

Dominik Meffert

Einfluss der Bauteilkontur auf das Verschleiß- und Reibungs- verhalten von Gelenkketten

Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte

Band 45 | 2023

Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer

Prof. Dr.-Ing. Oliver Koch



Dominik Meffert

Einfluss der Bauteilkontur auf das Verschleiß- und Reibungs- verhalten von Gelenkketten

Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte

Band 45 | 2023

Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer

Prof. Dr.-Ing. Oliver Koch

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

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

Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte

Wissenschaftliche Schriftenreihe des
Lehrstuhls für Maschinenelemente, Getriebe und Tribologie
der Rheinland-Pfälzischen Technischen Universität Kaiserslautern-Landau

Herausgeber: Lehrstuhl für Maschinenelemente, Getriebe und Tribologie
Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer
Prof. Dr.-Ing. Oliver Koch
Postfach 3049
Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau
67653 Kaiserslautern

Verlag: Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau

Druck: Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau
Dezernat 5 Technik
Abteilung 5.6 Foto-Repro-Druck

D-386

© Lehrstuhl für Maschinenelemente, Getriebe und Tribologie, 2023
Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau
Erwin-Schrödinger-Straße
67663 Kaiserslautern

Alle Rechte vorbehalten, auch das des auszugsweisen Nachdrucks, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe (Photographie, Mikroskopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und das der Übersetzung.

Als Manuskript gedruckt. Printed in Germany.

ISBN 978-3-95974- 195-8
ISSN 1860-8035

Einfluss der Bauteilkontur auf das Verschleiß- und Reibungsverhalten von Gelenkketten

Vom Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik
der Rheinland-Pfälzischen Technischen Universität Kaiserslautern-Landau
zur Verleihung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

genehmigte

Dissertation

von

Herrn Dipl.-Ing. Dominik Meffert

aus Diez

Tag der Einreichung: 16.11.2022

Tag der mündlichen Prüfung: 24.02.2023

Dekan: Prof. Dr. rer. nat. Roland Ulber

Prüfungsvorsitzender: Jun. Prof. Dr.-Ing. Leyu Lin

Berichterstatter: Jun. Prof. Dr.-Ing. Manuel Oehler

Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer

Prof. Dr.-Ing. Michael Günthner

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Maschinenelemente, Getriebe und Tribologie (MEGT) an der Rheinland-Pfälzischen Technischen Universität Kaiserslautern-Landau (RPTU). Die Erkenntnisse und Ergebnisse, die dieser Arbeit zugrunde liegen, wurden während der zweiten und dritten Förderperiode des Sonderforschungsbereichs (SFB) 926 *"Bauteiloberflächen: Morphologie auf der Mikroskala"* der DFG im Teilprojekt C02 *"Wechselwirkung zwischen Oberflächenmorphologie und Verschleiß bei Kettengetrieben"* gewonnen.

Besonders möchte ich meinem Doktorvater, Herrn Jun. Prof. Dr.-Ing. Manuel Oehler, für die Betreuung meiner Arbeit, die vielen fachlichen Diskussionen und vor allem seine Fähigkeit zur Motivation danken. Dies hat maßgeblich zum Gelingen und der fachlichen Entwicklung dieser Arbeit beigetragen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer gilt ebenfalls mein Dank für die Betreuung meiner Arbeit sowie das Vertrauen und die Flexibilität innerhalb meines Projekts, die er als Lehrstuhlleiter mir hat zukommen lassen.

Für die Übernahme des Koreferates danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Michael Günthner. Herrn Jun. Prof. Dr.-Ing. Leyu Lin danke ich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

All meinen Kolleginnen und Kollegen, mit denen ich während der vierdreiviertel Jahre am MEGT arbeiten durfte, danke ich für tolle Erinnerungen, viel dazugelerntes Wissen und die Zusammenarbeit. Besonders hervorheben möchte ich hier die Herren Martin Rank, Christoph Burkhart, Tim Schollmayer, Patrick Wingertszahn, Andre Becker, Dominik Weyrich, Stefan Thielen und Martin Leibrecht.

Auch meinen studentischen Hilfskräften und Verfassern studentischer Arbeiten möchte danken. Ihr Beitrag zu meinen Forschungstätigkeiten trug maßgeblich zum Gelingen der Dissertation bei. Namentlich nennen möchte ich hier die Herren Jannis Kockler, Luca Ostermann, Kevin Peter, Yannik Ritz und Drilon Shala.

Ganz großer Dank gilt auch meinen Kameradinnen und Kameraden der Feuerwehr Kaiserslautern, die stets ein großer Ausgleich und Erdungspunkt in den letzten Jahren für mich waren.

Der größte Dank gilt meiner Familie. Meinen Eltern und meiner Schwester danke ich für die Unterstützung und Ermutigung vom Studium bis hin zur Promotion. Meiner Partnerin danke ich für die permanente Motivation und den starken Rückhalt.

Gott zur Ehr', dem Nächsten zur Wehr!

Kurzfassung

Ketten werden als Übertragungselement für Drehbewegungen und Zugkräfte in verschiedenen Anwendungen verbaut. Daher lassen sich Ketten in Abhängigkeit ihres mechanischen Aufbaus, der Verwendung und der Belastung der Kette unterscheiden. Die kommerziell relevanteste Kette ist die Rollenkette, die aus Innen- und Außengliedern im alternierenden Wechsel besteht. Diese sind durch ein Gelenk aus Bolzen und Hülse miteinander verbunden. Sie wird als Antriebselement im Maschinen- und Fahrzeugbau verwendet. Hinsichtlich Lebensdauer und Effizienz des Kettentriebs steht der tribologische Kontakt zwischen Bolzen und Hülse im Fokus der Entwicklung. Reduzierte Kettenlängung durch geminderten Verschleiß steigert die Gebrauchsdauer einer Rollenkette. Ein optimiertes Reibungsverhalten führt zu einer Senkung der Verlustleistung des Kettentriebs. Neben unterschiedlichen Kettenwerkstoffen, Oberflächenbehandlungen und Schmierstoffen wird an der Bauteilkontur der Gelenkkomponenten geforscht. Infolge von Betriebsbelastungen und elastischen sowie plastischen Verformungen im Montageprozess kommt es im Kettengelenk zu komplexen Lastverhältnissen mit sehr hohen Kontaktpressungen. Der Einfluss der beschriebenen Form- und Konturabweichungen auf das Verschleiß- und Reibungsverhalten wird in dieser Arbeit untersucht, wozu Ketten mit unterschiedlichen Hülseninnenkonturen miteinander verglichen werden. Kettengelenke, die Komponenten mit starken Abweichung von der idealen Zylinderkontur aufweisen, zeigen eine ausgeprägtere Verschleißneigung als Ketten mit optimierten Hülsen.

Anstelle von herkömmlichen Bauteil- oder Aggregatsversuchen mit großem physischen Materialaufwand wird ein Bauteil-Tribometer, das Kettengelenktribometer verwendet. Mit Hilfe dieses Prüfstands wird ein einzelnes Kettengelenk über aus realen Kettentrieben abgeleiteten Lastkollektiven geprüft. Der Aufbau ermöglicht so eine realitätsnahe Untersuchung und liefert dabei im Betrieb Daten hinsichtlich des Gelenkverschleiß. Zudem können Reibungskenngrößen erfasst werden.

Aus den Daten der experimentellen Untersuchungen und der Prüfkörper-Charakterisierung speist sich ein reibenergetischer Verschleißberechnungsansatz, der die tribologischen Gegebenheiten im Kettengelenk durch eine EHD-Kontaktsimulation darstellt. Der Simulationsansatz kann als Unterstützung im Entwicklungsprozess neuer Hülseninnenkonturen genutzt werden.

Abstract

Chains are used as transmission elements for rotary movements and tensile forces in various applications. Therefore, chains can be differentiated depending on mechanical structure, use and load. The most commercially relevant chain is the roller chain, which consists of inner and outer links alternating in a pin and bush joint. It is used as a drive element in machine and vehicle applications. With regard to the service life and efficiency of the chain drive, the tribological contact between pin and bush is the focus of development. Reduced chain elongation due to reduced wear increases the service life of a roller chain. Optimized friction behavior leads to a reduction in the power loss of the chain drive. In addition to different chain materials, surface treatments and lubricants, research is also being conducted into the contour of the link components. As a result of operating loads and elastic as well as plastic deformations in the assembly process, complex load conditions with very high contact pressures occur in the chain joint. The influence of the described shape and contour deviations on the wear and friction behavior is investigated in this work, for which chains with different inner bush contours are compared with each other. Chain joints that have components with strong deviations from the ideal cylinder contour show a more pronounced tendency to wear than chains with optimized bushes.

Instead of conventional component or unit tests involving a large amount of physical material, a component tribometer, the chain joint tribometer, is used. With the aid of this test rig, a single chain joint is tested over load collectives derived from real chain drives. The setup thus enables a realistic investigation and provides data regarding joint wear during operation. Friction parameters can also be recorded.

The data from the experimental investigations and the test specimen characterization feed a friction-energy wear calculation approach, which represents the tribological conditions in the chain joint by means of an EHD contact simulation. The simulation approach can be used as support in the development process of new inner bush contours.

Inhalt

Nomenklatur	IV
1 Einleitung	1
2 Grundlagen und Stand der Technik	4
2.1 Kettenbauformen	4
2.2 Werkstoffe und Herstellung von Ketten	8
2.3 Belastungen und Auslegung von Kettentrieben	10
2.4 Kettenkinematik und Gelenkverschleiß	14
2.5 Tribologisches System Kette	18
2.6 Literaturüberblick Kettentribologie und -tribosimulation	25
3 Ziele der Arbeit und Vorgehensweise	32
3.1 Ziele der Arbeit	32
3.2 Vorgehensweise	32
4 Methoden und Instrumente	35
4.1 Kettenprüfstände	35
4.2 Prüf- und Analyseinstrumente	47
4.3 Simulative Methoden	53
5 Experimentelle Untersuchungen	58
5.1 Verwendete Ketten-Prüflinge	58
5.2 Versuchsparameter und Betriebsbedingungen	66
5.3 Verschleißuntersuchungen	70
5.4 Reibungs- und Wirkungsgraduntersuchungen	88
6 Aufbau eines reibenergetischen Verschleiß-Simulationsmodells	97
6.1 Kontaktsimulation des Bolzen-Hülse-Kontakts mittels EHD	97
6.2 Verschleißsimulation	100
6.3 Ergebnisse der Verschleißsimulation	105
7 Zusammenfassung und Ausblick	112
A Anhang	116
A.1 Technische Daten	116
Literatur	118

Nomenklatur

Formelzeichen

Zeichen	Bedeutung	Einheit
A_k	Kontaktfläche	mm^2
F_k	Kontaktkraft	N
F_N	Normalkraft	N
F_R	Reibungskraft	N
F_z	Kettenzugkraft	N
F_1	Laschenkraft	N
F_2	Zahnnormalkraft	N
M	Drehmoment	Nm
M_{ab}	Abtriebsdrehmoment	Nm
M_{an}	Antriebsdrehmoment	Nm
M_R	Reibmoment	Nmm
P_{ab}	Abtriebsleistung	W
P_{an}	Antriebsleistung	W
S_k	Kernhöhe	μm
S_{pk}	reduzierte Spitzenhöhe	μm
S_{vk}	reduzierte Talhöhe	μm
S_{mr1}	Materialanteil Spitzen	-
S_{mr2}	Materialanteil Täler	-
W_1	Linearer Verschleißbetrag	m
$W_{1,0}$	Einlaufverschleißbetrag	m
W_m	Verschleißmasse	kg
W_q	planimetrischer Verschleißbetrag	m^2
W_v	Verschleißvolumen	mm^3
T_{ri}	Einlaufhalbzeit	h
X	Anzahl Kettengelenke	-
d_B	Bolzendurchmesser	mm
d_H	Hülsendurchmesser	mm
e_R^*	scheinbare Reibungsenergiedichte	J/mm^3
f	Schwenkfrequenz	Hz
h	Schmierspalthöhe	mm
h_{er}	kritische Schmierspalthöhe	mm
h_v	Verschleißhöhe	mm

Zeichen	Bedeutung	Einheit
i	Übersetzung	-
k	Verschleißkoeffizient	$\text{mm}^3/(\text{N m})$
k_1	Steigung der Verschleißkurve im stationären Verschleißbereich	$\mu\text{m}/\text{h}$
l_{B}	Bolzenlänge	mm
l_{H}	Hülsenlänge	mm
n	Anzahl Schwenkbewegungen	-
n_{ab}	Abtriebsdrehzahl	min^{-1}
n_{an}	Antriebsdrehzahl	min^{-1}
n_{Bolzen}	Bolzenrotationsdrehzahl im Kettengelenk	min^{-1}
p	Teilung	mm
p_{AG}	Teilung am Außenglied	mm
p_{c}	Festkörperdruck	N/mm^2
p_{Fl}	Flächenpressung	N/mm^2
p_{h}	hydrodynamischer Druck	N/mm^2
$p_{\text{k}}, p_{\text{k,ges}}$	(Gesamt-)Kontaktdruck/-pressung	N/mm^2
r_{B}	Bolzenradius	mm
s	Gleitweg	m
t_{Schwenk}	Dauer einer einzelnen Schwenkbewegung des Kettengelenks	s
t_{Zykl}	Dauer eines einzelnen Gelenkumlaufs im Referenz-Kettentrieb	s
$u_{\text{k,m}}$	mittlere Kontaktgeschwindigkeit	mm/s
v_{k}	Kettengeschwindigkeit	m/s
z	Zähnezahn	-

Zeichen	Bedeutung	Einheit
Δp	Teilungsänderung	mm
Δl	Gelenklängung	mm
Δs	Gelenkspiel	mm
α	Drehwinkel	°
β	Verschleißwinkel	°
γ	Flankenwinkel	°
ε	Kontaktwinkel	°
η	Dynamische Viskosität	Pa s
η_{ges}	Gesamtwirkungsgrad	-
μ	Reibungskoeffizient	—
ϕ	Umfangsrichtung	°
φ	Teilungswinkel	°
ω	Winkelgeschwindigkeit	rad/s

Indizes

Index	Bedeutung
a, i	Außen, Innen
ab, an	Abtrieb, Antrieb
0, v	Neuzustand, verschlissener Zustand
ges	Gesamt
h	Horizontal
Kr,gr, Kr,kl	großes bzw. kleines Kettenrad
m	Mittelwert
max, min	maximal, minimal
Prim	Primärseite/Antriebsseite
proj	projiziert
Sek	Sekundärseite/Seite zum freien Wellenende
v	Vertikal
x	Koordinatenrichtung x
y	Koordinatenrichtung y
z	Koordinatenrichtung z
Zykl	Zyklus

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
AEP	Antriebsselemente-Prüfstand
ANSI	American National Standards Institute
ASTM	American Society for Testing and Materials
AWP	Arbeitsgruppe Werkstoffprüfung
BHK	Bolzen-Hülsen-Kontakt
EN	Europäische Norm
CVD	Chemical Vapour Deposition
DIN	Deutsches Institut für Normung
EHD	Elastohydrodynamik
FEM	Finite Elemente Methode
HV	Härte Vickers
ISO	International Organization for Standardization
KGT	Kettengelenktribometer
LK	Lastkurve
MKS	Mehrkörpersimulation
MEGT	Lehrstuhl für Maschinenelemente, Getriebe und Tribologie
MTS	Lehrstuhl für Messtechnik und Sensorik
PAO	Polyalphaolefin
PVD	Physical Vapour Deposition
PZ	Prüfzelle
REM-EDX	Rasterelektronenmikroskopie/Energiedispersive Röntgenspektroskopie
RHK	Rolle-Hülsen-Kontakt
RPTU	Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau
TTS	Tribotechnisches System
WKK	Lehrstuhl für Werkstoffkunde
WLTC	Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle

1 Einleitung

Die Verwendung von Kettentrieben zur Übertragung von mechanischer Leistung in Antrieben geht bis in das 3. Jahrhundert v. Chr. zurück. Aus dieser Zeit sind durch Schriften des griechischen Mechanikers PHILON VON BYZANZ Konstruktionen bestehend aus Gliederketten überliefert, die in Schöpfwerken mittels an der Kette befestigter Eimer zur Wasserförderung eingesetzt wurden. Erst in der Renaissance entstanden neue Gedanken, die das Maschinenelement Kette an die heute bekannten Bauformen hin entwickelten. So gehen beispielsweise aus Zeichnungen des italienischen Universalgelehrten LEONARDO DA VINCI (1452-1519) Zugmittel hervor, die den heute üblichen Flyer-, Block- und Zahnketten sehr ähneln. Doch erst mit der in Europa beginnenden Industrialisierung im 19. Jahrhundert und dem damit einhergehenden Trend zur Mechanisierung etabliert sich die Kette als zuverlässiges Zugmittel zur Leistungsübertragung. Die von ANDRÈ GALLE (1761-1844) entwickelte und nach ihm benannte Gallkette sowie die von HANS RENOLD (1852-1943) vorgestellte und patentierte Rollenkette festigten die Position der Kette als Maschinenelement und steigerten ihre wirtschaftliche Verbreitung. So nutzen die Brüder Wright in ihrem motorisierten Flugzeug *Wright Flyer* im Jahr 1903 Rollenketten als Getriebe zwischen Verbrennungsmotor und Rotoren, wie in Abbildung 1.1 zu sehen ist.[BMSV89; Funk95; Hänt08]

Ketten haben sich als Zugmittel in Umschlingungsgetrieben etabliert und wurden in der Vergangenheit konstruktiv in ihrem Aufbau sowie hinsichtlich spezifischer Anwendungsmöglichkeiten weiterentwickelt und modifiziert. So lassen sich Kettentriebe in Abhängigkeit ihrer primären Verwendung drei Gruppen unterteilen:

- Antriebsketten: Übertragung hoher Leistungen; Kettengeschwindigkeiten bis zu 40 m/s
- Förderketten: Transport von Lasten, Gütern und Personen; Kettengeschwindigkeiten bis zu 3 m/s
- Lastketten: Heben von schweren Lasten; Kettengeschwindigkeiten bis zu 1 m/s

Aufgrund des Formschlusses zwischen Kette und Kettenrädern und der somit schlupffreien Leistungsübertragung ermöglichen Kettengeräte in der Antriebstechnik die Übertragung von hohen Drehmomenten über ein breites Band an Kettenumfangsgeschwindigkeiten. Im Vergleich zu anderen Getriebeformen lassen sich Kettentriebe hinsichtlich spezifischem Bauraumbedarf, Beschaffungs- und Unterhaltungskosten sowie übertragbarer Leistung zwischen Riemen- und Zahnradgetrieben einordnen. Rollenketten bilden hierbei die für

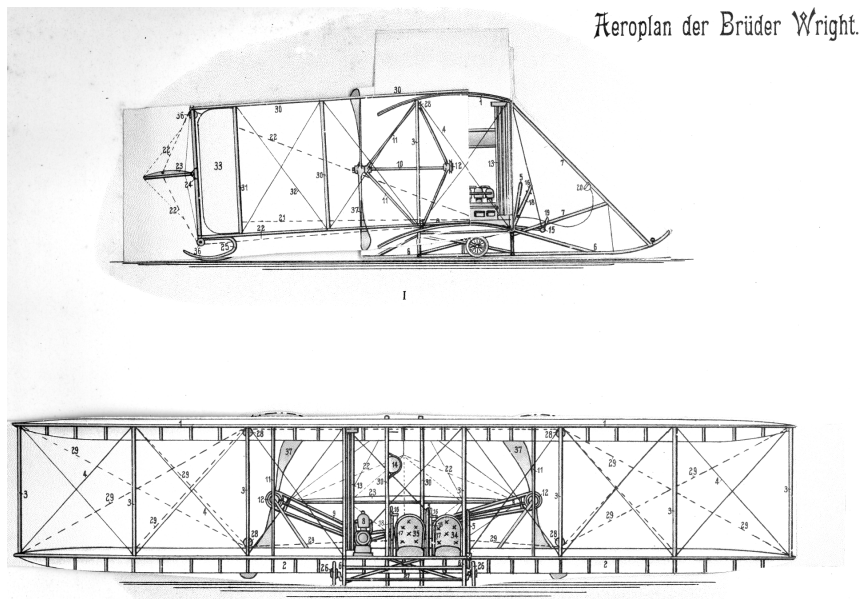


Abb. 1.1: *Wright Flyer* Motorflugzeug der Brüder Wright: Antrieb der Rotoren mittels Rollenkettentriebe (Nr. 9 im Bild) [Hänt08]

den Markt bedeutendste Bauform von Stahlgelenkketten. [Coen84; Base75; DeMü18; Gumm13] Kettentriebe ermöglichen den Aufbau von Getrieben mit sowohl kleinen als auch großen Achsabständen bei konstantem Übersetzungsverhältnis. Zudem weisen Kettentriebe hohe Wirkungsgrade η von bis zu 98 % auf. [BMSV89; WKLB20]

Die Lebens- bzw. maximale Einsatzdauer eines Kettentriebs wird in erster Linie durch die Längung der Kette bestimmt. Dieser fortschreitende Längenzuwachs der Kette führt zu einer Änderung der Kettenteilung, dem Abstand der Kettenhülsenachsen, was durch kontinuierlichen Verschleiß an den Komponenten des Kettengelenks hervorgerufen wird. Somit ist das Kettengelenk, welches aus Bolzen und Hülse besteht, das zentrale Element, das die Lebensdauer einer Kette beeinflusst. Gerade in speziellen Anwendungen wie beispielsweise dem Steuertrieb in Verbrennungskraftmaschinen, wo eine Steuerkette zur Synchronisation der Drehbewegung von Kurbel- und Nockenwelle eingesetzt wird, werden Einsatzgrenzen in Form von maximal zulässigen Teilungsänderungen definiert. Dem Ausfall von technischen Systemen wie beispielsweise in landwirtschaftlichen Arbeitsgeräten während der Ernteperiode muss ebenfalls vorgebeugt werden, weshalb die Entwicklung von verschleißresistenten Kettenkomponenten an Bedeutung gewinnt. [Beck20; Sapp16]

Mit dem Verschleiß der Komponenten innerhalb des Bolzen-Hülsen-Kontakts einhergehend steht auch das Reibungsverhalten dieses Kontakts im Fokus der wissenschaftlichen Betrachtungen. Die Reduktion von durch Reibung verursachten Leistungsverlusten gewinnt durch Bemühungen im Kontext der Klimaneutralität und somit die Effizienz von Maschinen und Anlagen fortschreitend an Bedeutung. Gesetzliche Regulierungen zum Ausstoß von Treibhausgasen sowie der gesellschaftliche Wandel zu mehr Nachhaltigkeit erfordern die Optimierung tribologischer Systeme im Bezug auf den Reibungsverhalten. [HoEr17; HSLA13; KSGG18; WKLB20]

Mechanismen und Vorgänge in tribologischen Kontakten können oftmals messtechnisch gar nicht oder nur mit erheblichem Aufwand erfasst werden. Darunter fallen auch lokale Reibungs- und Verschleißerscheinungen. Simulationswerkzeuge ermöglichen hier detailliertere Betrachtungen von tribologischen Phänomenen [Herw19]. Sie dienen der Nachbildung von technischen Systemen und bilden die elementaren physikalischen Vorgänge ab. Somit sind im Vergleich zu experimentellen Untersuchungen Variationen des betrachteten Systems sowie eine wiederholte Ausführung ohne den Verbrauch physischer Prüfkomponenten möglich. Dadurch ermöglichen Simulationsmodelle in der frühen Produktentwicklungen, Optimierungspotentiale aufzudecken und dabei die Entwicklungskosten zu senken. [ERZ14]

Diese Arbeit erweitert das Verständnis zu den tribologischen Bedingungen im Kontakt zwischen Bolzen und Hülse im Kettengelenk infolge von Konturabweichungen der Komponenten von der idealen Zylinderform. Zudem wird ein Ansatz vorgestellt, mit dessen Hilfe detaillierte Beobachtungen zur Verschleißentwicklung an den Komponenten im Bolzen-Hülsen-Kontakt ermöglicht werden. Hierbei sollen experimentell erfasste Daten aus Untersuchungen an einem Einzelgelenkprüfstand, dem Kettengelenktribometer, sowie geometrischer Konturanalyse der Kettenbauteile zu einem auf der eingebrachten Reibungsenergie basierten Verschleiß-Simulationsansatz kombiniert werden.

2 Grundlagen und Stand der Technik

In diesem Kapitel werden Grundlagen zum Thema Kettentriebe und der aktuelle Stand der Technik dargestellt. Hierbei wird ein Überblick über diverse Kettenbauformen, deren Anwendung und Auslegung sowie die im Kettengelenk vorherrschenden Belastungszustände und tribologischen Prozesse gegeben. Vor allem die Tribologie im inneren Kontakt des Kettengelenks steht im Fokus dieser Betrachtung. Zudem werden simulative Methoden im Kontext Kettentriebe aus der Literatur vorgestellt.

2.1 Kettenbauformen

Unterschiedlichste Anwendungen haben die Entwicklung einer Vielzahl verschiedener Kettenbauformen gefordert. So werden Ketten entsprechend ihrer vorrangigen Verwendung in *Antriebsketten*, *Förderketten* sowie *Lastketten* unterschieden [BMSV89]. Unter Berücksichtigung des konstruktiven, mechanischen Aufbaus sowie detaillierterer Betrachtung der Kettennutzung unterteilt PFALZGRAF Stahlgelenkketten in weitere Gruppierungen, wie aus Abbildung 2.1 hervorgeht. Hierbei bilden *einfache Ketten* ohne Bolzen, *Gelenkketten* sowie *Sonderbauformen* die grundlegende Unterscheidungsebene.[Pfal11]

Unter den einfachen Ketten wird die Rundstahl- oder Gliederkette als bedeutendste Bauform genannt, die zum Heben und Anschlagen schwerer Lasten in Anlagen zum Einsatz kommt, wie z.B. als technisches Rettungsmittel bei der Feuerwehr [HOEP17]. Ihre Kettenglieder bestehen aus gebogenen und an den Enden verschweißten Rundstahlsegmenten. Diese Form erlaubt ein Eingreifen bzw. Kämmen mit Kettenrädern, weshalb Rundstahlketten auch in Förderanlagen zum Einsatz kommen. Eine weiterentwickelte Form dessen stellt die Stegkette dar, deren Glieder zusätzlich mit verstärkenden Stegen versehen sind. Daraus folgt eine erhöhte Formstabilität und höhere Belastbarkeit, weswegen Stegketten auch in Ankeranlagen von Schiffen verbaut werden. Offene Ringketten sowie Patentketten erlauben nur geringe Zugbelastungen, weshalb sie überwiegend zum Anschlagen leichter Gegenstände oder als Zierelemente verwendet werden.

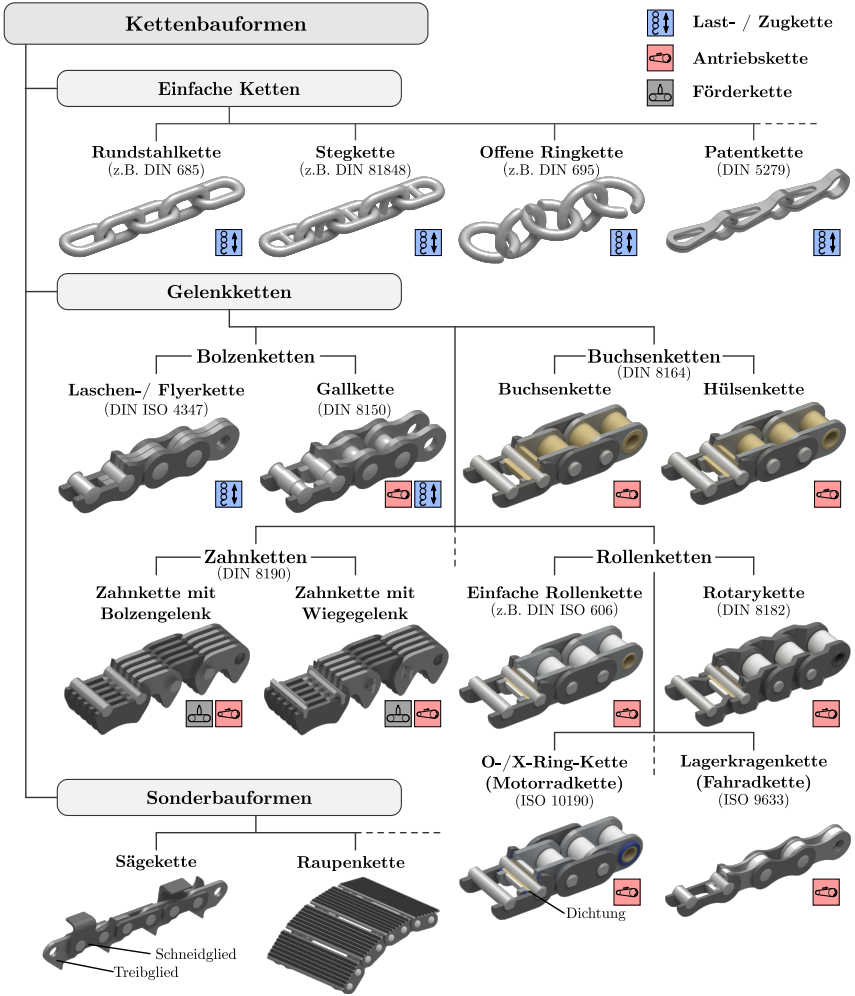


Abb. 2.1: Einteilung und Unterscheidung von Ketten im Bezug auf Einsatzzweck und Aufbau in Anlehnung an [Beck20] und [Pfal11]. Detaillierte Informationen zu den Bauformen sind den jeweiligen Normen [DIN685; DIN695; DIN81848; DIN5279; DISO4347; DIN8150; DIN8164; DIN8190; DISO606; DIN8182; ISO10190; ISO9633] zu entnehmen.

