



**TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN**

Diplomarbeit

Tribologische Untersuchung ausgewählter Ottokraftstoff-Ethanolgemische

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines

Diplom-Ingenieurs

unter der Leitung von

Univ.-Prof. Dr. Carsten Gachot

(E307-02-3 Institut für Konstruktionswissenschaften und Produktentwicklung, Forschungsbereich
Maschinenelemente und Luftfahrtgetriebe, Forschungsgruppe Tribologie)

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von:

David Prünner, BSc.

1125299 (066 482)

Hauptstraße 123-129/2/2

7033, Pöttsching

Wien, im April 2019

David Prünner



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN

Ich habe zur Kenntnis genommen, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

Diplomarbeit

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Ich erkläre weiters Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen selbstständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, genannt habe.

Weiters erkläre ich, dass ich dieses Diplomarbeitsthema bisher weder im In- noch Ausland (einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, im April 2019

David Prünner

Kurzfassung

Die vorliegende Diplomarbeit beschäftigt sich mit der Bewertung des Reibungs- und Verschleißverhaltens Kraftstoff-geschmierter Stahlkontakte. Anders als für Schmierfähigkeitsuntersuchungen von Dieselmotorkraftstoffen sind keine standardisierten Testmethoden für Otto- und Ethanolkraftstoffe sowie deren Mischungen bekannt. Aus diesem Grund wurde für die tribologische Untersuchung der Kraftstoffe ein SRV-Tribometer (Schwing-Reib-Verschleiß-Tribometer) modifiziert. Die Reibungs- und Verschleißbewertung der Kraftstoffe erfolgt unter Variation der Ethanol- und Wasserkonzentration anhand klassischer Kennzahlen. Die Erhöhung der Ethanolkonzentration im Kraftstoff bei geringem Wassergehalt zeigt gegenüber dem reinen Ottokraftstoff eine reibungs- und verschleißmindernde Wirkung. Bei mittleren Wassergehalten wurde diese Wirkung nur teilweise beobachtet. Bei hohen Wassergehalten in ethanolhaltigen Kraftstoffen konnte keine Reibungs- oder Verschleißreduktion gegenüber dem Ottokraftstoff beobachtet werden.

Abstract

This diploma thesis deals with measurements of friction and wear behavior of fuel lubricated steel contacts. In contrast to diesel fuel, there is no standardised test method for the determination of gasoline or ethanol fuel lubricity. Therefore an conventional SRV tribometer has been modified for the tribological investigation of selected fuels. Friction and wear measurements have been carried out under varying ethanol and water concentration in fuels. Higher ethanol content in non-hydrogenous fuels resulted in friction and wear reduction compared to gasoline, whereas increasing water content in blends led to an increase of both friction and wear.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Allgemeines und Motivation	1
1.2	Zielsetzung	2
2	Grundlagen	3
2.1	Tribologie	3
2.1.1	Aufgaben und Bedeutung der Tribologie	3
2.1.2	Tribologische Beanspruchung und Systeme	4
2.2	Reibung	7
2.2.1	Reibungsarten	9
2.2.2	Reibungszustände	9
2.2.3	Reibungsmechanismen	10
2.3	Verschleiß	11
3	Methodik	14
3.1	Tribometrie	14
3.1.1	Schwing-Reib-Verschleißprüfung mittels SRV-Tribometer	15
3.1.2	Prüfkörper, Prüfkörperhalter und Parameterwahl	16
3.1.3	Werkstoff der Prüfkörper	19
3.1.4	Reibungs- und Verschleißbewertung	21
3.1.5	Verwendete Kraftstoffe	22
3.2	Analytik	24
3.2.1	Auffichtmikroskop	24
3.2.2	Konfokales Weißlichtmikroskop	24
4	Ergebnisse	26
4.1	Versuchsmethodenoptimierung	26
4.1.1	Interaktion des Prüfmediums mit der Umgebung	26
4.1.2	Triboversuche ohne Balg	27

4.1.3	Versuche mit Balg: Wiederhol- und Vergleichbarkeit der Versuche	29
4.1.4	Reibzahleinfluss des Balgs	31
4.1.5	Druckaufbau im Balg	34
4.1.6	Feinoptimierung der Belastung im Kontaktpunkt	35
4.2	Bewertung der Kraftstoffe	41
4.2.1	Ethanolgehaltsvariation bei geringem Wassergehalt	43
4.2.2	Ethanolgehaltsvariation bei mittlerem Wassergehalt	46
4.2.3	Ethanolgehaltsvariation bei hohem Wassergehalt	49
5	Zusammenfassung und Diskussion	51
A	Anhang	57
A.1	Reibzahlkurven Kraftstoffbewertung bei minimalem Wassergehalt	57
A.2	Reibzahlkurven Kraftstoffbewertung bei mittlerem Wassergehalt	60
A.3	Reibzahlkurven Kraftstoffbewertung bei maximalem Wassergehalt	63

Abbildungsverzeichnis

1	Tribologisches System mit den kennzeichnenden Elementen [33]	6
2	Reibungsarten bei Bewegungsreibung nach der Kinematik [11]	9
3	Erweitertes Stribeck-Diagramm mit den Reibungszuständen I bis V für Radialgleitlager. Rechte Teilbilder mit den Parametern Belastung F_N und dynamische Ölviskosität η [33]	10
4	Grundlegende Reibungsmechanismen bei mikroskopischer Betrachtungsweise, adaptiert aus [11]	11
5	Schematischer Aufbau technischer Werkstoffgrenzsichten mit Schichtdickenangaben zur Orientierungshilfe [33]	12
6	Grundverschleißmechanismen bei tribologischer Beanspruchung [33]	13
7	Typische Verschleißbilder einer Ventilplatte nach der Dauerlauferprobung: a) Gesamtbild einer Ventilplatte mit konzentrischem Verschleißring, b) und c) vergrößerte Darstellung des Verschleißbildes, d) Schematische Darstellung der Kontaktsituation während des Ventilschließvorgangs; Quelle: Vom Projektpartner bereitgestelltes Material	16
8	Schematische Darstellung der Testzelle des Tribometers bei linearoszillierender Bewegungsführung und einer Kugel-Scheibe-Probenpaarung; Quelle: adaptiert aus dem Betriebshandbuch SRV, Optimol Instruments . .	17
9	Kontrolle der Planparallelität zwischen Ventilplatte a) und Probenhalter bzw. Adapter b)	19
10	Erläuterung der Werkstoffbeschreibung des Probenkörpers auf Basis der DIN EN 10027	20
11	Lichtmikroskopische Aufnahmen: Werkstoffgefüge des Probenkörpers bei verschiedenen Vergrößerungen	21
12	Beispielbild einer Verschleißmarke am Pilz zur Ermittlung des mittleren Verschleißmarkendurchmessers	22
13	3D Topographie der Pilzprobe nach Entfernen der Kugelform: Erfassung der Daten mit Leica 3D DCM und Weiterverarbeitung dieser erfolgte mit der Datenverarbeitungssoftware Leica Map	26
14	Versuche E100 zur Bewertung der Schmierfähigkeit des Mediums ohne räumlicher Abkapselung gegenüber der Umgebung	28

15	Versuch mit E0 zur Bewertung der Schmierfähigkeit des Mediums ohne räumlicher Abkapselung gegenüber der Umgebung	28
16	Wiederholbarkeit der Versuche mit Balg	30
17	Quantifizierung und Vergleich des Verschleißes am Pilz anhand des mittleren Verschleißmarkendurchmessers MWSD (mean wear scar diameter) anhand der Versuche mit und ohne Balg	31
18	Einfluss des Balgs auf die Reibzahl	32
19	Widerstandskraftkennlinie des Balgs	34
20	Mittels Kraftmessdose gemessene Normkraftabweichung in der Kontaktstelle bei 5 N und 10 N eingestellter Belastung am Tribometer	36
21	Schematische Darstellung des Testaufbaus - Bild oben: ideale Arbeitsposition des Messaufbaus bei entspannter Lage der Blattfedern: a) Reibkraftsensoren (Piezo-basierend), b) Aufnahmeblock, c) Distanzscheibe, d) Kraftmessdose, e) oberer Probenkörper, f) oberer Probenhalter, g) Druckfederbelasteter Normkraftaktuator, h) Joch, i) Federblatt, j) DMS, k) Lagerung/Antrieb; Bild unten: Um Δx höhenversetztes Joch, das zur Verformung der Federplättchen/Blattfeder i) führt	38
22	Federkennlinie der Blattfedern zur Ermittlung der durch die Verspannung der Blattfedern hervorgerufenen Zusatzbelastung im Kontaktpunkt	39
23	Schematische Darstellung des Kräftekollektivs bei der Feinoptimierung der Belastung im Kontaktpunkt; F_E ...ursprünglich eingestellte Belastung am Tribometer, F_K ... Belastung im Kontaktpunkt bei ursprünglich eingestellter Belastung, R ...Reduktion der am Tribometer einzustellenden Belastung nach Ermittlung der Belastungsabweichung vom Sollwert, F_{Eneu} ... neu eingestellte Belastung am Tribometer, F_{Ks} ... Sollbelastung in der Kontaktstelle	40
24	Schematische Darstellung des finalen Testaufbaus am SRV-Tribometer	41
25	Abbildung des modifizierten Testaufbaus am SRV-Tribometer	42
26	Vergleich der Kraftstoffe anhand des MWSD und der Reibzahl bei geringem Wassergehalt	43
27	Reibzahlkurven der Erstversuche bei geringem Wassergehalt	44
28	Vergleich der Kraftstoffe anhand des MWSD und der Reibzahl bei geringem Wassergehalt	45
29	Vergleich der Kraftstoffe anhand des MWSD (links) und des Verschleißvolumens (rechts) bei mittlerem Wassergehalt	46

30	Reibzahlkurven ausgewählter Kraftstoffe bei mittlerem Wassergehalt; Links: Reibzahlkurven der Doppelversuche mit dem Kraftstoff E60; Rechts: Reibzahlkurven der Doppelversuche der Medien E85 und E100	48
31	Vergleich der Verschleißbilder auf Pilz (jeweils linke Spalte) und Platte (jeweils rechte Spalte) anhand von Lichtmikroskopaufnahmen bei geringem und mittlerem Wassergehalt	48
32	Vergleich der Kraftstoffe anhand des MWSD und der Reibzahl bei geringem Wassergehalt	49
33	Vergleich der Kraftstoffe anhand der Verschleißvolumina und der k-Faktoren bei geringem Wassergehalt	50
34	Reibzahlkurven ausgewählter Versuche bei hohem Wassergehalt	50
35	Vergleich der Verschleißbilder auf Pilz (jeweils linke Spalte) und Platte (jeweils rechte Spalte) anhand von Lichtmikroskopaufnahmen bei geringem und hohem Wassergehalt	51
36	Übersicht der mittleren Verschleißvolumina von Kraftstoffen unterschiedlicher Ethanol- und Wassergehalte	56
37	Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Basiskraftstoff E0	57
38	Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Kraftstoffgemisch E10	57
39	Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Kraftstoffgemisch E30	58
40	Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Kraftstoffgemisch E60	58
41	Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Kraftstoffgemisch E85	59
42	Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Basiskraftstoff E100	59
43	Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Kraftstoffgemisch E10	60
44	Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Kraftstoffgemisch E30	60
45	Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Kraftstoffgemisch E60	61

46	Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Kraftstoffgemisch E85	61
47	Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Basiskraftstoff E100	62
48	Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Kraftstoffgemisch E10	63
49	Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Kraftstoffgemisch E30	63
50	Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Kraftstoffgemisch E60	64
51	Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Kraftstoffgemisch E85	64
52	Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Basiskraftstoff E100	65

Tabellenverzeichnis

1	Versuchsparameter SRV-Tests	17
2	Kontaktpressungsbetrachtungen	18
3	Chemische Zusammensetzung des Werkstoffs X90CrMoV18 (Massenanteil in % nach DIN EN 10088-3)	20
4	Auflistung getesteter Kraftstoffe	23
5	Einfluss des Balgs auf die Reibzahl	33
6	Kraftinduzierung zufolge des Druckaufbaus im Balg	35
7	Vergleich Tribometer set-up NEU und Standard: Massen einzelner Kompo- nenten und daraus resultierender, induzierter Gewichtskräfte im Kontakt- punkt	37

1 Einleitung

1.1 Allgemeines und Motivation

Das Automobil ist eines der größten Erfindungen der Menschheit. Mit der Entwicklung des Automobils wurde eine Bewegungsfreiheit geschaffen, auf die wegen der individuellen und flexiblen Einsetzbarkeit des Autos bis heute am meisten zurückgegriffen wird. Der klar überwiegende Teil von Kraftfahrzeugen wird durch Verbrennung von erdölbasierten Kraftstoffen betrieben [28]. Dieser Verbrennungsprozess zählt zu einem der wichtigsten Energieumwandlungsprozessen, wo chemische Energie in mechanische umgewandelt wird, weshalb der Mensch dadurch stark von fossilen Brennstoffen abhängig ist [6]. Ein großer Nachteil der Fahrzeuge, die mit fossilen Brennstoffen betrieben werden, ist, dass durch die Verbrennung des Kraftstoffes umweltbelastende Stoffe wie CO_2 als Abgas in die Atmosphäre emittiert werden [31]. Der steigende Weltenergiebedarf [6], die Notwendigkeit CO_2 -Emissionen zu reduzieren, die steigenden Kraftstoffpreise [26] und die Tatsache, dass fossile Brennstoffe beschränkte Ressourcen sind, dessen Reserven stetig reduziert werden [7], erfordern einen verstärkten Einsatz von alternativen Kraftstoffen [28], [32]. Als wichtigster Erdölersatz für den Mobilitätsbereich wird Ethanol gesehen [28], da Ethanol zu den Biokraftstoffen zählt, die aus unterschiedlichen Rohstoffquellen der Agrarwirtschaft gewonnen werden können [19]. Bereits in vielen Ländern kommt Ethanol als Kraftstoff oder -zusatz zum Einsatz. Die meisten Fahrzeuge werden mit 10-15 % Ethanolanteil betrieben [19], da diese keine technisch aufwendigen Änderungen am Fahrzeug erfordern [31]. Höhere Ethanolkonzentrationen im Treibstoff erlauben Fahrzeuge mit speziellen Biokraftstoff-Motoren, die vor allem in Brasilien produziert und verkauft werden und daher auch wesentlich zur Reduktion der CO_2 -Emissionen beitragen [19]. Die Verwendung von Ethanol als alternativen Treibstoff stellt Entwicklungsingenieure der Automobilindustrie jedoch vor neue Herausforderungen. Benzinpumpen und andere Komponenten des Kraftstoffversorgungssystems werden durch den Kraftstoff selbst geschmiert, weshalb die Verwendung derartiger Kraftstoffe starke Auswirkungen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von rein kraftstoffgeschmierten Systemen hat [2]. Ethanolhaltige Kraftstoffe werden mit der Korrosion von in Kraftfahrzeugen verwendeten Materialien assoziiert, wobei die Korrosionsneigung stark von der Kraftstoffzusammensetzung abhängt. Auch wenn es zum Wassergehalt im Kraftstoff wenig Studien gibt, gehört Wasser im Treibstoff zu den Elementen, die das Korrosionsverhalten der Materialien beeinflussen [16].

1.2 Zielsetzung

Ethanolhaltige Kraftstoffe stellen einen neuen Markt an kritischen Kraftstoffen dar. Der chemische Einfluss dieser kritischen Kraftstoffe auf das Verschleißverhalten spezifischer Bauteile in der Hochdruckpumpe (z.B. Ein-, Aus- und Druckbegrenzungsventil) ist nicht vollständig untersucht und verstanden. Um diese Fragestellung zu klären, soll eine einfache geometrische und normierte Modell-Verschleißprüfung (z.B. Kugel-Platte) ausgewählt und den Anforderungen gemäß optimiert werden, damit tribologische Untersuchungen unter Medieneinfluss zielführend durchgeführt werden können. Primäres Ziel dieser Arbeit ist es, den Einfluss des Wasser- und Ethanolgehaltes der Kraftstoffe auf das Schmier- und Verschleißverhalten zu untersuchen und kritische Kraftstoffmischungen zu identifizieren. Um die Ergebnisse zwischen Modell und Realsystem vergleichbar zu machen, soll die Modell-Verschleißprüfung den gleichen Verschleißmechanismus abbilden wie die Bauteile in der Hochdruckpumpe. Auch das Last- und Reibleistungsniveau in der Modell-Verschleißprüfung soll in etwa dem der entsprechenden Baugruppen in der Hochdruckpumpe entsprechen.

Zunächst sollen Reibungs- und Verschleißmechanismen des Realsystems Ventilplatte und Ventilsitz in einem Modelltest so realitätsnah wie möglich abgebildet werden. Nachdem ein geeigneter Modelltest aufgesetzt wurde, soll eine Bewertung des Reibungs- und Verschleißverhaltens einer kraftstoffgeschmierten Stahlpaarung erfolgen. Dazu werden der Ethanolgehalt, sowie der Wassergehalt im Kraftstoff variiert. Als klassische Kennzahlen zur Bewertung dienen die Reibzahl, die Größe der Verschleißflächen, sowie das Verschleißvolumen und eine abgeleitete Kenngröße, nämlich der volumetrische Verschleißkoeffizient.

2 Grundlagen

2.1 Tribologie

Die *Tribologie* ist die Lehre von der Reibung, der Schmierung und dem Verschleiß an Reibstellen [1] und zählt zu einem relativ jungen Wissenschafts- und Technikgebiet. Sie hat sich erst Mitte des 20. Jahrhunderts nach einer Studie zur volkswirtschaftlichen Bedeutung von Reibung und Verschleiß entwickelt [11]. In der Studie erschien erstmals das auf Basis von David Tabors Arbeiten [24] abgeleitete Wort Tribologie und wurde folgendermaßen definiert [11]:

Tribologie ist die Wissenschaft und Technik von Wirkflächen in Relativbewegung und zugehöriger Technologien und Verfahren.

Verschleiß ist einer der größten Ursachen für Materialverschwendung und Verlust an mechanischer Leistung in Systemen. Reibung wiederum tritt hauptsächlich als Folge von Verschleiß und Energiedissipation auf. Schätzungen zufolge wird etwa ein Drittel der gesamten derzeit verwendeten Weltenergieressourcen benötigt, um Reibung zu überwinden [13], [14], [35]. Daher ist es verständlich, dass durch die Reduktion von Reibung in vielen Bereichen eine große Kosteneinsparung erreicht werden kann. Durch Einführung neuer Oberflächen, neuer Materialien und Schmierungstechniken zur Reduktion von Reibung und Verschleiß könnten Energieverluste global und auf lange Sicht betrachtet um 40 % reduziert werden, wobei größte Einsparungspotentiale auf kurze Sicht im Transportbereich (20 % in den nächsten acht Jahren) vorstellbar sind [14]. Bis heute gilt das Wort *Tribologie* als relativ neu und ihre Bedeutung, gemeinsam mit ihren Aufgaben, ist dem Großteil der Bevölkerung fremd, weshalb diese im Folgenden kurz erläutert werden [35].

2.1.1 Aufgaben und Bedeutung der Tribologie

Die meisten Menschen sind sich dem großen Ausmaß, in welchem die Tribologie unser Alltagsleben berührt, nicht bewusst [35]. Um die Frage zu beantworten, warum in Relativbewegung zueinander stehende Wirkflächen bzw. Oberflächen eine große Bedeutung haben, beleuchtet Horst Czichos in seinem Buch [11] einige grundlegende Aspekte zur Darstellung der Bedeutung von Tribologie in Wissenschaft, Technik und Wirtschaft. Eingangs kurz erwähnt, entsteht Reibung zufolge von Verschleiß und Energiedissipationen, weshalb die Aufgabe der Tribologie aus wissenschaftlicher Sicht die Erforschung der Mechanismen und Pfade von Energiedissipationen in Reibkontakten, sowie der auslösenden Prozesse der zum Verschleiß führenden Materialveränderungen ist. Es werden viele Anstrengungen

zur Generierung einer einheitlichen Betrachtungsweise in Bezug auf das Gebiet der Tribologie unternommen. Dieses Vorhaben ist jedoch recht schwer umzusetzen, da sich das Wissenschaftsgebiet in mehrere unterschiedliche Disziplinen der Wissenschaft unterteilen lässt und Arbeiten in diesen Bereichen alleine schon sehr umfangreich sind und teilweise mehrjährige akademische Ausbildung erfordern. Zu den großen Hauptdisziplinen, welche der Tribologie zugeordnet werden können, zählen die klassische Physik, die Festkörpermechanik, die Strömungsmechanik, die Materialwissenschaften und die Chemie [22]. Weitere Bedeutung findet die Tribologie in vielen Bereichen der Technik und der dazugehörigen Ingenieurwissenschaften. Viele Aufgaben der Technik – von der Bewegungsmechanik bis zur Produktionstechnik – können nur durch Wirkflächen in Relativbewegung, d. h. durch Tribotechnik, realisiert werden, weshalb heutzutage kein Weg von einer Einbeziehung des Gebiets der Tribologie in Bereichen wie bspw. der Entwicklung, der Konstruktion, der Fertigung oder der Wartung und Instandhaltung mechanischer Systeme vorbeiführt. Der Hauptgrund dafür ist, dass die Tribotechnik in genannten und vielen weiteren Bereichen der Technik zur Erhöhung von Leistung und dem Wirkungsgrad, zur Verbesserung von Qualität, Zuverlässigkeit und Gebrauchsdauer, zur Energie- und Materialeinsparung, sowie zur Verminderung von Umweltbelastungen beitragen kann. Unschwer zu erkennen ist, dass durch die verstärkte Forschung und Anwendung tribologischer Kenntnisse und Optimierungen technischer Systeme wiederum in einer großen wirtschaftlichen Bedeutung durch enorme Einsparungspotentiale resultieren, welche durch Studien in verschiedenen Industrieländern aus mehreren Jahrzehnten belegt werden [11]. Im heutigen globalen Wettbewerb entscheiden kleinste Unterschiede bei Kosten, Qualität und Verfügbarkeit von Produkten darüber, ob ein Unternehmen wettbewerbsfähig ist und bleibt, oder im Wettbewerb am globalen Markt zum Scheitern verurteilt ist.

2.1.2 Tribologische Beanspruchung und Systeme

Bei einer tribologischen Belastung handelt es sich nach DIN 50 323-1 um eine Belastung, die durch Relativbewegung und Wechselwirkungen von Oberflächen unter Einfluss von Kräften gekennzeichnet ist [17] und durch das Einwirken von Eingangs- und Störgrößen auf die Systemstruktur hervorgerufen [30] wird. Anders als bei der Auslegung eines Bauteiles bei mechanischer und mechanisch-thermischer Beanspruchung nach Festigkeitsgesichtspunkten, die sich vor allem auf das Bauteilvolumen beziehen, müssen durch tribologische Beanspruchung irreversible tribologische Prozesse in der Grenzschicht berücksichtigt werden [33]. Reibung und Verschleiß sind demnach keine Materialeigenschaften und können nicht durch einfache Werkstoffkenndaten, wie Härte oder Elastizitätsmodul, gekennzeichnet werden [11]. Dynamisch physikalische und chemische Mechanismen

von Reibung und Verschleiß und Grenzflächenvorgänge sind als Prozesse zusammengefasst, die während einer tribologischen Beanspruchung auftreten und von einer Vielzahl von Parametern beeinflusst werden [30], [33]. Die tribologische Beanspruchung ist eine komplexe Beanspruchungsart, die durch dynamisch-mechanische Beanspruchung mit sekundären thermischen, tribotechnischen, tribochemischen, tribophysikalischen und/oder anderen Reaktionen zwischen den beteiligten Strukturelementen verbunden ist [17]. Aus diesem Grund resultiert die Erkenntnis, dass Reibung und Verschleiß keine Materialeigenschaften, sondern „Systemeigenschaften“ sind [11]. Daher ist bei der Bearbeitung von Reibungs- und Verschleißproblemen die Analyse des „Tribologischen Systems“ von großer Bedeutung [30] und ermöglicht die Charakterisierung von Reibung und Verschleiß als Systemkenngröße [11]. Das tribologische System oder auch Tribosystem genannt, ist nach Arbeitsblatt 7 der Gesellschaft für Tribologie [12] wie folgt definiert:

Das tribologische System beinhaltet alle an einer tribologischen Beanspruchung beteiligten stofflichen Komponenten und ihre Eigenschaften mit den sich bei ihnen ergebenden Veränderungen sowie die für die Beanspruchung charakteristischen Vorgänge und Größen.

Technische Systeme sind im Allgemeinen durch ihre Funktion gekennzeichnet und dienen der Leitung und/oder Veränderung von Energie, Stoffen und Signalen [11], [30]. Abhängig von der funktionellen Hauptaufgabe können tribologische Systeme daher primär in energieumsetzende, informationsumsetzende und stoffumsetzende tribologische Systeme unterteilt werden. Die Grundstruktur eines tribologischen Systems nach DIN 50 320 besteht aus vier Elementen [11], [17], [30]. Zwei der vier Elemente bilden der feste Grundkörper (1) und der feste, flüssige oder gasförmige Gegenkörper (2) (Bild 1). Die beiden anderen Elemente entsprechen dem Zwischenstoff (3a) und dem Umgebungsmedium (3b) (Bild 1). Die Systemfunktion von Tribosystemen wird über die Wirkflächen der beteiligten Elemente realisiert, die mit ihren Eigenschaften die Systemstruktur beschreiben. Reibung und Verschleiß entsteht in Abhängigkeit vom auf das System wirkende Beanspruchungskollektiv (Kräfte, Geschwindigkeit, Beanspruchungsdauer, Temperatur) und der Systemstruktur mit den stofflichen Eigenschaften der beteiligten Komponenten [11], [30]. Eine Unterteilung eines tribologischen System samt seiner kennzeichnenden Eigenschaften sind in Bild 1 vereinfacht dargestellt und im Folgenden beschrieben [11], [12], [30], [33]:

- (i) Funktion: Die Funktion eines tribologischen Systems ist die Umsetzung von Eingangsgrößen wie Bewegungsart, Bewegungsablauf, Belastung, Geschwindigkeiten und Beanspruchungsdauer in technisch nutzbare Ausgangsgrößen wie Kraft, Drehmoment, Bewegung oder Signalgrößen. Abhängig von der Aufgabe des Systems können diese unterteilt werden in:

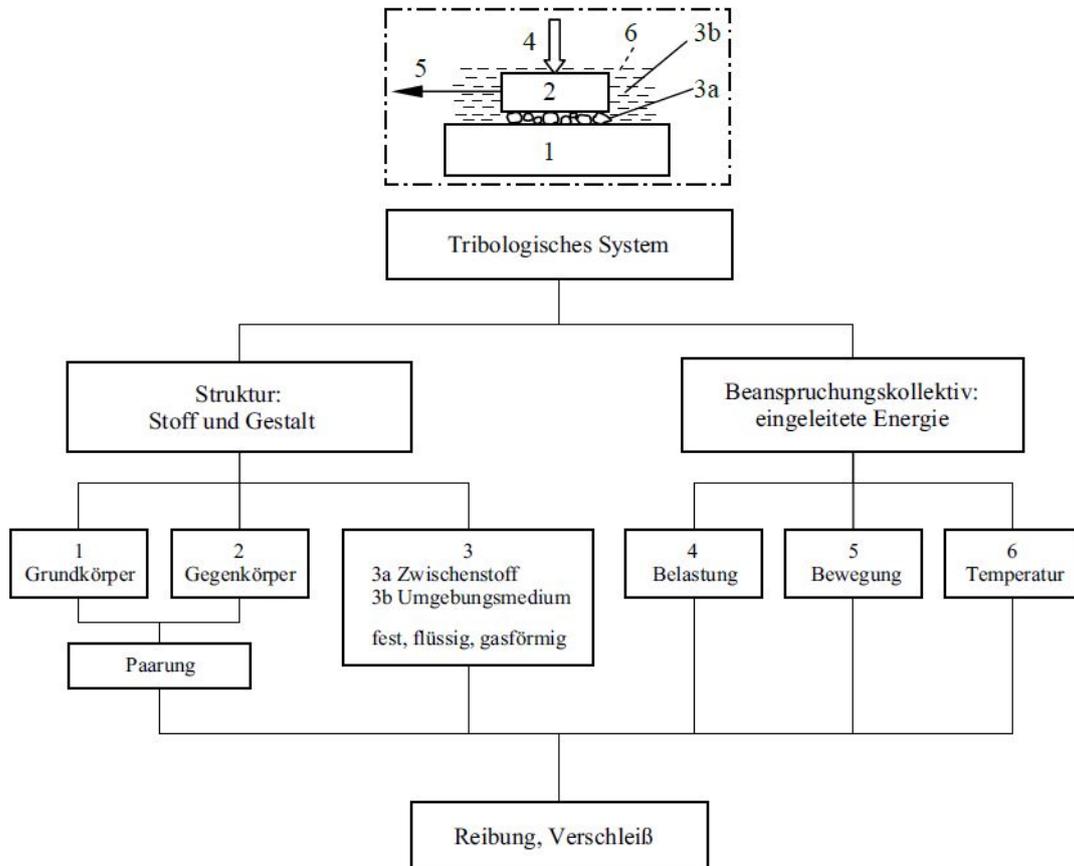


Bild 1: Tribologisches System mit den kennzeichnenden Elementen [33]

- Energieumsetzende Systeme: Als Beispiele für energieumsetzende Systeme können im Maschinenbau Lager und Führungen zur Aufnahme und Weiterleitung von Kräften, Getriebe zur Energieübertragung oder Bremsen zur Bewegungshemmung angeführt werden.
 - Informationsumsetzende Systeme: Kommen vorwiegend in der Informationstechnik zur Übertragung von Information vor. Computer-Festplattenlaufwerke als Speichertechnologien oder Schaltrelais zur Signalverarbeitung können als Beispiele für informationsumsetzende tribologische Systeme angeführt werden.
 - Stoffumsetzende Systeme: Sind beispielsweise Rohrleitungen zum Transport von Stoffen oder Walzen zum Umformen von Werkstücken.
- (ii) Beanspruchungskollektiv: Kann im Sinne des Energieeintrags als Eingangsgröße betrachtet werden, fasst die technisch-physikalischen Beanspruchungsparameter als Funktion der Zeit zusammen und bildet sich aus:
- Belastung (4): Für die Belastung wird im Allgemeinen die Normalkraft heran-

gezogen.

