

---

Einfluss von Nöpfchentexturen auf die Reibung von Stahl 100Cr6  
und SSiC im einsinnigen oder reversierenden, mediengeschmierten  
Gleitkontakt gegen Saphir oder SSiC-Keramik

---

Zur Erlangung des akademischen Grades  
**Doktor der Ingenieurwissenschaften**  
der Fakultät Maschinenbau  
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte  
**Dissertation**

von

Dipl.-Ing. Mario Mann

Tag der mündlichen Prüfung:

18.12.2013

Hauptreferent:

Prof. Dr.-Ing. Karl-Heinz Zum Gahr

Korreferent:

Prof. Dr.-Ing. Sven Matthiesen





## Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Werkstoffkunde II (IWK II), jetzt Institut für Angewandte Materialien (IAM), des Karlsruher Institut für Technologie (KIT) im Rahmen des von der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) geförderten Sonderforschungsbereichs 483 *Hochbeanspruchte Gleit- und Friktionssysteme auf Basis ingenieurkeramischer Werkstoffe*.

Mein erster Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. K.-H. Zum Gahr für die Möglichkeit und das entgegengebrachte Vertrauen diese Arbeit erfolgreich zum Abschluss bringen zu können. Seine hervorragende fachlichen Führung und Unterstützung waren ein Grundstein zum Gelingen meines Promotionsvorhabens.

Mein weiterer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. S. Matthiesen für die Übernahme des Korreferates und seine fachlichen Anregungen sowie Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. T. Böhlke für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Weiterhin möchte ich mich bei meinen Kollegen Herrn Dipl.-Ing. M. Piske, M.Sc. T. Polzer, Dr.-Ing. R. Wahl und Dr.-Ing. M. Wöppermann für die gute Zusammenarbeit bedanken. Die vielen fachlichen und außerfachlichen Diskussionen beeinflussten meine Promotion und bereicherten meinen Arbeitsalltag.

Einen großen Dank möchte ich den Mitarbeiter des IWK II aussprechen, die mit ihrem Einsatz und ihrer Hilfsbereitschaft ein unglaublich motivierendes Arbeitsklima schufen und somit ein unverzichtbarer Bestandteil zum Gelingen dieser Arbeit waren. Herrn Dr.-Ing. J. Schneider danke ich für seine fachlichen Denkanstöße und die organisatorische Unterstützung. Herrn H. Franz und F. Keller danke ich für die stete Obhut über den Maschinenpark. Vielen Dank an Herrn Dipl.-Ing. (FH) M. Millich für seine Unterstützung in Belangen der Mess- und Elektrotechnik sowie Frau Dipl.-Ing. (FH) S. Blaßmann für ihre Hilfe bei der Lasertechnik. Bei Frau K. Hahn und N. Kandora bedanke ich mich für die unzähligen Stunden vorm Rasterelektronenmikroskop. Den Herrn W. Dörfler und J. Lang danke ich für ihre präzise und dennoch schnelle Fertigung von Bauteilen aller Art. In organisatorischen Belangen waren Frau C. Schuler und T. Aloisi immer sehr hilfsbereit und kompetent. Hierfür meinen Dank.

---

Weiterhin möchte ich Frau Dipl.-Ing. (FH) M. Torge und S. Severloh aus dem ehem. Institut für Materialforschung I (IMF I) für ihre Unterstützung bei der Kontaktwinkelmessung bzw. für die vielen materialografischen Ratschläge danken. Den Herrn M. Hufnagel und A. Asif danke ich stellvertretend für alle Hiwis, die mich im Laufe der Arbeit mit viel Einsatz unterstützten.

Meinen Eltern gilt mein besonderer Dank, denn sie unterstützten mich stets mit allen Mitteln und ermutigten mich frühzeitig eigene Wege einzuschlagen. Ohne diesen Ansporn und Rückhalt hätte ich mein Promotionsvorhaben wohl nie begonnen.

Mein größter Dank gebührt jedoch meiner ehemaligen Kollegin und jetzigen Lebensgefährtin Nadine. Mit viel Liebe und Verständnis begleitete sie die Entstehung dieser Arbeit und motivierte mich jeden Tag aufs Neue weiterzumachen.

## Kurzfassung

Die Entwicklung ökonomischer und ökologischer technischer Systeme fördert den zunehmenden Einsatz von Mediensmierung, so dass auf einen separaten Ölkreislauf verzichtet werden kann. Hierdurch lässt sich eine Verunreinigung des Fördermediums bzw. der Umwelt vermeiden und Stillstandzeiten der Anlage verringern. Jedoch sind mediengeschmierte Gleitsysteme aufgrund niedrig viskoser Fördermedien und bei niedrigen Gleitgeschwindigkeiten meist tribologisch hoch beansprucht. Zur Erzielung niedriger Reibungszahlen und einer hohen Lebensdauer des Systems bieten sich der Einsatz von mikrotexturierten Wirkflächen und von Ingenieurkeramik als Gleitwerkstoff an.

Die experimentellen Untersuchungen der vorliegenden Arbeit wurden im flächigen, mediengeschmierten Gleitkontakt in einem einsinnig und einem reversierend laufenden Tribometer mit dem Modellsystem Pellet/Scheibe bzw. Pellet/Platte durchgeführt. Dabei wurde der Einfluss unterschiedlicher Näpftexturen auf das Reibungsverhalten von polierten 100Cr6/Saphir-Paarungen abhängig von der Schmiermittelviskosität, der Normalkraft bis 10 N und der Gleitgeschwindigkeit bis 0,30 m/s untersucht. Zur Schmierung wurden Mineralöle, Glycerin-Wasser-Gemische, Wasser und Isooktan verwendet. Der Vergleich des Reibungsverhaltens mikrotexturierter Paarungen bei einsinniger und reversierender Gleitbeanspruchung sollte Aufschluss über die Übertragbarkeit der Texturwirkung zwischen den unterschiedlichen Systemen liefern. Weiterhin wurde der Textureinfluss auf das Reibungs- und Verschleißverhalten mit Wasser oder Isooktan geschmierter, reversierend gleitender 100Cr6/SSiC- bzw. SSiC/SSiC-Paarungen bei 200 N abhängig von Hublänge, Hubfrequenz und Kontaktflächendurchmesser untersucht. Zur Analyse der beanspruchten Wirkflächen kamen elektronenmikroskopische und elektronenspektroskopische Verfahren zum Einsatz.

Im einsinnigen Gleitkontakt reduzierte eine Wirkflächentexturierung des stationären Pellets die Reibungszahl in der Flüssigkeitsreibung. Eine Scheibentextur erwies sich bei Mischreibung als vorteilhaft, wobei die Reibungszahl mit zunehmendem texturierten Flächenanteil bis 30 % und geringer werdender Näpftiefe bis 5  $\mu\text{m}$  sank. Bei Wasserschmierung waren große Näpftendurchmesser von 240  $\mu\text{m}$  und bei Isooktan kleine von 60  $\mu\text{m}$  vorteilhaft. Der Vergleich texturierter Paarungen ergab bei einsinniger Gleitung eine größere Reibungszahlreduktion, mit bis zu 95 %, im Vergleich zu max. 60 % bei reversierender Gleitung. Weiterhin wurde die Reibungszahl im hochbeanspruchten, reversierenden Gleitkontakt durch eine Texturierung deutlich abgesenkt. Der Textureinfluss war hierbei von der Materialpaarung, der Schmierflüssigkeit, der Hublänge und dem Kontaktflächendurchmesser abhängig.



## Abstract

The development of more ecological and economical technical systems leads to the increasing use of hermetically sealed sliding systems. In these systems the liquid replaces oil as lubricant, thus contamination or pollution of the environment can be avoided. Further the downtime of the system decreases. A low viscosity of the liquid and a low sliding speed cause usually a tribological high loaded contact. The use of advanced ceramics and microtexturing of the functional contact areas can achieve a low friction coefficient and a high lifetime.

In this work the experiments were conducted in lubricated sliding contact using the model system pin-on-disc or pin-on-plate with unidirectional or reverse sliding direction, respectively. It was the objective to study the effect of spherical microdimples on the friction behavior of polished steel 100Cr6/sapphire pairs depending on the viscosity of the liquid lubricant, the normal load up to 10 N and the sliding speed up to 0,30 m/s. Different liquids, such as glycerine-water solutions, mineral oils, distilled water or isooctane, were used for lubrication. Comparison of the results of the two sliding systems should show whether the effect of a microtexturing was transferable to other systems or not. Further the effect of microtexturing of 100Cr6/SSiC or SSiC/SSiC pairs in high-loaded contacts with 200 N normal load lubricated with water or isooctane was studied depending on stroke length, stroke frequency and diameter of the contact area. Electron microscopy and spectroscopy were used for characterization of the functional contact areas.

Under unidirectional sliding with full film lubrication the friction coefficient was reduced by using a microtexture on the stationary pin. Microtexturing on the mated disc led to a reduced friction coefficient in mixed lubrication. The friction coefficient decreased with increasing textured area up to 30 % or decreasing dimple depth down to 5  $\mu\text{m}$ . The increase of the dimple diameter up to 240  $\mu\text{m}$  led to a lower friction coefficient in case of lubrication with water. With isooctane there was an optimum of the dimple diameter at 60  $\mu\text{m}$ . Comparison of the two sliding systems showed, that a microtexture reduced friction more at unidirectional sliding than at reciprocating sliding. Microtexturing using dimples with an area fraction of 30 %, a diameter of 60  $\mu\text{m}$  and a depth of 10  $\mu\text{m}$  was very effective in reducing the friction coefficient in high loaded, reciprocating contact. The effect of the texture depended on the material pairing, the liquid lubricant, the stroke length and the diameter of the contact area.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Danksagung</b> . . . . .	<b>iii</b>
<b>Kurzfassung</b> . . . . .	<b>v</b>
<b>Abstract</b> . . . . .	<b>vii</b>
<b>Nomenklatur</b> . . . . .	<b>xiii</b>
<b>1 Einleitung</b> . . . . .	<b>1</b>
1.1 Mediengeschmierte Gleitsysteme . . . . .	2
1.1.1 Möglichkeiten und Herausforderungen . . . . .	2
1.1.2 Verwendung keramischer Werkstoffe . . . . .	4
1.2 Rheologische Eigenschaften von Schmier- und Fördermedien . . . . .	7
1.3 Tribologische Grundlagen . . . . .	10
1.3.1 Reibungszustände und Schmierfilmaufbau . . . . .	11
1.4 Reibungsverhalten keramischer Paarungen bei Gleitbeanspruchung . . . . .	17
1.4.1 Metall/Keramik-Paarungen . . . . .	17
1.4.2 Keramik/Keramik-Paarungen . . . . .	18
1.4.3 Chemische Wechselwirkung zwischen Wasser und Keramik . . . . .	19
1.5 Mikrotexturierung . . . . .	21
1.5.1 Arten und Herstellungsverfahren von Mikrotexturen . . . . .	22
1.5.2 Wirkung deterministischer Mikrotexturen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten . . . . .	23
1.6 Zielsetzung und Vorgehensweise . . . . .	26
<b>2 Versuchsmaterialien und experimentelle Methoden</b> . . . . .	<b>29</b>
2.1 Versuchswerkstoffe . . . . .	29
2.2 Probenbearbeitung . . . . .	30
2.2.1 Probengeometrie und Hartbearbeitung . . . . .	30
2.2.2 Laser-Mikrotexturieren . . . . .	32
2.3 Vor- und Nachuntersuchung der Wirkflächen . . . . .	35
2.3.1 Profilometrie . . . . .	35
2.3.2 Mikroskopie . . . . .	36

2.3.3	Energiedispersive Röntgenspektroskopie . . . . .	37
2.4	Benetzungsmessung . . . . .	37
2.5	Tribologische Charakterisierung . . . . .	39
2.5.1	Schmierflüssigkeiten . . . . .	39
2.5.2	In situ-Tribometer . . . . .	40
2.5.3	Langhub-Tribometer . . . . .	44
<b>3</b>	<b>Ergebnisse</b> . . . . .	<b>49</b>
3.1	Rauheit der bearbeiteten Wirkflächen . . . . .	49
3.2	Formtreue der erzeugten Mikrotexturen . . . . .	50
3.3	Benetzungswinkel der Schmierflüssigkeiten auf untexturierten und texturierten Stahl- und Keramik-Oberflächen . . . . .	53
3.4	Reibungszahl und Schmierfilmdicke von 100Cr6/Saphir-Paarungen im einsin- nigen Gleitkontakt . . . . .	58
3.4.1	Untexturierte Paarungen . . . . .	58
3.4.1.1	Normalkrafteinfluss . . . . .	60
3.4.1.2	Einfluss niedrig viskoser Schmierflüssigkeiten . . . . .	60
3.4.2	Paarungen mit Texturierung von Grund- oder Gegenkörper . . . . .	62
3.4.2.1	Schmierung mit Glycerin-Wasser-Gemischen . . . . .	62
3.4.2.2	Ölschmierung . . . . .	63
3.4.2.3	Schmierung mit Wasser oder Isooktan . . . . .	66
3.4.3	Einfluss der Parameter einer Scheibentextur . . . . .	67
3.4.3.1	Näpfchentiefe . . . . .	67
3.4.3.2	Texturierter Flächenanteil . . . . .	69
3.4.3.3	Näpfchendurchmesser . . . . .	72
3.5	Tribologisches Verhalten von 100Cr6/Keramik-Paarungen bzw. keramischen Selbstpaarungen bei reversierender Gleitbeanspruchung . . . . .	75
3.5.1	Einfluss des Schmiermediums bei untexturierten Paarungen . . . . .	75
3.5.2	Auswirkung einer Wirkflächentexturierung . . . . .	77
3.5.3	Einfluss von Versuchsparametern . . . . .	82
3.5.3.1	Hubfrequenz . . . . .	82
3.5.3.2	Hublänge . . . . .	85
3.5.3.3	Kontaktflächendurchmesser . . . . .	89
3.5.3.4	Kontaktfläche, Hublänge und Mikrotexturierung . . . . .	91
3.5.4	Hubaufgelöstes Reibungsverhalten untexturierter und texturierter Stahl/ Saphir-Paarungen . . . . .	95
<b>4</b>	<b>Diskussion</b> . . . . .	<b>101</b>



---

4.1	Vergleich einer Texturierung von Grund- oder Gegenkörper im einsinnigen Gleitkontakt . . . . .	101
4.1.1	Wirkmechanismen . . . . .	101
4.1.2	Reibungsverhalten bei Flüssigkeitsschmierung . . . . .	110
4.1.3	Übergang von Flüssigkeits- zu Mischreibung . . . . .	113
4.2	Wirkungsweise einer Scheibentextur auf das Reibungsverhalten bei einsinniger Gleitbeanspruchung . . . . .	117
4.2.1	Textureinfluss abhängig von Gleitgeschwindigkeit und Viskosität . . . . .	118
4.2.2	Einfluss von Texturparametern bei Schmierung mit niedrigviskosen Flüssigkeiten . . . . .	124
4.2.3	Näpfchenabstand . . . . .	130
4.3	Textureinfluss auf das Reibungsverhalten bei reversierender Gleitbeanspruchung . . . . .	131
4.3.1	Einlaufverhalten . . . . .	131
4.3.2	Abhängigkeit vom Eingriffsverhältnis . . . . .	136
4.4	Vergleich der Texturwirkung bei einsinniger und reversierender Gleitbeanspruchung . . . . .	139
4.4.1	100Cr6/Saphir-Paarungen im einsinnigen und reversierenden Gleitkontakt . . . . .	141
4.4.2	100Cr6/SiC- und SiC/SiC-Paarungen bei reversierender Gleitung . . . . .	143
4.5	Texturauswahl für praktische Anwendungen . . . . .	145
4.5.1	Reversierende Gleitung . . . . .	145
4.5.2	Einsinnige Gleitung . . . . .	148
<b>5</b>	<b>Zusammenfassung . . . . .</b>	<b>153</b>
	<b>Literaturverzeichnis . . . . .</b>	<b>157</b>



# Nomenklatur

## Symbolverzeichnis

$\alpha$	$10^{-6}/\text{K}$	Wärmeausdehnungskoeffizient
$\alpha_p$	-	Viskositätsdruckkoeffizient
$\beta$	m	Mittlerer Rauheitshügelradius
$\beta_p$	1/Pa	Kompressibilitätsfaktor
$\Delta a_{\text{tex}}$	-	relative Abweichung von $a_{\text{tex}}$
$\Delta s$	mm	Hublänge
$\Delta o_x$	-	relative Abweichung von $o_x$
$\gamma, \gamma_1, \gamma_2$	-	Peklenikzahl
$\epsilon$	grd	Kontaktwinkel der Rauheitshügel
$\epsilon^*$	-	Eingriffsverhältnis
$\varphi$	grd	Kurbelwinkel
$\lambda$	W/mK	Wärmeleitfähigkeit
$\Lambda$	-	Spezifische Schmierfilmdicke
$\mu$	-	Reibungszahl
$\mu_{125s}$	-	Reibungszahl nach 125 s
$\mu_{2000m}$	-	Reibungszahl bei 2000 m Gleitweg
$\mu_a$	-	Adhäsionskomponente der Reibungszahl
$\mu_d$	-	Deformationskomponente der Reibungszahl
$\mu_f$	-	Furchungskomponente der Reibungszahl
$\mu_m$	-	Mittlere Reibungszahl
$\mu_{\text{stat}}$	-	Stationäre Reibungszahl
$\nu$	$\text{mm}^2/\text{s}$	Kinematische Viskosität
$\nu_1, \nu_2$	-	Poisson-Zahl
$\eta$	Pa·s	Dynamische Viskosität
$\eta_0$	Pa·s	Dyn. Viskosität bei Atmosphärendruck und geringer Scherrate
$\eta_S$	Pa·s	Dynamische Viskosität in Abhängigkeit der Scherrate
$\eta_T$	Pa·s	Dynamische Viskosität in Abhängigkeit der Temperatur
$\omega$	1/s	Winkelgeschwindigkeit
$\Psi$	-	Plastizitätsindex
$\rho$	$\text{kg}/\text{m}^3$	Dichte

$\rho_0$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte bei Atmosphärendruck
$\rho[p(x)]$	kg/m <sup>3</sup>	Druckabhängige Dichte
$\tau_x$	MPa	Schubspannung
$\tau_{s12}$	MPa	Scherfestigkeit der Grenzfläche
$\tau_{max}$	MPa	Schubfestigkeit
$\theta$	grd	Statischer Benetzungswinkel
$a_{tex}$	-	Texturierter Flächenanteil
A	mm <sup>2</sup>	Fläche
A <sub>0</sub>	mm <sup>2</sup>	Scheinbare Kontaktfläche
A <sub>R</sub>	mm <sup>2</sup>	Wahre Kontaktfläche
A <sub>Rel</sub>	mm <sup>2</sup>	Wahre Kontaktfläche bei elastischer Verformung
A <sub>Rpl</sub>	mm <sup>2</sup>	Wahre Kontaktfläche bei plastischer Verformung
A <sub>tex</sub>	mm <sup>2</sup>	Texturierte Fläche
B	m	Spaltbreite
c	-	Exponent
C, C <sub>1</sub> , C <sub>2</sub> , C <sub>3</sub>	-	Konstante
C <sub>X</sub> , C <sub>Z</sub>	-	Schmierspaltparameter in X- bzw. Z-Richtung
C <sub>0</sub>	µm	Korrekturglied der Nullpunktsverschiebung
C <sub>F</sub>	µm	Korrekturglied der Maschinenverformung
d	µm	Näpfchentiefe
d <sub>mess</sub>	µm	Messsignal
d <sub>ref</sub>	µm	Referenzsignal
D <sub>6</sub> / D <sub>12</sub>	mm	Pelletdurchmesser
E, E <sub>1</sub> , E <sub>2</sub>	GPa	Elastizitätsmodul
E'	GPa	Reduzierter Elastizitätsmodul
f	Hz	Frequenz
F <sub>N</sub>	N	Normalkraft
F <sub>R</sub>	N	Reibungskraft
F <sub>S</sub>	N	Scherkraft
G	GPa	Schermodul
h	µm	Schmierfilmdicke
h <sub>0</sub>	µm	Schmierspalthöhe am Spaltaustritt
h <sub>1</sub>	µm	Schmierspalthöhe am Spalteintritt
h <sub>T</sub>	µm	Lokale Schmierspalthöhe mit Rauheitseinfluss
h*	µm	Gemessene Schmierfilmdicke
H	GPa	Härte

---

HV	-	Vickershärte
k	$\text{mm}^3/(\text{Nm})$	Verschleißkoeffizient
K	-	Parameter des Keilspaltes
$K_{Ic}$	$\text{MPam}^{-1/2}$	Risszähigkeit
l	mm	Pleuellänge
L	mm	Spaltlänge
$M_{r1}$	%	Kleinster Materialanteil
$M_{r2}$	%	Größter Materialanteil
n	-	Carreau-Exponent
o	$\mu\text{m}$	Näpfchenabstand
$o_x$	$\mu\text{m}$	Näpfchenabstand in Gleitrichtung
p	$\text{N/m}^2$	Mittlere Flächeppressung
$p_0$	$\text{N/m}^2$	Umgebungsdruck
$p_f$	$\text{N/m}^2$	Fließdruck
$R_a$	$\mu\text{m}$	Arithmetischer Mittenrauwert
$R_B$	MPa	Biegefestigkeit
$R_k$	$\mu\text{m}$	Kernrautiefe
$R_{pk}$	$\mu\text{m}$	Reduzierte Spitzenhöhe
$R_q, R_{q1}, R_{q2}$	$\mu\text{m}$	Quadratischer Mittenrauwert
$R_{vk}$	$\mu\text{m}$	Reduzierte Riefentiefe
s	mm	Gleitweg
S	1/s	Schergefälle
$t_0, t_1$	s	Zeitpunkte
T	K	Temperatur
$T_{max}$	$^{\circ}\text{C}$	maximale Einsatztemperatur
$u_1, u_2, \tilde{u}$	m/s	Geschwindigkeit in y-Richtung
U	m/s	Differenzgeschwindigkeit von Grund- und Gegenkörper
v	m/s	Gleitgeschwindigkeit
$v_1, v_2, \tilde{v}$	m/s	Geschwindigkeit in x-Richtung
$V_{r1}, V_{r1}$	-	Verhältnis der Rauheitsvarianzen
w	$\mu\text{m}$	Näpfchendurchmesser
$w_1, w_2$	m/s	Geschwindigkeit in z-Richtung
$W_l$	$\mu\text{m}$	Linearer Verschleißbetrag
$W_{12}$	$\text{J/m}^2$	Grenzflächenenergie
$W_V$	$\text{mm}^3$	Verschleißvolumen
x, y, z	mm	Koordinaten
Z		Näpfchenanzahl



## Abkürzungsverzeichnis

100Cr6	Wälzlagerstahl (1.3505)
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	Aluminiumoxid
B	Bor
C	Kohlenstoff
CBSiC	Keramisch gebundenes SiC (engl.: ceramically bonded SiC)
CFD	Numerische Strömungssimulation (engl.: computational fluid dynamics)
Cr	Chrom
DIN	Deutsches Institut für Normung
EDX	Energiedispersive Röntgenspektroskopie
EHD	Elastohydrodynamik
E-Modul	Elastizitätsmodul
EN	Europäische Norm
EKasic F	Handelsname eines drucklos gesinterten Siliziumkarbids der Firma ESK
Fe	Eisen
FVA	Forschungsvereinigung Antriebstechnik
GfT	Gesellschaft für Tribologie
HDPE	Hart-Polyethylen (engl.: high density polyethylene)
HIPSiC	Heiisostatisch gepresstes SiC (engl.: hot isostatically pressed SiC)
HPSiC	Heigepresstes SiC (engl.: hot pressed SiC)
ISO	Internationale Organisation für Normung
ISO VG	ISO genormte Viskositätsklasse
LPSSiC	Flüssigphasengesintertes SiC (engl.: liquid phase sintered SiC)
NBSiC	Nitridgebundenenes SiC (engl.: nitride bonded SiC)
O	Sauerstoff
P2	Co <sub>28</sub> Cr <sub>6</sub> Mo-Gusslegierung, Handelsname Protasul-2
P10	CoNi <sub>35</sub> Cr <sub>20</sub> Mo <sub>10</sub> -Legierung, Handelsname Protasul-10
P100	Handelsname eines Spindelöls des Herstellers Wunsch-Öle
PAO	Polyalphaolefin
RBSiC	Reaktionsgebundenenes SiC (engl.: reaction-bonded SiC)
PSZ	Teilstabilisiertes Zirkonoxid (engl.: partially stabilized zirconia)
REM	Rasterelektronenmikroskop
RN	Runde Näpfcchen
RSiC	Rekristallisiertes SiC (engl.: re-crystallised SiC)
Si	Silizium
Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub>	Siliziumnitrid
Si(Li)-Detektor	Photonen-Detektor aus Silizium mit gedriftetem Lithium im Kern

SiAlON	Keramik des Stoffsystems Silizium-Aluminium-Sauerstoff-Stickstoff
SiC	Siliziumkarbid
SiO <sub>2</sub>	Siliziumoxid
SiSiC	Siliziuminfiltriertes SiC (engl.: silicon infiltrated SiC)
SSiC	Drucklos gesintertes SiC (engl.: sintered SiC)
TZP	Tetragonales Zirkonoxid (engl.: tetragonal zirconia polycrystals)
VI	Viskositätsindex
Yb	Ytterbium
ZTA	ZrO <sub>2</sub> verstärktes Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> (engl.: zirconia toughened alumina)
ZrO <sub>2</sub>	Zirkonoxid



# 1 Einleitung

Der Trend zur Entwicklung immer effizienterer technischer Systeme wird vorrangig von ökonomischen und ökologischen Zielen bestimmt. Ein Beispiel hierfür ist der Einsatz mediengeschmierter Gleitsysteme, bei denen ein separater Ölkreislauf eingespart werden kann. Dadurch verringern sich einerseits die Baugröße, das Gewicht und die Komplexität des Systems. Andererseits reduzieren sich die Betriebskosten und Stillstandszeiten, da der Wechsel von Schmierstoffen oder Dichtungen entfällt. Tribologisch hoch beanspruchte Systeme, wie zum Beispiel Motoren oder Pumpen, stoßen jedoch aufgrund der Mediensmierung mit den derzeit verwendeten Gleitwerkstoffen häufig an ihre Belastungsgrenzen [1–3]. Lösungsansätze, wie die Verwendung von Ingenieurkeramiken im Gleitkontakt und der Einsatz texturierter Wirkflächen, bieten das Potential, das Einsatzspektrum mediengeschmierter Gleitsysteme zu erweitern [4, 5].

Ingenieurkeramiken zeichnen sich durch eine hohe Verschleiß-, Korrosions- und Temperaturbeständigkeit gegenüber herkömmlich verwendeten Gleitwerkstoffen, wie zum Beispiel Metalle oder Polymere, aus [6–10]. Die marktdurchdringende Verwendung wird allerdings durch die derzeit noch relativ hohen Kosten keramischer Komponenten sowie die noch teilweise fehlenden Kenntnisse von Konstrukteuren im Umgang mit Keramiken behindert. Zur Förderung der Verbreitung ingenieurkeramischer Werkstoffe wurden in den letzten Jahren wissenschaftliche Projekte durchgeführt und geeignete Aufbau- und Verbindungstechniken entwickelt [11, 12]. Schwierige tribologische Bedingungen in Gleitsystemen, wie oftmals niedrig viskose Flüssigkeiten und eine geringe Gleitgeschwindigkeit, erschweren den Aufbau eines tragfähigen Schmierfilms. Dies kann sowohl die Funktionsfähigkeit des Systems als auch dessen Lebensdauer erheblich beeinträchtigen. Potential zur Senkung von Reibung und Verschleiß bieten in die Wirkflächen eingebrachte deterministische Mikrotexturen, zum Beispiel in Form näpfchenförmiger Vertiefungen mit Abmessungen im Mikrometerbereich [13–16]. Die Untersuchungen zeigten eine in hohem Maße von den Beanspruchungsbedingungen des Gleitsystems, wie Gleitgeschwindigkeit, Pressung und Kontaktgeometrie, abhängige Wirkung der Mikrotexturen. Entsprechend führte die Wahl ungeeigneter Texturparameter zu keinen oder auch negativen Auswirkungen auf das Reibungs- und/oder Verschleißverhalten. Aus diesem Grund ist die Entwicklung eines systemspezifischen Wirkflächendesigns erforderlich. Hierfür ist ein tieferes Verständnis über die Wirkungsweise deterministischer Mikrotexturen auf keramischen und metallischen Wirkflächen im mediengeschmierten Gleitkontakt notwendig, zu dem die vorliegende Arbeit einen Beitrag liefern soll.

## 1.1 Mediengeschmierte Gleitsysteme

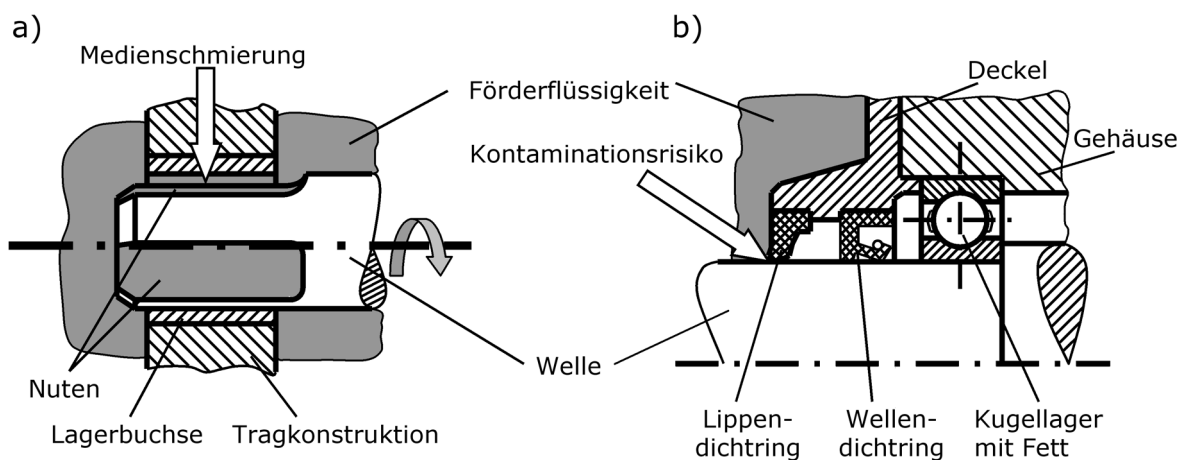
### 1.1.1 Möglichkeiten und Herausforderungen

Die Besonderheit mediengeschmierter Gleitsysteme ist das Fehlen eines separaten Schmierstoffkreislaufes. Somit sind die tribologisch beanspruchten Gleitflächen nicht wie üblich mit Öl, Fett oder einem Festschmierstoff geschmiert, sondern im Falle einer Pumpe mit der Förderflüssigkeit [6, 8]. Die Vor- und Nachteile mediengeschmierter Gleitsysteme sind in der nachfolgenden Übersicht dargestellt.

Vorteile	Nachteile
<ul style="list-style-type: none"> <li>● Hermetisch dichte Systeme ⇒ Keine Gefahr der Kontamination des Fördermediums bzw. der Umwelt</li> <li>● Verringerung von Stillstandzeiten ⇒ Keine Wechsel des Schmieröls bzw. von Dichtungen</li> <li>● Geringere Systemkomplexität ⇒ Wegfall eines separaten Schmierstoffkreislaufs ⇒ Reduzierte Baugröße und Materialbedarf</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>● Tribologische Herausforderung ⇒ Häufig niedrig viskose Fördermedien</li> <li>● Möglichkeit der Lagerschädigung ⇒ Teils korrosiv oder abrasiv wirkende Medien</li> <li>● Ausfall des Fördermediums verursacht Trockenlauf</li> </ul>

**Tabelle 1.1:** Vor- und Nachteile mediengeschmierter Gleitsysteme.

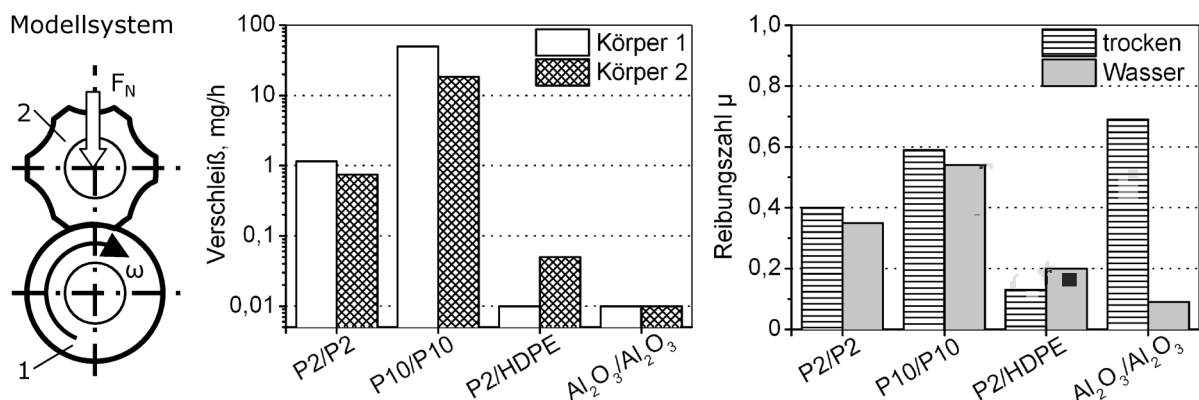
Im Bild 1.1 ist ein mediengeschmiertes Gleitlager im Vergleich zu einem mit Fett geschmierten Kugellager dargestellt [17]. Bei dem Kugellager besteht trotz einer mehrstufigen Abdichtung



**Bild 1.1:** Vergleich der Lagerung einer Welle mit einem (a) mediengeschmierten Gleitlager und (b) fettgeschmierten Kugellager (nach [17]).

des Medien- gegenüber dem Lagerbereich die Gefahr der Kontamination des Fördermediums, was vor allem in der Pharma- und Lebensmittelindustrie problematisch ist. Im Fall aggressiver bzw. umweltschädlicher Fördermedien können diese im Gegenzug über den Lagerbereich austreten, so dass die Gefahr einer Umweltkontamination besteht. Zudem ist die konstruktive Ausführung mit dem Kugellager deutlich größer bauend und benötigt aufgrund der höheren Bauteilanzahl einen größeren Fertigungsaufwand im Vergleich zum Gleitlager. Weiterhin kommt es bei der Wartung ölgeschmierter Systeme, wie dem Wechsel flüssiger Schmierstoffe oder dem Austausch verschlissener Dichtungen, zu häufigeren Stillstandzeiten der Maschine als bei Medienschmierung.

Neben dem industriellen Einsatz mediengeschmierter Gleitsysteme sind diese heutzutage auch in der Medizintechnik unvermeidbar, zum Beispiel bei Endoprothesen, bei denen die Schmierung durch Körperflüssigkeit erfolgt. Dieses Beispiel aus der Medizintechnik zeigt, dass die Funktionsfähigkeit derartiger Systeme über Jahre unter Dauerbelastung gewährleistet sein muss. Die in Bild 1.2 dargestellten Ergebnisse zeigen den Vorteil keramischer Paarungen im Vergleich zu medizintechnischen, metallischen Paarungen auf Reibung und Verschleiß [18]. Hierbei wurden metallische Selbstpaarungen aus einer Co28Cr6Mo-Gusslegierung (Protasul-2, P2) bzw. CoNi35Cr20Mo10-Legierung (Protasul-10, P10), eine Metall/Kunststoffpaarung (P2/HDPE) und eine keramische Selbstpaarung ( $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{Al}_2\text{O}_3$ ) unter Wasserschmierung und im Trockenlauf untersucht. Dabei wies die Aluminiumoxid-Selbstpaarung bei Schmierung mit Wasser sowohl die geringste Reibungszahl, als auch den geringsten Verschleiß auf. Bei Untersuchungen [19] zum Einfluss der Materialpaarung von Endoprothesen auf deren Lebensdauer wurde ein deutlicher Vorteil von keramischen Paarungen festgestellt, was auf einen höheren Verschleißwiderstand verglichen mit Metallen und Kunststoffen zurückgeführt wurde.



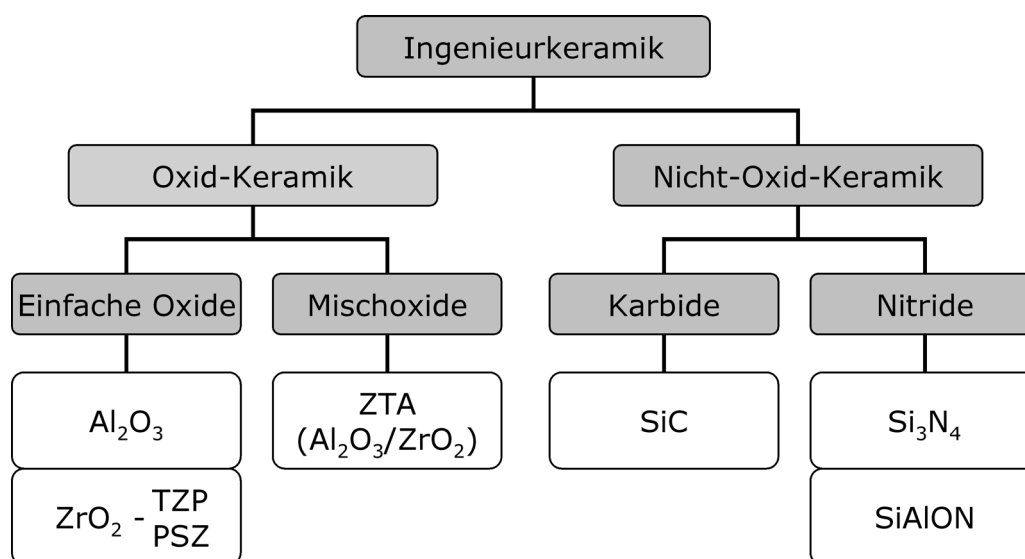
**Bild 1.2:** Verschleiß bei Mangelschmierung mit Wasser und Reibungszahl im trockenen oder wassergeschmierten Gleitkontakt medizinischer Materialien (P2 = Co28Cr6Mo-Gusslegierung; P10 = CoNi35Cr20Mo10-Legierung; HDPE = hochdichtes Polyethylen;  $\text{Al}_2\text{O}_3$  = Aluminiumoxid;  $v = 0,4$  m/s;  $F_N \approx 30$  N; nach [18]).

## 1.1.2 Verwendung keramischer Werkstoffe

Ingenieurkeramische Werkstoffe kommen vor allem in tribologisch hoch beanspruchten Anwendungen zum Einsatz, wie es häufig bei mediengeschmierten Gleitsystemen der Fall ist. Gegenüber anderen Werkstoffen zeichnen sich Keramiken bei tribologischer Beanspruchung durch hohe Widerstände gegen Adhäsion, Abrasion und tribochemischen Verschleiß aus.

Allgemein werden Keramiken als anorganische, nichtmetallische, in Wasser schwer lösliche und zu mindestens 30 % kristalline Stoffe definiert, die bei Raumtemperatur aus einer Rohmasse geformt werden und ihre typischen Werkstoffeigenschaften erst nach einer Wärmebehandlung meist über 800 °C erlangen [20]. Keramiken bestehen aus einer chemischen Verbindung eines Metalls oder Halbmetalls mit einem Nichtmetall mit kovalenter oder ionischer Bindung. Aufgrund dieser Bindungsarten haben Keramiken in der Regel eine hohe Druckfestigkeit sowie eine hohe chemische und thermische Beständigkeit [7]. Jedoch besitzen sie aufgrund ihrer Sprödhheit eine große Kerbempfindlichkeit sowie nur eine geringe plastische Verformbarkeit und Schlagbiegefestigkeit [21]. In technischen Anwendungen werden häufig Ingenieurkeramiken, wie Siliziumkarbid oder Aluminiumoxid, verwendet, wobei man je nach Zweck in Struktur- und Funktionskeramik unterscheidet.

Das Bild 1.3 zeigt eine Einteilung der Ingenieurkeramik in Oxid- und Nichtoxidkeramiken mit einigen für tribologische Anwendungen relevanten Vertretern. Aluminium- und Zirkonoxid gehören zu den einfachen Oxid-Keramiken. ZTA-Keramik ist ein mit Zirkonoxid verstärktes Aluminiumoxid und damit ein Vertreter der Mischoxid-Keramiken. Nichtoxidische Keramiken werden nach den nichtmetallischen Bindungspartnern unterteilt, wie Nitride oder Carbide. Hierbei spielen für tribologische Anwendungen Nitride bzw. Carbide eine große Rolle, zum Beispiel Siliziumkarbid, Siliziumnitrid oder SiAlON. In der Tabelle 1.2 sind ausgewählte Ei-



**Bild 1.3:** Relevante Ingenieurkeramiken für tribologische Anwendungen eingeteilt nach der chemischen Zusammensetzung (nach [22]).

genschaften einiger Ingenieurkeramiken im Vergleich mit dem Stahl 100Cr6 und dem Polymerwerkstoff HDPE dargestellt. Die Kennwerte der Dichte  $\rho$ , des E-Moduls  $E$ , der Biegefestigkeit  $R_B$ , der Risszähigkeit  $K_{Ic}$ , der Vickershärte  $HV$ , der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$ , des Wärmeausdehnungskoeffizienten  $\alpha$  und der maximalen Einsatztemperatur  $T_{max}$  sind typische Werte des jeweiligen Materials, welche fertigungsbedingten Schwankungen unterliegen können.

Werkstoff	$\rho$ 10 <sup>3</sup> kg/m <sup>3</sup>	$E$ GPa	$R_B$ MPa	$K_{Ic}$ MPam <sup>-1/2</sup>	$HV$	$\lambda$ W/mK	$\alpha$ 10 <sup>-6</sup> /K	$T_{max}$ °C
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	3,75-4	380-410	350	3,5	1500-2300	25-35	7,3-8,3	1950
ZrO <sub>2</sub>	5,5-6,1	185-320	350-800	6,3-8	1600-1700	1-3	6,8-14	900-1700
ZTA	4,05	360	700	3,3	2000	25	7,5-8,3	1700
SiC	3,1-3,15	400-510	30-800	4	2300-2600	50-130	3,8-4,9	1650-1950
Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub>	3,24	300	750	7	1500-1600	25-27	2,5-3,4	1300-1600
100Cr6	7,3-7,8	210	1000-1500	15-35	600-800	31-46	12-14	150-180
HDPE	0,95-0,96	1-3,3	30	1,7-5,1	6,4-8,3*	0,42-0,43	120-200	70-130

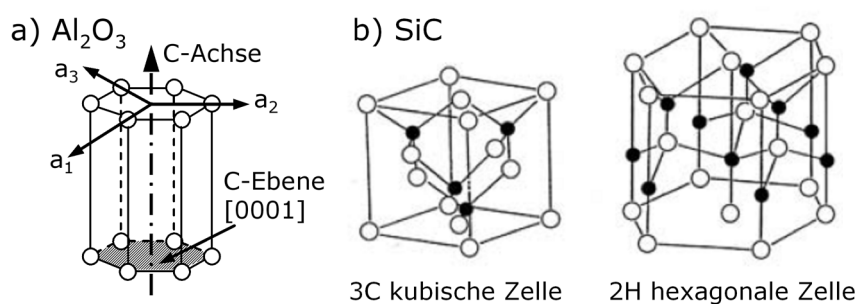
**Tabelle 1.2:** Ausgewählte Eigenschaften ingenieurkeramischer Werkstoffe, des Stahls 100Cr6 und des Polymerwerkstoffes HDPE (\* geschätzter Wert).

Die keramischen Werkstoffe zeichnen sich gegenüber dem Stahl 100Cr6 und dem Polymerwerkstoff HDPE durch eine hohe Härte und einen hohen E-Modul aus. Gegenüber dem Stahl besitzen Keramiken eine geringere Dichte, was sie für eine Anwendung im Leichtbau interessant macht. Für Hochtemperaturanwendungen eignen sich Keramiken aufgrund hoher maximaler Einsatztemperaturen und geringer Wärmeausdehnungskoeffizienten. Im Folgenden werden Aluminiumoxid und Siliziumkarbid als Vertreter einer oxidischen und einer nicht-oxidischen Keramik näher erläutert.

### Aluminiumoxid:

Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> besitzt ein weites Anwendungsfeld in der Industrie. Werkstoffe aus diesem Material werden nach ihrem Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-Gehalt von 80-90 Masse-%, 90-99 Masse-% und >99 Masse-% klassifiziert [23]. Zur Steuerung des Kornwachstums beim Sintern werden dem Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> in geringen Mengen SiO<sub>2</sub>, CaO und MgO zugegeben. Neben polykristallinem Aluminiumoxid ist einkristallines Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, sogenannter Saphir, hauptsächlich für optische Anwendungen im Einsatz. Saphir zeichnet sich gegenüber anorganischen Gläsern durch eine hohe Transparenz im

sichtbaren Wellenlängenbereich und höhere mechanische Eigenschaftskennwerte, wie Biegefestigkeit und Härte, aus. Die hexagonale Kristallstruktur des Aluminiumoxids ist in Bild 1.4a dargestellt. Beim Einsatz für optische Anwendungen liegt die  $[0001]$ -orientierte C-Ebene des Saphir-Einkristalls in der Regel senkrecht zum Strahlweg, da nur in dieser Orientierung keine Doppelbrechung entsteht. Bei polykristallinem Aluminiumoxid mit  $>99\%$  Reinheit werden die mechanischen Eigenschaften neben der Korngröße auch von der Porosität des Werkstoffs bestimmt. Hierbei verringern sich mit zunehmender Porosität sowohl die Wärmeleitfähigkeit, der E-Modul, die Biegefestigkeit als auch die Härte. Die Härte ist dabei nach der Hall-Petch-Beziehung von der Korngröße im Bereich etwa  $>1,5\ \mu\text{m}$  abhängig, bleibt aber für kleinere Werte annähernd konstant bzw. verringert sich leicht [23]. Mit zunehmender Temperatur fällt die Härte etwa linear von 18 bis 20 GPa bei  $20\ ^\circ\text{C}$  auf 2 bis 3 GPa bei  $1500\ ^\circ\text{C}$ , und zwar unabhängig davon, ob das  $\text{Al}_2\text{O}_3$  als polykristalliner oder einkristalliner (Saphir) Werkstoff vorliegt [24, 25]. Die Ursachen sind neben Kriechen und Korngrenzengleiten auch auf die Zwillingsbildung zurück zu führen. Aluminiumoxid ist abhängig von der Porosität und auftretenden Zweit- bzw. Sinterphasen in der Regel sehr beständig gegen Säuren und Laugen.



**Bild 1.4:** (a) hexagonale Kristallstruktur des  $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$  [26] und (b) zwei Kristall-Modifikationen (kubisch und hexagonal) von  $\text{SiC}$  [23].

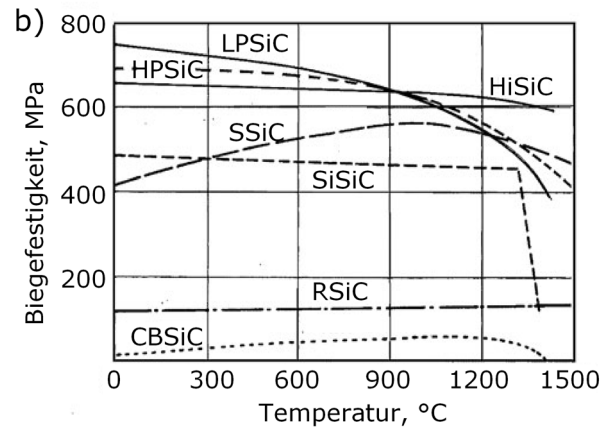
### Siliziumkarbid:

In Bild 1.4b ist die Kristallstruktur von  $\text{SiC}$  in der kubischen 3C- und der hexagonalen 2H-Modifikation abgebildet, die sich anhand unterschiedlicher Stapelfolgen der Gitterebenen ergeben, wobei weitere existieren [23]. Da der Grundbaustein der  $\text{SiC}$ -Modifikationen auf der gleichen Tetraeder-Struktur beruht und alle sehr dicht gepackt sind, unterscheiden sich die physikalischen Eigenschaften nicht signifikant. Das Sintern von Bauteilen aus  $\text{SiC}$  ist aufgrund der geringen Neigung zur Volumendiffusion und der Bildung einer nm-dicken  $\text{SiO}_2$ -Schicht auf den Kornoberflächen aufwändig. Die Beimischung von Sinteradditiven, wie zum Beispiel Al, B oder C in Anteilen von 0,2 - 3,0 Masse-% [23], hat sich als effektiv zur Vermeidung von Restporositäten erwiesen. Abhängig vom Herstellungsverfahren existieren eine Vielzahl unterschiedlicher  $\text{SiC}$ -Werkstoffe (Bild 1.5a), die sich anhand des Gefüges und der Werkstoffeigenschaften teils stark unterscheiden.

In der Regel besitzen  $\text{SiC}$ -Keramiken im Vergleich zu anderen keramischen Werkstoffen eine

## a) SiC-Werkstoffe

- SSiC – drucklos gesintertes SiC
- LPSiC – flüssigphasengesintertes SiC
- HPSiC – heißgepresstes SiC
- HiPSiC – heißsostatisch gepresstes SiC
- CBSiC – keramisch gebundenes SiC
- NBSiC – nitridgebundenen SiC
- RSiC – rekristallisiertes SiC
- RBSiC – reaktionsgebundenen SiC
- SiSiC – Siliziuminfiltriertes SiC



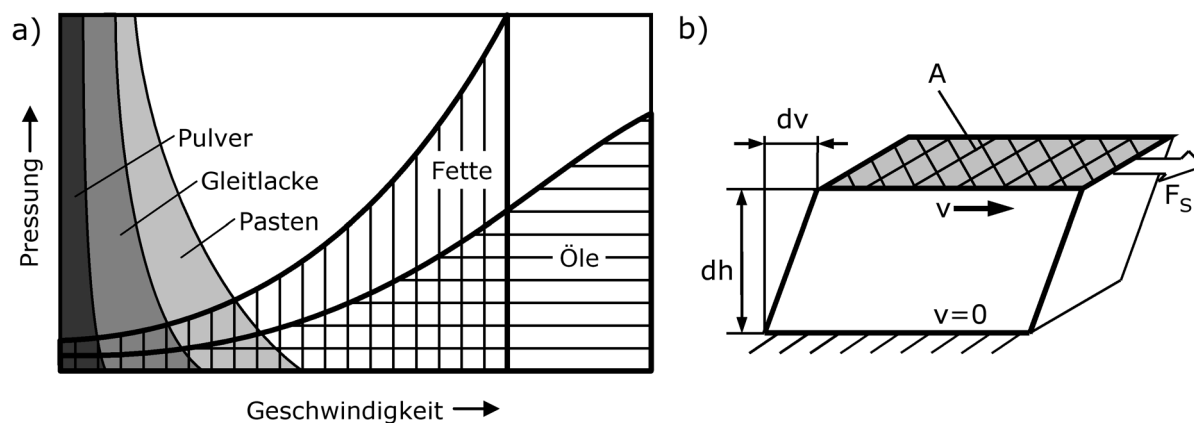
**Bild 1.5:** (a) SiC-Werkstoffe nach Herstellungsart und (b) temperaturabhängige Biegefestigkeit von SiC-Werkstoffen [27].

gute Wärmeleitfähigkeit, eine hohe Härte und einen relativ geringen Temperaturexpansionskoeffizienten (Tabelle 1.2). Abhängig vom Herstellungsverfahren schwanken diese Eigenschaften allerdings teils erheblich, so dass zum Beispiel die Biegefestigkeit bei Raumtemperatur Werte von 30 MPa (CBSiC) bis 800 MPa (LPSiC) aufweisen kann (Bild 1.5b). Durch in die SiC-Matrix eingebaute Fremdatome erhält der sonst farblose Stoff eine charakteristische Färbung von gelb bis grün (Einbau von N) bzw. blau bis schwarz (Einbau von B, Al) und wird bei erhöhter Temperatur zum Halbleiter mit n- bzw. p-Leitfähigkeit. Siliziumkarbid oxidiert sehr schnell an Luft, wobei die sich bildende  $\text{SiO}_2$ -Schicht selbstpassivierend ist.

## 1.2 Rheologische Eigenschaften von Schmier- und Fördermedien

Das Bild 1.6a zeigt schematisch die Einsatzbereiche von Fest- und Flüssigschmierstoffen abhängig von der Pressung und der Gleitgeschwindigkeit. Bei hoher Geschwindigkeit und niedriger Pressung werden bevorzugt Öle eingesetzt, wobei sich die maximal zulässige Pressung mit steigender Geschwindigkeit erhöht. Bei geringer Geschwindigkeit und hoher Pressung werden meist Festschmierstoffe, wie Pulver oder Gleitlacke, verwendet, da diese nicht auf den Aufbau eines tragenden Schmierfilms abzielen. Ein Ziel der Schmierung ist die Minimierung von Reibung und Verschleiß, was durch die Trennung der zueinander bewegten Festkörperoberflächen und damit die Vermeidung von Festkörperreibung erreicht wird. Ein weiteres Ziel, vor allem beim Einsatz flüssiger Schmierstoffe, ist die Kühlung des Kontaktbereiches und der Abtransport von Verschleißpartikeln. Zur Verbesserung des tribologischen Verhaltens werden Additive den Schmierstoffen beigemischt. Diese sollen bestimmte Eigenschaften des Schmierstoffs günstig beeinflussen, wozu eine große Auswahl an Additiven zur Verfügung steht, wie zum Beispiel Hochdruckadditive, Anti-Verschleiß-Additive, Korrosionsinhibitoren, Reibminderer, Oxidationsinhibitoren oder Anti-Schäumungsmittel. Unter den flüssigen Schmierstoffen haben die aus Erdöl oder Kohle gewonnenen Mineralöle für technische





**Bild 1.6:** (a) Einsatzbereiche von Schmierstoffen (nach [28]) und (b) schematische Darstellung eines gescherten Volumenelements im flüssigen Schmierstoff nach [29].

Anwendungen große Bedeutung. Zunehmend steigt aber der Einsatz synthetischer Öle, wie zum Beispiel Polyether-, Ester- oder Silikonöle, die in reproduzierbarer Qualität hergestellt sowie an spezielle Anwendungen angepasst werden können. In mediengeschmierten Gleitsystemen übernehmen die Förderflüssigkeiten, häufig Wasser bzw. wässrige Lösungen oder auch Kraftstoffe, die Schmierung der tribologisch beanspruchten Kontaktfläche.

Die dynamische Viskosität  $\eta$  beschreibt den Widerstand einer Flüssigkeit gegen eine äußere Scherwirkung aufgrund der inneren Reibung in Abhängigkeit von der Scherkraft  $F_S$ , der gescherten Fläche  $A$  und dem Geschwindigkeitsgefälle  $dv/dh$  (Bild 1.6)

$$\eta = \frac{F_S}{A} \cdot \frac{dh}{dv} = \frac{\tau_S}{S} \quad (1.1)$$

Dies entspricht bei einer newtonschen Flüssigkeit dem Quotienten aus Schubspannung  $\tau_S$  und Schergefälle  $S$ . Weiterhin wird häufig die kinematische Viskosität  $\nu$  angegeben, die sich aus der dynamischen Viskosität  $\eta$  und der Dichte  $\rho$  berechnet

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (1.2)$$

Die Viskosität einer Flüssigkeit kann von der Temperatur  $T$ , dem Druck  $p$ , der Zeit  $t$  und dem Schergefälle  $S$  abhängen. Hierbei hat der Temperatureinfluss für die meisten technischen Anwendungen die größte Relevanz. Die Viskosität verringert sich mit steigender Temperatur  $T$  entsprechend [29]

$$\eta_T = C_1 \cdot \exp \frac{C_2}{T + C_3} \quad (1.3)$$

mit  $C_1$ ,  $C_2$  und  $C_3$  als Konstanten und der Temperatur  $T$  in Kelvin. Im Bereich elastohydrodynamischer Schmierung, das heißt bei sehr hohen Drücken, wird neben dem Temperatureinfluss auch die Druckabhängigkeit der Viskosität wichtig. Hierbei wird die Viskosität  $\eta_p$ , ausgehend



von  $\eta_0$  bei Atmosphärendruck, abhängig vom Viskositätsdruckkoeffizienten  $\alpha_p$  und dem Druck  $p$  beschrieben [30]

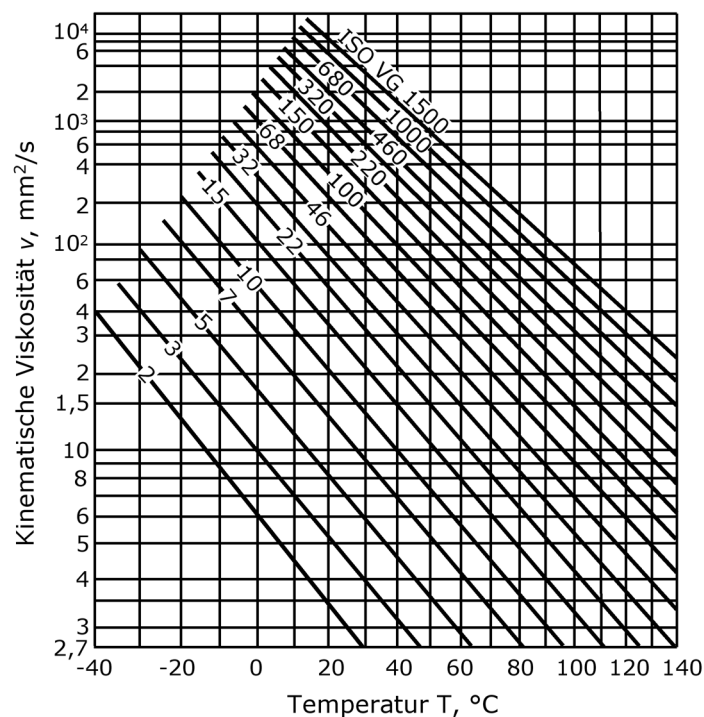
$$\eta_p = \eta_0 \cdot \exp(\alpha_p \cdot p) \quad (1.4)$$

Nicht-newtonsche Flüssigkeiten zeigen im Gegensatz zu newtonschen eine Abhängigkeit der Viskosität vom Schergefälle aufgrund von Kompressibilität. Ein von Carreau entwickeltes Modell [31] beschreibt die Änderung der Viskosität einer nicht-newtonschen Flüssigkeit mit

$$\eta_S = \eta_0 \left[ 1 + \left( \frac{\eta_0 \cdot S}{G} \right)^2 \right]^{(n-1)/2} \quad (1.5)$$

in Abhängigkeit des Schergefalles  $S$ , des Schermoduls  $G$  und dem Carreau-Exponent  $n$ , welcher Werte zwischen  $0,2 < n < 1$  annehmen kann, wobei  $\eta_0$  die dynamische Viskosität bei Atmosphärendruck und geringer Scherrate ist.

Für viele technische Anwendungen, wie zum Beispiel im Motorenbau, spielt die Temperaturabhängigkeit einer Schmierflüssigkeit eine große Rolle, welche mit dem nach DIN ISO 2909 definierten Viskositätsindex VI beschrieben wird. Der Temperatureinfluss auf die kinematische Viskosität mineralischer Öle wird mit einer Skala von  $VI = 0$  bis 200 wieder gegeben, wobei 0 für einen großen und 200 für einen geringen Einfluss steht. Weiterhin gibt es nach DIN ISO 3448 eine Einteilung der Schmierstoffe in 20 Viskositätsklassen von ISO VG 2 bis ISO VG



**Bild 1.7:** Kinematische Viskosität  $\nu$  in Abhängigkeit von der Temperatur  $T$  für Mineralöle verschiedener Viskositätsklassen bei  $VI = 100$  (nach [29]).

3200. Dabei entspricht die Klasse etwa der kinematischen Viskosität  $\nu$  des Schmierstoffs bei 40 °C in  $\text{mm}^2/\text{s}$ . Das Bild 1.7 zeigt beispielhaft in logarithmischer Auftragung die Temperaturabhängigkeit der kinematischen Viskosität für Öle verschiedener Viskositätsklassen bei einem einheitlichen Viskositätsindex  $\text{VI} = 100$ .

Zur Vergleichbarkeit und Reproduzierbarkeit von ölgeschmierten, tribologischen Untersuchungen wurden von der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) in Zusammenarbeit mit der ölverarbeitenden Industrie vier unadditivierte Referenzöle FVA-Öl Nr. 1 bis 4 mit den Viskositätsklassen ISO VG 15 bis 460 festgelegt [32]. Bei diesen Ölen sind die Viskosität, der Viskositätsindex, die Dichte und weitere Eigenschaften normiert. Dies wurde notwendig, um die Verfügbarkeit von handelsüblichen Ölen über Jahre hinweg in gleich bleibender Qualität zu gewährleisten.

### 1.3 Tribologische Grundlagen

Reibung und Verschleiß verursachen in bewegten Maschinenbauteilen hohe volkswirtschaftliche Verluste, die sich nach Erhebung der Gesellschaft für Tribologie (GfT) in Industrieländern jährlich auf etwa 5 % des Bruttosozialproduktes belaufen. Der Begriff 'Tribologie' wurde 1966 von einer britischen Kommission unter Leitung von Sir Peter Jost geprägt [33]. Dies war ein wichtiger Schritt zur Etablierung der Tribologie als eigenständiges Wissenschaftsfeld. Die wissenschaftliche Untersuchung des Reibungs- und Verschleißverhaltens trägt zur Reduzierung von Instandhaltungs- und Energiekosten und damit der Schonung natürlicher Ressourcen bei. Die Erforschung der Reibungsvorgänge wurde in mehr als 2000 Jahren Menschheitsgeschichte von zahlreichen Wissenschaftlern und Gelehrten untersucht [34]. Belegbar ist, dass der griechische Philosoph und Gelehrte Aristoteles (384 - 322 v. Chr.) das Phänomen der Reibung erkannte und dies in seinen Schriften beschrieb. Weitere dokumentierte Reibungsuntersuchungen folgten in der Renaissance durch den italienischen Gelehrten Leonardo da Vinci (1452 -1519). Dieser stellte fest, dass die Reibungskraft direkt proportional zur Last und unabhängig von der Kontaktfläche war. Etwa 200 Jahre später bestätigte der französische Wissenschaftler Guillaume Amontons in seinen Studien zur Reibung diese Erkenntnisse, die er im Jahre 1699 der königlichen Akademie vorstellte [35]. Der Schweizer Mathematiker Leonhard Euler stellte 1750 vor der Berliner Akademie der Wissenschaften seine zwei Jahre später publizierten Ergebnisse von Reibungsuntersuchungen an geneigten Ebenen vor [36]. Dabei schlussfolgerte er, dass die Oberflächen der Reibpartner aus sägezahnartigen Unebenheiten bestanden, welche bei einer Relativbewegung überwunden werden mussten. Weiterhin führte Euler das Symbol  $\mu$  als Reibungszahl nach der Form

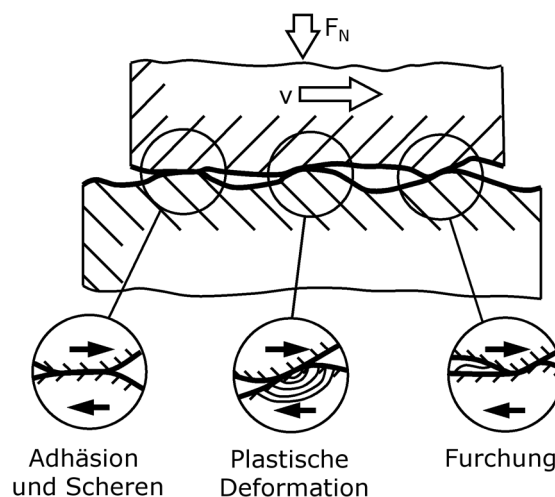
$$\mu = \frac{F_R}{F_N} \quad (1.6)$$

mit  $F_R$  = Reibkraft und  $F_N$  = Normalkraft ein und unterschied zwischen Haft- und Gleitreibung. Große Beachtung fand die 1785 vom französischen Physiker Charles Augustin Coulomb veröffentlichte Abhandlung [37], in der er unter anderem die Abhängigkeit der Reibungszahl von der Gleitgeschwindigkeit und der Gleitzeit untersuchte. Auf dem Gebiet der geschmierten Gleitlager waren vor allem die Untersuchungen des Russen Nikolai Pavlovitch Petrov (1883, [38]) und des Briten Osborne Reynolds (1886, [39]) wegweisend. Die systematischen Untersuchungen des deutschen Wissenschaftlers Richard Stribeck (1902, [40]) zeigten eine deutliche Abhängigkeit der Reibungszahl vom Schmierzustand und förderten damit das Verständnis vom Verhalten geschmierter Gleitlager.

### 1.3.1 Reibungszustände und Schmierfilmaufbau

#### Festkörperreibung:

Das vollständige Fehlen eines Schmierstoffes führt bei der Relativbewegung zweier gepaarter Oberflächen zur Festkörperreibung. Diese entsteht an den Mikrokontakten durch verschiedene Reibmechanismen, wie Adhäsion, plastische Deformation und Furchung (Bild 1.8).



**Bild 1.8:** Schematische Darstellung der Festkörperreibung durch Adhäsion, plastische Deformation und Furchung im Gleitkontakt [29].

Die Adhäsionskomponente der Reibkraft beruht auf der Zerstörung von Adhäsionsbindungen an den Mikrokontakten. Die wahre Kontaktfläche wird maßgeblich vom Formänderungsvermögen des weicheren Kontaktpartners beeinflusst. Hierbei besteht näherungsweise eine direkte Proportionalität der Kontaktfläche zur Normalkraft  $F_N$ . Unter der Annahme einer rein elastischen Kontaktdeformation der Mikrokontakte kann die wahre Kontaktfläche  $A_{Rel}$  abhängig vom reduzierten Elastizitäts-Modul  $E'$  bzw. bei rein plastischer Kontaktdeformation die Kontaktfläche  $A_{Rpl}$  abhängig von der Härte  $H$  abgeschätzt werden [41].

$$A_{\text{Rel}} \propto \left( \frac{F_N}{E'} \right)^c \quad \text{bzw.} \quad A_{\text{Rpl}} \propto \left( \frac{F_N}{H} \right) \quad (1.7)$$

$$\text{mit} \quad \frac{1}{E'} = \frac{1+\nu_1^2}{E_1} + \frac{1+\nu_2^2}{E_2} \quad (1.8)$$

Der Exponent  $c$  im elastischen Fall nimmt abhängig vom Modell Werte von  $2/3 < c < 44/45$  an. Die wahre Kontaktfläche ist indirekt vom reduzierten Elastizitäts-Modul  $E'$  im elastischen Fall bzw. von der Härte  $H$  im plastischen Fall abhängig. Die im Allgemeinen höheren Werte von Härte und E-Modul keramischer Werkstoffe gegenüber Metallen führen entsprechend bei keramischen Paarungen bei gleicher Normalkraft zu einer geringeren wahren Kontaktfläche und bei gleicher Adhäsionsneigung zu einer verminderten Adhäsionskraft. Weiterhin wird die Bildung von Adhäsionsbindungen durch eine hohe Dichte freier Elektronen im Werkstoff begünstigt, wie es zum Beispiel bei Metallen der Fall ist. Entsprechend bewirkt eine geringe freie Elektronendichte von zum Beispiel Keramiken eine geringere Adhäsionsneigung. Befinden sich auf der Oberfläche der Kontaktpartner Schichten oder Zwischenstoffe wird die Entstehung von Adhäsionsbindungen zusätzlich gehemmt. Bei Gleitpaarungen reiner Metalle zeigten sich im Ultrahochvakuum teils deutlich höhere Reibungszahlen als an Normalatmosphäre [42]. Dies wurde bei Untersuchungen an Eisen/Eisen-Paarungen im Vakuum und unter Zugabe von Sauerstoff auf sich bildende Oxidschichten zurück geführt. Bei der Berechnung der Adhäsionskomponente  $\mu_a$  der Reibungszahl nach dem grenzflächenenergetischen Modell [43]

$$\mu_a = \frac{\tau_{s12}}{p_f} \left( 1 - 2 \frac{W_{12} \cdot \tan \epsilon}{\beta \cdot p_f} \right)^{-1} \quad (1.9)$$

fließen der Fließdruck  $p_f$ , die Scherfestigkeit der Grenzfläche  $\tau_{s12}$  und die Grenzflächenenergie zwischen den Kontaktpartnern  $W_{12}$  ein. Der Rauheitshügelradius  $\beta$  und der Kontaktwinkel  $\epsilon$  der sich berührenden Rauheitshügel beschreiben die Geometrie der Mikrokontakte.

Die Deformationskomponente der Reibkraft ergibt sich aus dissipativen Energieverlusten bei der plastischen Deformation der Rauheitshügel aufgrund der tangentialen Relativbewegung. Ein Ansatz zur Berechnung der aus der Verformung hervorgerufenen Reibungszahl  $\mu_d$  basiert auf einem energetisch plastischen Deformationsmodell [44]

$$\mu_d = \frac{A_R}{F_N} \tau_{\max} \cdot \left( 1 - 2 \frac{\ln(1 + \tau_{s12}/\tau_{\max}) - \tau_{s12}/\tau_{\max}}{\ln(1 - (\tau_{s12}/\tau_{\max})^2)} \right) \quad (1.10)$$

welches auf der wahren Kontaktfläche  $A_R$ , resultierenden Schubfestigkeit  $\tau_{\max}$  und der mittleren Scherfestigkeit der Grenzfläche  $\tau_{s12}$  beruht. Dabei sind diese Parameter stark von den Belastungsbedingungen, wie Normalkraft, Gleitgeschwindigkeit und Temperatur, sowie von Werkstoffeigenschaften, wie der Mikrostruktur und dem Verfestigungsverhalten, abhängig.

Die Furchungskomponente der Reibkraft wird durch zwei Mechanismen bestimmt. Einerseits kommt es aufgrund des Eindringens eines Rauheitshügels des härteren Körpers in den weichen Gegenkörper zur Gegenkörperfurchung. Andererseits kommt es zur Teilchenfurchung, wenn sich zwischen den Reibpartnern Hartstoffpartikel befinden. Im Fall spröder Werkstoffe, wie Keramiken, kommt es bei der Furchung zum Mikrobrechen an der Oberfläche. Hierbei kann die Reibungszahl der Furchung  $\mu_f$  nach einem bruchmechanischen Modellansatz berechnet werden [45]

$$\mu_f = C \cdot \frac{K_{Ic}^2}{E \cdot (H \cdot F_N)^{1/2}} \quad (1.11)$$

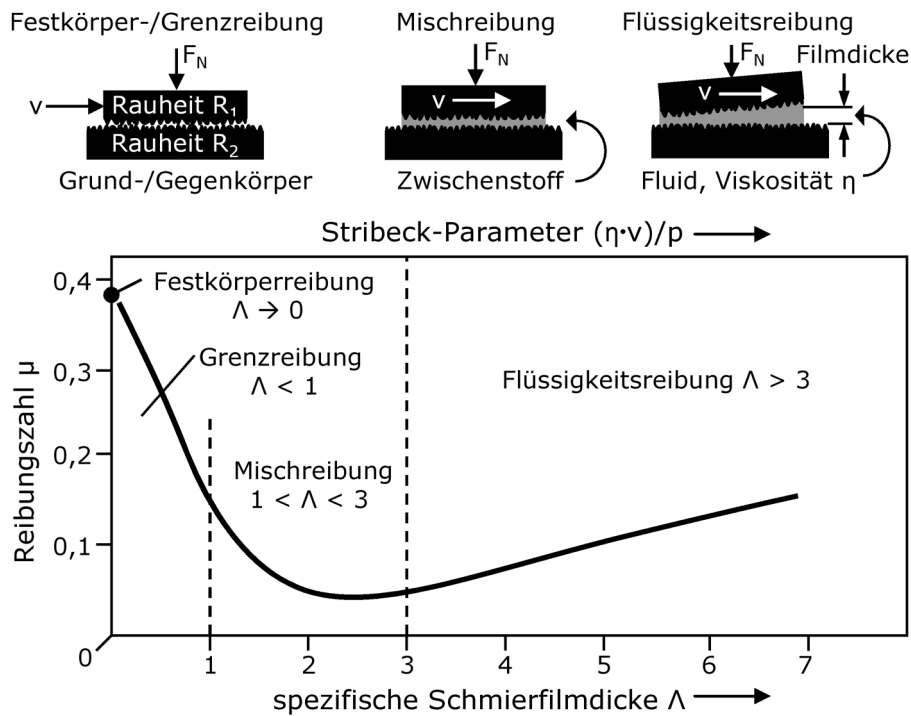
Die Reibungszahl ist hierbei von der Bruchzähigkeit  $K_{Ic}$ , dem Elastizitätsmodul  $E$ , der Härte  $H$  und der Normalkraft  $F_N$  abhängig. Bei dem Modellansatz zur Beschreibung des Beitrags der Teilchenfurchung an der Reibkraft ist das Verhältnis des Teilchendurchmessers zur Eindringtiefe in das Grundmaterial maßgeblich.

Mit Vorhandensein eines flüssigen Schmierstoffes im tribologischen Kontakt kann das Reibungsverhalten aus der minimalen Schmierfilmdicke  $h_0$  und der mittleren quadratischen Spitzenrauheit  $R_q$  beider Oberflächen durch Berechnung der spezifischen Schmierfilmdicke  $\Lambda$  [29]

$$\Lambda = \frac{h_0}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}} \quad (1.12)$$

abgeschätzt werden. Die Auftragung der Reibungszahl über der spezifischen Schmierfilmdicke zeigt dabei im Allgemeinen den in Bild 1.9 dargestellten Verlauf, der qualitativ mit dem Reibungszahlverlauf nach Stribeck, abhängig von  $(\eta \cdot v)/p$ , übereinstimmt. Bei geringen Werten von  $\Lambda < 1$ , d.h. im Bereich von Schmierfilmdicken in der Größe der Rauheit, kommt es zu hohen Reibungszahlwerten, die mit  $\Lambda \rightarrow 0$  weiter steigen. Bei Werten von  $\Lambda > 1$  steigt die Reibungszahl nach dem Durchlauf eines Minimums wieder langsam an. Dem in Bild 1.9 dargestellten Reibungszahlverlauf werden die folgenden, vorherrschenden Reibungszustände zugeordnet:

- $\Lambda \rightarrow 0$       Festkörperreibung: direkter Reibkontakt der Festkörperoberflächen
- $\Lambda < 1$       Grenzreibung:      Festkörperreibung, bei welcher die Festkörperoberfläche mit einer molekularen Grenzschrift bedeckt ist
- $1 < \Lambda < 3$     Mischreibung:      Kombination von Festkörper- und Flüssigkeitsreibung mit variierenden Anteilen
- $\Lambda > 3$       Flüssigkeitsreibung: Reibung in einem tragenden, vollständig trennenden Film durch Scherung der Flüssigkeit



**Bild 1.9:** Reibungszustände und Reibungsverlauf in Abhängigkeit der spezifischen Schmierfilmdicke nach [29].

### Grenzreibung:

Bei einer spezifischen Schmierfilmdicke  $\Lambda < 1$  kommt es zur Grenzreibung. Es befinden sich dabei nur geringste Mengen Schmierstoff zwischen den Oberflächen, so dass sich kein tragfähiger Schmierfilm ausbilden kann. Der tribologische Kontakt findet bei der Grenzreibung, ähnlich wie bei der Festkörperreibung, an den Mikrokontakten statt, welche jedoch im Gegensatz zur Festkörperreibung von einem molekularen Schmiermittelfilm bedeckt sind. Der Schmierstoff haftet aufgrund von Physisorption, Chemisorption oder tribochemischer Reaktion an der Wirkfläche. Bei der Physisorption haftet der Schmierstoff aufgrund von Adhäsion an der Oberfläche, zum Beispiel beim kovalent gebundenen Siliziumkarbid. Bei der Chemisorption werden Schmierstoffadditive mit polarem Charakter an der Oberfläche gebunden, was bei Metallen und beim ionisch gebundenen Aluminiumoxid auftritt. Hierbei haften Schichten, welche aufgrund von Chemisorption an der Oberfläche entstehen, stärker als physisorbierte Schichten. Wiederum stabiler als physisorbierte oder chemisorbierte Schichten sind tribologische Reaktionsschichten, welche sich erst unter hohem Druck und hoher Temperatur an den sich berührenden Mikrokontakten bilden. Die Bildung tribochemischer Schichten kann durch Reibungswärme induziert werden und ist abhängig vom Schmierstoff, von Additiven und dem Werkstoff.

### Mischreibung:

Mit zunehmender Schmierstoffmenge gelangt ein tribologisches System von der Grenz- in die

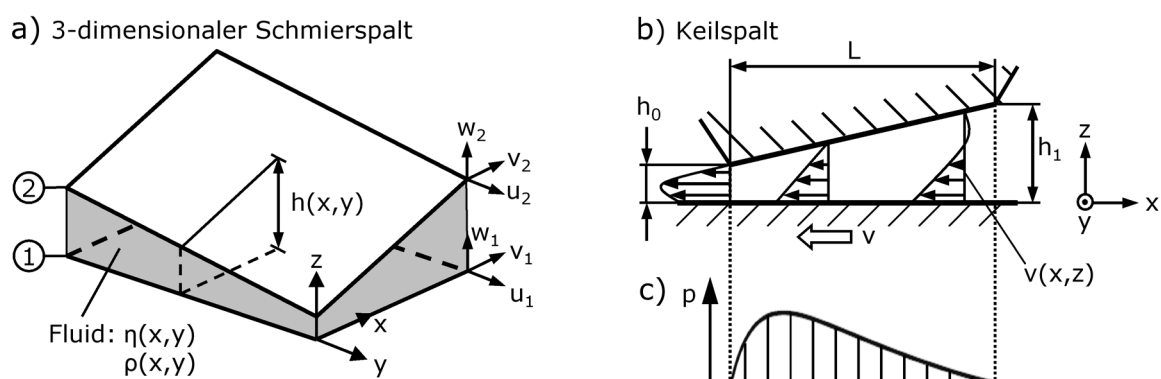
Mischreibung. Hierbei sind die Oberflächen nur teilweise durch den Schmierstoff getrennt, so dass es an Rauheitshügeln noch zu Festkörperkontakten kommt. Die bei der Relativbewegung der Oberflächen erzeugte Reibkraft entsteht einerseits aufgrund von Festkörper- bzw. Grenzreibung an den Mikrokontakten und andererseits durch Scherung im Schmierstoff.

### Flüssigkeitsreibung:

Ab einer spezifischen Schmierfilmdicke  $\Lambda > 3$  sind die gepaarten Oberflächen vollständig getrennt, so dass reine Flüssigkeitsreibung vorliegt. Unter der Voraussetzung eines sich keilförmig verjüngenden Schmierspalt zwischen den gepaarten Oberflächen bildet sich bei der Relativbewegung ein tragfähiger Schmierfilm aus. Dieses hydrodynamische Verhalten kann unter Verwendung der von O. Reynolds [39] entwickelten und nach ihm benannten Druckdifferentialgleichung beschrieben werden. Diese gilt unter der Voraussetzung, dass die Flüssigkeit inkompressibel ist, die Schmierspalthöhe wesentlich geringer als die Abmessung der Kontaktfläche ist, die Strömung laminar und tangential wesentlich größer als vertikal ist, ideal glatte Oberflächen vorliegen, Trägheitswirkungen im Fluid vernachlässigbar sind, ein über der Schmierspalthöhe  $h(x,y)$  konstanter Druck  $p(x,y)$  herrscht und das Fluid ohne Schlupf an den Oberflächen haftet. Für einen beliebigen 3-dimensionalen Schmierspalt (Bild 1.10a) ergibt sich die Druckdifferentialgleichung nach [29]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\rho \left[ \tilde{v} \frac{\partial h}{\partial x} + \tilde{u} \frac{\partial h}{\partial y} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right] \quad (1.13)$$

mit  $\tilde{v} = (v_1 + v_2)$ ,  $\tilde{u} = (u_1 + u_2)$  und  $\partial h / \partial t = (w_2 - w_1)$ , entsprechend den Gleitgeschwindigkeiten des Grundkörpers  $v_1$ ,  $u_1$ ,  $w_1$  bzw. des Gegenkörpers  $v_2$ ,  $u_2$ ,  $w_2$ . Neben den Gleitgeschwindigkeiten hängt die Druckverteilung  $p(x,y)$  von der Spaltgeometrie  $h(x,y)$  sowie der Dichte  $\rho(x,y)$  und der dynamischen Viskosität  $\eta(x,y)$  des Fluids ab. Aus der Druckdifferentialgleichung 1.13 zeigt sich, dass die Terme der tangential zur Oberfläche verlaufenden



**Bild 1.10:** (a) 3-dimensionaler Schmierspalt [29] sowie (b) Geschwindigkeits- und (c) Druckverteilung [46] am 2-dimensionalen Keilspalt.



Strömungen  $\tilde{v}$  und  $\tilde{u}$  nur für den Fall eines sich verjüngenden Schmierpaltes, d.h. mit  $dh/dx$  bzw.  $dh/dy > 0$ , einen positiven Beitrag zum Druckaufbau liefern.

Bei der vereinfachten Betrachtung eines Keilspaltes (Bild 1.10 b) ergibt sich die Schmierpalthöhe  $h$  mit den Spalthöhen am Ein- und Austritt  $h_1$  und  $h_0$  sowie der Spaltlänge  $L$  nach [46]

$$h(x) = h_0 + \frac{h_1 - h_0}{L} \cdot x \quad (1.14)$$

Die von der Schmierpalthöhe  $h = h(x)$  (Gl. 1.14), der Gleitgeschwindigkeit  $v = v(z=0)$  und der dynamischen Schmiermittelviskosität  $\eta$  abhängige Druckverteilung  $p(h)$  berechnet sich nach [46]

$$p(h) = p_0 + \frac{6\eta \cdot v \cdot L}{(h_1 - h_0)} \left[ \left( \frac{1}{h} - \frac{1}{h_0} \right) - \frac{h_0 \cdot h_1}{h_0 + h_1} \left( \frac{1}{h^2} - \frac{1}{h_0^2} \right) \right] \quad (1.15)$$

Das mit der Schmierpalthöhe  $h = h(x)$  (Gl. 1.14) und Strömungshöhe  $z$  variable Geschwindigkeitsfeld  $v(h,z)$  ergibt sich nach [46]

$$v(h, z) = v \cdot (z - h) \left[ \frac{1}{h} + 3z \left( -\frac{1}{h^2} + \frac{2}{h^3} \cdot \frac{h_0 \cdot h_1}{h_0 + h_1} \right) \right] \quad (1.16)$$

Die Druckverteilung  $p(x)$  für einen Umgebungsdruck  $p_0 = 0$  bzw. das Geschwindigkeitsfeld  $v(x,z)$  ist exemplarisch im Bild 1.10b, c dargestellt.

Mit der Integration des Drucks  $p(x)$  über der Kontaktfläche  $A$  wird die auf den oberen Körper wirkende vertikale Kraft  $F_Z$ , welche der durch eine äußere Belastung auftretenden Normalkraft  $F_N$  entgegengerichtet ist, in Abhängigkeit von der minimalen Schmierfilmdicke  $h_0$  und dem Konvergenzverhältnis der Spalthöhe  $K = h_1/h_0 - 1$  nach [46]

$$F_Z = \int dx dy (p - p_0) = \frac{\eta \cdot A \cdot L \cdot v}{h_0^2} \cdot C_Z \quad \text{mit} \quad C_Z = \frac{6}{K^2} \left[ \ln(K + 1) - \frac{2K}{K + 2} \right] \quad (1.17)$$

berechnet. Zur Vereinfachung wurde eine rechteckförmige Spaltgeometrie der Breite  $B$  und der Spaltlänge  $L$  mit der scheinbaren Kontaktfläche  $A = B \cdot L$  angenommen. Die horizontal in Gleitrichtung wirkende Kraftkomponente  $F_X$ , welcher die Reibungskraft  $F_R$  entgegenwirkt, wird durch [46]

$$F_X = \eta \int dx dy (\partial v / \partial z) = \frac{\eta \cdot A \cdot v}{h_0} \cdot C_X \quad \text{mit} \quad C_X = \frac{1}{K} \left[ 4 \ln(K + 1) - \frac{6K}{K + 2} \right] \quad (1.18)$$

berechnet. Die Reibungszahl  $\mu$ , als Quotient der horizontal wirkenden Kraft aus Gleichung 1.18 zur vertikalen Kraft aus Gleichung 1.17 bzw. der Reibungskraft  $F_R$  zur Normalkraft  $F_N$ , ergibt sich nach der Gleichung



$$\mu = \frac{F_X}{F_Z} = \frac{F_R}{F_N} = \frac{C_X}{C_Z} \cdot \frac{h_0}{L} \quad (1.19)$$

und ist proportional zur minimalen Schmierfilmdicke  $h_0$ . Unter der Annahme einer konstanten Normalkraft, die z.B. über Totgewichte aufgebracht wird, ist die Reibungszahl  $\mu$ , unter Verwendung von Gl. 1.18, mit

$$\mu = \frac{F_X}{F_N} = C_X \cdot \frac{\eta \cdot v}{F_N} \cdot \frac{A}{h_0} \quad (1.20)$$

umgekehrt proportional von der minimalen Schmierfilmdicke  $h_0$  abhängig.

## 1.4 Reibungsverhalten keramischer Paarungen bei Gleitbeanspruchung

Der Einsatz keramischer Komponenten ist vor allem in tribologisch hoch beanspruchten Gleitsystemen interessant, bei denen es zur Misch-, Grenz- oder Festkörperreibung kommt [9, 47–62].

### 1.4.1 Metall/Keramik-Paarungen

Der Vorteil von Metall-Keramik-Mischpaarungen gegenüber metallischen Selbstpaarungen ist der höhere Widerstand gegen Fressen, aufgrund der geringeren Adhäsionsneigung der Keramik. Durch die Mischpaarung soll der Nachteil einer geringen Toleranz gegenüber Einbau- und Fluchtungsfehlern von rein keramischen Paarungen kompensiert werden. Beim Einlauf passt sich durch Verschleiß der weichere metallische Gegenkörper der Keramik an. Signifikanten Einfluss auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von Metall-Keramik-Paarungen zeigten die Belastungsparameter als auch die Werkstoffpaarung.

Versuche im Vakuum [63] an Kugel-Scheibe-Paarungen wiesen im Fall einer keramischen Kugel gepaart mit einer metallischen Scheibe einen geringeren Verschleiß auf, als bei einer metallischen Kugel gepaart mit einer keramischen Scheibe. Ebenfalls im Vakuum durchgeführte Untersuchungen [52] im flächigen Stift-Scheibe-Kontakt zeigten, dass der Verschleiß des metallischen Stiftes durch Materialübertrag auf die Keramikscheibe deutlich anstieg. Dies wurde auf Adhäsion zurückgeführt, da es sich nach dem Materialübertrag quasi um eine metallische Selbstpaarung handelte. Bei Versuchen [55] an ungeschmierten 100Cr6/Keramik-Paarungen mit flächigem Kontakt zeigte sich ein Einfluss der Luftfeuchte auf das Reibungsverhalten. Unabhängig vom keramischen Reibpartner reduzierte sich die Reibungszahl bei Gleitgeschwindigkeiten  $< 4 \text{ m/s}$  mit Erhöhung der relativen Luftfeuchte zwischen 20 und 80 %. An WC-Co/Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>-Paarungen mit Kugel-Scheibe-Anordnung wurde der Einfluss von Luftfeuchte und Pressung untersucht [60]. Dabei reduzierten sich der Verschleiß und die Reibungszahl mit Erhöhung der Luftfeuchte, da es bei geringer Luftfeuchte zum abrasiven Verschleiß der WC-

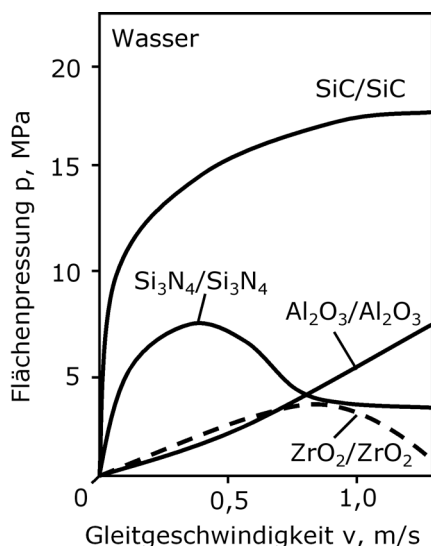
Co-Kugel und bei hoher Luftfeuchte zu tribochemischem Verschleiß kam. Weiterhin zeigte sich, dass der Einfluss der Luftfeuchte mit Erhöhung der Pressung verschwand.

