

---

# Größeneffekte bei strukturierten tribologischen Wirkflächen

---

Zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktor der Ingenieurwissenschaften**

der Fakultät für Maschinenbau

Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte

**Dissertation**

von

M.Sc. Daniel Braun

aus Fürstenfeldbruck

Tag der mündlichen Prüfung:

14.07.2015

Hauptreferent:

Prof. Dr. rer. nat. Peter Gumbsch

Korreferent:

Prof. Dr. Michael Hoffmann

## Danksagung

Die vorliegende Arbeit ist während meiner Zeit als akademischer Mitarbeiter am Institut für Angewandte Materialien – Zuverlässigkeit von Bauteilen und Systemen des Karlsruher Instituts für Technologie entstanden.

Mein ganz besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr. Peter Gumbsch für die Möglichkeit diese Arbeit anfertigen zu können und für seine Unterstützung bei der Durchführung. Ich möchte an dieser Stelle weiterhin meinen beiden Betreuern Dr. Johannes Schneider und Dr. Christian Greiner herzlichst danken.

Auch möchte ich den Kollegen, Abschlussarbeitern und studentischen Hilfskräften danken. Sie haben nicht nur fachlich zum Erfolg dieser Arbeit beigetragen, ich habe sie auch privat sehr schätzen gelernt. Mein Dank geht an Sarah Becker, Walter Dörfler, Spyrodon Katsantonis, Friedbert Keller, Ulrich Kraut, Jürgen Lang, Zhilong Liu, Ahmed Louati, Marcel Milich, Micha Necker, Pilipp Ockle, Uwe Popp, Paul Schreiber, Dominik Wiedemann und Karsten Wolff.

Der Firma Klüber Lubrication München danke ich für die Bereitstellung des Schmiermittels Polyalphaolefin, welches zu einer „reibungsarmer“ Durchführung meiner Arbeit beigetragen hat.

Nicht zuletzt gilt mein Dank meinen Eltern, meiner Freundin und meiner Familie. Ohne ihre Unterstützung und ihren Rückhalt wäre meine Arbeit in dieser Form nicht möglich gewesen.

## Kurzfassung

Tribologie, die Lehre von Reibung, Verschleiß und Schmierung zählt zu denjenigen Disziplinen, welche in vielen erdenklichen Situationen von Bedeutung ist. Eines der häufigsten Ziele ist hierbei die Senkung von Reibung und Verschleiß. Seit Anfang der 90er Jahre, in denen die ersten Publikationen zur Oberflächentexturierung tribologischer Wirkflächen mit geordneten Mikrostrukturen erschienen, wurde auf diesem Gebiet stetig weitergeforscht. Es konnte gezeigt werden, dass sich Reibung und Verschleiß durch kommunizierende und nicht kommunizierende Texturen gezielt beeinflussen lassen. Bis heute wurden jedoch die geometrischen Parameter dieser Texturen, wie zum Beispiel der Durchmesser, die Tiefe und der texturierte Flächenanteil in der Literatur oft nur vergleichsweise unsystematisch variiert.

In der vorliegenden Arbeit wurden runde Näpfcchen in einem Durchmesserbereich von 15 bis 800  $\mu\text{m}$  auf einer Stahloberfläche erzeugt. Der texturierte Flächenanteil betrug dabei 5 bis 30% (Standardtextur: 10%). Die Struktur entsprach Kugelsegmenten mit einem Tiefe-zu-Durchmesser-Verhältnis von 0,02 bis 0,2 (Standardtextur: 0,1).

Die tribologischen Eigenschaften der texturierten Oberflächen wurden im einsinnigen Gleitkontakt charakterisiert (Pressung: 3 MPa, Schmierung: vollsynthetisches, unadditiviertes Polyalphaolefin). Die Versuche wurden bei Raumtemperatur sowie bei Temperaturen von 50°C und 100°C durchgeführt. Neben dem Einfluss der Mikrotexturierung auf das Reibungsverhalten unter stationären Bedingungen, wurden zusätzlich transiente Beanspruchungen charakterisiert.

Die vorliegende Arbeit verdeutlicht einen signifikanten nichtlinearen Einfluss des Näpfcchendurchmessers, des texturierten Flächenanteils und des Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnisses auf das Reibungsverhalten. Es zeigte sich bei 100°C ein Minimum der Reibungszahl bei einem Texturdurchmesser von 40  $\mu\text{m}$ . Die Reibung lies sich hierbei für eine Gleitgeschwindigkeit von 500 mm/s um über 80 % im Vergleich zur untexturierten Referenzprobe reduzieren. Bei 50°C lag der optimale Texturdurchmesser bei 200  $\mu\text{m}$ . Es konnte somit ein Einfluss der Ölviskosität auf den optimalen Näpfcchendurchmessers festgestellt werden. Beim Abgleich der Ergebnisse mit Wirkmechanismen aus der Literatur stellte sich der mikro-hydrodynamische Druckaufbau als dominantester Mechanismus heraus. Strömungsbedingungen, welche durch die Reynolds-Zahl charakterisiert werden konnten, waren entscheidend für das Wirken oder nicht Wirken der Mikrotexturen.

## Abstract

Tribology, the science of friction, wear and lubrication is one of the disciplines, which is important in many situations. One of the main goals is to reduce friction and wear. Since the early 1990s when the first papers on the tribological effect of regular micro textured surfaces were published many others followed. Laser surface texturing (LST) was successfully applied to various materials and applications in order to improve tribological properties. Discrete micro textures like dimples or channels have been proven to influence both friction and wear. However until today, most of the geometrical variations for dimple diameter, depth and dimple area density haven't been performed systematically.

In our study circular micro dimples ranging from 15 to 800  $\mu\text{m}$  in diameter were crated on a steel surface. The dimple area density was in the range of 5 to 30% (Standard: 10%) and the depth to diameter ratio was between 0.02 and 0.2 (Standard: 0.1).

The tribological effects of the textured surfaces were characterized under unidirectional sliding conditions (contact pressure: 3 MPa, lubrication: synthetic polyalphaolefine without additives). Tests were performed at room temperature, 50°C and 100°C. Besides the characterization of the tribological properties under stationary conditions, transient conditions were considered.

A significant influence of the dimple diameter, the textured area and the aspect ratio of the dimples on the frictional properties could be proven. For 100°C the optimum dimple diameter for maximum friction reduction was at 40  $\mu\text{m}$ . A maximum reduction of more than 80% could be achieved at a sliding speed of 500 mm/s. By reducing the oil temperature from 100°C to 50°C the optimum dimple diameter changed from 40  $\mu\text{m}$  to 200  $\mu\text{m}$ . A dependency of the oil viscosity and the optimum dimple diameter could be shown. The results were discussed in context of the literature and the micro-hydrodynamic pressure build up was found to be the dominating mechanism. Fluid flow conditions, characterized by the Reynolds number, were crucial for acting of the micro textures to lower friction or the lack thereof.

## **Inhaltsverzeichnis**

<b>1</b>	<b>Motivation .....</b>	<b>9</b>
<b>2</b>	<b>Einleitung.....</b>	<b>10</b>
<b>2.1</b>	<b>Tribologie .....</b>	<b>10</b>
2.1.1	Hydrodynamische Reibung .....	13
2.1.2	Festkörperreibung .....	13
2.1.3	Mischreibung .....	14
<b>2.2</b>	<b>Oberflächenmikrotexturierung.....</b>	<b>15</b>
2.2.1	Verfahren zu Oberflächenmikrotexturierung .....	15
<b>2.3</b>	<b>Wirkmechanismen der Texturelemente .....</b>	<b>17</b>
2.3.1	Mikro-Hydrodynamischer Druckaufbau .....	19
2.3.2	Schmiermittelspeicher .....	28
2.3.3	Verschleißpartikelaufnahme .....	28
2.3.4	Benetzungsverhalten.....	33
<b>3</b>	<b>Versuchsmaterialien und experimentelle Methoden .....</b>	<b>35</b>
<b>3.1</b>	<b>Versuchsmaterial .....</b>	<b>35</b>
<b>3.2</b>	<b>Probenpräparation .....</b>	<b>35</b>
<b>3.3</b>	<b>Laseroberflächentexturierung .....</b>	<b>40</b>
<b>3.4</b>	<b>Tribologische Charakterisierung .....</b>	<b>47</b>
<b>3.5</b>	<b>Kontaktwinkelmessung .....</b>	<b>52</b>
<b>4</b>	<b>Ergebnisse .....</b>	<b>53</b>
<b>4.1</b>	<b>Ausgangszustand der tribologischen Wirkflächen.....</b>	<b>53</b>
<b>4.2</b>	<b>Benetzungsverhalten .....</b>	<b>55</b>
<b>4.3</b>	<b>Tribologische Eigenschaften unter stationären Bedingungen.....</b>	<b>56</b>
4.3.1	Einfluss des Näpfchendurchmessers .....	56
4.3.2	Einfluss der Näpfchentiefe .....	60

4.3.3	Einfluss des texturierten Flächenanteils.....	62
4.3.4	Einfluss der Anordnung .....	64
4.3.5	Einfluss der Öltemperatur.....	67
<b>4.4</b>	<b>Tribologische Eigenschaften unter transienten Bedingungen.....</b>	<b>71</b>
4.4.1	Einfluss des Nöpfchendurchmessers .....	71
4.4.2	Einfluss der Nöpfchentiefe .....	76
4.4.3	Einfluss des texturierten Flächenanteils.....	78
<b>4.5</b>	<b>Topografie der Oberfläche nach tribologischer Beanspruchung.....</b>	<b>80</b>
<b>4.6</b>	<b>Zusammenfassung der Versuchsergebnisse .....</b>	<b>81</b>
<b>5</b>	<b>Diskussion .....</b>	<b>82</b>
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung .....</b>	<b>115</b>
<b>7</b>	<b>Ausblick .....</b>	<b>117</b>
	<b>Literaturverzeichnis.....</b>	<b>118</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>122</b>
	<b>Anhang A1 .....</b>	<b>128</b>

## Nomenklatur

$a_{tex}$	%	texturierter Flächenanteil
$E$	%	Effizienz
$f_l$	$s^{-1}$	Pulsfrequenz des Lasers
$F_N$	N	Reibungskraft
$F_R$	N	Normalkraft
$h$	$\mu m$	Schmierspalthöhe
$l$	$\mu m$	Länge, über die sich eine Strömung einstellt
$l_h$	$\mu m$	Näpfchenabstand bei hexagonaler Anordnung
$l_k$	$\mu m$	Näpfchenabstand bei kubischer Anordnung
$v_l$	mm/s	Verfahrgeschwindigkeit des Lasers
$\nu$	$mm^2/s$	kinematische Viskosität
$\mu_{vis}$	Pa s	dynamische Viskosität
$\mu_{poliert}$	-	Reibungskoeffizient einer polierten Referenzoberfläche
$p$	MPa	Flächenpressung
$v$	mm/s	Gleitgeschwindigkeit / Strömungsgeschwindigkeit
$w$	$\mu m$	Näpfchendurchmesser
$\Delta y_h$	$\mu m$	Reihenverschiebung in y-Richtung bei hexagonaler Anordnung
$\Delta x_h$	$\mu m$	Reihenverschiebung in x-Richtung bei hexagonaler Anordnung
PAO	-	Polyalphaolefin (additivfreies, vollsynthetisches Öl)
$\rho$	$kg/m^3$	Dichte

# 1 Motivation

Jährlich entstehen Millionen Tonnen CO<sub>2</sub> bei der Überwindung unerwünschter Reibung. Im Automobil zum Beispiel beläuft sich der durch Reibung verursachte Treibstoffverbrauch auf ein Drittel des insgesamt benötigten Treibstoffs, gemessen vom Motor über die Bremsen bis zu den Reifen [1]. Im Motor an sich entstehen 11,5% der totalen Reibungsverluste, im Getriebe sind es 5% [1]. Die volkswirtschaftliche Bedeutung von Reibung und Verschleiß und die beträchtlichen Einsparmöglichkeiten durch verstärkte Forschungsaufwendungen sowie die Anwendung bereits vorhandener tribologischer Erkenntnisse werden auch durch verschiedene Studien belegt. So ergab der „BMFT Report 1983“, dass in den Industrieländern etwa 4,5% des Bruttoinlandsprodukts (BIP) durch Reibung, Verschleiß und Korrosion verloren gehen [2, 3]. Bei einem BIP von 2397 Mrd. € in der Bundesrepublik Deutschland im Jahr 2009 ergibt sich ein Schaden von 108 Mrd. €. Umgerechnet auf einen Bürger entstand so jedem einzelnen ein Schaden von über 1300 € [4]. In Forschung und Entwicklung werden mannigfaltige Wege erdacht, sich dem Problem zu nähern und Reibung, Verschleiß und Korrosion zu senken. Forschungsaktivitäten zielen hier beispielsweise auf Beschichtungen aus harten Materialien wie diamantähnlichem Kohlenstoff (DLC), polykristallinem Diamant oder auf die Modifikation der Oberfläche. Eine umweltfreundliche und ökonomische Möglichkeit der Veränderung der Oberflächentopografie stellt die Lasertexturierung dar. Laserprozesse sind beliebt, da sie flexibel, ökologisch und ökonomisch sind. In zahlreichen Arbeiten wurde bereits das große Potenzial von Oberflächenmikrotexturen nachgewiesen. Einen Überblick darüber gibt [5]. Trotz der Vielzahl von Arbeiten in diesem Gebiet bleiben entscheidende Fragen offen. Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit den Größeneffekten der Mikrotexturierung tribologisch belasteter Oberflächen. Es steht die Frage nach den Wirkmechanismen dieser Texturen im Vordergrund. Wieso führen Texturen mit einem bestimmten Durchmesser, einer bestimmten Tiefe und einem gewissen texturiertem Flächenanteil zu einer Senkung der Reibung, während sich andere Texturen als weniger förderlich herausstellen? Welche Mechanismen wirken hier? Diesen und weiteren Fragen soll sich im Rahmen dieser Arbeit genähert werden.

## 2 Einleitung

### 2.1 Tribologie

Tribologie ist die Lehre von Reibung, Verschleiß und Schmierung. Das Wort „Tribologie“ kommt vom griechischen „tribos“, was „das Reiben“ bedeutet [2]. Es handelt sich um eine interdisziplinäre Wissenschaft, für deren Verständnis meist die Fachbereiche Physik, Chemie, Materialwissenschaften, Kontaktmechanik und Strömungslehre nötig sind. Forschungsaktivitäten im Bereich Tribologie erstrecken sich von der Reibung zwischen Kontaktlinsen und Augenlid [6] über künstliche Hüftgelenke [7] bis zu Anwendungen im Automobil, wo meist die Reduzierung von Reibung im Vordergrund steht [8], was wiederum auch eine Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs nach sich zieht. So beläuft sich der durch Reibungsverluste verursachte Kraftstoffverbrauch beim Automobil auf ein Drittel des Gesamtverbrauchs [1]. Bei bestimmten Anwendungen wie z.B. Bremsen und Kupplungen kann jedoch auch eine Steigerung der Reibung gewollt sein [9].

Die frühesten Forschungsarbeiten auf dem Gebiet der Tribologie gehen auf Leonardo da Vinci und Guillaume Amontons zurück, die unabhängig voneinander die Proportionalität zwischen Reibungskraft  $F_R$  und Normalkraft  $F_N$  als Reibungskoeffizient  $\mu$  definierten (Gleichung 2.1).

Gleichung 2.1

$$\mu = \frac{F_R}{F_N}$$

Generell betrachtet, lässt sich Reibung in einem geschmierten System in Festkörper-, Grenz-, Misch-, elasto-hydrodynamische und hydrodynamische Reibung unterteilen. Eine Einteilung der unterschiedlichen Reibungsregime wurde bereits im Jahr 1902 von Richard Stribeck vorgenommen [10]. Mit der Einführung der nach ihm benannten Stribeck-Kurve wurde eine Auftragung des Reibungskoeffizienten in Abhängigkeit des Stribeck-Parameters vorgenommen, welcher sich nach Gleichung 2.2 aus der Gleitgeschwindigkeit  $v$ , der Schmiermittelviskosität  $\mu_{vis}$  und der Flächenpressung  $p$  errechnet [10].

Gleichung 2.2

$$\text{Stribeck - Parameter} = \frac{v \cdot \mu_{\text{vis}}}{p} \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \frac{\text{MPa}}{\text{MPa}} \right]$$

In Abbildung 2.1 ist die Stribeck-Kurve gezeigt. Für geschmierte Systeme im Flächenkontakt sind drei Bereiche relevant, die Grenz-, Misch-, und die hydrodynamische Reibung. Eine Unterscheidung der einzelnen Bereiche kann mit Hilfe der spezifischen Schmierfilmdicke (Gleichung 2.3) vorgenommen werden. In die Berechnung gehen die  $R_q$ -Werte ( $R_q$  ist der quadratische Mittelwert der Profilabweichung) der beiden Oberflächen ein. Für  $\Lambda \approx 0$  liegt Grenzreibung vor, bei  $\Lambda \approx 1$  befindet sich das System im Bereich der Mischreibung.

Gleichung 2.3

$$\Lambda = \frac{h}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}}$$

Sind die beiden Reibungspartner lückenlos durch einen Flüssigkeitsfilm getrennt ( $\Lambda > 3$ ), so spricht man von hydrodynamischer Reibung. Gleitgeschwindigkeit, Schmiermittelviskosität und Flächenpressung beeinflussen in diesem Reibungsregime die Dicke des Schmierfilms. Es gilt: Mit zunehmender Schmierfilmdicke steigt die Reibung. Eine steigende Gleitgeschwindigkeit oder Schmiermittelviskosität bei sonst gleichbleibenden Parametern führt somit zu einer Zunahme des Reibungskoeffizienten. Eine Steigerung der Flächenpressung hat hingegen ein Sinken des Reibungskoeffizienten zur Folge.

Liegen hydrodynamische und Festkörperreibung nebeneinander vor ( $\Lambda \approx 1$ ), so bewegt man sich im Gebiet der Mischreibung. In diesem Reibungsregime haben eine steigende Gleitgeschwindigkeit oder Schmiermittelviskosität wie auch eine sinkende Flächenpressung einen Abfall des Reibungskoeffizienten zur Folge. Durch das Schmiermittel wird ein hydrodynamischer Druck erzeugt, welcher der Normalkraft entgegenwirkt und somit den Festkörperkontakt der beiden Reibungspartner entlastet.

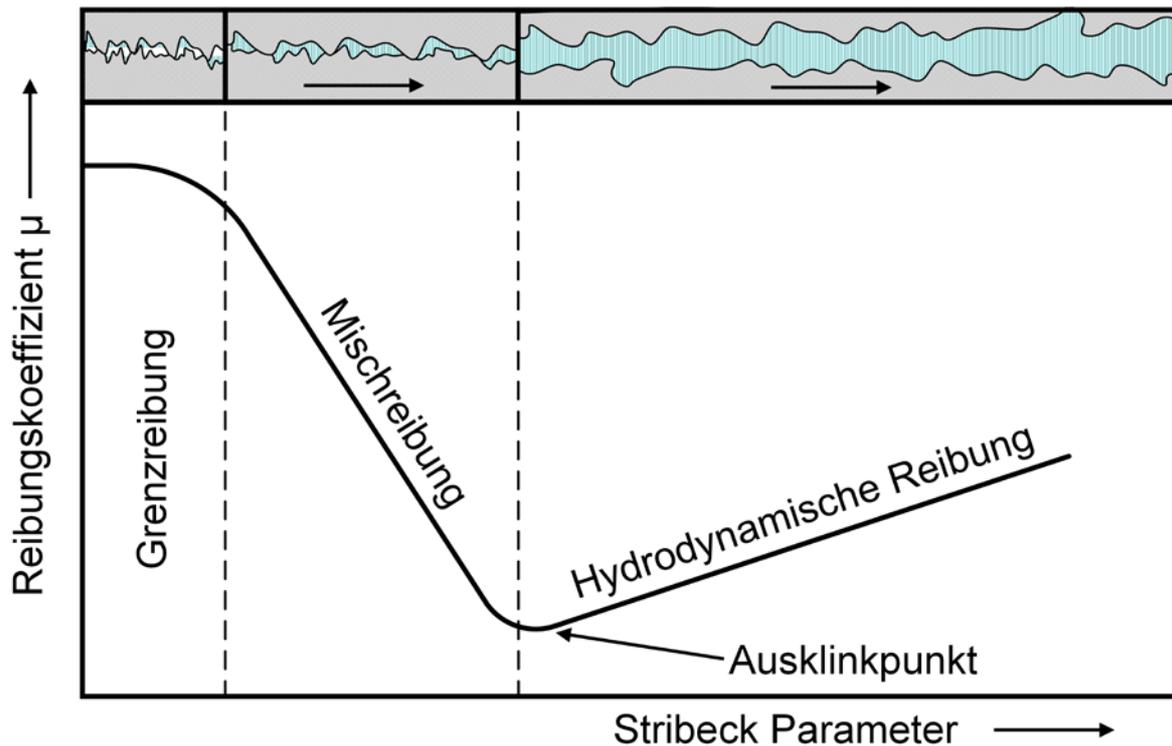


Abbildung 2.1: Reibungskoeffizient aufgetragen in Abhängigkeit des Stribeck-Parameters mit hydrodynamischem Ast der Reibung, Mischreibung und Grenzreibung; Abbildung basiert auf [10]

Der Übergang von der hydrodynamischen in die Mischreibung wird durch den so genannten Ausklinkpunkt definiert. Hier liegt der niedrigste Reibungskoeffizient vor, es ist also das Minimum der Stribeck-Kurve. Bei der kritischen Last handelt es sich um die Flächenpressung, bei der dieser Ausklinkpunkt liegt.

Bei der Festkörperreibung stehen die Körper in unmittelbarem Kontakt. Im Fall der Grenzreibung ist die Oberfläche der Reibungspartner mit einem molekularen Grenzschichtfilm bedeckt. Hier findet keinerlei zusätzlicher hydrodynamischer Druckaufbau statt, der Reibungskoeffizient ist also unabhängig vom Stribeck-Parameter. Für die vorliegende Arbeit ist vor allem die Mischreibung relevant, da hier zwei Festkörperoberflächen in direktem Kontakt stehen und es somit hauptsächlich in diesem Regime zu Verschleiß kommen kann. Im Ventiltrieb eines Automobils beispielsweise liegt überwiegend Mischreibung vor (15% der Gesamtreibung im Motor) [1]. Im reversierenden System Kolbenring-Zylinderwand sind die Reibungszustände komplexer. Hier gehen 10% der auftretenden Reibungsverluste auf die Mischreibung zurück [11, 12].

### 2.1.1 Hydrodynamische Reibung

Bei der hydrodynamischen Reibung sind Grund- und Gegenkörper komplett durch ein Zwischenmedium voneinander getrennt. Durch Scherung des Zwischenmediums kommt es zu Energieverlusten, welche zum Auftreten einer Kraft führen, die der Relativbewegung der Oberflächen entgegenwirkt. Es handelt sich um eine meist reibungs- und verschleißarme Art der Kraftübertragung. Ein tragfähiger Schmierfilm baut sich auf und hält mit der von außen aufgebrachten Normalkraft das Gleichgewicht. Als Zwischenmedium oder auch Schmierstoff sind inkompressible Medien wie Fluide, aber auch gasförmige Medien möglich.

Zur Beurteilung der Strömung dient die Reynolds-Zahl. Sie ist eine dimensionslose Kennzahl, welche das Verhältnis von Trägheits- und Reibungskraft angibt und errechnet sich aus der Dichte  $\rho$  und Viskosität  $\mu_{vis}$  des verwendeten Schmiermittels, der Strömungsgeschwindigkeit  $v$  und der charakteristischen Länge  $l$  (Gleichung 2.4). Mit Hilfe der anwendungsbezogenen, kritischen Reynolds-Zahl, unterhalb welcher laminare Strömung vorliegt, lässt sich der Strömungszustand (laminar oder turbulent) beurteilen [13].

$$\text{Gleichung 2.4} \quad \text{Reynolds-Zahl} = \frac{\text{Trägheitskraft}}{\text{Reibungskraft}} = \frac{\rho \cdot v \cdot l}{\mu_{vis}}$$

Die charakteristische Länge  $l$  ist für jeden Anwendungsfall individuell und bei geschmierten Systemen häufig mit der Schmierfilmdicke  $h$  gleichgesetzt. Ist die Reynolds-Zahl sehr klein ( $Re \ll 1$ ) so dominieren die Reibungskräfte. Die Trägheitskräfte wirken einer Beschleunigung oder einem Abbremsen der Strömung entgegen. Sie können in diesem Fall ( $Re \ll 1$ ) vernachlässigt werden.

### 2.1.2 Festkörperreibung

Bei der Festkörperreibung sind die beiden Reibungspartner in unmittelbarem Kontakt. Es befindet sich weder ein trennender Schmierfilm zwischen den Reibungspartnern, noch werden sie durch einen molekularen Film getrennt [14]. Für die Festkörperreibung werden hauptsächlich vier Reibungsmechanismen unterschieden, die Adhäsion, die plastische Deformation, die Furchung und die

elastische Hysterese und Dämpfung. Im Falle der Adhäsion kommt es zur Ausbildung von Adhäsionsbindungen in der Kontaktfläche, welche im weiteren Verlauf wieder gebrochen werden [14].

Ein weiterer Mechanismus der Reibungsentstehung ist das Auftreten von plastischer Deformation bei metallischen Werkstoffen. Berühren sich zwei Körper, so kommt es im Bereich der Mikrokontaktfläche bei einer Relativbewegung zu Kontaktdeformation. Wenn sich zwei Körper unterschiedlicher Härte in Kontakt befinden und es zu einer Relativbewegung kommt, so können Rauheitsspitzen des härteren Körpers in den weicheren eindringen und diesen furchen. Bei spröderen Materialien kann es zu Mikrobruchvorgängen kommen [15].

Der vierte Mechanismus der Festkörperreibung ist die elastische Hysterese und Dämpfung. Es kommt zu einem örtlich und zeitlich statistisch verteilten Auf- und Abbau von Spannungs- und Schwingungsfeldern, wodurch es zur Energieabsorption kommt. Unter diesen Punkt fällt beispielsweise die Abstrahlung akustischer Wellen, was wiederum in einer Geräuschentwicklung resultiert [16].

### **2.1.3 Mischreibung**

Bei der Mischreibung liegt sowohl Festkörperreibung als auch Flüssigkeitsreibung vor. Im Gegensatz zur reinen Festkörperreibung, wo Grund- und Gegenkörper in direktem Kontakt stehen, sind bei der Mischreibung die beiden Körper zwar in Kontakt, jedoch durch ein zusätzlich vorhandenes Fluid z.B. ein Schmieröl teilweise getrennt. Diese Trennung der beiden Körper wird durch den Aufbau eines hydrodynamischen Drucks möglich, welcher der Normalkraft entgegenwirkt. Dies führt im Allgemeinen zu einer Senkung von Reibung und Verschleiß im Vergleich zum ungeschmierten System [2].

## 2.2 Oberflächenmikrotexturierung

Ein vielversprechendes Verfahren zur Reduzierung der Reibung im Kontakt zweier relativ zueinander bewegter Oberflächen ist die Oberflächentexturierung. In Modellversuchen zeigte sie bereits ihr enormes Potenzial, aber auch in Modellanwendungen wurden Oberflächentexturen bereits erfolgreich eingesetzt [17].

### 2.2.1 Verfahren zu Oberflächenmikrotexturierung

Es gibt verschiedene Methoden eine Oberfläche mit einer Textur zu versehen. Die Erstellung mikrotexturierter Oberflächen kann mechanisch, zum Beispiel durch Indentation [18], Prägen [19, 20] oder Fräsen [21], photolithographisch [18, 22-24], durch reaktives Ionenätzen [25-27] oder mittels Laserabtrag [28-35] erfolgen. Eine Übersicht verschiedener Herstellungsmethoden gibt Abbildung 2.2. Die Fertigung von Oberflächentexturen mit Hilfe eines Lasers erweist sich hierbei in mehrfacher Hinsicht als vorteilhaft. So sind Laserprozesse im Allgemeinen schnell und umweltfreundlich. Ein weiterer Vorteil liegt in der hohen Flexibilität.

Bei der Herstellung von Mikrotexturen durch Laserabtrag sind zwei prinzipielle Verfahren zu unterscheiden. Vom Schmelzaustriebverfahren wird bei Lasern mit Pulsen im Nanosekundenbereich gesprochen. Das Laserlicht wird von der Oberfläche absorbiert, der Oberfläche wird hierdurch Energie zugeführt. Dadurch wird ein Teil des Materials durch Sublimation in die Gasphase überführt. Ein weit größerer Teil wird aufgeschmolzen. Aufgrund von Volumenänderungen beim Übergang von Feststoff zu Flüssigkeit sowie durch das entstehende Gas wird Schmelze aus dem gerade entstehenden Nöpfchen ausgetrieben. Diese erstarrt am Rand wieder, wodurch der Aufwurf, die so genannte Debris, entsteht.

Um diese Debris zu vermeiden, können Femtosekundenlaser eingesetzt werden. Das zu entfernende Material wird bei diesen Anlagen hauptsächlich durch Sublimation direkt vom Feststoff in die Gasphase überführt.

Die Debris hat eine Veränderung der Topografie zur Folge und somit wiederum Einfluss auf das Reibungsverhalten. Kovalchenko *et al.* vergleichen in ihren Untersuchungen lasertexturierte Oberflächen mit und ohne Debris. Sie kommen zu dem Schluss, dass die Debris für eine positive Wirkung der Texturelemente im Hinblick auf eine Reibungssenkung, vor der tribologischen Charakterisierung entfernt werden muss [31].

## 2. Einleitung

---

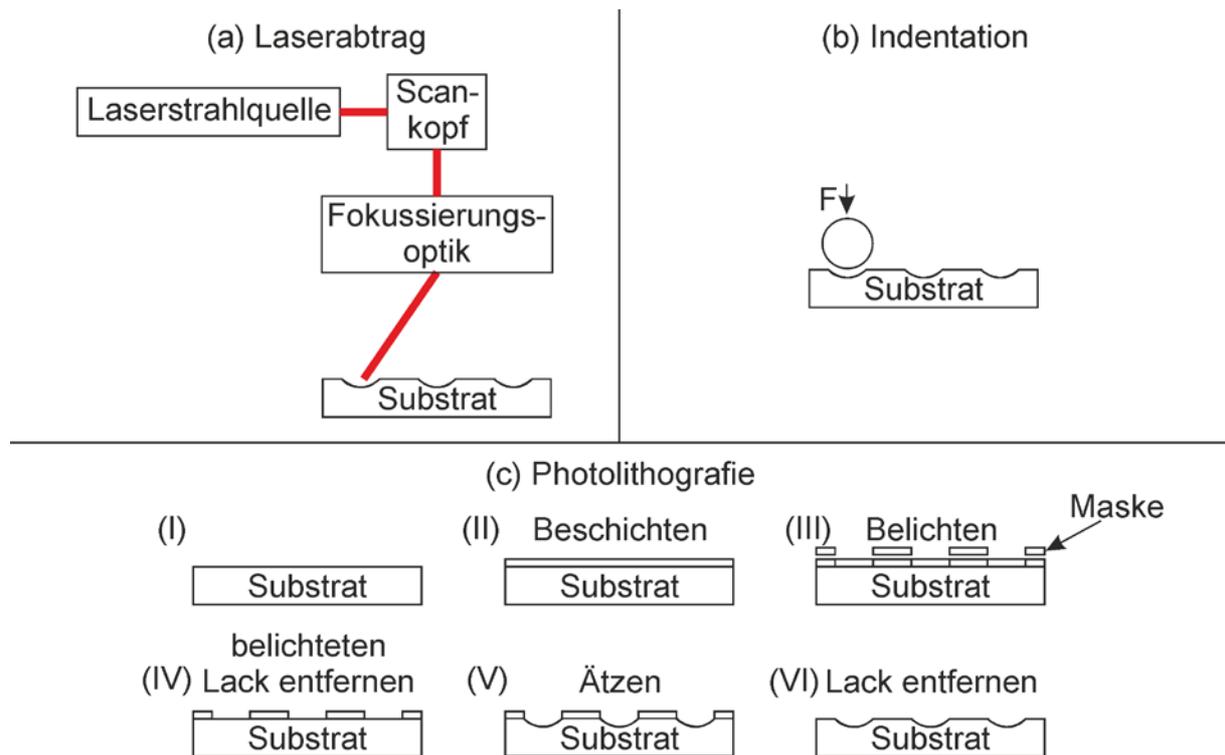


Abbildung 2.2: Schematische Darstellung der Fertigung von Mikrostrukturen mittels Laserabtrag (a), durch Indentation (b) und Photolithografie (c)

### 2.3 Wirkmechanismen der Texturelemente

Forschungsvorhaben im Bereich der tribologischen Charakterisierung mit mikrotexturierten Oberflächen wurden bereits vielfach durchgeführt. Im Allgemeinen werden in diesen Arbeiten vier Mechanismen genannt, welche einen Beitrag zur Reibungsminderung durch die Mikrotexturierung der Oberfläche leisten. Als häufigste Erklärung für eine Senkung der Reibung durch Mikrotexturen wird der mikrohydrodynamische Druckaufbau genannt [36]. Modellrechnungen, welche den Druckaufbau im Gebiet der Hydrodynamik simulieren, deuten auf eine Reibungsminderung durch die Texturen in diesem Reibungsregime hin [37]. Deutlich komplexer ist allerdings die Simulation im Gebiet der Mischreibung. Als weitere Mechanismen finden sich das Aufnehmen von Verschleißpartikeln [38], das Speichern von Schmiermittel [18] und die Änderung des Benetzungsverhaltens [39] der tribologischen Wirkflächen. Eine Übersicht der Mechanismen gibt Abbildung 2.3. Zusammen sollen diese vier Mechanismen zu einer Senkung von Reibung und Verschleiß führen.

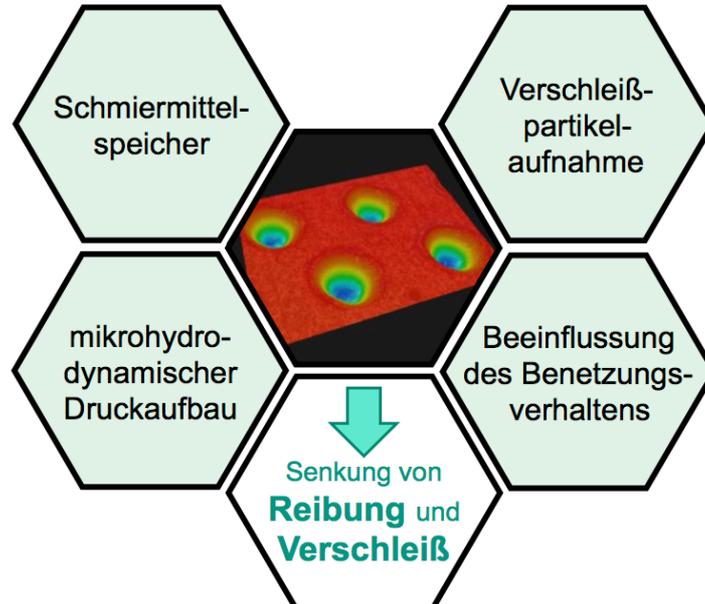


Abbildung 2.3: Übersicht der Wirkmechanismen lasertexturierter Oberflächen die zur Senkung von Reibung und Verschleiß führen

Um diese Mechanismen zu untersuchen, beschäftigten sich diverse Arbeiten mit geometrischen Größeneffekten (Durchmesser, Tiefe, Tiefe-zu-Durchmesser

## 2. Einleitung

Verhältnis und texturiertem Flächenanteil der Nöpfchentextur) der Mikrostrukturen [22, 40-43]. Allerdings zeigte sich hier bisher kein klares Bild bezüglich des Zusammenhangs zwischen einer optimalen Textur und der Reibungssenkung durch die Texturen. In Abbildung 2.4 wurden die Ergebnisse aus vielen verschiedenen Publikationen aufgearbeitet. Es gibt einerseits Texturen mit einem Durchmesser 30-60  $\mu\text{m}$  (grüne Sterne) welche zu einer Senkung der Reibung im Vergleich zu ihren untexturierten Referenzoberflächen (schwarze Sterne) führen. Auf der anderen Seite zeigen andere Texturen im Durchmesserbereich 30-60  $\mu\text{m}$  (grüne Vierecke) auch eine Steigerung der Reibung im Vergleich zur Referenzoberfläche (schwarze Vierecke). Im folgenden Kapitel werden die in diesen Publikationen diskutierten Wirkmechanismen der Texturalelemente genauer betrachtet.

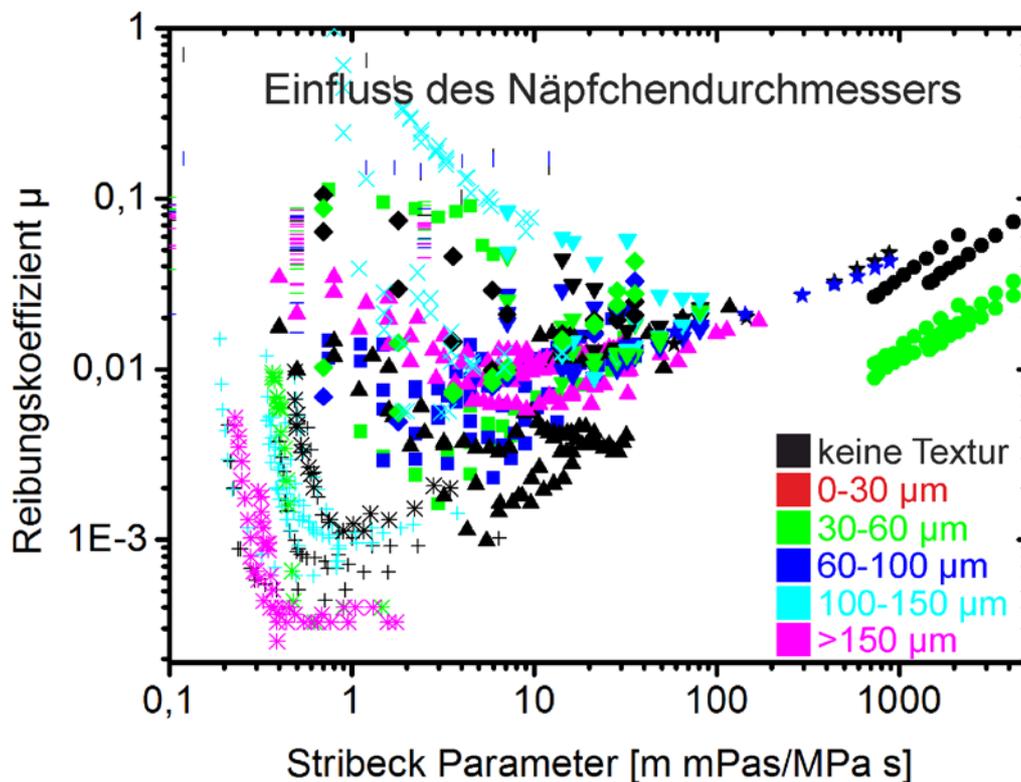


Abbildung 2.4: Reibungskoeffizient aufgetragen in Abhängigkeit des Stribeck-Parameters für verschiedene untexturierte und texturierte Oberflächen mit unterschiedlichem Nöpfchendurchmesser; die unterschiedlichen Symbole stehen jeweils für eine Literaturstelle [18, 24, 27, 29, 31, 33-35, 44-51]

### 2.3.1 Mikro-Hydrodynamischer Druckaufbau

Ein zusätzlicher, durch die Mikrostrukturierung tribologischer Wirkflächen hervorgerufener hydrodynamischer Druckaufbau konnte in experimentellen Arbeiten direkt in einer Verschiebung des Ausklinkpunktes der hydrodynamischen Reibung (Übergang von Mischreibung zur hydrodynamischen Reibung) hin zu niedrigeren Gleitgeschwindigkeiten beobachtet werden. Dies ist in Abbildung 2.5 (a) schematisch dargestellt. Eine weitere Möglichkeit ist die Erhöhung der kritischen Last (Flächenpressung beim Ausklinkpunkt), schematisch zu sehen in Abbildung 2.5 (b). Zur Bestimmung der kritischen Last wurde im Experiment typischerweise die Normalbelastung und somit die Flächenpressung bei konstanter Gleitgeschwindigkeit erhöht, bis das System in die Mischreibung überging [25]. Eine weitere Möglichkeit zur experimentellen Bestimmung hydrodynamischer Effekte ist die Messung der Schmierfilmdicke [33].

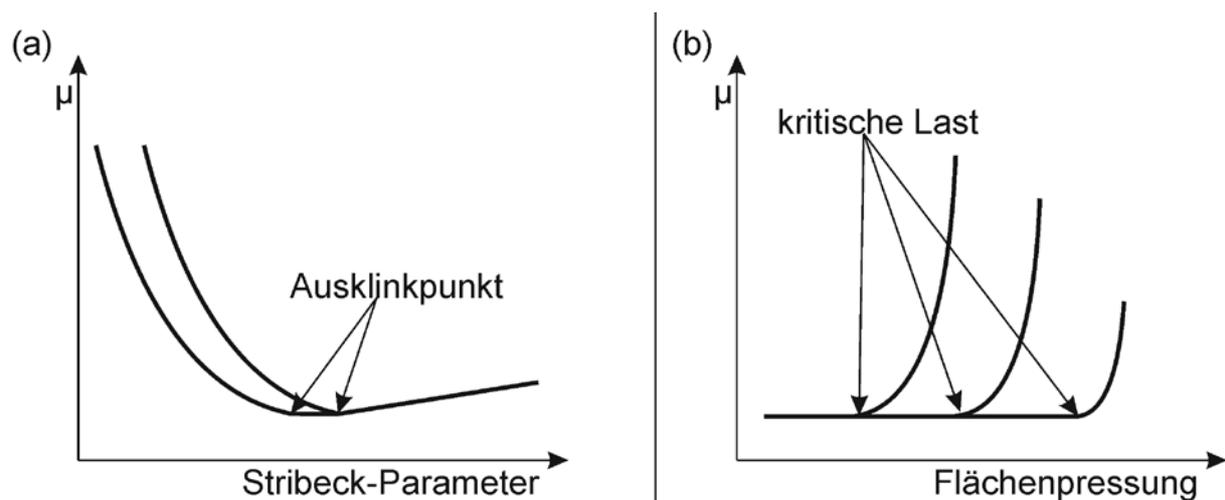


Abbildung 2.5: Schematische Darstellung des Reibungskoeffizient  $\mu$  in Abhängigkeit des Stribeck-Parameters mit eingezeichnetem Ausklinkpunkt (a) sowie Reibungskoeffizient  $\mu$  in Abhängigkeit von der Flächenpressung zur Bestimmung der kritischen Last (b)

Eine erste Theorie hinter dem mikro-hydrodynamischen Druckaufbau durch die Texturen setzt zunächst einmal das Auftreten von Kavitation voraus. In Abbildung 2.6 (a) ist die Wirkungsweise eines idealen Mikrorauheitshügels schematisch mit dem Verlauf des dazugehörigen Druckprofils dargestellt. Der Rauheitshügel ragt hier in den Schmierfilm hinein. Beim Vorbeiströmen des Schmiermittels am

## 2. Einleitung

Rauheitshügel steigt zunächst der Druck an. Im weiteren Verlauf nach dem Rauheitshügel fällt der Druck wieder ab, jedoch nicht um den Betrag, um den er vorher angestiegen ist. Der Druckabfall ist nur bis zum Erreichen des Dampfdruckes der Flüssigkeit möglich. Nach Unterschreiten des Dampfdruckes kommt es zur Bildung von Kavitationsblasen. Das Integral über die beiden auftretenden Drücke stellt einen zusätzlich generierten Druck dar [25].

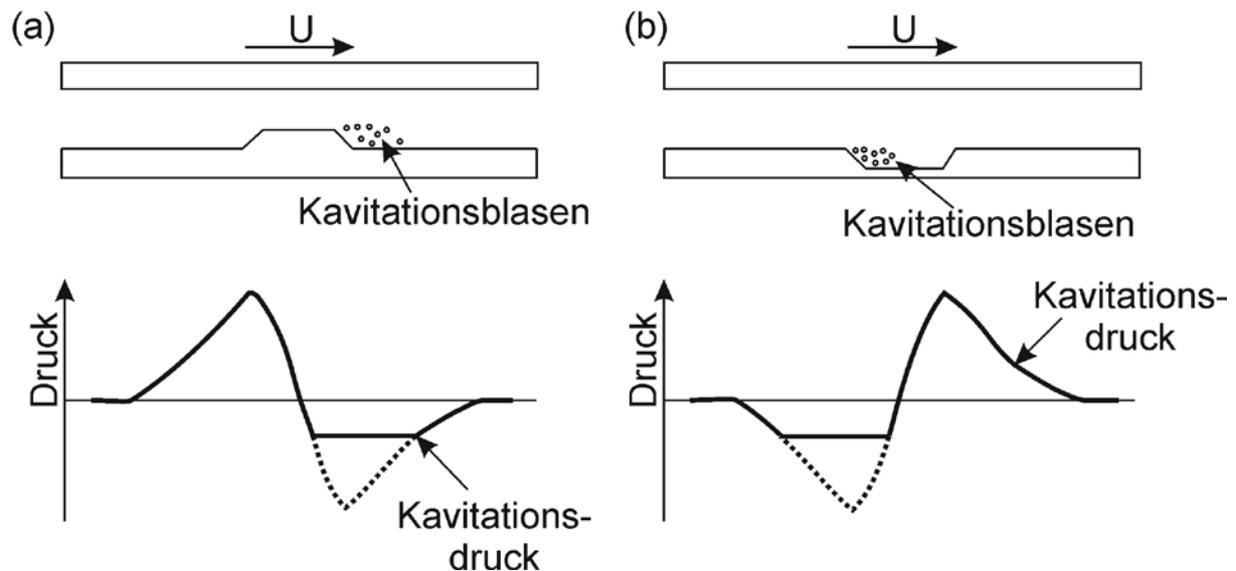


Abbildung 2.6: Mikrohydrodynamischer Effekt mit auftretender Kavitation am Beispiel eines idealen Mikrorauheitshügels (a) sowie an einer Vertiefung (b)

Abbildung 2.6 (b) zeigt die Druckverteilung entlang eines Nöpfchens. Hier kommt es zu negativem Druck in der vorderen Hälfte des Texturelements und zu positivem Druck im hinteren Teil. Ohne Kavitation würden sich der negative und der positive Druck gegenseitig ausgleichen. Aufgrund der Freisetzung von eingeschlossenen Gasen kann der negative Druckanteil jedoch nicht unterhalb des Dampfdruckes der Flüssigkeit liegen. Diese asymmetrische Druckverteilung führt zum Aufbau eines größeren hydrodynamischen Drucks und kann somit in einer Erhöhung der Schmierfilmdicke resultieren [18, 52].

Auch ohne die oben beschriebene Kavitation kann es zum Aufbau eines zusätzlichen Drucks durch Mikrotexturen kommen [53]. Wird eine Kante angeströmt, so kommt es zum Aufstauen von Schmiermittel. Dies resultiert in einem Druckaufbau an der Auslasskante eines Texturelements.