- Bewegung (5):

* Bewegungsart und zeitlicher Bewegungsablauf: Die Bewegungsart lässt sich häufig auf einer der Grundbewegungsarten wie Gleiten, Rollen, Bohren, Stoßen oder Strömen zurückführen.

* Geschwindigkeiten: Bei der Betrachtung des Beanspruchungsparameters können sowohl Relativgeschwindigkeiten der Reibkörper, als auch die Fördergeschwindigkeit des Schmierstoffs oder der Schlupf eine bedeutende Rolle spielen:

* Bewegungsdauer

- Temperatur (6): Im Betrieb einstellende Reibkörpertemperaturen und aktuelle Reibkontakttemperaturen sind von entscheidender Bedeutung, wobei letzteres nicht gemessen werden kann.

(iii) Struktur: Besteht aus Grundkörper (1), Gegenkörper (2), Zwischenstoff (3a) und Umgebungsmedium (3b). Bereits geringe Abweichungen von der Spezifikation können das tribologische Verhalten entscheidend beeinflussen. Strukturbildende Elemente einschließlich ihrer Eigenschaften und Wechselwirkungen können unterteilt werden in:

- am Verschleiß beteiligte Elemente

- Eigenschaften der Elemente (Gefüge, Härte, Viskositäten, ...)

- Wechselwirkungen der Elemente (thermische, tribochemische, tribophysikalische, ...)

(iv) Reibungs- und Verschleißkenngrößen: Verschleißerscheinungsformen sind oft die einzigen Hinweise auf die im Mikrokontakt wirksam gewesenen Verschleißmechanismen, weshalb stofflichen Wechselwirkungen zwischen den strukturbildenden Elementen in Verbindung mit dem Beanspruchungskollektiv größte Bedeutung für die Interpretation von Ergebnissen oder Schäden zukommt.

2.2 Reibung

Üben zwei berührende Stoffbereiche eine Relativbewegung zueinander aus, so entsteht ein Widerstand, der entgegengesetzt der eingeleiteten Relativbewegung wirkt. Dieser Widerstand wird als Reibung definiert. Bei der Reibung zwischen den Stoffbereichen tritt

stets Energiedissipation auf und es wird grundsätzlich zwischen äußerer und innerer Reibung unterschieden. Äußert sich der Bewegungswiderstand verschiedener berührender Festkörper gegen die Einleitung der Relativbewegung (statische Reibung oder Ruhereibung) oder der Aufrechterhaltung dieser (dynamische Reibung oder Bewegungsreibung), so spricht man von äußerer Reibung. Bei äußerer Reibung treten im Allgemeinen verschiedene Prozesse auf, bei denen im Wesentlichen Adhäsions-, Abrasions-, elastisch-plastische Deformations- und Bruchvorgänge wirksam und für die Energiedissipation verantwortlich sind. Gehören die sich berührenden Stoffbereiche nur zu einem Reibkörper, so spricht man von innerer Reibung oder Viskosität von Stoffen [11], [30], [33], [35].

Erste wissenschaftliche Untersuchungen zur Reibung erfolgten im 15. Jahrhundert durch Leonardo da Vinci [24], [33]. Oft werden Da Vincis damalige Beobachtungen, dass (a) Reibung proportional zum Gewicht und (b) Reibung unabhängig von der Kontaktfläche ist, als die ersten wichtigen Beiträge zur Physik der Festkörperreibung betrachtet [29]. Seine Beobachtungen wurden jedoch nur in seinen Notizen festgehalten und knapp 200 Jahre später vom französischen Physiker Guillaume Amontons wiederentdeckt und erstmalig publiziert, weshalb sie heute als die Amontons'schen Gesetze bekannt sind und den ersten und zweiten Gesetzen der Reibung entsprechen. Ein drittes Gesetz der Reibung wurde acht Jahre später von Charles Augustin Coulomb formuliert und besagt, dass die dynamische Reibung unabhängig von der Gleitgeschwindigkeit ist [24], [37]. Die Untersuchungen von Amontons, Coulomb und anderen Wissenschaftlern führten phänomenologisch letztlich zu dem von Coulomb formulierten Gesetz der Festkörperreibung bei Gleitbewegungen, welche von Fläche und Geschwindigkeit unabhängig ist und durch folgende einfache Formel beschrieben wird [33]:

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

Darin bedeuten f = Reibungszahl, F_N = Normalkraft und F_R = Reibungskraft, die entgegengesetzt der Relativbewegung wirkt. Die damals formulierten Gesetze entsprechen keinen strengen physikalischen Gesetzen, sondern eher experimentellen Gesetzen, welche auf Beobachtungen in Experimenten basieren. Nach heutigen Erkenntnissen gelten die Gesetze für viele praktische Aufgaben als guter Ausgangspunkt zur Untersuchung von Reibung, die jedoch nur näherungsweise und in bestimmten Grenzen gelten [24], [33].

Reibung kann je nach Anwendungsfall durch eine Reihe kräftemäßiger und energetischer Messgrößen charakterisiert werden. Liegt eine translatorische oder rotatorische Relativbewegung vor, so kann die Reibung als mechanischer Widerstand entgegen der Relativbewegung durch die Reibungskraft oder das Reibmoment, sowie der Reibungszahl gekennzeichnet werden. Zur Berechnung von Reibungswärme oder Deformationsarbeit der

Reibungskraft kann die Reibungsarbeit oder die Reibungsenergie herangezogen werden. Will man hingegen Leistungsbilanzen um ein System aufstellen oder Wirkungsgrade berechnen, ist die Reibleistung von Interesse.

2.2.1 Reibungsarten

Abhängig von der Art der Relativbewegung der beteiligten Reibkörper kann zwischen den Hauptreibungsarten Gleitreibung, Rollreibung und Bohrreibung unterschieden werden. Neben den Hauptreibearbeiten können auch Überlagerungen oder Mischformen wie Wälzreibung, Gleit-Bohrreibung und Roll-Bohrreibung auftreten. Als ein Spezialfall der Reibungsarten kann die Stoßreibung, bei dem ein Körper auf einen anderen trifft und sich nach dem Stoß wieder von diesem entfernt, angeführt werden [30]. Die Haupt- und Mischreibungsarten sind in Bild 2 dargestellt.



Bild 2: Reibungsarten bei Bewegungsreibung nach der Kinematik [11]

2.2.2 Reibungszustände

Wird Reibung eines tribologischen Systems in Abhängigkeit vom Aggregats- oder Kontaktzustand der Reibpartner geordnet, so treten unterschiedliche Reibungszustände auf. Die Reibungszustände werden mittels Stribeck-Kurve, dargestellt im erweiterten Stribeck-Diagramm in Bild 3, eingeteilt und durch die Reibungsbegriffe Trockenreibung oder Festkörperreibung I-II, Grenzkörperreibung III, Mischreibung IV, hydrodynamische Reibung (Flüssigkeitsreibung) V und Gasreibung beschrieben [11], [30].

Die Bereiche I-II in Bild 3 werden der Trocken- und Festkörperreibung zugeordnet. Dabei wirkt die Reibung zwischen Stoffbereichen, die Festkörpereigenschaften aufweisen und in sich in unmittelbarem Kontakt befinden. Tritt die Reibung zwischen Grenzschichten auf,

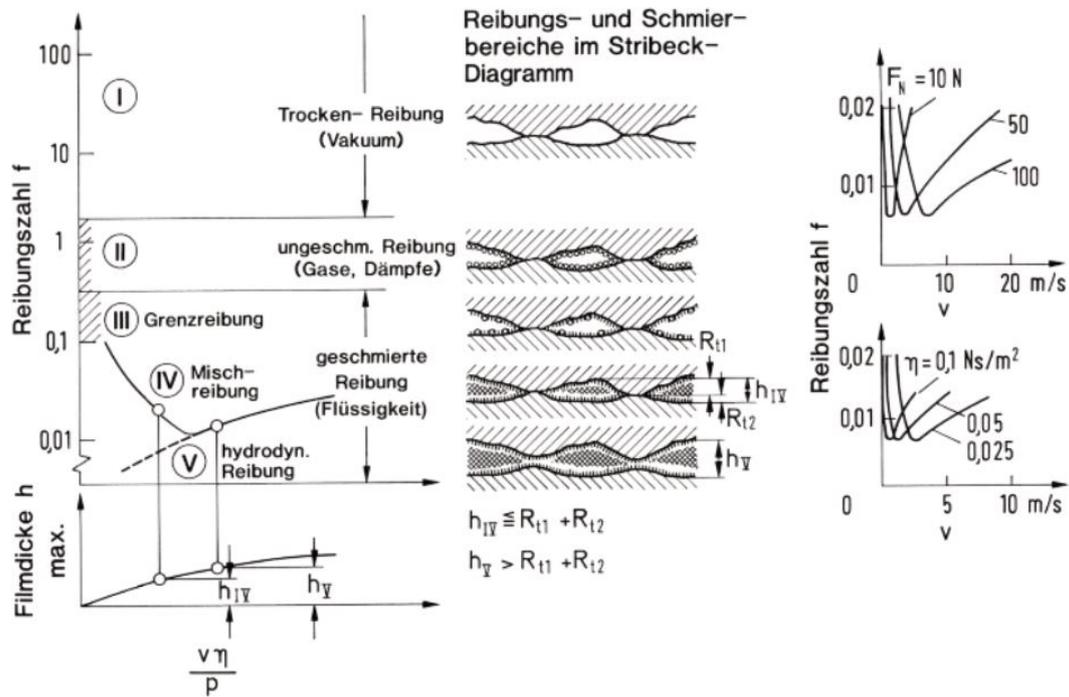


Bild 3: Erweitertes Stribeck-Diagramm mit den Reibungszuständen I bis V für Radialgleitlager. Rechte Teilbilder mit den Parametern Belastung F_N und dynamische Ölviskosität η [33]

die gegenüber dem Grundmaterial veränderte Eigenschaften aufweisen, z.B. durch Bildung von Reaktionsschichten, so liegt Grenzschichtreibung vor. Bildet sich durch einen Schmierstoff ein molekularer Film, welcher die äußere Grenzschicht bildet, dann entspricht die Reibung zwischen diesen Grenzschichten der Grenzreibung (Bereich III). Die hydrodynamische Wirkung des Schmierstoffes kann bei der Grenzreibung vernachlässigt werden, da entweder die Viskosität des Schmierstoffes sehr klein und die Geschwindigkeit zu gering ist oder die Schmierstoffmenge nicht ausreicht, um den Schmierspalt zu füllen. Hydrodynamische Reibung oder Flüssigkeitsreibung (Bereich IV) tritt auf, wenn die Reibpartner lückenlos durch einen flüssigen Film getrennt sind. Die Flüssigkeitsreibung entspricht der inneren Reibung im Schmierfilm. Bei Mischreibung liegt eine Mischform der Reibungszustände Grenzreibung und Flüssigkeitsreibung vor [11], [30].

2.2.3 Reibungsmechanismen

Festkörperreibung tritt bei unmittelbarem Kontakt fester Körper auf und kann auf Wechselwirkung dieser Strukturelemente zurückgeführt werden. Im Wesentlichen unterscheiden sich die Wechselwirkungen in zwei unterschiedlichen Arten: molekulare/atomare und mechanische Wechselwirkungen. Die Unterscheidung der Reibungsmechanismen erfolgt in

Adhäsion und Scheren, plastische Deformation, Furchung und elastische Hysterese und Dämpfung. Die Adhäsion ist ein atomar/molekular bedingter Reibungsmechanismus und beruht darauf, dass aufgebaute atomare oder molekulare Bindungen durch die Relativbewegung wieder getrennt werden, wodurch Energiedissipation entsteht. Die Reibungsmechanismen plastische Deformation, Furchung und Hysterese sind mechanisch bedingt. Die Hysterese beruht auf innerer Reibung und hat eine dämpfende Wirkung, wohingegen bei der plastische Deformation und Furchung die Reibungswirkung vor allem auf Verdrängung von Überschneidungen der Mikroerhebungen zurückzuführen ist [30]. Wesentliche Beiträge zum Verständnis von Reibungsmechanismen durch systematische Experimente haben Bowden und Tabor in den 1930er Jahren geleistet [24]. Die vier elementaren Reibungsmechanismen sind in Bild 4 schematisch dargestellt.

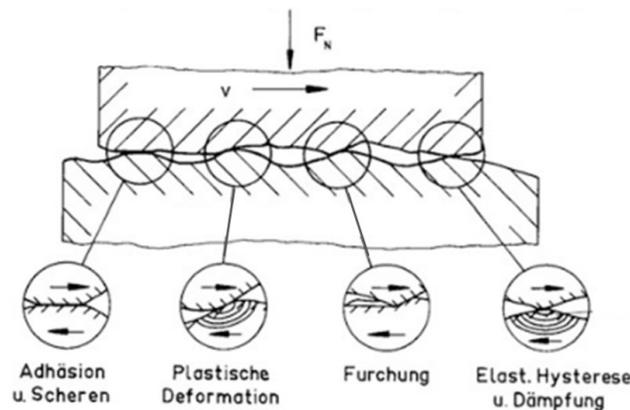


Bild 4: Grundlegende Reibungsmechanismen bei mikroskopischer Betrachtungsweise, adaptiert aus [11]

In praktischen Tribosystemen liegen die Reibungsmechanismen im Allgemeinen überlagert vor, weshalb das Reibungsverhalten tribologisch technischer Systeme theoretisch nicht charakterisierbar ist, sondern anhand von experimentellen Versuchen untersucht wird [11].

2.3 Verschleiß

Die elementarste Definition von Verschleiß ist ein Materialverlust der an Reibung beteiligter Körper [24]. Verschleiß tritt sowohl in trockenen, als auch in geschmierten Kontakten auf [36]. Berühren sich nämlich Grund- und Gegenkörper infolge zu geringer Schmierfilmdicke oder genereller Abwesenheit eines Schmierstoffes, dann tritt Verschleiß auf [30], was verheerende Folgen für Maschinen und ihre Komponenten hinsichtlich ihrer Funktion haben kann [36]. Wie die Reibung, ist auch der Verschleiß keine Materialeigenschaft, sondern eine Systemgröße. Die vorkommenden Verschleißmechanismen können in mechanischen Verschleiß, chemischen Verschleiß und thermischen Verschleiß unterteilt werden.

Mechanischer Verschleiß wird hauptsächlich von Prozessen bei plastischer Deformation und Bruchvorgängen bestimmt. Chemischer Verschleiß wird von der Bildung einer Reaktionsschicht bestimmt. In Bild 5 ist ein schematischer Aufbau technischer Werkstoffgrenzschichten dargestellt und eine Reaktionsschicht erkennbar. Die Bildungsrate dieser Schicht wird durch mechanische Vorgänge bei der Reibung beschleunigt, weshalb chemischer Verschleiß auch tribochemischer Verschleiß genannt wird. Wird die Oberfläche durch Reibung lokal zum Schmelzen gebracht, liegt thermischer Verschleiß vor [36].

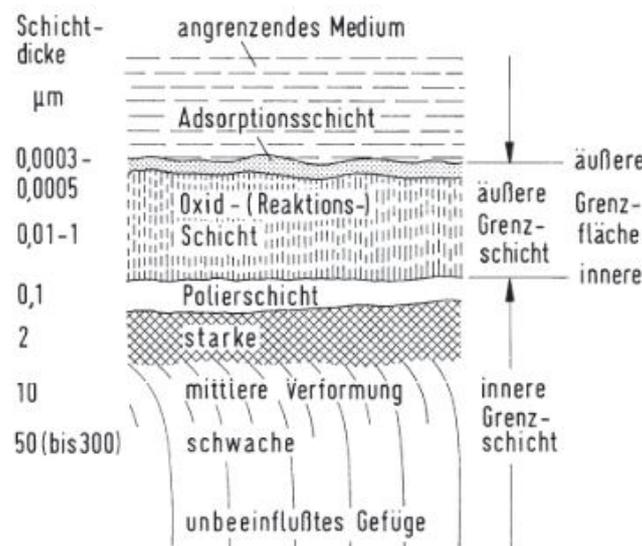


Bild 5: Schematischer Aufbau technischer Werkstoffgrenzschichten mit Schichtdickenangaben zur Orientierungshilfe [33]

Die drei genannten Verschleißmechanismen eignen sich zur kurzen und überblicksmäßigen Kategorisierung von Verschleiß, reichen jedoch nicht aus, um Verschleißmodelle und Vorhersagen von Verschleißraten zu beschreiben [36]. Daher können diese in weitere Grundmechanismen, die im Wesentlichen für die Entstehung von Verschleiß verantwortlich sind, subkategorisiert werden. Zu den Grundmechanismen zählen Adhäsion, Abrasion, Oberflächenzerrüttung, tribochemische Reaktion und Ablation [33]. Schematische Darstellungen der Grundverschleißmechanismen bei tribologischer Beanspruchung sind in Bild 6 dargestellt.

Da technische Oberflächen nie ideal glatt sind, erfolgt die Kraftübertragung bei Berührung zweier Oberflächen lokal an einzelnen Kontaktstellen. Bei der Adhäsion führt das plastische Verformen der Mikrokontakte zum Durchbrechen von Grenzschichten (Adsorptions- oder Reaktionsschichten) und anschließenden Aufbau atomarer Bindungen (Mikroverschweißungen) zwischen Grund- und Gegenkörper. Dabei kann die Festigkeit dieser Bindung höher als jene des weicheren Materials sein, wodurch es zu Ausbrüchen aus letzterem und zur Materialübertragung auf den härteren Reibpartner kommt. Ein einfaches Modell

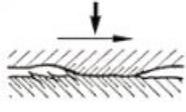
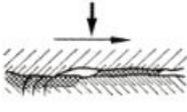
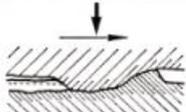
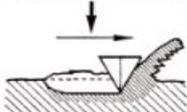
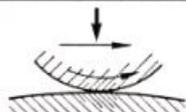
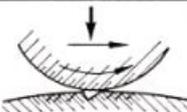
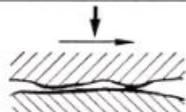
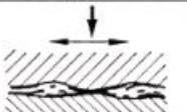
Mechanismus		Kennzeichen		Merkm.
Adhäsion				Vertiefungen, Riefen, Risse, Werkstoffübertrag, Verformung, Gefügeänderung
Abrasion				Riefen, Span, Wall, Mulden, Wellen, Verformung, Gefügeänderung
Oberflächenzerrüttung				Verformung, Risse, Grübchen, Gefügeänderung
Tribos-chemische und/oder tribo-physikalische Reaktionen	Reaktions-schicht-bildung			Schichtbildung, Oxidation
	Ablation			Verdampfen, Ausgasen, Zersetzen

Bild 6: Grundverschleißmechanismen bei tribologischer Beanspruchung [33]

von Archard ermöglicht einen empirischen Zusammenhang zwischen adhäsivbedingten volumetrischen Verschleiß, Normalkraft, Gleitweg und Härte des weicheren Materials [30], [33].

Wenn Rauheitsspitzen harter Festkörper, harte Abrasivstoffe oder abgetrennte Verschleißpartikel unter Last in den weicheren Festkörper eindringen, werden Ritzungen und Mikrozerspannungen hervorgerufen. Dieser Mechanismus wird Abrasion genannt und ist in Bild 6 in der zweiten Zeile angeführt. Rabinowicz hat für das Quantifizieren von Verschleißvolumen bei zerspannenden Vorgängen ein ähnliches Modell entwickelt wie Archard für die Adhäsion [30], [33].

Oberflächenzerrüttung ist im Allgemeinen die Folge zyklischer Beanspruchung von Festkörperoberflächen und äußert sich durch Rissbildung, Risswachstum und Abtrennung von Verschleißpartikeln [30], [33].

Durch tribologische Beanspruchung ausgelöste chemische Reaktionen von Bestandteilen des Grund- und/oder Gegenkörpers mit umgebenden Medien, wie Schmierstoff oder Umgebungsmedium, werden tribochemische Reaktionen genannt. Die bei der tribologischen Beanspruchung auftretenden Prozesse führen zur thermischen und mechanischen Aktivierung der Grenzflächen, wodurch sich eine erhöhte chemische Reaktionsbereitschaft und Reaktionsgeschwindigkeit an den Kontaktbereichen ergibt. Die Reaktionsprodukte weisen gegenüber den Grundmaterialien der Reibpartner veränderte Eigenschaften auf. Die

veränderten Eigenschaften können reibungs- und verschleißmindernde Folgen haben oder durch sprödes Ausbrechen ab Erreichen einer gewissen Dicke zur Verschleißerhöhung führen [30], [33], [35]. Auf die Beschreibung des Materialverlusts zufolge von Ablation wird aufgrund seiner geringen Bedeutung in der industriellen Praxis [33] verzichtet.

Um Verschleiß besser verstehen und ein Gefühl dafür bekommen zu können, wo verschleißhervorgerufene Probleme in tribologischen Kontakten auftreten können, ist es zunächst notwendig zu verstehen, unter welchem Reibungs-/Schmierzustand die Probenpaare arbeiten [36]. Komponenten in Kraftstoffversorgungssystemen werden durch den Kraftstoff selbst geschmiert [2]. Die Schmierung reduziert den adhäsiven Verschleiß und kann zudem auch den abrasiven Verschleiß reduzieren, indem Verschleißpartikel aus der Kontaktzone herausgewaschen werden [22]. Der aus nicht-polaren Kohlenwasserstoffen bestehende Ottokraftstoff hat eine geringe Viskosität und die Geschwindigkeiten, mit denen sich Komponenten des Kraftstoffversorgungssystems bewegen, lassen keine hydrodynamische Filmbildung zu, weshalb Ottokraftstoff-geschmierte Systeme meist der Grenzschmierung zugeordnet werden [23], [39]. In vielen Fällen kann das Versagen von Hochdruckpumpen in Benzinversorgungssystemen auf die schlechte Schmierfähigkeit des Ottokraftstoffes zurückgeführt werden [2]. Durch Veränderung der Kraftstoffzusammensetzung, beispielsweise durch Beimengen von Ethanol, können an den Gleitflächen absorbierte polare Moleküle dennoch die Trennung der Oberflächen begünstigen und reibungs- und verschleißmindernd wirken [36]. Im Grenzreibungsgebiet spielen auch tribochemische Reaktionen, welche Reibung und Verschleiß reduzieren, aber auch deutliche Verschleißerhöhung hervorrufen können, eine wichtige Rolle [35], [36].

3 Methodik

3.1 Tribometrie

Der chemische Einfluss kritischer Kraftstoffe auf das Verschleißverhalten einzelner Bauteile in der Hochdruckpumpe (z.B. Ein-, Aus- und Druckbegrenzungsventil) ist nicht vollständig untersucht und verstanden. Gegenstand der Untersuchungen dieser Arbeit ist das Verschleißverhalten des Einlassventils (EiV) der Hochdruckpumpe bei definierten, ethanolhaltigen Kraftstoffen unter Variation des Wassergehalts zu klären.

Um den chemischen Einfluss kritischer Kraftstoffe (siehe Tabelle 4) auf das Verschleißverhalten einzelner, spezifischer Bauteile in der Hochdruckpumpe zu untersuchen, soll eine einfache geometrische und normierte Modell-Verschleißprüfung (z.B. Kugel-Platte) herangezogen und damit tribologische Untersuchungen unter Medieneinfluss durchgeführt

werden. Primäres Ziel der Untersuchungen ist es, den Einfluss der Chemie der unterschiedlichen Kraftstoffe auf das Verschleißverhalten zu untersuchen und kritische Kraftstoffzusammensetzungen zu identifizieren. Um die Ergebnisse zwischen Modell und Realsystem vergleichbar zu machen, sollen die Modell-Verschleißprüfungen den gleichen Verschleißmechanismus abbilden, wie jene, die bei Erprobung der Hochdruckpumpe in Dauerlauftests beobachtet wurden. Die in Bild 7 dargestellten Aufnahmen (a, b und c) verdeutlichen ein typisches Verschleißbild einer Ventilplatte bei verschiedenen Vergrößerungen nach einer Dauerläuferprobung in der Hochdruckpumpe. Die linke Abbildung (a) in Bild 7 zeigt ein Übersichtsbild der Ventilplatte nach Dauerlauf mit typisch konzentrischem Verschleißring infolge von Materialabtrag. Aufnahmen im Rasterelektronenmikroskop (REM) der Verschleißstelle bei höheren Vergrößerungen (mittleres Bild b und rechtes Bild c in Bild 7) zeigen vorwiegend abrasiven Verschleiß und nur vereinzelt Ausbrüche. Seitens des Projektpartners durchgeführte und bereitgestellte FEM-Simulationen (Abbildung d in Bild 7) liefern eine Erklärung für die Entstehung der kreisringförmigen Verschleißspur. Sobald die Ansaugphase der HD-Pumpe abgeschlossen ist, schließt das Einlassventil, indem die Ventilplatte gegen den Ventilsitz gedrückt wird. Im Zuge des Schließvorgangs erfährt die Ventilplatte eine translatorische Relativbewegung gegenüber dem Ventilsitz. Abschätzungen für das Beanspruchungsniveau relevanter Bauteile im Realsystem ergeben eine Reibleistungsdichte von etwa 350 mW/mm^2 pro Lastzyklus bei einem Systemdruck von 20 MPa. Verschleißuntersuchungen realer Bauteile lieferten eine Verschleißfläche von ca. 1 mm^2 . Die Anforderungen an das Prüfsystem sind, dass das Last- und Reibleistungsniveau in der Modell-Verschleißprüfung in etwa dem der entsprechenden Bauteile in der Hochdruckpumpe entsprechen.

3.1.1 Schwing-Reib-Verschleißprüfung mittels SRV-Tribometer

Die in Abbildung 7 dargestellten Bilder zeigen, dass der abrasive Anteil im Verschleißmechanismus überwiegt und diese durch die Relativbewegung zwischen Ventilplatte und Ventilsitz hervorgerufen wird. Als Modell-Verschleißprüfgerät diente ein Schwing-Reib-Verschleiß-Tribometer (SRV) von *Optimol Instruments*, welches grundsätzlich mit linearoszillierender oder rotierender Bewegungsführung und schwenkbarer Testkammer zur Untersuchung von Reibungs- und Verschleißigenschaften herangezogen werden kann. Das Tribometer ermöglicht je nach Probengeometrie (Kugel, Zylinder, Stift) eine Charakterisierung von Festkörper-, Grenz- und Mischreibungszuständen bei Punkt- (Probenpaarung: Kugel-Scheibe), Linien- (Probenpaarung: Zylinder-Scheibe) und Flächenberührung (Probenpaarung: Stift-Scheibe) zwischen zwei Proben. Das SRV-Tribometer kann je nach Anforderung an die Belastung mit zwei Lastmodulen für die Lastaufbringung ausgestattet

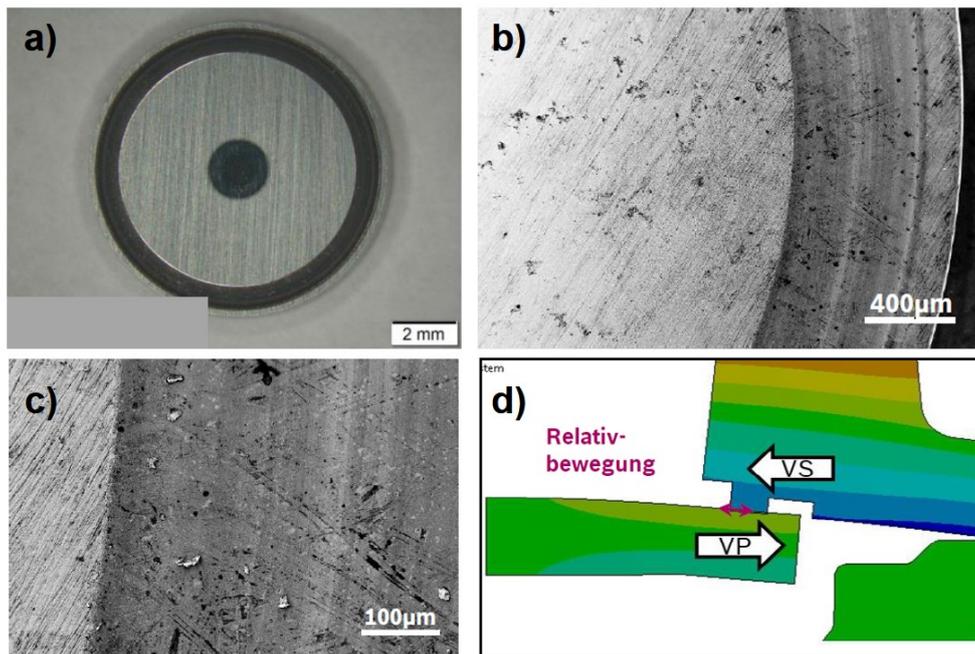


Bild 7: Typische Verschleißbilder einer Ventilplatte nach der Dauerläuferprobung: a) Gesamtbild einer Ventilplatte mit konzentrischem Verschleißring, b) und c) vergrößerte Darstellung des Verschleißbildes, d) Schematische Darstellung der Kontaktsituation während des Ventilschließvorgangs; Quelle: Vom Projektpartner bereitgestelltes Material

werden. Das Hochlastmodul erlaubt Belastungen von bis zu 2000 N, wohingegen mit dem Niedriglastmodul eine Normalkraft von maximal 200 N aufgebracht werden kann. Für die in dieser Arbeit durchgeführten Versuche wurde die linear-oszillierende Bewegungsführung des Tribometers mit dem Niedriglastmodul ausgewählt. Die Bewegungsabläufe des Oszillationsantriebes wurden durch kontinuierliche Sinus-Signale erzeugt. Bild 8 zeigt den schematischen Aufbau der Testzelle des Tribometers bei linear-oszillierender Bewegungsführung und einer Kugel-Scheibe-Probenpaarung.