Bei Versuchen [54] mit einsinnig laufenden, ölgeschmierten  $\text{Si}_3\text{N}_4$ -Kugeln gepaart mit Scheiben aus Gusseisen, Blei-Bronze, Aluminium oder gehärtetem Stahl trat ein in dieser Reihenfolge zunehmender Verschleiß der Paarung auf. Die Ursache war ein sichtbarer Materialübertrag des Metalls auf die Keramik. Im Falle des Stahls kam es zu einer deutlichen Schädigung der keramischen Wirkfläche verbunden mit einem hohen Verschleiß der Keramikugel und der Stahlscheibe. Im Vergleich dazu, war bei Versuchen mit Al-Bronze und Gusseisen der Verschleiß aufgrund einer stark eingeglätteten, keramischen Wirkfläche deutlich geringer. An mit Wasser geschmierten Stahl/ $\text{ZrO}_2$ -Paarungen in Kugel/Platte-Anordnung [48] wechselte der Verschleiß mit Erhöhung der Normalkraft bzw. Verringerung der Gleitgeschwindigkeit von einer Tief- in eine Hochlage. Hierbei kam es in der Hochlage zum Materialübertrag des Stahls auf die Keramik. Im Übergangsbereich kam es zum Mikrobrechen auf der keramischen Wirkfläche und in Folge der Bildung von Verschleißpartikeln zum abrasiven Verschleiß des Stahls. In der Verschleißtieflage waren die Wirkflächen der Kontaktpartner eingeglättet, wobei die Rauheitsspitzen des  $\text{ZrO}_2$  plastisch deformiert waren.

### 1.4.2 Keramik/Keramik-Paarungen

Keramische Werkstoffe besitzen aufgrund ihrer atomaren Struktur einen hohen Widerstand gegen Fressen und können bei höheren Temperaturen als Metalle und in korrosiven Flüssigkeiten eingesetzt werden. Bei einigen keramischen Selbstpaarungen, wie zum Beispiel SiC oder  $\text{Si}_3\text{N}_4$ , bilden sich bei Schmierung mit Wasser oder Alkoholen tribochemische Reaktionsschichten, die zu sehr geringen Reibungszahlen führen. Dies zeigte sich bei der Untersuchung von Selbstpaarungen aus SiC,  $\text{Si}_3\text{N}_4$ ,  $\text{ZrO}_2$  und  $\text{Al}_2\text{O}_3$  bei Wasserschmierung im flächigen Kontakt [50]. Hierbei ergab sich für jede Paarung ein charakteristischer Bereich, in Abhängigkeit von Pressung und Gleitgeschwindigkeit, in dem die Reibungszahl Werte  $< 0,03$  erreichte (Bild 1.11). Oberhalb einer kritischen Flächenpressung stieg die Reibungszahl teils stark an. Bei der SiC-Selbstpaarung erhöhte sich die kritische Flächenpressung mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit am stärksten. Dagegen wies die  $\text{ZrO}_2$ -Selbstpaarung das schlechteste Verhalten auf, da die kritische Flächenpressung bei hoher Geschwindigkeit wieder abfiel.

Sehr niedrige Reibungszahlen von SiC- bzw.  $\text{Si}_3\text{N}_4$ -Selbstpaarungen bei Schmierung mit Wasser wurden auch in anderen Untersuchungen festgestellt [57, 63–65]. Ursächlich für die niedrigen Reibungszahlen waren tribochemische  $\text{SiO}_x$ -Reaktionsschichten, welche sich nach der Einglättung der Oberflächen bildeten. Bei Versuchen [66] an mit Wasser geschmierten  $\text{Si}_3\text{N}_4$ - bzw. SiC-Selbstpaarungen mit Stift-Scheibe-Anordnung zeigte sich ein Übergang von abrasivem Verschleiß mit relativ hoher Verschleißrate während des Einlaufens, hin zu tribochemischem Verschleiß mit geringer Verschleißrate. Dabei wurden im Bereich des tribochemischen



**Bild 1.11:** Verlauf der kritischen Flächenpressung unterhalb der die Werte der Reibungszahl  $< 0,03$  waren abhängig von der Gleitgeschwindigkeit von keramischen Selbstpaarungen bei Schmierung mit Wasser [50].

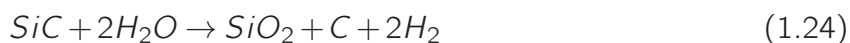
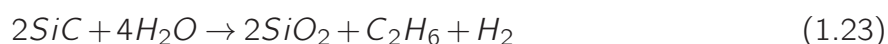
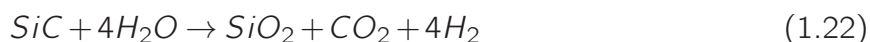
Verschleißes sehr geringe Reibungszahlen  $\mu < 0,03$  gemessen. Auch in Versuchen [56] an anderen, wassergeschmierten Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>-, SiC- und Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-Selbstpaarungen wurde tribochemischer Verschleiß festgestellt. Hierbei stieg die Reibungszahl der Paarungen in der Reihenfolge Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>, SiC und Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, wobei in der gleichen Reihenfolge der Verschleiß abnahm. Bei trocken laufenden SiC/ZrO<sub>2</sub>- und Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>/ZrO<sub>2</sub>-Paarungen war der Verschleiß im flächigen Kontakt durch Mikroabrasion geprägt, wobei Mikropflügen dominierte [61]. Hierbei stieg der Verschleiß bei der Paarung mit SiC mit zunehmender Normalkraft, während er sich bei Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> verringerte. In ungeschmierten Versuchen [49] an Aluminiumoxid-Keramiken ergab sich ein Zusammenhang zwischen dem Werkstoffgefüge sowie den daraus resultierenden Eigenschaften, wie Risszähigkeit, E-Modul und Härte, und dem Übergang von einer Verschleißhochlage in eine -tieflage. Durch das Einlegieren von HfO<sub>2</sub> in die Wirkfläche des Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-Substrates mittels Laserumschmelzen ließ sich der Verschleiß reduzieren.

### 1.4.3 Chemische Wechselwirkung zwischen Wasser und Keramik

Bei mediengeschmierten Gleitsystemen spielen Wasser oder wässrige Lösungen als Schmier- und Fördermittel häufig eine große Rolle. Dabei tritt Wasser mit vielen Werkstoffen, so auch mit Keramiken, in eine chemische Wechselwirkung. Einerseits können sich Adsorptionsschichten auf der Oberfläche der Keramik bilden und andererseits kann es zu Korrosion kommen. Die Korrosion wird in Verbindung mit Wasser durch Oxidation hervorgerufen. Diese kann passiv oder aktiv ablaufen [23]. Bei der passiven Oxidation bilden sich feste Reaktionsprodukte, die das Fortschreiten einer weiteren Oxidation stoppen. Bei der aktiven Oxidation kommt es zur Bildung gasförmiger Reaktionsprodukte, so dass immer neue Bereiche des Werkstoffes

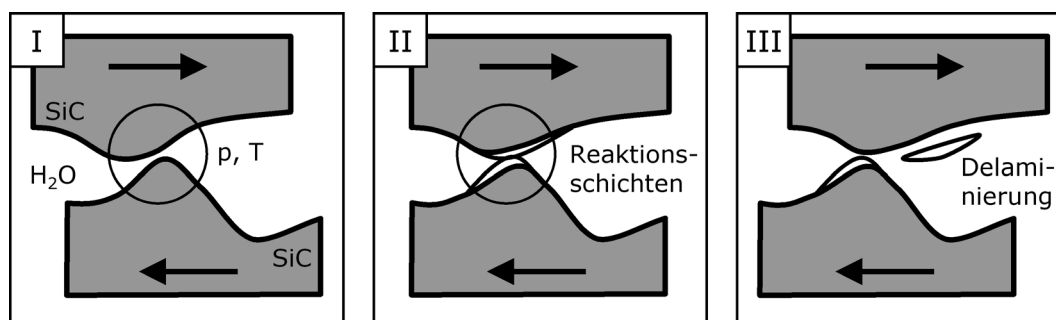
freigelegt werden, was die Oxidation ungehindert voran schreiten lässt. Hierbei spielt auch der pH-Wert einer wässrigen Lösung eine Rolle bei der Art und dem Ausmaß einer chemischen Wechselwirkung.

Neben der chemischen Korrosion eines Werkstoffes kann es im tribologischen Kontakt zur tribochemischen Korrosion kommen [53]. Diese wird meist durch eine hohe Temperatur und einen hohen Druck induziert, welche bei der Reibbeanspruchung sich berührender Rauheits-  
hügel entstehen. Dabei kommt es zur Reaktion zwischen der Schmierflüssigkeit bzw. ihr zu-  
gesetzter Additive und den Mikrokontakten der Festkörperoberfläche. Im wassergeschmierten  
Reibkontakt nichtoxidischer Keramiken, wie zum Beispiel Siliziumkarbid, wird diese Korrosion  
auch als hydrothermale Korrosion bezeichnet [67]. Diese tritt vorrangig bei Karbidkeramiken,  
aber auch bei Nitridkeramiken auf. Dabei entstehen neben festen oxidischen Reaktionspro-  
dukten auch gasförmige, wie zum Beispiel Methan ( $\text{CH}_4$ ) oder Ammoniak ( $\text{NH}_3$ ). Zwischen  
 $\text{SiC}$  und Wasser sind vier tribochemische Reaktionen möglich [67].



Untersuchungen zeigten eine hohe Abhängigkeit der einzelnen Beiträge der jeweiligen Reak-  
tion zur Gesamtkorrosion von der Temperatur, dem Druck und der Gleitgeschwindigkeit, und  
damit von der ins System eingebrachten Energie [67, 68].

Für die tribochemische Korrosion von  $\text{SiC}$  bei Vorhandensein von Wasser wurde ein dreistufi-  
ges Korrosionsmodell entwickelt [62]. Hiernach erfolgt in der ersten Stufe eine Anbindung von  
Wasser oder OH-Gruppen an das kristalline  $\text{SiC}$ -Grundmaterial über Wasserstoffbrückenbin-  
dungen. Die tribologische Beanspruchung führt im zweiten Schritt zur Bildung einer amorphen  
Grenzschicht und zur Temperaturerhöhung in der Wirkfläche. Dies induziert im dritten Schritt  
die chemische Reaktion, so dass es zur Korrosion der Oberfläche kommt. Dabei werden die  
gasförmigen und ein Teil der festen Reaktionsprodukte mit der Flüssigkeit abtransportiert.  
Ein anderer Teil der festen Reaktionsprodukte bildet Schichten auf der Wirkfläche, welche  
maßgeblichen Einfluss auf das Reibungsverhalten der Paarung ausüben. Unter zu hoher Scher-  
beanspruchung können diese Reaktionsschichten delaminieren (Bild 1.12), was zur Bildung  
von Verschleißpartikeln führt, welche wiederum abrasiven Verschleiß verursachen können.  
Saphir, welches aus chemischer Sicht Aluminiumoxid ist, hat nur eine geringe Korrosionsanfäl-



**Bild 1.12:** Schematische Darstellung der Entstehung und Ablösung tribochemischer Reaktionsschichten einer Wasser geschmierten SiC-Selbstpaarung nach [53].

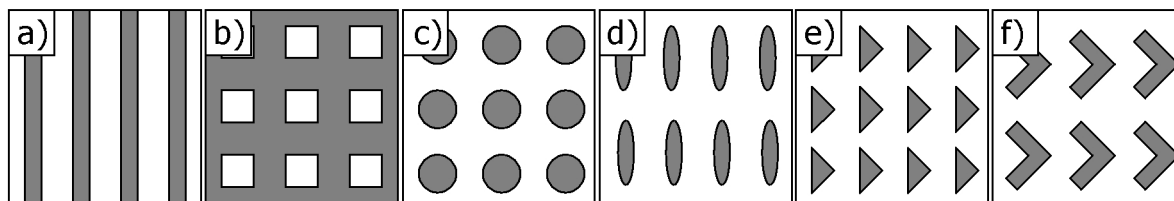
lichkeit in Verbindung mit Wasser. Auf polykristallinem Aluminiumoxid und Saphir bilden sich, bei Vorhandensein von Wasser und Temperaturen  $<100\text{ }^{\circ}\text{C}$ , Trihydroxid-Schichten der Form  $\text{Al}(\text{OH})_3$ , deren Hauptvertreter Gibbsite oder Bayerite sind [23]. Diese Hydroxid-Schichten sind lagenförmig aufgebaut, mit nur geringen Bindungsenergien zwischen den einzelnen Lagen. Der Unterschied von Gibbsiten und Bayeriten liegt in der Stapelfolge der Lagen, die an sich aber den gleichen Aufbau aufweisen. Ein größeres Problem bei Aluminiumoxid ist die Korngrenzenkorrosion, die besonders schnell voranschreitet. Diese Korrosionsform tritt jedoch nicht bei Saphir auf, da es sich um einen monokristallinen Werkstoff handelt. Bei der Korngrenzenkorrosion sind die herstellungsbedingten Verunreinigungen bzw. Sinteradditive ausschlaggebend, welche sich vorrangig an den Korngrenzen des  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -Gefüges anlagern. Besonders kritisch wirkt dabei  $\text{SiO}_2$ , welches im Wasser um Größenordnungen korrosionsanfälliger ist als die  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -Matrix und einen Film an den Korngrenzen des  $\text{Al}_2\text{O}_3$  bildet [23]. Beim  $\text{SiO}_2$  kommt es zur Auflösung der Si-O-Bindungen aufgrund von Hydrolyse. Das Voranschreiten der Korrosion erfolgt entlang der teilkristallinen bzw. amorphen Schicht an den Korngrenzen, aufgrund der schlechten Vernetzung innerhalb des  $\text{SiO}_4$ -Tetraeder-Netzwerkes, so dass sich ganze Körner aus der Aluminiumoxid-Matrix lösen können.

## 1.5 Mikrotexturierung

Bekanntermaßen hat die Beschaffenheit der Oberflächen im tribologischen Kontakt der gepaarten Körper einen signifikanten Einfluss auf das Reibungs- und Verschleißverhalten [10, 69–72]. Durch geeignete Fertigungsverfahren kann auf den Wirkflächen eine definierte Rauheitscharakteristik eingestellt werden, so dass hiermit die Reibung und der Verschleiß von Paarungen gezielt beeinflusst wird. Ein Beispiel ist das Honnen von Zylinderlaufbahnen in Verbrennungsmotoren, bei dem die erzeugte, riefenförmige Oberflächentopographie beim Übergleiten durch die Kolbenringe als Schmierstoffreservoir wirkt. Moderne Mikrofertigungsverfahren, wie die Laserstrahlablation, ermöglichen das Einbringen definierter Mikrotexturen in die Wirkfläche von Bauteilen.

### 1.5.1 Arten und Herstellungsverfahren von Mikrotexturen

Abhängig vom tribologischen System und den erforderlichen Eigenschaften haben sich unterschiedliche Mikrotexturen als vorteilhaft erwiesen. Für geschmierte Friktionssysteme, wie zum Beispiel nasslaufende Lamellenkupplungen, bei denen eine möglichst hohe Reibungszahl bei geringem Verschleiß wünschenswert ist, erwiesen sich parallele und gekreuzte Mikro-Kanäle (Bild 1.13a, b) als günstig [73–75]. In geschmierten Gleitsystemen, bei denen eine niedrige Reibungszahl und ein geringer Verschleiß angestrebt werden, zeigten Mikrotexturen (Bild 1.13c-f) mit runden, ovalen [76–80] oder auch pfeilförmigen Vertiefungen [78] eine positive Wirkung auf das Reibungs- und Verschleißverhalten.



**Bild 1.13:** Schematische Darstellung deterministischer Texturarten mit (a) parallelen und (b) gekreuzten Kanälen sowie (c) runden, (d) ovalen, (e) dreieckigen und (f) pfeilförmigen Vertiefungen.

Zur Herstellung von mikrotexturierten Wirkflächen im Labormaßstab aber auch für industrielle Anwendungen kommen häufig lasergestützte Verfahren zum Einsatz [76, 81–83]. Die Vorteile der Laserstrahlbearbeitung liegen in der hohen Flexibilität, z.B. hinsichtlich der Texturgeometrie, wobei sich mit einem meist rotationssymmetrischen Laserstrahl, mit einem Durchmesser im  $\mu\text{m}$ -Bereich, komplexe zweidimensionale und einfache dreidimensionale Mikrotexturen erzeugen lassen. Ein weiterer Vorteil der Laserstrahlung ist die Bearbeitbarkeit eines breiten Spektrums an Materialien, wie Polymere, Metalle oder Keramiken. Durch Variation der Laserwellenlänge, von ultraviolett bis infrarot, ist auch die Bearbeitung optisch transparenter Materialien möglich. Beim Einsatz von gütegeschalteten Laserstrahlquellen erfolgt der Materialabtrag durch Sublimation, so dass sich nur eine geringe Wärmeeinflusszone im Werkstoff ergibt. Nachteil der Laserstrahlfertigung sind die im Vergleich zu konventionellen, mechanischen Mikrofertigungsverfahren relativ hohen Investitionskosten.

Der zunehmende Trend zum Einsatz mikrotexturierter Wirkflächen führte zur Entwicklung einer Vielzahl weiterer Mikro-Fertigungsverfahren, welche abhängig vom Werkstoff, der zu erzeugenden Geometrie bzw. der erforderlichen Stückzahl Anwendung finden. Die Tabelle 1.3 zeigt nach [84] eine Einteilung und einen qualitativen Vergleich verschiedener Fertigungsverfahren hinsichtlich diverser Produktionsmerkmale, wie der Flexibilität im Bezug auf die Texturgeometrie und den Werkstoff, die Eignung zur Einzel- oder Massenfertigung sowie der erreichbaren Oberflächenqualität.

	Geometrie- komplexität	Material- diversität	Einzel- fertigung	Massen- produktion	Oberflächen- qualität
Laser-/Ionenstrahl	0	+	+	-	0
Ur-/umformend	0	0	-	+	0
Mechanisch	+	0	+	0	+
Elektrochemisch	+	0	+	-	0
Lithographisch	-	-	-	+	+

**Tabelle 1.3:** Qualitativer Vergleich der Hauptgruppen von Mikro-Fertigungsverfahren (+ gut, 0 mäßig, - schlecht, nach [84]).

Mit ur- und umformenden Mikro-Fertigungsverfahren lassen sich viele Materialien, wie Metalle, Kunststoffe und zum Teil Keramiken, in großen Stückzahlen kostengünstig bearbeiten. Hierzu zählen Verfahren wie Gießen oder Prägen [4, 85, 86]. Bei der Herstellung keramischer Werkstücke konnten über ein Stempelwerkzeug kanalartige Strukturen in den noch ungesinterten Grünling eingebracht werden [87, 88]. Zu den mechanischen Mikro-Fertigungsverfahren gehören einerseits Verfahren mit geometrisch bestimmter Schneide wie Mikro-Fräsen, -Drehen und -Bohren [89–92], und andererseits mit Hartstoffpartikeln abtragende Verfahren, wie Ultraschall- und Abrasivstrahl-Verfahren [93–95]. Zu den strahlabtragenden Verfahren werden neben der bereits näher betrachteten Laserstrahlablation auch Ionenstrahl-Verfahren [96] gezählt. Mit abtragenden, elektrochemischen Mikro-Fertigungsverfahren, wie zum Beispiel dem Mikro-Funkenerodieren [97, 98], ist die bearbeitbare Materialpalette aufgrund der verfahrenstechnisch benötigten elektrischen Leitfähigkeit eingeschränkt. Masken-Lithographie-Verfahren, welche ursprünglich aus der Halbleiterindustrie stammen, kommen in Kombination mit Ätzverfahren zum Einsatz. Dabei werden die nicht zu texturierenden Bereiche durch eine Deckschicht gegen den Ätzangriff geschützt. Mit dieser Verfahrensvariante können glatte Oberflächen im Grund des texturierten Bereichs realisiert werden [99, 100]. Allerdings sind Masken-Lithographie-Verfahren mit sehr hohen Investitionskosten verbunden, sehr unflexibel hinsichtlich der Texturgeometrie und es lassen sich in der Regel nur einfache Texturmuster erzeugen.

### 1.5.2 Wirkung deterministischer Mikrotexturen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten

Verschiedene wissenschaftliche Untersuchungen befassten sich mit dem Einfluss von Näpftexturen, mit meist runden Näpftchen, auf das Reibungs- und Verschleißverhalten [74, 77, 82, 101–115]. Bei diesen experimentellen Untersuchungen wurden in den meisten Fällen positive Textureffekte festgestellt, hinsichtlich einer

- Erhöhung der Tragfähigkeit [79, 100, 113, 116],
- Reduzierung der Übergangsgeschwindigkeit in die Mischreibung [77],



- Reduzierung der Reibungszahl bei Flüssigkeitsreibung [83, 113, 117] sowie
- Verringerung der Reibungszahl bei Mischreibung [13, 82, 103, 104, 115]

Hierbei ergab sich jedoch eine signifikante Abhängigkeit der Texturwirkung von den Texturparametern, dem Reibungszustand, der Bewegungsart, der Kontakt- und der Spaltgeometrie. Aus diesem Grund sind unterschiedliche Arbeiten untereinander nur schwer vergleichbar.

Bei Untersuchungen an mit Wasser geschmierten und mit runden Nöpfchen texturierten SiC-Gleitlagern war eine texturbedingte Erhöhung der Tragfähigkeit stark vom Verhältnis von Tiefe zu Durchmesser der Nöpfchen abhängig [118]. Eine Textur mit 350 µm Nöpfchendurchmesser, 3,2 µm Tiefe und 5 % Flächenanteil erhöhte die Tragfähigkeit am stärksten, wobei der 2,5-fache Wert wie im untexturierten Fall erreicht wurde. Eine Textur aus großen, runden Nöpfchen und zusätzlich kleineren, in den Zwischenräumen liegenden Nöpfchen, erhöhte die Tragfähigkeit stärker, als eine Textur mit einem einheitlichen Nöpfchendurchmesser, bei gleichem texturierten Flächenanteil [100].

Bei Wasser geschmierten Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>-Gleitlagern wurde die Reibungszahl durch den Einsatz einer Wirkflächentextur mit runden Nöpfchen vor allem bei geringen Gleitgeschwindigkeiten bzw. höheren Normalkräften deutlich reduziert [119]. Dies wurde auf die Aufnahme loser Verschleißpartikel aus der Kontaktzone zurückgeführt. Bei Versuchen mit Öl geschmierten Stahl/Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>-Paarungen erwies sich eine Textur mit runden Nöpfchen mit 40 µm Durchmesser und 15 % Flächenanteil als besonders günstig für das Reibungsverhalten [120]. Hierbei dienten die Nöpfchen als Schmiermittelreservoir, wobei sich bei texturierten Flächenanteilen von über 30 % die Reibungszahl texturbedingt, aufgrund der steigenden Flächenpressung, wieder erhöhte.

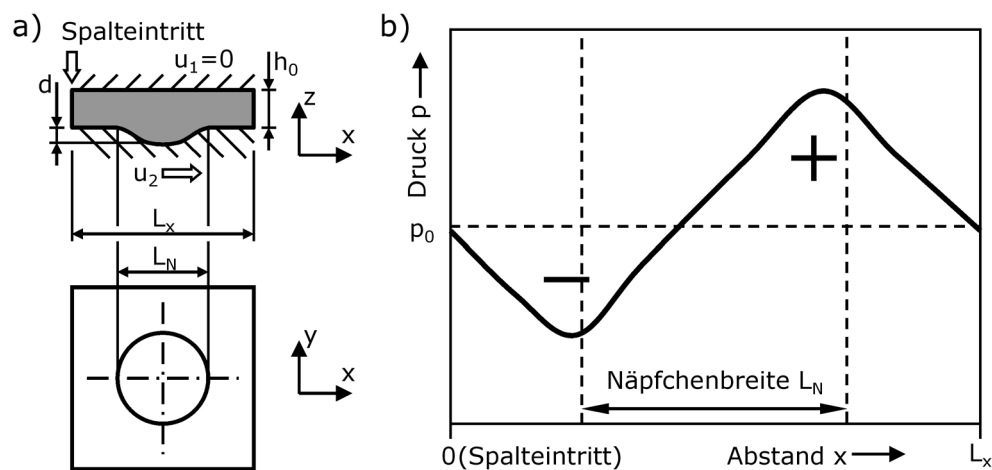
Versuche an mit runden Nöpfchen texturierten Kolbenringen zeigten eine Erhöhung der Schmierfilmdicke im Vergleich zum untexturierten Fall im wassergeschmierten, einsinnigen Gleitkontakt [121] bzw. eine Reduzierung der Reibungszahl um bis zu 25 % bei mit Öl geschmierter, reversierender Gleitung [13]. Bei Stahl-Paarungen im ölgeschmierten, reversierend gleitenden Zylinder/Platte-Kontakt erwies sich eine mit pfeilförmigen Nöpfchen texturierte Platte als besonders vorteilhaft für die Erhöhung der Schmierfilmdicke, verglichen mit runden oder ovalen Nöpfchen [78]. Hierbei war bei texturierten Flächenanteilen unter 11 % kein signifikanter Textureffekt messbar. Im Bereich der elastohydrodynamischen Ölschmierung zeigte sich bei reversierender Gleitbewegung eine Erhöhung der Schmierfilmdicke durch den Einsatz einer Textur mit runden Nöpfchen [80, 122], die als Schmiermittelreservoir im Kontakt wirkten.

Bei Versuchen an ölgeschmierten, mit runden Nöpfchen texturierten Stahl-Paarungen im Kugel/Platte-Kontakt war der optimale Nöpfchendurchmesser von der Schmierölviskosität abhängig [83]. Bei Schmierung mit einem hoch viskosen Öl senkten Nöpfchen mit 8 % texturierten Flächenanteil, 25 µm Nöpfchentiefe und 35 µm Durchmesser die Reibungszahl am stärksten. Im Fall der Schmierung mit einem niedrig viskosen Öl war die Reibungszahlredukti-



on mit Nöpfchen mit 30 % texturiertem Flächenanteil, 10  $\mu\text{m}$  Tiefe und 50  $\mu\text{m}$  Durchmesser größer.

Anhand numerischer Strömungssimulationen (CFD, computational fluid dynamics) wurde der Einfluss eines runden Nöpfchens auf den Strömungs- und Druckverlauf im Schmier-spalt berechnet [123] (Bild 1.14). Aufgrund des hohen Rechenaufwands sind diese Simulationen derzeit noch auf einzelne bis wenige Nöpfchen beschränkt bzw. werden nur für ein charakteristisches Volumenelement mit definierten Randbedingungen durchgeführt (Bild 1.14a). Hierbei zeigte sich im Flüssigkeitsfilm aufgrund des Nöpfchens, ausgehend vom Außendruck  $p_0$  des Volumenelements, ein Druckabfall nahe der Nöpfchenkante am Spalteintritt und eine Druckerhöhung der dem Spaltaustritt zugewandten Nöpfchenkante (Bild 1.14b). Dabei kam es zu einer Erhöhung der Tragfähigkeit, für den Fall, dass der über das gesamte Texturelement gemittelte Druck größer als der Umgebungsdruck war.



**Bild 1.14:** (a) Schematische Darstellung eines Volumenelements einer CFD-Simulation und (b) berechneter Druckverlauf in der Mitte des Volumenelements bei  $h_0/d = 0,1$  und  $u_2 = 1 \text{ m/s}$  [123].

Anhand von CFD-Simulationen konnten verschiedene Wirkmechanismen mikrotexturierter Wirkflächen bei Flüssigkeitsreibung identifiziert werden [112, 124–128]:

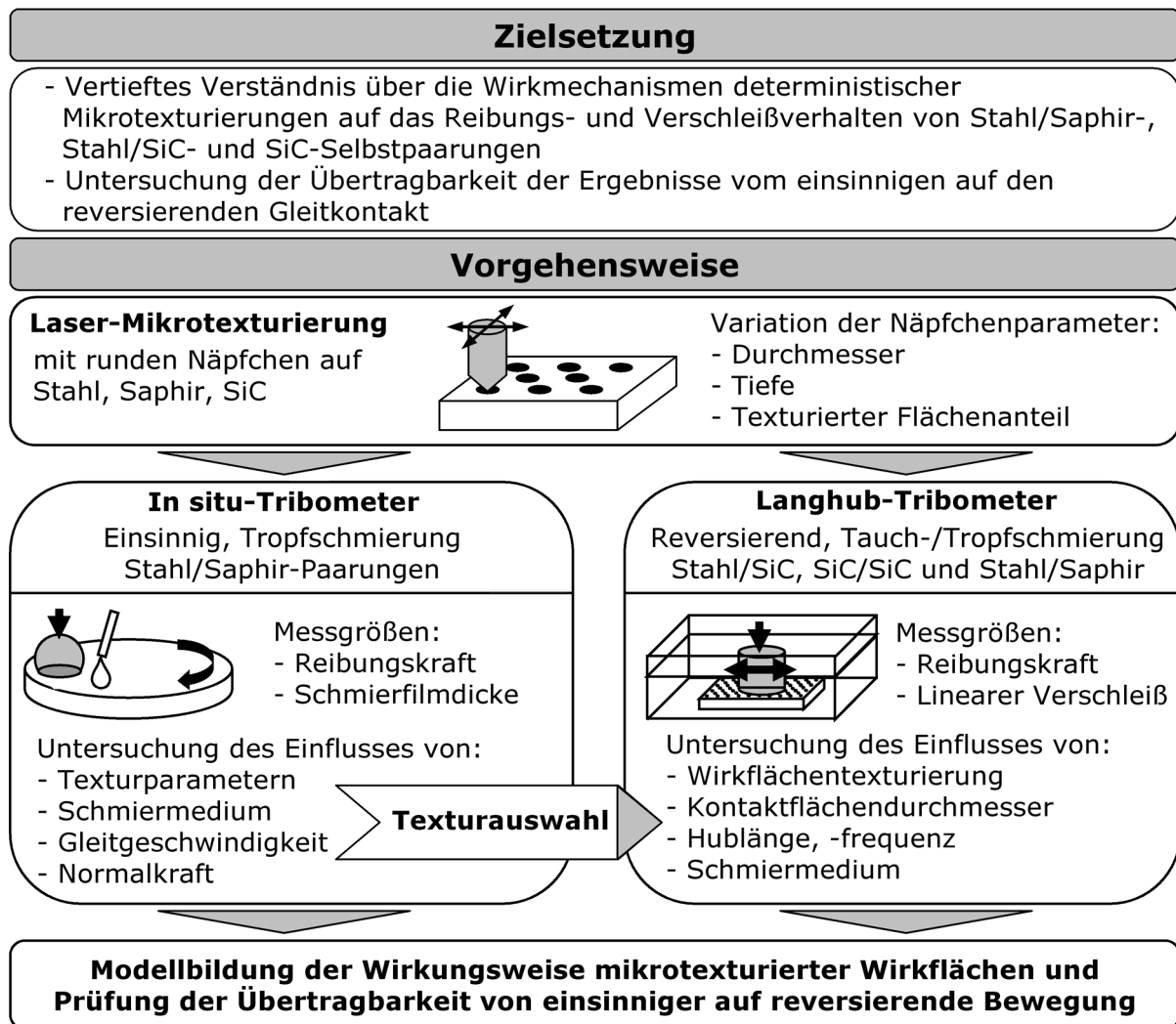
- Drucksteigerung mit einem Maximum am Nöpfchenaustritt  
⇒ Steigerung der Tragfähigkeit [112, 124, 125, 127]
- Reduzierung des viskosen Scherwiderstandes innerhalb des Nöpfchens  
⇒ Reduzierung der Reibungszahl [124, 125, 127]
- Kavitation aufgrund des Druckabfalls am Nöpfcheneintritt  
⇒ Reduzierung der Reibungszahl [124, 125, 128]
- Steigerung des Schmiermittelzuflusses aufgrund einer unterdruckbedingten Sogwirkung  
⇒ Steigerung der Tragfähigkeit [125, 126]

- Schmiermittelfluss aus dem Nöpfchen in den Schmier spalt aufgrund elastischer Deformation der Nöpfchenkanten und damit Verringerung des Nöpfchenvolumens  
⇒ Steigerung der Tragfähigkeit [126]

Es zeigte sich, dass die texturbedingte Erhöhung der Tragfähigkeit mit Verringerung des Konvergenzverhältnisses  $K$  im Keilspalt begünstigt wurde. Bei hohen Konvergenzverhältnissen  $K > 0,1 \dots 1$  kam es dagegen zu einer Reduzierung der Tragfähigkeit im texturierten Fall, verglichen mit dem untexturierten [124, 125]. Beim Vergleich von Nöpfchen mit verschiedenen, trapezförmigen oder dreieckigen Querschnittsformen war die Netto-Drucksteigerung bei Nöpfchen mit geringen Flankenwinkel am Nöpfchenaustritt größer, als bei Nöpfchen mit einem großen Winkel [126]. Weiterhin erhöhte sich die Tragfähigkeit und die Reibungszahl reduzierte sich mit steigendem texturierten Flächenanteil, wobei sich ein Optimum in Abhängigkeit von Nöpfchentiefe  $d$  zur minimalen Schmierfilmdicke  $h_0$  bei einem Wert von  $d/h_0 = 0,8 \dots 2$  ergab [127].

### 1.6 Zielsetzung und Vorgehensweise

Dem Potential mediengeschmierter Gleitsysteme hinsichtlich ökonomischer und ökologischer Vorteile, im Vergleich zu Systemen mit einer separaten Ölschmierung, stehen hohe tribologische Anforderungen gegenüber. Beim Einsatz von hermetisch dichten Systemen liegen häufig niedrig viskose Flüssigkeiten vor, die den Aufbau eines tragfähigen Schmierfilms erschweren. Bei ungünstigen Betriebsbedingungen, wie zum Beispiel bei niedriger Gleitgeschwindigkeit beim Anfahren oder bei reversierender Gleitbewegung, können eine hohe Reibungszahl und ein hoher Verschleiß auftreten, so dass Funktionsfähigkeit bzw. Lebensdauer nachteilig beeinträchtigt werden. In der vorliegenden Arbeit wurden Wege untersucht, wie das Reibungs- und Verschleißverhalten mediengeschmierter Gleitsysteme bei einsinniger oder reversierender Gleitbeanspruchung, durch den Einsatz einer in die Wirkfläche von keramischen Komponenten lasergestützt eingebrachten Mikrotexturierung, günstig beeinflusst werden können. Die durchgeführten Untersuchungen fanden im Rahmen des Sonderforschungsbereichs 483 (SFB 483) „Hochbeanspruchte Gleit- und Friktionssysteme auf Basis ingenieurkeramischer Werkstoffe“ im Teilprojekt B3 statt. Angelehnt an den Nocken/Gleitschuh-Kontakt eines Demonstratorsystems „Hochdruckpumpe für Ottokraftstoff“ des Teilprojektes A4 des SFB 483 wurden innerhalb dieser Arbeit Modellversuche mit deterministischen Mikrotexturen mit kreisförmigen Nöpfchen durchgeführt. Das Ziel lag in der Aufklärung der Wirkmechanismen der Mikrotexturen sowie der Entwicklung eines systemspezifischen Wirkflächendesigns (Bild 1.15). Bei den Versuchen kamen zwei verschiedene Tribometer mit flächigem Pellet/Scheibe- bzw. Pellet/Platte-Kontakt zum Einsatz. In einem einsinnig laufenden „In situ-Tribometer“ wurde der Einfluss von Texturparametern an 100Cr6/Saphir-Paarungen bei niedriger Last und



**Bild 1.15:** Schematische Darstellung der Zielsetzung und Vorgehensweise zur Untersuchung des Einflusses von runden Nöpfchen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von Stahl/Saphir-, Stahl/SiC- und SiC-Selbstpaarungen im geschmierten, einsinnigen oder reversierenden Gleitkontakt.

der Variation der Schmierstoffviskosität über mehrere Größenordnungen an Glycerin-Wasser-Gemischen, Mineralölen und Isooktan untersucht. Dabei wurde die Reibungskraft und die Schmierfilmdicke hochauflösend gemessen sowie die Entwicklung des Schmierfilms im Kontaktbereich über ein digitales Kamerasystem während des Versuchs in situ verfolgt.

In einem „Langhub-Tribometer“ wurden Versuche im reversierenden Gleitkontakt durchgeführt. In einer ersten Versuchsreihe wurde das Reibungsverhalten von 100Cr6/Saphir-Paarungen mit ausgesuchten Texturen untersucht, wobei eine zum „In situ-Tribometer“ vergleichbare Normalkraft und Gleitgeschwindigkeit verwendet wurden. Daraus wurden Modelle zur Übertragbarkeit des Reibungsverhaltens vom einsinnigen auf den reversierenden Gleitkontakt entwickelt. In einer weiteren Versuchsreihe wurde der Einfluss einer Standardtextur auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von 100Cr6/SiC-Paarungen bzw. SiC-Selbstpaarungen bei hoher Belastung und der Variation verschiedener Systemparameter, wie Hublänge, Hubfre-

quenz und Kontaktfläche, untersucht. Die bei diesen Versuchen verwendeten Pressungen und Gleitgeschwindigkeiten orientierten sich am im Teilprojekt A4 „Hochdruckpumpe für Ottokraftstoff“ des SFB 483 entwickelten Demonstratorsystem. Als Schmierstoffe kamen die niedrig viskosen Flüssigkeiten Isooktan, als Modellstoff für Ottokraftstoff, und destilliertes Wasser als Referenz zum Einsatz.

## 2 Versuchsmaterialien und experimentelle Methoden

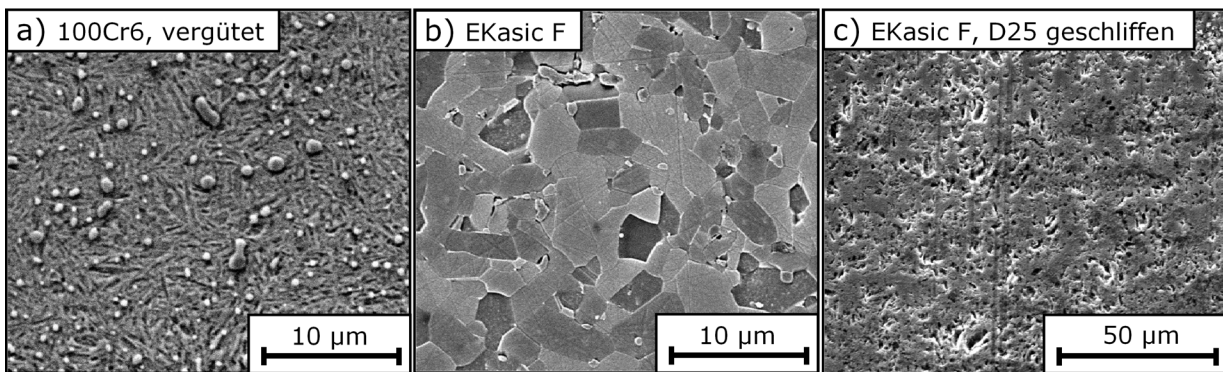
### 2.1 Versuchswerkstoffe

Tribologische Paarungen wurden in der vorliegenden Arbeit in der Form von Stahl-Keramik-Mischpaarungen sowie keramischer Selbstpaarungen untersucht. In den Versuchen wurden als keramische Materialien die kommerziell verfügbare, drucklos gesinterte Siliziumkarbid-Keramik SSiC mit dem Handelsnamen EKasic F (Fa. ESK Ceramics) und einkristallines Aluminiumoxid  $\text{Al}_2\text{O}_3$  (Fa. GWI Sapphire), auch als synthetischer Saphir bezeichnet, verwendet. Als Stahl wurde 100Cr6 (1.3505) im vergüteten Zustand (Fa. KGM) eingesetzt. Ausgewählte physikalische Eigenschaften der verwendeten Werkstoffe sind in Tabelle 2.1 dargestellt.

Werkstoff Bezeichnung	SSiC <b>EKasic F</b>	$\text{Al}_2\text{O}_3$ <b>Saphir</b>	Stahl, vergütet <b>100Cr6</b>
Dichte $\rho$ , $10^3 \text{ kg/m}^3$	3,18*	3,98	7,84
Vickershärte HV 0,5	2640*	1870*	-
Vickershärte HV 30	-	-	790*
E-Modul E, GPa	430	350	212
Wärmeleitfähigkeit $\lambda$ , $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$	130	40	33

**Tabelle 2.1:** Eigenschaftskennwerte verwendeter Materialien nach Herstellerangaben bzw. nach Messung am Institut für Werkstoffkunde II des Karlsruher Instituts für Technologie (mit \* gekennzeichnet).

Die beiden keramischen Werkstoffe zeichneten sich durch eine hohe Härte mit 2640 HV0,5 für EKasic F bzw. 1870 HV0,5 für Saphir (gemessen mit Mikrohärtprüfer Fa. Shimadzu, Typ HMV2000) gegenüber dem gehärteten Stahl aus, der eine Härte von 790 HV30 (gemessen mit Härteprüfer Fa. Zwick, Typ 3212-002) aufwies. Bild 2.1a zeigt rasterelektronenmikroskopische (REM) Aufnahmen des angeätzten Gefüges des 100Cr6-Stahls, der in der martensitischen Matrix eingebettete Chrom-Karbide mit einer mittleren Größe von etwa  $1 \mu\text{m}$  aufwies. Die REM-Aufnahme der EKasic F-Keramik (Bild 2.1b) zeigt das angeätzte Gefüge, mit einer mittleren Korngröße von 3 bis  $5 \mu\text{m}$ . Die verwendeten Saphir-Proben wurden mit der  $\{0001\}$ -Ebene parallel zur Oberfläche eingesetzt. Diese Kristallorientierung ermöglichte den doppelbrechungsfreien Durchgang eines optischen Strahls durch die verwendeten Saphir-Scheiben.



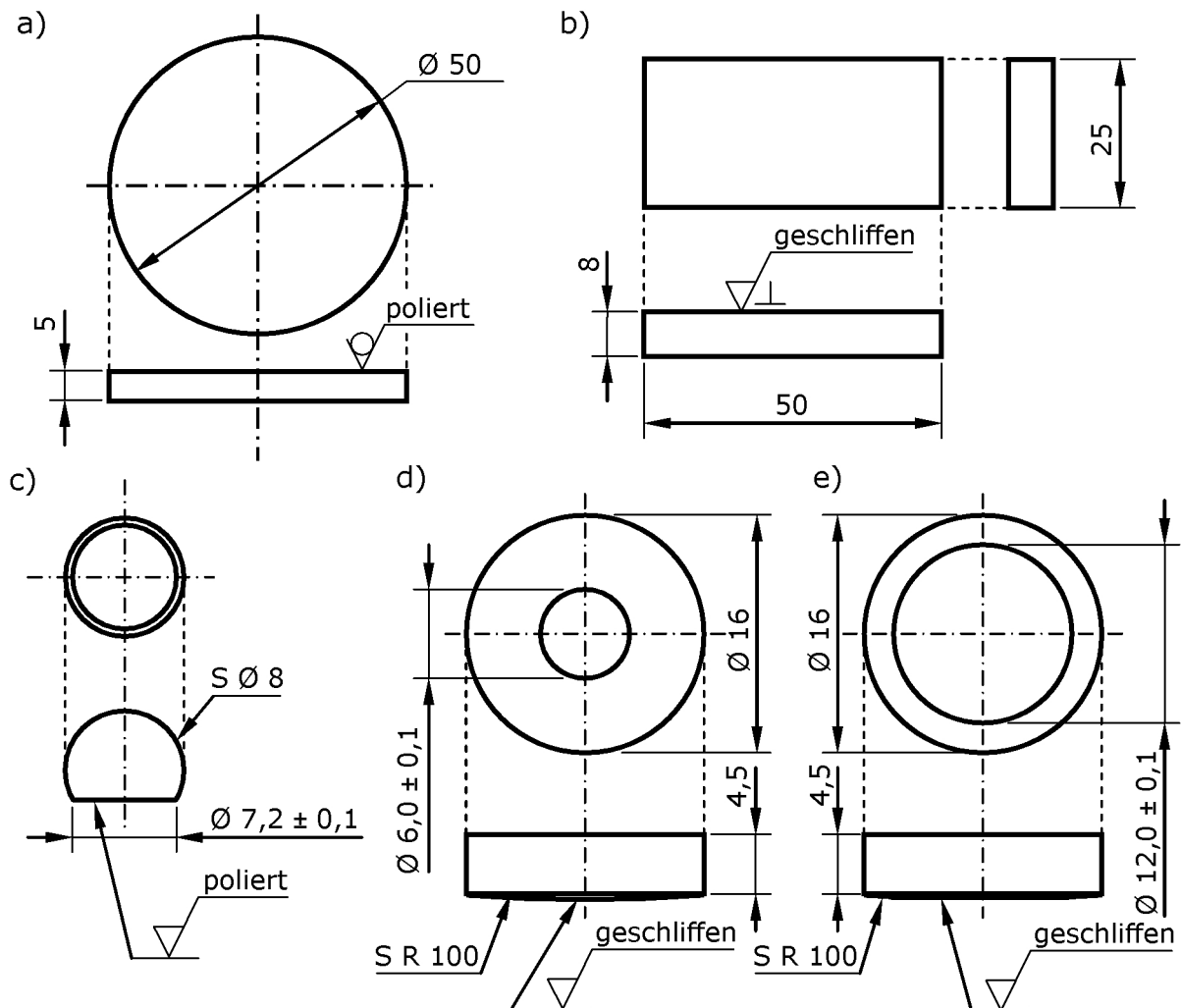
**Bild 2.1:** Rasterelektronenmikroskopische Aufnahmen der geätzten Gefüge (a) des vergüteten Stahls 100Cr6, (b) der SiC-Keramik (EKasic F) und (c) Wirkfläche des EKasic F nach dem D25-Schleifen.

## 2.2 Probenbearbeitung

### 2.2.1 Probengeometrie und Hartbearbeitung

Die tribologischen Versuche wurden im flächigen Kontakt mit den Paarungen Pellet/ Scheibe bzw. Pellet/ Platte durchgeführt. Hierfür kamen Platten (Bild 2.2b) aus EKasic F mit den Abmessungen  $(50 \times 25 \times 8) \text{ mm}^3$  und Scheiben aus Saphir (Bild 2.2a) mit  $(\varnothing 50 \times 5) \text{ mm}^3$  zum Einsatz. Die Pellets waren kugelförmig (Bild 2.2c) oder zylindrisch mit einer sphärischen Stirnfläche (Bild 2.2d, e) und wurden mittels Feinschleifen mit einer kreisrunden, planen Kontaktfläche versehen. Bei den Stahl-Keramik-Versuchen wurden 100Cr6-Pellets eingesetzt. Bei den Versuchen in Selbstpaarung waren Pellet und Platte aus dem gleichen Material. Die Saphir-Scheiben (Bild 2.2a) wurden im polierten Anlieferungszustand mit einem mittleren Rauheitskennwert  $R_a = 0,01 \mu\text{m}$  verwendet. Jede Scheibe wurde an zwölf gleichmäßig am Umfang verteilten Positionen in ihrer Höhe vermessen. Es wurden nur Scheiben mit einer Höhenabweichung von  $\leq \pm 1 \mu\text{m}$  verwendet.

Die Bearbeitung der EKasic F-Platten (Bild 2.2b) erfolgte auf einer Präzisions-Flachschleifmaschine (Fa. G&N Genauigkeits Maschinenbau Nürnberg, Typ MPS 2 R300) mit Topfschleifscheiben. Die zu bearbeitenden Proben wurden bei fest stehendem Maschinenkopf mittels eines rotierenden Rundtisches bewegt. Dabei wurden jeweils drei Platten auf dem Rundtisch im Abstand von  $120^\circ$  zueinander befestigt und zur Erhöhung des Schleifdrucks derart orientiert, dass der Eingriff der Schleifscheiben über die schmalere Plattenbreite (25 mm) erfolgte. Im ersten Bearbeitungsschritt wurden die Platten beidseitig mit einer Diamant-Topfschleifscheibe mit  $91 \mu\text{m}$  Körnung (D91) plan geschliffen. Die weiteren Bearbeitungsschritte erfolgten mit Schleifscheiben feiner werdender Körnung und lediglich auf der Platten-seite, welche später im Versuch verwendet wurde. Hierbei wurden mit der D46-Topfschleifscheibe weitere  $10 \mu\text{m}$  und mit der D25-Schleifscheibe  $3 \mu\text{m}$  in Schritten von je 1 bis  $2 \mu\text{m}$  von der Oberfläche abgetragen. Nach dem Abtragen wurde eine Rauheit  $R_a = 0,060 \pm 0,015 \mu\text{m}$



**Bild 2.2:** Abmessungen der verwendeten Probengeometrien der (a) Saphir-Scheibe, (b) EKasic F-Platte, und der Pellets (c) der Form I aus 100Cr6 sowie (d, e) der Form II aus 100Cr6 und EKasic F mit (d) 6 mm und (e) 12 mm Kontaktflächendurchmesser.

eingestellt (Tabelle 2.2, Bild 2.1).

Die 100Cr6-Pellets der Form I (Bild 2.2c) wurden vom Hersteller aus Kugeln mit 8 mm Durchmesser gefertigt und mittels eines Flachsleifprozesses mit einer einseitigen Abplattung versehen. Diese hatte 7,2 mm Durchmesser und eine Rauheit  $R_a = 0,055 \pm 0,010 \mu\text{m}$ . Die angeschliffene Kontaktfläche wurde in einem zweistufigen Prozess auf eine Rauheit  $R_a = 0,010 \pm 0,002 \mu\text{m}$  poliert. Hierzu wurden die Pellets mit einem 2-Komponenten-Epoxydharzkleber (Fa. Uhu, Typ plus Sofortfest) in einem Halter fixiert und einzeln per Hand in einer Poliermaschine (Fa. Jean Wirtz, Typ Phoenix 4000) bearbeitet. Im ersten Schritt wurde auf einem Kunstharz gebundenen Chemiefaser-Poliertuch (Fa. Cloeren, Typ PT Super Plan) mit  $6 \mu\text{m}$  wasserbasierter Diamantsuspension 3 min bei langsamer Bewegung unter leichtem Druck poliert bis keine Schleifriefen mehr erkennbar waren. Der zweite Schritt erfolgte auf einem Kunstseide-Poliertuch (Fa. Cloeren, Typ PT Silk) mit  $1 \mu\text{m}$  Diamantsuspension für 1 min bis die Zielrauheit erreicht war (Tabelle 2.2). Die durch das Polieren entstandene Balligkeit der



Fläche war auf  $0,30 \pm 0,05 \mu\text{m}$ , bezogen auf 4,8 mm Messstrecke in der Pelletmitte, toleriert. Die Höhe der vom Hersteller bezogenen, zylinderförmigen Rohlinge der Pelletform II (Bilder 2.2d, e) wurde zunächst mit einer Trennschleifmaschine (Fa. Struers, Typ Labotom-3) auf etwa 4,7 mm reduziert. Für die Pelletrohlinge aus EKasic F wurde eine Diamant- und für die 100Cr6-Rohlinge eine Korund-Trennschleifscheibe verwendet. Die weitere Bearbeitung erfolgte auf der Flachsleifmaschine (Fa. G&N, Typ MPS 2 R300), wobei zunächst die rückseitige Trennfläche der EKasic F- bzw. 100Cr6-Pellets mit einer Diamant- (D91) bzw. Edelkorund-Topfschleifscheibe (EK80) plan geschliffen wurde. Im Gegensatz zur Diamant-Schleifscheibe stellt die Kenngröße der Edelkorund-Schleifscheibe den mesh-Wert der Schleifkörner dar und verhält sich dementsprechend reziprok zur Schleifkorngröße. Die sphärische Pelletvorderseite wurde mit D25- bzw. EK200-Topfschleifscheiben für EKasic F bzw. 100Cr6 auf eine Rauheit  $R_a = 0,065 \mu\text{m}$  bzw.  $0,100 \mu\text{m}$  angeschliffen. Zum Erreichen des Kontaktflächendurchmessers  $D = 6,0 \pm 0,1 \text{ mm}$  wurden etwa  $45 \mu\text{m}$  und für den Kontaktflächendurchmesser  $D = 12,0 \pm 0,1 \text{ mm}$  etwa  $180 \mu\text{m}$  in Schritten von 1 bis  $3 \mu\text{m}$  abgetragen. In Tabelle 2.2 sind die verwendeten Schleifscheiben und Poliertücher sowie die eingestellte arithmetische Mittenrauheit  $R_a$  der Kontaktfläche aufgeführt.

Material Probengeometrie	EKasic F Platte	EKasic F Pellet(II)	100Cr6 Pellet(II)	100Cr6 Pellet(I)
Schleifscheibe	1. D91 2. D46 3. D25	D25	EK200	-
Poliertuch und -suspension	-	-	-	1. PT Super Plan + 6 $\mu\text{m}$ Diamantsusp. 2. PT Silk + 1 $\mu\text{m}$ Diamantsusp.
Zielrauheit $R_a$ , $\mu\text{m}$	0,060 $\pm 0,015$	0,060 $\pm 0,015$	0,100 $\pm 0,025$	0,010 $\pm 0,002$

**Tabelle 2.2:** Verwendete Schleifscheiben, Polierscheiben (Fa. Cloeren) und -suspensionen der Probenbearbeitung und Zielwerte der arithmetischen Mittenrauheit  $R_a$ .

### 2.2.2 Laser-Mikrotexturieren

Der Textureinfluss auf das Reibungsverhalten wurde anhand der in Bild 2.3a schematisch dargestellten, runden Nöpfchen untersucht, die sich durch Abmessungen im Mikrometerbereich auszeichneten. Die runden Nöpfchen waren durch den Durchmesser  $w$ , die Tiefe  $d$  und den Abstand  $o$  bestimmt. Der Abstand  $o$  der Nöpfchen war aufgrund der quadratisch-flächenzentrierten Anordnung parallel und senkrecht zur Gleitrichtung gleich. Der texturierte Flächenanteil  $a_{\text{tex}}$  war das Verhältnis der texturierten Fläche  $A_{\text{tex}}$  zur Gesamtfläche  $A$

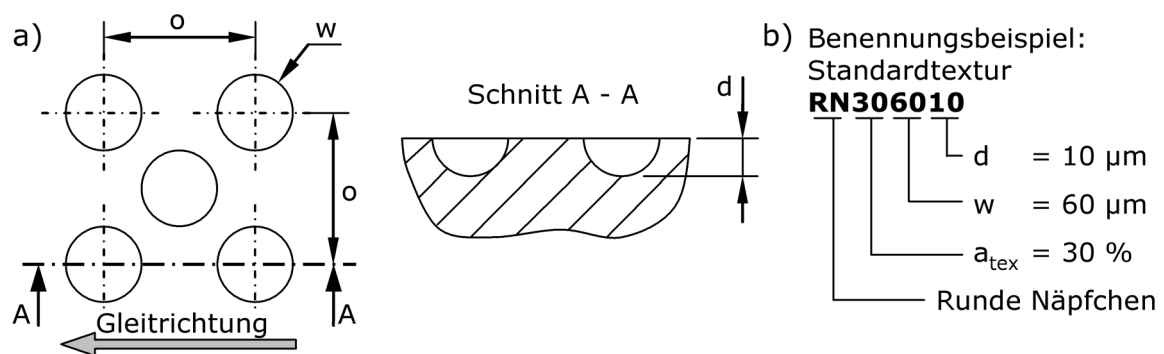


$$a_{\text{tex}} = \frac{A_{\text{tex}}}{A} \quad (2.1)$$

Der Nöpfchenabstand  $o$  ergab sich aus dem Nöpfchendurchmesser  $w$  und dem texturierten Flächenanteil  $a_{\text{tex}}$  nach

$$o = \sqrt{\frac{\pi \cdot w^2}{2 \cdot a_{\text{tex}}}} \quad (2.2)$$

Bild 2.3b erläutert ein Benennungsbeispiel anhand der Standardtextur RN306010 mit  $a_{\text{tex}} = 30\%$  texturiertem Flächenanteil,  $w = 60\ \mu\text{m}$  Durchmesser und  $d = 10\ \mu\text{m}$  Tiefe.

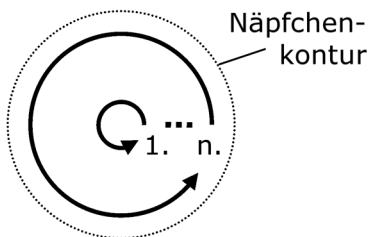


**Bild 2.3:** (a) Schematische Darstellung der Nöpfchenanordnung in der Draufsicht und im Querschnitt sowie (b) ein Benennungsbeispiel anhand der Standardtextur.

Die Texturen wurden in die Oberflächen der Saphir-Scheiben, der EKasic F-Platten und des 100Cr6-Pellets Form I (Bilder 2.2a-c) mittels einer industriellen Laserbearbeitungsanlage (Fa. Acsys, Typ Piranha II Multi) eingebracht. Diese hatte eine ns-gütegeschaltete Yb:Faserlaserstrahlquelle (Fa. IPG Photonics, Typ YLP-1-100-20) mit 1064 nm Emissionswellenlänge. Der Laserstrahl wurde mit einem der Laserstrahlquelle nachfolgenden 2D-Scankopf (Fa. Scanlab, Typ SCANcube 10) über die Werkstückoberfläche bewegt und mittels eines f-Theta-Objektivs (Fa. Linos, Typ f-Theta-Ronar) mit 100 mm Brennweite fokussiert.

Zur Erzeugung der Nöpfchenform wurde der Laserstrahl in konzentrischen Kreisen geführt (Bild 2.4a), deren Anzahl und Durchmesser mit dem Nöpfchendurchmesser zunahm. Die Oberfläche wurde dabei nur einmalig überfahren und die Tiefe der Nöpfchen über die Variation der Laserstrahlleistung eingestellt. Die Laserbearbeitung erforderte eine Anpassung der Bearbeitungsparameter in Abhängigkeit des Materials und der zu erzeugenden Texturgeometrie. Hierbei wurde mit einer Laserstrahlleistung von etwa 2,5 bis 6 W, einer Pulsfolgefrequenz von 20 bis 80 kHz und einer Geschwindigkeit von 1 bis 350 mm/s gearbeitet. Die Bearbeitungsparameter sind für die unterschiedlichen Materialien am Beispiel der Standardtextur RN306010 in Bild 2.4b aufgetragen. Im Anschluss an den Abtragsprozess auf Saphir erfolgte bei Nöpfchendurchmessern  $\geq 120\ \mu\text{m}$  zur Glättung des Nöpfchengrundes eine wiederholte

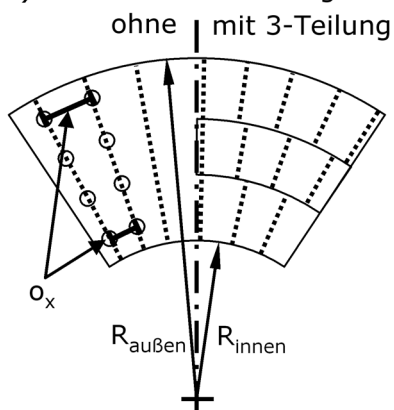
a) Nöpfchen-Füllmuster



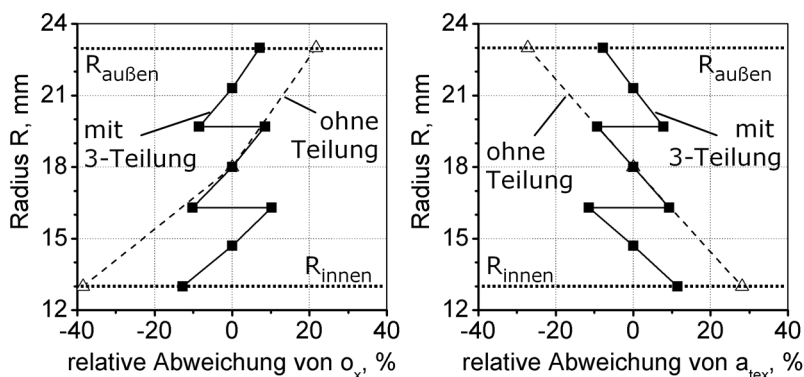
b) Laserbearbeitungsparameter  
Standardtextur: RN306010

	100Cr6	EKasic F	Saphir
Pulsfolgefrequenz, kHz	80	80	23
Vorschub, mm/s	1	300	40
Relative Leistung, %	13	15	30

c) Scheibentexturierung



d) Abweichung der Texturparameter



**Bild 2.4:** (a) Bearbeitungsstrategie eines Nöpfchens, (b) materialabhängige Laserbearbeitungsparameter der Standardtextur RN306010 und (c) schematische Darstellung der strahlenförmigen Nöpfchenanordnung der Scheibentextur mit und ohne 3-Teilung des Bearbeitungsfeldes mit (d) den daraus resultierenden relativen Abweichungen des Abstands  $o_x$  und des texturierten Flächenanteils  $a_{\text{tex}}$  vom nominellen Wert in Abhängigkeit des Radius.

Überfahrt mit reduzierter Laserstrahlleistung unterhalb der Abtragsschwelle.

Die EKasic F-Platten wurden nach dem Schleifprozess und die 100Cr6-Pellets sowie Saphir-Scheiben im jeweiligen Anlieferungszustand texturiert. Zur Erhöhung des Absorptionsgrades des Laserstrahls auf der polierten Saphir-Oberfläche (Transmission > 85 % bei 1064 nm Wellenlänge nach Herstellerangaben GWI Sapphire) wurde diese mit einem Faserstift (Typ Schneider 230 Permanent-Marker) geschwärzt. Wie in Bild 2.4c schematisch dargestellt ist, wurde die Textur der Saphir-Scheibe in einem zentrisch zum Scheibenmittelpunkt liegenden ringförmigen Bereich mit einem mittleren Radius von 18 mm und einer Breite von 10 mm aufgebracht. Die texturierte Spur war breiter als der Durchmesser der Pelletkontaktfläche, um eine Sicherheit gegen Einbautoleranzen zu gewährleisten. Die strahlenförmige Anordnung der Texturelemente führte zu einer Erhöhung des Nöpfchenabstandes in Gleitrichtung  $o_x$  und damit zu einer Verringerung des texturierten Flächenanteils  $a_{\text{tex}}$  mit zunehmendem Radius. Um die Abweichung vom Sollwert zu reduzieren, wurde die zu texturierende Spur in drei Teilspuren untergliedert. Die Anzahl der Bearbeitungsstrahlen wurde derart gewählt, dass auf den jeweiligen mittleren Teilspurradien der tatsächliche Abstand  $o_x$  dem nominellen Wert entsprach. Aus den Diagrammen in Bild 2.4d ist zu erkennen, dass aufgrund der Drei-Teilung die

relative Abweichung  $\Delta o_x = (o_{x \text{ ist}}/o_{x \text{ soll}} - 1) \cdot 100\%$  vom nominellen Wert von  $o_x$  auf  $-12,8\% \leq \Delta o_x \leq +10,2\%$  und die relative Abweichung  $\Delta a_{\text{tex}}$  auf  $+11,4\% \geq \Delta a_{\text{tex}} \geq -11,4\%$  gegenüber ohne Drei-Teilung mit  $-38,5\% \leq \Delta o_x \leq +21,7\%$  und  $+28,1\% \geq \Delta a_{\text{tex}} \geq -27,2\%$  beschränkt wurde.

Durch die Laserbearbeitung entstanden Ablagerungen am Näpfcchenrand aufgrund von Schmelzaustrieb. Diese Ablagerungen wurden durch Polieren, per Hand unter leichtem Druck und bei geringer Geschwindigkeit, entfernt. Die Parameter der materialabhängigen Polierprozesse sind in der Tabelle 2.3 aufgeführt. Die EKasic F-Platten wurden lediglich kurz überpoliert, um die geschliffene Oberfläche zwischen den Näpfcchen so wenig wie möglich zu verändern. Der Polierprozess eines geschliffenen, lasertexturierten 100Cr6-Pellets unterschied sich von dem in Kapitel 2.2.1 beschriebenen Prozess eines geschliffenen, untexturierten Pellets hinsichtlich einer von 2 auf 5 min verlängerten Polierdauer im ersten Schritt.

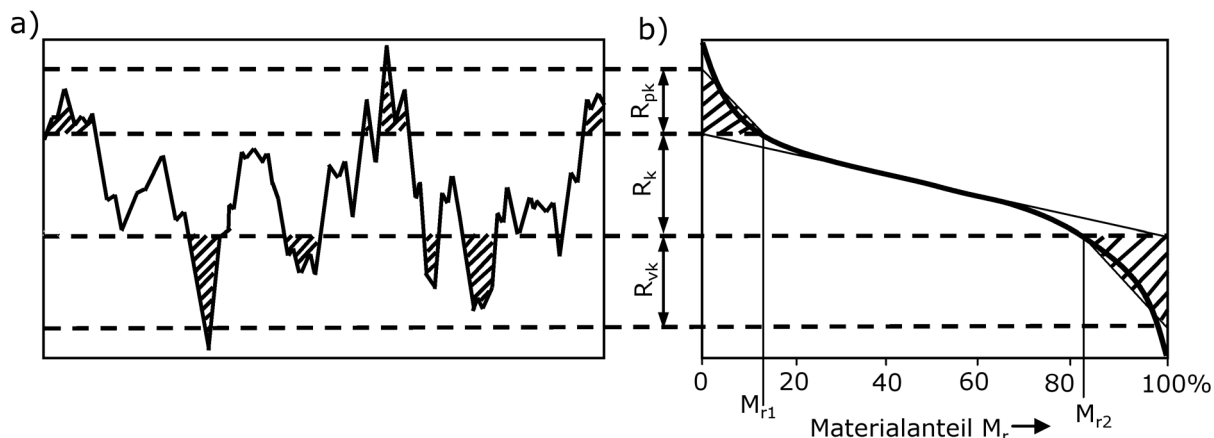
	Poliertuch	Diamantsuspension	Polierdauer
EKasic F-Platte	PT Super Plan	3 $\mu\text{m}$	0,5 min
100Cr6-Pellet	1. PT Super Plan	6 $\mu\text{m}$	5 min
	2. PT Silk	1 $\mu\text{m}$	1 min
Saphir-Scheibe	1. PT Super Plan	6 $\mu\text{m}$	3 min
	2. PT Super Plan	1 $\mu\text{m}$	1 min

**Tabelle 2.3:** Verwendete Polierscheiben (Fa. Cloeren), Diamantsuspensionen und Polierdauer zur Entfernung von Schmelzaufwürfen auf den texturierten Oberflächen abhängig vom Probenmaterial.

## 2.3 Vor- und Nachuntersuchung der Wirkflächen

### 2.3.1 Profilometrie

Die Rauheitskennwerte der geschliffenen bzw. polierten Wirkflächen der Proben vor und nach den tribologischen Versuchen wurden mit einem taktilen Tastschnittmessgerät (Fa. Hommelwerke, Typ T8000) erfasst. Zur Messwerterfassung kam ein Taster mit einer Diamantspitze (TKL 300/17) mit 5  $\mu\text{m}$  Spitzenradius und  $\pm 80 \mu\text{m}$  vertikalem Messbereich zum Einsatz. Die Messung erfolgte über eine Tastlänge von 4,8 mm mit einem Messpunktabstand von 3,5  $\mu\text{m}$ . Die Filterung des durch die Messung aufgenommenen, zweidimensionalen Höhenprofils wurde nach DIN EN ISO 11562 durchgeführt, was eine Separation in ein Rauheits- sowie ein Welligkeitsprofil ergab. Aus dem Rauheitsprofil wurden nach DIN EN ISO 4287 die Rauheitsparameter ermittelt. Die Schleif- und Polierprozesse hatten als Fertigungskriterium das Einstellen der Oberfläche auf einen definierten arithmetischen Mittenrauwert  $R_a$ . Dieser besitzt zur Beschreibung technischer und im Besonderen keramischer Oberflächen wenig Aussagekraft, da für tribologische Vorgänge bedeutsame Extremwerte im Rauheitsprofil



**Bild 2.5:** (a) Ein zweidimensionales Rauheitsprofil und (b) die zugehörige Profiltraganteilkurve mit Rauheitskennwerten (nach DIN EN ISO 4287).

kaum Berücksichtigung finden. Aus diesem Grund wurden der quadratische Mittenrauwert  $R_q$  sowie die Kenngrößen der in Bild 2.5b dargestellten Abbott-Kurve, auch Profiltraganteilkurve genannt, die reduzierte Spitzenrautiefe  $R_{pk}$ , die Kernrautiefe  $R_k$ , die reduzierte Riefentiefe  $R_{vk}$  sowie  $M_{r1}$  und  $M_{r2}$  als der kleinste und größte Materialanteil ermittelt.

Zur Erfassung des Querschnittsprofils der erzeugten Näpfchen kam ein 3D-Laserscanningmikroskop (Fa. Keyence, Typ VK-X210) mit zugehöriger Analysesoftware zum Einsatz. Bei den Messungen wurde ein Objektiv mit 50-facher Vergrößerung und ein Messbereich von  $(300 \times 200) \mu\text{m}^2$  verwendet. Das Mikroskop rasterte die Oberfläche in mehreren, orthogonal zur Oberfläche liegenden Ebenen mit einem Laserstrahl mit 408 nm Wellenlänge ab und erstellte daraus ein dreidimensionales Höhenprofil. Hierbei wurde ein vertikaler Ebenenabstand von  $0,05 \mu\text{m}$  gewählt. Aus dem 3D-Profil wurden durch den Näpfchenmittelpunkt laufende Linienschnitte entnommen.

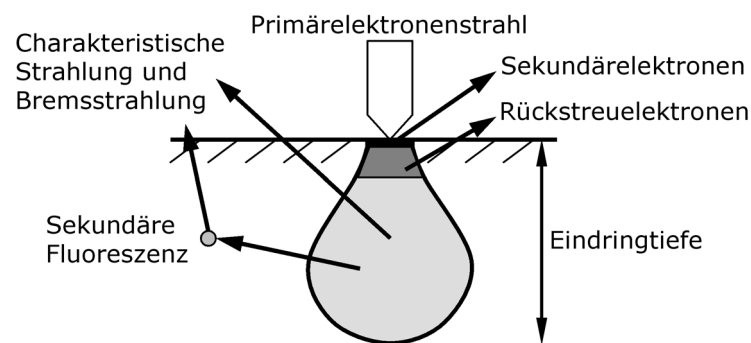
### 2.3.2 Mikroskopie

Verschiedene Lichtmikroskope wurden zur Bestimmung der Fertigungsmaße der Mikrotexturen und des angeschliffenen Kontaktflächendurchmessers der Pellets der Form II (Bilder 2.2d, e) eingesetzt. Zur Messung des Näpfchendurchmessers  $w$  und des Näpfchenabstands  $o$  wurde ein Digitalmikroskop (Fa. Keyence, Typ VHX-600, Objektiv VH-250R) mit zugehöriger Messsoftware verwendet. Dieses Mikroskopsystem erreichte maximal eine 2500-fache Vergrößerung. Der Pelletdurchmesser wurde mit dem gleichen Mikroskop unter Verwendung des Objektivs VH-20R mit bis zu 250-facher Vergrößerung vermessen. Zur Messung der Näpfchentiefe  $d$  kam ein Auflichtmikroskop (Fa. Leitz, Typ Orthoplan) einschließlich eines höhenverstellbaren Objektisches mit Mikrometer-Feintrieb bei 800-facher Vergrößerung zum Einsatz. Die Näpfchentiefe ergab sich aus der Höhendifferenz zwischen der fokussierten Probenoberfläche und dem fokussierten Näpfchengrund.

Zur Dokumentation der Gefüge der eingesetzten Materialien, der gefertigten Lasertexturierungen und der Oberflächen der tribologisch beanspruchten Proben wurde ein Rasterelektronenmikroskop (REM; Fa. Jeol, Typ JSM-840) verwendet. Die REM-Bilder wurden unter Verwendung des Sekundärelektronen(SE)-Detektors bei 15 kV Beschleunigungsspannung aufgenommen. Die hohe Tiefenschärfe des verwendeten REMs ermöglichte die Betrachtung der Proben bei einem Kippwinkel bis zu 50° relativ zur Oberfläche. Die Saphir-Oberflächen wurden vor den REM-Untersuchungen mit einer nm-dicken Goldschicht besputtert.

### 2.3.3 Energiedispersive Röntgenspektroskopie

Zur Bestimmung der chemischen Zusammensetzung der Oberflächen bzw. darauf befindlicher Partikel und Schichten wurde die energiedispersive Röntgenspektroskopie (EDX; Fa. KeveX, Typ 3600-0178) am REM JSM-840 des Herstellers Jeol verwendet. Dieses EDX-System verwendete einen Si(Li)-Detektor mit einem Beryllium-Fenster, so dass nur Stoffe, die im Periodensystem der Elemente über Beryllium stehen, erfasst werden konnten. Beim EDX-Verfahren wird das charakteristische Röntgenspektrum eines Stoffes erfasst, welches entsteht, wenn die vom Elektronenstrahl des REM angeregten Atome in den Ruhezustand zurückkehren. Abhängig von der Höhe der Beschleunigungsspannung des Elektronenstrahls wird ein Großteil der Röntgenstrahlung aus einem birnenförmigen Bereich bis zu wenigen  $\mu\text{m}$  unterhalb der Oberfläche emittiert (Bild 2.6). Zur Reduzierung der Eindringtiefe des Primärelektronenstrahls in das Material und um eine höhere Gewichtung der Randschicht zu erzielen, wurde die Beschleunigungsspannung des Elektronenstrahls des REM gegenüber der Bildaufnahmefunktion von 15 kV auf 5 kV reduziert.



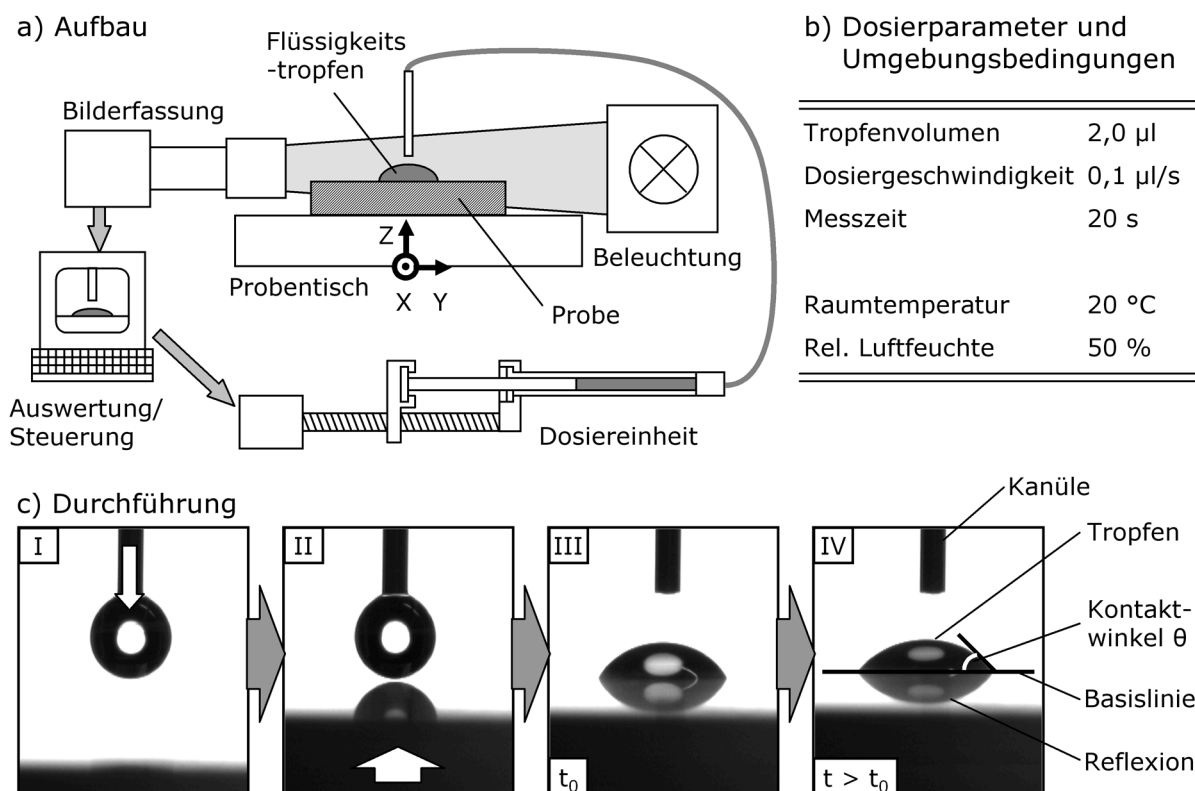
**Bild 2.6:** Emissionsbereich der charakteristischen Röntgenstrahlung einer EDX-Messung nach [129].

## 2.4 Benetzungsmessung

Das Benetzungsverhalten der zur Schmierung verwendeten Flüssigkeiten wurde auf den untexturierten und texturierten Oberflächen der verwendeten Materialien 100Cr6, Saphir und EKasic F mit Hilfe eines videogestützten Kontaktwinkelmessgeräts (Fa. Dataphysics, Typ

OCA 15plus, Softwaremodul SCA 20) ermittelt. Die Dosierung der Flüssigkeiten erfolgte mit einer 500 µl fassenden Spritze (DS 500/GT) und einem PTFE-Dosierschlauch (DT 400/05) mit einer angeschlossenen Kanüle (SNS 052/026) mit 0,52 mm Durchmesser (Bild 2.7a). Zur leichteren Ablösung eines einzelnen Flüssigkeitstropfens von der Kanülenspitze wurde diese bei Messungen mit Wasser oder wässrigen Lösungen für fünf Sekunden in ein Hydrophobier-Kit (Fa. Dataphysics, HY-Kit) getaucht. Die Stärke der Hintergrundbeleuchtung wurde zur kontrastreichen Videoaufzeichnung auf 50 % eingestellt. Die Umgebungsluft wies eine mittlere Temperatur von 20 °C und eine mittlere relative Feuchte von 50 % auf. Die Probenoberflächen wurden vor der Messung 15 min im Ultraschallbad mit Isopropanol gereinigt, im kalten Luftstrom eines Gebläses rückstandsfrei getrocknet und eine Stunde in der Raumatmosphäre klimatisiert. Das Dosiersystem wurde vor Messbeginn mehrfach mit Isopropanol gereinigt, anschließend mit der zu untersuchenden Flüssigkeit gespült und verbliebene Gaseinschlüsse entfernt.

Bei den Messungen wurde der statische Kontaktwinkel eines einzelnen Flüssigkeitstropfens in Abhängigkeit der Messzeit erfasst. Im Bild 2.7c ist der Messablauf an 4 charakteristischen Zeitpunkten (I - IV) dargestellt. Zunächst wurde das 2 µl Tropfenvolumen mit einer Geschwindigkeit von 0,1 µl/s dosiert, so dass dieses selbstständig an der Kanülenspitze haftete (Bild



**Bild 2.7:** (a) Schematische Darstellung des Aufbaus des Kontaktwinkelmessgeräts, (b) die Dosierparameter und Umgebungsbedingungen sowie (c) die Abfolge einer Messung des statischen Kontaktwinkels.

2.7c I). Danach erfolgte der Kontakt von Tropfen und Probenoberfläche unter Verstellung der Vertikalachse des Probenstisches (Bild 2.7c II). Anschließend wurde der Tisch ca. 1 mm abgesenkt, so dass sich der Tropfen vollständig auf die Oberfläche übertrug (Bild 2.7c III). Dies stellte den Zeitpunkt  $t_0 = 0$  s der 20 s dauernden videogestützten Messung dar. Der erste Messpunkt wurde zum Zeitpunkt  $t_1 = 1,5$  s ausgewertet, um Strömungsvorgänge in dem auf die Probenoberfläche übertragenen Flüssigkeitstropfen abklingen zu lassen. Die computergestützte Auswertung des aufgezeichneten Videos erforderte die Bestimmung einer Basislinie zwischen der Tropfenkontur und dessen Reflexion, die manuell festgelegt wurde. Der Kontaktwinkel  $\theta$  ermittelte sich aus dem Winkel der Tangente im Schnittpunkt der Tropfenkontur mit der Basislinie (Bild 2.7c IV). Die Messuntergrenze des Systems lag unter den verwendeten Bedingungen bei etwa  $4^\circ$ . Der angegebene Kontaktwinkel der verschiedenen Flüssigkeiten auf den Materialoberflächen ergab sich aus dem Mittelwert von 5 Einzelmessungen.

## 2.5 Tribologische Charakterisierung

Der Einfluss einer Mikrotextrurierung auf das tribologische Verhalten der Paarungen bei einseitiger und reversierender Gleitbewegung unter Flüssigkeitsschmierung wurde in zwei am Institut für Werkstoffkunde II des Karlsruher Instituts für Technologie entwickelten Labortribometern ermittelt. Als Schmierflüssigkeiten kamen Mineralöle, Isooktan, Wasser und Glycerin-Wasser-Gemische, bei denen die Viskosität um mehrere Größenordnungen variiert wurde, zum Einsatz.

### 2.5.1 Schmierflüssigkeiten

Ausgewählte physikalische Eigenschaften der verwendeten Öle sowie der Flüssigkeiten Isooktan, destilliertes Wasser und Glycerin sind in der Tabelle 2.4 eingetragen.

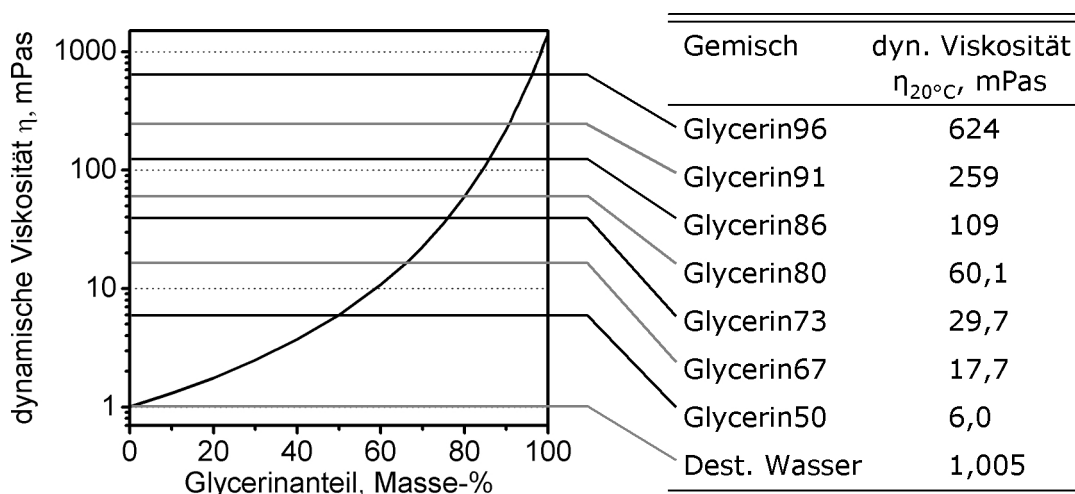
	FVA-Öl Nr.3	FVA-Öl Nr.1	Spindelöl P100	Isooktan	dest. Wasser	Glycerin
dyn. Viskosität $\eta_{20^\circ\text{C}}$ , mPas	280	28	1,36	0,348	1,005	1412
Dichte $\rho_{20^\circ\text{C}}$ , $10^3$ kg/m <sup>3</sup>	0,880	0,847	0,799*	0,69	0,998	1,26

**Tabelle 2.4:** Dynamische Viskosität und Dichte von FVA-Öl Nr.3 und 1 [32], Spindelöl P100 [130], Isooktan [131], destilliertem Wasser [132] und Glycerin [133] (\* bei  $15^\circ\text{C}$ ).

Als Schmiermedien aus der Gruppe der Mineralöle wurden die nicht additivierten FVA-Öle Nr.3 (ISO VG 100) und Nr.1 (ISO VG 15) sowie ein niedrig, mit Antischaumzusätzen additiviertes Spindelöl (Fa. Wunsch Öle, Typ P100) verwendet. Die Flüssigkeit mit der geringsten Viskosität war Isooktan. Als weitere Schmierflüssigkeiten wurden verschiedene Glycerin-Wasser-Gemische mit einem mehr als drei Größenordnungen umfassenden Viskositätsbereich einge-



setzt. Im Bild 2.8 ist der Verlauf der dynamischen Viskosität in Abhängigkeit des Mischungsverhältnisses dargestellt und die verwendeten Glycerin-Wasser-Gemische von Glycerin96 bis Glycerin50 mit 96 bis 50 Masseprozent Glycerin mit der jeweiligen dynamischen Viskosität aufgetragen (nach [134]). Zur Herstellung der Gemische wurden wasserfreies Glycerin (Fa. Roth) mit einer Reinheit  $\geq 99,5\%$  und destilliertes Wasser verwendet. Die verwendeten Gemische wurden vor Versuchsbeginn in Kontingenten von je ca. 50 g Gesamtmasse hergestellt. Hierzu wurden die benötigten Mengen an Glycerin und Wasser mittels einer Laborwaage (Fa. Sartorius, Typ R160P) auf  $\pm 0,05$  g genau abgewogen und anschließend 5 min unter Rühren vermischt.



**Bild 2.8:** Dynamische Viskosität bei 20 °C der Glycerin-Wasser-Gemische in Abhängigkeit des Mischungsverhältnisses in Masseprozent des Glycerins nach [134].

