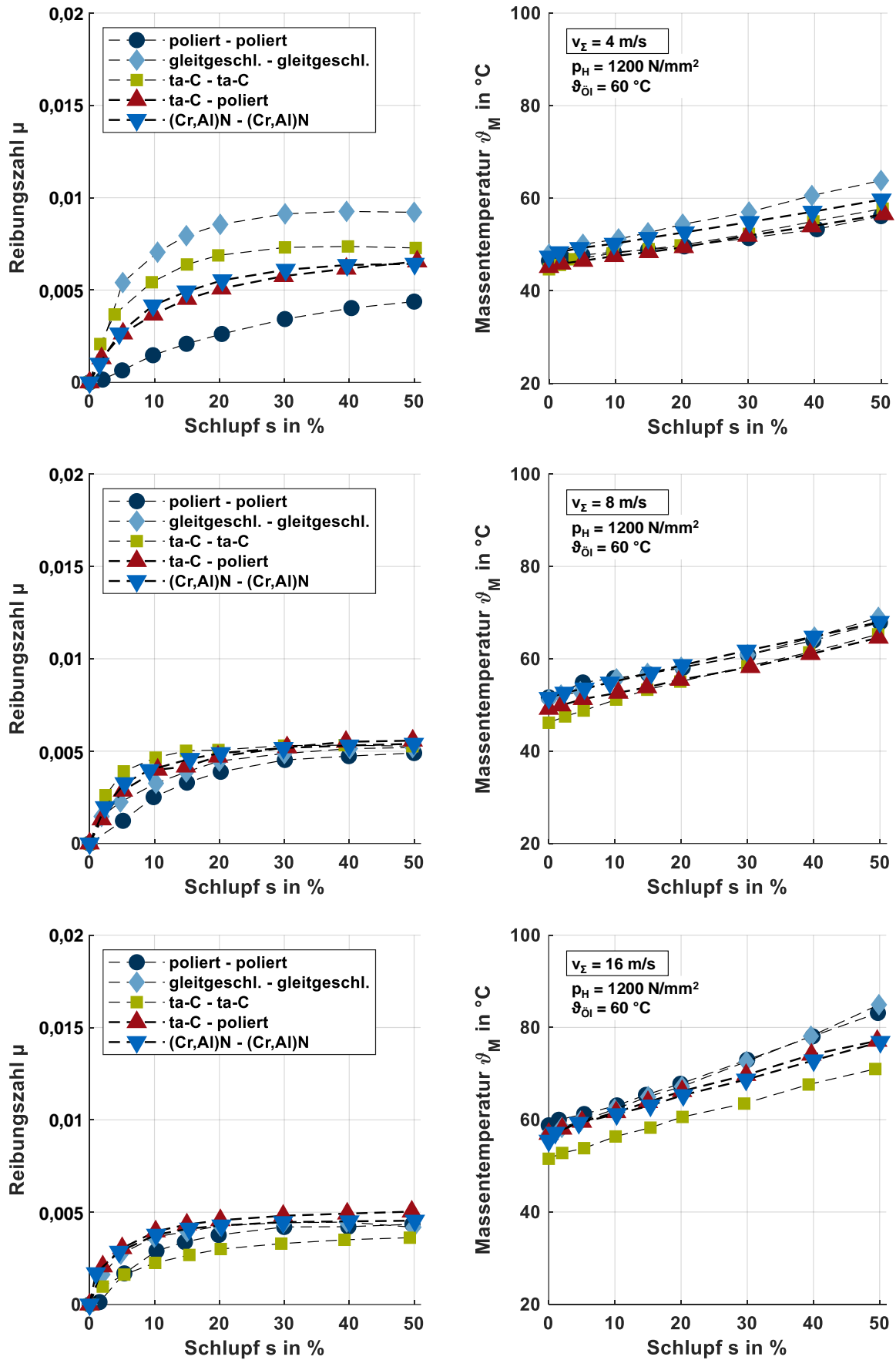


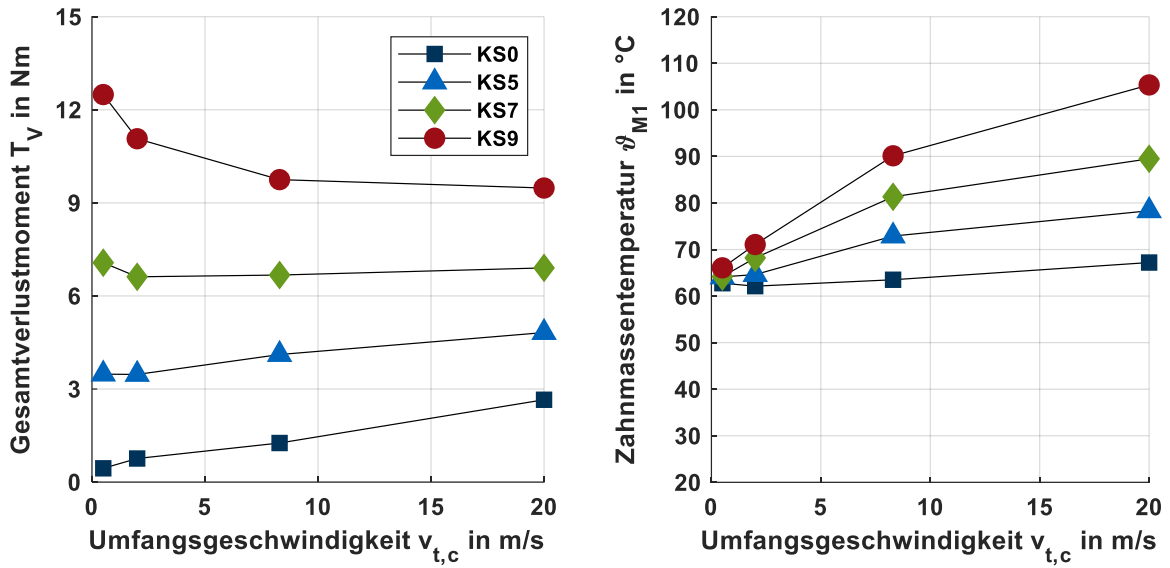
Bild 9.6: Gemessene Reibungszahl- und Massentemperaturkurven in Abhängigkeit vom Schlupf im Vergleich der Prüfschmierstoffe



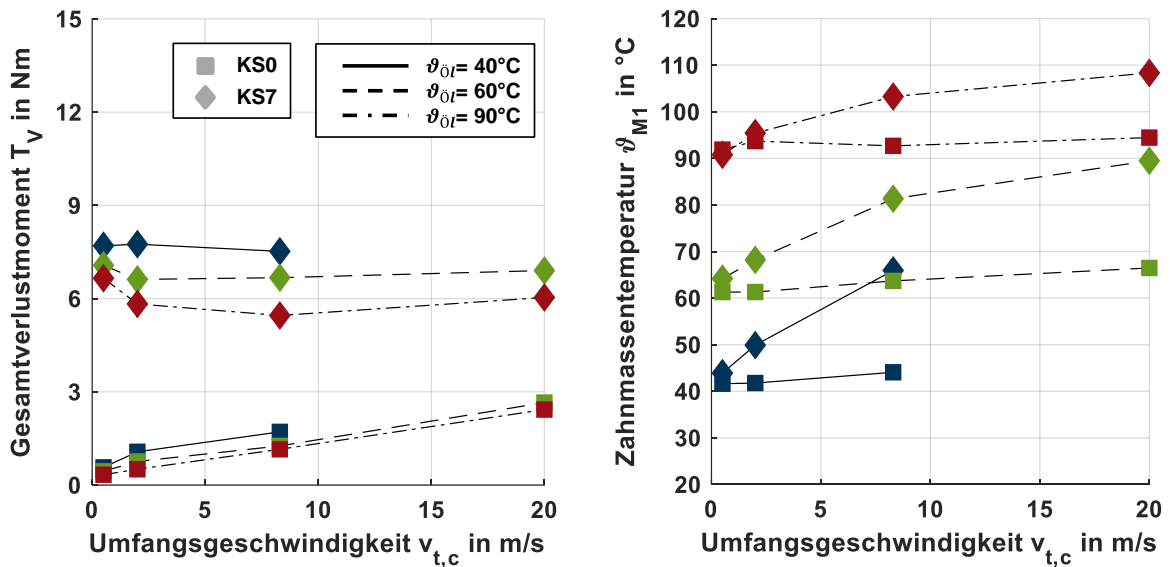
**Bild 9.7:** Gemessene Reibungszahl- und Massentemperaturkurven in Abhängigkeit vom Schlupf im Vergleich der Prüfschmierstoffe

### A.3 Experimentelle Ergebnisse am Wirkungsgradprüfstand

Prüfverzahnung Typ C<sub>mod</sub> // Prüfschmierstoff MIN-10 //  $e \approx 9 \cdot m_n$  am Prüfrad

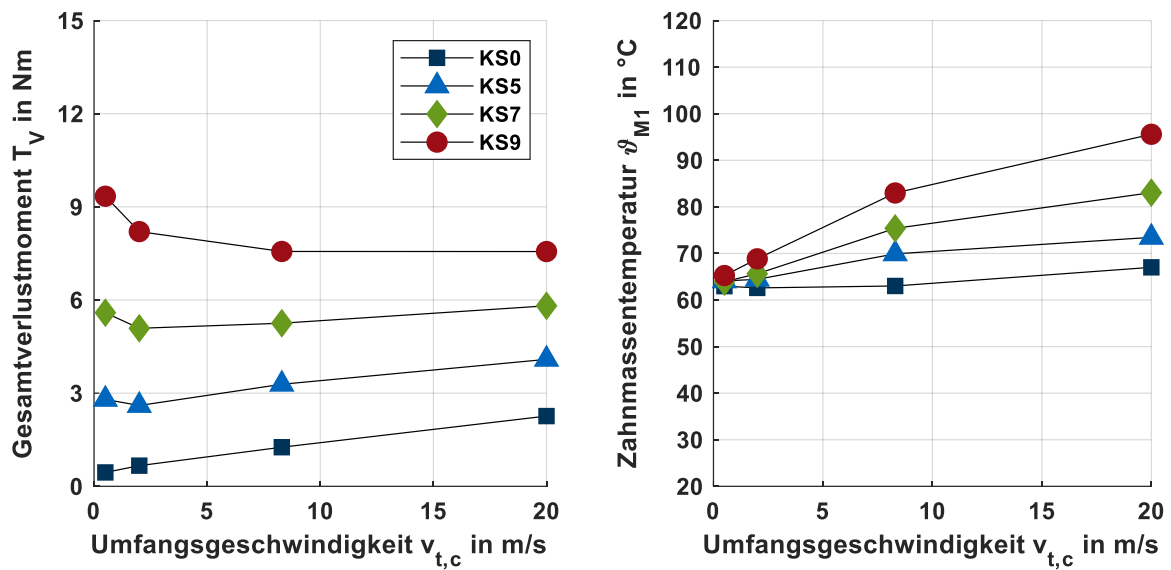


**Bild 9.8:** Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmasse-temperaturen in Abhängigkeit von der Kraftstufe bei Tauchschmierung ( $\vartheta_{\dot{o}l} = 60 \text{ °C}$ )

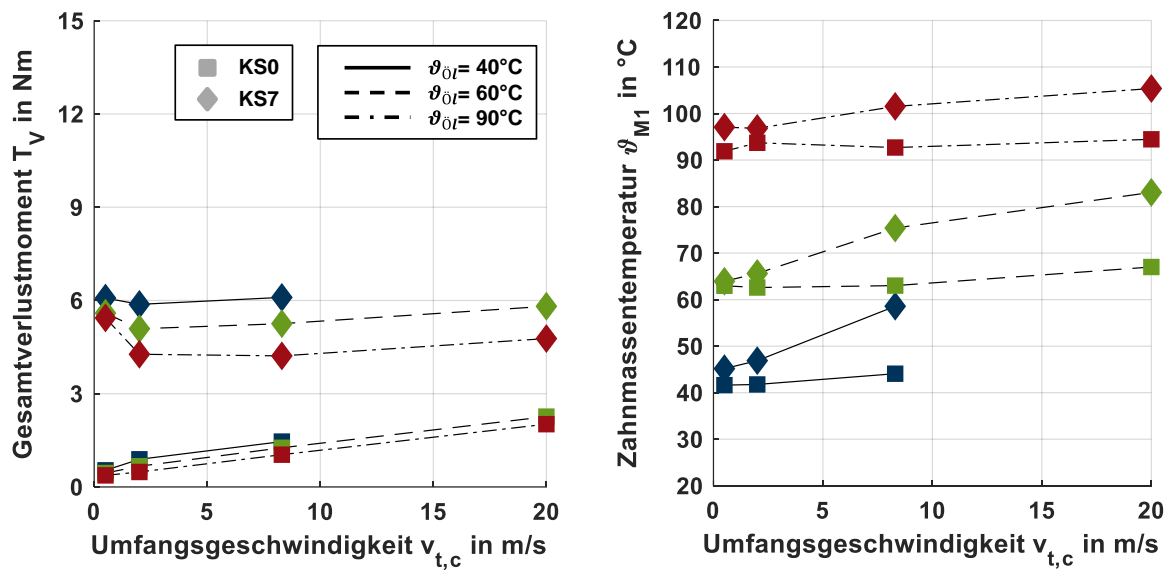


**Bild 9.9:** Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmasse-temperaturen in Abhängigkeit von der Ölsumpftemperatur für KS0 und KS7 bei Tauchschmierung

### Prüfverzahnung Typ C<sub>mod</sub> // Prüfschmierstoff PAO-09 // $e \approx 9 \cdot m_n$ am Prüfrad



**Bild 9.10:** Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmassentemperaturen in Abhängigkeit von der Kraftstufe bei Tauchschmierung ( $\vartheta_{\dot{o}l} = 60 \text{ °C}$ )



**Bild 9.11:** Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmassentemperaturen in Abhängigkeit von der Ölsumpftemperatur für KS0 und KS7 bei Tauchschmierung

Prüfverzahnung Typ C<sub>mod</sub> // Prüfschmierstoff PAO-05 // e ≈ 9·m<sub>n</sub> am Prüfrad