3.1.2 Prüfkörper, Prüfkörperhalter und Parameterwahl

Mit dem SRV-Tribometer werden in der Regel Versuche mit Standard-Probenpaarungen, wie etwa Kugel-Scheibe (wie in Bild 8 dargestellt) oder Stift-Scheibe durchgeführt. Für die Versuche wurde die Kontaktsituation Kugel-Scheibe herangezogen. Dabei wird der Prüfkörper „Scheibe“ mit den Abmessungen $\text{Ø}24 \times 7,9 \pm 0,1$ mm als untere Probe auf der Brücke befestigt. Die obere Probe wird samt Probenhalter über das Joch geführt in eine linear-oszillierende Bewegung versetzt.

Kontaktdruck, -zeit und -geschwindigkeit wurden großteils seitens des Projektpartners aus FEM-Simulationen bereitgestellt. Für die Reibleistungsbetrachtungen wurden die am

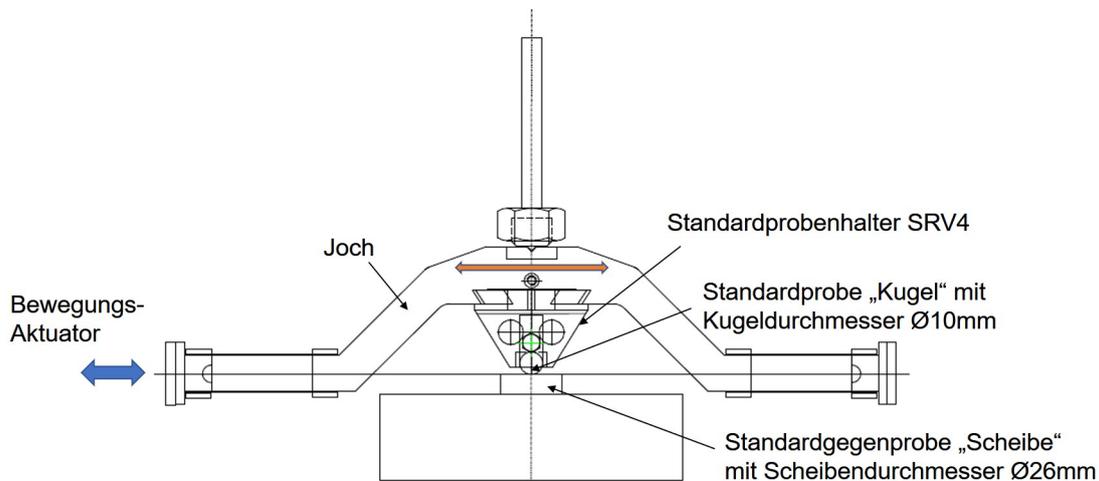


Bild 8: Schematische Darstellung der Testzelle des Tribometers bei linear-oszillierender Bewegungsführung und einer Kugel-Scheibe-Probenpaarung; Quelle: adaptiert aus dem Betriebshandbuch SRV, Optimol Instruments

Versuchsparameter SRV-Tests			
Bezeichnung	Symbol	Wert	Einheit
Normalbelastung	F_N	10	N
Frequenz	f	25	Hz
Hub (Spitze - Spitze)	l	2	mm
Versuchsdauer	t	60	min

Tabelle 1: Versuchsparameter SRV-Tests

Tribometer einzustellenden Normalkräfte 5 N und 10 N herangezogen. Die präferierte Frequenz beträgt 25 Hz und die Amplitude der Bewegung wurde mit einem Millimeter festgelegt, was einem Gesamthub (Spitze-Spitze) von zwei Millimeter und einem Gesamtweg während eines Zyklus von 4 mm entspricht. Tabelle 1 fasst die Versuchsparameter zusammen.

Die Kontaktpressungen bei der Kontaktsituation Standardkugel gegen Scheibe überschreiten die gewünschten Pressungen bereits bei 5 N bzw. an der unteren Lastgrenze des Tribometers. Zudem wären erfahrungsgemäß, aufgrund des kleinen Kugeldurchmessers, kleine Verschleißmarkendurchmesser zu erwarten, wodurch eine starke Abweichung der resultierenden Kontaktfläche von der Zielkontaktfläche entstehen würde. Aus den genannten Gründen wurde ein größerer Kugelradius des oberen Prüfkörpers gewählt. Die Initialkontaktpressungen und -kontaktdurchmesser wurden mit den Formeln nach der Hertz'schen Theorie berechnet:

Bezeichnung	Symbol	Fall 1	Fall 2	Fall 3	Fall 4	Einheit
SRV Testparameter						
Normalbelastung	F_N	5	10	5	10	N
Frequenz	f	25	25	25	25	Hz
Hub (Spitze - Spitze)	l	2	2	2	2	mm
Versuchsdauer	t	30	30	60	60	min
Objektparameter						
Querdehnungszahl Kugel	ν_1	0,3	0,3	0,3	0,3	-
Querdehnungszahl Scheibe	ν_2	0,3	0,3	0,3	0,3	-
E-Modul Kugel	E_1	210	210	210	210	GPa
E-Modul Scheibe	E_2	210	210	210	210	GPa
Durchmesser Kugel	d_1	10	10	32	32	mm
Durchmesser Scheibe	d_2	∞	∞	∞	∞	mm
Berechnete Größen - Kontaktmechanik						
Kontaktradius	a	55	69	80	101	μm
Kontaktdurchmesser	d_K	109	138	161	203	μm
(Initial-)Kontaktfläche	A_{KI}	0,009	0,015	0,020	0,032	mm^2
Hertz'sche Pressung	p_{max}	802	1010	369	465	MPa
Reibleistungsbetrachtung						
Kontaktfläche	A_{KZ}	1	1	1	1	mm^2
geschätzte Reibzahl	μ	0,15	0,15	0,15	0,15	-
Reibleistungsdichte bei Initialkontaktfläche	q_{RI}	4008	5050	1846	2326	mW/mm^2
Reibleistungsdichte bei Zielkontaktfläche	q_{RE}	38	750	38	75	mW/mm^2

Tabelle 2: Kontaktpressungsbetrachtungen

$$p_{max} = \frac{3F}{2A} \quad (1)$$

wobei der Initialkontaktradius mit der Gleichung 2 berechnet und in weiterer Folge zur Berechnung der Initialkontaktfläche diene.

$$a = \sqrt[3]{\frac{3F}{8} \frac{\frac{(1-\nu_1)^2}{E_1} + \frac{(1-\nu_2)^2}{E_2}}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}} \quad (2)$$

Mit den Parametern in Tabelle 2 wurden die Kontaktpressungen, sowie Reibleistungen bei unterschiedlichen Kugeldurchmessern (Standardkugeldurchmesser $\varnothing 10$ mm und Spezialkugeldurchmesser $\varnothing 32$ mm) theoretisch untersucht. Für den Probenkörper, dessen Radius von jenem des Standardkörpers abweicht, musste ein neuer Probenhalter angefertigt werden. Da eine Kugel mit $\varnothing 32$ mm aufgrund der Größe und des Gewichts nicht als Ganzes in den Tribometer eingespannt werden kann, wurde die Probe als Pilz-Geometrie mit einer R=16 mm Rundung realisiert.

Als untere Probe wurden Original-Ventilplatten des Einlassventils vom Projektpartner bereitgestellt. Für diese musste ebenfalls ein eigener Probenhalter, dessen Abmessun-

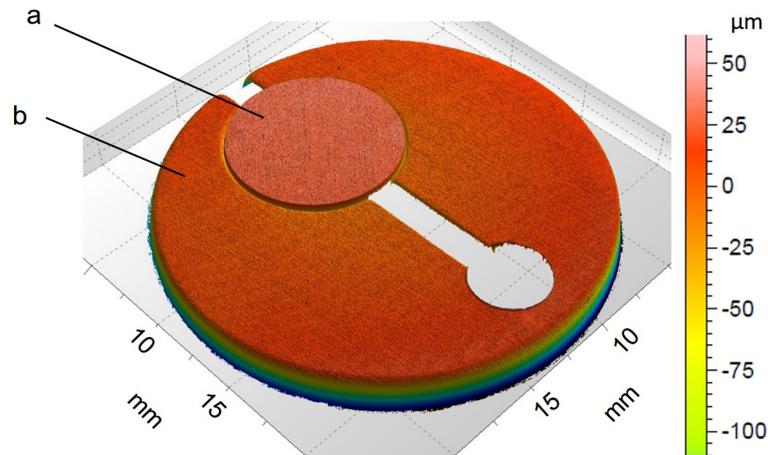


Bild 9: Kontrolle der Planparallelität zwischen Ventilplatte a) und Probenhalter bzw. Adapter b)

gen einer Standard-SRV-Scheibe entsprechen, angefertigt werden. Die Ventilplatte wurde dann in diesem Probenhalter befestigt, sodass die Kombination aus Ventilplatte und Probenhalter (Adapter) eine Standard-SRV-Scheibe ersetzte. Vor Versuchsbeginn wurde die Ventilplatte zunächst in die Ausnehmung des Adapters gedrückt. Die Ausrichtung und Befestigung der Ventilplatte mit dem Adapter erfolgte durch Auflegen auf eine plane Fläche und anschließendes Verspannen der Probe im Adapter mit einem Drehmomentenschraubendreher unter definiertem Anzugsmoment, sodass die Probe im Probenhalter immer gleich befestigt wurde. Eine einmalige Kontrolle der Planparallelität der Probe zum Probenhalter wurde durchgeführt, um eine Schiefstellung der Probe im Probenhalter ausschließen zu können. Dazu wurde die im Adapter ausgerichtete und befestigte Ventilplatte samt Adapter mittels konfokaler Weißlichtmikroskopie untersucht. Im Bild 9 ist eine in den Ventilplattenhalter (b) eingespannte Ventilplatte (a) der Planparallelität dargestellt. Im Weiteren wurden zwei normal aufeinander stehende Schnittprofile über beide Körper erzeugt, welche Aufschluss über die Ausrichtung der Ventilplatte gegenüber dem Probenhalter gibt und dessen Planparallelität bestätigt.

Proben, Probenhalter und Kraftstoffwanne wurden vor jedem Versuch in Summe 15 Minuten mit Toluol und anschließend mit Aceton im Ultraschallbad gereinigt.

3.1.3 Werkstoff der Prüfkörper

Beide Prüfkörper für die Triboversuche bestehen aus einem Kaltarbeitsstahl mit der Bezeichnung X90CrMoV18 nach DIN EN 10027. Der nichtrostende martensitische Stahl [8] zeichnet sich nicht nur durch Zähigkeit und Korrosionswiderstand aus [27], sondern findet oft Verwendung bei Anwendungen, wo hohe Härte und Verschleißwiderstand gefordert

	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	V	
min.	0,850	-	-	-	-	-	17,000	0,900	0,070
max.	0,950	1,000	1,000	0,040	0,015	19,000	1,300	0,120	

Tabelle 3: Chemische Zusammensetzung des Werkstoffs X90CrMoV18 (Massenanteil in % nach DIN EN 10088-3)

sind [20]. Das Bild 10 stellt dar, welche Informationen aus der Werkstoffbezeichnung nach DIN EN 10027 herausgelesen werden können und Tabelle 3 listet die chemische Zusammensetzung des Werkstoffs nach DIN EN 10088-3 auf.

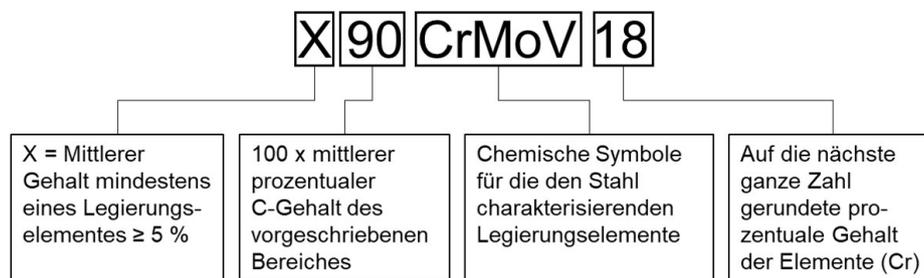


Bild 10: Erläuterung der Werkstoffbeschreibung des Probenkörpers auf Basis der DIN EN 10027

Die Korrosionsbeständigkeit des Stahls gegen andere Stoffe wird durch einen Chromgehalt $>12\%$ erreicht [40], was zur Folge hat, dass Chrom seine Passivität auf Legierungen überträgt und dadurch eine schützende Passivschicht ausgebildet werden kann [5]. Die Härte erlangt der Werkstoff durch seine Wärmebehandlung, bei dem der Werkstoff über die Austenitisierungstemperatur erwärmt und gehalten wird, sodass sich das Ausgangsgefüge vollständig in Austenit umwandeln kann und anschließend abgekühlt wird, wodurch ein Werkstoffzustand entsteht, dessen Gefüge aus hartem Martensit besteht [21]. Durch das Vorhandensein von Kohlenstoff entstehen bei Kohlenstoffgehalten über $0,15-0,3$ Gew-% oder gleichzeitiger Eindiffusion von Kohlenstoff Chrom- oder Chrom-Eisencarbide [21], welche den Verschleißwiderstand des Werkstoffes erhöhen [8]. In Bild 11 sind lichtmikroskopische Aufnahmen vom Werkstoffgefüge bei verschiedenen Vergrößerungen zur Veranschaulichung der homogen verteilten Carbide dargestellt.

Die Ventilplatten, welche als Originalbauteile im Realsystem Verwendung finden und im Modelltest als untere Proben dienen, wurden vom Projektpartner bereitgestellt. Der obere Prüfkörper wurde geometrisch für das Tribometer passend hergestellt und nach Vorgaben des Projektpartners hinsichtlich seiner Werkstoffeigenschaften wärmebehandelt, sodass Eigenschaften und Härte der Proben mit jenen der betrachteten Bauteile im Realsystem übereinstimmen. Die erforderliche Oberflächengüte wurde durch Polieren der Probe nach

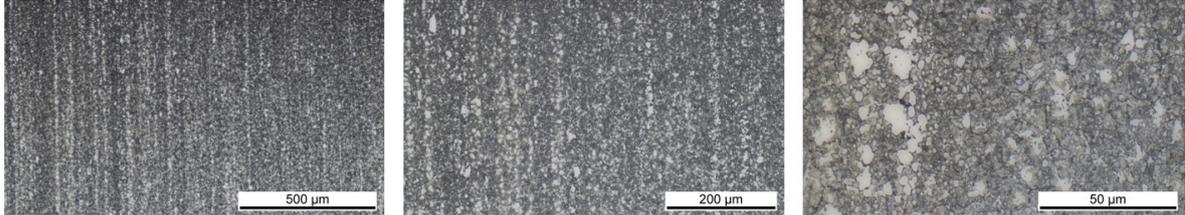


Bild 11: Lichtmikroskopische Aufnahmen: Werkstoffgefüge des Probenkörpers bei verschiedenen Vergrößerungen

der Wärmebehandlung erreicht.

3.1.4 Reibungs- und Verschleißbewertung

Neben dem qualitativen Vergleich der Verschleißerscheinungsformen anhand von Lichtmikroskopaufnahmen werden folgende Verschleißmessgrößen zur Schmierfähigkeitsbewertung der Kraftstoffe herangezogen:

- Reibzahl μ : Das SRV-Tribometer berechnet intern eine pro Sekunde gemittelte Reibzahl und stellt diese zu jeder Sekunde der Versuchsdauer in Form von Rohdaten bereit. Die Rohdaten des Tribometers werden in Excel eingelesen und weiterverarbeitet. Das Auftragen der Reibzahl über die Versuchsdauer liefert die Reibzahlkurve. Die Mittelung aller Reibzahlen über die Gesamtversuchsdauer liefert eine neue gemittelte Reibzahl, welche zur Reibungsbewertung der Kraftstoffe herangezogen wird.
- Mittlerer Verschleißmarkendurchmesser MWSD (mean wear scar diameter) am Pilz (mittlerer Kalottendurchmesser nach DIN 51834-2): Der mittlere Verschleißmarkendurchmesser ergibt sich durch Mittelwertbildung zweier Diagonalen der verschlissenen Fläche. Eine Diagonale wird in Fahrtrichtung und die zweite normal zu dieser gemessen. Bild 12 zeigt die Verschleißmarke eines getesteten Kraftstoffes E0 und den gemessenen Diagonalen. Für die Verschleißkenngröße MWSD ergibt sich anhand dieses Beispiels

$$MWSD = \frac{708 \mu m + 734 \mu m}{2} = 721 \mu m$$

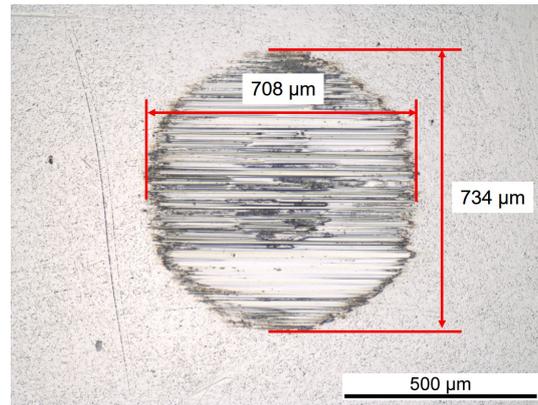


Bild 12: Beispielbild einer Verschleißmarke am Pilz zur Ermittlung des mittleren Verschleißmarkendurchmessers

- Verschleißvolumen W_V am Pilz: Das Verschleißvolumen, welches durch Materialabtrag infolge der Reibung während des Versuches verloren geht, wird mit einem konfokalen Weißlichtmikroskop (siehe Kapitel 3.2.2) durch 3D Topographiemessungen ermittelt. Oft werden die Verschleißvolumina beider Proben ermittelt, zusammenaddiert und als Gesamtverschleißvolumen angegeben. Es wurde jedoch beobachtet, dass der Verschleiß auf der Platte sehr gering ist, weshalb lediglich das Verschleißvolumen des Pilzes herangezogen wurde.
- Volumetrischer Verschleißkoeffizient k : Dieser Verschleißkoeffizient entspricht dem Volumenverlust pro Energieumsatz in $\mu\text{m}^3/\text{J}$. Das SRV-Tribometer ermittelt eine gemittelte Reibzahl zu jeder Sekunde. Das Produkt der gemittelten Reibzahl, der Normalkraft und des in einer Sekunde zurückgelegten Weges ergibt die Arbeit. Das Aufsummieren dieser Arbeit über die gesamte Versuchsdauer liefert die kumulierte Reibarbeit, welche der zugeführten Energie entspricht und mit folgender Formel berechnet wird:

$$W_R = \sum_{\text{Start}}^{\text{Ende}} F_R * s$$

Der volumetrische Verschleißkoeffizient wird beispielsweise gerne in der Bremsbelagindustrie verwendet und ist nicht zu verwechseln mit dem Verschleißkoeffizienten nach ASTM, welcher eine auf die Belastung normierte Verschleißrate angibt [11].

3.1.5 Verwendete Kraftstoffe

Für die Versuche wurden der Referenzkraftstoff CEC-RF-02-03, welcher einem reinen Ottokraftstoff nach Spezifikationen des Comité Européen de Coordination (CEC) entspricht,

Nr.	Kraftstoff- kennzeichnung	Ausprägung Wassergehalt	Alkoholkonzentration in Vol.-% (nominal)	Wasser in Gew.-%
1	E00	MIN	0	0
2	E10	MIN	10	0,03
3	E30	MIN	30	0,1
4	E60	MIN	60	0,18
5	E85	MIN	85	0,3
6	E100	MIN	100	0,1
7	E10-W0.215	MW	10	0,2
8	E30-W1.215	MW	30	1,2
9	E60-W2.5	MW	60	2,5
10	E85-W3.5	MW	85	3,5
11	E100-W4.2	MW	100	4,2
12	E10-W0.4	MAX	10	0,4
13	E30-W2.4	MAX	30	2,4
14	E60-W4.8	MAX	60	4,8
15	E85-W6.8	MAX	85	6,8
16	E100-W8	MAX	100	8

Tabelle 4: Auflistung getesteter Kraftstoffe

sowie absolutes Ethanol (unvergällt), dessen Wassergehalt auf $< 0,2$ % spezifiziert ist, herangezogen. Neben den reinen Kraftstoffen wurden Mischungen dieser beiden Basis-kraftstoffe getestet. Ein Parameter in den Mischungen ist der Ethanolgehalt. Bei den Mischungen wurde dem Ottokraftstoff 10 %, 30 %, 60 % und 85 % Volumenprozent beigemengt. Solche Mischungen werden oft, wie auch hier in dieser Arbeit, mit E10, E30, E60 bzw. mit E85 bezeichnet, wobei die Zahl hinter E dem Volumenprozent von Ethanol in der Mischung entspricht. Demnach entspricht E0 dem reinen Ottokraftstoff und E100 dem reinen Ethanol. Als zweiter Parameter der Mischungen wurde der Wassergehalt gewählt. Hierbei werden drei Ausprägungen des Wassergehalts unterschieden: Minimaler Wassergehalt (MIN), mittlerer Wassergehalt (MW) und maximaler Wassergehalt (MAX). Die Wassergehaltsangaben verstehen sich als Massenprozent des Gesamtvolumens. Lediglich bei E0 wurde auf die Wassergehalte MW und MAX verzichtet, da die Wasseraufnahmefähigkeit von reinem Ottokraftstoff bei Raumtemperatur vernachlässigbar klein ist und eine Zugabe von Wasser in einer Zweiphasenbildung resultieren würde. In der Tabelle 4 werden die untersuchten Kraftstoffe mit ihren Eigenschaften zusammengefasst. Der Zusatz W-xxxx bei der Mischungsbezeichnung entspricht der Wasserkonzentration in Gew.-%. Bei Mischungen mit geringem Wassergehalt wurde auf den Zusatz verzichtet.

3.2 Analytik

3.2.1 Auflichtmikroskop

Grundlegende Oberflächendarstellungen, sowie erste Untersuchungen der Verschleißoberflächen beider Proben nach einem Tribotest erfolgten mit einem Auflichtmikroskop von Zeiss. Das Auflichtmikroskop besitzt einen motorisierten xyz-Objekttisch und zahlreiche Kontrastverfahren wie Hellfeld, Dunkelfeld, zirkularer differentieller Interferenzkontrast, totaler Interferenzkontrast und Polarisation, zur Darstellung von Oberflächen(-strukturen) undurchsichtiger Körper. Nach Aufnahme der Verschleißbilder wurde mithilfe eines im Gerät integrierten Bildverarbeitungsprogramms die Größe der Verschleißmarke am Pilz ermittelt. Dazu wurde je eine Diagonale der Verschleißmarke in Verfahrerrichtung und eine normal dazu gemessen. Der Mittelwert beider Diagonalen liefert den mittleren Verschleißmarkendurchmesser (MWSD) und wird zur ersten Quantifizierung des Verschleißes am Pilz herangezogen (siehe 3.1.4).

3.2.2 Konfokales Weißlichtmikroskop

Als weitere Quantifizierung des Verschleißes wurde das Verschleißvolumen herangezogen (siehe Abschnitt 3.1.4). Dazu wurden 3D Topographiemessungen der Verschleißstellen mithilfe eines Weißlichtmikroskops (Leica 3D DCM) mit konfokalem Messprinzip aufgenommen. Bei der Konfokalmikroskopie wird im Gegensatz zur konventionellen Lichtmikroskopie nicht die gesamte Probe beleuchtet, sondern nur jener Teil, der im Augenblick durch eine punktförmige Lichtquelle abgerastert wird. Das so reflektierte Licht wird auf eine Lochblende fokussiert, bevor es den Detektor erreicht. Sind der Beleuchtungspunkt auf der Probe und der Punkt in der Mitte der Lochblende, der sogenannten Lipkov-Scheibe, gleichzeitig im Fokus, so sind diese konfokal zueinander und ein neuer Datensatz mit xyz-Information wird aufgenommen. Sind alle relevanten Oberflächenpunkte einer Probe aufgenommen, erfolgt die Weiterverarbeitung der Datensätze in einem Bildverarbeitungsprogramm (Leica Map). Durch Auswählen einer die Verschleißmarke umrandende, unverschlossene Fläche wird bei der Auswertung des Verschleißvolumens eine Referenzfläche definiert. Die Datensätze, die sich innerhalb dieser Fläche befinden, können durch verschiedene Funktionen mithilfe der Methode der kleinsten Quadrate approximiert werden, wodurch die Ursprungsgeometrie der verschlissenen Probe nachgebildet wird. Anschließend wird die Form der Geometrie entfernt und die Funktion, welche die Referenzgeometrie festlegt, wird zur Referenz von Verschleißbetrachtungen. Das Volumen, das sich unter dieser Referenzfläche befindet, wird als Verschleißvolumen betrachtet.

Für Verschleißvolumensauswertungen der pilzförmigen Probe wurde eine Polynomfunktion zweiten Grades zur Approximierung der Kugel­fläche verwendet. Die Wahl einer Polynomfunktion zweiten Grades statt einer Kugelfunktion wird mit der Sensibilität der Funktion auf Fehler, wenn die Kugel­geometrie des Pilzes von einer idealen Kugelform abweicht, begründet. Eine Polynomfunktion zweiten Grades ergibt zwar eine Parabel, doch die Verschleißmarke, die durch den Tribotest entsteht, ist im Verhältnis zur Kugelform der Probe sehr klein, wodurch eine Polynomfunktion zweiter Ordnung im Scheitel einen Kugelradius mit dem Scheitel­krümmungskreis nachbilden kann. Die Fehlerordnung der Polynomfunktion ist jedoch gegenüber der Kugelfunktion kleiner, wodurch sich Fehler, die im Falle der Abweichung der Kugel­geometrie der Pilzprobe (bspw. Fertigungsungenauigkeiten bei der Herstellung der Kugelform) von einer idealen Kugel bei der Approximation entstehen, weniger Einfluss auf das Messergebnis haben.

Bild 13 zeigt die Visualisierung einer verschlissenen Pilzprobe. Die Pilz­geometrie ist nicht mehr zu erkennen, da die Kugel­geometrie entfernt wurde. Die Mulde entspricht dem Materialverlust auf der Realprobe, welcher auf der Kugel­fläche der Pilzprobe einem kleinen, fehlenden Kugel­segment entspricht, dieses aber nicht als solches dargestellt wird, da die Kugelform bei der Auswertung von der Software entfernt wurde. Der rote Pfeil in der oberen Darstellung in Bild 13 zeigt die Schnittlage und -richtung des Profilschnittes, die in der unteren Darstellung im Bild 13 zu sehen ist. Derartige Profilschnitte quer zur Ver­fahr­richtung wurden bei ausgewählten Verschleißspuren analysiert, da teilweise starke Riefen innerhalb der Spuren zu finden waren und diese bei der Bewertung der Verschleißvolumina zu berücksichtigen sind. Diese Riefen können durch Materialauftrag bzw. -übertrag während des Tests entstehen und werden von der Software nicht als Verschleiß erfasst und können daher die Auswertung des Verschleißvolumens verfälschen. Zur Interpretation der Ergebnisse bei der Auswertung der Verschleißvolumina wurden die Schnittprofile daher mitberücksichtigt.

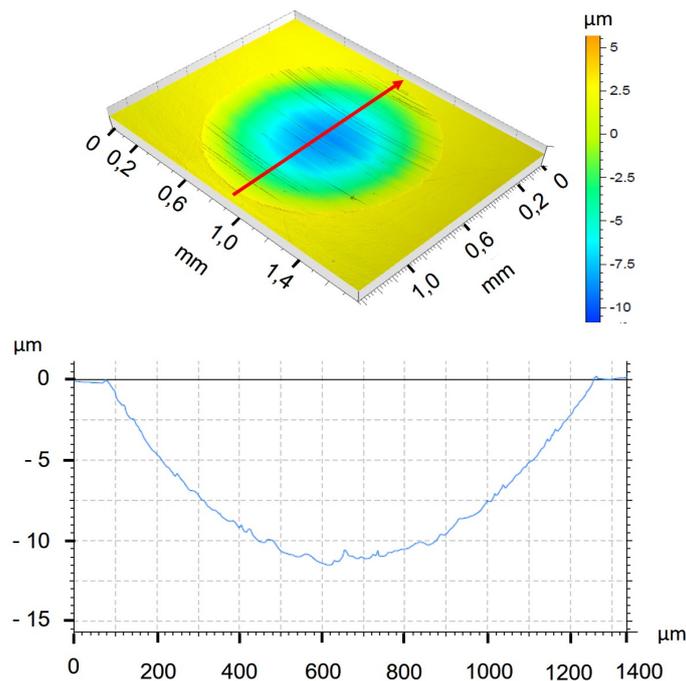


Bild 13: 3D Topographie der Pilzprobe nach Entfernen der Kugelform: Erfassung der Daten mit Leica 3D DCM und Weiterverarbeitung dieser erfolgte mit der Datenverarbeitungssoftware Leica Map

4 Ergebnisse

4.1 Versuchsmethodenoptimierung

4.1.1 Interaktion des Prüfmediums mit der Umgebung

Der Dampfdruck des reinen Ottokraftstoffes und auch der von reinem Ethanol, sowie des Gemisches beider Fluide liegen oberhalb des atmosphärischen Druckes, wodurch sich das Medium in einem gegen der Umgebung offenen Behälter verflüchtigt. Beispielsweise verdampfen die leichter flüchtigen Komponenten des Ottokraftstoffes, wodurch sich die Zusammensetzung des Schmiermediums während der Triboversuche verändert. Abhängig von der Zusammensetzung des Gemisches kann es während der Versuchsdauer zu unterschiedlicher Veränderung des Mediums kommen und erschwert die Vergleichbarkeit der Schmierfähigkeit der zu untersuchenden Medien. Die Theorie dieses Verhaltens wurde bei durchgeführten Triboversuchen beobachtet (Abschnitt 4.1.2). Um herauszufinden, wie viel des Kraftstoffes in der gefüllten Kraftstoffwanne verdampft und welchen Einfluss das Verdampfen auf die Schmierfähigkeit hat, wurden Tribotests mit den beiden Grenzmedien reiner Ottokraftstoff und reines Ethanol ohne räumliche Abkapselung des Mediums gegenüber der Umgebung untersucht, welche in den folgenden Kapiteln beschrieben werden.