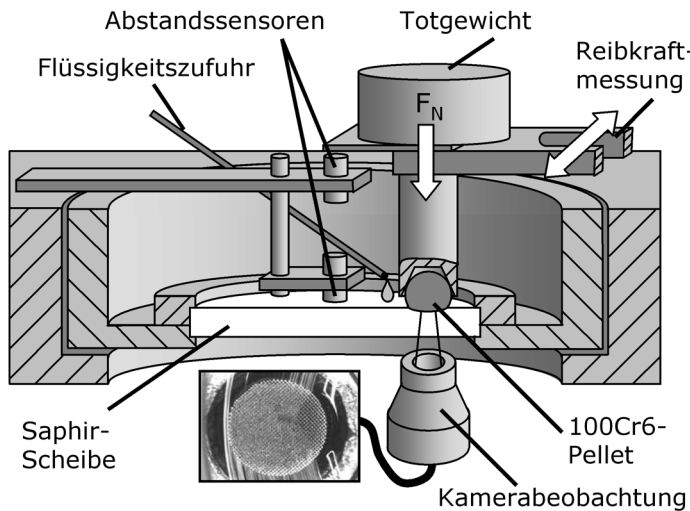
### 2.5.2 In situ-Tribometer

Im „In situ-Tribometer“ wurden Modellversuche im einsinnigen, flächigen Gleitkontakt unter Tropfschmierung in der Anordnung Pellet/Scheibe durchgeführt (Bilder 2.9a, b). Die transparente Saphir-Scheibe ermöglichte die in situ-Beobachtung der Wirkfläche des gepaarten, fest stehenden Pellets der Form I (Bild 2.2c) unter Verwendung eines stufenlos zoombaren Kamerasystems (Fa. Keyence, Typ VHX-100 mit Objektiv VH-Z20). Ein Doppelbiegebalken-Kraftsensor im Hebelarm der Pellethalterung (Fa. HBM, Typ PW4KRC3) erfasste die Reibungskraft. Weiterhin wurde der Abstand  $h^*$  zwischen Pellet und Scheibe ermittelt, welcher als Maß der Schmierfilmdicke  $h$  gewählt wurde. Zur Schmierfilmdickenmessung wurden kapazitive Abstandssensoren (Fa. Micro-Epsilon, Typ S610-0,7) verwendet. Die von der Geschwindigkeit  $v$  abhängige Schmierfilmdicke  $h^*(v)$  ergab sich nach

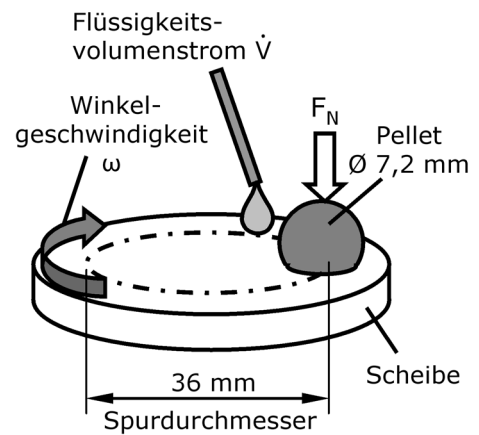
$$h^*(v) = (C_H \cdot d_{\text{mess}}(v) - d_{\text{ref}}(v)) + C_F + C_0 \quad (2.3)$$



## a) Prüfstands Aufbau



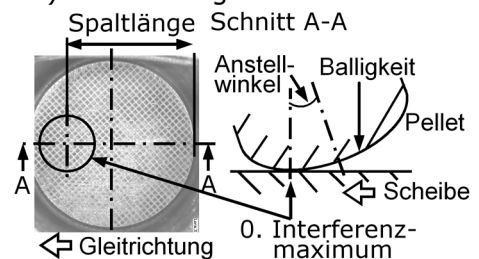
## b) Modellsystem



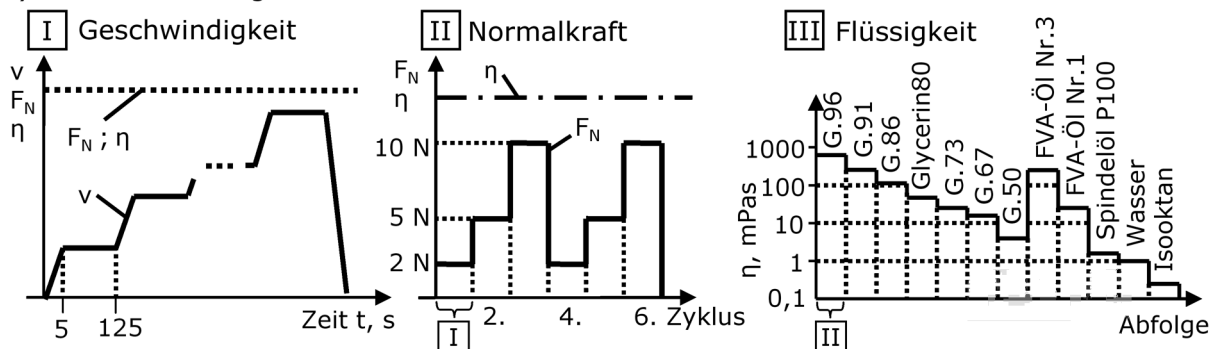
## c) Parameter

Flüssigkeitsvolumenstrom $\dot{V}$ , $\mu\text{l/s}$	5
Spurradius $r$ , mm	18
Normalkraft $F_N$ , N	2 ... 10
Gleitgeschwindigkeit $v$ , m/s	0,02 ... 0,30
Umgebungsmedium	Luft
Raumtemperatur $T$ , $^{\circ}\text{C}$	$20 \pm 1$
Relative Luftfeuchte, %	50

## d) Ausrichtung



## e) Versuchsführung



**Bild 2.9:** Schematische Darstellung (a) des Prüfstandsbaus des „In situ-Tribometers“, (b) des Modellsystems, (c) der Versuchs- und Umgebungsparameter, (d) der Ausrichtung und (e) der Versuchsführung.

aus den Messwerten der kapazitiven Abstandssensoren  $d_{\text{mess}}$  bzw.  $d_{\text{ref}}$  und mit den Korrekturgliedern  $C_H$ ,  $C_F$  und  $C_0$ . Mit  $C_H = 0,904$  wurde berücksichtigt, dass sich die Position der Messstelle von  $d_{\text{mess}}$  auf einem längeren Hebelarm befand als das Pellet und somit der Messwert  $d_{\text{mess}}$  größer als der Abstand von Pellet und Scheibe war. Das Korrekturglied  $C_F$  berücksichtigte die von der Normalkraft  $F_N$  in N abhängige Lagerersetzung der Maschine nach

$$C_F = 0,22 \frac{\mu\text{m}}{\text{N}} \cdot F_N \quad (2.4)$$

Das Korrekturglied  $C_0$  berücksichtigte die Nullpunktverschiebung, da sich der Nullpunkt bei

jeder Paarung änderte, abhängig vom Einbau der Abstandssensoren. Der Nullpunkt des Messwertes  $h^* = 0 \mu\text{m}$  wurde vor jedem Versuchslauf bei höchster Normalkraft  $F_N = 10 \text{ N}$  und sehr geringer Gleitgeschwindigkeit  $v = 0,005 \text{ m/s}$  neu bestimmt. Die Genauigkeit der Schmierfilmdickenmessung  $h^*$  betrug  $\pm 0,5 \mu\text{m}$ . Die Referenzmessstelle wurde mittels eines aufgeklebten Teflonrings vor eindringender Schmierflüssigkeit geschützt. Mittels einer Graphitbeschichtung der Saphir-Scheibe innerhalb des vom Teflonrings begrenzten Bereichs wurde die für den kapazitiven Abstandssensor der Referenzmessstelle benötigte elektrische Leitfähigkeit hergestellt. Die Ausrichtung der auf einer Tellerfeder gelagerten Saphir-Scheibe zur Minimierung des Scheibenhöhenschlags erfolgte mit drei, um  $120^\circ$  versetzt am Umfang befindlichen, einstellbaren Spannelementen. Die Grobausrichtung auf etwa  $\pm 3 \mu\text{m}$  Höhenschlag erfolgte unter Verwendung einer Fühlhebelsmessuhr (Fa. Atorn, Typ 33310-050) auf einem Spurradius von 22 mm. Die Feinausrichtung auf  $\pm 1,5 \mu\text{m}$  wurde bei sehr geringer Geschwindigkeit  $v = 0,005 \text{ m/s}$  mit aufgesetztem Pellet, unter Schmierung mit Glycerin86, mit den kapazitiven Abstandssensoren durchgeführt.

Zur Befestigung im Halter war das Pellet mit einem 2-Komponenten-Epoxidharzkleber (Fa. Uhu, Typ Sofortfest) in eine Hülse geklebt. Der mittlere Spurradius des Pellets auf der Scheibe betrug 18 mm. Die Ausrichtung des eingebauten Pellets wurde unter Verwendung des am Tribometer angebrachten Kamerasystems anhand newtonscher Interferenzringe vorgenommen (Bild 2.9d), welche im Luftspalt zwischen der Scheibe und dem darauf aufgesetzten, balligen Pellet sichtbar waren. Zur Einstellung eines positiven Schmierkeils wurde das 0. Interferenzmaximum der Interferenzringe bei  $3/4$  des Pelletdurchmessers in Gleitrichtung gesehen positioniert. Hieraus ergaben sich eine Spaltlänge von  $L = 5,6 \text{ mm}$ , eine minimale Spalthöhe am Einzug von  $1,5 \mu\text{m}$  und ein Anstellwinkel von ca.  $0,011^\circ$ .

Nach der Ausrichtung des Pellets wurde dieses von der Scheibe ca. 1 mm abgehoben und ein halbstündiges Warmfahren der Lager durchgeführt. Anschließend folgte ein weiteres 10-minütiges Warmfahren mit aufgesetztem Pellet unter der jeweiligen Medienschmierung bei der Normalkraft  $F_N = 1 \text{ N}$  und der Gleitgeschwindigkeit  $v = 0,30 \text{ m/s}$ . Die Schmierflüssigkeit wurde mit einer Kanüle mit  $5,0 \mu\text{l/s}$  Dosiergeschwindigkeit tropfenförmig in Gleitrichtung vor dem Pellet zugeführt.

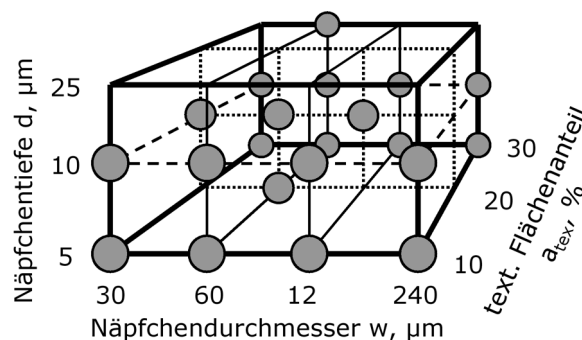
Die Versuchsführung ist schematisch in Bild 2.9e I-III dargestellt. In einem Zyklus (Bild 2.9e I) wurden sieben verschiedene Geschwindigkeiten zwischen  $0,02 \text{ m/s}$  und  $0,30 \text{ m/s}$  in aufsteigender Reihenfolge, bei konstanter Normalkraft und gleichbleibendem Schmiermittel, untersucht. Die jeweils zu untersuchende Gleitgeschwindigkeit wurde in einer 5-sekündigen Beschleunigungsrampe angefahren, anschließend für 120 s konstant gehalten und danach erfolgte die Beschleunigung auf die nächst höhere Geschwindigkeitsstufe. Mit jeder Flüssigkeit wurden sechs Zyklen mit einer Normalkraft von 2, 5 oder 10 N, entsprechend Bild 2.9e II, durchgeführt. Dieser Vorgang wurde mit allen Schmierflüssigkeiten in der in Bild 2.9e III dargestellten

Reihenfolge wiederholt. Dabei wurde mit den Glycerin-Wasser-Gemischen begonnen, gefolgt von den Mineralölen, jeweils in der Reihenfolge abnehmender Viskosität. Zuletzt kamen die Versuche mit Wasser und Isooktan. Die für eine Geschwindigkeit, Normalkraft und Schmiermittelviskosität in den Messergebnissen dargestellten Werte der Schmierfilmdicke  $h^*$  und der Reibungszahl  $\mu$  waren die Werte nach 125 s Gleitzeit (5 s beschleunigen und 120 s halten) und wurden aus zwei charakteristischen Läufen gemittelt. Bei allen untersuchten Schmierflüssigkeiten einer Paarungen wurde jeweils dasselbe Pellet und dieselbe Scheibe verwendet, wobei die Ausrichtung des Pellets und der Scheibe während des ganzen Versuchsdurchlaufs unverändert blieb. Vor den Versuchen mit einer neuen Schmierflüssigkeit wurden die Wirkflächen mehrfach mit Isopropanol gereinigt.

Ziel der Untersuchungen im In situ-Tribometer waren die Messungen von Reibungszahl und Schmierfilmdicke abhängig von Gleitgeschwindigkeit, Normalkraft, Schmierflüssigkeit und Art der Paarung entsprechend:

- Pellet untexturiert / Scheibe untexturiert,
- Pellet texturiert / Scheibe untexturiert,
- Pellet untexturiert / Scheibe texturiert.

Es wurden neben der als Referenz dienenden untexturierten Paarung, eine Paarung mit Pellettatur sowie 21 Paarungen mit unterschiedlicher Scheibentextur untersucht. Im Fall der Paarung mit texturiertem Pellet kam die Textur RN306010 (Runde Näpfchen mit texturiertem Flächenanteil  $a_{\text{tex}} = 30\%$ , Durchmesser  $w = 60\ \mu\text{m}$ , Tiefe  $d = 10\ \mu\text{m}$ ) zum Einsatz. Die Texturparameter der 21 Paarungen mit Scheibentextur können der Matrix in Bild 2.10 entnommen werden. Bei diesen Texturen wurden texturierte Flächenanteile von 10 %, 20 % bzw. 30 %, Näpfchendurchmesser von 30  $\mu\text{m}$ , 60  $\mu\text{m}$ , 120  $\mu\text{m}$  bzw. 240  $\mu\text{m}$  und Näpfchentiefen von 5  $\mu\text{m}$ , 10  $\mu\text{m}$  bzw. 25  $\mu\text{m}$  verwendet.

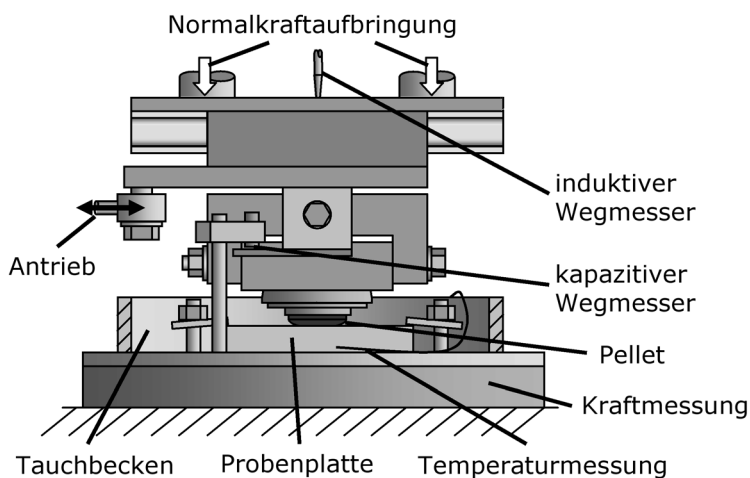


**Bild 2.10:** Parameter der bei den Versuchen im In situ-Tribometer verwendeten Scheibentexturen (hervorgehobene Kreuzungspunkte).

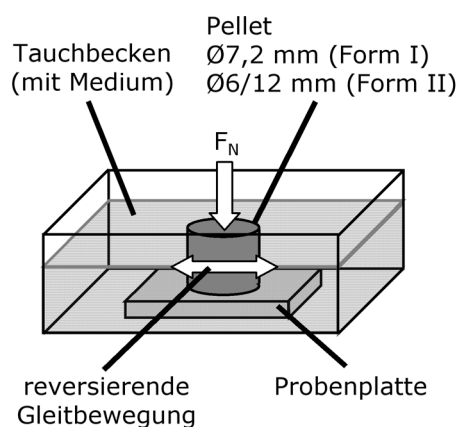
### 2.5.3 Langhub-Tribometer

Im Langhub-Tribometer wurden im Modellsystem Pellet/Platte tribologische Untersuchungen im mediengeschmierten, reversierenden Gleitkontakt durchgeführt (Bild 2.11). Die keramische Probenplatte war mittels Spannelementen in einem Tauchbecken fixiert (Bild 2.11a). Das Pellet befand sich in einer halbschalenförmigen, selbstausrichtenden Halterung, welche eine planparallele Ausrichtung der Pellet- zur Plattenkontaktfläche gewährleistete. Hierzu war das Pellet mit einem 2-Komponenten-Epoxidharzkleber (Fa. Uhu, Typ Endfest 300) in einer Hülse befestigt. Die reversierende Hubbewegung erfolgte über eine Exzentrerscheibe, welche durch einen drehzahlgeregelten Elektromotor angetrieben war. Hierzu waren die linear geführte Pellethalterung und die Exzentrerscheiben über eine Pleuelstange, mit der Pleuellänge  $l = 10$  mm, verbunden. Unterschiedliche Hublängen  $\Delta s$  wurden über verschiedene Exzentrizitäten realisiert. Mittels Totgewichte wurde die Normalkraft  $F_N$  aufgebracht und diese sowie die Reibungskraft  $F_R$  mit einem 4-Komponenten-Dynamometer (Fa. Kistler, Typ 9272) unterhalb des Tauchbeckens gemessen. Zur Messung des linearen Verschleißbetrags war oberhalb der Führungsschiene ein induktiver Wegaufnehmer (Fa. Sangamo Schlumberger, Typ AG/1) und direkt am Pellethalter ein kapazitiver Abstandssensor (Fa. Micro-Epsilon, Typ S610-0,7)

a) Prüfstands Aufbau



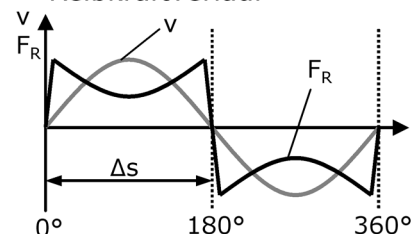
b) Modellsystem



c) Parameter

Normalkraft $F_N$ , N	10 ... 200
Hubfrequenz $f$ , Hz	10; 20
Hublänge $\Delta s$ , mm	5; 10
Mittlere Gleitgeschwindigkeit $v_m$ , m/s	0,10; 0,20
Umgebungsmedium	Luft
Raumtemperatur $T$ , °C	20
Relative Luftfeuchte, %	50

d) Geschwindigkeits- und Reibkraftverlauf



**Bild 2.11:** Schematische Darstellung (a) des Langhub-Tribometers, (b) des Modellsystems und (d) des kurbelwinkelabhängigen Geschwindigkeits- und Reibkraftverlaufs sowie (c) der Versuchs- und Umgebungsparameter.

angebracht. Die Tauchbeckentemperatur wurde mit einem PT100-Widerstandsthermometer gemessen.

Die Probenplatte und das Pellet wurden vor Versuchsbeginn 15 min im Ultraschallbad mit Isopropanol gereinigt und anschließend etwa 12 h im Trockenschrank gelagert. Danach wurden Platte und Pellet in den entsprechenden Vorrichtungen eingebaut und das Pellet mit der mit Schmierflüssigkeit benetzten Platte in Kontakt gebracht. Die Kontaktfläche des Pellets richtete sich dabei unter dem Eigengewicht des Pellethalters selbst aus. Erst danach wurde die Normalkraft über Totgewichte aufgebracht. Die Versuche im Langhub-Tribometer wurden wie in Tabelle 2.5 dargestellt, in zwei unterschiedlichen Versuchsreihen durchgeführt.

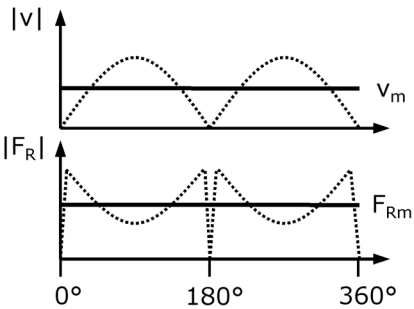
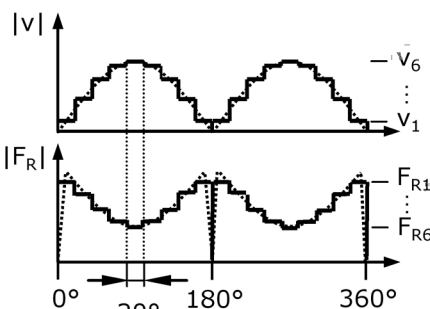
### **Versuchsreihe 1:**

In der Versuchsreihe 1 (Tabelle 2.5) kamen geschliffene EKasic F-Platten und geschliffene EKasic F- bzw. 100Cr6-Pellets der Form II (Bild 2.2d, e) mit 6 bzw. 12 mm Kontaktflächendurchmesser zum Einsatz. Ziel der Versuchsreihe 1 war die Untersuchung des gleitwegabhängigen Reibungs- und Verschleißverhaltens bei konstanter Normalkraft und Variation von

- Werkstoffpaarung (100Cr6/EKasic F; EKasic F/EKasic F),
- Wirkflächentextur (untexturiert; RN306010),
- Schmierflüssigkeit (dest. Wasser; Isooktan),
- Kontaktflächendurchmesser (6 mm; 12 mm),
- Hublänge (5 mm; 10 mm),
- Hubfrequenz (10 Hz; 20 Hz).

Es wurden Versuche mit allen Kombinationen der genannten Parameter durchgeführt, mit Ausnahme von Versuchen mit 12 mm Kontaktflächendurchmesser bei 20 Hz Hubfrequenz, aufgrund der Gefahr einer Überschreitung der Belastbarkeit des Tribometers.

Die Versuche fanden unter Tauchschmierung mit einem Flüssigkeitsstand von 3 - 4 mm über der Kontaktfläche statt, wobei als Schmierflüssigkeiten Isooktan oder destilliertes Wasser verwendet wurden. Bei den Versuchen mit Isooktan traten Verdunstungsverluste auf, welche mit einem konstanten Medienzufuss mittels einer Schlauchpumpe ausgeglichen wurden. Die Parameter der Versuchsreihe 1 sind in Tabelle 2.5 aufgetragen. Zur Auswertung wurde der Mittelwert der Reibungszahl  $\mu$  und des linearen Verschleißbetrags  $W_l$  über 15 Doppelhübe, bestehend aus Hin- und Rückhub, gebildet. Zur Korrektur einer Drift der Verschleißmesswerte, aufgrund der thermisch bedingten Halterausdehnung während des Versuchs, wurden die Messwerte der linearen Verschleißsensoren bei der Abkühlung über einen Zeitraum von

	Versuchsreihe 1	Versuchsreihe 2
Materialpaarung	100Cr6/ EKasic F EKasic F/ EKasic F	100Cr6/ Saphir
Oberfläche	geschliffen	poliert
Pelletdurchmesser, mm	6; 12	7,2
Schmierung	Tauchbad	Tropfschmierung 5 $\mu\text{l/s}$
Normalkraft $F_N$ , N	200	10; 50; 100; 200
Hubfrequenz $f$ , Hz	10; 20	10
Hublänge $\Delta s$ , mm	5; 10	10
Gleitweg $s$ , m	2000	2000
Auswertung	Mittelwert von $v$ und $F_R$ über einen Doppelhub	Mittelwert von $v$ und $F_R$ über je 20°-Kurbelwinkel
		

**Tabelle 2.5:** Vergleich der Material- und Versuchsparameter sowie der Methodik der Auswertung von Versuchsreihe 1 und 2 im Langhub-Tribometer.

30 min nach Versuchsende weiter aufgezeichnet. Aus dem daraus ermittelten, linear genäherten Temperatur-Ausdehnungsgradienten  $dW_I/dT$  wurden die Werte des linearen Verschleißbetrags mit der kontinuierlich gemessenen Tauchbeckentemperatur korrigiert.

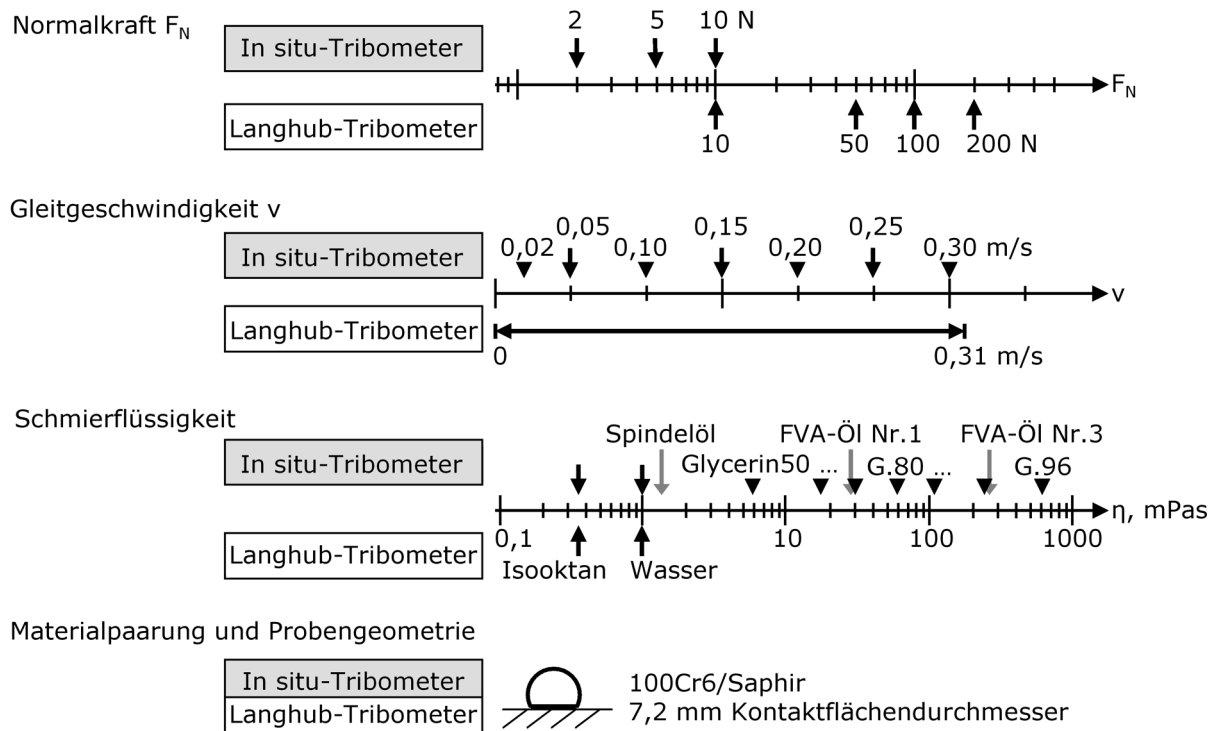
### Versuchsreihe 2:

In Versuchsreihe 2 (Tabelle 2.5) wurden polierte Saphir-Scheiben und polierte 100Cr6-Pellets der Form I (Bild 2.2c) mit 7,2 mm Kontaktflächendurchmesser verwendet. Das Ziel dieser Versuchsreihe war die Untersuchung des Reibungsverhaltens abhängig von

- Gleitgeschwindigkeit (0 bis 0,31 m/s),
- Normalkraft (10 bis 200 N),
- Schmierflüssigkeit (dest. Wasser; Isooktan),
- Texturparameter (RN306005; RN306010; RN1024010).

Zur Untersuchung des Einflusses des tribologischen Systems (reversierend oder einsinnig) auf das Reibungsverhalten wurden die Parameter der Versuchsreihe 2 entsprechend den Versuchs-

parametern des In situ-Tribometers gewählt. Bild 2.12 zeigt, dass in beiden Tribometern die gleiche Normalkraft von 10 N verwendet und der gleiche Geschwindigkeitsbereich abgedeckt wurde. Die Erhöhung der Normalkraft bis auf 200 N diente der Anknüpfung an die Versuchsreihe 1. Die in der Versuchsreihe 2 im Langhub-Tribometer verwendeten Probenpaarungen waren identisch zu denen des In situ-Tribometers. Ebenso kamen in beiden Tribometern destilliertes Wasser und Isooktan zum Einsatz, lediglich im In situ-Tribometer wurden auch weitere Schmierflüssigkeiten untersucht. Weiterhin wurden die in dieser Versuchsreihe verwendeten Texturparameter aus vorherigen Untersuchungen am In situ-Tribometer ausgewählt.



**Bild 2.12:** Vergleich von Versuchsparametern des In situ-Tribometers und der Versuchsreihe 2 im Langhub-Tribometer.

Die Schmierflüssigkeit, Isooktan oder destilliertes Wasser, wurde tröpfchenförmig in der Hubmitte mit  $5 \mu\text{l/s}$  zugeführt. Über die Probenplatte überlaufende Flüssigkeit wurde aus dem Tauchbecken abgepumpt. Der lineare Verschleißbetrag nach 2000 m Gleitweg lag bei diesen Versuchen unterhalb der Auflösungsgrenze und wurde daher bei der Auswertung nicht betrachtet. Die Auswertung der Reibungskraft der Versuchsreihe 2 wurde hubaufgelöst abhängig von der Gleitgeschwindigkeit durchgeführt. Die vom Drehwinkel  $\varphi$  der Exzentrerscheibe, der Hublänge  $\Delta s$ , der Pleuelstangenlänge  $l$  und der Hubfrequenz  $f$  abhängige Gleitgeschwindigkeit  $v(\varphi)$  berechnete sich nach

$$v(\varphi) = \pi \cdot \Delta s \cdot f \cdot \left( \sin\varphi + \frac{\Delta s}{4l} \cdot \sin 2\varphi \right) \quad (2.5)$$

Zur Auswertung wurde der Hub in Abschnitte zu je  $20^\circ$  Kurbelwinkel unterteilt und zusätzlich ein Bereich an den Totpunkten bei  $\varphi = 0^\circ$  bzw.  $180^\circ$  mit  $\pm 4^\circ$  Kurbelwinkel festgelegt. Für jeden Abschnitt war die mittlere Geschwindigkeit  $v_1 \dots v_6$  der kennzeichnende Wert für die jeweilige Reibungskraft. Zur Auswertung der Reibungskraft wurde bei der jeweils gleichen Geschwindigkeitsstufe während eines Doppelhub, bestehend aus Hin- und Rückhub, der Mittelwert über 15 Doppelhübe gebildet.

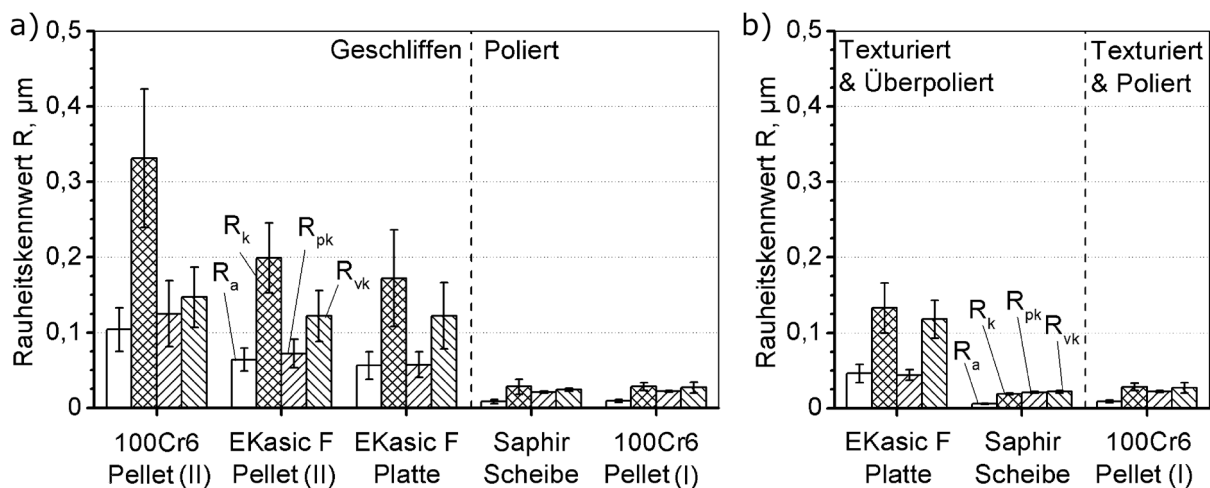


### 3 Ergebnisse

#### 3.1 Rauheit der bearbeiteten Wirkflächen

In Bild 3.1 sind für die verschiedenen Probenwirkflächen der arithmetische Mittenrauheitswert  $R_a$  sowie die Rauheitskennwerte der Abbott-Kurve  $R_k$ ,  $R_{pk}$  und  $R_{vk}$  dargestellt. Die geschliffenen Kontaktflächen der 100Cr6- und EKasic F-Proben, wiesen gegenüber den polierten 100Cr6- und Saphir-Flächen etwa um den Faktor 15 höhere Rauheitskennwerte auf (Bild 3.1a). Zwischen den geschliffenen 100Cr6- und EKasic F-Pellets der Form II (Bild 2.2d, e) mit 6 oder 12 mm Kontaktflächendurchmesser waren keine Unterschiede messbar und wurden daher hinsichtlich ihrer Rauheitskennwerte als gleich betrachtet.

Die geschliffenen 100Cr6-Pellets hatten mit  $0,104 \mu\text{m}$  den höchsten mittleren  $R_a$ -Wert von allen untersuchten Wirkflächen. Ebenso waren die Werte von  $R_k$  mit  $0,331 \mu\text{m}$ ,  $R_{pk}$  mit  $0,125 \mu\text{m}$  und  $R_{vk}$  mit  $0,147 \mu\text{m}$  am höchsten. Die Werte  $R_a$ ,  $R_k$  und  $R_{pk}$  der geschliffenen EKasic F-Pellets waren im Vergleich zu den 100Cr6-Pellets etwa 60 % und der  $R_{vk}$ -Wert etwa 20 % geringer. Bei den EKasic F-Platten waren die Werte  $R_a = 0,056 \mu\text{m}$ ,  $R_k = 0,172 \mu\text{m}$ ,  $R_{pk} = 0,057 \mu\text{m}$  und  $R_{vk} = 0,122 \mu\text{m}$  leicht niedriger als bei den EKasic F-Pellets. Durch das Überpolieren, zur Entfernung der Schmelzaufwürfe nach dem Lasertexturieren, reduzierten



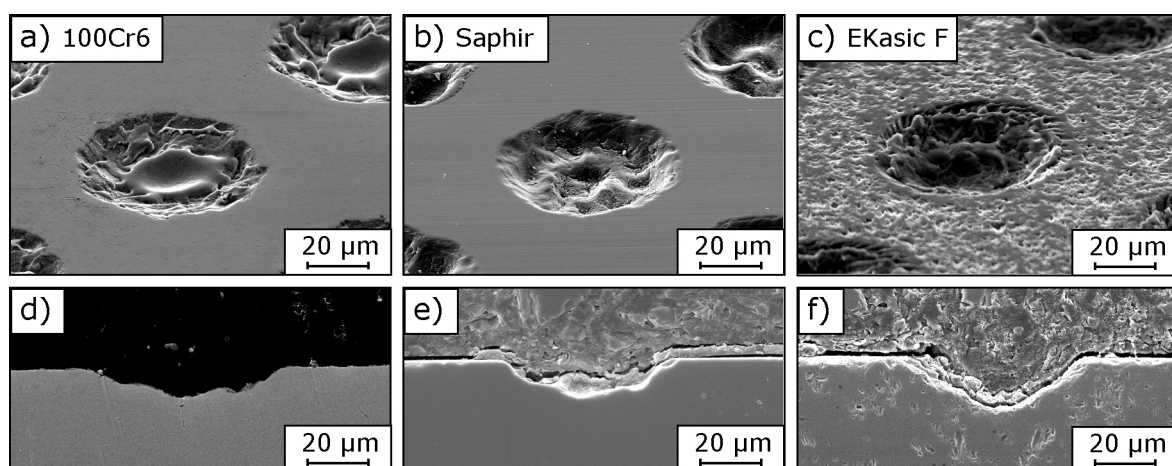
**Bild 3.1:** Rauheitskennwerte  $R_a$ ,  $R_k$ ,  $R_{pk}$  und  $R_{vk}$  (a) der untexturierten Wirkflächen der geschliffenen 100Cr6 und EKasic F sowie polierten Saphir und 100Cr6-Proben und (b) Rauheit der texturierten Wirkflächen nach dem zum Entfernen der Schmelzaufwürfe folgenden Über- bzw. Endpolieren.

sich die  $R_k$ - und  $R_{pk}$ -Werte der EKasic F-Platte um etwa 30 %, der  $R_a$ - Wert um etwa 20 % und  $R_{vk}$  blieb nahezu unverändert (Bild 3.1b).

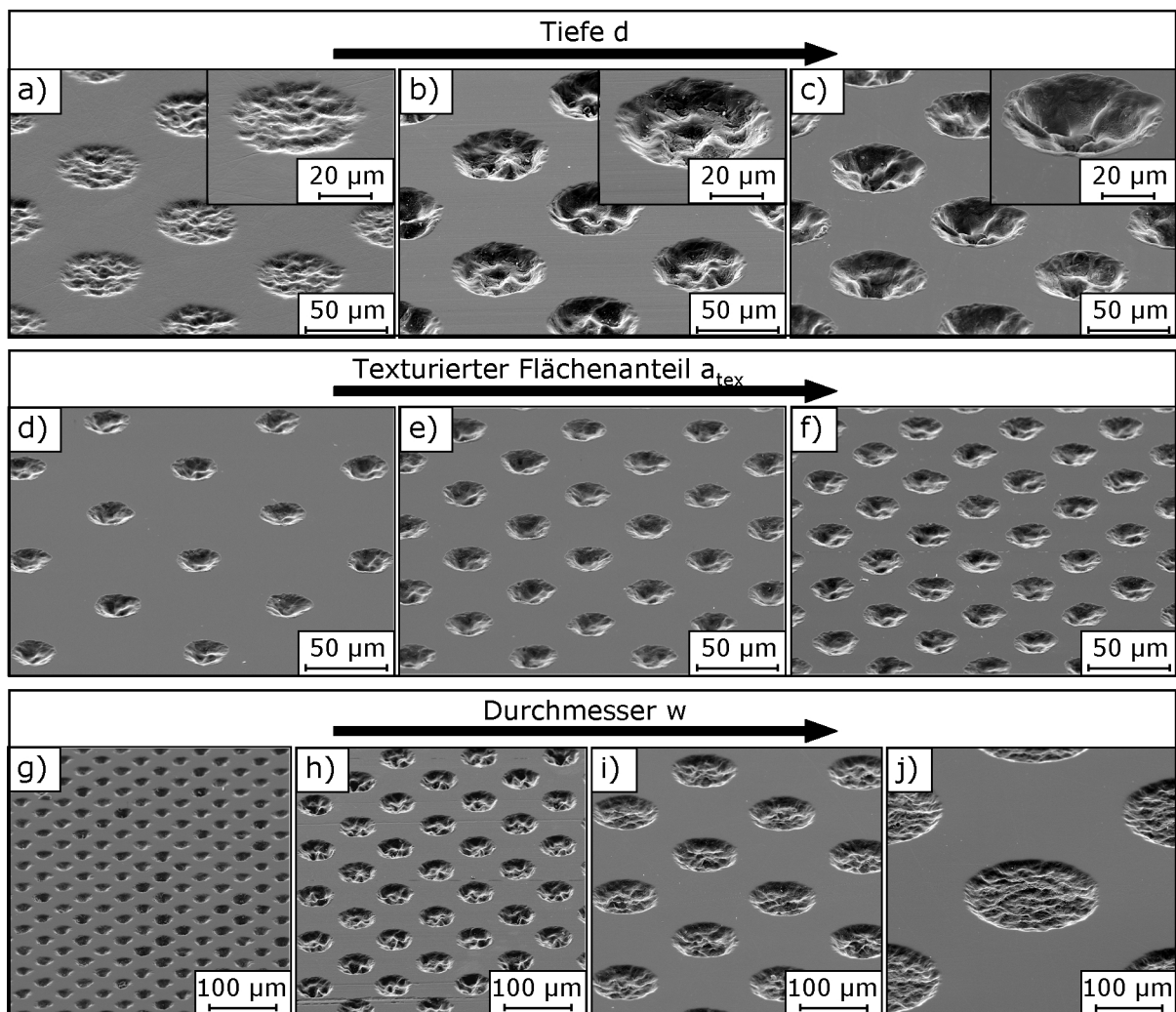
Die Rauheitskennwerte der im Anlieferungszustand verwendeten, polierten Saphir-Scheiben wiesen mit einem  $R_a$ -Wert von  $0,007 \mu\text{m}$  und einem  $R_k$ -Wert von  $0,023 \mu\text{m}$  gegenüber den geschliffenen EKasic F und 100Cr6-Proben deutlich geringere Werte auf. Auch  $R_{pk}$  mit  $0,021 \mu\text{m}$  und  $R_{vk}$  mit  $0,022 \mu\text{m}$  lagen auf niedrigem Niveau. Das der Lasertexturierung der Scheiben folgende Überpolieren zur Entfernung der Schmelzaufwürfe hatte keinen messbaren Einfluss auf die Rauheit. Die endpolierten 100Cr6-Pellets ohne und mit Textur wiesen vergleichbare Rauheitskennwerte auf, die mit  $R_a$  von  $0,009 \mu\text{m}$  und  $R_k$  von  $0,028 \mu\text{m}$  nur leicht über denen der polierten Saphir-Scheibe lagen.

### 3.2 Formtreue der erzeugten Mikrotexturen

Die lasergestützte Fertigung der Standardtextur RN306010 mit runden Näpfchen, mit 30 % texturiertem Flächenanteil,  $60 \mu\text{m}$  Durchmesser und  $10 \mu\text{m}$  Tiefe, wurde auf den Oberflächen des vergüteten Stahls 100Cr6 sowie den Keramiken Saphir und EKasic F durchgeführt. Trotz der an das Material angepassten Laserparameter besaßen die nominell gleichen Näpfchen, wie in den Querschliffen in den Bildern 3.2d-f zu sehen ist, unterschiedliche Querschnittsformen. Das Tiefenprofil der Näpfchen im Stahl und Saphir war eher flach ausgeprägt (Bilder 3.2d, e), mit einer geringfügig unterhalb des nominellen Wertes liegenden Tiefe von  $9 \mu\text{m}$ . Weiterhin war der Näpfchenrand bei diesen beiden Materialien stark abgerundet, aufgrund einer längeren Polierdauer verglichen mit dem nur kurz überpolierten EKasic F. Die Näpfchen der Textur RN306010 im EKasic F wiesen ein parabelförmiges Tiefenprofil auf (Bild 3.2f). Die tatsächliche Tiefe lag im Mittel bei  $12 \mu\text{m}$  und damit leicht über der nominellen.



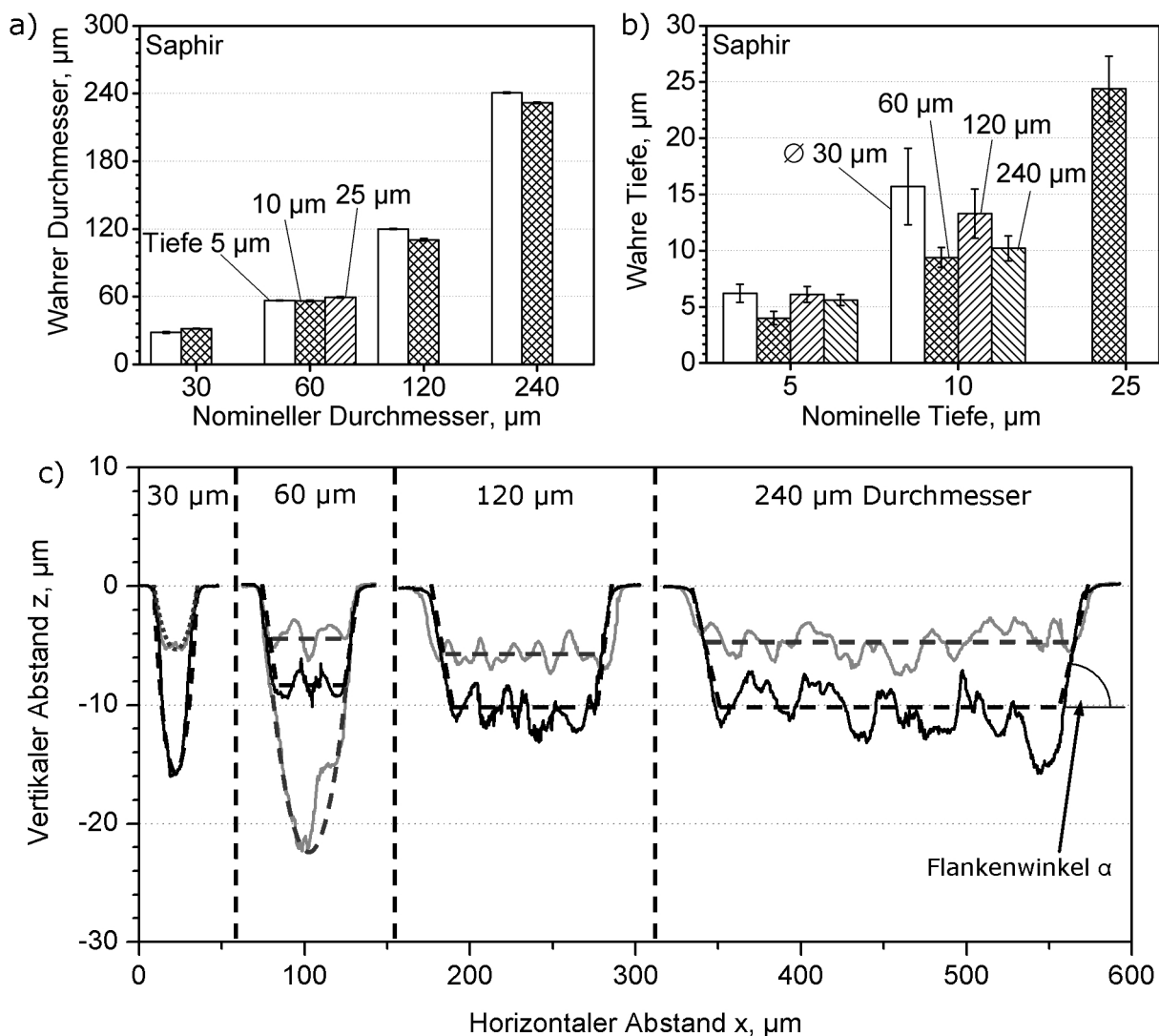
**Bild 3.2:** REM-Aufnahmen mit runden Näpfchen RN306010 texturierter Oberflächen auf (a, d) vergütetem 100Cr6, (b, e) Saphir und (c, f) EKasic F nach dem jeweiligen Polierprozess zur Entfernung der Schmelzaufwürfe in (a-c) der Draufsicht unter  $40^\circ$  Kippwinkel und (d-f) im Querschliff (RN306010:  $a_{\text{tex}} = 30 \%$ ,  $w = 60 \mu\text{m}$ ,  $d = 10 \mu\text{m}$ ).



**Bild 3.3:** REM-Aufnahmen texturierter Saphir-Scheiben mit runden Nöpfchen unter  $40^\circ$  Betrachtungswinkel für eine Variation (a-c) der Nöpfchentiefe  $d$  (von links:  $d = 5, 10$  und  $25 \mu\text{m}$ ;  $a_{\text{tex}} = 30\%$ ;  $w = 60 \mu\text{m}$ ), (d-f) des texturierten Flächenanteils  $a_{\text{tex}}$  (von links:  $a_{\text{tex}} = 10, 20$  und  $30\%$ ;  $d = 5 \mu\text{m}$ ;  $w = 30 \mu\text{m}$ ) und (g-h) des Nöpfchendurchmessers  $w$  (von links:  $w = 30, 60, 120$  und  $240 \mu\text{m}$ ;  $d = 10 \mu\text{m}$ ;  $a_{\text{tex}} = 30\%$ ).

Das Bild 3.3 zeigt REM-Aufnahmen verschiedener Texturen der Saphir-Scheibe. Es sind Texturen mit unterschiedlichen Nöpfchentiefen  $d = 5$  bis  $25 \mu\text{m}$  (Bilder 3.3a bis c), texturierten Flächenanteilen  $a_{\text{tex}} = 10$  bis  $30\%$  (Bilder 3.3d bis f) und Nöpfchendurchmessern  $w = 30$  bis  $240 \mu\text{m}$  (Bilder 3.3g bis j) dargestellt. Hierbei ist zu erkennen, dass sich der Abstand zwischen den einzelnen Nöpfchen sowohl mit steigendem Nöpfchendurchmesser bei konstantem Flächenanteil, als auch mit Verringerung des texturierten Flächenanteils bei konstantem Nöpfchendurchmesser, vergrößert.

In den Bildern 3.4a und b sind die auf den Saphir-Scheiben gemessenen Nöpfchendurchmesser und -tiefen abhängig von den jeweils nominellen Werten aufgetragen. Dabei waren der Durchmesser und die Tiefe der Nöpfchen unabhängig vom texturierten Flächenanteil. Es zeigte sich, dass die in Bild 3.4a dargestellten, wahren Durchmesser tendenziell niedriger waren als die



**Bild 3.4:** Auftragung der gemessenen Werte (a) des Näpfchendurchmessers und (b) der Näpfchentiefe abhängig von den nominellen Werten sowie (c) Tiefenprofile durch den Durchmesser charakteristischer Näpfchen auf Saphir-Scheiben.

nominellen. Die meisten Näpfchendurchmesser lagen mit einer maximalen Abweichung von 5  $\mu\text{m}$  bzw. 6 % nahe am nominellen Wert. Einzig die Näpfchen mit 120 und 240  $\mu\text{m}$  Durchmesser bei 10  $\mu\text{m}$  Tiefe lagen etwa 10  $\mu\text{m}$  unterhalb des nominellen Durchmessers. Damit ergab sich für den 120  $\mu\text{m}$  Durchmesser eine relative Abweichung von 8 % zum Sollwert. Die Streuung der Durchmesser innerhalb einer Textur fiel demgegenüber mit  $\pm 1 \mu\text{m}$  gering aus. Bei den in Bild 3.4b gezeigten Ergebnissen der gemessenen Näpfchentiefe wurden größere Abweichungen vom Sollwert festgestellt. Die Näpfchen mit 60  $\mu\text{m}$  Durchmesser waren bei allen Tiefen bis zu 1  $\mu\text{m}$  unter dem Sollma. Die Näpfchen der anderen Durchmesser waren demgegenüber tendenziell zu tief. Größere Abweichungen wiesen die Näpfchen mit 30 und 120  $\mu\text{m}$  Durchmesser bei nominell 10  $\mu\text{m}$  auf, wobei Werte von etwa 16 bzw. 13  $\mu\text{m}$  Tiefe gemessen wurden. Das Bild 3.4c zeigt die mit dem 3D-Laserscanning-Mikroskop ermittelten Tiefenprofile zentrisch geschnittener, charakteristischer Näpfchen abhängig von Durchmes-

ser und Tiefe. Es zeigte sich, dass Nöpfchen mit hohem Aspektverhältnis  $d/w$  eher einen parabelförmigen Querschnitt aufwiesen. Diese Form besaßen die Nöpfchen mit 30  $\mu\text{m}$  bei 5 und 10  $\mu\text{m}$  Tiefe sowie die Nöpfchen mit 60  $\mu\text{m}$  Durchmesser und 25  $\mu\text{m}$  Tiefe. Die Nöpfchen mit geringem Aspektverhältnis hatten ein trapezförmiges Querschnittsprofil, wobei der Nöpfchengrund Unebenheiten aufwies. Mit zunehmendem Durchmesser und zunehmender Tiefe nahm die Höhe der Unebenheiten tendenziell zu. In Tabelle 3.1 sind die aus jeweils fünf Linienschnittprofilen gemittelten Flankenwinkel  $\alpha$  der unterschiedlichen Nöpfchen aufgetragen. Die gemessenen Flankenwinkel bewegten sich im Mittel zwischen  $26^\circ$  und  $68^\circ$  und hatten eine Streuung von bis zu  $\pm 10^\circ$ . Den größten Winkel wiesen die Nöpfchen mit 30  $\mu\text{m}$  Durchmesser und 10  $\mu\text{m}$  Tiefe auf. Den geringsten Winkel hatten die 5  $\mu\text{m}$  tiefen Nöpfchen bei 60  $\mu\text{m}$  Durchmesser, welche auch die geringste Tiefe aufwiesen (Bild 3.4). Mit zunehmender Tiefe der Nöpfchen zeigte sich bei gleichem Durchmesser ein Anstieg des Flankenwinkels. Die Nöpfchen mit 10  $\mu\text{m}$  Tiefe und einem Durchmesser von 60 bis 240  $\mu\text{m}$  hatten einen vergleichbaren Flankenwinkel um  $40^\circ$ . Diese Nöpfchen wiesen im Gegensatz zu denen mit 30  $\mu\text{m}$  Durchmesser ein ähnliches, trapezförmiges Profil auf (Bild 3.4c).

Durchmesser $w$ , $\mu\text{m}$	Tiefe $d$ , $\mu\text{m}$	Flankenwinkel $\alpha$ , $\text{grad}$
30	5	$38 \pm 8$
	10	$68 \pm 5$
60	5	$26 \pm 9$
	10	$41 \pm 9$
	25	$59 \pm 9$
120	5	$38 \pm 9$
	10	$41 \pm 6$
240	5	$30 \pm 10$
	10	$38 \pm 6$

**Tabelle 3.1:** Gemessene Flankenwinkel  $\alpha$  (Bild 3.4c) der runden Nöpfchen in Abhängigkeit von Durchmesser und Tiefe auf den Saphir-Scheiben.

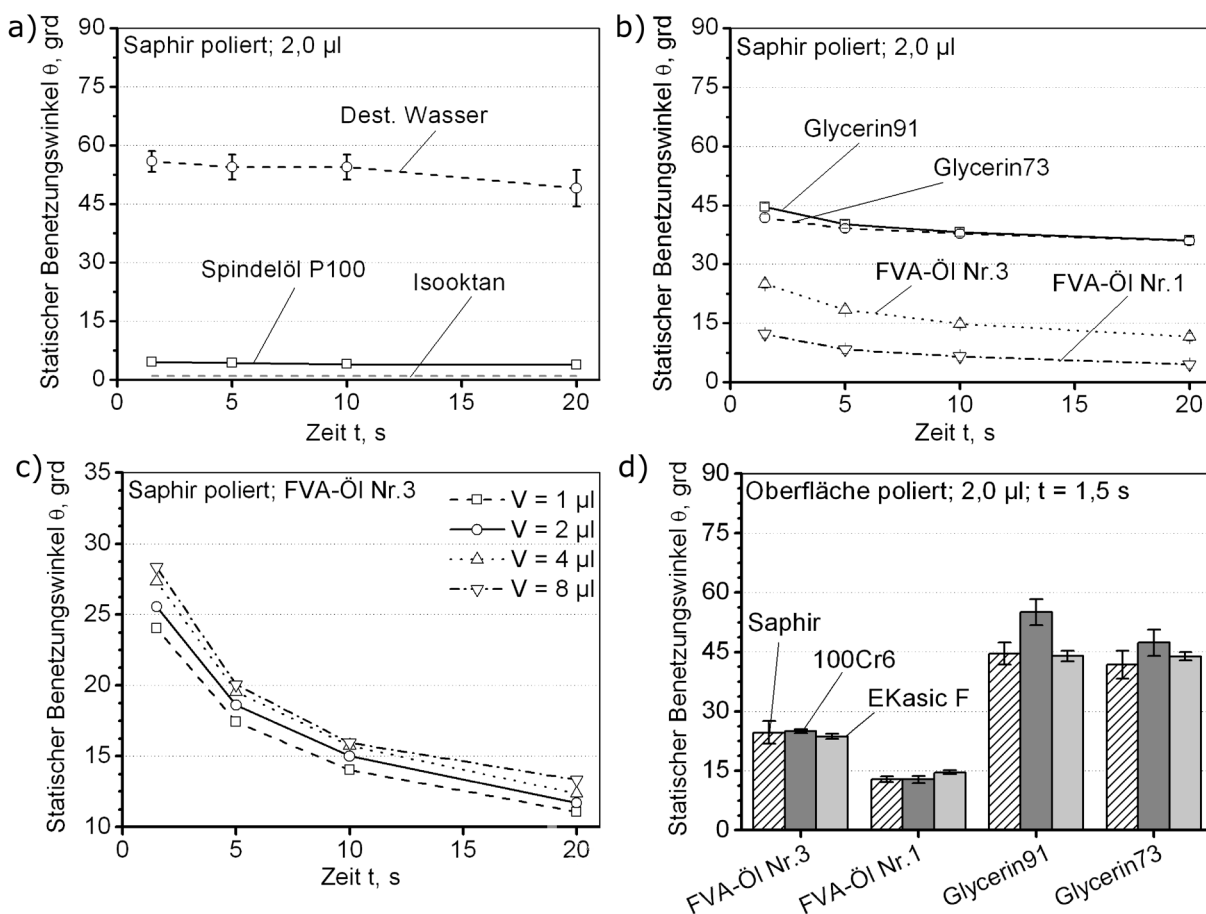
### 3.3 Benetzungswinkel der Schmierflüssigkeiten auf untexturierten und texturierten Stahl- und Keramik-Oberflächen

Neben der Viskosität ist die Benetzbarkeit eine für den tribologischen Kontakt wichtige Einflussgröße. Diese wird durch die Oberflächenspannung der Flüssigkeit und der Festkörperoberfläche sowie deren Wechselwirkung bestimmt. Zur Beurteilung der Benetzbarkeit verschiedener Flüssigkeiten wurde der statische Benetzungswinkel auf den Wirkflächen der verschiedenen Werkstoffe gemessen.



### Untexturierte Oberflächen:

Im Bild 3.5a sind die statischen Benetzungswinkel  $\theta$  der drei niedrig viskosen Medien Spindelöl P100 ( $\eta_{20^\circ\text{C}} = 1,36 \text{ mPas}$ ), destilliertes Wasser ( $\eta_{20^\circ\text{C}} = 1,005 \text{ mPas}$ ) und Isooktan ( $\eta_{20^\circ\text{C}} = 0,348 \text{ mPas}$ ) auf polierten Saphir-Oberflächen in Abhängigkeit der Messzeit  $t$  aufgetragen. Die Benetzungswinkel von destilliertem Wasser und Spindelöl P100 mit ähnlichen Viskositätswerten unterschieden sich deutlich. Bei destilliertem Wasser betrug der Benetzungswinkel nach 1,5 s Messzeit  $56^\circ$ . Wasser war damit schlechter benetzend als Spindelöl, welches einen Winkel von etwa  $4,5^\circ$  aufwies. Über die Messzeit von 20 s zeigten beide Medien einen für die statische Messung charakteristischen Abfall des Benetzungswinkels. Dieser Abfall betrug bei destilliertem Wasser  $7^\circ$ , das Spindelöl P100 wies auf niedrigem Niveau einen Abfall von nur  $1^\circ$  auf. Isooktan, welches die geringste dynamische Viskosität hatte, benetzte die Saphir-Oberfläche von allen untersuchten Medien am besten. Der Benetzungswinkel lag bereits zu Beginn unterhalb der Messgrenze der verwendeten Einrichtung von  $4^\circ$ , so dass



**Bild 3.5:** Statische Benetzungswinkel unterschiedlicher Flüssigkeiten auf (a-c) polierten Saphir-Oberflächen abhängig von der Messzeit sowie auf (d) polierten Saphir-, 100Cr6- und EKasic F-Oberflächen nach 1,5 s Messzeit für (a) destilliertes Wasser, Spindelöl P100 und Isooktan, (b, d) die FVA-Öle Nr.1 und 3 sowie die Glycerin-Wasser-Gemische 73 und 91 bzw. (c) FVA-Öl Nr.3 bei variiertem Tropfenvolumen (a, b, d: Tropfenvolumen  $2 \mu\text{l}$ ).

keine zuverlässige Auswertung durchgeführt werden konnte. Zusätzlich verringerte sich das Tropfenvolumen durch Verdunstung während der Messzeit erheblich. Deshalb ist im Bild 3.5a der qualitative Wert des Benetzungswinkels von Isooktan gegenüber den anderen Medien als graue Strichlinie dargestellt.

Das Bild 3.5b zeigt den zeitlichen Verlauf der Benetzungswinkel von je zwei Vertretern der Mineralöle, FVA-Öl Nr.3 und 1, sowie der Glycerin-Wasser-Gemische, Glycerin91 und 73. Die Glycerin-Wasser-Gemische wurden aufgrund einer zu den Ölen ähnlichen dynamischen Viskosität ausgewählt, wobei FVA-Öl Nr.3 ( $\eta_{20^\circ\text{C}} = 280 \text{ mPas}$ ) und Glycerin91 ( $\eta_{20^\circ\text{C}} = 259 \text{ mPas}$ ) sowie FVA-Öl Nr.1 ( $\eta_{20^\circ\text{C}} = 28,0 \text{ mPas}$ ) und Glycerin73 ( $\eta_{20^\circ\text{C}} = 29,7 \text{ mPas}$ ) vergleichbare Werte hatten. Die Glycerin-Wasser-Gemische Glycerin91 bzw. Glycerin73 hatten ähnliche Benetzungswinkel mit  $45^\circ$  bzw.  $42^\circ$  nach 1,5s. Nach 20s hatten beide Medien mit  $36^\circ$  den gleichen Benetzungswinkel. Die FVA-Öle wiesen gegenüber den Glycerin-Wasser-Gemischen deutlich geringere Benetzungswinkel auf, wobei der Winkel des höher viskosen FVA-Öl Nr.3 mit  $25^\circ$  nach 1,5s etwa doppelt so groß war wie der des niedrig viskosen FVA-Öl Nr.1 mit  $12^\circ$ . Der Abfall des Benetzungswinkels bis 20s Messzeit war beim FVA-Öl Nr.3 mit fast  $14^\circ$  stärker ausgeprägt als beim FVA-Öl Nr.1, welches einen Abfall von nur  $8^\circ$  aufwies.

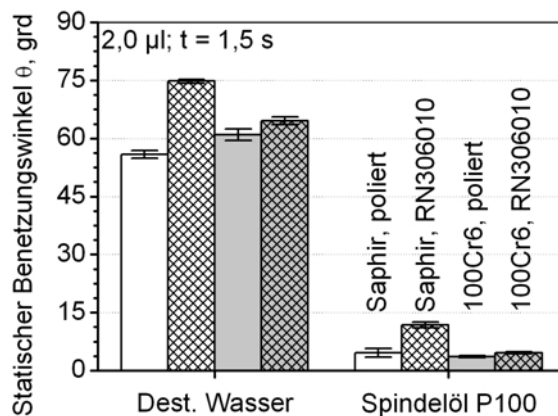
Im Bild 3.5c ist der zeitliche Verlauf des statischen Benetzungswinkels von FVA-Öl Nr.3 auf polierten Saphir-Oberflächen bei variiertem Tropfenvolumen aufgetragen. Dabei zeigte sich eine Zunahme des Winkels von  $24^\circ$  auf  $28^\circ$  mit von  $1 \mu\text{l}$  auf  $8 \mu\text{l}$  steigendem Volumen.

Das Bild 3.5d zeigt den Benetzungswinkel der FVA-Öle Nr.1 und Nr. 3 sowie der Glycerin-Wasser-Gemische 73 und 91 auf polierten Oberflächen von Saphir, 100Cr6 und EKasic F. Hierbei zeigte sich bei den FVA-Ölen keine signifikante Abhängigkeit des Benetzungswinkels vom Werkstoff, mit jeweils  $25^\circ$  für das FVA-Öl N.3 bzw. etwa  $14^\circ$  beim FVA-Öl Nr.1. Der Benetzungswinkel von Glycerin91 als auch von Glycerin73 war jeweils auf Stahl mit  $55^\circ$  bzw.  $47^\circ$  am höchsten und bei EKasic F ergab sich mit  $44^\circ$  der gleiche Wert bei beiden Flüssigkeiten.

#### **Texturierte Oberflächen:**

Im Bild 3.6 sind die Werte der statischen Benetzungswinkel der niedrig viskosen Flüssigkeiten destilliertes Wasser mit  $\eta_{20^\circ\text{C}} = 1,005 \text{ mPas}$  und Spindelöl P100 mit  $\eta_{20^\circ\text{C}} = 1,36 \text{ mPas}$  auf nur polierten sowie polierten und mit der Textur RN306010 versehenen Saphir- oder 100Cr6-Oberflächen aufgetragen. Beim Vorhandensein der Textur auf der Saphir- oder 100Cr6-Oberfläche zeigte sich eine Zunahme des Kontaktwinkels bei allen Flüssigkeiten. Auf Saphir war die texturbedingte Erhöhung des Kontaktwinkels sowohl bei Wasser von  $56^\circ$  auf  $75^\circ$  als auch bei Spindelöl von  $5^\circ$  auf  $12^\circ$  ausgeprägter als auf 100Cr6. Hier betrug die Differenz des Kontaktwinkels zwischen untexturierter und texturierter Oberfläche nur  $4^\circ$  bzw.  $1^\circ$  für destilliertes Wasser bzw. Spindelöl.

In weiterführenden Untersuchungen wurde das Benetzungsverhalten von destilliertem Was-



**Bild 3.6:** Statischer Benetzungswinkel von destilliertem Wasser und Spindelöl P100 auf polierten und mit RN306010 texturierten Saphir- bzw. 100Cr6-Oberflächen (Tropfenvolumen  $V = 2 \mu\text{l}$ ;  $t = 1,5 \text{ s}$ ).

ser auf unterschiedlich texturierten Saphir-Scheiben gemessen. Abhängig vom Abstand  $o$  der Nöpfchen zueinander, der aus dem texturierten Flächenanteil  $a_{\text{tex}}$  und dem Durchmesser  $w$  resultierte (Gleichung 2.2), überdeckte ein Tropfen bei der Benetzungsmessung eine unterschiedliche Anzahl Nöpfchen. In der Tabelle 3.2 ist die berechnete, mittlere Nöpfchenzahl innerhalb der Tropfenbasisfläche für jede Textur auf der polierten Saphir-Oberfläche aufgetragen. Es zeigte sich eine Abhängigkeit des Tropfenbasisdurchmessers von der Nöpfchentiefe  $d$ , da ein größeres Nöpfchenvolumen mehr Flüssigkeit aufnahm, was die Ausbreitung des Tropfens behinderte. Die Nöpfchenanzahl variierte zwischen fast 2000 bei der Textur RN303005 mit  $a_{\text{tex}} = 30 \%$ ,  $w = 30 \mu\text{m}$  und  $d = 5 \mu\text{m}$  und nur 8 bei der Textur RN1024010 mit  $a_{\text{tex}} = 10 \%$ ,  $w = 240 \mu\text{m}$  und  $d = 10 \mu\text{m}$ .

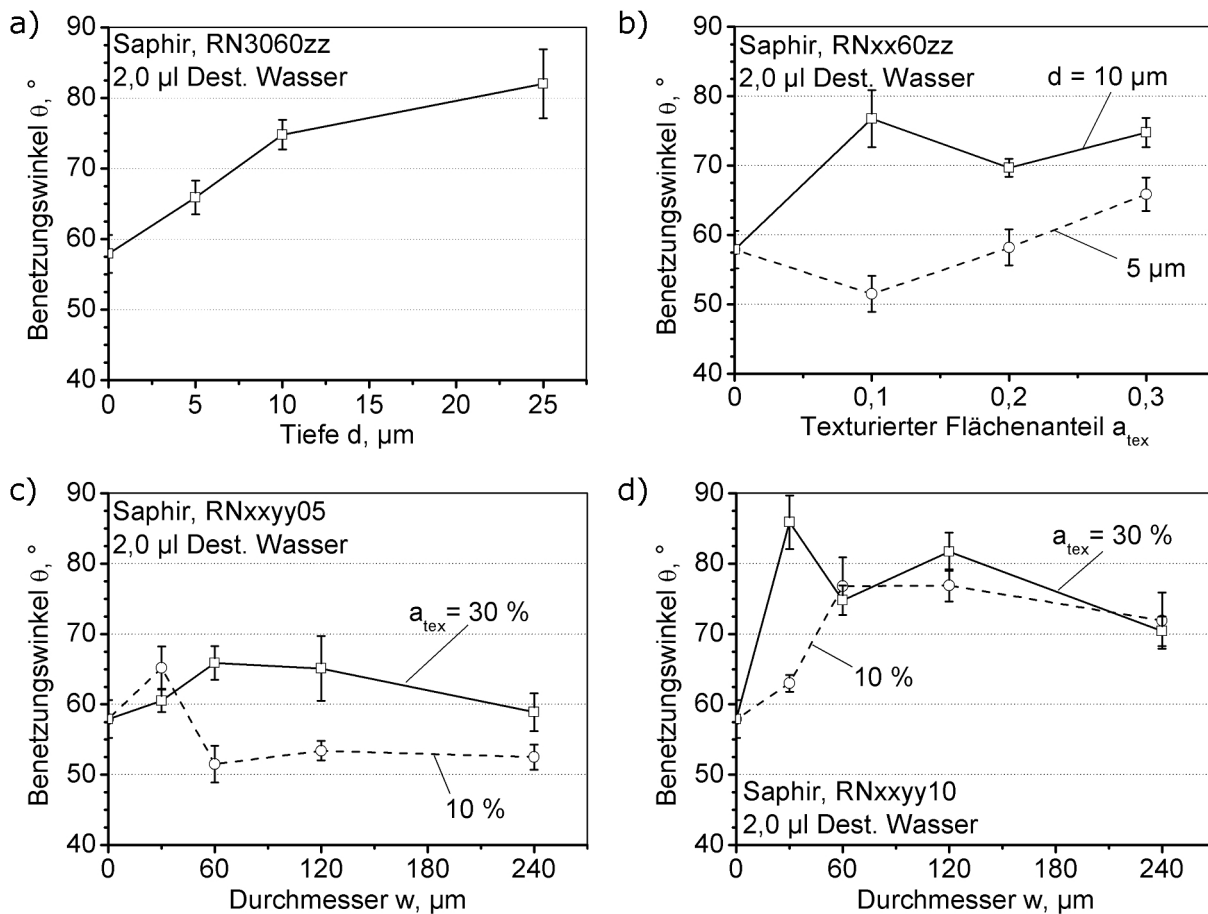
Im Bild 3.7 ist der statische Benetzungswinkel von destilliertem Wasser auf texturierten Saphir-Scheiben in Abhängigkeit der nominellen Werte der Texturparameter nach 1,5 s Messzeit aufgetragen. Es zeigte sich dabei eine Zunahme des Benetzungswinkels und damit eine sich verschlechternde Benetzbarkeit mit größer werdender Nöpfchentiefe (Bild 3.7a). Ausgehend vom untexturierten Fall mit  $58^\circ$  Benetzungswinkel stieg dieser linear bis zu einer Nöpfchentiefe von  $10 \mu\text{m}$  auf  $75^\circ$  an. Bis zu einer Tiefe von  $25 \mu\text{m}$  flachte der Anstieg ab und erreichte mit  $82^\circ$  aber den höchsten Wert. Bild 3.7b zeigt den statischen Benetzungswinkel abhängig vom texturierten Flächenanteil  $a_{\text{tex}}$  für Texturen mit 5 bzw.  $10 \mu\text{m}$  tiefen Nöpfchen bei  $60 \mu\text{m}$  Durchmesser. Bei der  $5 \mu\text{m}$  tiefen Textur mit  $10 \%$  texturiertem Flächenanteil lag der Benetzungswinkel mit etwa  $52^\circ$  niedriger als im untexturierten Fall, worauf sich mit zunehmendem Flächenanteil bis  $a_{\text{tex}} = 30 \%$  ein linearer Anstieg auf  $66^\circ$  anschloss. Die mit  $10 \mu\text{m}$  tieferen Texturen wiesen demgegenüber mit Winkeln zwischen  $70^\circ$  und  $77^\circ$  eine deutlich schlechtere Benetzung auf, wobei der höchste Wert bei  $a_{\text{tex}} = 10 \%$  gemessen wurde. Bei den Nöpfchen mit  $5 \mu\text{m}$  Tiefe und  $30 \%$  texturiertem Flächenanteil ergab sich nur eine geringe Abhängigkeit des Benetzungswinkels vom Nöpfchendurchmesser (Bild 3.7c).



Texturbezeichnung	Tropfenbasisdurchmesser nach 1,5 s	Berechnete Nöpfchenanzahl	Berechnetes Nöpfchenvolumen in $\mu\text{l}$
untexturiert	2,7		
RN103005	2,5	694	0,0024
RN103010	2,4	640	0,0045
RN106005	2,6	188	0,0027
RN106010	2,15	128	0,0036
RN1012005	2,5	43	0,0024
RN1012010	2,2	34	0,0038
RN1024005	2,6	12	0,0027
RN1024010	2,2	8	0,0036
RN203010	2,1	979	0,0069
RN206005	2,4	320	0,0045
RN206010	2,2	269	0,0076
RN2012010	2,3	73	0,0083
RN303005	2,4	1923	0,0068
RN303010	1,95	1269	0,0090
RN306005	2,3	441	0,0062
RN306010	2,1	367	0,0104
RN306025	1,95	317	0,0224
RN3012005	2,45	125	0,0071
RN3012010	2,1	92	0,0104
RN3024005	2,4	30	0,0067
RN3024010	2,3	28	0,0127

**Tabelle 3.2:** Gemessene Basisdurchmesser von 2  $\mu\text{l}$ -Tropfen destillierten Wassers nach 1,5 s Messzeit sowie die berechnete durchschnittliche Nöpfchenzahl und das Nöpfchenvolumen innerhalb der Tropfenbasisfläche auf texturierten Saphir-Oberflächen.

Der Winkel stieg mit Zunahme des Durchmessers zunächst auf  $66^\circ$  bei  $w = 60 \mu\text{m}$  an und fiel bis  $240 \mu\text{m}$  wieder auf einen, dem untexturierten Fall vergleichbaren Wert von  $59^\circ$  ab. Bei nur 10 % texturiertem Flächenanteil lagen die Benetzungswinkel der Texturen mit einem Durchmesser  $\geq 60 \mu\text{m}$  auf einem ähnlich niedrigen Niveau von etwa  $53^\circ$  und zeigten damit eine bessere Benetzbarkeit als die untexturierte Scheibe. Der Benetzungswinkel der Textur mit  $30 \mu\text{m}$  Durchmesser lag sowohl gegenüber den anderen Texturen der Reihe als auch gegenüber der untexturierten Scheibe mit  $65^\circ$  deutlich höher. Die in Bild 3.7d dargestellten Benetzungswinkel der  $10 \mu\text{m}$  tiefen Texturen lagen mit Werten über  $70^\circ$  meist deutlich höher, als bei den flacheren Texturen. Bei einem texturierten Flächenanteil von 10 % stieg der Benetzungswinkel bis zu dem Durchmesser von  $60 \mu\text{m}$  auf einen hohen Wert von  $77^\circ$  an und fiel bis  $240 \mu\text{m}$  Durchmesser wieder leicht auf  $72^\circ$ . Die Durchmesservariation der  $10 \mu\text{m}$  tiefen Nöpfchen mit 30 % texturiertem Flächenanteil zeigte keinen klaren Trend. Mit Werten zwischen  $86^\circ$  bei  $30 \mu\text{m}$  Durchmesser und  $70^\circ$  bei  $240 \mu\text{m}$  lagen alle Texturen auf hohem, mit den flacheren Texturen vergleichbarem Niveau.



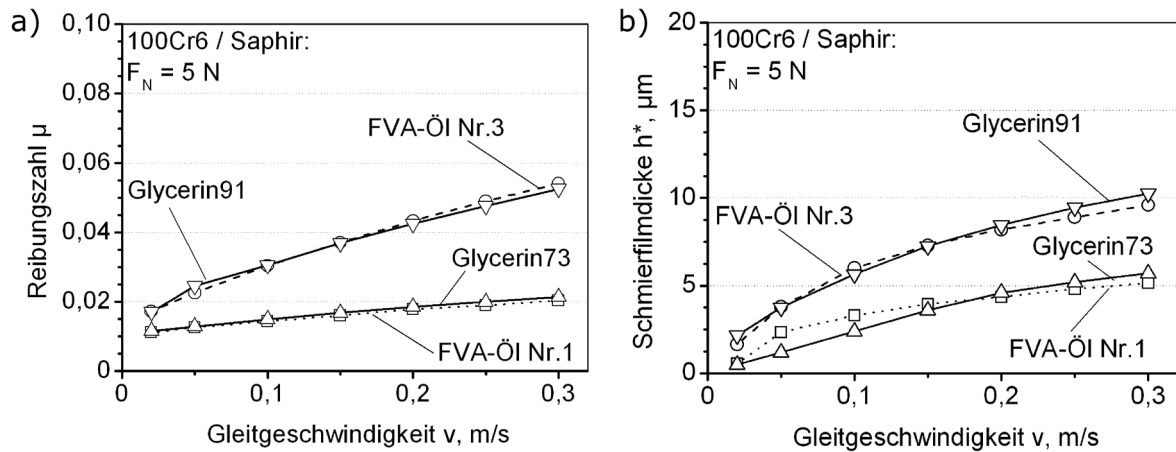
**Bild 3.7:** Einfluss einer Texturierung der Saphir-Scheibe auf den Benetzungswinkel von destilliertem Wasser abhängig von den nominellen Werten (a) der Tiefe  $d$  ( $a_{\text{tex}} = 30\%$ ,  $w = 60 \mu\text{m}$ ), (b) des texturierten Flächenanteils  $a_{\text{tex}}$  ( $w = 60 \mu\text{m}$ ,  $d = 5$  bzw.  $10 \mu\text{m}$ ) und (c, d) des Näpfchendurchmessers  $w$  bei  $a_{\text{tex}} = 10$  bzw.  $30\%$  für eine Tiefe  $d$  von (c)  $5 \mu\text{m}$  und (d)  $10 \mu\text{m}$  (Tropfenvolumen  $V = 2 \mu\text{l}$ ;  $t = 1,5 \text{s}$ ).

### 3.4 Reibungszahl und Schmierfilmdicke von 100Cr6/Saphir-Paarungen im einsinnigen Gleitkontakt

In diesem Kapitel sind Ergebnisse der Versuche im „In situ-Tribometer“ mit 100Cr6/Saphir-Paarungen im einsinnigen Gleitkontakt dargestellt. Die tribologische Charakterisierung wurde bei Normalkräften bis  $10 \text{N}$  und Gleitgeschwindigkeiten bis  $0,30 \text{m/s}$  durchgeführt. Die dargestellten Werte der Reibungszahl und der Schmierfilmdicke beziehen sich auf den Zeitpunkt nach  $120 \text{s}$  konstanter Gleitgeschwindigkeit (Bild 2.9).

#### 3.4.1 Untexturierte Paarungen

In Bild 3.8 sind die Reibungszahl und die Schmierfilmdicke von 100Cr6/Saphir-Paarungen bei Schmierung mit FVA-oil Nr.3, FVA-oil Nr.1, Glycerin91 oder Glycerin73 dargestellt. Die dynamische Viskosität des FVA-oil Nr.1 mit  $\eta_{20^\circ\text{C}} = 28,0 \text{mPas}$  war mit der des Glycerin73 mit  $29,7 \text{mPas}$  vergleichbar. Die dynamischen Viskositäten des FVA-oil Nr.3 bzw. Glycerin91 la-

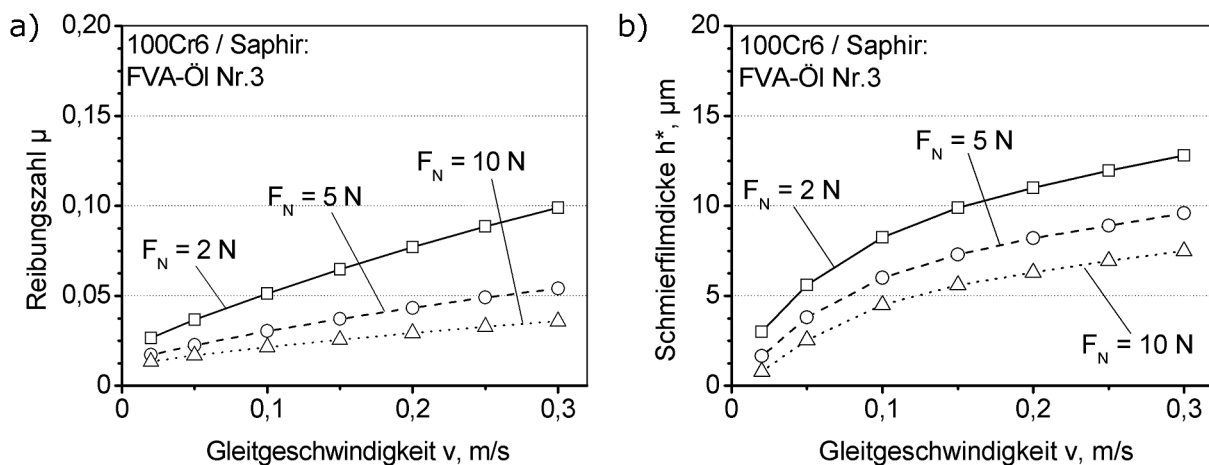


**Bild 3.8:** Verläufe der (a) Reibungszahl und (b) Schmierfilmdicke in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit polierter 100Cr6/Saphir-Paarungen bei Schmierung mit den Mineralölen FVA-Öl Nr.3 und FVA-Öl Nr.1 sowie den Glycerin-Wasser-Gemischen Glycerin91 bzw. Glycerin73 ( $\dot{V} = 5 \mu\text{l/s}$ ,  $F_N = 5 \text{ N}$ ).

gen mit 280 mPas bzw. 259 mPas wesentlich höher, aber auf näherungsweise vergleichbarem Niveau. Die in Bild 3.8a gezeigten Reibungszahlverläufe wiesen für alle vier Paarungen einen stetigen Anstieg mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit auf. Die Reibungszahlverläufe mit FVA-Öl Nr.1 und Glycerin73 bzw. FVA-Öl Nr.3 und Glycerin91 waren im untersuchten Gleitgeschwindigkeitsbereich von 0,02 m/s bis 0,30 m/s jeweils vergleichbar. Die Reibungszahlen der niedriger viskosen Medien FVA-Öl Nr.1 und Glycerin73 wiesen auf niedrigem Niveau, mit Werten von  $\mu = 0,01$  bis 0,02, nur eine geringe Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit zwischen 0,02 und 0,30 m/s auf. Beginnend mit  $\mu = 0,02$  erhöhte sich die Reibungszahl der höher viskosen Medien FVA-Öl Nr.3 und Glycerin91 bis auf  $\mu = 0,05$  bei der Gleitgeschwindigkeit von 0,30 m/s. Die in Bild 3.8b dargestellten Verläufe der Schmierfilmdicken wiesen analog zu den Reibungszahlen einen Anstieg mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit auf. Dabei lagen die Werte der Schmierfilmdicke der höher viskosen Flüssigkeiten FVA-Öl Nr.3 bzw. Glycerin91 deutlich über denen des niedriger viskosen FVA-Öls Nr.1 bzw. Glycerin73. Bei  $v = 0,02 \text{ m/s}$  betrug die Schmierfilmdicke  $h^* = 1,7 \mu\text{m}$  beim FVA-Öl Nr.3 und  $h^* = 2,2 \mu\text{m}$  beim Glycerin91. Bei 0,30 m/s lag  $h^*$  des Glycerin91 mit ca.  $10,3 \mu\text{m}$  ebenfalls leicht über dem FVA-Öl Nr.3 mit  $9,6 \mu\text{m}$ . Der von der Gleitgeschwindigkeit abhängige Verlauf der Schmierfilmdicken der Öle war parabelförmig und der der Glycerin-Wasser-Gemische eher linear ausgeprägt. Hieraus ergab sich mit dem FVA-Öl Nr.3 im Geschwindigkeitsbereich  $v = 0,05 - 0,15 \text{ m/s}$  eine leicht höhere bzw. ähnliche Schmierfilmdicke verglichen mit Glycerin91 und außerhalb dieses Geschwindigkeitsbereichs eine geringere. Beim FVA-Öl Nr.1 stieg die Schmierfilmdicke bis auf  $h^* = 5,2 \mu\text{m}$  bei  $v = 0,30 \text{ m/s}$  parabelförmig und beim Glycerin73 nahezu linear bis auf  $h^* = 5,7 \mu\text{m}$  an, wobei bei beiden Flüssigkeiten bei  $v = 0,02 \text{ m/s}$  noch die gleiche Schmierfilmdicke mit  $h^* = 0,6 \mu\text{m}$  gemessen wurde.

### 3.4.1.1 Normalkrafteinfluss

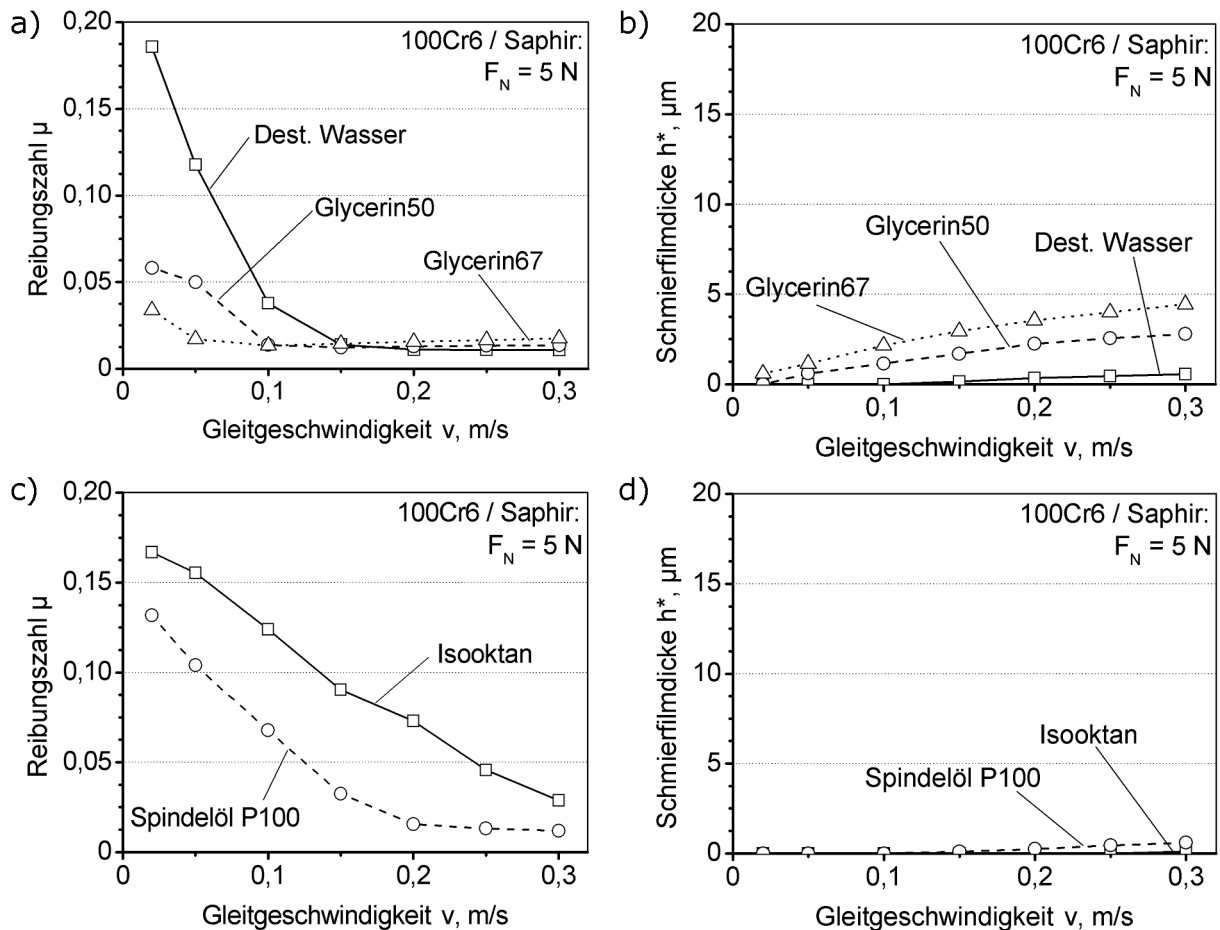
Das Bild 3.9 stellt exemplarisch den Einfluss der Normalkraft auf die Reibungszahl und Schmierfilmdicke für mit FVA-Öl Nr.3 geschmierte Paarungen im Bereich von 2 bis 10 N dar. Dabei zeigte sich sowohl eine Verringerung der Reibungszahl als auch der Schmierfilmdicke im gesamten untersuchten Gleitgeschwindigkeitsbereich mit steigender Normalkraft. Die Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit führte unabhängig von der Normalkraft zu einer Reibungszahl- bzw. Schmierfilmdickenzunahme. Bei der geringsten Normalkraft von 2 N stieg die Reibungszahl von  $\mu = 0,03$  bei  $v = 0,02$  m/s auf  $\mu = 0,10$  bei  $v = 0,30$  m/s und die Schmierfilmdicke von  $h^* = 3,0$   $\mu\text{m}$  auf etwa  $13$   $\mu\text{m}$  an. Bei der Erhöhung der Normalkraft auf 10 N stieg die Reibungszahl im gleichen Geschwindigkeitsbereich nur von  $\mu = 0,01$  auf  $0,04$  bzw. die Schmierfilmdicke von  $h^* = 0,8$   $\mu\text{m}$  auf  $7,5$   $\mu\text{m}$ .



**Bild 3.9:** Normalkrafteinfluss auf die gleitgeschwindigkeitsabhängigen (a) Reibungszahl- und (b) Schmierfilmdickenverläufe polierter 100Cr6/Saphir-Paarungen bei Schmierung mit FVA-Öl Nr.3 ( $\dot{V} = 5$   $\mu\text{l/s}$ ).

### 3.4.1.2 Einfluss niedrig viskoser Schmierflüssigkeiten

In Bild 3.10 sind die gleitgeschwindigkeitsabhängigen Verläufe der Reibungszahl und Schmierfilmdicke von 100Cr6/Saphir-Paarungen bei Schmierung mit niedrig viskosen Medien dargestellt. Die Bilder 3.10a, b zeigen die Ergebnisse für die Glycerin-Wasser-Gemische Glycerin67 und Glycerin50 mit  $\eta_{20^\circ\text{C}} = 17,7$  mPas bzw.  $6,0$  mPas dynamischer Viskosität sowie für destilliertes Wasser mit ca.  $1,0$  mPas. Alle drei Flüssigkeiten führten unter den Versuchsbedingungen im niedrigen Gleitgeschwindigkeitsbereich zu einem Übergang in die Mischreibung. Wie in Bild 3.10a zu sehen, stieg die Reibungszahl im Mischreibungsgebiet mit abnehmender Viskosität an, so dass bei  $v = 0,02$  m/s die Reibungszahl in destilliertem Wasser mit  $\mu = 0,19$  mit Abstand am höchsten lag, gefolgt von Glycerin50 mit  $\mu = 0,06$  und Glycerin67 mit  $\mu = 0,03$ . Diese Reihenfolge der Reibungszahlwerte kehrte sich oberhalb einer Gleitgeschwindig-



**Bild 3.10:** (a, c) Reibungszahl und (b, d) Schmierfilmdicke polierter 100Cr6/Saphir-Paarungen abhängig von der Gleitgeschwindigkeit bei Schmierung mit den niedrig viskosen Medien (a, b) Glycerin67 ( $\eta_{20^\circ\text{C}} = 17,7 \text{ mPas}$ ), Glycerin50 ( $\eta_{20^\circ\text{C}} = 6,0 \text{ mPas}$ ) und destilliertem Wasser ( $\eta_{20^\circ\text{C}} = 1,005 \text{ mPas}$ ) sowie mit (c, d) Isooktan ( $\eta_{20^\circ\text{C}} = 0,348 \text{ mPas}$ ) und dem Spindelöl P100 ( $\eta_{20^\circ\text{C}} = 1,36 \text{ mPas}$ ) ( $\dot{V} = 5 \mu\text{l/s}$ ;  $F_N = 5 \text{ N}$ ).

keit von  $0,20 \text{ m/s}$  um, weil hier Flüssigkeitsreibung dominierte. Die niedrigen Werte wurden mit zunehmender Viskosität der Schmierflüssigkeit bereits bei geringerer Gleitgeschwindigkeit erreicht. Beim Glycerin67 lag das Reibungszahlminimum mit  $\mu = 0,013$  bei der Gleitgeschwindigkeit von  $v = 0,10 \text{ m/s}$ , worauf sich mit weiterer Steigerung der Geschwindigkeit ein Anstieg bis auf  $\mu = 0,018$  bei  $v = 0,30 \text{ m/s}$  anschloss. Die Schmierfilmdicke stieg ausgehend von  $h^* = 0,6 \mu\text{m}$  bei  $v = 0,02 \text{ m/s}$  bis auf  $4,5 \mu\text{m}$  an (Bild 3.10b). Bei Schmierung mit destilliertem Wasser wurde erst bei  $v = 0,20 \text{ m/s}$  eine geringe Reibungszahl von  $\mu = 0,011$  erreicht und dieser Wert blieb bis  $0,30 \text{ m/s}$  konstant (Bild 3.10a). Die Schmierfilmdicke bei Wassersmierung war im unteren Geschwindigkeitsbereich nicht messbar und betrug bei  $v = 0,30 \text{ m/s}$  nur  $0,6 \mu\text{m}$ . Die Werte der Reibungszahl und Schmierfilmdicke der mit Glycerin50 geschmierten Paarung lagen in der Mischreibung bei  $v = 0,02 \text{ m/s}$  und in der Flüssigkeitsreibung bei  $v = 0,30 \text{ m/s}$  zwischen denen von Wasser / Saphir und Glycerin67.