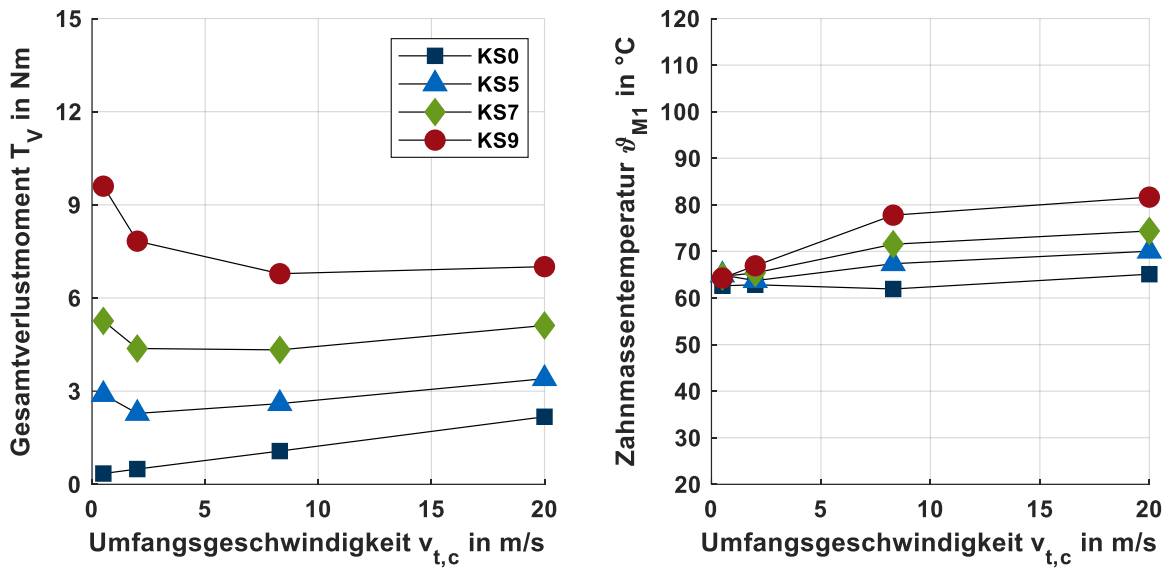


Bild 9.12: Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmasse-temperaturen in Abhängigkeit von der Kraftstufe bei Tauchschmierung (ϑ<sub>öl</sub> = 60 °C)

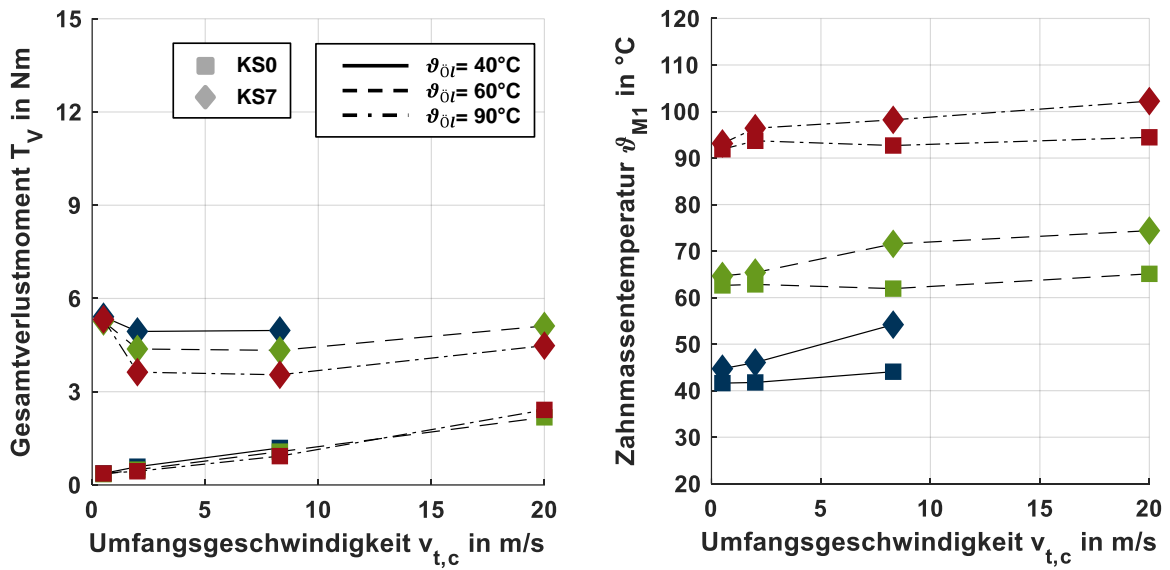
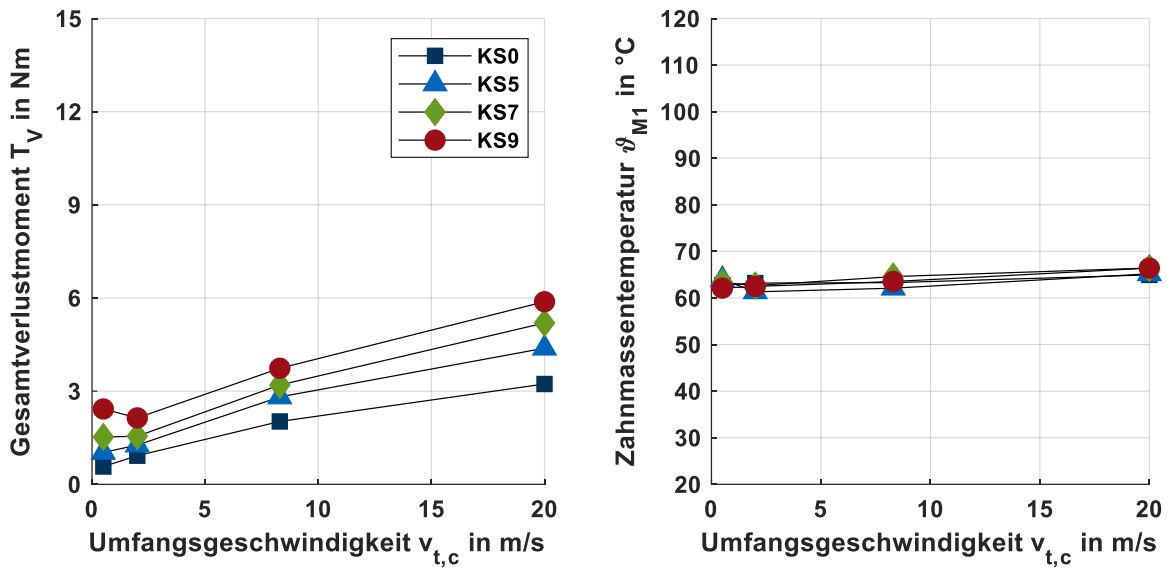
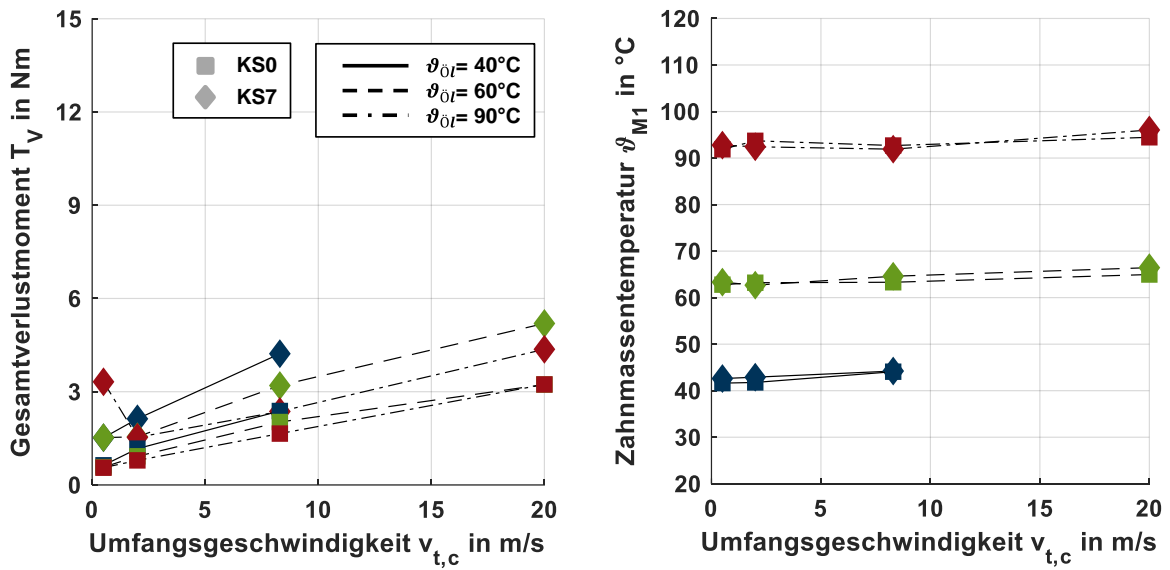


Bild 9.13: Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmasse-temperaturen in Abhängigkeit von der Ölsumpftemperatur für KS0 und KS7 bei Tauchschmierung

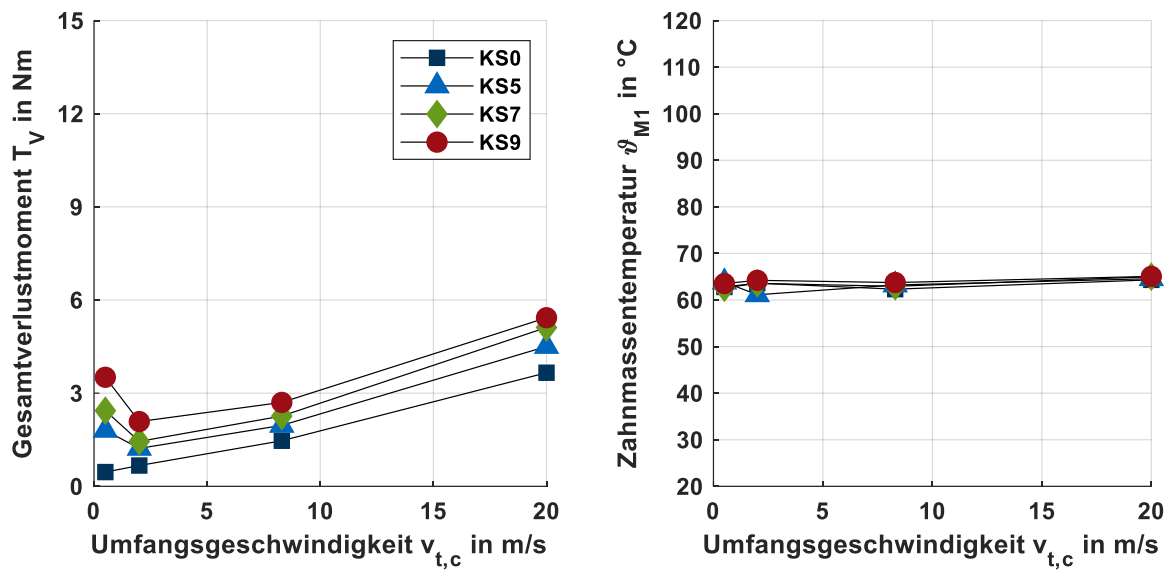
**Prüfverzahnung Typ C<sub>mod</sub> // Prüfschmierstoff PAGW-09 //  $e \approx 9 \cdot m_n$  am Prüfrad**



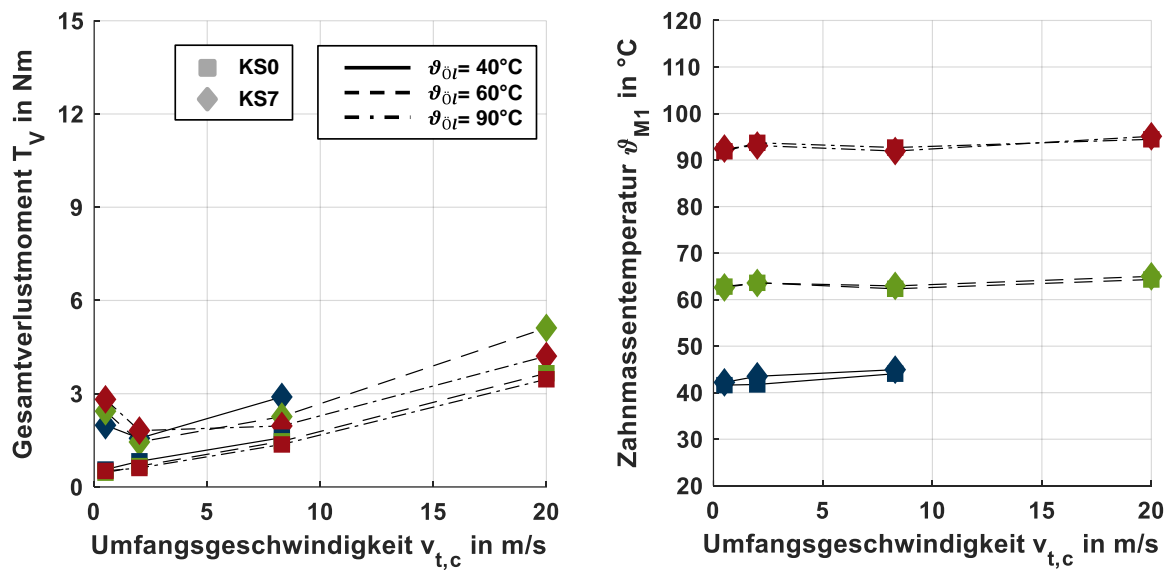
**Bild 9.14:** Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmasse-temperaturen in Abhängigkeit von der Kraftstufe bei Tauchschmierung ( $\vartheta_{\text{öl}} = 60 \text{ °C}$ )



**Bild 9.15:** Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmasse-temperaturen in Abhängigkeit von der Ölsumpftemperatur für KS0 und KS7 bei Tauchschmierung

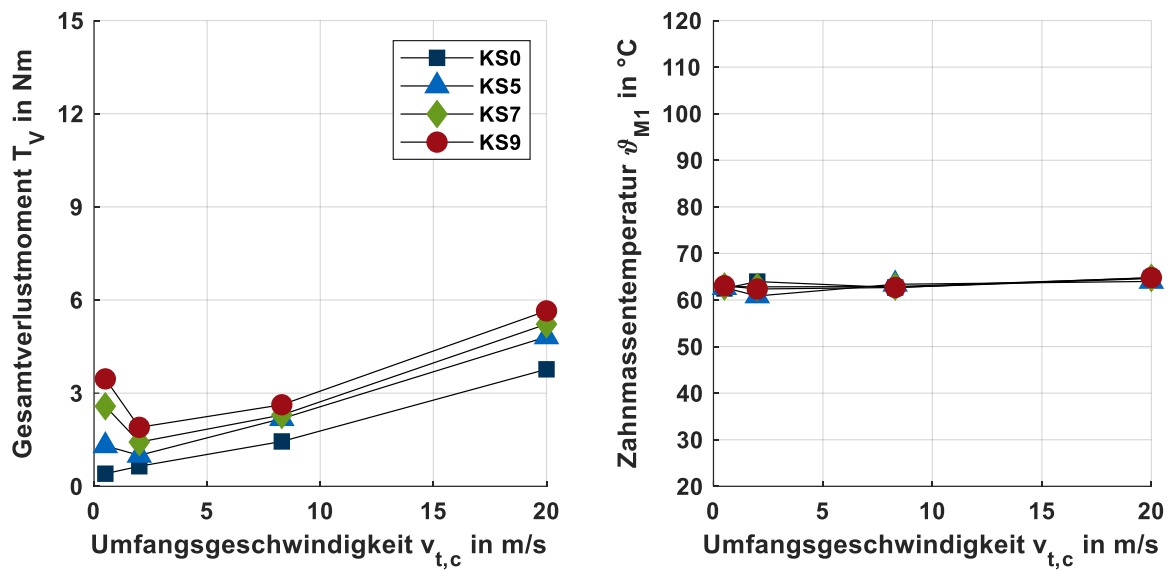
**Prüfverzahnung Typ C<sub>mod</sub> // Prüfschmierstoff PAGW-05A //  $e \approx 9 \cdot m_n$  am Prüfrad**