4.1.2 Triboversuche ohne Balg

Zunächst wurde die Schmierfähigkeit des Mediums E100 anhand eines Doppelversuchs untersucht und anhand deren Reibzahlkurven, welche in Bild 14 dargestellt sind, bewertet. Die hellblaue Kurve zeigt die Reibzahlkurve eines Versuchs mit E100 bei vernachlässigbar geringem Wassergehalt zu Beginn des Versuchs ($< 0,2$ Vol.-% Wasser). Man erkennt einen kontinuierlichen Anstieg der Reibzahl, welche durch die Interaktion des Mediums in der Kraftstoffwanne mit der Umgebung hervorgerufen wird. Ethanol ist mit Wasser mischbar [18], weshalb ein ethanolhaltiges Fluid die Eigenschaft besitzt, Wasser aus der Umgebungsluft aufnehmen zu können, wodurch die Reibung im Laufe des Versuchs beeinflusst wird. Der Wiederholungsversuch zeigt erneut einen Anstieg der Reibzahl mit einer kleineren Steigung gegenüber dem Erstversuch. Um einschätzen zu können, welche Reibzahl E100 erreicht, wenn dieses so viel Wasser aus der Umgebung aufgenommen hat, bis es gesättigt ist und theoretisch keine weitere Wasseraufnahme durch das hygroskopische Medium mehr erfolgt, wurden Versuche mit E100+ 7% Wasser gefahren. Das Schmierverhalten der stark wasserhaltigen Medien spiegeln die beiden grünen Kurven in Bild 14 wider. Es ist zu sehen, dass beide Reibzahlkurven während einer kurzen Einlaufphase von etwa 200 s sich sehr ähnlich verhalten. Danach divergieren die beiden Kurven und verlaufen über die restliche Versuchsdauer schwankend um ein Reibzahl-Mittelwertsniveau. Anhand der Reibzahlkurven ist zu sehen, dass das Ethanol bereits von Beginn an Wasser aus der Umgebung aufnimmt und es dadurch zu einer Veränderung des Mediums kommt, was wiederum zu einem Anstieg der Reibzahl führt.

Als nächstes wurde das Verdampfungsverhalten und dessen Einfluss auf die Schmierfähigkeit von reinem Ottokraftstoff (E0) untersucht. In beiden Versuchen mit E0 (ohne Balg) wurden, verglichen mit dem Medium E100, ein schnelleres Verdampfen der Medien beobachtet, welches mit dem höheren Dampfdruck des Ottokraftstoffes [39] gegenüber dem E100 erklärt werden kann. Etwa zehn Minuten nach dem Start des Erstversuchs (hellbraune Kurve) ist bereits so viel Kraftstoff verdampft, dass sich das Füllstandsniveau auf der Höhe des Reibkontaktes befand. Ab einem Füllstandsniveau, das sich unterhalb der Reibstelle befindet, beginnt die Reibzahlkurve (siehe Bild 15) zu fallen und pendelt sich bei einem Wert von ca. 0,42 ein, wo sie bis zum Ende des Versuchs annähernd konstant bleibt. Die Quantifizierung des Verschleißes (siehe 4.1.3) anhand der Verschleißmarke zeigt eine deutliche Verbesserung des Schmier- und Verschleißverhaltens bei Abwesenheit des E0. Ähnliches Verhalten wurde beim Wiederholungsversuch (dunkelbraune Kurve) beobachtet, wobei dieser ein anderes Einlaufverhalten zeigt und erst knapp zur Versuchsmitte das Niveau des Erstversuchs erreicht. Im letzten Fünftel der Versuchsdauer schneiden sich die beiden Reibzahlkurven und verlaufen den Rest der Versuchsdauer nahezu identisch.

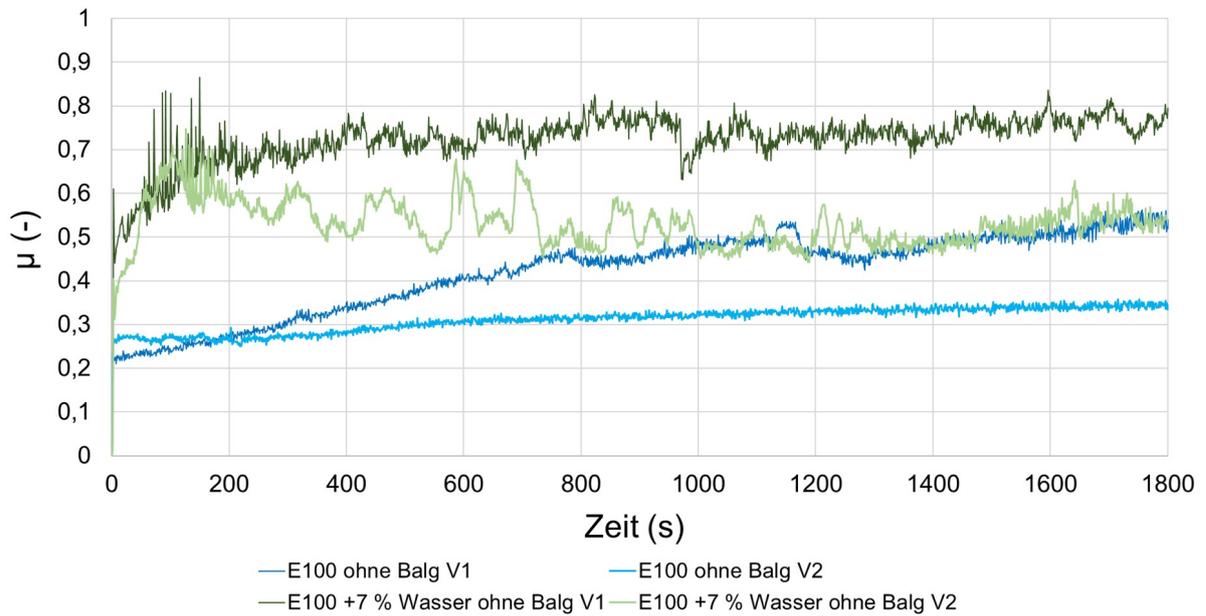


Bild 14: Versuche E100 zur Bewertung der Schmierfähigkeit des Mediums ohne räumlicher Abkapselung gegenüber der Umgebung

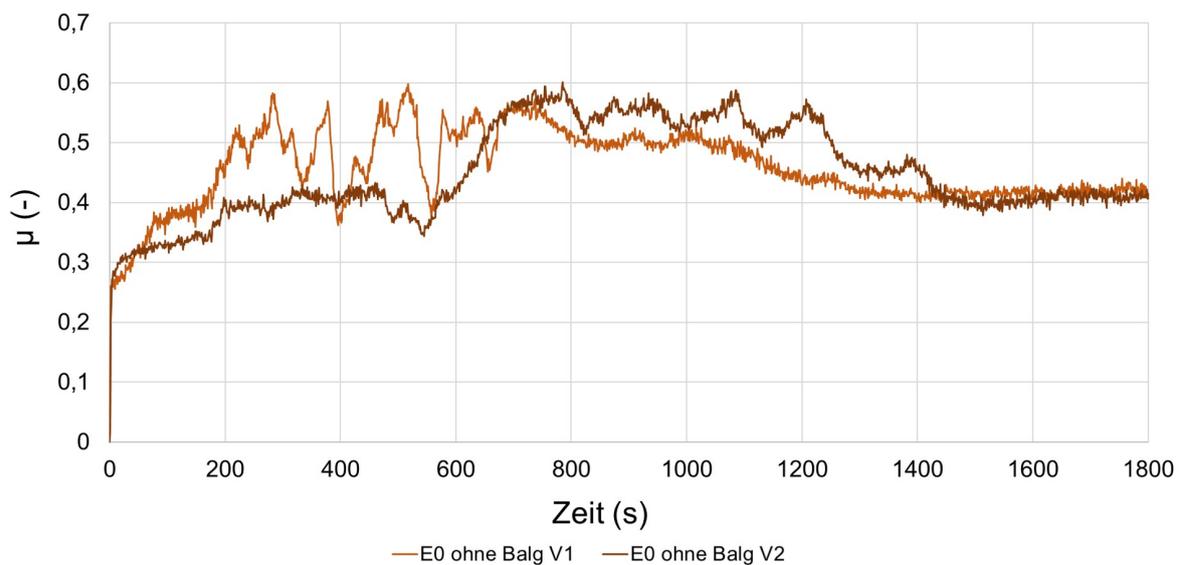


Bild 15: Versuch mit E0 zur Bewertung der Schmierfähigkeit des Mediums ohne räumlicher Abkapselung gegenüber der Umgebung

Die Versuche mit den beiden Grenzmedien in einer gegenüber der Umgebung offenen Kraftstoffwanne haben gezeigt, dass sowohl das Verdampfen des Kraftstoffes, als auch die Interaktion der Schmierstoffe mit der Umgebung große Auswirkungen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten des Tribokontaktes haben. Beim reinen E0 überwiegt das Verdampfungsverhalten und resultiert nach Verdampfen des Mediums in besserer Schmierung des Reibkontaktes, wohingegen beim reinen E100 die hygroskopische Eigenschaft und die Interaktion des Mediums mit der Umgebung zum Anstieg des Wassergehalts im Kraftstoff führt, wodurch die Reibung während der Versuchsdauer signifikant ansteigt. Die Variationen der Ethanolkonzentrationen im Kraftstoff würden ein unterschiedliches Verdampfungs- und Wasseraufnahmeverhalten der einzelnen Kraftstoffgemische bewirken, wodurch ein Vergleich der Schmierfähigkeit zu untersuchender Medien erschwert oder gar unmöglich wäre. Um dieses Verhalten einzuschränken, wurde ein eigens von AC2T entwickelter H-NBR Balg zur räumlichen Abkapselung des Tribokontaktes und des diesen umgebenden Schmiermediums von der Umgebung entwickelt und für die Versuche herangezogen. Mithilfe des Balgs wird das Verdampfen der Kraftstoffe, sowie deren Interaktion mit der Umgebung ausreichend eingeschränkt, wodurch annähernd konstante Verhältnisse während der Versuchsdauer gewährleistet und in späterer Folge eine Vergleichsbewertung der Kraftstoffe hinsichtlich ihrer Schmierfähigkeit ermöglicht wird. Im folgenden Kapitel soll auf die Wiederholbarkeit der Versuche unter Verwendung des Balgs eingegangen werden. Der Balg wurde zwar so entwickelt, dass er eine geringe Widerstandskraft bei Auslenkungen aufweist und dieser somit einen kleinen Einfluss auf die Reibzahl hat, dennoch ist der Einfluss vor allem bei geringer Belastung zu untersuchen und wird im Kapitel 4.1.4 behandelt.

4.1.3 Versuche mit Balg: Wiederhol- und Vergleichbarkeit der Versuche

Im Folgenden soll gezeigt werden, dass durch den Einsatz des H-NBR Balgs in der Tat annähernd konstante Verhältnisse über die gesamte Versuchsdauer erzielt werden konnten. Für die Versuche wurden erneut die beiden Grenzmedien E0 und E100 mit je einem Wiederholungsversuch herangezogen. Die Reibzahlkurven der Versuche sind in Bild 16 dargestellt. Beide Versuche mit E0 zeigen ein ähnliches Einlaufverhalten. Die Verläufe der Reibzahlen beginnen bei ca. 0,35, steigen anschließend innerhalb der ersten Minuten bis zu Werten zwischen 0,8 und 1 an und weisen über die weitere Versuchsdauer eine starke Streuung der Reibzahl um einen Mittelwert mit Werten bis hin zu über 1 auf. Erreicht die Reibzahl Werte über 1, so ist die Kraft, welche zur Überwindung der Reibung erforderlich ist, größer als die aufgebrachte Normalkraft, was in diesem Fall nur aufgrund des Oszillationsantriebes ermöglicht wird. Bei den Versuchen mit E100 wurde gegenüber

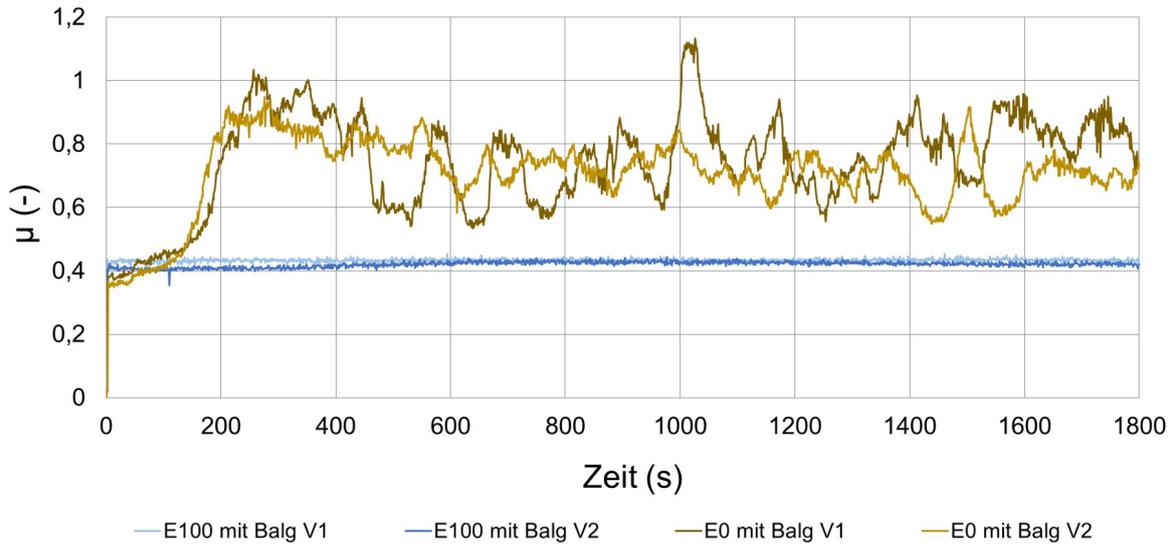


Bild 16: Wiederholbarkeit der Versuche mit Balg

den Versuchen mit E0 eine sehr kurze Einlaufzeit beobachtet. Bereits nach den ersten Sekunden steigen die Reibzahlen der Versuche mit E100 auf knapp über den Wert 0,4 an und bleiben über die gesamte Versuchsdauer annähernd konstant. Beide Versuche zeigen eine über die Versuchsdauer glatt verlaufende Reibzahlkurve. Ein Anstieg der Reibzahl über die Versuchsdauer hinaus, wie er bei den Versuchen ohne Balg zu sehen ist, wurde nicht beobachtet, wodurch eine signifikante Interaktion mit der Umgebung und der damit bedingten Anreicherung des E100 mit Wasser hinreichend ausgeschlossen werden kann. Eine Veränderung des Füllstandsneiveaus der Medien in der Kraftstoffwanne am Ende der Versuche wurde nicht festgestellt.

Nicht nur in den Reibzahlen sind Veränderungen des Kraftstoffes erkennbar, sondern auch bei der Betrachtung des Verschleißes an der oberen Probe. Zur Verschleißquantifizierung der jeweiligen Kraftstoffe wurde bei der Systemoptimierung, wie auch später bei der Kraftstoffbewertung, der mittlere Verschleißmarkendurchmesser MWSD (mean wear scar diameter) am Pilz herangezogen. Bild 17 zeigt die MWSD zu den bisher beschriebenen Versuchen. Die rechte Hälfte des Diagramms in Bild 17 vergleicht die Versuche mit E100 unter Verwendung bzw. Weglassen des Balgs, wohingegen die rechte Hälfte die Versuche mit E0 unter Verwendung bzw. Weglassen des Balg vergleicht. Beim Vergleich E100 mit und ohne Balg erkennt man eine Reduktion des Verschleißes bei Verwendung des Balgs, woran erkennbar wird, dass der Verschleiß mit dem Ansteigen der Reibzahl korreliert. Bei den Versuchen mit dem Medium E0 erkennt man gegenüber den E100-Versuchen ein gegensätzliches Verschleißverhalten. Das Verhindern von Kraftstoffverdampfung durch die

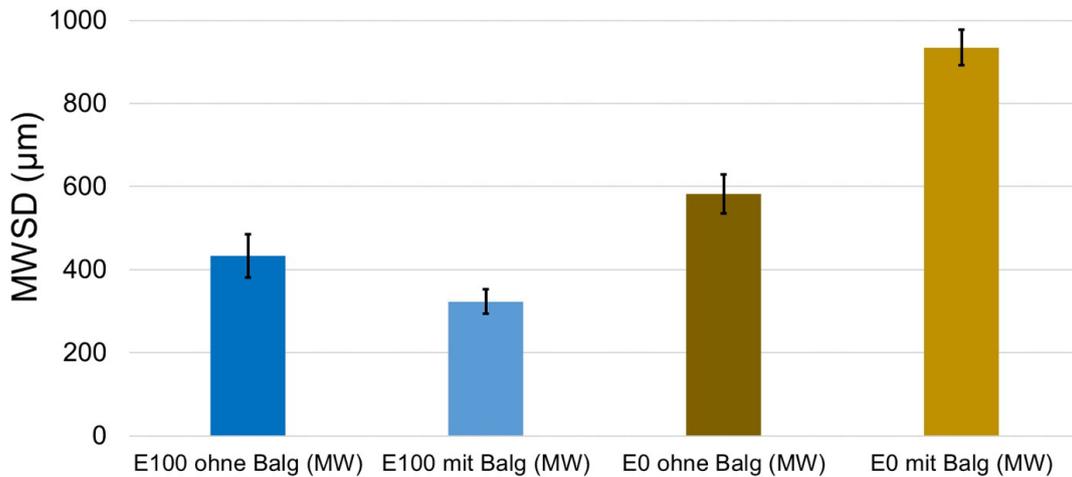


Bild 17: Quantifizierung und Vergleich des Verschleißes am Pilz anhand des mittleren Verschleißmarkendurchmessers MWSD (mean wear scar diameter) anhand der Versuche mit und ohne Balg

Verwendung des Balgs resultiert in einem schlechteren Schmier- und Verschleißverhalten. Der Mittelwert der Verschleißmarkendurchmesser beider Versuche E0 mit Balg liefert ein höheres MWSD als die Versuche mit E0 und ohne Balg, was darauf schließen lässt, dass reiner Ottokraftstoff Kontaktpaare schlechter schmiert und zudem höherer Verschleiß auftritt.

Somit konnte durch die Verwendung des Balgs die Verdampfung der Medien, sowie deren Interaktion mit der Umgebung ausreichend unterdrückt werden. Anhand der beschriebenen Versuche ist ersichtlich, dass unter Verwendung des Balgs, die für die Bewertung der Kraftstoffe wichtige Voraussetzung der konstanten Versuchsbedingungen geschaffen werden konnte. Man erkennt jedoch eine Erhöhung des Reibzahl-niveaus bei den Versuchen mit Balg gegenüber den Versuchen ohne Balg. Daher wird, wie schon in Kapitel 4.1.1 angesprochen, der Einfluss des Balgs auf die Reibzahl im folgenden Kapitel untersucht.

4.1.4 Reibzahleinfluss des Balgs

Um herauszufinden, welchen Einfluss die Verwendung eines H-NBR Balgs zur Abkapselung des Tribokontakts und der zur untersuchenden Schmiermedien von der Umgebung auf die Reibzahl hat, wurde der Einfluss sowohl statisch, als auch dynamisch untersucht. Bei der dynamischen Untersuchung wurde je ein Versuch mit und einer ohne Verwendung des Balgs vorgenommen. Bei den Versuchen wurde anstatt der Grenzmedien ein Standardöl verwendet. Das verwendete Öl wird üblicherweise zur Kalibrierung des Tribometers verwendet und verändert seine Schmiereigenschaften bei Interaktion mit der Umgebung

nicht. Dadurch kann der Fokus rein auf den Reibzahleinfluss des Balgs gelegt werden, ohne Einfluss zusätzlicher Störparameter, welche die Bewertung beeinflussen könnten, wie bspw. die Veränderung des Schmiermediums während der Versuchsdauer.

Bild 18 zeigt die Reibzahlkurven der Versuche mit und ohne Balg bei den Normalkraftniveaus 5 N und 10 N. Zunächst werden die beiden Versuche beim Normalkraftniveau 5 N untersucht. Der Versuch mit 5 N Normalbelastung und ohne Balg liefert eine glatte Reibzahlkurve mit einer gemittelten Reibzahl von 0,17. Der dazugehörige Versuch unter Verwendung des Balgs zeigt einen vergleichbar glatten Reibzahlverlauf bei einer gemittelten Reibzahl von 0,33. Die Differenz der beiden gemittelten Reibzahlen ergibt den Einfluss des Balgs auf die Reibzahl unter dynamischen Bedingungen im Triboversuch. Das Verdoppeln der am Tribometer eingestellten Belastung halbiert die Differenz der Reibzahlen beider Kraftniveaus bei den Versuchen mit und ohne Balg, was bedeutet, dass die Reibzahl indirekt proportional zur eingestellten Belastung ist.

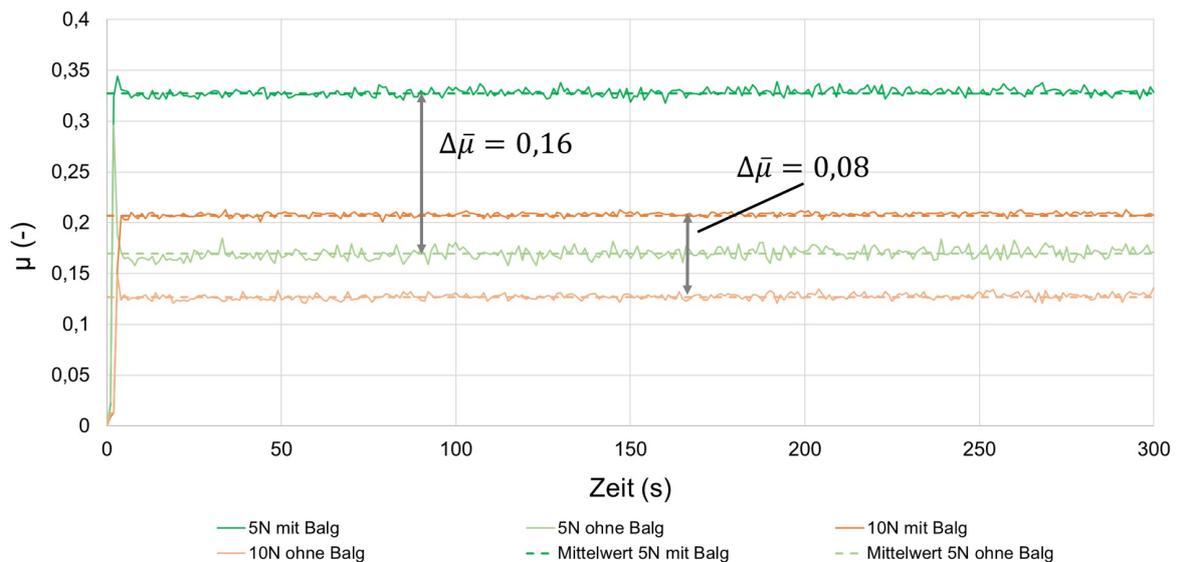


Bild 18: Einfluss des Balgs auf die Reibzahl

Mit den über die Versuchsdauer gemittelten Reibzahlen kann mithilfe der Formel $F_R = \mu * F_N$ auf die gemittelte Reibkraft umgerechnet werden. Die Ergebnisse sind in der Tabelle 5 angeführt und erscheinen plausibel, da die Umrechnung ergibt, dass die Reibkraft des Balgs, was in diesem Fall der Widerstandskraft des Balgs bei einer Auslenkung von 1 mm entspricht, konstant bleibt. Die Differenzenbildung der Widerstandskräfte vom Balg bei unterschiedlichen Belastungen aus Tabelle 5 ergeben $\Delta F_{R_{5N}} = 0,79 N$ für 5 N Belastung und $\Delta F_{R_{10N}} = 0,80 N$ für 10 N Belastung.

Um die bei den dynamischen Tests eruierte Widerstandskraft des Balgs bei 1 mm zu

Normalkraftniveau 5 N			
Bezeichnung	Kurzzeichen	Wert	Einheit
gemittelte Reibzahl MIT Balg	$\bar{\mu}_m$	0,33	-
gemittelte Reibzahl OHNE Balg	$\bar{\mu}_o$	0,17	-
gemittelte Reibkraft MIT Balg	F_{Rm}	1,64	N
gemittelte Reibkraft OHNE Balg	F_{Ro}	0,85	N

Normalkraftniveau 10 N			
Bezeichnung	Kurzzeichen	Wert	Einheit
gemittelte Reibzahl MIT Balg	$\bar{\mu}_m$	0,21	-
gemittelte Reibzahl OHNE Balg	$\bar{\mu}_o$	0,13	-
gemittelte Reibkraft MIT Balg	F_{Rm}	2,07	N
gemittelte Reibkraft OHNE Balg	F_{Ro}	1,27	N

Tabelle 5: Einfluss des Balgs auf die Reibzahl

verifizieren, wurden weitere statische Versuche durchgeführt, bei denen die Widerstandskraftkennlinie des Balgs bei unterschiedlichen Verfahrenswegen aufgezeichnet wurden. Dazu wurden die beiden Probenhalter gemeinsam mit dem Balg in einen Mikro-Ritztester (Scratch Tester), der für gewöhnlich zur Haftfestigkeitsprüfung von Beschichtungen und zur Messung des Reibungskoeffizienten verwendet wird, eingespannt. Bei translatorischem Verfahrensweg des unteren Probenhalters gegenüber dem oberen Probenhalter wurde die Reibkraft bzw. die Widerstandskraft des Balgs aufgezeichnet. In Bild 19 sind neben den Bildern vom modifizierten Aufbau des Ritztesters die Widerstandskräfte des Balgs in Abhängigkeit von verschiedenen Auslenkungen bei Verfahrenswegen von $\pm 0,5$ mm, ± 1 mm, ± 2 mm und ± 3 mm dargestellt. Für die Optimierung des Tribometerset-ups sind aufgrund der gewählten Parameter (siehe Tabelle 1) die Werte bei ± 1 mm relevant. Die Korrektur der Reibzahl um den festen Wert, die sich aus der Widerstandskraft des Balgs zurückführen lässt, ist gerechtfertigt, da zum einen die Reibzahlermittlung im Wesentlichen aus den Reibzahlen der Kontaktpaarung bei maximaler Auslenkung an den Wendepunkten besteht und zum anderen die Widerstandskraft bei kleinerer Auslenkung vernachlässigbar klein wird. Man erkennt jedoch, dass die Messwerte in Bild 19 sowohl bei positiver und negativer Auslenkung, als auch von den im dynamischen Test eruierten Werten stark voneinander abweichen. Bei einer Auslenkung von -1 mm liefert die Messung betragsmäßig eine Widerstandskraft von 0,66 N und bei positiver Auslenkung von 1 mm eine Kraft von 0,62 N. Die Abweichung der Werte bei unterschiedlicher Richtung der Auslenkungen, sowie die Abweichung der Werte bei betragsmäßiger Auslenkung von 1 mm von der Reibkraft, wie in Tabelle 5 ersichtlich ist, ist damit zu begründen, dass die Widerstandskraft des Balgs im Bereich der unteren Auflösungsgrenze der Kraftmessdosen liegt, welche zur

Kraftmessung im Mikro-Ritztester verbaut sind. Somit konnte der exakte Wert der Widerstandskraft des Balgs bei 1 mm Auslenkung zwar nicht verifiziert werden, dennoch genügen die erhaltenen Werte zur Plausibilitätskontrolle der Größenordnung der Widerstandskraft.