In den Bildern 3.10c, d sind die Reibungszahl und die Schmierfilmdicke für die beiden niedrig

viskosen Flüssigkeiten Isooktan und Spindelöl P100 aufgetragen, bei denen ähnlich den in Bild 3.10a gezeigten, niedrig viskosen Glycerin-Wasser-Gemischen ein Übergang in die Mischreibung auftrat. Für Isooktan, dem Medium mit der niedrigsten dynamischen Viskosität, zeigte sich über den gesamten untersuchten Geschwindigkeitsbereich ein nahezu linearer Abfall der Reibungszahl ausgehend von  $\mu = 0,17$  bei  $v = 0,02$  m/s bis auf  $\mu = 0,03$  bei  $v = 0,30$  m/s. Die Schmierfilmdicke war im unteren Geschwindigkeitsbereich nicht messbar und auch mit etwa  $h^* = 0,1$   $\mu\text{m}$  bei  $v = 0,30$  m/s sehr gering. Bei der mit dem Spindelöl P100 geschmierten Paarung wurde bei  $v = 0,30$  m/s eine Schmierfilmdicke von  $h^* = 0,6$   $\mu\text{m}$  erreicht, aufgrund der 4-fach höheren Viskosität des Spindelöls verglichen mit Isooktan. Die Reibungszahl lag mit  $\mu = 0,012$  bis  $0,016$  zwischen  $v = 0,20$  und  $0,30$  m/s niedrig. Unterhalb von  $0,20$  m/s stieg die Reibungszahl stetig, bis diese bei  $v = 0,02$  m/s im mischreibungsdominierten Gebiet  $\mu = 0,13$  erreichte.

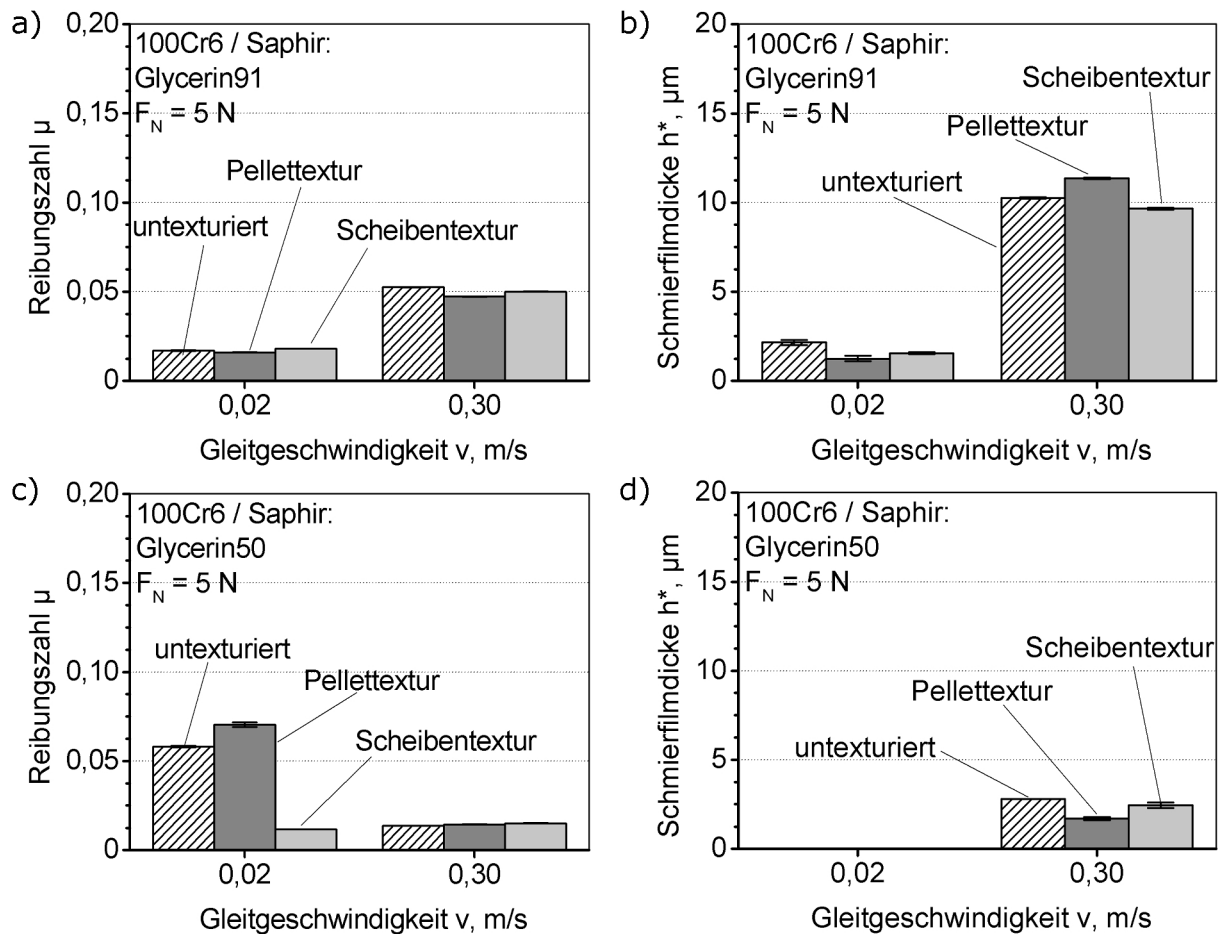
### 3.4.2 Paarungen mit Texturierung von Grund- oder Gegenkörper

#### 3.4.2.1 Schmierung mit Glycerin-Wasser-Gemischen

In diesem Abschnitt wird die Wirkung einer Texturierung auf das Reibungsverhalten anhand der Standardtextur RN306010, mit 30 % texturiertem Flächenanteil, 60  $\mu\text{m}$  Näpfchendurchmesser und 10  $\mu\text{m}$  Näpfchentiefe dargestellt. Diese Textur wurde entweder in die Wirkfläche des 100Cr6-Pellets oder der Saphir-Scheibe eingebracht.

Im Bild 3.11 sind die Reibungszahlen und Schmierfilmdicken der Paarungen mit texturiertem Pellet bzw. texturierter Scheibe, sowie die der untexturierten Paarung als Referenz aufgetragen. Die Diagramme zeigen Ergebnisse mit Glycerin91 und Glycerin50 für die zwei Gleitgeschwindigkeiten 0,02 m/s und 0,30 m/s. Mit dem höher viskosen Glycerin91 (Bild 3.11a) wurden bei der Geschwindigkeit von  $v = 0,02$  m/s, sowohl für die untexturierte Paarung als auch die mit Scheibentextur, etwas höhere Reibungszahlen gemessen als bei der Paarung mit Pellettextur. Dies zeigte sich auch bei den Werten der Schmierfilmdicke, die für die Paarung mit texturiertem Pellet bei  $v = 0,02$  m/s mit  $h^* = 1,3$   $\mu\text{m}$  (Bild 3.11b) am geringsten und für die untexturierte Paarung mit  $h^* = 2,6$   $\mu\text{m}$  am höchsten war. Demgegenüber stand bei 0,30 m/s eine geringfügig kleinere Reibungszahl der beiden texturierten, im Vergleich zur untexturierten Paarung. Die Paarung mit Pellettextur wies dabei die mit  $\mu = 0,047$  geringste Reibungszahl auf, hatte jedoch mit  $h^* = 11,4$   $\mu\text{m}$  die größte Schmierfilmdicke. Die Paarung mit Scheibentextur mit der Reibungszahl von  $\mu = 0,050$  erreichte mit  $h^* = 9,7$   $\mu\text{m}$  einen ähnlichen Wert der Schmierfilmdicke wie die untexturierte Paarung mit 10,3  $\mu\text{m}$ . Die Verwendung des niedrig viskosen Glycerin50 bewirkte deutliche Unterschiede im Reibungsverhalten der drei Paarungen (Bild 3.11c, d). Die Reibungszahlwerte der drei Paarungen waren mit  $\mu = 0,014$  bei  $v = 0,30$  m/s deutlich geringer als bei Schmierung mit Glycerin91. Die Schmierfilmdicke der





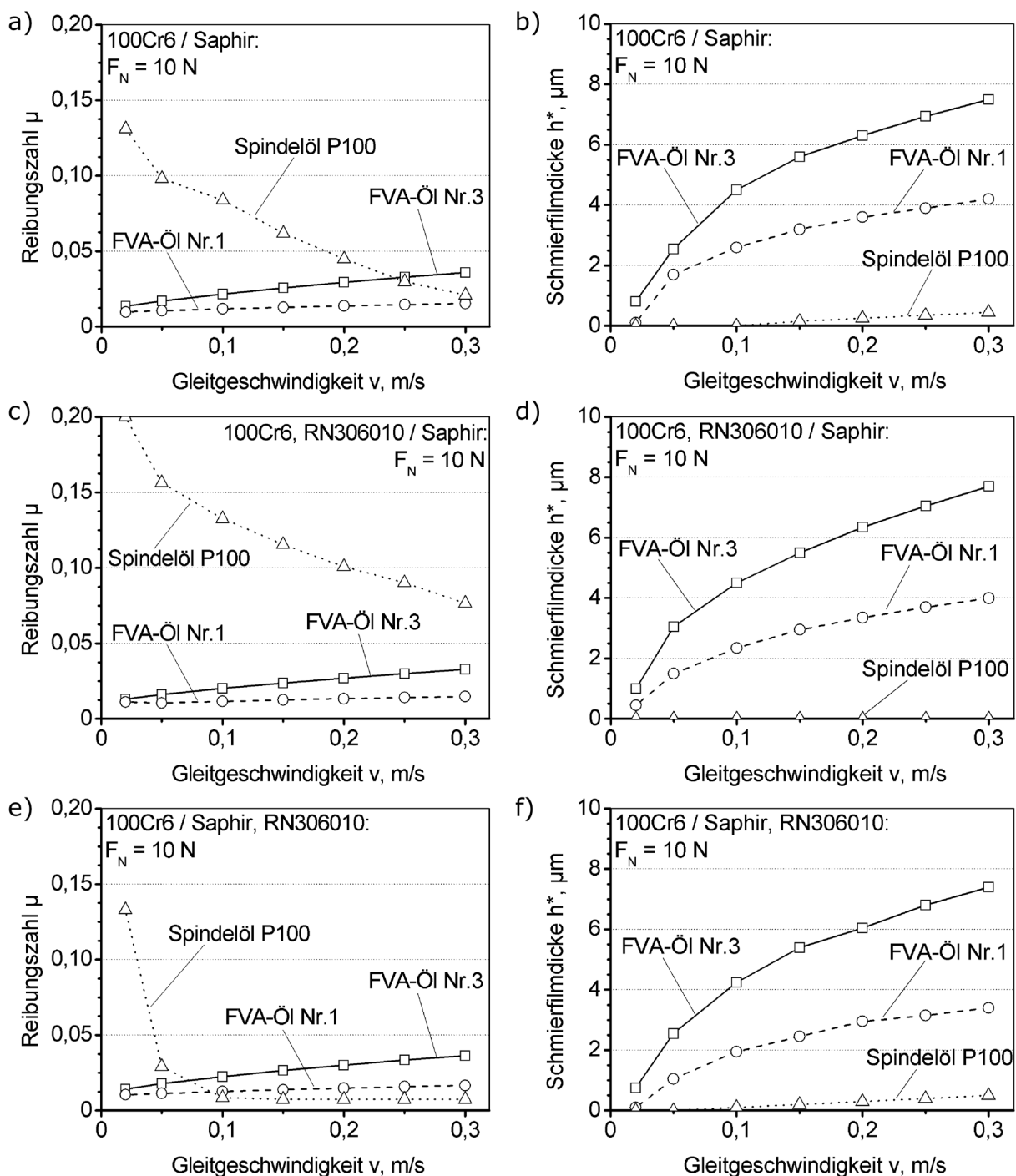
**Bild 3.11:** (a, c) Reibungszahl und (b, d) Schmierfilmdicke von 100Cr6/Saphir-Paarungen bei 0,02 bzw. 0,30 m/s Gleitgeschwindigkeit einer untexturierten und einer mit entweder Pellet- oder Scheibentextur versehenen Paarung bei Schmierung mit (a, b) Glycerin91 ( $\eta_{20^\circ\text{C}} = 259 \text{ mPas}$ ) und (c, d) Glycerin50 ( $\eta_{20^\circ\text{C}} = 6,0 \text{ mPas}$ ) (Pellet-/Scheibentextur RN306010 mit  $a_{\text{tex}} = 30\%$ ,  $w = 60 \mu\text{m}$ ,  $d = 10 \mu\text{m}$ ;  $\dot{V} = 5 \mu\text{l/s}$ ;  $F_N = 5 \text{ N}$ ).

Paarung mit Scheibentextur lag mit  $2,5 \mu\text{m}$  fast gleichauf mit der untexturierten Paarung mit  $h^* = 2,8 \mu\text{m}$ . Die Schmierfilmdicke der Paarung mit Pellettatur war mit  $1,7 \mu\text{m}$  mit Abstand die geringste. Bei der geringeren Gleitgeschwindigkeit von  $0,02 \text{ m/s}$  war die Schmierfilmdicke aller drei Paarungen nicht messbar. Sowohl die untexturierte Paarung mit einer Reibungszahl von etwa  $0,06$  als auch die mit Pellettatur mit  $\mu = 0,07$  liefen unter Mischreibung. Dagegen wies die Paarung mit Scheibentextur, trotz des nicht mehr messbaren Schmierfilms, mit der Reibungszahl von  $0,012$  bei  $v = 0,02 \text{ m/s}$  als einzige ein flüssigkeitsdominiertes Reibungsverhalten auf.

### 3.4.2.2 Ölschmierung

Im Bild 3.12 ist der Verlauf der Reibungszahl und der Schmierfilmdicke in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit für untexturierte und pellet- bzw. scheibenseitig texturierte Paarungen bei Schmierung mit den Mineralölen FVA-Öl Nr.3 und 1 sowie dem Spindelöl P100 darge-

stellt. Mit dem Einsatz dieser Öle konnte in diesen Versuchen die dynamische Viskosität in einem großen Bereich von 1,36 mPas (Spindelöl P100) bis 280 mPas (FVA-Öl Nr.3) variiert werden. Bei den beiden FVA-Ölen war, unabhängig vom Vorhandensein einer Pellet- oder Scheibentextur, Flüssigkeitsreibung im gesamten Gleitgeschwindigkeitsbereich vorherrschend.



**Bild 3.12:** Gleitgeschwindigkeitsabhängige (a, c, e) Reibungszahl und (b, d, f) Schmierfilmdicke für 100Cr6/Saphir-Paarungen bei Schmierung mit FVA-Öl Nr.3 ( $\eta_{20^\circ\text{C}} = 280$  mPas), FVA-Öl Nr.1 ( $\eta_{20^\circ\text{C}} = 28,0$  mPas) und Spindelöl P100 ( $\eta_{20^\circ\text{C}} = 1,36$  mPas) mit (a, b) untexturierten Wirkflächen, (c, d) mit texturiertem Pellet sowie (e, f) mit texturierter Scheibe (Textur RN306010 mit  $a_{\text{tex}} = 30\%$ ,  $w = 60$   $\mu\text{m}$ ,  $d = 10$   $\mu\text{m}$ ;  $\dot{V} = 5$   $\mu\text{l/s}$ ;  $F_N = 10$  N).



Bei Schmierung mit dem niedrig viskosen Spindelöl P100 trat bei allen drei Paarungen Mischreibung auf. Hierbei kam es nur bei der Paarung mit Scheibentextur zu einem Übergang in die Flüssigkeitsreibung mit steigender Gleitgeschwindigkeit.

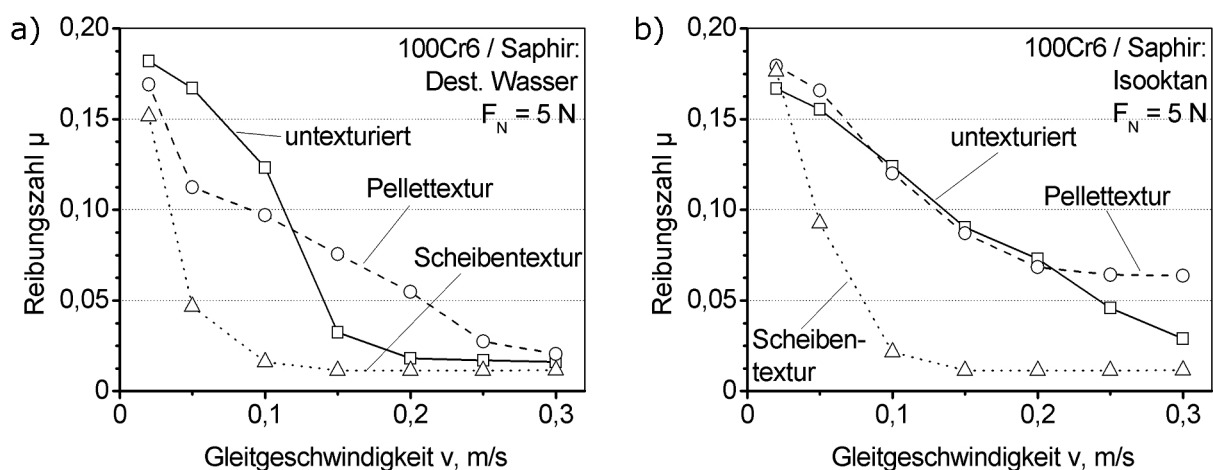
Die Reibungszahl- und Schmierfilmdickenverläufe bei Schmierung mit FVA-Öl Nr.3 lagen für alle Paarungen eng beieinander, mit Reibungszahlwerten zwischen  $\mu = 0,011$  und  $0,013$  bei  $v = 0,02$  m/s sowie zwischen  $\mu = 0,033$  und  $0,036$  bei  $v = 0,30$  m/s (Bilder 3.12a, c, e). Die Schmierfilmdicke bei  $0,30$  m/s zeigte mit Werten von  $h^* = 7,4$   $\mu\text{m}$  bis  $7,7$   $\mu\text{m}$  ebenfalls nur geringe Unterschiede zwischen den unterschiedlich texturierten bzw. untexturierten Paarungen (Bilder 3.12b, d, f). Die auf geringerem Niveau liegenden Verläufe der Reibungszahl und Schmierfilmdicke bei Schmierung mit dem niedriger viskosen FVA-Öl Nr.1 wiesen ein im Vergleich zu FVA-Öl Nr.3 ähnliches Verhalten auf. Bei der kleinsten Gleitgeschwindigkeit von  $0,02$  m/s war die Schmierfilmdicke aller Paarungen mit Werten unterhalb von  $h^* = 0,5$   $\mu\text{m}$  an der Grenze der Messgenauigkeit (Bilder 3.12b, d, f) und die Reibungszahlen der untexturierten sowie texturierten Paarungen erreichte mit  $\mu = 0,010$  den geringsten Wert (Bilder 3.12a, c, e). Bei  $v = 0,30$  m/s lag der Reibungszahlwert der mit FVA-Öl Nr.1 geschmierten Paarung mit Scheibentexturierung mit  $\mu = 0,017$  (Bild 3.12e) geringfügig über dem der beiden anderen Paarungen, die eine Reibungszahl von  $0,015$  aufwiesen (Bilder 3.12a, c). Die Schmierfilmdicke bei  $v = 0,30$  m/s wies bei den mit FVA-Öl Nr.1 geschmierten Versuchen eine größere Abhängigkeit von der Texturierung auf, als bei Schmierung mit dem höher viskosen FVA-Öl Nr.3. Dies zeigte sich beim FVA-Öl Nr.1 an einer um  $\Delta h^* = 0,8$   $\mu\text{m}$  bzw.  $20\%$  geringeren Schmierfilmdicke mit Scheibentextur (Bild 3.12f) im Vergleich zur untexturierten Paarung (Bild 3.12b), wohingegen beim FVA-Öl Nr.3 alle Paarungen mit  $h^* = 7,65 \pm 0,15$   $\mu\text{m}$  ähnliche Werte aufwiesen.

Bei Schmierung mit dem niedrig viskosen Spindelöl P100 waren die untexturierte Paarung und die mit Pellettextur im gesamten untersuchten Geschwindigkeitsbereich in der Mischreibung, im Unterschied zur Paarung mit Scheibentextur, die bereits bei  $v \geq 0,10$  m/s einen Übergang in die Flüssigkeitsreibung aufwies. Die Reibungszahlen der pelletseitig texturierten Paarung (Bild 3.12c) lagen mit Werten von  $\mu = 0,20$  bis  $0,08$  bei  $v = 0,02$  bis  $0,30$  m/s noch über denen der untexturierten Paarung (Bild 3.12a), wobei die Schmierfilmdicke im gesamten Geschwindigkeitsbereich nicht messbar war. Gegenüber der untexturierten Paarung wies die mit Scheibentextur im Spindelöl P100 ein deutlich günstigeres Reibungsverhalten auf. Bei  $v = 0,30$  m/s war die Reibungszahl mit Scheibentextur (Bild 3.12e) mit  $\mu = 0,008$  nur etwa halb so groß wie im untexturierten Fall (Bild 3.12a). Mit abnehmender Gleitgeschwindigkeit stieg die Reibungszahl der untexturierten Paarung nahezu linear auf  $\mu = 0,13$  bei  $v = 0,02$  m/s, wobei der Gradient mit dem der Paarung mit Pellettextur vergleichbar war. Dagegen blieb die Reibungszahl mit Scheibentexturierung bis hinunter zu  $v = 0,10$  m/s etwa konstant niedrig, wobei jedoch unterhalb  $0,10$  m/s ein Übergang in die Mischreibung mit einem progressiven

Reibungszahlanstieg folgte. Erst bei  $v = 0,02 \text{ m/s}$  waren die Reibungszahlen der untexturierten und scheinseitig texturierten Paarung vergleichbar (Bilder 3.12a, e). Die Schmierfilmdicke der Paarung mit Scheibentextur war unterhalb einer Gleitgeschwindigkeit von  $0,10 \text{ m/s}$  nicht messbar (Bild 3.12f) und lag mit  $h^* = 0,5 \mu\text{m}$  bei  $v = 0,30 \text{ m/s}$  nur geringfügig über der untexturierten Paarung (Bild 3.12b).

### 3.4.2.3 Schmierung mit Wasser oder Isooktan

Das Bild 3.13 zeigt die gleitgeschwindigkeitsabhängigen Reibungszahlverläufe der mit Wasser oder Isooktan geschmierten Paarungen ohne Textur bzw. mit der Pellet- oder Scheibentextur RN306010. In beiden Flüssigkeiten wies die Scheibentexturierung, ähnlich wie bei Schmierung mit dem Spindelöl P100, das günstigste Reibungsverhalten auf. Dabei stellte sich bei der Paarung mit Scheibentexturierung in Wasser bei Gleitgeschwindigkeiten  $v \geq 0,15 \text{ m/s}$  ein annähernd konstantes Reibungszahlniveau von  $0,011$  ein und bei  $v < 0,15 \text{ m/s}$  kam es zu einem progressiven Reibungszahlanstieg, wobei die Reibungszahl mit  $\mu = 0,15$  bei  $v = 0,02 \text{ m/s}$  die geringste unter den drei Paarungen war. Die Paarung mit Pellettextur wies bis einschließlich  $v = 0,10 \text{ m/s}$  ebenfalls eine geringere Reibungszahl im Mischreibungsgebiet als die untexturierte Paarung auf (Bild 3.13a). Diese Reihenfolge kehrte sich bei  $v \geq 0,15 \text{ m/s}$  um, da der Reibungszahlgradient über der Gleitgeschwindigkeit im Falle der Pellettextur geringer war als im untexturierten Fall. Bei Schmierung mit Isooktan (Bild 3.13b) wiesen alle drei Paarungen bei der geringsten Geschwindigkeit von  $v = 0,02 \text{ m/s}$  ähnlich hohe Reibungszahlwerte von  $0,17$  bis  $0,18$  auf. Bei der Paarung mit Scheibentextur war die Reibungszahl mit  $\mu = 0,011$  oberhalb  $v = 0,15 \text{ m/s}$  nahezu unabhängig von der Gleitgeschwindigkeit. Bei  $v < 0,15 \text{ m/s}$  zeigte sich auch in Isooktan ein progressiver Reibungszahlanstieg mit abnehmender



**Bild 3.13:** Einfluss der Textur RN306010 von Pellet oder Scheibe im Vergleich zur untexturierten Paarung auf die Reibungszahl in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit bei Schmierung mit (a) destilliertem Wasser ( $\eta_{20^\circ\text{C}} = 1,005 \text{ mPas}$ ) und (b) Isooktan ( $\eta_{20^\circ\text{C}} = 0,348 \text{ mPas}$ ) ( $\dot{V} = 5 \mu\text{l/s}$ ;  $F_N = 5 \text{ N}$ ).

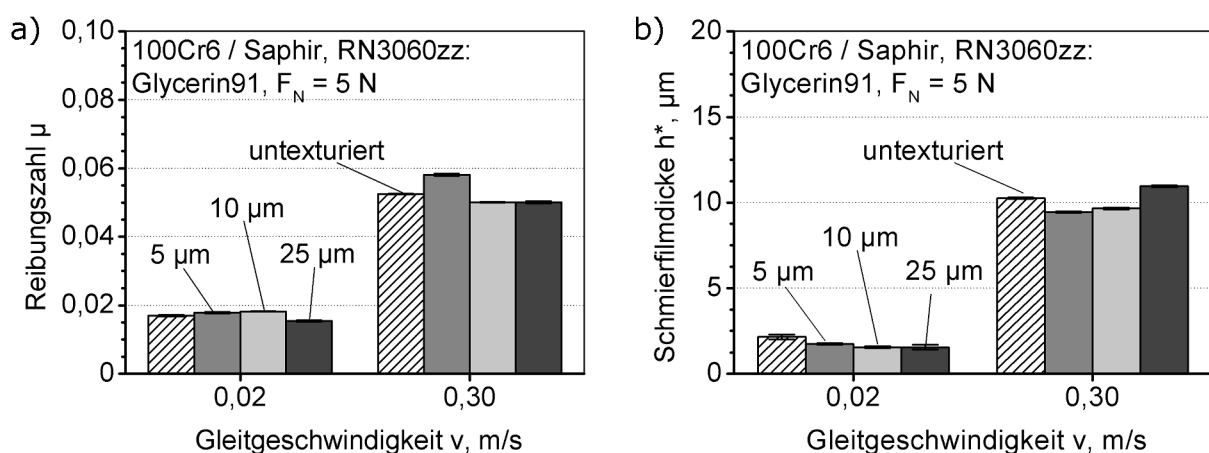
Geschwindigkeit, ähnlich dem Verhalten in Wasser. Die untexturierte Paarung befand sich im gesamten Geschwindigkeitsbereich in der Mischreibung, wobei der Reibungszahlabfall etwa linear mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit war. Die Reibungszahl der Paarung mit texturiertem Pellet war für Geschwindigkeiten  $v \leq 0,20$  m/s mit denen der untexturierten Paarung vergleichbar, lag bei höheren Geschwindigkeiten allerdings deutlich höher und zeigte damit das ungünstigste Verhalten.

### 3.4.3 Einfluss der Parameter einer Scheibentextur

Bei den im Kapitel 3.4.2 dargelegten Ergebnissen, erwiesen sich Paarungen mit der Scheibentextur RN306010 bei Schmierung mit niedrig viskosen Flüssigkeiten als vorteilhaft hinsichtlich niedrigerer Reibungszahlen im Vergleich zu untexturierten oder pelletseitig, mit RN306010 texturierten Paarungen. Deshalb werden in diesem Kapitel Ergebnisse zum Einfluss der Parameter einer Scheibentextur, nämlich texturierter Flächenanteil  $a_{\text{tex}}$ , Nöpfchendurchmesser  $w$  und Nöpfchentiefe  $d$ , auf das Reibungsverhalten gezeigt.

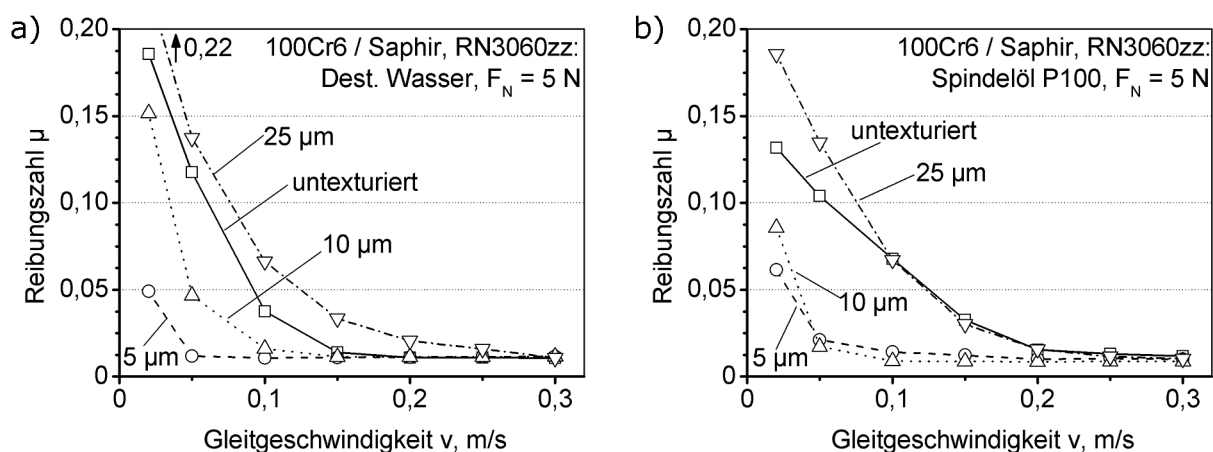
#### 3.4.3.1 Nöpfchentiefe

In einer ersten Versuchsreihe wurde der Einfluss der Nöpfchentiefe im Bereich  $5 \mu\text{m}$  bis  $25 \mu\text{m}$  bei dem texturierten Flächenanteil  $a_{\text{tex}} = 30\%$  und dem Nöpfchendurchmesser  $w = 60 \mu\text{m}$  auf das Reibungsverhalten untersucht. In Bild 3.14 sind die Reibungszahl und die Schmierfilmdicke von scheibenseitig texturierten 100Cr6/Saphir-Paarungen im Vergleich zur untexturierten Paarung bei Schmierung mit dem hoch viskosen Glycerin91 dargestellt. Bei der untexturierten Paarung und den Paarungen mit geringer Nöpfchentiefe  $\leq 10 \mu\text{m}$  war die Reibungszahl bei  $0,02$  m/s Gleitgeschwindigkeit mit Werten von  $\mu = 0,017$  bis  $0,018$  ähnlich (Bild 3.14a). Bei



**Bild 3.14:** Einfluss der Nöpfchentiefe scheibenseitig texturierter 100Cr6/Saphir-Paarungen im Vergleich zur untexturierten Paarung auf (a) Reibungszahl und (b) Schmierfilmdicke bei  $v = 0,02$  m/s bzw.  $0,30$  m/s und Schmierung mit Glycerin91 ( $d = 5, 10$  und  $25 \mu\text{m}$ ;  $a_{\text{tex}} = 30\%$ ;  $w = 60 \mu\text{m}$ ;  $\dot{V} = 5 \mu\text{l/s}$ ;  $F_N = 5$  N).

der Nöpfchentiefe von  $25\ \mu\text{m}$  lag die Reibungszahl mit  $0,015$  leicht niedriger. Die in Bild 3.14b dargestellten Schmierfilmdicken zeigten bei  $v = 0,02\ \text{m/s}$  eine abfallende Tendenz mit zunehmender Tiefe. Bei der Geschwindigkeit von  $v = 0,30\ \text{m/s}$  wies die Reibungszahl ein deutliches Maximum bei  $5\ \mu\text{m}$  Texturtiefe von  $\mu = 0,058$  auf. Die Reibungszahlen der anderen Nöpfchentiefen, eingeschlossen der untexturierten Paarung, waren bis zu  $\Delta\mu = 0,008$  kleiner. Die Schmierfilmdicke zeigte bei den Tiefen von  $5\ \mu\text{m}$  und  $10\ \mu\text{m}$  die geringsten Werte von knapp unter  $10\ \mu\text{m}$ , wohingegen die Paarung mit  $d = 25\ \mu\text{m}$  tiefen Nöpfchen eine Schmierfilmdicke von fast  $11\ \mu\text{m}$  erreichte und damit noch über der untexturierten Paarung lag. Hierbei war die Streuung der Ergebnisse aus den zwei charakteristischen Versuchsläufen verschwindend gering. Im Bild 3.15 ist der Einfluss der Tiefenvariation der Nöpfchen auf der Saphir-Scheibe auf die Reibungszahlverläufe in niedrig viskosen Flüssigkeiten im Vergleich zur untexturierten Paarung dargestellt. Mit Wasser ( $\eta_{20^\circ\text{C}} = 1,005\ \text{mPas}$ ) und Spindelöl P100 ( $\eta_{20^\circ\text{C}} = 1,36\ \text{mPas}$ ) wurden Flüssigkeiten ähnlicher dynamischer Viskosität verwendet, die sich aber hinsichtlich ihrer Benetzung auf Saphir und 100Cr6 stark unterschieden, wobei das Spindelöl die Oberflächen deutlich besser benetzte (Bild 3.5). Die Paarungen mit den Texturtiefen  $5$  und  $10\ \mu\text{m}$  zeigten sowohl für Wasser (Bild 3.15a) als auch für das Spindelöl P100 (Bild 3.15b) gegenüber der untexturierten Paarung einen günstigeren Reibungszahlverlauf, wobei die Paarung mit der geringeren Tiefe von  $5\ \mu\text{m}$  die niedrigsten Reibungszahlen aufwies. Die Paarung mit der  $25\ \mu\text{m}$  tiefen Scheibentextur RN306025 erbrachte im Vergleich zur untexturierten Paarung keinen vorteilhaften Effekt hinsichtlich einer Reibungszahlreduzierung und zeichnete sich im Gegenteil vor allem bei Wasser durch die höchsten Reibungszahlen bis  $\mu = 0,22$  bei  $v = 0,02\ \text{m/s}$  aus. Mit steigender Gleitgeschwindigkeit kam es bei allen Paarungen zu einem Übergang von der Misch- in die Flüssigkeitsreibung. Dieser erfolgte bei der texturierten Paarung mit den  $25\ \mu\text{m}$  tiefen Nöpfchen erst bei  $v = 0,30\ \text{m/s}$ . Bei dieser Geschwindigkeit war die Reibungs-



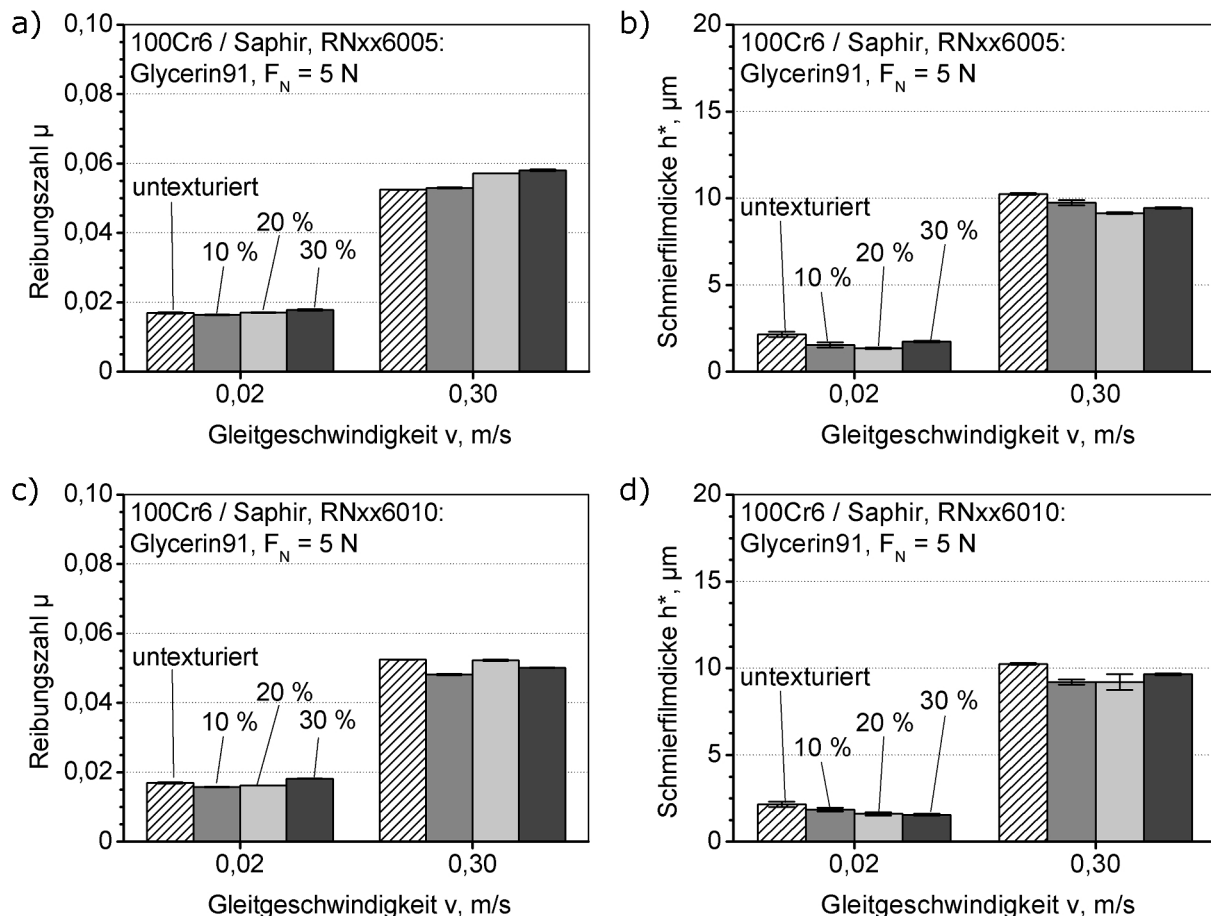
**Bild 3.15:** Vergleich der geschwindigkeitsabhängigen Reibungszahlverläufe von scheibentexturierten 100Cr6/Saphir-Paarungen mit variiertem Nöpfchentiefe  $d$  und der untexturierten Paarung bei Schmierung mit (a) destilliertem Wasser und (b) Spindelöl P100 ( $d = 5, 10$  und  $25\ \mu\text{m}$ ;  $a_{\text{tex}} = 30\%$ ;  $w = 60\ \mu\text{m}$ ;  $\dot{V} = 5\ \mu\text{l/s}$ ;  $F_N = 5\ \text{N}$ ).

zahl mit  $\mu = 0,11$  bei allen wassergeschmierten Paarungen vergleichbar. Bei der untexturierten Paarung erfolgte der Übergang in die Flüssigkeitsreibung bei  $v = 0,15$  m/s, gefolgt von der  $10\ \mu\text{m}$  und  $5\ \mu\text{m}$  tiefen Textur bei  $v = 0,10$  m/s bzw.  $0,05$  m/s. Bei der Textur mit den  $5\ \mu\text{m}$  tiefen Nöpfchen, die das günstigste Verhalten aufwies, war die Reibungszahl mit  $0,05$  bei  $v = 0,02$  m/s etwa 4-fach niedriger als im untexturierten Fall. Ebenso zeigte die Textur mit den  $10\ \mu\text{m}$  tiefen Nöpfchen bei  $v = 0,02$  m/s noch eine Reibungszahlreduzierung, die jedoch mit etwa  $20\%$  gegenüber der untexturierten Paarung nur moderat war.

Das Bild 3.15b zeigt den Reibungszahlverlauf von Paarungen mit unterschiedlichen Nöpfchendurchmessern bei Schmierung mit Spindelöl. Hierbei stieg die Reibungszahl bei der kleinsten Gleitgeschwindigkeit von  $v = 0,02$  m/s mit größer werdender Nöpfchentiefe von  $\mu = 0,06$  bei  $d = 5\ \mu\text{m}$  auf  $\mu = 0,19$  bei  $d = 25\ \mu\text{m}$ . Es ergab sich somit die gleiche Reihenfolge wie bei Schmierung mit Wasser (Bild 3.15a). Analog dazu lag die Reibungszahl der untexturierten Paarung mit  $\mu = 0,13$  niedriger als die der Paarung mit den  $25\ \mu\text{m}$  tiefen Nöpfchen. Bei Gleitgeschwindigkeiten von  $v \geq 0,05$  m/s hatten die  $5$  und  $10\ \mu\text{m}$  tiefen Texturen vergleichbare Reibungszahlwerte auf sehr geringem, oberhalb von  $v = 0,10$  m/s fast konstantem Niveau von  $0,01$ . Die demgegenüber deutlich höheren Reibungszahlen der  $25\ \mu\text{m}$  tiefen Textur und der untexturierten Paarung verringerten sich im Mischreibungsgebiet vergleichsweise langsam mit zunehmender Geschwindigkeit, wobei die texturierte Paarung im unteren Geschwindigkeitsbereich höher lag. Oberhalb von  $v = 0,10$  m/s waren die Verläufe deckungsgleich, wobei der Übergang in die Flüssigkeitsreibung erst bei  $v = 0,20$  m/s und damit der vierfachen Geschwindigkeit wie bei den Texturen mit den flacheren Nöpfchen, erfolgte.

### 3.4.3.2 Texturierter Flächenanteil

Die Ergebnisse des vorhergehenden Abschnitts haben gezeigt, dass vor allem flache Texturen geeignet waren, die Reibungszahl signifikant gegenüber einer Paarung mit untexturierten Wirkflächen zu senken. Deshalb wurde im nächsten Schritt der Einfluss des texturierten Flächenanteils  $a_{\text{tex}}$  auf das Reibungsverhalten an Paarungen mit Scheibentexturen mit  $5$  und  $10\ \mu\text{m}$  tiefen Nöpfchen bei  $60\ \mu\text{m}$  Nöpfchendurchmesser untersucht. In Bild 3.16 sind Werte der Reibungszahl und der Schmierfilmdicke für Schmierung mit Glycerin91 bei  $0,02$  m/s und  $0,30$  m/s Gleitgeschwindigkeit aufgetragen. Bei der Nöpfchentiefe von  $5\ \mu\text{m}$  (Bild 3.16a) zeigte sich bei der Gleitgeschwindigkeit von  $0,02$  m/s kein signifikanter Einfluss des texturierten Flächenanteils auf die Reibungszahl von etwa  $0,017$ . Bei  $v = 0,30$  m/s war allerdings eine Tendenz der Reibungszahlzunahme mit steigendem Flächenanteil erkennbar, mit Werten von  $\mu = 0,053$  bis  $0,058$  zwischen  $a_{\text{tex}} = 10$  und  $30\%$ . Dabei zeigte sich, dass sowohl bei  $v = 0,02$  m/s als auch bei  $0,30$  m/s die Schmierfilmdicken der texturierten Paarungen etwa  $\Delta h^* = 0,5$  bis  $1,0\ \mu\text{m}$  niedriger als im untexturierten Fall lagen (Bild 3.16b). Mit Erhöhung der Nöpfchentiefe auf  $10\ \mu\text{m}$  (Bild 3.16c) war bei  $v = 0,02$  m/s ebenso wie bei den  $5\ \mu\text{m}$

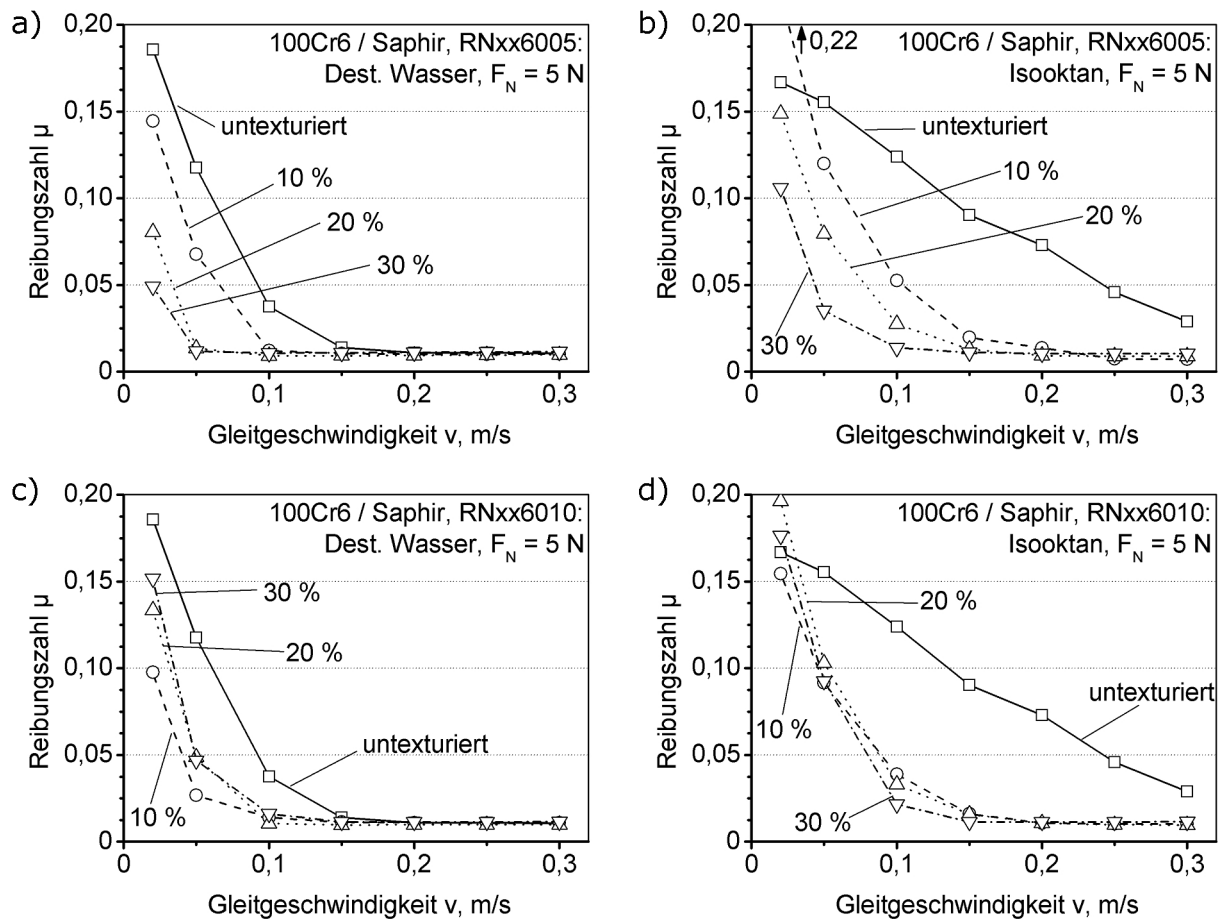


**Bild 3.16:** (a, c) Reibungszahl und (b, d) Schmierfilmdicke von Glycerin91 geschmierten Paarungen ohne Texturierung sowie mit Scheibentexturierungen mit runden Nöpfchen mit einer Tiefe (a, b) 5 μm und (c, d) 10 μm unter Variation des texturierten Flächenanteils  $a_{\text{tex}}$  bei 0,02 m/s und 0,30 m/s Gleitgeschwindigkeit ( $a_{\text{tex}} = 10, 20$  und 30 %,  $w = 60$  μm;  $V = 5$  μl/s;  $F_N = 5$  N).

tiefen Nöpfchen kein signifikanter Einfluss von  $a_{\text{tex}}$  messbar. Bei der Gleitgeschwindigkeit von 0,30 m/s lagen die Reibungszahlen der 10 μm tiefen Texturen niedriger als bei der untexturierten Paarung bzw. den Paarungen mit den 5 μm tiefen Texturen. Die Textur mit 20 % texturiertem Flächenanteil wies dabei mit  $\mu = 0,052$  die höchste und mit dem untexturierten Fall vergleichbare Reibungszahl auf, wohingegen die beiden Texturen mit  $a_{\text{tex}} = 10$  bzw. 30 % mit  $\Delta\mu = 0,004$  geringfügig darunter lagen. Die in Bild 3.16d dargestellten Schmierfilmdicken der 10 μm tiefen Texturen waren etwa  $\Delta h^* = 0,5$  bis 1,0 μm geringer als im untexturierten Fall, ähnlich wie bei der Texturtiefe von 5 μm.

Im Bild 3.17 sind Reibungszahlverläufe in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit, getrennt nach 5 und 10 μm tiefen runden Nöpfchen, mit stets 60 μm Durchmesser unter Variation des texturierten Flächenanteils im Vergleich zur untexturierten Paarung aufgetragen. Die in Bild 3.17a dargestellten Verläufe mit den 5 μm tiefen Nöpfchen zeigten bei Wasserschmierung niedrigere Reibungszahlen mit zunehmendem texturierten Flächenanteil. Dabei verschob sich mit steigendem  $a_{\text{tex}}$  der Übergang in die Mischreibung zu geringeren Gleitgeschwindigkeiten





**Bild 3.17:** Gleitgeschwindigkeitsabhängige Reibungszahlverläufe der untexturierten Paarung und scheinseitig texturierten Paarungen mit variiertem texturierten Flächenanteil bei (a, b) 5  $\mu$ m und (c, d) 10  $\mu$ m Texturtiefe unter Schmierung mit (a, c) destilliertem Wasser und (b, d) Isooktan ( $a_{\text{tex}} = 10, 20$  und 30 %,  $w = 60$   $\mu$ m;  $\dot{V} = 5$   $\mu$ l/s;  $F_N = 5$  N).

und die Reibungszahl in der Mischreibung reduzierte sich bei gleicher Geschwindigkeit. Im untexturierten Fall fand der Übergang in die Mischreibung bei  $v < 0,15$  m/s statt. Bereits mit einem texturierten Flächenanteil von  $a_{\text{tex}} = 10$  % verringerte sich die Übergangsgeschwindigkeit auf  $v < 0,10$  m/s und mit  $a_{\text{tex}} = 20$  bzw. 30 % nochmals auf  $v < 0,05$  m/s. Bei  $v = 0,02$  m/s reduzierte sich die Reibungszahl mit  $a_{\text{tex}} = 10, 20$  bzw. 30 % gegenüber dem untexturierten Fall um etwa 22 %, 56 % bzw. 74 %. Diese Reihenfolge kehrte sich bei den Texturen mit 10  $\mu$ m Näpftentiefe um (Bild 3.17c), so dass hier die Textur mit 10 % texturiertem Flächenanteil den günstigsten Verlauf zeigte. Unter Verwendung der 10  $\mu$ m tiefen Näpften wurde die Reibungszahl bei  $v = 0,02$  m/s mit  $a_{\text{tex}} = 10, 20$  bzw. 30 % gegenüber der untexturierten Paarung um 47 %, 28 % bzw. 18 % gesenkt.

In Isooktan zeigte die untexturierte Paarung im gesamten Gleitgeschwindigkeitsbereich hohe Reibungszahlen mit  $\mu = 0,17$  bei  $v = 0,02$  m/s mit annähernd linearem Abfall mit zunehmender Geschwindigkeit bis auf  $\mu = 0,03$  bei  $v = 0,30$  m/s (Bilder 3.17b, d). Die in Bild 3.17b dargestellte Variation des texturierten Flächenanteils, bei 5  $\mu$ m tiefen Näpften, wies verglichen

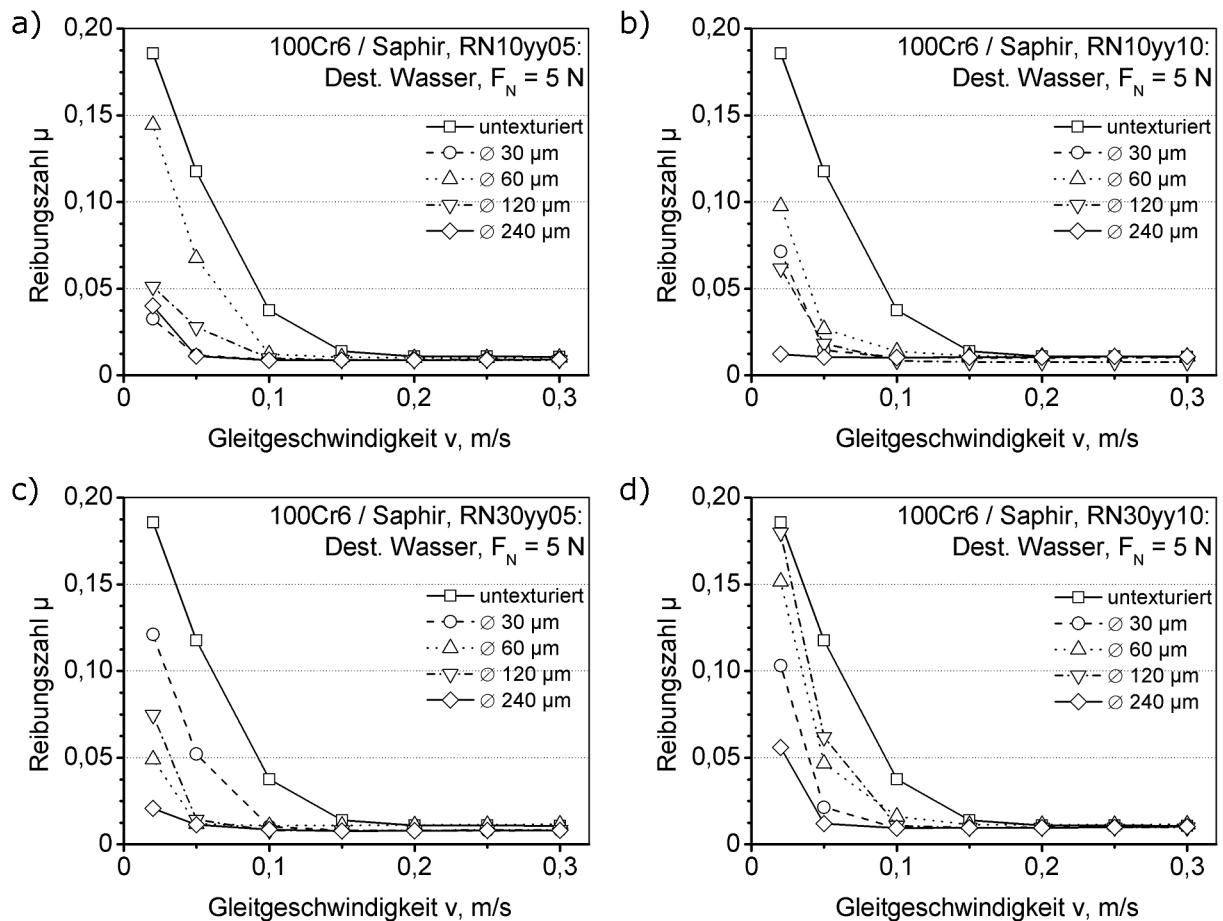
mit der untexturierten Paarung geringere Reibungszahlen bei nahezu allen Geschwindigkeiten auf. Mit steigendem texturierten Flächenanteil reduzierte sich bei Schmierung mit Isooktan sowohl die Reibungszahl in der Mischreibung als auch die Übergangsgeschwindigkeit in die Flüssigkeitsreibung, was ein analoges Verhalten zu den mit Wasser geschmierten Paarungen (Bild 3.17a) darstellte. Bei Isooktanschmierung erfolgte der Übergang bei  $a_{\text{tex}} = 30\%$  bereits bei etwa  $v = 0,10\text{ m/s}$  und bei  $a_{\text{tex}} = 20\%$  bzw.  $10\%$  bei  $v = 0,15$  bzw.  $0,20\text{ m/s}$ . Lediglich die Reibungszahl bei  $a_{\text{tex}} = 10\%$  und  $v = 0,02\text{ m/s}$  war mit  $\mu = 0,22$  höher als im untexturierten Fall. Die texturierten Paarungen mit  $10\text{ }\mu\text{m}$  Näpfchentiefe zeigten bei Geschwindigkeiten  $\geq 0,05\text{ m/s}$  einen nahezu vom Flächenanteil unabhängigen Reibungszahlverlauf mit deutlich geringeren Werten als im untexturierten Fall (Bild 3.17d). Die Paarung mit  $30\%$  texturiertem Flächenanteil wies tendenziell die geringsten Reibungszahlen auf. Lediglich bei  $v = 0,02\text{ m/s}$  waren die Reibungszahlen der drei texturierten Paarungen mit Werten zwischen  $\mu = 0,15$  und  $0,20$  mit der untexturierten Paarung vergleichbar bzw. lagen leicht höher. Die Reibungszahl der mit Isooktan geschmierten, texturierten Paarungen mit  $10\text{ }\mu\text{m}$  Näpfchentiefe lag, unabhängig vom Flächenanteil, oberhalb der Gleitgeschwindigkeit von  $v = 0,20\text{ m/s}$  mit  $\mu = 0,01$  auf vergleichbar niedrigem Niveau.

### 3.4.3.3 Näpfchendurchmesser

Im Bild 3.18 sind Ergebnisse zum Einfluss des Näpfchendurchmessers  $w$  auf das Reibungsverhalten bei Schmierung mit destilliertem Wasser dargestellt. Dabei wurde der Näpfchendurchmesser von  $30$  bis  $240\text{ }\mu\text{m}$  bei den texturierten Flächenanteilen von  $10$  und  $30\%$  und den Näpfchentiefen von  $5$  und  $10\text{ }\mu\text{m}$  variiert. Verglichen mit der untexturierten Paarung wiesen alle texturierten ein geringeres Reibungszahlniveau im Gebiet der Mischreibung auf, unabhängig von den Texturparametern  $a_{\text{tex}}$ ,  $d$  und  $w$  (Bild 3.18). Der Eintritt in die Mischreibung, der mit einer deutlichen Reibungszahlerhöhung gegenüber flüssigkeitsdominierter Reibung einherging, wurde bei allen untersuchten Texturierungen zu kleineren Gleitgeschwindigkeiten hin verschoben. Dabei zeigten die Texturen mit dem größten Näpfchendurchmesser von  $240\text{ }\mu\text{m}$  gegenüber den anderen Näpfchendurchmessern das günstigste Verhalten, mit geringeren Reibungszahlwerten in der Mischreibung und einem Übergang in die Flüssigkeitsreibung schon bei geringerer Gleitgeschwindigkeit.

Im Bild 3.18b ist zu erkennen, dass die texturierte Paarung mit  $240\text{ }\mu\text{m}$  Näpfchendurchmesser bei  $v = 0,02\text{ m/s}$  die geringste Reibungszahl mit  $\mu = 0,012$  hatte und damit als einzige Paarung keinen Eintritt in die Mischreibung aufwies. Es folgte die Paarung mit  $120\text{ }\mu\text{m}$  Näpfchendurchmesser mit einer 5-fach höheren Reibungszahl von  $\mu = 0,06$ , bei welcher der Übergang von der Misch- in die Flüssigkeitsreibung erst bei  $v = 0,10\text{ m/s}$  stattfand. Die Reibungszahl der Paarung mit  $60\text{ }\mu\text{m}$  Durchmesser war mit etwa  $\mu = 0,10$  nochmals höher und der Übergang in die Flüssigkeitsreibung mit  $v = 0,15\text{ m/s}$  erfolgte später. Das Reibungsverhalten der





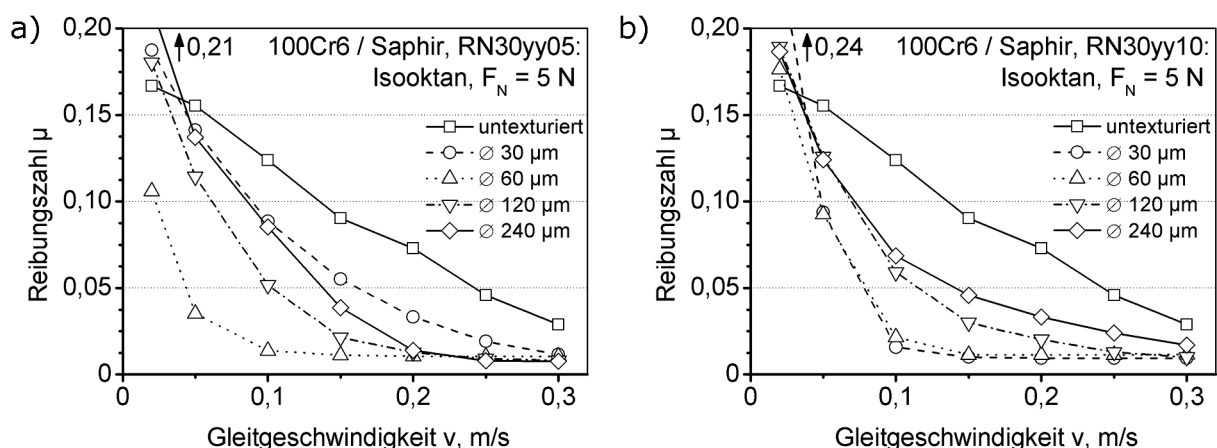
**Bild 3.18:** Reibungszahl abhängig von der Gleitgeschwindigkeit mit destilliertem Wasser geschmierter, texturierter Paarungen mit unterschiedlichen Nöpfchendurchmessern bei (a, b) 10 % und (c, d) 30 % texturiertem Flächenanteil sowie (a, c) 5  $\mu\text{m}$  und (b, d) 10  $\mu\text{m}$  Nöpfchentiefe im Vergleich zur untexturierten Paarung ( $w = 30, 60, 120$  und  $240 \mu\text{m}$ ;  $\dot{V} = 5 \mu\text{l/s}$ ;  $F_N = 5 \text{ N}$ ).

Paarung mit dem Nöpfchendurchmesser von  $30 \mu\text{m}$  fiel aus dieser Reihe heraus, denn es war vergleichbar zu dem mit  $120 \mu\text{m}$  und damit wieder günstiger als bei  $60 \mu\text{m}$  Durchmesser. Bei den Paarungen mit den  $5 \mu\text{m}$  tiefen Nöpfchen bei 10 % Flächenanteil (Bild 3.18a) war die Reihenfolge der Reibungszahl in der Mischreibung bei Variation des Durchmessers die gleiche wie bei den  $10 \mu\text{m}$  tiefen Nöpfchen (Bild 3.18b), abgesehen von der Textur mit  $30 \mu\text{m}$  Durchmesser. Hierbei lag die Reibungszahl der Paarung mit  $30 \mu\text{m}$  Durchmesser bei  $v = 0,02 \text{ m/s}$  mit  $\mu = 0,03$  am niedrigsten, gefolgt von der Paarung mit den  $240 \mu\text{m}$  Nöpfchen mit  $\mu = 0,04$ . Die in Bild 3.18d dargestellten Ergebnisse von texturierten Paarungen mit einem höheren texturierten Flächenanteil von 30 % und mit  $10 \mu\text{m}$  Tiefe zeigten im Vergleich der Texturen untereinander das ungünstigste Reibungsverhalten, welches jedoch immer noch besser als das der untexturierten Paarung war. Bei der Gleitgeschwindigkeit von  $v = 0,02 \text{ m/s}$  lagen die Reibungszahlwerte zwischen  $\mu = 0,06$  bei  $w = 240 \mu\text{m}$  und zur untexturierten Paarung vergleichbaren  $\mu = 0,18$  bei dem Nöpfchendurchmesser von  $w = 120 \mu\text{m}$ . Die Werte der Paarungen mit  $30$  bzw.  $60 \mu\text{m}$  Durchmesser ordneten sich dazwischen ein. Bei dem hohen

texturierten Flächenanteil von 30 % führte eine Absenkung der Tiefe von 10 auf 5  $\mu\text{m}$  zu einer Verringerung der Reibungszahlen bei den Napfchendurchmessern von 60 bis 240  $\mu\text{m}$  (Bild 3.18c). Nur die Paarung mit 30  $\mu\text{m}$  Näpfchendurchmesser wies bei 5  $\mu\text{m}$  Tiefe eine höhere Reibungszahl in der Mischreibung als bei 10  $\mu\text{m}$  auf.

In Bild 3.19 sind die Reibungszahlen der von 30 bis 240  $\mu\text{m}$  reichenden Durchmesservariation bei Schmierung in Isooktan für den texturierten Flächenanteil von 30 % und die Tiefe von 5  $\mu\text{m}$  bzw. 10  $\mu\text{m}$  dargestellt. Bei der geringsten Gleitgeschwindigkeit von 0,02 m/s hatte nur die Paarung mit der Textur RN306005 eine geringere Reibungszahl als der untexturierte Fall. Die Reibungszahlen der anderen texturierten Paarungen lagen bei  $v = 0,02$  m/s mit Werten bis zu  $\mu = 0,24$  teils deutlich höhere. Alle texturierten Paarungen wiesen jedoch einen stärkeren Reibungszahlabfall mit steigender Gleitgeschwindigkeit als die untexturierte Paarung auf, so dass die Reibungszahlwerte ab einer Geschwindigkeit von 0,05 m/s teils deutlich niedriger lagen. Der Reibungszahlgradient zwischen  $v = 0,02$  und 0,05 m/s war bei der texturierten Paarung mit 30  $\mu\text{m}$  Näpfchendurchmesser und 10  $\mu\text{m}$  Tiefe mit Abstand am größten (Bild 3.19b), so dass in diesem Fall ab  $v \geq 0,05$  m/s die niedrigsten Reibungszahlen auftraten und bereits bei  $v \geq 0,15$  m/s Flüssigkeitsreibung mit  $\mu = 0,010$  dominierte. Mit Erhöhung des Näpfchendurchmessers stieg das Reibungszahlniveau im Geschwindigkeitsbereich von  $v = 0,10$  bis 0,30 m/s an, lag aber weiterhin unterhalb des untexturierten Falls. Somit lag die Reibungszahl bei der Paarung mit 240  $\mu\text{m}$  Näpfchendurchmesser unter den texturierten Paarungen mit 10  $\mu\text{m}$  Tiefe am höchsten und wies auch bei  $v = 0,30$  m/s mit  $\mu = 0,017$  noch keinen Übergang in die Flüssigkeitsreibung auf.

Bei den Paarungen mit den 5  $\mu\text{m}$  tiefen Näpfchen zeigte sich, ähnlich den 10  $\mu\text{m}$  tiefen, eine Erhöhung des Reibungszahlens in der Mischreibung mit zunehmendem Durchmesser von 60 bis 240  $\mu\text{m}$  (Bild 3.19a). Dabei lag bei  $v = 0,02$  m/s die Reibungszahl der Paarung mit



**Bild 3.19:** Reibungszahl in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit mit Isooktan geschmierter, texturierter Paarungen bei Variation des Näpfchendurchmessers bei (a) 5  $\mu\text{m}$  und (b) 10  $\mu\text{m}$  Näpfchentiefe verglichen mit der untexturierten Paarung ( $w = 30, 60, 120$  und  $240$   $\mu\text{m}$ ;  $a_{\text{tex}} = 30$  %;  $\dot{V} = 5$   $\mu\text{l/s}$ ;  $F_N = 5$  N).

den 60  $\mu\text{m}$  Näpfchen mit  $\mu = 0,11$  am geringsten und war damit etwa 1/3 niedriger als im untexturierten Fall. Gleichzeitig erhöhete sich mit steigendem Näpfchendurchmesser von 60, 120 auf 240  $\mu\text{m}$  die Übergangsgeschwindigkeit von der Misch- zur Flüssigkeitsreibung von  $v = 0,10$  m/s, 0,20 m/s auf 0,25 m/s. Die Paarung mit den 30  $\mu\text{m}$  Näpfchen wich von der Reihenfolge ab und wies im Geschwindigkeitsbereich  $v \geq 0,05$  m/s die höchsten Reibungszahlen und mit  $v = 0,30$  m/s die höchste Übergangsgeschwindigkeit unter den texturierten Paarungen auf.

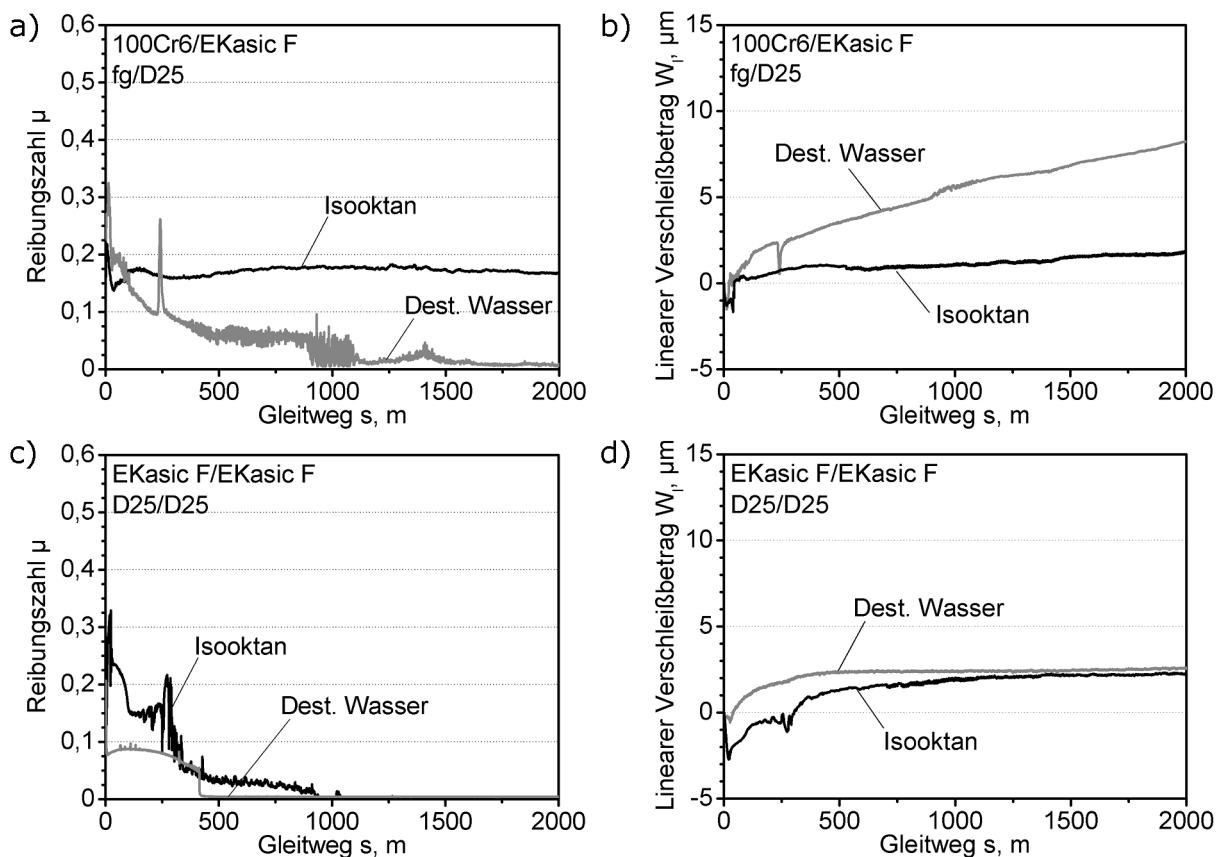
### **3.5 Tribologisches Verhalten von 100Cr6/Keramik-Paarungen bzw. keramischen Selbstpaarungen bei reversierender Gleitbeanspruchung**

In diesem Kapitel werden Ergebnisse der Versuche im Langhub-Tribometer im flächigen Pellet/Platte-Kontakt unter reversierender Gleitbewegung dargelegt. Während der Versuche wurden kontinuierlich der Verlauf der Reibungszahl und des linearen Verschleißbetrags aufgezeichnet. Bei der verwendeten Standardhublange von 10 mm und -frequenz von 10 Hz wurde ein Geschwindigkeitsbereich zwischen den Totpunkten bis maximal 0,32 m/s in der Hubmitte durchlaufen. Die in den Diagrammen der Kapitel 3.5.1 bis 3.5.3 dargestellten Verläufe der Reibungszahl oder des Verschleißbetrages sind die über jeweils den Hub gemittelten Werte. Darüber hinaus sind in Kapitel 3.5.4 aus einer weiteren Versuchsreihe die von der Geschwindigkeit abhängigen, hubaufgelosten Reibungszahlwerte aufgetragen.

#### **3.5.1 Einfluss des Schmiermediums bei untexturierten Paarungen**

Im Bild 3.20 ist die Reibungszahl  $\mu$  und der lineare Verschleißbetrag  $W_1$  für 100Cr6/EKasic F- bzw. EKasic F-Selbstpaarungen dargestellt, die mit Isooktan oder destilliertem Wasser geschmiert wurden. Die Versuche wurden entsprechend der Versuchsreihe 1 (Tabelle 2.5) mit 200 N Normalkraft, 10 Hz Hubfrequenz und 10 mm Hublänge durchgeführt. Die Wirkflächen der 100Cr6-Pellets, mit dem Durchmesser von 6 mm, waren auf eine mittlere Rauheit  $R_a = 0,10$   $\mu\text{m}$  feingeschliffen. Der mittlere  $R_a$ -Wert der geschliffenen Wirkfläche der EKasic F-Pellets und der EKasic F-Platten betrug 0,065  $\mu\text{m}$ .

Die in Bild 3.20a dargestellten Reibungszahlen der in Isooktan gelaufenen 100Cr6/EKasic F-Paarung wiesen ein schwach ausgeprägtes Einlaufverhalten mit einer Reibungszahlspitze zu Versuchsbeginn von  $\mu = 0,22$  auf. Nach etwa 100 m Gleitweg stellte sich ein stabiles Reibungszahlniveau mit  $\mu = 0,17 \pm 0,01$  ein, das bis zum Versuchsende bestehen blieb. Die mit Wasser geschmierte 100Cr6/EKasic F-Paarung war demgegenüber durch ein ausgeprägteres Einlaufen mit einem längeren Einlaufgleitweg von 1100 m und einen starken Abfall der Reibungszahl von 0,33 auf 0,01 gekennzeichnet. Am Ende der Einlaufphase kam es in einem Übergangsbereich zwischen 850 und 1100 m zu stark schwankenden Reibungszahlen.



**Bild 3.20:** (a, c) Reibungszahl und (b, d) linearer Verschleißbetrag mit Isooktan bzw. destilliertem Wasser geschmierter, feingeschliffener (a, b) 100Cr6/EKasic F-Paarungen und (c, d) EKasic F-Selbstpaarungen abhängig vom Gleitweg ( $F_N = 200 \text{ N}$ ;  $\Delta s = 10 \text{ mm}$ ;  $f = 10 \text{ Hz}$ ;  $6 \text{ mm}$  Kontaktflächendurchmesser).

Die niedrigen Reibungszahlen nach dem Einlaufen blieben bis zum Versuchsende nahezu konstant, mit Ausnahme eines kurzzeitigen Anstiegs.

Die in Bild 3.20c dargestellten Reibungszahlverläufe der EKasic F-Selbstpaarung zeigten sowohl in Isooktan als auch in Wasser ein ausgeprägtes Einlaufverhalten. Die Reibungszahl der in Isooktan gelaufenen Paarung stieg kurz nach Versuchsbeginn auf etwa  $\mu = 0,32$  und sank innerhalb der ersten 1000 m Gleitweg kontinuierlich, nur unterbrochen von einer temporären Reibungszahlerhöhung, auf einen quasistationären Wert von  $\mu = 0,004$  ab. Unter Wasserschmierung zeigte die EKasic F-Selbstpaarung innerhalb der ersten 5 m Gleitweg einen Reibungszahlabfall von 0,21 auf 0,08. Bis 400 m Gleitweg sank die Reibungszahl nur leicht auf 0,05, woraufhin es zu einem sprunghaften Abfall auf den quasistationären Wert von  $\mu = 0,004$  kam.

Der über den Gleitweg aufgetragene, lineare Verschleißbetrag der 100Cr6/EKasic F-Paarungen (Bild 3.20b) wies im Einlaufbereich sowohl für Wasser als auch für Isooktan negative Werte von  $W_l = -1,5 \mu\text{m}$  auf, die auf einen Schichtaufbau deuteten und mit den hohen Reibungszahlen korrelierten (Bild 3.20a). Bei der in Isooktan gelaufenen Paarung wechselte der Messwert nach etwa 40 m in den positiven Bereich und stieg danach nahezu linear an, bis nach 2000 m

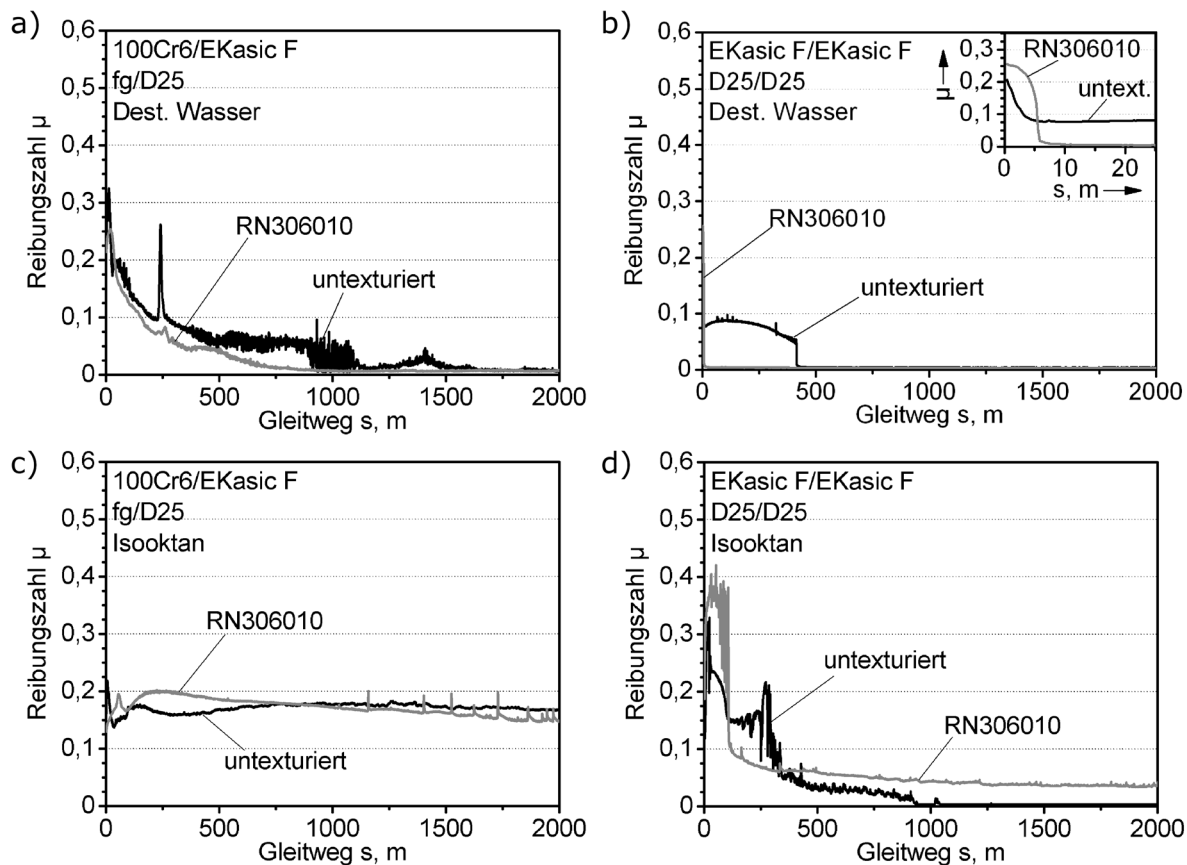
Gleitweg ein  $W_I$  von  $2\ \mu\text{m}$  erreicht wurde. Auch die in Wasser gelaufene Paarung zeigte ab 120 m Gleitweg bis zum Versuchsende einen linearen Anstieg des Verschleißbetrags, der mit  $W_I = 8\ \mu\text{m}$  nach  $s = 2000\ \text{m}$  deutlich größer als bei der Paarung in Isooktan war.

Der in Bild 3.20d aufgetragene, lineare Verschleißbetrag der in Wasser oder Isooktan gelaufenen EKasic F-Selbstpaarungen wies nach 2000 m Gleitweg mit  $W_I = 2,5\ \mu\text{m}$  bzw.  $2,3\ \mu\text{m}$  vergleichbare Werte auf. Nach dem Einlaufen reduzierte sich der Anstieg des Verschleißes unabhängig vom Medium deutlich. Dabei zeigte die mit Wasser geschmierte Paarung von Versuchsbeginn an eine stetige Verschleißzunahme, wohingegen die in Isooktan gelaufene Paarung zunächst einem anfänglichen Abfall des Messwertes von  $W_I$  auf  $-2,5\ \mu\text{m}$  aufwies, was auf Deckschichten bzw. lose Partikel im Kontakt deutete.

### 3.5.2 Auswirkung einer Wirkflächentexturierung

Die Ergebnisse aus dem einsinnigen Gleitkontakt zeigten im Kapitel 3.4.2, dass sich im Bereich niedrig viskoser Medien eine Texturierung der Scheibe günstiger auf eine Reibungszahlreduzierung auswirkte, als eine Pelletttexturierung. Aus diesem Grund wurde bei allen Versuchen unter reversierender Gleitbewegung die Textur auf die Oberfläche der EKasic F-Platten aufgebracht. Die beanspruchte Fläche des Pellets war geringer als die Kontaktfläche auf der Probenplatte, ähnlich dem Verhältnis von Pelletfläche und beanspruchter Scheibenfläche bei einsinniger Gleitung. Ein Unterschied bestand darin, dass das Pellet bei einsinniger Beanspruchung stationär und bei reversierender instationär war. Im folgenden wird der Einfluss der Wirkflächentextur der Probenplatte RN306010, d.h. runde Nöpfchen mit  $a_{\text{tex}} = 30\ \%$  texturiertem Flächenanteil,  $w = 60\ \mu\text{m}$  Durchmesser und  $d = 10\ \mu\text{m}$  Nöpfchentiefe, unter reversierender Gleitbeanspruchung und bei hoher Last von 200 N dargelegt.

Das Bild 3.21 zeigt das Reibungsverhalten von texturierten im Vergleich zu untexturierten 100Cr6/EKasic F-Paarungen bzw. EKasic F-Selbstpaarungen in den niedrig viskosen Medien Isooktan und destilliertem Wasser. Bei den in Bild 3.21a dargestellten Reibungszahlen der mit destilliertem Wasser geschmierten 100Cr6/EKasic F-Paarungen zeigte sich einerseits eine glättende Wirkung der Textur auf den Reibungszahlverlauf und andererseits eine Reduzierung der Reibungszahl im Einlaufbereich. So war die anfängliche Reibungszahlspitze im texturierten Fall mit  $\mu = 0,25$  geringer als im untexturierten mit  $\mu = 0,32$  und die Reibungszahl im Einlaufbereich war bis etwa 850 m deutlich niedriger. Das zur untexturierten Paarung vergleichbare quasistationäre Reibungszahlniveau von 0,06 wurde bei der texturierten Paarung bereits nach etwa 850 m Gleitweg, verglichen mit den 1100 m Einlaufweg ohne Textur, erreicht und war bis Versuchsende konstant. Auch bei den in Bild 3.21b dargestellten Ergebnissen der EKasic F-Selbstpaarung in destilliertem Wasser zeigte die Textur vor allem durch die erhebliche Reduzierung der Einlaufphase von 400 m auf etwa 5 m Gleitweg eine vorteilhafte Wirkung. Das quasistationäre Reibungszahlniveau war für die untexturierte und texturierte Paarung mit



**Bild 3.21:** Textureinfluss auf die Reibungszahl in Abhängigkeit des Gleitwegs auf (a, c) 100Cr6/EKasic F- und (b, d) EKasic F/ EKasic F-Paarungen unter Tauchschmierung mit (a, b) destilliertem Wasser und (c, d) Isooktan ( $F_N = 200 \text{ N}$ ;  $\Delta s = 10 \text{ mm}$ ;  $f = 10 \text{ Hz}$ ;  $6 \text{ mm}$  Kontaktflächendurchmesser).

$\mu = 0,004$  vergleichbar.

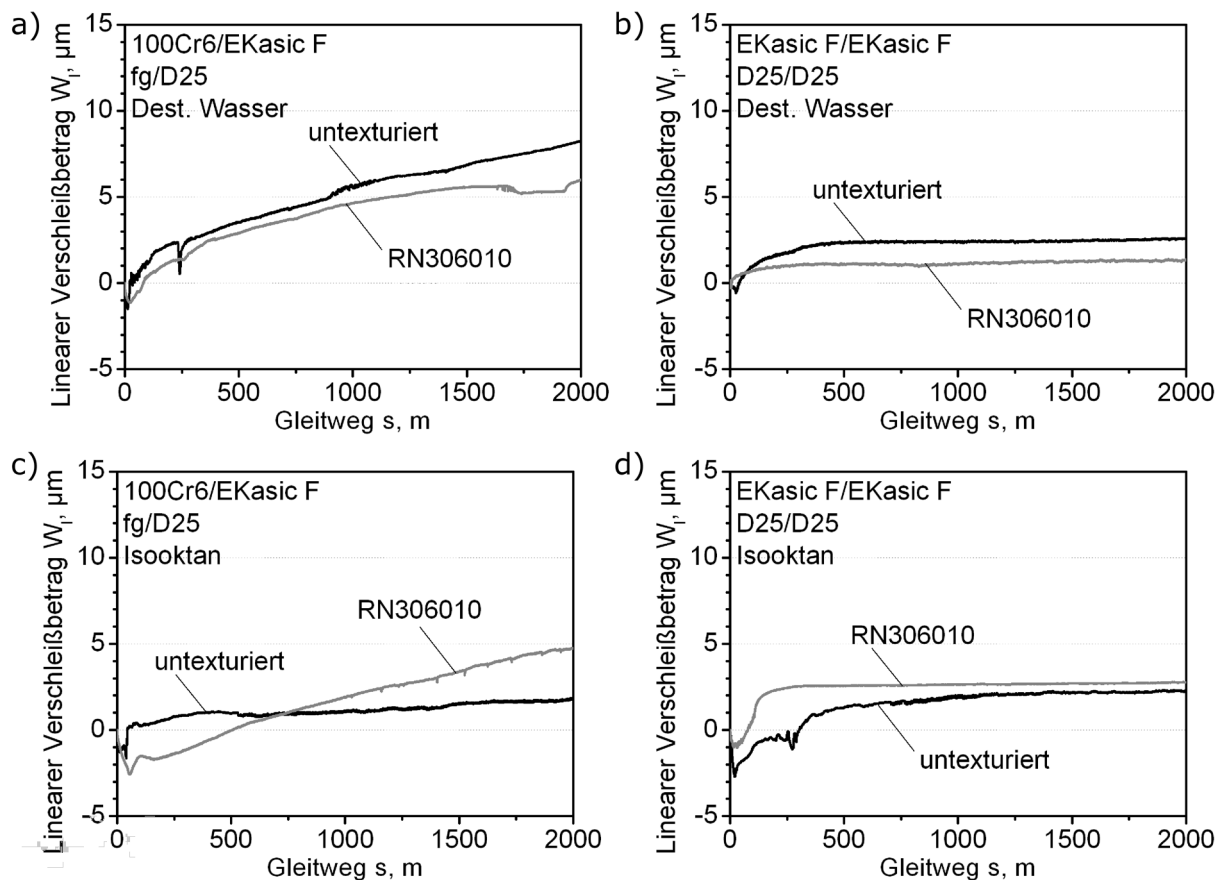
In Bild 3.21c zeigt die Texturierung bei der in Isooktan gelaufenen 100Cr6/EKasic F-Paarung eine Verlängerung des Einlaufgleitwegs mit einem langgestreckten Reibungszahlmaximum von 0,20 bei 200 m Gleitweg. Ab 300 m Gleitweg bis zum Versuchsende wies die texturierte Paarung einen nahezu linearen Reibungszahlabfall auf, so dass die Reibungszahl bei 2000 m mit  $\mu = 0,15$  geringer als im untexturierten Fall war. Allerdings kam es bei der texturierten Paarung zu temporären Reibungszahlspitzen, was auf lose in den Nöpfchen gesammelte Verschleißteilchen, welche wieder in den Kontakt gelangten, zurückgeführt wurde.