Als Sonderbauformen werden selten grundlegend eigenständige Kettenbauformen ver-

standen. Sie beruhen auf Standard-Bauformen, die für spezielle Anwendungen angepasst oder erweitert werden. Darunter fallen verwendete Werkstoffe, zusätzliche Applikationen von Anbauteilen oder angepasste Abmaße und Formen von Kettengliedern. Beispielhaft ist hier die Raupenkette, welche grundsätzlich wie gewöhnliche Ketten durch Kettenräder angetrieben wird, jedoch aus kettenartig verbundenen Platten besteht. Sie dient der Fortbewegung von Fahrzeugen aus der Bau- und Landwirtschaft im Offroad-Bereich. Ohne zusätzliche Bauteile, dafür aber mit veränderter Komponentengeometrie, bildet die Sägekette eine Ketten-Sonderbauform. Sie wird in Werkzeugmaschinen oder mobilen Geräten zum Zertrennen von beispielsweise Holz eingesetzt. Hier sind Innen- und Außenglieder der Kette für die Funktion des Antriebs (Eingriff in das Kettenrad) sowie des Schneidens (Klinge an der Lasche) vorgesehen. Zusätzlich zu diesen Beispielen bestehen zahlreiche Sonderbauformen, die hier nicht weiter ausgeführt werden.

Gelenkketten beschreiben eine Großzahl an verbreiteten Kettenbauformen und -typen. Ihnen gemein ist ein ausgebildetes Gelenk, dessen Drehachse ein Bolzen ist. Die konstruktiv einfachst aufgebaute Gelenkkette ist die Laschen- oder Flyerkette, die einzig aus durch Bolzengelenke verbundene Laschen besteht. Durch diese kompakte Bauform wird das Kämmen mittels Kettenrädern verhindert, jedoch eignet sie sich zum Heben und Bewegen von Lasten, wie beispielsweise in Gabelstaplerhubwerken. Gallketten ähneln Laschenketten sehr, unterscheiden sich nur durch die Möglichkeit des Kettenradeingriffs durch zusätzlichen Abstand und Bauraum zwischen den Laschen. Allerdings weisen sie nicht die ausgeprägte Verschleißbeständigkeit von Hülsen-, Rollen- oder Zahnketten auf, weshalb sie seltener als Antriebskette verwendet werden. [Pfal11; Beck20; MHK83]

Im weiteren Verlauf der Arbeit liegt der Fokus auf Ketten mit Gelenken, die aus Bolzen und Buchse bzw. Hülse bestehen. Deshalb wird auf die Bauformen Buchsen- und Hülsenketten sowie Rollenketten detaillierter eingegangen.

Buchsen- und Hülsenketten

Grundsätzlich unterscheiden sich Buchsen- und Hülsenketten in ihrem Aufbau nicht. Sie bestehen aus alternierend verbauten Innen- und Außengliedern, wie aus Abbildung 2.2 sowie [DIN8154], [DIN8164] und [DISO606] hervorgeht. Innenglieder beinhalten zwei Buchsen bzw. Hülsen, die mittels Presssitz in die Innengliedlaschen montiert werden. Die Bolzen sind analog dazu in die Außenlaschen eingepresst und bilden zusammen mit den Hülsen, in die sie während der Montage eingeführt werden, das eigentliche Kettengelenk. Die Außenkontur der Hülse steht beim Kämmen mit dem Kettenrad in Kontakt. Um eine ungewollte, selbstständige Demontage der Bolzen aus den Außenlaschen heraus zu vermeiden, werden bei Hülsenketten für hochbelastete Kettentriebe die Bolzenenden vernietet oder verstemmt. Somit wird ausgeschlossen, dass sich bei hoher Überbelastung und

infolge dieser plastischen Verformung der Komponenten die Kette öffnet [Piet53]. Zusätzliche Maßnahmen, die ein Verdrehen des Bolzens relativ zu dessen Sitz in der Lasche verhindern, sind ebenfalls möglich.

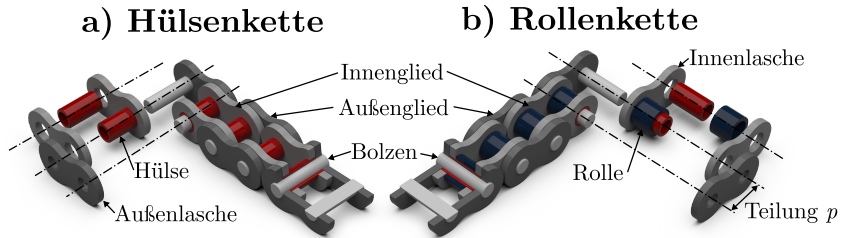


Abb. 2.2: Aufbau und Komponenten von Hülsenketten (a) in Anlehnung an [DIN8164] sowie Rollenketten (b) nach [DISO606]

Rollenketten

Rollenketten nach [DISO606] unterscheiden sich von Hülsenketten nur durch eine auf der Hülse drehbar gelagerte zusätzliche Rolle, welche auch in Abbildung 2.2 zu sehen ist. Diese Rolle dient dem Kontakt mit dem Kettenrad. Da die Rolle frei drehbar ist, bildet sich der Verschleiß durch das Abrollen auf der Zahnflanke nicht permanent an der gleichen Stelle aus, wie es bei der relativ zu den Laschen feststehenden Hülse der Fall ist [Krau97; Funk95]. Der sich zwischen Hülse und Rolle ausbildende Schmierfilm führt zusätzlich zu einer Dämpfung des Einlaufstoßes auf das Kettenrad und reduziert dadurch die Geräuschemissionen des Kettentriebs [Piet53]. Die Kombination der genannten Phänomene durch die verbaute Rolle führt somit zu einer Reduktion von Reibung und Verschleiß an der Kette selbst sowie am Kettenrad [Wrig06; Piet53; DeMü18]. Allerdings benötigt die Rolle zusätzlichen Bauraum, der durch die begrenzten räumlichen Verhältnisse zwischen den Innengliedlaschen eine Verkleinerung der Abmaße von Hülse und Bolzen erzwingt. Daraus resultieren eine kleine Gelenkfläche und somit höhere Flächenpressungen im Gelenk im Vergleich zu einer Hülsenkette gleicher Baugröße. Dies äußert sich außerdem in einer Reduktion der Dauerfestigkeit und der maximal übertragbaren Leistung sowie in einer ausgeprägteren Kettenlänge durch Gelenkverschleiß [Baue18].

Zur Steigerung der Belastbarkeit und somit des übertragenen Drehmoments sind nach [DISO606] Mehrfach-Rollenketten verfügbar, welche längere Bolzen und darauf mehrere parallel angeordnete Gelenke aufweisen. Rotaryketten als Variante der Rollenkette nach [DIN8182] bestehen aus gekröpften Kettengliedern, sodass kein Wechsel aus Innen- und Außengliedern notwendig ist und dadurch auch ungerade Gelenkzahlen verbaut werden können. Diesem Vorteil steht aber eine um 20% reduzierte Bruchfestigkeit gegenüber [Funk95]. Gerade in alltäglicheren Anwendungsfällen sind Rollenketten in spezifizierten

Formen weit verbreitet. So basieren Lagerkragenketten für Fahrräder als auch X- oder O-Ring-Ketten für Sekundärtriebe in Motorrädern ebenfalls auf dem Grundprinzip der Rollenkette, entsprechend der Einteilung in Abbildung 2.1.

2.2 Werkstoffe und Herstellung von Ketten

Ketten werden unter Beachtung verschiedener Aspekte für den jeweiligen Anwendungsfall ausgewählt, um den zu erwartenden Last- und Betriebsbedingungen standzuhalten. Hierbei sind die Dauerfestigkeit sowie das Längungsverhalten der Kette maßgeblich. Konstruktive Ansätze dafür sind die Anpassung von Komponenten wie beispielsweise größere Bolzendurchmesser oder verbreiterte Laschen [Rach62; Pfal11]. Neben dem veränderten dynamischen Verhalten durch andere Massenverteilungen werden diese Maßnahmen häufig durch limitierte Bauraumverhältnisse begrenzt. Um also trotzdem hohe Bruchkräfte und geringen Gelenkverschleiß auf kleinstem Bauraum realisieren zu können, sind somit Optimierungen auf Seiten der Werkstoffe und Fertigung nötig. Darunter fallen angepasste Fertigungsverfahren, eine komplexe Wärmebehandlung der Kettenkomponenten und eine per se hohe Werkstoffqualität für Laschen, Bolzen, Hülsen und Rollen.

Die Basis zur Werkstoffauswahl in hochbelasteten, schnelllaufenden Ketten bilden kalt- und warmgewalzte Einsatz- und Vergütungsstähle wie beispielsweise C45E, C60 oder 42CrMo4. So werden Laschen in der Regel aus Einsatzstahl-Bandmaterial gestanzt. Man unterscheidet zwischen den Verfahren *Normalstanzen*, *Nachschneiden* und *Feinschneiden*, welche sich im Anteil der Glattschnittanteile mit kleinen Oberflächenrauheiten und engeren Intervallen bezüglich Maß- und Lagetoleranzen unterscheiden. Feine Oberflächen sind vor allen bei Verwendung in Steuertrieben von Verbrennungsmotoren relevant. Abschließend nach der Wärmebehandlung, durch die üblicherweise Härten von 400 bis 600 HV erzielt werden, folgt das Gleitschleifen zur Beseitigung aller Stanzgrate und sonstiger Rückstände aus der Produktion. Zusätzlich kann durch Kugelstrahlen die Dauerfestigkeit und Härte gesteigert werden. [Baue18; Pfal11].

Bolzen werden aus Draht- oder Stangenmaterial gefertigt, indem durch Hacken oder Schneiden sowie Abrunden der Schnittkanten Segmente entsprechender Länge gefertigt werden. Hierbei kommen Stähle wie C60E, 100Cr6, 20MnCr5 oder 40CrMoV13-9 zum Einsatz [Baue18; BBKK19; Fink17]. Da Bolzen Teil des wichtigsten mechanischen Kontakts einer Kette, dem Kettengelenk, sind, wird zur Einhaltung der komplexen Maß- und Oberflächenanforderungen ein Vielzahl von Fertigungsschritten unternommen, um Bolzen höchster Qualität zu fertigen. So werden Bolzen vergütet, anschließend gleitgeschliffen

(auch *Trowalisieren* genannt) und auf den gewünschten Durchmesser geschliffen. Zusätzliche Beschichtungen der Oberfläche haben sich zur Optimierung des Verschleißverhaltens etabliert. Mittels Chemical Vapor Deposition (CVD) oder Physical Vapor Deposition (PVD) werden Chromierungen, Nitrierungen oder Vanadierungen appliziert. Trends der Forschung zeigen Möglichkeiten zur Ausbildung von Dünnschichten aus teilweise triboaktiven Zusammensetzungen wie beispielsweise (Cr,Al,Mo)N-Schichten [BBKK19]. Ziel der Beschichtungen oder des ebenfalls verbreiteten Einsatzhärtens von Kettenbolzen ist es, Bauteile mit zähen Kernen (Härte 400 bis 500 HV) und harten, verschleißresistenten Randschichten zu erzeugen (Härte 1000 bis 2000 HV). Beschichtete Bolzen zeigen verglichen zu einsatzgehärteten Alternativen ein erheblich optimiertes Verschleißverhalten. [Pfal11; Baue18; BBKK19; Sapp16; Pawl90]

Hülse, Buchsen und Rollen werden entweder aus gewickelten Bandmaterialien (z.B. 10NC6) oder aus kaltfließgepressten Profilen hergestellt. Durch Einsatzhärtens werden Härten von 500 bis 800 HV erreicht, da eine Beschichtung analog zu den Bolzen auf der Innenkontur der Komponenten prozesstechnisch nicht möglich ist [Beck20]. Für das Verschleißverhalten elementar ist die innere Kontur der Hülsen. Diese steht im Kontakt mit den Bolzen, welche mit großem Aufwand und hoher Präzision gefertigt werden. Das Einpressen der Hülsen in die Laschen führt zu einer Einschnürung der Hülsen im Randbereich aufgrund elastischer Verformung durch das Hülsenübermaß im Vergleich zur Laschenbohrung. Diese Formabweichungen von der idealen Zylinderform verursachen einen beschleunigten Verschleiß (primär in der frühen Einlaufverschleißphase) an Bolzen und Hülse selbst. Zur Reduzierung dieses negativen Einflusses auf das Verschleißverhalten werden konstruktive Maßnahmen an der Hülsengeometrie vorgenommen. Dazu zählen Vorweiten oder gekante Hülsenenden, die durch das Einpressen dann wieder auf das angestrebte Maß gestaucht werden und somit der Zylinderform näher kommen. Die daraus resultierende Formabweichung ist in Abbildung 2.3 dargestellt. An konventionell gefertigten Hülsen wird durch Kugeln (Treiben einer Stahlkugel durch die in den Laschen montierte Hülse) der Effekt der Einschnürung gemindert, jedoch nicht gänzlich behoben. Aufgrund spezifischer Anforderungen hinsichtlich Schmierung und Sauberkeit werden beispielsweise in der Lebensmittelindustrie auch Ketten mit aus Kunststoffen wie Polyamid hergestellten Hülsen verwendet. Auch Ketten mit Öl-imprägnierten Hülsen aus gesinterten Metallen sind auf dem Markt erhältlich. [Pfal11; Binz85; Beck20; Reno10; Ross17; WJVS17; Tsub07]

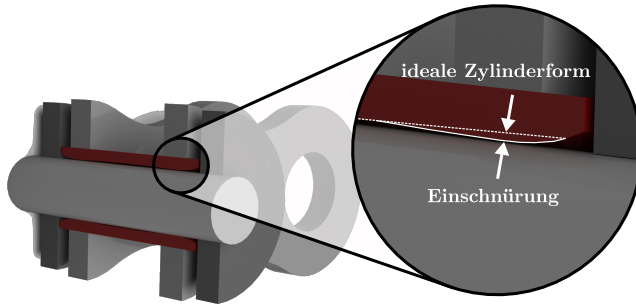


Abb. 2.3: Formabweichung der Hülseinnenkantur vom idealen Zylinder aufgrund der presssitzbedingten Einschnürung

2.3 Belastungen und Auslegung von Kettentrieben

Zur Benennung der Baugröße von Hülse-, Rollen- und Zahnketten wird die Teilung p herangezogen, die in der Norm als Abstand der Bolzenmittelpunkte zweier benachbarter Kettengelenke definiert ist [DISO606; DIN8190]. Das Maß ist auch in Abbildung 2.2 für die Rollenkette eingetragen. Alternativ wird in der Literatur auch die Teilung als Abstand der Hülseachsen verstanden, da dieser sich an einer montierten Kette messtechnisch leichter ermitteln lässt sowie auch für das Kämmen mit dem Kettenrad von Relevanz ist [Rach62; Coen84]. Innerhalb jedes Kettengelenks liegt ein notwendiges, definiertes Gelenkspiel Δs vor. Es sorgt für den Freiraum, der die Relativbewegung zwischen Bolzen und Hülse ermöglicht und Schmierstoff in den Kontakt dringen lässt, und beeinflusst zudem die Dynamik des Kettentriebs [Funk95; Nico08]. Wird die Teilung an einem montierten Kettentrieb gemessen, muss in Abhängigkeit der relativ zueinander vermessenen Bauteile das Gelenkspiel berücksichtigt und das aufgenommene Maß korrigiert werden [Gumm13].

In Umschlingungsgetrieben werden die Stränge des eingesetzten Zugmittels zwischen den Rädern des Triebs als Trume bezeichnet. Man unterscheidet zwischen dem ziehenden *Lasttrum* und dem gezogenen *Leertrum*. Die im Getriebe übertragene Leistung wird somit als Produkt aus am treibenden Rad anliegender Drehzahl sowie übertragenem Drehmoment bestimmt. Das Lasttrum wird entsprechend um die anliegende Nutzskraft stärker belastet als das Leertrum [DeMü18]. Diese Nutzkraft, auch Trum- oder Umfangszugkraft genannt, wird durch das anliegende Antriebsmoment, die Wahl der Kettenteilung p und der Zähnezahzahl z beeinflusst. Zusätzlich treten in umlaufenden Ketten noch sogenannte *Blindkräfte* auf, die weitere Belastungen in den Kettentrieb einbringen [Beck20; Funk95]:

- **Polygoneffekt:** Durch das Eingreifen des Kettenrades in die Kettenglieder und der daraus resultierenden vieleckförmigen Umschlingung des Kettenrads durch die Kette schwankt der für die Drehmomentübertragung relevante und wirksame Durchmesser, was sich in Form von periodisch wechselnden Kettenzugkräften und Geschwindigkeiten bemerkbar macht. Diese Lastwechsel äußern sich in unruhigem Lauf des Triebes, transversalen und longitudinalen Trumschwingungen im Resonanzbereich sowie zusätzlichen, unerwünschten Kräften im Kettentrieb, die besonders bei hohen Kettengeschwindigkeiten durch permanente Massenbeschleunigungen und -verzögerungen entstehen können. Eine Erhöhung der Zähnezahl am treibenden Kettenrad reduziert diese Effekte. Für den Betrieb erhebliche Ungleichförmigkeiten treten bei Zähnezahlen $z < 16$ auf. Ist $z > 20$, betragen diese jedoch unter 1%. [DeMü18]
- **Einlaufstoßkraft:** Läuft ein Kettengelenk auf das Kettenrad auf, erfährt die Hülse bzw. Rolle eine abrupte Kraftwirkung durch den Kontakt zur Zahnflanke aufgrund der Geschwindigkeitsdifferenz. Hohe Kettengeschwindigkeiten und kleine Zähnezahlen verstärken dies erheblich. [DeMü18; WLHC92]
- **Stützzugkraft:** Das Eigengewicht der Kettenkomponenten bewirkt bei ungeführten Zwei-Rad-Kettentrieben einen Durchhang des Leertrums. Die Belastung verteilt sich recht gleichmäßig auf alle Gelenke und führt dort so zu einer generellen Erhöhung der Flächenpressungen infolge dieser Blindkraft. Jedoch erfordert ein sicherer Betrieb des Kettentriebs eine gewisse Stützzugkraft, da sie hilft, ein Überspringen der Kette an den Kettenrädern zu verhindern. [Funk95]
- **Spannkraft:** Reicht die Stützzugkraft alleine nicht aus oder kann aufgrund von ungünstiger Trumlage oder erhöhter Dynamik im Kettentrieb ein sicherer Kontakt auf den Kettenrädern nicht gewährleistet werden, wird mithilfe externer Kettenspannelemente eine definierte Vorspannkraft auf die Kette aufgebracht (beispielsweise im Steuertrieb eines Verbrennungsmotors). Diese zusätzlich applizierte Kraft verteilt sich analog zur Stützzugkraft auf alle Gelenke, bewirkt dort als zusätzliche Last aber ein beschleunigtes Verschleißverhalten. Dämpfende Elemente wie hydraulische Spannelemente können zur Einstellung des dynamischen und akustischen Verhaltens des Kettentriebs verwendet werden. [Enge07; GGSU11; Nico08; WeMü92]
- **Fliehzugkraft:** Die beim Umlaufen des Kettenrads entstehenden Zentrifugalkräfte, die auf die Kettengelenke wirken, führen zu einer Steigerung der Zugbelastung in der Kette. Diese im Gelenkpunkt radial nach außen gerichtete Kraftwirkung ist abhängig von der Kettengeschwindigkeit (hier insbesondere ab Geschwindigkeiten $v_k \geq 7 \text{ m/s}$) und der Kettenmasse, also dem sogenannten Metergewicht. [DeMü18; Deck18]

- **Toleranzbedingte Abweichungen vom Idealtrieb:** Neben den durch den Betrieb verursachten Belastungen auf den Kettentrieb entstehen durch Rundlauf- und Teilungsfehler der Kettenräder, Montagefehler oder auch Teilungsfehler innerhalb der Kette ebenfalls zusätzliche Anregungen des Kettentriebs und somit Erhöhungen der dynamischen Kräfte. [Zech74a; Zech74b]
- **Ungleichförmigkeiten am An- und Abtrieb:** Drehschwingungen oder instationäre Betriebsbedingungen in Anlagen, wie beispielsweise in durch Verbrennungskraftmaschinen angetriebene Kettentriebe oder in inhomogen belasteten Transportanlagen, beeinflussen ebenfalls die Lastbedingungen innerhalb der Kettengelenke. [Nico08]

Bei der Auslegung von Kettentrieben und der Einhaltung der zulässigen Leistungsgrenzen ist die Berücksichtigung von drei elementaren Einflussfaktoren zu beachten: Betriebszeitfestigkeit der Laschen und Bolzen (a), Verschleißwiderstand des Kettengelenks (b) und Betriebszeitfestigkeit der Rollen und Hülsen (c). Der aus diesen Parametern ableitbare Leistungsbereich ist in Abbildung 2.4 dargestellt. Wird die Kette richtig ausgelegt und dimensioniert, ist der Gelenkverschleiß die für die Betriebsdauer entscheidende Größe [BMSV89; Funk95].

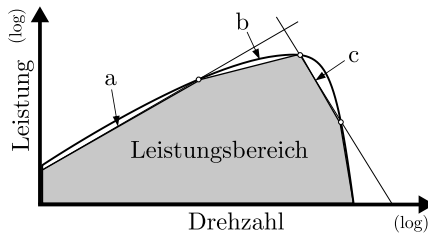


Abb. 2.4: Einsatzgrenzen des nutzbaren Leistungsbereichs einer Antriebskette: a) Betriebszeitfestigkeit der Laschen und Bolzen, b) Verschleißwiderstand des Kettengelenks, c) Betriebszeitfestigkeit der Rollen und Hülsen (in Anlehnung an [BMSV89] und [DISO10823])

Verschleiß im Kettengelenk entsteht durch Materialabtrag an den Gelenkkomponenten Bolzen und Hülse infolge von Reibung im Bolzen-Hülsen-Kontakt (BHK). Dadurch nimmt das Gelenkspiel zu und äußert sich in einer Längung der gesamten Kette. Das zulässige Maß der Längenzunahme hängt von den Betriebsbedingungen und dem Kettentrieb selbst ab. Zur Verhinderung eines Überspringens der Kette infolge des erhöhten Durchhangs der Kette im Leertrum, was stoßartige Belastungen und somit auch Kettenbrüche provozieren

kann, werden für spezielle Anwendungen klare Grenzwerte für die Längenzunahme definiert. Kann der Wellenabstand zwischen den Kettenrädern angepasst bzw. nachgestellt werden, wird eine kritische Längung von 3 % angenommen. Bei Kettengeschwindigkeiten über 16 m/s reduziert sich dieser Wert auf 1,5 - 2 %. Bei nichtveränderlichen Wellenabständen gilt eine kritische Längung von 0,8 % (ca. 1,5 % bei langsam laufenden Ketten mit $v_k \leq 4$ m/s) [DeMü18; Funk95]. Noch stärker reglementiert sind die Längungsgrenzen für Steuerketten in Verbrennungsmotoren. Durch Verschleiß entstandene Teilungsänderungen verändern die Steuerzeiten und beeinflussen somit die Funktion negativ. Deshalb haben sich die maximal tolerierbaren Längungen von 0,3 - 0,5 % bei einer Fahrzeuglaufleistung von 250 000 km etabliert [Baue18; FiHi01; PEOA09].

Das Vorgehen zur Bestimmung der Kettenlänge ist in [DISO606] definiert. Hierbei wird eine geöffnete, ungeschmierte Kette gefordert. Während der Messung muss das vermessene Kettensegment mit einer von der Baugröße abhängigen Prüfkraft belastet werden. Ebenfalls ist die minimale zulässige Länge des Segments vorgeschrieben. Für Kettenbaugrößen mit Teilungen p bis zu $3/4''$ (19,05 mm) wird eine Messlänge von mindestens 610 mm gefordert.

Zur Auslegung von Zwei-Rad-Kettentrieben steht [DISO10823] als Leitfaden zur Verfügung. Im dort ausgeführten Verfahren ist die zu übertragene Leistung Grundlage der Auslegung. Diese kann durch diverse Korrekturfaktoren zur Berücksichtigung von Betriebs- und Randbedingungen korrigiert werden. Die Kettenbaugröße wird in Abhängigkeit der Drehzahl des kleinen Kettenrads aus empirisch ermittelten Leistungsdiagrammen bestimmt. Die Kettenschmierung wird in der Norm ebenfalls berücksichtigt, wobei hier sowohl die Baugröße als auch die Kettengeschwindigkeit relevant sind. Die aufgelisteten Schmierungsmethoden werden in vier Bereiche unterschiedlicher Mindestanforderungen an den Schmierzustand unterschieden. Bereich 1 beinhaltet die manuelle Schmierstoffzufuhr in regelmäßigen Intervallen per Sprühdose, Ölkanne oder Pinsel und kann als die einfachste Methode betrachtet werden. Die Einsatzgrenze für beispielsweise eine Rollenkette der Baugröße 10B (Teilung $p = 5/8''$) liegt bei $v_k = 0,6$ m/s. Durch eine kontinuierliche Tropfschmierung erhöht sich die zulässige Kettengeschwindigkeit auf 1,5 m/s, bei Ölbad-geschmierten Kettentrieben sogar auf ca. 7,5 m/s. Wird der Kettentrieb bei höheren Kettengeschwindigkeiten betrieben, wird eine Druckumlaufschmierung empfohlen, bei der der Schmierstoff kontinuierlich gefiltert und gegebenenfalls auch gekühlt wird. Die Viskosität des zu verwendenden Schmierstoffs hängt in der Empfehlung einzig von der betriebsbedingten Umgebungstemperatur ab. [DISO10823]

Bei Rollenketten für Motorradantriebe nach [ISO10190] verhindern Dichtringe zwischen den Laschen zum einen das Eindringen von Verunreinigungen in den BHK, zum anderen aber auch den Austritt des initialen Schmierstoffs, der auf die gesamte Einsatzdauer der Kette ausgelegt ist, aus diesem Kontakt [MOS21].

Aufgrund stark unterschiedlicher Bewertungen der Ketten durch die Hersteller hinsichtlich des Verschleißverhaltens verweist die [DISO10823] auf die entsprechenden Auslegungsvorschriften der Kettenhersteller und die dort hinterlegten Leistungsdiagramme, wie beispielsweise [Iwis17].

Komplexe und hochdynamische Kettentriebe bedürfen angepasste Auslegungsstrategien, die auf moderne, rechnergestützte Simulationstechniken zurückgreifen. Die Mehrkörpersimulation (MKS) verschafft hier tieferen Einblick in das dynamische Verhalten des Kettentriebs und hat sich bei der Auslegung von beispielsweise Steuerkettentrieben etabliert [Baue18]. Neben in wissenschaftlichen Arbeiten oder für konkrete Anwendungsfälle entwickelten Simulationswerkzeugen wie beispielsweise [GRAE16] oder [CSOF16] verfügen auch kommerzielle MKS-Softwareprogramme wie SIMPACK oder RECURDYN über Pakete und Module, die vorkonfigurierte Datenbanken zur Modellierung und Berechnung von Kettentrieben beinhalten [Fabi18; Gumm13; FiWe04; SNFW07].

2.4 Kettenkinematik und Gelenkverschleiß

In Zwei-Rad-Kettentrieben ohne Spann- und Führungselemente wird die Kettenspur (oder auch Kettenpfad), die die Position aller Kettengelenke beschreibt, im Stillstand aus dem Trieblayout und dem Gewicht der Kettenglieder bestimmt (siehe Abbildung 2.5). Während die Kette im Lasttrum unter Spannung steht, hängt sie entsprechend der Seiltheorie im Leertrum durch. Während des stationären Betriebs wird die Kettenspur im unbelasteten Leertrum maßgeblich durch das Trieblayout, die anliegende Kettengeschwindigkeit, das Trägheitsmoment der Kettenglieder und die Reibung im BHK beeinflusst [Gumm13]. Dabei kommt es zu einer Einschnürung der Kettenspur am Auslauf des treibenden Rads, wodurch der Umschlingungswinkel zunimmt. In geführten sowie gespannten Kettentrieben dominieren der Einfluss des Kettentrieblayouts und die Belastung infolge der Spann- und Führungselemente. Sind Führungselement und Kettenauslauf in einem Abstand von mehr als der dreifachen Kettenteilung von einander entfernt, gleicht die Kettenspur der eines ungeführten Triebs [Dörs94].

Das Trieblayout beeinflusst in Abhängigkeit der Kettenräder und deren Größe die Schwenk- bzw. Abwinkelvorgänge und somit die Relativbewegung der Komponenten innerhalb der Kette. So kommt es in einem einfachen Zwei-Rad-Kettentrieb zu insgesamt vier Schwenkbewegungen. Beim Ein- und Auslaufen der Kettengelenke auf das oder aus dem Kettenrad bewegen sich Bolzen und Hülse zweier benachbarter Kettenglieder relativ

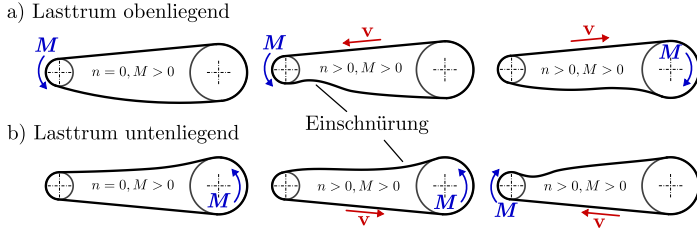


Abb. 2.5: Kettenspur in Abhängigkeit der Lasttrumlage im Stillstand und unter verschiedenen Bewegungszuständen (nach [Beck20] und [Sapp16])

zueinander um den Schwenk- oder auch Teilungswinkel φ :

$$\varphi = \frac{360^\circ}{z} \quad (2.1)$$

Die Schwenkvorgänge finden im Lasttrum, also beim Einlauf in das treibende Rad und beim Verlassen des getriebenen Rads, unter erhöhter Pressung im BHK durch die Kettenzugkraft F_z statt, entsprechend bewegen sich die Kettengelenkkomponenten im Leertrum (also beim Auslauf aus dem treibenden und beim Einlauf in das getriebene Rad) weniger stark belastet relativ zueinander. Daraus resultiert, dass die belasteten Schwenkvorgänge im Lasttrum den Verschleiß im Kettengelenk dominant beeinflussen [Beck20]. Zusätzliche Bewegungen im Kettengelenk werden auch durch dynamische Vorgänge im Leertrum initiiert [Sapp16].