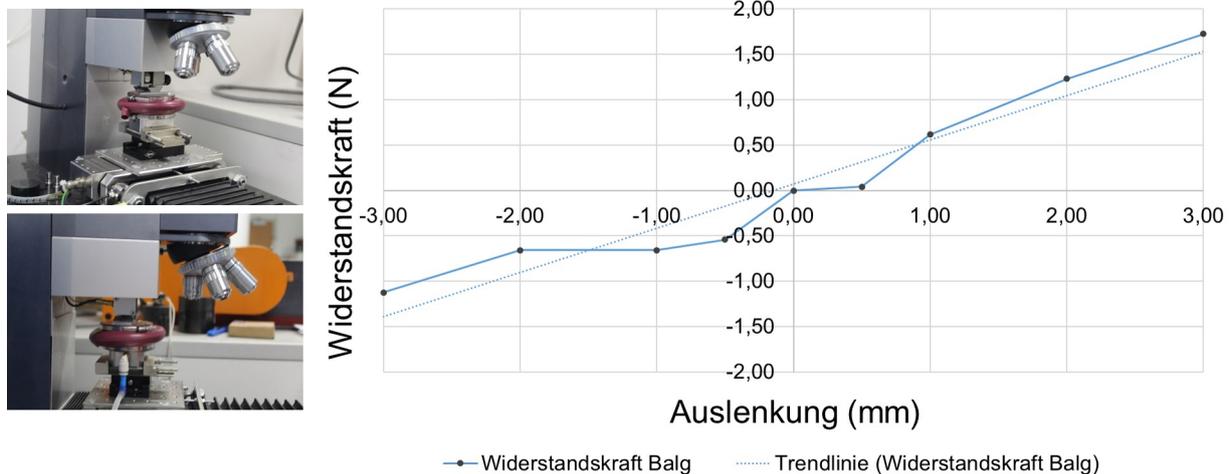


Bild 19: Widerstandskraftkennlinie des Balgs

4.1.5 Druckaufbau im Balg

In Kapitel 4.1.1 wurde auf die Verdampfung der Medien in der Kraftstoffwanne eingegangen. Durch die Verwendung des Balgs konnte die Verdampfung ausreichend unterdrückt werden, doch es bestand die Befürchtung, dass selbst die geringe Menge des verdampften Mediums aufgrund des hohen Dampfdruckes zu einem Überdruck in der abgekapselten Kammer führen könnte. Das Beimischen von bis zu 10 Vol.-% Ethanol in den Ottokraftstoff führt zur weiteren Erhöhung des Gemisch-Dampfdruckes gegenüber dem reinen Ottokraftstoff [3]. Zum einen verändert ein Druckaufbau im Balg die Steifigkeit des Balgs, was zu einer Erhöhung der in Kapitel 4.1.4 beschriebenen Widerstandskraft führen und somit die gemessene Reibzahl verfälschen könnte. Zum anderen könnte der Überdruck im Balg ein Anheben des Jochs (siehe Bild 21), über dem die Krafteinleitung erfolgt, bewirken, was dazu führt, dass die tatsächlich anliegende Kraft im Kontaktpunkt nicht mehr der gewünschten Belastung entspricht (nähere Betrachtungen zur vorliegenden Belastung im Kontaktpunkt werden in Kapitel 4.1.6 behandelt).

Zur Messung, ob sich ein Überdruck in der Probenkammer während des Versuchs aufbaut, wurde am oberen Probenhalter eine Bohrung angebracht, die zum Inneren der Kraftstoffkammer führte. So konnte ein U-Rohrmanometer angeschlossen werden, mit dem man einen Druckaufbau im Balg während der Versuche detektieren konnte. Zum Zeitpunkt, als

die in diesem Kapitel untersuchte Thematik behandelt wurde, stand ein Kraftstoffgemisch E10, das laut Andersen u.A. [3] den höchsten Dampfdruck eines Ottokraftstoff-Ethanol-Gemisches aufweist, nicht zur Verfügung. Aus diesem Grund wurde ein Versuch mit dem Medium E30 durchgeführt, welches in den zu untersuchenden Medien die nächst höhere Ethanolkonzentration aufweist [3] und gegenüber dem reinen Ottokraftstoff einen höheren Dampfdruck besitzt. Über die Versuchsdauer wurde beim Start des Versuchs, sowie nach 30 und 60 min die Höhe der Wassersäulen am U-Rohrmanometer abgelesen und notiert. Über die Höhendifferenz der Wassersäulen konnte der Überdruck im Balg umgerechnet werden. Die projizierte Fläche des Balgs wurde mit dem größten Innendurchmesser des Balgs abgeschätzt und mit dem gemessenen Überdruck im Balg multipliziert, woraus man eine Abschätzung der induzierten Kraft erhält. Die zum Versuch gehörenden Werte sind in Tabelle 6 angeführt.

Druckaufbau im Balg							
Messzeitpunkt (min)	Linke Wassersäule H_L (cm)	Rechte Wassersäule H_R (cm)	ΔH (cm)	Druck p (mbar)	Projizierte Fläche Balg (cm ²)	Induzierte Normalkraft (N)	
0	38,5	38,5	0	0		0,00	
30	38,0	39,0	1	1	64,14	0,64	
60	37,5	39,5	2	2		1,28	

Tabelle 6: Kraftinduzierung zufolge des Druckaufbaus im Balg

4.1.6 Feinoptimierung der Belastung im Kontaktpunkt

Die niedrige Belastung von 5 N des SRV-Tribometers und Modifizierungen am oberen Probenhalter verlangten eine Kontrolle der in der Kontaktstelle vorliegenden Belastung. Normalkraftmessungen mit eingebauter Kraftmessdose (Bild 20) zeigten, dass die tatsächlich wirkende Normalkraft in der Kontaktstelle um etwa 2 N größer ist als die eingestellte Belastung am Tribometer. Bei vorgegebenen 5 N liegen somit 7 N an, was einer Erhöhung der Normalkraft um +40 % gegenüber der am Tribometer eingestellten Belastung entspricht. Bei vorgegebenen 10 N liegen tatsächlich 12 N vor (+20 %).

Nach Analyse des Tribosystems werden folgende Ursachen, die einen Beitrag zur Normalkraftabweichung in der Kontaktstelle beitragen können, aufgelistet:

- Delta Gewicht Standardhalter-Kugel zu Spezialhalter (A)
- Delta Gewicht Standardkugel zu Spezialprobe und Zusatzgewicht durch Hilfselemente (z.B.: Schlauchschelle zur Befestigung/Abdichtung des Balgs am Probenhalter) (B)

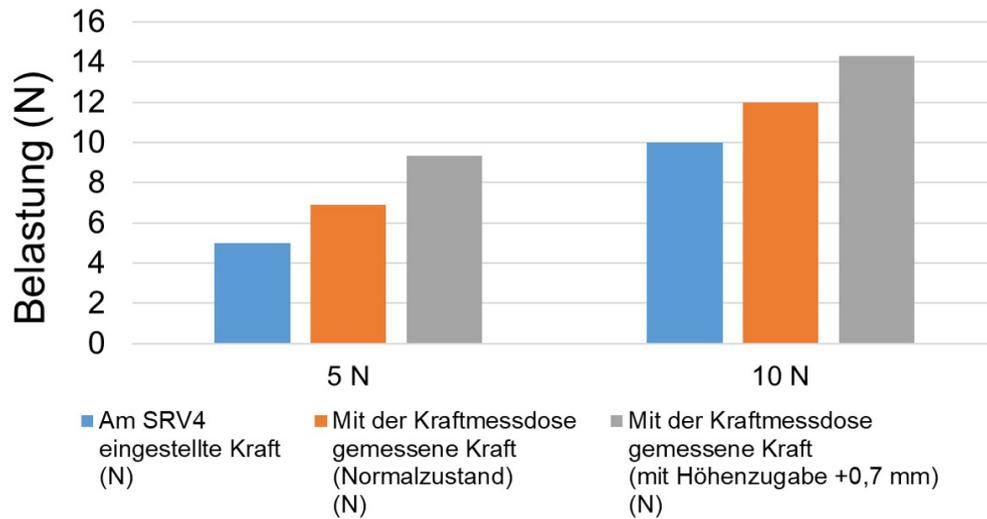


Bild 20: Mittels Kraftmessdose gemessene Normalkraftabweichung in der Kontaktstelle bei 5 N und 10 N eingestellter Belastung am Tribometer

- Verspannung der Blattfedern bei Abweichung der Höhenposition (z.B. infolge Fehlpositionierung/Montagefehler, Verschleiß, Wärmeausdehnung der Messstrecke, Fertigungstoleranzen der Proben, etc.) (C)
- Sonstige, schwer quantifizierbare Störgrößen (bspw. Reibungseinfluss der Führungen bei der Normalkraftaufbringung, Druckaufbau im Balg, etc.) (D)

Im ersten Schritt wurden die Massen jener Elemente gemessen, die für eine zusätzliche Kraftinduzierung in der Kontaktstelle verantwortlich sind und mit dem Gesamtgewicht des Originalprobenhalters inkl. Standard-SRV-Kugel gegenübergestellt (Tabelle 7). Die exakte Bestimmung der Gewichtskräfte ist notwendig, da sich die Kraftmessdose des Tribometers unterhalb des federbetätigten Normalkraftaktuators befindet und lediglich die vom Aktuator aufgebrachte Belastung registriert und diese auf die am Tribometer eingestellte Belastung regelt. Die obere Probe, der obere Probenhalter und andere Hilfselemente (bspw. Schlauchschelle zur Befestigung/Abdichtung des Balgs am oberen Probenhalter) üben mit ihrer Gewichtskraft jedoch eine zusätzliche Belastung auf die Kontaktstelle aus, welche vom Normalkraftsensor des Tribometers nicht erfasst wird und dadurch im Kontaktpunkt eine höhere Belastung vorliegt, als die am Tribometer eingestellte Belastung.

Die Tabelle 7 zeigt, dass die Differenz der Gesamtmasse zwischen Tribometer set-up NEU und Standard aufgrund der Erdbeschleunigung ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$) eine zusätzliche Kraft von 1,1 N in der Kontaktstelle induziert. Die Gewichtsmessungen haben somit ergeben, dass der Großteil der zusätzlichen Normalkraft in der Kontaktstelle durch den neuen und schwereren Probenhalter, der eigens für diese Versuche konzipiert wurde, samt Probe

SRV set-up NEU		SRV Standard set-up	
Masse Probenhalter NEU (g)	210,0	Masse Probenhalter (g)	105,4
Masse Probe NEU (Pilz) (g)	10,3	Masse Standardkugel (g)	4,0
Masse Befestigungsschelle (g)	6,0	-	
Summe der Gewichtskräfte (g)	226,3	Summe der Gewichtskräfte	109,4
Induzierte Gewichtskraft (N)	2,2	Induzierte Gewichtskraft (N)	1,07
Differenz der induzierten Gewichtskräfte (N)		1,1	

Tabelle 7: Vergleich Tribometer set-up NEU und Standard: Massen einzelner Komponenten und daraus resultierender, induzierter Gewichtskräfte im Kontaktpunkt

hervorgerufen wird.

Weiters wurde vermutet, dass der restliche Anteil auf die 2 N Differenz zwischen eingestellter Belastung und tatsächlich vorliegender Belastung in der Kontaktstelle infolge einer Verspannung der Blattfedern bei Abweichung der Höhenposition des Probenhalters entsteht. Weicht nämlich die gesamte Höhe des Probenhalters inklusive Probe von der Gesamthöhe des Original-Probenhalters inklusive Standardkugel um wenige Zehntelmillimeter ab, so verformen sich die Federplättchen (Blattfedern), welche die Verbindung zwischen Antrieb bzw. seitlicher Lagerung und Joch, an dem der obere Probenhalter befestigt ist, darstellen. Bei Auslenkung der Blattfedern aus der entspannten Lage (neutrale Lage) wird eine zusätzliche Federkraft im Kontaktpunkt induziert. Um diese Vermutung zu bestätigen wurde eine 0,7 mm Distanz unterhalb der Kraftmessdose eingebaut, sodass eine Auslenkung der Symmetrielinie der Blattfedern oberhalb der Nulllage der entspannten Blattfedern liegt (Bild 21) und somit eine zusätzliche Federkraft in der Kontaktstelle eingeleitet wird. Die grauen Balken in Bild 20 entsprechen der von der Kraftmessdose gemessenen Kräfte bei einem Höhenversatz des Jochs durch die Höhenzugabe und zeigen, dass ein Höhenversatz von 0,7 mm die Belastung in der Kontaktstelle um weitere ca. 2 N erhöht. Geht man von einer annähernd linearen Federkennlinie der Blattfedern aus, so bewirken selbst kleinste Veränderungen der Höhenposition eine Erhöhung der Belastung in der Kontaktstelle. Als mögliche Gründe für eine Verschiebung des Jochs und somit für ein Verspannen der Blattfedern außerhalb ihrer Nulllage, was wiederum zu einer zusätzlichen Normalkraftinduzierung im Kontaktpunkt führt, werden ein Höhenversatz des Jochs durch Toleranzen beim Einbau der Probenhalter (Bedienereinfluss), die Messstreckentemperatur, welche zur Längenausdehnung der Elemente im Tribometerausbau führt oder generell Toleranzen der Versuchsmuster gesehen.

Grundsätzlich reagiert das SRV-System, besonders bei geringen vorgegebenen Normalkräften, sehr empfindlich auf Veränderungen (Masse, Höhe der Proben, Einbaugenauigkeit, etc.). Daher ist es wichtig feste und konstante Eingangsparameter zu bestimmen

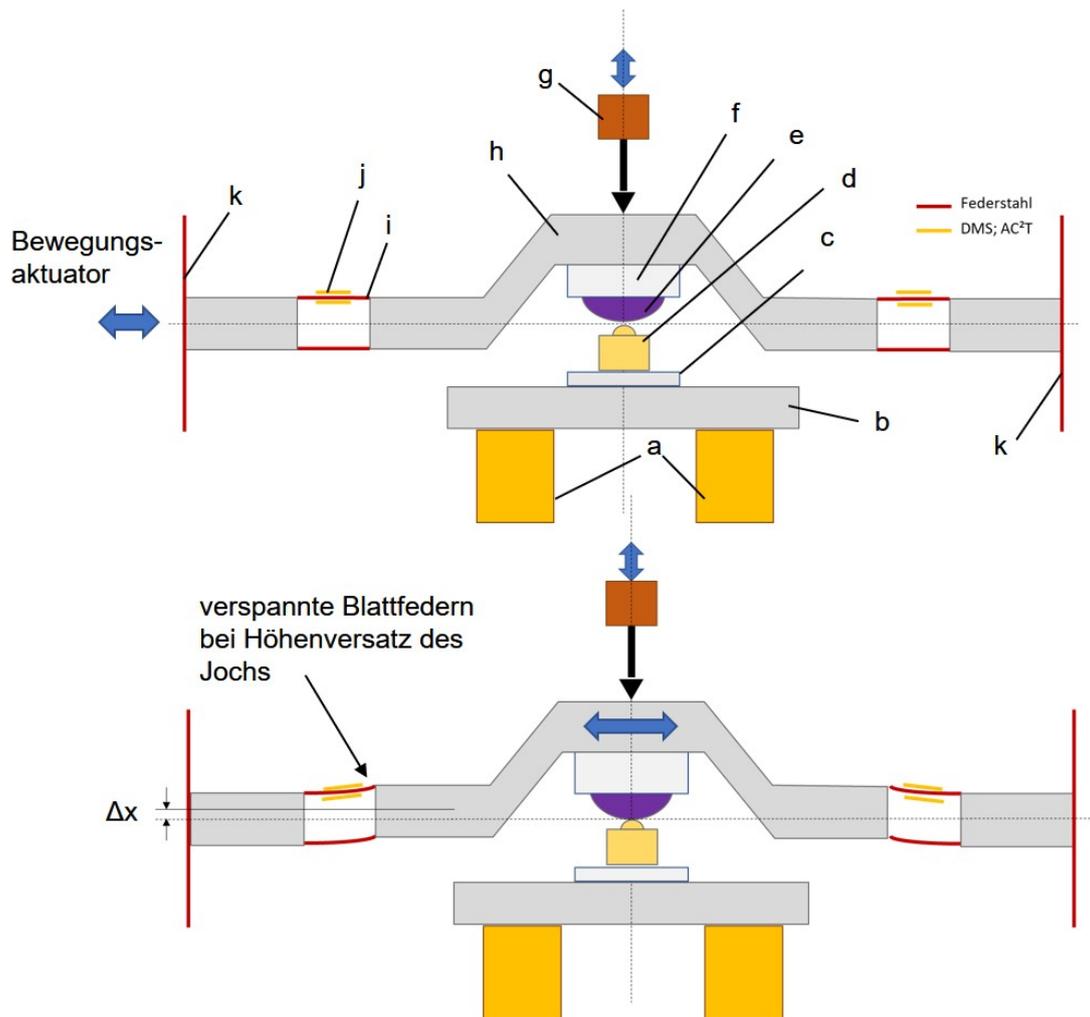


Bild 21: Schematische Darstellung des Testaufbaus - Bild oben: ideale Arbeitsposition des Messaufbaus bei entspannter Lage der Blattfedern: a) Reibkraftsensoren (Piezo-basierend), b) Aufnahmeblock, c) Distanzscheibe, d) Kraftmessdose, e) oberer Probenkörper, f) oberer Probenhalter, g) Druckfeder-belasteter Normkraftaktuator, h) Joch, i) Federblatt, j) DMS, k) Lagerung/Antrieb; Bild unten: Um Δx höhenversetztes Joch, das zur Verformung der Federplättchen/Blattfeder i) führt

und diese auch zu überwachen, um reproduzierbar und sicher messen zu können. Aus diesem Grund wurde als weitere Optimierungsmaßnahme die Applikation von Dehnmessstreifen (DMS) auf die Blattfedern durchgeführt. Durch Anbringung der DMS an einer geeigneten Stelle sollen Verformungen der Blattfedern detektiert werden und die daraus resultierenden induzierten Kräfte ermittelt werden können. Dazu wurden das Joch (h in Bild 21) und alle Blattfedern (i in Bild 21) aus dem Tribometer ausgebaut. Das Gewicht des Jochs wurde gemessen und notiert. Die oberen Blattfedern auf beiden Seiten des Jochs wurden mit DMS (j in Bild 21) in einer Vollbrückenschaltung ausgestattet. Nachdem die beiden Blattfedern an der Ober- und Unterseite mit DMS ausgestattet wurden, wurde

der entspannte Zustand der Federn durch senkrecht Hängenlassen an einer Schnur definiert. Anschließend erfolgte der Zusammenbau des Jochs samt der mit DMS bestückten Federplättchen mit dem Antriebs- bzw. Lagerungsteil (k links bzw. rechts in Bild 21). Zur Kalibrierung der DMS wurde im ersten Schritt das Joch von der Verbindungsstange, über die die Belastung vom Normalkraftaktuator auf das Joch eingeleitet wird, losgelöst. In diesem Zustand führt das Eigengewicht zu einem Signal der DMS und ergibt den ersten Wert auf der Kalibrierungskurve der DMS. Für die Ermittlung weiterer Punkte der Kurve wurden zusätzliche Totgewichte unterschiedlicher Massen an das Joch angebracht, wodurch sich die Blattfedern weiter verformten und dadurch die DMS mit definierten Gewichten kalibriert werden konnten. Im Anschluss an die Kalibrierung der DMS wurde die Kennlinie der Blattfedern ermittelt. Für die Aufzeichnung der Federkennlinie wurde auf Originalproben und -halter zurückgegriffen, da sich beim Einsatz des Original SRV set-ups die Blattfedern in einer ausreichend entspannten Lage befinden. Durch Zugabe von Distanzlehren (Fühlerlehren) unterhalb der unteren Probe und dem Zusammenfahren der oberen und unteren Probe wurden künstlich mehrere Höhenpositionen des Jochs in Zehntelmillimeterabständen geschaffen. Die DMS lieferten die durch den Höhenversatz bedingte induzierte Kraft, wodurch die Federkennlinie der Blattfedern, das in Bild 22 dargestellt ist, aufgenommen werden konnte.

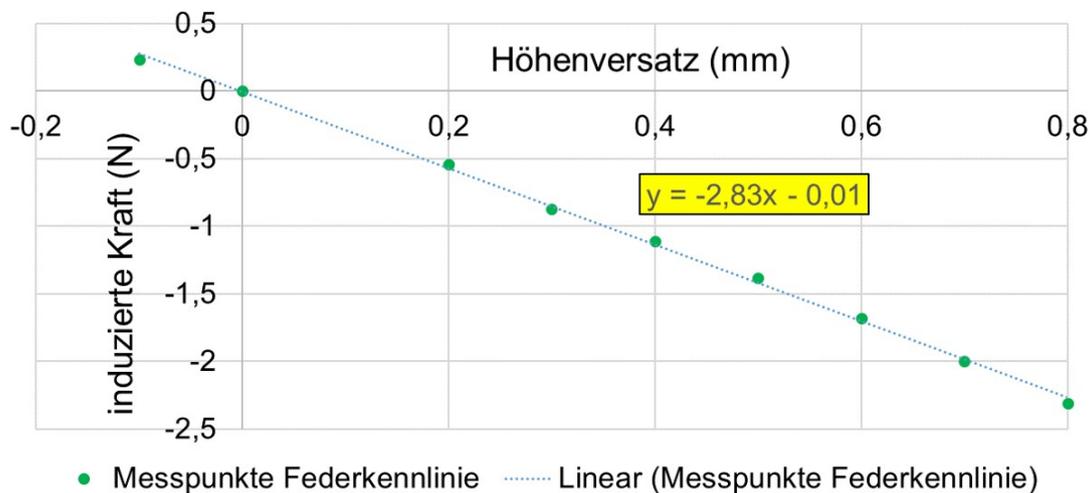


Bild 22: Federkennlinie der Blattfedern zur Ermittlung der durch die Verspannung der Blattfedern hervorgerufenen Zusatzbelastung im Kontaktpunkt

In Bild 22 erkennt man, dass die Verbindung der Messpunkte eine annähernd lineare Kurve mit der Geradengleichung $y = -2,83x - 0,01$ ergibt. Das negative Vorzeichen der induzierten Kraft in Bild 22 ergibt sich dadurch, dass das Kalibrieren der DMS mit Totgewichten zu einer Durchbiegung der Blattfedern nach unten führte und als „positiv“ deklariert wurde, wohingegen eine Höhenzugabe mittels Fühlerlehren eine Verschiebung

des Jochs nach oben und somit zu einer Durchbiegung der Blattfedern nach oben führt (negatives Vorzeichen der induzierten Kraft). Mithilfe der applizierten DMS kann durch Aufzeichnung der durch die Blattfedern induzierten Kraft vor jedem Versuch ermittelt werden. Das ermöglicht eine Korrektur der am Tribometer einzustellenden Belastung, damit in der Kontaktstelle die richtige Kontaktkraft vorliegt. Da das Tribometer den Eingabewert auf ganze Stellen rundet, wurde die Belastung auf die nächstkleinere ganze Stelle abgerundet. Die Differenz der einzustellenden Kraft und der eingestellten Kraft wurde durch Anbringen von Totgewichten auf der Verbindungsstange zwischen Joch und Normalkraftaktuator ausgeglichen.

Zusammenfassend zeigt Bild 23 das Zustandekommen der Belastung im Kontaktpunkt (F_{Ks}). Stellt man die im Kontaktpunkt geforderte Belastung am Tribometer ein (F_E), so weicht die tatsächliche Belastung in der Kontaktstelle (F_K) vom geforderten Wert ab. Die Balken mit den Buchstaben A , B , C und D repräsentieren die am Anfang dieses Kapitels aufgezählten Gründe dieser Abweichung. Der Fehleranteil von A und B wurde bereits quantifiziert, dazu kommt nun die Bestimmung der induzierten Kraft durch die verspannten Blattfedern, welche vor jedem Versuch nach Zusammenfahren der Proben ermittelt werden. Durch die Kenntnis der Fehleranteile kann die eingestellte Belastung am Tribometer F_E um den Differenzbetrag (R) zwischen gewollter und vorliegender Belastung reduziert werden. Der Balken E repräsentiert jenen Anteil der Kraft, welcher durch die Korrektur der Belastung mit Totgewichte entsteht. Die Korrektur der am Tribometer einzustellenden Belastung liefert die Soll-Belastung im Kontaktpunkt F_{Ks} .

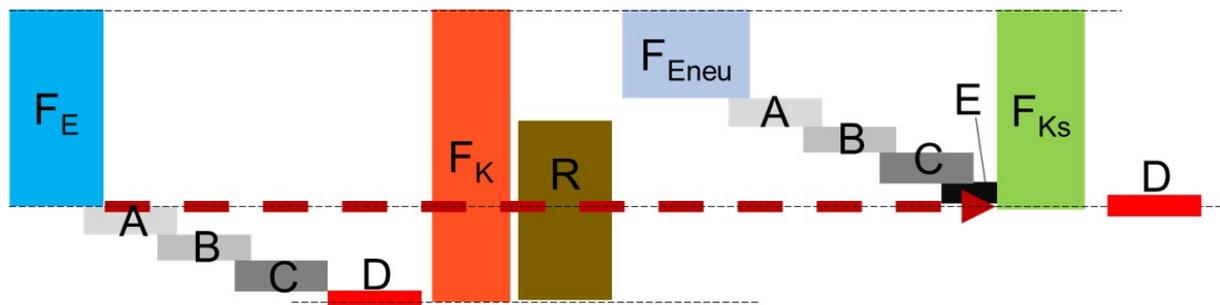


Bild 23: Schematische Darstellung des Kräftekollektivs bei der Feinoptimierung der Belastung im Kontaktpunkt; F_E ...ursprünglich eingestellte Belastung am Tribometer, F_K ... Belastung im Kontaktpunkt bei ursprünglich eingestellter Belastung, R ...Reduktion der am Tribometer einzustellenden Belastung nach Ermittlung der Belastungsabweichung vom Sollwert, F_{Eneu} ... neu eingestellte Belastung am Tribometer, F_{Ks} ... Sollbelastung in der Kontaktstelle

In Kapitel 4.1.5 wurde die Möglichkeit des Druckaufbaus im Balg erläutert. Um diese Störgröße zu umgehen, wurde ein „Gasbag“ verwendet, der sich beim Verdampfen gerin-

ger Mengen der Kraftstoffe druckfrei ausdehnen kann und somit zu einem Druckausgleich im System führt. Zur Drucküberwachung wurde der Gasbag über eine Abzweigung der Leitung zum U-Rohrmanometer angeschlossen, um detektieren zu können, ob im abgekapselten Raum tatsächlich der Umgebungsdruck vorliegt. Im Zuge dieser Erweiterung wurde ein Glaskolben am unteren Probenhalter angebracht, welcher zur Kontrolle der Füllstandshöhe in der Kraftstoffwanne diente. Durch den Druckausgleich mittels Gasbag liegt eine mit Kraftstoffdämpfen gesättigte Atmosphäre im Inneren des Balgs vor, wodurch keine signifikante Verdampfung des Kraftstoffes in der Kraftstoffwanne erfolgt und die Füllstandshöhe über die Versuchsdauer konstant bleibt. Die schematische Darstellung des optimierten Aufbaus ist in Bild 24 zu sehen.

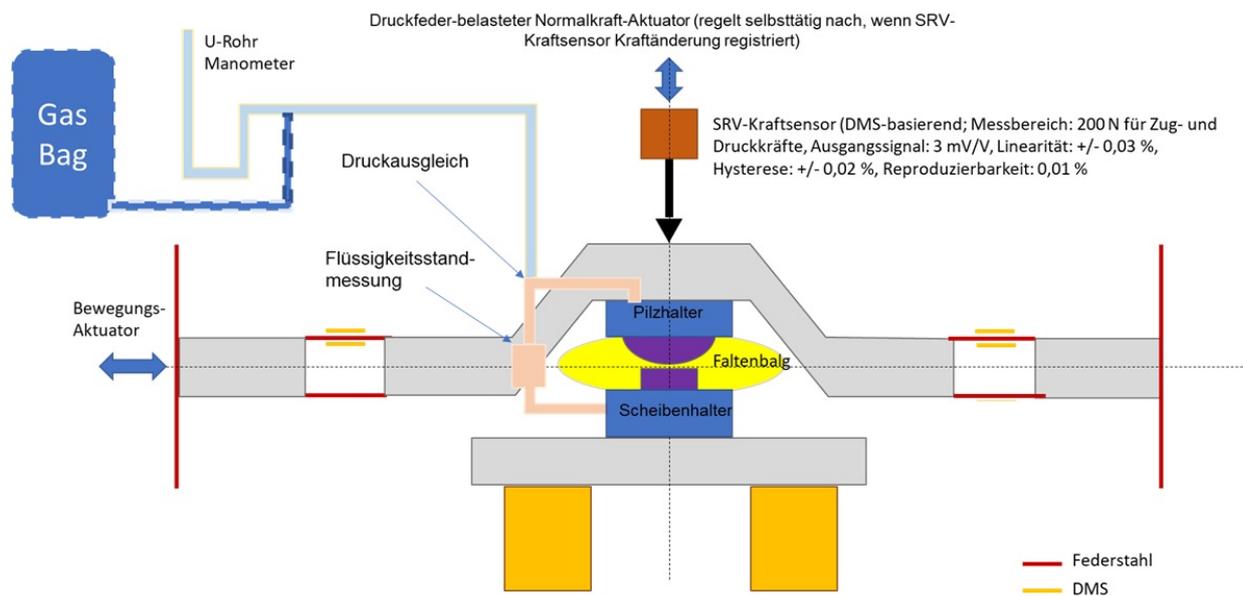


Bild 24: Schematische Darstellung des finalen Testaufbaus am SRV-Tribometer

Der finale Aufbau des Tribometers, mit den implementierten Systemoptimierungsschritten, welche in diesem Kapitel beschrieben wurden, ist in Bild 25 dargestellt. Durch Gewährleistung konstanter Verhältnisse, sowohl hinsichtlich der Belastung im Kontaktpunkt, als auch der Beschaffenheit der Schmierstoffe, konnten Störgrößen, welche die Interpretation späterer Ergebnisse erschwert hätten, minimiert werden. So kann die Schmierfähigkeit, sowie das Verschleißverhalten der Reibpartner qualitativ und quantitativ sicher und wiederholbar gemessen werden.

4.2 Bewertung der Kraftstoffe

Im folgenden Kapitel soll die Reibungs- und Verschleißbewertung verschiedener Kraftstoffe (Tabelle 4) untersucht werden. Zu jedem Kraftstoff wurden Doppelversuche durchgeführt,



Bild 25: Abbildung des modifizierten Testaufbaus am SRV-Tribometer

aus denen in weiterer Folge die Mittelwerte der Kenngrößen bestimmt und zur Bewertung herangezogen wurden. Als Streumaß der Doppelversuche sind in den folgenden Balkendiagrammen jeweils die min- und max-Werte der Versuche angeführt. Bei den Kraftstoffmischungen werden zwei Parameter variiert. Zum einen wird der Ethanolgehalt und zum anderen der Wassergehalt in den Mischungen variiert. Im ersten Schritt wird analysiert, wie sich Reibung und Verschleiß der Kraftstoffe durch Erhöhung der Ethanolkonzentration bei geringem Wassergehalt (MIN) verhalten. Im Anschluss wird die Auswirkung der Ethanolgehaltsvariation bei mittlerem Wassergehalt (MW) untersucht. Nachdem die Ergebnisse bei geringem und mittlerem Wassergehalt im Kraftstoff analysiert wurden, soll untersucht werden, wie sich die Ethanolzugabe zum reinen Ottokraftstoff bei maximalem Wassergehalt auswirkt. Der mittlere Wassergehalt entspricht dem Mittelwert des minimalen und des maximalen Wassergehalts. Für die Betrachtungen wird jeweils der Basiskraftstoff E0 als Referenz herangezogen.