Im Folgenden werden Arbeiten besprochen, welche sich mit den Größeneffekten geometrischer Näpfchenparameter (Durchmesser, Tiefe, Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis und texturiertem Flächenanteil der Näpfchentextur) beschäftigen. Die systematische Variation der unterschiedlichen Parameter hält sich allerdings bei vielen Arbeiten in Grenzen.

Zunächst einmal soll sich dem Einfluss des **Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnisses** und der **Tiefe** auf das Reibungsverhalten genähert werden. Es ergibt sich aus mehreren Arbeiten ein optimales Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis in einem Bereich von 0,08 bis 0,14 [22, 40-42]. Jedoch findet sich auch eine Literaturstelle, welche das Optimum bei ca. 0,01 sieht [25]. Der Unterschied zwischen den beiden Bereichen ist hauptsächlich in der Viskosität des verwendeten Zwischenmediums zu finden. So arbeiten die Autoren der Untersuchungen, welche das Optimum bei 0,09 oder 0,14 finden mit Ölen, während Wang *et al.* (Optimum bei ca. 0,01) seine Untersuchungen mit Wasser, also einem niedrigviskosen Zwischenmedium, durchführt.

Die experimentellen Untersuchungen, welche das Optimum des Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis bei 0,041 sehen, finden im ölgeschmierten Gleitkontakt (Saybolt Nummer 125/135, Saybolt Universal Second oder SUS ist eine Maßeinheit für die kinematische Viskosität; Zeit die 60 cm<sup>3</sup> Öl bei konstanter Temperatur zum Durchfluss durch ein kalibriertes Rohr benötigt) bei Normalkräften von 5 bis 30 N und einer Gleitgeschwindigkeit von 0,04 bis 0,32 m/s statt [22]. Texturen mit einem Durchmesser von 50, 80 und 110 µm und einer Tiefe von 4-5 µm wurden untersucht. Hieraus ergab sich ein Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis zwischen 0,09 und 0,041. Der texturierte Flächenanteil der betrachteten Oberflächen lag bei 20%. Bei Normalkräften von 5, 15 und 20 N zeigte die Oberfläche mit 80 µm Näpfchen ( $d/w \approx 0,056$ ) die höchsten Reibungszahlen. Die Textur mit 50 µm ( $d/w \approx 0,09$ ) Näpfchen liegt entsprechend unterhalb der 80 µm Textur. Jedoch bewegt sich auch die Textur mit 110 µm ( $d/w \approx 0,041$ ) Näpfchen auf gleichem Niveau mit der Textur mit 50 µm Näpfchen und somit unterhalb der 80 µm Textur. Eine Erklärung für die unterschiedlichen gefundenen optimalen Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnisse geben die Autoren nicht. Insgesamt ist bei der Untersuchung jedoch festzuhalten, dass kein Vergleich mit einer untexturierten Referenzoberfläche vorgenommen wurde.

In der Arbeit von Kim *et al.* [42] werden Texturen mit einem Durchmesser von 80, 106 und 130 µm bei verschiedener Tiefe und daraus resultierenden verschiedenen Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnissen (0,14 und 0,3) bei unterschiedlichen texturierten

## 2. Einleitung

---

Flächenanteilen (10, 20 und 30%) untersucht. Die Versuche werden bei verschiedenen Kombinationen aus Gleitgeschwindigkeit (0,0628, 0,262, 0,272 und 0,340 m/s) und Normalkraft (1,275, 2,452, 4,903, 5,590 und 14,710 N) durchgeführt, um den Stribeck-Parameter in aufsteigender Reihenfolge zu variieren. Bei hohem Stribeck-Parameter zeigen die Texturen mit einem Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis von 0,14 niedrigere Reibungskoeffizienten im Vergleich zu Oberflächen mit Texturen mit einem Verhältnis von 0,3. Bei niedrigen Stribeck-Parameter gibt es keinen signifikanten Effekt des Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnisses auf das Reibungsverhalten. Die Autoren messen zwar einen Einfluss des Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnisses auf das Reibungsverhalten, jedoch geben sie keinen Erklärungsansatz für das gemessene Verhalten. In den Arbeiten von Wang *et al.* [25] wird nun als Zwischenmedium Wasser anstatt von Ölen verwendet. Die Untersuchungen finden mit keramischen SiC Selbstpaarungen statt. Die Gleitgeschwindigkeiten variieren sie von 0,31 bis 0,94 m/s und erhöhen hier sukzessive die Normalkraft bzw. die Flächenpressung, um die kritische Last zu bestimmen, bei der das System in die Mischreibung übergeht. Bei einem Näpftendurchmesser von 250  $\mu\text{m}$  und einem texturierten Flächenanteil von 5% variieren die Autoren die Näpftentiefe und finden ein Optimum bei 2,4  $\mu\text{m}$ . Im Abgleich mit den Experimenten führen die Autoren noch numerische Simulationen durch, in welchen sich tendenziell ein den experimentellen Daten ähnliches Verhalten zeigt. Die Autoren folgern daraus, dass hydrodynamische Effekte eine übergeordnete Rolle für die Verbesserung des Reibungsverhaltens durch die Mikrotexturierung spielen.

Die analytischen Arbeiten von Shinkarenko *et al.* [40] wie auch die Arbeiten von Ramesh *et al.* [43] sehen einen nichtlinearen Verlauf der dimensionslosen Reibungskraft (siehe Abbildung 2.7 und Abbildung 2.8).

In den analytischen Betrachtungen von Shinkarenko *et al.* [40] ergibt sich ein Optimum bei 0,08. In den Arbeiten wird das Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis variiert und in Abhängigkeit von der dimensionslosen Reibungskraft aufgetragen (siehe Abbildung 2.7). Die Autoren folgern daraus in einer späteren Veröffentlichung, dass das Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis der wichtigste Parameter ist, welcher die kritische Last und den Reibungskoeffizienten beeinflusst [54]. Eine Erklärung für den nichtlinearen Einfluss des Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnisses auf die dimensionslose Reibungskraft und damit auf den Reibungskoeffizienten geben die

Autoren allerdings nicht. Auch Ramesh *et al.* [43] finden in ihren numerischen Untersuchungen einen nichtlinearen Verlauf der optimalen Näpfchentiefe. Die normierte Reibungskraft sinkt zunächst bis zum Erreichen des Minimums ab. Im Anschluss, also bei steigender Tiefe, steigt die normierte Reibungskraft wieder an (siehe Abbildung 2.8) [43].

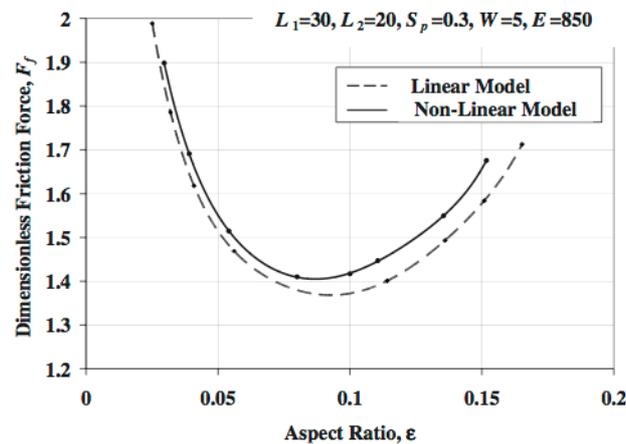


Abbildung 2.7: Dimensionslose Reibungskraft aufgetragen in Abhängigkeit des Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnisses (hier Aspect Ratio);  $a_{tex} = 30\%$  [40]

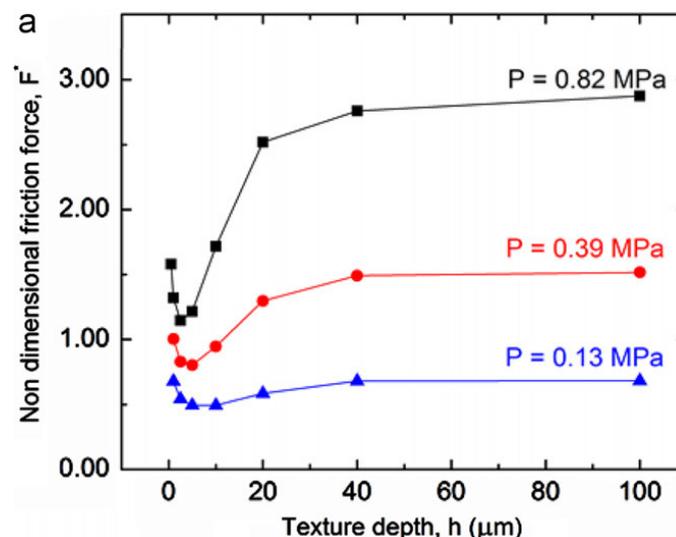


Abbildung 2.8: Normierte Reibungskraft (Verhältnis der Reibungskraft zum Umgebungsdruck multipliziert mit der Fläche) aufgetragen in Abhängigkeit von der Texturtiefe;  $a_{tex} = 20\%$  [43]

In einer Veröffentlichung von Scaraggi *et al.* [55] findet sich jedoch ein Erklärungsansatz. Zunächst einmal wird in den Überlegungen das Auftreten von Kavitation nicht angenommen. Wenn die Tiefe eines Näpfchen und damit das Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis, über die optimale Näpfchentiefe (Strömung im Falle

## 2. Einleitung

---

eines optimalen Nöpfchens in Abbildung 2.9 (a)) steigen, so kommt es zur Bildung eines Strudels (siehe hierzu Abbildung 2.9) innerhalb des Nöpfchens. Die optimale Nöpfchentiefe ist hier mit der Schmierfilmdicke gleich gesetzt. Durch die Bildung eines Strudels wird Energie dissipiert, was einen Anstieg des Reibungskoeffizienten zur Folge hat.

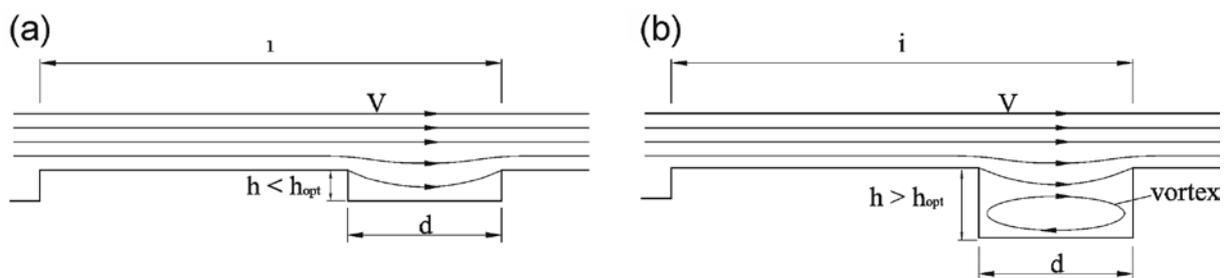


Abbildung 2.9: Strömungsbildung für eine flache Textur (a) mit  $h < h_{opt}$  und einer tiefen Textur (b) mit  $h > h_{opt}$  nach dem Modell von Scaraggi et al. [55]

Es besteht im Folgenden die Möglichkeit, dass Kavitation auftreten kann, sobald die Texturen die optimale Tiefe erreichen. In diesem Fall wird die Reibungskraft aufgrund der Gasbildung und der damit verbundenen geringen Viskosität des Gases reduziert. Die Autoren sehen in Ihren Untersuchungen, dass beim Überschreiten der optimalen Nöpfchentiefe keine Kavitation mehr auftritt und es zu einem Anstieg der Reibungskraft kommt. Eine Erklärung für dieses Verhalten geben die Autoren nicht. Zusammenfassend geben die Arbeiten zum Einfluss des Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnisses zunächst kein klares Bild über dessen Einfluss. Für Untersuchungen im ölgeschmierten Gleitkontakt bewegt sich das Optimum in mehreren Arbeiten in einem Bereich von 0,08 und 0,14. Die Modellvorstellung von Scaraggi et al. liefert einen Erklärungsansatz und sagt die Bildung eines Wirbels bei zu tiefen Nöpfchen voraus, wodurch der Reibungskoeffizient ansteigt [55].

Weiterhin gibt es einige Arbeiten, welche sich mit dem Einfluss des **texturierten Flächenanteils** auseinandersetzen. Auch in diesem Fall zeigt sich kein klares Bild über dessen Einfluss. So gibt es Arbeiten, welche dem texturierten Flächenanteil nur einen marginalen Einfluss zuschreiben [42]. Auf der anderen Seite ergeben experimentelle Untersuchungen mit Wasser bei einer Variation des texturierten Flächenanteils (siehe Abbildung 2.10) mit Nöpfchen von 350  $\mu\text{m}$  Durchmesser und 3-4  $\mu\text{m}$  Tiefe, einen nichtlinearen Verlauf mit einem Optimum bei 5% [25]. In korrespondierenden analytischen Rechnungen zeigt sich die maximale kritische Last

allerdings bei 40% texturiertem Flächenanteil. Als eine Erklärung hierfür geben die Autoren den direkten Anstieg der Flächenpressung mit abnehmender Kontaktfläche (durch steigenden texturierten Flächenanteil) an, welcher in der Lösung des analytischen Modells nicht berücksichtigt wurde. Eine Erklärung für den nichtlinearen Verlauf (siehe Abbildung 2.10) wird nicht gegeben [25].

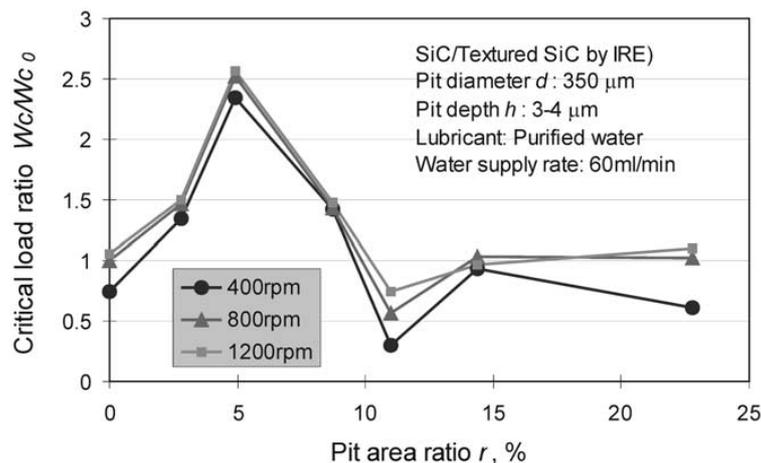


Abbildung 2.10: Kritische Last in Abhängigkeit des texturierten Flächenanteils bei verschiedenen Gleitgeschwindigkeiten (Umdrehungszahlen) bei einem Näpfchendurchmesser von 350  $\mu\text{m}$  und einer Tiefe von 3-4  $\mu\text{m}$  in Wasser [25]

Für den ölgeschmierten Flächenkontakt ergeben sich niedrigere Reibungskoeffizienten für die Oberfläche mit 14% texturiertem Flächenanteil als bei der Oberfläche mit 7%. Die Untersuchungen wurden in einem Stift-Scheibe Tribometer bei verschiedenen Gleitgeschwindigkeit (zwischen 0,15 und 0,75 m/s) und bei einer Normalkraft von 5 N durchgeführt. Es wurde ein Öl mit einer Viskosität von 124,7  $\text{mm}^2/\text{s}$  eingesetzt. Weitere Vergleiche lassen sich aus der Veröffentlichung schwer ziehen, da bei den unterschiedlichen Oberflächen immer mehrere Parameter (Durchmesser, Tiefe und Abstand der Näpfchen) gleichzeitig verändert wurden [31]. Weiterhin war die Herangehensweise der Autoren tendenziell eher empirisch und Erklärungsansätze für die gemessenen Ergebnisse konnten der Veröffentlichung nicht entnommen werden.

Wie bereits aus Abbildung 2.4 ersichtlich ist, gibt es Arbeiten, welche Versuche mit verschiedenen Näpfchendurchmessern durchführen. Im folgenden Abschnitt sollen Literaturstellen besprochen werden, welche sich mit einer Variation des **Näpfchendurchmessers** beschäftigen. Wie schon bei Parametern wie dem Tiefe-

## 2. Einleitung

---

zu-Durchmesser Verhältnis und dem texturierten Flächenanteil zeigt sich auch beim Nöpfchendurchmesser ein kontroverses Bild über den Einfluss des selbigen. Auf der einen Seite beschreiben Arbeiten eine sinkende normierte Reibungskraft mit ansteigendem Nöpfchendurchmesser [43]. In diesen Arbeiten zeigt sich jedoch nur eine geringe Änderung bei Überschreitung eines Durchmessers von 250  $\mu\text{m}$ .

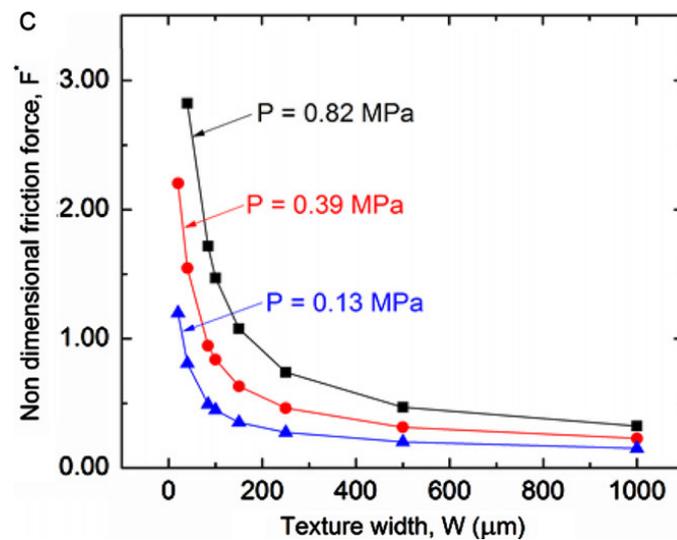


Abbildung 2.11: Normierte Reibungskraft aufgetragen in Abhängigkeit des Texturdurchmessers [43]

Im Gegensatz zum stetigen Abfall mit zunehmendem Nöpfchendurchmesser, wie ihn Ramesh *et al.* beschreiben, sehen Wang *et al.* die Ausbildung eines Maximums und somit eines optimalen Nöpfchendurchmessers. In ihren experimentellen Arbeiten nehmen die Autoren eine Variation des Nöpfchendurchmessers bei einem texturierten Flächenanteil von 5% und einer Nöpfchentiefe von 3-4  $\mu\text{m}$  vor [25]. Sie finden ein Optimum für den Nöpfchendurchmesser bei 350  $\mu\text{m}$ . Es zeigt sich ein nichtlinearer Verlauf, bei welchem die kritische Last bei größeren Durchmessern ( $>350$   $\mu\text{m}$ ) stark abnimmt.

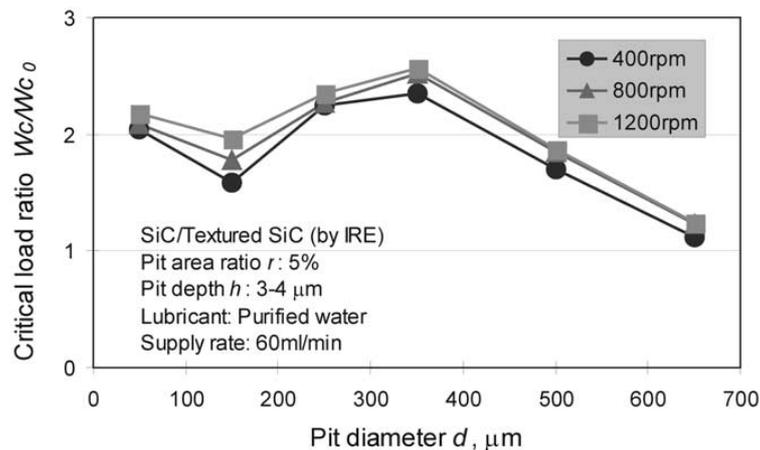


Abbildung 2.12: Kritische Last aufgetragen in Abhängigkeit des Näpfchendurchmessers bei verschiedenen Gleitgeschwindigkeiten (Umdrehungszahlen) in Wasser [25]

Zusätzlich zu den Untersuchungen, welche eine abnehmende Reibungszahl mit zunehmendem Näpfchendurchmesser oder die Ausbildung eines Maximums sehen, gibt es noch Untersuchungen, welche zwar ein Optimum in Näpfchendurchmesser finden, dieses ist jedoch nur gering ausgeprägt und hängt von den Belastungsbedingungen (Flächenpressung und Gleitgeschwindigkeit) ab. Unter bestimmten Belastungsbedingungen (1 MPa, 0,5 m/s) zeigt sich kein positiver Einfluss im Bezug auf eine Reibungssenkung, unter anderen Bedingungen (1 MPa, 0,1 m/s; 0,2 MPa, 0,5 m/s und 0,2 MPa, 0,1 m/s) liegt das Optimum für den Näpfchendurchmesser im Bereich von 100 bis 200  $\mu\text{m}$  [24].

Zusammenfassend bietet sich kein klares Bild über den Einfluss der geometrischen Parameter (Näpfchendurchmesser, Tiefe und texturierter Flächenanteil) auf das Reibungsverhalten.

Beim Einfluss des Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnisses gibt es Arbeiten, welche diesen Parameter als den wichtigsten beschreiben. Weiterhin wird ein nichtlineares Verhalten mit der Ausbildung eines Minimums bei einem bestimmten Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis gezeigt [40, 43].

Beim Einfluss des texturierten Flächenanteils gibt es keine einheitlichen Aussagen. Einerseits wird in der Literatur der Einfluss des texturierten Flächenanteils als marginal beschrieben [42], andererseits zeigte sich in Arbeiten auch ein nichtlinearer Verlauf mit einer deutlichen Steigerung der kritischen Last für einen bestimmten texturierten Flächenanteil [25].

Beim Näpfchendurchmesser zeigen Untersuchungen einerseits einen linear abnehmenden Reibungskoeffizienten mit steigendem Näpfchendurchmesser, auf der anderen Seite wird auch von einem nichtlinearem Verhalten berichtet.

### **2.3.2 Schmiermittelspeicher**

Über den Mechanismus des Speicherns von Schmiermittel, auch als Sekundärschmierung bekannt, werden in der Literatur in Untersuchungen im einsinnigen Flächenkontakt oft nur Vermutungen angestellt [18, 51]. In der Modellvorstellung wirken die Texturelemente als Speicher für Schmiermittel und geben dieses an die Zwischenräume der Näpfchen ab. Dadurch befindet sich mehr Schmiermittel zwischen den Näpfchen, wodurch die Reibung sinkt [18]. Dieser Effekt sollte aber insbesondere unter Mangelschmierungsbedingungen und im Mischreibungsbereich wirksam sein [56]. Einen direkten, quantitativen Nachweis hierfür können die Autoren allerdings nicht erbringen.

Im reversierenden Gleitkontakt gibt es u. a. Untersuchungen von Ryk [56], welcher die Schmiermittelmenge im Reibkontakt sukzessive verringert. Hierzu wurden die Intervalle erhöht, in denen das Schmiermittel in den Kontakt getropft wurde. Bei hoher Schmiermittelzufuhr lag die Reibungszahl der Paarungen mit Näpfchen unter der für die untexturierte Paarung. Bei sehr geringer Zufuhr von Schmiermittel allerdings führten die Texturen zu einer höheren Reibung im Vergleich zur untexturierten Oberfläche. Die Versuche veranschaulichen, dass Mikrot Texturen unter Umständen also auch negative Auswirkungen haben können, nämlich dann, wenn sie das noch im Kontakt befindliche Öl aufnehmen und dieses dann nicht mehr zur Schmierung zur Verfügung steht.

### **2.3.3 Verschleißpartikelaufnahme**

Ein weiterer in der Literatur beschriebener wichtiger Wirkmechanismus von Mikrot Texturen ist das Aufnehmen von Verschleißpartikeln. Freie Partikel, hervorgerufen durch Festkörperkontakt, d. h. durch Adhäsion und anschließendes Abscheren, Abrasion oder Oberflächenzerrüttung können im Reibkontakt zu einer Veränderung der Topographie führen [57, 58]. Sie können aber auch weitere Partikel aus der Oberfläche herauslösen. Zusätzlich können sie das Öl in ein hochviskoses Gel überführen und so die Schmierungseigenschaften negativ beeinflussen [59].

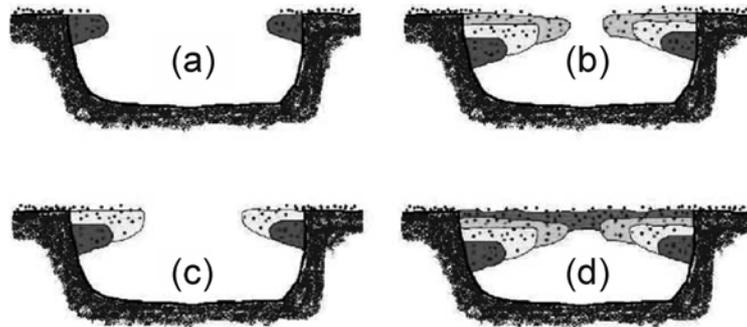


Abbildung 2.13: Schematische Darstellung des Mechanismus der Aufnahme von Verschleißpartikeln durch Näpfchen in der Kontaktzone sowie des Verschlusses der Näpfchen durch eingelagerte Verschleißpartikel [38]

Ein wichtiges Modell zur Beschreibung des Verhaltens von Verschleißpartikeln in Tribokontakten mit texturierten Wirkflächen liefern M. Varenberg *et al.* [38]. Die Autoren untersuchten die Rolle von oxidischen Verschleißpartikeln im Reibkontakt von Stahl/Stahl- und Stahl/Bronze-Paarungen. Dominieren adhäsive Verschleißmechanismen zwischen den metallischen Oberflächen, so wirken die oxidischen Partikel als eine Art fester Schmierstoff und können somit die Schädigung der Oberfläche durch adhäsives Fressen reduzieren. Sind abrasive Verschleißmechanismen dominant, so fördern die harten oxidischen Partikel den Verschleiß dagegen eher als vor ihm zu schützen. Die Mikrotexturierung der Oberfläche kann hier dazu beitragen, schädliche Verschleißpartikel aus dem Reibkontakt zu entfernen und somit zur Verbesserung der tribologischen Eigenschaften führen. Abbildung 2.13 zeigt in schematischer Darstellung, wie sich ein Texturelement im Laufe der tribologischen Beanspruchung mit Verschleißpartikeln füllt. Zunächst beginnen sich die Partikel an den oberen Kanten des Texturelements anzulagern (a), das dann im weiteren Verlauf über (b) und (c) sukzessive bis zum kompletten Verschluss (d) zuwächst, ohne dass dabei das komplette Volumen des Texturelements vollständig gefüllt wird.

In einem weiteren Modell wird beschrieben, dass die runden Näpfchen Verschleißpartikel aus dem Kontakt entfernen können. Dies ist jedoch nur so lange, möglich, bis die Näpfchen vollständig mit Partikeln gefüllt sind. Gekreuzte Kanäle führten einerseits dazu, dass Zwischenmedium in den Schmierspalt gefördert wird und andererseits dazu, dass Verschleißpartikel aus der Kontaktzone entfernt werden können [60].

## 2. Einleitung

---

In Untersuchungen von Borghi *et al.* [51] im geschmierten, einsinnigen Gleitkontakt, zeigte sich beim Vergleich von texturierten mit untexturierten Oberflächen nicht nur ein ruhigerer Verlauf der Reibungskurven für die texturierten Oberflächen (Näpfchen, 100  $\mu\text{m}$  Durchmesser, 40  $\mu\text{m}$  Tiefe, 40% texturierter Flächenanteil) ohne kurzzeitige Reibungszahlüberhöhungen, sondern auch ein viel geringeres Reibungszahlniveau. Große Instabilitäten im Verlauf der Reibungszahl (Abbildung 2.14) durch Furchung und adhäsives Fressen bei der untexturierten Oberfläche führten die Autoren auf das Vorhandensein von Verschleißpartikeln zurück.

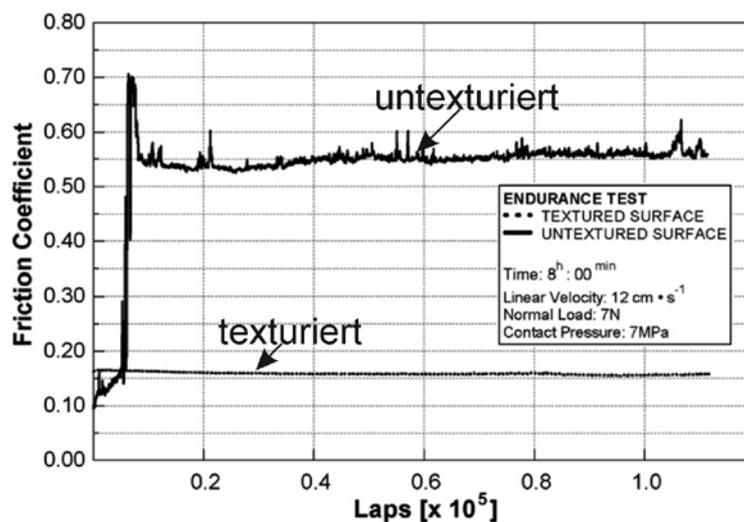


Abbildung 2.14: Einfluss einer Wirkflächentexturierung auf das Reibungsverhalten einer Stahl/Stahl-Gleitpaarung im geschmierten, einsinnigen Gleitkontakt [51]

Rasterelektronenmikroskopische Aufnahmen der beiden Oberflächen zeigen, dass die Verschleißspur bei der untexturierten Oberfläche (Abbildung 2.15 (a)) durch eine ausgeprägte Furchung gekennzeichnet war, während die texturierte Oberfläche (Abbildung 2.15 (b)) eine geringe Rauheit aufwies. Weiterhin konnten in den Texturelementen Verschleißpartikel nachgewiesen werden (Abbildung 2.15 (b)). Die Beobachtungen wurden sowohl für den geschmierten, als auch für den ungeschmierten Gleitkontakt beschrieben. Das Abführen von Verschleißpartikeln aus dem tribologischen Kontakt lässt sich somit mit einem verbesserten Reibungsverhalten verknüpfen [51].

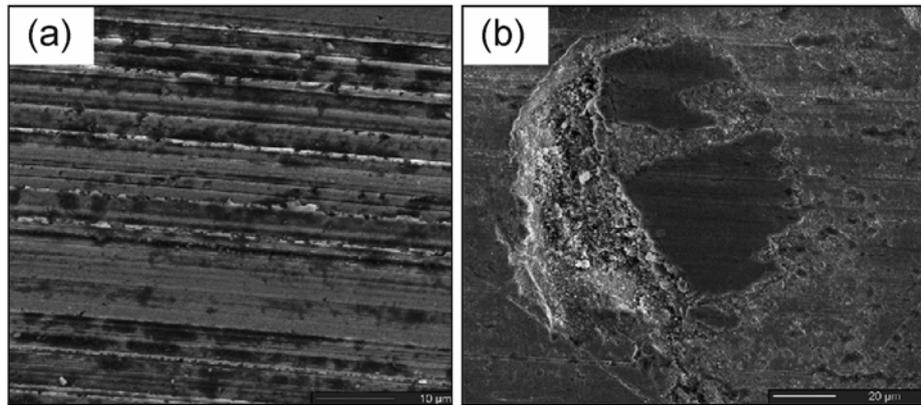


Abbildung 2.15: Rasterelektronenmikroskopische Aufnahmen einer untexturierten (a) sowie einer mit Nöpfchen texturierten Oberfläche (b) nach der gleichen tribologischen Beanspruchung (3456 m Gleitweg bei 7 N Normalkraft und 120 mm/s Gleitgeschwindigkeit) [51]

Der positive Effekt eines Einfangens von Verschleißpartikeln wurde auch in weiteren Veröffentlichungen postuliert [28, 61]. Abbildung 2.16 zeigt die beanspruchte Oberfläche um ein Nöpfchen herum. Die Oberfläche ist in Gleitrichtung sowohl vor als auch nach dem Nöpfchen deutlich weniger geschädigt als in den untexturierten Bereichen (im Bild oben bzw. unten). Dies wird auf das Entfernen von Verschleißpartikeln durch Einlagerung in die Nöpfchen zurückgeführt. Da es sich hier um eine lichtmikroskopische Aufnahme handelt, ist bedingt durch die Unschärfe nicht eindeutig zu erkennen, ob sich tatsächlich Verschleißpartikel in Nöpfchengrund befinden [61]. In einer weiteren Arbeit wurden die Oberflächen von Gleitringdichtungen nach der tribologischen Beanspruchung lichtmikroskopisch charakterisiert. Es konnte festgestellt werden, dass bei der texturierten Paarung nur sehr wenige Kratzer auf der Oberfläche zu erkennen waren, während sich bei der untexturierten Paarung eine deutliche Furchung zeigte [28].

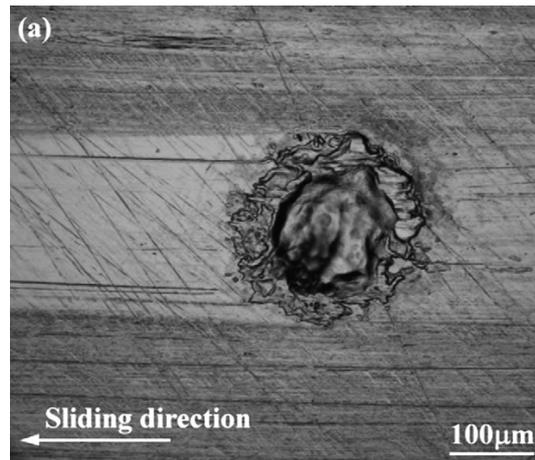


Abbildung 2.16: Lichtmikroskopische Aufnahme eines Texturelements; rechts, oben und unten zeigen sich deutliche Furchungen der Oberfläche, während links davon eine unveränderte Oberfläche vorhanden ist [61]

Untersuchungen über die Auswirkungen verschiedener Texturen auf die Rauheit der Oberfläche nach einer tribologischen Beanspruchung führten Wang *et al.* durch. In Abbildung 2.17 sind die Oberflächenrauheiten für den untexturierten Referenzzustand sowie für die texturierten Oberflächen nach tribologischer Beanspruchung im Vergleich zur Ausgangsoberfläche dargestellt. Für die großen Texturen (350  $\mu\text{m}$  Durchmesser, 4,9 % texturierter Flächenanteil und 2,7-7,9  $\mu\text{m}$  Tiefe) kann schon eine deutliche Reduzierung der Oberflächenrauheit festgestellt werden, noch geringere Rauheiten lassen sich allerdings mit den kleinen Texturen (40  $\mu\text{m}$  Kantenlänge, 4,0 % texturierter Flächenanteil und 2,6-7,0  $\mu\text{m}$  Tiefe) erreichen. Die höchste kritische Last und damit die maximale Verschiebung des Ausklinkpunktes ließen sich über eine Kombination aus kleinen und großen Texturen realisieren [27].

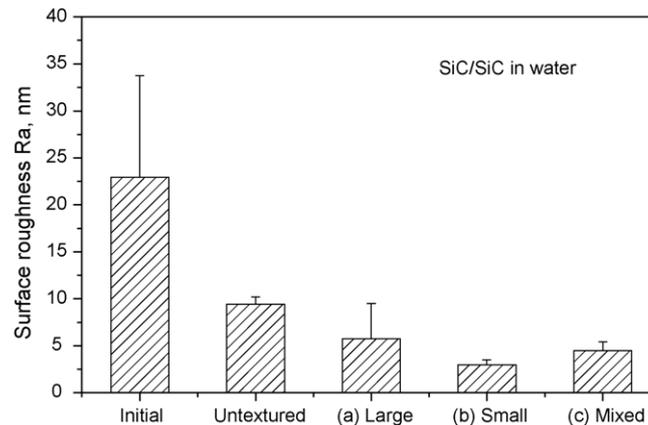


Abbildung 2.17: Rauheit der Ausgangsoberfläche sowie der untexturierten und texturierten Oberflächen nach tribologischer Beanspruchung [27]

### 2.3.4 Benetzungsverhalten

Ein Erklärungsansatz für die Verbesserung des Reibungsverhaltens durch eine Lasertexturierung ist unter anderem die Änderung des Benetzungsverhaltens. In experimentellen Arbeiten lässt sich ein Zusammenhang zwischen den Oberflächenkennwerten wie der Rauheit und dem Benetzungsverhalten feststellen. Die Autoren vermuten weiterhin, dass sich durch eine Verbesserung des Benetzungsverhaltens auch eine bessere Schmierung und damit geringere Reibung und Verschleiß ergeben [62]. Weiterhin ist eine Änderung der Benetzung durch Lasertexturierung möglich. Es konnte gezeigt werden, dass gekreuzte Kanäle den hydrophoben Anteil bei SiC Oberflächen verstärken [39]. Weiterhin konnte gezeigt werden, dass Flüssigkeiten durch eine Näpftextur an den Texturelementen gehalten werden können [63].

Zur Benetzung von nicht ideal glatten Oberflächen gibt es mehrere Modelle, hier sollen jedoch nur die zwei bekanntesten vorgestellt werden. Eines stammt von Wenzel [64] und eines von Cassie und Baxter [65]. Für beide Modelle ist die Kontaktfläche ausschlaggebend. Die Benetzung wird von der freien Oberflächenenergie bestimmt und ist eine Funktion der Aktivierungsenergie. Diese Aktivierungsenergie muss überwunden werden, um die Kontaktlinie von einem metastabilen zum anderen metastabilen Zustand zu verschieben. Bei dieser Verschiebung spielt die Kontaktfläche keine Rolle [66]. Trotz der Einschränkungen können die beiden Modelle (Wenzel und Cassie-Baxter) in erster Näherung als Erklärung für viele Phänomene herangezogen werden.

## 2. Einleitung

---

Beim Modell nach Wenzel werden Rauheiten (gilt auch für Texturelemente) mit der benetzenden Flüssigkeit gefüllt, im Fall des Cassie-Baxter Modells hingegen liegt der Flüssigkeitstropfen auf den mit Luft gefüllten Rauheitstälern auf. In beiden Fällen ist mit einer Beeinflussung des Benetzungsverhaltens durch die Oberflächentextur zu rechnen. Nach dem Wenzel Modell steigt der hydrophobe Charakter einer hydrophoben Oberfläche mit zunehmender Rauheit, wie auch der hydrophile Charakter einer hydrophilen Oberfläche [67].

### 3 Versuchsmaterialien und experimentelle Methoden

#### 3.1 Versuchsmaterial

Die tribologischen Versuche wurden in einem Tribometer mit Stift-Scheibe-Konfiguration durchgeführt, wobei der Stift (8 mm Durchmesser, 50 mm<sup>2</sup> Fläche) aus dem Stahl C85 (Gefügaufnahme in Abbildung 3.1 (a)) bestand. Hierbei handelte es sich um Federstahl mit einer Härte von 423 HV1 ± 8, welcher von der Firma Stahlbecker in Heusenstamm, Deutschland bezogen wurde.

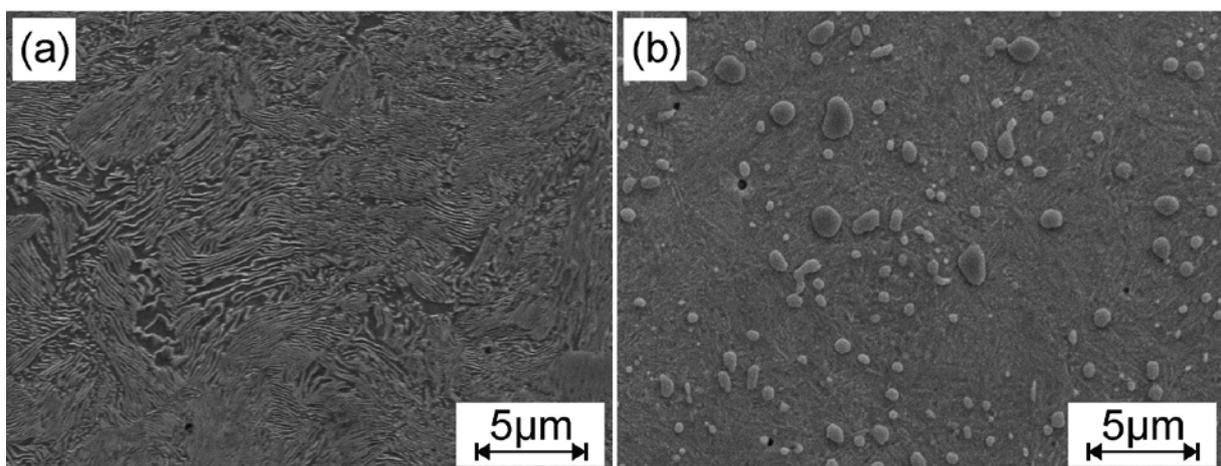


Abbildung 3.1: Rasterelektronenmikroskopische (REM) Aufnahmen des feinperlitischen C85 Stahlgefüges (a) sowie eine Gefügaufnahme des Stahls 100Cr6 (b)

Für das Material der Scheiben (70 mm Durchmesser) kam der Stahl 100Cr6 (1.3505, 1% Kohlenstoff, 1,5% Chrom) zum Einsatz. Eine Gefügaufnahme ist in Abbildung 3.1 (b) dargestellt. Die Härte der Scheiben im vergüteten Zustand lag bei 800 HV1.

#### 3.2 Probenpräparation

Zur besseren Handhabung wurden die einen Meter langen C85 Stahlstäbe zur Herstellung der Pellets mit einer Trennmaschine (Struers Labotom-3, Trennscheibe Struers 50A25) in ca. 15 cm lange Teilstücke getrennt. Die Oxidschicht auf der Oberfläche der Stangen wurde anschließend unter Zuhilfenahme einer Drehmaschine und Schleifpapier (Körnung 1200) entfernt. Im weiteren Verlauf wurden von den Stangen mit der Trennmaschine ATM Brillant 221 unter Verwendung

### 3. Versuchsmaterialien und experimentelle Methoden

---

einer Korund Trennscheibe (Korundtrennscheibe ATM mit 0,6 mm Dicke) Pellets mit einer Dicke von ca. 2,3 mm abgesägt. Der getaktete Vorschub betrug 3 mm/min, die Drehzahl der Trennscheibe lag bei 4400 U/min. Beim getakteten Vorschub werden im Gegensatz zur kontinuierlichen Vorwärtsbewegung zwischen den Zustellschritten kurze Pausen eingebaut, in denen das Kühlschmiermittel in den Schnittspalt gelangen kann. Zur Kühlung diente eine Mischung aus Kühlschmiermittel und Wasser. Von den gesägten Pellets wurden eventuelle Grate mittels eines Schleifpapiers der Körnung 1200 entfernt, so dass eine ebene Auflage der Pellets auf dem Magnetspanntisch der Schleifmaschine möglich war. Anschließend wurden die Proben (bis zu 30 Stück gleichzeitig) auf einer Präzisions-Topfschleifmaschine (G&N MPS 2R 300) platziert (siehe Abbildung 3.2 a) und zunächst auf der Rückseite (Schleifscheibe: 220 Mesh) plan geschliffen. Die Zustellung in z-Richtung betrug hier maximal 3  $\mu\text{m}$ . Es wurde so lange zugestellt, bis alle Pelletoberflächen vollständig geschliffen waren. Die Rückseite wurde nun markiert und die Pellets wurden gedreht, um die Vorderseite zu bearbeiten. Abermals erfolgte der Schleifvorgang so lange, bis die Pellets gleichmäßig Schleifriefen über die komplette Oberfläche aufwiesen. Die maximale Zustellung in z-Richtung betrug auch hier 3  $\mu\text{m}$ , jedoch wurde diese für den vorletzten Durchgang auf 2  $\mu\text{m}$  und für den letzten auf 1  $\mu\text{m}$  verringert, um die Oberflächenschädigung so gering wie möglich zu halten. Durch den ferromagnetischen Charakter des verwendeten Stahls C85 kam es durch das Magnetfeld des Spanntisches zu einer Gleichrichtung der Weisschen Bezirke, welche auch nach dem Entfernen der Proben vom Spanntisch noch erhalten blieb. Daher mussten die Proben im Anschluss an den Schleifvorgang durch ein elektrisches Wechselfeld (Entmagnetisierungsgerät, Hahn & Kolb EM12) entmagnetisiert werden. Es stellte sich wieder eine statistische Ausrichtung der Weisschen Bezirke ein. Auf den Schleifvorgang folgend wurde die Vorderseite der Pellets auf der Schleifmaschine (Buehler ECOMET 3) mit Schleifpapier der Körnung 1200 leicht angefast (siehe Abbildung 3.2 b).

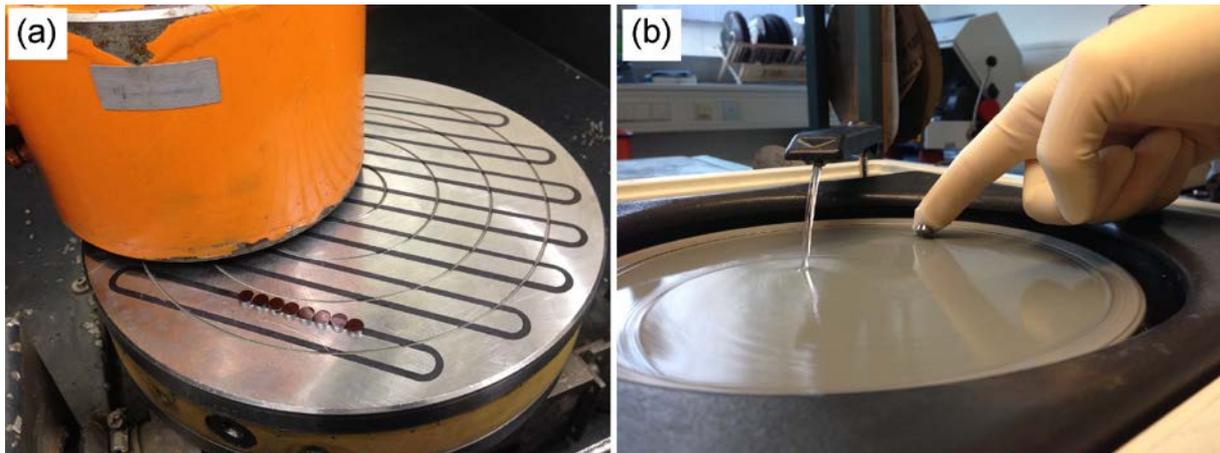


Abbildung 3.2: Pellets auf dem Magnetspanntisch der Topfschleifmaschine (a) und Anfasen der Pellets (b)

Im Anschluss an die Hartbearbeitung (Sägen und Schleifen) wurden die Proben von Hand metallographisch mit Diamantsuspensionen (Cloeren Technology) poliert. In einem ersten Schritt erfolgte die Politur auf einem sehr harten Poliertuch (PT Super Plan, Cloeren Technology) mit 3  $\mu\text{m}$  Diamantsuspension bei stehender Scheibe und unter Schmierung mit Lubricant Blau, einer Mischung aus Wasser, Isopropanol und Schmierseife im Mischungsverhältnis 100:25:1. Das Pellet wurde gleichmäßig in einer „Achter-Bewegung“ über die Oberfläche der gesamten Polierscheibe geführt. Dies unterstützte den gleichmäßigen Abtrag und somit die gleichmäßige Verrundung der Pellets. Während dieses Polierschrittes wurde die Oberfläche in regelmäßigen Abständen kontrolliert und es wurde nur so lange poliert, bis die Schleifriefen vollständig entfernt waren. Der darauf folgende Polierschritt wurde mit einem Samttuch (PT Nap, Cloeren Technology) und 1  $\mu\text{m}$  Diamantsuspension mit rotierender Polierscheibe (150 U/min) unter Schmierung mit Isopropanol auf der Poliermaschine Saphir 350 von ATM durchgeführt. Während des Polierens wurde das Pellet in einer Kreisbewegung entgegen der Drehrichtung der Scheibe geführt; die Polierdauer betrug ca. 45 s.