Eine weitere Unterscheidung bezüglich der im BHK vorherrschenden Lastverhältnisse ist zwischen Außen- und Innenglied durchzuführen. Beim Einlauf auf das Kettenrad erfahren Bolzen und Hülse unterschiedliche Kontaktkräfte F_k während der Schwenkbewegung, wie in Abbildung 2.6 zu erkennen ist. In der dargestellten Betrachtung werden Gleitreibungs- und Fliehkräfte nicht berücksichtigt, da deren Beträge im Vergleich zur eigentlichen Kontaktkraft nach SCHÖNFELD die Kraftverhältnisse geringfügig beeinflussen [Schö67].

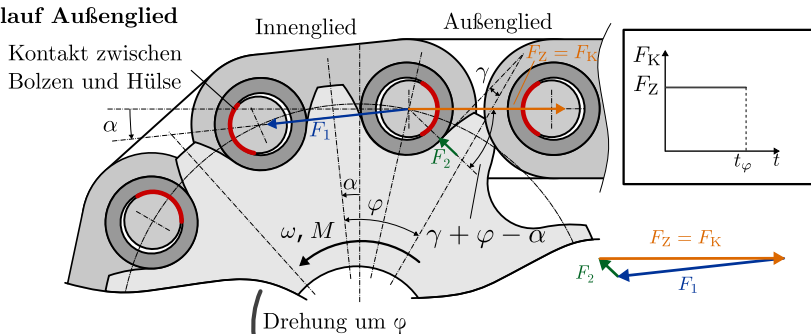
Die Verläufe der Kontaktkräfte F_k für die unterschiedlichen Kettengliedeinläufe auf das Kettenzahn resultieren aus der Vektoraddition der für den Kontakt relevanten Elementarkräfte Laschenkraft F_1 und Zahnnormalkraft F_2 . Während des Einlaufs eines Außenglieds herrscht eine konstante Kontaktkraft, da hier die im Lasttrum anliegende Kettenzugkraft F_z über den gesamten Abwinkelvorgang anliegt. Die vektorielle Betrachtung verändert sich für das Einlaufen eines Innenglieds nicht, nur ist eine Abnahme der Kontaktkraft zu erkennen. Mit zunehmendem Drehwinkel α nimmt der Einfluss der Kettenradverzahnung zu, die stetig größere Anteile der Zugkraft aufnimmt. Im Kontakt herrscht die in Abbildung 2.6 gezeigte veränderliche Laschenkraft F_1 , welche durch den Teilungswinkel φ , den Flankenwinkel γ und dem Drehwinkel α aus dem Zusammenhang aus Formel 2.2

beeinflusst wird [Coen84]:

$$F_1 = F_z \cdot \frac{\sin(\gamma + \varphi - \alpha)}{\sin(\varphi + \gamma)} \quad \text{für } 0 \leq \alpha \leq \varphi \quad (2.2)$$

Die erläuterten kinematischen Zusammenhänge gelten in dieser Gleichung nur für das treibende Kettenrad. Analog dazu kehren sich die Effekte während des Auslauf eines Kettengelenks vom Kettenrad in das Lasttrum hinein um, wobei sich entsprechend das Gelenk aus der Abwinklung heraus streckt [Binz85]. Des weiteren können diese Annahmen nur für Kettentriebe mit einer Übersetzung von $i = 1$ herangezogen werden. Bei anderen Übersetzungen kommt es aufgrund der verschiedenen Schwenkwinkel und Gleitgeschwindigkeiten am kleineren Kettenrad zu höheren Belastungen innerhalb des Gelenks.

Einlauf Außenglied



Einlauf Innenglied

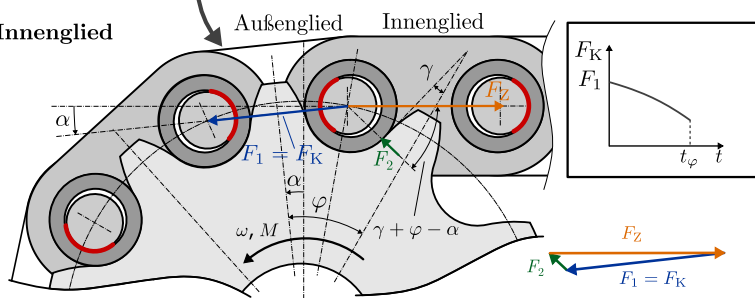


Abb. 2.6: Kräfteverhältnis (idealisiert ohne Berücksichtigung von Reibungs- und Fliehkräften) beim Kettenradeinlauf eines Außen- und Innenglieds nach [Coen84]. Rechts im Bild: zugehörige Verläufe der Kontaktkraft F_K während des Schwenkvorgangs nach [Binz85] (Darstellung der Komponenten in Kettensradmittenebene geschnitten, in Anlehnung an [Beck20])

Verschleißerscheinungen treten an Bolzen und Hülse in unterschiedlicher Ausprägung hinsichtlich der betroffenen Kontaktfläche auf, wie aus Abbildung 2.7 hervorgeht. Für den

Bolzen erstreckt sich der Kontaktbereich ausschließlich über den Kontaktwinkel ϵ in Umfangsrichtung. Die Lage ist aufgrund der permanent unveränderlichen Lage der Kontaktkraft zum Bolzen konstant. Aufgrund der Schwenkbewegung vergrößert sich der Verschleißbereich an der Hülse entsprechend um den Teilungswinkel φ . Außerdem ist der Bereich aus der gestreckten Lage um die Hälfte des Teilungswinkels verlagert. Der Verschleißbereich an der Hülse ist per se größer, wird aber nicht, anders als beim Bolzen, auf der gesamten Fläche kontinuierlich belastet. Somit herrschen an der Hülsoberfläche nur periodische Belastungen. Die durch den Verschleiß hervorgerufene Durchmesseränderung an den Komponenten kann an der Hülse im Vergleich zum Bolzen um 20% höher ausfallen, wenn Material und Härte gleich gewählt werden [Coen84]. Durch Anpassungen von Werkstoffen und Oberflächenbehandlung der Komponenten kann der Verschleiß gleichmäßiger auf die Kontaktpartner verteilt werden [Pawl90].

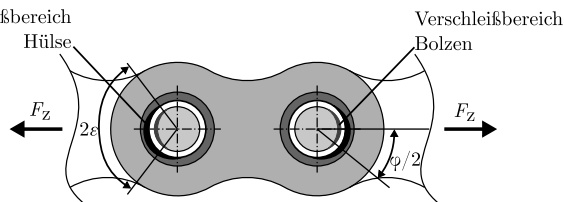


Abb. 2.7: In Kontakt stehende Verschleißbereiche innerhalb des Kettengelenks nach [Coen84]

Der Verschleiß im Kettengelenk bewirkt eine Kettenlängung, die sich auf die Teilungsänderung Δp zurückführen lässt. Die Ausprägung auf die Kettenteilung muss allerdings auf Außen- und Innenglieder differenziert betrachtet werden, was aus Abbildung 2.8 a) hervorgeht. Einzig die Teilungsänderung am Außenglied beeinflusst die Kettenlängung. Die messbare, wirksame Änderung Δp für die gesamte Kette findet somit am Außenglied um den Betrag $2 \cdot \Delta p$ statt [Wrig06]. Das Kämmen der Kette durch das Kettenrad wird durch die ungleichmäßige Teilungsänderung negativ beeinflusst, da die Kraftangriffspunkte dadurch weiter außerhalb des Teilungsdurchmessers liegen. Daraus resultiert, dass ein einlaufendes Außenglied näher am Zahngrund das Rad umläuft als ein einlaufendes Innenglied (siehe Abbildung 2.8 b)). Dieser Effekt führt zu einer Steigerung des Schwenkwinkels am einlaufenden Innenglied und entsprechend analog dazu zu einer Reduktion um das gleiche Maß am einlaufenden Innenglied [DeMü18]. Hieraus resultieren größere dynamische Belastungen als im unverschlissenen Zustand und somit auch ein unruhiger Lauf des Kettentriebs [Coen84].

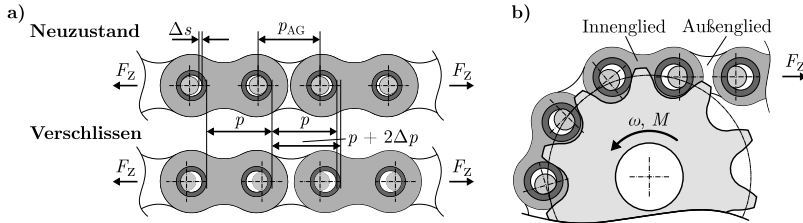


Abb. 2.8: a) Effekt der verschleißbedingten Kettenlänge auf die Teilung gemessen am Innen- (p) sowie am Außenglied (p_{AG}) in Anlehnung an [Sapp16] b) Kontakt zwischen Hülse und Kettenrad bei einer (stark überhöht dargestellte) verschlissenen Kette nach [DeMü18]

2.5 Tribologisches System Kette

Als Tribologie definiert die Gesellschaft für Tribologie (GfT) in ihrem Arbeitsblatt 7 [DFSS02]:

„(...) die Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung. Sie umfasst das Gesamtgebiet von Reibung und Verschleiß, einschließlich Schmierung, und schließt entsprechende Grenzflächenwechsellwirkungen sowohl zwischen Festkörpern als auch zwischen Festkörpern und Flüssigkeiten oder Gasen ein.“

Hinsichtlich des tribologischen Verhaltens muss immer das gesamte System betrachtet und entsprechend das Systemverhalten bewertet werden, da die in der Grenzschicht stattfindenden komplexen und irreversiblen Interaktionen der Kontaktpartner von einer Vielzahl von Parametern abhängen. Als Abgrenzung vom technischen Gesamtsystem wird das sogenannte *Tribotechnische System* (TTS) definiert, welches die an Reibung und Verschleiß beteiligten Komponenten umfasst. Durch diese Definition besteht ein TTS grundsätzlich aus den relativ zueinander bewegten Grund- und Gegenkörpern, ggf. dem Zwischenstoff in der Kontaktzone und dem Umgebungsmedium. [Dete18; SHS18]

In Abhängigkeit der in Kapitel 2.1 vorgestellten Kettenbauformen beinhaltet ein Kettentrieb verschiedene mechanische Kontakte zwischen den diversen Komponenten und somit auch einzeln zu betrachtende tribologische Systeme. Bei Rollenkettenrieben ohne Spann- und Führungselemente wirken sich folgende Kontakte diesbezüglich dominierend aus: Bolzen-Hülse, Rolle-Hülse und Rolle-Kettenrad (vgl. Abbildung 2.9). Der für die Einsatzdauer einer Gelenkkette maßgebliche Kontakt ist aufgrund des oben beschriebe-

nen Gelenkverschleißes der Bolzen-Hülsen-Kontakt. Daher steht das Tribosystem BHK im Fokus dieser Ausarbeitung.

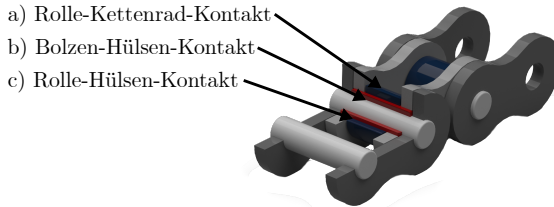


Abb. 2.9: Lage der relevanten, tribologisch beanspruchten Kontakte an einer Rollenkette:
 a) Rolle-Kettenrad-Kontakt (Kettenrad hier nicht dargestellt) b) Bolzen-Hülsen-Kontakt c) Rolle-Hülsen-Kontakt

2.5.1 Reibung

Reibung in mechanischen Systemen wirkt als Bewegungswiderstand der im TTS vorherrschenden Relativbewegung entgegen. Um diese Phänomene zu quantifizieren, stehen eine Reihe von Parametern zu Verfügung (vgl. [DFSS02] oder [CzHa15]). Einer der etablierten Zusammenhänge ist das COULOMBSche Reibungsgesetz, welches die dimensionslose Reibungszahl bzw. den Reibungskoeffizienten μ aus der Reibungskraft F_R im Kontakt und der Normalkraft F_N berechnet:

$$\mu = \frac{F_R}{F_N} \quad (2.3)$$

Das Reibungsverhalten ist bei Systemen, in denen Gleitbewegungen vorliegen, abhängig von Parametern wie der Relativgeschwindigkeit v , der Schmierstoffviskosität η und der im Kontakt vorherrschenden Flächenpressung p_{F1} . Dieser Zusammengang ist qualitativ in der in Abbildung 2.10 dargestellt. Neben der Reibungszahl μ wird auch die sich ausbildende maximale Schmierfilmdicke h_{\max} im Kontakt dabei beeinflusst.

Besteht ein TTS ausschließlich aus zwei rein metallischen Festkörpern im isolierten Raum wie beispielsweise im Vakuum, entsteht der Sonderfall der reinen Festkörperreibung (A), bei dem Reibwerte von $\mu > 1$ auftreten können [Pfal11; CzHa15]. Sobald aber ein Umgebungsmedium wie die atmosphärische Luft im Kontakt vorhanden ist, kommt es in Folge von Oxidationen zu Reaktionsschichten, die zu einer Abnahme des Reibungskoeffizienten führen (B). Zusätzliche Reibungsreduzierung ermöglicht ein Zwischenstoff, welcher tribochemische Reaktionen und somit die Bildung von Absorptionsschichten hervorruft. Im Falle von Haft- und Gleitreibung interagieren ausschließlich diese Schichten miteinander und übertragen die Belastungen im TTS, weswegen sie das Reibungsverhalten maßgeblich

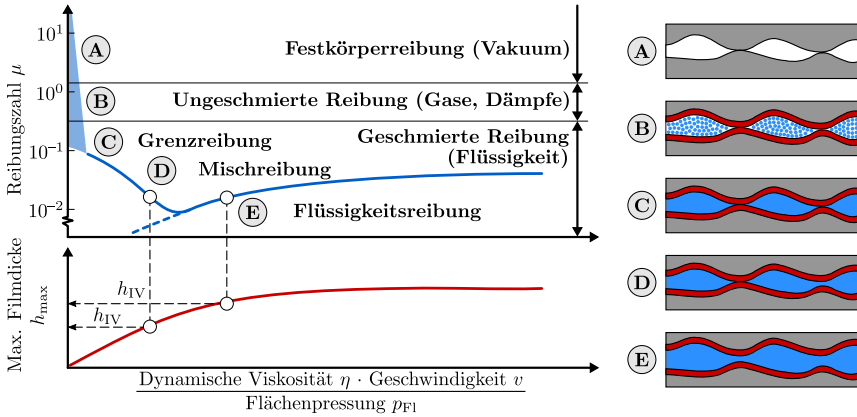


Abb. 2.10: Stribeckkurve mit Erweiterungen um die Reibungszustände und die Schmierfilmdicke nach [SHS18] und [Beck20]

beeinflussen (C). Der die Oberflächen trennende Schmierfilm wächst mit zunehmender Relativgeschwindigkeit und Viskosität bzw. abnehmender Flächenpressung an. Dabei teilt sich die Belastung im TTS auf die Kontakte der Rauheitsspitzen miteinander und der Tragwirkung des Schmierfilm selbst auf. Aufgrund dieser Aufteilung wird der Zustand der Mischreibung erreicht (D) [CzHa15]. Die Schmierfilmdicke steigt mit zunehmenden Werten des Terms $v \cdot \eta / p_{F1}$ an, bis die Schmierfilmdicke größer ist als die Summe der Rauheiten und die Kontaktpartner vollständig voneinander getrennt sind. Nun herrscht reine Flüssigkeitsreibung (E). Dabei nimmt die Reibungszahl bis zum Abheben der Körper ab, danach beeinflusst ausschließlich die innere Reibung des Schmierstoffs diesen Wert.

Die Bewegungsvorgänge innerhalb eines Kettengelenks sind im Vergleich zu TTS in anderen Maschinenelementen vergleichsweise kurz und unstetig. Aus den kleinen und oszillierenden Bewegungen folgen Relativbewegungen unter Gleitreibung. Der dabei zurückgelegte Reibweg lässt sich aus dem Schwenkwinkel ableiten und wird meist von der Kontaktlänge in Umfangsrichtung übertroffen [Sapp16]. Die unter hoher Last erfolgenden Abwinkelvorgänge im Lasttrum erzeugen im Gelenk eine hohe Flächenpressung aufgrund der kleinen Kontaktfläche. Diese kleine Kontaktfläche resultiert aus der Bolzenbiegung, die die Last zum Rand der Hülsen hin erhöht, sowie der in Kapitel 2.2 erläuterten Einschnürung der Hülsen. Trotz der auf den ersten Blick großen Gemeinsamkeiten zu Radialgleitlagern kommt es in Kettengelenken aufgrund dieser ungünstigen Kontaktsituation für gewöhnlich nicht zum Aufbau eines hydrodynamischen Schmierfilms, der die Kontaktpartner im TTS trennt [Coen84].

Die Ausbildung eines Schmierfilms kann in Kettengelenken auch bei postulierten Idealbedingungen hinsichtlich der Schmierung aufgrund der vorherrschenden hohen Flächenpres-

sungen nur in dünnsten Schichten zustande kommen. Somit werden Kettentriebe gerade zu Beginn der Betriebsdauer in der Regel unter Grenzreibungsbedingungen im Kettengelenk betrieben [Coen84]. Materialabtrag an den Gelenkkomponenten bis hin zum eingelaufenen Zustand begünstigt eine Anschmiegung der Bauteile aneinander. Durch die steigende Kontaktfläche nimmt die Flächenpressung entsprechend ab und die Ausbildung von Mischreibung im Kontakt wird begünstigt [Binz85; Coen84; KSK02]. Literaturwerte für Reibungskoeffizienten in geschmierten Kettengelenken decken sich mit diesen Annahmen. So finden sich in der Literatur Werte von ca. 0,05 bis 0,15 [MOS21; BMS18; Coen84], welche entsprechend der Grenzreibung sowie die Mischreibung zugeordnet werden können.

2.5.2 Verschleiß

Als Verschleiß wird das kontinuierliche Abtragen von Material aus der Oberfläche von festen Körpern innerhalb eines TTS bezeichnet, das durch mechanische Ursachen hervorgerufen wird. Dazu zählt exemplarisch Kontakt und Relativbewegung eines festen Körpers zu einem festen, flüssigen oder gasförmigen Gegenkörper [DFSS02].

Zur Abgrenzung verschiedener Verschleißerscheinungen werden die im TTS wirksamen Mechanismen unterschieden. Verschleißarten klassifizieren Verschleiß bezüglich der Relativbewegung der im Kontakt stehenden Oberflächen und der Eigenschaften des Gegenkörpers sowie des Zwischenstoffs. Verschleißmechanismen hingegen beschreiben die im TTS ablaufenden physikalischen und chemischen Elementarprozesse, die zum einen aus den Belastungen resultieren und zum anderen aus stofflichen Wechselwirkungen entstehen [Pfal11]. Folgende Verschleißmechanismen werden unterschieden:

Oberflächenzerrüttungen entstehen durch wechselnde mechanische und thermische Belastungen in den Mikrokontakten der TTS-Körper. Zyklisch auftretende elastisch-plastische Verformungen in und unterhalb der Kontaktgrenzflächen führen zur Schadenausprägung infolge von Werkstoffermüdung. Diese Ermüdungen rufen in den belasteten Bereichen Rissbildung und -ausbreitung sowie das Ablösen von Partikeln aus der Werkstoffoberfläche hervor. [CzHa15]

Abrasion kann bei TTS beobachtet werden, in denen Grund- und Gegenkörper starke Rauheits- und Härteunterschiede aufweisen oder harte Partikel im Zwischenstoff existieren. Rauheitsspitzen des härteren Körpers dringen dabei bis zur inneren Grenzschicht des weicheren Festkörpers ein. Die im TTS vorherrschende Relativbewegung initiiert dabei materialabtragende Prozesse wie Mikropflügen, Mikroermüden, Mikrospanen oder Mikrobrechen, welche sich in Ablösen, Abtrennen oder Herausbrechen von Partikeln äußern. [CzHa15; Pfal11; Beck20]

Adhäsion führt zu Verschleißerscheinungen, die durch stoffliche Wechselwirkungen auf atomarer und molekularer Ebene hervorgerufen werden. In den Mikrokontakten des TTS kommt es infolge der hohen Pressungen zu Mikroverschweißungen, also dem Aufbau atomarer Bindungen im Bereich der plastisch deformierten Kontaktzonen. Die vorherrschenden schützenden Oberflächendeckschichten werden aufgebrochen, was die Bildung dieser Bindungen ermöglicht. Dabei kann die Bildung von Grenzflächenbindungen mit höherer Festigkeit als die der Kontaktpartnermaterialien erreicht werden. Relativbewegung im TTS bewirkt dann ein Herauslösen des kohäsiv schwächeren Werkstoffs im Umfeld der Mikrokontaktbereiche, sodass die Trennung und Verschiebung nicht in den ursprünglichen Mikrokontakten erfolgt. [CzHa15; Pawl90]

Tribochemische Reaktionen finden im TTS aufgrund mechanischer und thermischer Aktivierung an den Grenzflächen der Kontaktpartner statt, wobei oftmals das Zwischen- oder Umgebungsmedium im Prozess beteiligt ist. Die durch diese Reaktionen gebildeten Reaktionsprodukte an den Oberflächen der Kontaktkörper sind meist weniger fest als das Grundmaterial und zudem spröde, weshalb sie ab einer kritischen Stärke aus der Oberfläche herausbrechen. Jedoch führen diese Partikel unter bestimmten Umständen zu reibungs- und verschleißmindernden Effekten. [Dete18; CzHa15]

Unter realen Bedingungen ist ein isoliertes Auftreten der geschilderten Mechanismen aufgrund von Überlagerung mehrerer Effekte nicht üblich. Hierfür sind sowohl die Belastungszustände aus dem Betriebsbedingungen als auch die eingesetzten Werkstoffe verantwortlich [CzHa15]. Das für diese Ausarbeitung relevante TTS Kettengelenk wird maßgeblich von Adhäsion sowie Abrasion beeinflusst [Wirr88].

Zur Quantifizierung von Verschleiß können diverse Messgrößen herangezogen werden, die direkt oder indirekt die Gestalt- oder Massenänderung eines Körpers infolge von Verschleiß beschreiben. Verschleißbeträge beispielsweise charakterisieren die Längen-, Flächen-, Volumen- oder Massenänderung des durch Verschleiß veränderten Körpers. Hierbei werden folgende Unterscheidungen getroffen: [DFSS02]

- Linearer Verschleißbetrag W_l : eindimensionale Längenänderung orthogonal zur verschleißenden Fläche
- Planimetrischer Verschleißbetrag W_q : Schnittfläche orthogonal zur verschleißenden Fläche
- Verschleißvolumen W_v : Volumenänderung des verschleißenden Körpers
- Verschleißmasse W_m : Massenänderung des verschleißenden Körpers

Da die aufgelisteten Verschleiß-Messgrößen für sich alleine betrachtet keinen detaillierten Aufschluss über die dem Verschleiß zugrundeliegenden Beanspruchungsparameter bieten und nur reine Geometrieänderungen beschreiben, haben sich bezogene Verschleiß-

Messgrößen etabliert und sind entsprechend vorzuziehen. Durch Referenzierung des Verschleißbetrags auf Bezugsgrößen wie die Beanspruchungsdauer, den Beanspruchungsweg oder anderen geeigneten Größen, ergeben sich exemplarisch die folgenden bezogenen Verschleiß-Messgrößen: [DFSS02]

- Verschleißgeschwindigkeit: Verschleiß auf Beanspruchungszeit bezogen
- Verschleiß-Weg-Verhältnis (auch Verschleißintensität): Verschleiß auf Beanspruchungsweg bezogen
- Verschleißkoeffizient k : Verschleißvolumen auf gesamte Belastung bezogen

Der *Verschleißkoeffizient* k , nach der AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS (ASTM) auch *specific wear rate*, verbindet mehrere Bezugsgrößen zu einer auf die Gesamtbelastung bezogenen Verschleißangabe. Dadurch wird die Last durch die Normalkraft F_N sowie der im TTS zurückgelegte Gleitweg s berücksichtigt, siehe Gleichung 2.4. Verschleißerscheinungen unterschiedlicher TTS (Bauteilgeometrien, Materialien, Laufzeiten und Lastzustände) können somit in erster Annäherung verglichen werden. Zudem eignet sich der Parameter zur Unterscheidung der Verschleißausprägung in *mildem* und *schwerem Verschleiß*. Als Richtwert zur Abgrenzung des unter Festkörperreibung auftretenden schweren Verschleißes vom unter Grenz- und Mischreibung vorherrschenden milden Verschleiß hat sich in der Literatur ein Wert von $k = 10^{-3} \text{ mm}^3/(\text{N m})$ etabliert. [DFSS02; CzHa15]

$$k = \frac{W_v}{F_N \cdot s} \quad (2.4)$$

Für die Praxis relevante Verschleißmessgrößen können allerdings nicht immer direkt auf die oben erläuterten Messgrößen zurückgeführt oder eindeutig zugeordnet werden. So gilt wie in Kapitel 2.3 erläutert die Längenzunahme der ganzen Kette als relevantestes Maß für den Verschleiß. Die Längung unterscheidet sich allerdings vom linearen Verschleißbetrag, da dieser Wert im BHK in axialer Richtung infolge der Bolzenbiegung nicht konstant ist. Die Ermittlung des planimetrischen Verschleißes sowie des Verschleißvolumens hängt sowohl von der betrachteten Schnittebene als auch von der Triebgeometrie und -kinematik (Kontakt- und Schwenkwinkel) ab. Also besteht keine direkte Korrelation zwischen Kettenlängung und linearem Verschleißbetrag. Eine Verschleißbewertung ist nur vollständig möglich, wenn auch die Komponentenkonturen der verschlissenen Bauteile betrachtet wird. [Sapp16]

Für ein TTS mit konstanten Last- und Betriebsbedingungen wird die Kettenlängung in drei charakteristische Phasen unterschiedlicher Verschleißgeschwindigkeiten unterteilt: degressiver Einlaufverschleiß (abnehmend), stationärer Betriebsverschleiß (konstant) und progressiver Endverschleiß (ansteigende Verschleißgeschwindigkeit), wie auch in Abbildung 2.11 zu erkennen ist. [CzHa15]

Die Phase des degressiven Einlaufverschleißes, deren Dauer nur einen vergleichsweise kur-

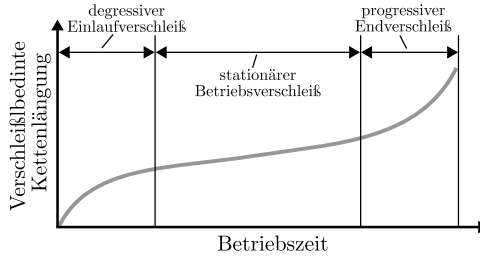


Abb. 2.11: Schematischer Verlauf der verschleißbedingten Kettenlänge über der Betriebszeit nach [Gumm13]

zen Teil des Gesamtlebensdauer der Kette einnimmt, wird zu Beginn von einer hohen, anwachsenden Verschleißintensität geprägt, die aber im zeitlichen Verlauf abnimmt und sich einem nahezu konstanten Wert annähert. Dieses Verhalten resultiert aus der Einebnung von Rauheiten innerhalb des TTS, Bildung von tribochemischen Schichten, der Anschmiegung der Kettenkomponenten des BHK durch Abtragen der Einschnürungen (siehe Kapitel 2.2) und Setzen der Pressverbindungen. Die hohen Flächenpressungen in frühen Nutzungsphasen von Ketten werden durch die Bolzenbiegung noch verstärkt. [Pfal11; Binz85; Kehr98]

Sobald sich die Pressung im BHK homogen verteilt und sich die Lastüberhöhungen in den Einschnürungsbereichen reduzieren, vergrößern sich somit Kontaktwinkel und Kontaktfläche zwischen Bolzen und Hülse. Es kommt zu einer Angleichung an die Biegelinie des Bolzens, woraus eine gleichmäßiger verteilte, im Maximum geringere Flächenpressung folgt [Sapp16]. Sobald in axialer Richtung entlang der Bolzenachse eine homogene Flächenpressungsverteilung vorliegt, gilt der Einlaufverschleiß als abgeschlossen und die Phase des stationären Betriebsverschleißes ist erreicht. Die vorherrschende konstante Verschleißgeschwindigkeit folgt aus den nun nahezu gleichmäßigen Pressungsverhältnissen im BHK [Coen84].

Nimmt die Verschleißgeschwindigkeit wieder zu, erreicht das TTS die Phase des progressiven Endverschleißes. Die fortschreitend intensivere Verschleißausbildung kann durch Abtrag von gehärteten Randschichten oder Durchdringen von aufgetragenen Beschichtungsdecken erfolgen und sich in einem hohen Materialabtrag äußern. [Coen84; Paw190]

2.6 Literaturüberblick Kettentribologie und -tribosimulation

2.6.1 Experimentelle Kettenforschung

ASSMANN et al. erörtern den Einfluss diverser Schmierstoffe und Schmierungsarten auf den Verschleiß von Kettentrieben [ANP80]. Zusätzlich zu diesen Erkenntnissen wurden experimentelle Betrachtungen von Fertigungs- und Montagefehlern durchgeführt. Dabei stand der Einfluss von Teilungsfehlern am Kettenrad im Fokus der Betrachtungen. Des Weiteren konnte eine direkte Auswirkung der Einlaufstoßkraft auf den Verschleiß der Kette ausgeschlossen werden.