4.2.1 Ethanolgehaltsvariation bei geringem Wassergehalt

Die Auswertungen der Doppelversuche zeigen, dass der Verschleiß im Mittel, bewertet anhand des MWSDs, beim reinen Ottokraftstoff am höchsten ist. Die Erhöhung der Ethanolkonzentration im Kraftstoffgemisch senkt den Verschleiß bis zu einem Ethanolgehalt von 60 Vol.-%, wo er dann von E85 bis E100 erneut stetig ansteigt. Die Reibzahlen der getesteten Kraftstoffe zeigen einen ähnlichen Trend. Reibzahlen von E0 und E10 sind etwa gleich und sinken bei steigender Ethanolkonzentration in der Mischung bis E60. Diesmal ist jedoch kein Minimum bei E60 zu erkennen, sondern die Reibzahl steigt bei E85 erneut an, sinkt dann wieder bei E100 und zeigt dort verglichen mit den anderen Kraftstoffen den kleinsten Wert. Das Balkendiagramm in Bild 26 visualisiert die Ergebnisse.

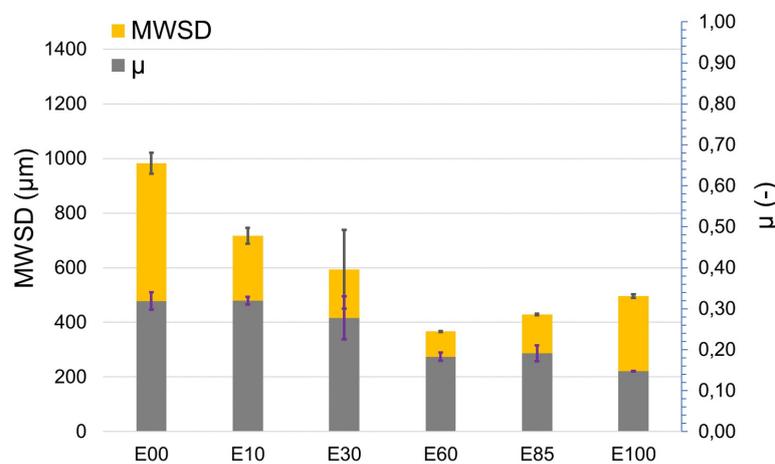


Bild 26: Vergleich der Kraftstoffe anhand des MWSD und der Reibzahl bei geringem Wassergehalt

Mit Ausnahme der Versuche mit E0 und E30 ist anhand der Fehlerindikatoren eine gute Wiederholbarkeit der Versuche zu erkennen. Nur bei E0 und vor allem E30 treten höhere Schwankungen der Kenngrößen auf. Bereits im Zuge von Vorversuchen mit den Grenzmedien wurde beobachtet, dass Versuche mit E0 nur mäßig wiederholbar sind, wohingegen die Wiederholbarkeit der Versuche mit E100 sehr gut gegeben ist. Aufgrund der großen Schwankungsbreite wurden die Einzelversuche mit E30 genauer untersucht. Analysen der Wassergehaltsbestimmungen mittels Titration nach der Karl Fischer Methode (DIN 51777 Verfahren C) vor und nach dem Triboversuch zeigten, dass der Wassergehalt beim Medium mit 30 Vol.-% Ethanol, welches die höheren Kennwerte liefert, sich mehr als verdreifacht hat, wohingegen das Medium mit den kleineren Werten lediglich um 76 % zugenommen hat. Die E30-Mischung hat offensichtlich im Zuge der Versuchsvorbereitung oder während des Tests deutlich mehr Wasser aufgenommen, was zu einer Erhöhung des Verschleißes und der Reibung geführt hat.

Reibzahlverläufe der Erstversuche zu jedem Medium sind beispielhaft in Bild 27 dargestellt. Aufgrund der Übersichtlichkeit wurde auf die Darstellung aller Versuche verzichtet. Die zum jeweiligen zweiten Versuch gehörende Kurve ist im Anhang zu finden. Bei E0 steigt die Reibzahl zu Beginn stetig an und verläuft nach der kurzen Einlaufphase zackig um den Mittelwert bis zum Versuchsende mit Streuungen im 12-14 %-Bereich. Ab einem Ethanolanteil von 30 % sind glatte und vor allem gegen Versuchsende niveauähnliche Verläufe der Einzelversuche zu sehen. Bei den Mischungen E60 und E85 ist ein stetiger Anstieg der Reibzahl von Versuchsanfang zu Versuchsende zu erkennen. Bei E100 nehmen die Reibzahlkurven einen glatten und über die Versuchsdauer konstanten Verlauf an. Die Doppelversuche des E100 verlaufen nahezu identisch. Signifikante Unterschiede der Reibzahlverläufe unter den Einzelversuchen der Doppelversuche sind bei E10 und E30 zu erkennen. Die Einzelversuche zeigen unterschiedliches Einlaufverhalten bei E10, wobei die Reibzahlen ab dem zweiten Drittel gegen Versuchsende erneut einen vergleichbaren Verlauf aufweisen und gegen das Reibzahlniveau von E0 konvergieren. Die beiden Reibzahlverläufe von E30 zeigen gleiches Einlaufverhalten und ähnlichen Reibzahlverlauf. Sie unterscheiden sich im Wesentlichen am Niveau der Reibzahlkurven, was mit dem großen Unterschied der Wassergehälter in den Medien begründet werden kann. Das Niveau der Reibzahlkurve des E30-Mediums mit höherem Wassergehalt liegt gegenüber dem Medium mit geringerem Wassergehalt (in Bild 27 dargestellt) etwa 46 % höher.

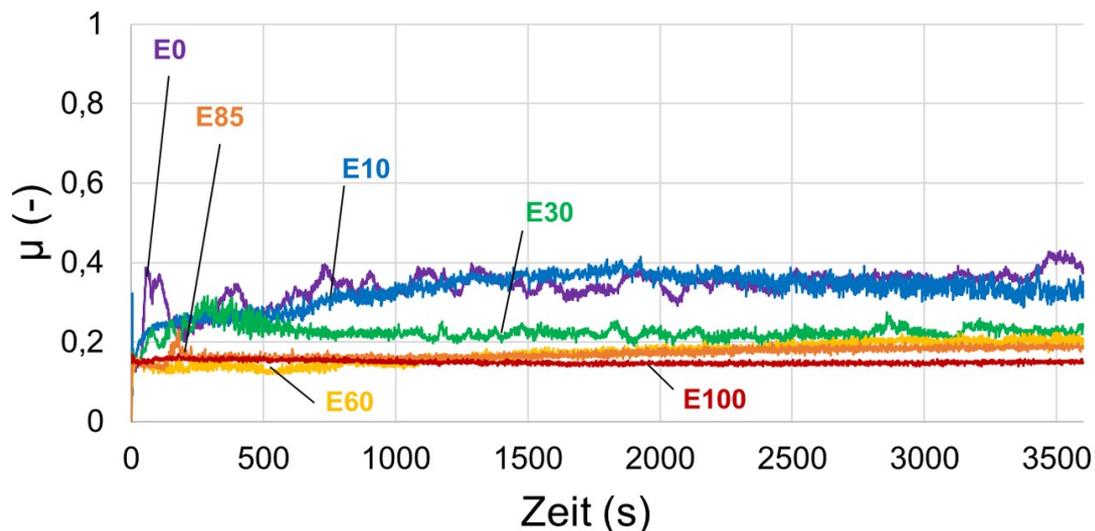


Bild 27: Reibzahlkurven der Erstversuche bei geringem Wassergehalt

Bisher wurde der Verschleiß anhand der zweidimensionalen Kenngröße MWSD bewertet. Eine weitere Differenzierung der Kraftstoffe erfolgt im Bild 28 anhand der Verschleißvolumina (links), sowie der k-Faktoren (rechts). Bei der Betrachtung der Verschleißvolumina und der k-Faktoren der Mischungen bei geringem Wassergehalt sticht der E0 mit einem

über fünffach-höheren Verschleiß gegenüber den anderen Mischungen deutlich hervor. Der Verschleißunterschied zwischen E10 und E30 ist geringer und bei E60 ist der Verschleiß minimal. Auffällig ist die Umkehrung der Tendenz bei E85 und E100. Obwohl der MWSD des E100 in Bild 26 kleiner ist, als jener von E85, ist das Verschleißvolumen von E100 gegenüber E85 höher. Dieses Phänomen kann man mit der Bombierung der Verschleißmarke erklären. Die Vorstellung, dass die Kugelgeometrie ideal eben verschleißt, sodass das Volumen einem Kugelsegment gleicht, entspricht nicht der Realität. Deshalb können Verschleißvolumina selbst bei gleichem MWSD stark variieren.

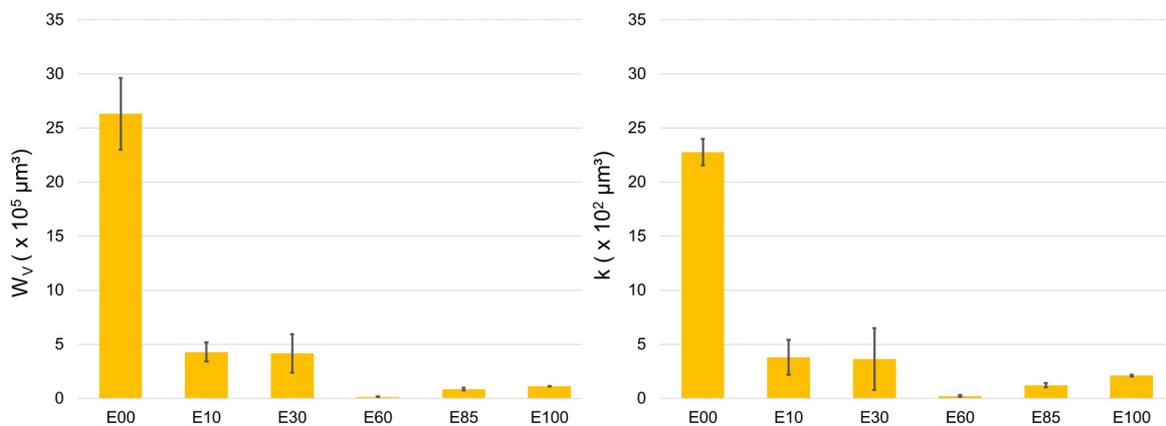


Bild 28: Vergleich der Kraftstoffe anhand des MWSD und der Reibzahl bei geringem Wassergehalt

Die Verschleißbilder der Pilze und die Verschleißspuren auf der Scheibe zeigen bei E0 eine Mischung aus metallisch glänzenden und bräunlich verfärbten Oberflächen. Eine Möglichkeit für die braunfärbige Oberflächenveränderung innerhalb der Verschleißspuren könnte die Bildung von Eisenoxiden liefern, welche im Allgemeinen für ihre rot-braune Farbausprägung bekannt ist. Die Verschleißmarke auf dem Pilz ist kreisförmig ausgeprägt. Die Verschleißspuren bei E10 ähneln dem von E0, wobei die metallisch glänzenden Anteile geringer ausfallen und die Spuren dunkler erscheinen. Die Form der Verschleißspur auf dem Pilz ist elliptisch, bei der die Hauptachse senkrecht und die Nebenachse parallel zur Verfahrungsrichtung liegt. Ab einer Ethanolkonzentration von 60 % sind weder am Pilz noch auf der Scheibe, metallisch glänzende Stellen innerhalb der Verschleißspuren zu erkennen. Die Verschleißmarken E60 und E100 weisen bräunliche Verfärbungen auf, wohingegen die Spur am Pilz bei E85 bläuliche Stellen zeigt und die Spur auf der Platte nahezu zur Gänze blau erscheint. Mit der Ausnahme der Spuren von E0 und E10 sind die Bearbeitungsspuren der Scheibe innerhalb der Verschleißspuren deutlich zu erkennen. Ein Vergleich der Verschleißspuren anhand von Lichtmikroskopaufnahmen der getesteten Mischungen (jeweils der erste Versuch) ist in Bild 35 beispielhaft dargestellt.

4.2.2 Ethanolgehaltsvariation bei mittlerem Wassergehalt

Im vorhergehenden Unterkapitel wurde durchleuchtet, wie sich die Reibung und der Verschleiß bei Variation der Ethanolgehalte bei geringem Wasseranteil verhält. Die Ergebnisse bei geringem Wassergehalt zeigen, dass die Erhöhung des Ethanolgehalts über 30 % in einer Reibungsverminderung und das Vorhandensein von Ethanol in der Mischung bei den betrachteten Konzentrationen generell in einer Verschleißreduktion resultiert. Die mittleren Verschleißmarkendurchmesser liefern eine erste Übersicht, welche Auswirkung die Ethanolgehaltsvariation bei mittlerem Wassergehalt in der Mischung hat. Dem ersten Anschein nach liefern die Mischungen bis inklusive einem 60 prozentigen Ethanolgehalt eine Verschleißerhöhung um 9 % bei E10, 8 % bei E30 bzw. 3 % bei E60 gegenüber dem Kraftstoff E0. Ein Ethanolgehalt von 85 % und 100 % im Kraftstoff hingegen reduzieren den Verschleiß, gemessen am MWSD, um 19 % bzw. 17 %. Eine Visualisierung der Ergebnisse liefert das Bild 29. Im Gegensatz zur Darstellung in Bild 26 wurde links in Bild 29 auf die Abbildung der mittleren Reibzahlen verzichtet. Anders als bei den Mischungen mit geringem Wassergehalt streuen die Reibwerte nicht um einen Mittelwert, sondern streuen teilweise um Reibwerte unterschiedlicher Niveaus über eine längere Zeit, weshalb die Mittelung der Reibzahlen nicht sinnvoll erscheint. Eine eindeutigere Differenzierung liefert die Mittelung der Verschleißvolumina (rechts in Bild 29).

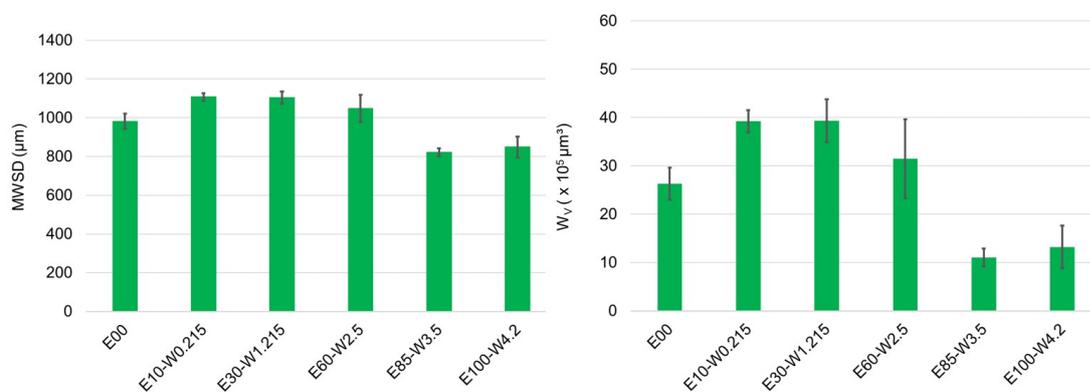


Bild 29: Vergleich der Kraftstoffe anhand des MWSD (links) und des Verschleißvolumens (rechts) bei mittlerem Wassergehalt

Die Betrachtung der mittleren Verschleißvolumina liefert die gleiche Erkenntnis wie die Verschleißbeurteilung anhand der MWSD, wobei die Verschleißminderung bzw. die -erhöhung bei den jeweiligen Medien deutlicher hervorsticht. Da in die Angabe der Verschleißrate anhand des k-Faktors die Reibzahl miteinfließt, wurde sie aus dem soeben genannten Grund betreffend der Reibzahl weggelassen. Der Grund für die verhältnismäßig große Streuung der Verschleißvolumina beim Kraftstoff E60 kann alleine durch die

vorliegenden Daten nicht eindeutig festgestellt werden. Die Reibzahlkurven der einzelnen E60-Versuche zeigen, dass die Reibzahlkurve des Versuchs mit höherem Verschleiß (Versuch a links in Bild 30) zunächst bis etwa zur Hälfte der Versuchsdauer um ein kleineres Reibzahlniveau schwankt, als jene vom Versuch mit dem geringeren Verschleiß (Versuch b links in Bild 30). Kurz vor der Hälfte der Versuchsdauer nähern die Verläufe ein Reibzahlniveau an, wo sie weniger als zehn Minuten bei vergleichbarem Niveau verlaufen. Im letzten Drittel divergieren die beiden Verläufe wieder, wobei der Versuch a des E60 mit großer Streuung um ein annähernd konstantes Reibzahlniveau bei höheren Werten als zuvor bis Versuchsende schwankt. Der Reibzahlverlauf des Wiederholversuchs sinkt ab dem zweiten Drittel der Versuchsdauer und verläuft großteils glatt mit wenigen großen Ausschlägen bis Versuchsende. Der relativ große Unterschied der beiden Reibzahlniveaus könnte eine Erklärung für die unterschiedlichen Verschleißwerte sein. Für Reibzahlbetrachtungen bei Medien mit ähnlichen Reibzahlverläufen könnte eine Mittelung der Reibzahl für ausgewählte Zeitbereiche während der Versuchsdauer erfolgen, was jedoch abhängig vom Kraftstoff in unterschiedlichen Bereichen erfolgen würde und somit für die Gesamtbetrachtungen weggelassen wurde. Da keine gemittelte Reibzahl, welche repräsentativ für den gesamten Versuch ist, gefunden werden konnte, kann bei mittlerem Wassergehalt, anders als bei geringem Wassergehalt, ebenso wenig eine Korrelation zwischen Reibung und Verschleiß gefunden werden. Somit können die großen Unterschiede bei E60 nicht eindeutig geklärt werden.

Die Darstellung der Reibzahlkurven einer Versuchsreihe in einem Diagramm wäre sehr unübersichtlich. Stattdessen werden beispielhaft die Reibzahlkurven interessanter Medien in Bild 30 dargestellt und im Folgenden kurz diskutiert. Die Reibzahlverläufe beider Medien sind insofern interessant, da die Einzelversuche der jeweiligen Medien trotz der außergewöhnlichen Form des Verlaufes einander sehr stark ähneln. Bei Medium E85 durchlaufen beispielsweise beide Medien nach der Einlaufphase eine Senke, bevor sie knapp vor der Hälfte des Versuchs ansteigen und im Versuchszeitfenster zwischen ca. 1200-1800 s in ähnlichem Muster stark um einen Mittelwert streuen. Im Anschluss sinken die Reibzahlen wieder und nehmen einen großteils glatten Verlauf an. Auch die Einzelversuche von E100 ähneln sich ebenfalls im zeitlichen Verlauf. Zunächst streuen die Reibzahlen über einen großen Bereich, bevor diese ab 2000 s einen glatten und ca. bei einem Wert von 0,25 liegenden Reibzahlniveau konstant verlaufen. An den Reibzahlen erkennbar duellieren sich das Wasser und das Kraftstoffgemisch um die Oberfläche in der Kontaktzone, was zu den unterschiedlichen Reibzahlen innerhalb eines Verlaufes führt. Dieses Phänomen wurde bei geringem Wassergehalt nicht beobachtet. Bei den Medien E85 und E100 überwiegte der reibungsmindernde und verschleißsenkende Einfluss von Ethanol, was in deutlich geringerem Verschleiß verglichen mit den anderen Kraftstoffen resultierte.

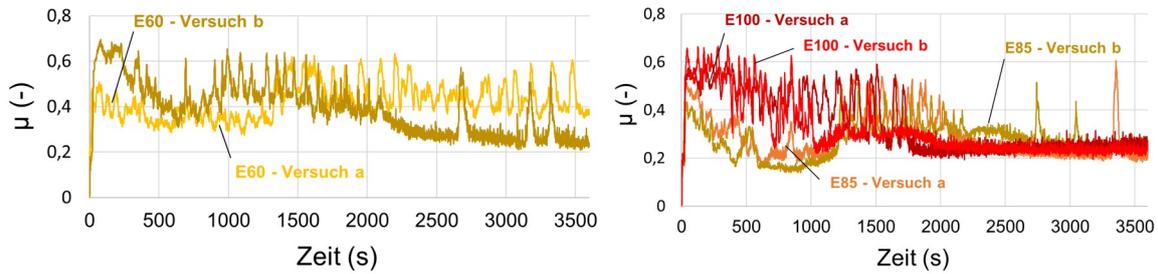


Bild 30: Reibzahlkurven ausgewählter Kraftstoffe bei mittlerem Wassergehalt; Links: Reibzahlkurven der Doppelversuche mit dem Kraftstoff E60; Rechts: Reibzahlkurven der Doppelversuche der Medien E85 und E100

In Bild 31 ist die beispielhafte Gegenüberstellung der Verschleißbilder der Versuchsreihe a mit einer Versuchsreihe bei geringem Wassergehalt dargestellt. Ab einer Ethanolkonzentration von 85 % wechselt die Form der Verschleißmarke am Pilz von einer Kreisform zur Ellipsenform und die bräunliche Verfärbung der Verschleißspuren steigt tendenziell mit zunehmendem Ethanolgehalt in der Mischung. Die Wendepunkte der Verschleißspuren auf der Scheibe sind durch metallisch glänzende Oberflächen gekennzeichnet. In der Mitte der Verschleißspuren auf der Scheibe sind die Oberflächen braun-blau verfärbt. Tiefste Bearbeitungsspuren innerhalb der Verschleißspuren auf der Scheibe bleiben bei allen Versuchen in Bild 31 erkennbar.

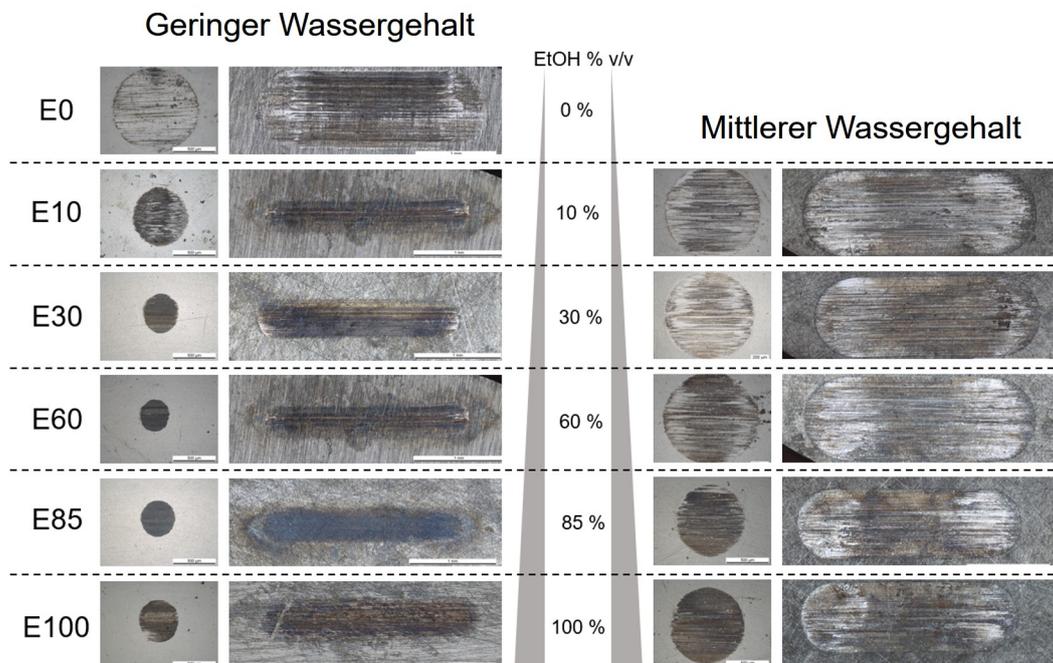


Bild 31: Vergleich der Verschleißbilder auf Pilz (jeweils linke Spalte) und Platte (jeweils rechte Spalte) anhand von Lichtmikroskopaufnahmen bei geringem und mittlerem Wassergehalt

4.2.3 Ethanolgehaltsvariation bei hohem Wassergehalt

Die Ergebnisse der Versuchsreihe bei hohem Wassergehalt zeigen, dass die Erhöhung der Ethanolkonzentration in den Mischungen, anders als bei geringem und mittlerem Wassergehalt, zu keiner Verschleißminderung gegenüber dem Basiskraftstoff E0 führt. Der erhöhte Wassergehalt in den Mischungen führt zudem zu höherer Reibung zwischen den Reibpartnern. Die Verschleißkennwerte der Mischung mit 10 % Ethanol und einem Wassergehalt von 4000 ppm sind vergleichbar mit jenen von E0. Den höchsten Verschleiß liefern die Versuche mit E30. Gegenüber dem E0 liefert der E30 eine Volumenverschleißerhöhung um ca. 50 %. Die weitere Erhöhung der Ethanolkonzentration führt zwar zu einer stetigen Senkung des Verschleißes, wobei der Verschleiß bei E100 dennoch knapp oberhalb dem von E0 zu liegen kommt und somit die Verwendung von reinem Ethanol mit 10000 ppm Wasser gegenüber dem reinen Ottokraftstoff zu keiner eindeutigen Verschleißverbesserung führt. Die Diagramme in den Bildern 32 und 33 fassen die Ergebnisse grafisch zusammen.

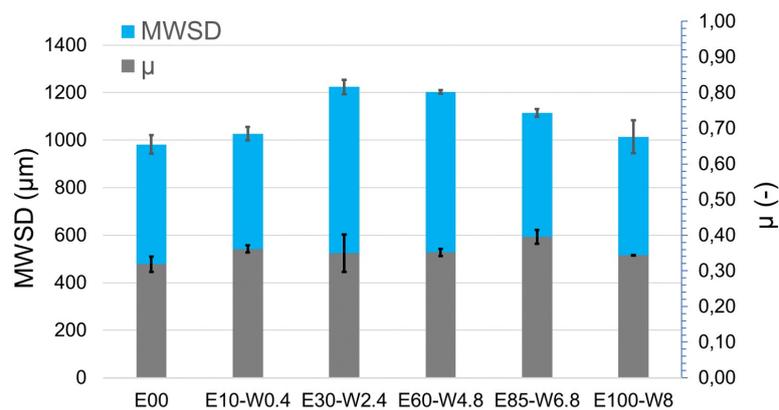


Bild 32: Vergleich der Kraftstoffe anhand des MWSD und der Reibzahl bei geringem Wassergehalt

Die mittleren Reibzahlen betrachtend, liefert der E85 den höchsten Wert. Die Reibzahlen der anderen Mischungen liegen in einem vergleichbaren Bereich und allesamt knapp oberhalb der Reibzahl von E0. Mindestens eine Reibzahlkurve unter den Doppelversuchen einzelner Medien zeigt ein Einlaufverhalten, bei dem die Reibzahl zu Beginn hohe Werte zwischen 0,6 und 0,8 erreicht, bevor sie nach mehreren Minuten wieder abklingt und zackig um ihren Mittelwert schwankt. E30, E60 und E85 zeigen vergleichsweise besonders zackige Reibzahlkurven. Jeweils eine Reibzahlkurve zu jeder Mischung ist in Bild 34 dargestellt, auf die ergänzenden Kurven der Wiederholungsversuche wird zugunsten der Übersichtlichkeit erneut verzichtet. Die Reibzahlkurven liegen nahe beisammen, was die Differenzierung der einzelnen Kraftstoffe erschwert. Was jedoch deutlich zu erkennen

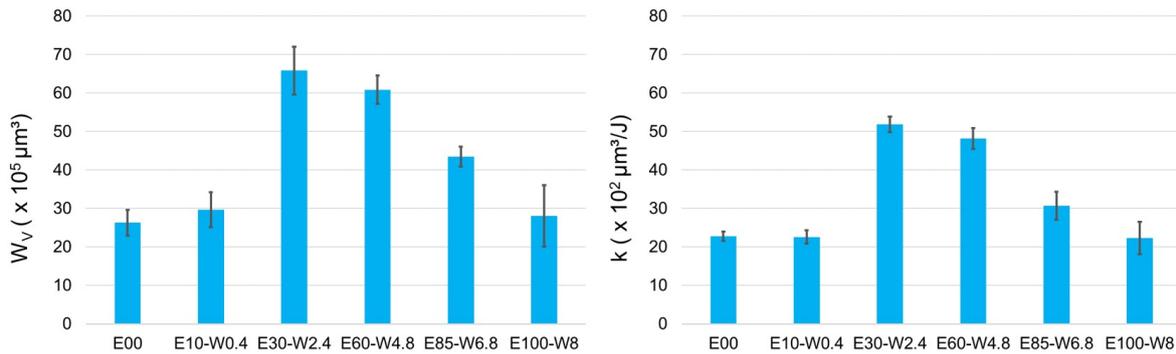


Bild 33: Vergleich der Kraftstoffe anhand der Verschleißvolumina und der k-Faktoren bei geringem Wassergehalt

ist, ist das vorhin erwähnte Einlaufverhalten, bei dem die Reibzahl zunächst in die Höhe schießen und anschließend abklingen. Zum Zwecke der Darstellung des Einlaufverhaltens wurden die Wiederholungsversuche von E10 und E100 unter die Erstversuche der anderen Mischungen gemischt.