Bei der mit Isooktan geschmierten EKasic F-Selbstpaarung zeigte die Textur eine reibungszahlerhöhende Wirkung (Bild 3.21d). Zu Versuchsbeginn stieg die Reibungszahl innerhalb der ersten 110 m Gleitweg bis auf 0,42, worauf ein steiler Abfall auf etwa  $\mu = 0,10$  erfolgte. Bis 1200 m Gleitweg fiel die Reibungszahl weiter ab, um sich auf einem Niveau von  $\mu = 0,04$  zu stabilisieren, womit sie etwa 10-fach höher als im untexturierten Fall war.

Im Bild 3.22 sind die Verläufe des linearen Verschleißbetrags von den Paarungen aufgetragen, deren Reibungszahlverläufe im Bild 3.21 dargestellt sind. Bei Wasserschmierung (Bild



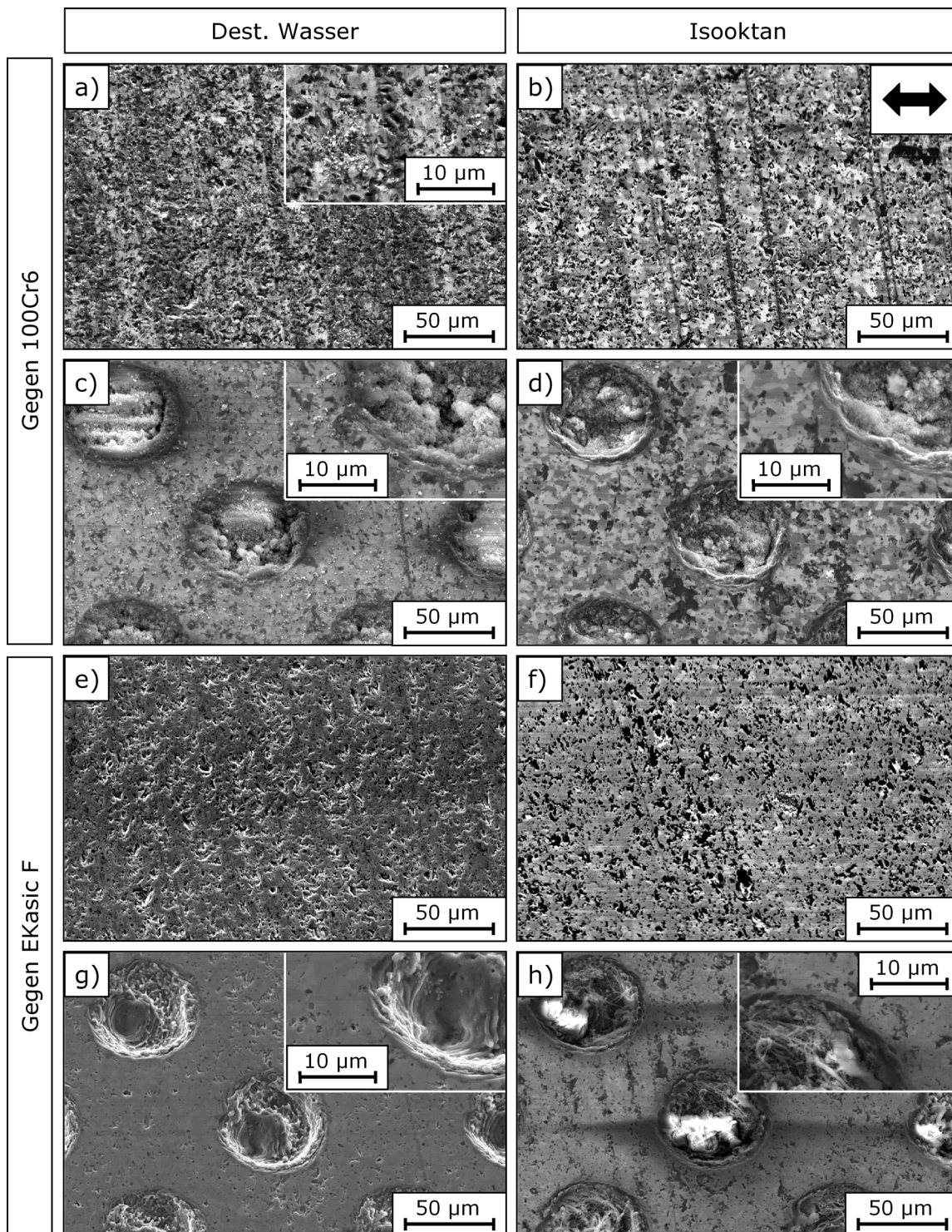
3.22a, b) verringerte sich der Verschleiß durch den Einsatz der Textur sowohl bei der 100Cr6/ EKasic F-Paarung um etwa 25 % nach 2000 m als auch der EKasic F-Selbstpaarung um etwa 50 %. Dabei blieb das Verhalten nach dem Einlauf im texturierten Fall das gleiche wie im untexturierten, d.h. bei der 100Cr6/EKasic F-Paarung stieg  $W_l$  kontinuierlich mit dem Gleitweg, aufgrund von abrasivem Verschleiß, und bei der Selbstpaarung stagnierte  $W_l$  nahezu, aufgrund von tribochemischem Verschleiß. Bei Schmierung mit Isooktan (Bild 3.22c, d) war der Verschleiß der Paarungen mit Textur in beiden Fällen höher. Zudem war der Anstieg bei der texturierten Mischpaarung deutlich höher als der der untexturierten, was auf einen Wechsel der Verschleißart von tribochemisch zu abrasiv deutete. Die Ursache konnte auf der höheren Flächenpressung im texturierten Fall beruhen.



**Bild 3.22:** Linearer Verschleißbetrag untexturierter und texturierter (a, c) 100Cr6/EKasic F- und (b, d) EKasic F/ EKasic F-Paarungen unter Tauchschmierung mit (a, b) destilliertem Wasser und (c, d) Isooktan abhängig vom Gleitweg ( $F_N = 200\text{ N}$ ;  $\Delta s = 10\text{ mm}$ ;  $f = 10\text{ Hz}$ ;  $6\text{ mm}$  Kontaktflächendurchmesser).

Im Bild 3.23 sind REM-Aufnahmen der Kontaktflächen aus der Hubmitte der gelaufenen EKasic F-Platten, nach 2000 m Gleitweg, aus den in Bild 3.22 gezeigten Versuchsläufen wiedergegeben. Dabei zeigte sich, dass erstens Verschleißpartikel in den Nöpfchen eingelagert waren und zweitens die Kontaktfläche zwischen den Nöpfchen generell stärker einglättet wurde, als bei der entsprechenden untexturierten Paarung. Der Grund für die stärkere Einglättung lag

in der 30 % höheren Flächenpressung im Fall der texturierten Paarung, entsprechend dem texturierten Flächenanteil von 30 %. Die unbeanspruchte Wirkfläche einer EKasic F-Platte



**Bild 3.23:** REM-Aufnahmen aus der Hubmitte verschlissener (a, b, e, f) untexturierter und (c, d, g, h) mit RN306010 texturierter EKasic F-Platten nach 2000 m Gleitweg gegen (a-d) 100Cr6- und (e-h) EKasic F-Pellets in (a, c, e, g) destilliertem Wasser und (b, d, f, h) Isooktan ( $F_N = 200 \text{ N}$ ;  $\Delta s = 10 \text{ mm}$ ;  $f = 10 \text{ Hz}$ ; 6 mm Kontaktflächendurchmesser; Pfeil zeigt in Gleitrichtung).



ist in Bild 2.1c zu sehen.

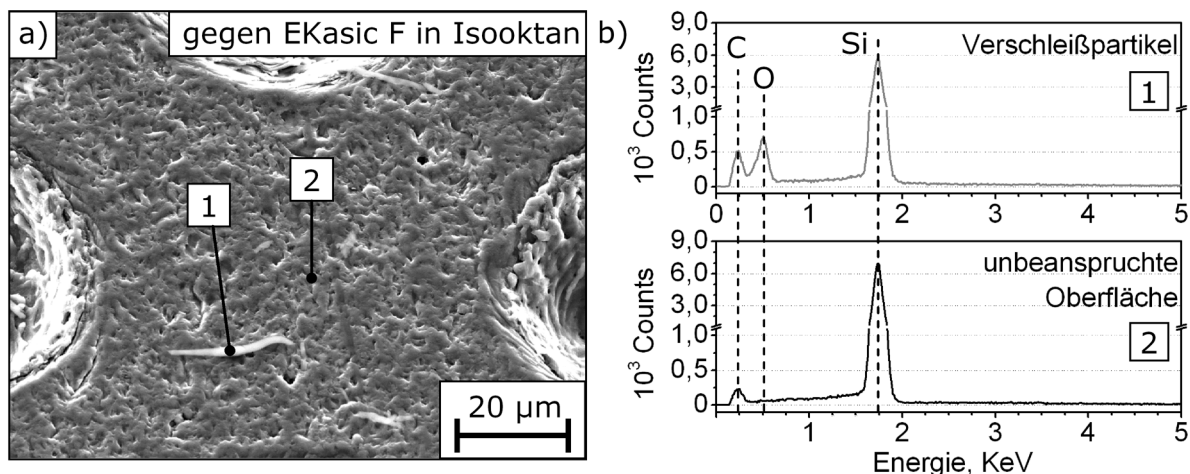
Die in den Bildern 3.23a und b dargestellten untexturierten EKasic F-Platten, welche gegen 100Cr6-Pellets gepaart wurden, wiesen nur eine geringe Einglättung der Oberflächen auf. Sowohl auf der in Wasser als auch der in Isooktan gelaufenen Platte waren noch eine Vielzahl Kavitäten und Reste der senkrecht zur Gleitbewegung laufenden Schleifriefen vorhanden. Auf der in Wasser gelaufenen EKasic F-Platte lagen lose, einzelne und konglomerierte Verschleißpartikel mit bis zu einigen  $\mu\text{m}$  Größe (Bild 3.23a).

Mit dem Einsatz der Wirkflächentexturierung konnte bei der mit destilliertem Wasser geschmierten 100Cr6/EKasic F-Paarung keine Reduzierung der Anzahl der losen Verschleißpartikel erreicht werden, allerdings waren diese mit Abmessungen unterhalb  $1\ \mu\text{m}$  deutlich kleiner (Bild 3.23c). Die Nöpfchen zeigten nach 2000 m Gleitweg eine fast vollständige Füllung mit Verschleißpartikeln. Die Nöpfchen der in Isooktan gelaufenen 100Cr6/EKasic F-Paarung wiesen demgegenüber eine wesentlich geringere Füllung auf, wobei sich auch auf der Oberfläche deutlich weniger lose Partikel befanden (Bild 3.23d).

Die Plattenoberflächen der in den Bildern 3.23e und f gezeigten, untexturierten EKasic F-Selbstpaarungen wiesen in Wasser und Isooktan nach 2000 m eine vergleichbare Topographie mit einer Vielzahl Kavitäten auf, wobei gegenüber den untexturierten 100Cr6/EKasic F-Paarungen keine Schleifriefen mehr sichtbar waren.

Die in den Bildern 3.23e und g dargestellten Oberflächen der in destilliertem Wasser gelaufenen, untexturierten und texturierten EKasic F/EKasic F-Paarungen hoben sich gegenüber den anderen Paarungen in den REM-Aufnahmen durch ihr dunkles Erscheinungsbild ab. Dies kann ein Hinweis auf dünne Deckschichten darstellen. Die in Wasser gelaufene, texturierte EKasic F-Selbstpaarung zeigte zwischen den Nöpfchen eine stärker eingeläutete Topographie im Vergleich zur untexturierten Paarung und wies im Gegensatz zu den anderen texturierten Platten nur einzelne bis keine Verschleißpartikel in den Nöpfchen auf.

Die in Bild 3.23h dargestellten Nöpfchen der texturierten Oberfläche der in Isooktan gelaufenen EKasic F-Selbstpaarung waren mit röllchenförmigen Verschleißpartikeln gefüllt. Im Gegensatz zu den eher globularen Partikeln der 100Cr6/EKasic F-Paarungen waren diese, mit teils mehreren  $10\ \mu\text{m}$  Länge, die Rückstände von delaminierten, tribochemischen  $\text{SiO}_x$ -Reaktionsschichten. Durchgeführte EDX-Messungen (Bild 3.24) auf einem neben der Spur liegenden, röllchenförmigen Verschleißpartikel wiesen einen messbaren Sauerstoff-Peak auf, im Gegensatz zu einem unbeanspruchten Bereich der EKasic F-Oberfläche.



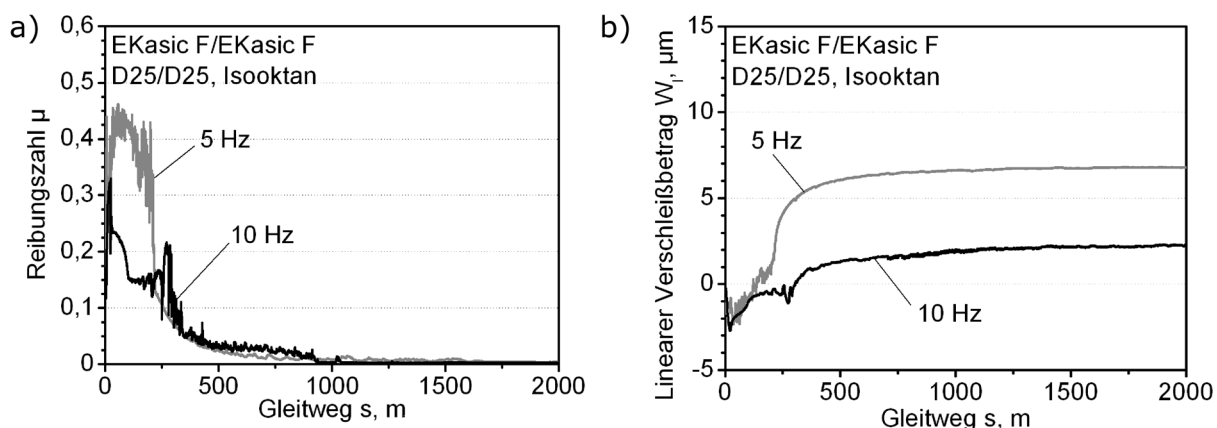
**Bild 3.24:** (a) REM-Aufnahmen eines röllchenförmigen Verschleißpartikels neben der Verschleißspur der in Isooktan gelaufenen und mit RN306010 texturierten EKasic F-Selbstpaarung sowie (b) EDX-Messungen auf dem Verschleißpartikel (1) und der unbeanspruchten Oberfläche (2).

### 3.5.3 Einfluss von Versuchsparametern

#### 3.5.3.1 Hubfrequenz

Das Bild 3.25 zeigt den Einfluss der Hubfrequenz auf das Reibungs- und Verschleißverhalten einer mit Isooktan geschmierten EKasic F-Selbstpaarung. Durch die Halbierung der Hubfrequenz von 10 Hz auf 5 Hz sank bei der konstanten Hublänge von  $\Delta s = 10$  mm die mittlere Gleitgeschwindigkeit  $v_m$  von 0,20 m/s auf 0,10 m/s und die maximale Gleitgeschwindigkeit  $v_{max}$  in der Hubmitte von 0,32 m/s auf 0,16 m/s.

Wie die Reibungszahlverläufe im Bild 3.25a zeigen, wies die Paarung mit 5 Hz Hubfrequenz im Einlaufbereich bis 200 m Gleitweg mit  $\mu = 0,45$  deutlich höhere Werte auf als die Paarung mit  $f = 10$  Hz. Nach der Reibungszahlhochlage der Paarung mit  $f = 5$  Hz folgte ein degressi-



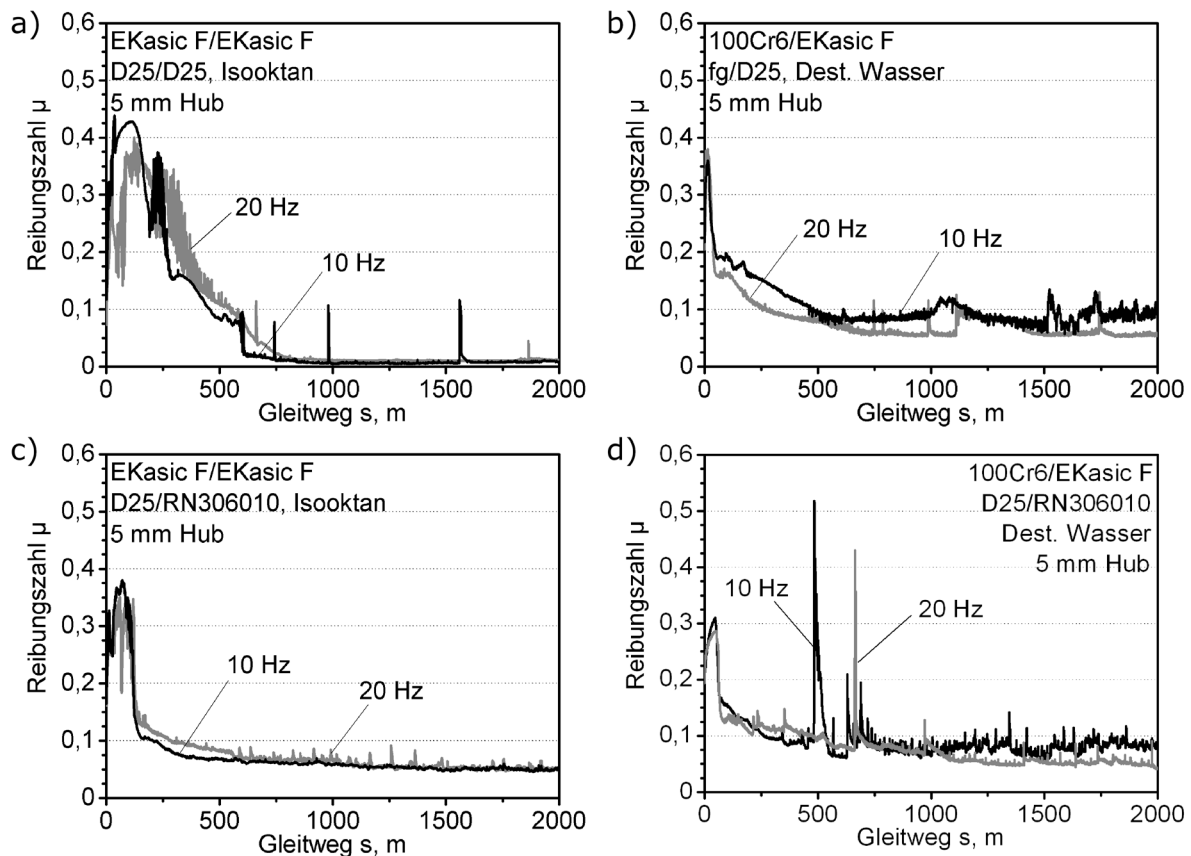
**Bild 3.25:** Einfluss der Hubfrequenz auf (a) Reibungszahl und (b) linearen Verschleiß von untexturierten EKasic F-Selbstpaarungen in Isooktan in Abhängigkeit des Gleitwegs ( $f = 5$  bzw. 10 Hz;  $F_N = 200$  N;  $\Delta s = 10$  mm; 6 mm Kontaktflächendurchmesser).

ver Abfall, so dass sich ab etwa 300 m Gleitweg ein vergleichbarer Reibungszahlverlauf beider Paarungen ergab. Die Paarung mit 5 Hz Hubfrequenz erreichte ebenso wie diejenige mit 10 Hz eine quasistationäre Reibungszahl von 0,004.

Die Unterschiede beider Paarungen zeigten sich im Verlauf des linearen Verschleißbetrages hauptsächlich im Einlaufbereich (Bild 3.25b). Nach einem anfänglichen Abfall der Messwerte beider Paarungen auf etwa  $-2\ \mu\text{m}$  wies die Paarung mit 5 Hz Hubfrequenz eine stärkere Zunahme des linearen Verschleißbetrags auf und erreichte nach 2000 m Gleitweg den Wert von  $6,8\ \mu\text{m}$ . Der Verschleiß lag damit 2,5 fach höher als der der Paarung mit 10 Hz Hubfrequenz mit  $W_1 = 2,3\ \mu\text{m}$ . Dabei zeigten beide Paarungen im Bereich des Gleitwegs von  $s = 350$  bis 2000 m, in welchem auch die Reibungszahlverläufe vergleichbar waren, eine vergleichbare Verschleißzunahme  $\Delta W_1$  von je  $1,5\ \mu\text{m}$ .

Im Bild 3.26 ist der Einfluss der Hubfrequenz bei  $\Delta s = 5\ \text{mm}$  Hublänge auf die Reibungszahl von texturierten und untexturierten Paarungen dargestellt. Das Reibungsverhalten wurde für mit Isooktan geschmierte EKasic F/EKasic F- und für mit destilliertem Wasser geschmierte 100Cr6/EKasic F-Paarungen bei 10 und 20 Hz Hubfrequenz untersucht. Mit der von 10 mm auf 5 mm verringerten Hublänge bei 10 Hz Hubfrequenz verringerte sich die mittlere Geschwindigkeit von  $0,20\ \text{m/s}$  auf  $0,10\ \text{m/s}$ . Durch die Erhöhung der Hubfrequenz auf 20 Hz wurde wieder die in den Versuchen übliche mittlere Gleitgeschwindigkeit von  $v = 0,20\ \text{m/s}$  erreicht. Bei den Reibungszahlverläufen der untexturierten EKasic F-Selbstpaarungen (Bild 3.26a) zeigten sich ebenso wie bei den texturierten Selbstpaarungen (Bild 3.26c) keine signifikanten Unterschiede zwischen 10 und 20 Hz Hubfrequenz. Die untexturierten Paarungen wiesen das ausgeprägtere Einlaufverhalten auf, mit Reibungszahlen bis  $\mu = 0,44$  bei  $f = 10\ \text{Hz}$  bzw.  $\mu = 0,40$  bei 20 Hz. Beide Paarungen erreichten nach einem Gleitweg von etwa 800 m eine mit 0,01 vergleichbare quasistationäre Reibungszahl. Durch die Textur RN306010 (Bild 3.26c) reduzierte sich einerseits der Einlaufweg von etwa 750 m auf 550 m aber andererseits erhöhte sich das Reibungszahlniveau nach dem Einlauf auf  $\mu = 0,05$ , ausgehend von 0,01 ohne Textur. Der anfängliche Bereich mit sehr hohen Reibungszahlwerten bis  $\mu = 0,37$  erstreckte sich bei der Paarung mit Textur nur auf die ersten 100 m Gleitweg und wurde von einem starken Reibungszahlabfall beendet. Hierbei waren die Reibungszahlverläufe der beiden texturierten Paarungen bei 10 und 20 Hz Hubfrequenz quasi-deckungsgleich.

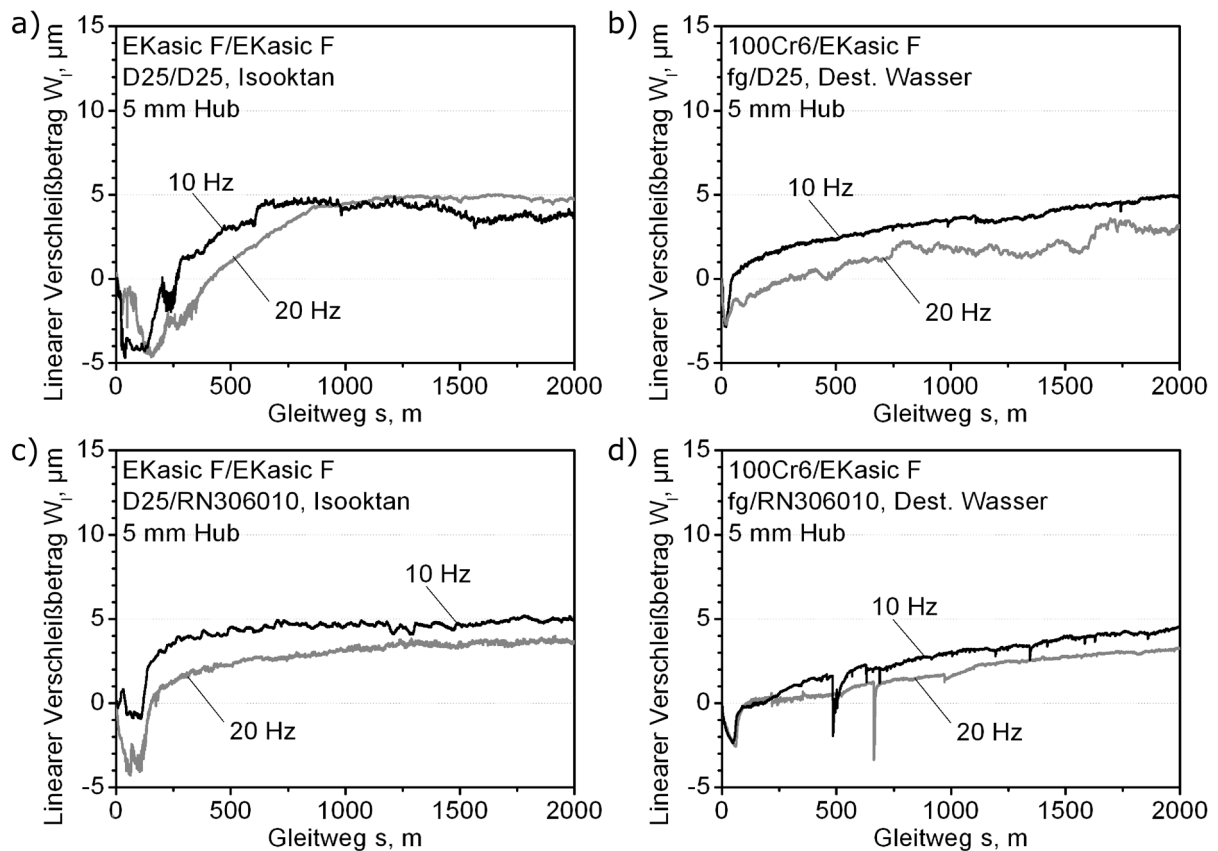
Bei den in Bild 3.26b dargestellten, untexturierten 100Cr6/EKasic F-Paarungen stellte sich in destilliertem Wasser bei der Hubfrequenz von 20 Hz eine quasistationäre Reibungszahl von 0,06 ein. Dagegen lag die Reibungszahl bei  $f = 10\ \text{Hz}$  leicht höher und wies Schwankungen zwischen  $\mu = 0,07$  und 0,11 auf. Sowohl die Länge des Einlaufwegs als auch die anfängliche Reibungszahlüberhöhung waren bei beiden Paarungen vergleichbar. Die texturierten 100Cr6/EKasic F-Paarungen (Bild 3.26d) zeigten bei der jeweiligen Hubfrequenz ein ähnliches Reibungsverhalten wie die untexturierten Paarungen. Die quasistationäre Reibungszahl war bei



**Bild 3.26:** Einfluss der Hubfrequenz bei 5 mm Hublänge auf die gleitwegabhängige Reibungszahl (a, b) untexturierter und (c, d) mit RN306010 texturierter (a, c) EKasic F-Selbstpaarungen in Isooktan und (b, d) mit destilliertem Wasser geschmierter 100Cr6/EKasic F-Paarungen ( $f = 10$  bzw.  $20$  Hz;  $F_N = 200$  N;  $\Delta s = 5$  mm; 6 mm Kontaktflächendurchmesser).

$f = 20$  Hz im texturierten Fall mit  $\mu = 0,05$  nur unwesentlich geringer als im untexturierten. Auch bei 10 Hz Hubfrequenz ergaben sich sowohl in der Höhe der Reibungszahl als auch in deren Schwankungsbreite von  $\mu = 0,07$  bis  $0,11$  keine signifikanten Unterschiede zwischen der texturierten (Bild 3.26d) und untexturierten Paarung (Bild 3.26b). Weiterhin verringerte sich unabhängig von der Hubfrequenz der texturierten 100Cr6/EKasic F-Paarungen die anfängliche Reibungszahlüberhöhung auf etwa  $\mu = 0,30$  verglichen mit  $\mu = 0,38$  im untexturierten Fall (Bilder 3.26b, d). Jedoch wiesen die Reibungszahlverläufe der texturierten Paarungen eine Vielzahl an kurzzeitigen Reibungszahlpeaks auf.

Im Bild 3.27 sind die linearen Verschleißbeträge der Paarungen aufgetragen, deren Reibungszahlverläufe in Bild 3.26 dargestellt sind. Hierbei zeigte sich, mit Ausnahme der isooktangeschmierten, untexturierten EKasic F-Selbstpaarung, bei der Frequenz von 10 Hz ein höherer Verschleiß als bei 20 Hz. Die jeweiligen texturierten Paarungen wiesen nach 2000 m Gleitweg einen im Vergleich zum untexturierten Fall nur geringfügig geringeren Verschleißbetrag auf. Generell zeigten sich bei allen Paarungen zu Versuchsbeginn negative Werte von  $W_1$ , was mit dem Bereich sehr hoher Reibungszahlen zu Versuchsbeginn (Bild 3.26) korrelierte. Jedoch stieg der lineare Verschleißbetrag aller Paarungen während des Einlaufens in den positiven



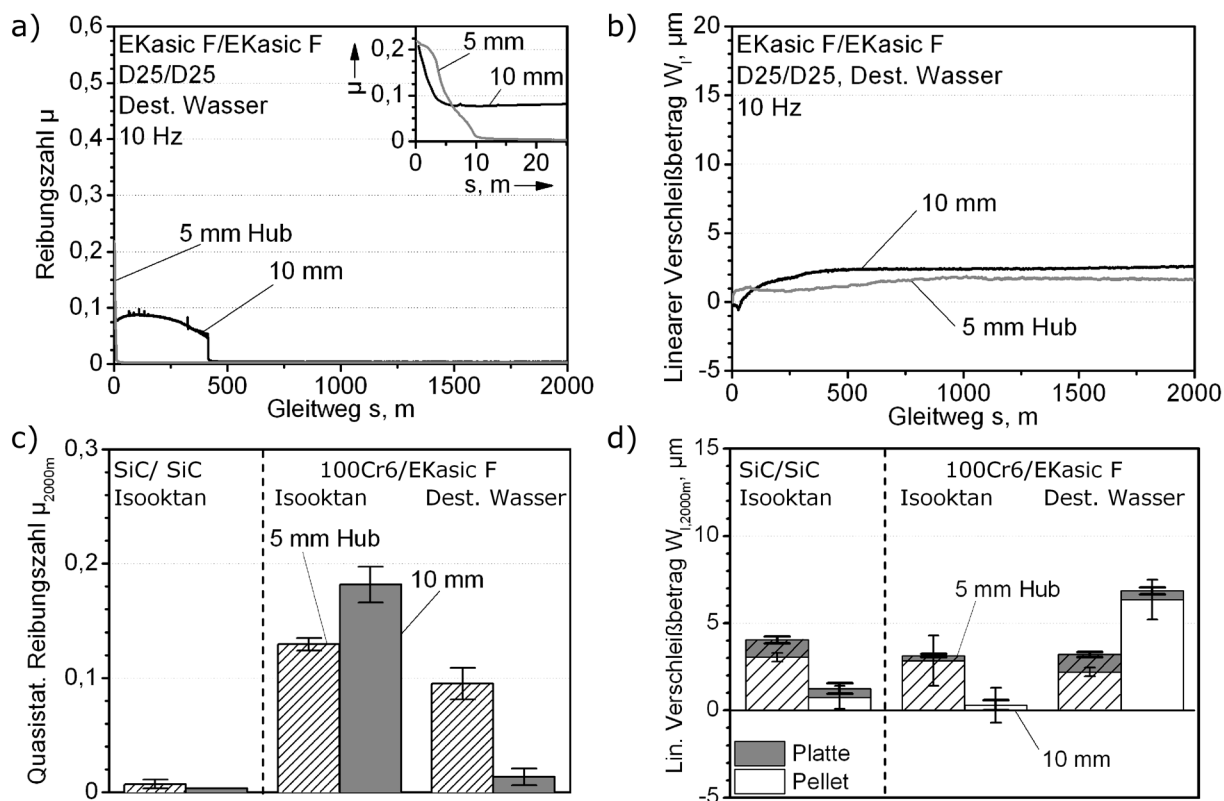
**Bild 3.27:** Über den Gleitweg aufgetragener linearer Verschleißbetrag (a, b) untexturierter und (c, d) mit RN306010 texturierter (a, c) EKasic F-Selbstpaarungen in Isooktan und (b, d) mit destilliertem Wasser geschmierter 100Cr6/EKasic F-Paarungen bei unterschiedlichen Hubfrequenzen ( $f = 10$  bzw.  $20$  Hz;  $F_N = 200$  N;  $6$  mm Kontaktflächendurchmesser).

Wertebereich. Bei den EKasic F-Selbstpaarungen flachte der Anstieg des Verschleißes mit zunehmendem Gleitweg ab und erreichte nach  $s = 2000$  m Werte von etwa  $W_l = 4$  bis  $5 \mu\text{m}$  (Bild 3.27a, c). Bei den 100Cr6/EKasic F-Paarungen zeigte die Textur keinen signifikanten Einfluss auf die Höhe des linearen Verschleißes nach  $2000$  m Gleitweg, der allerdings mit  $W_l \approx 4 \mu\text{m}$  bei  $f = 20$  Hz und mit  $W_l \approx 5 \mu\text{m}$  bei  $f = 10$  Hz eine geringfügige Abhängigkeit von der Hubfrequenz aufwies. Der Anstieg des Verschleißes der 100Cr6/EKasic F-Paarungen war im Unterschied zu den Selbstpaarungen über den gesamten Gleitweg betrachtet nahezu linear.

### 3.5.3.2 Hublänge

Im Bild 3.28 werden Ergebnisse zum Einfluss der von  $\Delta s = 10$  mm auf  $5$  mm verkürzten Hublänge bei der Standardhubfrequenz von  $10$  Hz dargelegt. Aufgrund des Durchmessers der Pelletkontaktfläche von  $6$  mm befand sich bei  $\Delta s = 5$  mm Hublänge ein Teilbereich von etwa  $4\%$  der Kontaktfläche auf der EKasic F-Platte in ständigem Eingriff.

Die in Bild 3.28a dargestellten Reibungszahlverläufe von untexturierten, mit Wasser geschmierten EKasic F-Selbstpaarungen wiesen für  $5$  mm Hublänge einen deutlich kürzeren



**Bild 3.28:** Einfluss der Hublänge auf den gleitwegabhängigen Verlauf (a) der Reibungszahl und (b) des linearen Verschleißbetrags untexturierter EKasic F-Selbstpaarungen bei Wasserschmierung sowie (c) der quasistationären Reibungszahl und (d) des linearen Verschleißbetrags getrennt nach Probenplatte und Pellet nach 2000 m Gleitweg von EKasic F/- bzw. 100Cr6/EKasic F-Paarungen bei Schmierung mit Isooktan oder destilliertem Wasser ( $\Delta s = 5$  bzw. 10 mm;  $F_N = 200$  N;  $f = 10$  Hz; 6 mm Kontaktflächendurchmesser; Streuung ergibt sich aus nominell zwei gleichen Versuchen).

Einlauf gegenüber der Hublänge von 10 mm auf. Hierbei stellte sich die quasistationäre Reibungszahl bei  $\Delta s = 5$  mm bereits nach 10 m Gleitweg ein, gegenüber 450 m bei 10 mm Hublänge. Sowohl die Reibungszahl zu Versuchsbeginn mit  $\mu = 0,22$  als auch das quasistationäre Niveau mit  $\mu = 0,004$  waren unabhängig von der Hublänge. Der in Bild 3.28b aufgetragene Verlauf des linearen Verschleißbetrags, zeigte für 5 mm Hublänge zunächst einen steilen Anstieg auf  $W_l = 1 \mu\text{m}$  innerhalb der ersten 20 m Gleitweg und anschließend bis 1000 m Gleitweg eine flache Zunahme auf  $W_l = 1,6 \mu\text{m}$ . Hierbei wurde bis zum Versuchsende bei 2000 m keine weitere Zunahme des linearen Verschleißbetrages gemessen. Die Paarung mit 10 mm Hublänge zeigte in der Einlaufphase bis etwa 500 m Gleitweg eine stetige Zunahme des linearen Verschleißbetrages auf  $2,4 \mu\text{m}$  und anschließend eine Stagnation des Verschleißes bis zum Versuchsende.

Die Bilder 3.28c und d zeigen die quasistationäre Reibungszahl und den linearen Verschleißbetrag der untexturierter EKasic F-Selbstpaarungen in Isooktan nach 2000 m Gleitweg sowie die Werte der 100Cr6/EKasic F-Paarungen in destilliertem Wasser und Isooktan. Der lineare



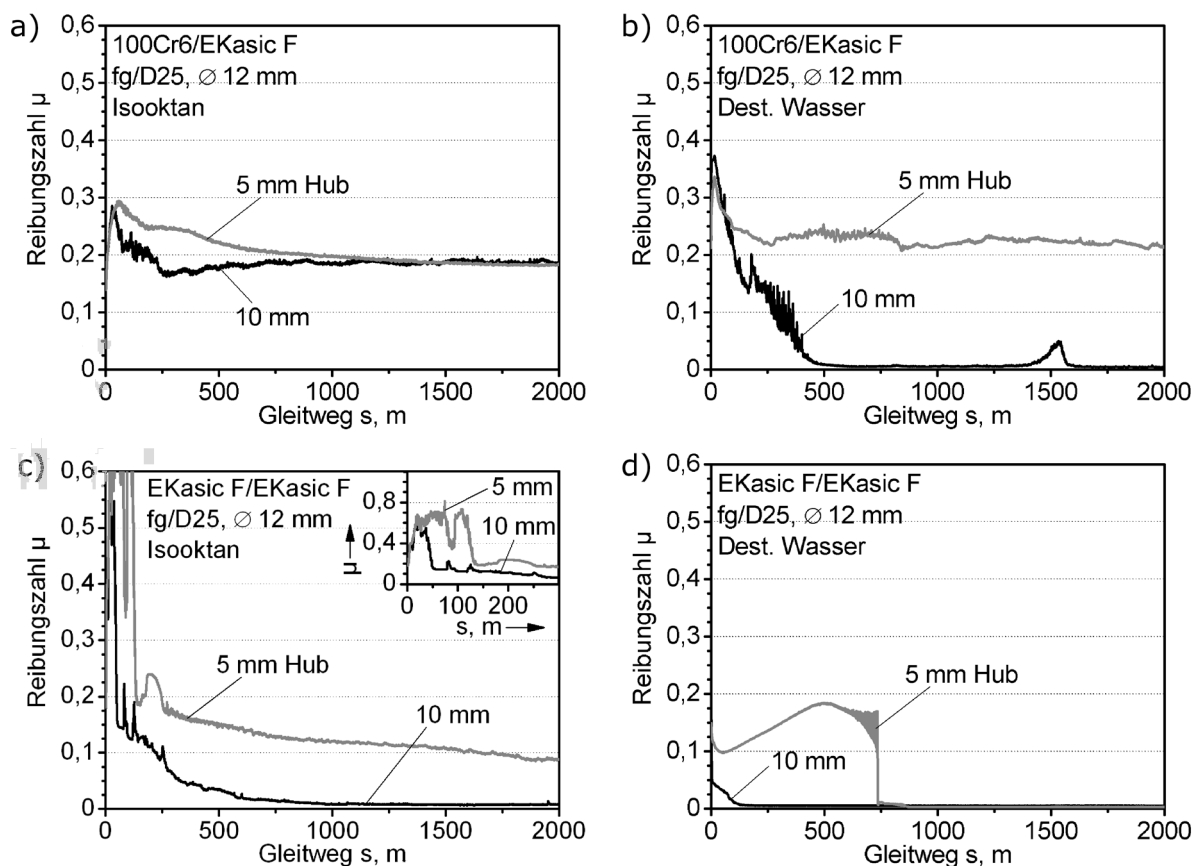
Verschleiß der jeweiligen Probenplatten wurde nach Versuchsende mittels taktiler Profilometrie gemessen und der Wert vom im Versuch nach 2000 m Gleitweg gemessenen, linearen Verschleißbetrag subtrahiert. Es wurde angenommen, dass der Restbetrag des Verschleißes auf das Pellet entfiel. Dabei wurden in allen Fällen für die Probenplatte geringere Verschleißwerte ermittelt als für das dazugehörige Pellet. Für die EKasic F-Selbstpaarung stellte sich in Isooktan bei 5 und 10 mm Hublänge eine quasistationäre Reibungszahl auf vergleichbar niedrigem Niveau von etwa  $\mu = 0,005$  ein. Der lineare Verschleißbetrag, vor allem der des Pellets, war für die größere Hublänge von 10 mm mit einem Gesamtwert von im Mittel  $W_l = 1,25 \mu\text{m}$  wesentlich geringer als für die Paarung mit 5 mm Hublänge, bei der sich ein Gesamtverschleißbetrag von etwa  $4 \mu\text{m}$  ergab. Bei 5 mm Hublänge wiesen die 100Cr6/EKasic F-Paarungen bei Schmierung mit Isooktan oder Wasser vergleichbare quasistationäre Reibungszahlen und lineare Verschleißbeträge auf. Hierbei war der Verschleiß der Platte mit etwa  $1 \mu\text{m}$  bei Wasserschmierung doppelt so hoch als bei Isooktanschmierung.

Die Reibungszahl der 100Cr6/EKasic F-Paarung war bei 10 mm Hublänge und Schmierung mit Isooktan mit  $\mu = 0,18$  höher als bei 5 mm Hublänge, der lineare Verschleißbetrag mit im Mittel  $W_l = 0,5 \mu\text{m}$  hingegen deutlich geringer (Bilder 3.28c, d). In einem der beiden Versuchsläufe war der Wert des linearen Verschleißbetrags negativ, da es zur Bildung von Deckschichten aus kompaktierten Verschleißpartikeln auf der EKasic F-Platte kam. Bei Wasserschmierung kehrten sich die Verhältnisse um, so dass bei der größeren Hublänge von 10 mm die kleinere Reibungszahl mit  $\mu = 0,014$  und der größere Gesamtverschleißbetrag mit  $W_l = 6,9 \mu\text{m}$ , gegenüber  $\mu = 0,10$  und  $W_l = 3,3 \mu\text{m}$  bei 5 mm Hublänge, gemessen wurden. Hierbei war der plattenseitige, lineare Verschleißbetrag bei 10 mm Hublänge geringer als bei 5 mm, trotz des größeren Gesamtverschleißes.

Das Bild 3.29 zeigt das Reibungsverhalten von 100Cr6/EKasic F- und EKasic F-Selbstpaarungen mit 12 mm Kontaktflächendurchmesser bei Schmierung mit Isooktan und destilliertem Wasser unter Variation der Hublänge von 5 mm auf 10 mm. Hierbei reduzierte sich der ständig im Eingriff stehende Bereich auf der Platte von etwa 32 % bei 5 mm Hublänge auf 4 % bei 10 mm. Da die Versuche bei beiden Hublängen mit der gleichen Hubfrequenz von  $f = 10 \text{ Hz}$  durchgeführt wurden, erhöhte sich mit der Steigerung der Hublänge von 5 auf 10 mm auch die mittlere Gleitgeschwindigkeit von 0,10 auf 0,20 m/s.

Bei der in Isooktan gelaufenen 100Cr6/EKasic F-Paarung (Bild 3.29a) zeigte der Versuch mit 10 mm Hublänge zwar ein etwas günstigeres Einlaufverhalten durch schnelleres Absinken der Reibungszahl auf das quasistationäre Niveau, allerdings war sowohl dieses mit  $\mu = 0,19$  als auch die Höhe der anfänglichen Reibungszahlüberhöhung mit Werten von etwa  $\mu = 0,29$  bei beiden Hublängen vergleichbar. Ein deutlicher Effekt der größeren Hublänge zeigte sich bei den in Bild 3.29b dargestellten Reibungszahlverläufen der mit destilliertem Wasser geschmierten 100Cr6/EKasic F-Paarungen, durch Verringerung des quasistationären Reibungszahlniveaus





**Bild 3.29:** Einfluss der Hublänge  $\Delta s$  auf die vom Gleitweg abhängige Reibungszahl von untexturierten (a, b) 100Cr6/EKasic F- und (c, d) EKasic F-Selbstpaarungen bei Schmierung mit (a, c) Isooktan und (b, d) destilliertem Wasser ( $\Delta s = 5$  bzw. 10 mm;  $F_N = 200$  N;  $f = 10$  Hz; 12 mm Kontaktflächendurchmesser).

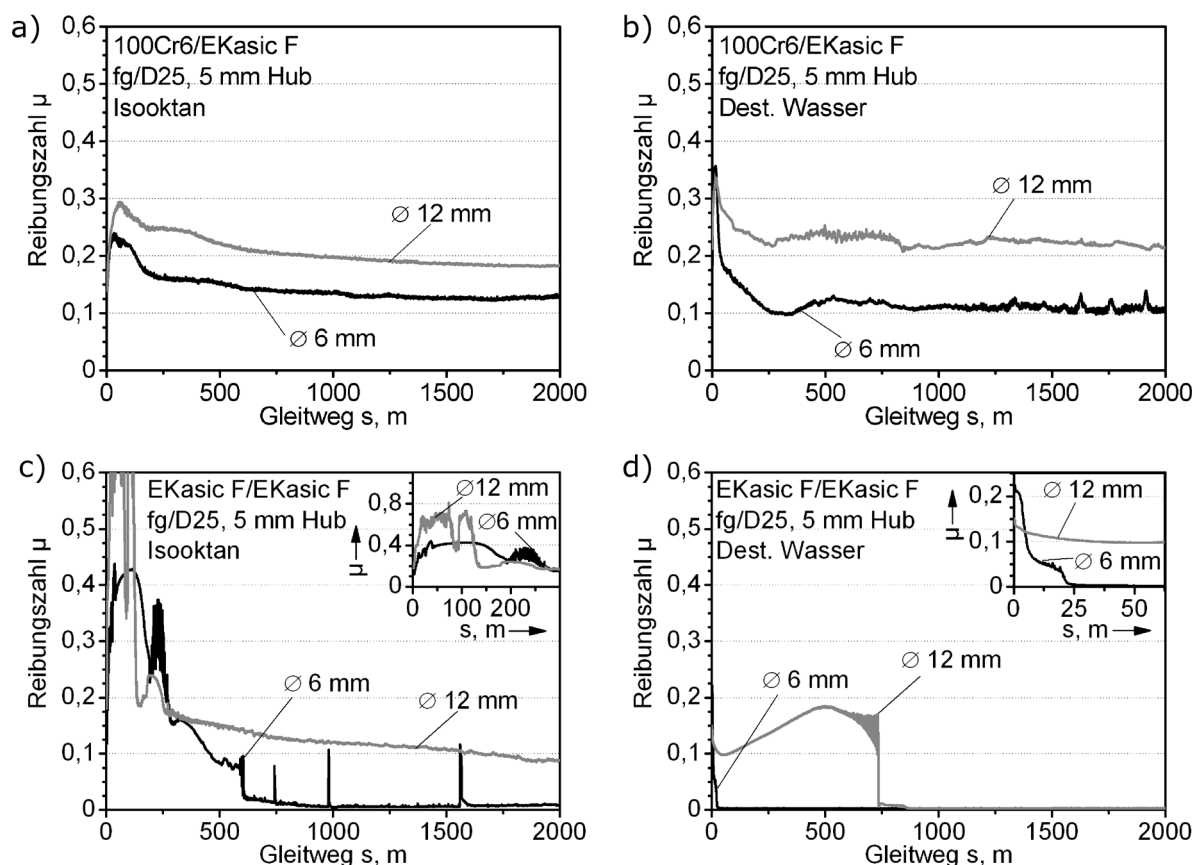
von 0,22 bei 5 mm Hublänge auf  $\mu = 0,007$  bei 10 mm. Dagegen war die Höhe der Reibungszahlüberhöhung zu Versuchsbeginn unabhängig von der Hublänge. Ebenso zeigte die Hublänge auch auf die Reibungszahlverläufe der mit Isooktan geschmierten EKasic F-Selbstpaarungen einen signifikanten Einfluss (Bild 3.29c), da sich sowohl die maximale Reibungszahl im Einlaufbereich, als auch dessen Länge sowie die quasistationäre Reibungszahl durch die Erhöhung der Hublänge von 5 auf 10 mm verringerten. Die Paarung mit 10 mm Hublänge erreichte das niedrige quasistationäre Niveau von  $\mu = 0,01$  nach etwa 1000 m Gleitweg. Bei der kürzeren Hublänge lag die Reibungszahl nach 2000 m mit  $\mu = 0,09$  deutlich darüber. Bild 3.29d zeigt die Verläufe der Reibungszahl von mit destilliertem Wasser geschmierten EKasic F-Selbstpaarungen. Dabei zeigte sich bei der Hublänge von 10 mm ein deutlich geringerer Einlaufgleitweg von etwa 130 m gegenüber 750 m bei 5 mm Hublänge, wobei die quasistationären Reibungszahlen bei beiden Paarungen mit  $\mu = 0,005$  vergleichbar waren.

### 3.5.3.3 Kontaktflächendurchmesser

Im Folgenden soll der Einfluss des Durchmessers der Pelletkontaktfläche auf das Reibungsverhalten dargelegt werden. Ausgehend vom Standarddurchmesser von 6 mm wurden auch Pellets mit 12 mm Kontaktflächendurchmesser bei der konstanten Normalkraft von 200 N untersucht. Aufgrund der größeren Kontaktfläche betrug die nominelle Pressung bei 12 mm Kontaktflächendurchmesser nur 1/4 der Pressung bei 6 mm. Gleichzeitig vergrößerte sich der ständig im Eingriff befindende Bereich auf der EKasic F-Platte von 4 % bei 6 mm Kontaktflächendurchmesser auf 32 % bei 12 mm Durchmesser bei jeweils 5 mm Hublänge.

Im Bild 3.30 ist das Reibungsverhalten von gegen EKasic F-Platten gepaarten 100Cr6- und EKasic F-Pellets mit 6 bzw. 12 mm Durchmesser, unter Schmierung mit Isooktan oder destilliertem Wasser, aufgetragen. Dabei wiesen die Paarungen mit dem größeren Kontaktflächendurchmesser einen im Allgemeinen ungünstigeren Reibungszahlverlauf, gekennzeichnet durch einen längeren Einlaufweg oder höhere Reibungszahlen, auf.

Bei den 100Cr6/EKasic F-Paarungen in Isooktan (Bild 3.30a) wies die Paarung mit 12 mm Kontaktflächendurchmesser mit  $\mu = 0,29$  eine höhere anfängliche Reibungszahl auf als die mit



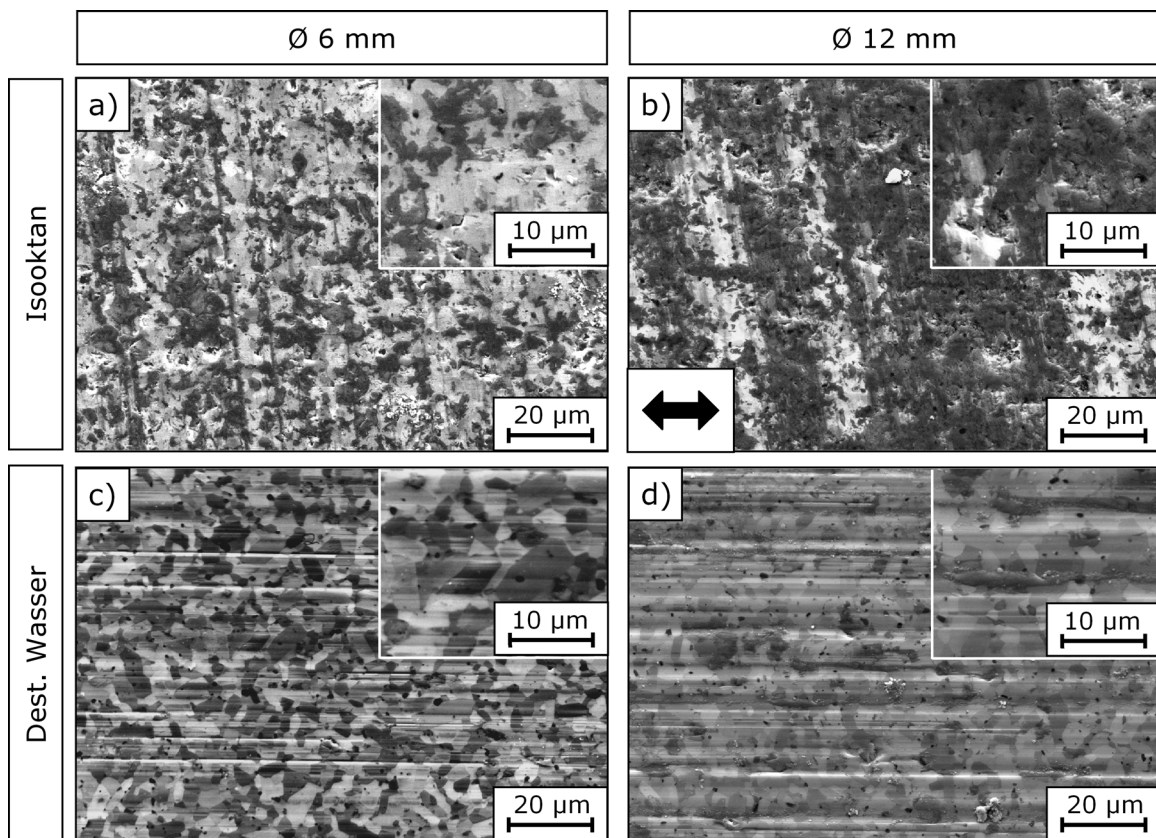
**Bild 3.30:** Einfluss des Durchmessers der Kontaktfläche auf die Reibungszahl in Abhängigkeit des Gleitwegs von untexturierten (a, b) 100Cr6/EKasicF-Paarungen und (c, d) EKasic F-Selbstopaarungen bei Schmierung mit (a, c) Isooktan und (b, d) destilliertem Wasser (6 bzw. 12 mm Kontaktflächendurchmesser;  $F_N = 200$  N;  $\Delta s = 5$  mm;  $f = 10$  Hz).

6 mm Durchmesser. Unabhängig vom Durchmesser zeigte sich ein ähnliches Einlaufverhalten mit einem kontinuierlichen Reibungszahlabfall bis etwa 1500 m Gleitweg und einen sich daran anschließenden, quasistationären Bereich, wobei die Reibungszahl der Paarung mit größerer Pelletfläche stets um  $\Delta\mu = 0,06$  bis  $0,09$  größer war. Nach 2000 m Gleitweg lag die Reibungszahl der Paarung mit 12 mm Kontaktflächendurchmesser mit  $\mu = 0,18$  fast 45 % über der der Paarung mit nur 6 mm Kontaktflächendurchmesser.

Bei den in Bild 3.30b dargestellten Reibungszahlverläufen der mit destilliertem Wasser geschmierten 100Cr6/EKasic F-Paarungen zeigte sich unabhängig vom Kontaktflächendurchmesser eine anfängliche Reibungszahlüberhöhung bis  $\mu = 0,35$ , gefolgt von einem ausgeprägten Abfall bis etwa 250 m Gleitweg auf ein quasistationäres Niveau. Hierbei lag das quasistationäre Niveau bei der Paarung mit 12 mm Kontaktflächendurchmesser mit  $\mu = 0,22$  doppelt so hoch wie bei der Paarung mit 6 mm Durchmesser, welche einen quasistationären Reibungszahlwert von  $\mu = 0,11$  aufwies. Der Reibungszahlverlauf beider Paarungen war ab 250 m Gleitweg von wellenförmigen Schwankungen geprägt.

Der in Bild 3.30c dargestellte Reibungszahlverlauf der isooktangeschmierten EKasic F-Selbstpaarung mit 12 mm Kontaktflächendurchmesser wies Reibungszahlen von 0,6 bis 0,8 auf den ersten 130 m Gleitweg auf, worauf ein abrupter Reibungszahlabfall auf etwa 0,19 folgte. Im Vergleich zum Reibungszahlverlauf bei 6 mm Kontaktflächendurchmesser, bei welchem sich ab etwa 800 m Gleitweg eine quasistationäre Reibungszahl von  $\mu = 0,01$  einstellte, verringerte sich die Reibungszahl bei 12 mm Durchmesser bis 1850 m kontinuierlich auf den Wert von 0,09, der bis zum Versuchsende gehalten wurde. In destilliertem Wasser verlängerte sich der Einlaufgleitweg bei der EKasic F-Selbstpaarung mit dem großem Kontaktdurchmesser von 12 mm gegenüber 6 mm um ein Vielfaches mit 750 m gegenüber 25 m (Bild 3.30d). Während der Einlaufphase stieg die Reibungszahl der Paarung mit 12 mm Kontaktflächendurchmesser bis auf  $\mu = 0,18$ . Das quasistationäre Reibungszahniveau war mit  $\mu = 0,003$  unabhängig vom Durchmesser.

Im Bild 3.31 sind REM-Aufnahmen aus der Hubmitte gelaufener EKasic F-Platten dargestellt, die gegen 100Cr6-Pellets gepaart waren. Die dazugehörigen Reibungszahlverläufe der Paarungen für 6 und 12 mm Kontaktflächendurchmesser sind in den Bildern 3.30a und b zu sehen. Die in Bild 3.31a gezeigte Oberfläche der in Isooktan gegen ein 100Cr6-Pellet mit 6 mm Kontaktflächendurchmesser gelaufenen Platte wies nur einen geringen Materialabtrag auf, da die senkrecht zur Gleitrichtung verlaufenen Riefen aus der Schleifbearbeitung noch erkennbar waren. Dabei lagen vereinzelt lose Verschleißpartikel auf der eingeglätteten Oberfläche der Kontaktzone. Auf der Plattenwirkfläche der in Isooktan gelaufenen Paarung mit 12 mm Kontaktflächendurchmesser (Bild 3.31b) waren ebenso die Reste der Schleifriefen erkennbar. Weiterhin war ein relativ großer Anteil der Wirkfläche mit Deckschichten aus kompaktierten Verschleißpartikeln belegt, die in der REM-Abbildung als dunkle Bereiche erkennbar waren.

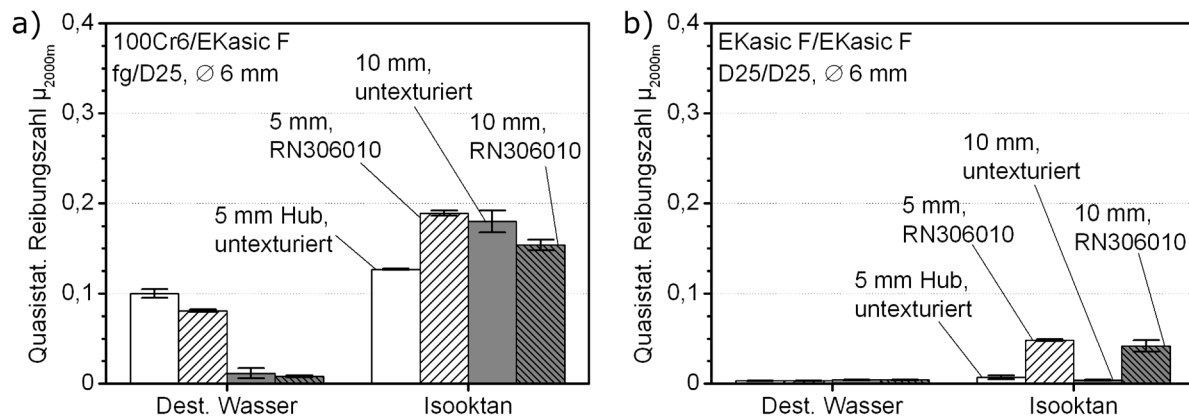


**Bild 3.31:** REM-Aufnahmen aus der Hubmitte gegen 100Cr6-Pellets gelaufener EKasic F-Platten nach 2000 m Gleitweg in (a, b) Isooktan und (c, d) destilliertem Wasser für Kontaktflächendurchmesser von (a, c) 6 mm und (b, d) 12 mm ( $F_N = 200$  N;  $\Delta s = 5$  mm;  $f = 10$  Hz).

Die in destilliertem Wasser gelaufenen EKasic F-Platten (Bilder 3.31 c, d) wiesen sowohl bei 6 mm als auch bei 12 mm Kontaktflächendurchmesser gegenüber den entsprechenden in Isooktan gelaufenen Platten einen höheren Materialabtrag auf, da keine Rückstände der Schleifriefen mehr erkennbar waren. Zusätzlich zeigte sich bei beiden wassergeschmierten Paarungen eine starke Furchung in Gleitrichtung und das EKasic F-Gefüge wurde in den REM-Aufnahmen sichtbar. Die Wirkfläche der in Wasser gegen das Pellet mit 6 mm Kontaktdurchmesser gepaarten Platte (Bild 3.31c) war frei von Schichten und losen Verschleißpartikeln. Auf der Oberfläche der EKasic F-Platte, die in destilliertem Wasser gegen das 100Cr6-Pellet mit 12 mm gepaart war, waren sowohl lose Verschleißpartikel als auch nicht zusammenhängende Bereiche mit dünnen Deckschichten aus kompaktierten Verschleißpartikeln sichtbar. Die Ausdehnung der vereinzelt Schichtbereiche erstreckte sich hauptsächlich in Gleitrichtung.

### 3.5.3.4 Kontaktfläche, Hublänge und Mikrotextrurierung

Im Bild 3.32 ist der Einfluss der Textur RN306010 der EKasic F-Platte auf die quasistationäre Reibungszahl  $\mu_{2000m}$  bei 2000 m Gleitweg von 100Cr6/EKasic F- bzw. EKasic F-Selbstpaarungen mit 6 mm Kontaktflächendurchmesser bei 5 und 10 mm Hublänge abge-



**Bild 3.32:** Quasistationäre Reibungszahl  $\mu_{2000m}$  von untexturierten und mit RN306010 texturierten (a) 100Cr6/EKasic F- und (b) EKasic F-Selbstpaarungen bei 5 bzw. 10 mm Hublänge und Schmierung mit Isooktan bzw. destilliertem Wasser (RN306010:  $a_{\text{tex}} = 30\%$ ,  $w = 60\ \mu\text{m}$ ,  $d = 10\ \mu\text{m}$ ;  $F_N = 200\ \text{N}$ ;  $f = 10\ \text{Hz}$ ; 6 mm Kontaktflächendurchmesser).

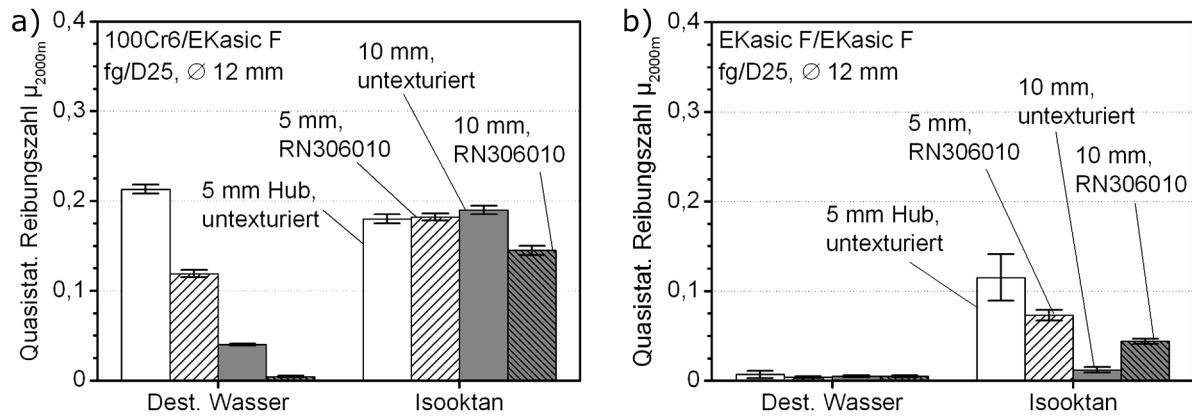
bildet. Die aufgetragenen Werte stellen jeweils den Mittelwert aus zwei charakteristischen Versuchsläufen dar.

Bei der mit destilliertem Wasser geschmierten 100Cr6/EKasic F-Paarung reduzierte die Textur die Reibungszahl um 20% bei 5 mm Hublänge, verglichen mit dem untexturierten Fall (Bild 3.32a). Im Fall der größeren Hublänge von 10 mm hingegen zeigte sich auf niedrigem Niveau um  $\mu = 0,01$  kein signifikanter Textureinfluss. Der Textureinsatz führte bei Schmierung mit Isooktan und 5 mm Hublänge zu einer Erhöhung der quasistationären Reibungszahl von  $\mu = 0,13$  auf 0,19. Dagegen zeigte die texturierte Paarung bei 10 mm Hublänge eine leichte Reduzierung der Reibungszahl auf 0,15, verglichen mit  $\mu = 0,18$  im untexturierten Fall.

Im Fall der mit destilliertem Wasser geschmierten EKasic F-Selbstpaarungen (Bild 3.32b) lag die quasistationäre Reibungszahl, unabhängig von der Hublänge und dem Einsatz der Textur RN306010, auf sehr niedrigem Niveau von etwa  $\mu_{2000m} = 0,004$ . Bei Schmierung mit Isooktan wiesen die Paarungen mit Textur sowohl bei 5 mm als auch bei 10 mm Hublänge eine höhere Reibungszahl im Vergleich zur jeweils untexturierten Paarung auf, wobei das quasistationäre Reibungszahlniveau sowohl im untexturierten als auch im texturierten Fall jeweils nahezu unabhängig von der Hublänge war. Durch die Textur wurde unter diesen Bedingungen die Bildung reibungsmindernder, tribochemischer Reaktionsschichten verhindert, wie sie im untexturierten Fall oder bei Wasserschmierung vorhanden waren, so dass die Reibungszahl deutlich höher war.

Im Bild 3.33 ist der Textur- und Hublängeneinfluss auf die quasistationäre Reibungszahl  $\mu_{2000m}$  von 100Cr6/EKasic F- und EKasic F-Selbstpaarungen mit 12 mm Kontaktflächendurchmesser dargestellt. Mit der Textur zeigte sich bei den mit destilliertem Wasser geschmierten 100Cr6/EKasic F-Paarungen bei 5 mm Hublänge (Bild 3.33a) nahezu eine Halbierung der quasistationären Reibungszahl auf 0,12 ausgehend von  $\mu_{2000m} = 0,21$  ohne Textur. Bei 10 mm





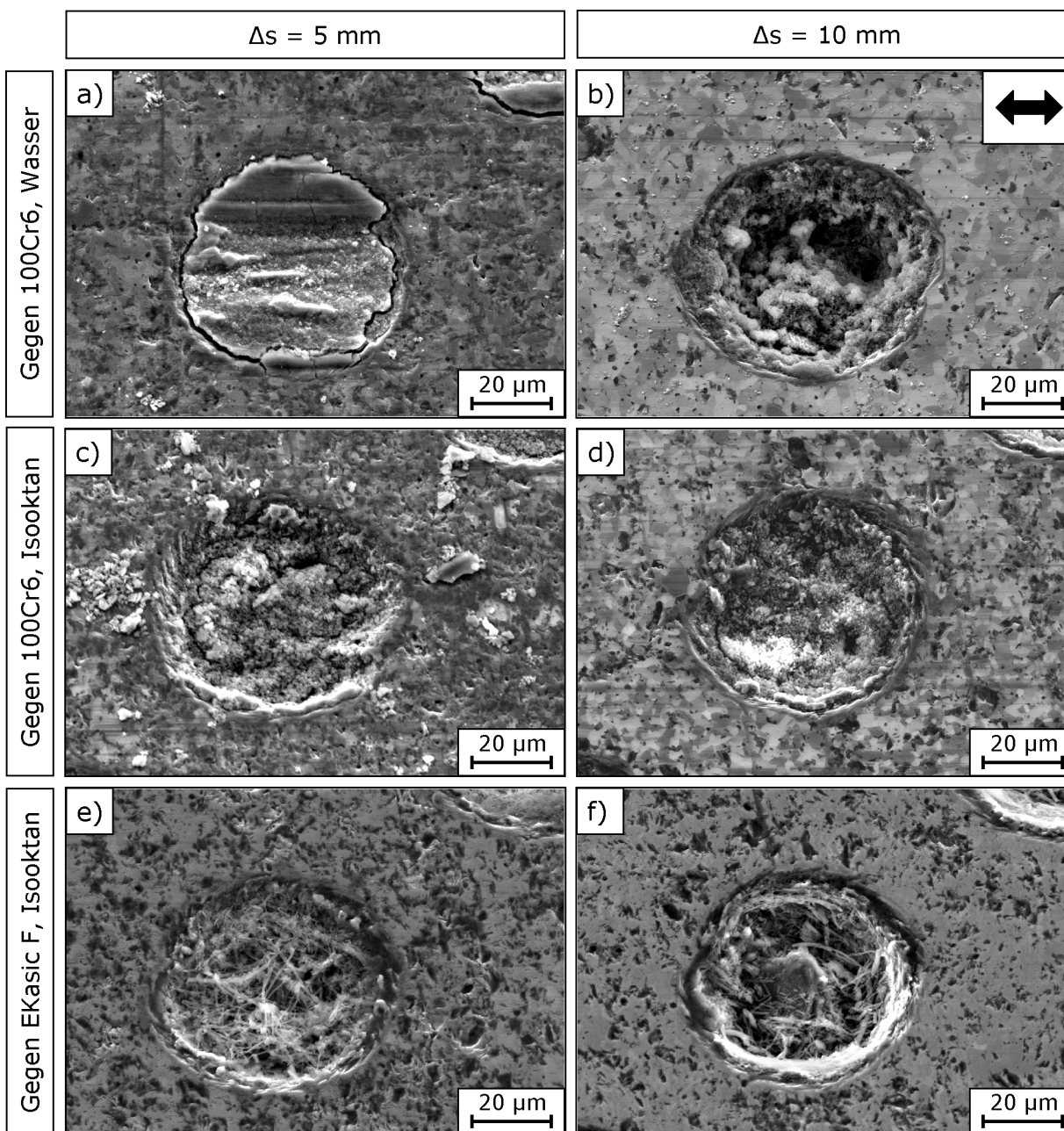
**Bild 3.33:** Einfluss der Textur RN306010 auf die quasistationäre Reibungszahl  $\mu_{2000m}$  von (a) 100Cr6/EKasic F- und (b) EKasic F-Selbstpaarungen bei 5 bzw. 10 mm Hublänge und Schmierung mit Isooktan bzw. destilliertem Wasser (RN306010:  $a_{tex} = 30\%$ ,  $w = 60\ \mu m$ ,  $d = 10\ \mu m$ ;  $F_N = 200\ N$ ;  $f = 10\ Hz$ ; 12 mm Kontaktflächendurchmesser).

Hublänge wurde die Reibungszahl im untexturierten Fall mit  $\mu_{2000m} = 0,04$  durch die Plattentexturierung deutlich auf  $\mu_{2000m} = 0,004$  verringert. Hierfür verantwortlich war die Aufnahme von Verschleißpartikeln durch die Textur, welche im untexturierten Fall zur Deckschichtbildung führten, aufgrund des großen Überlappungsbereiches beim Hub. Bei Schmierung der 100Cr6/EKasic F-Paarung mit Isooktan zeigte sich bei 5 mm Hublänge kein signifikanter Textureinfluss auf die quasistationäre Reibungszahl von  $\mu_{2000m} = 0,18$ . Dagegen ergab sich bei 10 mm Hublänge mit der Textur eine Reibungszahlreduktion gegenüber dem untexturierten Fall um etwa 25 % bzw. von  $\mu_{2000m} = 0,19$  auf 0,15. Mögliche Ursache war die deutliche Einglättung der Wirkfläche bei der texturierten Paarung (Bild 3.34d) aufgrund der höheren Flächenpressung.

Bei den in Bild 3.33b dargestellten Reibungszahlwerten der mit destilliertem Wasser geschmierten EKasic F-Selbstpaarungen wies die Textur sowohl bei 5 mm als auch bei 10 mm Hublänge keinen signifikanten Einfluss auf das bereits im untexturierten Fall sehr niedrige quasistationäre Niveau von etwa  $\mu_{2000m} = 0,007$  auf. Im Falle der isooktangeschmierten EKasic F-Selbstpaarungen wurde das Reibungszahlniveau bei 5 mm Hublänge von  $\mu_{2000m} = 0,12$  ohne Textur auf 0,07 mit Textur gesenkt, jedoch bei 10 mm Hublänge von  $\mu_{2000m} = 0,01$  im untexturierten Fall auf 0,03 mit Textur erhöht. Das niedrige Reibungsniveau der untexturierten Paarung stellte sich aufgrund tribochemischer Reaktionsschichten ein, deren Bildung durch die Textur verhindert wurde, ähnlich dem Verhalten bei 6 mm Kontaktflächendurchmesser (Bild 3.32b). Bei 5 mm Hublänge bildeten sich im untexturierten Fall keine Reaktionsschichten, was die hohen Reibungszahlen zeigen, so dass die Textur durch Entnahme von Verschleißpartikeln positiv auf das Reibungsverhalten wirkte.

Im Bild 3.34 sind REM-Aufnahmen gelaufener, texturierter EKasic F-Platten dargestellt, deren quasistationäre Reibungszahlwerte im Bild 3.33 wiedergegeben sind. Die Aufnahmen

zeigen einzelne charakteristische Näpfchen aus der Hubmitte. Vergleichend stehen sich die Platten der texturierten 100Cr6/EKasic F- bzw. EKasic F-Selbstpaarungen mit 5 und 10 mm Hublänge gegenüber. Die Näpfchen der in den Bildern 3.34a und b gezeigten EKasic F-Platten, die in destilliertem Wasser gegen 100Cr6-Pellets gepaart waren, wiesen bei 5 mm Hublänge eine fast vollständige Füllung mit Verschleißpartikeln auf. Im Vergleich dazu waren die Näpfchen bei 10 mm Hublänge nur partiell mit Verschleißpartikeln gefüllt. Als weiteres



**Bild 3.34:** REM-Aufnahmen der gelaufenen, texturierten EKasic F-Platten nach 2000 m Gleitweg in Paarung gegen (a-d) 100Cr6-Pellets und (e, f) EKasic F-Pellets in den Medien (a, b) destilliertes Wasser und (c-f) Isooktan bei Hublängen  $\Delta s$  von (a, c, e) 5 mm und (b, d, f) 10 mm (Textur: RN306010;  $F_N = 200$  N,  $f = 10$  Hz; 12 mm Kontaktflächendurchmesser; Pfeil zeigt in Gleitrichtung).



Merkmal wies die Paarung mit 10 mm Hublänge eine stärkere Einglättung der Oberfläche zwischen den Nöpfchen auf, als die der Paarung mit 5 mm Hublänge. Diese Paarung mit kürzerem Hub war von einer großen Anzahl an Restkavitäten der ursprünglichen Oberfläche (Bild 2.1c) gekennzeichnet.

Bei der Gegenüberstellung der Wirkflächen in Isooktan gelaufener 100Cr6/EKasic F-Paarungen (Bilder 3.34c, d) zeigte sich bei 10 mm Hublänge eine stärkere Einglättung in der Verschleißspur. Die Nöpfchen waren unabhängig von der Hublänge nur partiell mit Verschleißpartikeln gefüllt, allerdings befanden sich bei 5 mm Hublänge eine Vielzahl loser Verschleißpartikel mit bis zu 5  $\mu\text{m}$  Größe auf der Oberfläche.

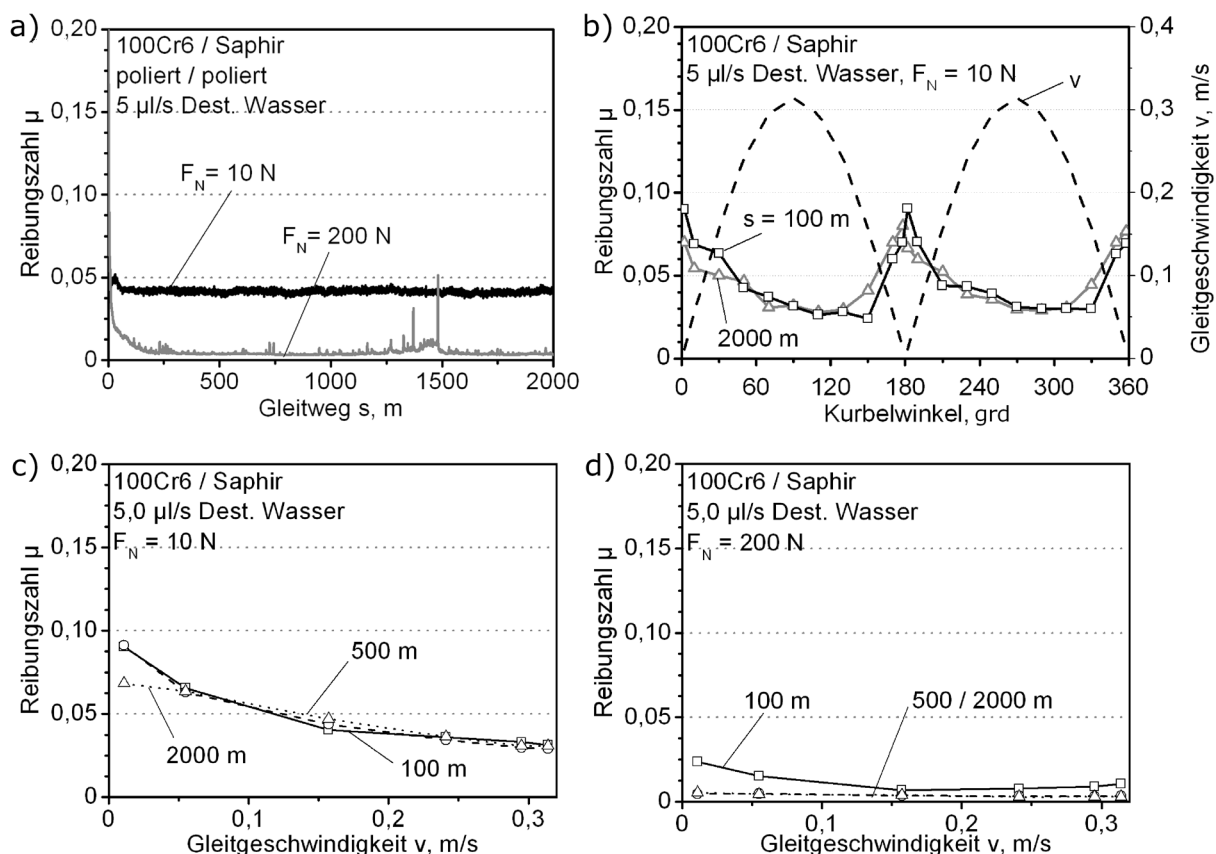
Die Wirkflächen der in Isooktan gelaufenen EKasic F-Selbstpaarungen wiesen bei 5 und 10 mm Hublänge ein ähnliches Erscheinungsbild mit vielen Restkavitäten noch von der Ausgangsoberfläche auf (Bilder 3.34e, f). Die Nöpfchen zeigten bei der Paarung mit 5 mm Hublänge eine stärkere Füllung mit Verschleißpartikeln als bei 10 mm. Die Verschleißpartikel waren röllchenförmig und bestanden aus den Resten delaminierter, tribochemischer Reaktionsschichten.

#### **3.5.4 Hubaufgelöstes Reibungsverhalten untexturierter und texturierter Stahl/Saphir-Paarungen**

Im folgenden Abschnitt sind Versuchsergebnisse aus dem Langhub-Tribometer an polierten Stahl/Saphir-Paarungen dargestellt, entsprechend der Versuchsreihe 2 (Tabelle 2.5). Hierzu wurden an Stelle der im Langhub-Tribometer üblicherweise eingesetzten, geschliffenen EKasic F-Platten polierte Saphir-Platten eingesetzt. Als reversierend gleitender Gegenkörper wurden die polierten Pellets der Form I (Bild 2.2c) anstatt der geschliffenen Pellets der Form II (Bild 2.2d, e) verwendet. Dabei blieb die Pellethalterung des Langhub-Tribometers unverändert. Die Versuche wurden bei der Hublänge  $\Delta s = 10 \text{ mm}$ , der Hubfrequenz  $f = 10 \text{ Hz}$  und bei einer zwischen 10 und 200 N variierten Normalkraft  $F_N$  durchgeführt.

Im Bild 3.35a ist der Reibungszahlverlauf von mit destilliertem Wasser geschmierten, untexturierter 100Cr6/Saphir-Paarungen bei den Normalkräften von 10 bzw. 200 N über den Gleitweg aufgetragen. Die mit 10 N belastete Paarung zeigte nur eine geringfügige Reibungszahlerhöhung auf  $\mu = 0,05$  zu Versuchsbeginn und erreichte bereits nach 50 m Gleitweg das quasistationäre Reibungszahlniveau von  $\mu = 0,045$ . Im Vergleich dazu war die Paarung mit 200 N Normalkraft von einem deutlichen Einlaufen geprägt, ausgehend von einer Reibungszahl von  $\mu = 0,20$  zu Versuchsbeginn, welche nach etwa 250 m Gleitweg das quasistationäre Reibungszahlniveau von  $\mu = 0,004$  erreichte. Dieser niedrige Wert wurde von wenigen, temporären Reibungszahlerhöhungen unterbrochen.

Das Bild 3.35b zeigt die vom Kurbelwinkel abhängige Gleitgeschwindigkeit und den kurbelwinkelabhängigen Reibungszahlverlauf der mit 10 N belasteten, wassergeschmierten 100Cr6/Saphir-Paarung nach 100 m und 2000 m Gleitweg. Dabei stellt der Kurbelwinkelbereich von



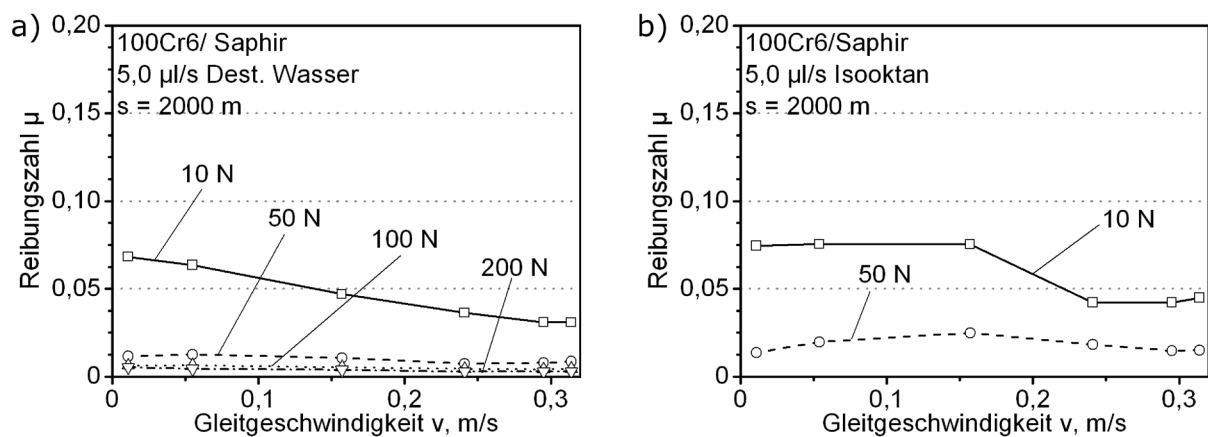
**Bild 3.35:** (a) Verlauf der über den Hub gemittelten, gleitwegabhängigen Reibungszahl polierter, untexturierter 100Cr6/Saphir-Paarungen bei Wasserschmierung bei 10 N bzw. 200 N Normalkraft, (b) der hubaufgelöste, kurbelwinkelabhängige Reibungszahl- und Gleitgeschwindigkeitsverlauf und (c, d) der hubaufgelöste, geschwindigkeitsabhängige Reibungszahlverlauf nach 100 m, 500 m und 2000 m Gleitweg bei (b, c) 10 N und (d) 200 N Normalkraft ( $f = 10$  Hz;  $\Delta s = 10$  mm;  $\dot{V} = 5 \mu$  l/s).

0-180° den Hinhub und der von 180-360° den Rückhub dar. Es zeigte sich ein nahezu identischer Reibungszahlverlauf bei Hin- und Rückhub, wobei der Abfall der Reibungszahl in der Beschleunigungsphase des Hubes flacher war als der Anstieg in der Verzögerungsphase. Dies führte zu einem asymmetrischen Reibungszahlverlauf, wobei das Reibungszahlminimum etwa 30° bis 50° nach der Hubmitte lag, d.h. bei wieder abnehmender Gleitgeschwindigkeit. Diese Asymmetrie war nach 100 m Gleitweg ausgeprägter als zu Versuchsende bei 2000 m.

In den Bildern 3.35c und d ist der hubaufgelöste, gleitgeschwindigkeitsabhängige Reibungszahlverlauf von 100Cr6/Saphir-Paarungen gezeigt, deren gleitwegabhängige Reibungszahlverläufe im Bild 3.35a zu sehen sind. Die gleitgeschwindigkeitsabhängigen Reibungszahlen sind die Mittelwerte von Hin- und Rückhub bei der jeweils gleichen Gleitgeschwindigkeit. Bei der in Bild 3.35c dargestellten Paarung bei 10 N Normalkraft zeigte sich eine deutliche Abnahme der Reibungszahl mit steigender Gleitgeschwindigkeit. In der Hubmitte bei  $v = 0,32$  m/s betrug die Reibungszahl unabhängig vom Gleitweg etwa  $\mu = 0,03$  und stieg mit abnehmender Gleitgeschwindigkeit nahezu linear an. Nahe der Totpunkte, bei einer Geschwindigkeit

von  $v = 0,011 \text{ m/s}$ , betrug die Reibungszahl bei 100 bzw. 500 m Gleitweg  $\mu = 0,09$  und fiel bis 2000 m auf  $\mu = 0,07$  ab. Die Paarung mit 200 N Normalkraft (Bild 3.35d) befand sich bei 100 m Gleitweg noch im Einlaufbereich, was die gegenüber 500 m und 2000 m Gleitweg höheren Reibungszahlen bei allen Gleitgeschwindigkeiten zeigten. Hierbei lagen die Reibungszahlen unabhängig von der Gleitgeschwindigkeit nach 500 m und 2000 m deckungsgleich auf sehr niedrigem Niveau von etwa  $\mu = 0,004$ .

Das Bild 3.36 zeigt den Einfluss der Normalkraft auf die gleitgeschwindigkeitsabhängige Reibungszahl von mit destilliertem Wasser oder Isooktan geschmierten 100Cr6/Saphir-Paarungen nach 2000 m Gleitweg. Bei den mit destilliertem Wasser geschmierten Paarungen zeigte sich im gesamten Geschwindigkeitsbereich eine Verringerung der Reibungszahl mit einer von 10 bis 200 N zunehmenden Normalkraft (Bild 3.36a). Gleichzeitig verringerte sich bei höherer Normalkraft die Abhängigkeit der Reibungszahl von der Gleitgeschwindigkeit. Das Bild 3.36b zeigt die geschwindigkeitsabhängige Reibungszahl von isooktangeschmierten 100Cr6/Saphir-Paarungen bei 10 bzw. 50 N Normalkraft. Normalkräfte von mehr als 50 N führten in Isooktan bereits kurz nach Versuchsbeginn zum Bruch der Saphir-Platte und lieferten somit keine auswertbaren Ergebnisse. Dabei lag die Reibungszahl in Isooktan für 10 und 50 N Normalkraft tendenziell höher als bei Schmierung mit destilliertem Wasser, mit Werten von  $\mu = 0,075$  bei  $F_N = 10 \text{ N}$  und  $v = 0,01 \text{ m/s}$  bzw.  $\mu = 0,042$  bei  $v = 0,31 \text{ m/s}$  im Vergleich zu destilliertem Wasser mit  $\mu = 0,070$  bzw.  $0,030$ . Bei der Normalkraft von 50 N und der Gleitgeschwindigkeit von  $v = 0,16 \text{ m/s}$  war die Reibungszahl in Isooktan mit  $\mu = 0,025$  etwa um 2,5-fach größer als in Wasser.