Ebenfalls mit der Schmierung von Kettentrieben befasste sich auch COENEN [Coen84]. Er stellte den Verschleiß an Kettenkomponenten in Korrelation zum Schmierstoff, zugemischten Additiven sowie der Position und Ausführung der Schmierstoffzufuhr. Dabei konnten Empfehlungen für die Schmierungsposition im Kettentrieb gegeben werden, um durch die Lastbedingungen und das dynamische Verhalten den bestmöglichen Schmierstoffeintrag in den BHK zu gewährleisten.

BINZ fokussierte bei seinen Untersuchungen den Einlaufverschleiß in Kettengelenken [Binz85]. Durch die direkte Verbindung zwischen Einlaufverschleiß und Formabweichung der Hülseninnenkontur wurde der Einfluss des Presssitzes zwischen Hülse und Lasche näher beleuchtet und die Deformation näher untersucht. Je stärker die Formabweichung ausgeprägt ist, desto kleiner wird der in Kontakt stehende Flächenanteil zwischen den Kontaktpartnern und der Einlaufverschleißbetrag nimmt zu.

Mit der Oberflächenbehandlung der Kettengelenkkomponenten befasste sich PAWLIK, um deren Einfluss auf das Verschleißverhalten zu untersuchen [Paw190]. Dabei zeigten sich Beschichtungen des Bolzens mit Nickel sowie vernickelte oder einsatzgehärtete Hülsen am vorteilhaftesten.

Zur Reduzierung des Wartungsaufwands an Kettentrieben entwickelte KRAUS eine Rollenkette mit einer Buchse aus Sintermetall [Krau97]. Dadurch konnte die Lebensdauer ohne Nachschmierung von 100 auf 1000 Stunden gesteigert werden. Die Verschleißgeschwindigkeit stellte sich bei den Untersuchungen auf vergleichbaren Niveaus kontinuierlich geschmierter Kettentriebe ein.

Da die alleinige Betrachtung der Längenänderung innerhalb des Kettengelenks zur Bewertung des Verschleißes keine ganzheitlichen Schlüsse zulässt, entwickelten METIL'KOV et al. eine Methode, die Kontur der Kettenkomponenten im verschlissenen Zustand zu charakterisieren [MBY08]. Die Kettengelenke werden dabei mittels Epoxidharz eingebettet und fixiert. Dadurch behalten alle Bauteile ihre im Betrieb vorliegende Kontur bei, da keine Demontage in Einzelteile und somit keine Verformung durch Lösen der Presssitze erfolgt. Mittels Schlibbildern in verschiedenen Ebenen entlang der Bolzenachse kann so die Verschleißausprägung an den Gelenkkomponenten detaillierter bestimmt werden.

Ketten-Prüfstände, die keine ganzen Ketten im Umlaufbetrieb betrachten, stehen in den Arbeit von BURGESS im Vordergrund. In einem über einen Linearaktor angetriebenen Prüfstand wird ein Kettenrad in ein an federnden Armen befestigtes Kettensegment gedrückt, wodurch dieses abgewinkelt und die Schwenkbewegung im Gelenk nachgeahmt wird. Die Zugbelastung wird entsprechend durch die Federarme aufgebracht. Während der Versuche ist eine Online-Verschleißmessung möglich [BPL12]. Alternativ kommt zur Ermittlung der Reibung in Kettengelenken und des Wirkungsgrads von Kettentrieben ein Pendel-Prüfstand zum Einsatz. Hierbei wird die Auswirkung der Reibung als Bewegungswiderstand auf ein an der Kette befestigtes Pendel untersucht, wozu die Amplitudenänderung aufgezeichnet wird [WYLA18].

SAPPOK et al. befassten sich mit Verschleiß- und Reibungsverhalten von Kettenkomponenten aus der Serienfertigung in Abhängigkeit des eingesetzten Schmierstoffs [SMK15]. Dazu wurden auf einem Stift-Scheibe-Tribometer Bolzen und Hülsen in einem gekreuzten Zylinder-Zylinder-Kontakt gebracht. So konnten neben Reibungskoeffizienten und Verschleißvolumina auch Erkenntnisse zum Topografie-wandel der Bauteiloberfläche sowie deren tribochemischen Veränderungen gesammelt werden. Die Additivierung des Schmierstoffs führte zur Ausbildung von Triboschichten, die charakteristische Elemente wie Schwefel, Zink und Phosphor beinhaltete.

Des weiteren erweiterte SAPPOK den von GUMMER aufgebauten Kettenverschleißprüfstand [Gumm13] und entwickelte zusätzliche Analysemethoden zur Charakterisierung von Verschleißerscheinungen an Kettenkomponenten [Sapp16]. Anhand einer Vielzahl von Experimenten, bei denen er Verschleißuntersuchungen an zwei Gelenktypen (einsatzgehärteter und inchromierter Bolzen) durchführte, konnte er Zusammenhänge zwischen Gelenkverschleiß und Drehzahl, Last sowie Schmierstoffzufuhr ermitteln. Zudem unterschied sich die Verschleißverteilung auf die Gelenkkomponenten in Abhängigkeit der Oberflächenbehandlung stark. Durch den Einsatz eines mit synthetischem Ruß versetzten Polyalphaolefins (PAO) als Schmierstoff konnte der Übertrag zwischen Verschleißraten am Kettenverschleißprüfstand im Vergleich zu realen Steuerkettentrieben in befeuerten Verbrennungsmotoren geschaffen werden.

Auch PAULOVICS et al. befassten sich ebenfalls mit alternativen Prüfmethode n zur experimentellen Bestimmung des Verschleißverhaltens von Steuerkettenkomponenten [PNK18; PKRT21]. Neben Materialversuch mit idealisierten Probekörpern auf einem Kugel-Scheibe-Tribometer wurden auch hier reale Kettenkomponenten auf einem oszillierenden Tribometer mit unterschiedlichen Schmierstoffen untersucht. Es zeigten sich klare Abhängigkeiten des Reibungs- und Verschleißverhaltens vom eingesetzten Schmierstoff. BECKER entwickelte ein Kettengelenktribometer, mit dessen Hilfe aus Serienketten entnommene Kettensegmente unter realitätsnahen Lastbedingungen geprüft werden können [Beck20]. Neben dem Ergebnistransfer von Verschleißuntersuchungen an einer ganzen Kette hin zum Tribometerversuch an einzelnen Kettengelenken wurde eine Reibungsmes-

sung in den Prüfstand integriert, mit der unterschiedliche Kettenarten und Schmierstoffe hinsichtlich des Reibungs- und Verschleißverhaltens untersucht werden können [BMS18; MOS21]. In Kapitel 4.1.1 wird detaillierter auf das Kettengelenktribometer aufgrund der Relevanz für diese Ausarbeitung eingegangen.

Der Einsatz von Beschichtungen bei klassischen Maschinenelementen erfährt im Zuge der Optimierung von technischen Systemen hinsichtlich Wirkungsgrad und Leistungsgrenzen große Beachtung [WKLB20; BBK20]. Auch die Bauteiloberflächen von Kettenkomponenten können mittels diverser Beschichtungen, Oberflächenbehandlungen und in die Oberfläche integrierter Festschmierstoffe bezüglich Verschleiß- und Reibungsverhalten stetig verbessert werden, wie beispielsweise aus den Arbeiten von FINK, BOBZIN et al., ROSSAINT, BUHL et al. oder KÜPFERLE hervorgeht [Fink17; BBKK19; Ross17; BSSM15; Küpf18].

2.6.2 Simulative Kettenforschung

Neben experimentellen Untersuchungen zum Einfluss der Hülseninnenkontur befasste sich BINZ zudem mit Berechnungen zur Verformung der Hülsen beim Einpressen in die Kettenlaschen. Mittels der Finite-Elemente-Methode (FEM) zeigte er, dass geschlitzte Buchsen zusätzlich zur Einschnürung, welche er in seinem Modell abschätzen konnte, eine Ovalität erfahren. [Binz85]

Unter Berücksichtigung der Betriebsparameter wie Drehmoment, Drehzahl und Trieblyout entwickelte BOMHAUER-BEINS ein Berechnungsmodell für die Verschleißintensität innerhalb des BHK. Mithilfe der Kontaktlasten sowie der Kontaktradien bestimmte er durch Verwendung der Hertz'schen Theorie die Flächenpressung. Hierbei integrierte er ebenfalls den hydrodynamischen Traganteil. Der Materialabtrag im TTS wird dabei in über den Umfang verteilten Segmenten des Kontaktbereichs bestimmt. Durch Aufsummieren der während des Schwenkvorgangs vorherrschenden Flächenpressungen in jedem Segment kann ein dazu proportionales Verschleiß-Volumen bestimmt werden. Die verschlissenen Konturen werden anschließend mittels Regression aneinander angenähert. Auch wenn Konturmessungen an verschlissenen Hülsen ähnliche Verschleißausprägungen aufweisen und relative Bewertungen möglich sind, zeigen die erzeugten Ergebnisse doch große Abweichungen zu Verschleißbeträgen aus zugrundeliegenden Experimenten. Die die Lastbedingungen innerhalb des BHK beeinflussenden Faktoren Bolzenbiegung und variierende Flächenpressungen entlang der Bolzenachse werden aufgezeigt. [Bomh92]

KILIAN et al. befassten sich mit der Simulation einzelner Kettengelenke auf Basis der elastohydrodynamischen (EHD) Schmierung im Kontakt zwischen Innen- und Außenglied [KSK02]. Dies integrierten sie in ein Mehrkörpersystem unter Berücksichtigung der Misch-

reibungsbedingungen. Mit Hilfe der Berechnungen konnten Parameter zur Beeinflussung des hydrodynamischen Schmierfilms identifiziert werden. Im Rahmen der Untersuchungen konnte der untergeordnete Einfluss der Hydrodynamik gegenüber dem Festkörperkontakt erkannt werden. Aus den Ergebnissen wurden der Einfluss der Hülseninnenkontur sowie andere verschleißbestimmende Indikatoren abgeleitet.

NOGUCHI et al. betrachteten die Verschleißverteilung von Kettengelenkkomponenten in Abhängigkeit von Lageabweichungen innerhalb des BHK. Dazu werden mittels FEM die Pressungsverteilungen im BHK bestimmt und die Ergebnisse mit experimentellen Verschleißbetrachtungen, bei denen die Verschleißverteilung entlang der Bolzenachse asymmetrisch vorliegt, verglichen. Dabei wird bestätigt, dass die Bolzenbiegung verantwortlich ist, dass im BHK die Randbereiche für die tribologischen Prozesse deutlich größeren Einfluss haben als die Bereiche in der axialen Gelenkmitte. [NYNK09]

GUMMER entwickelte ein Verschleißberechnungsmodell für Hülsenketten, dem der Berechnungsansatz nach ARCHARD zugrunde liegt. Dabei wird die Bolzenbiegung durch ein FEM-Balkenmodell und die Hülsenkontur durch ein erweitertes Scheibenmodell implementiert. Damit gelang es, diverse Hülsenkonturen simulativ abzubilden. Durch analytische Berechnungsansätze sowohl als Ersatz für die komplexen FEM-Berechnungen als auch für die zur Ableitung der Last- und Bewegungsgrößen genutzten MKS-Simulationen konnten aufgrund guter Übereinstimmungen der Ergebnisse die Berechnungen effizienter gestaltet werden. Im Fokus der Arbeiten stand der Verschleiß an der Hülse. [Gumm13]

Mit der Implementierung des Bolzenverschleiß erweiterte SAPPOK den Simulationsansatz von GUMMER. Dabei integrierte er neben der Bauteiloberfläche in Form der Mikrotopografie auch Lastkollektive bestehend aus Schwenkwinkel- und Kontaktkraftverlauf in die Berechnung, wodurch die Verschleißbetrachtung detailliert wurde. Mithilfe eines komplexen MKS-Modells eines mechanisch verspannten Kettenverschleißprüfstands konnte er Lastdaten in die Simulation integrieren, die denen im realen physischen Versuch sehr nahe kamen. [Sapp16]

Aufgrund der Parallelen hinsichtlich mechanischem Aufbau und geometrischen Verhältnissen, liegt dem EHD-Simulationsmodell von MAGYAR eine Modellstruktur für Radialgleitlager zugrunde. Mithilfe des EHD-Modells sind Betrachtungen der Druck- und Schmier-spaltverteilungen innerhalb des BHK unter Mischreibungsverhältnissen möglich [KSK02]. Im Mittelpunkt der Simulation steht die Berücksichtigung von realen Bauteilkonturen sowie Oberflächen, die durch aus taktilen und optischen Messungen gewonnene Daten implementiert werden. Dadurch können elasto-hydrodynamische und mikrogeometrische Effekte aus der Bauteildeformation und Kontaktsteifigkeiten der Rauheitskontakte in die Simulation einfließen. Aus den Ergebnissen geht eindeutig hervor, dass der Festkörperkontakt innerhalb der unter Mischreibung vorliegenden Relativbewegung im BHK dominiert. Aufgrund der Relevanz für diese Arbeit wird in Kapitel 4.3.1 intensiver auf dieses Modell eingegangen. [MTLB16; MTFB17; MTLB18]

Zur Berechnung des Gelenkverschleißes in Steuerkettengelenken entwickelten TANDLER et al. ein auf dem reibenergetischen Berechnungsansatz von FLEISCHER [Flei73] basierendes Simulationstool. Darin werden aus Prüfstandsversuchen abgeleitete Eingangsdaten aus realen Kettentrieben in das Modell integriert und mittels FEM-Simulation Pressung und Materialabtrag berechnet. Aufgrund der Symmetrie zur Kettenradebene wird nur eine Hälfte des Kettengelenks simuliert. Dabei werden gute Übereinstimmungen mit den Experimenten erreicht. [TBGW20]

SIMO KAMGA et al. erweiterten das EHD-Modell von MAGYAR um in die Bauteiloberfläche integrierte Mikrostrukturen. Hierbei wurden kreisrunde Taschen in die Oberfläche implementiert, die zum einen als Schmierstoffreservoir und zum anderen als hydrodynamische Struktur fungieren sollten. Unterschiedliche Verteilungen dieser Strukturen in Umfangsrichtung wurden untersucht, jedoch konnte dabei keine Steigerung des hydrodynamischen Drucks festgestellt werden. Eine experimentelle Validierung wurde mangels Optimierungspotential durch die Strukturen nicht durchgeführt. [SMMO22]

2.6.3 Zusammenfassung der für diese Ausarbeitung relevantesten Arbeiten

Aus den in den Kapiteln 2.6.1 und 2.6.2 aufgeführten Arbeiten heben sich ausgewählte Schriften aufgrund ihrer Relevanz für diese Ausarbeitung hervor. Deren Ergebnisse und Erkenntnisse bilden die Grundlage und Motivation dieser Arbeit und werden daher im Folgenden näher vorgestellt. Außerdem werden Dinge benannt, welche nicht in den Arbeiten berücksichtigt wurden und als Motivation für diese Arbeit dienen.

Die Auswirkungen von Formabweichungen der Kettengelenk-Komponenten auf das Verschleißverhalten im BHK wurde von BINZ untersucht [Binz85]. Kettenverschleiß und somit Längung der Kette in frühen Betriebsphasen mit intensivem Verschleißfortschritt führte er auf Gestaltabweichungen an der Hülseninnenkontur zurück. Hierbei befasste er sich mit der Presssitzverbindung zwischen den Innengliedlaschen und den Hülsen. Je größer das Übermaß des Hülsenaußendurchmessers im Bezug auf die Laschenbohrungen gewählt wird, desto sicherer ist der Sitz der Hülsen in den Laschen, was sich positiv auf die Übertragungsfähigkeit der Kette auswirkt. Allerdings folgt eine größere Verformung der Hülsen aus der gesteigerten Kontaktpressung in den Presssitzen. Diese Hülsenverformung äußert sich in lokalen Durchmesserabweichungen der Hülsenbohrung, welche als Einschnürung bezeichnet werden (siehe Kapitel 2.2). Durch die Verwendung von vier Kettenvarianten mit unterschiedlich ausgeführten Laschenbohrungen wurden in Verschleißuntersuchungen Zusammenhänge zwischen dem Maß der Formabweichung im BHK und dem Kettenverschleiß gezogen. Je größer das Hülsenübermaß gewählt wird, desto intensiver prägt sich der Verschleiß im Kettengelenk aus. Gleichzeitig erhöht sich allerdings die zur Zerlegung

des Innenglieds notwendige Hülsenausdrückkraft, was größere Belastungen des Kettentriebs ermöglicht. Aus den experimentell gewonnenen Daten und ohne Berücksichtigung etablierter Verschleiß-Gesetze entwickelte er ein auf der Methode der finiten Elemente basierendes analytisches Berechnungswerkzeug, das den Einlaufverschleiß im Kettengelenk aufgrund der Hülsenverformung und der gemessenen Verschleißausprägung über längere Laufzeiten abbildet. Das Verhalten wurde qualitativ zufriedenstellend dargestellt. Für die Untersuchungen waren allerdings eine Vielzahl an Bauteilprüfungen notwendig. Zudem wurde einzig die Bauteilkontur betrachtet. Effekte der Bauteiloberflächen oder des Schmierstoffs wurden ausgeschlossen. Hinsichtlich der tribologischen Betrachtung im BHK wurden Effekte wie beispielsweise die Pressungsverteilung nur qualitativ behandelt.

Mit dem Übertrag von experimentell erzeugten Verschleißdaten in ein analytisches Simulationsmodell befasste sich auch GUMMER [Gumm13]. Durch die Kopplung eines FE-Berechnungsmodells für die elastische Verformung des Bolzens (Biegung) mit einem Scheibenmodell zur Abbildung der realen Hülseninnenkontur mit lokal unterschiedlichen Durchmessern wurden Pressungen im Kontakt zwischen Bolzen und Hülse bestimmt. Hierbei standen neben den Gestaltabweichungen der Hülseninnenkonturen auch Einflüsse von beispielsweise veränderten Bolzendurchmessern, Laschenbreiten oder Abständen zwischen den Laschen von Innen- und Außengliedern im Fokus der Analysen. Zur Berechnung des abgetragenen Verschleißmaterials wurde das Verschleiß-Gesetz nach ARCHARD herangezogen, welches die Bauteilhärte sowie experimentell ermittelte Verschleißkoeffizienten berücksichtigt. Der deutliche Einfluss der Formabweichungen der Kettenbauteile auf den Einlaufverschleiß wurde bestätigt. Im simulativen Vergleich einer idealisierten, ideal zylindrischen Hülse wurde der Einfluss auch quantifiziert. Zudem wurde die Bolzenbiegung als weiterer die Kontaktpressung negativ beeinflussender Faktor identifiziert. In den Untersuchungen wurde sich auf den Verschleiß an der Hülse konzentriert. SAPPOK erweiterte das Simulationsmodell um die Berücksichtigung des Verschleißes am Kettenbolzen. Beide Arbeiten basieren auf einer großen Anzahl durchgeführter Experimente an ganzen Ketten im Umlaufbetrieb an einem Zweiradkettentrieb. Die Betrachtung einzelner Kettengelenke ist experimentell nicht möglich. Die in den BHK eingebrachte Energie infolge von Reibung wurde nicht berücksichtigt. Zudem ging nur die Bauteilkontur in die Kontaktsimulation ein, Effekte der Oberflächenbeschaffenheit wurden nicht implementiert.

MAGYAR et al. entwickelten unter Verwendung der Halbraum-Theorie ein Kontaktmodell für Kettengelenke, welches den tribologischen Kontakt zwischen Bolzen und Hülse unter Berücksichtigung der EHD-Schmierung abbildet [MTLB16]. Dieses Berechnungsmodell ermöglicht detaillierte Aussagen hinsichtlich der Kontaktpressungsverteilung und der Oberflächenwechselwirkung zwischen Bolzen und Hülse. Neben der an realen Bauteilen

abgenommenen Bauteilkontur geht auch die Oberflächentopographie in die Berechnung mit ein. Aufgrund der Verwendung des Modells in dieser Arbeit wird es in Kapitel 6.1 detaillierter vorgestellt. Eine Berücksichtigung der Gestaltänderung infolge von Bauteilverschleiß wurde durch MAGYAR et al. nicht in die Simulation integriert.

3 Ziele der Arbeit und Vorgehensweise

3.1 Ziele der Arbeit

Vorrangiges Ziel dieser Arbeit ist es, den Einfluss von Formabweichungen der Kettengelenkkomponenten auf das Verschleiß- und Reibungsverhalten im tribologischen System *Kettengelenk* zu quantifizieren. Hierbei stehen Formabweichungen der Hülseninnenkontur von der idealen Zylinderform im Fokus der Untersuchungen, welche zu beschleunigtem Verschleiß im Kettengelenk führen.

Verschleißuntersuchungen an Maschinenelementen verbrauchen aufgrund langer Laufzeiten häufig eine große Menge an Ressourcen sowie speziell auf die mithilfe eines Prüfstands abgebildete Anwendung angepasste Peripheriebauteile. Gerade bei Ketten sind hohe Stückzahlen an Prüflingen notwendig, um ganze Kettengeräte im Umlaufbetrieb aufbauen zu können. Daher ist ein Teilziel der vorgestellten Ausarbeitung, mit im Vergleich zum Umlaufbetrieb reduzierten Prüfaufwand den Verschleiß in Kettengelenken zu quantifizieren.

Als weiteres Teilziel dieser Arbeit ist die simulative Vorhersage von Verschleiß in Kettengelenken und somit Abschätzung der Einsatzdauer im Betrieb. Durch die Integration von experimentell ermittelten Daten aus Verschleißuntersuchungen unter realen Lastbedingungen in die Berechnungen werden Verschleißabschätzungen mit hoher Aussagekraft angestrebt.

3.2 Vorgehensweise

Aufgrund des mechanischen Aufbaus von Gelenkketten wie z.B. Rollenketten kommt es zu Einschnürungen der Hülsen in den Randbereichen. Diese lokalen Durchmesserreduzierungen resultieren aus der Verformung der Hülsen, die beim Einpressen in die Bohrungen der Innengliedlaschen entstehen. Somit ist die Gestaltung dieser Pressverbindung für die Bauteilkontur im Gebrauchszustand von enormer Relevanz. Daher werden im Rahmen dieser Ausarbeitung zwei sehr ähnliche Kettenvarianten gleicher Baugröße und vergleichbarer Oberflächenhärte, allerdings deutlich abweichender Hülseninnenkontur experimentell und simulativ untersucht. Hierzu kommen Analysewerkzeuge zur Erfassung der makroskopischen Bauteilgestalt als auch der mikroskopischen Oberflächenbetrachtung zum Einsatz. In dieser Arbeit wird eine Prüfmethodik entwickelt und vorgestellt, die Verschleißuntersuchungen an Kettengelenken mit reduziertem Prüfbauteilbedarf ermöglicht. Hierzu kommt ein Einzelgelenkprüfstand, das Kettengelenktribometer, zum Einsatz, mit dessen Hilfe

Bauteilversuche unter realitätsnahen Betriebsbedingungen durchgeführt werden. Diese Methodik reduziert den materiellen Aufwand an Prüflingen durch die Betrachtung einzelner Kettengelenke alternativ zu ganzen Kettentrieben im Umlaufbetrieb. Anders als in konventionellen Verschleißquantifizierungen an Ketten, wie sie in DIN ISO 606 [DISO606] für die Kettenlängung erläutert sind, wird die Gelenklängung kontinuierlich aufgezeichnet. Dadurch wird der Effekt der Bauteilkonturabweichung auf das Verschleißverhalten deutlicher sichtbar.

Ein reibenergetischer Berechnungsansatz für den Verschleiß in Kettengelenken wird in dieser Ausarbeitung aufgebaut, dem die Arbeiten von FLEISCHER zugrunde liegen. Die Gestaltänderung der Maschinenelemente und somit der Materialabtrag resultiert aus der eingetragenen Energie in den Kontakt zwischen (in dieser Arbeit betrachtet) Bolzen und Hülse. Ein bestehendes Kontakt-Simulationsmodell für Kettengelenke wird hierfür um die verschleißbedingte Gestaltänderung der Kettenkomponenten erweitert. Die dafür notwendigen experimentell ermittelten Eingangsdaten werden mithilfe des Kettengelenktribometers erfasst. Als weitere Eingangsgröße in das Simulationsmodell gehen reale Bauteilkonturen von Kettenkomponenten aus der Serienfertigung ein. Insbesondere aufgrund der etablierten Fertigungs- und Montageprozesse bei der Herstellung von Ketteninnengliedern ist die Berücksichtigung der realen Hülseninnenkonturen essentiell. Diese werden taktil erfasst und mit ihrer tatsächlichen Kontur in die Simulationsumgebung überführt. Die Kopplung von experimentellen Daten zum Verschleiß in einzelnen Kettengelenken und der simulativen Betrachtung des Kontakts zwischen Bolzen und Hülse ermöglicht detaillierte Einblicke in das tribologische Verhalten von Gelenkketten. Mithilfe der genannten Methoden werden mit Kontaktpressungs- und somit auch Verschleißverteilungen im mechanischen Kontakt zwei Größen sichtbar, die bei rein physischen Tests nicht betrachtet werden können. Nicht messtechnisch erfassbare Daten werden durch diese Kombination der Methoden gewonnen. Zudem wird mit den vorgestellten Arbeiten, deren paralleler Ablaufplan in Abbildung 3.1 dargestellt ist, eine Möglichkeit zur Abschätzung der Einsatzdauer von Gelenkketten entwickelt, welche zur Evaluierung neuer Prototyp-Ketten in der Entwicklung verwendet werden kann.

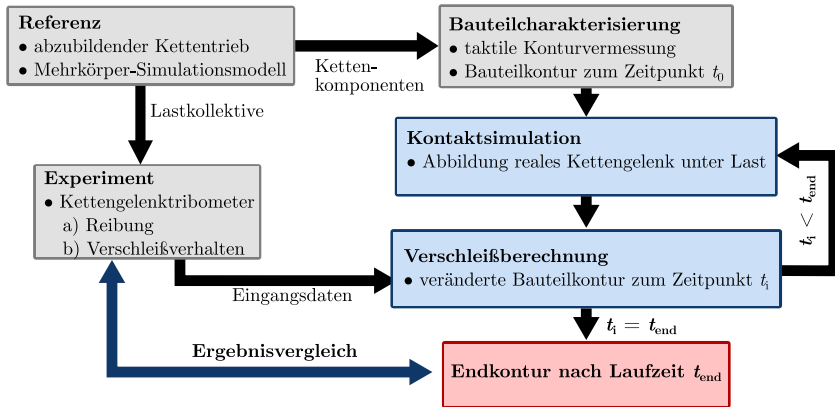


Abb. 3.1: Ablaufplan der Methodik zur Ausarbeitung des Einflusses der Bauteilkontur auf das tribologische Verhalten in Kettengelenk an zwei unterschiedlichen Kettenvarianten gleicher Baugröße

4 Methoden und Instrumente

Im Folgenden werden die für den Aufbau des in dieser Arbeit vorgestellten Berechnungsansatzes relevanten und notwendigen Methoden und Instrumente vorgestellt. Diese umfassen sowohl experimentelle als auch simulative Inhalte.

4.1 Kettenprüfstände

Zur experimentellen Untersuchung von Ketten stehen am Lehrstuhl für Maschinenelemente, Getriebe und Tribologie (MEGT) der Rheinland-Pfälzischen Technischen Universität Kaiserslautern-Landau (RPTU) verschiedene Prüfeinrichtungen zur Verfügung. Diese unterscheiden sich neben den messtechnisch erfassbaren Zielgrößen vor allem in der betrachteten Baugröße als auch der Anzahl während eines Prüflaufs untersuchter Ketten-gelenke.

Der betrachtete Maßstab bzw. der Umfang des zu untersuchenden Systems kann in diversen Detaillierungsgraden abgestuft werden. Hierbei kann vom Experiment am gesamten technischen System im Realversuch (z.B. Motorrad auf Rennstrecke) über Laborversuche mit Aggregaten bis hin zum Modellversuch mit Probekörpern auf Tribometern unterschieden werden. Zur Unterteilung haben sich nach CZICHOS et al. sechs Kategorien etabliert, welche in Abbildung 4.1 aufgeführt sind. Dabei kann vom Betriebsversuch bis zum Aggregatversuch das relevante, zu prüfende Sub-System (in diesem Beispiel das Kettengeräte als Sekundärtrieb eines Motorrads) in seiner finalen Struktur erhalten bleiben. Einzig die Belastungen und betrachteten Parameter reduzieren sich bzw. können gegenüber externen Störgrößen besser geschützt werden. Wird das betrachtete System zur Untersuchung immer weiter in seine Einzelteile zerlegt oder gar Modellversuche mit gleichen Werkstoffen als grundlegendes Experiment durchgeführt, werden die im Fokus stehenden TTS immer präsenter und somit auch messtechnisch erfassbar. Je kleiner der betrachtete Maßstab ist, desto wirtschaftlicher und schneller kann eine Prüfung erfolgen. Allerdings schwindet damit auch die Sicherheit, die Ergebnisse auf das reale, zugrundeliegende System zu übertragen.