**Bild 9.16:** Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmassentemperaturen in Abhängigkeit von der Kraftstufe bei Tauchschmierung ( $\vartheta_{0l} = 60 \text{ °C}$ )

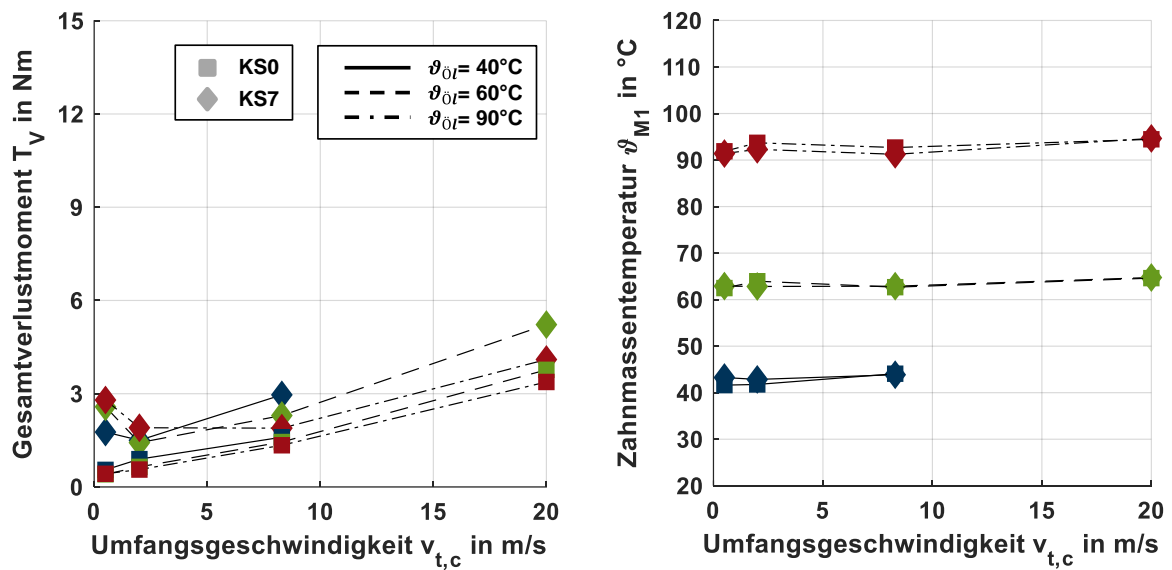


**Bild 9.17:** Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmassentemperaturen in Abhängigkeit von der Ölsumpftemperatur für KS0 und KS7 bei Tauchschmierung



**Prüfverzahnung Typ C<sub>mod</sub> // Prüfschmierstoff PAGW-05B //  $e \approx 9 \cdot m_n$  am Prüfrad**


**Bild 9.18:** Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmassentemperaturen in Abhängigkeit von der Kraftstufe bei Tauchschmierung ( $\vartheta_{0l} = 60 \text{ °C}$ )



**Bild 9.19:** Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmassentemperaturen in Abhängigkeit von der Ölsumpftemperatur für KS0 und KS7 bei Tauchschmierung

Prüfverzahnung Typ C // Prüfschmierstoff MIN-10 //  $e \approx 9 \cdot m_n$  am Prüfrad

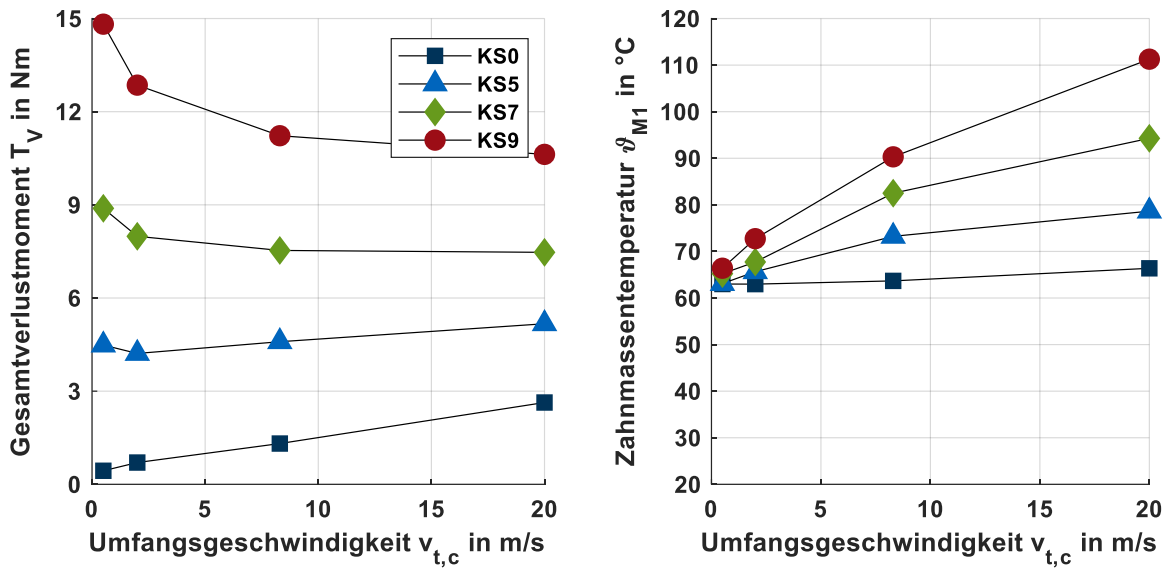


Bild 9.20: Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmassentemperaturen in Abhängigkeit von der Kraftstufe bei Tauchschmierung ( $\vartheta_{\text{öl}} = 60 \text{ °C}$ )

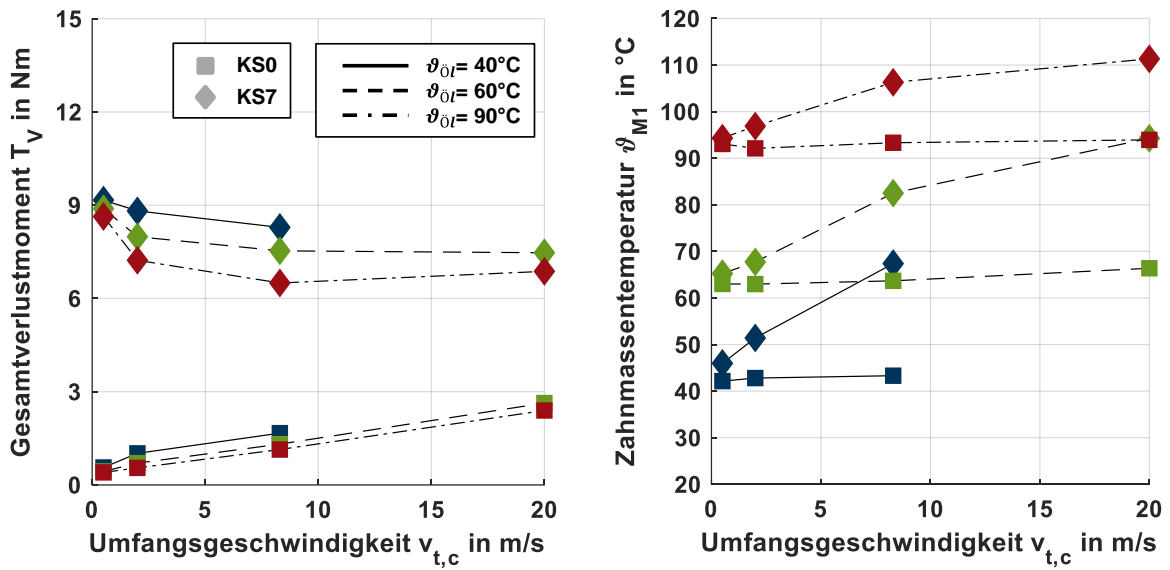
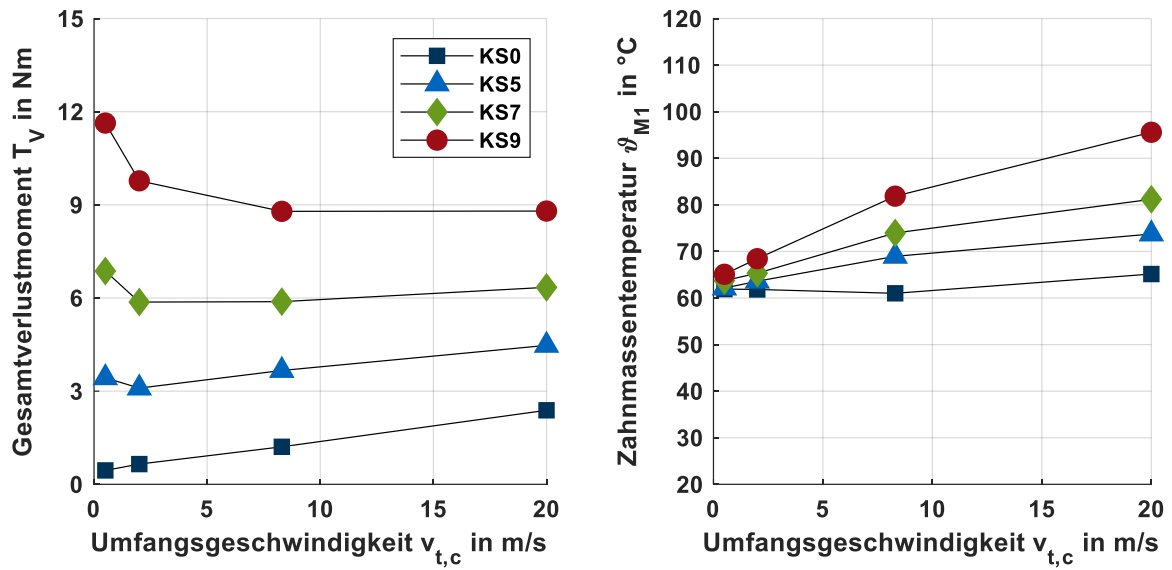
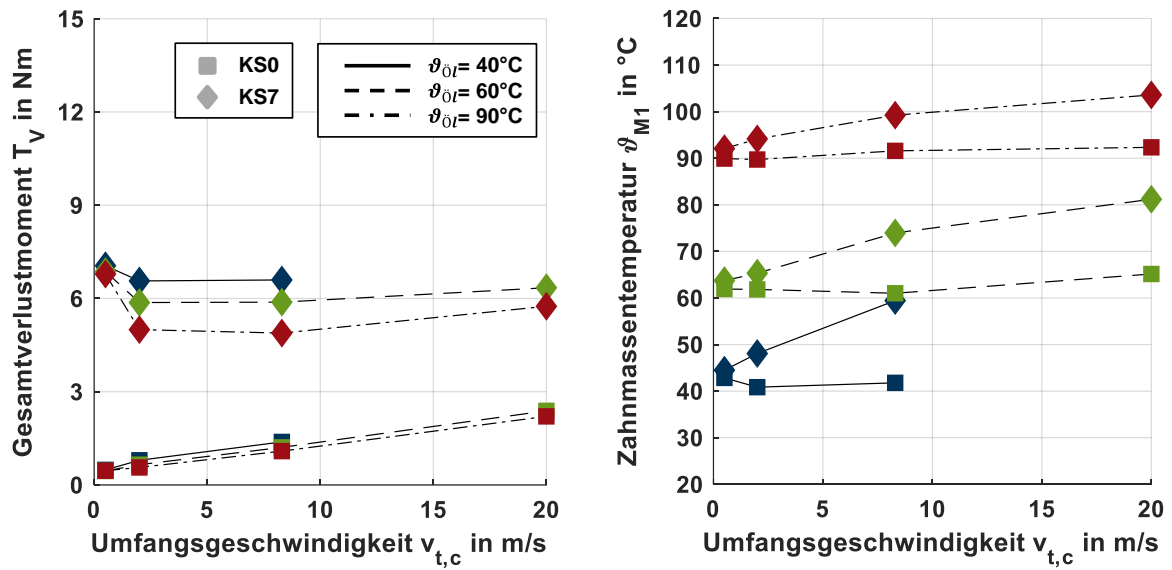


Bild 9.21: Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmassentemperaturen in Abhängigkeit von der Ölsumpftemperatur für KS0 und KS7 bei Tauchschmierung

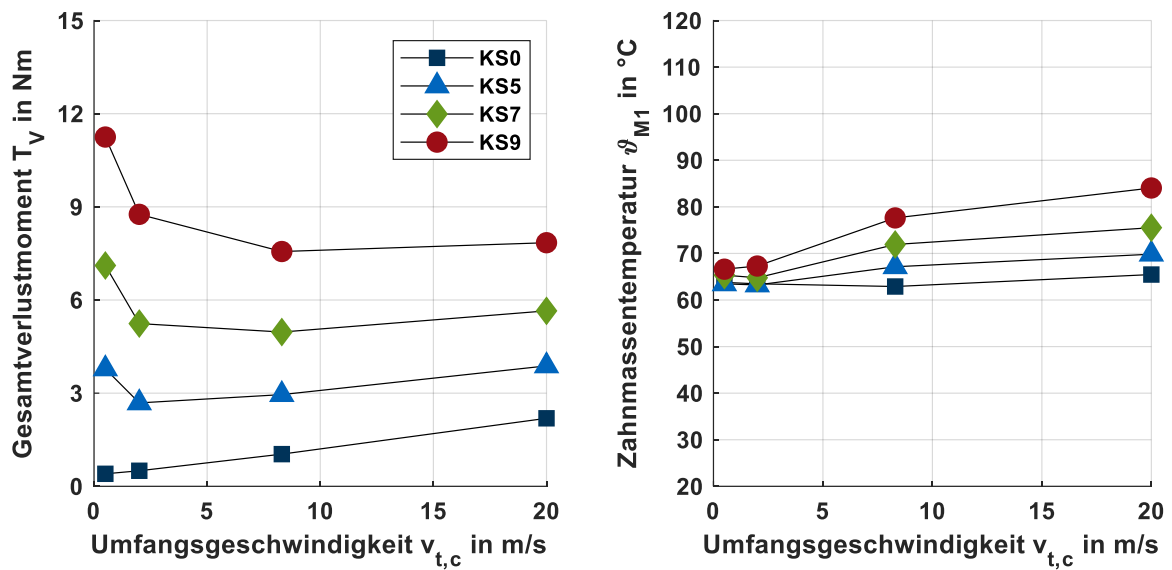
**Prüfverzahnung Typ C // Prüfschmierstoff PAO-09 //  $e \approx 9 \cdot m_n$  am Prüfrad**


**Bild 9.22:** Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmassentemperaturen in Abhängigkeit von der Kraftstufe bei Tauchschmierung ( $\vartheta_{\dot{o}l} = 60 \text{ °C}$ )