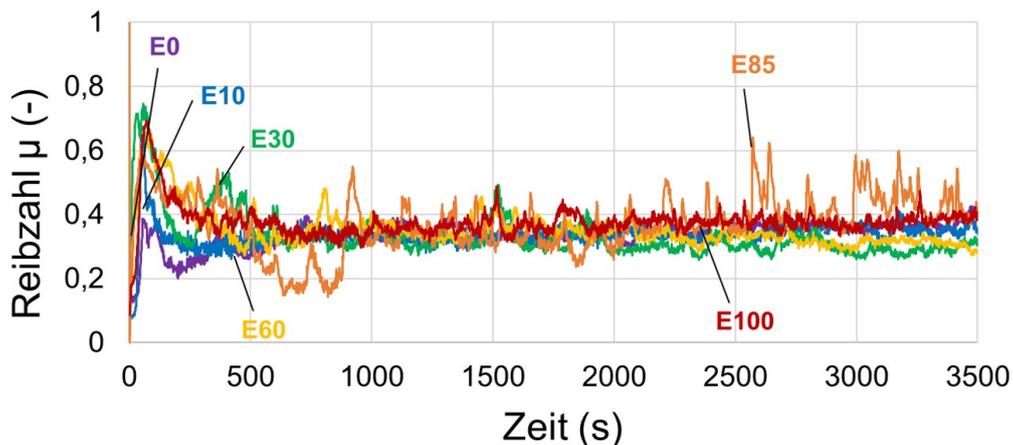


Bild 34: Reibzahlkurven ausgewählter Versuche bei hohem Wassergehalt

Die Verschleißbilder der Pilze zeigen überwiegend metallisch glänzende, kreisförmige Oberflächen mit wenigen bräunlich verfärbten Stellen, wohingegen Verschleißspuren auf der Scheibe großteils bräunliche Verfärbungen aufweisen. Die Bearbeitungsspuren der Scheiben im belasteten Bereich sind kaum oder gar nicht mehr zu erkennen. Bild 35 vergleicht die Verschleißbilder der Verschleißspuren (jeweils erster Versuch der angeführten Mischung) bei geringem und hohem Wassergehalt.

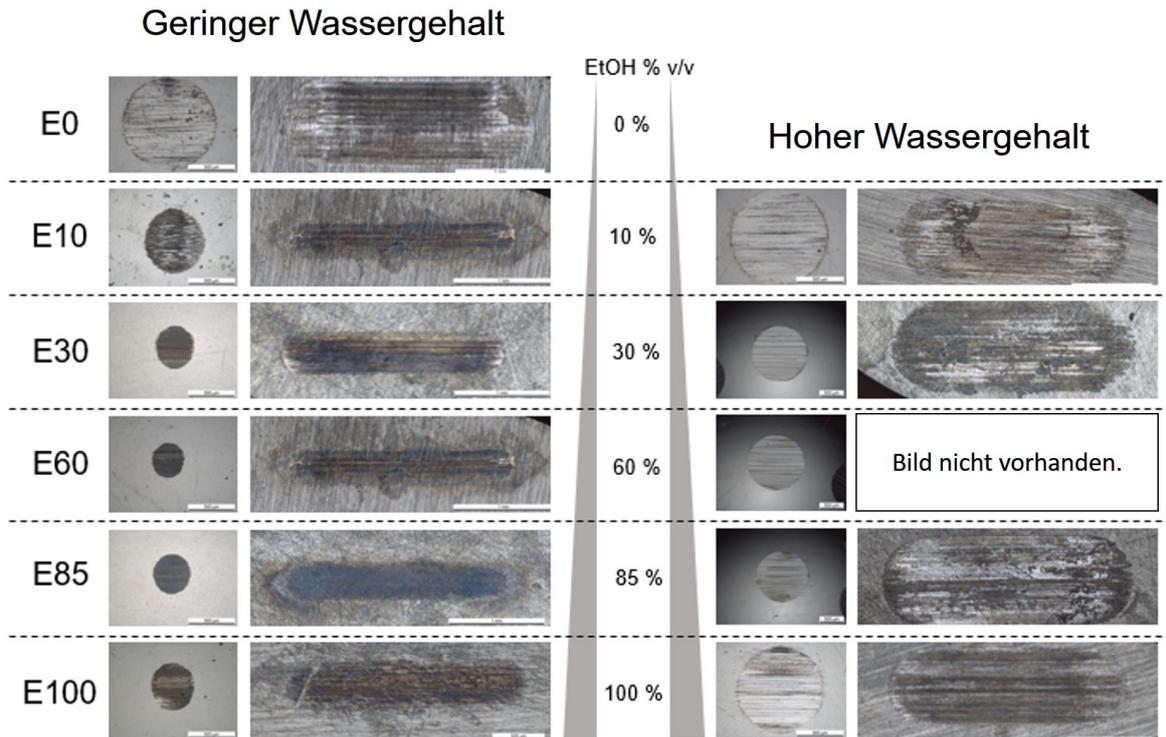


Bild 35: Vergleich der Verschleißbilder auf Pilz (jeweils linke Spalte) und Platte (jeweils rechte Spalte) anhand von Lichtmikroskopaufnahmen bei geringem und hohem Wassergehalt

5 Zusammenfassung und Diskussion

Komponenten im Kraftstoffversorgungssystem, wie beispielsweise die Bauteile der Kraftstoffpumpe, sowie der Einspritzventile, werden durch den Kraftstoff selbst geschmiert [39]. Die Entwicklung von Einspritzpumpen, die bei immer höher werdendem Druckniveau arbeiten, gesetzliche Restriktionen der Zusammensetzung in den Kraftstoffen und die Suche nach alternativen Kraftstoffen verlangen vermehrt Untersuchungen des Reibungs- und Verschleißverhaltens der betroffenen Komponenten [39], [23], [4]. Anders als für die Untersuchungen von Dieselmotoren, sind bisher keine standardisierten Methoden, sondern eine Vielzahl von Methoden zur tribologischen Untersuchung von Otto- bzw. Ethanolkraftstoffen bekannt [38]. Der erste Teil dieser Arbeit beschäftigt sich mit der Optimierung eines Schwing-Reib-Verschleiß-Tests, sodass vergleichende tribologische Untersuchungen von Ottokraftstoffen, sowie Ethanolkraftstoffen und Mischungen der beiden Kraftstoffe durchgeführt werden können. Der zweite Teil widmet sich der Reibungs- und Verschleißbewertung ausgewählter Medien bei Stahlkontakten.

Vorversuche mit den Grenzmedien E0 und E100 haben gezeigt, dass eine Abkapselung

der Medien gegenüber der Umgebung für eine Vergleichbarkeit der Schmierfähigkeit zu testender Kraftstoffe unabdingbar ist. Zuzufolge hoher Dampfdrücke beider Basiskraftstoffe, sowie deren Mischungen, neigen diese zur Verdampfung während der Versuchsdauer. Befindet sich zusätzlich Ethanol in den Kraftstoffgemischen, besteht die Gefahr, dass durch die wasseranziehende Eigenschaft des Ethanols die jeweilige Kraftstoffmischung Wasser aus der Umgebung aufnimmt [25]. In beiden Fällen kommt es zur signifikanten Veränderung der zu untersuchenden Medien im Laufe des Tribotests, was wiederum einen sinnvollen Vergleich des Reibungs- und Verschleißverhaltens der Medien erschwert oder gar unmöglich macht. Die Versuche mit den einzelnen Grenzmedien E0 und E100, die als Basis für weitere Mischungen herangezogen wurden, in einer gegenüber der Umgebung offenen Kraftstoffwanne haben gezeigt, dass sowohl das Verdampfen des Kraftstoffes, als auch die Interaktion der Schmierstoffe mit der Umgebung große Auswirkungen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten des Tribokontaktes haben. Den Ergebnissen zufolge überwiegt das Verdampfungsverhalten beim reinen Ottokraftstoff. Auch andere Forscher [39], [4] haben aufgrund dieser Problematik einen HFFR-Tester, der üblicherweise für die Schmierfähigkeitsbewertung von Dieselkraftstoffen herangezogen wird, modifiziert, um auch Ottokraftstoffe testen zu können. Die Forscher umhüllten den gesamten Aufbau, welcher im Vergleich zum SRV kleinere Abmessungen hat, mit einem Plexiglasaufbau, wodurch sie die Versuche unter konditionierter Atmosphäre durchführen konnten. Neben dem Verdampfen des Benzins stellten sie zudem einen signifikanten Einfluss der Luftfeuchtigkeit fest [39], [4]. Vortests mit reinem Ethanol zeigen, dass E100 die hygroskopische Eigenschaft und die Interaktion des Mediums mit der Umgebung zum Anstieg des Wassergehalts im Kraftstoff führt, wodurch die Reibung während der Versuchsdauer deutlich ansteigt. Um die Interaktion der Kraftstoffe hinreichend einzuschränken, wurde ein von AC2T designter H-NRR Balg für die Versuche herangezogen. Dieser weist sowohl durch die Wahl des Materials, als auch durch die optimierte Geometrie eine über den Großteil des Tribometerlastbereichs geringe Widerstandskraft auf, sodass mit einer verhältnismäßig geringen Beeinflussung der Reibzahlenergebnisse über einen großen Prüflastbereich gerechnet werden kann. Aufgrund des geringen Prüflastniveaus bei den Tribometertests wurde im Zuge von Vorversuchen dennoch ein durch den Balg bedingter, signifikanter Reibzahleinfluss festgestellt. Dieser wurde ermittelt, indem Versuche mit und ohne Balg unter Verwendung des tribometereigenen Kalibrieröls als Zwischenmedium durchgeführt wurden. Schließlich wurde die Reibzahl, welche vom Tribometer errechnet wird, um den ermittelten Faktor bei der Auswertung der Ergebnisse korrigiert. Der Druck, der im Balg zufolge des Verdampfens von Kraftstoffen entstehen würde und dadurch die Normallast im Kontaktpunkt beeinflussen könnte, wurde mithilfe eines Druckausgleichssystems verhindert.

Die Anforderungen an die Tribotests erforderten eine Neugestaltung der Probenhalter. Diese Neugestaltung führte zu einer Massenerhöhung des oberen Probenhalters gegenüber dem Standardprobenhalter des Tribometers. Die zusätzliche Masse des Probenhalters führt aufgrund der Art der Lastregelung des Tribometers dazu, dass in der Kontaktstelle eine höhere Normallast vorliegt (+11 % bei 10 N eingestellter Belastung), als am Tribometer eingestellt ist. Weiters wurde durch einen variablen Höhenversatz des Jochs und der daraus resultierenden Verspannung der Blattfedern, welche das Joch des Tribometers in eine linear-oszillierende Bewegung versetzt, eine weitere Beeinflussung der Belastung in der Kontaktstelle festgestellt. Messungen mittels Kraftmessdose haben einen Unterschied zwischen der am Tribometer eingestellten und in der Kontaktstelle tatsächlich vorliegenden Belastung von ca. 2 N gezeigt. Zur Ermittlung der Verspannung der Blattfedern wurden diese mit Dehnmessstreifen (DMS) bestückt. So konnte anhand der Verformung der Blattfedern festgestellt werden, welche zusätzlichen Kräfte in der Kontaktzone induziert wurden. Die Summe der ungewollten Belastungserhöhungen im Kontaktpunkt kann somit vor jedem Versuch ermittelt und von der einzustellenden Last am Tribometer abgezogen werden. Das Tribometer berechnet intern die Reibzahl mit der am Tribometer eingestellten Last, weshalb die Rohdaten der Reibzahlen bei der Auswertung der Versuche rechnerisch korrigiert wurden.

Nachdem die Versuchsmethodik mit dem SRV4-Tribometer optimiert wurde und die Versuche einen direkten Vergleich der zu prüfender Medien erlaubte, erfolgte die Untersuchung verschiedener Medien. Auf Basis der reinen Basiskraftstoffe CEC-02-03-RF (Ottokraftstoff E0) und Ethanol absolut (E100) wurden Kraftstoffmischungen mit unterschiedlichen Ottokraftstoff/Ethanol-Verhältnissen unter definierten Wassergehalt-niveaus getestet. Dabei variieren die Ethanolgehalte in den Mischungen zwischen 0-100 %. Die Mischungen mit 0 % bzw. 100 % Ethanol im Kraftstoff entsprechen den jeweiligen Basiskraftstoffen. Weitere Mischungen enthalten 30 %, 60 % und 85 % Ethanol bezogen auf das Gesamtvolumen. Neben den Ethanolgehalten wurde als zweiter Parameter der Wassergehalt in den jeweiligen Mischungen variiert. Bei den Wassergehalten wird zwischen geringem, mittlerem und hohem Wassergehalt unterschieden. Dabei ergeben sich die Wassergehalte durch die jeweilige Ethanolkonzentration im Gemisch. E100 enthält beispielsweise bei geringem Wassergehalt <0,2 Gew.-% Wasser. Bei E100 mit hohem Wassergehalt liegen 8 Gew.-% Wasser und bei mittlerem Wassergehalt 4,2 Gew.-% vor. Etwa anteilmäßig liegen die Wasserkonzentration entsprechend der Ethanolgehalte in den Mischungen vor. Es wurde untersucht, welche Auswirkungen die Erhöhung des Ethanolgehalts bei verschiedenen Wassergehalt-niveaus auf die Reibung und den Verschleiß hat. Als Vergleichsreferenz zur Charakterisierung des Reibungs- und Verschleißverhalten bei getesteten Mischungen gilt der Basiskraftstoff E0.

Zu Beginn wurden Versuche mit dem Basiskraftstoff E0 durchgeführt. Dieser gilt für Versuche aller Ethanol- und Wasserkonzentrationen als Referenzkraftstoff zur Bewertung des Reibungs- und Verschleißverhaltens. Die Ergebnisse verdeutlichen die geringe Schmierfähigkeit des reinen Ottokraftstoffes. Der Ottokraftstoff besteht hauptsächlich aus nichtpolaren Kohlenwasserstoffen und hat eine geringe Viskosität und eine geringe molare Masse [39], weshalb dieser hinsichtlich des Schmierzustandes meist der Grenzschmierung zugeordnet wird [23] und für seine schlechte Schmierfähigkeit in der Literatur bekannt ist. Die Bestätigung für eine Grenzschmierung des Kontaktes wird von Wei und Spikes in ihrer Arbeit [39] geliefert. Die Forscher führten Schmierfilmdickenmessungen bei Ottokraftstoff-geschmierten Stahlkontakten durch. Ihre Ergebnisse zeigen, dass ein hydrodynamischer Schmierzustand erst bei deutlich höheren Gleitgeschwindigkeiten, als jene die bei den in dieser Arbeit vorgestellten Versuchen maximal erreicht werden (0,2 m/s), auftreten können. In einer Versuchsserie wurde anschließend die Ethanolvariation bei geringem Wassergehalt durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen, dass das Vorhandensein von Ethanol in einer Kraftstoffmischung eine eindeutige Verschleißreduktion gegenüber dem Basiskraftstoff E0 bewirkt. Das deutet darauf hin, dass die polaren Moleküle des Ethanols eine bessere Schmierfähigkeit ausweisen, als die nichtpolaren Kohlenwasserstoffe des Ottokraftstoffes [2]. Eine enorme Senkung der Reibung wird ab einer Ethanolkonzentration von 30 % beobachtet. Die Korrosionsrate metallischer Komponenten steigt zwar bei ethanolhaltigen Kraftstoffen durch die erhöhte Leitfähigkeit des Mediums durch die Beimengung von Ethanol [16], doch eine Erhöhung des Verschleißes oder der Reibung ist nicht erkennbar. Batchelor et. al. [34] führen bei korrosivem Angriff metallischer Oberflächen die Bildung von schützenden Schichten als mögliche Ausprägung bei korrosivem Verschleiß an, was die beobachtete Reibungs- und Verschleißminderung von Ethanol bei der getesteter Stahlpaarung erklären könnte. Hunger u.a. begründen in ihrer Arbeit [15] die reibungs- und verschleißmindernde Wirkung des Ethanols mit dessen Polarität und der daraus folgenden Vergleichbarkeit des Ethanols mit anderen reibungs- und verschleißmindernden Additiven. Ist der Wassergehalt in der Kraftstoffmischung vernachlässigbar klein, so kann bei Betrachtung des Systems „Einspritzpumpe“ durch Beimengen von 30 % und höherer Konzentrationen Ethanol die Energieeffizienz des Systems erhöht werden. Zudem führen wasserarme, ethanolhaltige Kraftstoffe zu einer deutlichen Reduktion des Verschleißes kraftstoffgeschmierter Komponenten, solange die Anreicherung des Kraftstoffgemisches mit Wasser verhindert werden kann.

Um festzustellen, welche Auswirkungen eine erhöhte Wasserkonzentration in den Mischungen auf die reibungs- und verschleißmindernde Eigenschaft von Ethanol hat, wurde das Reibungs- und Verschleißverhalten von Mischungen bei mittlerem Wassergehalt untersucht. Eine durch das Wasser hervorgerufene Verschleißerhöhung wurde bei den Versu-

chen teilweise beobachtet. Versuche mit Gemischen bis zu einem Ethanolanteil von 60 % führen zu einer Verschleißerhöhung, wohingegen höhere Ethanolkonzentrationen den Verschleiß gegenüber E0 senken. Darüber hinaus weisen Reibzahlen der Versuche E10, E30 und E60 tendenziell höhere Werte auf, als die Versuche mit E0. Ein direkter Vergleich der Reibzahlen über die gesamte Versuchsdauer ist jedoch aufgrund der Reibzahlverläufe, welche auf komplexe Wechselwirkung der Oberflächen mit dem Medien und dadurch ebenso komplexe, abwechselnde Verschleißmechanismen hinweisen (siehe Bild 30), nicht möglich. Eine Unterteilung von Bereichen wäre zwar möglich, wurde jedoch für die Vergleichsbetrachtungen nicht als sinnvoll eingestuft. Ein Anhalten der Versuche bei interessanten Reibzahlbereichen und anschließende Oberflächenanalysen könnten Aufschluss über die Verschleißmechanismen liefern, da aber nicht ein detailliertes Verständnis aller Wechselwirkungen und Verschleißmechanismen, sondern ein Identifizieren kritischer Kraftstoffe das Ziel dieses Projekts war, wurde auf die genaue Untersuchung dieser Bereiche verzichtet.

In manchen Ländern, wie zum Beispiel in Brasilien, werden Fahrzeuge sowohl mit wasserarmen, als auch mit wasserhaltigen Ottokraftstoff-Ethanol-Gemischen betrieben [10], weshalb es von Interesse ist, welche Auswirkung das Vorhandensein von höheren Mengen Wasser in ethanolhaltigen Kraftstoffgemischen hat. Aus diesem Grund wurde in einer Versuchsreihe untersucht, wie sich Kraftstoffgemische im Vergleich zu E0 verhalten, sobald der Wassergehalt im Medium vergleichsmäßig hoch ist, nämlich nahe der halben Sättigungsgrenze des Gemisches liegt. Die Ergebnisse zeigen, dass der höhere Anteil an Wasser im Gemisch zu einer drastischen Verschleißerhöhung gegenüber den Versuchen mit geringem Wassergehalt führt. Dieser Sachverhalt kann damit erklärt werden, dass das Wasser in Kraftstoff/Ethanol-Gemischen korrosiven Verschleiß bei Stahlpaarungen initiiert, wodurch der Verschleiß stark ansteigt [41]. Batchelor et. al. führen in ihrer Arbeit [34] mehrere mögliche Prozesse an, die bei korrosivem Verschleiß auftreten können. Die metallisch glänzenden Oberflächen deuten darauf hin, dass die Schicht, welche beim korrosiven Angriff der Oberfläche gebildet wurde, schwach ausgebildet und bei der Gleitbewegung kontinuierlich abgetragen wurde. In Bild 11 ist das Gefüge des Probenmaterials dargestellt. Sobald ein korrosiver Angriff der Oberfläche stattfindet, können die harten Karbide, ähnlich wie bei Metallmatrix-Verbundwerkstoffen, aus der Metallmatrix herausgelöst werden und bewirken einen erhöhten abrasiven Verschleiß durch den dritten Körper [9]. Verglichen mit E0 liegt der Verschleiß eindeutig höher und die Reibung tendenziell höher bei ethanolhaltigen Gemischen mit hohem Wassergehalt.

Zusammenfassend ist eine graphische Darstellung aller Verschleißergebnisse der getesteten Medien in Bild 36 zu sehen.

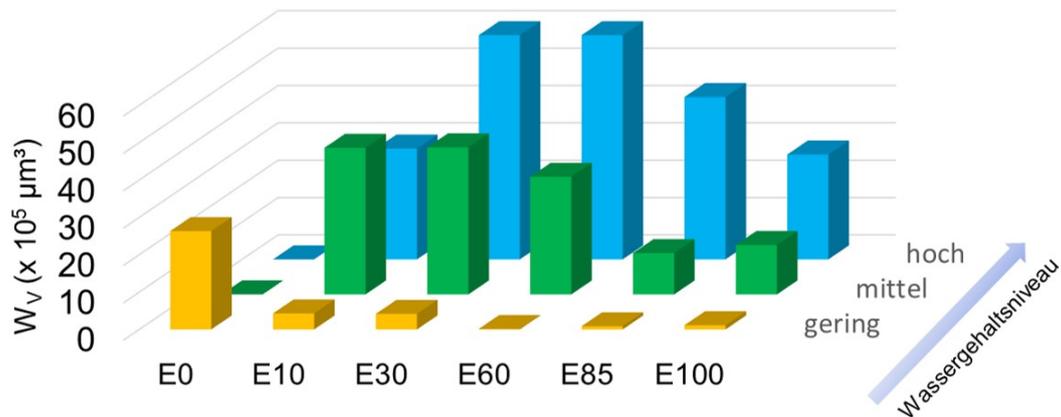


Bild 36: Übersicht der mittleren Verschleißvolumina von Kraftstoffen unterschiedlicher Ethanol- und Wassergehalte

Eine gute Wiederholbarkeit der Versuche ist bei den meisten Versuchen gegeben, was für eine erfolgreiche Versuchsmethodenoptimierung spricht. Ergebnisse einzelner Versuche zeigten höhere Streuungen, was jedoch weniger gewählten Versuchsmethodik, sondern vielmehr mit anderen Faktoren begründet werden kann. Beispielsweise wurden Streuungen der Ergebnisse der E30-Versuche bei minimalem Wassergehalt beobachtet. Wassergehaltsmessungen vor und nach dem Triboversuch lieferten einen hohen Wassergehaltsanstieg in einem der Medien, welcher vermutlich während der Versuchsvorbereitung entstanden ist. Derartige Fehlerquellen könnten durch Vorbereiten der Proben in einer Probenkammer unter definierten Luftfeuchtigkeiten eingeschränkt werden. Auch der Balg ist nicht zu 100 % dicht gegenüber der Umgebung, weshalb eine Klimatisierung der SRV-Kammer, ebenfalls mit definierter Luftfeuchtigkeit, zu besseren Ergebnissen führen könnte. Betreffend der Auswertung der Verschleißvolumina ist noch anzumerken, dass die Datenverarbeitungssoftware des Mikroskops wie eine Blackbox funktioniert, wodurch dem Bediener die Frage, wie das Datenverarbeitungsprogramm mit fehlerhaften Daten umgeht, offen bleibt. Zudem können Materialübertragungen die Auswertung der Verschleißvolumina verfälschen. AC2T verfügt eine eigens entwickelte Software, bei der die Rohdaten durch den Bediener individuell manipuliert werden können. Gemeinsam mit Schnittprofilen quer zur Verfahrensrichtung innerhalb der Verschleißspur (siehe Bild 13) und weiteren Oberflächenanalysen kann so beispielsweise ermittelt werden, ob es sich innerhalb einer Verschleißspur um einen Materialübertrag handelt, welcher in der Volumenauswertung berücksichtigt werden soll.

A Anhang

A.1 Reibzahlkurven Kraftstoffbewertung bei minimalem Wassergehalt

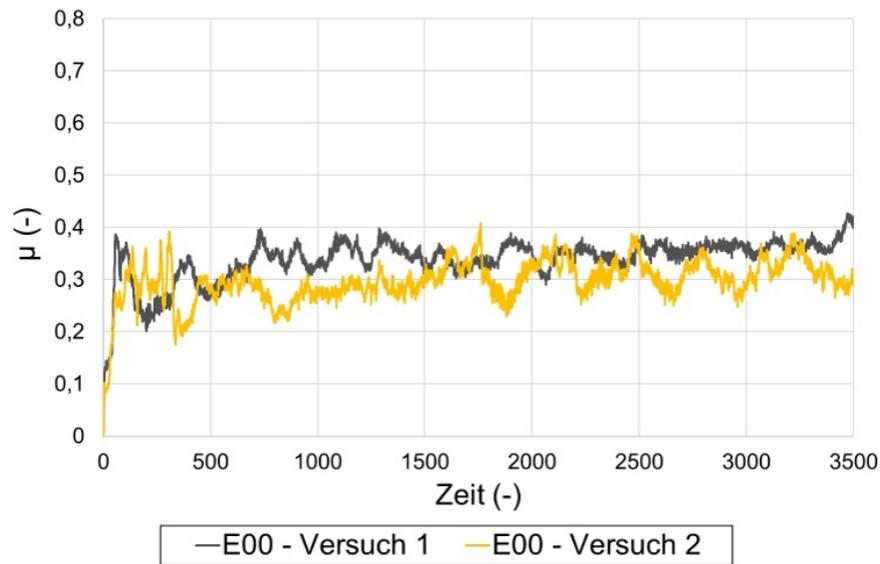


Bild 37: Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Basiskraftstoff E0

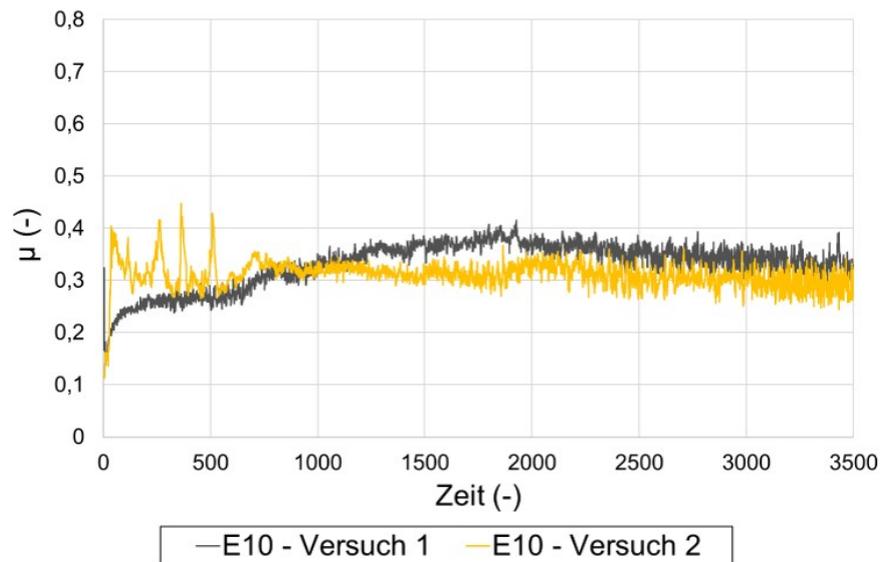


Bild 38: Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Kraftstoffgemisch E10

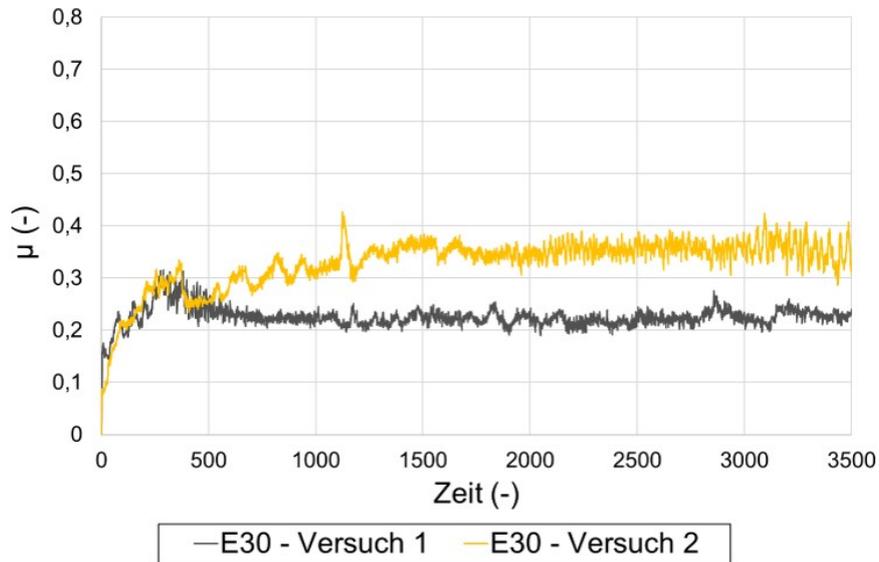


Bild 39: Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Kraftstoffgemisch E30

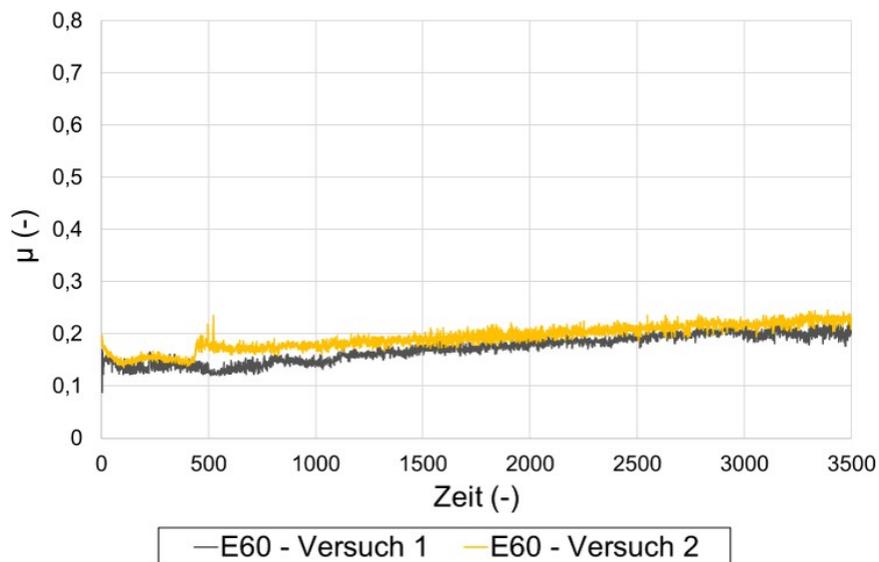


Bild 40: Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Kraftstoffgemisch E60