Gerade die durch experimentelle Untersuchungen zu ermittelnden Parameter beeinflussen den zu wählenden Abstrahierungsgrad des Prüfaufbaus. So können detaillierte Betrachtungen von TTS oftmals nur mittels Tribometern erfolgen, wobei dann die Gefahr von fehlendem Praxisbezug herrscht. Aus diesem Grund werden im Rahmen dieser Ausar-

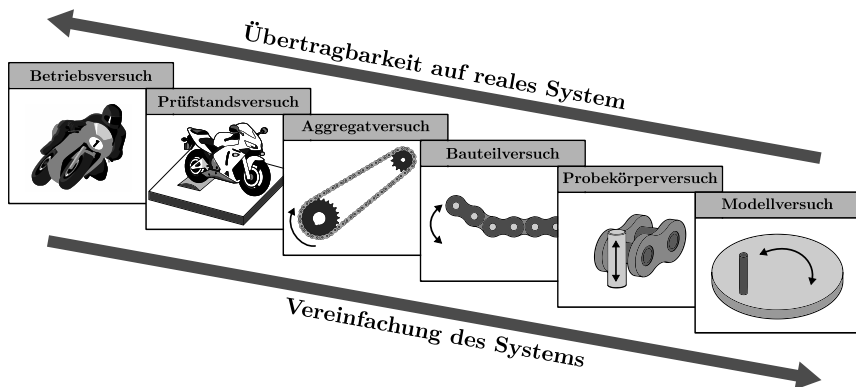


Abb. 4.1: Tribologische Prüftechnik unterteilt in die Kategorien nach [CzHa15] am Beispiel eines Motorrad-Sekundärtriebs

beitung Prüfstände genutzt, die sowohl die Bauteilprüfung im Aggregatversuch als auch im Bauteilversuch auf einem anwendungsnahen Tribometer zulassen. Die verwendeten Prüfstände werden im Folgenden näher beschrieben.

4.1.1 Kettengelenktribometer

Das Kettengelenktribometer (KGT) wurde von BECKER mit dem Ziel entwickelt, Verschleiß- und Reibungsuntersuchungen an einzelnen Kettengelenken zu ermöglichen [Beck20]. Durch seinen modularen Aufbau ist die experimentelle Untersuchung von Ketten unterschiedlicher Baugrößen und -formen möglich. Dafür stehen insgesamt drei Prüfzellen (PZ) zur Verfügung. Das KGT zeichnet sich durch die realitätsnahe Abbildung der Belastungszustände innerhalb eines Kettentriebs aus, was durch die Verwendung von Kettensegmenten aus der Serienproduktion sowie die frei konfigurierbare Steuerung aus Lastkurven bestehend aus Kontaktkraft- und Schwenkbewegungsverlauf erreicht wird. In Tab. 4.1 sind die technischen Daten und grundlegenden Kenngrößen des KGT aufgelistet. Aufbau, Funktion und erfassbare Messgrößen werden im Folgenden erklärt.

Grundprinzip und Aufbau

In Abbildung 4.2 ist der Aufbau einer der drei Prüfzellen des KGT als Prinzipskizze dargestellt. Im Zentrum steht das zu untersuchende Prüfelenk (rot markiert), welches sich in einem Kettensegment befindet, dessen Länge und Aufbau von der betrachteten Baugröße und Messkonfiguration abhängt. Die Verwendung von Kettenkomponenten aus der Serienfertigung ohne spezielle Anpassung erlaubt eine realitätsnahe Bauteilprüfung,

Tab. 4.1: Technische Daten des Kettengelenktribometers: Annahmen für eine Kette der Baugröße ANSI 50

Parameter	Einheit	Wert
Anzahl Prüfzellen	-	3
Zugkraft PZ 1+2	N	1 - 7.700
Zugkraft PZ 3	N	1 - 10.000
Schwenkwinkel	°	0 - 360
Schwenkfrequenz	Hz	0 - 100
Rotationsdrehzahl	min ⁻¹	0 - 3000
max. Kontaktgeschwindigkeit im BHK (Verschleißuntersuchung)	mm/s	140
max. Kontaktgeschwindigkeit im BHK (Reibungsuntersuchung)	mm/s	1,76
max. Kontaktgeschwindigkeit im BHK (Rotationsbetrieb)	mm/s	785
Schmierstoffvolumenstrom	l/min	0 - 1
Schmierstofftemperatur	°C	Raumtemperatur - 125
Messbereich Gelenklängung	µm	0 - 500
Messgenauigkeit Verschleiß	µm	0,05
max. Teilung der Prüfkette	"	1

bei der die Kontaktbedingungen wie Lasteinleitung und Relativbewegung denen in einem Kettentrieb im Umlaufbetrieb entsprechen.

Das Kettensegment wird durch entsprechende Adapter im Prüfstand aufgenommen und somit mit der Aktorik in Kontakt gebracht. Diese besteht grundlegend aus zwei Elementen: dem Linearaktor zur Aufbringung der Zugbelastung auf das Kettensegment sowie dem Schwenkantrieb zur Aufprägung der Relativbewegung innerhalb des Kettengelenks. Die drei PZ unterscheiden im mechanischen Aufbau nicht schwerwiegend, einzig PZ3 verfügt über einen stärker dimensionierten Linearaktor zur Aufbringung höherer Zuglasten (10 statt 7 kN) und folglich Gelenkpressungen, beispielsweise für größere Kettenbauformen.

Die Schwenkbewegung und somit die Relativbewegung innerhalb des Prüfgelenks wird über die Antriebswelle durch den Schwenkantrieb eingebracht. Dabei wird das Kettensegment mittels Adapterstücken so in die Welle verbaut, dass die Gelenkachse mit der Rotationsachse der Welle fluchtet. Neben hochfrequenten Schwenkbewegungen in Sinus-Form mit Schwenkfrequenzen von bis zu 100 Hz sind auch frei konfigurierbare Bewegungsverläufe mit hoher Dynamik realisierbar. Hierbei ist in Prüfbetrieb für reine Verschleißunter-

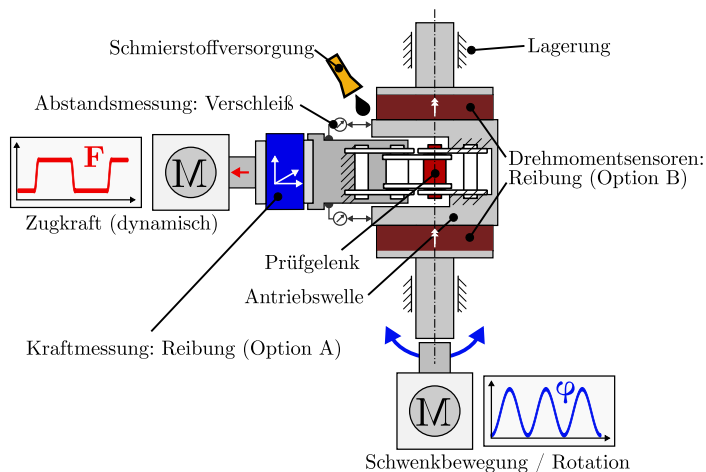


Abb. 4.2: Prinzipieller Aufbau einer Prüfwelle des Kettengelenktribometers

suchungen und Reibungsuntersuchungen mit dem Aufbau aus Option B (siehe Abbildung 4.2) zu unterscheiden. Wird als Prüfkette die Baureihe ANSI 50 (Teilung $p = 15,875$ mm, Bolzendurchmesser $d_B = 5$ mm) gewählt, herrschen im Bolzen-Hülsen-Kontakt bei einer Schwenkfrequenz von $f = 100$ Hz und einer Amplitude von $\varphi = \pm 8^\circ$ Kontaktgeschwindigkeiten von maximal 140 mm/s. Für Reibungsbetrachtungen reduziert sich die maximal mögliche Relativgeschwindigkeit auf 1,76 mm/s, da die verbaute Messtechnik sehr strenge Restriktionen an die zulässigen Rotationsbeschleunigungen hat. In einer weiteren Prüfstandskonfiguration mit geteilter Antriebswelle ist die Bauteilprüfung im reinen Rotationsbetrieb möglich. Dabei wird an den zum Prüfgelenk hin orientierten Wellenenden der Bolzen in Spannzangen aufgenommen, sodass dieser vollständig drehbar gelagert ist. Hierbei sind im angenommenen Beispiel der Kettengröße ANSI 50 im BHK Relativgeschwindigkeiten von bis zu 785 mm/s möglich.

Zur Schmierstoffversorgung des Prüfgelenks sind an den drei PZ zwei Ölaggregate installiert, wobei sich PZ1 und PZ2 ein gemeinsames Aggregat teilen. Mittels dieser Schmierstoffaggregate kann Öl mit Temperaturen von bis zu 150°C und einem variabel einstellbaren Volumenstrom von 0 bis 1 l/min an das Prüfgelenk eingespritzt werden. In die Aggregate integrierte Rührwerke sorgen für eine homogene Schmierstofftemperierung und halten so auch das Öl in Bewegung, wodurch ggf. zusätzlich hinzugegebene Partikel (z.B. Ruß zur Nachahmung von Verbrennungsrückständen wie in Ölen beim Einsatz in Verbrennungsmotoren) in Schwebe gehalten werden. Initialgeschmierte Ketten, wie beispielsweise mit Fetten oder Wachsen versehene Segmente, können ebenfalls untersucht und über eine externe Vorrichtung auch während des Prüflaufs temperiert werden.

Jede Prüfzelle ist prinzipiell modular aufgebaut, sodass eine Anpassung an unterschiedliche Konfigurationen prüfzellenübergreifend möglich ist. Dazu kann die Anordnung der Aktoren auf der massiven, schwingungsgedämpften Grundplatte variiert werden. Zum Schutz des Arbeitsumfelds vor abgeschleudertem Schmierstoff verfügt jede PZ über eine Einhausung, die zusätzlich den Prüfaufbau vor großen thermischen Beeinflussungen schützt.

Messdatenerfassung

Die Erfassung der Messdaten wird am KGT durch in die Steuerung integrierte Messsysteme realisiert. Die wichtigsten Messgrößen sind dabei der Verschleiß innerhalb des Kettengelenks in Form dessen Längung sowie die Reaktionskräfte im Inneren des BHK, aus denen sich Kenngrößen zur Reibung ableiten lassen. Aufgrund der Relevanz für diese Ausarbeitung wird die Erfassung dieser Größen im Folgenden näher erläutert. Zusätzlich werden Daten zur Regelung der Aktorik wie die Zugkraft, die Position der Schwenkwelle und damit das Bewegungsprofil im BHK, sowie diverse Temperaturen innerhalb der Prüfmodule erfasst.

Anders als in etablierten Prüfständen zur experimentellen Betrachtung von ganzen Ketten ermöglicht das KGT eine kontinuierliche Messung der Kettengelenklängung während des Prüflaufs. Dies ermöglicht eine detaillierte Betrachtung und schnelle Identifikation der Verschleißphasen (vgl. Kapitel 2.5.2, Abbildung 2.11). Um auch unter Beeinflussung von Schmierstoffbenetzung zuverlässige Messungen zu gewährleisten, wird die Veränderung des Gelenkspiels mittels Wirbelstromsensoren aufgezeichnet, welche am ruhenden Teil des Kettensegments bzw. am zum Linearaktor orientierten Kettenadapter montiert sind. Der fortschreitende Materialverlust im BHK führt aufgrund der anliegenden Zuglast auf dem Kettengelenk zu einer kontinuierlichen Steigerung des Abstands zwischen zugeseitigem Kettenadapter und der Oberfläche der Antriebswelle, welche als Gegenmessfläche für die Wirbelstromsensoren dient. Diese Abstandsänderung entspricht der Gelenklängung. Zur Kompensation von Schiefstellungen infolge von Montagefehlern kommen zwei parallel angeordnete Sensoren beidseitig des Prüfgelenks zum Einsatz. Eine detailliertere Darstellung der Verschleißmessung ist in Abbildung 4.3 zu finden.

Die Möglichkeit zur Reibungsmessung im laufenden Betrieb erlaubt es, neben der Betrachtung stationärer Betriebspunkte auch zeitliche Veränderungen im Reibungsverhalten aufzuzeichnen. Dazu werden die Reaktionskräfte, die die Reibung innerhalb des BHK hervorruft, an den beeinflussten Peripherieteilen aufgenommen. Hierzu kommt ein mittels Dehnungsmesstreifen arbeitender mehrachsiger Kraft- und Drehmomentsensor zum Einsatz. Wie in Abbildung 4.2 als Option A gekennzeichnet ist dieser Sensor an den Linearaktor angebunden und nimmt somit sowohl die Regelmessgröße für die Zugbelas-

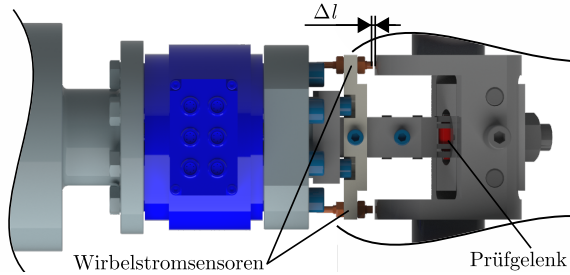


Abb. 4.3: Verschleißmessung am Kettengelenktribometer: zwei Wirbelstromsensoren bestimmen die Abstandsänderung Δl zur Oberfläche der Antriebswelle, was der Längung im Prüfgelenk entspricht

ung als auch die orthogonal dazu wirkende Reaktionskraft auf. Letztere resultiert aus dem im BHK um die Gelenkachse wirkenden Reibmoment M_R sowie der Geometrie der Prüfstands- und Prüfteile. Die kinematischen Zusammenhänge zur Ableitung der Reibungsparameter aus den Sensor-Messgrößen ist Abbildung 4.4 zu entnehmen. Hierbei sind M_x , F_y und F_z die mittels Sensor aufgenommene Größen. F_z entspricht dabei der Kontaktkraft F_K und F_y der Reibungskraft F_R . Die Reibungskraft F_R kann zusätzlich auch über die kinematischen Zusammenhänge des Aufbaus mittels des Drehmoments M_x nach Formel 4.1 errechnet werden.

$$F_R = \frac{M_x}{l + r_B} \quad (4.1)$$

Unter Berücksichtigung des Bolzenradius r_B kann nach Formel 4.2 das um die Gelenkachse wirkende Reibmoment M_R bestimmt werden. Die Ableitung des Reibungskoeffizienten μ für den BHK kann der Formel 2.3 entnommen werden, wobei die Kontaktkraft F_K der Normalkraft F_N entspricht.

$$M_R = F_R \cdot r_B \quad (4.2)$$

Eine zweite Möglichkeit zur Bestimmung von Reibungsparametern ist der in Abbildung 4.2 als Option B und in Abbildung 4.5 gezeigte Aufbau mit zwei Drehmomentsensoren, die in die Antriebswelle integriert sind. Aus der Differenz dieser beiden Messsignale lässt sich das im Prüfgelenk anliegende Reibmoment bestimmen, wie Formel 4.3 zeigt. Da hier am bewegten Teil des Kettensegments gemessen wird, können so sämtliche Bewegungswiderstände aus den einzelnen Kontakten nach Abbildung 2.9 erfasst werden. Dafür stehen auch Aufnahmen zur Montage der Rolle innerhalb der Antriebswelle zur Verfügung. Aus den geometrischen Daten der Prüfteile lässt sich dann auf die Reibkraft im TTS und somit auf einen Reibungskoeffizienten analog zur oben beschriebenen Option A rückschließen. Zusätzliche Informationen zum KGT sowie Ergebnisse zu Verschleiß- und

Reibungsuntersuchungen können [Beck20], [BMS18] und [MOS21] entnommen werden.

$$M_R = M_{\text{Prim}} - M_{\text{Sek}} \quad (4.3)$$

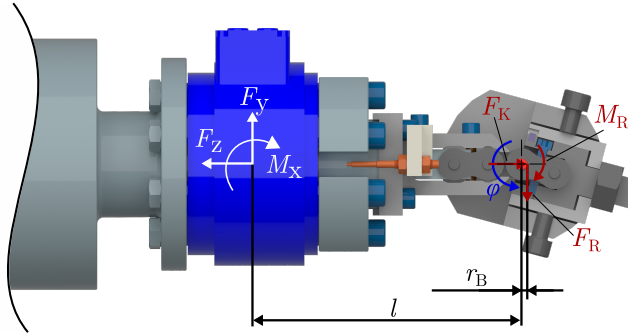


Abb. 4.4: Reibungsmessung am Kettengelenktribometer nach Option A: Kinematische Beziehungen der Messgrößen und den daraus abgeleiteten Lastbedingungen im Bolzen-Hülse-Kontakt

Als Erweiterung der möglichen Messaufgaben mit Hilfe des KGT kann neben der Betrachtung des tribologischen Verhaltens des BHK auch der tribologische Kontakt zwischen Rolle und Hülse untersucht werden. Hierzu wird wie in Abbildung 4.6 gezeigt die Rolle in einer zweigeteilten Aufnahme umgriffen und in die Antriebswelle integriert. Die zu analysierenden Kettensegmente bauen analog zu Untersuchungen am BHK sehr kurz und bestehen in diesem Fall nur aus einem Außen- und einem Innenglied. Die Herangehensweise bzgl. Ausrichtung der Rolle zur Rotationsachse der Schwenkbewegung sowie die messtechnische Datenerfassung unterscheiden sich nicht von Experimenten am BHK. Der Aufbau ist für Reibungsuntersuchungen sowohl mittels Aufbau-Option A als auch Option B kompatibel. Experimente zum Verschleißverhalten sind prinzipiell ebenfalls realisierbar, allerdings entspricht die verdrehfeste Anordnung der Rolle infolge der Klemmung in der Halterung nicht dem realen Anwendungsfall. Rollen sind auf den Hülsen frei drehbar gelagert, weshalb sich der Verschleiß stochastisch über den gesamten Umfang verteilen kann. Als Instrument für vergleichende Messungen unterschiedlicher Werkstoff- oder Schmierstoffpaarung ist der Aufbau allerdings geeignet.

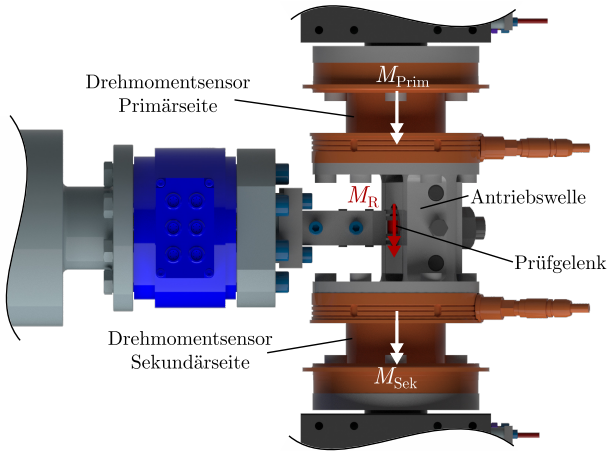


Abb. 4.5: Reibungsmessung am Kettengelenktribometer nach Option B: Differentielle Messung des anliegenden Reibmoments M_R am Prüfgelenk als Differenz des primärseitigen (Antrieb) und des sekundärseitigen (freies Wellenende) Drehmoments (M_{Prim} und M_{Sek})

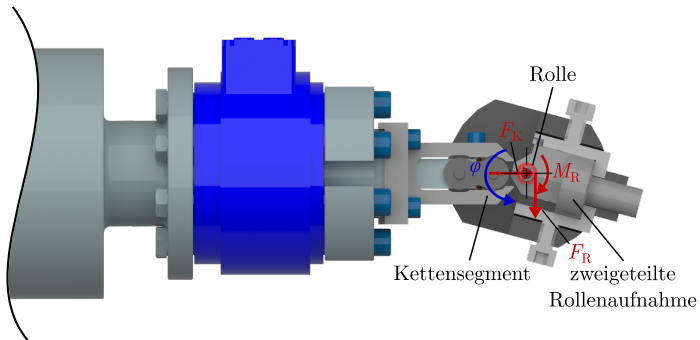


Abb. 4.6: Reibungsuntersuchung am Rolle-Hülsen-Kontakt mittels Kettengelenktribometer: Aufnahme und Schwenkung der Rolle in einem zweigeteilten Adapterstück innerhalb der Antriebswelle

Steuerung

Der Prüfstand verfügt über eine komplexe Steuerung, in die alle Regelungs-, Bedienungs- und Messschnittstellen integriert sind. Die echtzeitfähige BUS-Steuerung erlaubt hochdynamische Bewegungsabläufe, die durch die Aktorik auf das Prüfgelenk aufgeprägt werden

können, und zudem eine hochfrequente Abtastung aller Messdaten-Erfassungskanäle, um die Messdaten in einer hohen Auflösung und somit großer Datenmenge erfassen zu können. Alle drei PZ sind somit auch parallel unabhängig voneinander nutzbar. Eine Erweiterung der Messperipherie für zukünftige, zusätzliche Messaufgaben oder eine Anpassung des bestehenden Systems sind aufgrund des modularen Aufbaus möglich.

Die Soll-Signale, die die Bewegungs- bzw. Zuglastverläufe an die Aktorik vorgeben, werden als Lastkurven extern generiert und in die Prüfstandssteuerung eingelesen. Diese Lastkollektive bestehend aus den Elementen Zeit, Schwenkwinkelverlauf und Zugkraftverlauf sind dabei inhaltlich frei konfigurierbar. Hierbei sind einfache Bewegungsprofile wie Sinus-Schwingungen oder dreiecksförmige Verläufen unter konstanter Zugkraft (siehe Abbildung 4.7 a)) bis zu komplexen Lastkollektiven möglich, die reale Kettentriebe imitieren (vgl. Abbildung 4.7 b)). Für letzteren Fall können die Daten beispielsweise aus MKS-Modellen zugrundeliegender Triebe abgeleitet werden, wodurch eine realitätsnahe Bauteilprüfung mithilfe des KGT gewährleistet wird. Dieser Schritt wird in Kapitel 4.3.2 näher erläutert. Eine Kombination verschiedener Lastkurven zu einem beispielsweise alternierenden Prüfprogramm ist ebenfalls möglich. Hierbei können diverse Lastkollektive verknüpft und deren Einzelaufzeit separat definiert werden.

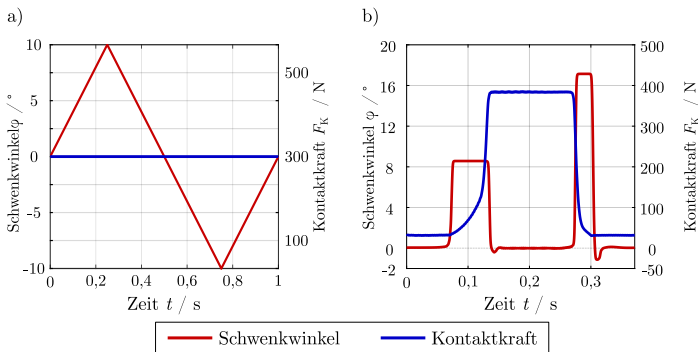


Abb. 4.7: Lastkollektive zur Steuerung der Prüfstandsaktorik: a) einfaches Dreiecks-Bewegungsprofil mit konstanter Kontaktgeschwindigkeit und Kontaktkraft; b) Ableitung einer Lastkurve aus einem realen Zweiradkettentrieb mit einer Übersetzung von $i = 2$

4.1.2 Modularer Antriebselemente-Prüfstand

Als flexibel einsetzbarer Prüfstand zur experimentellen Untersuchung diverser Maschinen- und Antriebs Elemente steht am MEGT der modulare Antriebselemente-Prüfstand (AEP) zur Verfügung. Durch den Einsatz von wahlweise einer oder zwei elektrischen Antriebsma-

Tab. 4.2: Technische Daten des Antriebs-elemente-Prüfstands

Parameter	Einheit	Antriebsmaschine	Bremsmaschine
Anzahl	-	2	1
Fundamentfläche	m ²	12 (auf 2 Fundamente verteilt)	
max. Leistung	kW	220	200
Nenndrehmoment	Nm	380	400
max. Drehmoment	Nm	550	>550
Nenndrehzahl	min ⁻¹	5.540	4.700
max. Drehzahl	min ⁻¹	9.000	6.060
Rotor-Trägheitsmoment	kgm ²	0,1	0,3
Max. Drehzahlgradient	(min ⁻¹)/s	58.000	19.000

schinen sowie einer Bremsmaschine zur Lastaufprägung werden Prüfbauteile und -module hier nach dem Prinzip der elektrischen Verspannung belastet. Die hochdynamischen Antriebsmaschinen ermöglichen es zudem, Drehungleichförmigkeiten in die Prüfteile einzuleiten. Sowohl im Drei-Maschinen-Betrieb als auch im Inline-Aufbau mit zwei Maschinen können alle Drehzahlen und Drehmomente einzeln vorgegeben werden. Durch eine isolierende und klimatisierte Thermokammer können Prüfteile auch auf verschiedene Temperaturen konditioniert werden. Die allgemeinen technischen Daten des AEP sind in Tabelle 4.2 aufgeführt.

Aufbau mit Ketten-Prüfmodul

Zur energetischen Untersuchung von Ketten steht am MEGT ein Prüfmodul zur Verfügung, das einen Zwei-Rad-Kettentrieb initiiert. Der Aufbau ist in Abbildung 4.8 dargestellt. Dieses Modul wird mittels zwei Gelenkwellen an eine drehzahlgesteuerte Antriebsmaschine, die über das kleine Kettenrad den Kettentrieb in Bewegung setzt, und eine drehmomentgesteuerte Abtriebsmaschine, die als Bremse über das große Kettenrad die Belastung in den Kettentrieb einbringt, gekoppelt. Beide Kettenräder sind auf Antriebswellen montiert und entsprechend der Kettengröße oder betrachteten Übersetzung des Triebes wechselbar. Während die Welle des treibenden Kettenrads in einem ortfesten Lagerbock verbaut ist, kann die Position der getriebenen Welle durch einen verfahrbaren Lagerbock variiert werden. Über eine Trapezgewindespindel kann der Lagerbock relativ zur Lagerung der Antriebswelle bewegt werden, sodass dabei die Rotationsachsen parallel ausgerichtet bleiben. Dadurch kann sowohl grundlegend der Achsabstand in einem Bereich von ca. 600 bis 800 mm angepasst als auch verschleißbedingte Kettenlängung durch Nachstellen der Kettenspannung ausgeglichen werden. Der Achsabstand für eine Prüfkette der Baugröße ANSI 50 oder 10B-1 (Teilung $p = 5/8'' = 15,875$ mm) mit $X = 120$ Gelenken

beträgt im gezeigten Aufbau ca. 705 mm. Dieser Aufbau ist in Abbildung 4.8 dargestellt. Die Kettenräder weisen am Antrieb eine Zähnezahl von $z_{\text{an}} = 17$ und am Abtrieb von $z_{\text{ab}} = 45$ auf, was einer Übersetzung von $i = 2,65$ entspricht. Diese Konfiguration dient als Grundlage für das in Kapitel 4.3.2 vorgestellte MKS-Modell zur Ableitung der Lastkollektive für die Einzelgelenkprüfung und wird im Rahmen der Experimente an ganzen Ketten im Umlaufbetrieb (siehe Kapitel 5.4.3) verwendet.

Sowohl zur Vermeidung von Kontakt mit rotierenden Teilen als auch Schutz vor abgeschleuderten Prüfteilen bei Kettenbruch steht eine Abdeckung zur Verfügung, die aus einem mit einem Stahl-Ketten-Hemd versehenen Aluminium-Rahmen besteht. Alternativ kann das Ketten-Prüfmodul mit einer isolierenden Thermokammer umhaust werden, um den Prüfaufbau vor äußeren Einflüssen zu schützen. Diese besteht aus thermisch und akustisch isolierenden Kunststoff-Sandwich-Tafeln und ist an der Innenseite zusätzlich mit auf Pufferelementen gelagerten Blechen ausgekleidet, um ein Durchschlagen von Prüfteilen oder Abschleudern von Schmierstoff zu verhindern. Zur Einstellung von reproduzierbaren Prüfbedingungen der Thermokammer ist diese mit einer Klimatisierung ausgestattet. Dies erlaubt das einheitliche Konditionieren der Prüflinge auf Temperaturen von 20 bis 40 °C. Der in Abbildung 4.8 gezeigte Aufbau dient ausschließlich der experimentellen Untersuchung initialgeschmierter Ketten, da keine Möglichkeiten zur Schmierstoffapplikation im Betrieb bzw. zur Rückführung von abtropfendem oder abgeschleudertem Schmierstoff verbaut ist.

Messdatenerfassung

Am AEP muss aufgrund der modularen Bauweise in fest verbaute und mobil in die Prüfmodule installierte Messtechnik, die an den jeweiligen Prüfaufbau angepasst wird, unterschieden werden. Zu den fest installierten Messinstrumenten gehören Sensoren, die der Aufzeichnung von Drehzahlen und Drehmomenten dienen. Hierbei verfügt jede elektrische Maschine sowohl über einen integrierten Drehgeber, der die Drehzahlen erfasst und an die Prüfstandssteuerung und Messdatenaufzeichnung übermittelt. Die Aufzeichnung der anliegenden Drehmomente wird über an die Maschinenwellen angeflanschte Drehmoment-Messflansche, wie in Abbildung 4.8 in orange dargestellt, vorgenommen. Diese sind durch aus isolierendem Kunststoff gefertigte Scheiben in den Flanschen vor thermischen Einflüssen aus dem Prüfmodul entkoppelt.

Im Prüfmodul für Kettentriebe sind an diversen Messstellen Temperatursensoren integriert. So werden neben der Umgebungstemperatur innerhalb der Thermokammer auch die Temperaturen der Wälzlager in den Wellenlagerböcken aufgenommen. Die dort gewonnenen Daten dienen der anschließenden Messdatenauswertung, da sie zur Kompensation der Lagerungsverluste bei der Bestimmung des Systemwirkungsgrads für den Kettentrieb benötigt werden.