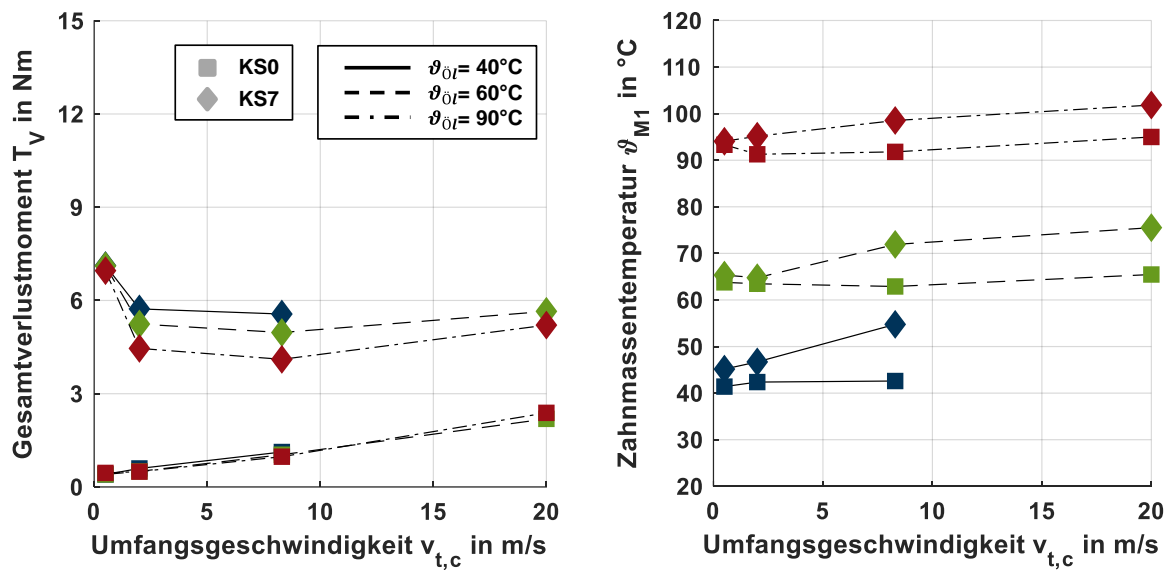


**Bild 9.23:** Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmassentemperaturen in Abhängigkeit von der Ölsumpftemperatur für KS0 und KS7 bei Tauchschmierung

### Prüfverzahnung Typ C // Prüfschmierstoff PAO-05 // $e \approx 9 \cdot m_n$ am Prüfrad

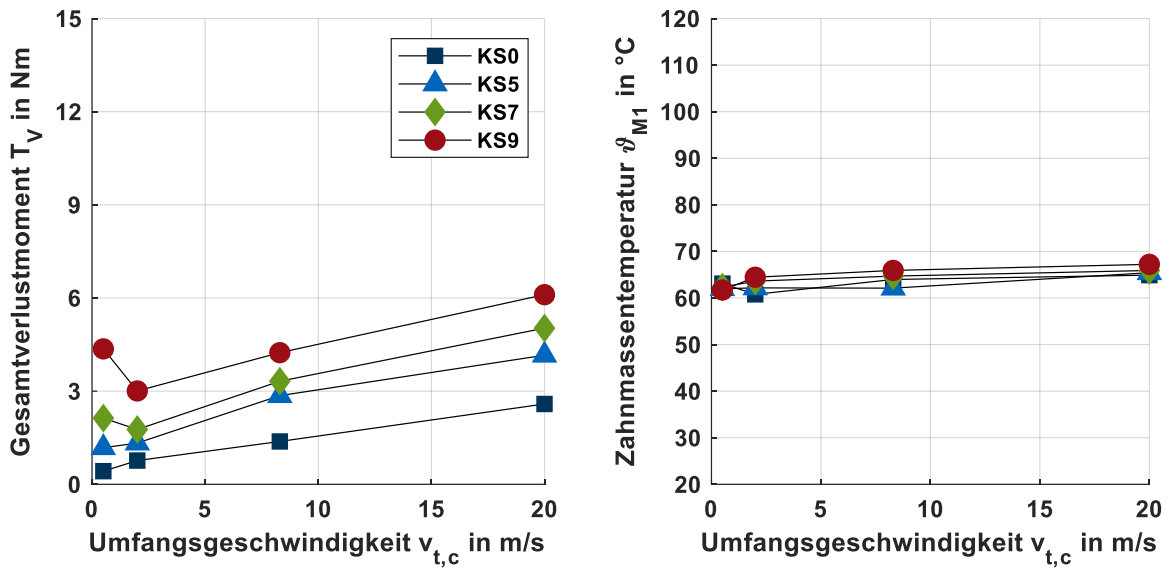


**Bild 9.24:** Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmassentemperaturen in Abhängigkeit von der Kraftstufe bei Tauchschmierung ( $\vartheta_{\dot{o}l} = 60 \text{ °C}$ )

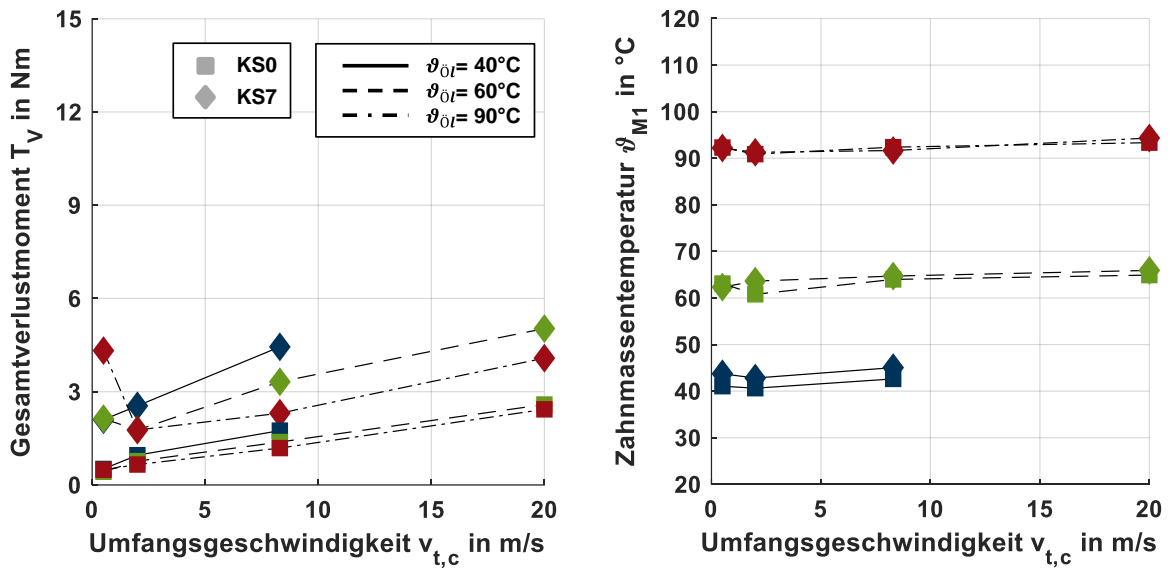


**Bild 9.25:** Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmassentemperaturen in Abhängigkeit von der Ölsumpftemperatur für KS0 und KS7 bei Tauchschmierung

**Prüfverzahnung Typ C // Prüfschmierstoff PAGW-09 //  $e \approx 9 \cdot m_n$  am Prüfrad**



**Bild 9.26:** Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmasse-temperaturen in Abhängigkeit von der Kraftstufe bei Tauchschmierung ( $\vartheta_{\text{öl}} = 60 \text{ °C}$ )



**Bild 9.27:** Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmasse-temperaturen in Abhängigkeit von der Ölsumpftemperatur für KS0 und KS7 bei Tauchschmierung

Prüfverzahnung Typ C // Prüfschmierstoff PAGW-05A //  $e \approx 9 \cdot m_n$  am Prüfrad

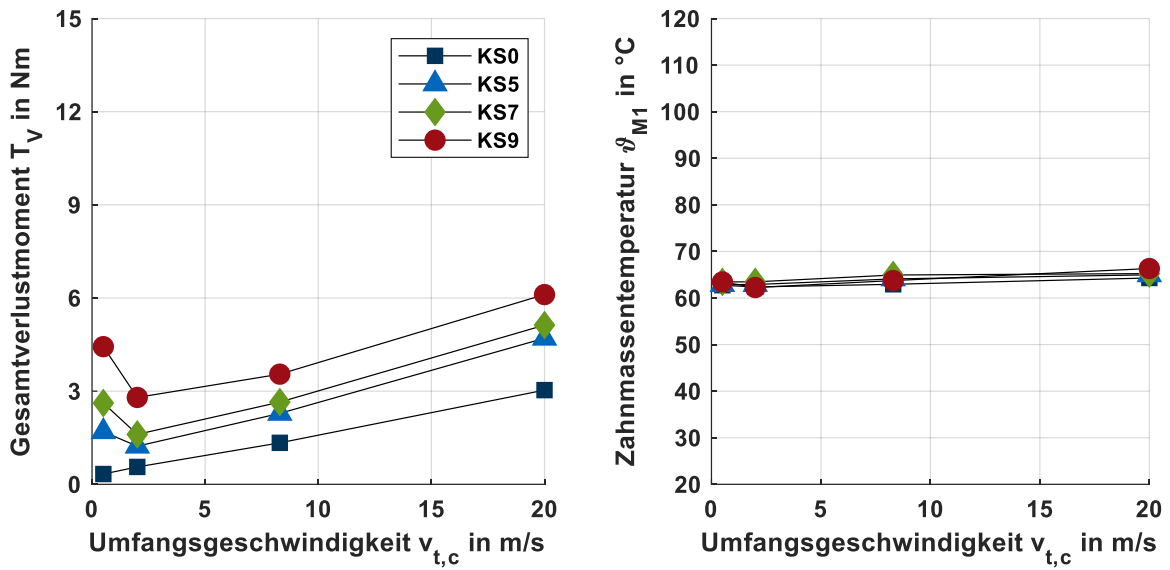


Bild 9.28: Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmasse-temperaturen in Abhängigkeit von der Kraftstufe bei Tauchschmierung ( $\vartheta_{\text{öl}} = 60 \text{ °C}$ )

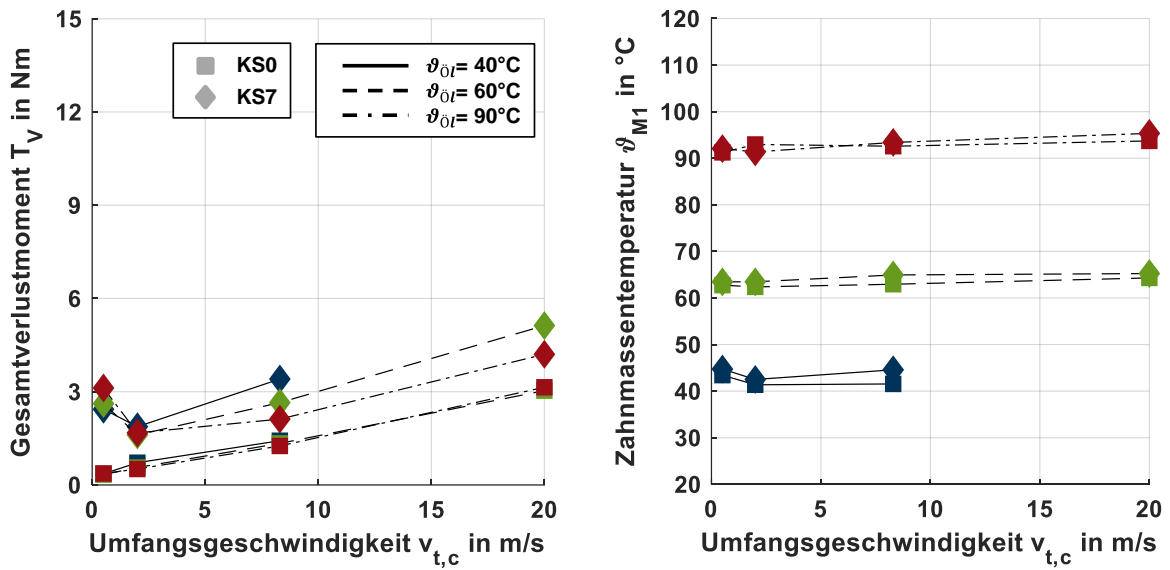


Bild 9.29: Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmasse-temperaturen in Abhängigkeit von der Ölumpftemperatur für KS0 und KS7 bei Tauchschmierung

Prüfverzahnung Typ C // Prüfschmierstoff PAGW-05B //  $e \approx 9 \cdot m_n$  am Prüfrad

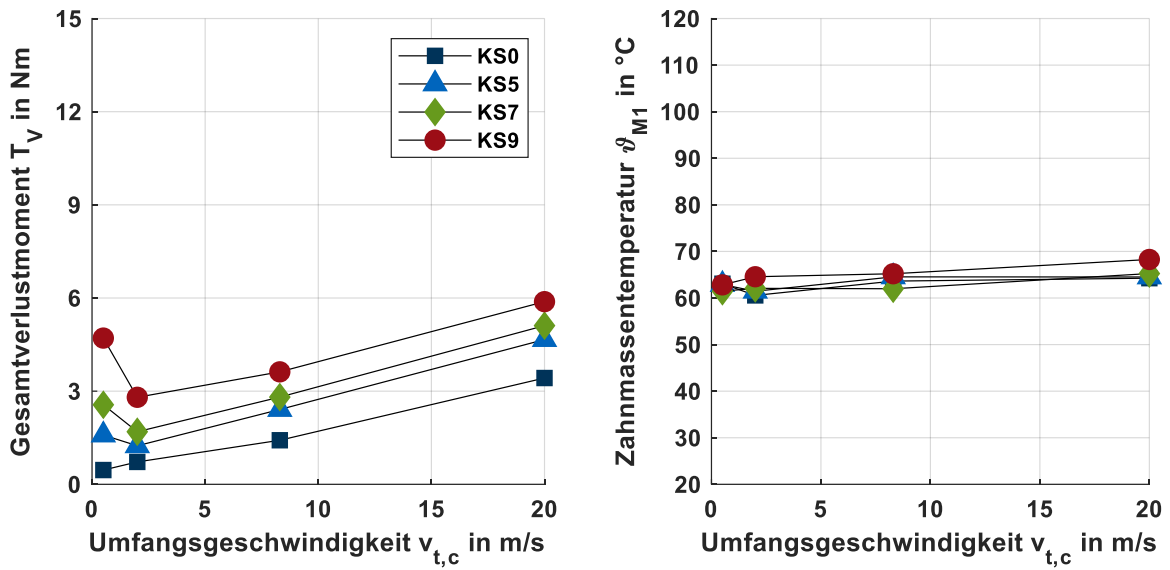


Bild 9.30: Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmasse-temperaturen in Abhängigkeit von der Kraftstufe bei Tauchschmierung ( $\vartheta_{\text{öl}} = 60 \text{ °C}$ )