Zwischen den einzelnen Bearbeitungsschritten wurden die Proben jeweils mit Isopropanol im Ultraschallbad gereinigt. Nach Beendigung der Probenpräparation, vor der tribologischen Charakterisierung, erfolgte die Reinigung der Pellets für jeweils fünf Minuten zunächst in Aceton und anschließend in Isopropanol. Das Aceton lag im Reinheitsgrad „reinst“ ( $\geq 99,7\%$  Ph.Eur.) vor, das Isopropanol war im Reinheitsgrad „zur Synthese“ ( $\geq 99,5\%$ ) vorhanden.

### 3. Versuchsmaterialien und experimentelle Methoden

Die Pellets wurden nach Abschluss der Präparation und Reinigung unter Zuhilfenahme eines Weißlicht-Oberflächenprofilometers (MicroProf 100, Fries Research & Technology, Bergisch Gladbach, Deutschland) auf ihre Balligkeit untersucht, da Form und Abmessungen der Balligkeit entscheidend für das Gelingen und die Reproduzierbarkeit eines tribologischen Versuchs sind. In Abbildung 3.3 (a) ist beispielhaft das Oberflächenprofil eines polierten Pellet dargestellt. Abbildung 3.3 (b) zeigt den dazugehörigen Tastschnitt. Die Balligkeit des Pellet sollte auf einer Messstrecke von 8 mm einen Mikrometer nicht überschreiten. Weiterhin sollte sich im mittleren Bereich (Durchmesser 6 mm) des Pellets ein Plateau bilden. Zusätzlich zur Geometrie muss die Probe noch auf Kratzer untersucht werden. Hierfür wurde an einem Lichtmikroskop mit Polarisationsfilter die Oberfläche analysiert. Proben mit Kratzern, welche nicht von der 1  $\mu\text{m}$  Diamantsuspension stammten, wurden aussortiert.

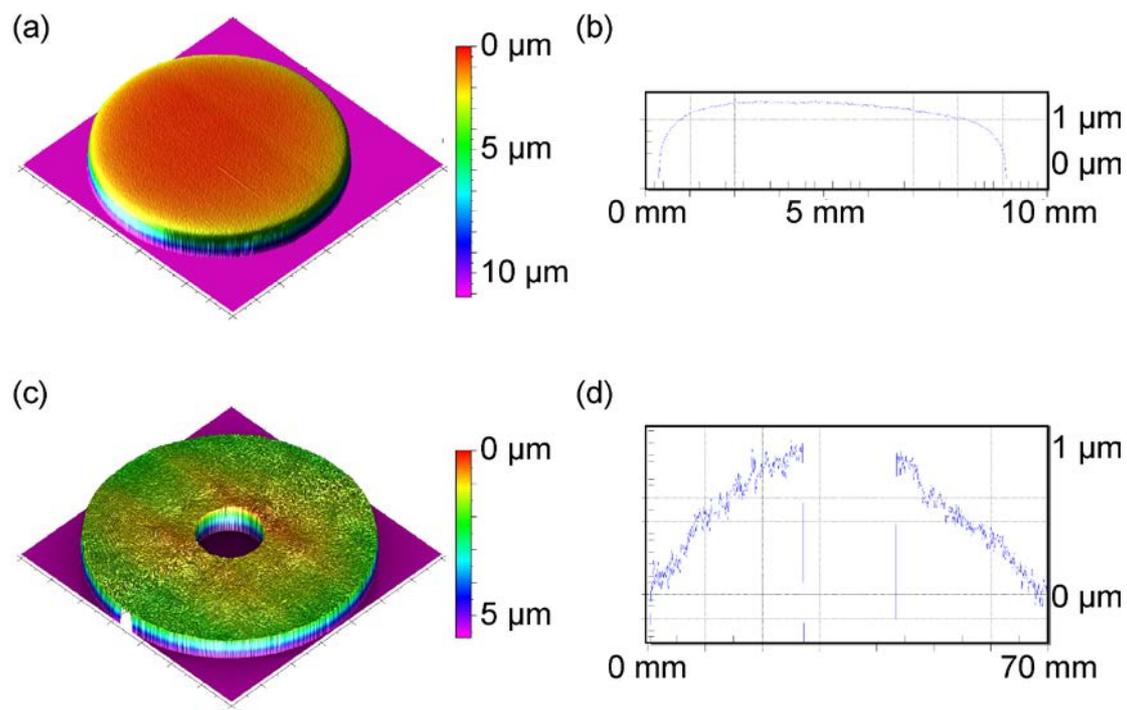


Abbildung 3.3: Topografische Falschfarbenaufnahme (a,c) und dazugehörige Tastschnitte (b,d) eines repräsentativen Pellets (a,b) sowie einer repräsentativen Scheibe (c,d)

Für die Wärmebehandlung der Scheiben wurden diese bei 860°C für 20 Minuten unter Argon-Atmosphäre mit einem konstanten Volumenstrom von 4 l/min geätzt

und anschließend im Ölbad auf Raumtemperatur abgeschreckt. Danach erfolgte das Anlassen bei 190°C für zwei Stunden. Um die gebildete Oxidschicht zu entfernen, wurden von beiden Seiten der Scheibe mit der Topfschleifmaschine G&N MPS2 120 0,2 mm Material entfernt. Für die weitere Bearbeitung kam die Präzision-Topfschleifmaschine (G&N MPS 2R 300) zum Einsatz. Hier wurde die Scheibe beginnend mit der Rückseite abwechselnd von Rück- und Vorderseiten so lange geschliffen, bis alle nachfolgend aufgezählten Kennwerte in der Toleranz lagen. Die Höhenabweichung entlang des Reibradius, wie auch die Höhendifferenz vom äußeren Rand bis zur Mitte der Scheibe musste kleiner als ein Mikrometer sein. Die Kontrolle dieser Kennwerte erfolgte durch ein Weißlicht-Oberflächenprofilometer (MicroProf 100, Fries Research & Technology, Bergisch Gladbach, Deutschland). Eine repräsentative topografische Falschfarbenaufnahme einer Scheibe ist in Abbildung 3.3 (c) gezeigt, der dazugehörige Tastschnitt in Abbildung 3.3 (d). Zusätzlich zur Kontrolle mit dem Weißlicht-Oberflächenprofilometer wurde der Rauheitskennwert  $R_a$  überprüft, welcher zwischen 0,08 und 0,12 liegen musste. Die Messung wurde mit einem taktilen Oberflächentastschnittsystem (Hommel-Etamic T8000, Jenoptic, Jena, Deutschland) vorgenommen. Lagen alle Kennwerte innerhalb des Toleranzbereichs, wurde die Scheibe in gleicher Art und Weise wie die Pellets entmagnetisiert (Entmagnetisierungsgerät, Hahn & Kolb EM12) und jeweils für 5 Minuten im Ultraschallbad zuerst in Aceton und im Anschluss in Isopropanol gereinigt.

#### 3.3 Laseroberflächentexturierung

Die Laseroberflächentexturierung erfolgte mit der Laseranlage Piranha II Multi F20 der Firma Acsys Lasertechnik aus Kornwestheim, Deutschland. Als Strahlquelle kam in der Anlage ein Yb-Faserlaser vom Typ YLP-1-100-20-20 von IPG Photonics, Oxford, USA zum Einsatz. Der Laserstrahl wurde mit einem Scankopf SCANCube 7 von Scanlab (Puchheim, Deutschland) über die Probenoberfläche geführt. Es standen drei verschiedene Fokussieroptiken (56, 100 oder 254 mm Brennweite) der Firma Linos (Regen, Deutschland) zur Auswahl, die zu einem unterschiedlichen Strahldurchmesser im Focus führten. Die Laseranlage sowie die Bearbeitungskammer sind in Abbildung 3.4 (a) und (b) dargestellt, den schematischen Aufbau der Anlage zeigt Abbildung 3.4 (c).

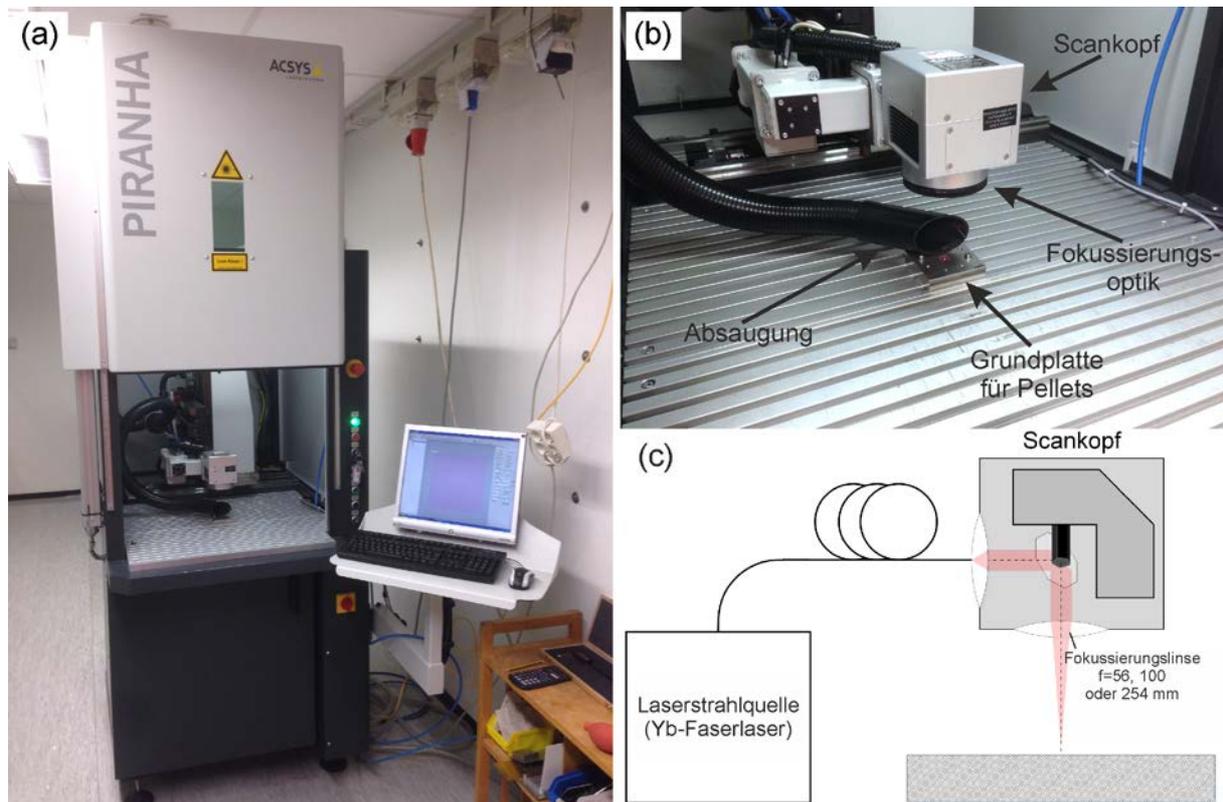


Abbildung 3.4: Bild der Laseranlage Piranha II Multi F20 der Firma Acsys (a), sowie der Bearbeitungskammer (b) und schematische Abbildung der Laseranlage (c)

Für die Untersuchung der Größeneffekte wurde zunächst eine Variation des Nöpfchendurchmessers  $w$  in einem Bereich von 15 bis 800  $\mu\text{m}$  vorgenommen (Tiefe-

zu-Durchmesser Verhältnis  $d/w$ : 0,1; texturierter Flächenanteil  $a_{tex}$ : 10%). Die Skizze eines Nöpfchens im Querschnitt wie auch ein FIB-Schnitt (FIB = Focused Ion Beam) durch ein Nöpfchen mit 40  $\mu\text{m}$  Durchmesser ist in Abbildung 3.5 (a) und (b) dargestellt. Die Form der Texturen wurde einem Kugeleindruck nachempfunden, da sich diese Form über den gesamten Größenbereich skalieren ließ (vgl. hierzu Abbildung 3.5 (c), (d) und (e)).

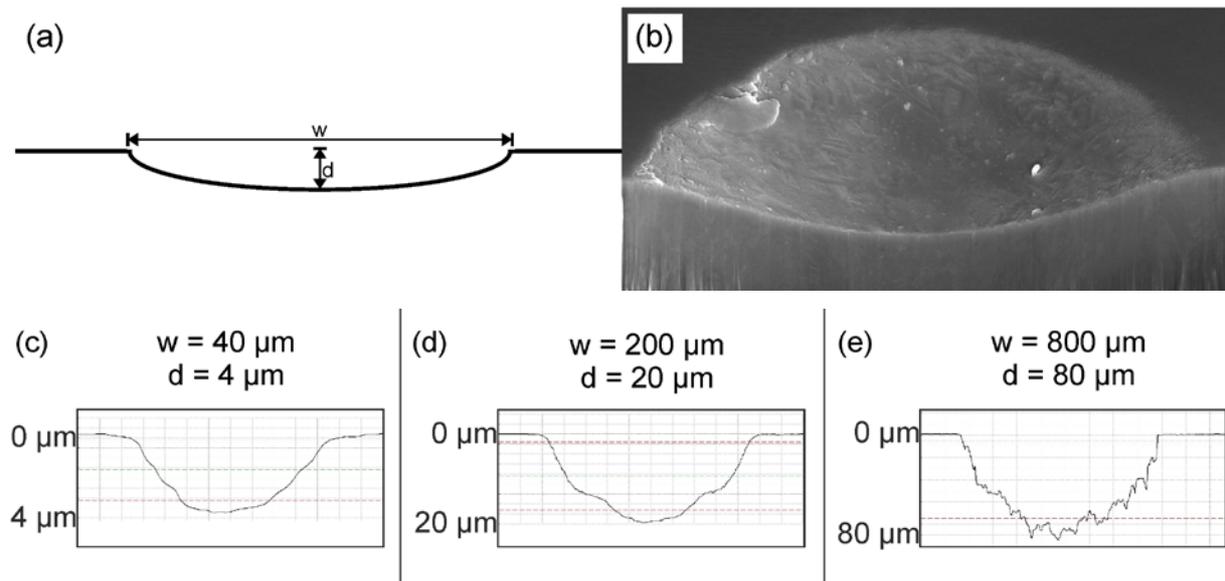


Abbildung 3.5: Skizze eines Nöpfchens (a) sowie FIB-Schnitt (FIB = Focused Ion Beam) durch ein Nöpfchen mit 40  $\mu\text{m}$  Nöpfchendurchmesser und 4  $\mu\text{m}$  Nöpfchentiefe (b) und Tastschnitte eines Nöpfchens mit 40  $\mu\text{m}$  (c), 200  $\mu\text{m}$  (d) und 800  $\mu\text{m}$  (e) Durchmesser

Während das Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis standardmäßig bei 0,1 lag, wurde für ausgewählte Texturen (Nöpfchendurchmesser 40 und 200  $\mu\text{m}$ ) eine Variation im Bereich von 0,02 bis 0,2 vorgenommen. Weiterhin erfolgte die Variation des texturierten Flächenanteils (Standard 10%) ebenfalls für ausgewählte Texturen (Nöpfchendurchmesser 40  $\mu\text{m}$ , Nöpfchentiefe 4  $\mu\text{m}$ ) im Bereich von 5 bis 30%. Eine Übersicht über die verschiedenen erstellten Texturen gibt Tabelle 3.1.

Tabelle 3.1: Übersicht der verschiedenen mit dem Laser erstellten Texturen

	Durchmesser	Tiefe	d/w-	Texturierter	Anordnung
	w	d	Verhältnis	Flächenanteil	
	[ $\mu\text{m}$ ]	[ $\mu\text{m}$ ]	[-]	$a_{\text{tex}}$ [%]	[-]
Näpfchendurchmesser	15	1,5	0,10	10	Hexagonal
	30	3,0	0,10	10	Hexagonal
	40	4,0	0,10	10	Hexagonal
	45	4,5	0,10	10	Hexagonal
	50	5,0	0,10	10	Hexagonal
	80	8,0	0,10	10	Hexagonal
	100	10,0	0,10	10	Hexagonal
	150	15,0	0,10	10	Hexagonal
	200	20,0	0,10	10	Hexagonal
	300	30,0	0,10	10	Hexagonal
	500	50,0	0,10	10	Hexagonal
800	80,0	0,10	10	Hexagonal	
Näpfchen-tiefe	40	2,0	0,05	10	Hexagonal
	40	4,0	0,10	10	Hexagonal
	40	8,0	0,20	10	Hexagonal
	200	20,0	0,10	10	Hexagonal
	200	4,0	0,02	10	Hexagonal
Flächen-anteil	40	4,0	0,10	5	Hexagonal
	40	4,0	0,10	10	Hexagonal
	40	4,0	0,10	20	Hexagonal
	40	4,0	0,10	30	Hexagonal
Ausrichtung	40	4,0	0,10	10	Hexagonal
	40	4,0	0,10	10	Hexagonal (30° gedreht)
	40	4,0	0,10	10	Zufällig
	40	4,0	0,10	10	Kubisch

In den unterschiedlichen Durchmesserbereichen wurden verschiedene Fertigungsverfahren zur Erstellung der Texturen verwendet. Für die niedrigen Durchmesser (15 – 50  $\mu\text{m}$ ) wurden die einzelnen Näpfchen mit Einzelpulsen erstellt (siehe Abbildung 3.6 (a)). Hierfür wurde der Laserstrahl der gepulst arbeitenden Anlage so schnell über die zu bearbeitende Oberfläche geführt, dass jeder Puls eine Vertiefung hinterließ. Die Bewegungsgeschwindigkeit  $v_l$  des Laserstrahls und die Pulsfrequenz  $f_l$  bestimmten hierbei den Abstand der einzelnen Näpfchen  $l_h$ . Der Zusammenhang ist in Gleichung 3.1 dargestellt.

Gleichung 3.1

$$I_h = \frac{V_l}{f_l}$$

Die eingestellte Leistung bestimmt in gewissen Grenzen den Durchmesser der Texturen. So steigen der Durchmesser als auch die Tiefe einer Textur mit zunehmender Leistung. Weiterhin kann die Tiefe über die Anzahl der Wiederholungen, d.h. wie viele Pulse auf eine Stelle treffen, beeinflusst werden.

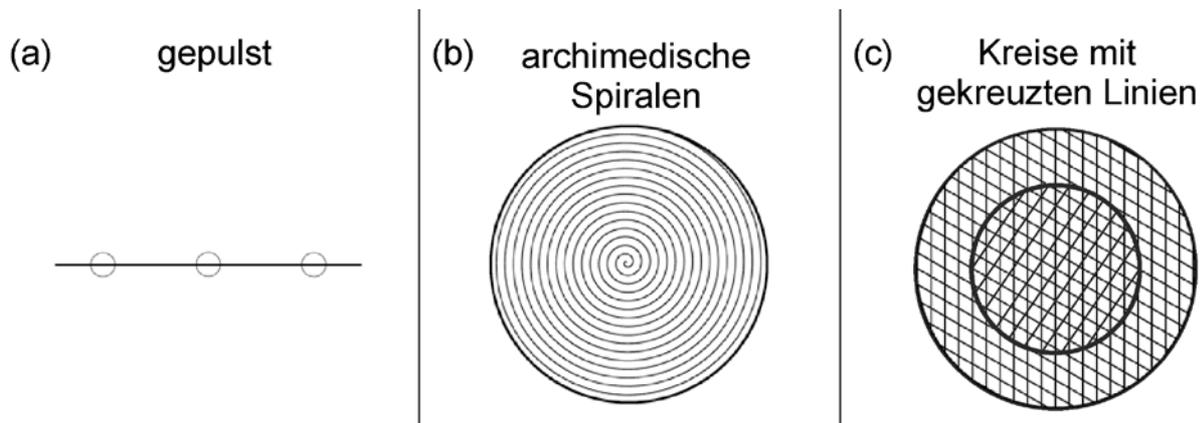


Abbildung 3.6: Verschiedene Herstellungsmethoden: gepulst (a), archimedische Spiralen (b) und gekreuzte Linien (c)

Im mittleren Durchmesserbereich (80 – 200  $\mu\text{m}$ ) kamen archimedische Spiralen zum Einsatz, wie in Abbildung 3.6 (b) gezeigt. Hierbei wurde der Laserstrahl auf einer Spiralbahn von innen nach außen über die Oberfläche geführt. Der Durchmesser der Texturen ist in diesem Fall direkt über die Größe (Durchmesser) der Spirale festgelegt und die Tiefe kann durch die Leistung der Anlage beeinflusst werden.

Für die großen Durchmesser wurden Kreise mit gekreuzten Linien gefüllt und diese Linien wurden mit dem Laserstrahl abgefahren (siehe Abbildung 3.6 (c)). Um die Form der Näpfchen einem Kugeleindruck nachzuempfinden, wurden Kreise mit absteigender Größe in den Kreis verschachtelt. Dies führte zur Bildung von Stufen, welche in einem zweiten Schritt umgeschmolzen wurden. Somit konnte mit dieser Bearbeitungsmethode ebenfalls eine Kugeleindruckform abgebildet werden. Eine Zusammenstellung der für die unterschiedlichen Texturvarianten genutzten Laserbearbeitungsparameter gibt Tabelle 7.1 im Anhang.

### 3. Versuchsmaterialien und experimentelle Methoden

Die Texturen wurden auf drei verschiedene Weisen relativ zur Gleitrichtung angeordnet. Bei den Standard-Texturen wurden die Texturalelemente hexagonal auf der Oberfläche angeordnet. Es wurden weiterhin Texturen mit kubischer und zufälliger Anordnung hergestellt. Die verschiedenen Anordnungen sind in Abbildung 3.7 dargestellt.

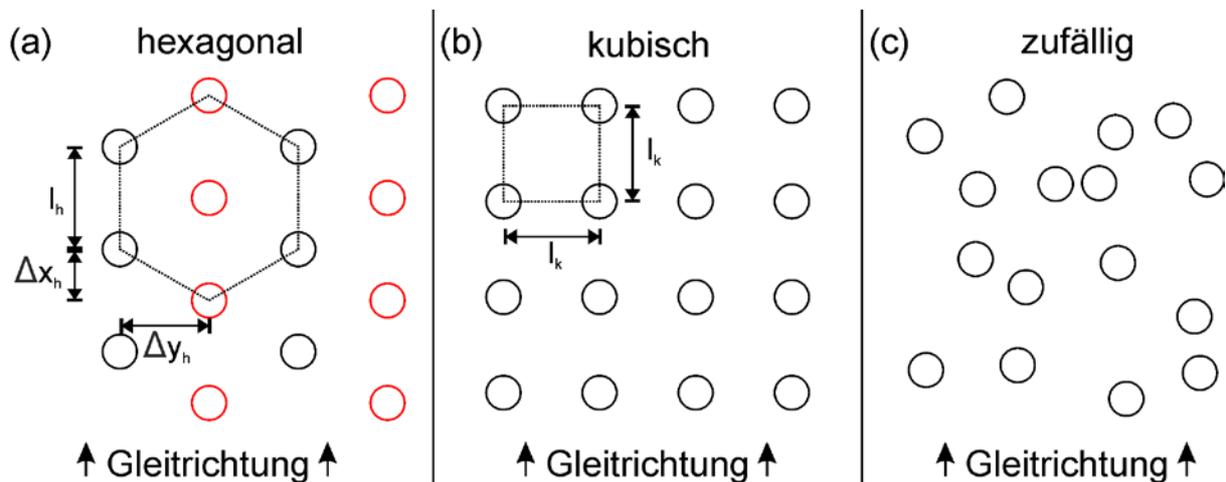


Abbildung 3.7: Unterschiedliche Anordnungen der Näpfen; hexagonal (a), kubisch (b) und zufällig verteilt (c); x-Richtung entspricht der Gleitrichtung; Abstand der Näpfchen  $l_h$  für hexagonale Anordnung und  $l_k$  für kubische Anordnung sowie Linierversatz für die hexagonale Anordnung  $\Delta y_h$  und  $\Delta x_h$

Die Abstände der Näpfchen in x-Richtung für die hexagonale Anordnung  $l_h$  lassen sich aus dem Näpfchendurchmesser  $w$  und dem texturierten Flächenanteil  $a_{tex}$  mit Gleichung 3.2 berechnen.

Gleichung 3.2

$$l_h = \sqrt{\frac{\pi \cdot \left(\frac{w}{2}\right)^2}{\frac{1}{2} \sqrt{3} \cdot \frac{a_{tex}}{100}}}$$

Die hexagonale Anordnung ist gekennzeichnet durch den Abstand der Näpfchen in x-Richtung  $l_h$ , sowie die Verschiebung der Näpfchenreihe in x- und y-Richtung  $\Delta x_h$  und  $\Delta y_h$ . Die Verschiebung der Nachbarreihe in x-Richtung lässt sich mit Gleichung 3.3, die Verschiebung in y-Richtung mit Gleichung 3.4 berechnen.

Gleichung 3.3 
$$\Delta x_h = \frac{l_h}{2}$$

Gleichung 3.4 
$$\Delta y_h = \frac{1}{2} \sqrt{3} \cdot l_h$$

Für die kubische Anordnung lässt sich  $l_k$  nach Gleichung 3.5 berechnen. Die Verschiebung in y-Richtung beträgt hier stets 0 und die Verschiebung in x-Richtung beträgt  $l_k$ .

Gleichung 3.5 
$$\Delta x_h = \sqrt{\frac{\pi \cdot \left(\frac{w}{2}\right)^2}{\frac{a_{\text{tex}}}{100}}}$$

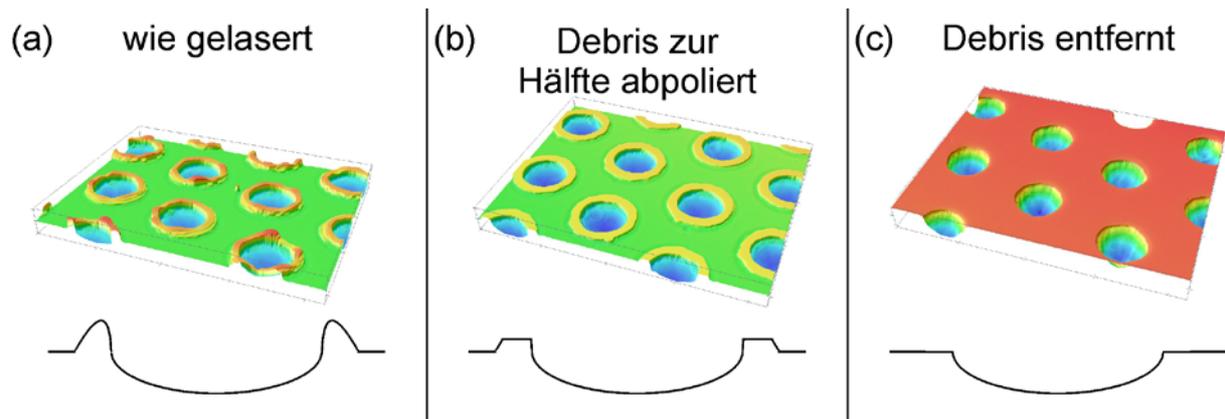
Für die Variante der zufällig auf der Oberfläche verteilten Nöpfchen wurden zunächst Zufallswerte für die Koordinaten mit dem Computeralgebrasystem Maple 11 (Maplesoft, Waterloo, Canada) generiert. Um eine Überschneidung der einzelnen Nöpfchen zu vermeiden, wurde die Probenoberfläche virtuell in gleich große Quadrate (bei 40 µm Nöpfchendurchmesser und 10% texturiertem Flächenanteil hatten die Quadrate eine Kantenlänge von 112 µm) zerlegt. Im Inneren dieser Quadrate wurden kleinere Quadrate aufgezogen, z.B. bei einem Nöpfchendurchmesser von 40 µm mit einem Abstand zum großen Quadrat von 25 µm. Somit war gewährleistet, dass zwei Nöpfchen im ungünstigsten Fall einen Abstand von 10 µm aufwiesen. Der texturierte Flächenanteil lag bei 10%.

Durch den Einsatz des zur Verfügung stehenden Nanosekundenlasers, kam es bei der Texturierung zur Bildung eines Schmelzaufwurfes, welcher vor der tribologischen Charakterisierung durch Polieren entfernt wurde. Das Polieren erfolgte wie auch bei der Probenvorbereitung der Pellets in zwei Schritten mit 3 und 1 µm Diamantsuspension. Es wurde zunächst auf den Poliertüchern PT Superplan perforiert mit 3 µm Diamantsuspension (Cloeren Technology) so lange poliert, bis kein Aufwurf mehr vorhanden war. Dazu wurde bei stehender Scheibe mit der Probe immer wieder eine „Acht“ abgefahren und das Ergebnis wurde in kurzen Abständen

### 3. Versuchsmaterialien und experimentelle Methoden

---

(5 bis 10 „Achter“) unter dem Lichtmikroskop kontrolliert. 3D-mikroskopische Aufnahmen von Proben mit Debris, mit halb abpolierter Debris und ohne Debris, zeigt Abbildung 3.8. Die Reinigung der Proben erfolgte wie in Kapitel 3.1 beschrieben. Die Kontrolle der Abmessungen (Durchmesser und Tiefe) sowie der Abstände der Texturelemente erfolgte im Anschluss an die Lasertexturierung mit Hilfe eines Konvokalmikroskops (Typ VK-9710 von Keyence).



*Abbildung 3.8: Oberfläche einer lasertexturierten Probe; wie gelasert (a), Debris zur Hälfte abpoliert (b) und Debris entfernt (c); Darstellt sind jeweils konvokalmikroskopische Messungen (oben) und schematische Querschnitte (unten)*

### 3.4 Tribologische Charakterisierung

Die tribologische Charakterisierung erfolgte an einem Prüfstand vom Typ TE-92 HS der Firma Plint, Basingstoke, England (siehe Abbildung 3.9 (a)). Die Versuche wurden im einsinnigen ölgeschmierten Gleitkontakt in einer selbstausrichtenden Stift-Scheibe-Konfiguration durchgeführt. Das zu testende Pellet wurde hierzu mit Loctite 401 (Henkel, Düsseldorf, Deutschland) in einen Probenhalter eingeklebt und wenn Texturen vorhanden waren, so wurden diese im Digitalmikroskop (Keyence Digital Microscope VHX-600) wie in Abbildung 3.7 dargestellt, definiert zur Gleitrichtung ausgerichtet.

Im Folgenden wurde der Probenhalter auf eine keramische Kugelkalotte geschraubt. Die Einheit aus Probenhalter und Kugelkalotte konnte dann in eine Lagerung im Heiztopf des Tribometers gesetzt werden und wurde durch einen Sicherungsstift am Verdrehen gehindert (siehe Abbildung 3.9 b und Abbildung 3.10).

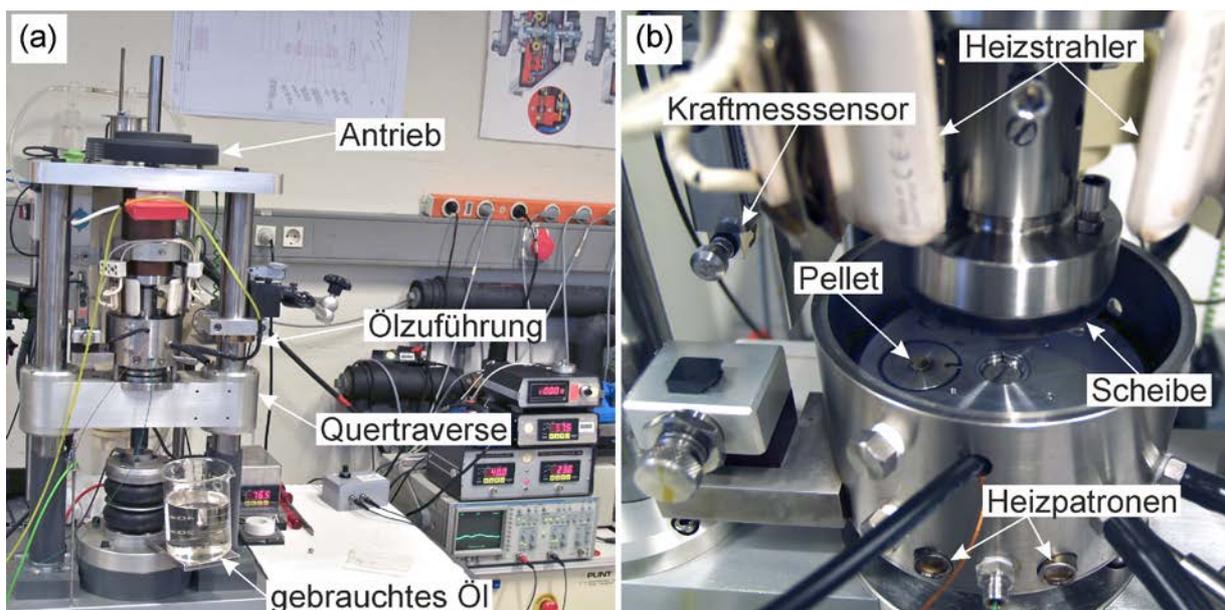


Abbildung 3.9: Bild des Tribometers Plint TE-92 HS (a) sowie Heiztopf mit eingesetztem Pellet (b)

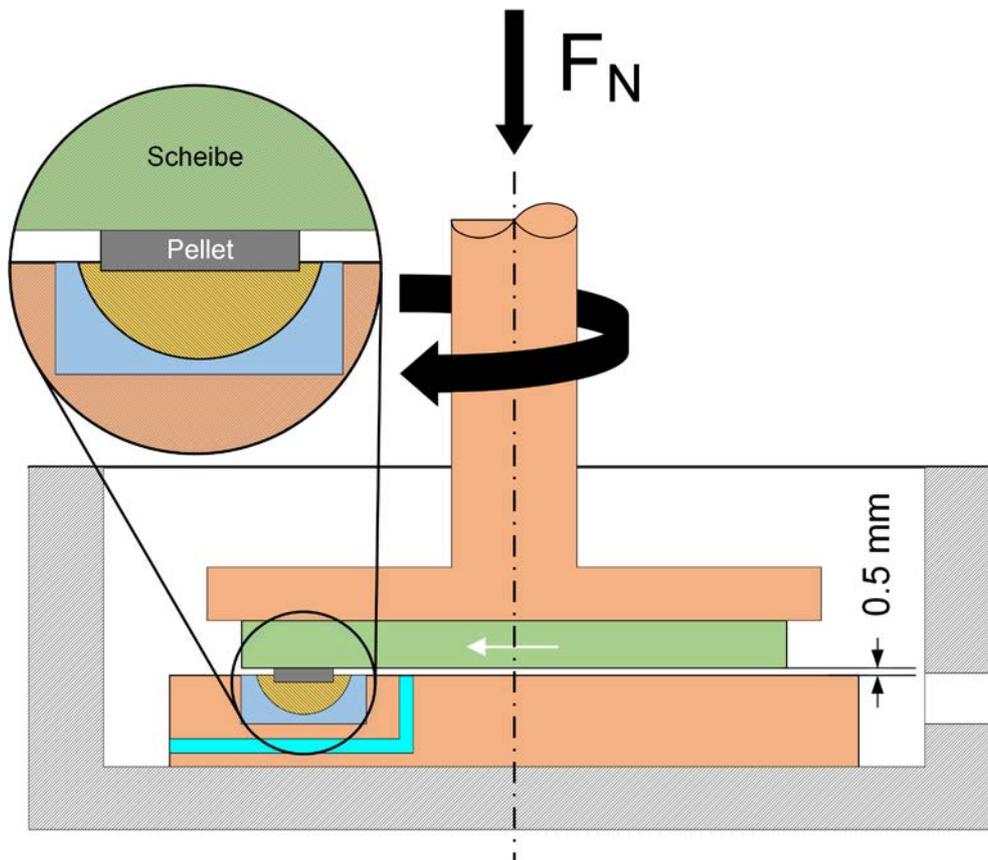


Abbildung 3.10: Schematische Skizze des Versuchsaufbaus im Tribometer Plint TE-92 HS

Mit drei Feingewindeschrauben konnte der Höhengschlag des Scheibenhalters grob eingestellt werden. Für den Scheibenhalter lag der Höhengschlag unter  $3\ \mu\text{m}$ . Im Anschluss wurde die feingeschliffene Scheibe in den Halter geschraubt und ebenfalls über drei Feingewindeschrauben ausgerichtet. Hier wurde ein Höhengschlag kleiner  $1\ \mu\text{m}$  eingestellt. Um ein Verkippen der Scheibe während des Versuchs zu verhindern, wurde darauf geachtet, dass alle drei Feingewindeschrauben an der Scheibe anlagen.

Durch einen pneumatischen Luftfederbalg wurde der unten sitzende Heiztopf gegen die oben sitzende Scheibe gedrückt. Der Druck im Luftfederbalg wurde von der Maschinensteuerung aktiv so geregelt, dass sich die entsprechende Normalkraft einstellte. Für alle in dieser Arbeit gezeigten und diskutierten Versuche wurde eine Normalkraft von  $150\ \text{N}$  gewählt, wodurch sich eine Flächenpressung von  $3\ \text{MPa}$  ergab.

Das System wurde durch zwei Heizpatronen im Topf sowie über drei Heizstrahler, welche auf die Scheibe und den Scheibenhalter gerichtet waren, aufgeheizt. Nach

Erreichen der Betriebstemperatur folgte die Ausrichtung des Pellets gegen die Scheibe. Hierfür wurde Öl durch einen Schlauch in die Halterung der Kugelkalotte gedrückt, wodurch sich diese anhub und mit der Scheibe planparallel ausrichtete. Nach Entfernen des Öldrucks sank die Kugelkalotte wieder in ihre Halterung, jedoch war nun die planparallele Ausrichtung zwischen Pellet und Scheibe gewährleistet.

Die Schmierung des Versuchsaufbaus erfolgte durch kontinuierliche Zuführung des Schmiermittels Polyalphaolefin-18 (kurz: PAO-18) der Firma Klüber Lubrication, München bei Raumtemperatur, 50 und 100°C mit einem Ölvolumenstrom von 125 ml/h. Die kinematische Viskosität des verwendeten Schmiermittels in Abhängigkeit von der Temperatur ist in Tabelle 3.2 zusammengefasst. Die kinematischen Viskositäten für die Temperaturen 40 und 100°C wurden von der Firma Klüber experimentell ermittelt und bereitgestellt. Für alle weiteren Temperaturen wurde die Viskosität mit Hilfe der Software MobilCalc (ExxonMobil, Irving, USA) berechnet. Als Motivation für die Auswahl einer Versuchstemperatur von 100°C lag die Nachstellung der Betriebsbedingungen im Motor eines Automobils zu Grunde. Höhere Temperaturen konnten nicht realisiert werden, da sonst das verwendete Öl (PAO-18) zur Rauchbildung neigt.

*Tabelle 3.2: Übersicht der kinematischen Viskosität des verwendeten Schmiermittels bei verschiedenen Temperaturen*

Temperatur [°C]	Kinematische Viskosität [mm <sup>2</sup> /s]
20 (Raumtemperatur)	40,25 <sup>1)</sup>
40	18,23 <sup>2)</sup>
50	13,16 <sup>1)</sup>
100	4,11 <sup>2)</sup>

<sup>1)</sup> Werte mit MobilCalc berechnet; <sup>2)</sup> Werte von Klüber Lubrication experimentell ermittelt

Nach Erreichen einer stabilen Versuchstemperatur (ca. eine Stunde Wartezeit) wurde das Tribometer auf eine Gleitgeschwindigkeit von 2000 mm/s beschleunigt, welche 300 s lang gehalten wurde. Im Anschluss daran wurde die Gleitgeschwindigkeit auf die nächste Stufe reduziert. Jede der zwölf Geschwindigkeitsstufen (40, 50, 75, 100, 150, 200, 250, 300, 400, 500, 1000 und 2000 mm/s) wurde über 300 s gehalten. Dieser als Stribeck-Test bezeichnete Versuchsteil wurde fünfmal hintereinander wiederholt. Für die Bildung der Mittelwerte

### 3. Versuchsmaterialien und experimentelle Methoden

---

wurden die letzten drei Rampen herangezogen, um eventuelle Effekte durch das Einlaufen auszuschließen. Zwischen den letzten drei Rampen konnten keine signifikanten Unterschiede ausgemacht werden (vgl. Abbildung 3.12).

Im Anschluss an die Stribeck-Tests wurden Start-Stopp-Tests durchgeführt. Hierfür wurde das Tribometer unter konstanter Beschleunigung über einen Zeitraum von 15 s auf eine Gleitgeschwindigkeit von 2000 mm/s gebracht. Diese Gleitgeschwindigkeit wurde 5 s gehalten. Darauf folgend wurde erneut über einen Zeitraum von 15 s konstant bis zum Stillstand abgebremst. Diese Start-Stopp-Rampen wurden 100-mal in Folge wiederholt. Ein schematischer Ablauf des Versuchs findet sich in Abbildung 3.11.

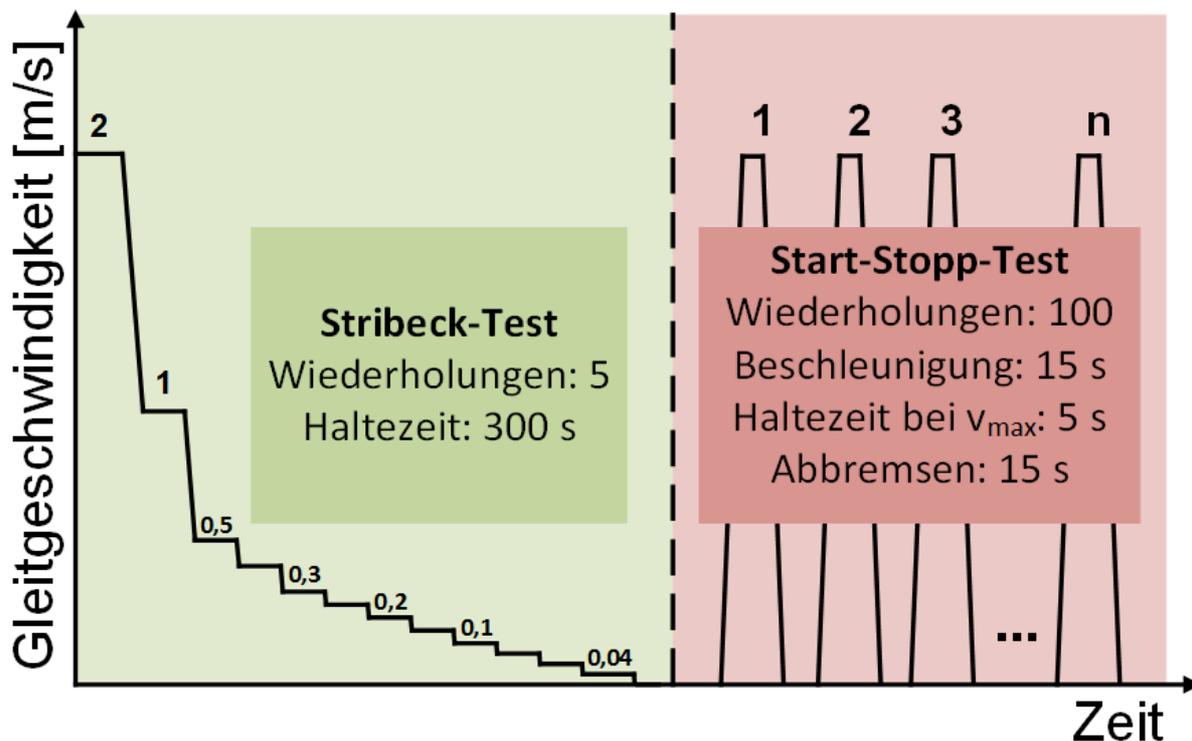


Abbildung 3.11: Schematischer Versuchsablauf des Testprogramms am Tribometer Plint TE-92 HS

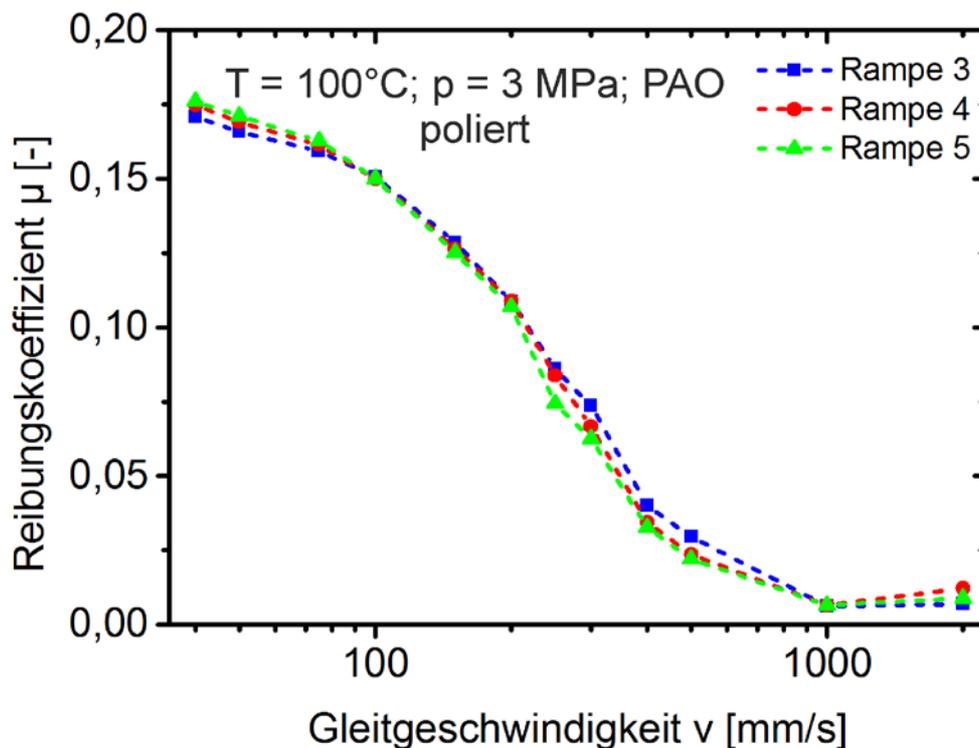


Abbildung 3.12: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit für die letzten drei Rampen einer polierten Referenzoberfläche im Stribeck-Test

#### **3.5 Kontaktwinkelmessung**

Der Einfluss der Mikrotexturierungen auf das Benetzungsverhalten wurde an einem Kontaktwinkelmessgerät (OCA 15 Plus) der Firma Dataphysics durch statische Kontaktwinkelmessungen bestimmt. Hierzu wurde ein Tropfen von 2  $\mu\text{l}$  mit einer Dosierate von 0,1  $\mu\text{l/s}$  an der Spitze einer silanisierten Nadel gebildet. Dieser Tropfen wurde auf die Oberfläche abgesetzt und der Kontaktwinkel zwischen Flüssigkeit und Oberfläche wurde zwei Sekunden nach dem Auftreffen des Tropfens auf der Oberfläche bestimmt. Für die Messung wurde Ethylenglycol im Reinheitsgrad „reinst“ ( $\geq 99,5\%$ ) als Standardflüssigkeit verwendet. Eine direkte Messung der Benetzung mit Polyalphaolefin war nicht möglich, da der Kontaktwinkel des Öls auf der Stahloberfläche zu klein war ( $< 4^\circ$ ) und somit eine Auswertung nicht möglich war.