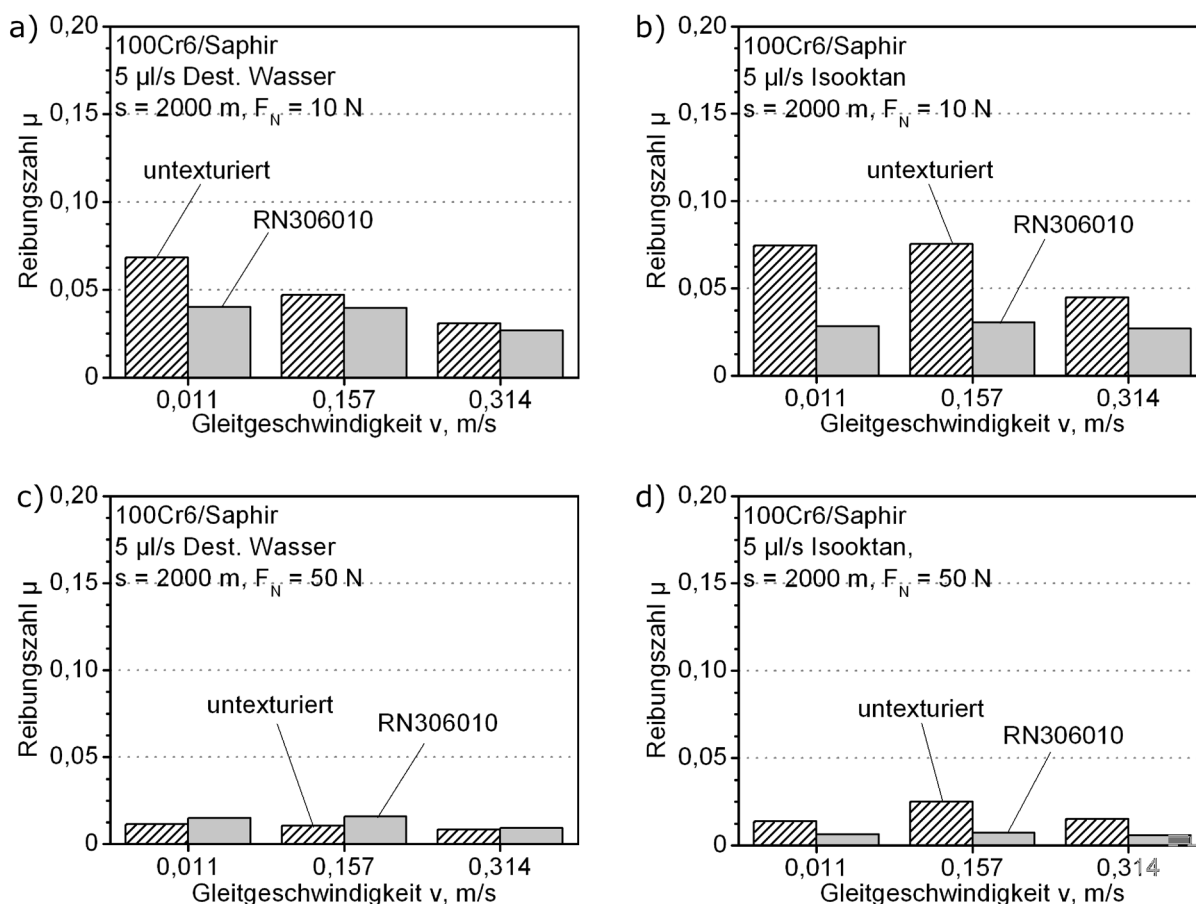


**Bild 3.36:** Normalkrafteinfluss auf die Reibungszahl nach 2000 m Gleitweg in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit von polierten, untexturierten 100Cr6/Saphir-Paarungen mit Schmierung in (a) destilliertem Wasser und (b) Isooktan ( $F_N = 10, 50, 100$  bzw.  $200 \text{ N}$ ;  $f = 10 \text{ Hz}$ ;  $\Delta s = 10 \text{ mm}$ ;  $s = 2000 \text{ m}$ ;  $\dot{V} = 5 \mu\text{l/s}$ ).

Das Bild 3.37 zeigt einen Vergleich der Reibungszahlen texturierter und untexturierter 100Cr6/Saphir-Paarungen nach 2000 m Gleitweg bei unterschiedlichen Gleitgeschwindigkeiten und Schmierung mit destilliertem Wasser bzw. Isooktan. Hierbei wurde auf die Wirkfläche der

Saphir-Platte die Standardtextur RN306010 mit 30 % texturiertem Flächenanteil, 60  $\mu\text{m}$  Näpfchendurchmesser und 10  $\mu\text{m}$  Tiefe aufgebracht. Wie in Bild 3.37a dargestellt, zeigte sich bei der Normalkraft von 10 N unter Wasserschmierung eine geringere Reibungszahl der texturierten im Vergleich zur untexturierten Paarung im gesamten Geschwindigkeitsbereich. Der Effekt war nahe der Totpunkte bei 0,01 m/s Gleitgeschwindigkeit mit  $\mu = 0,04$  im texturierten gegenüber  $\mu = 0,07$  im untexturierten Fall stärker ausgeprägt als in der Hubmitte bei  $v = 0,31$  m/s mit  $\mu = 0,027$  texturiert gegenüber  $\mu = 0,030$  untexturiert. Bei 50 N Normalkraft war die Reibungszahl generell sehr niedrig, im texturierten Fall mit Werten bis zu  $\mu = 0,015$  leicht höher als untexturiert mit  $\mu = 0,010$  (Bild 3.37c).

Unter Schmierung mit Isooktan und bei 10 N Normalkraft (Bild 3.37b) wies die texturierte Paarung mit einer von der Gleitgeschwindigkeit nahezu unabhängigen Reibungszahl von etwa  $\mu = 0,03$  einen deutlich geringeren Wert auf als die untexturierte Paarung, deren Reibungszahl bei  $v = 0,01$  bzw. 0,16 m/s etwa 2,5-fach höher lag. Bei 50 N Normalkraft zeigte sich ebenfalls die reibungszahlreduzierende Wirkung der Textur gegenüber der untexturierten Paarung



**Bild 3.37:** Vergleich der Reibungszahlen bei unterschiedlichen Gleitgeschwindigkeiten untexturierter und mit RN306010 plattenseitig texturierter Paarungen bei (a, b) 10 N und (c, d) 50 N Normalkraft und Schmierung mit (a, c) destilliertem Wasser sowie (b, d) Isooktan (RN306010:  $a_{\text{tex}} = 30\%$ ,  $w = 60\ \mu\text{m}$ ,  $d = 10\ \mu\text{m}$ ;  $f = 10$  Hz;  $\Delta s = 10$  mm;  $s = 2000$  m;  $\dot{V} = 5\ \mu\text{l/s}$ ).

(Bild 3.37d). Die texturierte Paarung wies mit Werten von  $\mu = 0,006$  keinen messbaren Geschwindigkeitseinfluss auf die Reibungszahl auf, anders als die untexturierte Paarung, deren Reibungszahlwerte zudem 2 bis 3-fach höher waren.



## 4 Diskussion

Im ersten Abschnitt sollen zunächst die Wirkungsweisen einer Pellet- oder Scheibentexturierung auf das Reibungsverhalten bei Flüssigkeits- und Mischreibung diskutiert werden. Anschließend wird der Einfluss der Parameter einer Scheibentextur auf das Reibungsverhalten bei Mischreibung und den Übergang von der Flüssigkeits- in die Mischreibung dargelegt. Danach wird anhand ausgewählter Texturen gezeigt, in wie weit der Textureinfluss auf das Reibungsverhalten bei einsinniger mit dem bei reversierender Gleitbeanspruchung vergleichbar ist.

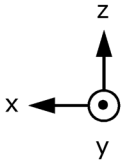
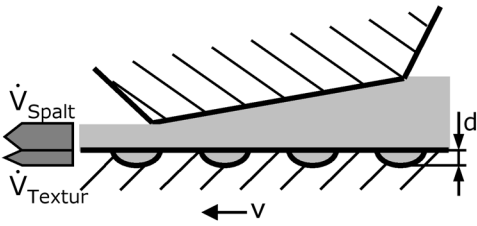
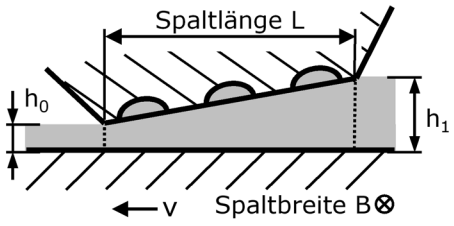
### 4.1 Vergleich einer Texturierung von Grund- oder Gegenkörper im einsinnigen Gleitkontakt

#### 4.1.1 Wirkmechanismen

Die Ergebnisse des Kapitel 3.4.2 zeigten Unterschiede im Reibungsverhalten von mit RN306010 texturierten Paarungen, abhängig davon, ob sich die Textur auf dem stationären Pellet oder der rotierenden Scheibe befand. Eine Paarung mit Pellettextur wies in der Flüssigkeitsreibung, bei relativ hohen Schmierfilmdicken von etwa  $10\ \mu\text{m}$ , eine leicht geringere Reibungszahl (Bild 3.11a bei  $0,30\ \text{m/s}$ ) und eine größere Schmierfilmdicke (Bild 3.11b bei  $0,30\ \text{m/s}$ ) als die untexturierte Paarung auf. Dagegen unterschied sich das Reibungsverhalten mit Scheibentextur nicht signifikant vom untexturierten Fall. In der Flüssigkeitsreibung und bei Schmierfilmdicken von nur etwa  $2\ \mu\text{m}$  ergab sich weder mit Pellet- noch mit Scheibentextur ein signifikanter Einfluss auf die Reibungszahl im Vergleich zur untexturierten Paarung (Bild 3.11a, b bei  $0,02\ \text{m/s}$  sowie Bild 3.11c, d bei  $0,30\ \text{m/s}$ ). In der Mischreibung bei  $v = 0,02\ \text{m/s}$  und einer nicht mehr messbaren Schmierfilmdicke senkte der Einsatz der Scheibentextur die Reibungszahl deutlich (Bild 3.11c bei  $0,02\ \text{m/s}$ ). Hier führte die Paarung mit Pellettextur sogar zu einer Verschlechterung des Reibungsverhaltens verglichen mit dem untexturierten Fall.

In der Tabelle 4.1 sind die Unterschiede in Form eines Systemvergleichs bei Pellet- oder Scheibentexturierung dargestellt. Dabei ist zu erkennen, dass sich im Fall der Pellettextur nach unten geöffnete Näpfchen auf der stationären Wirkfläche und im Fall der texturierten Scheibe nach oben geöffnete Näpfchen auf der instationären Wirkfläche befanden. Die Näpfchen des Pellets waren relativ zum Schmierpalt ortsunveränderlich, was eine zeitlich konstante Schmierpalthöhe für jedes Näpfchen und somit einen zeitunabhängigen Druckverlauf in der Flüssigkeit ergab, unter der Annahme abgeschlossener Einlaufvorgänge. Dabei war die



In situ-Tribometer	Scheibentextur	Pellettextur
		
Texturierter Partner	Scheibe, instationär $v > 0$	Pellet, stationär $v = 0$
Näpfchenorientierung	Öffnung nach oben	Öffnung nach unten
Druckverlauf $p(t)$ über einzelnes Näpfchen	zeitabhängig	konstant
Flüssigkeitsvolumenstrom $\dot{V}$	$\dot{V}_{Spalt} + \dot{V}_{Textur}$	$\dot{V}_{Spalt}$

**Tabelle 4.1:** Systemvergleich einer pellet- und scheibenseitig texturierten Paarung.

texturbedingte, hydrodynamische Druckerhöhung (Bild 1.14b) maßgeblich von der Position eines Näpfchens innerhalb des Schmierspalts abhängig, was anhand von CFD-Simulationen [125] an einzelnen Näpfchen gezeigt wurde.

Bei der Scheibentextur waren die Spalthöhe  $h$  und der Druckgradient  $dp/dx$  über einem einzelnen Näpfchen zeitabhängig, da sich die Position des Näpfchens im Schmierspalt änderte, aufgrund der sich relativ zum Pellet bewegenden Scheibe. Bei einer großen Näpfchenzahl im Spalt konnte jedoch angenommen werden, dass die vom hydrodynamischen Druck abhängige Tragfähigkeit keiner zeitlichen Schwankung unterlag. Jedoch konnten die transienten Umgebungsparameter  $p(x)$  und  $h(x)$  eines Näpfchens zu einer Störung der Strömungsverhältnisse innerhalb des Näpfchens führen, was sich auf den hydrodynamischen Druckaufbau negativ auswirken konnte. Weiterhin wurde durch die mit Schmierflüssigkeit gefüllten Näpfchen der Scheibentextur zusätzlich Flüssigkeit in den Kontakt transportiert. In Anlehnung an [125] berechnet sich der in den Schmierspalt eingezogene Flüssigkeitsvolumenstrom, unter der Annahme einer quadratischen Kontaktfläche  $A = B \cdot L = B^2$ , nach

$$\dot{V}_{Spalt} = B \left( \frac{v \cdot h(x)}{2} - \frac{h(x)^3}{12\eta} \cdot \frac{dp(x)}{dx} \right) \quad (4.1)$$

abhängig von der Spaltbreite  $B$ , der Gleitgeschwindigkeit  $v$ , der Spalthöhe  $h(x)$ , der dynamischen Viskosität  $\eta$  und dem Druckgradienten  $dp(x)/dx$ . Der 1. Term der Gl. 4.1 steht für die Couette-Strömung und der 2. Term für die Poiseuille-Strömung. Der Druckgradient  $dp(x)/dx$  berechnet sich entsprechend der Kettenregel aus dem Produkt der Ableitungen der Gleichungen 1.15 und 1.14 nach der Form

$$\frac{dp(x)}{dx} = \frac{dp(h[x])}{dh[x]} \cdot \frac{dh[x]}{dx} = \frac{6\eta \cdot v \cdot L}{h_1 - h_0} \left[ -\frac{1}{h[x]^2} + 2 \frac{h_0 \cdot h_1}{h_0 + h_1} \cdot \frac{1}{h[x]^3} \right] \cdot \frac{h_1 - h_0}{L} \quad (4.2)$$

woraus sich folgende Gleichung ergibt

$$\frac{dp(x)}{dx} = 6\eta \cdot v \left[ -\frac{1}{h[x]^2} + 2 \frac{h_0 \cdot h_1}{h_0 + h_1} \cdot \frac{1}{h[x]^3} \right] \quad (4.3)$$

Damit ist der Druckgradient  $dp(x)/dx$  von der Gleitgeschwindigkeit  $v$ , der dynamischen Viskosität  $\eta$  und den Spalthöhen am Einzug  $h_1$  und Austritt  $h_0$  abhängig.

Der innerhalb der Nöpfchen in den Kontakt transportierte Flüssigkeitsvolumenstrom, abhängig von der Nöpfchenanzahl  $Z$ , dem Volumen eines einzelnen Nöpfchens  $V_{Napf}$  und der Spaltbreite  $B$ , berechnet sich entsprechend

$$\dot{V}_{Textur} = \frac{Z}{B} \cdot v \cdot V_{Napf} = B \cdot v \cdot a_{tex} \cdot d \quad (4.4)$$

$$\text{mit } Z = 2 \cdot \frac{B^2}{o^2} = B^2 \cdot \frac{4 \cdot a_{tex}}{\pi \cdot w^2} \quad (4.5)$$

$$\text{und } V_{Napf} = \frac{\pi}{4} w^2 \cdot d \quad (4.6)$$

aus dem Nöpfchenabstand  $o$  (Gl. 2.2) bzw. dem texturierten Flächenanteil  $a_{tex}$ , dem Nöpfchendurchmesser  $w$  und der Nöpfchentiefe  $d$ .

Die Abschätzung des Flüssigkeitsvolumenstroms nach der Gleichung 4.1 erfolgte am Spalteinzug bei  $h(x) = h_1 = 2,5 \mu\text{m}$ , was entsprechend der Pelletanstellung (Kap. 2.5.2) einen Wert  $h_0 = 1,0 \mu\text{m}$  ergab. Weiterhin wurde angenommen, dass  $v = 0,30 \text{ m/s}$ ,  $\eta = 1 \text{ mPas}$  und  $B = L = 6,38 \text{ mm}$ , was einer quadratischen Kontaktfläche mit dem gleichen Flächeninhalt wie die Pelletkontaktfläche entsprach. Der berechnete Volumenstrom  $\dot{V}_{Spalt}$  war im Grunde unabhängig von der Viskosität  $\eta$ , da sich die Abhängigkeit des zweiten Term der Gl. 4.1 von  $1/\eta$  mit  $dp(x)/dx \propto \eta$  (Gl. 4.3) aufhob. Es ergab sich ein Wert von  $\dot{V}_{Spalt} \approx 1,4 \mu\text{l/s}$ , der für die untexturierte, pellet- bzw. scheidenseitig texturierte Paarung gleich war, unter Vernachlässigung des Textureffektes auf den Druckverlauf im Spalt. Im Fall der scheidenseitig mit RN306010 texturierten Paarung, mit  $a_{tex} = 30\%$  und einer Nöpfchentiefe  $d = 10 \mu\text{m}$ , betrug der zusätzlich in den Kontakt geförderte Flüssigkeitsvolumenstrom  $\dot{V} \approx 5,7 \mu\text{l/s}$  bei  $v = 0,30 \text{ m/s}$ . Somit wurde unter diesen Bedingungen mit der Scheibentextur RN306010 in der Summe die 5-fache Schmiermittelmenge in den Kontakt gefördert, verglichen mit der Paarung mit Pelletttextur bzw. ohne Textur.

Weiterhin unterschied sich das Benetzungsverhalten der Paarung mit texturiertem Pellet und untexturierter Scheibe, von dem der Paarung mit untexturiertem Pellet und texturierter Scheibe sowie vom beidseitig untexturierten Fall. Bei Kontaktwinkelmessungen wurde sowohl bei

Spindelöl, als auch bei Wasser, eine Erhöhung des statischen Benetzungswinkels texturierter im Vergleich zu untexturierten Oberflächen festgestellt (Bild 3.6). Hierbei wurden Spindelöl und Wasser repräsentativ für Schmierflüssigkeiten mit guter bzw. schlechter Benetzungsfähigkeit untersucht. Zur Gruppe der gut benetzenden Flüssigkeiten gehörten weiterhin die Mineralöle sowie Isooktan und zur Gruppe mit schlechter Benetzung die Glycerin-Wasser-Gemische (Bild 3.5b). Die texturbedingte Erhöhung des Kontaktwinkels war bei Spindelöl auf Saphir um 156 % bezogen auf den untexturierten Wert erheblich bzw. bei Wasser auf Saphir um 33 % moderat. Bei 100Cr6 war der Effekt mit 28 % bei Spindelöl bzw. 6 % bei Wasser deutlich geringer als bei Saphir.

Im Bild 4.1a ist der ideale Geschwindigkeitsverlauf einer vollständig benetzenden, newtonschen Flüssigkeit im Spalt zweier paralleler Oberflächen abgebildet. Bei schlechter Benetzung wird sich ein Schlupf zwischen der Oberfläche und der Flüssigkeit einstellen. Dies zeigten Modelluntersuchungen [135] an unterschiedlich beschichteten Oberflächen, bei denen die Paarungen mit einem höheren Schlupf auf den Wirkflächen eine geringere Schmierfilmdicke aufwiesen. In der vorliegenden Arbeit erhöhte sich die Einzugsgeschwindigkeit der Flüssigkeit an der Grenzfläche zum stationären Pellet (Bild 4.1b) bzw. verringerte sich die Geschwindigkeit an der Grenzfläche zur bewegten Scheibe (Bild 4.1c), abhängig vom Schlupf an der jeweiligen Wirkfläche. Im Hinblick auf das schlecht benetzende Wasser war hier mit einem Schlupf auf beiden Wirkflächen zu rechnen. Dabei verursachte der Schlupf eine Änderung des in den Spalt gezogenen Flüssigkeitsvolumenstroms  $\dot{V}$ , welcher sich unter vereinfachter Annahme eines Parallelspaltes ohne Poiseuille-Strömung (Bilder 4.1a-c) nach

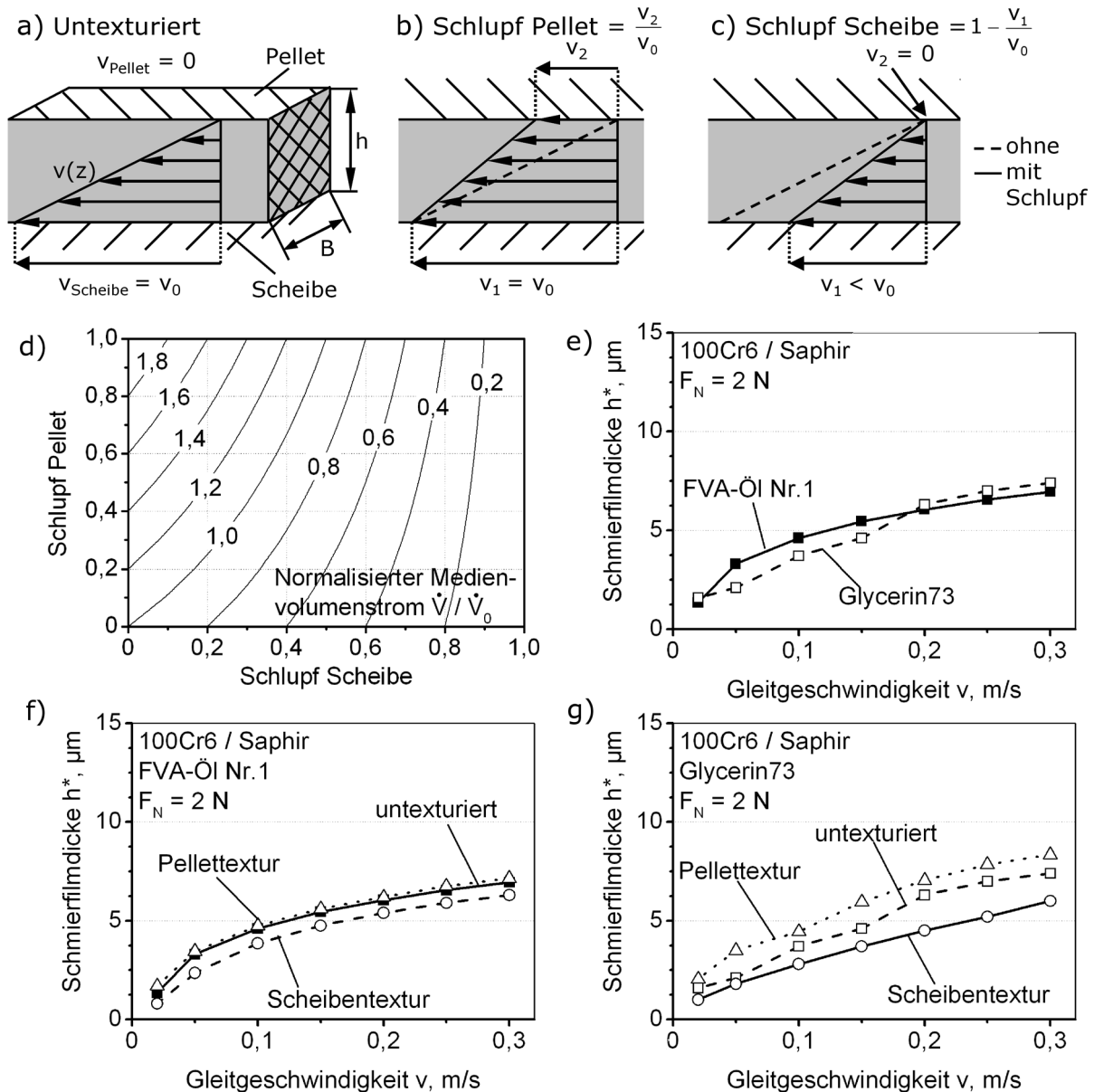
$$\dot{V} = B \cdot \int_0^h v(z) dz = B \cdot h \cdot 1/2(v_1 + v_2) \quad (4.7)$$

abhängig von der Spaltbreite  $B$  und Spalthöhe  $h$  sowie den Geschwindigkeiten der Flüssigkeit an der Grenzfläche zum Pellet  $v_2$  bzw. zur Scheibe  $v_1$  ergab. Im Bild 4.1d ist der normalisierte Volumenstrom mit Schlupf  $\dot{V}_{\text{Schlupf}}/\dot{V}_0$  aufgetragen, wobei  $\dot{V}_0$  der Volumenstrom ohne Schlupf ist. Dabei zeigte sich rechnerisch, dass ein Schlupf auf der Scheibe zu einer Verringerung des Flüssigkeitsvolumenstroms führen sollte und, dass von einer stärkeren Abhängigkeit des Volumenstroms von einem scheidenseitigen Schlupf ausgegangen werden konnte, als von einem pelletseitigen Schlupf. Daraus ließ sich ableiten, dass Änderungen des Flüssigkeitsvolumenstroms durch den Schlupf die sich ergebende Schmierfilmdicke bei konstanter Gleitgeschwindigkeit beeinflussten.

Das Bild 4.1e zeigt den Vergleich der Schmierfilmdicke von mit FVA-Öl Nr.1 oder Glycerin73 geschmierten, untexturierten 100Cr6/Saphir-Paarungen abhängig von der Gleitgeschwindigkeit. Aufgrund der höheren Schmierfilmdicken sind die Werte für die geringste untersuchte Normalkraft von 2 N aufgetragen. Bei einer vergleichbaren dynamischen Viskosität der beiden Flüssigkeiten, mit  $\eta_{20^\circ\text{C}} = 28,0 \text{ mPas}$  des FVA-Öl Nr.1 und  $\eta_{20^\circ\text{C}} = 29,7 \text{ mPas}$  des Glycerin-

rin73, benetzte das FVA-Öl die Oberflächen sowohl von Saphir als auch von 100Cr6 deutlich besser als das Glycerin-Wasser-Gemisch (Bild 3.5d). Dies wirkte sich vor allem im unteren Geschwindigkeitsbereich, mit einer bis zu 60 % höheren Schmierfilmdicke des FVA-Öls Nr.1 im Vergleich zu Glycerin73 bei  $v = 0,05 \text{ m/s}$ , aus. Oberhalb der Gleitgeschwindigkeit von  $0,20 \text{ m/s}$  waren die Werte von FVA-Öl Nr.1 und Glycerin73 vergleichbar.

In den Bildern 4.1f und g ist der Einfluss der Textur auf der Pellet- oder Scheibenseite auf

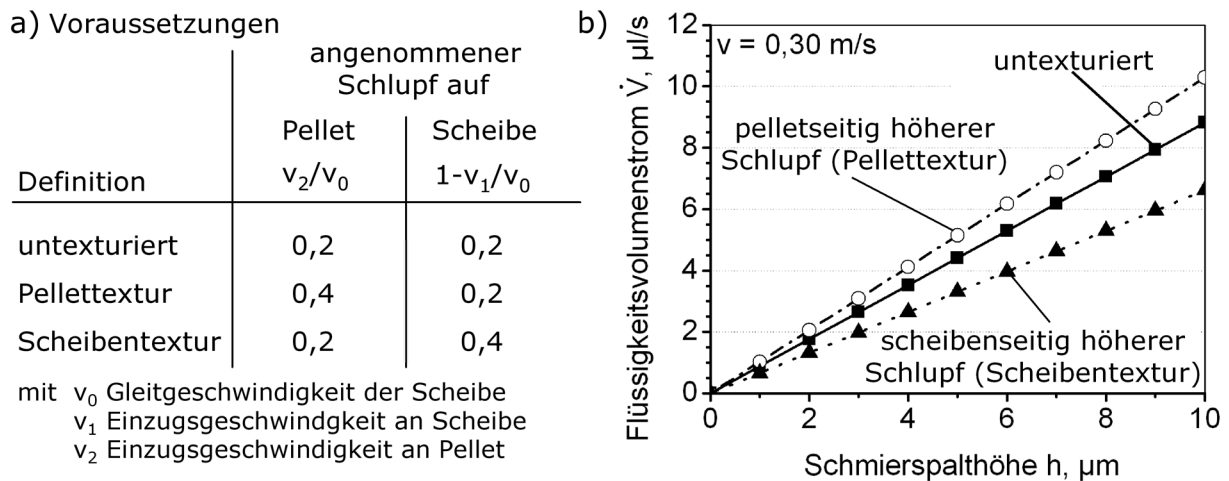


**Bild 4.1:** (a-c) Schematische Darstellung des Geschwindigkeitsfeldes bei Couette-Strömung im Parallelpalt (a) untexturiert ohne Schlupf sowie mit (b) pellet- bzw. (c) scheidenseitigem Schlupf und (d) der normalisierte Medienvolumenstrom abhängig vom pellet- bzw. scheidenseitigem Schlupf sowie (e-g) Schmierfilmdicke von 100Cr6/Saphir-Paarungen bei unterschiedlichen (e) Schmiermedien im untexturierten Fall und (f, g) mit unterschiedlich texturierten Wirkflächen für (f) FVA-Öl Nr.1 bzw. (g) Glycerin73 abhängig von der Gleitgeschwindigkeit (Textur: RN306010,  $\dot{V} = 5 \mu\text{l/s}$ ;  $F_N = 2 \text{ N}$ ).

die Schmierfilmdicke bei FVA-Öl Nr.1 bzw. Glycerin73 aufgetragen. Es wurde angenommen, dass sich der Schlupf auf der jeweils texturierten Wirkfläche von Pellet oder Scheibe verglichen mit der untexturierten erhöhte, da sich die Benetzung auf Saphir und 100Cr6 texturbedingt verschlechterte (Bild 3.6), und zwar unabhängig von der Schmierflüssigkeit. Es zeigte sich bei beiden Flüssigkeiten eine Verringerung der Schmierfilmdicke durch die Scheibentextur im Vergleich zum untexturierten Fall im gesamten Geschwindigkeitsbereich, was sich auch mit anderen Flüssigkeiten und der Normalkraft  $F_N = 5 \text{ N}$  zeigte (Bild 3.11b, d). Diese Ergebnisse unterstützten die Annahme der Reduzierung des Flüssigkeitsvolumenstroms aufgrund eines relativ hohen, scheinseitigen Schlupfes (Bild 4.1d). Bei den pelletseitig texturierten Paarungen erhöhte sich die Schmierfilmdicke verglichen mit der untexturierten Paarung. Hierbei war die Schmierfilmdicke beim gut benetzenden Öl im texturierten Fall nur minimal höher als im untexturierten (Bilder 4.1f). Beim schlechter benetzenden Glycerin-Wasser-Gemisch war die Erhöhung der Schmierfilmdicke der Paarung mit Pellettextur deutlich (Bild 4.1g). Dies stand im Einklang mit der Annahme eines zunehmenden Flüssigkeitsvolumenstroms aufgrund eines pelletseitig, texturbedingt erhöhten Schlupfes (Bild 4.1d).

Das Bild 4.2 zeigt eine Abschätzung des in den Schmierpalt gezogenen Flüssigkeitsvolumenstroms nach Gleichung 4.7 für die unterschiedlich texturierten Paarungen abhängig von der Schmierpalthöhe. Es wurde angenommen (Bild 4.2a), dass zwischen der Flüssigkeit und der untexturierten Wirkfläche ein Schlupf von 0,2 und im Fall der texturierten Wirkfläche ein höherer Schlupf von 0,4 auftrat (vgl. Bilder 4.1a-c). Die Werte des Volumenstroms wurden für die Gleitgeschwindigkeit von 0,30 m/s und die Spaltbreite  $B$  von 6,38 mm, was der Kantenlänge einer quadratischen Kontaktfläche mit dem gleichen Flächeninhalt wie dem der Pelletkontaktfläche entspricht, berechnet. Bei den Verläufen von  $\dot{V}$  im Bild 4.2b ergab sich die gleiche Reihenfolge der Paarungen, wie bei den gemessenen Schmierfilmdicken  $h^*$  (Bilder 4.1f, g) bei  $v = 0,30 \text{ m/s}$ . Danach ergab sich bei der Paarung mit Pellettextur der höchste Volumenstrom, gefolgt von der untexturierten Paarung und der mit Scheibentextur. Hinzu kam, dass die Paarung mit Scheibentextur sowohl bei der Schmierfilmdicke  $h^*$  als auch beim Volumenstrom  $\dot{V}$  jeweils deutlich niedriger als die anderen Paarungen lag. Dies zeigt, dass der unter vereinfachter Annahme berechnete, schlupfabhängige Flüssigkeitsvolumenstrom als Indikator des Reibungsverhaltens bei Flüssigkeitschmierung verwendet werden konnte.

Hierbei musste beachtet werden, dass bei der Paarung mit Scheibentextur tatsächlich von einem höheren Volumenstrom ausgegangen werden konnte, aufgrund der in den Nöpfchen transportierten Flüssigkeit. Dieser zusätzliche Anteil war unabhängig von der Schmierpalthöhe, auch wenn davon ausgegangen werden konnte, dass nur ein Teil der Flüssigkeit aus den Nöpfchen herausgezogen wurde und in den Kontakt gelangte. Dies bedeutete jedoch, dass der Anteil des durch die Nöpfchen eingebrachten Volumenstroms am Gesamtvolumenstrom der Paarung mit abnehmender Schmierfilmdicke stieg. Daraus wurde abgeleitet, dass



**Bild 4.2:** a) Angenommene Werte zur Berechnung des Flüssigkeitsvolumenstroms  $\dot{V}$  (nach Gl. 4.7) im Parallelspalt und b) dessen Auftragung im Fall der untexturierten, pellet- bzw. scheidenseitig texturierten Paarung abhängig von der Schmierspalthöhe  $h$ .

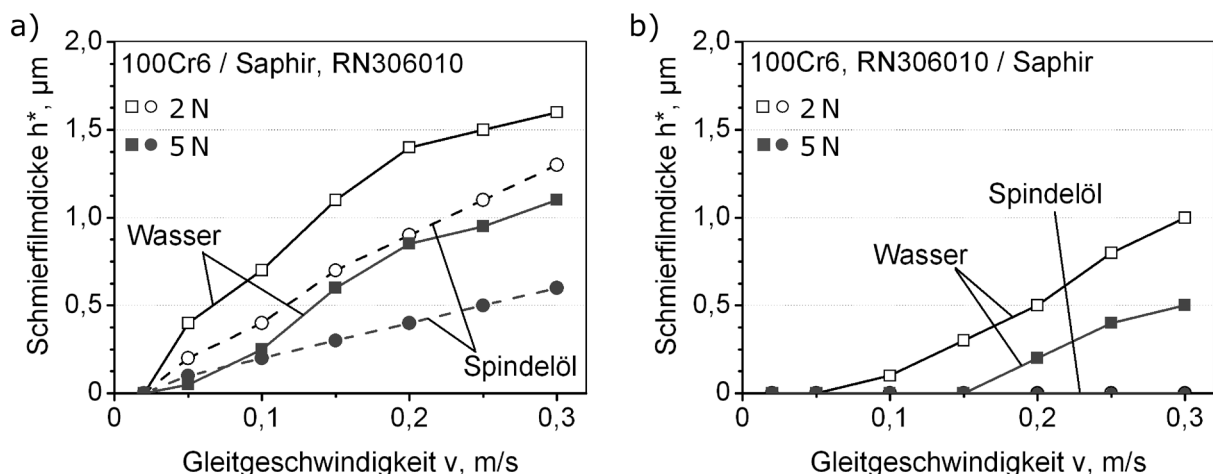
der Einfluss der Nöpfchen der Scheibentatur auf  $\dot{V}$  erst bei sehr geringen Schmierfilmdicken am Übergang zur Mischreibung relevant war. Der Einfluss des Schlupfes auf  $\dot{V}$  wurde hingegen erst mit zunehmender Schmierfilmdicke signifikant und wirkte sich bei der Paarung mit Pellettatur erhöhend auf die Schmierfilmdicke aus, ebenso wie der erhöhte hydrodynamische Druckaufbau durch die Nöpfchen dieser Paarung. Dies steht im Einklang mit den Ergebnissen, bei denen sich eine im Vergleich zum untexturierten Fall erhöhte Schmierfilmdicke durch die Pellettatur nur bei relativ großen Schmierfilmdicken (Bild 3.11b, 0,30 m/s) ergab. Bei kleinen Werten  $h^* < 2 \mu\text{m}$  war die Schmierfilmdicke durch die Pellettatur jedoch geringer als im untexturierten bzw. scheidenseitig texturierten Fall (Bild 3.11b, 0,02 m/s und Bild 3.11d, 0,30 m/s). Der vorteilhafte Effekt einer Scheibentatur bei sehr geringen Schmierfilmdicken ist im Folgenden näher dargestellt.

Im Bild 4.3 sind die Schmierfilmdicken der mit destilliertem Wasser oder Spindelöl geschmierten 100Cr6/Saphir-Paarungen mit Scheiben- bzw. Pellettatur bei 2 N und 5 N Normalkraft in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit dargestellt. Hierbei lagen die Schmierfilmdicken im Vergleich zum FVA-Öl Nr.1 oder Glycerin73 deutlich niedriger bzw. waren teils nicht mehr messbar. Mit Scheibentatur war die Schmierfilmdicke bei Wasser größer als bei Spindelöl und im jeweiligen Medium größer als bei der Pellettatur, unabhängig von der Normalkraft. Die größere Schmierfilmdicke mit Scheibentatur wurde auf die zusätzlich durch die Nöpfchen in den Kontakt geförderte Flüssigkeit zurückgeführt (Bild 4.2), was erst bei diesen sehr geringen Schmierfilmdicken einen deutlichen Effekt zeigte. Dies lieferte aber keine Erklärung, warum die Schmierfilmdicke bei Spindelöl geringer als bei Wasser war. Der in Bild 4.3b gezeigte Verlauf für Spindelöl wies im gesamten Gleitgeschwindigkeitsbereich keinen messbaren Schmierfilm auf, was auf eine Reduzierung der Tragfähigkeit im Vergleich zu der Paarung mit destilliertem Wasser deutete. Dies wurde auf Gasblasen im Kontakt zurückgeführt, welche



aufgrund ihrer Kompressibilität den hydrodynamischen Druckaufbau reduzierten.

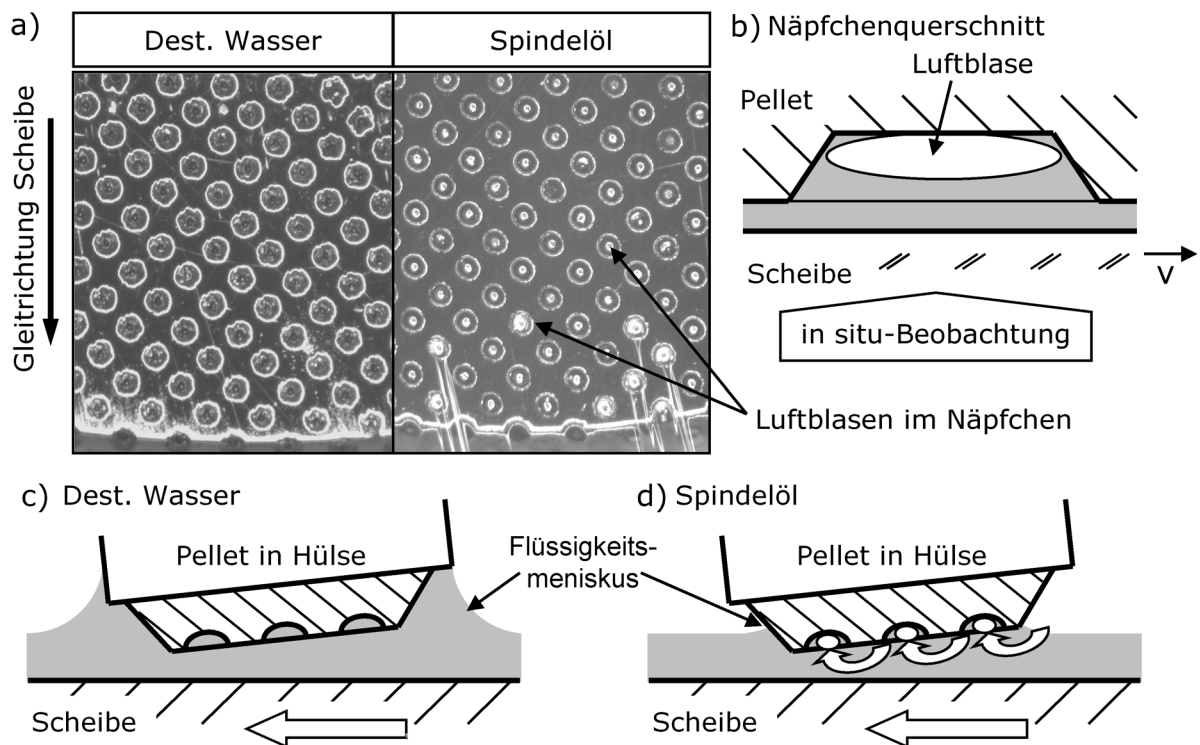
Im Bild 4.4a ist ein Ausschnitt der Kontaktfläche des Pellets, im Bereich der geringsten Schmierfilthöhe am Spaltaustritt, von mit Wasser bzw. Spindelöl geschmierten 100Cr6/-Saphir-Paarungen mit Pellettextur dargestellt. Die Bewegungsrichtung der gepaarten, transparenten Saphir-Scheibe verlief von oben nach unten. Bei den Versuchen in Spindelöl zeigte sich innerhalb der Nöpfchen eine Reflexion, welche auf das Vorhandensein von Gasbläschen schließen lässt. Dieses Phänomen war bei den Versuchen in Wasser nicht erkennbar. Hierbei konnte es sich nicht um Kavitationsblasen handeln, da diese erst in Wasser, aufgrund des im Vergleich zu Spindelöl geringen Dampfdrucks, entstehen müssten, was im Gegensatz zu der Beobachtung stand (Bild 4.4a). Wahrscheinlicher war der Einzug von Luftblasen vom Spalteintritt im Falle des Spindelöls (Bild 4.4d). Bei den Versuchen in Wasser bildete sich aufgrund der hohen Oberflächenspannung ein ausgeprägter Flüssigkeitsmeniskus um das Pellet und den unteren Teil der Pellethülse, welcher den eigentlichen Kontakt vollständig von der umgebenden Luft abschirmte. Beim Spindelöl bildete sich kein erkennbarer Flüssigkeitsmeniskus aus, da dessen Oberflächenspannung wesentlich geringer als die des Wassers war. Damit war der Spalteintritt nur knapp mit Flüssigkeit bedeckt, so dass leicht Luft durch die Scheibenbewegung in den Kontakt gezogen werden konnte. Die Luftblasen sammelten sich dabei in den nach unten geöffneten Nöpfchen der Pellettextur. In Folge konnte sich aufgrund der Kompressibilität der Gasbläschen kein ausreichender hydrodynamischer Druck aufbauen, was den Zusammenbruch des Schmierfilms dieser Paarung bedeutete (Bild 4.3b). Der Einzug von Luftblasen war auch bei der mit dem Spindelöl geschmierten, scheinseitig texturierten Paarung (Bild 4.3a) möglich, konnte aber aufgrund der zu geringen Bildaufnahmezeit der Kamera nicht beobachtet werden. Zudem war anzunehmen, dass eventuell in den Kontakt



**Bild 4.3:** Schmierfilmdicke von (a) scheiben- und (b) pelletseitig texturierten 100Cr6/Saphir-Paarungen in destilliertem Wasser ( $\eta_{20^\circ\text{C}} = 1,005 \text{ mPas}$ ) oder Spindelöl P100 ( $\eta_{20^\circ\text{C}} = 1,36 \text{ mPas}$ ) in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit (Textur: RN306010;  $F_N = 2$  bzw.  $5 \text{ N}$ ;  $\dot{V} = 5 \mu\text{l/s}$ ).



gezogene Gasblasen an der polierten Pelletwirkfläche keinen Halt fanden und über die Scheibentextur aus dem Kontakt befördert wurden, so dass sich keine, für den Zusammenbruch der Tragfähigkeit kritische, Bläschenanzahl ansammeln konnte. Darauf ließ die bei Spindelöl im Vergleich zu Wasser geringere Schmierfilmdicke schließen (Bild 4.3a). In Untersuchungen [14] an mit runden Näpfchen texturierten Paarungen, bei denen definiert Gasblasen in den Kontakt gebracht wurden, reduzierte sich der gemessene Gasdruck mit steigendem, zugeführtem Gasvolumen. Gleichzeitig verringerte sich mit steigendem Gasvolumen auch die Tragfähigkeit. Dies entsprach dem gleichen Verhalten, wie es die Paarung mit Pelletttextur bei Schmierung mit dem Spindelöl aufwies.



**Bild 4.4:** (a) In situ-Aufnahme des Bereichs des minimalen Schmierespaltens pelletseitig mit RN306010 texturierter 100Cr6/Saphir-Paarungen in destilliertem Wasser und Spindelöl bei  $v = 0,30$  m/s und  $F_N = 10$  N sowie schematische Querschnittsdarstellung (b) eines Näpfchens mit einer Gasblase und (c, d) der Ausbildung eines Flüssigkeitsmeniskus um das Pellet bei (c) Wasser und (d) Spindelöl.

### 4.1.2 Reibungsverhalten bei Flüssigkeitsschmierung

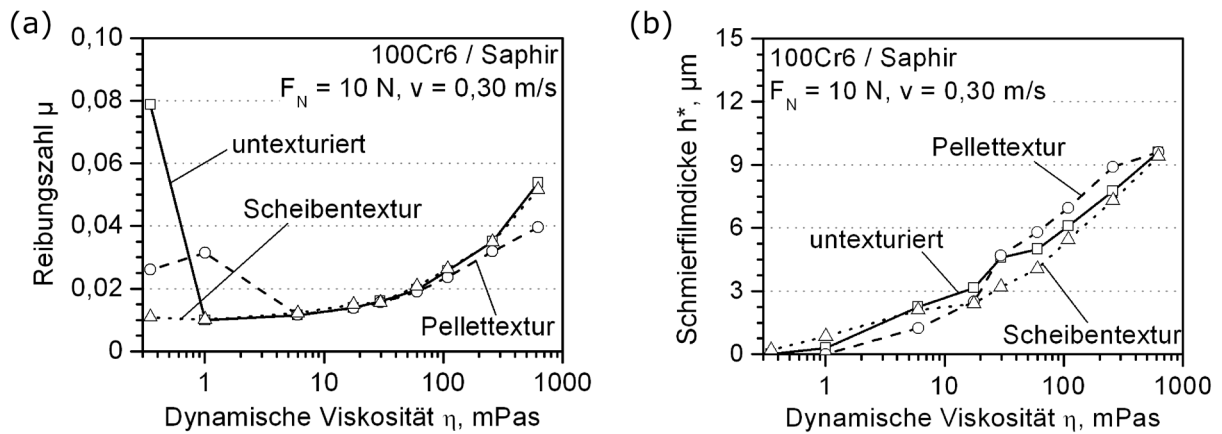
Das Bild 4.5 zeigt den Einfluss einer Pellet- oder Scheibentexturierung auf die Reibungszahl und die Schmierfilmdicke im Vergleich zu einer untexturierten Paarung bei der Gleitgeschwindigkeit von 0,30 m/s in Abhängigkeit der dynamischen Viskosität des zur Schmierung verwendeten Glycerin-Wasser-Gemisches, Wasser oder Isooktan. Der untersuchte Viskositätsbereich erstreckte sich über etwa drei Größenordnungen, beginnend bei Isooktan mit  $\eta = 0,348$  mPas bis zu Glycerin96 mit  $\eta = 624$  mPas.

Der Einsatz der Scheibentextur RN306010 zeigte keinen signifikanten Einfluss auf den Reibungszahlverlauf im Bereich der Flüssigkeitsreibung, so dass sich ein nahezu deckungsgleicher Verlauf mit der untexturierten Paarung ergab. Die Wirkung der Pelletttexturierung mit der gleichen Textur RN306010 war hingegen stark von der Viskosität des Glycerin-Wasser-Gemisches abhängig (Bild 4.5a). Der Übergang in die Mischreibung erfolgte mit Pelletttextur bereits bei der dynamischen Viskosität von 1 mPas und damit früher als im untexturierten Fall. Ab einer Viskosität von 6 mPas erreichte die Reibungszahl das Niveau der untexturierten Paarung und wies mit weiter steigender Viskosität einen deutlich geringeren Reibungszahlanstieg in der Flüssigkeitsreibung auf, als die untexturierte und scheibenseitig texturierte Paarung. Dabei stieg die Reibungszahlreduktion mit zunehmender Viskosität von etwa 8 % bei  $\eta = 106$  mPas (Glycerin86) auf 26 % bei  $\eta = 624$  mPas (Glycerin96).

Die Verläufe der Schmierfilmdicken der pellet- bzw. scheibenseitig texturierten Paarung wiesen bei der dynamischen Viskosität von etwa 20 mPas einen Schnittpunkt auf (Bild 4.5b). Oberhalb dieser Viskosität lag die Schmierfilmdicke bei der Pelletttextur bis zu 2  $\mu\text{m}$  höher als bei der Scheibentextur und etwa 1  $\mu\text{m}$  höher als bei der untexturierten Paarung. Eine im Vergleich zur untexturierten Paarung höhere Schmierfilmdicke deutete auf eine Erhöhung der Tragfähigkeit der Paarung durch den Einsatz der Pelletttextur hin. Dies bestätigt sich auch durch die geringere Reibungszahl, die sich nach Gleichung 1.20 umgekehrt proportional zur Schmierfilmdicke verhält, unter der Voraussetzung einer konstanten Normalkraft. Bei einer geringen Viskosität  $< 20$  mPas galt der umgekehrte Fall, so dass hier die Paarung mit Scheibentextur die höhere und die mit Pelletttextur die geringere Schmierfilmdicke aufwies.

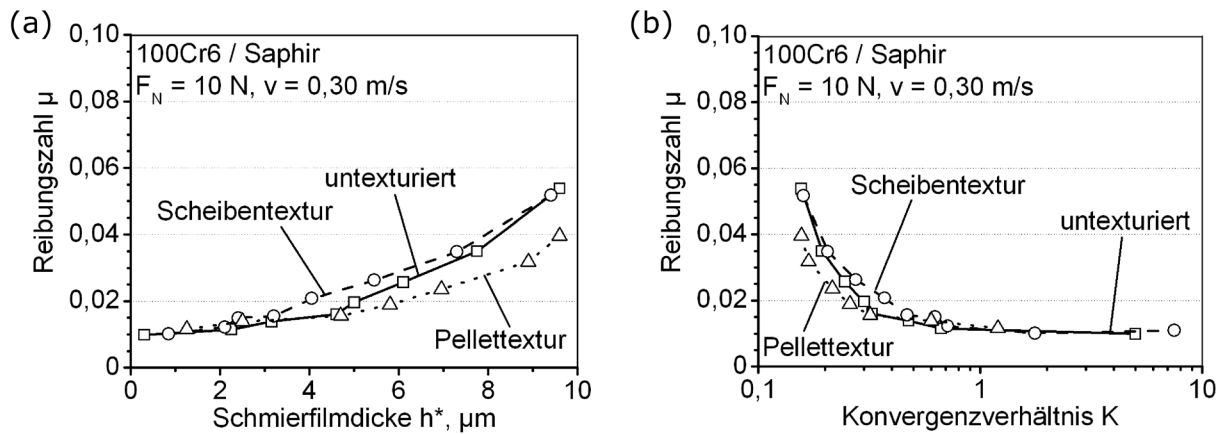
Diese Wirkungen einer Mikrotextrur, dass die Tragfähigkeit steigt und dadurch die Reibungszahl sinkt, zeigte sich auch in CFD-Simulationen [124] anhand eines einzelnen Nöpfchens mit rechteckigem Querschnittsprofil im Keilspalt. Die Ursache für die Erhöhung der Tragfähigkeit bei konstanter minimaler Schmierfilmdicke war eine texturbedingte Erhöhung des hydrodynamischen Drucks. Die Reduzierung der Reibungszahl wurde einerseits auf eine Reduzierung des viskosen Scherwiderstandes des Schmiermediums innerhalb des Nöpfchens und andererseits auf die erhöhte Tragfähigkeit zurückgeführt. Der geringere Scherwiderstand resultierte dabei aus der geringeren Scherrate im Nöpfchen, aufgrund der lokal erhöhten Schmierfilmdicke.

Durch die in Bild 4.6a über die Schmierfilmdicke aufgetragene Reibungszahl untexturierter,



**Bild 4.5:** Verlauf der (a) Reibungszahl und (b) Schmierfilmdicke untexturierter und mit Pellet- bzw. Scheibentexturierung versehener 100Cr6/Saphir-Paarungen bei  $v = 0,30 \text{ m/s}$  abhängig von der dynamischen Schmiermittelviskosität (Textur: RN306010;  $v = 0,30 \text{ m/s}$ ;  $F_N = 10 \text{ N}$ ;  $\dot{V} = 5 \text{ } \mu\text{l/s}$ ; Glycerin96-Glycerin50, Wasser, Isooktan).

pellet- oder scheibenseitig texturierter 100Cr6/Saphir-Paarungen verdeutlicht sich die Wirkung der unterschiedlichen Texturierungen von Pellet oder Scheibe auf die Reibungszahl in der Flüssigkeitsreibung (Gl. 1.20), die aufgrund der Scherung der Flüssigkeit im Schmierfilm entsteht. Hierbei resultierte die Erhöhung der Schmierfilmdicke aus der Verwendung höher viskoser Glycerin-Wasser-Gemische, da Normalkraft und Gleitgeschwindigkeit für die dargestellten Ergebnisse konstant waren. Die Paarung mit Scheibentextur wies bei einem Wert  $h^* > 3 \text{ } \mu\text{m}$  die höchste und die Paarung mit Pellettatur bei  $h^* > 5 \text{ } \mu\text{m}$  die niedrigste Reibungszahl auf. Unterhalb des jeweiligen Wertes von  $h^*$  waren die Reibungszahlen der drei Paarungen vergleichbar. Die durch den Schmierspalt und die Nöpfchen auf dem feststehenden Pellet strömende Flüssigkeit staute sich jeweils am Nöpfchenaustritt, was eine Druckerhöhung (Bild 1.14b) und damit eine Erhöhung der Tragfähigkeit zur Folge hatte. Durch die erhöhte Tragfähigkeit stieg wiederum die Schmierfilmdicke, da die über Totgewichte aufgebrachte Normalkraft konstant blieb. Die höhere Schmierfilmdicke führte zur Reduzierung der Reibungszahl entsprechend Gleichung 1.20. Die Nöpfchen auf der rotierenden Scheibe bewirkten dagegen keine Erhöhung der Tragfähigkeit, da der Staueffekt der Flüssigkeit und damit die Drucksteigerung ausblieb, weil die Geschwindigkeit der Nöpfchen auf der Scheibe der maximalen Fließgeschwindigkeit der Flüssigkeit entsprach. Die Ergebnisse zeigten, dass bei Flüssigkeitsreibung die Texturierung des Pellets mit der Textur RN306010 das Reibungsverhalten günstig, die Texturierung der Scheibe hingegen das Reibungsverhalten ungünstig beeinflusste, verglichen mit dem untexturierten Fall. Bei einer Schmierfilmdicke von etwa  $9,5 \text{ } \mu\text{m}$  betrug die Reibungszahlreduktion mit Pellettatur etwa 30 % im Vergleich zur untexturierten Paarung. Im Bild 4.6b ist die Reibungszahl über dem Konvergenzverhältnis  $K$  des Keilspaltes dargestellt, welches sich aus den Spalthöhen am Spalteintritt  $h_1$  und -austritt  $h_0$  nach  $K = (h_1 - h_0)/h_0$  ergab, wobei für den Wert  $h_0 = h^*$  eingesetzt wurde. Dabei war die Differenz  $(h_1 - h_0) = 1,5 \text{ } \mu\text{m}$



**Bild 4.6:** Reibungszahl in Abhängigkeit (a) der Schmierfilmdicke und (b) des Konvergenzverhältnisses untexturierter und scheiben- bzw. pelletttexturierter 100Cr6/Saphir-Paarungen bei Variation der dynamischen Viskosität der Schmierflüssigkeit (Textur: RN306010;  $v = 0,30 \text{ m/s}$ ;  $F_N = 10 \text{ N}$ ;  $\dot{V} = 5 \mu\text{l/s}$ ; Glycerin96-Glycerin50, Wasser, Isooktan).

bei allen Versuchen konstant, aufgrund der definierten Anstellung des Pellets (Kapitel 2.5.2). Die minimale Schmierfilmdicke  $h_0$  änderte sich entsprechend der dynamischen Viskosität des Glycerin-Wasser-Gemisches, da bei den dargestellten Ergebnissen die Gleitgeschwindigkeit und Normalkraft konstant waren. Dabei zeigte sich im Bild 4.6b eine progressive Zunahme der Reibungszahl mit abnehmendem Konvergenzverhältnis. Bei Werten  $K > 0,5$  waren die Reibungszahlwerte der untexturierten, pellet- und scheibenseitig texturierten Paarungen vergleichbar und wiesen nur noch eine geringe Abhängigkeit vom Konvergenzverhältnis auf. Bei  $K < 0,3$  zeigte die Paarung mit Pellettatur gegenüber den anderen einen niedrigeren und damit günstigeren Reibungszahlverlauf. Dieses Verhalten steht im Einklang mit Ergebnissen aus CFD-Simulationen [125], bei denen sich eine signifikante, reibungszahlmindernde Wirkung einer Textur der stationären Fläche bei einem Konvergenzverhältnis  $K < 0,1$  ergab. Bei höheren Werten von  $K$  zeigte sich dabei kein signifikanter Unterschied in der Reibungszahl zwischen texturierten und untexturierten Paarungen. Der Grund war, dass der durch den Keilspalt erzeugte Anteil an der Tragfähigkeit mit Erhöhung von  $K$  anstieg, der texturbedingte Druckaufbau aber nahezu unabhängig von  $K$  war, so dass der anteilige Textureffekt an der Gesamttragfähigkeit mit steigendem  $K$  geringer wurde [124]. Dieses Verhalten zeigte sich bei den in dieser Arbeit durchgeführten Versuchen auch, jedoch erst oberhalb eines Wertes  $K > 0,5$ .

Unter den verwendeten Versuchsbedingungen, bei der mittleren Flächenpressung von  $0,25 \text{ MPa}$  im untexturierten Fall und der Gleitgeschwindigkeit von  $0,30 \text{ m/s}$ , zeigte sich die Pellettatur bei Konvergenzverhältnissen  $K < 0,3$  vorteilhafter als der untexturierte oder scheibenseitig texturierte Fall. Bei  $K > 0,3$  verschlechterte sich das Reibungsverhalten durch die Pellettatur tendenziell. Aus diesen Ergebnissen kann gefolgert werden, dass eine Pellettatur im Bereich der Flüssigkeitsreibung bei geringen Werten von  $K$ , was allgemein ungünstig für den hydrody-

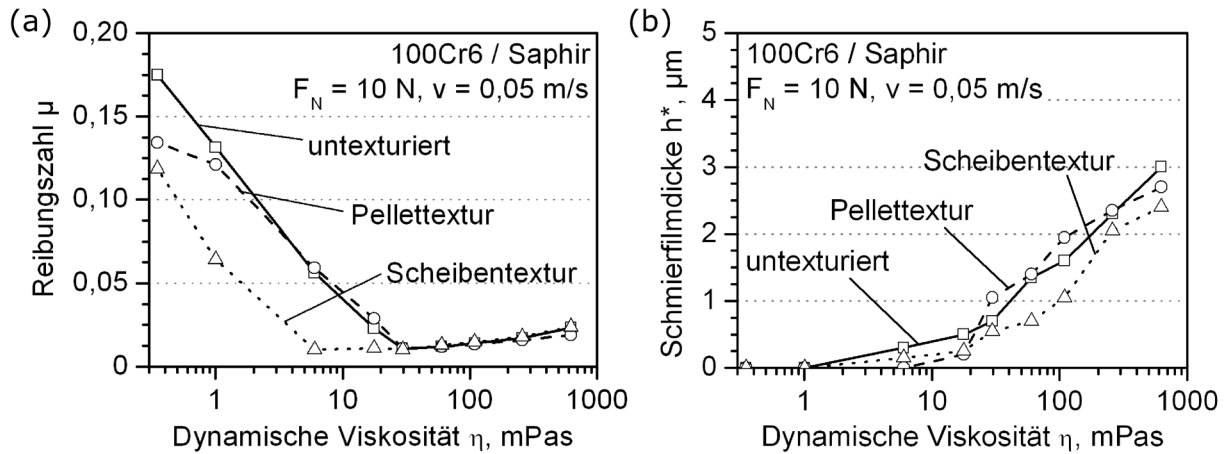
namischen Druckaufbau ist, einen deutlich günstigeren Effekt hinsichtlich der Erhöhung der Tragfähigkeit bzw. Verringerung der Reibungszahl aufweist, als Paarungen ohne Textur oder mit Scheibentextur.

### 4.1.3 Übergang von Flüssigkeits- zu Mischreibung

Im Bild 4.7 sind Reibungszahl und Schmierfilmdicke in Abhängigkeit der dynamischen Viskosität des Schmiermediums für 100Cr6/Saphir-Paarungen bei 10 N Normalkraft und 0,05 m/s Gleitgeschwindigkeit aufgetragen. Die untexturierte Paarung wies bei  $\eta \approx 30$  mPas einen Übergang von reiner Flüssigkeitsreibung in die Mischreibung auf. Wie das Bild 4.7a zeigt, stieg die Reibungszahl mit dem Eintritt in die Mischreibung nahezu linear über der logarithmisch aufgetragenen dynamischen Viskosität an. Beim Einsatz der Pellettextur RN306010 zeigte sich ein ähnlicher Reibungszahlverlauf in der Mischreibung wie bei der untexturierten Paarung, was sowohl die Höhe der viskositätsabhängigen Reibungszahl als auch den Eintritt in die Mischreibung betraf.

Der im Bild 4.7b dargestellte Verlauf der Schmierfilmdicke der Paarung mit Pellettextur zeigt einen starken Abfall im Bereich zwischen  $\eta = 30$  und 20 mPas von  $h^* = 1,1 \mu\text{m}$  auf  $0,3 \mu\text{m}$ . Dies führte zu einer geringeren Schmierfilmdicke der pelletseitig texturierten Paarung unterhalb  $\eta = 30$  mPas als die der untexturierten und scheibenseitig texturierten Paarung. Dieser Abfall der Schmierfilmdicke geht mit dem Eintritt in die Mischreibung der pelletseitig texturierten Paarung einher (Bild 4.7a). Es schien daher bei der Paarung mit Pellettextur eine hohe Abhängigkeit von der Viskosität der Glycerin-Wasser-Gemische, aber nicht zwangsläufig von der Schmierfilmdicke, zu bestehen. Dieser unstetige Verlauf zeigte sich ebenso bei den in Bild 4.5b dargestellten, etwa 5-fach größeren Schmierfilmdicken bei der Gleitgeschwindigkeit von 0,30 m/s. Aufgrund dieser höheren Schmierfilmdicke kam es im Fall der höheren Gleitgeschwindigkeit nicht zum Eintritt in die Mischreibung (Bild 4.5a), jedoch zeigte die Pellettextur bei  $\eta < 30$  mPas keinen signifikanten Einfluss mehr auf den Reibungszahlverlauf, ähnlich dem Verhalten bei 0,05 m/s Gleitgeschwindigkeit.

Die Scheibentextur hatte im Gegensatz zur Pellettextur einen positiven Effekt auf den Reibungszahlverlauf im Bereich der Mischreibung (Bild 4.7a). Hier erfolgte der Übergang von der Flüssigkeits- in die Mischreibung erst bei deutlich geringerer Viskosität. Bis einschließlich 6 mPas dynamischer Viskosität wies die scheibentexturierte Paarung sehr geringe Reibungszahlwerte um 0,01 auf, die auf Flüssigkeitsreibung schließen ließen. Der Eintritt in die Mischreibung erfolgte damit erst bei 5-fach geringerer Viskosität als bei den Paarungen ohne Textur oder mit Pellettextur. Gleichzeitig mit der Verschiebung des Eintritts in die Mischreibung reduzierte sich in diesem Bereich auch die Reibungszahl. Bei einer dynamischen Viskosität von 1 mPas, bei der sich alle Paarungen in der Mischreibung befanden (Bild 4.7a), betrug die Reibungszahl mit Scheibentextur nur etwa 50 % der des untexturierten bzw. pelletseitig tex-



**Bild 4.7:** (a) Reibungszahl und (b) Schmierfilmdicke untexturierter oder scheiben- bzw. pelletseitig texturierter 100Cr6/Saphir-Paarungen in Abhängigkeit der dynamischen Viskosität der Schmierflüssigkeit (Textur: RN306010;  $v = 0,05 \text{ m/s}$ ;  $F_N = 10 \text{ N}$ ;  $\dot{V} = 5 \mu\text{l/s}$ ; Glycerin96-Glycerin50, Wasser, Isooktan).

turierten Falls. Die Schmierfilmdicke der scheibenseitig texturierten Paarung lag im gesamten Viskositätsbereich unterhalb der der untexturierten Paarung (Bild 4.7b) und nur bei  $\eta \leq 20 \text{ mPas}$  über der der pelletseitig texturierten Paarung.

Zur Abschätzung der benötigten, minimalen Schmierfilmdicke zum Erreichen reiner Flüssigkeitsreibung kann die spezifische Schmierfilmdicke  $\Lambda$  nach Gleichung 1.12 herangezogen werden. Entsprechend Bild 1.9 sollte der Übergang von Misch- zu Flüssigkeitsreibung etwa bei einem Wert von  $\Lambda = 3$  eintreten, so dass sich unter Einbeziehung der Rauheitskennwerte der polierten Scheibe und des polierten Pellets mit  $R_{q\text{Scheibe}} = 0,008 \mu\text{m}$  und  $R_{q\text{Pellet}} = 0,012 \mu\text{m}$  rechnerisch eine minimale Schmierfilmdicke  $h_0 = 0,043 \mu\text{m}$  ergibt, oberhalb der es zu reiner Flüssigkeitsreibung kommen sollte. Die gemessenen Schmierfilmdicken der untexturierten Paarung beim Übergang in die Flüssigkeitsreibung lagen mit  $0,5 \mu\text{m}$  deutlich höher. Unter der Annahme der gleichen Rauheit der Wirkfläche zwischen den Nöpfchen wie im untexturierten Fall, lagen die gemessenen Schmierfilmdicken am Übergang von Misch- zu Flüssigkeitsreibung mit Werten um  $0,2 \mu\text{m}$  der pellet- bzw. scheibenseitig texturierten Paarung näher am rechnerischen Wert, was aber auf die Auflösung der Schmierfilmdickenmessung zurückgeführt werden kann.

Eine Erklärung liefern die in Bild 4.8 dargestellten REM-Aufnahmen der beanspruchten Wirkflächen der unterschiedlich texturierten bzw. untexturierten Paarungen. Der Zustand der Wirkflächen war hierbei der nach dem in Bild 2.9e beschriebenen Versuchsdurchlauf. In einem Versuchsdurchlauf, welcher die Untersuchung einer Paarung mit allen Schmiermitteln in der Reihenfolge Glycerin96 bis Glycerin50, FVA Öl Nr.3 und Nr.1, Spindelöl P100, destilliertes Wasser und Isooktan umfasste, wurde jeweils dasselbe Pellet und dieselbe Scheibe verwendet. Hierbei wurden für jede Flüssigkeit jeweils zwei Versuchsläufe mit Normalkräften von 2 bis 10 N und Gleitgeschwindigkeiten von 0,02 bis 0,30 m/s durchgeführt, so dass sich ein gesamt-



ter Gleitweg von etwa 9400 m je Paarung ergab. Die REM-Aufnahmen zeigen jeweils eine repräsentative Stelle der Scheibe in der Mitte der Kontaktspur bzw. des Pellets im Bereich der geringsten Schmierfilmdicke.

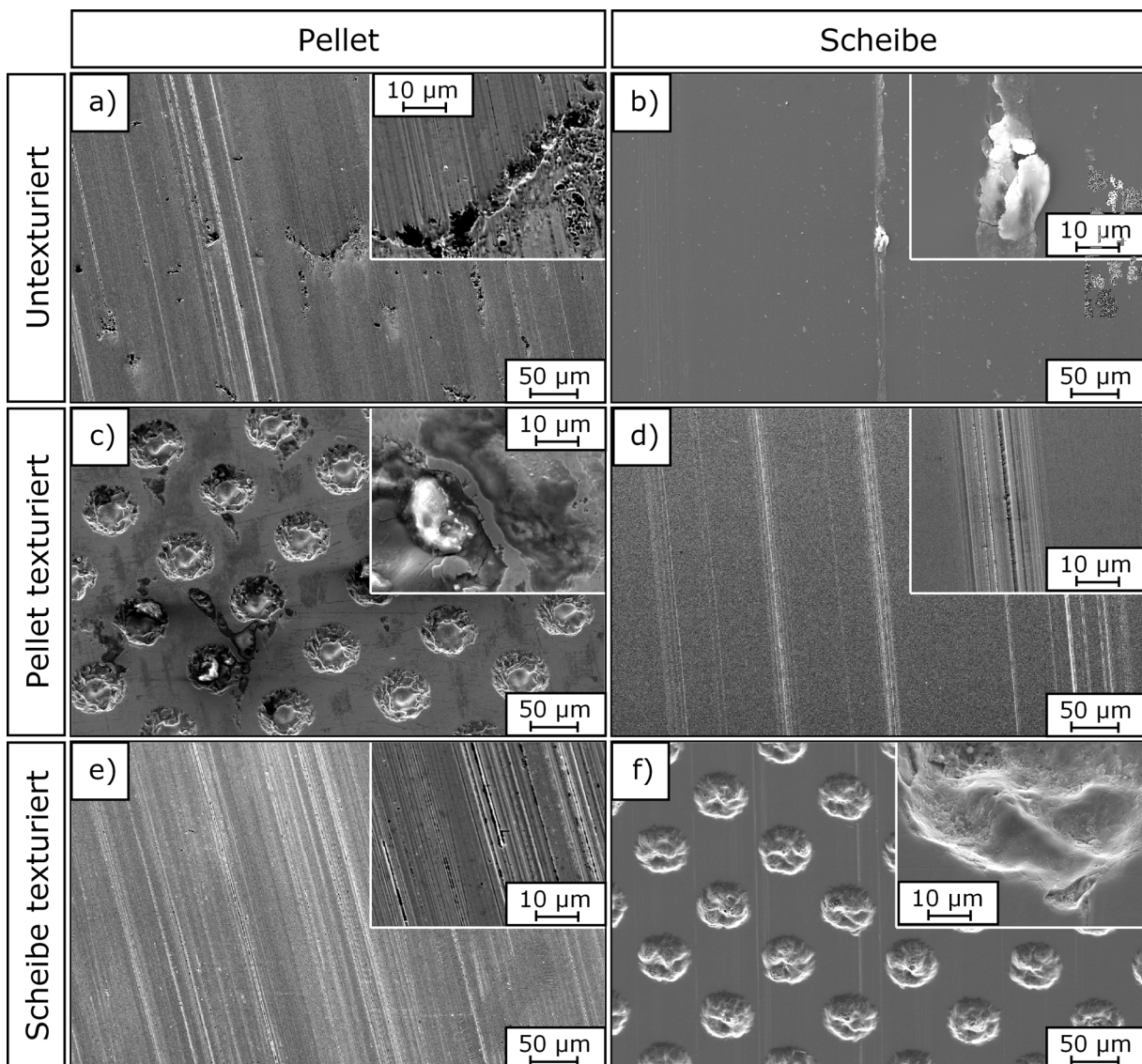
Im Bild 4.8a ist die Pelletwirkfläche der untexturierten Paarung zu sehen, die eine Vielzahl, teilweise nur wenige  $\mu\text{m}$  große Löcher aufwies, die sich an einigen Stellen zu einer großflächigen Schädigung mit bis zu  $100\ \mu\text{m}$  Ausdehnung aneinanderreichten. Dies konnte die Folge einer Ermüdungsbeanspruchung, aufgrund der zyklischen Beanspruchung durch Normalkraft und Gleitgeschwindigkeit, sein. Hinzu kam eine schrittweise Verringerung der dynamischen Viskosität der Schmierflüssigkeit aufgrund der Versuchsabfolge. Hierdurch wurden Karbide aus dem 100Cr6-Pellet freigelegt, bis sich diese lösten und durch Abrasion weitere Schädigung hervorriefen, worauf die Kratzer auf dem Pellet hindeuteten. Die in Bild 4.8b dargestellte Wirkfläche der Saphir-Scheibe wies vereinzelte Kratzer auf, entlang derer sich Materialüberträge vom gepaarten Stahl befanden, was durch EDX-Messungen bestätigt wurde (Bild 4.9a). Aufgrund dieser vereinzelt aus der Wirkfläche herausragenden Erhebungen kann davon ausgegangen werden, dass die Paarung bereits bei Schmierfilmdicken von etwa  $0,5\ \mu\text{m}$  in partiellen Kontakt geriet, womit der vorzeitig stattfindende Eintritt in die Mischreibung (Bild 4.7) erklärt werden kann.

Bei der Paarung mit Pellettextur zeigten sich auf dem Pellet ähnliche Merkmale wie bei der untexturierten Paarung mit Karbidausbrüchen aus der ursprünglich polierten Wirkfläche zwischen den Nöpfchen (Bild 4.8c). Es ist anzunehmen, dass anfallende Verschleißpartikel teilweise von den Nöpfchen aufgenommen wurden. Darauf deuten erkennbare Partikel in den Nöpfchen (Bild 4.8c), deren Ursprung sich allerdings mittels EDX-Analyse nicht nachweisen ließ, da sich die vermeintlich karbidischen Partikel chemisch nicht von der Stahlmatrix unterscheiden. Im Falle eventuell vorhandener Eisen-Chrom-Karbide bzw. Saphir-Partikel waren diese für einen Nachweis mittels EDX zu gering konzentriert. Aufgrund der Überkopfanordnung der Nöpfchen in dem Modellsystem hielten sich die gesammelten Partikel nicht dauerhaft im Nöpfchengrund und gerieten schwerkraftbedingt oder wegen der Flüssigkeitsströmung erneut in den Kontakt. Darauf deuten auch die größere Anzahl Kratzer auf der Scheibe der pelletseitig texturierten Paarung hin (Bild 4.8d), im Vergleich zur weitaus weniger geschädigten Saphir-Scheibe der untexturierten Paarung. Bei der Paarung mit Pellettextur gab es anders als im untexturierten Fall keinen Materialübertrag vom Stahlpellet auf die Scheibe.

In den Bildern 4.8e und f sind die Wirkflächen der scheidentexturierten Paarung dargestellt. Es zeigte sich auf dem Pellet eine große Anzahl feiner Kratzer. Die Ursache konnten Materialausbrüche aus dem Saphir darstellen, bei dem die Ränder der Nöpfchen aufgrund der Laserbearbeitung vorgeschädigt waren (Bild 4.8e). Die Rauheit des beanspruchten Pellets war mit einem senkrecht zu den Kratzern gemessenen Wert von  $R_{q\text{Pellet}} = 0,018\ \mu\text{m}$  aber nur geringfügig höher als im polierten Ausgangszustand. Dies bestätigte sich bei der Berechnung

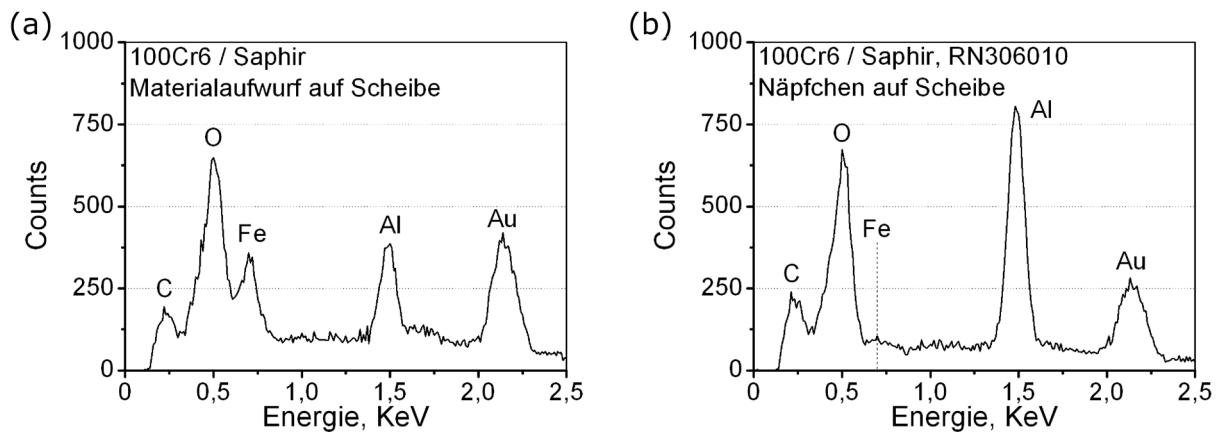


der zur Trennung der Wirkflächen benötigten, minimalen Schmierpalshöhe, die für die spezifische Schmierfilmdicke von  $\Lambda = 3$  vernachlässigbar auf  $h_0 = 0,059 \mu\text{m}$  anstieg, ausgehend von  $0,043 \mu\text{m}$  im polierten Ausgangszustand. Die Scheibe selbst wies, abgesehen von den Ausbrüchen an Näpfchenrändern (Bild 4.8f, unterer Rand des Teilbildes), nur einzelne, sehr feine Kratzer auf. In den Näpfchen der Scheibe fanden sich wenige bis zu  $1 \mu\text{m}$  große Partikel wieder (Bild 4.8f, oberer Rand des Teilbildes). Diese Partikel waren nur vereinzelt vorhanden, so dass mit der EDX-Messung (Bild 4.9b) nicht eindeutig die Herkunft belegt werden konnte. Die geringe Konzentration der Partikel lag am geringen Verschleiß der Paarung sowie an einer 20-fach größeren Anzahl von Texturerelementen als bei der Paarung mit texturiertem Pellet,



**Bild 4.8:** Beanspruchte Wirkflächen des (a, c, e) 100Cr6-Pellets bzw. der (b, d, f) Saphir-Scheibe der (a, b) untexturierten Paarung, (c, d) Paarung mit Pellettextrurierung und (e, f) Paarung mit Scheibentextrurierung (Textur: RN306010; Gesamtgleitweg 9400m;  $F_N = 2 \cdot 10 \text{ N}$ ;  $v = 0,02 \dots 0,30 \text{ m/S}$ ; geschmiert mit Glycerin96...Glycerin50...FVA-Öl Nr.3 und Nr.1, Spindelöl, Wasser, Isooktan; Versuchslauf siehe Bild 2.9e).

auf welche sich der anfallende Verschleiß verteilt.



**Bild 4.9:** EDX-Messungen der gegen 100Cr6-Pellets gelaufenen Saphir-Scheibe (a) im Ausschnitt des Bildes 4.8b und (b) im Näpfchen von Bild 4.8f (Au-Peak: Sputtermaterial).

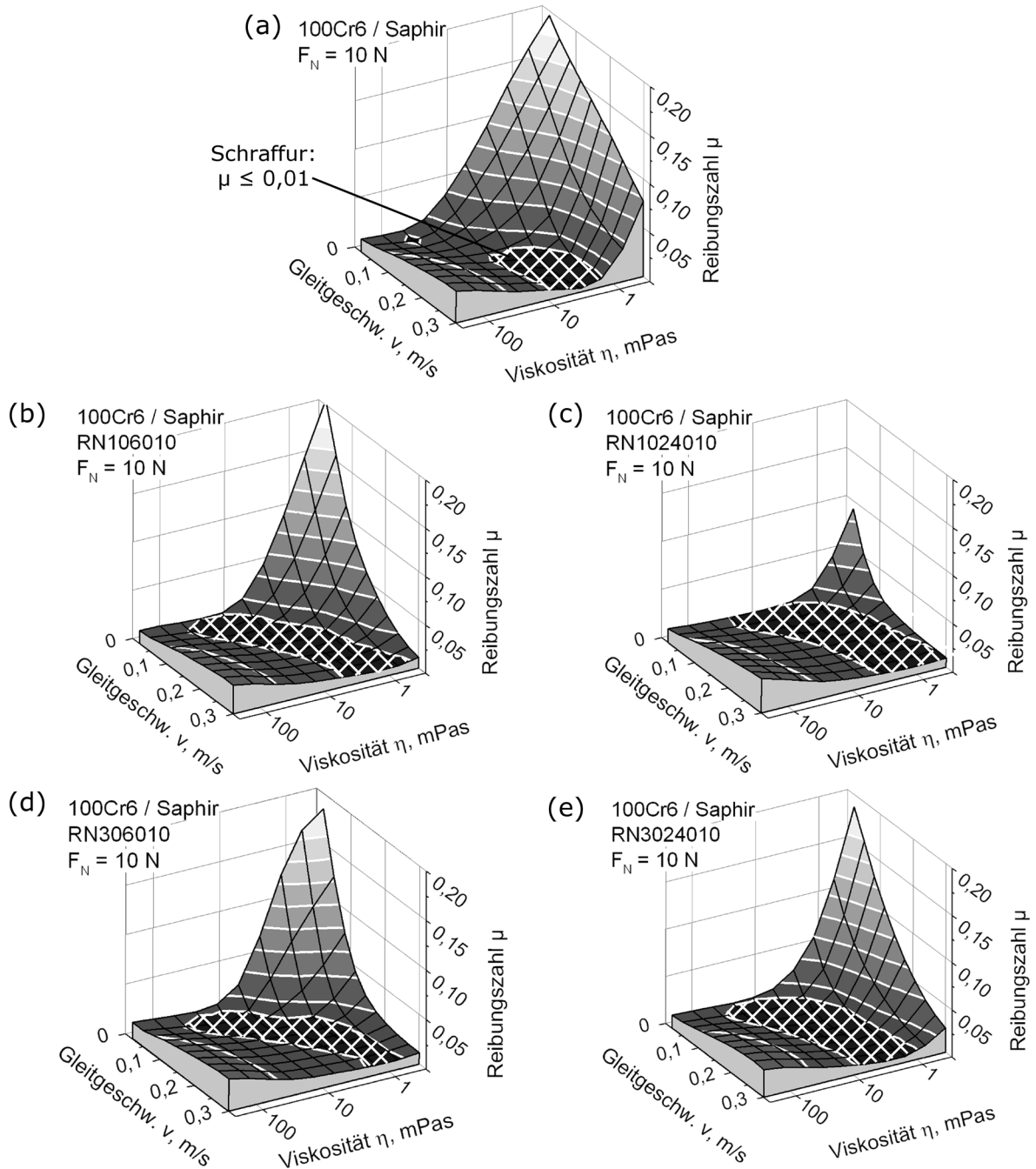
Die Ergebnisse zeigten, dass am Übergang von der Flüssigkeits- zur Mischreibung eine Texturierung der rotierenden Scheibe mit der Textur RN306010 günstiger war, als die Texturierung des stationären Pellets mit RN306010 bzw. als der untexturierte Fall. Einerseits wurde dies auf zusätzlich in den Kontakt eingebrachte Schmierflüssigkeit durch die Näpfchen der Scheibentextur zurückgeführt. Dieser Effekt war vorrangig bei sehr geringen Werten von  $h^*$  relevant, wodurch auch bei geringer Viskosität des Schmiermediums noch ein vollständig trennender Schmierfilm aufgebaut werden konnte, im Gegensatz zur untexturierten Paarung bzw. der Paarung mit Pelletttextur. Andererseits wurden von den Näpfchen anfallende Verschleißpartikel aufgenommen und aus dem Kontakt herausbefördert, was einem Materialübertrag vom Pellet auf die Scheibe und damit der Erhöhung der zur Trennung der Wirkflächen benötigten Schmierfilmdicke, wie im untexturierten Fall, verhinderte. Bei der pelletseitig texturierten Paarung war die Aufnahme von Verschleißpartikeln nicht dauerhaft, aufgrund der Überkopfanordnung der Näpfchen im Modellsystem.

## 4.2 Wirkungsweise einer Scheibentextur auf das Reibungsverhalten bei einsinniger Gleitbeanspruchung

Die Ergebnisse des vorherigen Kapitels zeigten einen deutlichen Vorteil einer Texturierung der Scheibe mit RN306010 auf das Reibungsverhalten bei niedriger Viskosität und Gleitgeschwindigkeit, im Vergleich zu untexturierten oder pelletseitig texturierten Paarungen. Im Folgenden wird der Einfluss der Texturparameter einer Scheibentextur vor allem auf den Übergang von der Flüssigkeits- in die Mischreibung und das Reibungsverhalten in der Mischreibung näher betrachtet.

### 4.2.1 Textureinfluss abhängig von Gleitgeschwindigkeit und Viskosität

Im Bild 4.10 ist die Reibungszahl der untexturierten und einiger unterschiedlich texturierter Paarungen in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit sowie der dynamischen Viskosität der Schmierflüssigkeiten aufgetragen. In den Bildern sind Ergebnisse von mit Glycerin-Wasser-



**Bild 4.10:** Reibungszahl geschmierter 100Cr6/Saphir-Paarungen in Abhängigkeit von Gleitgeschwindigkeit und dynamischer Viskosität (a) untexturiert und (b-e) mit 10  $\mu\text{m}$  tiefen Scheibentexturen mit einem texturierten Flächenanteil von (b, c) 10 % bzw. (d, e) 30 % und einem Näpfindurchmesser von (b, d) 60  $\mu\text{m}$  bzw. (c, e) 240  $\mu\text{m}$  ( $F_N = 10 \text{ N}$ ;  $\dot{V} = 5 \mu\text{l/s}$ ; Glycerin96-Glycerin50, destilliertes Wasser, Isooktan).

Gemischen, destilliertem Wasser oder Isooktan geschmierten 100Cr6/Saphir-Paarungen dargestellt. Der Bereich sehr niedriger Reibungszahlen  $\mu < 0,01$  ist mit einer Schraffur hervorgehoben. Alle Texturen hatten die gleiche Tiefe von  $10\ \mu\text{m}$ , bei einem texturierten Flächenanteil von 10 bzw. 30 % und einem Nöpfchendurchmesser von  $60$  bzw.  $240\ \mu\text{m}$ . Allgemein zeigte sich bei allen texturierten Paarungen ein günstigeres Reibungsverhalten als im untexturierten Fall. Dabei wird aus den Diagrammen vor allem das Reibungsverhalten in der Mischreibung, bei geringer Gleitgeschwindigkeit bzw. Viskosität, erkennbar. Hier zeigte die Textur RN1024010 mit 10 % Flächenanteil und  $240\ \mu\text{m}$  Nöpfchendurchmesser (Bild 4.10c) das günstigste Verhalten und wies die geringste maximale Reibungszahl bei der minimalen Gleitgeschwindigkeit von  $0,02\ \text{m/s}$  und Viskosität von etwa  $0,35\ \text{mPas}$  für Isooktan auf. Die maximale Reibungszahl in der Mischreibung war bei den anderen drei Texturen in etwa mit der untexturierten Paarung vergleichbar, wobei der Reibungszahlabfall mit steigender Geschwindigkeit bzw. Viskosität im texturierten Fall größer, als im untexturierten war.

Der Bereich niedriger Reibungszahlen erstreckte sich bei der untexturierten Paarung im Viskositätsbereich von  $\eta \approx 2$  bis  $10\ \text{mPas}$  bei  $v > 0,15\ \text{m/s}$  (Bild 4.10a) und hatte damit die geringste Ausdehnung unter den dargestellten Paarungen. Bei den beiden texturierten Paarungen mit  $60\ \mu\text{m}$  Nöpfchendurchmesser (Bilder 4.10b, d) war die Ausdehnung des Bereichs geringer Reibungszahlen vergleichbar und erstreckte sich diagonal über die Diagrammgrundfläche, was eine Abhängigkeit gleichermaßen von der Gleitgeschwindigkeit und dem Logarithmus der Viskosität bedeutete. Im Gegensatz zur untexturierten Paarung waren niedrige Reibungszahlen auch bei einer Gleitgeschwindigkeit  $< 0,05\ \text{m/s}$  und einer Viskosität von  $8$  bis  $80\ \text{mPas}$  erreichbar.