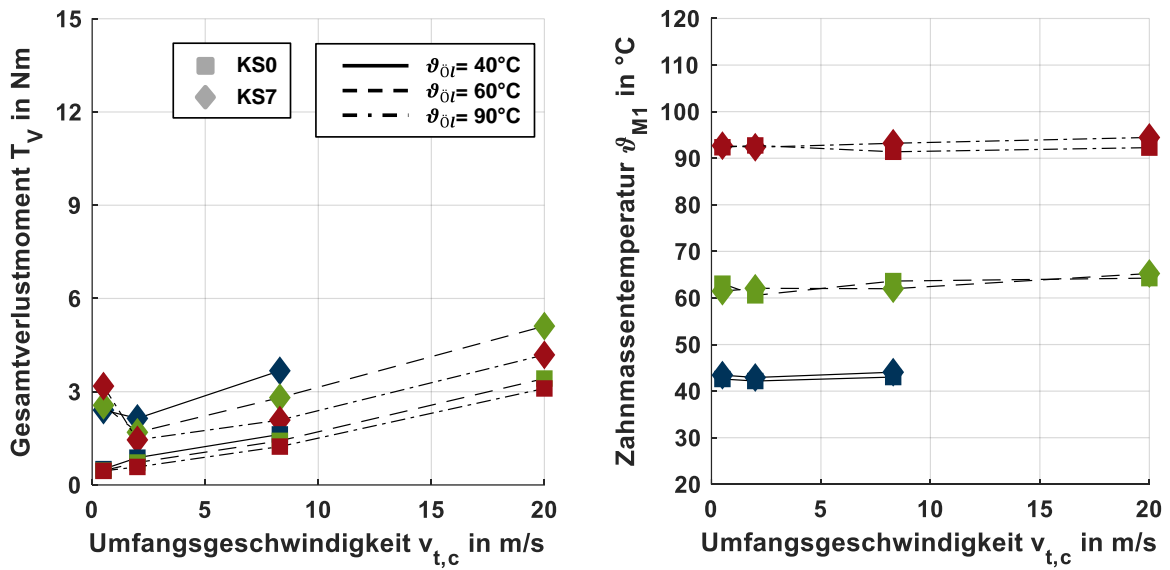


Bild 9.31: Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmasse-temperaturen in Abhängigkeit von der Ölsumpftemperatur für KS0 und KS7 bei Tauchschmierung

## Einfluss des Schmierverfahrens

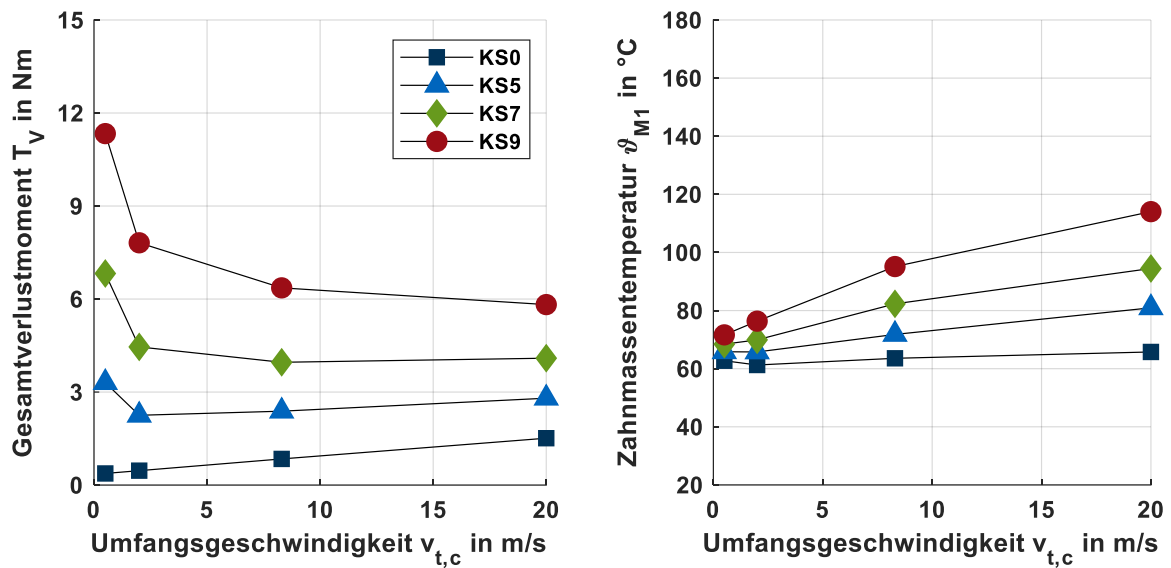
Prüfverzahnung Typ  $C_{mod}$  // Prüfschmierstoff PAO-05 //  $e \approx 3 \cdot m_n$  am Prüfrad

Bild 9.32: Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmassttemperaturen in Abhängigkeit von der Kraftstufe bei Tauchschmierung ( $\vartheta_{öl} = 60 \text{ °C}$ )

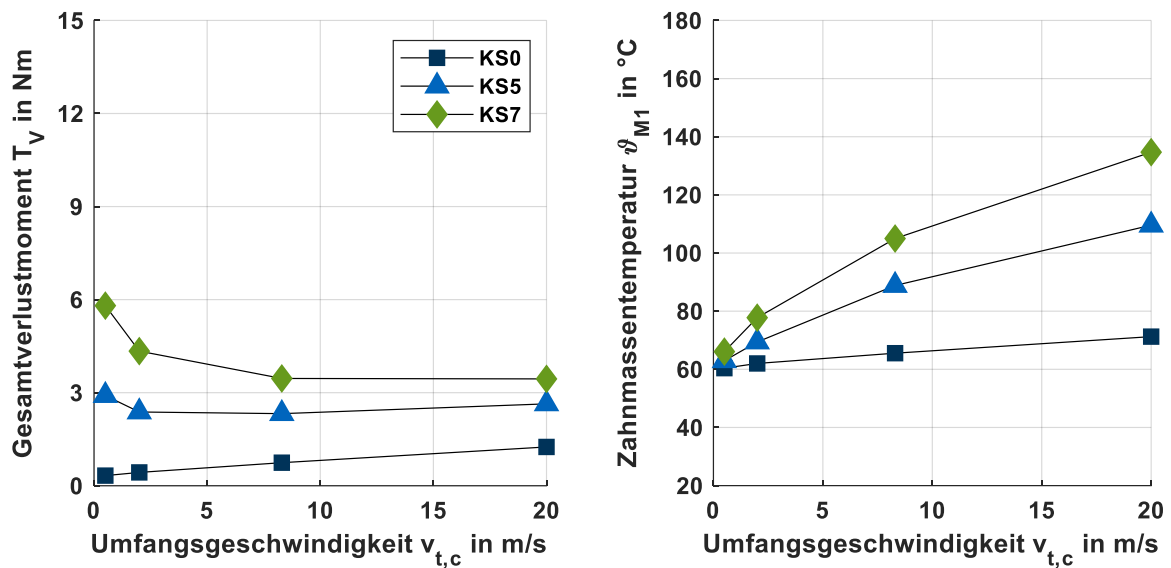
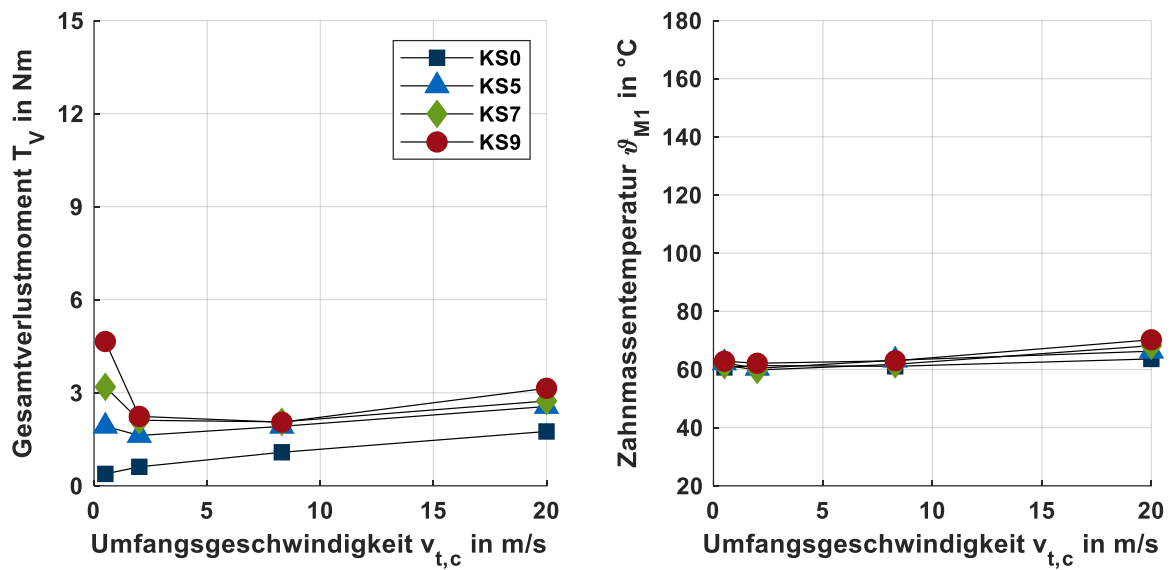
Prüfverzahnung Typ  $C_{mod}$  // Prüfschmierstoff PAO-05 // Minimalmengenschmierung

Bild 9.33: Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmassttemperaturen in Abhängigkeit von der Kraftstufe bei Minimalmengenschmierung ( $\vartheta_{öl} = 60 \text{ °C}$ )

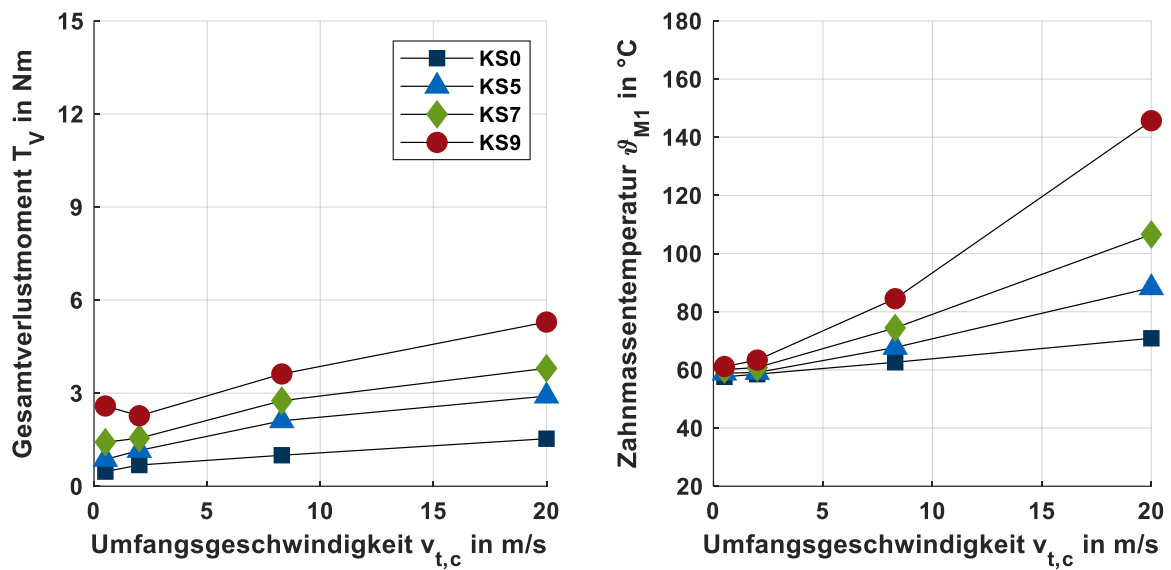


### Prüfverzahnung Typ C<sub>mod</sub> // Prüfschmierstoff PAGW-05A // $e \approx 3 \cdot m_n$ am Prüfrad



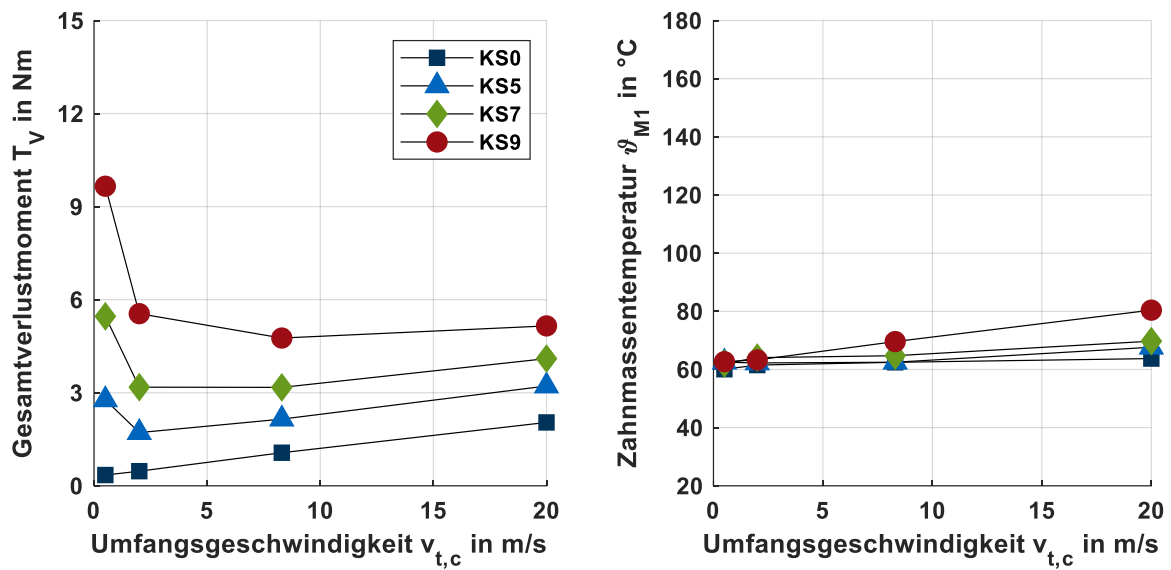
**Bild 9.34:** Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmasse-temperaturen in Abhängigkeit von der Kraftstufe bei Tauchschmierung ( $\vartheta_{\text{ö1}} = 60 \text{ °C}$ )

### Prüfverzahnung Typ C<sub>mod</sub> // Prüfschmierstoff PAGW-05A // Minimalmengenschmierung



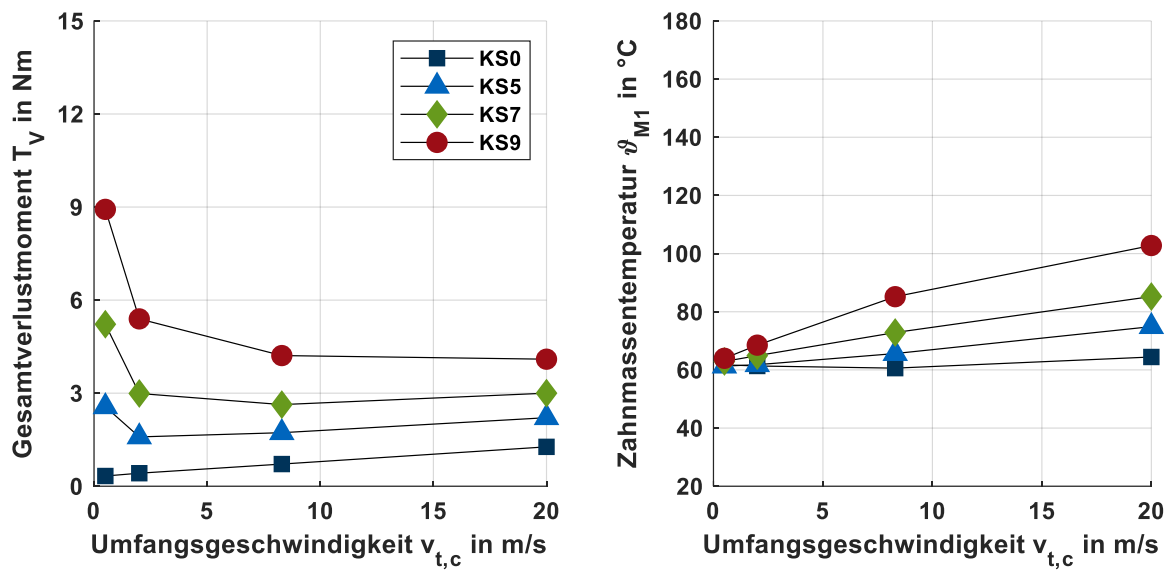
**Bild 9.35:** Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmasse-temperaturen in Abhängigkeit von der Kraftstufe bei Minimalmengenschmierung ( $\vartheta_{\text{ö1}} = 60 \text{ °C}$ )