## 4 Ergebnisse

### 4.1 Ausgangszustand der tribologischen Wirkflächen

Zur Bestimmung des Ausgangsgefüges der Probenkörper wurden FIB-Querschnitte an den Pellets und Scheiben nach der Probenpräparation durchgeführt. Ein repräsentativer Querschnitt eines Pellets und einer Scheibe ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Beim Pellet (Abbildung 4.1 (a)) zeigt sich durch die Probenpräparation keine signifikante Änderung des Gefüges in der Randzone. Die Körner sind tendenziell zur Oberfläche hin orientiert. Dies lässt sich durch die Herstellungsmethode des Rohmaterials (Strangziehen) erklären. Bei der Scheibe (Abbildung 4.1 (b)) sind die fein verteilten Chromkarbide zu erkennen, welche in einer martensitischen Matrix eingebettet sind. Im Bereich der Oberfläche (ca. 0,5  $\mu\text{m}$ ) ist eine deutliche Verkleinerung der Körner festzustellen, die durch den Schleifprozess hervorgerufen wurde.

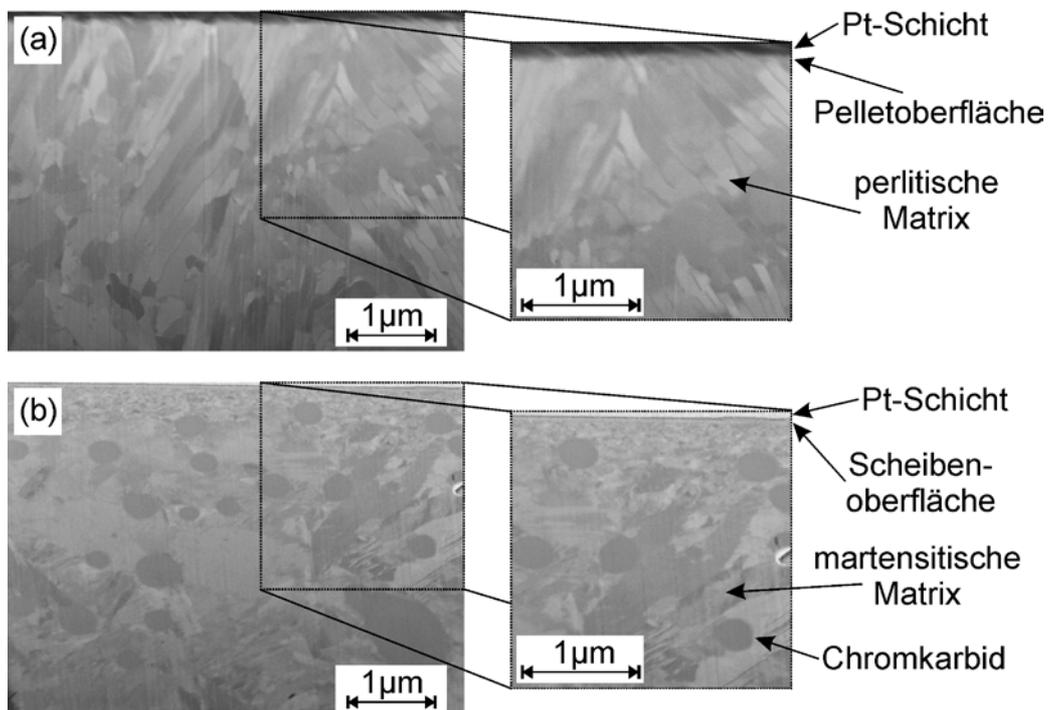


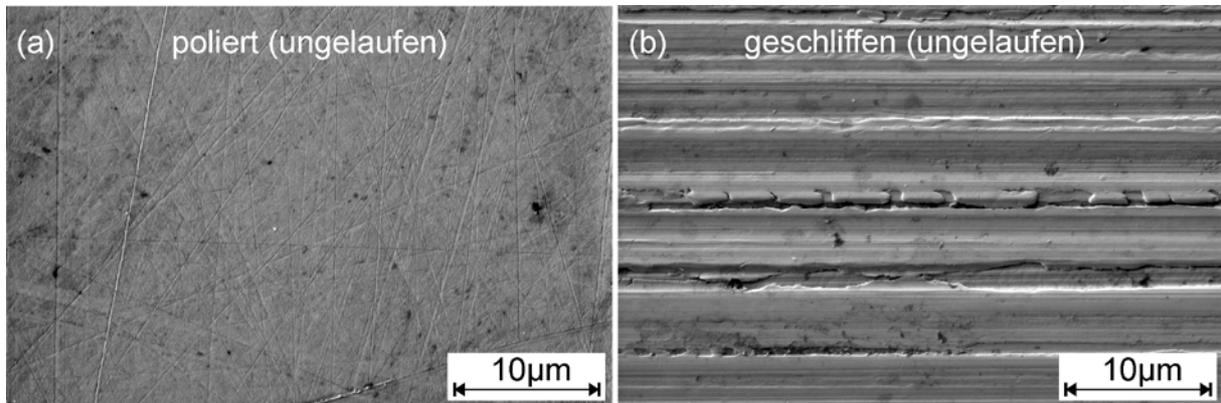
Abbildung 4.1: FIB-Querschnitte der Materialien nach der Probenpräparation für die tribologischen Modellversuche; Stift aus C85 (a) und Scheibe aus 100Cr6 (b)

Elektronenmikroskopische Aufnahmen der Oberfläche eines Pellets (Abbildung 4.2 (a)) und einer Scheibe (Abbildung 4.2 (b)) sind im folgenden dargestellt. Es

#### 4. Ergebnisse

---

handelt sich um eine ungelaufene, polierte Oberfläche beim Pellet und um eine feingeschliffene Oberfläche für die Scheibe.



*Abbildung 4.2: Rasterelektronenmikroskopische Aufnahmen einer ungelaufenen (a) Pelletoberfläche und einer ungelaufenen Scheibenoberfläche (b)*

Die polierte Oberfläche des Pellets zeigt von der Probenpräparation stammende feine Kratzer (1 µm Diamantsuspension). Bei der Scheibe sind die Schleifriefen zu erkennen, die etwa orthogonal zur Gleitrichtung orientiert waren.

## 4.2 Benetzungsverhalten

Bei den Mittelwerten der Kontaktwinkel der in Abbildung 4.3 gegenübergestellten Oberflächen handelt es sich um Werte für eine polierte Referenz und eine Oberfläche mit Näpfchentextur (Näpfchen von 40  $\mu\text{m}$  Durchmesser, 4  $\mu\text{m}$  Tiefe und 10% texturiertem Flächenanteil). Zur Bestimmung des Kontaktwinkels wurde die Standardflüssigkeit Ethylenglycol verwendet. Die Mittelwertbildung erfolgte aus jeweils zehn Messungen an fünf unterschiedlichen Pellets (je zwei Messungen pro Pellet). Es ergab sich ein Kontaktwinkel von 37,8° für die polierte Referenz. Der Kontaktwinkel für die texturierte Oberfläche lag bei 32,9° und damit um 12,9% unter dem der polierten Referenz.

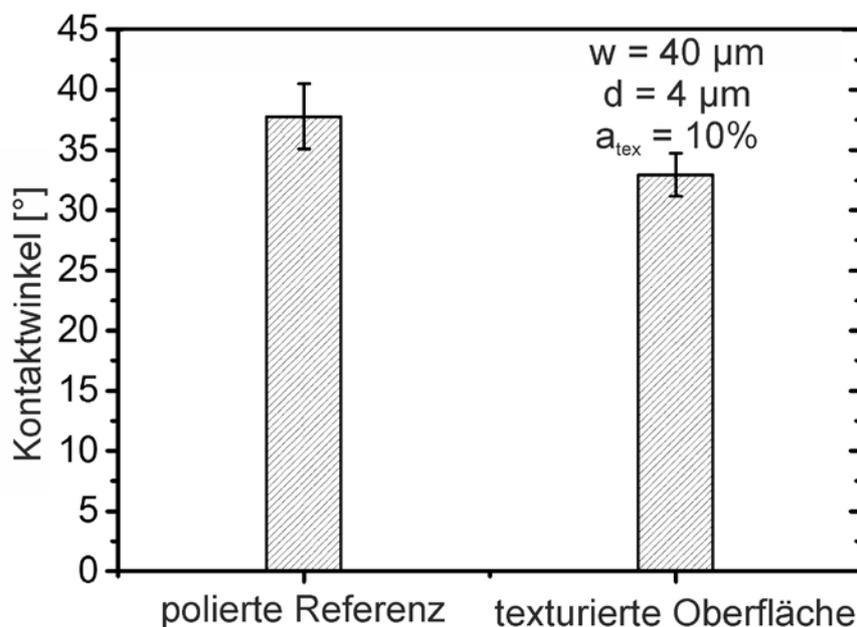


Abbildung 4.3: Mittelwert aus zehn Messungen (statische Messung mit Ethylenglycol) für den Kontaktwinkel einer polierten Referenzoberfläche und einer Näpfchentextur (Texturdaten: 40  $\mu\text{m}$  Durchmesser, 4  $\mu\text{m}$  Tiefe und 10% texturierter Flächenanteil)

### 4.3 Tribologische Eigenschaften unter stationären Bedingungen

Die im Folgenden dargestellten Ergebnisse unter stationären Bedingungen, ermittelt durch den Stribeck-Test, wurden bei einer Flächenpressung von 3 MPa durchgeführt. Die Temperatur des Versuchsaufbaus betrug standardmäßig 100°C. Wenn nicht anders erwähnt, so haben die Texturen immer einen texturierten Flächenanteil von 10%, ein Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis von 0,1 und sind hexagonal angeordnet.

#### 4.3.1 Einfluss des Näpfchendurchmessers

In Abbildung 4.4 ist der Reibungskoeffizient in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit in logarithmischer Auftragung dargestellt. Es handelt sich um eine Zusammenstellung der Versuchsergebnisse von Texturen mit Näpfchen verschiedener Durchmesser (15 bis 800  $\mu\text{m}$ ), welche der polierten Referenzoberfläche gegenübergestellt sind. Bei hohen Gleitgeschwindigkeiten (1000 bis 2000 mm/s) liegt in vorliegendem System hydrodynamische Reibung vor. Für die polierte Referenzoberfläche befindet sich der Ausklinkpunkt der hydrodynamischen Reibung etwa bei 1000 mm/s. Bei sehr geringen Gleitgeschwindigkeiten von 40 mm/s geht das System in die Grenzreibung über. Dieser Verlauf des Reibungskoeffizient in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit ist in Übereinstimmung mit Stribeck [10]. Die höchsten Reibungskoeffizienten im Geschwindigkeitsbereich von 40 bis 1000 mm/s ergeben sich durch die Textur mit Näpfchen von 800  $\mu\text{m}$  Durchmesser, gefolgt von der polierten Referenz (Abbildung 4.4 (b)). Der niedrigste Reibungskoeffizient über den gesamten Gleitgeschwindigkeitsbereich wird mit der 40  $\mu\text{m}$  Textur erreicht (Abbildung 4.4 (a)). Die Reibungskoeffizienten der übrigen Oberflächen liegen im Gleitgeschwindigkeitsbereich von 75 und 1000 mm/s zwischen polierter Referenz und der Textur mit 40  $\mu\text{m}$  Näpfchendurchmesser. Im Bereich der Grenzreibung (von 40 bis 50 mm/s) sind ebenfalls Texturen vorhanden (45, 50, 150, 200  $\mu\text{m}$ ), welche einen höheren Reibungskoeffizienten als die polierte Referenz liefern. Im Bereich der Mischreibung (von 75 bis 1000 mm/s) zeigen sich signifikante Unterschiede zwischen den einzelnen Texturen, während im Bereich der hydrodynamischen Reibung (1000 bis 2000 mm/s) nur marginale Unterschiede festgestellt werden können.

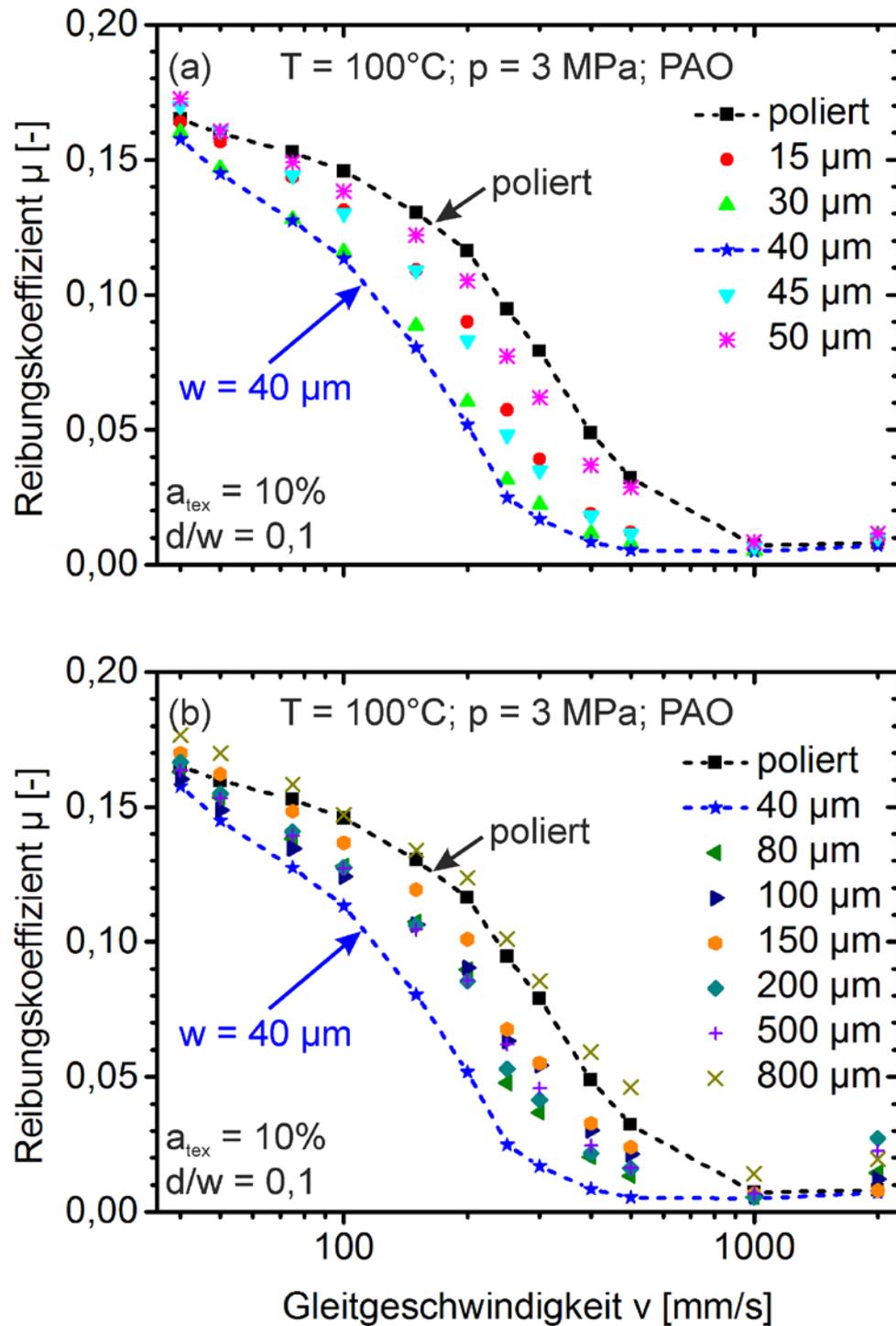


Abbildung 4.4: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit für Nöpfchen mit einem Durchmesser von 15 bis 800  $\mu\text{m}$  im Vergleich zur polierten Referenz (3 MPa Flächenpressung; 100°C Öltemperatur; Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis 0,1; 10% texturierter Flächenanteil)

Es soll im Folgenden der Reibungskoeffizient in Abhängigkeit des Nöpfchendurchmessers exemplarisch für drei Gleitgeschwindigkeiten aufgetragen

#### 4. Ergebnisse

---

werden (Abbildung 4.5). Für den hydrodynamischen Bereich der Reibung in der Nähe des Ausklinkpunktes wurde die Geschwindigkeit 1000 mm/s gewählt, als Repräsentant für den Mischreibungsbereich die Geschwindigkeit 200 mm/s und für sehr niedrige Gleitgeschwindigkeiten, bei welchen Grenzreibung auftritt, wurde 50 mm/s gewählt. Die Reibungskoeffizienten für eine bestimmte Gleitgeschwindigkeit von XY mm/s sind mit dem Wert „ $\mu_{XY}$ “ gekennzeichnet.

Bei einer Gleitgeschwindigkeit von 200 mm/s nimmt ausgehend von der polierten Referenzoberfläche ( $\mu_{200}=0,116$ ) die Reibungszahl mit zunehmendem Näpfchendurchmesser zunächst ab (im Bereich von 15  $\mu\text{m}$ ,  $\mu_{200}=0,090$  bis 40  $\mu\text{m}$ ,  $\mu_{200}=0,052$ ). Bei der Oberfläche mit 40  $\mu\text{m}$  Näpfchen liegt ein Minimum im Reibungskoeffizienten vor. Oberhalb von 40  $\mu\text{m}$  steigt der Reibungskoeffizient bis 50  $\mu\text{m}$  ( $\mu_{200}=0,105$ ) Näpfchendurchmesser an. Im Durchmesserbereich zwischen 50 und 500  $\mu\text{m}$  gibt es keine signifikanten Unterschiede zwischen den einzelnen Texturen ( $0,085 < \mu_{200} < 0,105$ ). Für einen Näpfchendurchmesser von 800  $\mu\text{m}$  ergibt sich der höchste Reibungskoeffizient ( $\mu_{200}=0,124$ ). Erkennbar ist, dass der Anstieg des Reibungskoeffizienten von 40 auf 50  $\mu\text{m}$  Näpfchendurchmesser weitaus steiler verläuft als der Abfall von der polierten Referenz kommend hin zur 40  $\mu\text{m}$  Textur.

Im Vergleich der Gleitgeschwindigkeiten 50 und 200 mm/s fällt auf, dass bei 50 mm/s Gleitgeschwindigkeit die 40  $\mu\text{m}$  Textur immer noch diejenige mit dem niedrigsten Reibungskoeffizienten ist, jedoch ist bei diesen niedrigen Gleitgeschwindigkeiten der Effekt der Reibungssenkung weitaus geringer ausgeprägt. Liegt die Reibungssenkung durch die Textur mit 40  $\mu\text{m}$  Näpfchendurchmesser bei einer Gleitgeschwindigkeit von 200 mm/s bei 55% im Vergleich zur polierten Referenzoberfläche, so senkt dieselbe Textur den Reibungskoeffizienten bei 50 mm/s Gleitgeschwindigkeit nur um 9%. Für den Fall der hohen Gleitgeschwindigkeiten von 1000 mm/s ist im Rahmen der Messgenauigkeit des Reibkraftsensors kaum mehr ein Unterschied zwischen den einzelnen Texturdurchmessern (ausgenommen der Textur mit 800  $\mu\text{m}$  Näpfchendurchmesser;  $\mu_{1000}=0,014$ ) festzustellen. Alle Oberflächen, ob polierte Referenz oder texturierte Oberfläche, liegen auf einem vergleichbaren Niveau ( $0,005 < \mu_{1000} < 0,008$ ).

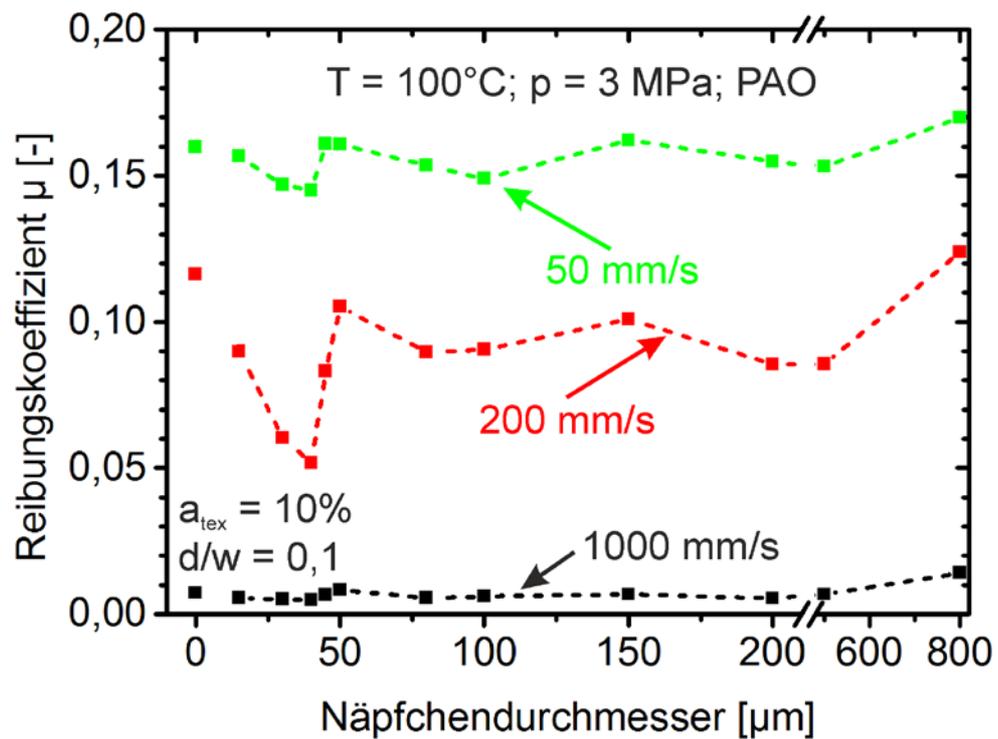


Abbildung 4.5: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit des Näpfchendurchmessers für Gleitgeschwindigkeiten 50, 200 und 1000 mm/s (3 MPa Flächenpressung; 100°C Öltemperatur; Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis 0,1; 10% texturierter Flächenanteil)

### 4.3.2 Einfluss der Nöpfchentiefe

In Abbildung 4.6 (a) ist der Reibungskoeffizient in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit für verschiedene Nöpfchentiefen bei gleichbleibendem Durchmesser von 40  $\mu\text{m}$  gezeigt. Mit einer Tiefe von 4  $\mu\text{m}$  ( $d/w=0,10$ ,  $\mu_{200}=0,052$ ) wurden die niedrigsten Reibungskoeffizienten im Vergleich zur polierten Referenzoberfläche ( $\mu_{200}=0,116$ ) erreicht. Die Texturen mit einer Tiefe von 2  $\mu\text{m}$  ( $d/w=0,05$ ,  $\mu_{200}=0,070$ ) und mit 8  $\mu\text{m}$  ( $d/w=0,20$ ,  $\mu_{200}=0,082$ ) liegen darüber. Beim Vergleich zwischen den 2  $\mu\text{m}$  und den 8  $\mu\text{m}$  tiefen Nöpfchen führen die 2  $\mu\text{m}$  tiefen Nöpfchen zu niedrigeren Reibungswerten.

In Abbildung 4.6 (b) ist die Tiefe der Texturelemente mit 4  $\mu\text{m}$  konstant gesetzt. Verändert wurde nur der Durchmesser. Wie bereits in Abbildung 4.6 (a) gezeigt führt die Textur mit einem Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis ( $d/w$ ) von 0,1 ( $w=40 \mu\text{m}$ ,  $\mu_{200}=0,052$ ) zu den niedrigsten Reibungskoeffizienten. Die beiden Texturen mit 80  $\mu\text{m}$  ( $d/w=0,05$ ,  $\mu_{200}=0,085$ ) und 200  $\mu\text{m}$  ( $d/w=0,02$ ,  $\mu_{200}=0,090$ ) Nöpfchendurchmesser liegen oberhalb dieser Textur. Zwischen den beiden (80 und 200  $\mu\text{m}$  Durchmesser) ist im Mischreibungsgebiet kein signifikanter Unterschied festzustellen.

Ein direkter Vergleich der in Abbildung 4.6 a und b dargestellten, sowie weiterer Ergebnisse der unterschiedlichen Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnisse erfolgt in der Diskussion (siehe Abbildung 5.15).

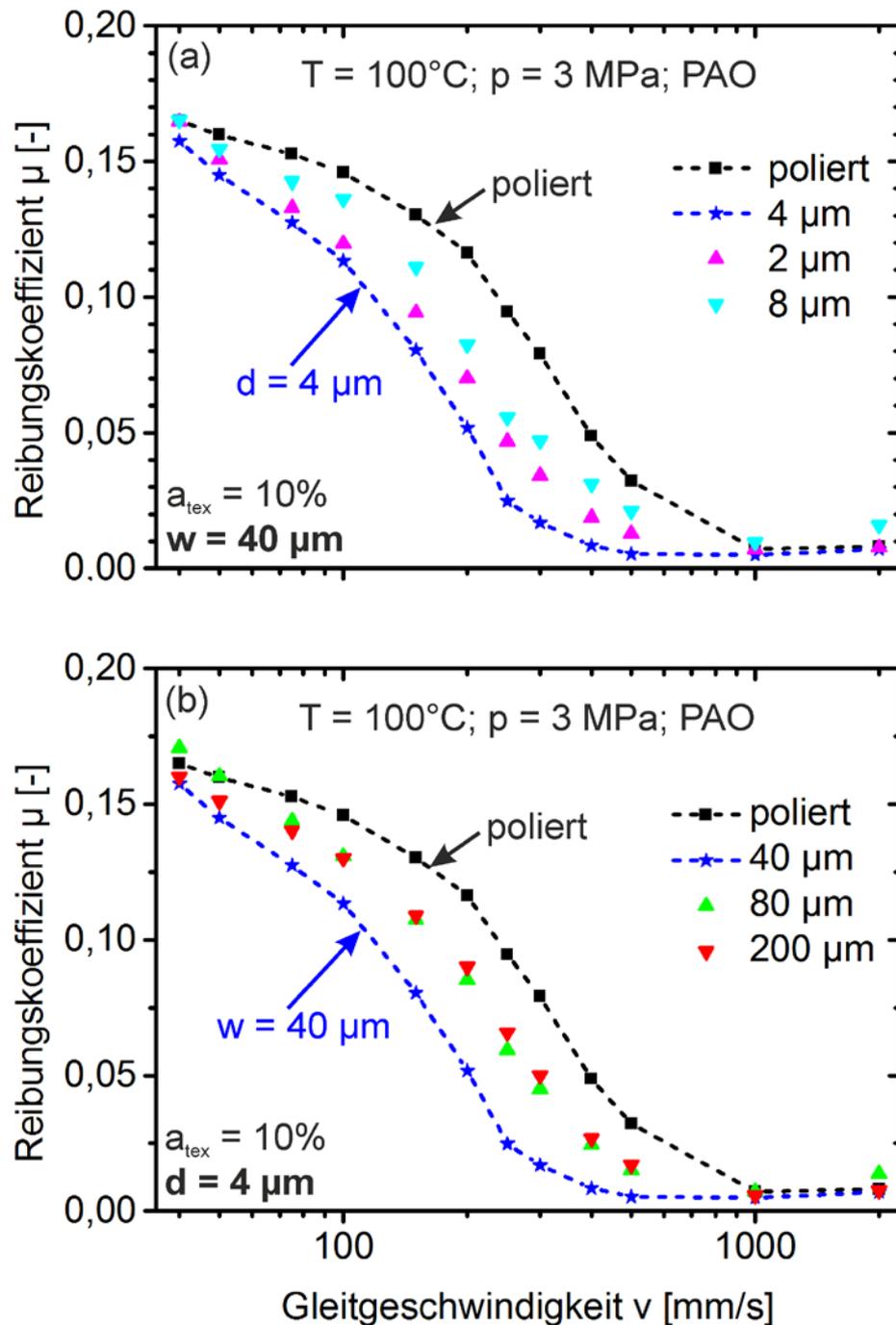


Abbildung 4.6: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit für Näpfchen mit  $40 \mu\text{m}$  Durchmesser und verschiedenen Tiefen (a) und mit  $4 \mu\text{m}$  Tiefe und verschiedenen Durchmessern (b) ( $3 \text{ MPa}$  Flächenpressung;  $100^{\circ}\text{C}$  Öltemperatur; 10% texturierter Flächenanteil)

### 4.3.3 Einfluss des texturierten Flächenanteils

In Abbildung 4.7 ist der Reibungskoeffizient in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit für unterschiedliche texturierte Flächenanteile bei einem Näpfdurchmesser von 40  $\mu\text{m}$  und einer Tiefe von 4  $\mu\text{m}$  dargestellt. Es zeigen sich die niedrigsten Reibungskoeffizienten für einen texturierten Flächenanteil von 10% ( $\mu_{200}=0,052$ ). Bei 20% ( $\mu_{200}=0,076$ ) texturiertem Flächenanteil liegt der Reibungskoeffizient im gesamten untersuchten Geschwindigkeitsbereich (40 bis 2000 mm/s) höher als bei 10% texturierten Flächenanteil, jedoch ebenfalls unterhalb dem der polierten Referenz ( $\mu_{200}=0,116$ ). Bei 5% ( $\mu_{200}=0,112$ ) texturiertem Flächenanteil liegt der Reibungskoeffizient nur im Geschwindigkeitsbereich von 150 bis 1000 mm/s unter dem Reibungskoeffizienten der polierten Referenz. Für einen texturierten Flächenanteil von 30% ( $\mu_{200}=0,117$ ) ist der Reibungskoeffizient für alle Geschwindigkeiten oberhalb dem der polierten Referenz. Im Gleitgeschwindigkeitsbereich, in dem hydrodynamische Reibung vorliegt (1000 bis 2000 mm/s), zeigen alle texturierten Oberflächen im Rahmen der Messgenauigkeit, bis auf die 30%, einen vergleichbaren Reibungswert wie die polierte Referenzoberfläche ( $0,005 < \mu_{1000} < 0,008$ ). Einzig die Textur mit 30% texturiertem Flächenanteil ( $\mu_{1000}=0,019$ ) führt in diesem Gleitgeschwindigkeitsbereich zu höheren Reibungswerten.

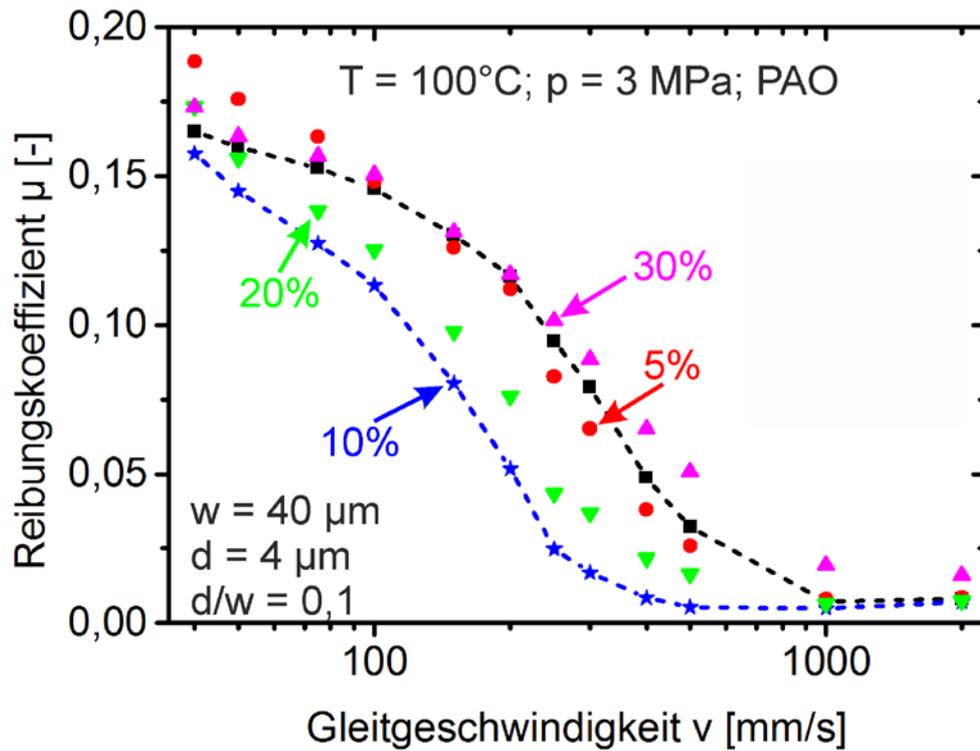


Abbildung 4.7: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit für Näpfchen mit einem Durchmesser von  $40 \mu\text{m}$  und einer Tiefe von  $4 \mu\text{m}$  mit unterschiedlichen texturierten Flächenanteilen (3 MPa Flächenpressung;  $100^\circ\text{C}$  Öltemperatur; Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis 0,1)

### 4.3.4 Einfluss der Anordnung

Um den Einfluss der relativen Näpfchenanordnung zu untersuchen, wurden die Anordnung und Ausrichtung der Näpfchen variiert. Es handelte sich hierbei um eine hexagonale Anordnung der Näpfchen (Standard-Anordnung) wie auch eine kubische und eine Zufallsanordnung. Die hexagonal angeordneten Texturen wurden weiterhin in zwei verschiedenen Ausrichtungen relativ zur Gleitrichtung untersucht. Einerseits wurde die Standard-Ausrichtung verwendet ( $0^\circ$ ) und auf der anderen Seite wurde das Hexagon um  $30^\circ$  gedreht zur Gleitrichtung. Digitalmikroskopische Aufnahmen können Abbildung 4.8 entnommen werden.

Die Textur in hexagonaler Anordnung (Standard-Anordnung,  $\mu_{200}=0,052$ ) führt verglichen mit der polierten Referenz ( $\mu_{200}=0,116$ ) zu den niedrigsten Reibungskoeffizienten. Kubisch angeordnete ( $\mu_{200}=0,079$ ), zufällig verteilte ( $\mu_{200}=0,087$ ) und die hexagonal angeordneten Näpfchen, welche um  $30^\circ$  gedreht wurden ( $\mu_{200}=0,0090$ ), ergeben Reibungszahlen zwischen der Standard-Anordnung und der polierten Referenzoberfläche. Im Gleitgeschwindigkeitsbereich zwischen 200 und 1000 mm/s zeigen sich keine signifikanten Unterschiede zwischen den zufällig verteilten, den kubischen und den um  $30^\circ$  gedrehten hexagonal angeordneten Näpfchen. Bei niedrigeren Gleitgeschwindigkeiten (unter 200 mm/s) nähert sich der Reibungskoeffizient der Oberfläche mit kubisch angeordneten Näpfchen der mit hexagonal angeordneten (Standard-Anordnung) an. Der Reibungskoeffizient der  $30^\circ$  gedrehten, hexagonal angeordneten sowie der zufällig verteilten Näpfchen, nähert sich tendenziell der polierten Referenz an. Für Gleitgeschwindigkeiten unter 75 mm/s liegt die Oberfläche mit den zufällig verteilten Näpfchen ( $\mu_{50}=0,167$ ) sogar über der polierten Referenz ( $\mu_{50}=0,160$ ).

Die um  $30^\circ$  gedrehten, hexagonal angeordneten Näpfchen ( $\mu_{50}=0,155$ ) liegen zwischen polierter Referenzoberfläche und hexagonaler Standard-Anordnung, die kubisch angeordneten ( $\mu_{50}=0,146$ ) liegt mit den hexagonal angeordneten (Standard-Anordnung,  $\mu_{50}=0,145$ ) auf einem Niveau.

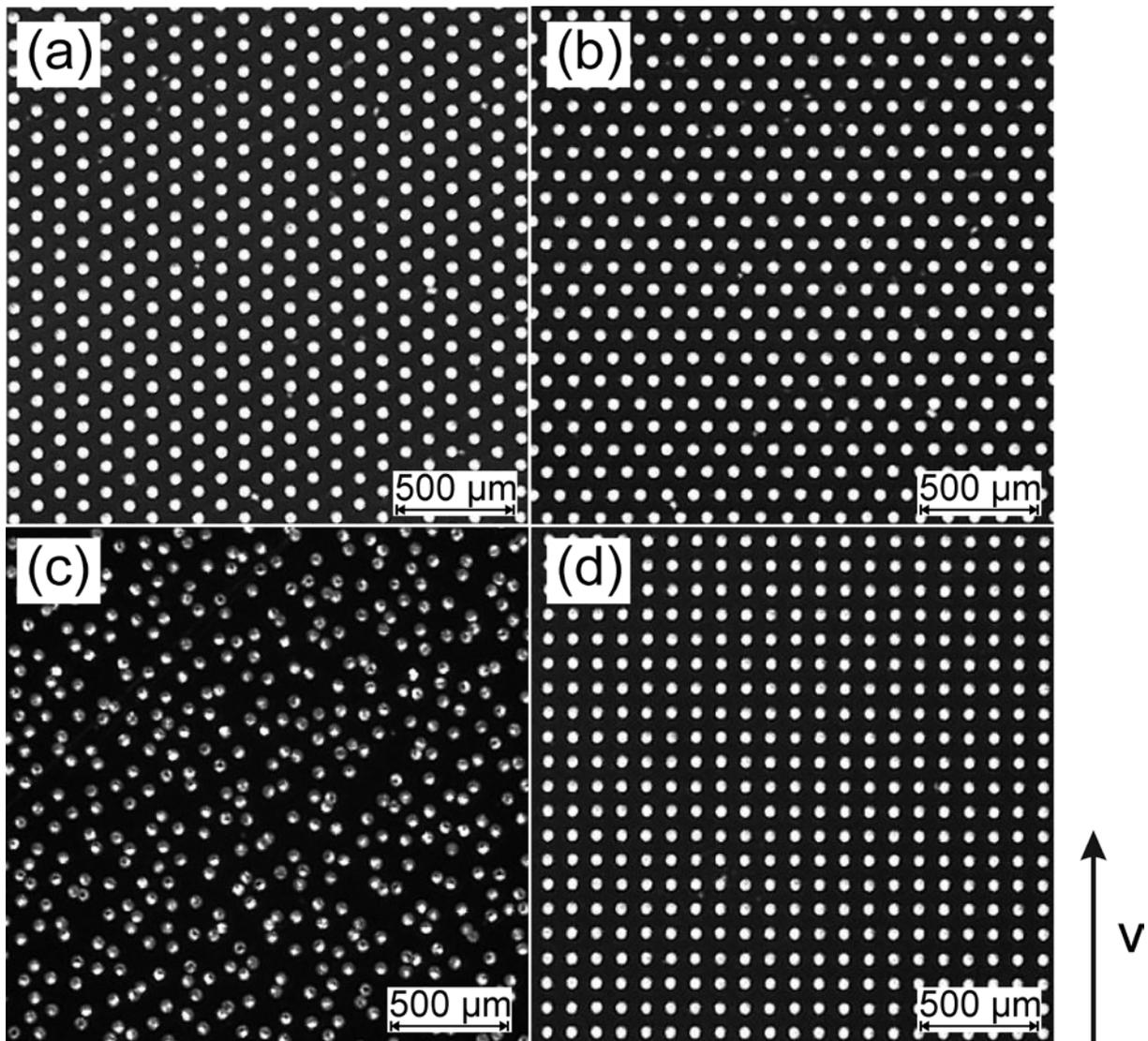


Abbildung 4.8: Digitalmikroskopische Aufnahmen verschieden angeordneter und ausgerichteter Nöpfchen; in hexagonaler Anordnung (a) sowie hexagonal angeordnet und um  $30^\circ$  zur Gleitrichtung gedreht (b), in zufälliger (c) und kubischer Anordnung (d)

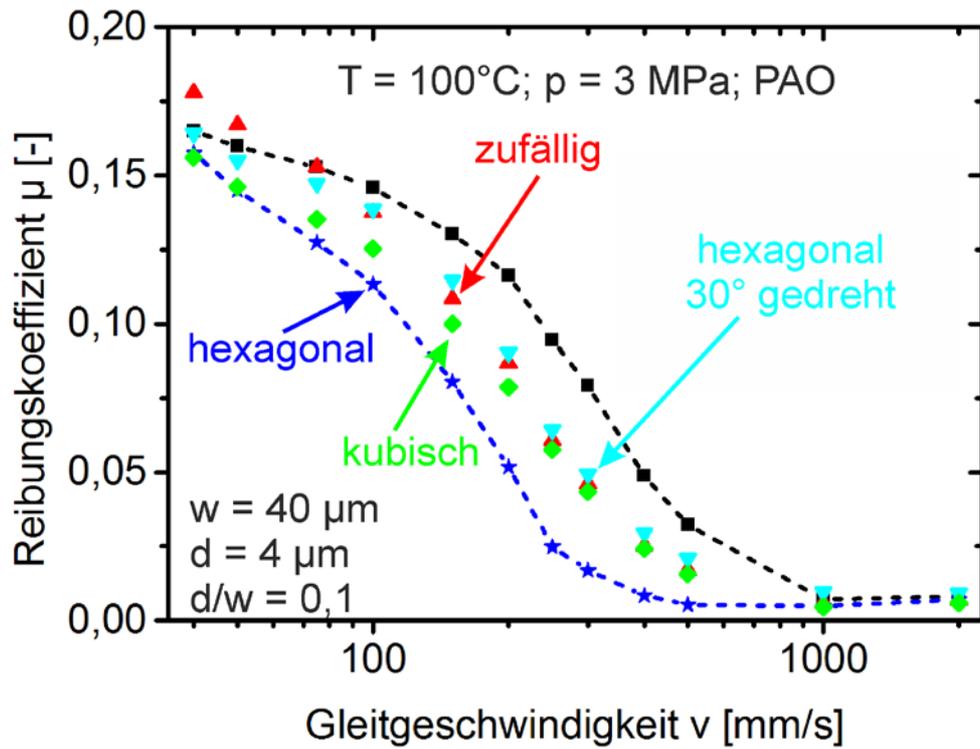


Abbildung 4.9: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit für Nöpfchen in unterschiedlicher Anordnung (hexagonal, zufällig, hexagonal um 30° gedreht und kubisch) (3 MPa Flächenpressung; 100°C Öltemperatur; 40  $\mu\text{m}$  Durchmesser; 4  $\mu\text{m}$  Tiefe; Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis 0,1)

#### 4.3.5 Einfluss der Öltemperatur

Eine Änderung der Öltemperatur hat auch eine Änderung der Ölviskosität zur Folge. Im Folgenden sollen die Ergebnisse aus den Versuchen mit 3 MPa Flächenpressung bei Raumtemperatur und 50°C Öltemperatur vorgestellt werden. Alle Nöpfchen wurden in hexagonaler Anordnung auf die Oberfläche gebracht. Die Ergebnisse für die Versuche bei 50°C Öltemperatur sind in Abbildung 4.10 (b) dargestellt. Im Vergleich mit den Ergebnissen bei 100°C Öltemperatur, welche hier noch einmal in Abbildung 4.10 (a) gezeigt sind, liegt bei 50°C Öltemperatur bereits ab einer Gleitgeschwindigkeit von 300 mm/s für alle Paarungen hydrodynamische Reibung vor. Bei den Versuchen mit 100°C Öltemperatur war dies für die polierte Referenzoberfläche erst ab einer Gleitgeschwindigkeit von 1000 mm/s der Fall. Das Reibungsniveau ist bei den Versuchen mit 50°C Öltemperatur niedriger als für die Versuche mit 100°C.

Der Reibungskoeffizient der Textur mit 40 µm Nöpfchen ( $\mu_{100}=0,073$ ) liegt im Bereich der polierten Referenzoberfläche ( $\mu_{100}=0,082$ ). Es zeigen sich keine signifikanten Unterschiede zwischen den beiden Oberflächen. Die Textur mit der höchsten Reibungssenkung hat 200 µm Nöpfchendurchmesser ( $\mu_{100}=0,013$ ). Der Ausklinkpunkt für diese Oberflächentextur liegt zwischen 150 und 200 mm/s. Weiterhin zeigt sich ein stetiger Abfall des Reibungsniveaus von 40 über 80 und 150 µm Nöpfchendurchmesser bis zum Minimum bei 200 µm.

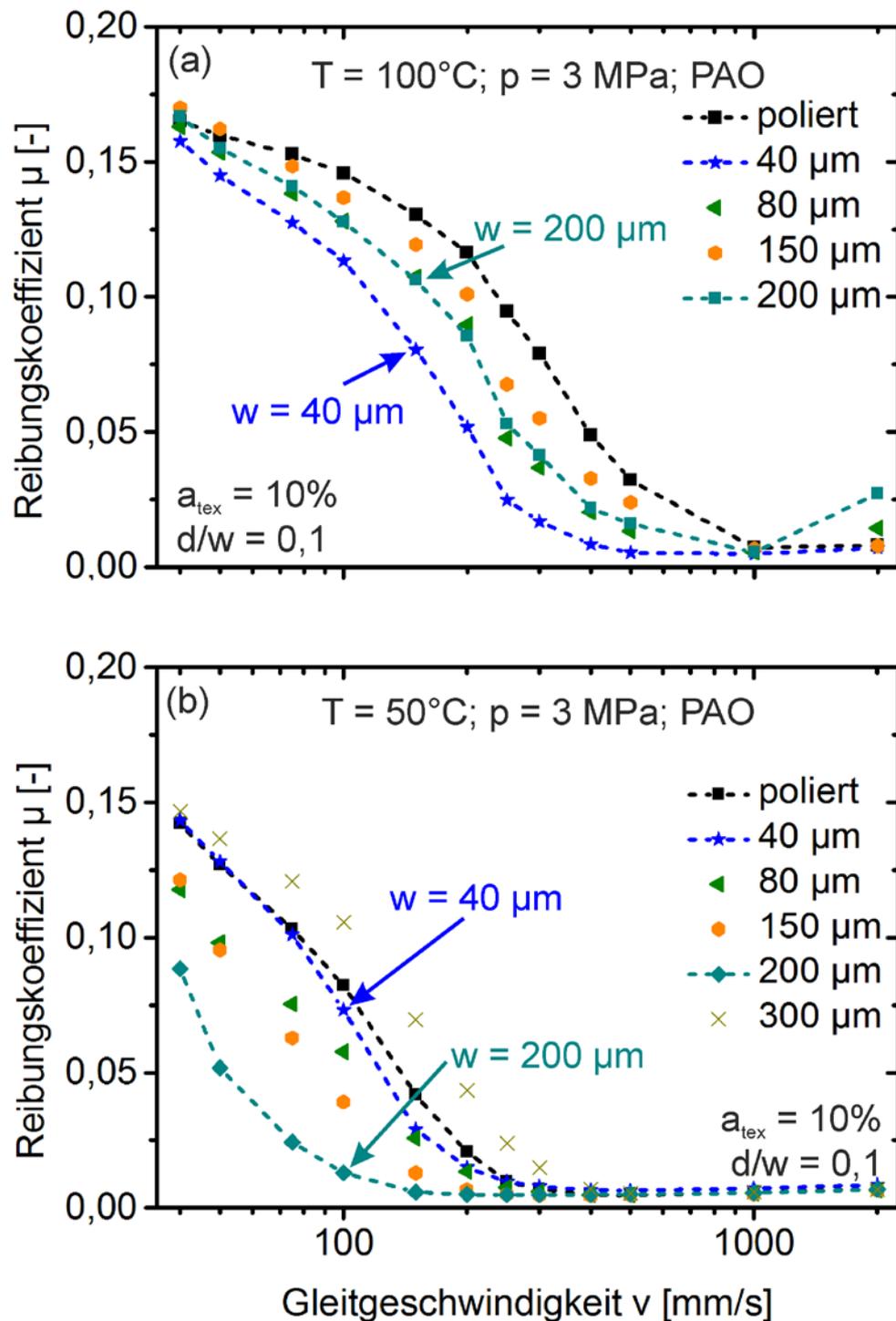


Abbildung 4.10: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit in logarithmischer Auftragung für  $100^{\circ}\text{C}$  Öltemperatur (a) sowie für  $50^{\circ}\text{C}$  Öltemperatur (b) ( $3 \text{ MPa}$  Flächenpressung; Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis  $0,1$ ;  $10\%$  texturierter Flächenanteil)

In Abbildung 4.11 (a) ist der Reibungskoeffizient in Abhängigkeit des Näpfindurchmessers für Versuche bei Raumtemperatur,  $50$  und  $100^{\circ}\text{C}$  bei einer

Gleitgeschwindigkeit von 50 mm/s dargestellt. Es zeigt sich für die Versuche bei Raumtemperatur ein ansteigender Reibungskoeffizient mit zunehmendem Näpfindurchmesser, vor allem bei Näpfchen größer 50  $\mu\text{m}$ . Bei 50°C Öltemperatur ist deutlich das Minimum der Reibung bei einem Näpfindurchmesser von 200  $\mu\text{m}$  zu erkennen. Bei den Versuchen mit 100°C Öltemperatur liegt das Minimum der Reibung bei 40  $\mu\text{m}$  Näpfindurchmesser.