Bei den texturierten Paarungen mit  $240\ \mu\text{m}$  Nöpfchendurchmesser (Bild 4.10c, e) erstreckten sich die geringen Reibungszahlen über den größten Bereich. Hierbei bestand eine deutlich größere Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit und weniger von der Viskosität der Schmierflüssigkeit als bei den Nöpfchen mit  $60\ \mu\text{m}$  Durchmesser. Bei der Textur RN1024010 (Bild 4.10c) war die Reibungszahl bei  $v = 0,30\ \text{m/s}$  bereits bei der geringsten Viskosität von  $0,35\ \text{mPas}$  in Isooktan minimal. Aufgrund des Reibungszahlanstiegs in der Flüssigkeitsreibung wurde der Bereich niedriger Reibungszahlen bei  $v = 0,30\ \text{m/s}$  bereits bei etwa  $6\ \text{mPas}$  verlassen. Auch bei der geringsten Geschwindigkeit von  $0,02\ \text{m/s}$  begann die Reibungszahl oberhalb  $\eta \approx 20\ \text{mPas}$  anzusteigen. Im direkten Vergleich der Texturen RN1024010 (Bild 4.10c) und der mit größerem texturierten Flächenanteil RN3024010 (Bild 4.10e) war zu erkennen, dass die Form der Bereiche mit sehr niedrigen Reibungszahlen ähnlich ausfiel, aber bei der Textur mit dem größeren Flächenanteil zu einer höheren Viskosität hin verschoben war. Bei der Textur RN3024010 (Bild 4.10e) stieg die Reibungszahl der Paarung bei  $v = 0,30\ \text{m/s}$  und  $\eta < 1\ \text{mPas}$  in der Mischreibung und bei  $\eta < 10\ \text{mPas}$  in der Flüssigkeitsreibung an.

Die Ergebnisse zeigen, dass der Bereich mit niedrigen Reibungszahlen, abhängig von Gleit-



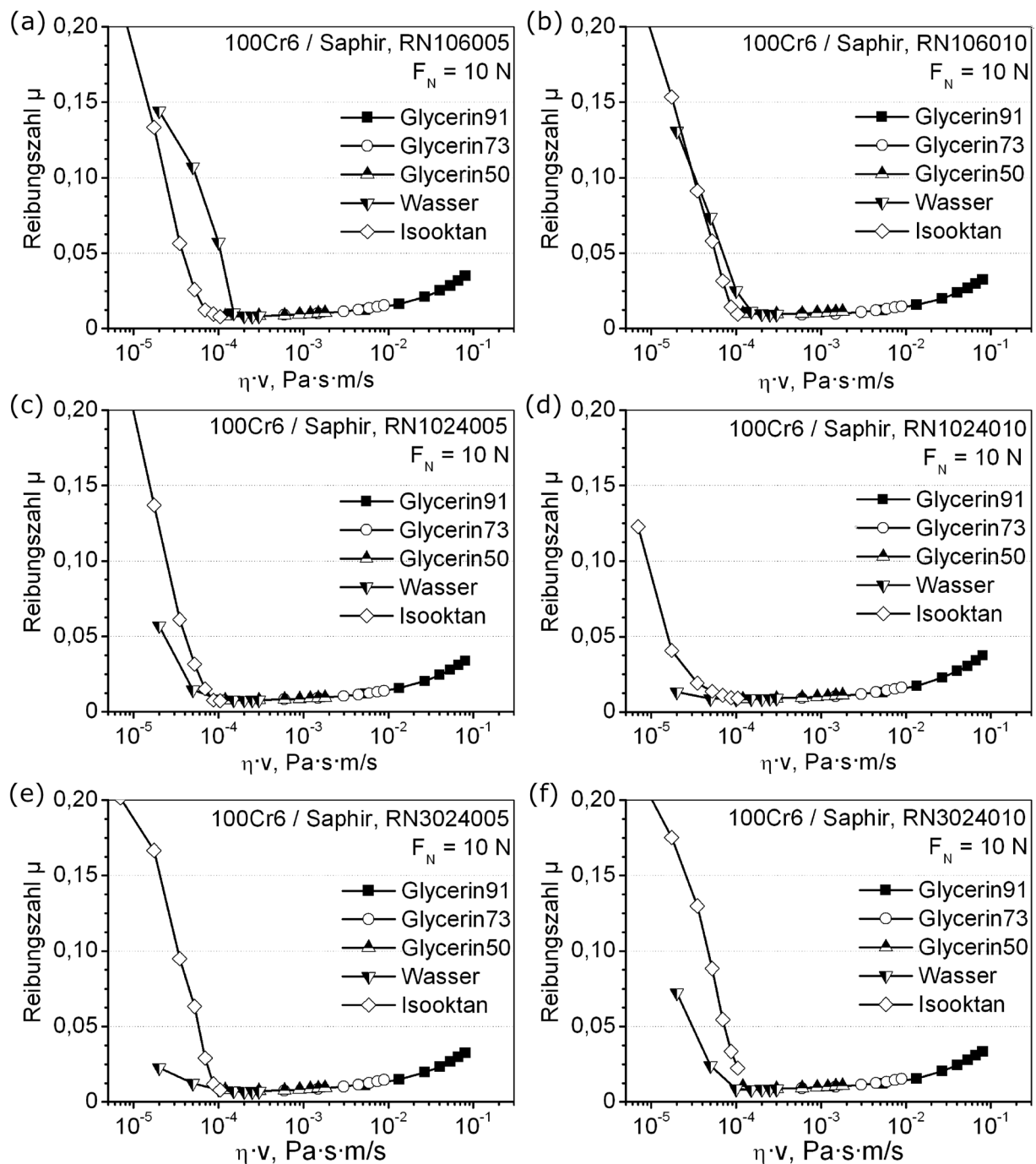
geschwindigkeit und Viskosität, von einsinnig laufenden 100Cr6/Saphir-Paarungen durch den Einsatz einer Scheibentextur deutlich gegenüber dem untexturierten Fall ausgedehnt werden konnte. Hierbei erwiesen sich unterschiedliche Texturen in verschiedenen Bereichen, abhängig von Viskosität und Gleitgeschwindigkeit, als effektiv. Die Wahl geeigneter Texturparameter barg ein großes Potential zur Reduzierung der Reibungszahl in der Mischreibung [136–139], was bei den Untersuchungen mit der Textur RN1024010 deutlich wurde.

Das Bild 4.11 zeigt die Reibungszahl texturierter Paarungen in Abhängigkeit des Produktes aus dynamischer Viskosität und Gleitgeschwindigkeit ( $\eta \cdot v$ ) bei Schmierung mit Glycerin-Wasser-Gemischen, destilliertem Wasser und Isooktan. Die Schmierflüssigkeiten wurden derart gewählt, dass sich die einzelnen Kurvenabschnitte teilweise überlappten. Die Reibungszahlen der Glycerin-Wasser-Gemische 50, 73 und 91 deuteten bei allen dargestellten Texturen auf Flüssigkeitsreibung hin. Dabei zeigte sich ein stetiger Verlauf der Reibungszahlwerte in der Flüssigkeitsreibung oberhalb des Wertes  $(\eta \cdot v) = 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m/s}$ , unabhängig von der Viskosität des Gemisches. Bei destilliertem Wasser und Isooktan kam es in allen Fällen mit abnehmenden  $(\eta \cdot v)$ -Werten zu einem Übergang von der Flüssigkeits- in die Mischreibung. Im Vergleich beider Flüssigkeiten ergaben sich bei gleichen Werten  $(\eta \cdot v)$  unterschiedliche Reibungszahlverläufe in der Mischreibung. Ein maßgeblicher Unterschied zwischen Wasser und Isooktan lag im Benetzungsverhalten, das bei Isooktan auf Saphir unter allen untersuchten Flüssigkeiten das beste und bei Wasser auf Saphir das schlechteste war (Bild 3.5a). Auf der Oberfläche des gepaarten 100Cr6-Pellets konnte der Kontaktwinkel mit Isooktan nicht ermittelt werden, da sich der Tropfen sofort nach Aufbringung auf der kleinen Pelletfläche bis zur Kante hin ausbreitete. Dieses Verhalten erlaubte im Umkehrschluss die Feststellung, dass die Benetzung mit Isooktan auch auf poliertem 100Cr6 wesentlich besser als bei Wasser war.

Es zeigte sich, dass die Reibungszahlen mit Isooktan, bei Texturen mit kleinem Näpfdurchmesser von  $60 \mu\text{m}$ , niedriger waren als mit Wasser (Bild 4.11a, b). Dagegen lag die Reibungszahl bei den  $240 \mu\text{m}$ -Näpfchen mit destilliertem Wasser stets niedriger als mit Isooktan bei gleichen  $(\eta \cdot v)$ -Werten, unabhängig von der Tiefe bzw. dem texturierten Flächenanteil (Bilder 4.11c-f). Hierbei zeigten sich beim schlecht benetzenden Wasser wesentlich größere Unterschiede in der maximalen Reibungszahl der verschiedenen Paarungen als bei Isooktan. Die Werte in Wasser bei  $(\eta \cdot v) = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m/s}$  reichten von etwa 0,010 (RN1024010) bis 0,145 (RN106005), wodurch sich das große Optimierungspotential der Wirkflächentextur bei Schmierung mit Wasser aufzeigte. Die mit RN1024010 texturierte Paarung hatte auch in Isooktan den günstigsten Reibungszahlverlauf unter den dargestellten Paarungen. Beim geringsten  $(\eta \cdot v)$ -Wert von  $7 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m/s}$  war die mit dieser Textur erreichte Reibungszahlreduktion mit etwa 50 % des Wertes der anderen texturierten Paarungen vergleichsweise gering, verglichen mit Wasser. Dies ist ein Indiz für unterschiedliche Mechanismen einer Wirkflächentextur abhängig vom Benetzungsverhalten der Schmierflüssigkeit. Dabei waren der Textureffekt, hin-

sichtlich einer Reibungszahlreduktion, beim schlecht benetzenden Wasser wesentlich stärker von den Texturparametern abhängig als beim gut benetzenden Isooktan.

Bei der Benetzung einer Flüssigkeit auf einer Festkörperoberfläche spielt neben den Oberflä-



**Bild 4.11:** Reibungszahl in Abhängigkeit des Produkts aus dynamischer Viskosität  $\eta$  und Gleitgeschwindigkeit  $v$  scheibenseitig texturierter 100Cr6/Saphir-Paarungen bei (a-d) 10 % bzw. (e, f) 30 % texturiertem Flächenanteil, (a, b) 60  $\mu$ m bzw. (c-f) 240  $\mu$ m Näpftendurchmesser und (a, c, e) 5  $\mu$ m bzw. (b, d, f) 10  $\mu$ m Tiefe bei Schmierung mit Glycerin-Wasser-Gemischen, destilliertem Wasser oder Isooktan ( $v = 0,02 - 0,30$  m/s;  $F_N = 10$  N;  $\dot{V} = 5$   $\mu$ l/s).

chenspannungen der im Kontakt befindlichen Stoffe auch die Struktur der Festkörperoberfläche eine große Rolle, d.h. ob diese glatt oder texturiert ist. In unterschiedlichen Modellen wird der Einfluss der Oberflächenstruktur auf die Benetzung bzw. auf den Kontaktwinkel beschrieben [140]. Für hydrophile, texturierte Oberflächen sind nach dem Modell von Wenzel [141] alle Vertiefungen der Oberfläche vollständig mit Flüssigkeit gefüllt. Der wahre Kontaktwinkel  $\theta^*$  auf der texturierten Oberfläche ermittelt sich abhängig vom Kontaktwinkel  $\theta$  auf einer ideal glatten Oberfläche entsprechend [140]

$$\cos\theta^* = r_f \cdot \cos\theta \quad (4.8)$$

mit  $r_f$  als Rauheitsfaktor. Dieser beschreibt mit einem Wert  $r_f > 1$  das Verhältnis der mit Flüssigkeit benetzten Oberfläche zu der auf die Grundfläche projizierte Oberfläche innerhalb des benetzten Bereichs [142]. Im Fall der Benetzung eher hydrophobischer, texturierter Festkörperoberflächen kann es nach dem Modell von Cassie und Baxter [143] zum Einschluss von Luft innerhalb der Vertiefungen kommen. Der wahre Kontaktwinkel  $\theta^*$  auf der texturierten Oberfläche ergibt sich in diesem Modell nach [140]

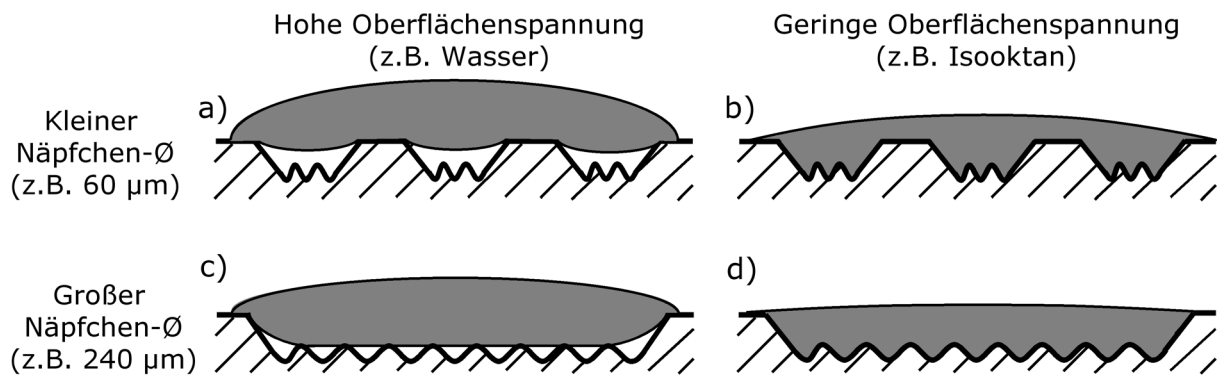
$$\cos\theta^* = \phi \cdot r_f \cdot \cos\theta + (1 - \phi) \quad (4.9)$$

abhängig von  $r_f$  und von  $\phi$ , als dem mit dem Flüssigkeitstropfen im Kontakt befindlichen Oberflächenanteil. Hierbei kann der Ausdruck  $(1-\phi)$  dem texturierten Flächenanteil  $a_{\text{tex}}$  gleichgesetzt werden.

Aufbauend auf diesen Modellvorstellungen [140], wurde ein Modell zur Beschreibung des Benetzungsverhaltens mit runden Nöpfchen texturierter Oberflächen, abhängig von der Oberflächenspannung der Flüssigkeit, entwickelt (Bild 4.12). Im Fall einer schlecht benetzenden Flüssigkeit, wie Wasser, kommt es zu einer unvollständigen Füllung der Nöpfchen bei relativ kleinen Nöpfchendurchmessern (Bild 4.12a), was sich negativ auf den hydrodynamischen Druckaufbau im Schmier spalt auswirkt. Mit Erhöhung des Nöpfchendurchmessers wird auch der Nöpfchengrund teilweise benetzt (Bild 4.12c). Das in den Rauheitstätern des Nöpfchengrundes (Bild 3.4c) verbleibende Luftvolumen ist hierbei wesentlich geringer als im Fall der kleineren Nöpfchen und wirkt sich kaum mehr hindernd auf den hydrodynamischen Druckaufbau im Spalt aus. Im Fall von Flüssigkeiten mit geringer Oberflächenspannung, wie Isooktan, die eine sehr gute Benetzung der Oberfläche aufweisen, können die Nöpfchen als vollständig gefüllt betrachtet werden (Bild 4.12b). Ein größerer Nöpfchendurchmesser führt hier zur Verknappung der Flüssigkeit auf der Wirkfläche (Bild 4.12d), da durch die Tropfschmierung nur begrenzt Schmiermittel zur Verfügung steht.

Das Benetzungsmodell (Bild 4.12) liefert eine Erklärung der im Bild 4.11 gezeigten Ergebnisse. Bei den mit Wasser geschmierten Versuchen führte die Erhöhung des Nöpfchendurch-





**Bild 4.12:** Modell der Benetzung texturierter Oberflächen mit (a, c) Wasser oder (b, d) Isooktan bei (a, b) kleinen und (c, d) großen Nöpfchendurchmessern in schematischer Querschnittsdarstellung.

messers von  $60\ \mu\text{m}$  auf  $240\ \mu\text{m}$  (Bilder 4.11a-d) zu einer Verringerung der Reibungszahlen, aufgrund der verbesserten Nöpfchenfüllung mit steigendem Durchmesser (Bilder 4.12a, c). Weiterhin war die Plateaufläche zwischen zwei benachbarten Nöpfchen, auf der die Tragfähigkeit der Paarung erzeugt wurde, bei den  $60\ \mu\text{m}$ -Nöpfchen deutlich geringer als bei den  $240\ \mu\text{m}$ -Nöpfchen, so dass es zu Störungen des hydrodynamischen Druckaufbaus im Schmierpalt kam. Die Erhöhung des texturierten Flächenanteils von  $10\%$  auf  $30\%$  bewirkte bei den  $240\ \mu\text{m}$ -Nöpfchen mit  $5\ \mu\text{m}$  Tiefe (Bilder 4.11c, e) eine weitere Verbesserung des Verhaltens in der Mischreibung bei Wasserschmierung. Dies zeigte sich an der geringeren Reibungszahl der mit RN3024005 texturierten, wassergeschmierten Paarung (Bild 4.11e) im Vergleich zur Paarung mit RN1024005 (Bild 4.11c). Die Ursache lag in der Reduzierung der Anzahl der Festkörperkontakte in der Mischreibung mit Erhöhung des texturierten Flächenanteils. Zwar verringerte sich hierdurch die Plateaufläche zwischen benachbarten Nöpfchen, diese war jedoch bei der Paarung mit RN3024005 noch deutlich größer als bei der mit RN106005. Bei den  $240\ \mu\text{m}$ -Nöpfchen mit  $10\ \mu\text{m}$  Tiefe (Bilder 4.11d, f) ergab sich jedoch eine Reibungszahlerhöhung mit Erhöhung des texturierten Flächenanteils. Obwohl sich theoretisch auch hier die Anzahl der Festkörperkontakte mit Erhöhung des Flächenanteils reduzieren sollte, trat der gegenteilige Effekt auf, da das höhere Texturvolumen der tieferen  $10\ \mu\text{m}$ -Nöpfchen die Flüssigkeitsmenge auf den Plateaus verringerte, aufgrund des durch die Tropfschmierung nur begrenzten Schmiermittelangebots. Indiz hierfür war die geringere Schmierfilmdicke bei der Paarung mit RN3024010 mit  $h^* = 0,3\ \mu\text{m}$  verglichen mit  $h^* = 0,7\ \mu\text{m}$  bei der Paarung mit RN1024010 bei  $v = 0,15\ \text{m/s}$ . Bei den mit  $5\ \mu\text{m}$  flacheren Nöpfchen war das gesamte Nöpfchenvolumen in der Spur geringer als bei  $10\ \mu\text{m}$ , so dass hier noch keine Schmiermittelverknappung bei  $30\%$  texturiertem Flächenanteil auftrat. Dies zeigte sich an vergleichbaren Schmierfilmdicken, mit  $h^* = 0,4$  bzw.  $0,3\ \mu\text{m}$  bei den Paarungen mit RN1024005 bzw. RN3024005.

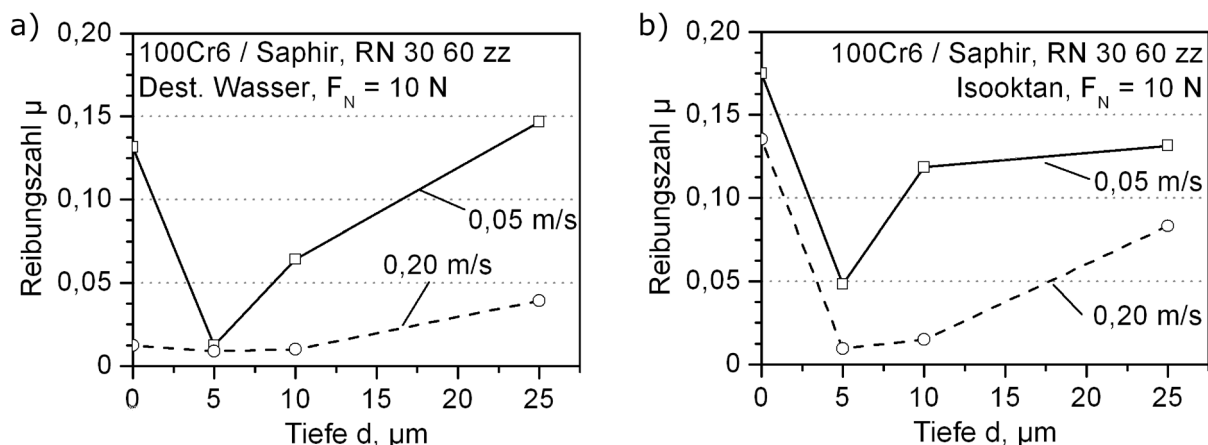
Bei Schmierung mit Isooktan wies die mit RN1024010 texturierte Paarung die niedrigs-

ten Reibungszahlen auf, ebenso wie bei Wasser, da der hydrodynamische Druckaufbau im Schmierpalt durch die große Plateaufläche zwischen den Nöpfchen dieser Textur am wenigsten behindert wurde und durch das relativ geringe Texturvolumen ausreichend Flüssigkeit im Kontakt verblieb. Mit Erhöhung des Flächenanteils von 10 % auf 30 % verschlechterte sich das Reibungsverhalten der 240  $\mu\text{m}$ -Nöpfchen sowohl bei 5  $\mu\text{m}$  Tiefe (Bilder 4.11c, e) als auch bei 10  $\mu\text{m}$  Tiefe (Bilder 4.11d, f), aufgrund von Schmiermittelverknappung. Dies zeigte sich an einer von 0,3  $\mu\text{m}$  auf 0,2  $\mu\text{m}$  minimal verringerten Schmierfilmdicke  $h^*$  bei von 10 % auf 30 % steigendem  $a_{\text{tex}}$  bei 5  $\mu\text{m}$  Tiefe bei  $v = 0,30 \text{ m/s}$  bzw. an einer von  $h^* = 0,5 \mu\text{m}$  auf einen nicht mehr messbaren Wert deutlich verringerten Schmierfilmdicke bei 10  $\mu\text{m}$  Tiefe. Mit Verringerung der Nöpfchentiefe von 10 auf 5  $\mu\text{m}$  verbesserte sich das Reibungsverhalten bei Isooktansmierung im Fall des geringen Nöpfchendurchmessers von 60  $\mu\text{m}$  (Bilder 4.11a, b) aufgrund des geringeren Nöpfchenvolumens in der Spur, worauf eine von  $h^* = 0,1 \mu\text{m}$  bei 10  $\mu\text{m}$  Tiefe auf  $h^* = 0,3 \mu\text{m}$  bei 5  $\mu\text{m}$  Tiefe ansteigende Schmierfilmdicke deutete. Das gleiche Verhalten ergab sich bei den Texturen mit 240  $\mu\text{m}$  Nöpfchendurchmesser und 30 % Flächenanteil (Bilder 4.11e, f) mit einer ebenfalls um  $\Delta h^* = 0,2 \mu\text{m}$  steigenden Schmierfilmdicke bei Verringerung der Nöpfchentiefe.

#### 4.2.2 Einfluss von Texturparametern bei Schmierung mit niedrigviskosen Flüssigkeiten

##### Nöpfchentiefe:

Im Bild 4.13 ist die Reibungszahl in Abhängigkeit der Nöpfchentiefe für die zwei Gleitgeschwindigkeiten von 0,05 und 0,30 m/s dargestellt. Dabei zeigte sich bei Schmierung mit destilliertem Wasser eine große und nahezu lineare Reibungszahlerhöhung mit zunehmender Nöpfchentiefe (Bild 4.13a). Der geringste Wert der Reibungszahl wurde bei der geringsten



**Bild 4.13:** (a, b) Reibungszahl von 100Cr6/Saphir-Paarungen mit Scheibentextur in Abhängigkeit der Nöpfchentiefe bei  $a_{\text{tex}} = 30 \%$  und  $w = 60 \mu\text{m}$  in (a) destilliertem Wasser und (b) Isooktan bei  $v = 0,05 \text{ m/s}$  bzw.  $0,20 \text{ m/s}$  und  $F_N = 10 \text{ N}$ .

untersuchten Tiefe von 5  $\mu\text{m}$  gemessen, bei der die Werte für beide Geschwindigkeiten vergleichbar waren. Dagegen übertraf der Wert der Reibungszahl bei 25  $\mu\text{m}$  Näpftentiefe den des untexturierten Falls noch. Ein ähnliches Verhalten zeigten die Ergebnisse mit Isooktan (Bild 4.13b), bei denen wiederum bei der Tiefe von 5  $\mu\text{m}$  die niedrigsten Reibungszahlen gemessen wurden. Dabei lag das Reibungszahlniveau bei Isooktan erwartungsgemäß höher als mit Wasser, aufgrund der gegenüber Wasser geringeren Viskosität.

Das Reibungsverhalten bei Schmierung mit Wasser oder Isooktan unterstützte die Modellvorstellung zur Benetzung einer mit Näpfchen texturierten Oberfläche (Bild 4.12), wodurch sich die steigende Reibungszahl mit größer werdender Näpftentiefe erklären ließ. In Wasser waren die Näpfchen nicht vollständig gefüllt, aufgrund der hohen Oberflächenspannung der Flüssigkeit, womit das verbleibende Luftvolumen im Näpfchen mit zunehmender Tiefe stieg (Bild 4.12a). Mit steigendem, eingeschlossenem Luftvolumen wurde der hydrodynamische Druckaufbau im Schmierpalt und somit die Tragfähigkeit stärker beeinträchtigt. Grund war die geringere, mittlere Dichte des Fluidgemisches aus Luft und Flüssigkeit, verglichen mit der Dichte der Flüssigkeit. Weiterhin führte die Kompressibilität der eingeschlossenen Luft zu einer Änderung von deren Dichte  $\rho$ , abhängig vom lokalen Schmierpaltdruck  $p(x)$ , entsprechend [144]

$$\rho[p(x)] = \rho_0 \cdot e^{\beta_p \cdot p(x)} \quad (4.10)$$

Hierbei spielte die Dichte  $\rho_0$  der Luft bei Atmosphärendruck und der Kompressibilitätsfaktor  $\beta_p$ , der nach [144] entsprechend  $d\rho/dp = \beta_p \rho$  vom Druckgradienten der Dichte abhängig ist, eine Rolle. Durch die Kompression der Luft wurde Flüssigkeit aus dem Keilspalt in die Näpfchen gedrückt, so dass sich die im Spalt verfügbare Schmiermittelmenge und damit die Schmierfilmdicke reduzierten. Die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit (Bild 4.13a) zeigten eine größere Reibungszahl bei den mit 25  $\mu\text{m}$  tiefsten Näpfchen bei  $v = 0,05 \text{ m/s}$ , verglichen mit dem untexturierten Fall, was auf eine verringerte Tragfähigkeit deutete.

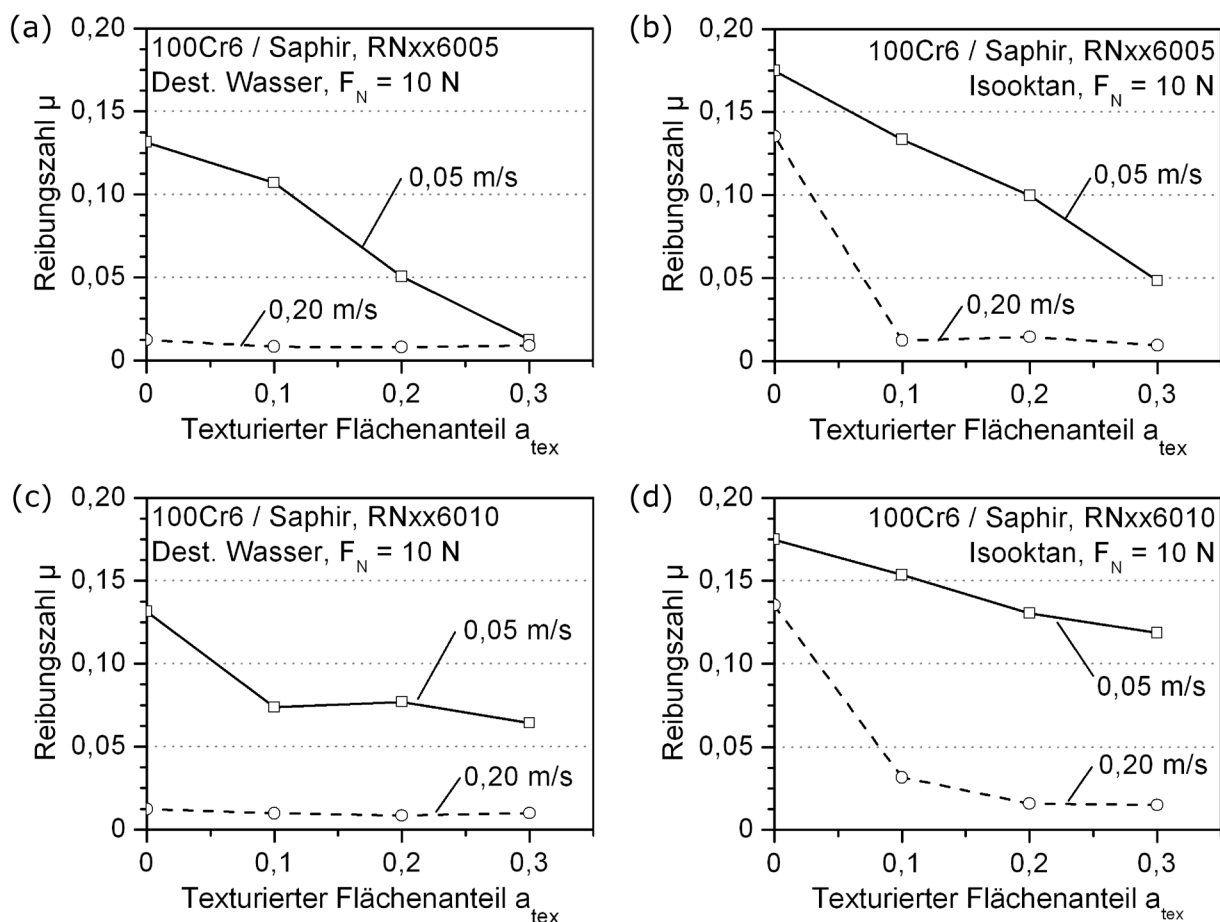
Bei Tropfschmierung mit Isooktan waren die Näpfchen vollständig gefüllt, aufgrund der geringen Oberflächenspannung der Flüssigkeit (Bild 4.12b), wodurch es zu keiner Verringerung der Tragfähigkeit aufgrund von Lufteinschlüssen kam. Dies zeigte sich bei den 25  $\mu\text{m}$  tiefen Näpfchen bei  $v = 0,05 \text{ m/s}$  mit einer geringeren Reibungszahl bei Isooktan- als bei Wasserschmierung. Mit Erhöhung der Näpftentiefe von 5  $\mu\text{m}$  auf 25  $\mu\text{m}$  kam es zu einem abnehmenden Schmiermittelangebot auf der Wirkfläche, da das Isooktan vom steigenden Texturvolumen in der Spur aufgenommen wurde. Somit erhöhte sich die Anzahl der Festkörperkontakte und die Reibungszahl stieg. Dennoch war die Reibungszahl der mit Isooktan geschmierten 25  $\mu\text{m}$  tiefen Näpfchen geringfügig niedriger als im untexturierten Fall, aufgrund texturbedingt weniger Festkörperkontakte.

Ein weiterer Effekt war die Erhöhung des Benetzungswinkels von Wasser auf den texturierten

Saphir-Oberflächen mit tiefer werdenden Nöpfchen (Bild 3.7a). Dies hatte eine Erhöhung des Schlupfes zwischen Flüssigkeit und der Scheibenwirkfläche zur Folge, so dass die Einzugs- geschwindigkeit sank (Bild 4.1). Entsprechend reduzierte sich der Flüssigkeitsvolumenstrom im Schmierespalt mit tiefer werdenden Nöpfchen. Neben dem Effekt der aufgrund von Luft- einschluss reduzierten Tragfähigkeit bei den tiefen Nöpfchen war der Effekt des steigenden Benetzungswinkels nur untergeordnet. Die Messung des Benetzungswinkels ergab auch bei den flacheren Nöpfchen höhere Werte als im untexturierten Fall (Bild 3.7a), dennoch war die Reibungszahl bei den texturierten Paarungen wesentlich geringer.

### Texturierter Flächenanteil:

Im Bild 4.14 ist die Reibungszahl abhängig vom texturierten Flächenanteil für 0,05 und 0,20 m/s Gleitgeschwindigkeit bei 5 bzw. 10  $\mu\text{m}$  Nöpfchentiefe aus Versuchen in destilliertem Wasser und Isooktan aufgetragen. Dabei zeigte sich bei 5  $\mu\text{m}$  Tiefe und  $v = 0,05 \text{ m/s}$  ein nahezu linearer Reibungszahlabfall mit zunehmendem texturierten Flächenanteil (Bilder



**Bild 4.14:** Reibungszahl texturierter 100Cr6/Saphir-Paarungen bei Variation des texturierten Flächenanteils bei 60  $\mu\text{m}$  Nöpfchendurchmesser und (a, b) 5  $\mu\text{m}$  bzw. (c, d) 10  $\mu\text{m}$  Tiefe sowie Schmierung mit (a, c) destilliertem Wasser bzw. (b, d) Isooktan ( $v = 0,05$  bzw. 0,20 m/s;  $F_N = 10 \text{ N}$ ;  $\dot{V} = 5 \mu\text{l/s}$ ).

4.14a, b), sowohl in Wasser als auch Isooktan. Der Grund war die Verringerung der Festkörperkontakte mit steigendem texturierten Flächenanteil. Das Niveau der Reibungszahl war für die Versuche in Isooktan höher, der absolute Abfall der Reibungszahl zwischen der untexturierten Paarung und der Paarung mit 30 % texturiertem Flächenanteil war mit etwa  $\Delta\mu = 0,13$  vergleichbar mit dem mit destilliertem Wasser. Auch bei den 10  $\mu\text{m}$  tiefen Nöpfchen war der Reibungszahlabfall mit steigendem  $a_{\text{tex}}$  bei  $v = 0,05 \text{ m/s}$  in erster Näherung linear und für Wasser und Isooktan vergleichbar (Bilder 4.14c, d). Die lineare Regression der Reibungsmesswerte bei 0,05 m/s ergab für die Texturen mit 5 bzw. 10  $\mu\text{m}$  Tiefe

$$\text{Tiefe } 5 \mu\text{m: } \mu \approx \mu_{\text{pol}} - 0,4 \cdot a_{\text{tex}} \quad \text{Tiefe } 10 \mu\text{m: } \mu \approx \mu_{\text{pol}} - 0,2 \cdot a_{\text{tex}} \quad (4.11)$$

Daraus konnte abgeleitet werden, dass die mit 5  $\mu\text{m}$  flacheren Nöpfchen die Reibungszahl um etwa den Faktor 2 stärker reduzierten als die 10  $\mu\text{m}$ -Nöpfchen. Dieser Effekt war bei  $v = 0,05 \text{ m/s}$  unabhängig von der Schmierflüssigkeit.

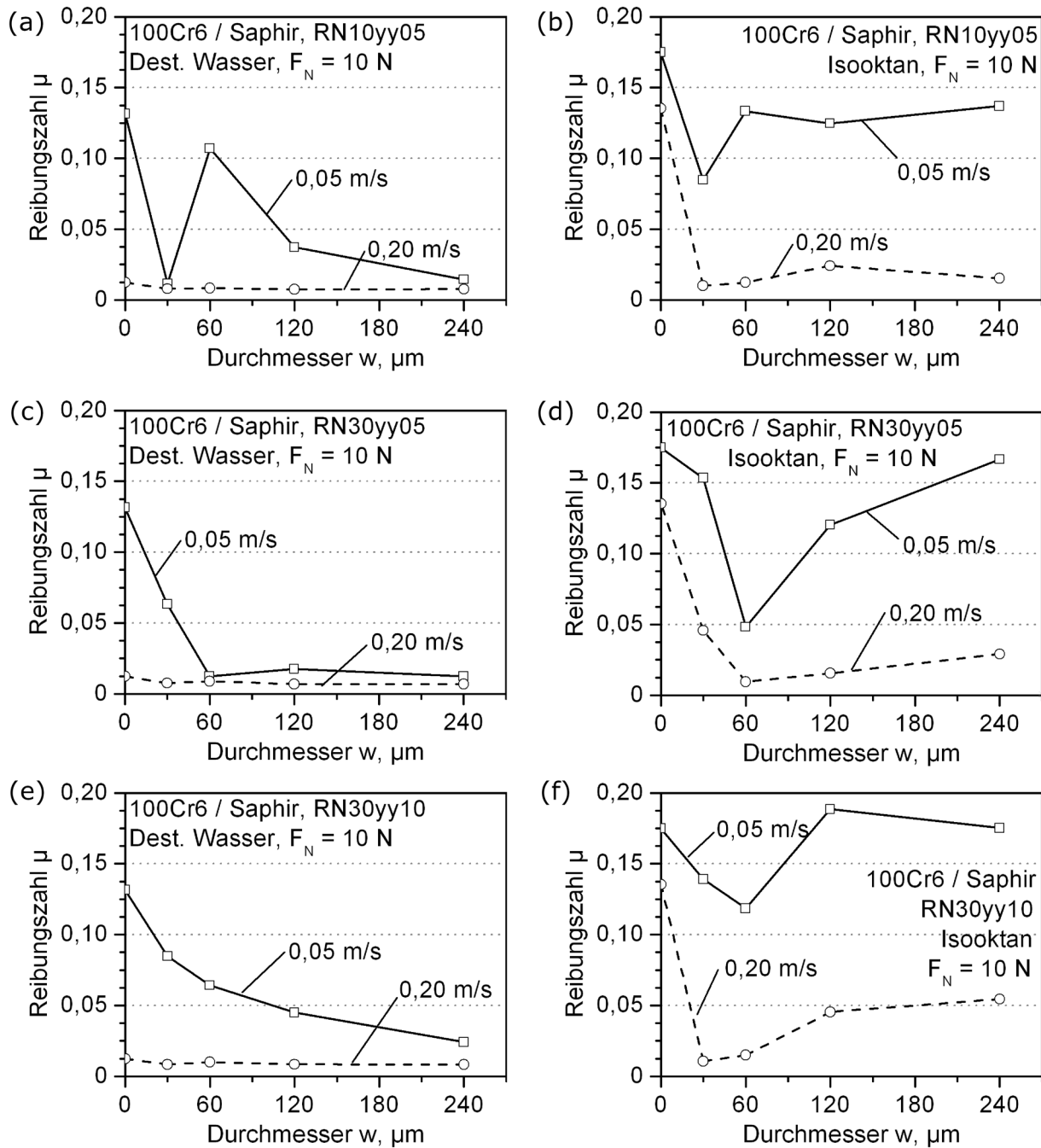
Mit zunehmender Nöpfchenanzahl und bei konstanter Gleitgeschwindigkeit stieg die im Kontakt vorhandene Schmiermittelmenge, welche vor allem bei flachen Nöpfchen über Strömungsvorgänge in die unmittelbare Kontaktzone gelangen konnte. Dies wurde zusätzlich durch die Reduzierung des Abstandes der Nöpfchen, aufgrund der Erhöhung des texturierten Flächenanteils begünstigt.

Bei der höheren Gleitgeschwindigkeit von 0,20 m/s lagen die Reibungszahlen unabhängig vom Flächenanteil bei der jeweiligen Flüssigkeit auf vergleichbar niedrigem Niveau, welches auf Flüssigkeitsreibung bzw. einen hohen Anteil dieser an der Mischreibung schließen ließ. Hauptsächlich in Isooktan war ein deutlicher Vorteil gegenüber der untexturierten Paarung erkennbar, da bereits ein texturierter Flächenanteil von 10 % die Reibungszahl um 90 % absenkte. Hier genügten bereits geringe, durch die Nöpfchen zusätzlich in den Kontakt geförderte Flüssigkeitsmengen, um einen trennenden Schmierfilm aufzubauen.

Diese Ergebnisse zeigten, dass ein hoher texturierter Flächenanteil deutlich günstiger war als ein niedriger, bei sehr geringen Gleitgeschwindigkeiten. Mit Zunahme der Gleitgeschwindigkeit reichten bereits geringe texturierte Flächenanteile zur vollständigen Trennung der Wirkflächen aus, so dass sich Flüssigkeitsreibung mit den damit verbundenen, sehr geringen Reibungszahlen einstellen konnte.

### **Nöpfchendurchmesser:**

Das Bild 4.15 zeigt den Verlauf der Reibungszahl in Abhängigkeit des Nöpfchendurchmessers bei 0,05 und 0,20 m/s Gleitgeschwindigkeit für mit destilliertem Wasser bzw. Isooktan geschmierte Paarungen. Bei Wasserschmierung und  $v = 0,20 \text{ m/s}$  lag die Reibungszahl unabhängig von der Textur bzw. im untexturierten Fall auf sehr niedrigem Niveau, das auf Flüssigkeitsreibung deutete. Bei  $v = 0,05 \text{ m/s}$  zeigte sich in den meisten Fällen Mischreibung,



**Bild 4.15:** Reibungszahl texturierter 100Cr6/Saphir-Paarungen in Abhängigkeit des Näpfchendurchmessers mit (a-d)  $5 \mu\text{m}$  bzw. (e, f)  $10 \mu\text{m}$  Tiefe sowie (a, b) 10% bzw. (c-d) 30% texturiertem Flächenanteil bei Schmierung mit (a, c, e) destilliertem Wasser und (b, d, f) Isooktan ( $v = 0,05$  bzw.  $0,20 \text{ m/s}$ ;  $F_N = 10 \text{ N}$ ;  $\dot{V} = 5 \mu\text{l/s}$ ).

wobei mit destilliertem Wasser die Reibungszahlen mit Zunahme des Näpfchendurchmessers tendenziell sanken (Bilder 4.15a, c, e), mit der Ausnahme der Textur RN103005. Bei dieser Textur, so wie bei allen Texturen mit  $30 \mu\text{m}$  Näpfchendurchmesser, hatten die Näpfchen eine parabelförmige Querschnittsform, im Gegensatz zur Trapezform der Näpfchen mit  $w \geq 60 \mu\text{m}$ . Diese Unterschiede können ein abweichendes Reibungsverhalten verursacht haben. Den größten Reibungszahlabfall mit Erhöhung des Näpfchendurchmessers bei Wasserschmie-



ung ergab sich bei den Paarungen mit 30 % texturiertem Flächenanteil und 5  $\mu\text{m}$  Näpfchentiefe (Bild 4.15c). Hier stellte sich bereits bei Napfchendurchmessern  $\geq 60 \mu\text{m}$  ein geringes Reibungszahlniveau von etwa  $\mu = 0,015$  ein. Die Reibungszahlen der Paarungen mit dem geringeren Flächenanteil von 10 % (Bild 4.15a) bzw. der größeren Tiefe von 10  $\mu\text{m}$  (Bild 4.15e) waren bei Napfchendurchmessern  $< 240 \mu\text{m}$  teils deutlich höher, wiederum mit der Ausnahme der Textur RN103005. Lediglich beim größten Durchmesser von 240  $\mu\text{m}$  war die Reibungszahl, unabhängig vom texturierten Flächenanteil und der Tiefe, vergleichbar niedrig.

Die Reibungszahlwerte der mit Isooktan geschmierten, texturierten Paarungen (Bilder 4.15b, d, f) waren bei  $v = 0,20 \text{ m/s}$  etwa 60 bis 80 % geringer als im untexturierten Fall, wobei vor allem die Paarungen mit großen Napfchendurchmessern noch in der Mischreibung liefen. Hierbei stieg die Reibungszahl tendenziell mit steigendem Durchmesser. In Isooktan hatte die Paarung mit der Textur RN306005 die geringste Reibungszahl (Bild 4.15d) und zeigte damit einen ähnlich vorteilhaften Effekt wie mit Wasser. Bei den Texturen mit  $a_{\text{tex}} = 30 \%$  und  $d = 5 \mu\text{m}$  ergab sich bei 60  $\mu\text{m}$  Näpfchendurchmesser ein Minimum sowohl bei  $v = 0,05 \text{ m/s}$  als auch bei 0,20  $\text{m/s}$ , wobei im Fall der geringeren Gleitgeschwindigkeit bei  $w = 240 \mu\text{m}$  etwa wieder das Reibungszahlniveau der untexturierten Paarung erreicht war. Dieses Minimum bei  $w = 60 \mu\text{m}$  Durchmesser war auch bei den 10  $\mu\text{m}$  tiefen Näpfchen bei 30 % Flächenanteil zu sehen (Bild 4.15f). Jedoch war das Reibungszahlniveau allgemein höher als bei 5  $\mu\text{m}$  Tiefe, der Anstieg auf einen der untexturierten Paarung vergleichbaren Wert der Reibungszahl bei  $v = 0,05 \text{ m/s}$  erfolgte bereits ab 120  $\mu\text{m}$  Durchmesser und die Reibungszahl blieb bis 240  $\mu\text{m}$  etwa gleich.

Aus diesen Ergebnissen wird erkenntlich, dass sich für Wasser und Isooktan Texturen mit unterschiedlichem Durchmesser als günstig erwiesen, im Gegensatz zur Variation von Tiefe und texturiertem Flächenanteil. Bei dem schlechter benetzenden Wasser waren Näpfchen mit großem Durchmesser vorteilhaft, wohingegen sich bei gut benetzendem Isooktan ein Optimum bei 60  $\mu\text{m}$  herausbildete. Diese Ergebnisse unterstützen die Modellvorstellung (Bild 4.12a, c) einer unvollständigen Napfchenfullung bei kleinem Durchmesser mit einer Flüssigkeit, die eine hohe Oberflächenspannung besitzt, wie Wasser. Mit Erhöhung des Näpfchendurchmessers, bei konstanter Tiefe, verringerte sich das Aspektverhältnis  $d/w$  der Näpfchen. Hierdurch wurden die Näpfchen besser von der schlecht benetzenden Flüssigkeit gefüllt und das negativ auf die Tragfähigkeit wirkende, in den Näpfchen eingeschlossene Luftvolumen reduzierte sich. Gleichzeitig vergrößerte sich die Plateaufläche zwischen zwei benachbarten Näpfchen mit der Erhöhung des Durchmessers, so dass es zu geringerer Störung des hydrodynamischen Druckaufbaus kam. Aufgrund der guten Benetzbarkeit des Isooktans konnten auch die Näpfchen mit geringem Durchmesser als vollständig gefüllt betrachtet werden (Bild 4.12b), so dass das Aspektverhältnis unerheblich für die Napfchenfullung war. Mit der Erhöhung des Näpfchendurchmessers bei konstantem  $a_{\text{tex}}$  ging einerseits eine Vergrößerung des Abstandes

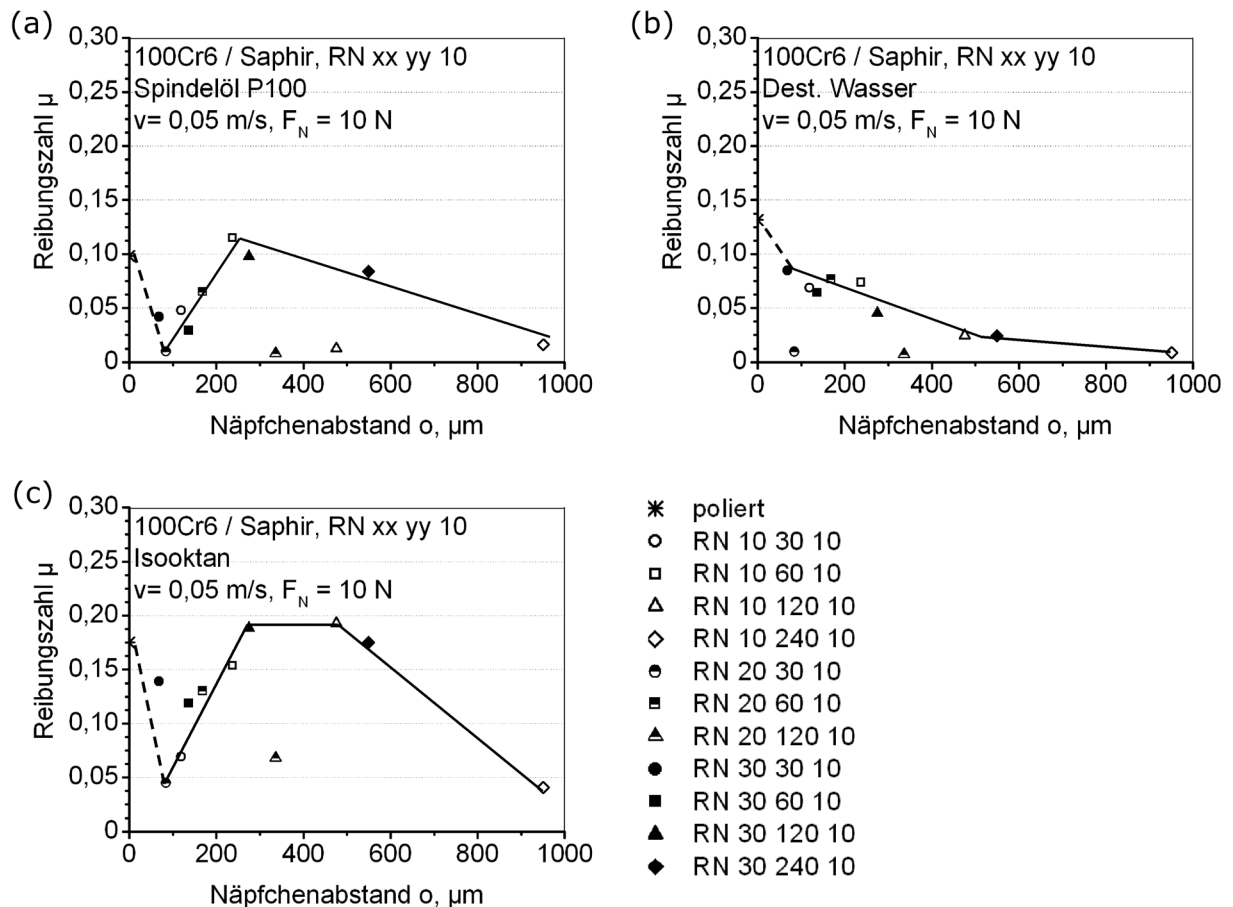
benachbarter Nöpfchen einher, so dass weniger Schmierstoffreservoirs im Kontakt bereitstanden. Andererseits erhöhte sich auch das Texturvolumen in der Spur, was im Falle des begrenzten Flüssigkeitsangebots aufgrund der Tropfschmierung, zu einer Verknappung der Schmiermittelmenge im Kontakt führte (Bild 4.12d). Somit waren bei Isooktan eher kleine Durchmesser vorteilhaft.

### 4.2.3 Nöpfchenabstand

Bei den vorhergehenden Betrachtungen einzelner Texturparameter zeigten sich teils wiederkehrende Effekte, was darin begründet sein kann, dass der Nöpfchendurchmesser und der texturierte Flächenanteil über den Nöpfchenabstand  $\lambda$  nach Gleichung 2.2 in Zusammenhang standen. Im Bild 4.16 ist die vom Nöpfchenabstand abhängige Reibungszahl mit Spindelöl, destilliertem Wasser oder Isooktan geschmierter, unterschiedlich texturierter Paarungen, bei 0,05 m/s Gleitgeschwindigkeit, aufgetragen. Dabei zeigte sich bei Spindelöl (Bild 4.16a) und bei Isooktan (Bild 4.16c) ein qualitativ ähnlicher Verlauf mit einem Maximum bei Werten des Nöpfchenabstands zwischen 300 und 500  $\mu\text{m}$ , bei welchem die Reibungszahl in etwa der des untexturierten Falls entsprach. Hierbei lagen die Werte der Reibungszahl bei Spindelöl erwartungsgemäß niedriger, aufgrund der höheren Viskosität im Vergleich zu Isooktan. In Wasser wies die Reibungszahl eine abfallende Tendenz mit steigendem Nöpfchenabstand auf, was auf einen anderen Wirkmechanismus der Textur hindeutete, wobei unabhängig von den Texturparametern stets geringere Reibungszahlen als im untexturierten Fall gemessen wurden. Der Grund für das unterschiedliche Texturverhalten von Spindelöl und Isooktan, im Vergleich zu Wasser, lag in der Benetzung der Flüssigkeiten auf Saphir, welche bei Wasser mit Benetzungswinkeln  $> 50^\circ$  deutlich schlechter war als bei den anderen Flüssigkeiten mit Winkeln  $< 15^\circ$ .

Aus den Ergebnissen konnte abgeleitet werden, dass für das Reibungsverhalten günstige Texturparameter von der Benetzung der Schmierflüssigkeit abhängig waren. Bei Wasser oder anderen schlecht benetzenden Flüssigkeiten erhöhte sich die Tragfähigkeit mit steigendem Nöpfchenabstand bis  $\lambda > 500 \mu\text{m}$ , was mit einer Erhöhung des Nöpfchendurchmessers  $w$  bzw. einer Verringerung des texturierten Flächenanteils  $a_{\text{tex}}$  einherging. Das schlechte Benetzungsverhalten führte zum Lufteinschluss in den Nöpfchen (Bild 4.12a), wobei größere Nöpfchendurchmesser die Füllung der Nöpfchen mit Flüssigkeit verbesserten (Bild 4.12c). Dies und große Plateauflächen zwischen den Nöpfchen behinderten den hydrodynamischen Druckaufbau im Schmierpalt am wenigsten, wobei die Nöpfchen als Schmiermittelreservoirs dienten, und somit die Reibungszahl bei Mischreibung senkten.

Bei Spindelöl und Isooktan konnten die Nöpfchen als vollständig gefüllt betrachtet werden (Bild 4.12b), aufgrund der im Vergleich zu Wasser deutlich besseren Benetzung. Bei diesen gut benetzenden Flüssigkeiten verbesserte sich das Reibungsverhalten allgemein mit zuneh-



**Bild 4.16:** Reibungszahl texturierter 100Cr6/Saphir-Paarungen in Abhängigkeit des Näpfchenabstands  $o$  für Scheibentexturen mit variiertem texturierten Flächenanteil  $a_{\text{tex}}$  und Näpfchendurchmesser  $w$  bei konstanter Tiefe  $d = 10 \mu\text{m}$  in (a) Spindelöl P100, (b) destilliertem Wasser und (c) Isooktan ( $v = 0,05 \text{ m/s}$ ;  $F_N = 10 \text{ N}$ ;  $\dot{V} = 5 \mu\text{l/s}$ ).

memdem texturierten Flächenanteil  $a_{\text{tex}}$  und kleiner werdendem Näpfchendurchmesser  $w$ , d.h. mit kleiner werdendem Näpfchenabstand  $o$ , wobei sich ein Optimum bei etwa  $o = 100 \mu\text{m}$  einstellte. Dies wurde auf eine Verringerung der Festkörperkontakte und einer steigenden Anzahl der als Schmierstoffreservoirs wirkenden Näpfchen je Flächeneinheit, mit geringer werdendem Näpfchenabstand  $o$ , zurückgeführt.

### 4.3 Textureinfluss auf das Reibungsverhalten bei reversierender Gleitbeanspruchung

#### 4.3.1 Einlaufverhalten

Die im Langhub-Tribometer untersuchten Paarungen wiesen abhängig vom Material der Reibpartner, des Schmiermediums, der Hublänge und des Kontaktflächendurchmessers unterschiedliche Einlaufcharakteristika bis zum Erreichen eines quasistationären Reibungszahl-

veaus auf. Zur Charakterisierung des Einlaufverhaltens wurden der Einlaufweg  $s_E$  und die Einlauf-Reibarbeit  $W_E$  gewählt. Hierbei ist die Einlauf-Reibarbeit vom Einlaufweg  $s_E$  und der stationären Reibungszahl  $\mu_{stat}$  abhängig, entsprechend

$$W_E = F_N \cdot \int_0^{s_E} (\mu(s) - \mu_{stat}) ds \quad (4.12)$$

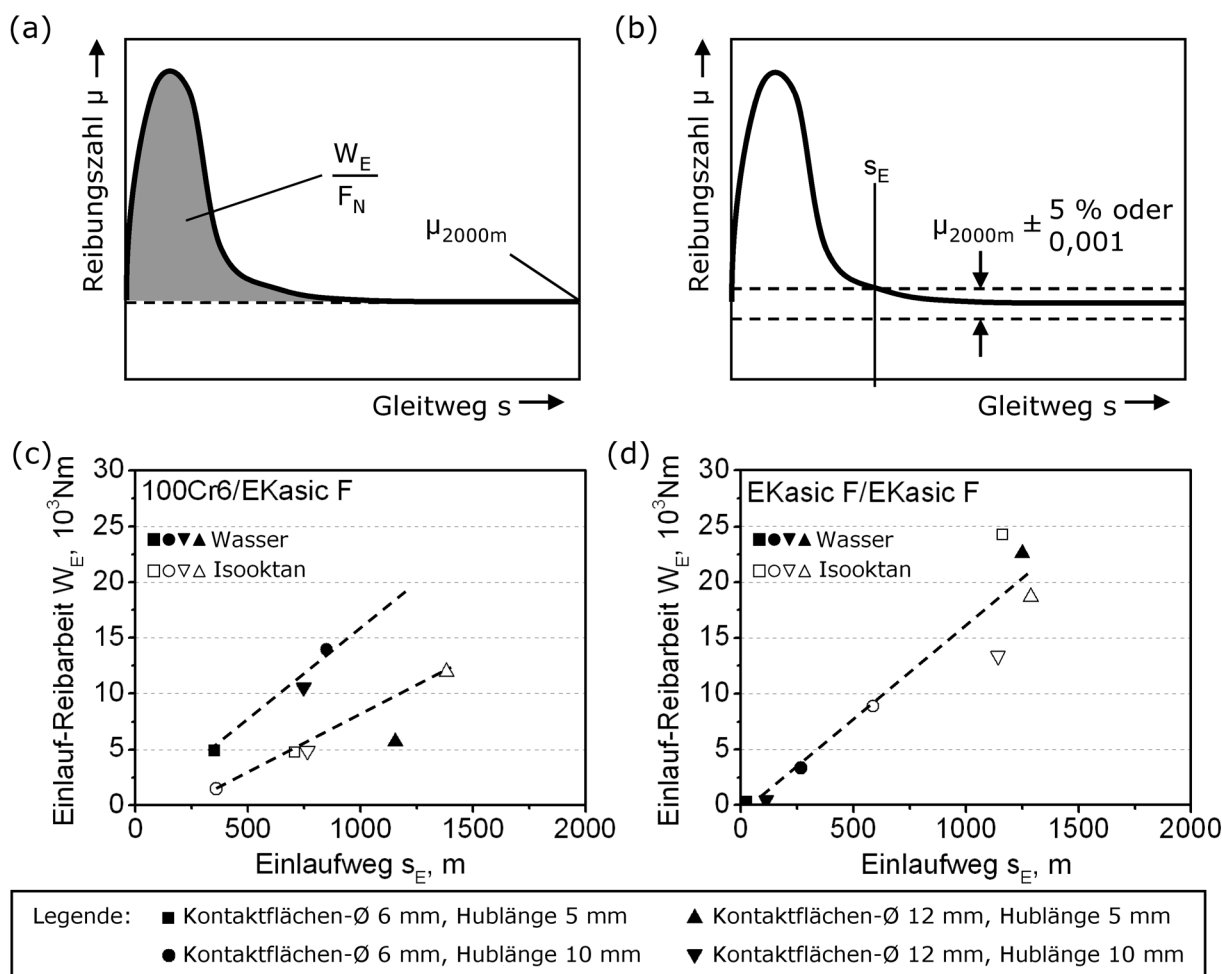
Zur Ermittlung der Einlauf-Reibarbeit  $W_E$  aus den während des Versuchs aufgezeichneten Daten (Bild 4.17a) wurde aus der Gleichung 4.12 die näherungsweise Gleichung

$$W_E = F_N \cdot \int_0^{2000m} (\mu(s) - \mu_{2000m}) ds \quad (4.13)$$

abgeleitet, in die die quasistationäre Reibungszahl  $\mu_{2000m}$  zu Versuchsende eingesetzt und ein Wert  $s_E$  von 2000 m angesetzt wurde. Zur Bestimmung des Einlaufweges  $s_E$  der jeweiligen Paarung (Bild 4.17b) wurden zwei alternative Bedingungen festgelegt. Diese waren das Einstellen einer Reibungszahl von  $\mu_{2000m} \pm 5\%$  für quasistationäre Reibungszahlen  $\geq 0,02$  oder  $\Delta\mu_{2000m} \pm 0,001$  für quasistationäre Reibungszahlen  $< 0,02$ . Aus den Ergebnissen zeigte sich, dass in den Versuchen immer jeweils ein Kriterium erfüllt wurde, wobei das zweite Kriterium aufgrund der sehr niedrigen quasistationären Reibungszahlen einiger Paarungen notwendig wurde.

In den Bildern 4.17c und d ist die Einlauf-Reibarbeit in Abhängigkeit des Einlaufweges für untexturierte 100Cr6/EKasic F-Paarungen und EKasic F-Selbstpaarungen für unterschiedliche Hublängen und Kontaktflächendurchmesser dargestellt. Bei den 100Cr6/EKasic F-Paarungen zeigte sich in Isooktan eine Zunahme des Einlaufweges mit Verringerung der Hublänge bzw. Vergrößerung der Kontaktfläche (Bild 4.17c). Dies bedeutete eine Vergrößerung des Überlappungsbereiches auf der EKasic F-Platte und damit eine Behinderung der Partikelabfuhr aus dem Kontakt. Dabei stieg die Einlauf-Reibarbeit bei Schmierung mit Isooktan und bei Wasser linear mit dem Einlaufweg an, wobei der Anstieg in Wasser deutlich größer war. Nur die mit Wasser geschmierte Paarung mit 12 mm Kontaktflächendurchmesser bei  $\Delta s = 5$  mm wies bei einem relativ langen Einlaufweg eine recht geringe Einlauf-Reibarbeit auf. Dies beruhte auf einem abweichenden Verschleißmechanismus bei dieser Paarung, da sich nach EDX-Messungen (Bild 3.31b) eisenoxidische Deckschichten auf der Platte bildeten, was zum recht schnellen Einstellen eines hohen quasistationären Reibungszahniveaus führte (Bild 3.30b). Die übrigen 100Cr6/EKasic F-Paarungen wiesen im Vergleich dazu nach Versuchsende keine Deckschichten auf.

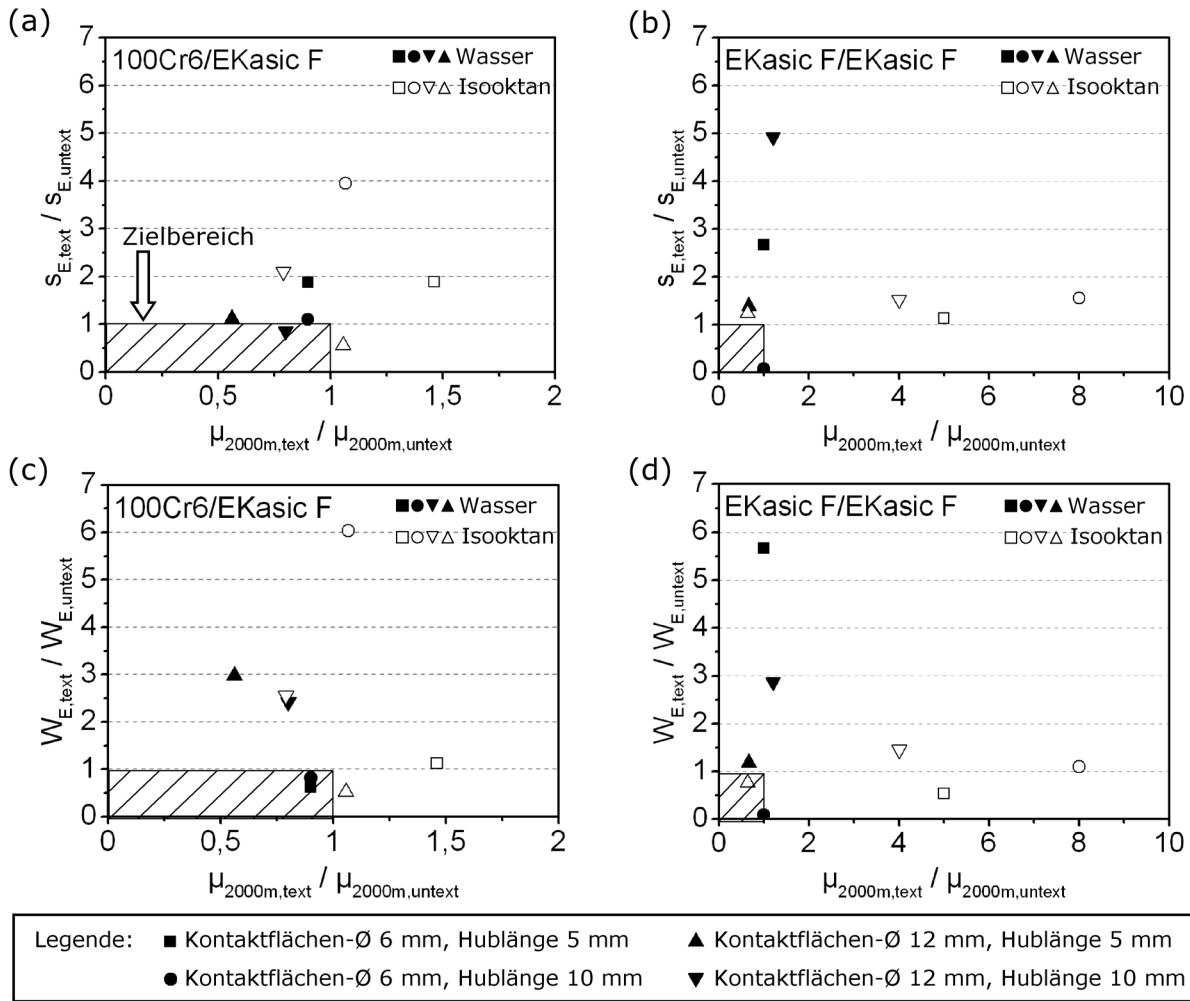
Bei den EKasic F-Selbstpaarungen (Bild 4.17d) zeigte sich, wie bei den 100Cr6/EKasic F-Paarungen, eine näherungsweise lineare Zunahme der Einlauf-Reibarbeit mit dem Einlaufweg, unabhängig von der Schmierflüssigkeit, dem Kontaktflächendurchmesser und der Hublänge. Dabei erhöhte sich die Streuung der  $W_E$ -Werte von der linearen Annäherung mit größer



**Bild 4.17:** Schematische Darstellung zur Ermittlung (a) der Einlauf-Reibarbeit  $W_E$  und (b) des Einlaufweges  $s_E$  sowie (c, d) Einlauf-Reibarbeit untexturierter (a) 100Cr6/EKasic F- und (b) EKasic F/EKasic F-Paarungen bei verschiedenen Kontaktflächendurchmessern und Hublängen abhängig vom Einlaufweg (Tauchschmierung;  $F_N = 200 \text{ N}$ ;  $s = 2000 \text{ m}$ ;  $f = 10 \text{ Hz}$ ).

werdendem Einlaufweg. Die Reihenfolge des Einlaufweges, in Abhängigkeit vom Kontaktflächendurchmesser und von der Hublänge, war bei den EKasic F-Selbstpaarungen in Wasser und Isooktan die gleiche wie bei den 100Cr6/EKasic F-Paarungen, und zwar stieg  $s_E$  mit steigendem Überlappungsbereich. Dies zeigte, dass der Überlappungsbereich einen großen Einfluss auf den Einlauf hatte, und zwar unabhängig von der Materialpaarung. In destilliertem Wasser waren die Werte der Einlauf-Reibarbeit und des Einlaufweges deutlich geringer als in Isooktan, wiederum mit Ausnahme der Paarung mit 12 mm Kontaktflächendurchmesser bei 5 mm Hublänge, welche mit die höchsten Werte aufwies. In Isooktan waren die Werte von  $W_E$  der Paarung mit 6 mm Kontaktflächendurchmesser bei 10 mm Hublänge, bei der es keinen Überlappungsbereich gab, am geringsten. Es folgten die anderen Paarungen in der Reihenfolge der steigenden Fläche des Überlappungsbereiches.

Das Bild 4.18 zeigt den Einfluss der Wirkflächentexturierung RN306010 der EKasic F-Platte auf den Einlaufweg und die Einlauf-Reibarbeit in Abhängigkeit der quasistationären Reibungs-



**Bild 4.18:** Verhältnis texturiert/untexturiert (a, b) des Einlaufweges und (c, d) der Einlauf-Reibarbeit von (a, c) 100Cr6/EKasic F- und (b, d) EKasic F-Selbstpaarungen in Isooktan bzw. destilliertem Wasser abhängig vom Verhältnis texturiert/untexturiert der quasistationären Reibungszahl (Textur: RN306010; Tauchschmierung;  $F_N = 200\text{ N}$ ;  $s = 2000\text{ m}$ ;  $f = 10\text{ Hz}$ ).

zahl. Hierbei wurde für die Paarungen mit unterschiedlicher Hublänge, Kontaktflächendurchmesser und Schmiermedium das Verhältnis der Werte des texturierten zum untexturierten Falls dargestellt. Entsprechend zeigt die Textur bei Werten kleiner 1 eine vorteilhafte Wirkung gegenüber der jeweiligen Paarung ohne Textur, was als Zielbereich festgelegt wurde. Bei den in Wasser gelaufenen 100Cr6/EKasic F-Paarungen (Bilder 4.18a, c) war das Reibungszahlverhältnis aller Paarungen kleiner 1, wodurch sich eine vorteilhafte Texturwirkung zeigte. Die Werte des Verhältnisses texturiert zu untexturiert lagen beim Einlaufweg zwischen 0,8 und etwa 2 und bei der Einlauf-Reibarbeit zwischen 0,6 und 3. Hierbei verzeichneten die Paarungen mit 12 mm Kontaktflächendurchmesser die größte Zunahme der Einlauf-Reibarbeit durch die Textur, allerdings auch die größte Reibungszahlreduktion bei etwa gleichem Einlaufweg wie im jeweilig untexturierten Fall. Dies beruhte auf der Aufnahme von Verschleißpartikel durch die Nöpfchen (Bild 3.34a), welche sich im untexturierten Fall lose zwischen den Wirkflächen befanden (Bild 3.31d). Ein Verhältnis texturiert zu untexturiert der Einlauf-Reibarbeit



von 3 der 100Cr6/EKasic F-Paarung mit 12 mm Kontaktflächendurchmesser und 5 mm Hublänge ließ darauf schließen, dass die Verschleißpartikel im untexturierten Fall die Einglättung der Platte unterstützten. Die untexturierte Platte war, nach Versuchsende und in Gleitrichtung betrachtet, wesentlich stärker eingelättet als die Wirkfläche der texturierten Platte. Bei den mit Isooktan geschmierten 100Cr6/EKasic F-Paarungen zeigte sich nur bei 12 mm Kontaktflächendurchmesser eine vorteilhafte Texturwirkung (Bild 4.18a, c). Bei diesem Durchmesser und 10 mm Hublänge war das Reibungszahlverhältnis mit 0,8 als einzigstes kleiner als 1, da die Näpfchen Verschleißpartikel aus der Kontaktzone des Überlappungsbereichs aufnahmen. Dabei wurde jedoch im texturierten Fall die 2,5-fache Einlauf-Reibarbeit und der 2-fache Einlaufweg wie im untexturierten Fall benötigt, da die EKasic F-Platte der untexturierten Paarung aufgrund der sich bildenden Deckschicht aus Verschleißpartikeln des 100Cr6-Pellets vor Verschleiß geschützt war. Bei der Paarung mit 12 mm Kontaktflächendurchmesser und 5 mm Hublänge, bei der der Überlappungsbereich am größten war, zeigte sich mit Textur eine Halbierung sowohl des Einlaufwegs als auch der Einlauf-Reibarbeit bei etwa gleicher quasistationärer Reibungszahl. Das gesamte Näpfchenvolumen war bei 5 mm Hublänge zu gering, so dass nicht alle Verschleißpartikel in den Näpfchen aufgenommen wurden, was im texturierten Fall ebenso zu einer Deckschichtbildung führte (Bild 3.34c) wie im untexturierten (Bild 3.31b).

Das quasistationäre Reibungsverhalten der mit Wasser und Isooktan geschmierten, untexturierten EKasic F-Selbstpaarungen (Bilder 4.18b, d) war allgemein von sich bildenden reibungszahlmindernden, tribochemischen Reaktionsschichten [50, 56, 57] geprägt. Das Reibungszahlverhältnis war nur bei den Paarungen mit 12 mm Kontaktflächendurchmesser bei 5 mm Hublänge kleiner 1. Aufgrund des großen Überlappungsbereiches wurde hier die Bildung der Reaktionsschichten im untexturierten Fall erschwert (Wasser, Bild 3.30d) oder verhindert (Isooktan, Bild 3.30c). Die Textur wirkte in diesen Fällen positiv, da Schmiermittel im Kontakt gehalten wurde und Verschleißpartikel aus dem Kontakt entnommen wurden. Bei den übrigen, wassergeschmierten EKasic F-Selbstpaarungen hatte die Textur meist einen negativen Einfluss auf den Einlauf, da die Bildung der Reaktionsschichten behindert wurde. Ein Reibungszahlverhältnis von etwa 1 der texturierten Paarungen zeigte dennoch die Bildung der Reaktionsschichten, aufgrund der hohen Reaktivität des Wassers mit SiC. Bei den mit Isooktan geschmierten EKasic F-Selbstpaarungen lagen die Verhältnisse texturiert zu untexturiert von Einlaufweg und Einlauf-Reibarbeit um 1. Die Verhältnisse der quasistationären Reibungszahl zeigten mit Werten bis 8 hingegen einen deutlich negativen Textureffekt (Bild 4.18b, d). Durch die Textur wurde die Bildung der vorteilhaften, tribochemischen Reaktionsschichten verhindert bzw. diese delaminierten nach der Entstehung rasch, was sich in der Einlagerung röllchenförmiger Verschleißpartikel in den Näpfchen zeigte (Bild 3.34e, f). Die Ausnahme war die Selbstpaarung mit 12 mm Kontaktflächendurchmesser und 5 mm Hublänge, da sich

bei dieser auch im untexturierten Fall keine Reaktionsschichten bildeten, worauf eine relativ hohe, quasistationäre Reibungszahl deutete (Bild 3.30c).

Die Ergebnisse zeigten, dass sich bei hoch beanspruchten 100Cr6/EKasic F-Paarungen eine vorteilhafte Wirkung der Textur RN306010 auf die quasistationäre Reibungszahl vor allem bei großen Kontaktflächendurchmessern und kurzen Hublängen ergab [145]. Im Zielbereich, in dem sowohl  $\mu_{2000m}$  als auch  $s_E$  im texturierten Fall geringer waren als im untexturierten (Bilder 4.18a und b), lagen die wassergeschmierte 100Cr6/EKasic F-Paarung mit 12 mm Kontaktflächendurchmesser und 10 mm Hublänge sowie die wassergeschmierte EKasic F-Selbstpaarung mit 6 mm Kontaktflächendurchmesser und 10 mm Hublänge. Im Zielbereich, in dem die Textur sowohl  $\mu_{2000m}$  als auch  $W_E$  günstig beeinflusste, befanden sich die wassergeschmierten 100Cr6/EKasic F-Paarungen mit 6 mm Kontaktflächendurchmesser und 5 bzw. 10 mm Hublänge, die wassergeschmierte EKasic F-Selbstpaarung mit 6 mm Kontaktflächendurchmesser und 10 mm Hublänge sowie die in Isooktan gelaufene Selbstpaarung mit 12 mm Kontaktflächendurchmesser und 5 mm Hublänge. Ein positiver Textureffekt auf die quasistationäre Reibungszahl zeigte sich überwiegend bei den Paarungen mit großem Überlappungsbereich, was auf die Entnahme von Verschleißpartikeln durch die Nöpfchen und damit die Verhinderung von Deckschichtbildung aus kompaktierten Partikeln zurückgeführt wurde. Hierdurch kam es jedoch meist zu einer Erhöhung des Einlaufwegs und der Einlauf-Reibarbeit. Das Reibungsverhalten der untexturierten EKasic F-Selbstpaarungen war im quasistationären Bereich von reibungsmindernden, tribochemischen Reaktionsschichten geprägt. Es zeigte sich, dass der Einsatz der Wirkflächentextur RN306010 bei Schmierung mit dem reaktionsfreudigen Wasser den Einlauf behinderte und bei Schmierung mit dem eher reaktionsträgen Isooktan die Bildung der Reaktionsschichten gänzlich verhinderte, so dass die quasistationäre Reibungszahl stieg. Bei Isooktan wurden die tribochemischen Schichten durch die eng beieinander liegenden Nöpfchen schneller zerstört als neue gebildet werden konnten. Dies zeigte sich auch in einem höheren Verschleiß der texturierten Paarung (Bild 3.22d).

### 4.3.2 Abhängigkeit vom Eingriffsverhältnis

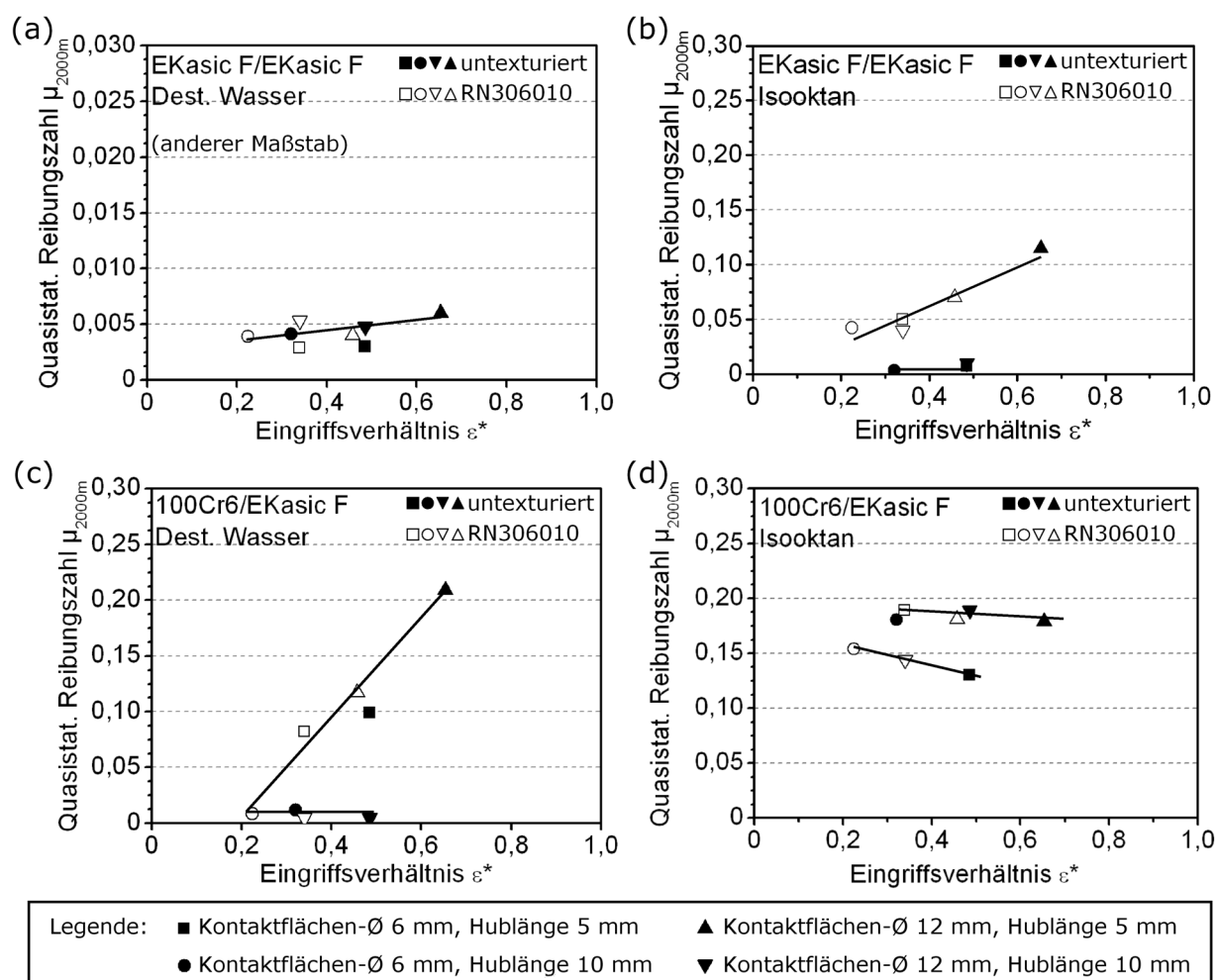
Im Bild 4.19 ist die quasistationäre Reibungszahl von untexturierten und texturierten 100Cr6/EKasic F-Paarungen und EKasic F-Selbstpaarungen abhängig vom Eingriffsverhältnis dargestellt. Das Eingriffsverhältnis  $\epsilon^*$  der EKasic F-Platte berechnet sich nach [29]

$$\epsilon^* = \frac{\text{Pelletfläche}}{\text{Spurfläche}} = \frac{\frac{\pi}{4} D^2}{\frac{\pi}{4} D^2 + \Delta s \cdot D} = \frac{1}{1 + \frac{4}{\pi} \cdot \frac{\Delta s}{D}} \quad (4.14)$$

aus dem Kontaktflächendurchmesser  $D$  und der Hublänge  $\Delta s$ . Unabhängig vom Eingriffsverhältnis lagen die Reibungszahlwerte aller mit destilliertem Wasser geschmierten EKasic F-Selbstpaarungen (Bild 4.19a) auf sehr niedrigem Niveau um 0,004 mit der Tendenz zu höhe-

ren Reibungszahlen mit steigendem Eingriffsverhältnis. Diese geringen Reibungszahlen waren die Folge tribochemischer Reaktionsschichten, welche sich auch beim Vorliegen der Textur RN306010 bildeten. Die Zunahme des Eingriffsverhältnisses führte zu einer Verschlechterung der Schmierstoffversorgung des Kontaktbereichs, was die Bildung der tribochemischen Reaktionsschichten hemmte und so zur einer leichten Erhöhung der Reibungszahl führte.

Bei den mit Isooktan geschmierten, untexturierten EKasic F-Selbstpaarungen (Bild 4.19b) hatten nur Paarungen mit einem Eingriffsverhältnis  $< 0,5$  sehr niedrige Reibungszahlen, was auf das Vorhandensein tribochemischer Reaktionsschichten deutete, ähnlich der Schmierung mit Wasser. Die Paarung mit dem größten Eingriffsverhältnis von 0,67 wies im Vergleich dazu einen 10-fach höheren Reibungszahlwert auf. Eine aufgrund des hohen Eingriffsverhältnisses mangelnde Schmiermittelversorgung des Kontaktes verhinderte hier die Bildung tribochemischer Reaktionsschichten. Das gleiche Verhalten zeigten alle texturierten Paarungen, mit Reibungszahlen deutlich über denen der jeweils untexturierten Paarungen. Es ergab sich ei-



**Bild 4.19:** Quasistationäre Reibungszahl abhängig vom Eingriffsverhältnis für (a, b) EKasic F-Selbst- und (c, d) 100Cr6/EKasic F-Paarungen in (a, c) destilliertem Wasser bzw. (b, d) Isooktan (Textur: RN306010; Tauchschmierung;  $F_N = 200$  N;  $f = 10$  Hz; Bild(a) geänderter Maßstab).

ne nahezu lineare Erhöhung der Reibungszahl mit steigendem Eingriffsverhältnis von allen nicht von Tribochemie beeinflussten Paarungen (Bild 4.19b). In den REM-Aufnahmen der beanspruchten, texturierten EKasic F-Platten fanden sich röllchenförmige Verschleißpartikel in den Nöpfchen (Bilder 3.34e, f). EDX-Messungen bestätigten einen erhöhten Sauerstoffanteil der Verschleißpartikel (Bild 3.24), was die Annahme des Ursprungs der Partikel in den tribochemischen Reaktionsschichten unterstützte. Allerdings delaminierten diese unter der tribologischen Beanspruchung, im Fall der texturierten Wirkfläche. Die Textur führte zur Erhöhung der tatsächlichen Flächenpressung und die Nöpfchen unterbrachen die Wirkfläche der Platte in regelmäßigen Abständen. Hierdurch ergaben sich keine großflächig zusammenhängenden Bereiche, auf denen sich tragfähige Reaktionsschichten hätten bilden können. Die Nöpfchenränder dienten weiterhin als Angriffspunkte zum Ablösen der in der Entstehung befindenden Schichten. Davon zeugten die röllchenförmigen Verschleißpartikel in den Nöpfchen. Bei den mit wassergeschmierten 100Cr6/EKasic F-Paarungen kam es zur Aufteilung in zwei Gruppen (Bild 4.19c). Unabhängig vom Vorhandensein der Textur RN306010 wiesen die Paarungen mit 10 mm Hublänge geringe, quasistationäre Reibungszahlen auf, die auf die Bildung von Reaktionsschichten deuteten. Die Reibungszahlen der untexturierten und texturierten Paarungen mit 5 mm Hublänge waren deutlich höher und stiegen mit Zunahme des Eingriffsverhältnisses linear an. Bei diesen Paarungen war die Bildung der Reaktionsschichten behindert, wobei das Vorhandensein der Textur die Schichtbildung nicht begünstigte. Dies zeigte sich bereits bei den mit Isooktan geschmierten EKasic F-Selbstpaarungen, bei denen die Textur RN306010 vielmehr hindernd auf die Bildung der Reaktionsschichten wirkte (Bild 4.19b).

Die mit Isooktan geschmierten 100Cr6/EKasic F-Paarungen zeigten ein völlig anderes Verhalten. Hier lagen alle quasistationären Reibungszahlen auf einem allgemein sehr hohem Niveau und wiesen eine abfallende Tendenz mit zunehmendem Eingriffsverhältnis auf (Bild 4.19d). Diese hohen Werte waren Beleg für das Ausbleiben reibungsmindernder, tribochemischer Reaktionsschichten. Die Paarungen teilten sich unabhängig von  $\epsilon^*$  in zwei Gruppen. Der etwas niedriger liegenden Gruppe gehörten nur die texturierten Paarungen mit 10 mm Hublänge bei beiden Kontaktflächendurchmessern sowie die untexturierte Paarung mit  $\Delta s = 5$  mm und  $D = 6$  mm an. Bei den texturierten Paarungen mit nur 5 mm Hublänge wurde eine Vielzahl der anfallenden Verschleißpartikel nicht von den Nöpfchen aufgenommen und verblieb im Kontakt (Bild 3.34c), was die Reibungszahl erhöhte. Bei den untexturierten Paarungen konnten die Verschleißpartikel ebenso wenig von der Schmierflüssigkeit abgeführt werden, aufgrund des Überlappungsbereiches in der Spurmitte. Die Folge war eine Deckschichtbildung aus kompakten Verschleißpartikeln (Bild 3.31b), was erhöhend auf die Reibungszahl wirkte.

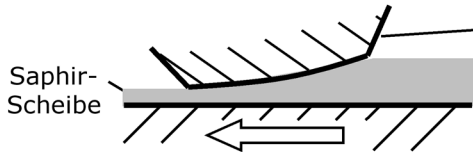
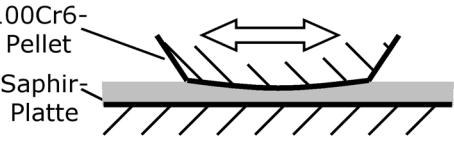
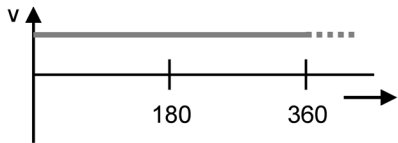
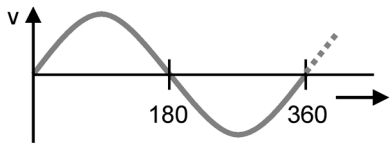
Aus den Ergebnissen zeigte sich, dass das Eingriffsverhältnis zur Abschätzung der Reibungszahl nur bei Paarungen aussagefähig war, die weder tribochemische Reaktionsschichten noch

Deckschichten aus kompaktierten Verschleißpartikeln bildeten. Dies war bei mit Isooktan geschmierten EKasic F-Selbstpaarungen und bei mit Wasser geschmierten 100Cr6/EKasic F-Paarungen der Fall. Hierbei reduzierten sich die quasistationären Reibungszahlen linear mit kleiner werdendem Eingriffsverhältnis, wobei die Ausgleichsgerade bei den Selbstpaarungen die Achse mit dem Eingriffsverhältnis etwa bei einem Wert von 0,1 und bei den Mischpaarungen bei 0,2 schnitt. Hierbei war das Eingriffsverhältnis kein Indiz für die Ausbildung tribochemischer Deckschichten, durch welche eine Paarung deutlich geringere Reibungszahlen aufwies, und zwar nahezu unabhängig vom Eingriffsverhältnis.