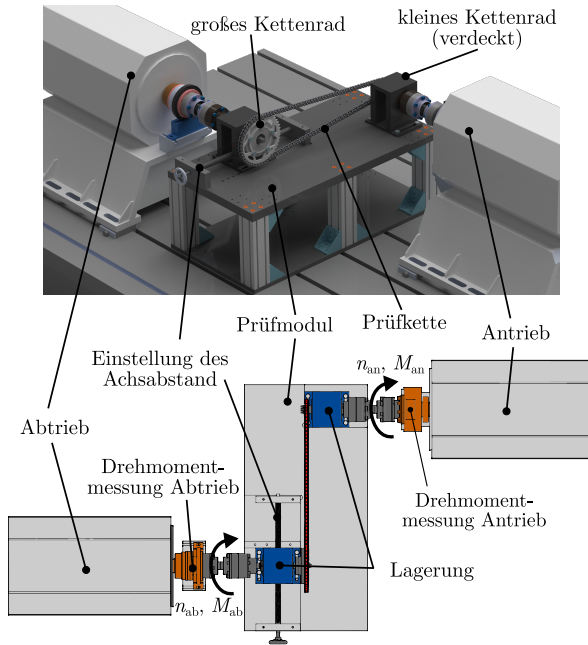


Abb. 4.8: Konfiguration zur Kettenprüfung am AEP: Prüfmodul für einen Zwei-Rad-Kettentrieb (hier: Motorrad-Sekundärtrieb, Übersetzung: $i = 2,65$ ($z_{an} = 17$, $z_{ab} = 45$), Kettengröße ANSI 50, Kettenlänge bei $X = 120$ Gelenken: 1905 mm, Achsabstand: 705 mm, Thermokammer nicht dargestellt)

Vereinfacht ohne Berücksichtigung der Lagerungsverluste lässt sich der Wirkungsgrad des Prüf-Kettentriebs η_{ges} aus dem Verhältnis der An- und Abtriebsleistung (P_{an} bzw. P_{ab}) nach Formel 4.4a berechnen. Da Kettentriebe aufgrund der formschlüssigen Drehmomentübertragung ein festes Übersetzungsverhältnis i aufweisen, kann der Zusammenhang auf Gleichung 4.4b reduziert werden, wobei i zum einen anhand der gemessenen Drehzahlen (n_{an} bzw. n_{ab}) sowie der durch den Prüfaufbau vorgegebenen Zähnezahlen der Kettenräder (z_{an} bzw. z_{ab}) definiert wird (vgl. Gleichung 4.5).

$$\eta_{ges} = \frac{P_{ab}}{P_{an}} = \frac{M_{ab} \cdot n_{ab}}{M_{an} \cdot n_{an}} \quad (4.4a)$$

$$= \frac{M_{ab}}{M_{an}} \cdot i \quad (4.4b)$$

$$i = \frac{n_{an}}{n_{ab}} = \frac{z_{ab}}{z_{an}} \quad (4.5)$$

Verschleißmessgrößen können bei Untersuchungen mit Hilfe des Ketten-Prüfmoduls während des Betriebs nicht aufgezeichnet werden. Hierzu ist die Demontage der Kette nötig, sodass sie auf externen Messinstrumenten analysiert werden kann.

Steuerung

Aufgrund des modularen Aufbaus des AEP sind hier Steuerung und Messdatenerfassung voneinander getrennt installiert. Jede der drei elektrischen Maschinen ist sowohl einzeln individuell ansteuerbar als auch in gekoppelten Konfigurationen für beispielsweise Prüfaufbauten im Verspannbetrieb nutzbar. Neben der Vorgabe von stationären Betriebspunkten aus Drehzahl und Drehmoment können auch Lastkollektive mit mehreren aneinandergereihten Betriebspunkten eingestellt werden. Dadurch sind auch definierte Prüfzyklen wie der *Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle* (WLTC) [Unit14] abbildbar. Innerhalb dieser Prüfzyklen sind die zeitlichen Perioden für definierte, konstante Betriebspunkte sowie zusätzlich veränderliche Drehzahl- und Drehmomentgradienten möglich, um Beschleunigungs- und Verzögerungsrampen zu imitieren.

Die hochdynamischen Antriebsmaschinen sind in der Lage, Drehungleichförmigkeiten auf den Prüfling aufzuprägen. Somit können auch hochfrequente harmonische Schwingungen mit einer Frequenz von bis zu 450 Hz oder auch Schwingungsprofile, den dem dynamischen Verhalten von Verbrennungskraftmaschinen (1- bis 8-Zylinder-Maschinen) entsprechen, realisiert werden. [Nico08]

4.2 Prüf- und Analyseinstrumente

Die mit Hilfe der in Kapitel 4.1 vorgestellten Prüfstände untersuchten Ketten werden im Vorfeld sowie nach Abschluss der Prüfzeit hinsichtlich Bauteilkontur und Oberflächenbeschaffenheit untersucht. Da zur Charakterisierung von Verschleißerscheinungen die Kettenlängung nicht ausreicht und diese oftmals nur gemittelt über eine Vielzahl von Gelenken erfasst werden kann, müssen detaillierte Methoden zur Erfassung von beispielsweise lokalen Verschleißeffekten verwendet werden. Wie aus Abbildung 4.9 hervorgeht, korrelieren hierbei der betrachtete Maßstab des Messobjekts und der zur Analyse notwendige Aufwand invers. Die im Rahmen dieser Ausarbeitung verwendeten Prüf- und Analysemittel (ausgenommen die Online-Verschleißmessung, hierzu siehe Kapitel 4.1.1) werden im Folgenden vorgestellt.

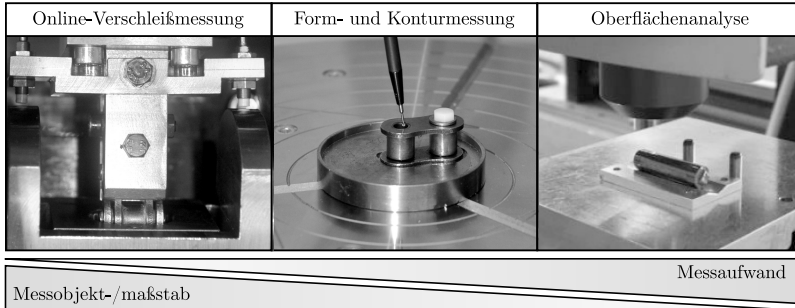


Abb. 4.9: Prüf- und Analyseinstrumente zur Verschleißcharakterisierung im Rahmen dieser Ausarbeitung mit Berücksichtigung des Messmaßstabs und -aufwands

4.2.1 Form- und Konturmessung mittels Rundheitsmessgerät

Die reine Bestimmung der Gelenklängung gibt keinen Aufschluss darüber, wie sich der Verschleiß auf die Gelenkkomponenten verteilt und ermöglicht kaum Einblick, welche Verschleißmechanismen gewirkt haben. Dazu sind Untersuchungen an den Einzelkomponenten erforderlich. Hierzu kommt am MEGT ein Rundheitsmessgerät zum Einsatz, welches zur Erfassung der Form und Kontur rotationssymmetrischer Bauteile verwendet wird. Wie bereits in Kapitel 2.2 erläutert, kommt es infolge der Montageprozesse zu Formabweichungen an den Komponenten des BHK, welche sich auf das Verschleißverhalten der Kette negativ auswirken [Binz85; Bomh92; Gumm13; MBY08; Sapp16]. Zur Bestimmung dieser Konturen im Neu- sowie im verschlissenen Zustand entwickelte SAPPOK eine Methode, die Geometrien der Kontaktzonen mit Hilfe eines Rundheitsmessgeräts zu erfassen und daraus die Verschleißverteilung sowie das abgetragene Verschleißvolumen zu bestimmen [Sapp16]. Hierzu werden die Prüfgelenke so zerlegt, dass die Bolzen von den Außenlaschen befreit werden und die Innenglieder montiert bleiben. Letzteres gewährleistet eine gleichbleibende Hülseninnenkontur (inklusive der Einschnürungen) aufgrund der elastischen Verformung infolge des Presssitzes in den Innenlaschen.

Am MEGT kommt als Messgerät ein TALYROND 365 des Herstellers TAYLOR HOBSON zur Konturvermessung zum Einsatz, welches in Abbildung 4.10 dargestellt ist. Dieses der [VDI2631-1] entsprechende Messgerät ermöglicht die Analyse zylindrischer Bauteile hinsichtlich Form- und Lageabweichungen. Die technischen Daten sind dem Anhang (Tabelle A.1) zu entnehmen. Die Messauflösung für Radiusänderungen beträgt $0,0012\ \mu\text{m}$, jedoch können Radien nicht als Absolutwerte erfasst werden. Zur relativen Radiusermittlung wird eine Referenz über die Messadapter für die jeweiligen Prüfbauteile vorgegeben (siehe Abbildung 4.10 b) und c)). Der daraus abgeleitete, absolute Prüfteil-Durchmesser kann mit einer Genauigkeit von $\pm 0,7\ \mu\text{m}$ bestimmt werden.

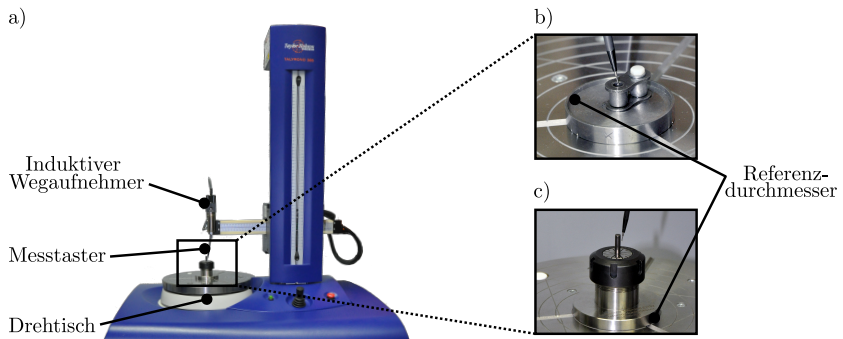


Abb. 4.10: Form- und Konturmessung mittels Rundheitsmessgerät: a) TAYLOR HOBSON TALYROND 365 b) Messanordnung Hülseninnenkontur c) Messanordnung Bolzenaußenkontur

Die Analyse der Bauteilkonturen erfolgt an 30 Messebenen entlang der Gelenkachse, wodurch entsprechend viele Rundheitsschriebe aufgenommen werden. Diese nach [DISO12180-2] auch *Rundheitsprofil-Erfassungsstrategie* genannte Methode ermöglicht eine mit hoher Genauigkeit in Umfangsrichtung ausgeführte Analyse. Eine vollständig automatisierte Routine zur Ausrichtung der Prüfteile auf dem Drehtisch des Messgeräts erlaubt ein reproduzierbares und genaues Ausgleichen von Verkipnungen oder exzentrischen Lagen der Bauteil- zur Drehtischachse. Zur Zentrierung und Nivellierung werden zwei Referenz-ebenen an den Bauteilen im oberen und unteren Bereich gewählt, die Lageabweichungen korrigiert und dann mit der eigentlichen Konturmessung begonnen.

Die Benutzersoftware des Talyrond verfügt über eine Auswahl an Auswertemöglichkeiten, die standardisierte Rundheits- und Formparameter aus den Messdaten ableitet. Am MEGT steht ein zur Ermittlung von Verschleißkenngrößen aus den Messdaten aufgebautes Software-Tool zur Verfügung, welches die vermessenen Kettengelenkkomponenten in vier Teilschritten hinsichtlich ihrer Kontur und des aufgetretenen Verschleißes näher charakterisiert [Sapp16; SaSa15]. Die Auswertung einer Hülse wird in Abbildung 4.11 exemplarisch erklärt.

Basis der Auswerteroutine ist ein Kreisfit, der in jeder Messebene i mit dem Radius $r_{id,k,i}$ ermittelt wird. Hierzu wird eine Fehlerquadratminimierung verwendet [Whit02]. Dieser Fit wird aus Bereichen abgeleitet, die nicht durch Verschleiß verändert wurden oder (bei Innengliedern mit gewickelten Hülsen) im Bereich der Stoßstelle liegen. Durch die in Kapitel 2.2 beschriebenen Methoden zur Herstellung der Bolzen und deren annähernd ideal zylindrische Form, kann der Kreisfit hier aus einem größeren Teil der Kontur berechnet

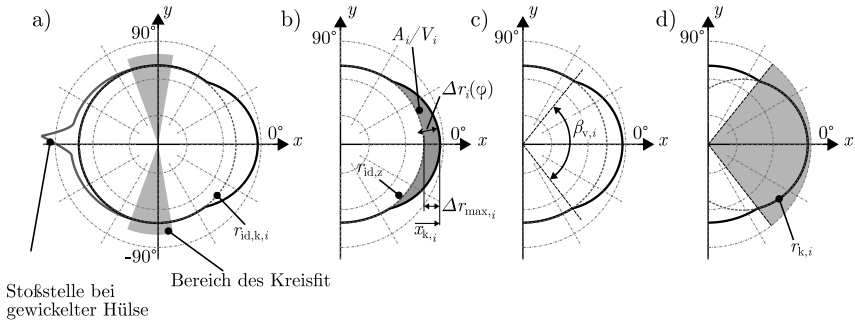


Abb. 4.11: Konturmessung und Rundheitsprofil-Berechnung am Beispiel einer Hülse: a) Ableitung eines Referenzzylinders mit dem Radius $r_{id,z}$ aus den Kreisfitkurven $r_{id,k,i}$ der unverlissenen Profilbereiche b) Bestimmung der Abweichung zwischen gemessenem Profil und idealisiertem Referenzzylinder in jeder Messebene c) Erkennen des Verschleißbereichs anhand des Kreisfits d) Berechnung der Kontur im Verschleißbereich des Prüfteils (in Anlehnung an [Sapp16])

werden. Die Fitkurven aller Ebenen werden zu einem Referenzzylinder mit dem Radius $r_{id,z}$ verrechnet, der die Idealoberflächenkontur darstellt und als Bezug für die weiteren Auswerteschritte dient.

Wie in Abbildung 4.11 gezeigt, folgt anschließend die Ermittlung der Abweichung der gemessenen Kontur jeder Ebene mit dem Referenzzylinder, woraus sich eine Radiusdifferenz $\Delta r_i(\varphi)$, die Verschleißfläche A_i und das Verschleißvolumen V_i ergibt. Das Maximum dieser Abweichung beschreibt die größte Radiendifferenz $\Delta r_{max,i}$. In Kettenlängungsrichtung wird die axiale Kontur $x_{k,i}$ ermittelt. Die Berechnung der Verschleißparameter erfolgt vergleichend zwischen dem Neuzustand (Index 0) und dem verschlissenen Zustand (Index v), wobei sich für die Verschleißtiefe je Ebene $h_{l,i}$ nach Gleichung 4.6 bestimmen lässt. Des Weiteren werden mit den Parametern Verschleißlänge W_l , Verschleißfläche W_q und Verschleißvolumen W_v (siehe Gleichungen 4.7 - 4.9) auch etablierte Verschleißmessgrößen ausgedrückt. [Sapp16]

$$h_{l,i} = \Delta r_{max,v,i} - \Delta r_{max,0,i} \quad (4.6)$$

$$W_l = \sum_{i=1}^{n_{fm}} \frac{\Delta r_{max,v,i} - \Delta r_{max,0,i}}{n_{fm}} \quad (4.7)$$

$$W_q = \sum_{i=1}^{n_{fm}} \frac{A_{v,i} - A_{0,i}}{n_{fm}} \quad (4.8)$$

$$W_v = \sum_{i=1}^{n_{fm}} \frac{V_{v,i} - V_{0,i}}{n_{fm}} \quad (4.9)$$

Die Änderung der axialen Kontur für Bolzen und Hülse wird zusätzlich bestimmt. Diese ist in Richtung der Kettenzugkraft F_Z bei gestreckter Kette orientiert. Im dritten Aus-

werteschrift wird dazu der Verschleißwinkel $\beta_{v,i}$, wie in Abbildung 4.11c) zu erkennen, ermittelt. Abschließend wird die Kontur des Verschleißbereichs $r_{k,i}$ in der Lage $\varphi = 0^\circ$ bestimmt.

4.2.2 Konfokalmikroskop zur Oberflächenanalyse

Die Charakterisierung der untersuchten Kettenkomponenten erfolgt auf mehreren Skalen, wie aus Abbildung 4.9 hervorgeht. Die detaillierteste Betrachtung erfolgt mittels eines konfokalen Oberflächenmikroskops, das zur Analyse der Oberflächentopographie eingesetzt wird. Neben der Erfassung von Oberflächenparametern und realen Oberflächentopographien (beispielsweise als Eingangsdaten für Simulationen) können so Rückschlüsse auf Verschleißmechanismen, die im BHK wirken, gezogen werden. Zum Einsatz kommt ein Konfokalmikroskop vom Typ NANOFOCUS μ SURF EXPLORER, welches an der RPTU am Lehrstuhl für Messtechnik und Sensorik (MTS) zur Verfügung steht. Die technischen Daten sind dem Anhang zu entnehmen. Das Mikroskop ist in Abbildung 4.12 dargestellt. Mit Hilfe des Mikroskops können dreidimensionale Oberflächenanalysen an Prüfbauteilen durchgeführt werden, wobei beim Prüfaufbau für die hier betrachteten Komponenten ein Objektiv mit 50-facher Vergrößerung gewählt wird [RaSe09]. Am MEGT hat sich eine Oberflächenaufnahme von ca. $500 \times 500 \mu\text{m}$ etabliert, welche durch Zusammenfügen (auch *Stitching*) von vier Einzelmessungen in der Anordnung von 2×2 Messfeldern erzeugt wird [ScBu17]. Wie auch schon bei der Konturmessung in Kapitel 4.2.1 werden die zu untersuchenden Kettengelenke zur Analyse in ihre Einzelteile zerlegt. Die außenliegende Bolzenoberfläche ist frei zugänglich für das Mikroskop. Zur Betrachtung der innenliegenden Hülsenoberfläche müssen Hülsen in zwei Halbschalen entlang der Symmetrieachse aufgetrennt oder Abdrücke mittels einer hochauflösenden, elastischen Masse genommen werden [Beck20; Sapp16]. Vergleichende Messungen zeigen, dass durch die Abdrücke die Aussagekraft der Messung nicht negativ beeinflusst wird. Zur effizienteren Datengewinnung werden nur Ausschnitte aus den Kontaktbereichen untersucht, die repräsentativ für die gesamte Kontaktfläche stehen.

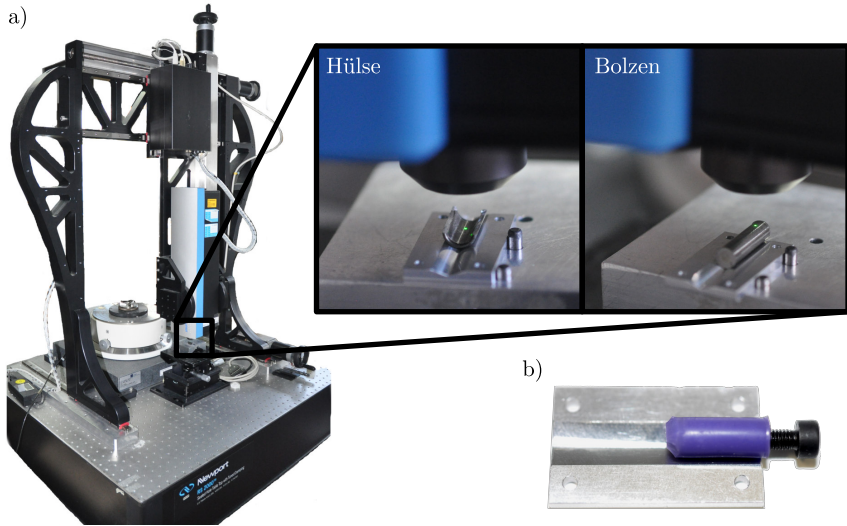


Abb. 4.12: Oberflächenanalyse mittels Konfokalmikroskop NANOFOCUS μ SURF EXPLORER: a) Messaufbau zur Betrachtung der innen liegenden Hülsoberfläche und der außen liegenden Bolzenoberfläche b) Abdruck der Hülsoinnenfläche zur zerstörungsfreien Oberflächencharakterisierung

Die gewonnenen Bilddaten werden mit der auf Oberflächenuntersuchungen spezialisierten Analyse-Software DIGITAL SURF MOUNTAINS MAP ausgewertet. Die zylindrische Form der Prüfteile, die entsprechend auch in den Mikroskopmessdaten zu sehen ist, wird neben Lageabweichungen wie Verkippungen entfernt, wodurch eine auf eine Ebene projizierte Topografie entsteht. Nach der Filterung mittels Gauß-Filter und der damit verbundenen Glättung des Bildes werden Fehlstellen einzelner Bildpunkte korrigiert. Zudem werden die flächenhaften Oberflächenparameter wie S_q , S_a und S_z bestimmt. Neben den genannten Amplitudenkenngrößen werden auch funktionsorientierte Indikatoren der Materialanteilkurve wie S_k , S_{pk} , S_{vk} , S_{mr1} und S_{mr2} abgeleitet [DISO25178-2; SWG11]. Eine streckenhafte Analyse nach [DINENISO4287] ist zwar ebenfalls über definierte Messstrecken mit Hilfe der Software möglich, aber aufgrund der in der beschriebenen Messkonfiguration kleinen Messstrecke nicht zulässig.

4.3 Simulative Methoden

Neben experimentellen Prüf- und Analysemethoden kommen in der Forschung eine Vielzahl von simulativen Tools zum Einsatz, die tiefere Einblicke in messtechnisch nicht erfassbare Prozesse liefern und somit das Verständnis für beispielsweise in TTS ablaufende Prozesse steigern. Die dieser Arbeit zugrundeliegenden, am MEGT vorhandenen Berechnungsstrategien werden im Folgenden näher vorgestellt.

4.3.1 EHD-Simulationsmodell nach Magyar

Das bereits in Kapitel 2.6.2 genannte Simulationsmodell von MAGYAR stellt die Grundlage für im Rahmen dieser Ausarbeitung durchgeführte Erweiterungen hinsichtlich eines Verschleißberechnungsansatzes für Kettengelenke dar. Daher wird im Folgenden detaillierter auf ebendieses Modell eingegangen. Hauptziel des Simulationsmodells ist es, die wahre, aus Messungen ermittelte Kontur der Kettenkomponenten sowie Topographien realer Bauteiloberflächen in die Berechnung einfließen zu lassen und daraus detailliertes Verständnis hinsichtlich der hydrodynamischen Vorgänge innerhalb des BHK zu gewinnen.

Aufgrund der im mechanischen Aufbau ähnelnden Anordnung der Komponenten wird das Kettengelenk als ein unter instationären Belastungen arbeitendes Radialgleitlager mit endlicher Breite modelliert. Eine Prinzipskizze ist in Abbildung 4.13 dargestellt. Trotz der Parallelen unterscheiden sich die Maschinenelemente doch sehr hinsichtlich des Breite-Durchmesser-Verhältnisses, der Kraftabstützung oder auch der Schmierungsbedingungen. Vor allem die Konturabweichung der Hülse vom idealen Zylinder sowie die Bolzenbiegung erschweren den Vergleich.

Die Berechnung der Druckverteilung im Spalt zwischen Bolzen und Hülse erfolgt mittels der zweidimensionalen, instationären REYNOLDS-Gleichung, welche sich aus den Schlepp- und Verdrängungsströmungen zusammensetzt. Die darin enthaltene Spaltfunktion vereint die reale Bauteilkontur dann mit der elastischen Spaltdeformation. Zusätzlich geht auch das Gelenkspiel, das sich aus der Radiendifferenz von Bolzen und Hülse errechnet, in die Spaltfunktion ein. Die Deformation der Gelenkkomponenten erfolgt zum einen aus der wirkenden Normalbelastung auf die Oberflächen und zum anderen aus dem hydrodynamischen Druck, der sich während der Bewegung aufbaut. Dabei wird angenommen, dass sich die Komponenten wie Halbräume unter der Einwirkung einer Normalkraft elastisch verformen. Aus dem Kräftegleichgewicht für den im Modell betrachteten Lastfall geht hervor, dass sich die äußere Last und die hydrodynamische Druckverteilung ausgleichen. Wird eine kritische Schmierespalthöhe h_{er} unterschritten, berühren sich Rauheitsspitzen der integrierten Real-Oberflächen und es kommt zu Mischreibungszuständen. Hier wirkt

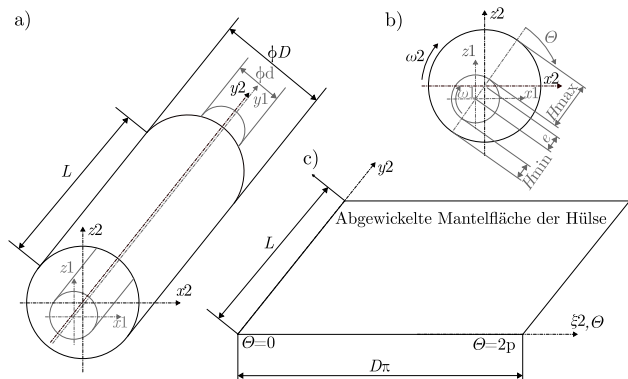


Abb. 4.13: Modellbildung des Kettengelenks als Gleitlager-ähnliches Modell: a) Räumliche Darstellung b) Gelenkspalt definierende Parameter c) abgewickeltes Berechnungsfeld (nach [MTLB16])

neben dem hydrodynamischen Druck des Schmierstoffs auch der Festkörperdruck p_c zwischen den sich berührenden Bauteiloberflächen, was in Summe die Gesamtdruckverteilung ergibt.

Zur Bestimmung des Festkörperdrucks wird eine integrale Festkörperkontaktdruckkurve verwendet, welche in Abbildung 4.14 dargestellt ist. Die dort aufgetragene Kurve zeigt den integralen Festkörperdruck p_c in Abhängigkeit der Schmierstalthöhe h . Die Kurve steht repräsentativ für den Kontakt zweier exemplarischer Oberflächentopographie-Ausschnitte des TTS. Diese werden mit dem in Kapitel 4.2.2 vorgestellten Konfokalmikroskop aufgenommen.

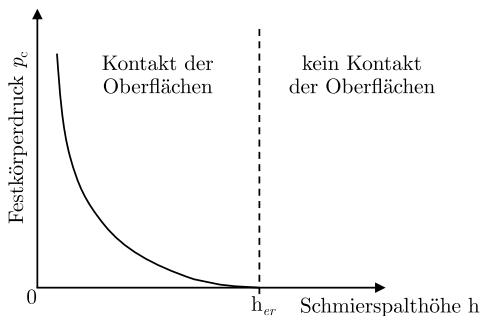


Abb. 4.14: Schematische Darstellung einer Festkörperkontaktdruckkurve mit der kritischen Schmierstalthöhe h_{er} als Grenze zwischen Flüssigkeits- und Festkörperkontakt nach [Bart10]

In numerischen Berechnungen werden die entdimensionierten Messgrößen und Parameter dann in dimensionslose Gleichungen überführt. Die Kalkulation der Druckverteilung und Spalthöhen erfolgt in einem rechteckigen Gitter. Abbildung A.1 zeigt den Ablaufplan der Druckberechnung im Gelenkspalt. Das Verfahren endet, wenn sich eine Druckverteilungsänderung zwischen zwei Iterationen unterhalb eines Schwellwerts einstellt. In die Berechnungen fließen auch makroskopische Einflüsse wie die Formabweichungen der Hülseinnenkontur oder die Biegung des Kettenbolzens infolge der Kettenzugkraft mit ein. SIMO KAMGA et al. erweiterten das Simulationsmodell um die Berücksichtigung einer masseerhaltenden Kavitationsberechnung. Zudem sind Aufprägungen von in die Bauteiloberfläche eingelassenen, geometrischen Strukturen realisierbar. Hierzu stehen diverse Formen wie kreisrunde Näpfchen oder keilförmige Taschen zur Verfügung. Diese Strukturen sind angelehnt an in Gleitlagern verwendete Anordnungen hydrodynamisch wirkender Features oder Schmierstoffreservoirs [SMMO22]. Solche Vertiefungen können beispielsweise durch Mikroschleifen [KBAA17] in die Oberfläche eingebracht werden und so durch kontinuierlich neu entstehende verengende Schmierpalte den Aufbau tragender Schmierfilme begünstigen [WPS15].

Das Simulationsmodell ermittelt zum einen Höhe und Verteilung des Gesamtdrucks im Schmierpalt des BHK, zum anderen wird dieser Druck in hydrodynamische und Festkörperdruckanteile zerlegt. Vor allem der Festkörperdruck ist aufgrund seiner Dominanz für diese Ausarbeitung von Relevanz. Nähere Informationen zum EHD-Modell nach MAGYAR finden sich in [MTLB16], [MTFB17] und [MTLB18].

4.3.2 Mehrkörpersimulation von Kettengetrieben in RecurDyn

Die Belastung in TTS kann messtechnisch oftmals nicht erfasst werden, sodass simulative Methoden zur Ableitung von Lastdaten wie Kräften, Geschwindigkeiten und Wegen zum Einsatz kommen. Aus diesem Grund werden am MEGT Kettenprüfstände auch mittels der kommerziellen MKS-Software RECURDYN nachgebildet, um zusätzliche Daten neben den experimentell ermittelten Messwerten zu erhalten. Außerdem werden die Modelle genutzt, um Lastkollektive zu erstellen, die, wie in Kapitel 4.1.1 erläutert, die Aktorik des Kettengelenktribometers ansteuern und somit eine realitätsnahe Bauteilprüfung ermöglichen.

Die Software verfügt über ein integriertes Ketten-Toolkit, das den Aufbau parametrierter Kettentriebe mit genormten Kettenbauformen ermöglicht. So lassen sich Antriebsstränge aus vordefinierten Bausteinen kombinieren, denen entsprechende aus experimentellen Versuchen oder analytisch bestimmte Kenngrößen wie Trägheitsmomente J_i , (Torsions-) Steifigkeiten c_i , (Torsions-) Dämpfungen d_i oder Massen m_i zugeordnet werden können. Der für diese Ausarbeitung relevante Zwei-Rad-Kettentrieb-Aufbau verfügt über Zähnezahlen am Antrieb von $z_{\text{an}} = 17$ und am Abtrieb von $z_{\text{ab}} = 45$. Aus den Zähnezahlen resul-

tieren Teilkreisdurchmesser der Kettenräder von 86,39 mm am Antrieb sowie 227,58 mm am Abtrieb. Wie in Kapitel 4.1.2 beschrieben wird für die Untersuchungen im Rahmen dieser Ausarbeitung ein Kettentrieb bestehend aus $X = 120$ Gelenken der Baugröße ANSI 50 verwendet. Aus der Gelenkzahl X und der gewählten Übersetzungskonfiguration resultiert ein Achsabstand von 705 mm bei einer Gesamtkettenlänge von 1905 mm. Das entsprechende Simulationsmodell inklusive der Last- und Bauteilparameter ist in Abbildung 4.15 dargestellt.