Bei einer Gleitgeschwindigkeit von 100 mm/s (Abbildung 4.11 (b)) lassen sich im Rahmen der Messgenauigkeit keine deutlichen Unterschiede mehr für die Versuche bei Raumtemperatur feststellen ( $0,008 < \mu_{100} < 0,010$ ). Das deutlich ausgeprägte lokale Minimum bei 200  $\mu\text{m}$  Näpfindurchmesser für die Versuche bei 50°C respektive bei 40  $\mu\text{m}$  für die Versuche bei 100°C lässt sich bei dieser Gleitgeschwindigkeit bestätigen. Es zeigt sich ebenfalls deutlich der stetige Abfall von der polierten Referenzoberfläche ( $\mu_{100}=0,082$ ) über 40  $\mu\text{m}$  ( $\mu_{100}=0,073$ ), 80  $\mu\text{m}$  ( $\mu_{100}=0,058$ ) und 150  $\mu\text{m}$  ( $\mu_{100}=0,039$ ) Näpfindurchmesser bis zum Minimum bei 200  $\mu\text{m}$  ( $\mu_{100}=0,013$ ). Die Oberfläche mit 300  $\mu\text{m}$  Näpfchen ( $\mu_{100}=0,106$ ) zeigt wiederum einen Anstieg des Reibungskoeffizienten, welcher höher liegt als der für die polierte Referenzoberfläche.

Die beiden Gleitgeschwindigkeiten 50 und 100 mm/s befinden sich im Bereich der Mischreibung, während sich die Gleitgeschwindigkeit 1000 mm/s (Abbildung 4.11 (c)) im hydrodynamischen Bereich bewegt. Es ist festzustellen, dass bei Raumtemperatur ein höheres Reibungsniveau vorliegt, als bei 50 und 100°C. Die beiden Kurven für 50 und 100°C Öltemperatur unterscheiden sich nicht signifikant.

#### 4. Ergebnisse

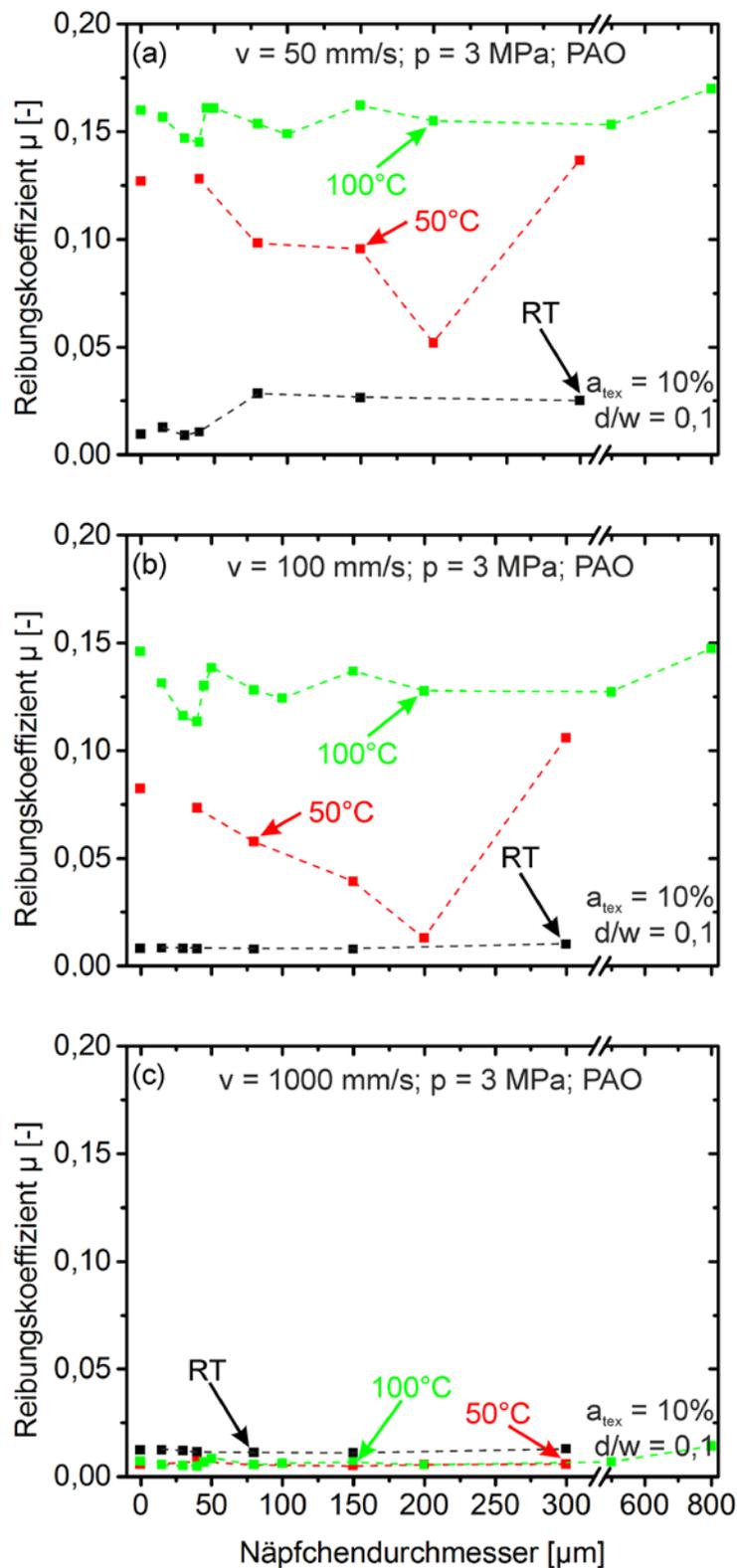


Abbildung 4.11: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit des Näpfchendurchmessers für die Gleitgeschwindigkeiten 50 mm/s (a), 100 mm/s (b) und 1000 mm/s (c) jeweils bei Raumtemperatur, 50 und 100°C Öltemperatur (3 MPa Flächenpressung; Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis 0,1; 10% texturierter Flächenanteil)

## 4.4 Tribologische Eigenschaften unter transienten Bedingungen

Im Anschluss an die in Kapitel 1.1 beschriebenen Ergebnisse der tribologischen Charakterisierung unter stationären Bedingungen werden im Folgenden die Ergebnisse unter transienten Bedingungen (Start-Stopp-Test) betrachtet.

Die Flächenpressung für die nachfolgend beschriebenen Versuchsergebnisse liegt bei 3 MPa, die Öltemperatur bei 100°C. Bei den gezeigten Kurven handelt es sich um Mittelwerte aus 300 einzelnen Messungen.

### 4.4.1 Einfluss des Näpfchendurchmessers

In Abbildung 4.12 sind die Ergebnisse aus den Versuchen unter transienten Bedingungen für die polierte Referenzoberfläche (Abbildung 4.12 (a)) und die texturierte Oberfläche mit 40 µm Näpfchendurchmesser, 4 µm Näpfchentiefe, 10% texturiertem Flächenanteil und hexagonaler Näpfchenanordnung (Abbildung 4.12 (b)) gegenübergestellt. Es ist jeweils die Kurve für den Beschleunigungs- und den Abbremssteil dargestellt. Im Fall der polierten Referenz zeigen sich lediglich geringe Unterschiede zwischen der Beschleunigungs- und der Abbremskurve (Beschleunigen:  $\mu_{200}=0,113$ ; Abbremsen:  $\mu_{200}=0,107$ ). Für die texturierte Oberfläche mit 40 µm Näpfchendurchmesser, 4 µm Näpfchentiefe und 10% texturiertem Flächenanteil liegt der Reibungskoeffizient bei einer exemplarischen Gleitgeschwindigkeit von 200 mm/s beim Abbremsen um 23% tiefer als der Reibungskoeffizienten beim Beschleunigen (Beschleunigen:  $\mu_{200}=0,075$ ; Abbremsen:  $\mu_{200}=0,058$ ). Im Allgemeinen lässt sich für die texturierte Oberfläche ein steilerer Verlauf der Kurven feststellen, was auch zur Folge hat, dass der Ausklinkpunkt der hydrodynamischen Reibung hin zu niedrigeren Gleitgeschwindigkeiten verschoben ist. Das Reibungsniveau ist folglich in der Gesamtheit für die texturierte Oberfläche geringer als für die polierte Referenzoberfläche.

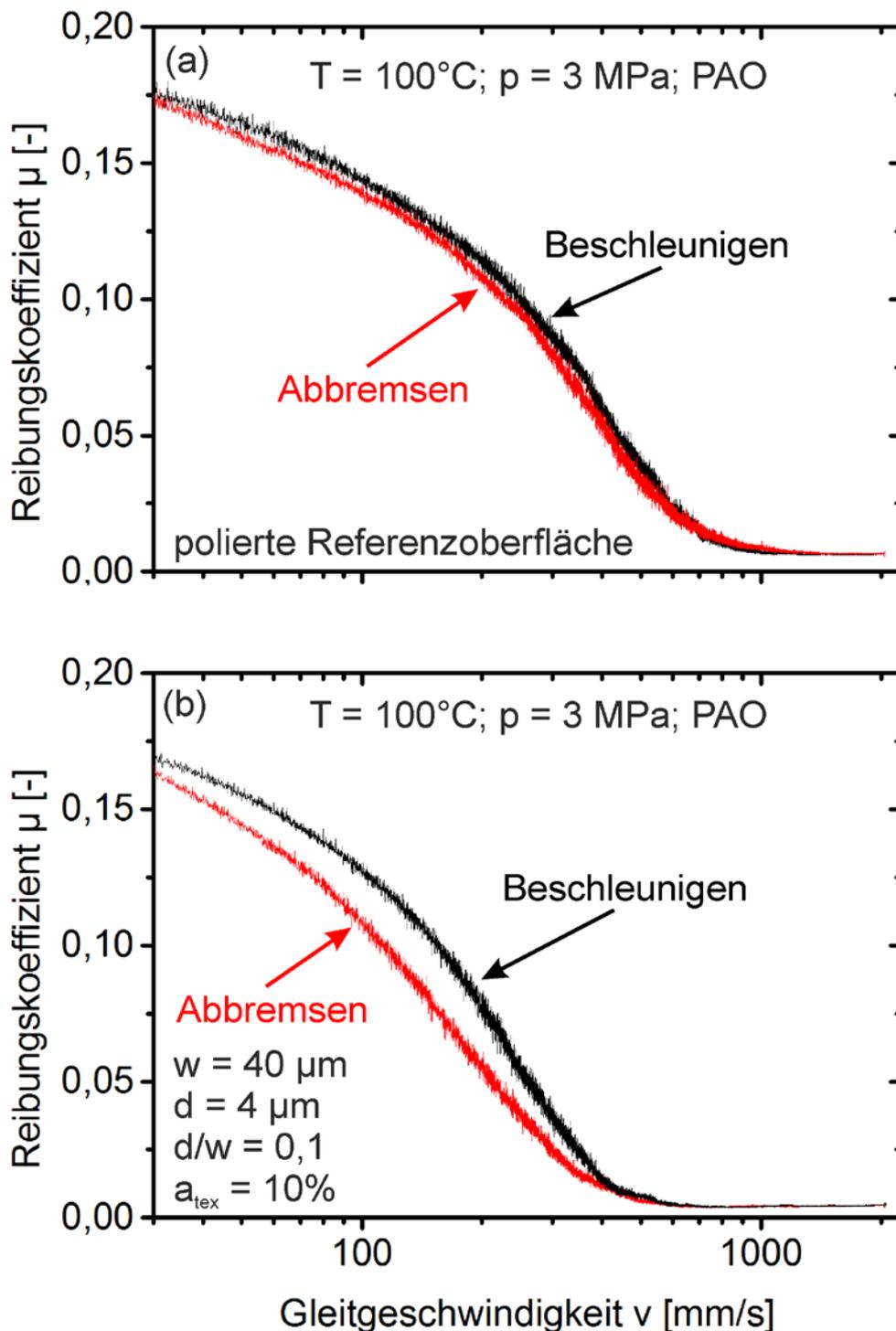


Abbildung 4.12: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit unter transienten Bedingungen für eine polierte Referenzoberfläche (a) und eine texturierte Oberfläche mit  $40 \mu\text{m}$  Näpfindurchmesser,  $4 \mu\text{m}$  Tiefe und 10% texturiertem Flächenanteil (b) ( $3 \text{ MPa}$  Flächenpressung;  $100^\circ\text{C}$  Öltemperatur)

Abbildung 4.13 gibt einen Überblick der Beschleunigungskurven (Abbildung 4.13 (a)) und der Abbremskurven (Abbildung 4.13 (b)) für texturierte Oberflächen im

Durchmesserbereich von 15 bis 800  $\mu\text{m}$  (Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis 0,1, 10% texturierter Flächenanteil, hexagonale Anordnung) im Vergleich zur polierten Referenzoberfläche.

Im Falle der Beschleunigung (Abbildung 4.13) führt die Textur mit 40  $\mu\text{m}$  Näpfchendurchmesser (Beschleunigen:  $\mu_{200}=0,075$ ) ab einer Gleitgeschwindigkeit von 200 mm/s im Vergleich zur polierten Referenzoberfläche (Beschleunigen:  $\mu_{200}=0,113$ ) zur höchsten Senkung des Reibungskoeffizienten. Alle anderen Texturen, ausgenommen der Textur mit 800  $\mu\text{m}$  Näpfchendurchmesser, liegen im Gleitgeschwindigkeitsbereich von 200 bis 2000 mm/s zwischen der polierten Referenzoberfläche und der Textur mit 40  $\mu\text{m}$  Näpfchendurchmesser. Die Reihung ist vergleichbar zu den Versuchen unter stationären Bedingungen. Die Textur mit 800  $\mu\text{m}$  Näpfchendurchmesser liegt im kompletten Gleitgeschwindigkeitsbereich oberhalb der polierten Referenzoberfläche. Bei Gleitgeschwindigkeiten unterhalb von 200 mm/s führt die Textur mit 500  $\mu\text{m}$  Näpfchendurchmesser zum niedrigsten Reibungskoeffizienten.

Betrachtet man den Abbremssteil in Abbildung 4.14 fällt auf, dass die Textur mit 40  $\mu\text{m}$  Näpfchendurchmesser zur höchsten Reibungssenkung im Vergleich zur polierten Referenzoberfläche führt. Diese Textur erreicht im gesamten Gleitgeschwindigkeitsbereich die niedrigsten Reibungszahlen. Wie bereits im Fall der Beschleunigung liegen die anderen Texturen, ausgenommen der Textur mit 800  $\mu\text{m}$  Näpfchendurchmesser, zwischen der polierten Referenzoberfläche und der Textur mit 40  $\mu\text{m}$  Näpfchendurchmesser.

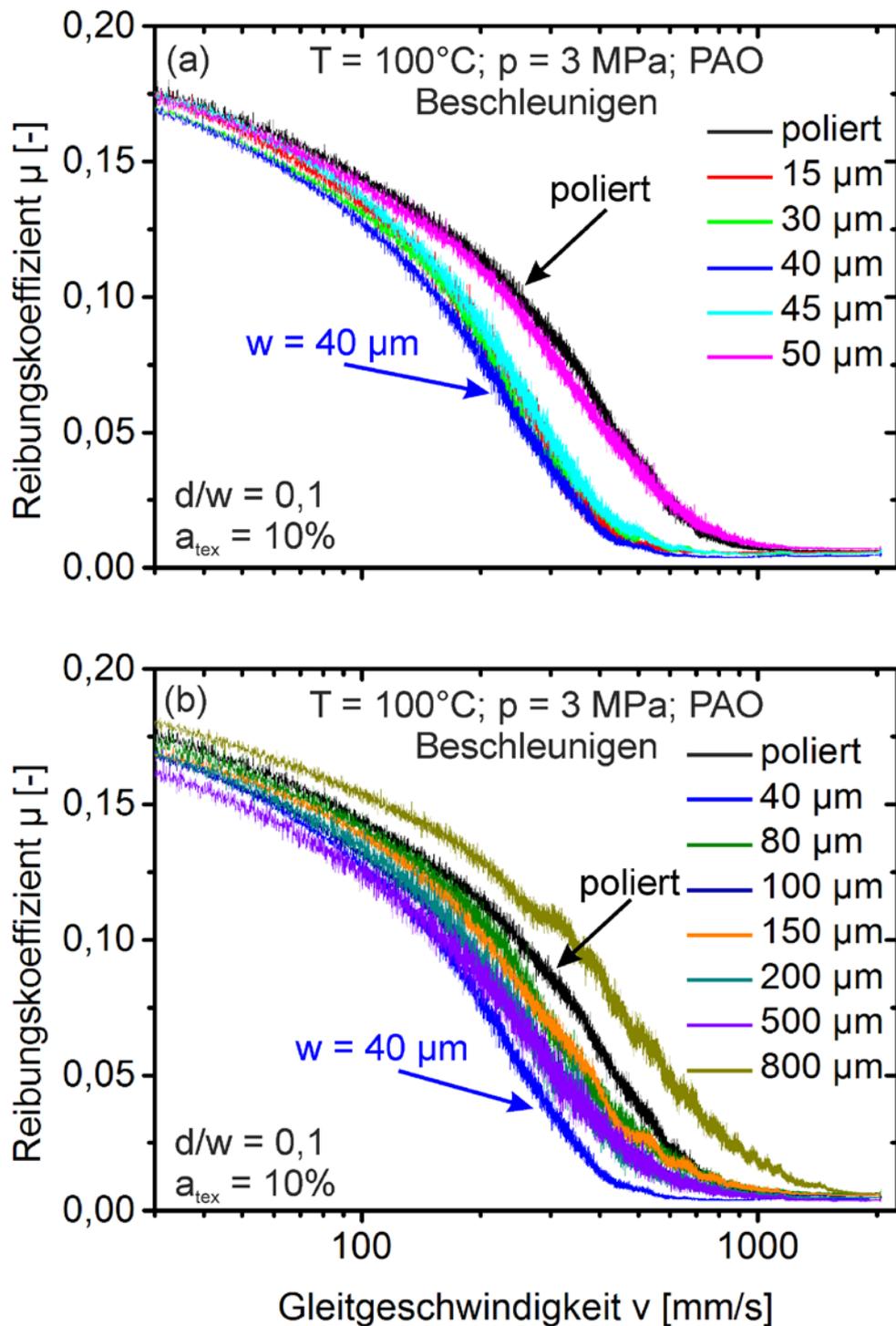


Abbildung 4.13: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit unter transienten Bedingungen während des Beschleunigens für Näpfcchen mit einem Durchmesser von 15 und 800  $\mu\text{m}$  im Vergleich zur polierten Referenzoberfläche (3 MPa Flächenpressung; 100°C Öltemperatur; Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis 0,1; 10% texturierter Flächenanteil)

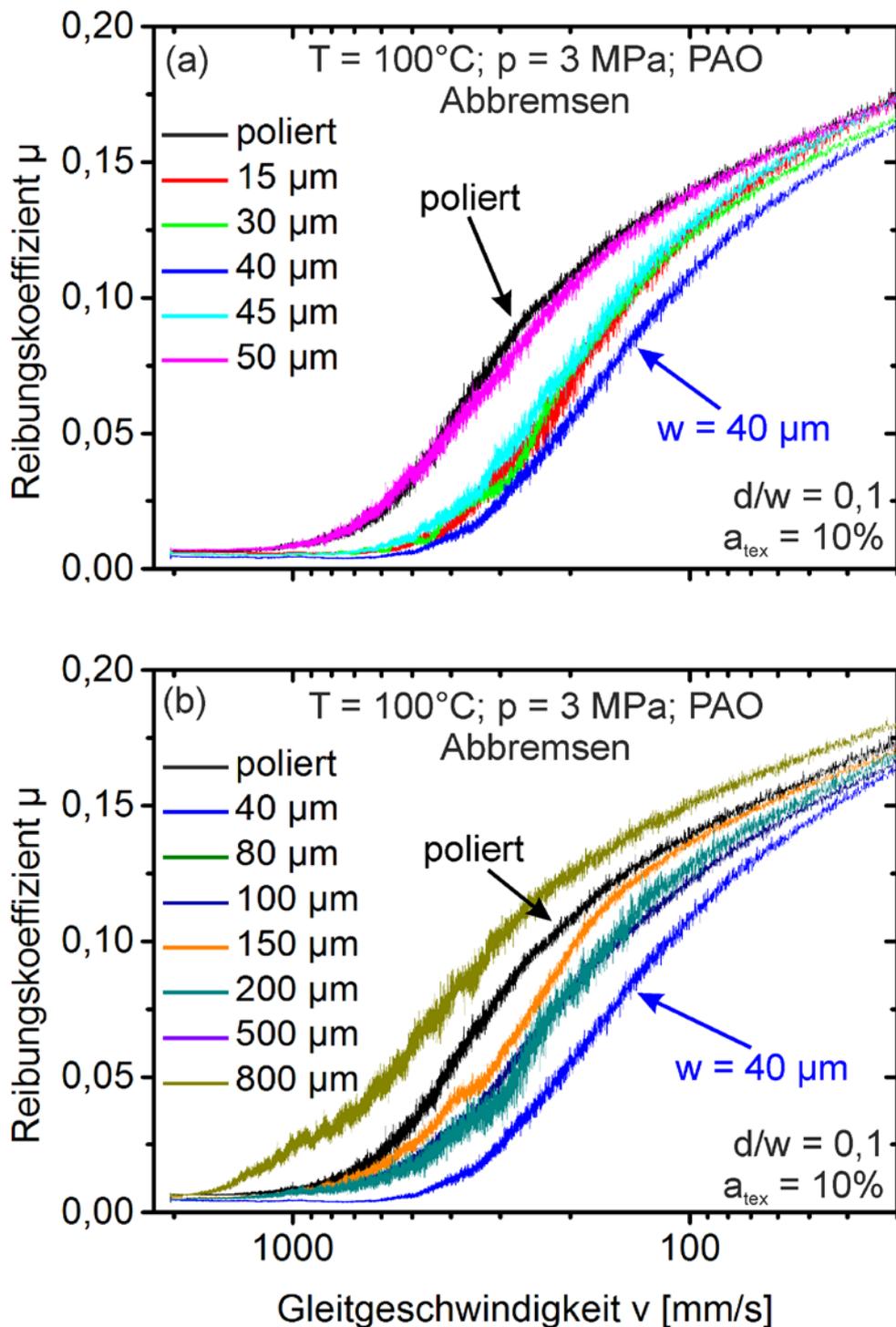


Abbildung 4.14: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit unter transienten Bedingungen während des Abbremsens für Näpfcchen mit einem Durchmesser von 15 und 800  $\mu\text{m}$  im Vergleich zur polierten Referenzoberfläche (3 MPa Flächenpressung; 100°C Öltemperatur; Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis 0,1; 10% texturierter Flächenanteil)

### 4.4.2 Einfluss der Näpfchentiefe

Im Folgenden soll der Einfluss der Näpfchentiefe näher betrachtet werden. Alle Texturen haben einen Durchmesser von 40  $\mu\text{m}$ , der texturierte Flächenanteil liegt bei 10% und die Texturlemente sind hexagonal angeordnet. Es zeigt sich, dass kurz nach dem Anfahren der Reibungskoeffizient der polierten Referenz und der Oberfläche mit 2  $\mu\text{m}$  tiefen Näpfchen auf demselben Niveau liegen (siehe Abbildung 4.15 (a)). Die Oberfläche mit 8  $\mu\text{m}$  tiefen Näpfchen hat zu Beginn ( $30 \text{ mm/s} < v < 40 \text{ mm/s}$ ) das niedrigste Reibungsniveau ( $\mu_{30}=0,168$ ), zwischen der polierten Referenzoberfläche ( $\mu_{30}=0,175$ ) und der Textur mit 8  $\mu\text{m}$  tiefen Näpfchen liegt die Textur mit 2  $\mu\text{m}$  tiefen Näpfchen ( $\mu_{30}=0,174$ ) und die Textur mit 4  $\mu\text{m}$  tiefen Näpfchen ( $\mu_{30}=0,169$ ). Ab ca. 40 mm/s Gleitgeschwindigkeit zeigt die Oberfläche mit 4  $\mu\text{m}$  tiefen Näpfchen das niedrigste Reibungsniveau ( $\mu_{40}=0,162$ ) im Vergleich zur polierten Referenzoberfläche ( $\mu_{40}=0,170$ ). Ab einer Geschwindigkeit von 60 mm/s liegt folgende Reihenfolge vor: poliert – 8  $\mu\text{m}$  – 2  $\mu\text{m}$  – 4  $\mu\text{m}$ . Die Näpfchen mit 2  $\mu\text{m}$  Tiefe zeigen also im Vergleich mit den 8  $\mu\text{m}$  tiefen niedrigere Reibungszahlen.

Ein Blick auf den Abbremssteil des Versuchs (siehe Abbildung 4.15 (b)) zeigt, dass die polierte Referenz bei sehr geringen Gleitgeschwindigkeiten ( $\mu_{30}=0,167$ ), kurz vor dem Stillstand des Tribometers, die höchsten Reibungszahlen aufweist. Die texturierten Oberflächen liegen unter der polierten Referenz und zeigen alle ein vergleichbares Reibungsniveau (2  $\mu\text{m}$  Tiefe:  $\mu_{30}=0,159$ ; 4  $\mu\text{m}$  Tiefe:  $\mu_{30}=0,155$ ; 8  $\mu\text{m}$  Tiefe:  $\mu_{30}=0,161$ ). Bei höheren Gleitgeschwindigkeiten weist die Oberfläche mit 4  $\mu\text{m}$  tiefen Näpfchen das niedrigste Reibungsniveau auf ( $\mu_{200}=0,060$ ), der Reibungskoeffizient der Oberflächen mit 2  $\mu\text{m}$  ( $\mu_{200}=0,082$ ) und 8  $\mu\text{m}$  tiefen Näpfchen ( $\mu_{200}=0,083$ ) liegt zwischen polierter Referenzoberfläche ( $\mu_{200}=0,107$ ) und Textur mit 4  $\mu\text{m}$  tiefen Näpfchen. Sowohl die 2  $\mu\text{m}$  als auch die 8  $\mu\text{m}$  tiefen Näpfchen liegen auf vergleichbarem Niveau.

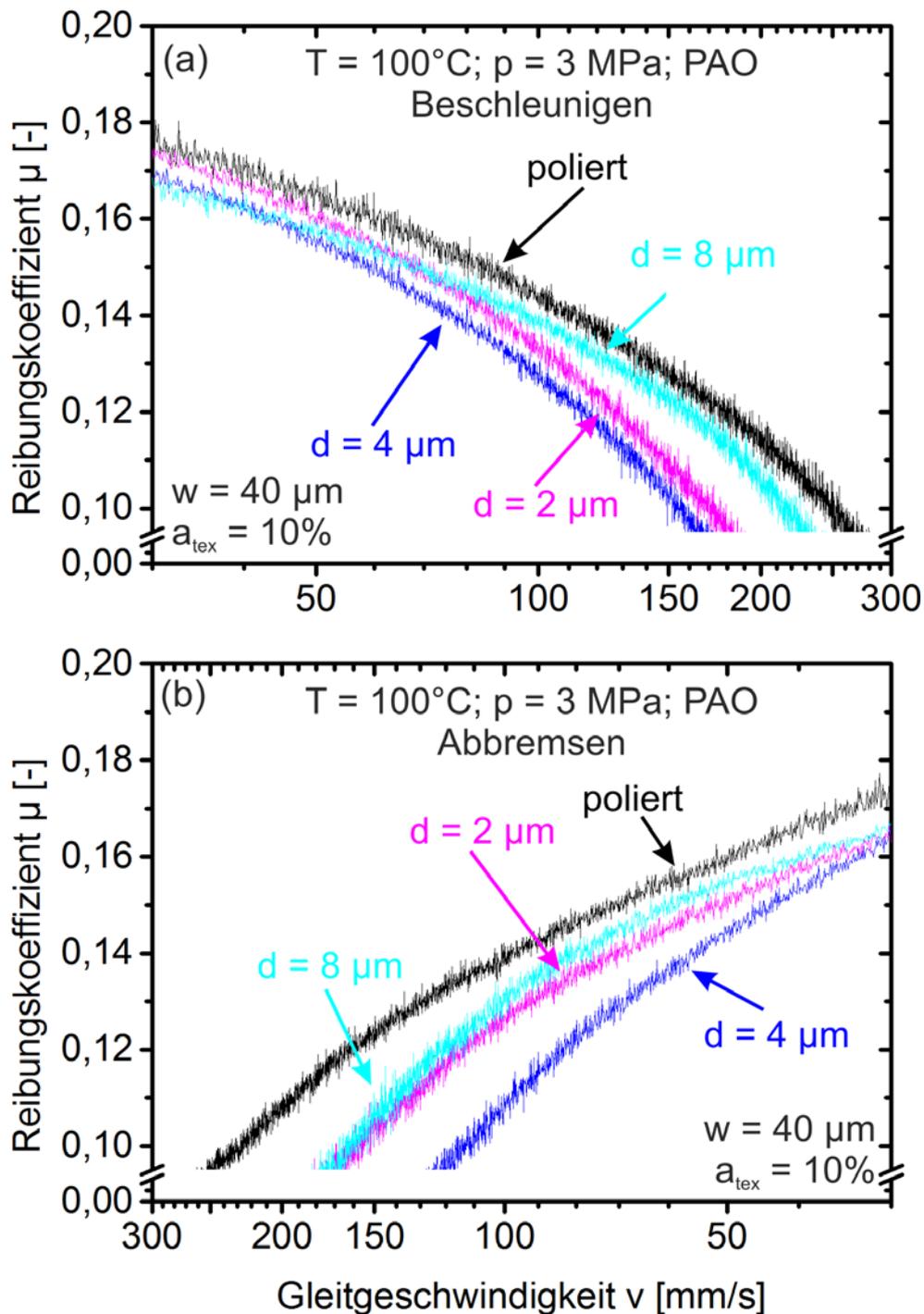


Abbildung 4.15: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit unter transienten Bedingungen während des Beschleunigens (a) und Abbremsens (b) für die verschiedenen Näpftiefen 2, 4 und 8  $\mu\text{m}$  im Vergleich zur polierten Referenzoberfläche (3 MPa Flächenpressung; 100°C Öltemperatur; 40  $\mu\text{m}$  Näpftendurchmesser; 10% texturierter Flächenanteil)

### 4.4.3 Einfluss des texturierten Flächenanteils

In Abbildung 4.16 (a) ist der Reibungskoeffizient in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit im Beschleunigungsteil für Oberflächen verschiedener texturierter Flächenanteile dargestellt. Der Näpfdurchmesser wurde hier bei  $40\ \mu\text{m}$  und die Näpftiefe bei  $4\ \mu\text{m}$  konstant gehalten. Die Anordnung der Textur Elemente auf der Oberfläche war hexagonal. Wie in Abbildung 4.15 ist ein Ausschnitt aus der gesamten Kurve gezeigt.

Bei geringen Gleitgeschwindigkeiten liefert die Oberfläche mit 10% texturiertem Flächenanteil ( $\mu_{30}=0,169$ ) den niedrigsten Reibungskoeffizienten. Im Anschluss folgen die Oberfläche mit 30% texturiertem Flächenanteil ( $\mu_{30}=0,172$ ) und die polierte Referenzoberfläche ( $\mu_{30}=0,175$ ). Die Oberfläche mit 20% bzw. 5% texturiertem Flächenanteil ( $\mu_{30}=0,181$  bzw.  $\mu_{30}=0,191$ ) führt zu höheren Reibungszahlen im Vergleich zur polierten Referenzoberfläche. Ein texturierter Flächenanteil von 5% erzeugt bis zu einer Gleitgeschwindigkeit von  $100\ \text{mm/s}$  das höchste Reibungsniveau, im weiteren Verlauf findet eine Annäherung der polierten Referenz, der 5, 20 und 30% texturierten Oberfläche statt. Das niedrigste Reibungsniveau über den gesamten Geschwindigkeitsbereich zeigt sich bei der Oberfläche mit 10% texturiertem Flächenanteil.

Betrachtet man den Abbremssteil (Abbildung 4.16 (b)) fällt auf, dass bei niedrigen Gleitgeschwindigkeiten ( $< 100\ \text{mm/s}$ ) wieder die Oberfläche mit 5% texturiertem Flächenanteil die höchsten Reibungskoeffizienten aufweist ( $\mu_{30}=0,191$ ). Im Anschluss folgt die Oberfläche mit 20% texturiertem Flächenanteil ( $\mu_{30}=0,175$ ). Die polierte Referenz ( $\mu_{30}=0,174$ ) als auch die Oberfläche mit 30% texturiertem Flächenanteil ( $\mu_{30}=0,170$ ) liegen darunter. Lediglich die Oberfläche mit 10% texturiertem Flächenanteil ( $\mu_{30}=0,166$ ) liegt deutlich unterhalb der polierten Referenz.

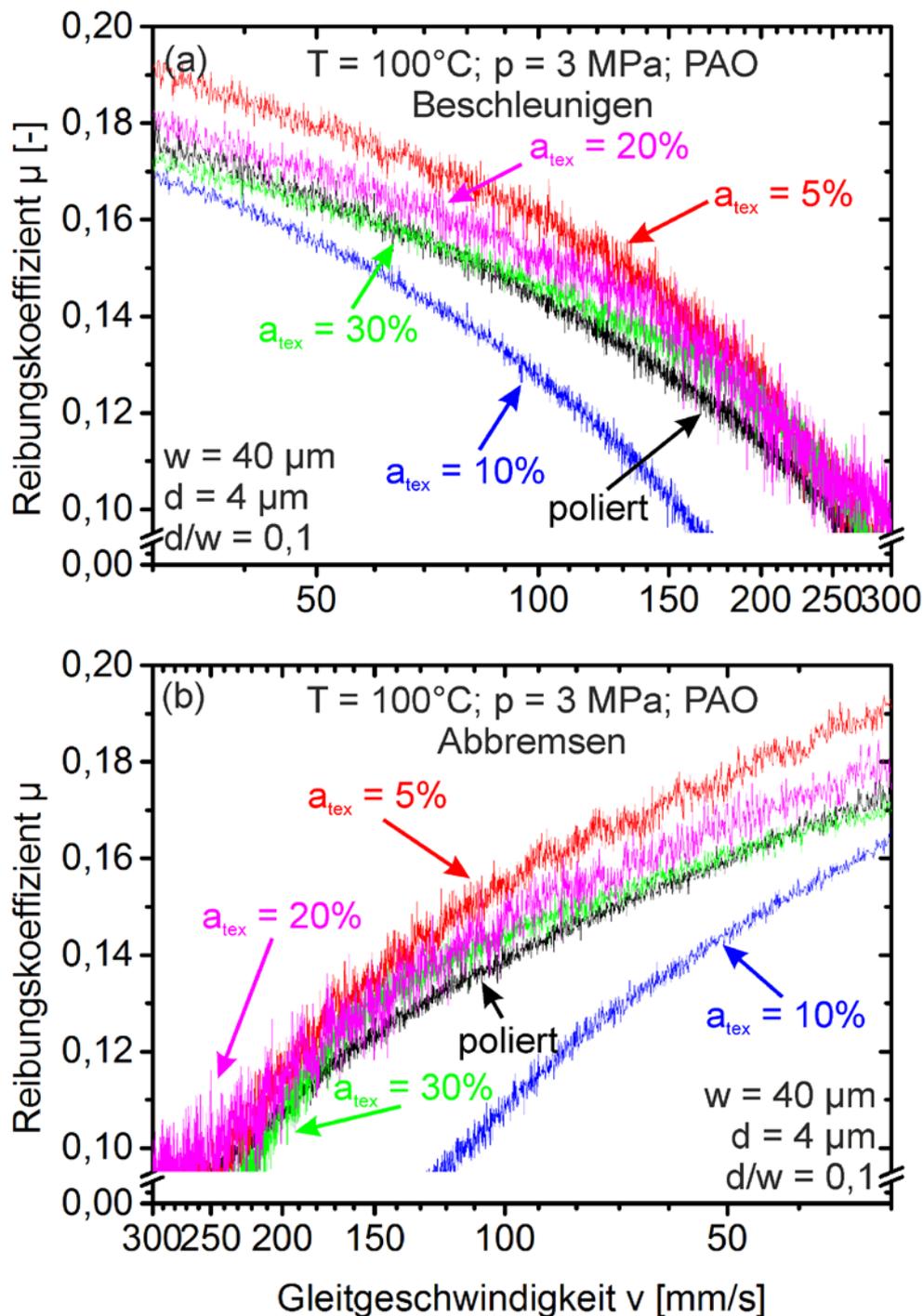


Abbildung 4.16: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit unter transienten Bedingungen während des Beschleunigens (a) und Abbremsens (b) für die verschiedenen texturierten Flächenanteile 5, 10, 20 und 30% im Vergleich zur polierten Referenzoberfläche (3 MPa Flächenpressung;  $100^\circ\text{C}$  Öltemperatur;  $40\ \mu\text{m}$  Näpfindurchmesser;  $4\ \mu\text{m}$  Näpftiefe)

### 4.5 Topografie der Oberfläche nach tribologischer Beanspruchung

Abbildung 4.17 zeigt elektronenmikroskopische Aufnahmen ausgewählter Oberflächen nach der tribologischen Beanspruchung (5 Stribeck-Rampen und 100 Start-Stopp-Zyklen). In Abbildung 4.17 (a) ist die Scheibenoberfläche gezeigt. Es sind einzelne Furchen senkrecht zu den ursprünglichen Schleifriefen zu erkennen. Die polierte Pelletoberfläche Abbildung 4.17 (b) und die Pelletoberfläche mit 50  $\mu\text{m}$  Nöpfchen unterscheiden sich kaum nach der tribologischen Beanspruchung. Beide Oberflächen sind im Vergleich zur unbeanspruchten Ausgangsoberfläche (Abbildung 4.2) aufgeraut und durch eine deutliche Furchung in Gleitrichtung gekennzeichnet. Abbildung 4.17 (c) zeigt die Pelletoberfläche mit Nöpfchen von 40  $\mu\text{m}$  Durchmesser. Im Vergleich mit der polierten und der 50  $\mu\text{m}$  Nöpfchentextur ist eine deutlich weniger ausgeprägte Furchung zu erkennen.

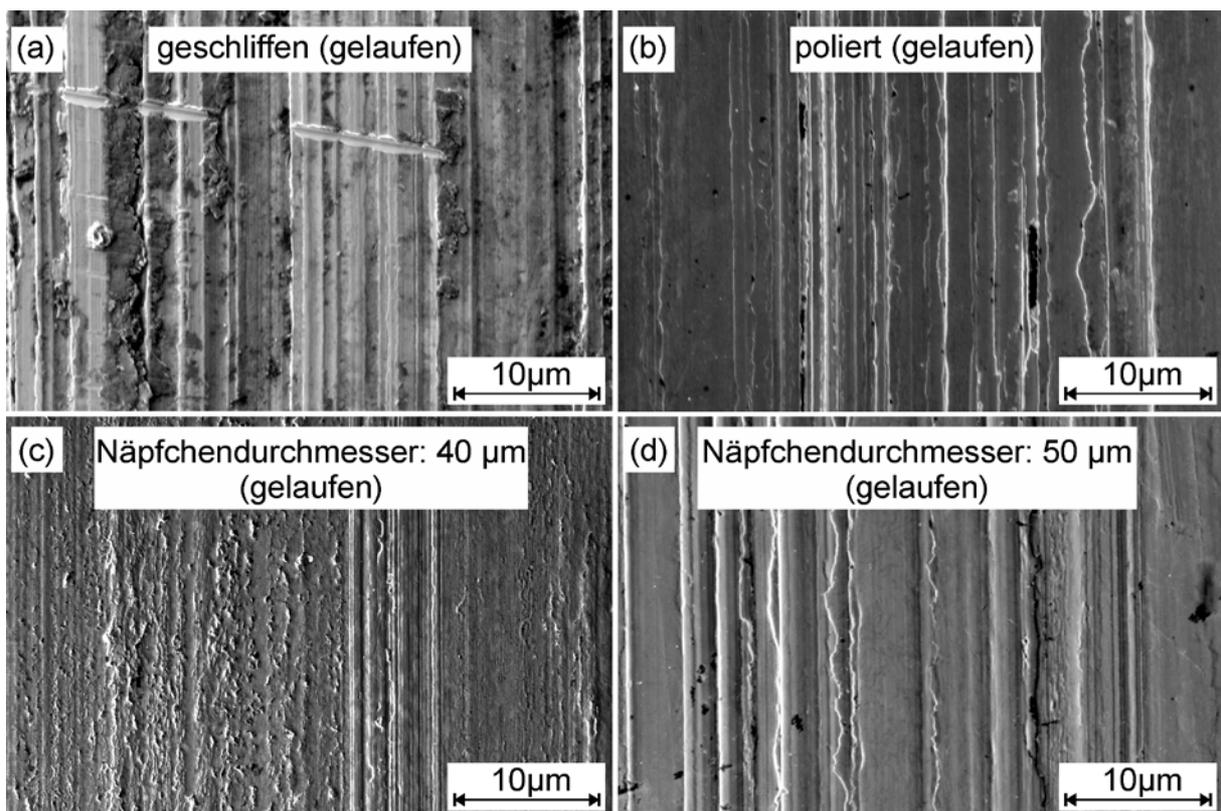


Abbildung 4.17: Elektronenmikroskopische Aufnahmen nach tribologischer Beanspruchung einer geschliffenen Scheibe (a), eines polierten Pellets (b), einer Oberfläche mit 40  $\mu\text{m}$  Nöpfchen (c) sowie einer Oberfläche mit 50  $\mu\text{m}$  Nöpfchen (d)

## 4.6 Zusammenfassung der Versuchsergebnisse

An dieser Stelle sollen die wichtigsten Versuchsergebnisse noch einmal zusammengefasst werden. Bei der Variation des Nöpfchendurchmessers zeigte sich ein Optimum für einen Durchmesser von 40  $\mu\text{m}$ . Größere oder kleinere Durchmesser als dieses Optimum führten zu einer geringeren bzw. zu keiner Reibungssenkung im Vergleich zur polierten Referenzoberfläche (siehe Abbildung 4.4).

Bei einer Variation des Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnisses (Versuche bei 100°C) stellte sich ein Optimum im Bezug auf die Reibungssenkung bei 0,1 heraus (siehe Abbildung 4.6). Jedoch war bei gleichbleibendem Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis und verschiedenem Nöpfchendurchmesser die Ausprägung der Reibungssenkungen unterschiedlich.

Darüber hinaus zeigte sich ein Einfluss des texturierten Flächenanteils. Hier wurde ein Optimum bei 10% gefunden (Versuche bei 100°C). Wie beim Nöpfchendurchmesser oder dem Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis stellte sich ein nichtlinearer Verlauf dar. Texturierte Flächenanteile kleiner oder größer als 10% führten zu geringeren Reibungssenkungen (siehe Abbildung 4.7). Ein zu hoher texturierter Flächenanteil von 30% hatte eine Steigerung der Reibung im Vergleich zur polierten Referenzoberfläche zur Folge.

Es wurden ebenfalls verschiedene Nöpfchenanordnungen und –ausrichtungen relativ zur Gleitrichtung untersucht, wobei sich eine Abhängigkeit der Reibungssenkung von Ausrichtung und Anordnung zeigte (siehe Abbildung 4.9). Nöpfchen in hexagonaler Anordnung in zwei verschiedenen Ausrichtungen (0° und 30° gedreht) wurden mit Nöpfchen in kubischer Anordnung verglichen. Weiterhin wurde eine Zufallsanordnung auf der Oberfläche realisiert. Mit hexagonal angeordneten Nöpfchen (0° gedreht) wurde die höchste Senkung des Reibungskoeffizienten erreicht.

### **5 Diskussion**

In der vorliegenden Arbeit wurden die tribologischen Eigenschaften von lasertexturierten Stahloberflächen unter ölgeschmierter, unidirektionaler Gleitbeanspruchung untersucht. Ziel der vorliegenden Arbeit war die Untersuchung der Größeneffekte bei der Mikrotextrurierung tribologischer Wirkflächen unter Mischreibungsbedingungen. In der Literatur finden sich vier verschiedene Wirkmechanismen (Schmiermittelspeicher, Verschleißpartikelaufnahme, mikrohydrodynamischer Druckaufbau und Beeinflussung des Benetzungsverhaltens), welche als Erklärung für ein geändertes tribologisches Verhalten der texturierten Oberflächen herangezogen werden. Abbildung 2.3 auf Seite 17 gibt einen Überblick der verschiedenen Wirkmechanismen. Zur Bewertung dieser Mechanismen wurden Oberflächen mit Nöpfchen von unterschiedlichem Durchmesser, unterschiedlicher Tiefe und daraus folgend unterschiedlichem Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis und unterschiedlichem texturierten Flächenanteil betrachtet. Weiterhin wurde eine Variation der Nöpfchenanordnung und der relativen Ausrichtung zur Gleitrichtung vorgenommen. Zusätzlich erfolgte eine Variation der Öltemperatur und damit verbunden der Ölviskosität.

In Abbildung 5.1 ist eine Zusammenfassung möglicher Faktoren dargestellt, welche Einfluss darauf nehmen, ob die Oberflächentexturen zu einer Senkung des Reibungskoeffizienten führen oder nicht.