#### **4.4 Vergleich der Texturwirkung bei einsinniger und reversierender Gleitbeanspruchung**

Im „In situ-Tribometer“ wurde unter einsinniger Gleitbeanspruchung der Einfluss einer Wirkflächentextur bzw. von Texturparametern auf das Reibungsverhalten unter konstanter Gleitgeschwindigkeit ermittelt. Es stellte sich jedoch die Frage, in wieweit sich die Ergebnisse bzw. Modellvorstellungen der Wirkungsweise einer Wirkflächentexturierung auf Systeme mit reversierender Gleitung, und damit variierender Gleitgeschwindigkeit, anwenden ließen. Um dies zu überprüfen, wurden einzelne Texturen bei reversierender Gleitbeanspruchung im „Langhub-Tribometer“ bei vergleichbaren Belastungen untersucht. Die Tabelle 4.2 zeigt in einem Systemvergleich vom „In situ-Tribometer“ und „Langhub-Tribometer“ einzelne Gemeinsamkeiten und Unterschiede der Systeme. In beiden Tribometern kamen die gleichen 100Cr6-Pellets der Form I (Bild 2.2c) und unterschiedlich texturierte Saphir-Scheiben bzw. Platten zum Einsatz, wobei im „In situ-Tribometer“ die Scheibe und im „Langhub-Tribometer“ das Pellet instationär waren. Im „In situ-Tribometer“ wurde durch Drehbewegung der Scheibe einerseits Flüssigkeit in den Kontakt gefördert und konnte andererseits geschwindigkeitsabhängig wieder abgeschleudert werden. Im „Langhub-Tribometer“ überglitt das bewegte Pellet die mit Schmierflüssigkeit benetzte Probenplatte, wobei überschüssige Flüssigkeit vom Pelletrand abgestreift wurde. Die nominelle Zugabe der Schmierflüssigkeit war in Form von Tropfschmierung mit  $5 \mu\text{l/s}$  in beiden Tribometern vergleichbar. Weiterhin war der Gleitgeschwindigkeitsbereich mit Werten bis etwa  $0,3 \text{ m/s}$  und die Normalkraft mit  $10 \text{ N}$  in beiden Tribometern gleich.

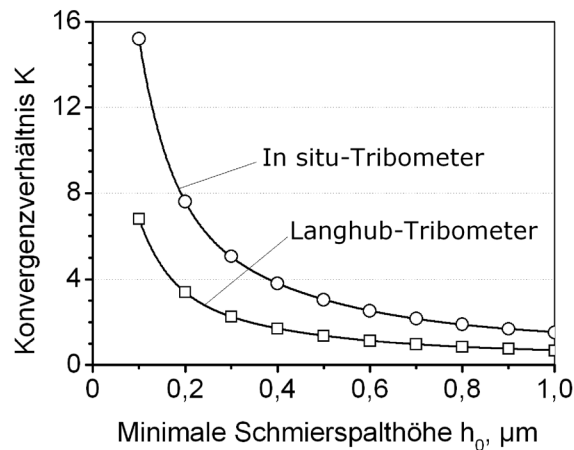
Ein großer Unterschied beider Tribosysteme ergab sich bei der Geometrie des Keilspaltes, der im „In situ-Tribometer“ durch die definierte Anstellung des Pellets zustande kam. Im „Langhub-Tribometer“ war das Pellet parallel zur Platte ausgerichtet, so dass ein Keilspalt nur durch die fertigungsbedingte Balligkeit des polierten Pellets erzeugt wurde. Somit resultierte die maximale Spaltlänge mit  $3,6 \text{ mm}$  aus dem halben Durchmesser der Pelletkontaktfläche mit einer Differenzhöhe von Einzug zu Auslass  $(h_1-h_0) = 0,68 \mu\text{m}$ . Im „In situ-Tribometer“ waren sowohl die Spaltlänge mit  $5,6 \text{ mm}$  (Bild 2.9d) als auch  $(h_1-h_0) = 1,52 \mu\text{m}$  als Resultat von Anstellung und Balligkeit der Kontaktfläche deutlich größer. Hieraus war das Konver-

	In situ-Tribometer	Langhub-Tribometer
Kontakt		
Bewegungsart	einsinnig	reversierend
Texturierte Fläche	Scheibe (instationär)	Platte (stationär)
Kontaktfläche $\varnothing$ , mm	7,2 (poliert)	7,2 (poliert)
Pelletanstellung, grad	0,011 (fest ausgerichtet)	0 (selbstausrichtend)
Schmierung	Tropfschmierung 5 $\mu\text{l/s}$	Tropfschmierung 5 $\mu\text{l/s}$
Normalkraft $F_N$ , N	2 ... 10	10 ... 200
Gleitgeschwindigkeit $v$ , m/s	0,02 ... 0,30	0 ... 0,31 ( $v_m = 0,20$ m/s)
Geschwindigkeitsverlauf		
	Scheibenwinkel, grad	Kurbelwinkel, grad

**Tabelle 4.2:** Vergleich des „In situ-Tribometers“ und des „Langhub-Tribometers“ anhand verschiedener Systemparameter.

genzverhältnis im „Langhub-Tribometer“ unter der Annahme gleicher Schmierfilmdicken nur halb so groß (Bild 4.20). Weiterhin zeigt die Tabelle 4.2 den Unterschied beider Tribometer im Geschwindigkeitsverlauf, welcher im „In situ-Tribometer“ über einen Drehwinkel von  $360^\circ$  der Scheibe konstant war. Im „Langhub-Tribometer“ wurde der gesamte Geschwindigkeitsbereich im Verlauf eines Doppelhubes, d.h.  $360^\circ$ -Drehwinkel der Exzentrerscheibe, je zweimal beschleunigend bzw. verzögernd durchlaufen. Dies bedeutete bei der Hublänge von 10 mm und der Hubfrequenz von 10 Hz einen Durchlauf der Gleitgeschwindigkeit vom Stillstand bis  $v_{\max} = 0,31$  m/s innerhalb von 0,025 s.



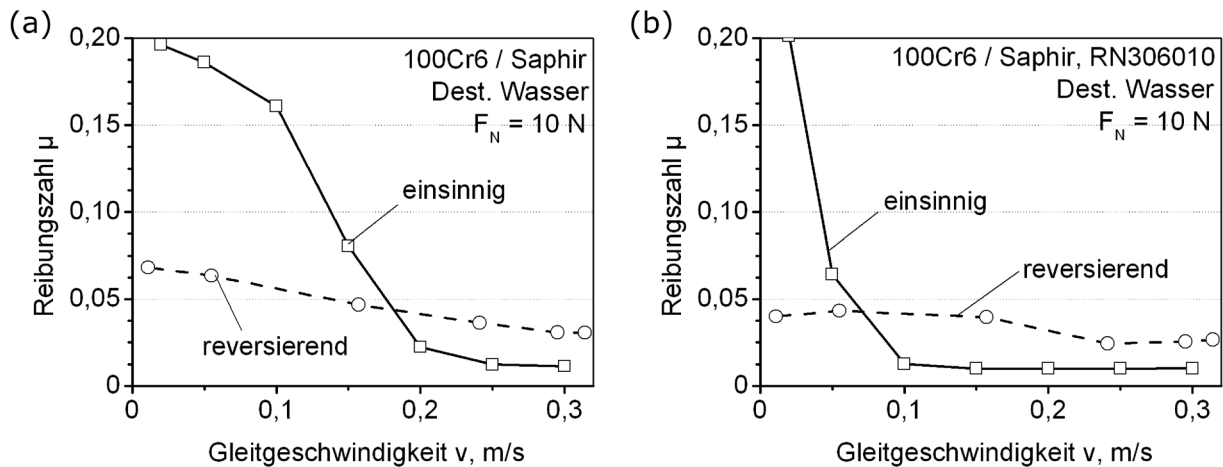


**Bild 4.20:** Konvergenzverhältnis  $K$  des „In situ-Tribometers“ und des „Langhub-Tribometers“ abhängig von der minimalen Schmierfilmdicke.

#### 4.4.1 100Cr6/Saphir-Paarungen im einsinnigen und reversierenden Gleitkontakt

Aufgrund der unterschiedlichen Kinematik des einsinnigen und reversierenden Gleitkontakts ergaben sich bei Schmierung mit Isooktan oder Wasser und der Normalkraft von 10 N deutlich unterschiedliche Reibungszahlverläufe abhängig von der Gleitgeschwindigkeit (Bild 4.21). Bei reversierender Gleitung war die Reibungszahl sowohl der untexturierten als auch mit RN306010 texturierten Paarung wesentlich weniger von der Gleitgeschwindigkeit abhängig als bei einsinniger Bewegung. Die Ursache war der transiente Geschwindigkeitsverlauf im „Langhub-Tribometer“, der hindernd auf den Auf- bzw. Abbau eines Schmierfilms wirkte, so dass sich kein stationärer Zustand einstellte, anders als im „In situ-Tribometer“. Daher war die Schmierfilmdicke im „Langhub-Tribometer“ weniger stark von der Gleitgeschwindigkeit abhängig als im „In situ-Tribometer“. Dies führte, wie die Ergebnisse zeigten (Bild 3.36), zu einer geringeren Reibungszahl bei geringer Geschwindigkeit nahe den Totpunkten bzw. zu einer höheren bei hoher Gleitgeschwindigkeit in der Hubmitte, verglichen mit den stationären Bedingungen im „In situ-Tribometer“.

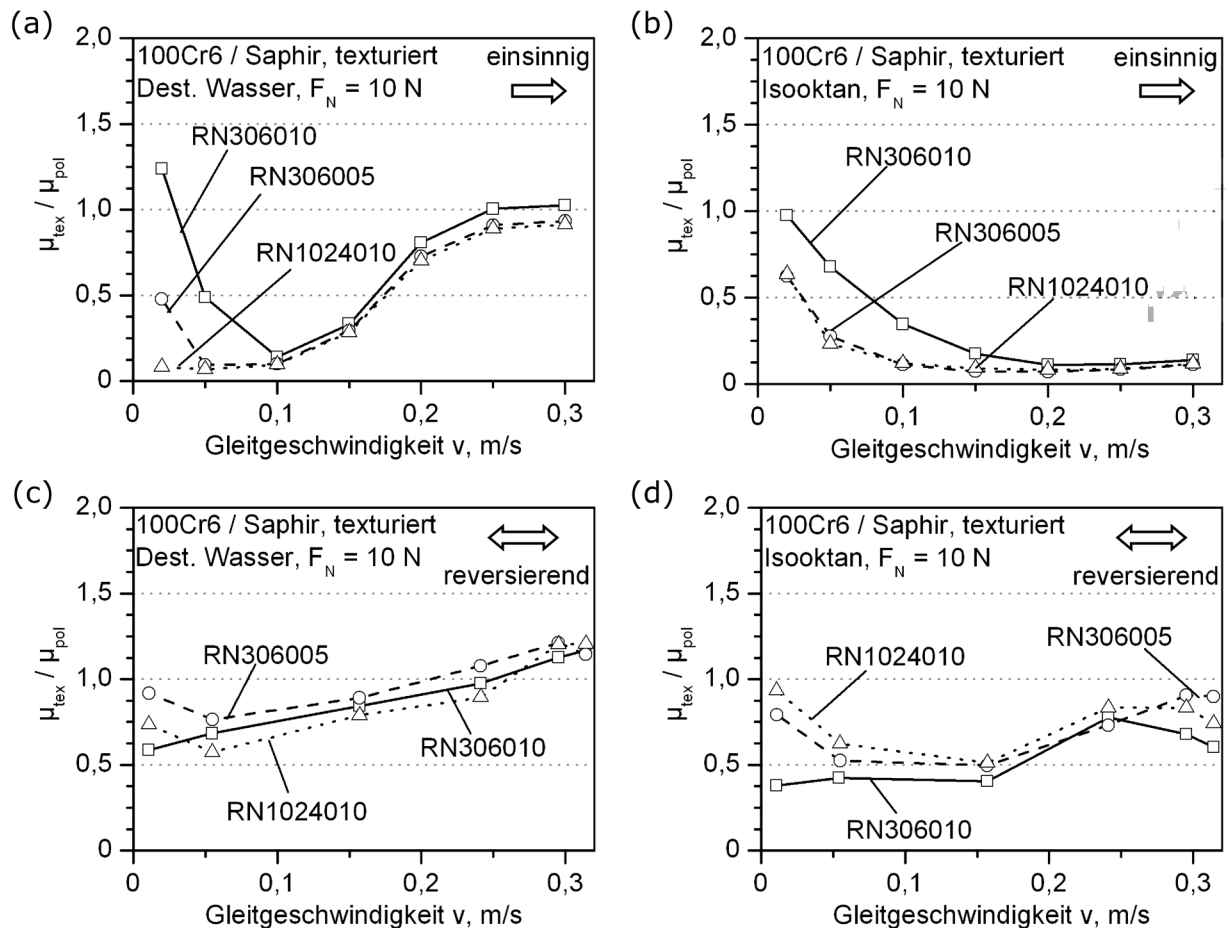
Aufgrund des unterschiedlichen Schmierfilmaufbaus erwies sich der Vergleich der absoluten Werte der Reibungszahlen als ungeeignet zur Bewertung des Texturverhaltens, weshalb das Verhältnis aus der Reibungszahl der jeweils texturierten zur untexturierten Paarung verwendet wurde (Bild 4.22). In beiden Tribometern zeigte sich bei Schmierung mit destilliertem Wasser eine tendenzielle Verringerung des Reibungszahlverhältnisses mit geringer werdender Gleitgeschwindigkeit, teils gefolgt von einem Anstieg bei der geringsten Gleitgeschwindigkeit, so dass sich ein Minimum zwischen 0,02 und 0,10 m/s herausbildete (Bild 4.22a, c). Dabei wurde im „In situ-Tribometer“ texturabhängig ein minimales Reibungszahlverhältnis von etwa 0,10 bis 0,15 erzielt, im „Langhub-Tribometer“ aber nur von etwa 0,5 bis 0,8. Bei der höchsten Gleitgeschwindigkeit wies das Reibungszahlverhältnis im „Langhub-Tribometer“  $\mu_{\text{tex}}/\mu_{\text{pol}}$  Werte  $> 1$  auf. Allgemein waren die Werte der Reibungszahlverhältnisse bei reversierender Be-



**Bild 4.21:** Reibungszahl bei einsinniger oder reversierender Gleitbewegung von (a) untexturierten und (b) mit RN306010 texturierten 100Cr6/Saphir-Paarungen bei Tropfschmierung mit destilliertem Wasser ( $F_N = 100\text{ N}$ ; 7,2 mm Kontaktflächendurchmesser;  $\dot{V} = 5\text{ }\mu\text{l/s}$ ; einsinnig:  $v = 0,02$  bis 0,30 m/s; reversierend:  $v = 0$  bis 0,32 m/s;  $\Delta s = 5\text{ mm}$ ;  $f = 10\text{ Hz}$ ).

wegung größer als die bei einsinniger, was einen geringeren Textureffekt bedeutete. Weiterhin waren die Unterschiede zwischen den Texturen im „Langhub-Tribometer“ weniger stark ausgeprägt. Die günstigste Textur bei destilliertem Wasser war in beiden Systemen RN1024010, was zeigte, dass sich große Nöpfchenabstände unter Wasserschmierung auch bei reversierender Gleitbewegung als vorteilhaft erwiesen.

Bei einsinniger Gleitbeanspruchung und Schmierung mit Isooktan sank das Reibungszahlverhältnis mit steigender Geschwindigkeit (Bild 4.22b). Bei reversierender Bewegung zeigten sich dagegen die geringsten Werte, abhängig von der Textur, zwischen 0,01 und 0,15 m/s (Bild 4.22d). Weiterhin lagen die Werte des Reibungszahlverhältnisses mit Isooktan im „Langhub-Tribometer“ niedriger als mit Wasser. Hierbei waren bei einsinniger Bewegung eher flache Texturen, wie RN306005, günstig und bei reversierender Bewegung eher die tiefen, wie RN306010. Die Ursache konnte im größeren Volumen der 10  $\mu\text{m}$  tiefen Nöpfchen liegen, die bei Übergleiten des Pellets mehr Flüssigkeit im Kontakt hielten. Jedoch stehen die Ergebnisse mit dem im „In situ-Tribometer“ gewonnenen Erkenntnissen in Einklang, da sich bei Schmierung mit gut benetzenden Flüssigkeiten, wie Isooktan, eher geringe Nöpfchenabstände als vorteilhaft für das Reibungsverhalten erwiesen. Dies zeigte sich bei reversierender Bewegung an den geringeren Reibungszahlverhältnissen mit RN306010 bzw. RN306005, verglichen mit RN1024010. Diese zuletzt genannte Textur wies die höchsten Werte des Reibungszahlverhältnisses auf, die aber trotzdem noch  $< 1$  waren (Bild 4.22d).



**Bild 4.22:** Verhältnis der Reibungszahlen texturierter und untexturierter 100Cr6/Saphir-Paarungen abhängig von der Gleitgeschwindigkeit bei (a, b) einsinniger Gleitbewegung („In situ-Tribometer“) nach 125 s Gleitzeit bzw. (c, d) reversierender Gleitbewegung („Langhub-Tribometer“) nach 2000 m Gleitweg geschmiert mit (a, c) destilliertem Wasser und (b, d) Isooktan ( $F_N = 10$  N;  $\dot{V} = 5 \mu\text{l/s}$ ; 7,2 mm Kontaktflächendurchmesser).

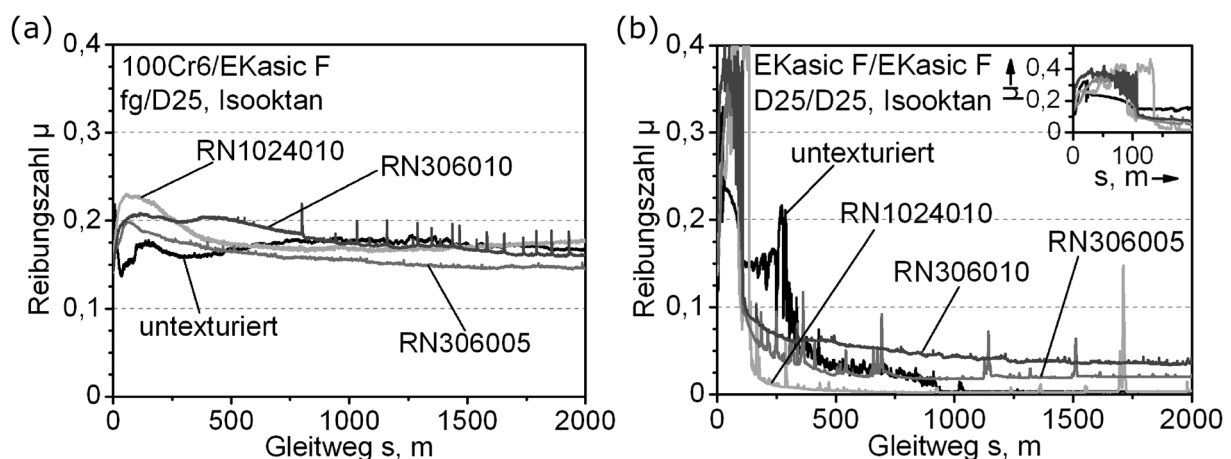
#### 4.4.2 100Cr6/SiC- und SiC/SiC-Paarungen bei reversierender Gleitung

Beim Einsatz einer Wirkflächentextur in hoch beanspruchten Gleitlagern, welche im Bereich der Mischreibung laufen, ist zusätzlich zu hydrodynamischen Textureffekten die Aufnahme von Verschleißpartikeln durch die Nöpfchen relevant. Dazu wurden die im „In situ-Tribometer“ ausgewählten Texturen an den im „Langhub-Tribometer“ verwendeten 100Cr6/EKasic F-Paarungen bzw. EKasic F-Selbstpaarungen bei hoher tribologischer Beanspruchung unter 200 N Normalkraft untersucht (Bild 4.23). Sowohl die verwendeten Pellets der Form II (Bild 2.2d) mit 6 mm Kontaktflächendurchmesser als auch die EKasic F-Platten hatten geschliffene Wirkflächen. Die Versuche fanden bei Tauchschmierung mit Isooktan statt, da das Reibungsverhalten der wassergeschmierten SiC-Selbstpaarungen maßgeblich von Tribochemie beeinflusst war. Bei den Stahl-Keramik-Paarungen entstanden durch Verschleiß des weicheeren Stahls viele Verschleißpartikel. Hier erwiesen sich vor allem kleine und eng beieinander liegende Nöpfchen, wie zum Beispiel bei der Textur RN306005, als vorteilhaft (Bild 4.23a).

Mit dieser Textur wurden anfallende Partikel schnell aus dem Kontakt genommen, so dass das quasistationäre Reibungsniveau etwa 15 % niedriger als im untexturierten Fall lag. Bei den mit Isooktan geschmierten 100Cr6/EKasic F-Paarungen erwies sich die Textur RN306005 auch bei hoher tribologischer Beanspruchung als vorteilhaft, ähnlich dem Verhalten im „In situ-Tribometer“ bzw. im „Langhub-Tribometer“ bei wesentlich geringerer Belastung (Bilder 4.22b, d).

Der Wert der quasistationären Reibungszahl war bei den EKasic F-Selbstpaarungen von der Bildung reibungsmindernder, tribochemischer Reaktionsschichten abhängig. Hierbei zeigte sich, dass geringe Nöpfchenabstände die Bildung dieser Schichten behinderten, worauf sich das quasistationäre Reibungsniveau erhöhte (Bild 4.23b). Im Fall dieser von Tribochemie beeinflussten Paarungen erwies sich die Textur RN1024010, mit großen Nöpfchen und großem Abstand zueinander, als vorteilhaft. Mit dieser Textur war der Einlauf bereits nach 200 m Gleitweg abgeschlossen und damit viermal kürzer als im untexturierten Fall. Trotz anfänglich hoher Reibungszahlen stellte sich ein zur untexturierten Paarung vergleichbar niedriges, quasistationäres Reibungszahlniveau ein, nicht wie bei den texturierten Paarungen mit hohem texturierten Flächenanteil und kleinen Nöpfchendurchmessern. Dies zeigte, dass die Textur RN1024010 die Bildung tribochemischer Schichten nicht behinderte, aufgrund hoher Abstände zwischen den Nöpfchen und nur einer geringen, texturbedingt gesteigerten Flächenpressung von 10 %. Auffallend war, dass das quasistationäre Reibungsniveau sowohl bei der 100Cr6/EKasic F-Paarung als auch bei der EKasic F-Selbstpaarung mit der Textur RN306005 um etwa  $\Delta\mu = 0,015$  geringer lag als mit der Textur RN306010, was ein Indiz für den texturbedingten hydrodynamische Druckaufbau war, der zur Erhöhung der Tragfähigkeit unabhängig von der Materialpaarung führte.

Aus den Untersuchungen zum Vergleich des Textureinflusses auf das Reibungsverhalten un-



**Bild 4.23:** Reibungszahl untexturierter und texturierter (a) 100Cr6/EKasic F-Paarungen bzw. (b) EKasic F-Selbstpaarungen mit geschliffenen Wirkflächen abhängig vom Gleitweg bei Tauchschmierung mit Isooktan (Pellet Form II;  $F_N = 200$  N; 6 mm Kontaktflächendurchmesser;  $\Delta s = 10$  mm;  $f = 10$  Hz).

terschiedlicher Tribosysteme ging hervor, dass alle bei einsinniger Gleitbeanspruchung ausgesuchten Texturen auch bei reversierender Bewegung die Reibungszahl teils deutlich absenken konnten. Dies galt sowohl im niedrig als auch hoch beanspruchten Gleitkontakt. Dabei war die Texturwirkung bei vergleichbaren Belastungsparametern bei reversierender Bewegung geringer als bei einsinniger. Bei Gleitgeschwindigkeiten  $\leq 0,15$  m/s zeigte sich in beiden Tribometern tendenziell das gleiche Texturverhalten relativ zum jeweilig untexturierten Fall. Dabei erhöhte sich der reibungszahlreduzierende Textureffekt bei Wasserschmierung tendenziell mit abnehmender und bei Isooktansmierung mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit. Bei Gleitgeschwindigkeiten  $> 0,15$  m/s erwies sich eine Textur im reversierenden Kontakt des „Langhub-Tribometers“ als weniger effektiv (Isooktan) oder als negativ (Wasser) hinsichtlich einer Reibungszahlreduzierung als im einsinnigen Kontakt des „In situ-Tribometers“. Im hochbeanspruchten, reversierenden Gleitkontakt trat das Entstehen von Verschleißpartikeln und/oder die Bildung tribologisch günstiger Reaktionsschichten in den Vordergrund, so dass der hydrodynamische Textureffekt nur zweitrangig war.

## 4.5 Texturauswahl für praktische Anwendungen

### 4.5.1 Reversierende Gleitung

Mischreibung kann eine Folge von hoher Last und niedriger Gleitgeschwindigkeit sein, wie es bei den Untersuchungen an den reversierend bewegten 100Cr6/EKasic F- und EKasic F/EKasic F-Paarungen der Fall war. Bei diesen Paarungen zeigte sich, dass die Wahl geeigneter Texturen maßgeblich von der Werkstoffpaarung, der Schmierflüssigkeit und den Versuchsparametern abhing. Das Reibungsverhalten war von Verschleiß, Materialübertrag und Tribochemie geprägt und wies teils ein deutliches Einlaufen auf. Im Bild 4.24 ist der Einfluss unterschiedlicher Texturen auf ausgesuchte Merkmale des Reibungs- und Verschleißverhaltens, die den Einlauf und den quasistationären Bereich charakterisieren, dargestellt. Hierzu wurden die quasistationäre Reibungszahl  $\mu_{2000m}$ , die maximale Reibungszahl  $\mu_{max}$ , der lineare Verschleiß  $W_l$  nach 2000 m Gleitweg, die Einlauf-Reibarbeit  $W_E$ , der Einlaufgleitweg  $s_E$  und der Verschleißkoeffizient  $k$  gewählt. Der Verschleißkoeffizient  $k$  kann, abhängig vom Verschleißvolumen  $W_V$ , der Normalkraft  $F_N$  und des Gleitweges  $s$ , definiert werden nach [29]

$$k = \frac{W_V}{F_N \cdot s} \quad (4.15)$$

Für die Auswertung der durchgeführten Versuche wurde die Gleichung 4.15 modifiziert, entsprechend

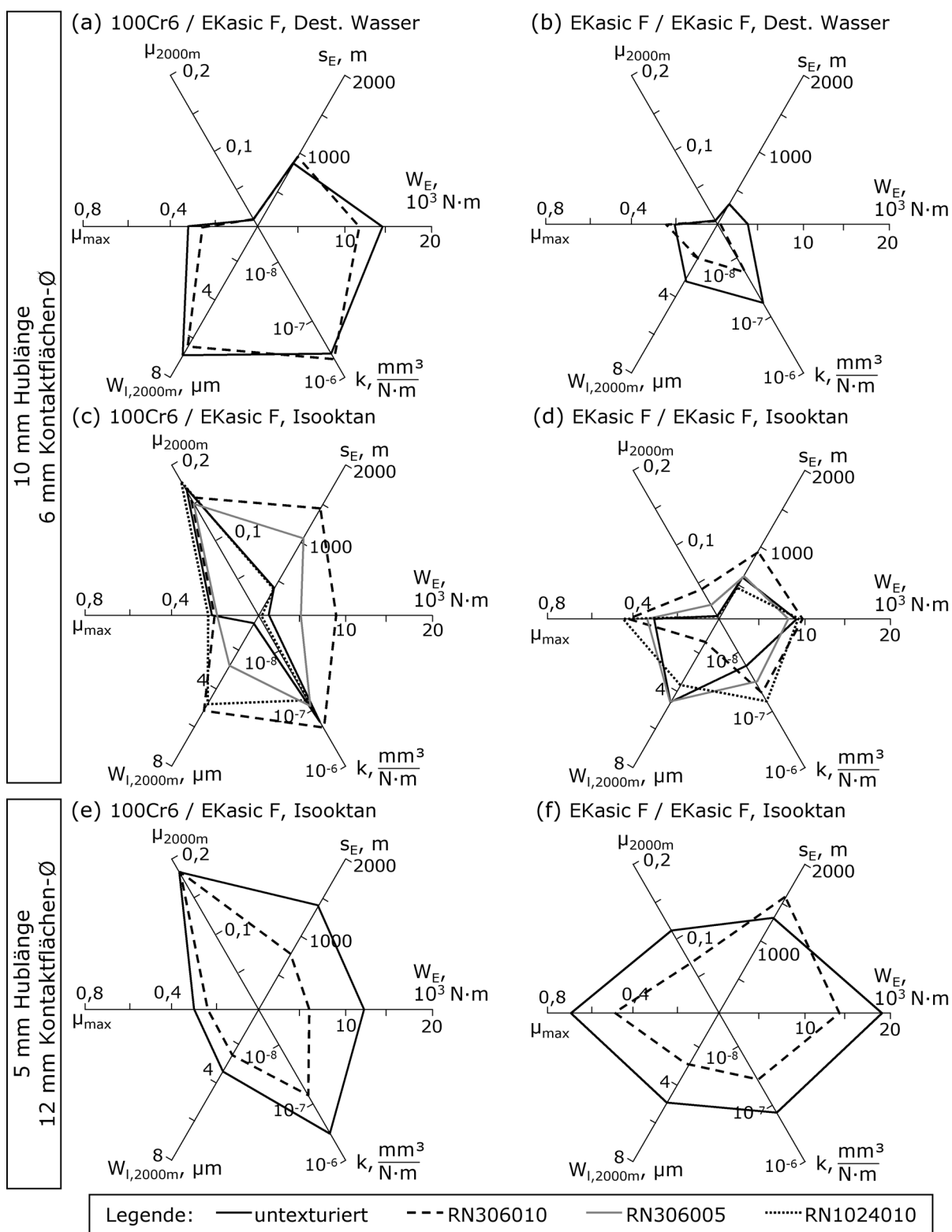
$$k = \frac{W_{V,2000m} - W_{V,1800m}}{200 \text{ N} \cdot 200 \text{ m}} \quad (4.16)$$

Die Berechnung des Verschleißkoeffizienten  $k$  erfolgte hierbei über 200 m Gleitweg zu Versuchsende und bezieht sich auf die im Versuch verwendete Normalkraft von 200 N. Die in den Diagrammen dargestellten Werte von  $k$  sind die Mittelwerte aus jeweils zwei charakteristischen Versuchsläufen. Dabei zeigte sich allgemein, dass der Textureinsatz nicht alle Merkmale gleichzeitig vorteilhaft beeinflusste. Vor dem Einsatz einer Wirkflächentextur sollten daher wichtige, systemrelevante Merkmale identifiziert werden, wie zum Beispiel die quasistationäre Reibungszahl, auf die geeignete Texturparameter abgestimmt werden können.

In den Bildern 4.24a-d sind die Reibungs- und Verschleißmerkmale für untexturierte und texturierte 100Cr6/EKasic F- und EKasic F/EKasic F-Paarungen mit 6 mm Kontaktflächendurchmesser und 10 mm Hublänge dargestellt, die bei der Hubbewegung keinen Überlappungsbereich aufwiesen. Mit der Textur RN306010 wurde bei der wassergeschmierten 100Cr6/EKasic F-Paarung (Bild 4.24a) eine Absenkung der maximalen Reibungszahl und der Einlauf-Reibarbeit zu Lasten eines etwas höheren Verschleißkoeffizienten erreicht. Das quasistationäre Reibungsverhalten der mit Wasser geschmierten EKasic F-Selbstpaarung (Bild 4.24d) war im texturierten und untexturierten Fall von der Bildung reibungsmindernder, tribochemischer Reaktionsschichten geprägt. Hierbei verbesserte sich mit der Textur das Verschleiß- und das Einlaufverhalten deutlich gegenüber dem untexturierten Fall. Bei den von Materialübertrag geprägten, isooktangeschmierten 100Cr6/EKasic F-Paarungen (Bild 4.24c) senkte die Textur RN306005 die quasistationäre Reibungszahl am stärksten, jedoch war der Einlaufgleitweg und die Einlauf-Reibarbeit deutlich größer als ohne Textur. Im Fall der mit Isooktan geschmierten EKasic F-Selbstpaarungen (Bild 4.24d), bei denen es auch zu Tribochemie kam, erhöhte sich die quasistationäre Reibungszahl durch die Texturen RN306005 und RN306010 stark, da die Reaktionsschichtbildung behindert wurde. Hier erwies sich die Textur RN1024010 als vorteilhaft zur Reduzierung des Einlaufwegs und des Verschleißes bis 2000 m, wobei das niedrige, quasistationäre Reibungszahlniveau vergleichbar mit dem untexturierten Fall war.

Die Bilder 4.24e und f zeigen die Reibungs- und Verschleißmerkmale für isooktangeschmierte 100Cr6/EKasic F- und EKasic F/EKasic F-Paarungen mit 12 mm Kontaktflächendurchmesser und 5 mm Hublänge, bei denen der Überlappungsbereich etwa 32 % der Spurfläche ausmachte. Bei diesen Paarungen wirkte die Textur RN306010 auf der Platte deutlich vorteilhafter, als bei den Paarungen ohne Überlappungsbereich (Bilder 4.24c, d). Der Einlaufweg und die Einlauf-Reibarbeit waren bei der texturierten 100Cr6/EKasic F-Paarung (Bild 4.24e) etwa halb so groß und der Verschleißkoeffizient nur ein Fünftel so groß wie bei der untexturierten Paarung, bei vergleichbarer quasistationärer Reibungszahl. Bei der EKasic F-Selbstpaarung (Bild 4.24f) wurden alle Kennwerte bis auf den Einlaufgleitweg günstig beeinflusst, wobei die maximale und die quasistationäre Reibungszahl im texturierten Fall etwa 30 % niedriger als im untexturierten waren.





**Bild 4.24:** Quasistationäre Reibungszahl  $\mu_{2000m}$ , maximale Reibungszahl  $\mu_{max}$ , linearer Verschleißbeitrag  $W_l$  nach 2000 m Gleitweg, volumetrischer Verschleißkoeffizient  $k$ , Einlauf-Reibarbeit  $W_E$  und Einlaufgleitweg  $s_E$  untexturierter bzw. mit Näpfchentextur auf der Platte versehener (a, c, e) 100Cr6/EKasic F- und (b, d, f) EKasic F/EKasic F-Paarungen unter reversierender Gleitbeanspruchung mit (a-d) 6 mm bzw. (e, f) 12 mm Kontaktflächendurchmesser und (a-d) 10 mm bzw. (e, f) 5 mm Hublänge bei Tauchschmierung mit (a, b) destilliertem Wasser oder (c-f) Isooktan (reversierende Gleitung, „Langhub-Tribometer“:  $F_N = 200\text{ N}$ ;  $f = 10\text{ Hz}$ ).

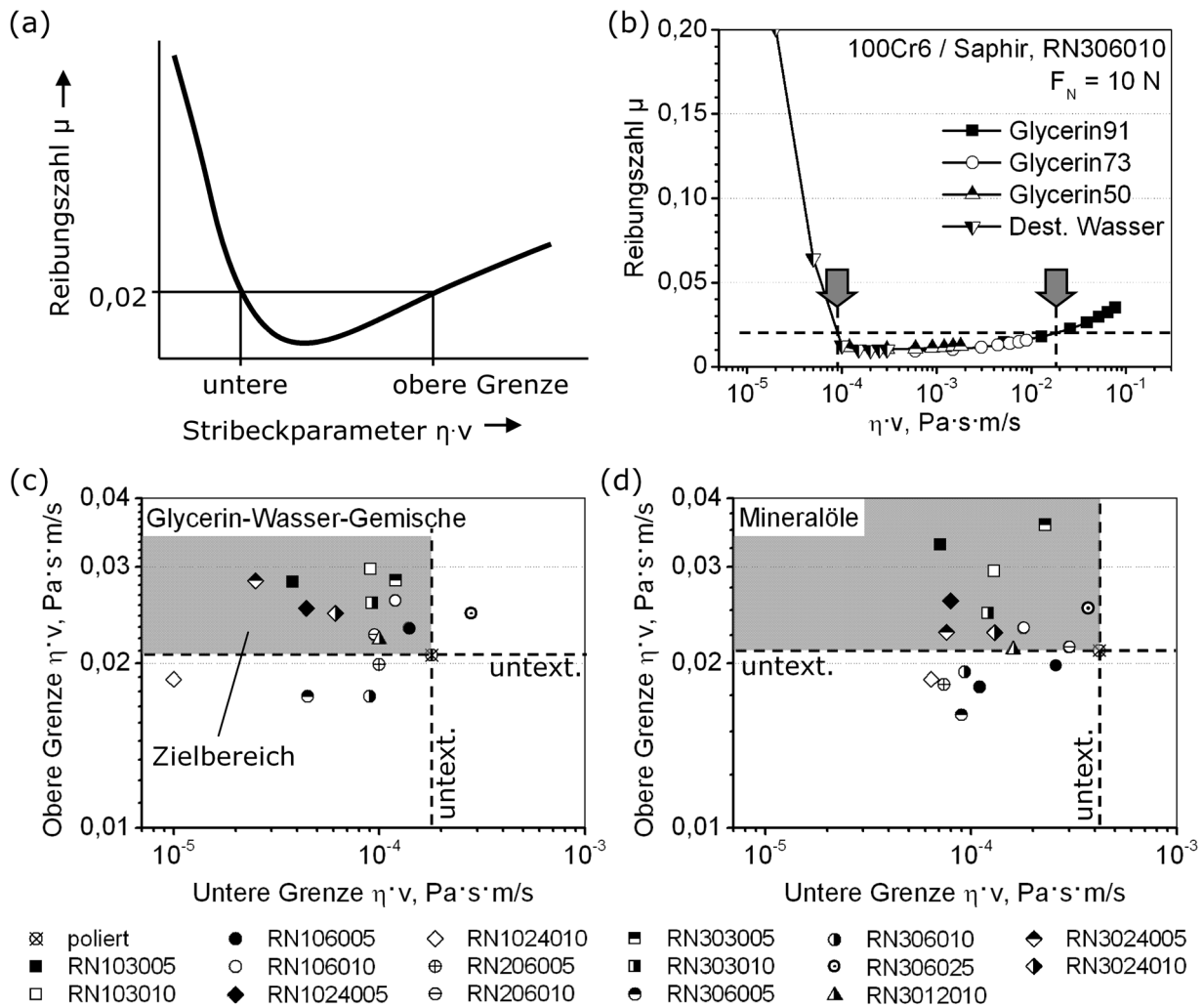
## **4.5.2 Einsinnige Gleitung**

Die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit zeigten bei einsinniger Gleitung, dass der vom Stribeck-Parameter ( $\eta \cdot v$ ) abhängige Reibungszahlverlauf günstig durch den Einsatz einer Wirkflächentextur beeinflusst und der Bereich mit sehr niedrigen Reibungszahlen deutlich ausgeweitet werden konnte (Bild 4.25). Zur Beurteilung der unterschiedlichen Texturen wurde aus den jeweiligen Reibungszahlverläufen der Bereich der ( $\eta \cdot v$ )-Werte ermittelt, innerhalb dessen die Reibungszahl kleiner als 0,02 war (Bilder 4.25a und b). Die Ermittlung der Grenzwerte erfolgte für die Glycerin-Wasser-Gemische und die Mineralöle getrennt, aufgrund des unterschiedlichen Benetzungsverhaltens dieser Stoffsysteme. Der Zielbereich, in dem sich eine vorteilhafte Texturwirkung ergab, d.h. der untere ( $\eta \cdot v$ )-Grenzwert geringer und der obere größer als der der untexturierten Paarung war, ist in den Bildern 4.25c und d grau hinterlegt.

Bei den schlecht benetzenden Glycerin-Wasser-Gemischen (Bild 4.25c) wiesen die Texturen mit großem Näpfindurchmesser von 240  $\mu\text{m}$ , wie zum Beispiel die Textur RN3024005 mit einem relativ hohen texturierten Flächenanteil von 30 % und einer geringen Näpfindentiefe von 5  $\mu\text{m}$ , ein sehr günstiges Verhalten auf. Hier lag die untere Grenze ( $\eta \cdot v$ ) um 85 % niedriger und die obere um 35 % höher als im untexturierten Fall. Bei den Mineralölen (Bild 4.25d) bewirkten alle Texturen eine Absenkung der unteren ( $\eta \cdot v$ )-Grenze, aber nur ein Teil bewirkte gleichzeitig eine Anhebung des oberen Grenzwertes. Eine große Absenkung der unteren Grenze von bis zu 80 % ließ sich durch Texturen mit 60 oder 240  $\mu\text{m}$  Näpfindurchmesser erzielen. Zur Anhebung des oberen Grenzwertes bis zu 55 % waren vorrangig die Texturen mit 30  $\mu\text{m}$  Näpfindurchmesser geeignet. Diese Näpfinden waren durch ein parabelförmiges Querschnittsprofil gekennzeichnet, verglichen mit dem trapezförmigen Profil bei größerem Durchmesser (Bild 3.4c).

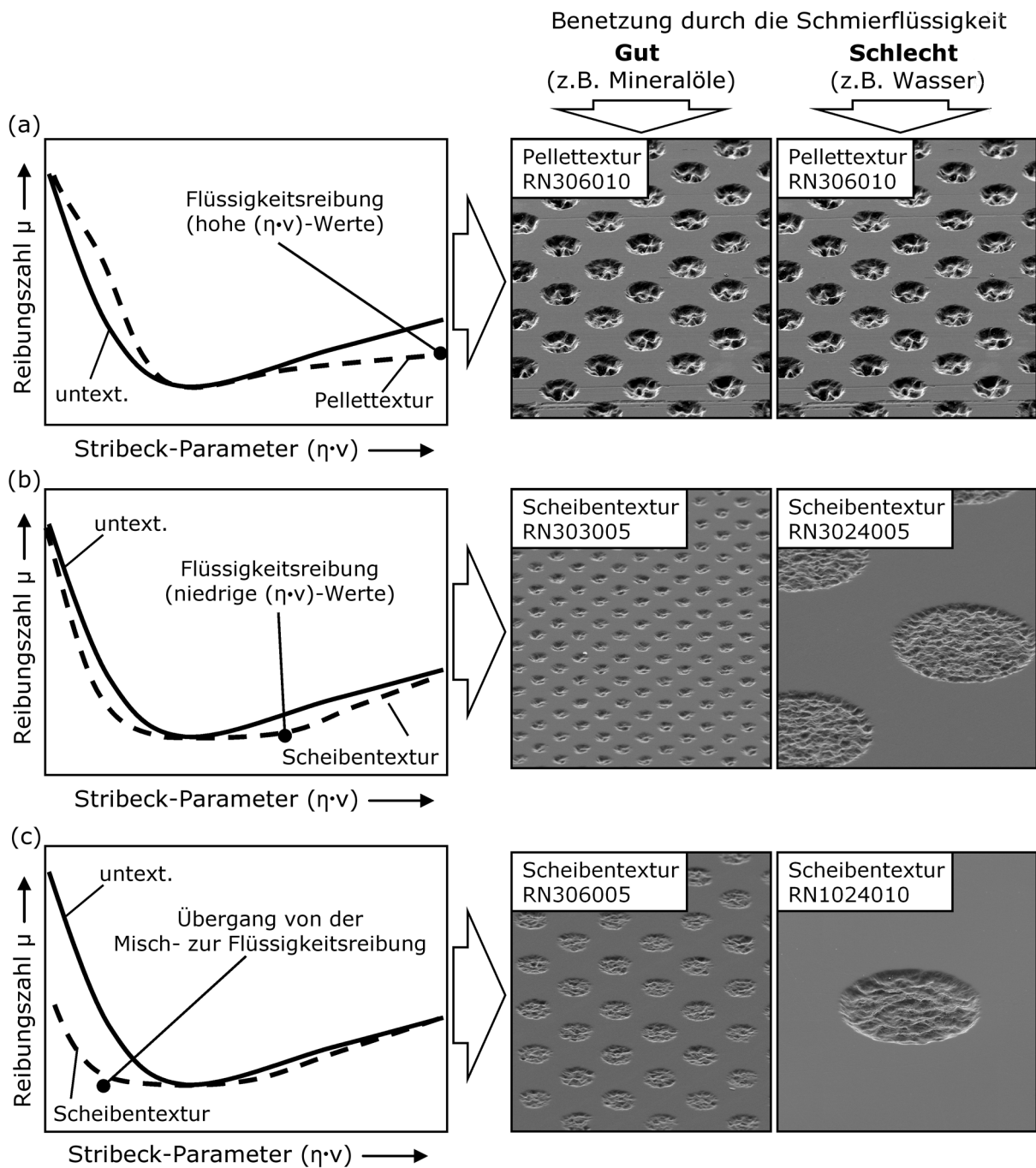
Das Bild 4.26 zeigt eine schematische Übersicht geeigneter Texturparameter bei einsinniger Gleitbeanspruchung und 10 N Normalkraft abhängig vom Reibungszustand und der Benetzung des Schmiermittels. Im Bereich der Flüssigkeitsreibung (Bild 4.26a), bei relativ hohen ( $\eta \cdot v$ )-Werten und Reibungszahlen, erwies sich die Texturierung des Pellets mit der Textur RN306010 als vorteilhaft, unabhängig von der Benetzungsfähigkeit der Schmierflüssigkeit. Zur Ausdehnung des Bereichs niedriger Reibungszahlen  $\mu < 0,02$  im Bereich der Flüssigkeitsreibung (Bild 4.26b) war bei Ölschmierung die Scheibentextur RN303005 und bei Schmierung mit Glycerin-Wasser-Gemischen die Scheibentextur RN3024005 geeignet. Zur Verschiebung des Übergangs von der Flüssigkeits- in die Mischreibung zu kleineren ( $\eta \cdot v$ )-Werten (Bild 4.26c) erwies sich bei Ölschmierung die Scheibentextur RN306005 und bei Schmierung mit wässrigen Lösungen die Scheibentextur RN1024010 als besonders effektiv.

Im geschwindigkeitsabhängigen Reibungszahlverlauf wassergeschmierter 100Cr6/Saphir-Paarungen (Bild 4.27a) zeigte sich, dass die Reibungszahl durch die Scheibentextur RN1024010 um bis zu 95 % bei  $v = 0,02 \text{ m/s}$  gesenkt und die Schmierfilmdicke deutlich erhöht werden konnte, verglichen mit dem untexturierten Fall. Dabei war die Übergangsgeschwindigkeit in die

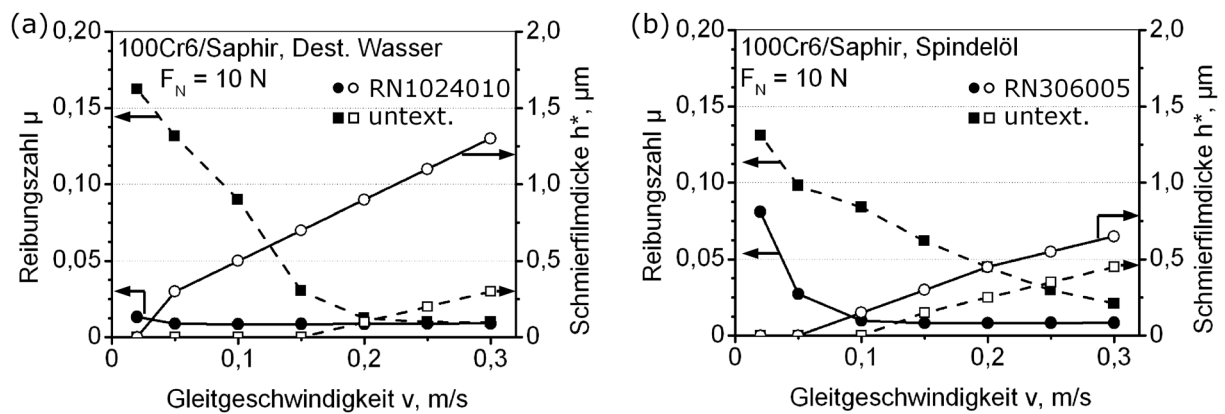


**Bild 4.25:** (a) Schematische Darstellung mit den  $\eta$ - $v$ -Grenzwerten des Bereichs niedriger Reibungszahlen  $\mu < 0,02$ , (b) über  $\eta$ - $v$  aufgetragene Reibungszahl einer scheinseitig texturierten Paarung mit Darstellung der Grenzwerte und (c, d) untere und obere  $\eta$ - $v$ -Grenzwerte untexturierter und scheinseitig texturierter 100Cr6/Saphir-Paarungen bei Schmierung mit (a) Glycerin-Wasser-Gemischen und (b) Mineralölen (einsinnige Gleitung, „In situ-Tribometer“:  $v = 0,02 - 0,30 \text{ m/s}$ ;  $F_N = 10 \text{ N}$ ;  $\dot{V} = 5 \mu\text{l/s}$ ).

Mischreibung mit der Textur 10-fach geringer als ohne Textur. Bei Schmierung mit Spindelöl bewirkte die Scheibentextur RN306005 eine Absenkung der Reibungszahl um bis zu 85 % bei  $v = 0,10 \text{ m/s}$  und eine Reduzierung der Übergangsgeschwindigkeit um etwa das 6-fache.



**Bild 4.26:** Auswahl geeigneter Texturen zur günstigen Beeinflussung des Reibungsverhaltens abhängig vom Reibungszustand, dem Stribeckparameter ( $\eta \cdot v$ ) und der Benetzung durch die Schmierflüssigkeit bei konstanter Normalkraft unter einsinniger Gleitung.



**Bild 4.27:** Reibungszahl und Schmierfilmdicke untexturierter und scheinseitig texturierter 100Cr6/Saphir-Paarungen bei Schmierung mit (a) destilliertem Wasser oder (b) Spindelöl (einsinnige Gleitung, „In situ-Tribometer“:  $F_N = 10\text{ N}$ ;  $\dot{V} = 5\ \mu\text{l/s}$ ).



## 5 Zusammenfassung

Das Ziel der vorliegenden Arbeit war es, die Wirkungsweise von mit runden Nöpfchen mikrotexturierten Wirkflächen von Stahl/Saphir-, Stahl/SSiC- und SSiC/SSiC-Paarungen zu untersuchen. Hierbei kamen der Stahl 100Cr6 im vergüteten Zustand, der SSiC-Werkstoff EKasic F und synthetischer Saphir zum Einsatz. Die Untersuchungen wurden in Modellversuchen in zwei unterschiedlichen Labortribometern bei einsinniger bzw. reversierender Gleitbeanspruchung durchgeführt.

Im einsinnigen Gleitkontakt im „In situ-Tribometer“ wurde der Textureinfluss auf das Reibungsverhalten im flächigen, tropfgeschmierten Pellet/Scheibe-Kontakt bei Normalkräften bis 10 N und Gleitgeschwindigkeiten bis 0,30 m/s untersucht. Zur Schmierung wurden unterschiedliche Mineralöle, Glycerin-Wasser-Gemische in verschiedenen Mischungsverhältnissen, Wasser und Isooktan eingesetzt, wodurch die Viskosität der Flüssigkeiten über mehr als drei Größenordnungen variierte. Als Pellets wurden abgeplattete Kugeln von 8 mm Durchmesser verwendet, die mit einer polierten Kontaktfläche von 7,2 mm-Durchmesser versehen waren. Diese wurden auf einem Spurradius von 18 mm gegen rotierende, polierte Saphir-Scheiben mit 50 mm-Durchmesser gepaart. Bei den Messungen im „In situ-Tribometer“ wurden Reibungszahl und Schmierfilmdicke hochauflösend erfasst, sowie eine kameragestützte Kontaktbeobachtung durchgeführt.

Weiterhin wurde unter reversierender Gleitung im „Langhub-Tribometer“ das Reibungs- und Verschleißverhalten mit flächigem Pellet/Platte-Kontakt, mit feststehender Platte und reversierend bewegtem Pellet, untersucht. In einer Versuchsreihe wurde das hubaufgelöste Reibungsverhalten an polierten 100Cr6-Pellets gepaart mit Saphir-Platten bei Tropfschmierung mit Wasser oder Isooktan untersucht. Es wurde mit Normalkräften von 10 bis 200 N, der Hublänge von 10 mm und 10 Hz-Hubfrequenz gearbeitet, wobei sich der durchlaufene Geschwindigkeitsbereich bis maximal 0,31 m/s erstreckte. Eine weitere Versuchsreihe galt der Untersuchung des Textureinflusses auf das gleitwegabhängige Reibungs- und Verschleißverhalten von isooktan- oder wassergeschmierten 100Cr6/EKasic F-Paarungen und EKasic F-Selbstpaarungen mit feingeschliffenen Wirkflächen bei 200 N Normalkraft und Variation von Hublänge, Hubfrequenz sowie Kontaktflächendurchmesser.

In den Versuchen unter **einsinniger** Gleitbeanspruchung zeigte sich im Bereich der Flüssigkeitsreibung, bei Schmierung mit Ölen oder Glycerin-Wasser-Gemischen, eine Erhöhung der Tragfähigkeit der 100Cr6/Saphir-Paarung durch die Pellettextur RN306010, mit 30 % texturiertem Flächenanteil, 60 µm Nöpfchendurchmesser und 10 µm Tiefe. Die Reibungszahl redu-

zierte sich mit der Pelletttextur bis zu 26 % verglichen mit dem untexturierten Fall, wobei der Textureffekt mit zunehmender Schmierfilmdicke anstieg. Am Übergang von der Flüssigkeits- in die Mischreibung wirkte eine Texturierung der Scheibe mit der Textur RN306010 vorteilhaft für das Reibungsverhalten. Der Übergang von der Flüssigkeits- in die Mischreibung erfolgte mit Scheibentextur erst bei 5-fach geringerer Viskosität als bei der untexturierten oder der pelletseitig texturierten Paarung und die Reibungszahl in der Mischreibung bei Wasserschmierung reduzierte sich um etwa 50 % bei  $v = 0,05 \text{ m/s}$ .

Es wurde ein Modell zum Einfluss einer Scheibentextur mit Nöpfchen auf das Reibungsverhalten bei **einsinniger** Gleitung, abhängig von der Benetzung durch die Schmierflüssigkeit, gebildet. Bei Schmierung mit schlecht benetzenden Flüssigkeiten, wie Wasser, wurde eine unvollständige Nöpfchenfüllung angenommen, was behindernd auf den hydrodynamischen Druckaufbau im Schmierpalt wirkte. Die Füllung der Nöpfchen verbesserte sich mit größer werdendem Durchmesser bei konstanter Tiefe bzw. geringer werdender Tiefe bei konstantem Durchmesser. Im Fall der Schmierung mit einer gut benetzenden Flüssigkeit, wie Isooktan, wurden die Nöpfchen als komplett gefüllt betrachtet. Die Erhöhung der Nöpfchentiefe, des texturierten Flächenanteils oder des Durchmessers führte hierbei zu einer Verknappung des Schmiermittels im Kontaktbereich, da das Schmiermittelangebot aufgrund der Tropfschmierung begrenzt war.

Diese Modellvorstellung wurde durch die Ergebnisse an Paarungen mit unterschiedlichen Scheibentexturen im **einsinnigen** Gleitkontakt unterstützt. Unabhängig von der Benetzungsfähigkeit der Flüssigkeit, d.h. bei Wasser oder Isooktan gleichermaßen, verringerte sich die Reibungszahl in der Mischreibung von texturierten Paarungen mit von 25 auf 5  $\mu\text{m}$  abnehmender Nöpfchentiefe  $d$  ( $w = 60 \mu\text{m}$ ,  $a_{\text{tex}} = 30 \%$ ) bzw. mit Erhöhung des texturierten Flächenanteils  $a_{\text{tex}}$  von 10 % auf 30 % ( $w = 60 \mu\text{m}$ ,  $d = 5/10 \mu\text{m}$ ). Dies wurde auf eine Verknappung des Schmiermittelangebots auf der Wirkfläche mit zunehmender Tiefe bzw. auf eine texturbedingte Verringerung der Festkörperkontakte mit steigendem  $a_{\text{tex}}$  zurückgeführt.

Der Nöpfchendurchmesser  $w$  erwies sich als wichtiger Texturparameter, dessen Wirkung jedoch maßgeblich von der Benetzung der Schmierflüssigkeit abhing. Beim schlecht benetzenden Wasser reduzierte sich die Tragfähigkeit, aufgrund des im Nöpfchen eingeschlossenen Luftvolumens. Mit von 30 bis 240  $\mu\text{m}$  größer werdendem Nöpfchendurchmesser sank die Reibungszahl bei Wasserschmierung teils deutlich und zwar unabhängig von der Nöpfchentiefe oder dem texturierten Flächenanteil. Die Ursache wurde auf die Verbesserung der Nöpfchenfüllung und der Vergrößerung der Plateauflächen zwischen benachbarten Nöpfchen zurückgeführt, was beides zu einer Verbesserung des hydrodynamischen Druckaufbaus im Schmierpalt führte. Bei Schmierung mit gut benetzendem Isooktan ergaben sich die geringsten Reibungszahlen bei 60  $\mu\text{m}$  Nöpfchendurchmesser, unabhängig von der Nöpfchentiefe oder dem texturierten Flächenanteil.

---

Aus dem Reibungsverhalten bei Variation des Nöpfchendurchmessers  $w$  und des Flächenanteils  $a_{\text{tex}}$  wurde abgeleitet, dass der Nöpfchenabstand  $o$  eine wichtige Texturkenngröße zur Abschätzung der Reibung bei **einsinniger** Gleitbeanspruchung darstellte. Beim schlecht benetzenden Wasser verringerte sich die Reibungszahl mit steigendem Wert  $o$  bis etwa  $900\ \mu\text{m}$ , was durch einen hohen Nöpfchendurchmesser und geringen Flächenanteil realisiert wurde. Mit steigender Plateaufläche zwischen den Nöpfchen und aufgrund zusätzlich innerhalb der Nöpfchen in den Kontakt geförderten Flüssigkeit wurde das Verhalten in der Mischreibung günstig beeinflusst. Als besonders vorteilhaft erwies sich die Scheibentextur RN1024010, bei der die Reibungszahl um bis zu 95 % und die Übergangsgeschwindigkeit von der Flüssigkeits- in die Mischreibung um etwa 90 % geringer als im untexturierten Fall waren. Beim gut benetzenden Spindelöl und Isooktan bildete sich ein Optimum bei  $o \approx 100\ \mu\text{m}$ , d.h. bei geringem Nöpfchendurchmesser und hohem Flächenanteil. Dies wurde auf eine Verringerung der Festkörperkontakte und der Erhöhung der Anzahl der als Schmierstoffreservoirs dienenden Nöpfchen im Kontakt zurückgeführt, wobei die Scheibentextur RN306005 sich sehr günstig auf das Verhalten in der Mischreibung auswirkte.

Das Reibungsverhalten der 100Cr6/EKasic F-Paarungen und EKasic F-Selbstpaarungen im hoch beanspruchten, **reversierenden** Gleitkontakt war geprägt von Verschleiß und der Bildung tribochemischer Reaktionsschichten oder von Deckschichten aus kompaktierten Verschleißpartikeln. Hier erwies sich die Textur RN306010 auf der EKasic F-Platte vor allem im wasser- oder isooktangeschmierten Kontakt gegen 100Cr6-Pellets als vorteilhaft, bei dem die quasistationäre Reibungszahl um bis zu 50 % gesenkt wurde, verglichen mit dem untexturierten Fall. Mit zunehmender Überlappungsfläche im reversierenden Gleitkontakt verringerte sich die Reibungszahl im texturierten Fall, da die Deckschichtbildung durch die Aufnahme von Verschleißpartikeln in den Nöpfchen verhindert wurde. Dies führte jedoch zu einer Erhöhung des Einlaufgleitweges und der Einlauf-Reibarbeit. Bei den EKasic F-Selbstpaarungen senkte die Textur RN306010 die quasistationäre Reibungszahl nur bei Paarungen mit 12 mm Kontaktflächendurchmesser und 5 mm Hublänge. Bei Wasserschmierung erhöhten sich der Einlaufgleitweg und die Einlauf-Reibarbeit teils deutlich. Bei Schmierung mit Isooktan war die quasistationäre Reibungszahl im texturierten Fall bis zu 8-fach höher als im untexturierten. Hier verhinderte die Texturierung die Bildung der reibungsmindernden, tribochemischen Reaktionsschichten.

Bei den texturierten und untexturierten Paarungen, bei denen es weder zur Bildung von Deckschichten noch von Reaktionsschichten kam, wurde ein Zusammenhang von Eingriffsverhältnis und Reibungszahl festgestellt. Hierbei stieg die Reibungszahl linear mit größer werdendem Eingriffsverhältnis  $\epsilon^*$  an. Dabei war das Eingriffsverhältnis an sich kein Indiz für die Ausbildung tribochemischer Reaktionsschichten, bei denen die Reibungszahl unabhängig von  $\epsilon^*$  sehr

niedrig war.

Bei den hochbeanspruchten, **reversierend** gleitenden 100Cr6/EKasic F- und EKasic F/ EKasic F-Paarungen war die Auswahl geeigneter Texturparameter von der Materialpaarung, der Schmierflüssigkeit, dem Hub und dem Kontaktflächendurchmesser abhängig, da Mischreibung dominierte. Der Vergleich unterschiedlicher Texturen zeigte vorteilhafte Effekte auf das Einlaufverhalten, auf das Verschleißverhalten oder auf das quasistationäre Reibungsverhalten. Eine vorteilhafte Texturwirkung ergab sich bei Isooktanschmierung vor allem bei einem großen Überlappungsbereich, mit einer signifikanten Verbesserung des Einlaufverhaltens und des Verschleißkoeffizienten der 100Cr6/ EKasic F-Paarung bzw. einer deutlichen Absenkung der maximalen und der quasistationären Reibungszahl bei der EKasic F-Selbstpaarung.

Ebenso wie bei der Normalkraft von 10 N im „In situ-Tribometer“ konnten ausgesuchte Texturen das Reibungsverhalten von 100Cr6/EKasic F- und EKasic F/EKasic F-Paarungen unter **reversierender** Gleitung im „Langhub-Tribometer“ bei 200 N vorteilhaft beeinflussen. Bei mit Isooktan geschmierten 100Cr6/EKasic F-Paarungen war die quasistationäre Reibungszahl durch die Textur RN306005 um etwa 15 % geringer als im untexturierten Fall. Bei den mit Isooktan geschmierten EKasic F-Selbstpaarungen verbesserte sich das Einlaufverhalten mit der Textur RN1024010, wobei das niedrige, quasistationäre Reibungszahlniveau erhalten blieb. Der Grund waren weniger hydrodynamische Effekte, sondern dass aufgrund des großen Nüpfchenabstandes bei dieser Textur die Bildung der reibungsmindernden, tribochemischen Reaktionsschichten nicht behindert wurde. Dies zeigte sich bei den Texturen RN306005 und RN306010, deren quasistationäre Reibungszahl entsprechend deutlich größer war.

Der Vergleich zwischen **einsinniger** und **reversierender** Gleitung im „In situ-Tribometer“ und „Langhub-Tribometer“ zeigte eine deutlich geringere Abhängigkeit der Reibungszahl von der Gleitgeschwindigkeit bei reversierender Bewegung als bei einsinniger. Die Ursache lag im transienten Geschwindigkeitsverlauf bei der Hubbewegung. Durch den Einsatz einer Scheiben- bzw. Plattentextur wurde die Reibungszahl bei einsinniger Bewegung um bis zu 95 % und bei reversierender um bis zu 60 %, verglichen mit dem jeweils untexturierten Fall, abgesenkt. Bei Wasserschmierung war die texturbedingte Reibungszahlreduzierung in beiden Systemen bei Gleitgeschwindigkeiten  $\leq 0,10$  m/s am größten. Bei Isooktan hingegen stieg bei einsinniger Bewegung der reibungsmindernde Textureffekt mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit bis 0,30 m/s, aber bei reversierender nur bis 0,15 m/s.

## Literaturverzeichnis

- [1] M. Nakada: Trends in engine technology and tribology. *Tribology International* 27 [1] (1994) 3–8.
- [2] B.-R. Höhn, H. Pflaum, B. Hämmerl: Ermittlung der Leistungsgrenze ölgekühlter Lammellenkupplungen anhand von Temperaturkriterien. *VDI-Berichte* 1323 (1997) 507–525.
- [3] M. Eguchi, T. Yamamoto: Shear characteristics of a boundary film for a paper-based wet friction material: Friction and real contact area measurement. *Tribology International* 38 (2005) 327–335.
- [4] U. Pettersson, S. Jacobson: Textured surfaces for improved lubrication at high pressure and low sliding speed of roller/piston in hydraulic motors. *Tribology International* 40 (2007) 355–359.
- [5] C. Pfister, H. Kubach, U. Spicher: Increasing the operating pressure of gasoline injection pumps via ceramic sliding systems. *Mechanical Properties and Performance of Engineering Ceramics and Composites VI* 32 (2011) 281–295.
- [6] A. Kühl, R. Zieschang: Bewertung von Werkstoffen für produktgeschmierte Lagerungen in Pumpen. *VDI-Berichte* 1331 (1997) 259–267.
- [7] E. Hornbogen: *Werkstoffe*. Springer-Verlag, Berlin, 2006.
- [8] B. Löffelbein, M. Woydt, K.-H. Habig: Sliding friction and wear of ceramics in neutral, acid and basic aqueous solutions. *Wear* 162-164 (1993) 220–228.
- [9] K.-H. Zum Gahr: Sliding wear of ceramic-ceramic, ceramic-steel and steel-steel pairs in lubricated and unlubricated contact. *Wear* 133 (1989) 1–22.
- [10] E. Peter, K.-H. Zum Gahr: Influence of surface finish and speed on reciprocating sliding wear of laser modified oxide ceramics in aqueous media. *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik* 36 [3/4] (2005) 129–135.
- [11] J. P. Häntsche, U. Spicher: Ceramic components in high pressure gasoline fuel injection pumps. *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik* 36 [3/4] (2005) 108–116.
- [12] A. Albers, J. Bernhardt: Vergleichende Untersuchungen des Systemverhaltens von Keramik-Keramik Friktionspaarungen am Beispiel eines CVT-Getriebes. *Tribologie und Schmierungstechnik* 53 (2006) 11–13.

- [13] G. Ryk, I. Etsion: Testing piston rings with partial laser surface texturing for friction reduction. *Wear* 261 (2006) 792–796.
- [14] J. Wang et al.: Drag reduction by dimples on surfaces in plane–plane contact lubrication. *Tribology Letters* 31 (2008) 159–166.
- [15] S. Zhen Sheng, R. Yu Xin, L. Cédric: Drag reduction of compressible wall turbulence with active dimples. *Science China Physics, Mechanics & Astronomy* 54 [2] (2011) 329–337.
- [16] S. Yuan, W. Huang, X. Wang: Orientation effects of micro-grooves on sliding surfaces. *Tribology International* 44 (2011) 1047–1054.
- [17] G. Hauser: Hygienegerechte Apparate und Anlagen für die Lebensmittel-, Pharma- und Kosmetikindustrie. WILEY-VCH Verlag, Weinheim, 2008.
- [18] H. Beutler, M. Lehman, G. Stähli: Wear behavior of medical engineering materials. *Wear* 33 (1975) 337–350.
- [19] N. Hyder, A. B. Nevelos, T. G. Barabas: Cementless ceramic hip arthroplasties in patients less than 30 years old. *The Journal of Arthroplasty* 11 [6] (1996) 679–686.
- [20] H. W. Hennicke: Zum Begriff Keramik und zur Einteilung keramischer Werkstoffe. *Bericht Deutsche Keramische Gesellschaft* 44 (1967) 209–211.
- [21] H.-J. Bargel, G. Schulze: *Werkstoffkunde*. Springer-Verlag, Berlin, 2004.
- [22] F. Händle: *Extrusion in Ceramics*. Springer-Verlag, Berlin, 2009.
- [23] H. Salmag, H. Scholze: *Keramik*. Springer-Verlag, Berlin, 2007.
- [24] A. Krell, O. V. Bakun: High-temperature hardness of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-base ceramics. *Acta Metallurgica* 34 [7] (1986) 1315–1319.
- [25] C. P. Alpert et al.: Temperature dependence of hardness of alumina-based ceramics. *Journal of the American Ceramic Society* 71 [8] (1988).
- [26] W. Kollenberg: *Technische Keramik*. Vulkan-Verlag, Essen, 2004.
- [27] J. W. Edington, D. J. Rowcliffe, J. L. Henshall: The mechanical properties of silicon nitride and silicon carbide (I , II). *Powder Metallurgy International* 7 (1975) 82–96, 136–147.
- [28] P. Deyber: Möglichkeiten zur Einschränkung von Schwingungsverschleiß, in: *Reibung und Verschleiß von Werkstoffen, Bauteilen und Konstruktionen*. Hrsg. H. Czichos, Expert-Verlag, Grafenau, 1982.
- [29] H. Czichos, K.-H. Habig: *Tribologie-Handbuch*. Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2010.



- 
- [30] C. Barus: Isothermals, isopiestic and isometrics relative to viscosity. *American Journal of Science* 45 (1893) 87–96.
- [31] P. J. Carreau: Rheological equations from molecular network theories. *Journal of Rheology* 16 [1] (1972) 99–127.
- [32] M. Schilling: Referenzöle für Wälz-, und Gleitlager-, Zahnrad- und Kupplungsversuche -Datensammlung für Mineralöle. Heft 180. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 1985.
- [33] H.M. Jost: Committee on Tribology Report, 1966-67. H.M. Stationary Office, 1968.
- [34] D. Dowson: *History of Tribology*. Longman, London, 1998.
- [35] G. Amontons: De la résistance causée dans les machines. *Mémoires de l'Académie des Sciences* (1699) 206–226.
- [36] M. Euler: Découverte d'un nouveau principe de mécanique. *Mémoires de l'Académie des Sciences de Berlin* 6 (1752) 185–217.
- [37] C.A. Coulomb: Théorie des machines simples, an ayant égard au frottement de leurs parties, et a la roideur des cordages. *Mém. Math. Phys. Paris X* (1781) 161–342.
- [38] N.P. Petrov: Friction in machines and the effect of lubricant on it. *Inzh. Zh.St. Petersburg* (1883) Vol.1 pp 71–140, Vol.2 pp 227–279, Vol.3 pp 277–436, Vol. pp 535–564.
- [39] O. Reynolds: On the theory of lubrication and its application to Mr. Beauchamp Tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil. *Philosophical Transactions of the Royal Society* 177 (1886) 157–234.
- [40] R. Stribeck: Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager. *Zeitschrift des VDI* 46 (1902) 1341–1348, 1432–1438, 1463–1470.
- [41] J. F. Archard: Contact and rubbing of flat surfaces. *Journal of Applied Physics* 24 [8] (1953) 981–988.
- [42] D.H. Buckley: *Surface effects in adhesion, friction, wear and lubrication*. Elsevier, Amsterdam, 1981.
- [43] E. Rabinowicz: *Friction and wear of materials*. Wiley, New York, 1965.
- [44] P. Heilman, D.A. Rigney: An energy-based model of friction and its application to coated systems. *Wear* 72 (1981) 195–217.
- [45] K.-H. Zum Gahr: Abrasiver Verschleiß metallischer Werkstoffe. *Fortschritt-Berichte der VDI-Zeitschriften Reihe 5* (1981) Band 57.
- [46] V.L. Popov: *Kontaktmechanik und Reibung*. Springer-Verlag, Berlin, 2009.

- [47] I.I. Osipova, A.M. Kovaltchenko: Studies of friction pair Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>-steel wear mechanisms. Key Engineering Materials 89-91 (1994) 731–736.
- [48] H. Liu, Q. Xue: Wear mechanisms of zirconia/steel reciprocating sliding couple under water lubrication. Wear 201 (1996) 51–57.
- [49] K.-H. Zum Gahr: Modeling and microstructural modification of alumina ceramic for improved tribological properties. Wear 200 (1996) 215–224.
- [50] H.-C. Wong, N. Umehara, K. Kato: Frictional characteristics of ceramics under water-lubricated conditions. Tribology Letters 5 (1998) 303–308.
- [51] M. Herrmann: Silicon nitride materials with low friction coefficients. Key Engineering Materials 161-163 (1999) 599–602.
- [52] T. Hisakado, K. Akiyama: Mechanisms of friction and wear of metals against ceramics in vacuum. Wear 224 (1999) 274–281.
- [53] J. Xu, K. Kato: Formation of tribochemical layer of ceramics sliding in water and its role for low friction. Wear 245 (2000) 61–75.
- [54] G. Akdogan, T.A. Stolarski: Wear in metal/silicon nitride sliding pairs. Ceramics International 29 (2003) 435–446.
- [55] K. Poser, J. Schneider, K.-H. Zum Gahr: Ceramic/metal-friction pairs under unlubricated sliding in short time tests. Materialwissenschaft und Werkstofftechnik 35 [10/11] (2004) 794–800.
- [56] D. A. Rani et al.: Tribological behavior of ceramic materials (Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>, SiC and Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) in aqueous medium. Journal of European Ceramic Society 24 (2004) 3279–3284.
- [57] K. Kato: Tribology of advanced ceramics and hard coatings. Key Engineering Materials 264-268 (2004) 449–452.
- [58] F. Zhou, K. Kato, K. Adachi: Effect of a-CN<sub>x</sub> coating on tribological properties of SiC ceramic in water. Materials Science Forum 475-479 (2005) 2899–2904.
- [59] Z.-H. Xie et al.: Effect of microstructure on sliding wear of Ca α-Sialon ceramics. Key Engineering Materials 280-283 (2005) 1253–1258.
- [60] S. Taktak, M.S. Baspinar: Observation of delamination wear of lubricious tribofilm formed on Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> during sliding against WC-Co in humidity air. Tribology International 39 (2006) 39–49.
- [61] X. Tian, B. Lin, W.L. Zhang: Friction and wear characteristics of SiC and Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> ceramics against ZrO<sub>2</sub> ceramic under dry friction. Key Engineering Materials 280-283 (2005) 1319–1322.

- [62] V. Presser et al.: Tribological and hydrothermal behaviour of silicon carbide under water lubrication. *Wear* 266 (2009) 771–781.
- [63] K. Kato: Tribology of ceramics and hard coatings. *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik* 34 (2003) 1003–1007.
- [64] K.-H. Zum Gahr: Micro- and macro-tribological properties of SiC ceramics in sliding contact. *Wear* 250 (2001) 299–310.
- [65] R.S. Gates, S.M. Hsu: Tribochemistry between water and Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> and SiC: Induction time analysis. *Tribology Letters* 17 (2004) 399–407.
- [66] M. Chen, K. Kato, K. Adachi: Friction and wear of self-mated SiC and Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> sliding in water. *Wear* 250 (2001) 246–255.
- [67] S. Kitaoka et al.: Tribological characteristics of SiC ceramics in high-temperature and high-pressure water. *Journal of the American Ceramic Society* 77 (1994) 1851–1856.
- [68] S. Somiya: Hydrothermal corrosion of nitride and carbide of silicon. *Materials Chemistry and Physics* 67 (2001) 157–164.
- [69] T. Tsukizoe, T. Hisakado: Influence of surface roughness in the mechanism of friction. *Journal of Lubrication Technology* 92 [2] (1970) 264–273.
- [70] P. J. Blau, R.L. Martin, E.S. Zanoria: Effects of surface grinding conditions on the reciprocating friction and wear behavior of silicon nitride. *Wear* 203-204 (1997) 648–657.
- [71] U. Dulias, L. Fang, K.-H. Zum Gahr: Effect of surface roughness of self-mated alumina on friction and wear in isooctane-lubricated reciprocating sliding contact. *Wear* 252 (2002) 351–358.
- [72] I. Demirci et al.: The scale effect of roughness on hydrodynamic contact friction. *Tribology Transactions* 55 (2012) 705–712.
- [73] M.-S. Suh, Y.-H. Chae: Friction characteristic of sliding direction and angle of micro-grooved crosshatch patterns under lubricated contact. *Advanced Materials Research* 47-50 (2008) 507–510.
- [74] K.-H. Zum Gahr, R. Wahl, K. Wauthier: Experimental study of the effect of micro-texturing on oil lubricated ceramic/steel friction pairs. *Wear* 267 (2009) 1241–1251.
- [75] R. Wahl: Untersuchung des Einflusses von Mikrotextrurierungen auf den einsinnigen, ölgeschmierten Gleitkontakt von Stahl/Saphir-Paarungen. Dissertation. Karlsruher Institut für Technologie, 2010.
- [76] I. Etsion: State of the art in laser surface texturing. *Journal of Tribology* 127 (2005) 248–253.

- [77] A. Kovalchenko et al.: The effect of laser surface texturing on transitions in lubrication regimes during unidirectional sliding contact. *Tribology International* 38 (2005) 219–225.
- [78] H.L. Costa, I.M. Hutchings: Hydrodynamic lubrication of textured steel surfaces under reciprocating sliding conditions. *Tribology International* 40 (2007) 1227–1238.
- [79] H. Yu, X. Wang, F. Zhou: Geometric shape effects of surface texture on the generation of hydrodynamic pressure between conformal contacting surfaces. *Tribology Letters* 37 (2010) 123–130.
- [80] I. Krupka et al.: Effect of surface texturing on elastohydrodynamically lubricated contact under transient speed conditions. *Tribology International* 44 (2011) 1144–1150.
- [81] J. Meijer et al.: Laser machining by short and ultrashort pulses: State of the art and new opportunities in the age of the photons. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 51 [2] (2002) 531–550.
- [82] K.-H. Zum Gahr, M. Mathieu, B. Brylka: Friction control by surface engineering of ceramic sliding pairs in water. *Wear* 263 (2007) 920–929.
- [83] P. Andersson et al.: Microlubrication effect by laser-textured steel surfaces. *Wear* 262 (2007) 369–379.
- [84] K. P. Rajurkar et al.: Micro and nano machining by electro-physical and chemical processes. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 55 [2] (2006) 643–666.
- [85] T.J. Je et al.: Improvement of machining quality of copper-plated roll mold by controlling temperature variation. *Transactions of Nonferrous Metals Society of China* 21 (2011) 37–41.
- [86] L. de Chiffre et al.: Surface in precision engineering. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 52 [2] (2003) 561–577.
- [87] J. G. Lee et al.: The fabrication of smooth, sub-millimeter open channels and internal channels in ceramics and ceramic composites without machining. *Journal of Material Science Letters* 20 (2001) 107–109.
- [88] J.-Z. Li et al.: Micro machining of pre-sintered ceramic green body. *Journal of Materials Processing Technology* 212 (2012) 571–579.
- [89] H. C. Chyan, K. F. Ehmann: Development of curved helical micro-drill point technology for micro-hole drilling. *Mechatronics* 8 (1998) 337–358.
- [90] Z. Lu, T. Yoneyama: Micro cutting in the micro lathe turning system. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 39 [7] (1999) 1171–1183.

- 
- [91] Y.-B. Bang, K.-M. Lee, S. Oh: 5-axis micro milling machine for machining micro parts. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 25 (2005) 888–894.
- [92] C. Ma, H. Zhu: An optimum design model for textured surface with elliptical-shape dimples under hydrodynamic lubrication. *Tribology International* 44 (2011) 987–995.
- [93] B. Karpuschewski, A. M. Hoogstrate, M. Achtsnick: Simulation and improvement of the micro abrasive blasting process. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 53 [1] (2004) 251–254.
- [94] M. Achtsnick, A. M. Hoogstrate, B. Karpuschewski: Advances in high performance micro abrasive blasting. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 54 [1] (2005) 281–284.
- [95] M. Wakuda, Y. Yamauchi, S. Kanzaki: Effect of workpiece properties on machinability in abrasive jet machining of ceramic materials. *Precision Engineering* 26 [2] (2002) 193–198.
- [96] N. Umehara et al.: Micro texturing of polycarbonate plate with ion beam irradiation and its friction properties in water. *Key Engineering Materials* 447-448 (2010) 676–680.
- [97] P. Zilong et al.: Development of a reversible machining method for fabrication of microstructures by using micro-EDM. *Journal of Materials Processing Technology* 210 (2010) 129–136.
- [98] H.S. Lim et al.: A study on the machining of high-aspect ratio micro-structures using micro-EDM. *Journal of Materials Processing Technology* 140 (2003) 318–325.
- [99] M.-S. Suh et al.: Effect of geometrical parameters in micro-grooved crosshatch pattern under lubricated sliding friction. *Tribology International* 43 (2010) 1508–1517.
- [100] X. Wang et al.: Optimization of the surface texture for silicon carbide sliding in water. *Applied Physics* 253 (2006) 1282–1286.
- [101] M. Geiger, S. Roth, W. Becker: Influence of laser-produced microstructures on the tribological behaviour of ceramics. *Surface and Coatings Technology* 100-101 (1998) 17–22.
- [102] A. Blatter et al.: Lubricated sliding performance of laser-patterned sapphire. *Wear* 232 (1999) 226–230.
- [103] G. Ryk, Y. Kligerman, I. Etsion: Experimental investigation of laser surface texturing for reciprocating automotive components. *Tribology Transactions* 45 [4] (2002) 444–449.
- [104] M. Wakuda et al.: Effect of surface texturing on friction reduction between ceramic and steel materials under lubricated sliding contact. *Wear* 254 (2003) 356–363.

- [105] X. Wang et al.: The effect of laser texturing of SiC surface on the critical load for the transition of water lubrication mode from hydrodynamic to mixed. *Tribology International* 34 (2001) 703–711.
- [106] U. Pettersson, S. Jacobson: Influence of surface texture on boundary lubricated sliding contacts. *Tribology International* 36 (2003) 857–864.
- [107] U. Pettersson, S. Jacobson: Friction and wear properties of micro textured DLC coated surfaces in boundary lubricated sliding. *Tribology Letters* 17 [3] (2004) 553–559.
- [108] X. Wang et al.: Preliminary investigation of the effect of dimple size on friction in line contacts. *Tribology International* 42 (2009) 1118–1123.
- [109] A. Shinkarenko, Y. Kligerman, I. Etsion: The effect of surface texturing in soft elasto-hydrodynamic lubrication. *Tribology International* 42 (2009) 284–292.
- [110] L. Galda, P. Pawlus, J. Sep: Dimples shape and distribution effect on characteristics of Stribeck-curve. *Tribology International* 42 (2009) 1505–1512.
- [111] W. Xue et al.: Drag reduction effect of dimples arranged in two-dimensional quasicrystal structure. *Advanced Materials Research* 146-147 (2011) 331–335.
- [112] N. Tala-Ighil, M. Fillon, P. Maspeyrot: Effect of textured area on the performances of a hydrodynamic journal bearing. *Tribology International* 44 (2011) 211–219.
- [113] Y. Qiu, M.M. Khonsari: Experimental investigation of tribological performance of laser textured stainless steel rings. *Tribology International* 44 (2011) 635–644.
- [114] M. Wöppermann, K.-H. Zum Gahr: „Surface textured steel/ceramic and ceramic/ceramic pairs sliding in isooctane“. *Friction, Wear and Wear Protection*. A. Fischer, K. Bobzin (Eds.). Wiley VCH, Weinheim, 2009, pp. 362-368.
- [115] J. Li, F. Zhou, X. Wang: Modify the friction between steel ball and PDMS disk under water lubrication by surface texturing. *Meccanica* 46 (2011) 499–507.
- [116] X. Wang, K. Kato, K. Adachi: The lubrication effect of micro-pits on parallel sliding faces of SiC in water. *Tribology Transactions* 45 [3] (2002) 294–301.
- [117] A. Ramesh et al.: Friction characteristics of microtextured surfaces under mixed and hydrodynamic lubrication. *Tribology International* 57 (2013) 170–176.
- [118] X. Wang et al.: Loads carrying capacity map for the surface texture design of SiC thrust bearing sliding in water. *Tribology International* 36 (2003) 189–197.
- [119] H. Yamakiri et al.: Effects of laser surface texturing on friction behavior of silicon nitride under lubrication with water. *Tribology International* 44 (2011) 579–584.
- [120] Y. Uehara et al.: Tribological properties of dimpled silicon nitride under oil lubrication. *Journal of the European Ceramic Society* 24 (2004) 369–373.



- [121] I. Etsion: Improving tribological performance of mechanical components by laser surface texturing. *Tribology Letters* 17 [4] (2004) 733–737.
- [122] I. Krupka, M. Hartl: The effect of surface texturing on thin EHD lubrication films. *Tribology International* 40 (2007) 1100–1110.
- [123] A. de Kraker et al.: A multiscale method modeling surface texture effects. *Journal of Tribology* 129 (2007) 221–230.
- [124] P. Brajdic-Mitidieri et al.: CFD analysis of a low friction pocketed pad bearing. *Journal of Tribology* 127 (2005) 803–812.
- [125] M. Fowell et al.: Entrainment and inlet suction: Two mechanisms of hydrodynamic lubrication in textured bearings. *Journal of Tribology* 129 (2007) 336–347.
- [126] T. Nanbu et al.: Micro-textures in concentrated conformal-contact lubrication: Effects of texture bottom shape and surface relative motion. *Tribology Letters* 29 (2008) 241–252.
- [127] J. Han et al.: Hydrodynamic lubrication of microdimple textured surface using three-dimensional CFD. *Tribology Transactions* 53 (2010) 860–870.
- [128] A. de Kraker, R. A. J. Ostayen, D. J. Rixen: Development of a texture averaged Reynolds equation. *Tribology International* 43 (2010) 2100–2109.
- [129] F. Eggert: *Standardfreie Elektronenstrahl-Mikroanalyse*. Books on Demand, Nordstedt, 2005.
- [130] *EG-Sicherheitsdatenblatt Wunsch Kaltreiniger P 100*. Wunsch Öle GmbH, Ratingen. 2011.
- [131] *EG-Sicherheitsdatenblatt Iso-Octane ASTM*. Haltermann Products, Hamburg. 2008.
- [132] W. Wagner, A. Pruß: The IAPWS formulation 1995 for the thermodynamic properties of ordinary water substance for general and scientific use. *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 31 [2] (2002) 387–535.
- [133] *EG-Sicherheitsdatenblatt GLYCERIN ROTIPURAN  $\geq 99,5$  %, p.a. wasserfrei*. Carl Roth GmbH + Co. KG, Karlsruhe. 2012.
- [134] J. B. Segur, H. E. Oberstar: Viscosity of glycerol and its aqueous solutions. *Industrial and Engineering Chemistry* 43 [9] (1951) 2117–2120.
- [135] M. Kalin, I. Velkavrh, J. Vizintin: The Stribeck curve and lubrication design for non-fully wetted surfaces. *Wear* 267 (2009) 1232–1240.

- [136] M. Mann, K.-H. Zum Gahr: „Auslegung einer Wirkflächentexturierung unter einsinniger Gleitbeanspruchung abhängig von der Viskosität des flüssigen Schmierstoffs“. *Tribologie-Fachtagung 2011, Gesellschaft für Tribologie e.V.* Göttingen 2011, S.9 /1-9/11.
- [137] M. Mann, K.-H. Zum Gahr: „Reibungsverhalten abhängig von den Parametern einer Nöpfchentextur auf den Wirkflächen von geschmierten Stahl/Saphir-Gleitpaarungen“. *Tribologie-Fachtagung 2012, Gesellschaft für Tribologie e.V.* Göttingen 2012, S.48/1-48/10.
- [138] M. Mann, K.-H. Zum Gahr: Effekt einer Wirkflächentexturierung unter einsinniger Gleitbeanspruchung abhängig von der Viskosität des flüssigen Schmierstoffs. *Tribologie und Schmierungstechnik* 59 [3] (2012) 35–40.
- [139] K.-H. Zum Gahr, M. Mann: „Effect of microtexturing on friction at unidirectional sliding depending on lubricant viscosity“. *Proc. of the ASME/STLE 2012 International Joint Tribology Conference.* Denver 2012.
- [140] H.P. Jennissen: Hyperhydrophilie rough surfaces and imaginary contact angles. *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik* 43 (2012) 743–750.
- [141] R.N. Wenzel: Resistance of solid surfaces to wetting by water. *Industrial and Engineering Chemistry* 28 (1936) 988–994.
- [142] W. Choi et al.: A modified Cassie-Baxter relationship to explain contact angle hysteresis and anisotropy on non-wetting textured surfaces. *Journal of Colloid and Interface Science* 339 (2009) 208–216.
- [143] A. B. D. Cassie, S. Baxter: Wettability of porous surfaces. *Trans. Faraday Soc.* 40 (1944) 546–551.
- [144] A. Almqvist, J. Fabricius, P. Wall: Homogenization of a Reynolds equation describing compressible flow. *Journal of Mathematical Analysis and Applications* 390 (2012) 456–471.
- [145] M. Mann, K.-H. Zum Gahr: „Einfluss der Kontaktbedingungen auf das Reibungsverhalten mikrotexturierter, keramischer Gleitpaare unter Mischreibung“. *Tribologie-Fachtagung 2010, Gesellschaft für Tribologie e.V.* Göttingen 2010, S.1/1-1/10.