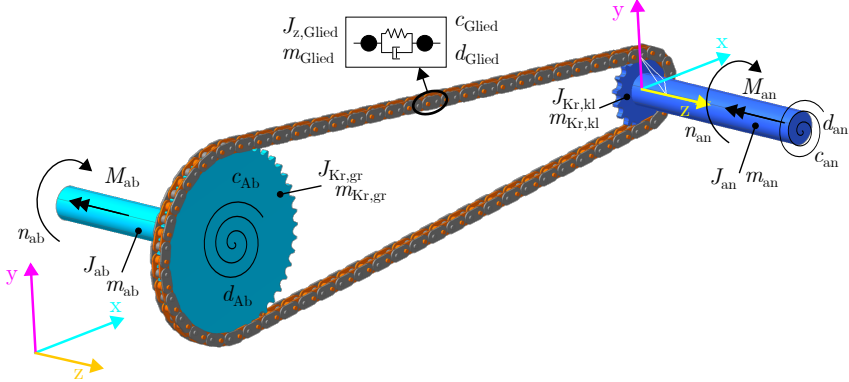


Abb. 4.15: MKS-Modell des Antriebselemente-Prüfstands inkl. Kettenprüfmodul (Rollenkette ANSI 50, Anzahl Kettenglieder $X = 120$, Kettenlänge: 1905 mm, Zähnezahl Antrieb $z_{an} = 17$, Zähnezahl Abtrieb $z_{ab} = 45$, Achsabstand: 705 mm)

Wie auch bei etablierten MKS-Modellen anderer am MEGT eingesetzter Kettenprüfstände erfolgt die Validierung und Anpassung dieses Modells in mehreren Schritten. Zum einen wird der Leertrumdurchhang im Stillstand ermittelt. Dieser kann experimentell in Trummittte gemessen werden und mit der Gelenkverschiebung senkrecht zur Kettenspur in der Triebenebene des MKS-Modells verglichen werden. Zusätzlich wird die sich einstellende Kettenspur bei verschiedenen stationären Betriebspunkten gegenübergestellt. Dazu wird diese am realen Trieb fotografisch erfasst und extrahiert [Sapp16; BKS17]. Somit können die simulierten Kettenspuren anhand der nun digitalisierten Spuren mit den Messwerten validiert werden.

Aus der Mehrkörpersimulation werden vor allem Daten extrahiert, die die Belastung und Relativbewegung im BHK beschreiben. Anhand dieser Daten können detaillierte Betrachtungen der tribologischen Vorgänge im TTS erfolgen sowie entsprechende Lastkollektive für die Steuerung des KGT erzeugt werden. Eine exemplarische Lastkurve für den Umlauf eines Kettengelenks des in Abbildung 4.15 gezeigten Modells ist in Abbildung 4.16a) dar-

gestellt. Hierbei wird eine Antriebsdrehzahl am kleinen Kettenrad von $n_{\text{an}} = 1000 \text{ min}^{-1}$ und ein Lastdrehmoment am Abtrieb von $M_{\text{ab}} = 270 \text{ Nm}$ angenommen. Die vier Abwinkelvorgänge, bei denen es im Kettengelenk zu Relativbewegung kommt, sind entsprechend mit den eingefärbten Strecken A1-A2 bis D1-D2 markiert. In der Darstellung in Abbildung 4.16b) fällt auf, dass nur während des Auslaufs aus dem großen Kettenrad ins Lasttrum hinein (B1-B2) und entsprechend während des Einlaufens auf das kleine Kettenrad aus dem Lasttrum (C1-C2) Relativbewegung unter hohen Kontaktkräften auftritt.

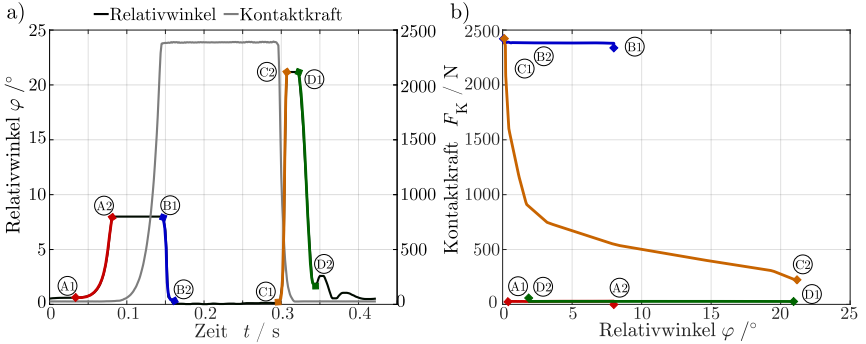


Abb. 4.16: Ableitung der Lastbedingungen aus dem MKS-Modell des Kettenmoduls aus Kapitel 4.1.2 (Rollenkette 10-B1, $p = 15,875 \text{ mm}$, Drehzahl kleines Kettenrad $n_{\text{an}} = 1000 \text{ min}^{-1}$, Drehmoment großes Kettenrad $M_{\text{ab}} = 270 \text{ Nm}$) a) Lastkurve bestehend aus Relativwinkel- und Kontaktkraftverlauf eines Kettengelenks entlang der Kettenspur b) Kontaktkraft im Bolzen-Hülsen-Kontakt während der Abwinkelvorgänge

Die aus der Simulation gewonnenen Daten dienen neben der Ansteuerung der Prüfstands-aktorik auch als Eingangsgrößen für weitere simulative Schritte wie z.B. das EHD-Modell aus Kapitel 4.3.1 sowie als Bezugsgröße für die experimentell ermittelten Messgrößen. Last- und Bewegungsdaten werden für die Beschreibung von Kontakten benötigt und wie in Kapitel 2.5.2 erläutert als Bezugsgröße für Verschleißkenngrößen verwendet.

5 Experimentelle Untersuchungen

Mit Hilfe von experimentellen Untersuchungen an Rollenketten soll der Einfluss der Formabweichung der Kettengelenkkomponenten auf das Verschleiß- und Reibungsverhalten näher betrachtet werden. Zudem dienen die ermittelten Daten als Eingangsgröße des in Kapitel 6 vorgestellten reibenergetischen Verschleißberechnungsansatzes. Im Folgenden werden die relevanten Verschleiß- und Reibungsparameter sowie die erfassten Daten aus den Bauteiluntersuchungen vorgestellt.

5.1 Verwendete Ketten-Prüflinge

Die im Rahmen dieser Ausarbeitung eingesetzten und untersuchten Ketten sind einfache Rollenketten der Baugröße ANSI 50 nach [DISO606]. Der Aufbau derartiger Ketten ist in Kapitel 2.1 detailliert dargestellt. Es kommen zwei Kettentypen vom Einsatz, die gegenübergestellt werden sollen. Diese unterscheiden sich zum einen in der Auswahl der eingesetzten Werkstoffe und zum anderen in der Herstellung der Kettenkomponenten. Nähere Informationen zu eingesetzten Werkstoffen der Prüflinge, die für das Kettengelenk von Relevanz sind, sind Tabelle 5.1 zu entnehmen. Detaillierte Analysen der Prüflinge werden in den Kapiteln 5.1.1 bis 5.1.3 ausgeführt.

5.1.1 Bauteilkonturen der Komponenten

Neben den eingesetzten Werkstoffen unterscheiden die betrachteten Ketten sich auch leicht in den geometrischen Abmaßen, wie Tabelle 5.2 zeigt. Allerdings reichen diese Kriterien für nähere Betrachtungen sowie den Aufbau eines detaillierten Simulationswerkzeugs nicht aus. Die Konturen der Gelenkkomponenten wie Bolzen und Hülsen werden zur genaueren Betrachtung mittels der in Kapitel 4.2.1 beschriebenen taktilen

Tab. 5.1: Eingesetzte Werkstoffe für die Kettenkomponenten

Komponente	Kette A	Kette B
Bolzen	Einsatzstahl mit ca. 0,2 Ma-% C sowie Anteilen von Cr, Mn und Mo	Vergütungsstahl mit ca. 0,2 Ma-% C sowie Anteilen von Mn und B
Hülse	Vergütungsstahl mit ca. 0,22 Ma-% C	Vergütungsstahl mit ca. 0,2 Ma-% C
Laschen	C45	C45

Tab. 5.2: Für das Kettengelenk relevante geometrische Maße der untersuchten Ketten

Parameter	Kette A	Kette B
Baugröße	ANSI 50	ANSI 50
Teilung p	5/8" (15,875 mm)	5/8" (15,875 mm)
Durchmesser Bolzen d_B	$5,046 \pm 0,005$ mm	$5,043 \pm 0,005$ mm
Länge Bolzen l_B	$20,344 \pm 0,015$ mm	$20,334 \pm 0,043$ mm
Innendurchmesser Hülse $d_{H,i}$	$5,202 \pm 0,015$ mm	$5,184 \pm 0,004$ mm
Außendurchmesser Hülse $d_{H,a}$	$7,015 \pm 0,009$ mm	$7,188 \pm 0,003$ mm
Länge Hülse l_H	$13,661 \pm 0,007$ mm	$13,66 \pm 0,058$ mm
Mittleres Gelenkspiel Δs	$0,156 \pm 0,016$ mm	$0,141 \pm 0,006$ mm

Form- und Konturmessung analysiert. Hierbei steht vor allem die Abweichung der Hülseinnenkontur von einem idealen Zylinder im Fokus, da diese für das Verschleißverhalten von Ketten einen erheblichen Einfluss hat, wie aus Kapitel 2.5.2 hervorgeht.

Abbildung 5.1 zeigt exemplarisch die Ergebnisse der Konturmessung von Bolzen und Hülse beider Kettenvarianten. Hierbei wird zum einen die abgewickelte Mantelfläche der im TTS Kettengelenk befindlichen Bauteiloberfläche sowie eine dreidimensionale Darstellung der Kontur gezeigt. Hierbei liegt der Kontaktbereich, gekennzeichnet durch die blaue Linie in der 3D-Darstellung, bei $\phi = 0^\circ$ in der Mitte der Abwicklung. Auf die unterschiedliche Skalierung der Farbskalen für Bolzen und Hülse ist in der Darstellung zu achten. Bolzen unterliegen fertigungsbedingt in der Regel kleineren Abweichungen vom idealen Zylinder als es bei den Hülse in Folge der Einschnürungen der Fall ist.

Die obere Reihe in Abbildung 5.1 zeigt exemplarisch je eine Bauteilkontur für einen Bolzen von Kette A und B, die stellvertretend typische Konturmerkmale für die Kettenvariante aufweisen. Für den Bolzen von Kette A ist eine grundlegend gleichmäßige Zylindrizität zu erkennen. Die Abweichungen von der idealen Zylinderform zeigen sich als Welligkeit über die gesamte Mantelfläche, die aus dem Prozess des Spitzenlosschleifens resultiert. Jedoch ist diese Welligkeit hinsichtlich ihrer Amplitude nicht sehr ausgeprägt. Die Bolzen von Kettenvariante B weisen ebenfalls eine grundsätzlich zylindrische Form mit geringen Abweichungen auf. Die Endbereiche der Bolzen, die im Presssitz mit den Außenlaschen stehen und somit keine für das Kettengelenk relevanten Bauteilbereiche darstellen, zeigen sehr deutliche Formabweichungen. Diese können zum einen aus der Fertigung der Bolzen (Trennen der Bolzen aus dem Halbzeug) und zum anderen aus Verformungen aus der vorhergehenden Montage stammen, da die analysierten Bolzen aus montierten Ketten entnommen wurden.

Die Einschnürung der Hülseinnenkontur bei Kette A lässt sich sehr gut erkennen. Die Be-

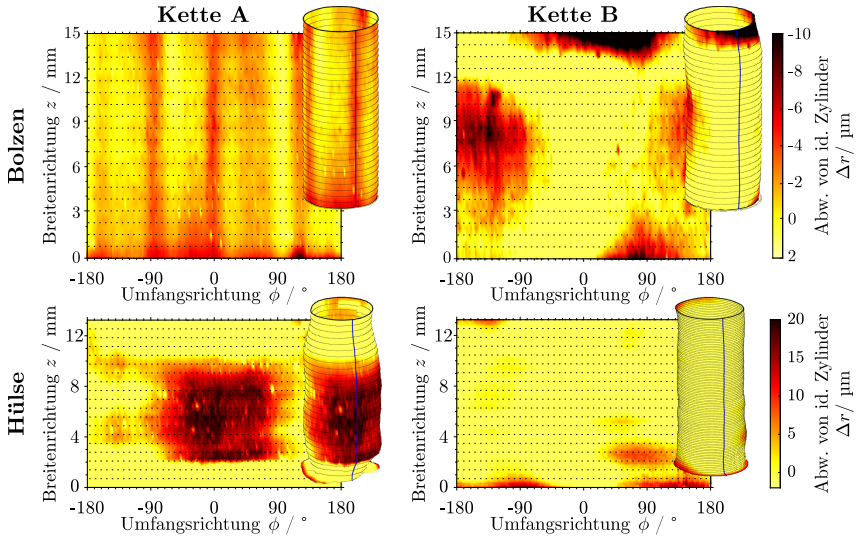


Abb. 5.1: Exemplarische Bauteilkonturen eines Bolzens und einer Hülse im Neuzustand für beide Kettenvarianten (Abwicklung und 3D-Darstellung)

reiche an den Bauteilenden weisen eine einen geringeren Durchmesser als die im mittleren Bereich gelegenen Areale auf. Vor allem im Kontaktbereich ist eine starke Abweichung zu erkennen. Dies zeigt auch die Darstellung der Konturlinien aus Abbildung 5.2. Hier sind die gemittelten Hülseinnenkonturen beider Kettenvarianten dargestellt. Dazu wurden je sechs Hülsen analysiert und deren gesamte Innenkontur im Mittel durch eine Spline-Kurve auf eine Linie reduziert. Die äußersten Randbereiche werden durch die Fasen und vom Oberflächenbehandlungsprozess geprägt. Zu erkennen ist, dass Kette A über sehr ausgeprägte Radiusabweichungen von bis zu $30\mu\text{m}$ aufweist. Dem gegenüber steht die sehr homogene Konturlinie der Hülsen von Kette B, die über einen großen Bereich entlang der Hülsenachse nur sehr geringe Abweichungen von maximal $3\mu\text{m}$ von der idealen Zylinderform aufweist.

5.1.2 Bauteiloberflächen der Komponenten

Auch wenn Kettenkomponenten, hier vor allem die Hülsen, auf der makroskopischen Skala erkennbare Form- und Konturabweichungen aufweisen, ist die mikroskalige Betrachtung der Bauteiloberflächen für die Charakterisierung der Komponenten elementar wichtig. Rauheiten beeinflussen das Schmierungs- und Einlaufverschleiß-Verhalten von TTS maßgeblich [KOS21; SJK19]. Deshalb wird mit Hilfe des in Kapitel 4.2.2 vorgestellten Kon-

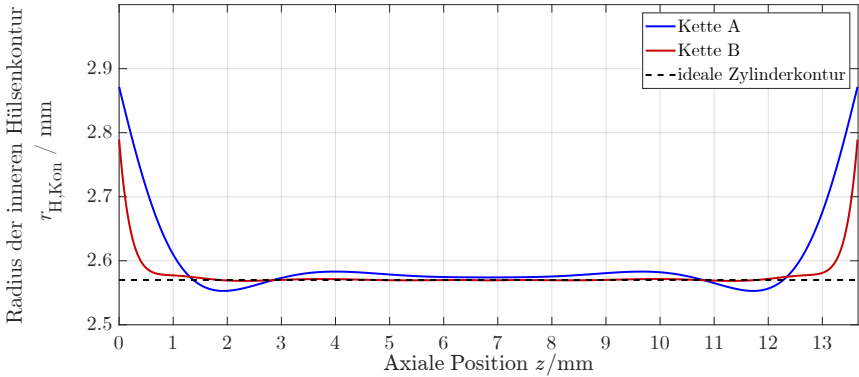


Abb. 5.2: Vergleich der Hülsenkonturen der betrachteten Kettenvarianten (ideale Zylinderkontur als Referenz)

fokalmikroskops die Oberflächentopographie analysiert. Abbildung 5.3 zeigt exemplarisch einen Oberflächenausschnitt eines Bolzens und einer Hülse für beide Kettenvarianten. Die aus der flächenhaften Analyse ermittelten Oberflächenparameter nach DIN EN ISO 25178-2 [DISO25178-2] der Komponenten S_k , S_{pk} , S_{vk} , S_{mr1} und S_{mr2} , die zur Beschreibung der 3D-Materialanteilskurve dienen, sind in Abbildung 5.4 aufgeführt. In der Darstellung entsprechen die Fehlerbalken der Standardabweichung der Messreihen. Hierbei zeigt sich, dass die Bolzen von Kette B deutlich rauere Oberflächentopographien aufweisen als alle anderen betrachteten Komponenten. Der direkte Vergleich zu den Bolzen der Kette A zeigt, dass die Oberflächenstrukturen eine aus der finalen Oberflächenbehandlung (Spitzenlosschleifen) stammenden Richtung aufweisen, während alle anderen Komponentenoberflächen nicht vergleichbar bzw. geordnet strukturiert sind. Vor allem die hier analysierten innenliegenden Mantelflächen der Hülsen sind nach dem Urformprozess nur erschwert zugänglich, weshalb weitere Oberflächenbehandlungen nicht möglich sind. Daraus resultieren prozessbedingt rauere Oberflächen im Vergleich zu geschliffenen Bauteilen. Lediglich ansatzweise lassen sich linienförmige Riefen erahnen, welche auf die Fließrichtung (Hülsen-Rotationsachse entspricht x-Achse im Diagramm) während des Kaltfließpressens hindeuten.

Aus den Balkendiagrammen in Abbildung 5.4 geht ebenfalls hervor, dass die mittels Abdruckmasse gewonnenen Daten der inneren Hülsen-Mantelflächen sehr gut mit den Messdaten der Hülsen korrelieren, die aufgetrennt und deren Oberflächen direkt mittels Konfokalmikroskop analysiert wurden. Unter Berücksichtigung der Standardabweichung überschneiden sich die sämtliche Parameter-Datenintervalle. Somit bietet diese Methode eine gute Möglichkeit, Hülsen zerstörungsfrei hinsichtlich ihrer Oberflächentopographie

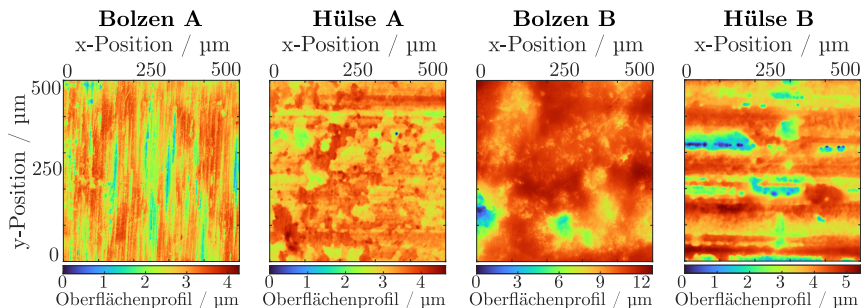


Abb. 5.3: Exemplarische Darstellung der Oberflächentopographien der Kettenkomponenten aus der optischen Analyse mittels Konfokalmikroskop

zu untersuchen.

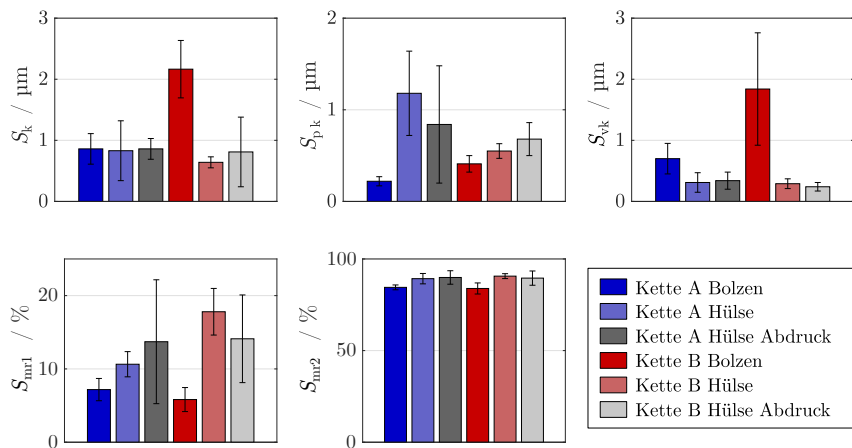


Abb. 5.4: 3D-Oberflächenparameter aus der Materialanteilskurve der Kettenkomponenten im Auslieferungszustand (Fehlerbalken: Standardabweichung aus zwölf Messungen)

5.1.3 Randschichtaufbau der Komponenten

In Kooperation mit der Arbeitsgruppe Werkstoffprüfung (AWP) sowie dem Lehrstuhl für Werkstoffkunde (WKK) der RPTU wurden die Kettenkomponenten bezüglich ihres Randschichtenaufbaus analysiert. Hierbei wurden in der AWP Querschliffe aller für das Kettengelenk relevanten Bauteile angefertigt und lichtmikroskopische Aufnahmen

sowie Analysen mittels Rasterelektronenmikroskopie/energie dispersiver Röntgenspektroskopie (REM-EDX) durchgeführt. In Abbildung 5.5 sind beispielhaft Lichtmikroskopie-Aufnahmen von Querschliffbildern eines Bolzens der Kettenvariante A sowie einer Hülse der Variante B dargestellt. Für alle untersuchten Kettenkomponenten sind analoge Gefügeverläufe feststellbar. Eine Veränderung des metallischen Gefüges ist in beiden Proben zu erkennen. Der Querschliff des Bolzens in Abbildung 5.5 a) zeigt in den nahe an der Mantelfläche, außen gelegenen Bereichen ein fein strukturiertes Gefüge, welches ab einer Tiefe von ca. 200 μm deutliche Veränderungen hin zu einer größeren Struktur aufweist. Dies lässt auf ein Einsatzhärten der Bolzen schließen. Die Hülse zeigt, wie in Abbildung 5.5 b) zu erkennen, einen beidseitigen Gradienten in der Gefügestruktur. Analog zu den Bolzen herrschen an den Mantelflächen feine Gefüge vor, welche zum Kern hin größere Körner ausbilden. Hierbei liegt die innere, konkave Mantelfläche, welche Teil des TTS Kettengelenk ist, oben links in der Darstellungen. Die konvexe Fläche rechts unten steht entsprechend mit der Rolle in Kontakt.

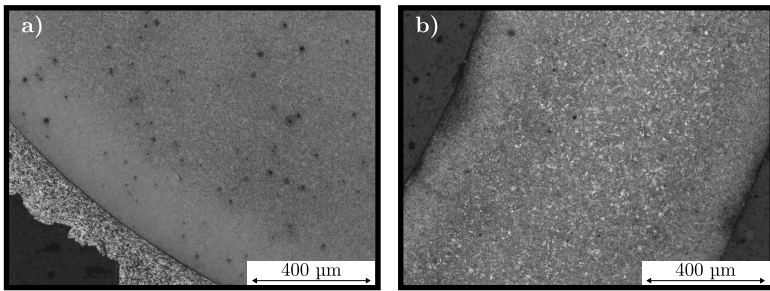


Abb. 5.5: Lichtmikroskopieaufnahmen mit 100-facher Vergrößerung von Kettenkomponenten im Querschliff: a) Bolzen von Kette A b) Hülse von Kette B

Ein analoger Gradient ist im Verlauf der Bauteilhärte zu erkennen, wie er in den Abbildungen 5.6 für die Bolzen und 5.7 für die Hülse als Mittelwert von je vier analysierten Proben pro Bauteilvariante dargestellt ist. Mittels Eindringversuchen wurde an Messpunkten mit einem Abstand von 0,03 mm und einer Prüfkraft von 100 mN die Mikrohärt nach VICKERS (HV) ermittelt. Der erste Messpunkt ist ca. 0,02 mm vom Rand entfernt. Die Stärke der gehärteten Randschicht gibt Aufschluss darüber, wie lange die betrachtete Kette betrieben werden kann, ehe die Verschleißtiefe den weicheren Materialkern und somit die dritte Verschleißphase des zerstörenden Endverschleißes erreicht (vgl. 2.5.2). Es ist zu erkennen, dass die Randbereiche der beiden Bolzenvarianten erhöhte Oberflächenhärten aufweisen. Hier werden bei Variante A lokale Härten von im Mittel bis zu 916 HV 0.01 erreicht, wohingegen Bolzen B mit 864 HV 0.01 eine geringfügig weichere Rand-

schicht besitzt. Diese harten Randschichten erstrecken sich für beide Bolzentypen bis in eine Tiefe von ca. 0,2 mm. Der weiche Kernbereich mit Härten von ca. 620 HV 0.01 für Bolzen A und 570 HV 0.01 für Bolzen B wird bei beiden Kettenvarianten ab einer Tiefe von ungefähr 0,5 mm erreicht. Die randnahe Härte der innen liegenden Hülsefläche, die im Kettengelenk mit dem Bolzen in Kontakt steht, weist mit ca. 860 HV 0.01 für Kette A und ca. 935 HV 0.01 für Kette B ähnlich hohe Maximalwerte auf, wie sie auch für die Bolzenoberfläche erkennbar sind. Zusätzlich zeigt die in Abbildung 5.7 aufgeführte Härte eine wannenförmigen Verlauf. Sowohl zur innen als auch zur außen liegenden Oberfläche hin steigt die Härte von der Materialmitte der Hülse aus an. Dies lässt sich analog zum Bolzen auch in den Lichtmikroskopieaufnahmen (vgl. Abbildung 5.5) durch die feiner werdende Gefügestruktur zu den Randbereichen hin erkennen.

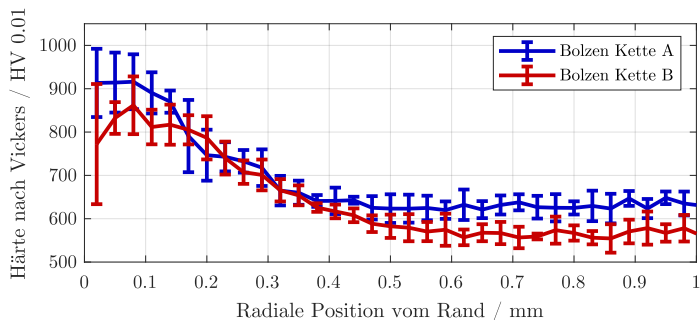


Abb. 5.6: Verlauf der randnahen Härte (VICKERS 0.01) der Kettenbolzen beider Varianten (Fehlerbalken zeigen die Standardabweichung aus 16 Messungen)

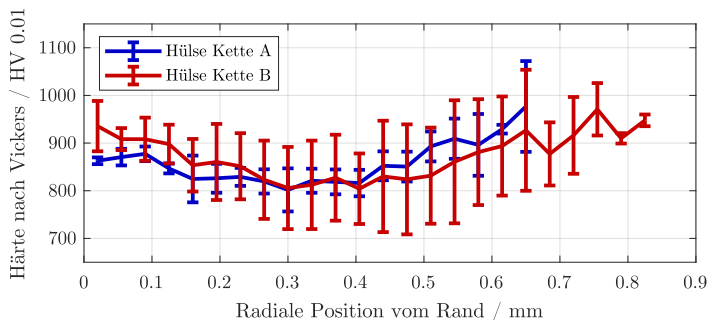


Abb. 5.7: Verlauf der randnahen Härte (VICKERS 0.01) der Kettenhülsen beider Varianten gemessen von der innen liegenden zur äußeren Bauteiloberfläche (Fehlerbalken zeigen die Standardabweichung aus 16 Messungen)

Für beide Kettenkomponenten sind teilweise ausgeprägte Streuungen der gemessenen Härten zu erkennen. Bei den Bolzen zeigen diese sich in erster Linie am Randbereich. Die Hülsen, hier ausgeprägt bei Kette B, zeigen eine stärkere Streuung der Härte. Abweichungen im Randbereich können durch die Beeinflussung der Randzone infolge der Einbettung der Kettenkomponenten in ein Harz sein. Dieses Einbetten ist notwendig, um die Querschliffe und polierten Oberflächen zur Härtemessung herstellen zu können.

Bezieht man die Stärke der harten Randschichten und somit auch die maximale Verschleißintensität der Kettenkomponenten auf die Teilung der Kette, lassen sich für die Bolzen die Einsatzgrenzen, die durch die kritische Teilungsänderung Δp vorgegeben sind, erkennen. Bei einer Kettenlängung bzw. Teilungsänderung von 3 % beträgt der maximale, lokale Verschleißbetrag nach Formel 5.1 ca. 0,48 mm. Dieser Wert entspricht ungefähr der Tiefe, ab der der weiche Bolzenkern erreicht ist. Wird nur die sehr harte, äußere Randschicht betrachtet, entsprechen 0,2 mm einer Teilungsänderung von ca. 1,26 %. Erweitert man diese Annahme um die Härtetiefe der Hülsen, welche in einem Abstand von ca. 0,3 mm zum innen liegenden Rand das Minimum der Materialhärte erreicht, wird in Summe von Bolzen und Hülse mit ca. 0,5 mm annähernd der in Formel 5.1 errechnete Betrag von 0,48 mm erreicht.

$$\Delta p = p \cdot 3\% = 15,875 \text{ mm} \cdot 0,03 \approx 0,48 \text{ mm} \quad (5.1)$$

Die eingesetzten Werkstoffe zur Herstellung von Kettenkomponenten unterscheiden sich oftmals in Abhängigkeit der Einsatzbedingungen und der Kettenhersteller. Zwar ist die Werkstoffgruppe, aus der die einzelnen Komponenten gefertigt werden, oftmals bekannt (siehe 2.2), allerdings werden in der Regel seitens der Hersteller keine detaillierten Angaben zu den am Markt erhältlichen Antriebsketten gemacht. Um trotzdem die in dieser Ausarbeitung verwendeten Kettenkomponenten bestmöglich gegenüberstellen zu können, wurden durch die AWP EDX-Analysen der Proben angefertigt. Anhand dieser Spektren können die Legierungselemente und Bestandteile von Werkstoffen nachgewiesen und neben deren Existenz auch die Zusammensetzung quantitativ bestimmt werden. Ein exemplarisches Spektrum ist in Abbildung 5.8 für einen Bolzen der Kettenvariante A dargestellt. Es zeigen sich für die untersuchten Kettenvarianten leichte Abweichungen in den verwendeten Materialien.