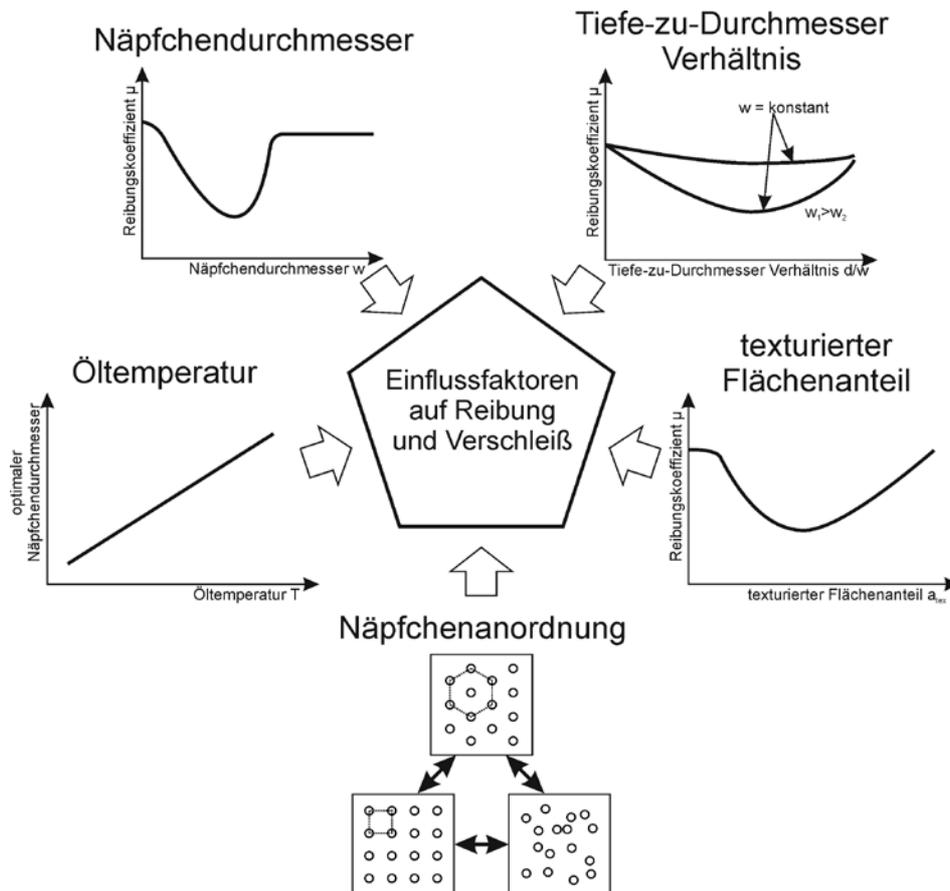


Abbildung 5.1: Zusammenfassende Darstellung der Einflussfaktoren auf die Senkung der Reibung durch mikrotexturierte Oberflächen

Zusammenfassend ergab sich für die Versuche bei  $100^\circ\text{C}$  Öltemperatur eine optimale Textur mit  $40\ \mu\text{m}$  Nöpfchendurchmesser,  $4\ \mu\text{m}$  Nöpfchentiefe und 10% texturiertem Flächenanteil in hexagonaler Anordnung, siehe hierzu Abbildung 5.2. Die hier dargestellten Kurven, sowohl für die polierte Referenzoberfläche als auch für die optimale Textur folgen dem klassischen Verlauf einer Stribeck-Kurve. Bei hohen Gleitgeschwindigkeiten (1000 bis 2000 mm/s) liegt hydrodynamische Reibung vor. Der Reibungskoeffizient bewegt sich auf einem niedrigen Niveau. Die beiden Kurven unterscheiden sich im Rahmen der Messgenauigkeit nicht. Im mittleren Geschwindigkeitsbereich (75 bis 500 mm/s) liegt Mischreibung vor. Der Reibungskoeffizient hängt in diesem Bereich linear von der Gleitgeschwindigkeit ab (logarithmische Darstellung in Abbildung 5.2 beachten). In diesem Bereich zeigen sich die größten Unterschiede der beiden Kurven. Die optimale Textur liegt deutlich unterhalb der polierten Referenzoberfläche. Mit abnehmender Gleitgeschwindigkeit nähern sich die beiden Kurven wieder an. Grenzreibung liegt bei sehr geringen

Gleitgeschwindigkeiten (40 bis 50 mm/s) vor. Bei der geringsten getesteten Gleitgeschwindigkeit von 40 mm/s ist kein signifikanter Unterschied mehr zwischen der polierten Referenzoberfläche und der optimalen Textur erkennbar.

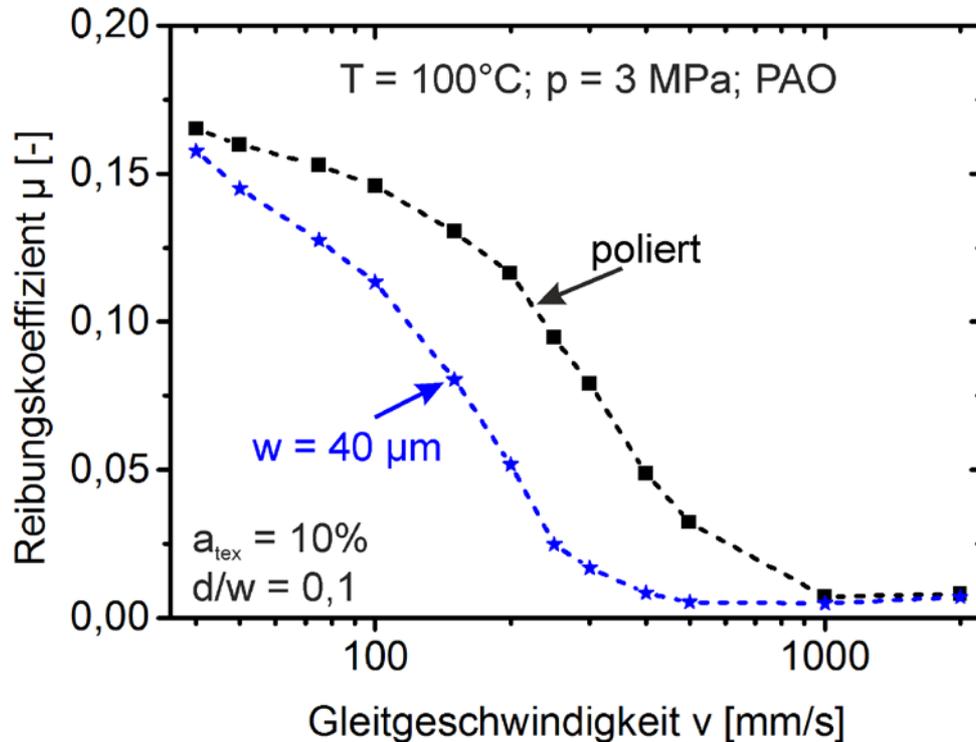


Abbildung 5.2: Vergleich der optimalen Textur mit der polierten Referenzoberfläche

Der Durchmesser der optimalen Nöpfchen war von der Viskosität des Öls abhängig und stieg mit zunehmender Viskosität an. Die maximale Senkung der Reibung im Vergleich zur polierten Referenzoberfläche wurde bei einem Nöpfchendurchmesser von  $40 \mu\text{m}$  für die Versuche bei  $100^\circ\text{C}$  und bei einem Durchmesser von  $200 \mu\text{m}$  für die Versuche bei  $50^\circ\text{C}$  gefunden (siehe Abbildung 4.10). Bei Raumtemperatur wurde mit keiner Textur eine Verbesserung im Reibungsverhalten erzielt (siehe Abbildung 4.11).

Wie bereits oben erwähnt, soll sich die vorliegende Arbeit mit der Bewertung der Wirkmechanismen der Laseroberflächentexturierung beschäftigen. Als häufigster Mechanismus wird der mikro-hydrodynamische Druckaufbau beschrieben [18, 52]. Hier kommt es zu einem zusätzlichen Druck, generiert durch die Mikrotexturen, welcher der Normalkraft entgegenwirkt und somit das System entlastet. Im Mischreibungsbereich ist nach Stribeck [10] ein geringerer Reibungskoeffizient die Folge. Weiterhin findet das Einfangen von Verschleißpartikeln in den Mikrotexturen

Anwendung als Erklärungsansatz [38]. Die Partikel werden aus dem Reibkontakt entfernt und sind somit nicht mehr für Furchungen verantwortlich, was zu einem besseren Laufverhalten, weniger Verschleiß und geringerer Reibung führt [38]. Außerdem wird eine Änderung des Benetzungsverhaltens als Erklärung herangezogen [39]. Die Mikrostrukturen ändern die Benetzung des Schmiermittels auf der Oberfläche im Vergleich zu einer Referenzoberfläche und sollen somit das Reibungsverhalten ändern. Ein weiterer Mechanismus ist die Speicherung von Schmiermittel in den Mikrostrukturen [56]. Dieser Effekt würde vor allem dann zum Tragen kommen, wenn sich zu geringe Mengen von Schmiermittel im Kontakt befänden.

Ein besonderes Augenmerk soll auf die Bewertung der vier oben genannten Wirkmechanismen gelegt werden. Welcher Mechanismus oder welche Mechanismen sind für die Senkung der Reibung verantwortlich und welche spielen nur eine untergeordnete oder keine Rolle? Es soll ein Zusammenhang zwischen den Einflussfaktoren und der Wirksamkeit der Mechanismen hergestellt werden.

Als erster Wirkmechanismus soll das Speichern von Schmiermittel in den Texturerelementen [56, 68] diskutiert werden. Zunächst ist zu überlegen, unter welchen Umständen dieser Effekt seine positive Wirkung entfalten kann. Das Speichern von Schmiermittel ist relevant, wenn sich wenig oder kein Schmiermittel im Kontakt befindet. Genannte Bedingungen liegen vor, wenn die Schmiermittelversorgung unterbrochen wird. Dies wird in Arbeiten von Ryk *et al.* untersucht [56]. Eine weitere Situation, in der das Speichern von Schmiermittel in Mikrostrukturen von Vorteil sein kann, liegt vor, wenn zwischen Grund- und Gegenkörper keine Relativbewegung auftritt und somit kein neues Schmiermittel in den Kontakt gefördert werden kann. Der Effekt der Speicherung von Schmiermittel müsste also besonders beim Beschleunigen eines tribologischen Systems aus dem Stillstand heraus relevant sein. Hierbei sollte auch das Ölvolumen eine Rolle spielen. Je mehr Öl im Kontakt gespeichert wird, umso besser sollten die Bedingungen während des Beschleunigens sein. Ein höheres Ölvolumen kann durch die Änderung verschiedener geometrischer Parameter der Nöpfchen zu Stande kommen. Zunächst steigt das Volumen der Nöpfchen eines Pellets  $V_N$ , berechnet nach Gleichung 5.1 mit Gleichung 5.2 (Pelletfläche  $A_{Pellet}$ , texturierter Flächenanteil  $a_{tex}$ , Nöpfchendurchmesser  $w$ ), mit zunehmendem Durchmesser  $w$  bei gleichbleibendem Tiefe-zu-Durchmesser-Verhältnis (Nöpfchentiefe  $d$ , Anzahl der Nöpfchen  $N$ ) an.

Gleichung 5.1 
$$V_N = \frac{d^2 \cdot \pi}{2} \left( 3 \frac{w}{2} - d \right) \cdot N$$

Gleichung 5.2 
$$N = \frac{A_{\text{Pellet}} \cdot \frac{a_{\text{tex}}}{100\%}}{\left( \frac{w}{2} \right)^2 \cdot \pi}$$

Der Zusammenhang zwischen Gesamtvolumen der Näpfchen eines Pellets und dem Näpfchendurchmesser ist in Abbildung 5.3 dargestellt.

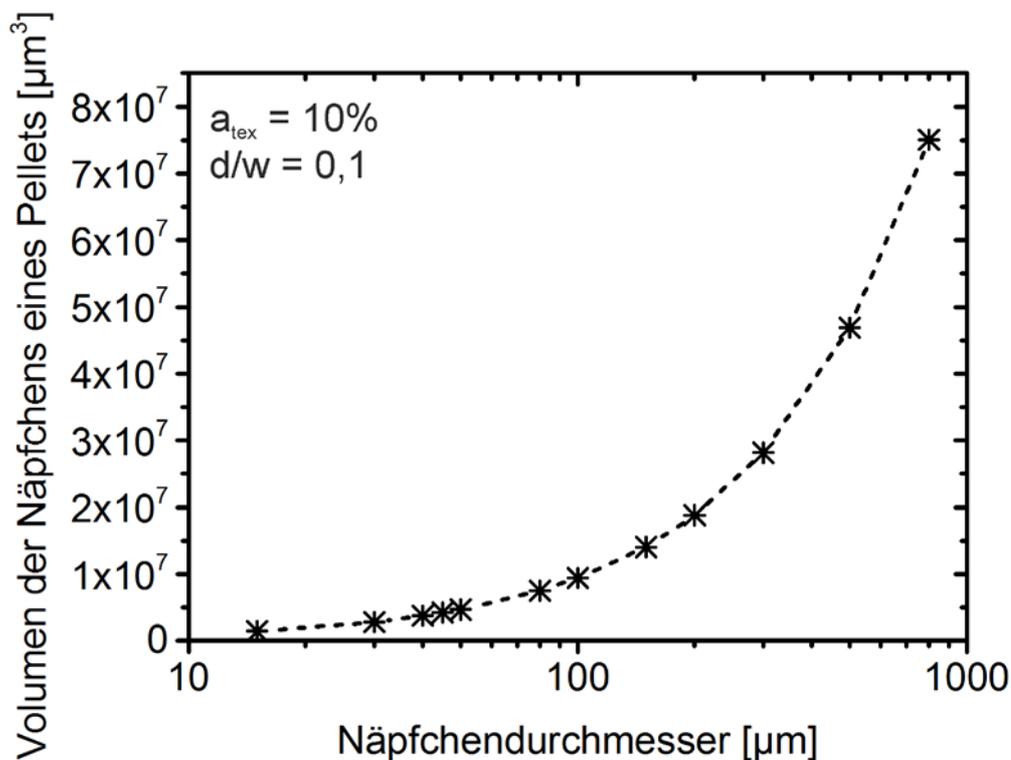


Abbildung 5.3: Gesamtvolumen der Näpfchen eines Pellets mit 8 mm Durchmesser aufgetragen in Abhängigkeit des Näpfchendurchmessers

Unter diesen Voraussetzungen müsste eine Textur mit 800 µm Näpfchendurchmesser während der Beschleunigung ein deutlich verbessertes Reibungsverhalten im Vergleich mit den Texturen mit niedrigerem Näpfchendurchmesser und der polierten Referenzoberfläche zeigen. Dies konnte in der vorliegenden Arbeit nicht nachgewiesen werden (siehe hierzu Abbildung 4.13).

Eine Variation des Ölspeichervolumens kann jedoch nicht nur über den Näpfindurchmesser, sondern auch über die Näpftiefe  $d$  erfolgen. Dieser Parameter geht ebenfalls in die Gleichung 5.1 ein. Wie aus Abbildung 4.15 ersichtlich ist, nimmt die Reibungszahl im Geschwindigkeitsbereich direkt nach dem Anfahren ( $30 \text{ mm/s} < v < 40 \text{ mm/s}$ ) mit steigender Näpftiefe  $d$  ab. Dies deutet auf ein Speichern des Schmiermittels hin, auch wenn der Effekt nicht besonders stark ausgeprägt ist.

Weiterhin kann der Näpfindurchmesser  $w$  und die Tiefe  $d$  konstant gehalten und der texturierte Flächenanteil  $a_{\text{tex}}$  verändert werden. Mit dem texturierten Flächenanteil ändert sich die Anzahl der Näpfchen  $N$  in Gleichung 5.1. Hier zeigte sich ebenfalls keine lineare Anhängigkeit des texturierten Flächenanteils mit dem Reibungsverhalten beim Anfahren (siehe Abbildung 4.16).

Das Ölspeichervolumen kann auf unterschiedlichste Weise variiert werden. Im Falle der Durchmesservariation, wie auch bei der Variation des texturierten Flächenanteils, scheinen andere Effekte den Effekt des Schmiermittelspeichers zu überlagern. Es konnte in diesen Fällen kein direkter Nachweis für eine Speicherung von Schmiermittel erbracht werden. Es kann argumentiert werden, dass mit steigendem texturiertem Flächenanteil auch die an der Festkörperreibung beteiligte tragende Fläche sinkt. Im Mischreibungsbereich bedeutet das nach Stribeck auch eine Änderung der Schmierungsbedingungen und damit eine Beeinflussung der Reibungszahl [10, 14]. In Bezug auf den Durchmesser spielt eventuell schon der mikro-hydrodynamische Druckaufbau eine Rolle. Im Falle der Tiefenvariation konnte bei geringen Gleitgeschwindigkeiten eine sinkende Reibungszahl mit steigendem Ölspeichervolumen festgestellt werden. Das Speichern von Schmiermittel im Kontakt scheint ein Mechanismus zu sein, welcher das Reibungsverhalten positiv beeinflussen kann. Es ist jedoch auch ein sehr schwach ausgeprägter Mechanismus, der leicht von anderen Effekten überlagert wird und folglich oftmals keine messbare Auswirkung auf das tribologische Verhalten hat.

Zusätzlich zum Speichern von Schmiermittel findet sich in der Literatur noch ein weiterer Wirkmechanismus: die Änderung des Benetzungsverhaltens. Bei der Messung des Kontaktwinkels und somit bei der Bestimmung des Benetzungsverhaltens der polierten Referenzoberfläche im Vergleich zur texturierten Oberfläche (10% texturierter Flächenanteil,  $40 \mu\text{m}$  Durchmesser und  $4 \mu\text{m}$  Tiefe) ist aufgefallen, dass durch die Textur der Kontaktwinkel sinkt (siehe Abbildung 4.3). Die

für die Messung verwendeten 2  $\mu\text{l}$  Flüssigkeit erzeugten einen Tropfen von 1,97 mm Durchmesser und überstrichen somit 245 Texturelemente. Das Verhalten ist in Übereinstimmung mit dem Modell nach Wenzel [64], welches vorhersagt, dass hydrophile Oberflächen an hydrophilem Charakter gewinnen, wenn das Verhältnis von tatsächlicher Oberfläche zu theoretischer Oberfläche steigt. Das ist durch die Lasertexturierung der Fall. In der Literatur finden sich Arbeiten, in denen die Benetzung durch Laserflächenbehandlung beeinflusst wurde. Bei SiC-Oberflächen nahm durch das Aufbringen von gekreuzten Kanälen der Kontaktwinkel von Wasser zu [39]. Dies steht im Gegensatz zu dem sinkenden Kontaktwinkel durch die Lasertexturierung, welcher in der vorliegenden Arbeit gemessen wurde. Die Effekte in vorliegender Arbeit sind jedoch gering ausgeprägt (Senkung des Kontaktwinkels von  $37,8^\circ$  auf  $32,9^\circ$ ) und können daher nicht als Erklärung für das verbesserte Reibungsverhalten der Textur in den tribologischen Versuchen herangezogen werden.

Ein weiterer in der Literatur genannter Wirkmechanismus ist die Aufnahme von Verschleißpartikeln. Dieser Mechanismus soll in vorliegender Arbeit durch die Analyse von rasterelektronenmikroskopischen Aufnahmen der Oberflächen (vergleiche Abbildung 4.2 und Abbildung 4.17) diskutiert werden. Für diese Analyse wurden Oberflächen gewählt, die deutlich unterschiedliche Ergebnisse im Reibungskoeffizienten aufwiesen (polierte Referenzoberfläche  $\mu_{200}=0,116$ , Oberflächen mit Nöpfchen von  $40\ \mu\text{m}$   $\mu_{200}=0,052$  und  $50\ \mu\text{m}$   $\mu_{200}=0,105$  Durchmesser). Es zeigten sich bei allen gelaufenen Oberflächen Riefen. Ein signifikanter Unterschied zwischen den einzelnen Oberflächentopografien konnte jedoch nicht festgestellt werden. Verschleißpartikel können zu einem Furchen der Oberfläche führen und damit das Reibungsverhalten beeinflussen und die Oberflächentopografie beeinflussen [69]. Somit müsste das Entfernen von Verschleißpartikeln deutliche Unterschiede der Oberflächentopografie zur Folge haben, wenn dieser Wirkmechanismus im vorliegenden System von großer Bedeutung wäre. Diese Unterschiede konnten jedoch nicht festgestellt werden. Weiterhin wurden elektronenmikroskopische Aufnahmen von Nöpfchen vorgenommen (siehe Abbildung 5.4). Hier konnten zwar kleine Partikel im inneren des Nöpfchens festgestellt werden, jedoch nicht in einem Ausmaß wie von Varenberg *et al.* beschrieben [38]. Varenberg *et al.* beschreiben in ihrer Veröffentlichung das Zuwachsen der Nöpfchen mit Verschleißpartikeln.

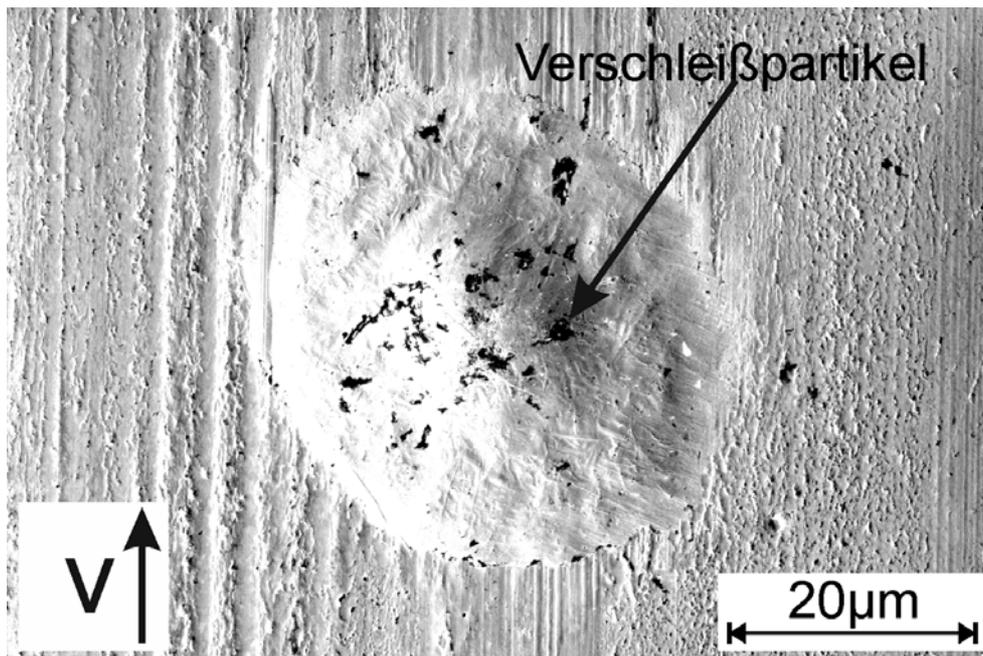


Abbildung 5.4: Elektronenmikroskopische Aufnahme eines Näpfchens mit kleinen Verschleißpartikeln

Im Folgenden soll der letzte in der Literatur postulierte Wirkmechanismus, der mikrohydrodynamische Druckaufbau, diskutiert werden. Durch den Aufbau eines zusätzlichen mikrohydrodynamischen Drucks kann der Reibungskoeffizient im Mischreibungsbereich gesenkt werden [43]. Baut die Textur oder ein Texturelement zusätzlichen Druck auf, so wirkt dieser der Normalkraft entgegen. In Gleichung 2.2 ist die Abhängigkeit des Stribeck-Parameters von Gleitgeschwindigkeit  $v$ , Schmiermittelviskosität  $\mu_{vis}$  und Flächenpressung  $p$  gegeben [10].

Bei konstanter Gleitgeschwindigkeit und Schmiermittelviskosität hat ein zusätzlicher mikrohydrodynamischer Druck, welcher der Normalkraft entgegenwirkt und somit die tatsächliche Flächenpressung des Systems verringert, eine Steigerung des Stribeck-Parameters zur Folge. Unter Mischreibungsbedingungen führt dies zu einer Verringerung des Reibungskoeffizienten, da der Anteil an hydrodynamischer Reibung steigt (siehe hierzu Abbildung 2.1).

Um den Zusammenhang zwischen den geometrischen Parametern der Texturelemente und der Reibungssenkung bzw. des Druckaufbaus zu beschreiben soll in einem ersten Schritt die Lösung eines analytischen Modells betrachtet werden. Es findet sich hierzu das **Rayleigh Step Slider** oder RSS-Modell, welches das Verhalten einer Flüssigkeit an einer Stufe (Skizze in Abbildung 5.5) beschreibt [70-

## 5. Diskussion

---

72]. Vereinfacht kann angenommen werden, dass es sich bei einer solchen Stufe um ein halbes Nöpfchen handelt. Im Folgenden wurde der Druck nach Gleichung 5.3 mit Gleichung 5.4, Gleichung 5.5 und Gleichung 5.6 berechnet, welcher durch ein Nöpfchen mit einem bestimmten Durchmesser generiert wird. Sowohl Schmiermittelviskosität  $\mu_{vis}$  als auch Gleitgeschwindigkeit  $v$  gehen in die Berechnung mit ein.

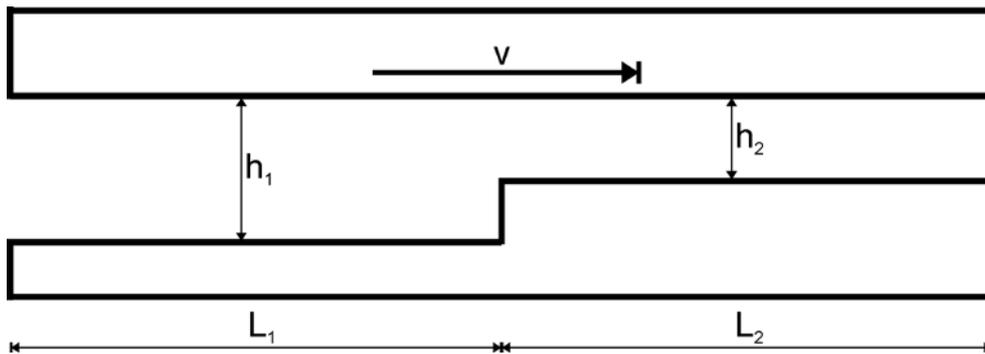


Abbildung 5.5: Schematische Darstellung des analytischen RSS-Modells

Gleichung 5.3 
$$p_{Step} = \frac{6 \cdot \mu_{vis} \cdot v \cdot L_2}{h_2^2} \cdot P_{Step}(\alpha, \beta)$$

Gleichung 5.4 
$$P_{Step}(\alpha, \beta) = \frac{\alpha - 1}{1 + \alpha^3 \cdot \beta}$$

Gleichung 5.5 
$$\alpha = \frac{h_1}{h_2}$$

Gleichung 5.6 
$$\beta = \frac{L_2}{L_1}$$

Eingangsdaten wie die Länge  $L_2$  sowie die Höhe  $h_1$  wurden so gewählt, dass sich ein texturierter Flächenanteil von 10% und ein Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis von 0,1 ergaben. Da für die Schmierfilmdicke  $h_2$  keine Eingangsdaten vorlagen, wurde diese so gewählt, dass sich bei einem Nöpfchendurchmesser von 40  $\mu\text{m}$  das Maximum des Druckaufbaus befand. Aus den Experimenten bei 100°C ist bekannt, dass bei diesem Nöpfchendurchmesser die größte Senkung der Reibung vorliegt und es ist 90

somit anzunehmen, dass bei diesem Nöpfchendurchmesser der maximale zusätzliche Druck durch die Textur generiert wird.

Abbildung 5.6 zeigt den durch die Kante erzeugten Druck berechnet durch das RSS-Modell in Abhängigkeit von der Schmierfilmdicke und des Nöpfchendurchmessers bei einem texturierten Flächenanteil von 10%, einem Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis von 0,1 für Daten bei einer Öltemperatur von 100°C. Als Schmiermittelviskosität  $\mu_{vis}$  wurden Werte für PAO-18 bei 100°C verwendet, die Gleitgeschwindigkeit  $v$  wurde auf 200 mm/s festgelegt. Zunächst zeigt sich bei der Auswahl eines bestimmten Nöpfchendurchmessers ein ansteigender Druck mit abnehmender Schmierfilmdicke. Dieses Verhalten konnte bereits in den Untersuchungen von Feldman *et al.* durch die Lösung eines von den Autoren entwickelten, analytischen Modells, nachgewiesen werden [73]. Eine Variation der Schmierfilmdicke konnte in der vorliegenden Arbeit nicht vorgenommen werden, daher lässt sich das Modell über diesen Parameter nicht verifizieren.

Parameter wie der Nöpfchendurchmesser und die Nöpfchentiefe sollen jedoch im Folgenden für einen Abgleich mit dem Modell herangezogen werden. Generell konnte mit Hilfe des RSS-Modells ein nichtlinearer Verlauf des Drucks bei konstanter Schmierfilmdicke und einer Variation des Nöpfchendurchmessers gezeigt werden. Dies steht im Einklang mit dem in der vorliegenden Arbeit gemessenen Zusammenhang zwischen Nöpfchendurchmesser und Reibungssenkung (siehe Abbildung 4.5). Zunächst soll dieser Verlauf genauer betrachtet werden. Bei einem Nöpfchendurchmesser von 40  $\mu\text{m}$  ( $d/w = 0,1$ ;  $a_{tex} = 10\%$ ; 200 mm/s) ergibt sich bei der Berechnung des RSS-Modells ein Druck von 1433 Pa, was einer Reibungssenkung in den Experimenten von 55,5% entspricht. Demgegenüber steht eine Reibungssenkung von 9,5% bei einem Nöpfchendurchmesser von 50  $\mu\text{m}$ . Im Falle dieses Nöpfchendurchmessers ergibt die Berechnung des Drucks mit Hilfe des RSS-Modells jedoch 1409 Pa und liegt somit nur 1,67% unter dem Druck für die 40  $\mu\text{m}$  Nöpfchendurchmesser. Dies ist ein erster Hinweis darauf, dass sich das RSS-Modell eventuell für die Beschreibung des qualitativen Verlaufes der Reibungssenkung über den Nöpfchendurchmesser eignet. Die klare Grenze liegt jedoch darin quantitative Vorhersagen zu treffen. Dies soll im Folgenden an einem weiteren Beispiel demonstriert werden.

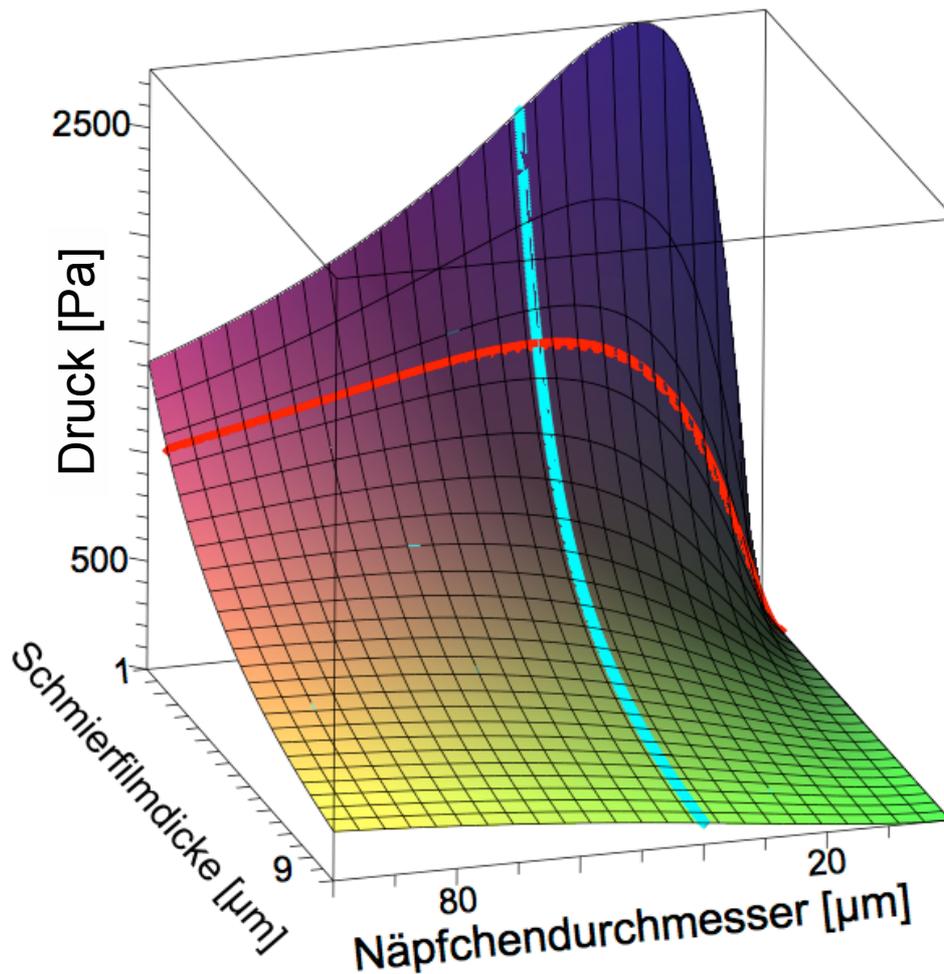


Abbildung 5.6: Druck berechnet durch das RSS-Modell in Abhängigkeit von der Schmierfilmdicke und des Näpfchendurchmessers für ein einzelnes Näpfchen

Es ist weiterhin möglich mit Hilfe des RSS-Modells Aussagen zur optimalen Tiefe von Näpfchen zu treffen. Hier soll zunächst der Näpfchendurchmesser von  $40\ \mu\text{m}$  konstant gehalten werden. Nach dem RSS-Modell baut ein Näpfchen mit  $8\ \mu\text{m}$  Tiefe ( $616\ \text{Pa}$ ) geringeren Druck im Vergleich mit einem Näpfchen mit  $4\ \mu\text{m}$  Tiefe ( $1433\ \text{Pa}$ ) auf (siehe Abbildung 5.7). Dieses Ergebnis lässt sich qualitativ mit den experimentellen Daten in Einklang bringen ( $55,5\%$  Reibungssenkung bei  $4\ \mu\text{m}$  Tiefe und  $39,7\%$  bei einer Tiefe von  $8\ \mu\text{m}$ ). Es würde jedoch ebenso bedeuten, dass ein Näpfchen mit  $2\ \mu\text{m}$  Tiefe ( $40\ \mu\text{m}$  Durchmesser) einen deutlich höheren Druck aufbaut. Dies ist durch die experimentellen Daten nicht zu bestätigen, in diesem Fall zeigt sich eine Reibungssenkung von  $29,1\%$  im Vergleich zur polierten Referenzoberfläche. Einen noch höheren Wert ergibt die Berechnung des Drucks für ein Näpfchen mit  $80\ \mu\text{m}$  Durchmesser und  $4\ \mu\text{m}$  Tiefe ( $2866\ \text{Pa}$ ). In den

Experimenten senkt diese Textur die Reibung jedoch nur um 26,7% und damit deutlich weniger als die Textur mit 40  $\mu\text{m}$  Durchmesser und 4  $\mu\text{m}$  Tiefe.

Es kann zusammengefasst werden, dass mit Hilfe des RSS-Modells für bestimmte Parameter qualitative Tendenzen herausgelesen werden können (Beispiel: Näpfchendurchmesser). Jedoch stößt dieses Modell schnell an seine Grenzen, beim Versuch, mit diesem die verschiedenen Näpfchentiefen zu erklären. Auch quantitativ lassen sich mit diesem Modell keinerlei Vorhersagen treffen. Dies kann unter anderem damit erklärt werden, dass das Modell sich auf rein hydrodynamische Randbedingungen stützt. Mit dem RSS-Modell können die experimentellen Ergebnisse somit nicht hinreichend erklärt werden. Im Folgenden soll deshalb die Erklärung der Messergebnisse über die elementare Betrachtung der Strömung in einem einzelnen Texturelement versucht werden.

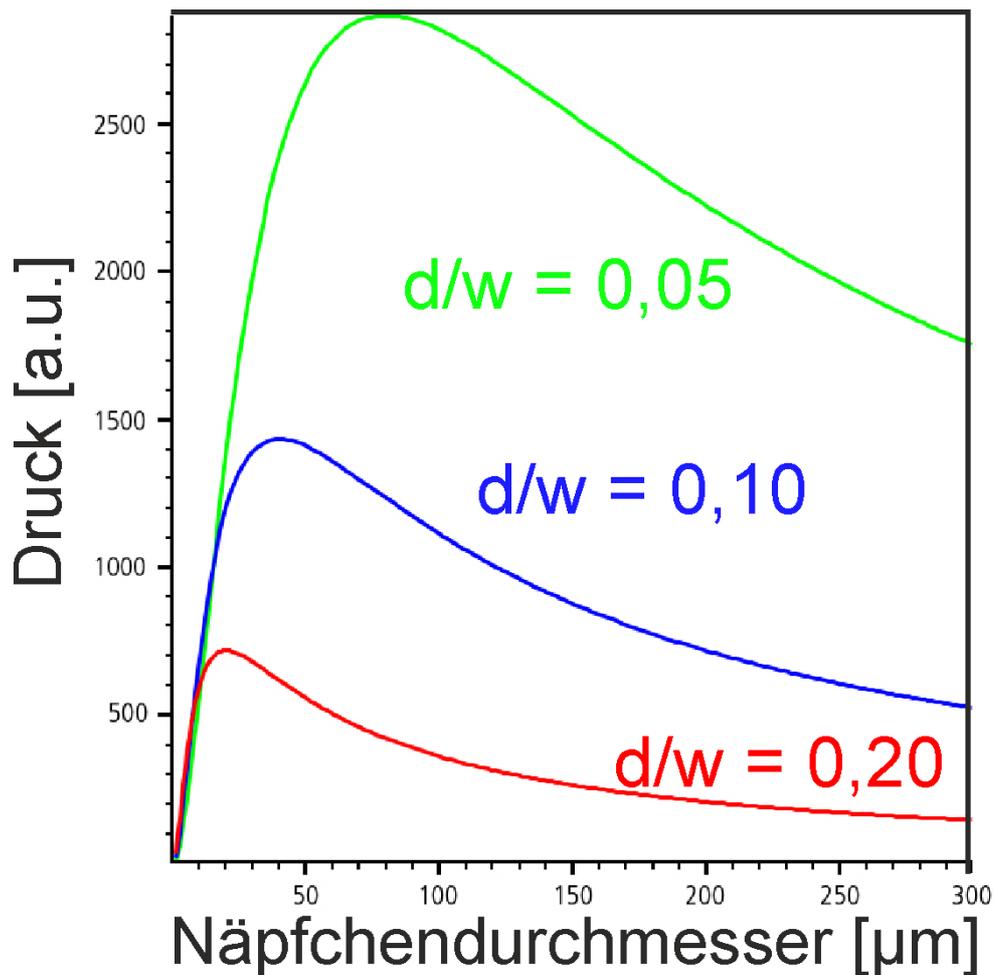


Abbildung 5.7: Druck für ein einzelnes Nöpfchen berechnet durch das RSS-Modell in Abhängigkeit vom Nöpfchendurchmesser für ein verschiedene Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnisse

Für die Durchführung dieser Überlegungen und für den Aufbau eines Erklärungsansatzes der Messergebnisse sind zunächst einige Vorüberlegungen nötig.

Vereinfacht kann im vorliegenden Fall angenommen werden, dass Fluid an einer ebenen Fläche entlangströmt. Folgt man der Strömung vom Startpunkt in Flussrichtung so nimmt der Theorie nach die Reynolds-Zahl linear zu [74]. Dies ist natürlich eine theoretische Betrachtung wohingegen sich in der Praxis nach einiger Zeit ein Gleichgewichtszustand einstellen wird. In den folgenden Überlegungen sollen jedoch keine glatten Flächen betrachtet werden. Die Strecke, über die sich die Strömung einstellt, wird auf die geometrischen Ausdehnungen eines Nöpfchens beschränkt. Hierbei handelt es sich um sehr kleine Wegstrecken, im vorliegendem Fall maximal 800 μm. Somit soll der lineare Zusammenhang zwischen Wegstrecke

und Reynolds-Zahl für die folgenden Überlegungen herangezogen werden. Die Reynolds-Zahl, definiert nach Gleichung 2.4, charakterisiert die vorliegenden Strömungsverhältnisse [75, 76] und berechnet sich aus der Dichte des verwendeten Schmiermittels  $\rho$ , der Gleitgeschwindigkeit  $v$ , der charakteristischen Länge  $l$ , über die sich die Strömung einstellt, und der Schmiermittelviskosität  $\mu_{vis}$ . Für den Druckaufbau durch ein Nöpfchen ist es nötig, dass sich ein bestimmter Strömungszustand einstellt [55]; der Druckaufbau durch ein Nöpfchen nimmt mit steigender Reynolds-Zahl zu [75, 76].

Für den Fall, in dem die Flüssigkeit an der ebenen Fläche vorbeiströmt, ist die charakteristische Länge durch die Entfernung vom Startpunkt der Strömung gegeben. Es soll im Folgenden angenommen werden, dass ein solcher Startpunkt an derjenigen äußeren Kante eines Texturelements liegt, an der das Fluid einströmt. Somit stellt sich ein Strömungszustand zwischen Anfang und Ende des Nöpfchens ein, welcher vom Abstand dieser beiden Punkte bestimmt ist. Bei einer zweidimensionalen Betrachtung kann dieser Abstand mit dem Durchmesser der Texturelemente gleich gesetzt werden (Schnitt durch die Mitte des Texturelementes). Bei Betrachtung der Strömung über die Platte ist jedoch nicht nur die Entfernung vom Startpunkt relevant. Wird das Fluid durch eine zweite Platte begrenzt und ist somit zwischen zwei Ebenen eingeschlossen, so nimmt der Abstand der beiden Elemente ebenso Einfluss auf die Reynolds-Zahl. Auch in diesem Fall gilt: Mit steigendem Abstand der Platten und somit im konkreten Fall mit steigender Nöpfchentiefe steigt die Reynolds-Zahl ebenfalls an. Werden also Nöpfchen mit gleichbleibendem Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis betrachtet, so müssen beide Faktoren in Betracht gezogen werden, denn beide Faktoren nehmen Einfluss auf die Reynolds-Zahl und somit auf den Druckaufbau welches ein einzelnes Texturelement generiert.

Im folgenden Verlauf der Arbeit, soll eine Verknüpfung zwischen der Reynolds-Zahl (siehe Gleichung 2.4) und den tribologischen Eigenschaften der texturierten Oberflächen hergestellt werden.

Als erster Parameter soll die Variation der Gleitgeschwindigkeit  $v$  betrachtet werden: Mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit nimmt die Reynolds-Zahl zu. Um den Zusammenhang zwischen Gleitgeschwindigkeit und Druckaufbau näher zu betrachten, soll zunächst die Effizienz  $E$  eingeführt werden. Aus Gleichung 5.7 lässt sich aus dem Reibungskoeffizienten für die polierte Referenzoberfläche  $\mu_{poliert}$  und dem Reibungskoeffizienten für eine bestimmte Textur  $\mu_{texturiert}$  diese Effizienz  $E$

## 5. Diskussion

---

berechnen. Sie gibt an, wie stark der Reibungskoeffizient durch die Texturierung der Oberfläche gesenkt wird.

Gleichung 5.7

$$E = \frac{\mu_{\text{poliert}} - \mu_{\text{texturiert}}}{\mu_{\text{poliert}}} \cdot 100\%$$

In Abbildung 5.8 ist diese Effizienz für eine Auswahl an Texturen (15, 30, 40 und 45 µm Näpfchendurchmesser; Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis: 0,1 µm; texturierter Flächenanteil: 10%; hexagonale Anordnung, 0°) in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit aufgetragen. Wie auch in Abbildung 4.4 zu sehen, zeigt die Textur mit Näpfchen von 40 µm Durchmesser die höchste Effizienz. Dies gilt für den gesamten Gleitgeschwindigkeitsbereich im Mischreibungsgebiet (50 bis 500 mm/s). Bei allen Texturen liegt die maximale Effizienz bei der Gleitgeschwindigkeit von 500 mm/s. Zu niedrigeren Gleitgeschwindigkeiten hin fällt die Effizienz ab. Für die Textur mit Näpfchen von 40 µm Durchmesser ergibt sich bei einer Gleitgeschwindigkeit von 500 mm/s eine Verbesserung im Vergleich zur polierten Referenzoberfläche von 83%. Beim Übergang zu hydrodynamischer Reibung (>500 mm/s) fällt die Effizienz wiederum steil ab. Die Wirkung der Mikrot Texturen ist im Bereich der Mischreibung bei gleichzeitig möglichst hohen Gleitgeschwindigkeiten besonders hoch.

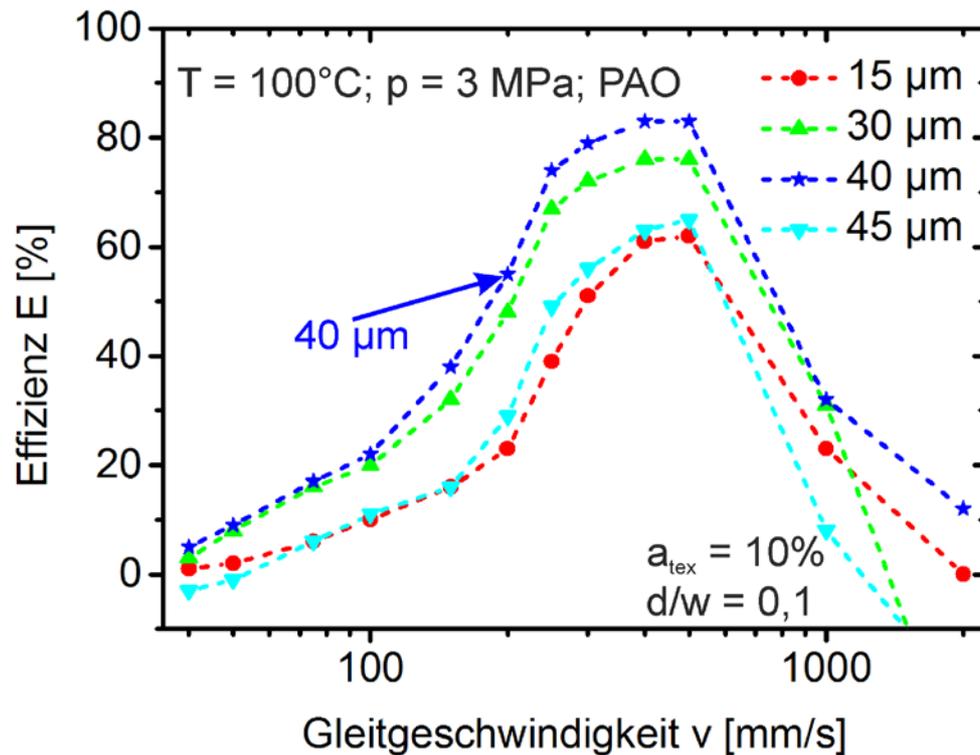


Abbildung 5.8: Effizienz  $E$  ( $(\mu_{pol}-\mu_{tex})/\mu_{pol}$ ) für eine Auswahl an Texturen bei einer Öltemperatur von  $100^\circ\text{C}$  und einer Flächenpressung von  $3\text{ MPa}$ ; Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis:  $0,1$ ; texturierter Flächenanteil:  $10\%$

In Abbildung 5.9 ist die Effizienz in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit für ausgewählte Oberflächentexturen ( $80$ ,  $150$  und  $200\ \mu\text{m}$  Näpfindurchmesser; Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis:  $0,1\ \mu\text{m}$ ; texturierter Flächenanteil:  $10\%$ ; hexagonale Anordnung,  $0^\circ$ ) bei einer Öltemperatur von  $50^\circ\text{C}$  gegeben. Die höchste Effizienz ergibt sich für die Textur mit  $200\ \mu\text{m}$  Näpfindurchmesser ( $86\%$ ) bei einer Gleitgeschwindigkeit von  $150\ \text{mm/s}$ . Hier zeigt sich eine Abhängigkeit der Effizienz der Mikrotexturen von der Gleitgeschwindigkeit. Das Maximum der Effizienz liegt für alle Texturen bei einer Gleitgeschwindigkeit von  $150\ \text{mm/s}$ . Der Ausklinkpunkt der hydrodynamischen Reibung für die polierte Referenz befindet sich im Gleitgeschwindigkeitsbereich von  $300$  bis  $400\ \text{mm/s}$ . Das Maximum der Effizienz liegt nicht wie bei den Versuchen mit  $100^\circ\text{C}$  direkt hinter dem Ausklinkpunkt, sondern in einem Abstand hierzu. Dies ist ein Hinweis darauf, dass für den mikrohydrodynamischen Druckaufbau durch die Texturen nicht nur die Gleitgeschwindigkeit relevant ist. Wäre nur die Gleitgeschwindigkeit relevant und würde der Druckaufbau durch ein einzelnes Texturelement mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit ansteigen, so müsste auch die Effizienz einer Textur mit

zunehmender Gleitgeschwindigkeit ansteigen. Dies ist allerdings nicht der Fall. Beschränkt man die Betrachtung nur auf den Bereich der Mischreibung (40 bis 400 mm/s), so kann man ebenfalls feststellen, dass das Maximum der Effizienz (150 mm/s) nicht bei der maximalen Gleitgeschwindigkeit im Mischreibungsbereich liegt. Daraus folgt, dass noch ein weiterer Faktor existiert, welcher den Druckaufbau beeinflusst. Der Abstand der beiden Oberflächen kann entsprechend eine Rolle spielen. Nimmt dieser ab, so zeigt sich bei der Lösung eines, von Feldman *et al.* entwickelten, analytischen Modells ein Druckanstieg [73].