### Prüfverzahnung Typ LowLoss // Prüfschmierstoff PAO-05 // $e \approx 9 \cdot m_n$ am Prüfrad



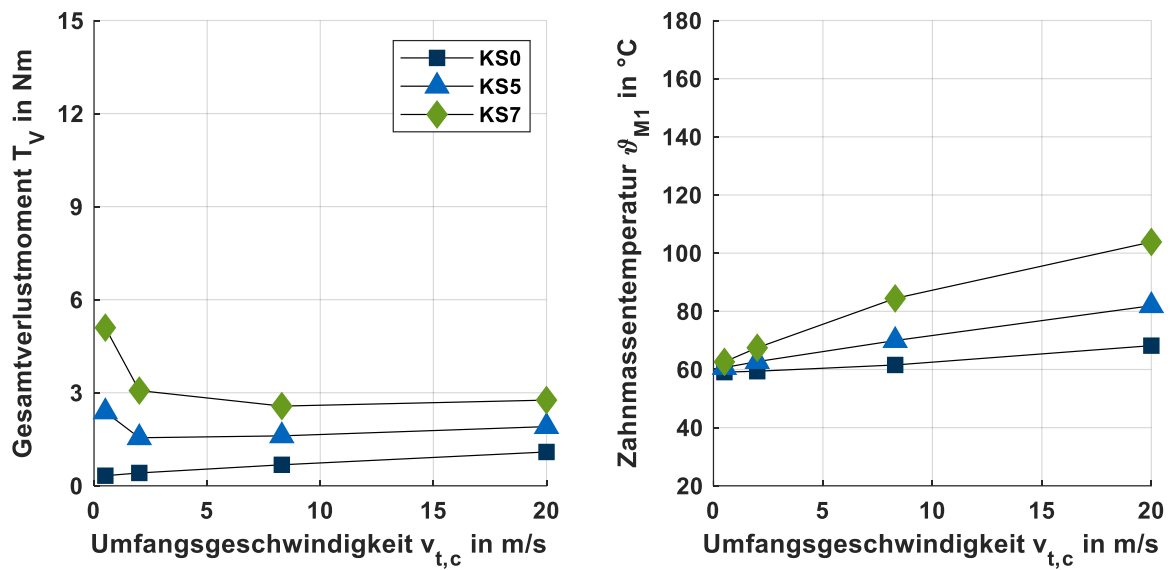
**Bild 9.36:** Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmasse-temperaturen in Abhängigkeit von der Kraftstufe bei Tauchschmierung ( $\vartheta_{\text{ö1}} = 60 \text{ °C}$ )

### Prüfverzahnung Typ LowLoss // Prüfschmierstoff PAO-05 // $e \approx 3 \cdot m_n$ am Prüfrad



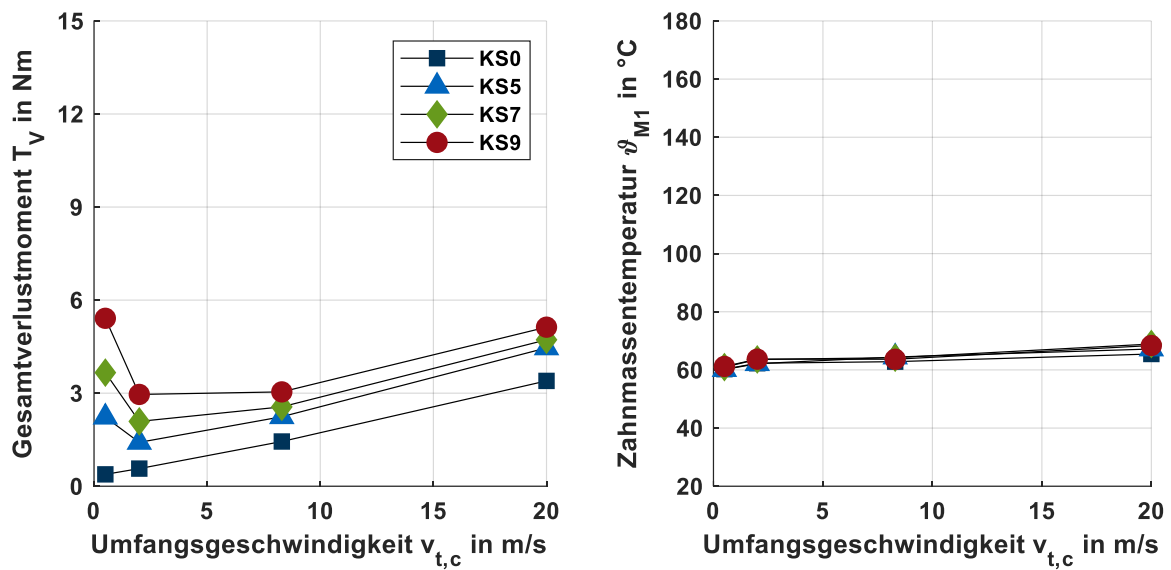
**Bild 9.37:** Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmasse-temperaturen in Abhängigkeit von der Kraftstufe bei Tauchschmierung ( $\vartheta_{\text{ö1}} = 60 \text{ °C}$ )

### Prüfverzahnung Typ LowLoss // Prüfschmierstoff PAO-05 // Minimalmengenschmierung



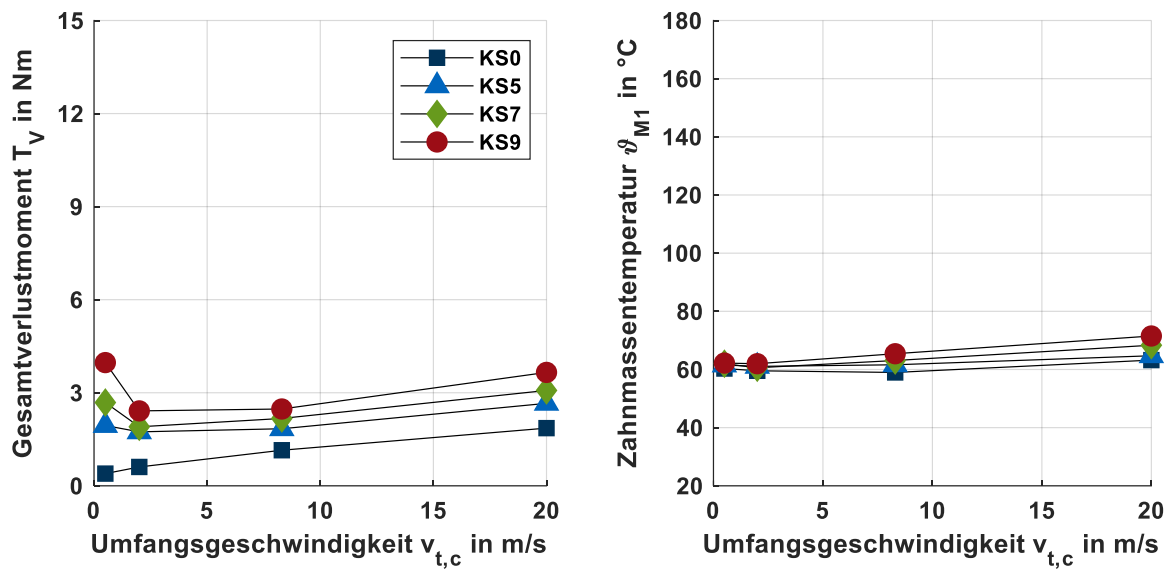
**Bild 9.38:** Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmassentemperaturen in Abhängigkeit von der Kraftstufe bei Minimalmengenschmierung ( $\vartheta_{\dot{o}l} = 60 \text{ °C}$ )

### Prüfverzahnung Typ LowLoss // Prüfschmierstoff PAGW-05A // $e \approx 9 \cdot m_n$ am Prüfrad



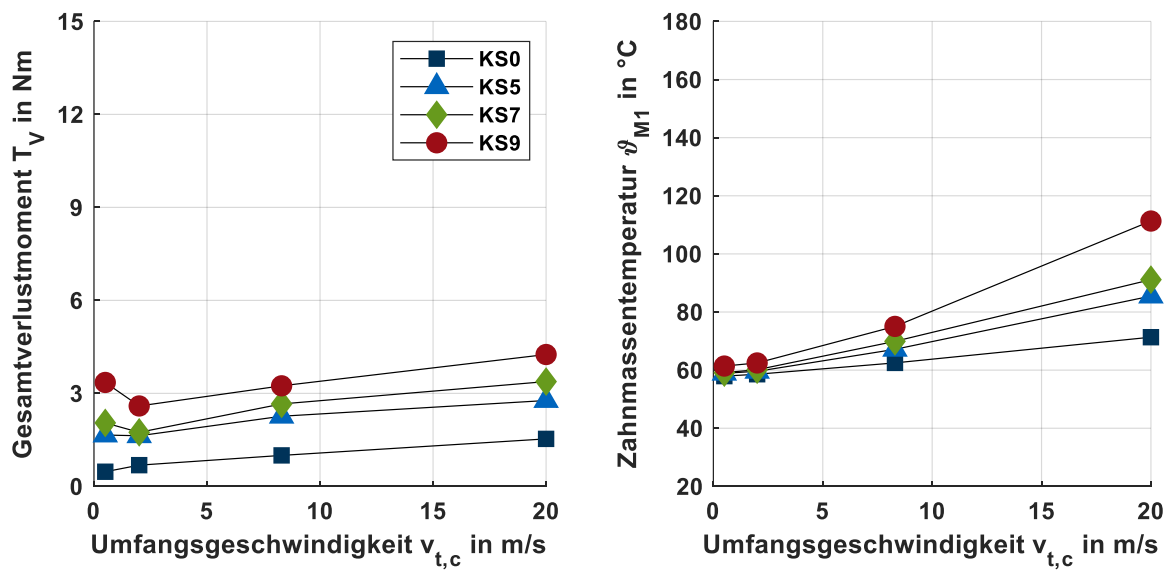
**Bild 9.39:** Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmassentemperaturen in Abhängigkeit von der Kraftstufe bei Tauchschmierung ( $\vartheta_{\dot{o}l} = 60 \text{ °C}$ )

### Prüfverzahnung Typ LowLoss // Prüfschmierstoff PAGW-05A // $e \approx 3 \cdot m_n$ am Prüfrad



**Bild 9.40:** Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmasse-temperaturen in Abhängigkeit von der Kraftstufe bei Tauchschmierung ( $\vartheta_{\text{ö1}} = 60 \text{ °C}$ )

### Prüfverzahnung Typ LowLoss // Prüfschmierstoff PAGW-05A // Minimalmengenschmierung



**Bild 9.41:** Gemessene Gesamtverlustmomente und Zahnmasse-temperaturen in Abhängigkeit von der Kraftstufe bei Minimalmengenschmierung ( $\vartheta_{\text{ö1}} = 60 \text{ °C}$ )

## A.4 Kontakttemperaturmessungen am Zwei-Scheiben-Tribometer

Das Prinzip der Dünnschichtsensormessung an der FZG wird erstmals von Simon [Sim84] beschrieben. Diese Arbeit stützt sich zum Teil auf die Arbeiten von Kannel et al. [Kan65] und Schouten [Sch73]. Die folgende Beschreibung der Dünnschichtsensormessung zur Kontakttemperatur stützt sich zum Teil auf die Arbeiten und Formulierungen von Ebner et al. [Ebn21, Ebn18a, Ebn20]. Die Kontakttemperaturmessungen werden an einem FZG-Zwei-Scheiben-Tribometer durchgeführt, dessen mechanischer Aufbau sich nicht wesentlich von dem in Abschnitt 4.5.1 beschriebenen Aufbau unterscheidet.

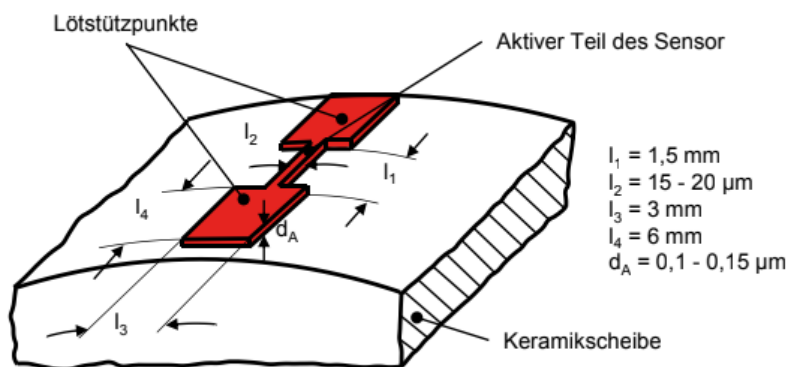
### A.4.1 Aufbau der Messtechnik

Die Messtechnik basiert auf einer Widerstandsmessung. Dabei wird der physikalische Effekt genutzt, dass sich der Ohmsche Widerstand eines elektrischen Leiters unter Druck- und Temperatureinwirkung verändert:

$$\frac{\Delta R_{Pt}}{R_{0,Pt}} = \alpha_T \cdot \Delta T + \alpha_p \cdot \Delta p \quad (9.1)$$

Als Sensormaterial für die Kontakttemperaturmessung wird Platin verwendet, da Platin eine große Sensitivität gegenüber Temperaturänderungen und nur eine sehr kleine Sensitivität gegenüber Druckänderungen besitzt. Die Änderung des ohmschen Widerstands eines Dünnschichtensors bei Druckänderung  $\Delta p$  beziehungsweise Temperaturänderung  $\Delta T$  wird durch den Druckkoeffizienten  $\alpha_p$  bzw. den Temperaturkoeffizienten  $\alpha_T$  ausgedrückt.  $R_{0,Pt}$  bezeichnet den Widerstand des unbelasteten Sensors bei konstanter Temperatur bzw. konstantem Druck und liegt im Bereich  $R_{0,Pt} = \{100 \dots 200\} \Omega$ .

In **Bild 9.42** ist die Geometrie des Widerstandssensors aus Platin auf einer Sensorscheibe zur Messung der Kontakttemperatur dargestellt. Die elektrisch isolierende Sensorscheibe aus Zirkonoxid ( $ZrO_2$ ) hat eine Breite von 20 mm, auf die das Sensormaterial aus Platin durch einen PVD-Prozess aufgetragen wird. Als Haftvermittler zwischen der elektrisch isolierenden Sensorscheibe aus  $ZrO_2$  und dem Sensormaterial aus Platin wird eine dünne Schicht aus Titan verwendet, um eine bessere Schichthaftung zwischen dem Platinsensor und dem Substratmaterial aus  $ZrO_2$  zu ermöglichen und dadurch die Lebensdauer des Sensors zu erhöhen. Detaillierte Informationen zum Herstellprozess und Messprinzip können in Ebner et al. [Ebn21, Ebn18a, Ebn20] gefunden werden.