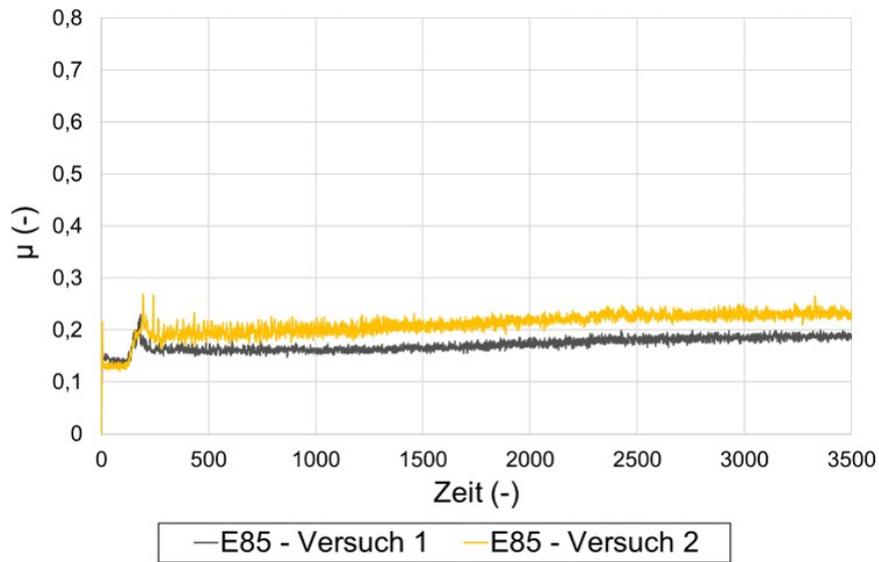


Bild 41: Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Kraftstoffgemisch E85

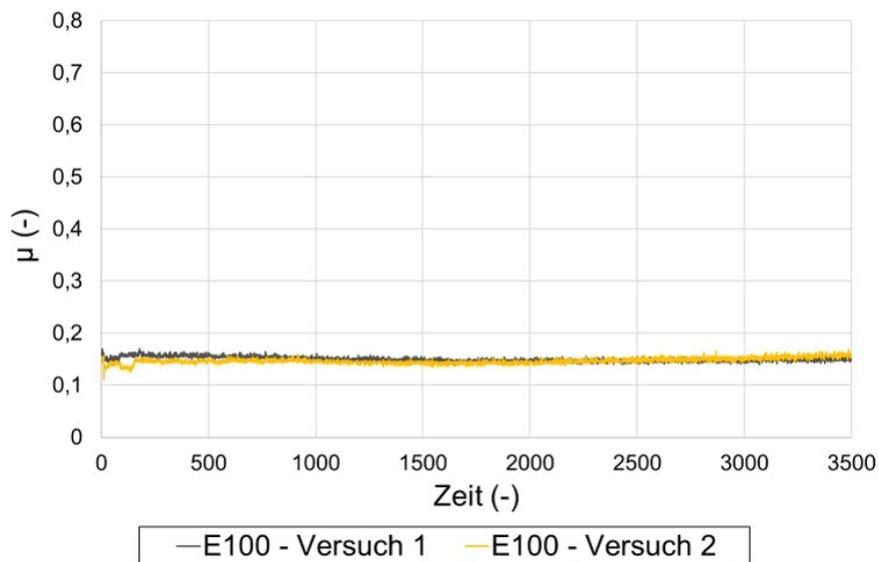


Bild 42: Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Basiskraftstoff E100

A.2 Reibzahlkurven Kraftstoffbewertung bei mittlerem Wassergehalt

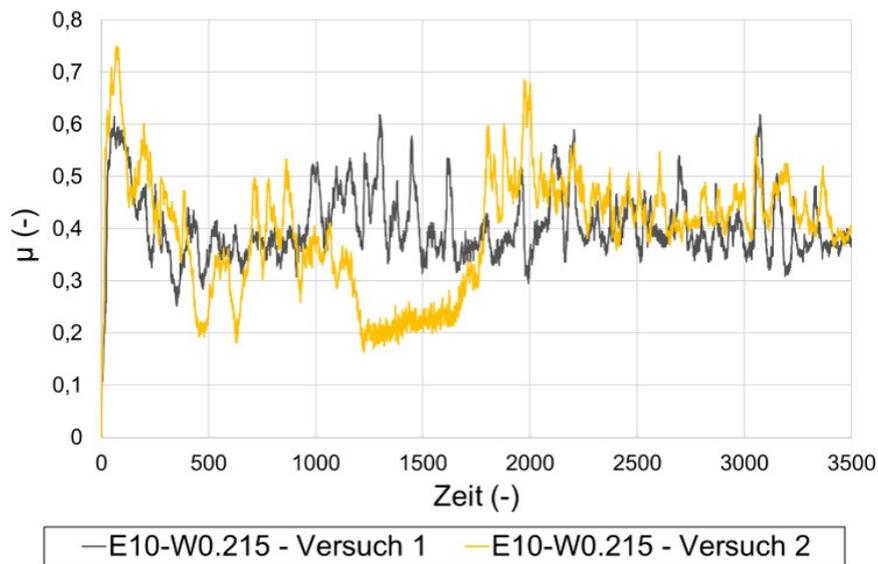


Bild 43: Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Kraftstoffgemisch E10

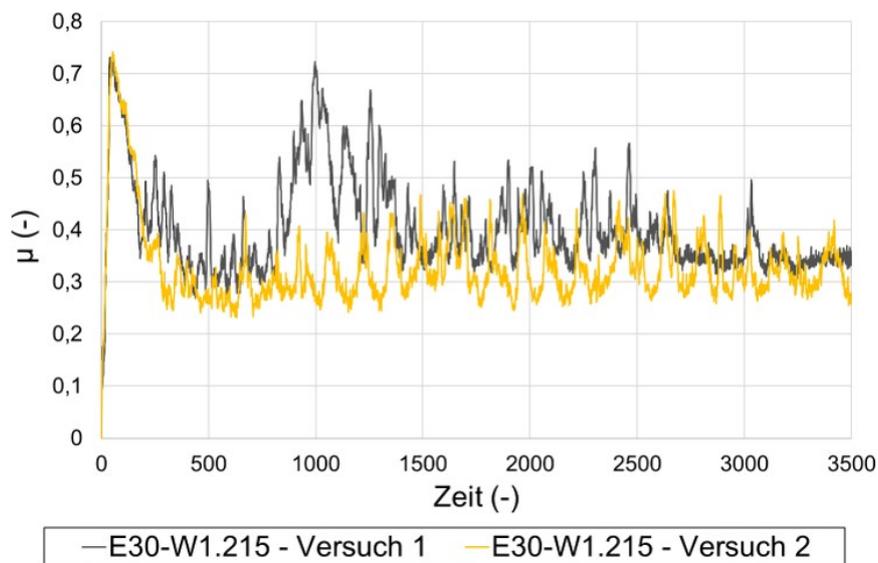


Bild 44: Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Kraftstoffgemisch E30

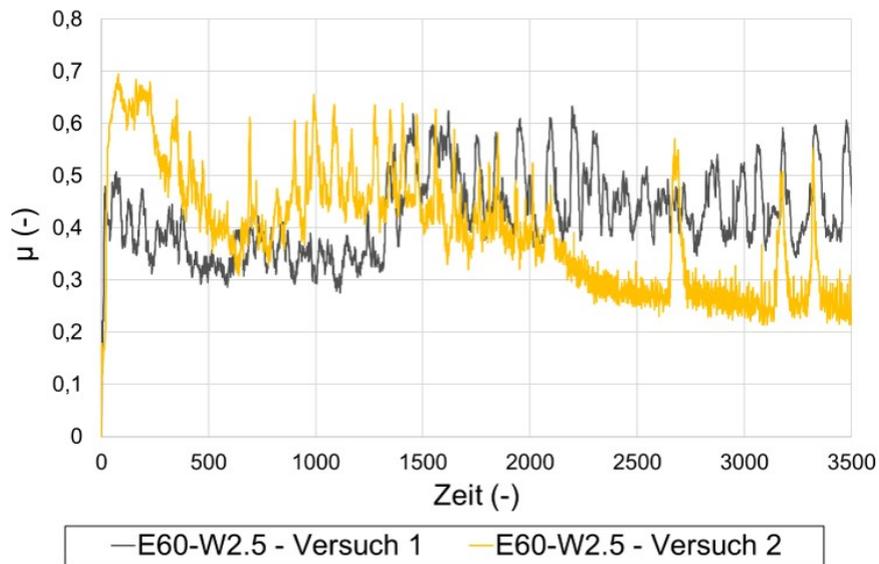


Bild 45: Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Kraftstoffgemisch E60

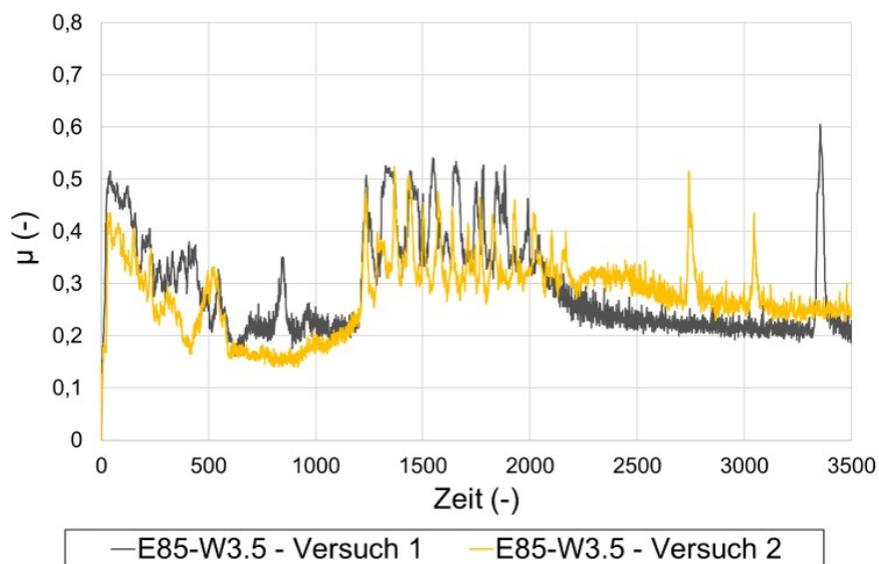


Bild 46: Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Kraftstoffgemisch E85

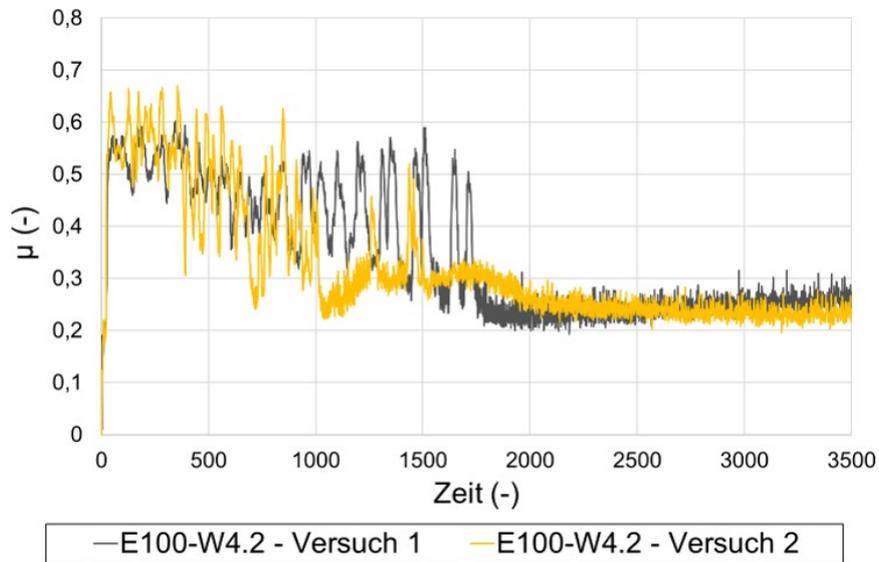


Bild 47: Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Basiskraftstoff E100

A.3 Reibzahlkurven Kraftstoffbewertung bei maximalem Wassergehalt

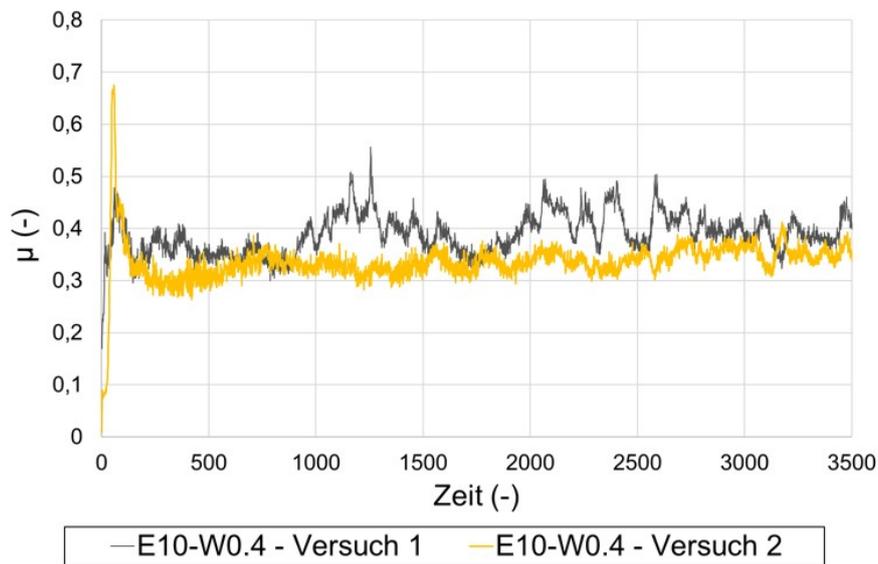


Bild 48: Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Kraftstoffgemisch E10

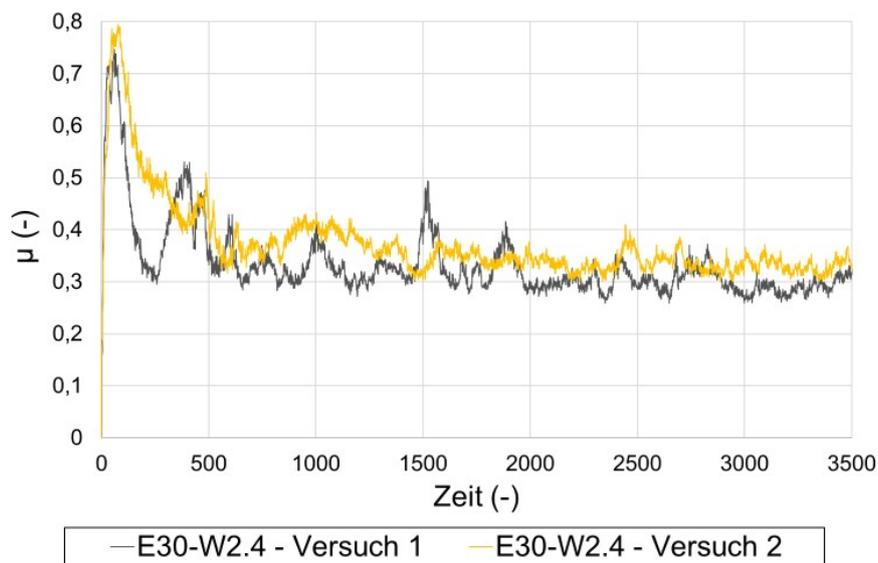


Bild 49: Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Kraftstoffgemisch E30

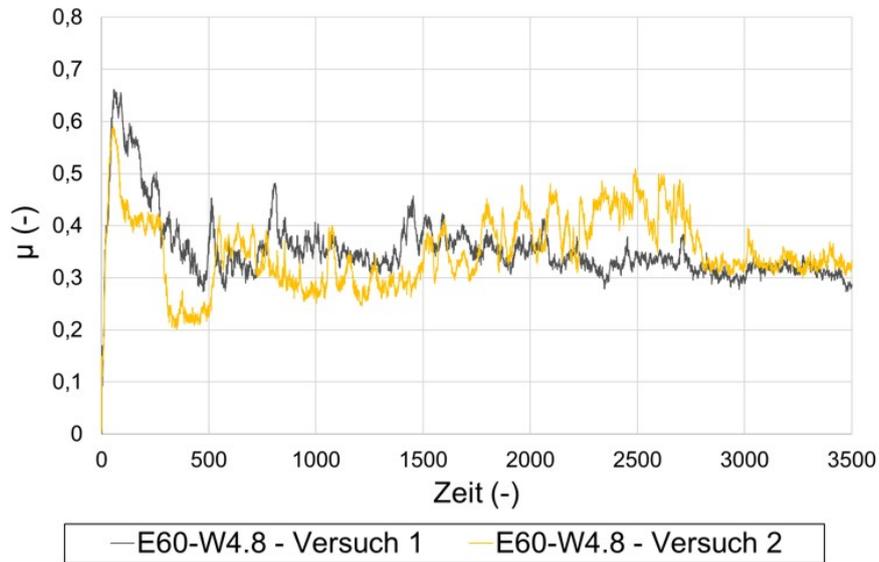


Bild 50: Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Kraftstoffgemisch E60

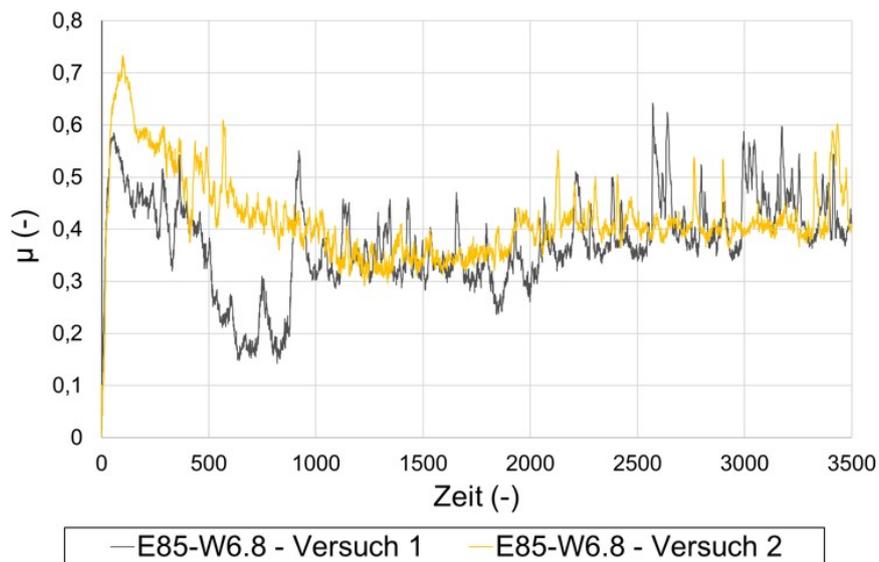


Bild 51: Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Kraftstoffgemisch E85

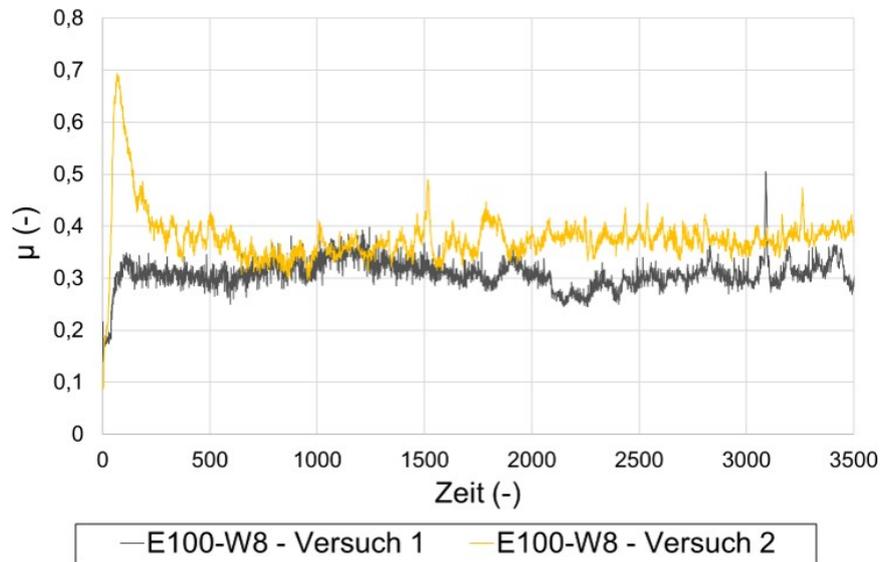


Bild 52: Erstversuch (Versuch 1) und Wiederholversuch (Versuch 2) mit Basiskraftstoff E100

Literatur

- [1] AFFENZELLER, J., AND GLÄSER, H. *Lagerung Und Schmierung Von Verbrennungsmotoren*, 1. Aufl. ed. Springer, Berlin, Heidelberg, 1996.
- [2] AGUDELO, J., DELGADO, Á., AND BENJUMEA, P. The lubricity of ethanol-gasoline fuel blends. *Revista Facultad de Ingenieria*, 58 (2011), 9–16.
- [3] ANDERSEN, V. F., ANDERSON, J. E., WALLINGTON, T. J., MUELLER, S. A., AND NIELSEN, O. J. Vapor pressures of alcohol-gasoline blends. *Energy and Fuels* 24, 6 (2010), 3647–3654.
- [4] ARKOUEAS, P., KARONIS, D., ZANNIKOS, F., AND LOIS, E. Lubricity assessment of gasoline fuels. *Fuel Processing Technology* 122 (2014), 107–119.
- [5] ARNOLD, B. *Werkstofftechnik für Wirtschaftsingenieure* -, 2. Aufl. ed. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2017.
- [6] BAE, C., AND KIM, J. Alternative fuels for internal combustion engines. *Proceedings of the Combustion Institute* 36, 3 (2017), 3389–3413.
- [7] BELINCANTA, J., ALCHORNE, J. A., AND DA SILVA, M. T. The brazilian experience with ethanol: aspectos of production, use, quality and distribution logistics. *SciELO Analytics* 33, 04 (2016), 1091–1102.
- [8] BERNS, H., AND THEISEN, W. *Eisenwerkstoffe - Stahl Und Gusseisen*, 4. Aufl. 2008 ed. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2012.
- [9] CHAWLA, N., AND CHAWLA, K. K. *Metal Matrix Composites* -, second edition ed. Springer Science Business Media, Berlin Heidelberg, 2013.
- [10] CORDEIRO, T. C. U. A. Hydrous ethanol – gasoline blends – Combustion and emission investigations on a Flex-Fuel engine. *Fuel* 97 (2012), 796–804.
- [11] CZICHOS, H., HABIG, K.-H., CELIS, J.-P., COWAN, R. S., FISCHER, A., GERSCHWILER, K., GRADT, T., KLEINLEIN, E., KLOCKE, F., KNOLL, G., SANTNER, E., SCHOPF, E., STURM, H., TALKE, F. E., UHLMANN, E., WINER, W. O., AND WOYDT, M. *Tribologie-Handbuch - Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*, 4. Aufl. ed. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2015.
- [12] GESELLSCHAFT FÜR TRIBOLOGIE. Verschleiß, Reibung - DEFINITIONEN, BEGRIFFE, PRÜFUNG. *GfT*, GfT-Arbeitsblatt 7 (2002).

- [13] HOLMBERG, K., ANDERSSON, P., AND ERDEMIR, A. Global energy consumption due to friction in passenger cars. *Tribology International* 47 221–234 (2012).
- [14] HOLMBERG, K., AND ERDEMIR, A. Influence of tribology on global energy consumption, costs and emissions. *Friction* 5, 3 (2017), 263–284.
- [15] HUNGER, H., DÖRR, N., LITZOW, U., ORFANIOTIS, A., RAETHER, B., AND KASHANI, N. Influence of the ethanol content on the oscillating sliding contact. *TAE 2012* (2012).
- [16] JAFARI, H., HASBULLAH, M., OURDJINI, A., RAHIMI, H., AND GHOBADIAN, B. EIS study of corrosion behavior of metallic materials in ethanol blended gasoline containing water as a contaminant. *Fuel* 90, 3 (2011), 1181–1187.
- [17] JÜNEMANN, H. *Tribometrie - Prüf- und Meßtechnik für Reibungs-, Verschleiß- und Schmierungsvorgänge ; mit 3 Tabellen und 87 Literaturstellen.* expert verlag, Renningen, 1997.
- [18] KASTENHUBER, M. *Produktion und Nutzung von Bioethanol als Kraftstoffkomponente in Deutschland und der Europäischen Union.* Diplomica Verlag GmbH, 2006.
- [19] KHUONG, L. S., ZULKIFLI, N. W. M., MASJUKI, H. H., MOHAMAD, E. N., ARSLAN, A., MOSAROF, M. H., AND AZHAM, A. A review on the effect of bioethanol dilution on the properties and performance of automotive lubricants in gasoline engines. *RSC Advances* 6, 71 (2016), 66847–66869.
- [20] KRAUSS, G. *Steels: Processing, Structure, and Performance, Second Edition* -, second edition ed. ASM International, Russell Township, Ohio, 2015.
- [21] LIEDTKE, D. *Wärmebehandlung von Eisenwerkstoffen - mit 30 Tabellen. Grundlagen und Anwendungen,* neu bearbeitete und erweiterte ed. Expert-Verlag, Renningen, 2014.
- [22] LUDEMA, K. C. *Friction, Wear, Lubrication - A Textbook in Tribology.* CRC Press, Boca Raton, Fla, 1996.
- [23] MARGARONI, D. Fuel lubricity. *Industrial Lubrication and Tribology* 50, 3 (1998), 108–118.
- [24] MATE, C. *Tribology on the Small Scale - A Bottom Up Approach to Friction, Lubrication, and Wear.* OUP Oxford, New York, London, 2008.

- [25] MATĚJOVSKÝ, L., MACÁK, J., POSPÍŠIL, M., STAŠ, M., BAROŠ, P., AND KRAUSOVÁ, A. Study of Corrosion Effects of Oxidized Ethanol-Gasoline Blends on Metallic Materials. *Energy and Fuels* 32, 4 (2018).
- [26] MURACHMAN, B., PRANANTYO, D., AND SANDJAYA, E. Study of Gasohol as Alternative Fuel for Gasoline Substitution : Characteristics and Performances. *International Journal of Renewable Energy Development* 3, 3 (2014), 175–183.
- [27] PINTAT, T., WELLINGER, K., AND GIMMEL, P. *Werkstofftabellen der Metalle - Bezeichnung, Festigkeitswerte, Zusammensetzung, Verwendung und Lieferquellen*, 8. vollständig neubearbeitete ed. Kröner, Stuttgart, 2000.
- [28] PISCHINGER, S., AND SEIFFERT, U. *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik -*, 8. aufl. ed. Springer, Berlin, Heidelberg, 2016.
- [29] POPOVA, E., AND POPOV, V. L. The research works of Coulomb and Amontons and generalized laws of friction. *Friction* 3, 2 (2015), 183–190.
- [30] SANTNER, E. *Reibung und Verschleiß von Werkstoffen, Bauteilen und Konstruktionen - tribologische Optimierung und Schadensbekämpfung*, 1. aufl. ed. Expert-Verlag, Renningen, 2004.
- [31] SCHREINER, K. *Verbrennungsmotor – kurz und bündig -*, 1. aufl. 2017 ed. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2017.
- [32] SINGH, A. P., AVINASH, R., AVINASH, A., AGARWAL, K., DHAR, A., KUMAR, M., AND EDITORS, S. *Prospects of Alternative Transportation Fuels -*, 1st edition ed. Springer, Berlin, Heidelberg, 2017.
- [33] SOMMER, K., HEINZ, R., AND SCHÖFER, J. *Verschleiß metallischer Werkstoffe - Erscheinungsformen sicher beurteilen*, 3. aufl. ed. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2018.
- [34] STACHOWIAK, G., AND BATCHELOR, A., Eds. *Corrosive and Oxidative Wear*, vol. 24 of *Tribology Series*. Elsevier, 1993.
- [35] STACHOWIAK, G., AND BATCHELOR, A. W. *Engineering Tribology*. Butterworth-Heinemann, 2013.
- [36] STACHOWIAK, G. W. *Wear - Materials, Mechanisms and Practice*. John Wiley Sons, New York, 2006.

- [37] SZERI, A. Z. *Fluid Film Lubrication*, second edition ed. Cambridge University Press, Cambridge, 2010.
- [38] TOTTEN, G. E. *Handbook of Lubrication and Tribology: Volume 1 - Application and maintenance*. CRC Press, Boca Raton, Fla, 2006.
- [39] WEI, D. P., SPIKES, H. A., AND KORCEK, S. The lubricity of gasoline. *Tribology Transactions* 42, 4 (1999), 813–823.
- [40] WEISSBACH, W., AND DAHMS, M. *Werkstoffkunde - Strukturen, Eigenschaften, Prüfung*, 18. Aufl. ed. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2012.
- [41] YAHAGI, Y., AND MIZUTANI, Y. Corrosive wear of steel in gasoline-ethanol-water mixtures. *Wear* 97, 1 (1984), 17–25.