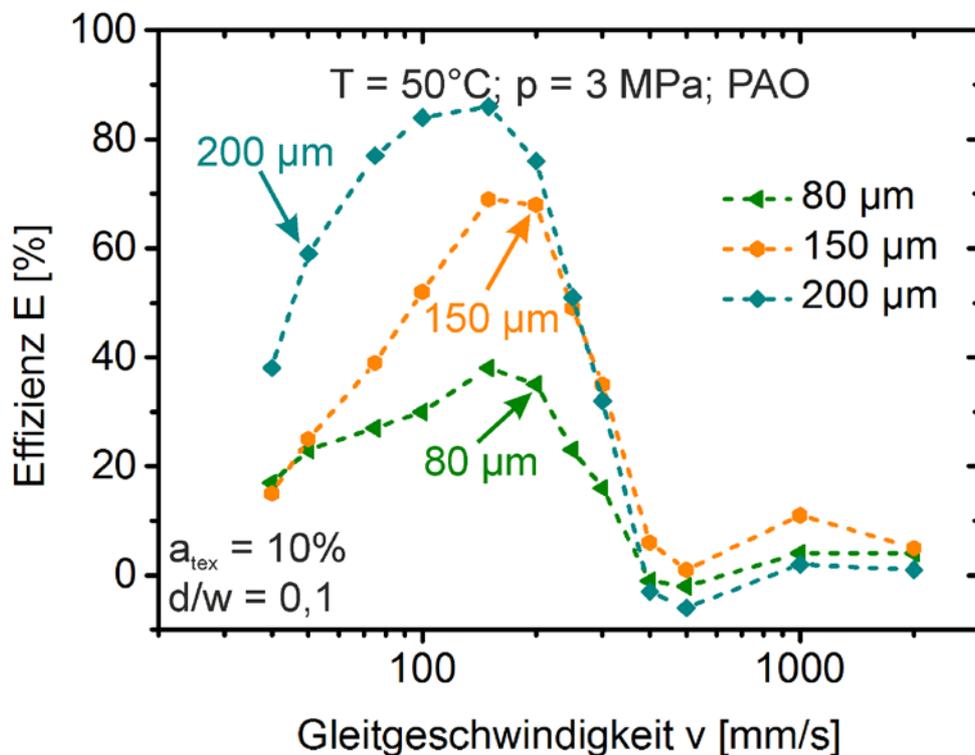


Abbildung 5.9: Effizienz  $E$  ( $(\mu_{pol}-\mu_{tex})/\mu_{pol}$ ) für eine Auswahl an Texturen bei einer Öltemperatur von  $50^\circ\text{C}$  und einer Flächenpressung von  $3\text{ MPa}$ ; Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis:  $0,1$ ; texturierter Flächenanteil:  $10\%$

Im hier vorliegenden Fall kann das Maximum der Effizienz aus dem Zusammenspiel von zwei gegenläufigen Mechanismen herrühren. Einerseits ändern sich mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit die Strömungsverhältnisse (charakterisiert durch die Reynolds-Zahl). Eine höhere Gleitgeschwindigkeit führt folglich zu einem höheren Druckaufbau durch die Mikrotaturen. Andererseits sinkt mit abnehmender Gleitgeschwindigkeit der Abstand der beiden Oberflächen, was wiederum den Druckaufbau durch die Texturen beeinflusst, denn mit abnehmendem Abstand der

beiden Oberflächen steigt auch der durch die Texturen erzeugte Druck [73]. Die Kombination der beiden gegenläufigen Effekte kann dann zum Auftreten des Maximums der Effizienz bei einer bestimmten Gleitgeschwindigkeit im Mischreibungsbereich führen. In Abbildung 5.10 ist die Effizienz gegen den Stribeck-Parameter derer Texturen dargestellt, welche bei der jeweiligen Temperatur die maximale Reibungssenkung zur Folge hatten. Durch die Auftragung gegen den Stribeck-Parameter erfolgt eine Normierung der x-Achse. Das Maximum der Effizienz liegt bei beiden Temperaturen bei ca. 500 (Pa s (mm/s))/MPa. Es scheint als würde der Stribeck-Parameter eine entscheidende Rolle darin spielen, ob die Texturen Druck aufbauen oder nicht.

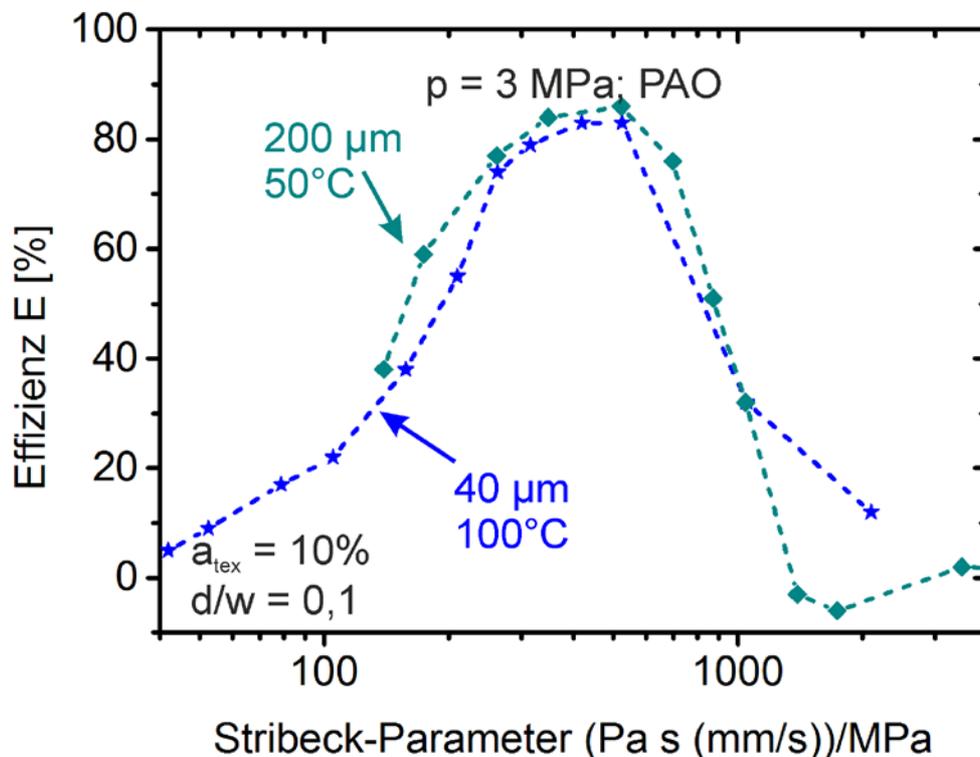


Abbildung 5.10: Effizienz  $E$  ( $(\mu_{pol}-\mu_{tex})/\mu_{pol}$ ) für die Textur mit 40 µm Näpfordurchmesser bei 100°C sowie die Textur mit 200 µm Näpfordurchmesser bei 50°C; Flächenpressung von 3 MPa; Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis: 0,1; texturierter Flächenanteil: 10%

Als weiterer Parameter, welcher Einfluss auf die Strömungsverhältnisse und damit auf den Druckaufbau durch die Mikrotexturen haben kann, gilt die Strecke  $l$  über die sich eine Strömung einstellt. Die Dichte und Viskosität des Schmiermediums kann für Versuche bei gleichbleibender Öltemperatur als konstant angenommen werden.

## 5. Diskussion

---

Werden Ergebnisse mit gleichbleibender Öltemperatur aber unterschiedlichem Näpfchendurchmesser verglichen, so ändert sich nur die Strecke  $l$  in Gleichung 2.4, welche hier mit dem Durchmesser  $w$  eines Näpfchens gleichgesetzt wird. Eine schematische Darstellung eines Texturelements ist in Abbildung 5.11 gegeben.

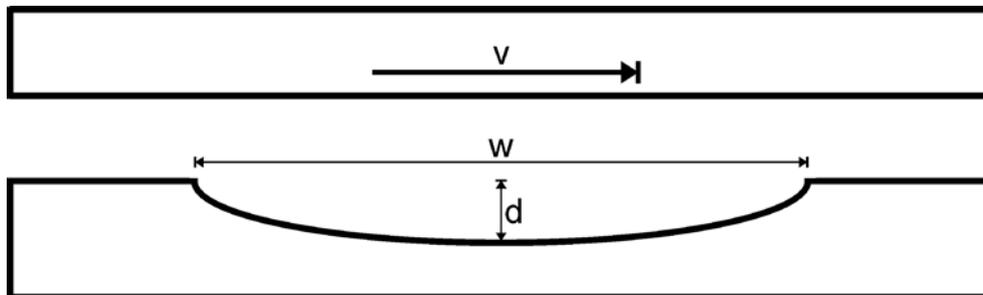


Abbildung 5.11: Schematische Darstellung eines Texturelements mit eingezeichneten geometrischen Parametern und Strömungsrichtung

Folgt man den oben beschriebenen Überlegungen zum Zusammenhang der Reynolds-Zahl und dem Druckaufbau durch die Näpfchen, so nimmt mit zunehmendem Näpfchendurchmesser  $w$  (Strecke  $l$  bei Berechnung der Reynolds-Zahl) die Reynolds-Zahl bei gleichbleibender Öltemperatur zu. Dieser Annahme folgend, müssten demnach große Texturen im Vergleich zu kleineren mehr Druck aufbauen und somit sollte der Reibungskoeffizient mit steigendem Näpfchendurchmesser sinken bzw. die Effizienz des Texturelements steigen. In der vorliegenden Arbeit wurden allerdings keine einzelnen Texturelemente untersucht, sondern immer texturierte Oberflächen mit einer Vielzahl an Texturelementen. Es zeigt sich bei diesen Versuchen ein nichtlineares Verhalten mit einem optimalen Näpfchendurchmesser ( $40\ \mu\text{m}$  bei  $100^\circ\text{C}$  und  $200\ \mu\text{m}$  bei  $50^\circ\text{C}$ ). Folglich muss ein weiterer Mechanismus am Druckaufbau der Texturen beteiligt sein. Bei gleichbleibender Pelletfläche ( $50\ \text{mm}^2$ ) und gleichbleibendem texturiertem Flächenanteil (10%) ändert sich mit dem Näpfchendurchmesser auch die Anzahl der Näpfchen auf einem Pellet. Mit der Anzahl der Näpfchen  $N$  (Gleichung 5.9) steigt wiederum die Länge der angeströmten Näpfchenkante  $S$ .

Gleichung 5.8

$$N = \frac{A_{\text{Pellet}} \cdot \frac{a_{\text{tex}}}{100\%}}{\left(\frac{w}{2}\right)^2 \cdot \pi}$$

Die gesamte Summe der angeströmten Näpfchenkanten  $S$  eines Pellets mit  $50 \text{ mm}^2$  Fläche ist abhängig von der Anzahl der Näpfchen  $N$  und dem Näpfchendurchmesser  $w$  und kann Gleichung 5.9 entnommen werden,

Gleichung 5.9

$$S = \frac{w \cdot \pi \cdot N}{2}$$

wobei in Gleichung 5.8 die Abhängigkeit zwischen Näpfchendurchmesser  $w$  und der Anzahl der Näpfchen  $N$  eines Pellets in Abhängigkeit des texturierten Flächenanteils  $a_{\text{tex}}$  zu entnehmen ist. In Abbildung 5.12 ist die Gesamtlänge der angeströmten Näpfchenkanten in Abhängigkeit des Näpfchendurchmessers aufgetragen.

Wie den Gleichungen zu entnehmen ist, steigt die Gesamtlänge der angeströmten Näpfchenkanten mit abnehmendem Näpfchendurchmesser an. Nimmt man an, dass der durch die Texturen aufgebaute Druck mit zunehmender Gesamtlänge der angeströmten Näpfchenkanten steigt, so sinkt im Umkehrschluss auch die Reibungszahl mit zunehmender Gesamtlänge der angeströmten Näpfchenkante.

Die Kombination der beiden hier diskutierten Mechanismen (steigende Reynolds-Zahl mit steigendem Näpfchendurchmesser und sinkende angeströmte Näpfchenkantenlänge mit steigendem Durchmesser) führt zur Ausbildung des nichtlinearen Verhaltens beim Zusammenhang zwischen Näpfchendurchmesser und Reibungssenkung durch die Texturen. Dieses nichtlineare Verhalten kann sowohl bei den Versuchen mit  $100^\circ\text{C}$  Öltemperatur (siehe Abbildung 4.5) als auch bei den Versuchen mit  $50^\circ\text{C}$  Öltemperatur (siehe Abbildung 4.10 (b)) beobachtet werden.

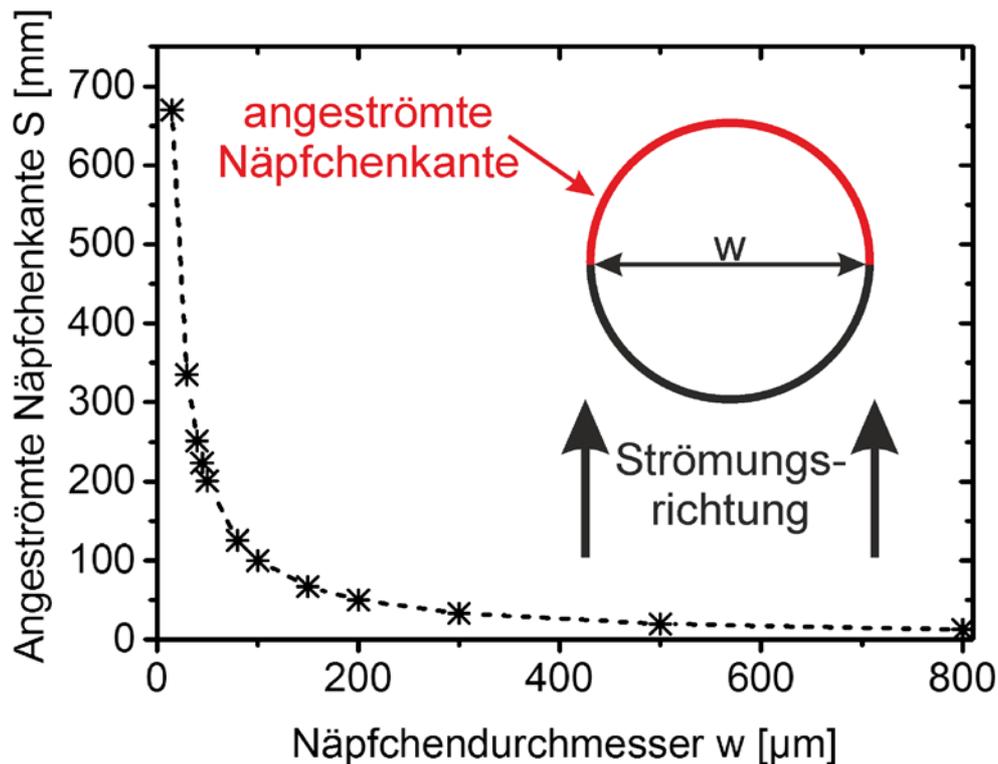


Abbildung 5.12: Summe der angeströmten Näpfchenkanten  $S$  aufgetragen in Abhängigkeit des Näpfchendurchmessers

Zusammenfassend ist der nichtlineare Zusammenhang zwischen Reibungssenkung und Näpfchendurchmesser ein starker Hinweis auf zwei gegeneinander wirkende Mechanismen. Auf der einen Seite steht die Strömungsbildung, welche mit steigendem Näpfchendurchmesser zu einem höheren Druckaufbau führt. Auf der anderen Seite wird angenommen, dass die Anzahl der Näpfchen den Druckaufbau beeinflusst. Der Druckaufbau der Näpfchen sinkt in diesem Fall mit zunehmendem Näpfchendurchmesser. Nicht ein einzelnes Näpfchen baut in diesem Fall weniger Druck auf, sondern es stehen weniger Texturelemente auf der gesamten Pelletfläche zur Verfügung. Die Kombination der beiden Mechanismen kann zur Ausbildung des nichtlinearen Verhaltens und somit zu einem Optimum des Näpfchendurchmessers führen.

Eine weitere Möglichkeit auf die Strömungsbildung und somit den Druckaufbau Einfluss zu nehmen, stellt die Veränderung der Dichte  $\rho$  des verwendeten Schmiermittels und der Schmiermittelviskosität  $\mu_{vis}$  dar. Eine Veränderung der Temperatur des Schmiermittels zieht gleichzeitig eine Änderung der Dichte als auch der Viskosität nach sich. Dies befindet sich im Einklang mit den in der vorliegenden Arbeit gemessenen Werten. Für unterschiedliche Öltemperaturen wurden

unterschiedliche optimale Durchmesser gefunden (40  $\mu\text{m}$  bei 100°C, siehe hierzu Abbildung 4.5 und 200  $\mu\text{m}$  bei 50°C, siehe hierzu Abbildung 4.11). Es zeigt sich ein steigender optimaler Durchmesser für eine sinkende Öltemperatur.

Drei Beispiele aus der Literatur deuten in diese Richtung. Eine Textur mit 20-30% texturiertem Flächenanteil und einem Durchmesser von 100-200  $\mu\text{m}$  wurde für das Getriebeöl 85W-140 als optimal beschrieben [36]. Für das Öl CD15-40 wurde eine optimale Textur bei 100-200  $\mu\text{m}$  Näpfchendurchmesser, 5-10  $\mu\text{m}$  Tiefe und 5% texturiertem Flächenanteil gefunden [24]. Sowohl das 85W-140 als auch das CD15-40 haben eine höhere Viskosität als das in dieser Arbeit verwendete PAO-18 bei 50 und 100°C. Für eine sehr geringe Viskosität wie der von Wasser wurden deutlich flachere Näpfchen von 3  $\mu\text{m}$  Tiefe (350  $\mu\text{m}$  Durchmesser) als optimal gefunden [25]. Zusammenfassend geben die hier erwähnten Literaturstellen in Kombination mit den Ergebnissen aus der vorliegenden Arbeit einen starken Hinweis darauf, dass mit steigender Ölviskosität größere Näpfchen vorteilhaft sind.

Im folgenden Abschnitt soll der Einfluss des texturierten Flächenanteils diskutiert werden. Wie oben erwähnt, beeinflusst die Gesamtsumme der Näpfchenkanten die Ausprägung des Druckaufbaus durch die texturierte Oberfläche. Jedoch wurde bereits diskutiert, dass dies nicht der einzige Faktor ist. Auch die Strömungsbildung hat einen Einfluss darauf, ob die texturierte Oberfläche zusätzlichen mikro-hydrodynamischen Druck aufbauen kann oder nicht. Die Reynolds-Zahl und damit die Strömungsbildung wird von Parametern wie der Dichte des verwendeten Schmiermittels  $\rho$ , der Gleitgeschwindigkeit  $v$ , der charakteristischen Länge  $l$ , über die sich die Strömung einstellt, und der Schmiermittelviskosität  $\mu_{vis}$  beeinflusst. Setzt man diese Parameter konstant und folgt der Annahme, dass jedes Texturelement für sich genommen einen gewissen zusätzlichen mikro-hydrodynamischen Druck erzeugt, so müsste gelten: Je mehr Texturelemente, desto höher der zusätzliche erzeugte mikro-hydrodynamische Druck. Dieser zusätzliche Druck würde wiederum Einfluss auf den Stribeck-Parameter nehmen (Zusammenhang zwischen Gleitgeschwindigkeit  $v$ , Schmiermittelviskosität  $\mu_{vis}$  und Flächenpressung  $p$  [10]), indem der tatsächlichen Flächenpressung der mikro-hydrodynamische Druck entgegenwirkt. Unter Mischreibungsbedingungen führt dies zu einer Senkung des Reibungskoeffizienten. Zusammenfassend würde dies bedeuten: Mit steigendem texturierten Flächenanteil  $a_{tex}$  und damit steigender Gesamtsumme der Näpfchenkanten  $S$  steigt auch der

mikro-hydrodynamische Druckaufbau durch die texturierte Oberfläche; bei gleicher Normalkraft sinkt der durch den Festkörperkontakt insgesamt aufzunehmende Druck. Für geringe texturierte Flächenanteile  $a_{\text{tex}}$  sollte die Druckminderung auf den Festkörperkontakt die Druckerhöhung aufgrund der geringeren Lasttragfähigkeit überkompensieren und den Reibungskoeffizienten senken. Um diesen Zusammenhang zu untersuchen, wurden Versuche mit gleichbleibendem Näpfindurchmesser und gleichbleibender Näpftiefe durchgeführt. Es wurde lediglich der texturierte Flächenanteil variiert (vgl. Abbildung 4.7). Es zeigte sich in den Ergebnissen keine lineare Abnahme des Reibungskoeffizienten mit zunehmendem texturiertem Flächenanteil. Vielmehr wurde ein nichtlinearer Verlauf mit einer maximalen Senkung der Reibung bei 10% texturiertem Flächenanteil beobachtet. Dieses Verhalten ist in Abbildung 5.13 für verschiedene Gleitgeschwindigkeiten (50 und 200 mm/s) dargestellt. Wäre die Anzahl der Näpfechen der einzige entscheidende Faktor für den mikro-hydrodynamischen Druckaufbau, so müsste der Reibungskoeffizient mit zunehmendem texturiertem Flächenanteil abnehmen, wie dies oben durch die Beeinflussung des Stribeck-Parameters beschrieben wurde [10, 77]. Dies ist jedoch nicht der Fall. Es zeigt sich eine Zunahme der Reibung für höhere texturierte Flächenanteile (20 und 30% im Vergleich zu den 10%). Eine Erklärung hierfür könnte im geringeren Anteil an Pelletoberfläche liegen, welche direkten Festkörperkontakt herstellen kann. Durch die Texturelemente wird Oberfläche entfernt, die in direktem Kontakt mit dem Gegenkörper stehen kann. Dadurch steigt die Flächenpressung auf den verbleibenden Oberflächen an und somit der Anteil an Festkörperreibung. Dies zieht einen Anstieg des Reibungskoeffizienten für Flächenanteile  $> 10\%$  nach sich, da hier die Druckerhöhung aufgrund der geringeren Lasttragfähigkeit im Vergleich zur Druckminderung in Folge des mikro-hydrodynamischen Druckaufbaus überwiegt. Somit kommt es zu einem ansteigen des Reibungskoeffizienten für texturierten Flächenanteilen  $> 10\%$ .

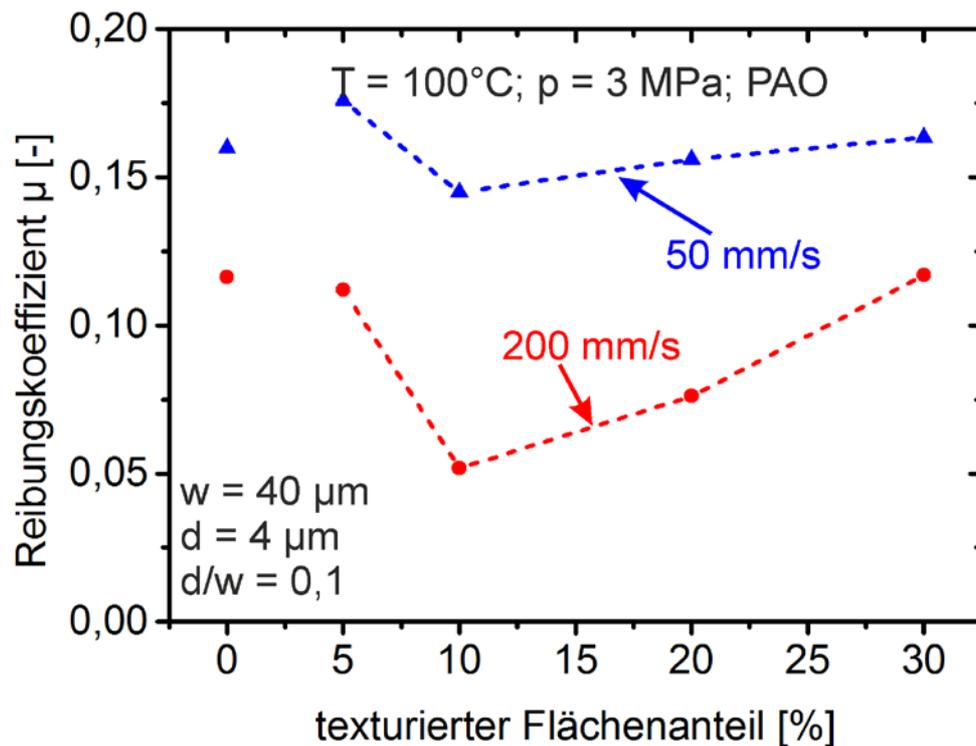


Abbildung 5.13: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit des texturierten Flächenanteils bei den Gleitgeschwindigkeiten 50, 200 ( $40 \mu\text{m}$  Näpfchendurchmesser;  $4 \mu\text{m}$  Näpfchentiefe; 3 MPa Flächenpressung;  $100^\circ\text{C}$  Öltemperatur)

Käme es nur auf die Anzahl der Kanten pro Näpfchen bzw. die Summe der Näpfchenkanten  $S$  an, so müsste der hydrodynamische Druckaufbau und damit die Senkung der Reibungszahl linear mit dem texturierten Flächenanteil skalieren. Dies ist jedoch nicht der Fall, wie Abbildung 5.14 entnommen werden kann. Die Textur mit 10% Flächenanteil erbringt bei einer Gleitgeschwindigkeit von 400 mm/s eine 83%ige Senkung des Reibungskoeffizienten gegenüber der polierten Referenzoberfläche, während die Textur mit 5% die Reibung lediglich um 22% senkt.

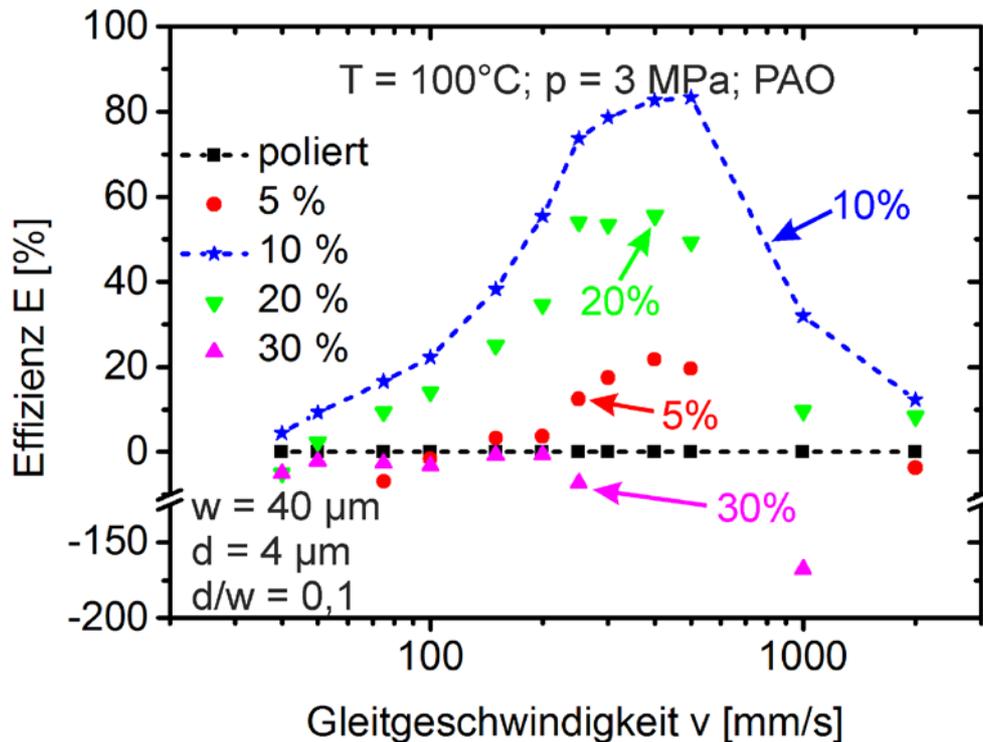


Abbildung 5.14: Effizienz E von Texturen mit 40 μm Durchmesser, 4 μm Tiefe und unterschiedlichem texturiertem Flächenanteil aufgetragen in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit (3 MPa Flächenpressung; 100°C Öltemperatur)

Bei einem Blick in die Literatur kann man einen weiteren Hinweis darauf finden, dass ein optimaler texturierter Flächenanteil vorliegt. So fanden Segu *et al.* bei einer Variation des selbigen ein Optimum bei 12% im Vergleich von 5, 7, 12 und 20% [78]. Die Versuche wurden bei einer Flächenpressung von 0,4 MPa mit dem Öl PAO-54 bei Raumtemperatur vorgenommen. Die Gleitgeschwindigkeit wurde zwischen 90-550 mm/s variiert. Auch wenn hier ein Öl verwendet wurde, welches bei Raumtemperatur eine vielfach höhere Viskosität aufweist als das in der vorliegenden Arbeit verwendete PAO-18 bei 100°C, so ergibt sich dennoch ein optimaler texturierter Flächenanteil von 12%. Dieser Wert liegt nahe dem in der vorliegenden Arbeit gemessenen Wert von 10% (10% wurden in der Arbeit von Segu *et al.* nicht untersucht).

Zusammenfassend kann man aus diesem Abschnitt folgern, dass die Anzahl der Kanten pro Nöpfchen sowie der Einfluss der Reynolds-Zahl nicht die einzigen ausschlaggebenden Faktoren sein können. Bei der Variation des texturierten Flächenanteils zeigte sich ein nichtlineares Verhalten. Die Texturelemente sowie die Öltemperatur wurden konstant gehalten und somit war die Reynolds-Zahl konstant.

Es ergab sich ein optimaler texturierter Flächenanteil von 10% bei 100°C Öltemperatur. Höhere texturierte Flächenanteile führten zu keiner höheren Effizienz der Mikrotextur.

Nachfolgend soll auf den Einfluss der Näpfchentiefe und des Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnisses eingegangen werden. In der Diskussion um die Abhängigkeit des Druckaufbaus von der Geometrie einer Textur ging es bisher nur um die Länge  $l$  über die sich eine Strömung parallel zur Strömungsrichtung einstellt. In den Ergebnissen ist jedoch ebenfalls aufgefallen, dass die Tiefe bzw. das Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis eine entscheidende Rolle spielen. Eine Übersicht der verschiedenen Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnisse gibt Abbildung 5.15 für eine Gleitgeschwindigkeit von 200 mm/s. Es zeigt sich, wie auch in mehreren Literaturstellen, ein Optimum des Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnisses bei 0,1 [24, 40-42].

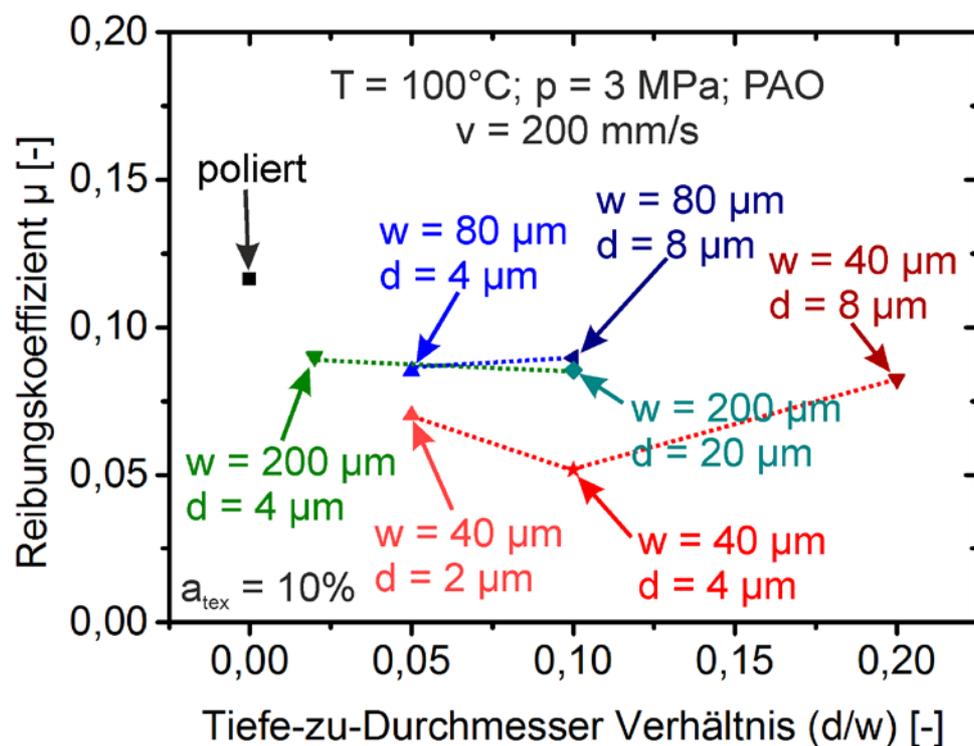


Abbildung 5.15: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit des Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnisses ( $d/w$ ) für Näpfchen mit verschiedenen Kombinationen aus Durchmesser und Tiefe bei 200 mm/s Gleitgeschwindigkeit (3 MPa Flächenpressung; 100°C Öltemperatur; 10% texturierter Flächenanteil)

Jedoch ist auch zu erkennen, dass das Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis nicht alleine entscheidend für eine Senkung der Reibung ist. Wie oben diskutiert muss auch der Durchmesser beachtet werden.

Im Anschluss sollen Überlegungen zur Rolle der absoluten Tiefe unternommen werden. Stellt sich eine Strömung an einem Nöpfchen ein, so kommt es nicht nur zu Bewegung von Schmiermittel parallel zur Strömungsrichtung, sondern darüber hinaus zu einer Bewegung senkrecht dazu. Folglich kann in erster Näherung angenommen werden, dass nicht nur der Durchmesser, sondern auch die Tiefe entscheidend ist.

Für die folgende Betrachtung der Nöpfchentiefe soll die Länge  $l$  (Gleichung 2.4) über die sich eine Strömung einstellt, mit der Tiefe  $d$  eines Nöpfchens gleichgesetzt werden. Diesen Zusammenhang findet man in der Beschreibung der Strömungsverhältnisse, welche sich zwischen zwei parallelen, in Relativbewegung zueinander befindlichen Platten einstellen. In diesem Fall nimmt die Reynolds-Zahl mit zunehmendem Abstand der Platten zu [74]. Für die Betrachtung dieses Einflusses wird der Nöpfchendurchmesser konstant gehalten, wobei sich die Nöpfchentiefe ändert. Es müsste folglich der Druckaufbau durch die Nöpfchen mit ansteigender Tiefe zunehmen. Dies kann als Erklärung dafür, dass flachere Texturen von 2  $\mu\text{m}$  Tiefe eine geringere Reibungssenkung zeigen als Texturen mit 4  $\mu\text{m}$  Tiefe, herangezogen werden. Jedoch müssten dieser Annahme folgend die Texturen mit Nöpfchen von 8  $\mu\text{m}$  Tiefe noch weit niedrigere Reibungszahlen erzeugen, da hier die Reynolds-Zahl entsprechend höher ist als bei 4  $\mu\text{m}$  tiefen Nöpfchen. Dies kann dementsprechend nicht der einzige ausschlaggebende Faktor für den Einfluss der Tiefe der Nöpfchen sein. In den Arbeiten von Scaraggi *et al.* [55] findet sich eine mögliche Erklärung dafür, dass der Reibungskoeffizient bei Texturen mit zunehmender Nöpfchentiefe wieder ansteigt, somit also der Druck bei tieferen Nöpfchen sinkt. Wird diese Arbeit im Kontext der vorliegenden Arbeit betrachtet, so bedeutet dies, dass sich bei Nöpfchen mit 8  $\mu\text{m}$  Tiefe ein Wirbel ausbildet (siehe Abbildung 2.9 (b)), diese Nöpfchentiefe liegt unterhalb der optimalen Tiefe. Demzufolge sind die Reibungszahlen höher als bei der Textur mit 4  $\mu\text{m}$  (in den Arbeiten von Scaraggi *et al.* als  $h_{\text{opt}}$  bezeichnet) Tiefe. Bei 2  $\mu\text{m}$  Nöpfchentiefe ist die optimale Tiefe noch nicht erreicht. Die Stromlinien biegen sich hier nur leicht in die Vertiefung hinein (siehe Abbildung 2.9 (a)). In der Arbeit von Scaraggi *et al.* werden jedoch auch Angaben zur Schmierfilmdicke und der optimalen Tiefe einer Textur

gemacht. So soll die optimale Tiefe einer Textur der Schmierfilmdicke entsprechen [55]. Angewendet auf die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit würde dies bedeuten, dass die Schmierfilmdicke bei ca.  $4\ \mu\text{m}$  lag. Dies ist jedoch zu hoch, da sich die gemessenen Effekte im Bereich der Mischreibung befanden (geschätzte Schmierfilmdicke im Bereich von  $0,12$  bis  $0,36\ \mu\text{m}$ ).

Im folgenden Abschnitt soll die Interaktion der Texturelemente besprochen werden. In diesem Fall gibt es zwei Möglichkeiten: entweder es findet eine gegenseitige Beeinflussung der Texturelemente statt oder jedes Texturelement wirkt für sich alleine genommen.

Für eine gegenseitige Beeinflussung der Texturelemente sprechen Beispiele aus der Literatur [79, 80]. So haben numerische Simulationen gezeigt, dass sich die einzelnen Texturelemente gegenseitig beeinflussen [79]. In Abbildung 5.16 ist die Druckverteilung bei einem Gitter aus neun Texturelementen zu erkennen. Deutlich zu sehen ist die gegenseitige Beeinflussung der einzelnen Texturelemente nicht nur in Gleitrichtung (x-Richtung), sondern ebenfalls senkrecht dazu.

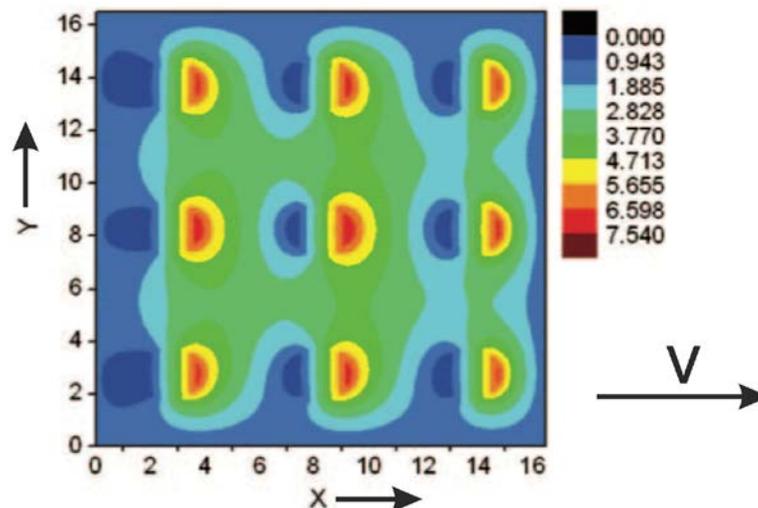


Abbildung 5.16: Dimensionslose Druckverteilung im Schmierfilm aus numerischer Simulation; Näpfindurchmesser:  $200\ \mu\text{m}$ , Näpfchentiefe:  $5\ \mu\text{m}$ ; texturierter Flächenanteil:  $10,4\%$ , Gleitgeschwindigkeit:  $220\ \text{mm/s}$ ; Schmierfilmdicke: mindestens  $2\ \mu\text{m}$  [79]

Eine Variation der Ausrichtung der Textur nehmen Yu *et al.* in ihren numerischen Simulationen vor. Es zeigt sich eine Abhängigkeit zwischen dem durchschnittlichen dimensionslosen hydrodynamischen Druck und dem Winkel zwischen Gleitrichtung

## 5. Diskussion

und einer Dimpelreihe, wie in Abbildung 5.17 dargestellt. Ein optimaler Winkel, bei dem der größte hydrodynamische Druck aufgebaut wird, liegt bei  $70^\circ$  [80].

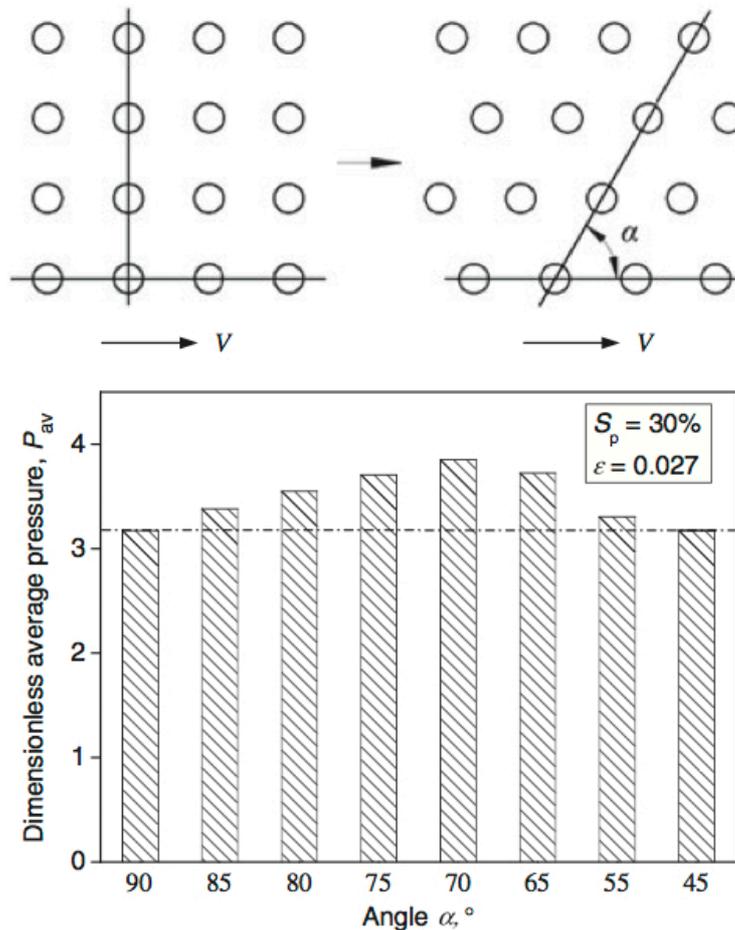


Abbildung 5.17: Durchschnittlicher dimensionsloser hydrodynamischer Druck als Funktion des Winkels zwischen Gleitrichtung und Dimpelreihe (texturierter Flächenanteil: 30%) [80]

Zunächst wird die Variation der Anordnung der Texturelemente betrachtet. Hier findet sich ein Hinweis auf die gegenseitige Beeinflussung der Texturelemente. Würden alle Texturelemente für sich alleine wirken, so hätte die Anordnung der selbigen auf der Oberfläche keinen Einfluss. In Abbildung 4.9 ist jedoch gezeigt, dass es einen Einfluss der Anordnung gibt. Die Arbeitshypothese ist folgende: Durch ein Nöpfchen wird ein Druckgebiet aufgebaut, welches nicht nur direkt über dem Nöpfchen wirkt, sondern auch im vorgelagerten Gebiet in Gleit- bzw. Strömungsrichtung. Wirkt das Druckgebiet des vorausgehenden Nöpfchens in das nachfolgende hinein, so kommt es zu einer Potenzierung der Druckgebiete und somit zu einem signifikant höheren

Druckaufbau als würden die Texturelemente für sich alleine wirken. Somit spielen die Abstände der Nöpfchen in Gleitrichtung eine Rolle. Nun ist es leicht vorstellbar, dass bei einem zu groß werden Abstand das Druckgebiet des Nöpfchens nicht mehr hinreichend in das nachfolgende hinein reicht und es somit nicht zu einer Potenzierung der Drücke kommt. Diese Hypothese wurde durch unterschiedlich angeordnete Nöpfchen überprüft. Für Oberflächen mit 10% texturiertem Flächenanteil und Nöpfchen mit 40 µm Durchmesser ergeben sich für die unterschiedlichen Anordnungen auch verschiedene Abstände der Texturelemente in Gleitrichtung. Im Fall der hexagonalen Standard-Anordnung liegt der Abstand zwischen zwei Texturelementen bei 120 µm, während er bei 30° gedrehten, hexagonal angeordneten Nöpfchen bei 208 µm liegt. Somit haben die Nöpfchen in der letzteren Anordnung einen deutlich höheren Abstand und die Potenzierung der Druckgebiete bleibt aus oder ist zumindest weniger stark ausgeprägt. Kubisch angeordnete Nöpfchen jedoch weisen einen Abstand in Gleitrichtung von 112 µm auf. Hier ist allerdings eine geringere Reibungssenkung als bei der hexagonalen Standard-Anordnung zu beobachten. Es scheint also, dass sich auch beim Abstand der Nöpfchen ein nichtlineares Verhalten zeigt. Sind die Abstände der Nöpfchen zu gering, so kommt es ebenfalls nicht zu einer Potenzierung des Druckaufbaus.