**Bild 9.42:** Geometrie des Widerstandssensors aus Platin auf einer Sensorscheibe zur Messung der Kontakttemperatur nach Ebner [Ebn21]

#### **A.4.2 Fehlerbetrachtung**

Kagerer [Kag91] und Mayer [May13] geben den wahrscheinlichen relativen Messfehler für die ermittelte Temperaturerhöhung mit  $\Delta T < 10\%$  an.

### A.5 Prüfverzahnungen

Prüfritzel Typ C<sub>mod</sub>

**Erkennungsnut, Freiform ca. 0,5 x 0,5 an Ø55**

**Stirnseite und Bohrung der Verzahnung gemeinsam geschliffen**

**Lage der Paßfedernut Mitte Zahnücke**

**Zeichnungsnummer hier einschlagen**

**Rauheit gemessen an 3 Flanken je Rad in Evolventenrichtung in Zahnbreitenmitte, Ritzel: Zähne 1, 6, 12 Rad: Zähne 1, 10, 18**

**kurze, evolventische Kopfücknahme Übergang zur Evolvente verrundet an Links- und Rechtsflanke Ca = 35µm**

**Alle Drehkanten 0,3x45° gebrochen  
Alle Stirnkanten mit Ölstein gebrochen  
nach der Wärmebehandlung und vor dem Verzahnungsschleifen Zahnfuß Kugelstrahlen**

Zähnezahl	z = 16	Qualität DIN 3961...3967: 5
Normalmodul	m = 4,5	Zahnweite Fertigverzahnung über 3 Zähne W = 34,750 -0,030
Eingriffswinkel	a <sub>n</sub> = 20°	
x · m <sub>n</sub>	+0,818	Flankenbearbeitung Verzahnungstypischer Querschliff Ra=0,2µm±0,1µm nach DIN 4768 gesondert bestimmt für Rechts- und Linksflanke
Schrägungswinkel Teilkr.	b = 0°	
Werkz.-ProfiDIN 3872		Werkstoff
Kopfhöhe	1,39 · m <sub>n</sub>	16MnCr5, eingeeigte Härtebarkeit auf 2/3 des unteren Streubandes
Kopfabrdg.radius	0,25 · m <sub>n</sub>	Wärmebehandlung einsatzgehärtet Randkohlenst.-Gehalt 0,85 - 0,8 % Restaustenitgehalt: < 30 %
Nennmaß Zahnweite	W=34,779	Kernfestigkeit N/mm <sup>2</sup> ≥ 1080
Achsenabstand, Abmaß f <sub>a</sub>	a = 91,5 ± 0,01	Randhärte HV 1 750
Eintrittsflankenspiel (f <sub>β</sub> =0) h <sub>β</sub>		Einhärttiefe mm 0,8- 1,0
Zeich.-Nr. Gegenrad	10116-01-003	bei Grenzhärte HV 1 550
Stückzahl: 45		
TU München K. Stahl	TAG Bearb. 03.05.2016 Gepr. Norm	NAME Y1

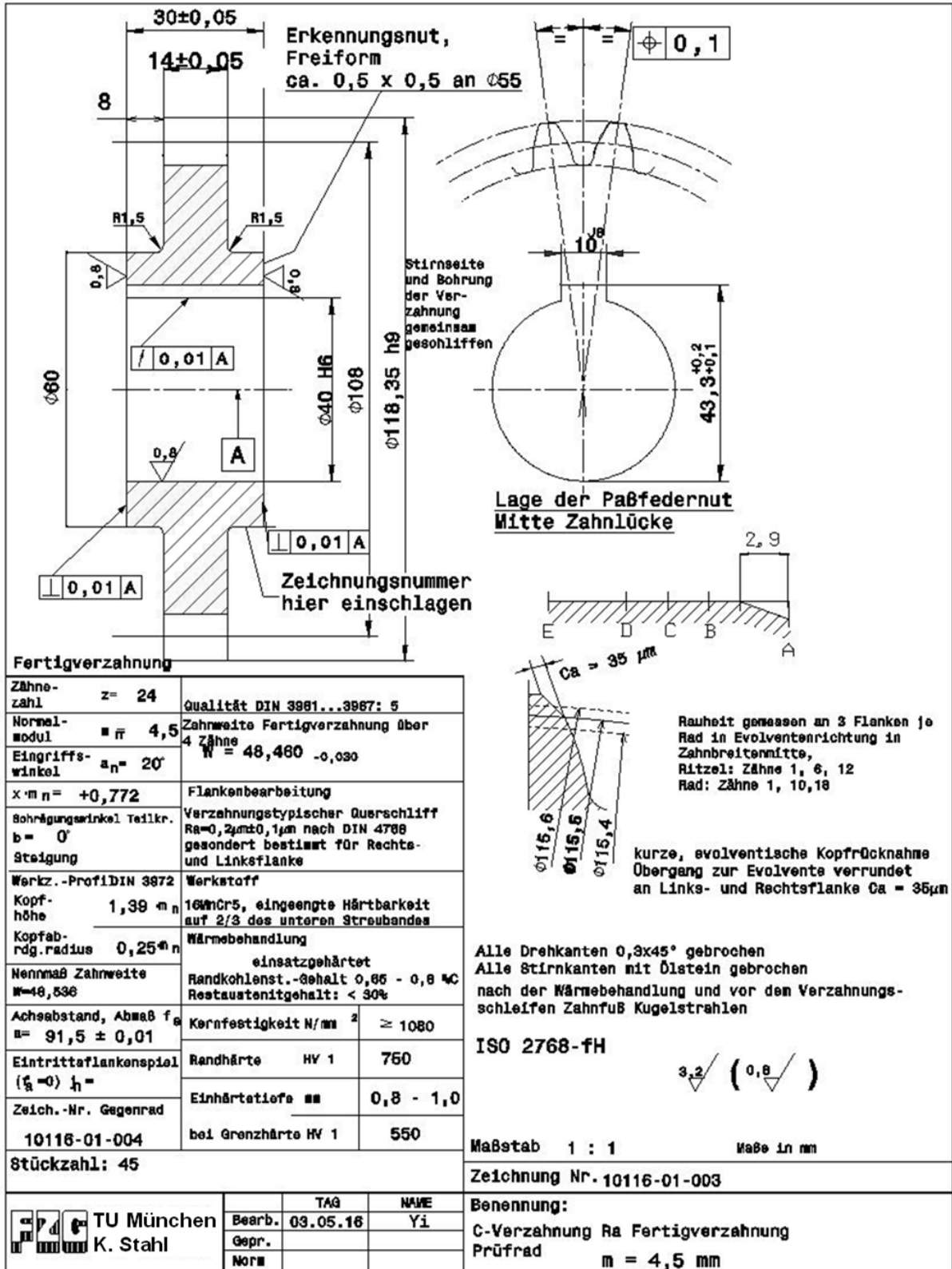
ISO 2768-FH

Maßstab 1 : 1 Maße in mm

Zeichnung Nr. 10116-01-004

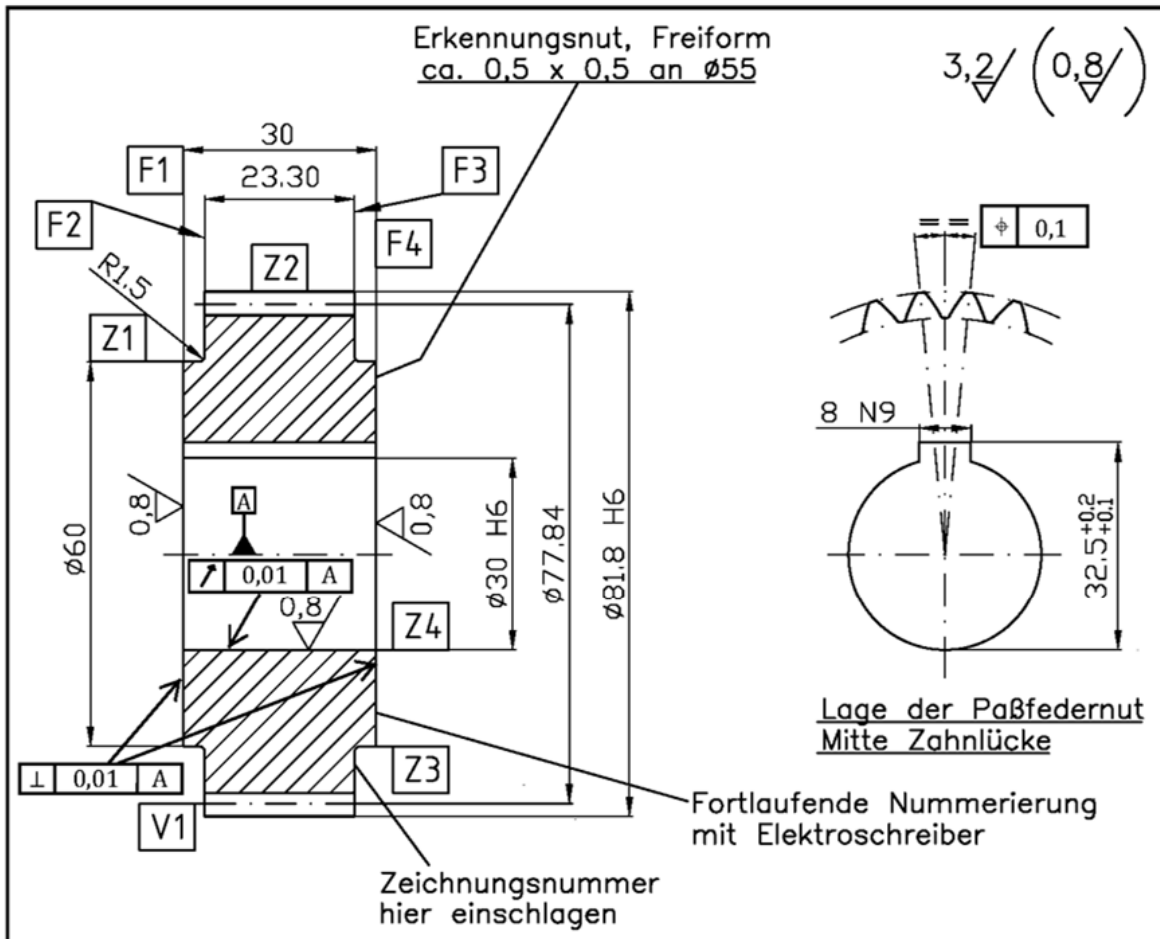
Benennung:  
C-Verzahnung Ri Fertigverzahnung  
Prüfritzel m = 4,5 mm

Prüfrad Typ C<sub>mod</sub>

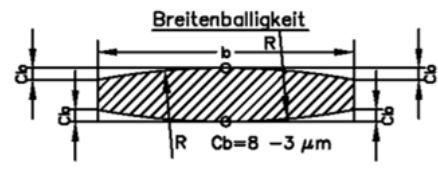




Prüfritzel LowLoss



Zähnezahl	$z = 34$	Qualität DIN 3961...67:	5
Normalmodul	$m_n = 1,92$	Zahnweite Fertigmaß über 9 Zähne	$W = 49,292 - 0,022$
Eingriffswinkel	$\alpha_n = 27^\circ$	zul. Schwankung $R_w =$	
$x \cdot m_n = 0,0587$		Flankenbearbeitung	$R_a = 0,2 \mu m \pm 0,1 \mu m$
Schrägungswinkel Teilkr.	$\beta = 33^\circ$	Breitenballigkeit	8 - 3 $\mu m$
Steigung links			
Werkz.-Profil DIN 3972		Werkstoff	16MnCr5+HH (ZF6)
Kopfhöhe	$1,14 \cdot m_n$	Wärmebehandlung	einsatzgehärtet
Kopfabrdg.radius	$0,334 \cdot m_n$	Randkohlenst.-Geh.:	0,65-0,85%
Nennmaß Zahnweite	$w = 49,368$	Restaustenitgehalt:	$\leq 30\%$
Achsabstand, Abmaß $f_a$	$a = 91,5 \pm 0,01$	Kernfestigkeit	N/mm <sup>2</sup> >1000
Eintrittsflankenspiel ( $f_a=0$ ) $i_n =$		Randhärte	HRC 60-63
Zeich.-Nr. Gegenrad	10116-01-001	Einhärtetiefe	mm 0,25-0,35
		bei Grenzhärte	HV 1 550



nach der Wärmebehandlung und vor dem Verzahnungsschleifen Zahnfuß Kugelstrahlen

ISO 2768 - fH

alle Drehkanten  $0,3 \times 45^\circ$  gebrochen  
alle Stirnkanten mit Ölstein gebrochen

Versuchszweck:  
Wirkungsgradtest

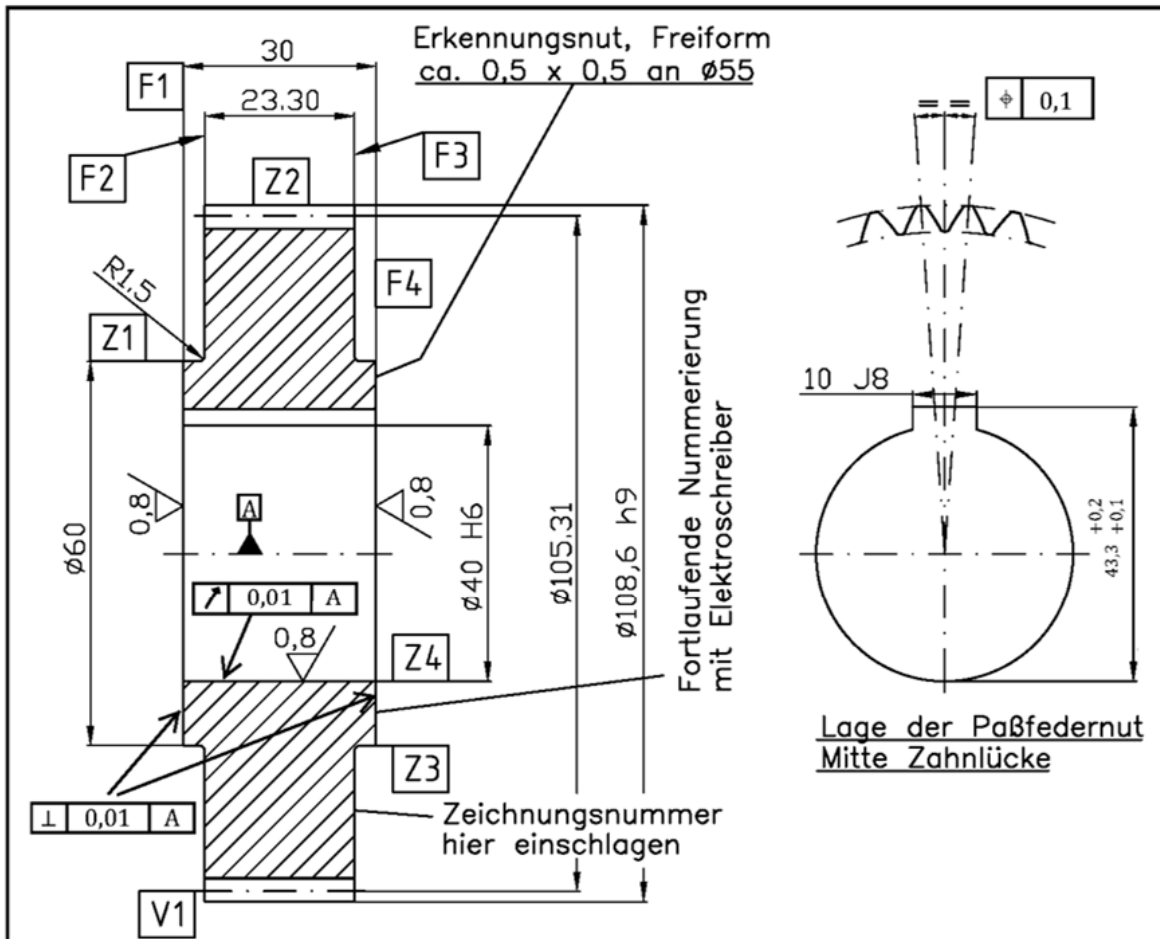
Maßstab 1:1 Maße in mm

Zeichnung Nr. 10116-01-002

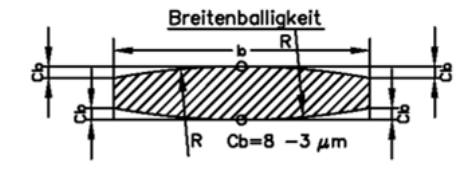
	TAG	NAME
	Bearb. 10.04.2008	HI
	Gepr.	
Norm		