Anschließend soll der texturierte Flächenanteil im Kontext der gegenseitigen Beeinflussung betrachtet werden. In den Versuchsergebnissen zeigte sich ein Minimum der Reibung bei einem texturierten Flächenanteil von 10%. Höhere Flächenanteile von 20 und 30% zeigten einen Anstieg der Reibungszahl im Vergleich zur 10% texturierten Oberfläche. Bei 30% texturiertem Flächenanteil zeigte sich eine Verschlechterung im Vergleich zur polierten Referenz. Bei den höher texturierten Flächenanteilen kann argumentiert werden, dass hier die Fläche sinkt, welche tatsächlich im Festkörperkontakt steht (siehe oben).

Vergleicht man jedoch 5 und 10% texturierten Flächenanteil, so müsste sich bei einem einzelnen Wirken der Texturelemente der Effekt direkt mit dem texturierten Flächenanteil skalieren. Das heißt, doppelte Anzahl der Nöpfchen, doppelter Effekt. Dies können die experimentellen Untersuchungen nicht bestätigen (vgl. Abbildung 5.14). Es zeigt sich bei 5% texturiertem Flächenanteil eine Senkung der Reibung um 22% für eine diskrete Gleitgeschwindigkeit von 400 mm/s und bei einem Flächenanteil von 10% eine Reibungssenkung von 83%. Dies ist ein weiterer

Hinweis dafür, dass sich die Texturen gegenseitig beeinflussen. Der Effekt bei 10% texturiertem Flächenanteil ist viel stärker als bei 5%.

Experimentelle Arbeiten, welche für oder wider eine gegenseitige Beeinflussung einzelner Texturalelemente sprechen, gibt es noch nicht. Die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit zeigen einen Einfluss der Anordnung und Abstände der Texturalelemente und geben zusammen mit den numerischen Simulationen einen starken Hinweis auf die gegenseitige Beeinflussung dieser.

Im folgenden Abschnitt soll die Effizienz  $E$  (definiert nach Gleichung 5.7) einer Lasertexturierung unter stationären und unter transienten Bedingungen verglichen werden. Es wurde dabei die Textur mit 10% texturiertem Flächenanteil, 40  $\mu\text{m}$  Näpfindurchmesser und 4  $\mu\text{m}$  Näpftiefe gewählt, da sie sich im Vergleich mit anderen Texturen als diejenige mit der höchsten Reibungssenkung im Vergleich zur polierten Referenzoberfläche herausgestellt hat (vgl. Abbildung 4.4). Hierbei wurde für die Ergebnisse aus dem transienten Versuchsteil zwischen dem Beschleunigen (Abbildung 5.18 (a)) und dem Abbremsen (Abbildung 5.18 (b)) unterschieden.

Für das Beschleunigen zeigte sich: Es liegt ein deutlicher Unterschied zwischen der Effizienz der Lasertextur unter stationären und unter transienten Bedingungen vor (siehe Abbildung 5.18 (a)). Dies kann als Hinweis dafür herangezogen werden, dass eine Zeitkomponente beim Druckaufbau durch die Mikrotexturierung durchaus eine Rolle spielt. Unter transienten Versuchsbedingungen scheint die Effizienz der Texturen geringer zu sein, als unter stationären Bedingungen. Dies bedeutet folglich, dass die Texturen eine gewisse Zeit benötigen, damit sich die nötigen Strömungsverhältnisse für den entsprechenden Druckaufbau einstellen. Ein Druckaufbau durch Näpftexturen wurde im reversierenden Gleitkontakt bereits untersucht und es konnte eine Verschiebung des Ausklingpunktes festgestellt werden [56, 81]. Die Zeitabhängigkeit des Druckaufbaues wurde jedoch in diesen Arbeiten nicht diskutiert.

Im Fall der Abbremskurve zeigt sich für Gleitgeschwindigkeiten unter 200 mm/s ein geringer Unterschied zwischen den stationären und den transienten Bedingungen. Im Bereich der Mischreibung (40 mm/s <  $v$  < 500 mm/s) liegt die Effizienz der Textur unter stationären Bedingungen im Gleitgeschwindigkeitsbereich zwischen 200 mm/s und 500 mm/s oberhalb der Effizienz der Textur unter transienten Bedingungen. Für den hydrodynamischen Bereich liegt die Effizienz der transienten Bedingungen über der Effizienz der stationären Bedingungen. Aus den Beobachtungen aus dem

Beschleunigungsteil hätte eine gewisse Trägheit des Druckaufbaus erwartet werden können, die unter Umständen dazu führt, dass die Effizienz während des Abbremsens (transient) größer ist als unter stationären Bedingungen. Dieses Verhalten konnte allerdings nicht beobachtet werden.

Zusammenfassend kann gezeigt werden, dass sich während der Beschleunigungsphase unter transienten Bedingungen deutliche Unterschiede zur stationären Versuchsführung zeigen. Diese Unterschiede können für das Abbremsen nicht festgestellt werden.

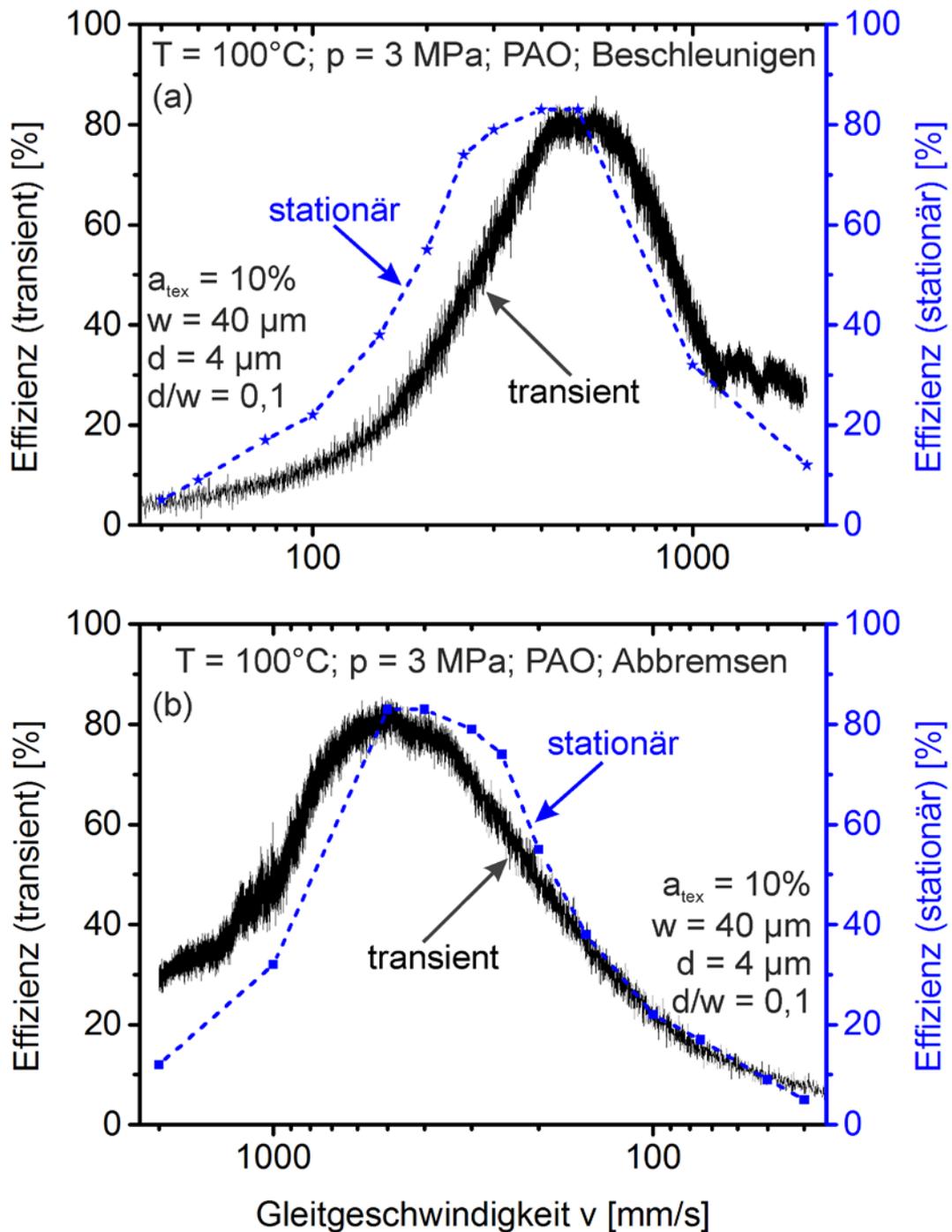


Abbildung 5.18: Vergleich der Effizienz einer Mikrotextrur (10% texturierter Flächenanteil,  $40 \mu\text{m}$  Nöpfchendurchmesser und  $4 \mu\text{m}$  Nöpfchentiefe) unter stationären mit transienten Bedingungen

## 6 Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Mikrotexturierung von Stahloberflächen mit Hilfe eines gepulsten Nanosekundenlasers und der tribologischen Charakterisierung dieser hergestellten Oberflächen im Vergleich zu polierten Referenzoberflächen.

Die Lasertexturierung erfolgte auf feinperlitischen C85 Stahlpellets mit einem Durchmesser von 8 mm. Sie wurden gegen den vergüteten Stahl 100Cr6 getestet, welcher in feingeschliffenem Zustand als Scheibe mit einem Durchmesser von 70 mm vorlag.

Für die tribologischen Charakterisierung wurden Modellversuche im einsinnigen, ölgeschmierten Gleitkontakt unter einer Flächenpressung von 3 MPa (150 N Normalkraft) durchgeführt. Es wurden sowohl stationäre Versuchsbedingungen als auch transiente untersucht. Im Fall der stationären Untersuchungen wurde die Gleitgeschwindigkeit von 40 bis 2000 mm/s variiert, für die transienten Versuche erfolgte eine konstante Beschleunigung auf 2000 mm/s, die fünf Sekunden gehalten wurde.

Ziel der Arbeit war die Untersuchung der in der Literatur genannten Wirkmechanismen der Laseroberflächentexturierung. Hier finden sich der mikrohydrodynamische Druckaufbau, das Speichern von Schmiermittel, die Änderung des Benetzungsverhaltens und die Aufnahme von Verschleißpartikeln. Es stellt sich nun die generelle Frage danach, welche Wirkmechanismen führen bzw. welcher Wirkmechanismus führt zur Änderung des Reibungsverhaltens einer bestimmten Textur? Weiterhin ist die Frage nach den Einflussfaktoren auf diese optimale Textur von Interesse.

Um diesen Fragen auf den Grund zu gehen, wurden Versuche mit Näpftexturen in einem Durchmesserbereich von 15 bis 800  $\mu\text{m}$  durchgeführt. Das Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis dieser Texturen lag zwischen 0,02 und 0,2 (Standard: 0,1) und der texturierte Flächenanteil zwischen 5 und 30% (Standard: 10%). Weiterhin wurden die Texturen in hexagonaler Anordnung auf die Oberfläche gebracht. Es wurden Versuche bei Raumtemperatur und bei einer Öltemperatur von 50 und 100°C durchgeführt, um die Untersuchungen bei verschiedenen Ölviskositäten zu realisieren.

Eine optimale Textur wurde für die Versuche bei 100°C Öltemperatur mit einem Durchmesser von 40 µm, einem Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis von 0,1 (entspricht einer Tiefe von 4 µm) und einem texturierten Flächenanteil von 10% in hexagonaler Anordnung gefunden. Mithilfe dieser Textur konnte die Reibung bei einer Gleitgeschwindigkeit von 500 mm/s um 83% im Vergleich zur polierten Referenzoberfläche gesenkt werden. Texturen mit höherem oder niedrigerem Durchmesser führen zu einer geringeren Reibungssenkung. Es zeigte sich ein nichtlinearer Zusammenhang zwischen optimaler Textur und der Reibungssenkung. Bei der Bewertung der Wirkmechanismen sprechen starke Hinweise dafür, dass der hier dominierende Wirkmechanismus der mikro-hydrodynamische Druckaufbau ist. Bei der Ausbildung des Maximums der Reibungssenkung für einen bestimmten Näpfchendurchmesser spielen zwei gegenläufige Mechanismen eine wichtige Rolle. Auf der einen Seite wird der Druckaufbau durch die Anzahl der Näpfchen bestimmt, auf der anderen Seite von der Strömungsausbildung beeinflusst.

Es konnte gezeigt werden, dass der Einfluss des Aufnehmens von Verschleißpartikeln wie auch die Änderung des Benetzungsverhaltens nicht für die starke Änderung des tribologischen Verhaltens verantwortlich gemacht werden können. Weiterhin wurde das Speichern von Schmiermittel betrachtet. Dieser Wirkmechanismus konnte nur in geringem Maße und nur unter transienten Versuchsbedingungen nachgewiesen werden.

Das Optimum des Näpfchendurchmessers war abhängig von der Öltemperatur, so lag dieses für Versuche bei 100°C bei 40 µm und für die Versuche bei 50°C bei 200 µm. Es zeigte sich folglich ein Ansteigen des optimalen Näpfchendurchmessers für sinkende Öltemperatur. Unter 100°C Öltemperatur wurden weiterhin das Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis, wobei sich ein Optimum bei 0,1 herausstellte und der Texturierte Flächenanteil, das Optimum lag hier bei 10%, variiert. Sowohl beim texturierten Flächenanteil, als auch beim Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis zeigt sich ein nichtlinearer Zusammenhang zwischen der Reibungssenkung und dem jeweiligen Parameter. Bei der Variation verschiedener Näpfchenanordnungen (hexagonal, kubisch und zufällig verteilt) stellte sich die hexagonale Anordnung der Näpfchen auf der Oberfläche als optimal im Bezug auf die Reibungssenkung heraus.

## 7 Ausblick

In der vorliegenden Arbeit konnte deutlich der Einfluss von Nüpfchendurchmesser, texturiertem Flächenanteil, Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis und Nüpfchenanordnung im einsinnigen Flächenkontakt gezeigt werden. Diese Versuche ermöglichten die Erschließung von Wirkmechanismen der Lasertexturierung. Für technische Systeme sind allerdings oft reversierende Gleitkontakte wichtig. Um eine Brücke zwischen den einsinnigen und den reversierenden Untersuchungen zu schlagen wurden in dieser Arbeit Versuche unter transienten Bedingungen durchgeführt. Beim Vergleich von transienten und einsinnigen Versuchen wird die Wichtigkeit weiterer Untersuchungen im reversierenden Gleitkontakt deutlich. Es zeigte sich eine Zeitabhängigkeit des Druckaufbaus, welche sich folglich besonders auf den reversierenden Gleitkontakt auswirken sollte.

Ein weiterer wichtiger Punkt ist die Untersuchungen der Wirkung von Nüpfchentexturen im Totpunkt, also direkt bevor die Relativbewegung zweier Körper einsetzt oder kurz vor dem Stillstand der Relativbewegung. Diese Charakterisierung der Haftreibung von texturierten Oberflächen ist besonders im Hinblick auf den Wirkmechanismus der Sekundärschmierung (Speicherung von Schmiermittel) interessant.

Beim Blick in die Literatur finden sich in den unterschiedlichen Publikationen oft Nüpfchen mit verschiedensten Formen und Gestalten, auch wenn die geometrischen Abmessungen (Durchmesser und Tiefe) gleich sind. Es stellt sich hier die Frage, ob diese Texturen ohne weiteres miteinander verglichen werden dürfen. Dahingehend wäre die Untersuchung der Nüpfchenform hilfreich.

Ein weiterer wichtiger Punkt ist die numerische Simulation des Druckaufbaus durch die Texturen. Hierfür bietet sich auf Basis der Ergebnisse dieser Arbeit die Möglichkeit ein tiefgreifendes Verständnis über die Wirkmechanismen der Oberflächentextur zu erlangen. Mit Hilfe von Simulationsrechnungen können Vorgänge und Zusammenhänge sichtbar gemacht werden, welche im Experiment meist im Verborgenen bleiben. So kann beispielsweise die Interaktion von Texturerelementen nachgewiesen werden. Daher ist die numerische Simulation der sinnvolle nächste Schritt zum weiteren Ausbau des Verständnisses der Mikrotituren.

## Literaturverzeichnis

- [1] Holmberg K, Andersson P, Erdemir A. Global energy consumption due to friction in passenger cars. *Tribology International*. 2012;47:221-34.
- [2] Czichos H, Habig K-H. *Tribologie-Handbuch*: Vieweg+Teubner Verlag; 2010.
- [3] Technologie DBfFu. *Damit Rost und Verschleiß nicht Milliarden fressen: Fortschritt durch Forschung*: BMFT, Referat Presse und Öffentlichkeitsarbeit; 1983.
- [4] Bundesamt S. *Das Bruttoinlandsprodukt (BIP)*. Wiesbaden: Statistisches Bundesamt; 2010.
- [5] Etsion I. State of the art in laser surface texturing. *Journal of Tribology*. 2005;127:248.
- [6] Dunn AC, Tichy JA, Urueña JM, Sawyer WG. Lubrication regimes in contact lens wear during a blink. *Tribology International*. 2013;63:45-50.
- [7] Brockett C, Williams S, Jin Z, Isaac G, Fisher J. Friction of total hip replacements with different bearings and loading conditions. *Journal of biomedical materials research Part B, Applied biomaterials*. 2007;81:508-15.
- [8] Blau PJ. *Role of friction in materials selection for automotive applications*. Advanced Materials & Processes. 2013.
- [9] Etemadi H, Shojaei A, Jahanmard P. Effect of alumina nanoparticle on the tribological performance of automotive brake friction materials. *Journal of Reinforced Plastics and Composites*. 2013;33:166-78.
- [10] Stribeck R. *Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager*. Z Verein Deut Ing. 1902;46.
- [11] Rosenberg R. *General friction considerations for engine design*. SAE Technical Paper. 1982.
- [12] Taylor RI, Coy RC. Improved fuel efficiency by lubricant design: A review. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 2000;214:1-15.
- [13] Bartel D. *Simulation von Tribosystemen*: Vieweg +Teubner | GWV Fachverlage GmbH; 2010.
- [14] Bowden FP, Tabor D. *The friction and lubrication of solids*. Oxford: Oxford University Press; 1954.
- [15] ZumGahr K-H. *Abrasiver Verschleiß metallischer Werkstoffe*: VDI-Zeitschriften; 1981.
- [16] Gane N, Skinner J. The generation of dislocations in metals under a sliding contact and the dissipation of frictional energy. *Wear*. 1973;25:381-4.
- [17] Etsion I, Sher E. Improving fuel efficiency with laser surface textured piston rings. *Tribology International*. 2009;42:542-7.
- [18] Lu X, Khonsari MM. An experimental investigation of dimple effect on the stribeck curve of journal bearings. *Tribology Letters*. 2007;27:169-76.
- [19] Pettersson U, Jacobson S. Tribological texturing of steel surfaces with a novel diamond embossing tool technique. *Tribology International*. 2006;39:695-700.
- [20] Pettersson U, Jacobson S. Textured surfaces for improved lubrication at high pressure and low sliding speed of roller/piston in hydraulic motors. *Tribology International*. 2007;40:355-9.
- [21] Biermann D, Zabel A, Ungemach E, Rautenberg J. Gezielte Strukturierung von Bauteiloberflächen mittels simultan fünfschiger Fräsbearbeitung. *wt Werkstattstechnik online*. 2009.
- [22] Chae YH. Effect of size for micro-scale dimples on surface under lubricated sliding contact. *Key Engineering Materials*. 2007;345-346:765-8.

- [23] Suh M-s, Chae Y-h, Kim S-s, Hinoki T, Kohyama A. Effect of geometrical parameters in micro-grooved crosshatch pattern under lubricated sliding friction. *Tribology International*. 2010;43:1508-17.
- [24] Yan D, Qu N, Li H, Wang X. Significance of dimple parameters on the friction of sliding surfaces investigated by orthogonal experiments. *Tribol Trans*. 2010;53:703-12.
- [25] Wang X, Kato K, Adachi K, Aizawa K. Loads carrying capacity map for the surface texture design of SiC thrust bearing sliding in water. *Tribology International*. 2003;36:189-97.
- [26] Wang XL, Kato K. Improving the anti-seizure ability of SiC seal in water with RIE texturing. *Tribology Letters*. 2003;14:275-80.
- [27] Wang X, Adachi K, Otsuka K, Kato K. Optimization of the surface texture for silicon carbide sliding in water. *Applied Surface Science*. 2006;253:1282-6.
- [28] Etsion I, Kligerman Y, Halperin G. Analytical and experimental investigation of laser-textured mechanical seal faces. *Tribol Trans*. 1999;42:511-6.
- [29] Wang XL, Kato K, Adachi K, Aizawa K. The effect of laser texturing of SiC surface on the critical load for transition of water lubrication mode from hydrodynamic to mixed. *Tribology International*. 2001;34:703-11.
- [30] Hoppermann A. Tribological optimisation using laser-structured contact surfaces. *O + P >>Ölhydraulik und Pneumatik<<*. 2002;46.
- [31] Kovalchenko A, Ajayi O, Erdemir A, Fenske G, Etsion I. The effect of laser texturing of steel surfaces and speed-load parameters on the transition of lubrication regime from boundary to hydrodynamic. *Tribol Trans*. 2004;47:299-307.
- [32] Etsion I, Halperin G, Brizmer V, Kligerman Y. Experimental investigation of laser surface textured parallel thrust bearings. *Tribology Letters*. 2004;17:295-300.
- [33] Zum Gahr KH, Wahl R, Wauthier K. Experimental study of the effect of microtexturing on oil lubricated ceramic/steel friction pairs. *Wear*. 2009;267:1241-51.
- [34] Liu HB, Han HB, Xue YJ, Li JS. Influence of laser surface texturing distribution patterns on the hydrodynamic lubrication. In: Jiang Z, Zhang CL, editors. *Manufacturing Science and Engineering, Pts 1-5* 2010. p. 1429-32.
- [35] Wan Y, Xiong DS, Li JL. Cooperative effect of surface alloying and laser texturing on tribological performance of lubricated surfaces. *Journal of Central South University of Technology*. 2010;17:906-10.
- [36] Ramesh A, Akram W, Mishra SP, Cannon AH, Polycarpou AA, King WP. Friction characteristics of microtextured surfaces under mixed and hydrodynamic lubrication. *Tribology International*. 2013;57:170-6.
- [37] Pei S, Ma S, Xu H, Wang F, Zhang Y. A multiscale method of modeling surface texture in hydrodynamic regime. *Tribology International*. 2011;44:1810-8.
- [38] Varenberg M, Halperin G, Etsion I. Different aspects of the role of wear debris in fretting wear. *Wear*. 2002;252:902-10.
- [39] Ma CH, Bai SX, Peng XD, Meng YG. Improving hydrophobicity of laser textured SiC surface with micro-square convexes. *Applied Surface Science*. 2013;266:51-6.
- [40] Shinkarenko A, Kligerman Y, Etsion I. The validity of linear elasticity in analyzing surface texturing effect for elastohydrodynamic lubrication. *Journal of Tribology*. 2009;131:021503.
- [41] Shinkarenko A, Kligerman Y, Etsion I. The effect of elastomer surface texturing in soft elasto-hydrodynamic lubrication. *Tribology Letters*. 2009;36:95-103.
- [42] Kim B, Chae YH, Choi HS. Effects of surface texturing on the frictional behavior of cast iron surfaces. *Tribology International*. 2014;70:128-35.

- [43] Ramesh A, Akram W, Mishra SP, Cannon AH, Polycarpou AA, King WP. Friction characteristics of microtextured surfaces under mixed and hydrodynamic lubrication. *Tribology International*. 2013.
- [44] Chae YH. Effect of size for micro-scale dimples on surface under lubricated sliding contact. In: Nam SW, Chang YW, Lee SB, Kim NJ, editors. *Mechanical Behavior of Materials X, Pts 1 and 2* 2007. p. 765-8.
- [45] Etsion I. Improving tribological performance of mechanical components by laser surface texturing. *Tribology Letters*. 2004;17:733-7.
- [46] Hoppermann A. Laser structured contact surfaces. *O + P >> Ölhydraulik und Pneumatik*<<. 2004;48.
- [47] Kovalchenko A, Ajayi O, Erdemir A, Fenske G, Etsion I. The effect of laser surface texturing on transitions in lubrication regimes during unidirectional sliding contact. *Tribology International*. 2005;38:219-25.
- [48] Qiu Y, Khonsari MM. Experimental investigation of tribological performance of laser textured stainless steel rings. *Tribology International*. 2011;44:635-44.
- [49] Wan D, Chen B, Shao Y, Wang S, Hu D. Microstructure and mechanical characteristics of laser coating–texturing alloying dimples. *Applied Surface Science*. 2008.
- [50] Wang X, Li J, Chen W, Cai L, Zhu JY. Influence of Laser Micro-Mesh Texturing on the Tribological Performance in an EHL Point Contact. *Key Engineering Materials*. 2007;353-358:796-800.
- [51] Borghi A, Gualtieri E, Marchetto D, Moretti L, Valeri S. Tribological effects of surface texturing on nitriding steel for high-performance engine applications. *Wear*. 2008;265:1046-51.
- [52] Geiger M, Popp U, Engel U. Excimer laser micro texturing of cold forging tool surfaces - influence on tool life. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*. 2002;51:231-4.
- [53] Denkena B, Kästner J, Knoll G, Brandt S, Bach F-W, Drößler B, et al. Mikrostrukturierung funktionaler Oberflächen. *Wt Werkstattstechnik online*. 2008;Ausgabe 6-2008:486-94.
- [54] Shinkarenko A, Kligerman Y, Etsion I. Theoretical analysis of surface-textured elastomer sleeve in lubricated rotary sliding. *Tribol Trans*. 2010;53:376-85.
- [55] Scaraggi M, Mezzapesa FP, Carbone G, Ancona A, Sorgente D, Lugarà PM. Minimize friction of lubricated laser-microtextured-surfaces by tuning microholes depth. *Tribology International*. 2014;75:123-7.
- [56] Ryk G, Kligerman Y, Etsion I. Experimental investigation of laser surface texturing for reciprocating automotive components. *Tribol Trans*. 2002;45:444-9.
- [57] Korres S, Dienwiebel M. Design and construction of a novel tribometer with online topography and wear measurement. *Rev Sci Instrum*. 2010;81:063904.
- [58] Korres S, Feser T, Dienwiebel M. In situ observation of wear particle formation on lubricated sliding surfaces. *Acta Materialia*. 2012;60:420-9.
- [59] Maillat M, Hintermann H. *Proc 5th Int Congress on Tribology*. 1989;3.
- [60] Wöppermann M. Einfluss einer Wirkflächentexturierung auf das tribologische Verhalten von Stahl/Keramik-Paarungen unter reversierender mediengeschmierter Gleitbeanspruchung. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT); 2011.
- [61] Yi W, Dang-Sheng X. The effect of laser surface texturing on frictional performance of face seal. *Journal of Materials Processing Technology*. 2008;197:96-100.
- [62] Kubiak KJ, Wilson MCT, Mathia TG, Carval P. Wettability versus roughness of engineering surfaces. *Wear*. 2010.

- [63] Gauthier A, Rivetti M, Teisseire J, Barthel E. Finite size effects on textured surfaces: recovering contact angles from vagarious drop edges. *Langmuir*. 2014;30:1544-9.
- [64] Wenzel RN. Resistance of solid surfaces to wetting by water. *Industrial & Engineering Chemistry*. 1936;28:988-94.
- [65] Cassie ABD, Baxter S. Wettability of porous surfaces. *Transactions of the Faraday Society*. 1944;40:546-51.
- [66] Gao L, McCarthy T. How wenzel and cassie were wrong. *Langmuir*. 2007;23:3762-5.
- [67] Quéré D. Wetting and roughness. *Annual Review of Materials Research*. 2008;38:71-99.
- [68] Tang W, Zhou Y, Zhu H, Yang H. The effect of surface texturing on reducing the friction and wear of steel under lubricated sliding contact. *Applied Surface Science*. 2013;273:199-204.
- [69] Gachot C, Rosenkranz A, Reinert L, Ramos-Moore E, Souza N, Müser MH, et al. Dry friction between laser-patterned surfaces: role of alignment, structural wavelength and surface chemistry. *Tribology Letters*. 2012;49:193-202.
- [70] Hamrock BJ, Anderson WJ. Incompressibly lubricated reyleigh step journal bearing. *NASA Technical Note*. 1968;NASA TN D-4839.
- [71] Samos AC. Analysis of the shrouded rayleigh step pad for an incompressible fluid film with the centrifugal inertia effect included. *A S L E Transactions*. 1973;16:1-9.
- [72] Rahmani R, Shirvani A, Shirvani H. Analytical analysis and optimisation of the Rayleigh step slider bearing. *Tribology International*. 2009;42:666-74.
- [73] Feldman Y, Kligerman Y, Etsion I. A hydrostatic laser surface textured gas seal. *Tribology Letters*. 2006;22:21-8.
- [74] Zierep J, Bühler K. *Strömungsmechanik*: Springer-Verlag, Berlin Heidelberg; 1991.
- [75] Gursul I, Cleaver DJ, Wang Z. Control of low Reynolds number flows by means of fluid–structure interactions. *Progress in Aerospace Sciences*. 2014;64:17-55.
- [76] Smith FT. On the high reynolds number theory of laminar flows. *Journal of Applied Mathematics*. 1982;28:207-81.
- [77] Bowden FP, Tabor D. Mechanism of metallic friction. *Nature*. 1942;150:197-9.
- [78] Segu DZ, Choi SG, Choi Jh, Kim SS. The effect of multi-scale laser textured surface on lubrication regime. *Applied Surface Science*. 2013;270:58-63.
- [79] Yu H, Deng H, Huang W, Wang X. The effect of dimple shapes on friction of parallel surfaces. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 2011;225:693-703.
- [80] Yu H, Huang W, Wang X. Dimple patterns design for different circumstances. *Lubrication Science*. 2013;25:67-78.
- [81] Nakano M, Korenaga A, Korenaga A, Miyake K, Murakami T, Ando Y, et al. Applying micro-texture to cast iron surfaces to reduce the friction coefficient under lubricated conditions. *Tribology Letters*. 2007;28:131-7.

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Reibungskoeffizient aufgetragen in Abhängigkeit des Stribeck-Parameters mit hydrodynamischem Ast der Reibung, Mischreibung und Grenzreibung; Abbildung basiert auf [10] .....	12
Abbildung 2.2: Schematische Darstellung der Fertigung von Mikrostrukturen mittels Laserabtrag (a), durch Indentation (b) und Photolithographie (c).....	16
Abbildung 2.3: Übersicht der Wirkmechanismen lasertexturierter Oberflächen die zur Senkung von Reibung und Verschleiß führen .....	17
Abbildung 2.4: Reibungskoeffizient aufgetragen in Abhängigkeit des Stribeck-Parameters für verschiedene untexturierte und texturierte Oberflächen mit unterschiedlichem Näpfindurchmesser; die unterschiedlichen Symbole stehen jeweils für eine Literaturstelle [18, 24, 27, 29, 31, 33-35, 44-51] .....	18
Abbildung 2.5: Schematische Darstellung des Reibungskoeffizient $\mu$ in Abhängigkeit des Stribeck-Parameters mit eingezeichnetem Ausklinkpunkt (a) sowie Reibungskoeffizient $\mu$ in Abhängigkeit von der Flächenpressung zur Bestimmung der kritischen Last (b) .....	19
Abbildung 2.6: Mikro-hydrodynamischer Effekt mit auftretender Kavitation am Beispiel eines idealen Mikrorauheitshügels (a) sowie an einer Vertiefung (b) .....	20
Abbildung 2.7: Dimensionslose Reibungskraft aufgetragen in Abhängigkeit des Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnisses (hier Aspect Ratio); $a_{\text{tex}} = 30\%$ [40].....	23
Abbildung 2.8: Normierte Reibungskraft (Verhältnis der Reibungskraft zum Umgebungsdruck multipliziert mit der Fläche) aufgetragen in Abhängigkeit von der Texturtiefe; $a_{\text{tex}} = 20\%$ [43] .....	23
Abbildung 2.9: Strömungsbildung für eine flache Textur (a) mit $h < h_{\text{opt}}$ und einer tiefen Textur (b) mit $h > h_{\text{opt}}$ nach dem Modell von Scaraggi et al. [55] .....	24
Abbildung 2.10: Kritische Last in Abhängigkeit des texturierten Flächenanteils bei verschiedenen Gleitgeschwindigkeiten (Umdrehungszahlen) bei einem Näpfindurchmesser von 350 $\mu\text{m}$ und einer Tiefe von 3-4 $\mu\text{m}$ in Wasser [25] .....	25
Abbildung 2.11: Normierte Reibungskraft aufgetragen in Abhängigkeit des Texturdurchmessers [43] .....	26
Abbildung 2.12: Kritische Last aufgetragen in Abhängigkeit des Näpfindurchmessers bei verschiedenen Gleitgeschwindigkeiten (Umdrehungszahlen) in Wasser [25] .....	27

Abbildung 2.13: Schematische Darstellung des Mechanismus der Aufnahme von Verschleißpartikeln durch Nöpfchen in der Kontaktzone sowie des Verschlusses der Nöpfchen durch eingelagerte Verschleißpartikel [38] .....	29
Abbildung 2.14: Einfluss einer Wirkflächentexturierung auf das Reibungsverhalten einer Stahl/Stahl-Gleitpaarung im geschmierten, einsinnigen Gleitkontakt [51] .....	30
Abbildung 2.15: Rasterelektronenmikroskopische Aufnahmen einer untexturierten (a) sowie einer mit Nöpfchen texturierten Oberfläche (b) nach der gleichen tribologischen Beanspruchung (3456 m Gleitweg bei 7 N Normalkraft und 120 mm/s Gleitgeschwindigkeit) [51] .....	31
Abbildung 2.16: Lichtmikroskopische Aufnahme eines Texturelements; rechts, oben und unten zeigen sich deutliche Furchungen der Oberfläche, während links davon eine unveränderte Oberfläche vorhanden ist [61] .....	32
Abbildung 2.17: Rauheit der Ausgangsoberfläche sowie der untexturierten und texturierten Oberflächen nach tribologischer Beanspruchung [27] .....	33
Abbildung 3.1: Rasterelektronenmikroskopische (REM) Aufnahmen des feinperlitischen C85 Stahlgefüges (a) sowie eine Gefügaufnahme des Stahls 100Cr6 (b) .....	35
Abbildung 3.2: Pellets auf dem Magnetspanntisch der Topfschleifmaschine (a) und Anfassen der Pellets (b) .....	37
Abbildung 3.3: Topografische Falschfarbenaufnahme (a,c) und dazugehörige Tastschnitte (b,d) eines repräsentativen Pellets (a,b) sowie einer repräsentativen Scheibe (c,d) .....	38
Abbildung 3.4: Bild der Laseranlage Piranha II Multi F20 der Firma Acsys (a), sowie der Bearbeitungskammer (b) und schematische Abbildung der Laseranlage (c) .....	40
Abbildung 3.5: Skizze eines Nöpfchens (a) sowie FIB-Schnitt (FIB = Focused Ion Beam) durch ein Nöpfchen mit 40 $\mu\text{m}$ Nöpfchendurchmesser und 4 $\mu\text{m}$ Nöpfchentiefe (b) und Tastschnitte eines Nöpfchens mit 40 $\mu\text{m}$ (c), 200 $\mu\text{m}$ (d) und 800 $\mu\text{m}$ (e) Durchmesser .....	41
Abbildung 3.6: Verschiedene Herstellungsmethoden: gepulst (a), archimedische Spiralen (b) und gekreuzte Linien (c) .....	43
Abbildung 3.7: Unterschiedliche Anordnungen der Nöpfchen; hexagonal (a), kubisch (b) und zufällig verteilt (c); x-Richtung entspricht der Gleitrichtung; Abstand der Nöpfchen $l_h$ für hexagonale Anordnung und $l_k$ für kubische Anordnung sowie Linienversatz für die hexagonale Anordnung $\Delta y_h$ und $\Delta x_h$ .....	44

Abbildung 3.8: Oberfläche einer lasertexturierten Probe; wie gelasert (a), Debris zur Hälfte abpoliert (b) und Debris entfernt (c); Darstellt sind jeweils konvokalmikroskopische Messungen (oben) und schematische Querschnitte (unten) .....	46
Abbildung 3.9: Bild des Tribometers Plint TE-92 HS (a) sowie Heiztopf mit eingesetztem Pellet (b) .....	47
Abbildung 3.10: Schematische Skizze des Versuchsaufbaus im Tribometer Plint TE-92 HS .....	48
Abbildung 3.11: Schematischer Versuchsablauf des Testprogramms am Tribometer Plint TE-92 HS .....	51
Abbildung 3.12: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit für die letzten drei Rampen einer polierten Referenzoberfläche im Stribeck-Test.....	51
Abbildung 4.1: FIB-Querschnitte der Materialien nach der Probenpräparation für die tribologischen Modellversuche; Stift aus C85 (a) und Scheibe aus 100Cr6 (b) .....	53
Abbildung 4.2: Rasterelektronenmikroskopische Aufnahmen einer ungelautenen (a) Pelletoberfläche und einer ungelautenen Scheibenoberfläche (b) .....	54
Abbildung 4.3: Mittelwert aus zehn Messungen (statische Messung mit Ethylenglycol) für den Kontaktwinkel einer polierten Referenzoberfläche und einer Näpftextur (Texturdaten: 40 µm Durchmesser, 4 µm Tiefe und 10% texturierter Flächenanteil)	55
Abbildung 4.4: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit für Näpftchen mit einem Durchmesser von 15 bis 800 µm im Vergleich zur polierten Referenz (3 MPa Flächenpressung; 100°C Öltemperatur; Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis 0,1; 10% texturierter Flächenanteil).....	57
Abbildung 4.5: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit des Näpftchendurchmessers für Gleitgeschwindigkeiten 50, 200 und 1000 mm/s (3 MPa Flächenpressung; 100°C Öltemperatur; Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis 0,1; 10% texturierter Flächenanteil) .....	59
Abbildung 4.6: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit für Näpftchen mit 40 µm Durchmesser und verschiedenen Tiefen (a) und mit 4 µm Tiefe und verschiedenen Durchmessern (b) (3 MPa Flächenpressung; 100°C Öltemperatur; 10% texturierter Flächenanteil).....	61
Abbildung 4.7: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit für Näpftchen mit einem Durchmesser von 40 µm und einer Tiefe von 4 µm mit	

---

unterschiedlichen texturierten Flächenanteilen (3 MPa Flächenpressung; 100°C Öltemperatur; Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis 0,1) .....	63
Abbildung 4.8: Digitalmikroskopische Aufnahmen verschieden angeordneter und ausgerichteter Nöpfchen; in hexagonaler Anordnung (a) sowie hexagonal angeordnet und um 30° zur Gleitrichtung gedreht (b), in zufälliger (c) und kubischer Anordnung (d) .....	65
Abbildung 4.9: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit für Nöpfchen in unterschiedlicher Anordnung (hexagonal, zufällig, hexagonal um 30° gedreht und kubisch) (3 MPa Flächenpressung; 100°C Öltemperatur; 40 µm Durchmesser; 4 µm Tiefe; Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis 0,1).....	66
Abbildung 4.10: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit in logarithmischer Auftragung für 100°C Öltemperatur (a) sowie für 50°C Öltemperatur (b) (3 MPa Flächenpressung; Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis 0,1; 10% texturierter Flächenanteil).....	68
Abbildung 4.11: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit des Nöpfchendurchmessers für die Gleitgeschwindigkeiten 50 mm/s (a), 100 mm/s (b) und 1000 mm/s (c) jeweils bei Raumtemperatur, 50 und 100°C Öltemperatur (3 MPa Flächenpressung; Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis 0,1; 10% texturierter Flächenanteil) .....	70
Abbildung 4.12: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit unter transienten Bedingungen für eine polierte Referenzoberfläche (a) und eine texturierte Oberfläche mit 40 µm Nöpfchendurchmesser, 4 µm Tiefe und 10% texturiertem Flächenanteil (b) (3 MPa Flächenpressung; 100°C Öltemperatur).....	72
Abbildung 4.13: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit unter transienten Bedingungen während des Beschleunigens für Nöpfchen mit einem Durchmesser von 15 und 800 µm im Vergleich zur polierten Referenzoberfläche (3 MPa Flächenpressung; 100°C Öltemperatur; Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis 0,1; 10% texturierter Flächenanteil).....	74
Abbildung 4.14: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit unter transienten Bedingungen während des Abbremsens für Nöpfchen mit einem Durchmesser von 15 und 800 µm im Vergleich zur polierten Referenzoberfläche (3 MPa Flächenpressung; 100°C Öltemperatur; Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis 0,1; 10% texturierter Flächenanteil).....	75
Abbildung 4.15: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit unter transienten Bedingungen während des Beschleunigens (a) und Abbremsens	

(b) für die verschiedenen Näpftiefen 2, 4 und 8  $\mu\text{m}$  im Vergleich zur polierten Referenzoberfläche (3 MPa Flächenpressung; 100°C Öltemperatur; 40  $\mu\text{m}$  Näpftendurchmesser; 10% texturierter Flächenanteil)..... 77

Abbildung 4.16: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit unter transienten Bedingungen während des Beschleunigens (a) und Abbremsens (b) für die verschiedenen texturierten Flächenanteile 5, 10, 20 und 30% im Vergleich zur polierten Referenzoberfläche (3 MPa Flächenpressung; 100°C Öltemperatur; 40  $\mu\text{m}$  Näpftendurchmesser; 4  $\mu\text{m}$  Näpftentiefe)..... 79

Abbildung 4.17: Elektronenmikroskopische Aufnahmen nach tribologischer Beanspruchung einer geschliffenen Scheibe (a), eines polierten Pellets (b), einer Oberfläche mit 40  $\mu\text{m}$  Näpfchen (c) sowie einer Oberfläche mit 50  $\mu\text{m}$  Näpfchen (d) ..... 80

Abbildung 5.1: Zusammenfassende Darstellung der Einflussfaktoren auf die Senkung der Reibung durch mikrotexturierte Oberflächen..... 83

Abbildung 5.2: Vergleich der optimalen Textur mit der polierten Referenzoberfläche ..... 84

Abbildung 5.3: Gesamtvolumen der Näpfchen eines Pellets mit 8 mm Durchmesser aufgetragen in Abhängigkeit des Näpftendurchmessers ..... 86

Abbildung 5.4: Elektronenmikroskopische Aufnahme eines Näpfchens mit kleinen Verschleißpartikeln ..... 89

Abbildung 5.5: Schematische Darstellung des analytischen RSS-Modells ..... 90

Abbildung 5.6: Druck berechnet durch das RSS-Modell in Abhängigkeit von der Schmierfilmdicke und des Näpftendurchmessers für ein einzelnes Näpfchen ..... 92

Abbildung 5.7: Druck für ein einzelnes Näpfchen berechnet durch das RSS-Modell in Abhängigkeit vom Näpftendurchmesser für ein verschiedene Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnisse ..... 94

Abbildung 5.8: Effizienz  $E ((\mu_{\text{pol}}-\mu_{\text{tex}})/\mu_{\text{pol}})$  für eine Auswahl an Texturen bei einer Öltemperatur von 100°C und einer Flächenpressung von 3 MPa; Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis: 0,1; texturierter Flächenanteil: 10%..... 97

Abbildung 5.9: Effizienz  $E ((\mu_{\text{pol}}-\mu_{\text{tex}})/\mu_{\text{pol}})$  für eine Auswahl an Texturen bei einer Öltemperatur von 50°C und einer Flächenpressung von 3 MPa; Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis: 0,1; texturierter Flächenanteil: 10%..... 98

Abbildung 5.10: Effizienz  $E ((\mu_{\text{pol}}-\mu_{\text{tex}})/\mu_{\text{pol}})$  für die Textur mit 40  $\mu\text{m}$  Näpftendurchmesser bei 100°C sowie die Textur mit 200  $\mu\text{m}$

---

Näpfchendurchmesser bei 50°C; Flächenpressung von 3 MPa; Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnis: 0,1; texturierter Flächenanteil: 10%.....	99
Abbildung 5.11: Schematische Darstellung eines Texturelements mit eingezeichneten geometrischen Parametern und Strömungsrichtung .....	100
Abbildung 5.12: Summe der angeströmten Näpfchenkanten S aufgetragen in Abhängigkeit des Näpfchendurchmessers .....	102
Abbildung 5.13: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit des texturierten Flächenanteils bei den Gleitgeschwindigkeiten 50, 200 (40 µm Näpfchendurchmesser; 4 µm Näpfchentiefe; 3 MPa Flächenpressung; 100°C Öltemperatur) .....	105
Abbildung 5.14: Effizienz E von Texturen mit 40 µm Durchmesser, 4 µm Tiefe und unterschiedlichem texturiertem Flächenanteil aufgetragen in Abhängigkeit von der Gleitgeschwindigkeit (3 MPa Flächenpressung; 100°C Öltemperatur).....	106
Abbildung 5.15: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit des Tiefe-zu-Durchmesser Verhältnisses (d/w) für Näpfchen mit verschiedenen Kombinationen aus Durchmesser und Tiefe bei 200 mm/s Gleitgeschwindigkeit (3 MPa Flächenpressung; 100°C Öltemperatur; 10% texturierter Flächenanteil) .....	107
Abbildung 5.16: Dimensionslose Druckverteilung im Schmierfilm aus numerischer Simulation; Näpfchendurchmesser: 200 µm, Näpfchentiefe: 5 µm; texturierter Flächenanteil: 10,4%, Gleitgeschwindigkeit: 220 mm/s; Schmierfilmdicke: mindestens 2 µm [79].....	109
Abbildung 5.17: Durchschnittlicher dimensionsloser hydrodynamischer Druck als Funktion des Winkels zwischen Gleitrichtung und Dimpelreihe (texturierter Flächenanteil: 30%) [80].....	110
Abbildung 5.18: Vergleich der Effizienz einer Mikrotextur (10% texturierter Flächenanteil, 40 µm Näpfchendurchmesser und 4 µm Näpfchentiefe) unter stationären mit transienten Bedingungen .....	114

## Anhang A1

Tabelle 7.1: Übersicht der verwendeten Laserparameter

Durchmesser w [ $\mu\text{m}$ ]	Tiefe d [ $\mu\text{m}$ ]	Verwendetes Layout [-]	Pulswiederhol- rate [kHz]	Leistung [%]	Markier- geschwindigkeit [mm/s]	Resultierender Pulsabstand [ $\mu\text{m}$ ]
15	1,5	Einzelpulse	65	13,9	2936,05	45,17
30	3,0	Einzelpulse	20	16,3	1807	90,35
40	2,0	Einzelpulse	20	40	2409	120,45
40	4,0	Einzelpulse	20	23,3	2409	120,45
40	8,0	Einzelpulse	20	43,5	2409	120,45
45	4,5	Einzelpulse	20	11,4	2710	135,52
50	5,0	Einzelpulse	20	41,4	3011	150,55
80	8,0	Archimedische Spiralen	80	13	100	1,25
100	10,0	Archimedische Spiralen	80	15,3	200	2,50
150	15,0	Archimedische Spiralen	80	15,4	200	2,50
200	20,0	Archimedische Spiralen	80	15,4	200	2,50
200	4,0	Archimedische Spiralen	80	15,4	200	2,50
300	30,0	Gekreuzte Linien	25	21,7	625	25,00
500	50,0	Gekreuzte Linien	20	25	500	25,00
800	80,0	Gekreuzte Linien	20	26,5	500	25,00