Benennung  
Ritzel Modul 1,92 - 16MnCr5  
gemäßigt lowloss

Prüfrad LowLoss



Zähnezahl	z = 46	Qualität DIN 3961...67:	5
Normalmodul	$m_n = 1,92$	Zahnweite Fertigmaß über 12 Zähne	$W = 66,408 - 0,022$
Eingriffswinkel	$\alpha_n = 27^\circ$	zul. Schwankung $R_w =$	
$x \cdot m_n =$	-0,0970	Flankenbearbeitung	$R_a = 0,2 \mu m \pm 0,1 \mu m$
Schrägungswinkel Teilkr.	$\beta = 33^\circ$	Breitenballigkeit	8 - 3 $\mu m$
Steigung	rechts		
Werkz.-Profil DIN 3972		Werkstoff	16MnCr5+HH (ZF6)
Kopfhöhe	$1,14 \cdot m_n$	Wärmebehandlung	einsatzgehärtet
Kopfabrdg.radius	$0,334 \cdot m_n$	Randkohlenst.-Geh.:	0,65-0,85%
Nennmaß Zahnweite	$w = 66,484$	Restaustenitgehalt:	$\leq 30\%$
Achsabstand, Abmaß $f_a$	$a = 91,5 \pm 0,01$	Kernfestigkeit	N/mm <sup>2</sup> >1000
Eintrittsflankenspiel ( $f_a=0$ ) $j_n =$		Randhärte	HRC 60-63
Zeich.-Nr. Gegenrad	10116-01-002	Einhärtetiefe	mm 0,25-0,35
		bei Grenzhärte	HV 1 550



nach der Wärmebehandlung und vor dem Verzahnungsschleifen Zahnfuß Kugelstrahlen ISO 2768 - fH

alle Drehkanten 0,3x45° gebrochen  
alle Stirnkanten mit Ölstein gebrochen

3,2 / (0,8)

Versuchszweck:  
Wirkungsgradtest

Maßstab 1:1 Maße in mm

Zeichnung Nr. 10116-01-001

		TAG	NAME
	Bearb.	13.04.2016	Yi
	Gepr.		
	Norm		

Benennung  
Rad Modul 1,92 - 16MnCr5  
gemäßigt lowloss

## 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-Ab-schliffvolumens. TH Braunschweig (1948).
- 8 GLAUBITZ, H. Drehmomentmessungen zum Wendevorgang bei Rau-penfahrwerken. TH Braunschweig (1948).
- 9 TALKE, H. Beiträge zur hydrodynamischen Schmiertheorie des ebe-nen Gleitschuhes auf ebener Fläche. TH Braunschweig (1948).
- 10 CRAMER, H. Über die Reibung und Schmierung feinmechanischer Ge-räte. 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 Schmie-gung. Einfluß von Werkstoffpaarung, Krümmung, Ober-fläche 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 Ent-wicklungsmöglichkeiten. 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 Zahnradern. 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 Schraubenradgetrieben. 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 (1965).
- 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 Flanken-tragfähigkeit. 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 Elastohydrodynamik. TU München (1982).
- 64 HORNING, K. Zahnräder aus Bainitischem Gusseisen mit Kugelgraphit. TU München (1983).
- 65 WEISS, T. Zum Festigkeits- und Verzugsverhalten 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 elasto-hydrodynamischen Kontakten, Einfluß verschiedener Grundöle und Viskositäts-Index-Verbesserer. TU München (1995).
- 104 RUDZEWSKI, S. Systemtechnische Verknüpfung eingeführter Getriebeberechnungsprogramme. 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<sup>2</sup>-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 feresstragfähige 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 Vorlegebauart. 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<sup>2</sup>-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 Stirnradifferential mit Innenverzahnung im Vergleich zum Kegelradifferential 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 nassslaufender Reibschaltelemente. TU München (2011).
- 176 HOCHMANN, M. Zahnradtragfähigkeit bei Schmierung mit Getriebefließfetten. TU München (2011).
- 177 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 nassslaufender 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).
- 188 BANSEMIR, G. Konstruktionsleitsystem für den durchgängig rechnerbasierten Zahnradgetriebeentwurf. TU München (2012).

- 189 HERGESELL, M. Grauflecken- und Grübchenbildung an einsatzgehärteten Zahnrädern mittlerer und kleiner Baugröße. TU München (2013).
- 190 KOLLER, P. Steigerung der Zahnflankentragfähigkeit durch Optimierung von Eigenspannungs- und Oberflächenzustand. TU München (2013).
- 191 SCHLEICH, T. Temperatur- und Verlustleistungsverhalten von Wälzlagern in Getrieben. TU München (2013).
- 192 STEMLINGER, J.-P. Tragfähigkeit und Wirkungsgrad von Stirnradgetrieben bei Schmierung mit hochviskosen Fluiden und Fetten NLGI 0,1 und 2. TU München (2013).
- 193 FÜRSTENBERGER, M. Betriebsverhalten verlustoptimierter Kunststoffzahnäder. TU München (2013).
- 194 HOMBAUER, M. Grauflecken an Kegelrad- und Hypoidverzahnungen und deren Einfluss auf die Grübchentragfähigkeit. TU München (2013).
- 195 MAYER, J. Einfluss der Oberfläche und des Schmierstoffs auf das Reibungsverhalten im EHD-Kontakt. TU München (2013).
- 196 BAUHOFFER, H. Kontakt- und Laufverhalten von Kronenrädern unter Montageabweichungen. TU München (2014).
- 197 LECHNER, C. Energiebilanzierung des CVT-Hybrid. TU München (2014).
- 198 HINTERSTOISSER, M. Zur Optimierung des Wirkungsgrades von Stirnradgetrieben TU München (2014).
- 199 LOMBARDO, S. Einfluss von verschiedenen Carbonitrierverfahren auf die Zahnfuß- sowie Zahnflankentragfähigkeit von Stirnrädern. TU München (2014).
- 200 IDLER, S. Die Fresstragfähigkeit stufenloser Umschlingungsgetriebe. TU München (2014).
- 201 LANGHEINRICH, A. Geometrie, Beanspruchung und Verformung asymmetrischer Stirnradverzahnungen. TU München (2014).
- 202 MATT, P. Einfluss der Stirnkanten auf die Tragfähigkeit von Verzahnungen. TU München (2014).
- 203 HENSEL, M. Thermische Beanspruchbarkeit und Lebensdauerverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen. TU München (2014).
- 204 GEIGER, J. Wirkungsgrad und Wärmehaushalt von Zahnradgetrieben bei instationären Betriebszuständen. TU München (2015).
- 205 SIGMUND, W. Untersuchung und Simulation des Verschleißverhaltens von Schneckengetrieben mit unvollständigem Tragbild. TU München (2015).

- 206 PARLOW, J. Erweiterter Verzahnungsentwurf im Anforderungs- und Gesamtsystemkontext. TU München (2016).
- 207 NEUBAUER, B. Lastverteilung und Anregungsverhalten in Planetengetriebesystemen. TU München (2016).
- 208 NITSCH, C. Dynamisches Betriebsverhalten von Werkstoffverbundzahnradern. TU München (2016).
- 209 BIHR, J. Untersuchung des Schwingungsverhaltens von mehrstufigen Stirnradgetrieben unter besonderer Berücksichtigung des Welle-Lager-Systems. TU München (2016).
- 210 SCHURRER, S. Einfluss nichtmetallischer Einschlüsse in hochreinen Werkstoffen auf die Zahnfußtragfähigkeit. TU München (2016).
- 211 KADACH, D. Stillstandsmarkierungen an Zahnradern und deren Auswirkungen auf die Flankentragfähigkeit. TU München (2016).
- 212 FELBERMAIER, M. Untersuchungen zur Graufleckenbildung und deren Einfluss auf die Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder. TU München (2016).
- 213 ACUNER, R. Synchronisierungen mit Carbon-Reibwerkstoffen unter hohen und extremen Beanspruchungen. TU München (2016).
- 214 LOHNER, T. Berechnung von TEHD Kontakten und Einlaufverhalten von Verzahnungen. TU München (2016).
- 215 ZIMMER, M. Berechnung und Optimierung von Geometrie und Eingriffsverhalten von Verzahnungen beliebiger Achslage. TU München (2016).
- 216 GWINNER, P. Schwingungsarme Achsgetriebe elektromechanischer Antriebsstränge. TU München (2017).
- 217 SCHULTHEISS, H. Zum Verschleißverhalten einsatzgehärteter Zahnradpaarungen in Abhängigkeit des Schmierungsmechanismus bei Fettschmierung. TU München (2017).
- 218 MOSER, K. J. Methode zur Untersuchung des Betriebsverhaltens stufenloser Umschlingungsgetriebe. TU München (2017).
- 219 STREBEL, M. Spontanschäden an nasslaufenden Lamellenkupplungen. TU München (2017).
- 220 BAAR, M. Kennwerte zur Tragfähigkeit kleinmoduliger Kronenradverzahnungen unterschiedlicher Werkstoffpaarung. TU München (2017).
- 221 WICKBORN, C. Erweiterung der Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern in der Werkstofftiefe – Einfluss von Werkstoffeigenschaften und Werkstoffdefekten. TU München (2017).
- 222 MEINGASSNER, G. J. Methodik zur Untersuchung des Reibungsverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen bei Langsamlauf- und Mikroschlupf. TU München (2017).

- 223 ZORNEK, B. Untersuchungen zur Flankentragfähigkeit vergüteter und nitrierter Innen- und Außenverzahnungen. TU München (2018).
- 224 DOBLER, F. Einflüsse auf die Tragfähigkeit induktiv umlaufgehärteter Stirnräder. TU München (2018).
- 225 DAFFNER, M. Validierung von Verformungsberechnungen im System Zahnrad-Welle-Lager-Gehäuse. TU München (2018).
- 226 HEIN, M. Zur ganzheitlichen betriebsfesten Auslegung und Prüfung von Getriebezahnrädern. TU München (2018).
- 227 HASL, C. Zur Zahnfußtragfähigkeit von Kunststoffstirnrädern. TU München (2018).
- 228 KOHN, B. Topologische Flankenkorrektur zur Anregungsoptimierung von Stirnradgetrieben. TU München (2019).
- 229 BOIADIJEV, I. Schadensentwicklung und Tragfähigkeit carbonitrierter Kegelradverzahnungen. TU München (2019).
- 230 MAUTNER, E.-V. Grübchentragfähigkeit von Schneckengetrieben großer Baugröße mit unvollständigem Tragbild. TU München (2019).
- 231 ENGELHARDT, C. M. Einfluss von Wasser in Getriebeölen auf die Zahnflankentragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder. TU München (2019).
- 232 VÖLKEL, K. Charakterisierung des Einlaufverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen. TU München (2020).
- 233 BANSEMIR, S. M. Bewertung von Berechnungstiefe und Aussagegüte bei der Stirnradgetriebeberechnung. TU München (2020).
- 234 UTAKAPAN, T. Schwingungsverhalten mehrstufiger Getriebe. TU München (2020).
- 235 KÖNIG, J. Steigerung der Zahnflankentragfähigkeit durch optimierte Fertigung und Schmierung. TU München (2020).
- 236 JURKSCHAT, T. Erweiterte Bestimmung lastabhängiger Verluste von Stirnradgetrieben. TU München (2020).
- 237 EBNER, M. Selbstschmierung hochbelasteter Zahnkontakte mit schmierstoffgetränkten porösen Eisenwerkstoffen. TU München (2021).
- 238 REIMANN, T. Einfluss der Treibrichtung auf die Flankentragfähigkeit von Stirnrad-, Kegelrad-, und Hypoidgetrieben. TU München (2021).
- 239 DOBLER, A. Verschleiß als Lebensdauergrenze für Zahnräder. TU München (2021).
- 240 DAI, R. Change-Management-fokussierte Einführung eines „Ganzheitlichen Produktionssystems“ in Klein- und Kleinunternehmen. TU München (2021).



- 241 NORGAUER, P. Verschleißverhalten von modernen Schneckenverzahnungen. TU München (2021).
- 242 GÜNTNER, C. Einfluss der Härtebarkeit auf die Zahnfußtragfähigkeit ein-  
satzgehärteter Stirnräder größerer Baugröße. TU Mün-  
chen (2022).
- 243 WEIGL, A. Reibreduzierung durch DLC-Beschichtungen. TU Mün-  
chen (2022).
- 244 ILLENBERGER, C. Zahnflankentragfähigkeit ölgeschmierter Kunststoffver-  
zahnungen. TU München (2022).
- 245 FROMBERGER, M. Using Acceleration and Transmission Error for Pitting De-  
tection. TU München (2022).
- 246 PELLKOFER, J. Zum Verzahnungswirkungsgrad von Kegelradgetrieben.  
TU München (2022).
- 247 SAGRALOFF, N. L. Zuverlässige Beurteilung der Zahnrad-Graufleckentragfä-  
higkeit von Getriebeölen. TU München (2022).
- 248 PAUCKER, T. Berechnung der örtlichen Zahnfußtragfähigkeit von Stirn-  
radverzahnungen. TU München (2022).
- 249 FUCHS, D. Einfluss mikroskopischer Fehlstellen auf die Zahnfuß-  
tragfähigkeit. TU München (2023).
- 250 TRÜBSWETTER, M. Geometrie des Wälzschälens. TU München (2023).