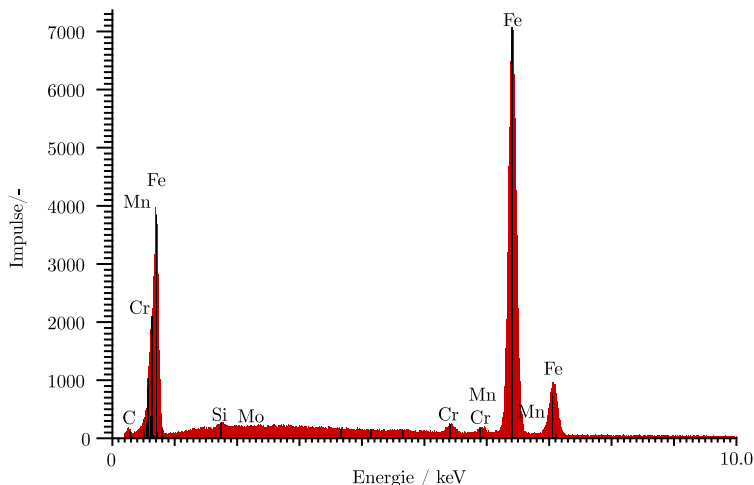


Abb. 5.8: EDX-Spektrum des Materials von Bolzen A: Anhand der Peaks innerhalb des Spektrums können Legierungselemente des verwendeten Stahls detektiert werden

5.2 Versuchsparameter und Betriebsbedingungen

Die experimentellen Untersuchungen beider vorgestellten Kettenvarianten werden zur Wahrung der Vergleichbarkeit mit einer Auswahl festgelegter Versuchsparameter durchgeführt. Diese sind wie in Kapitel 4.3.2 aus einem realen Kettentrieb abgeleitet und repräsentieren damit Verschleißuntersuchungen auf dem Kettenmodul des AEP (vgl. 4.1.2). Zusätzlich sind sie auch für die simulativen Lastfälle als Referenz geplant.

5.2.1 Eingesetzte Kettenschmierung

Die untersuchten Kettenvarianten werden häufig im industriellen Einsatz verwendet. In mobilen Anlagen werden entweder zentrale Schmier Systeme verbaut [Linc12] oder es erfolgt eine manuelle Nachschmierung in Intervallen bei Instandhaltungsarbeiten [DI-SO10823]. Die Erstschrnerung, die durch den Hersteller erfolgt, wird in Tauchbädern oder bei niedrigviskosen Schmierstoffen wie Fetten und Wachsen sogar erhitzt in Warmtauchbädern appliziert [Klüb19]. Vor allem in staubigen Umgebungsbedingungen kommen vorwiegend letztere Schmierstoffe zum Einsatz [Wipp15]. Aus den für die Prüfketten relevanten Anwendungsfeldern und einhergehenden Schmierstoffen wird eine Schmierung

mit einem kommerziellen Kettenwachs für diese Ausarbeitung ausgewählt.

Der eingesetzte Schmierstoff wird zur Betriebsschmierung und Korrosionsprävention verwendet. Es handelt sich dabei um ein Petrolatum-basiertes Schmiermittel, das aus hochbehandeltem Mineralöl, Seifen und Additiven besteht [Idem09]. Aus extern durchgeführten Analysen mittels Atom-Emissions-Spektroskopie geht hervor, dass dem Schmierstoff als Additive in erster Linie Kalzium (153 mg/kg) sowie Barium (12 mg/kg) und Phosphor (6 mg/kg) zugegeben sind. Zudem beinhaltet das Wachs einen Wasseranteil nach der KARL FISCHER-Methode [Fisc35] von 134 ppm.

Aufgrund der niedrigen Viskosität und Haftung an den Bauteiloberflächen, bildet es weiche, dicke Schichten auf den Kettenkomponenten nach dem Auftragen. Aufgrund des Tropfpunkts bei 68 °C ist ein vollständiges Erhitzen oberhalb dieser Temperatur notwendig, um ein Eindringen in den Schmierpalt des Kettengelenks zu ermöglichen. Weitere Informationen zum Schmierstoff sind in Tabelle 5.3 aufgeführt. [Idem09]

Tab. 5.3: Schmierstoffdaten des Kettenwachs [Idem09]

Parameter	Einheit	Wert
Tropfpunkt	°C	68
Schmelzpunkt	°C	97
Penetration bei 10 °C	-	299
Penetration bei 25 °C	-	364
Viskosität bei 120 °C	mPa s	195

Die Kettensegmente, die in das KGT verbaut werden, werden in einem Ultraschallbad gereinigt. Dazu werden diese in Cyclohexan eingelegt und für eine Dauer von 15 min im Reinigungsbad gehalten, um die Initialschmierung des Herstellers aus allen Tribokontakten zu entfernen. Zusätzlich werden so Verunreinigungen entfernt, die durch das Anschleifen der Bolzenverstemmung beim Anfertigen der kurzen Kettensegmente entstehen, um die Bolzen durch die Laschenbohrungen pressen zu können. Anschließend wird ein mit Kettenwachs befülltes Gefäß über ein Wasserbad auf ca. 80 °C erhitzt. Die Kettensegmente werden in dem verflüssigten Wachs kontinuierlich für eine Zeit von fünf Minuten bewegt, wobei ein Abwinkeln der Prüfelenke ebenfalls notwendig ist. Somit ist ein gleichmäßiger Schmierstoffeintrag in die Schmierpalte möglich. Abschließend werden die Segmente aus dem Bad entnommen und der überschüssige Schmierstoff abtropfen gelassen.

5.2.2 Lastkollektive und Betriebsbedingungen

Die Lastkollektive, die zur Steuerung der Prüfstandsaktorik am KGT verwendet werden, bestehen wie in Kapitel 4.1.1 erläutert aus dem zeitlichen Verlauf von Winkelpositionen

(Signal für Schwenkantrieb) und Zugkraft-Vorgaben (Signal für Linearaktor). Diese können frei definiert werden, um beispielsweise harmonische Sinus-Kurven und konstante Zugbelastungen auf das Prüfgelenk aufzuprägen. Für die Verschleißuntersuchungen in dieser Ausarbeitung werden drei Lastkollektive (LK) gewählt, die aus konkreten Betriebspunkten und dem Trieblayout des Kettenprüfmoduls des AEP mittels MKS abgeleitet werden. Die Darstellung eines exemplarischen Verlaufs ist in Abbildung 4.16 zu finden.

Für die Untersuchungen werden zwei Drehzahlen und zwei Lastdrehmomente ausgewählt, woraus sich drei Lastkollektive ergeben. Alle Lastkollektive unterscheiden sich so nur in einem Betriebsparameter im direkten Vergleich. Die Parameter der Kollektive sind in Tabelle 5.4 aufgeführt. Zusätzlich sind die für den Einsatz von Ketten relevanten Kenngrößen wie Kettengeschwindigkeit sowie mittlere Kontaktpressung und Kontaktgeschwindigkeit im Gelenk aus den Daten abgeleitet. Die Belastung im Kettengelenk wird zur Auslegung durch die mittlere Kontaktpressung $p_{k,m}$ ausgedrückt, welche sich aus der Kettenzugkraft F_z und der projizierten Fläche zwischen Bolzen und Hülse ergibt. Diese Fläche $A_{k,proj}$ ist durch das Produkt aus Formel 5.2 definiert. Die Kettengeschwindigkeit v_k leitet sich aus der Antriebsdrehzahl am Ritzel n_{an} , der Kettenteilung p sowie der Zähnezahl z_{an} ab, wie Gleichung 5.3 zeigt. Die Kontaktgeschwindigkeit im BHK lässt sich mit Hilfe des Bolzenradius r_B und der Rotations- bzw. Winkelgeschwindigkeit der Schwenkbewegung des Bolzens bestimmen. Da Beschleunigungseffekte vernachlässigt werden, wird eine konstante mittlere Kontaktgeschwindigkeit $u_{k,m}$ definiert. Wie Gleichung 5.4 zeigt, kann diese Geschwindigkeit durch den Bolzenradius r_B , den Schwenkwinkel φ sowie die Dauer der Schwenkbewegung $t_{Schwenk}$ ermittelt werden. Letztere ergibt sich aus der Schwenkfrequenz bei harmonischen Schwenkbewegungen (wie in Kapitel 5.4 verwendet) oder kann aus den Ergebnissen der MKS (siehe 4.3.2) entnommen werden.

$$p_{k,m} = \frac{F_z}{A_{k,proj}} = \frac{F_z}{2 \cdot r_B \cdot l_H} \quad (5.2)$$

$$v_k = \omega \cdot \frac{p}{2 \cdot \sin \frac{180}{z_{an}}} = \pi \cdot n_{an} \cdot \frac{p}{\sin \frac{180}{z_{an}}} \quad (5.3)$$

$$u_{k,m} = \frac{2\pi \cdot \varphi \cdot r_B}{360^\circ \cdot t_{Schwenk}} \quad (5.4)$$

Die Lastkollektive unterscheiden sich neben der im Kettengelenk herrschenden Kontaktpressung auch in der Relativgeschwindigkeit im BHK. Aus den unterschiedlichen Antriebsdrehzahlen, die die Lastkollektive abbilden, resultieren auch verschieden lange Gleitwege s_{ges} zwischen Bolzen- und Hülsoberfläche bei gleicher Versuchslaufzeit. Der Gleitweg

Tab. 5.4: Aus dem Referenz-Kettentrieb (vgl. Kapitel 4.1.2) abgeleitete Lastkollektive für Verschleißuntersuchungen

Parameter	Einheit	LK1	LK2	LK3
Antriebsdrehzahl Ritzel n_{an}	min^{-1}	300	1000	1000
Kettengeschwindigkeit v_k	m/s	1,36	4,52	4,52
mittlere Kontaktgeschwindigkeit $u_{k,m}$	mm/s	26,6/7,2	93/23,9	93/23,9
Ritzel/gr. Kettenrad				
Schwenkwinkel pro Lastzyklus φ	$^\circ$		58,35	
Schwenkwinkel am Ritzel/gr. Kettenrad φ	$^\circ$		21,176/8	
Gleitweg je Gelenkumlauf /Zyklus s_{Zykl}	mm	2,57	2,57	2,57
gesamter Gleitweg (100 h) s_{ges}	m	656,99	2189,82	2189,82
Dauer eines Gelenkumlaufs /Zyklus t_{Zykl}	s	1,4	0,42	0,42
Anzahl Schwenkbewegung (100 h) n	-	257014	854174	854174
Abtriebsdrehmoment gr. Kettenrad M_{ab}	Nm	125	50	125
Kettenzugkraft F_z	N	1098,5	439,4	1098,5
mittlere Kontaktpressung $p_{k,m}$	N/mm ²	15,9	6,4	15,9

s_{Zykl} , der während des Umlaufs eines Kettengelenks im gesamten Trieb bzw. des Durchlaufens eines Zyklus der Lastkollektive auf dem KGT zurückgelegt wird, wird zum einen aus den Amplituden der Abwinkelvorgänge am kleinen und großen Kettenrad ($\varphi_{Kr,kl} = 21,18^\circ$ und $\varphi_{Kr,gr} = 8^\circ$) sowie zum anderen dem Bolzendurchmesser d_B bestimmt, wie Formel 5.5 zeigt.

$$s_{Zykl} = \frac{2 \cdot (\varphi_{Kr,kl} + \varphi_{Kr,gr}) \cdot \pi \cdot d_B}{360^\circ} \quad (5.5)$$

Der vom Trieblayout abhängige Gleitweg pro Umlauf s_{Zykl} hängt nicht von den Betriebsbedingungen ab. Deren Einfluss äußert sich erst bei der Betrachtung des in Summe zurückgelegten Gleitwegs über die gesamte Betriebsdauer s_{ges} , wie der Zusammenhang aus Formel 5.6 zeigt. Dieser wird von der Betriebsdauer bzw. Laufzeit der Kette t sowie der Dauer eines einzelnen Gelenkumlaufs (also auch LK-Zyklus auf dem KGT) t_{Zykl} definiert. Aus Tabelle 5.4 sind die Gleitwege pro Gelenkumlauf sowie über die gesamte Versuchslaufzeit von $t = 100$ h zu entnehmen.

$$s_{ges} = \frac{t}{t_{Zykl}} \cdot s_{Zykl} \quad (5.6)$$

Alle Versuche werden unter Raumtemperatur durchgeführt. Da die Prüfelenke initial geschmiert in den Prüfstand verbaut werden und keine weitere, kontinuierliche Schmierstoffzufuhr erfahren, ist eine Temperierung der Kettensegmente wie in anderen Arbeiten (vgl. [Beck20] und [MOS21]) nicht möglich. Die Umgebungstemperatur im Labor des KGT beträgt annähernd 21°C .

5.3 Verschleißuntersuchungen

Die in Kapitel 5.1 vorgestellten Kettenvarianten A und B werden in experimentellen Untersuchungen hinsichtlich ihres Verschleißverhaltens betrachtet. In diesem Kapitel wird zuerst auf die aus den Messdaten abgeleiteten Parameter eingegangen und deren Bedeutung erläutert, bevor anschließend die Ergebnisse aus den Verschleißuntersuchungen gezeigt werden. Die Analysen der Bauteiloberflächen nach der Beanspruchung werden ebenfalls hier gezeigt.

5.3.1 Verschleißkenngrößen

In Kapitel 4.1.1 wird die Messdatenaufzeichnung am KGT erläutert. Eine der zentralen Messgrößen, die während des Prüfbetriebs aufgezeichnet wird, ist die Gelenklängung Δl im Prüfkettengelenk. Diese wird kontinuierlich bestimmt, wodurch der Verschleißfortschritt während des Prüflaufs beobachtet und für weitere Analysen nutzbar gemacht wird.

Zur Gewährleistung guter Vergleichbarkeit zwischen einzelnen Experimenten werden die Verschleiß-Verlaufskurven, welche als der lineare Verschleißbetrag W_1 entlang einer Raumdimension interpretiert werden können, analysiert und daraus drei das Verschleißverhalten charakterisierende Parameter ermittelt:

- Einlaufverschleißbetrag $W_{1,0}$
- Steigung der Verschleißkurve im stationären Verschleißbereich k_1
- Einlaufhalbwertszeit T_{ii}

Anhand der aufgeführten Parameter kann eine an die Messdaten modellierte Näherungskurve erzeugt werden, die sich auf die Gleichung nach LENAUER et al. bezieht, siehe Gleichung 5.7. Diese wurde aus dem Verschleißverhalten von Kolbenringen im Kontakt zu den Zylinderlaufbahnen in Verbrennungskraftmaschinen abgeleitet und beschreibt den Übergang vom Einlaufverschleißverhalten zum Betrieb mit stationärem Verschleißverhalten. [LWJV13]

$$W_{1,\text{modell}} = W_{1,\text{modell}} \cdot (1 - e^{-\ln(2) \cdot \frac{t}{T_{ii}}}) + k_1 \cdot t \quad (5.7)$$

Die Anwendung dieser Näherungsgleichung an einem Beispiel für Kettenvariante A ist in Abbildung 5.9 zu erkennen. Dort ist in grau die gemessene Gelenklängung Δl aufgetragen, an die sich die in rot dargestellte modellierte Näherungskurve $W_{1,\text{modell}}$ anschmiegt. Hierfür wird der Beginn des stationären Verschleißverhaltens bestimmt und die Steigung der von dort fortlaufenden Messdatenkurve k_1 ermittelt. Das stationäre Verschleißverhalten beeinflusst die Kettengebrauchsdauer am stärksten, da der sich einstellende Betrag für k_1

die Geschwindigkeit beschreibt, mit der der Kettenendverschleiß erreicht wird. Im in Abbildung 5.9 gezeigten Beispiel beginnt die Phase des stationären Verschleißverhaltens bei ca. $t = 35$ h. Anhand des stationären Verhaltens wird eine lineare Verschleißinterpolation durchgeführt, welche in blau zu sehen ist. Die Ordinate dieser Geraden definiert den Einlaufverschleißbetrag $W_{1,0}$, im Beispiel ca. $3,5 \mu\text{m}$. Dieser Betrag beschreibt den Anteil der Kettengelenklängung, der in der frühen Betriebsphase entsteht und von Einflussgrößen wie Bauteilkontur und -oberflächen geprägt ist. Der dritte Parameter, die Einlaufhalbwertszeit T_{ri} , beschreibt den Zeitpunkt, bei dem 50% des Einlaufverschleißbetrags (in diesem Fall $0,5 \cdot W_{1,0} = 1,75 \mu\text{m}$) erreicht sind. Je kürzer diese Periode, desto schneller verschleißt das Kettengelenk in der frühen Nutzungsphase und die Verschleißkurve verläuft steiler. Eine kurze Einlaufhalbwertszeit führt zu einem ausgeprägten degressiven Verschleißverhalten mit zügigem Übergang zum stationären Verschleiß.

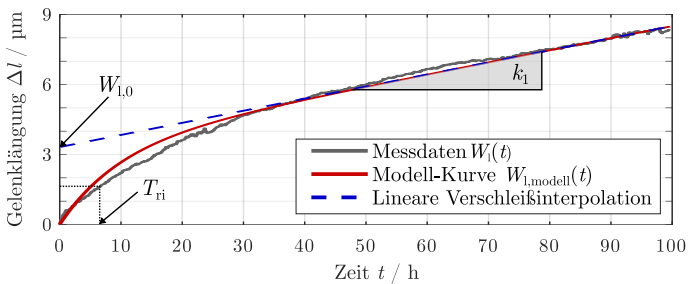


Abb. 5.9: Ableitung der Verschleißparameter nach LENAUER [LWJV13] $W_{1,0}$, k_1 und T_{ri} aus den Online-Messdaten der Gelenklängung im Prüfkettensegment (in Anlehnung an [Beck20])

Des Weiteren wird zur Verschleißcharakterisierung das abgetragene Verschleißvolumen W_v betrachtet. Dieses wird zudem als Eingangsgröße für die simulativen Untersuchungen in Kapitel 6 benötigt. Die Ermittlung des Verschleißvolumens erfolgt wie in Kapitel 4.2.1 beschrieben aus den Konturmessungen der Kettenkomponenten nach den Prüfläufen. Aus den planimetrischen Verschleißbereichen W_q in jeder Messebene der Konturmessung wird entlang der Zylinderachse des zu vermessenden Bauteils das Verschleißvolumen W_v integriert.

Auf der mikroskopischen Ebene werden die Proben hinsichtlich ihrer Oberflächentopographie untersucht, um Rückschlüsse auf die Verschleißmechanismen zu ziehen. Hierzu kommt das in Kapitel 4.2.2 beschriebene Konfokalmikroskop zum Einsatz. Die analysierten Oberflächensegmente werden anhand der in Kapitel 5.1.2 genannten Parameter analog zum Neuzustand charakterisiert.

5.3.2 Ergebnisse der Verschleißuntersuchungen

Gelenklängung und Verschleißparameter

Zur Analyse des Verschleißverhaltens beider Kettenvarianten werden Dauerversuche mit einer Laufzeit von $t = 100$ h auf dem KGT durchgeführt. Wie in Kapitel 5.2 aufgeführt wird durch die Verwendung dreier ausgewählter Lastkollektive mit unterschiedlichen Kettenzugkräften und Abwinkelgeschwindigkeiten der Einfluss der jeweiligen Betriebsgröße auf die Gelenklängung untersucht. Je Lastkollektiv werden drei Wiederholversuche durchgeführt.

Beide Kettenvarianten zeigen ein Verschleißverhalten, welches dem Verhalten aus den Modellannahmen nach LENAUER entspricht [LWJV13]. Zu Beginn der Laufzeit ist der degressive Einlaufverschleiß zu beobachten, welche sich durch eine anfangs hohe Verschleißgeschwindigkeit auszeichnet, die im weiteren Verlauf stark abnimmt. Es schließt sich ein annähernd lineares Verschleißverhalten an, welches bis zum Endzeitpunkt der experimentellen Untersuchungen beibehalten wird.

In den in Abbildung 5.10 gezeigten Verschleißkurven entsprechen alle Einzelversuche, die durch dünnere Punkt-Strich-Linien dargestellt sind, dieser Modellvorstellung. Die zugehörigen gemittelten Kurven aller Einzelversuche je Kettenvariante und Lastkollektiv sind als durchgehende, stärkere Linien zu sehen. Schwankungen in den Kurven sind erkennbar und können durch zyklische, kleine Temperaturänderungen im Prüffeld (Abstand der Peaks zueinander annähernd 24 h und somit tageszeitabhängig) sowie Schwankungen der Kühlwassertemperatur der Prüfstandsaktorik begründet werden. Die zentrale Kühlwasserversorgung der RPTU, an der das KGT mit allen drei Prü fzellen ebenfalls angeschlossen ist, verfügt nicht über eine aktive Kühlung, weshalb in Abhängigkeit der Systemnutzung an der gesamten Forschungsstätte die Wassertemperatur um mehrere Kelvin schwanken kann. Eine Beeinflussung der experimentellen Prüfaufbauten ist oftmals unausweichlich. Gerade bei Untersuchungen unter Raumtemperatur-Bedingungen ohne aktive Temperierung der Prübaufbauten oder des zugeführten Schmierstoffs sind diese Schwankungen nicht zu kontrollieren. Ausgeprägte zyklische Schwankungen sind vor allem bei den Untersuchungen von Kette A unter LK 3 zu erkennen. Die erhöhte Dynamik aufgrund der kürzeren Zykluszeiten und somit stärkeren Winkelbeschleunigungen der Schwenkwelle bei den Untersuchungen mit LK2 und LK3 verstärkt diese Effekte. Die Verschleißverläufe beider Kettenvarianten unter dem langsam laufenden LK1 zeigen diese Schwankungen nicht. Eine gemittelte Darstellung von zeitlichen Verläufen ist per se nicht für alle Anwendungen sinnvoll. Hier jedoch hilft sie, die auftretenden Schwankungen der Einzelversuche zur Analyse der Ergebnisse zu dämpfen und die Vergleichbarkeit der Kettenvarianten zu erleichtern. Zudem sind Mittelungen über mehrere, einzelne Kettengelenke als Grundlage zur Messung

der Gelenklängung in der Norm DIN ISO 606 [DISO606] ebenfalls vorgegeben.

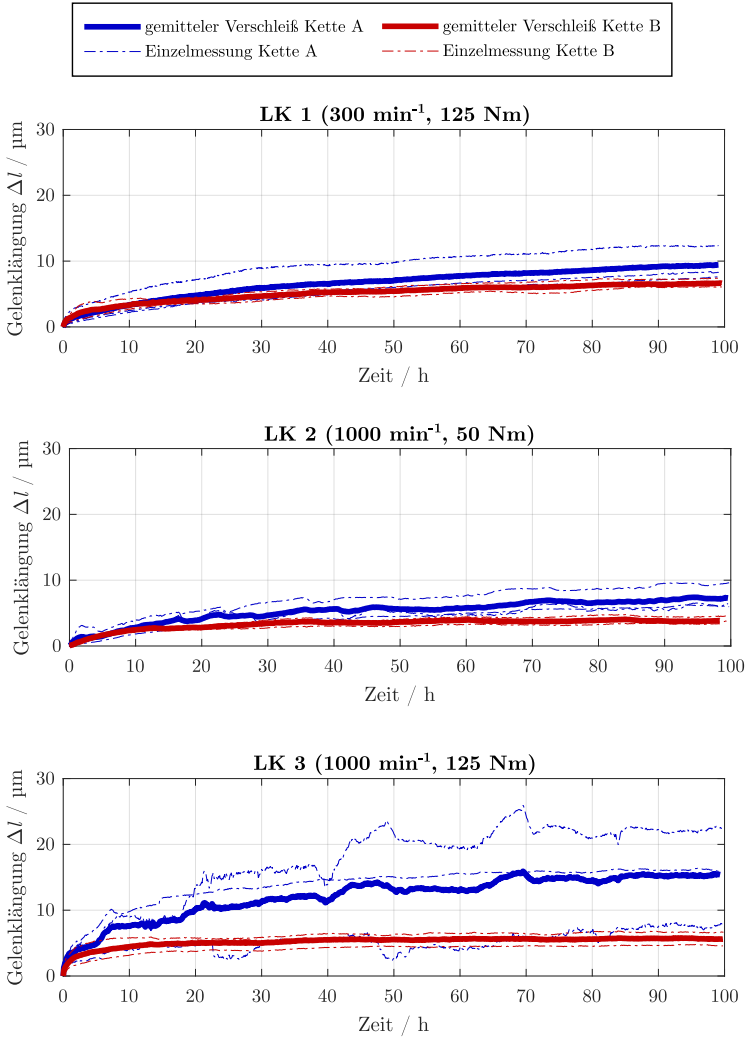


Abb. 5.10: Zeitliche Verläufe der Gelenklängung Δl für die Kettenvarianten A und B mit je drei Wiederholversuchen unter Verwendung von drei unterschiedlichen Lastkollektiven (Strich-Punkt-Linie: Einzelmessung, dicke Linie: Mittelwert der Messungen)

Bei den Untersuchungen mit LK1 fällt auf, dass alle Einzelversuche innerhalb eines engen

Bereichs liegen und nur eine geringe Streuung zu verzeichnen ist. Hierbei gleichen sich die Einzelversuchskurven von Kette B am stärksten. Für Kette A wird eine mittlere Gelenklängung von ca. $9,49\ \mu\text{m}$ erreicht, wohingegen sich die Gelenke von Kette B nur um $6,7\ \mu\text{m}$ im Mittel längen. Dies entspricht einer Verschleißreduktion um ca. 29,4 %. Die Werte für die Gelenklängung Δl sind ebenfalls im Balkendiagramm oben links in Abbildung 5.11 aufgeführt. Darin beschreibt der Balken die mittlere Längung, die Fehlerbalken zeigen die Maximal- und Minimalwerte der Einzelversuche an.

Ein ähnliches Verschleißverhalten zeichnet sich auch bei LK2 ab. Während bei Kette B die Einzelversuche kaum voneinander abweichen, zeigen sich bei Kette A die oben beschriebenen Schwankungen teilweise ausgeprägter. Zudem ist der initiale Anstieg mit hoher Verschleißgeschwindigkeit in den frühen Betriebsphasen weniger ausgeprägt als bei LK1. Dieser Effekt ist vor allem in Abbildung 5.12 beim Vergleich der Kurven für LK1 und LK2 beider Kettenvarianten zu erkennen.

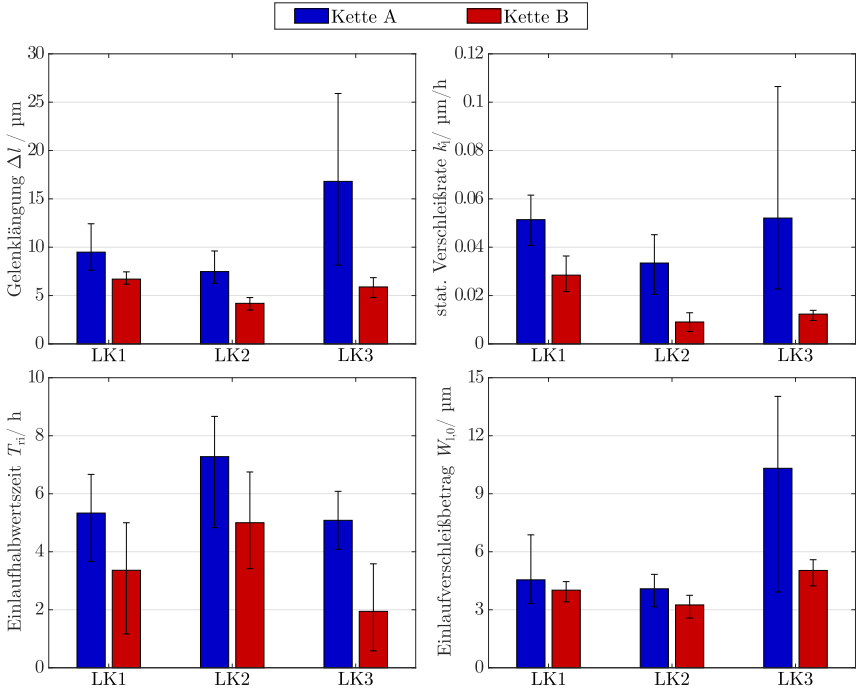


Abb. 5.11: Vergleich der Verschleiß-Modell-Parameter nach LENAUER für die Kettenvarianten A und B in Abhängigkeit des aufgeprägten Lastkollektivs (von oben links nach unten rechts): Gelenklänge Δl nach einer Laufzeit von $t = 100$ h, stationäre Verschleißrate k_1 , Einlaufhalbwertszeit T_{r1} und Einlaufverschleißbetrag $W_{1,0}$ (Fehlerbalken entsprechen Maximal- und Minimalwert aus den drei Wiederholversuchen)

Analog zum Verschleißverhalten unter LK1 unterscheiden sich die untersuchten Kettenvarianten auch bei LK2 deutlich in den nach 100 h erreichten mittleren Gelenklängen. Beide LK unterscheiden sich zwar sowohl in der Kontaktgeschwindigkeit als auch in der nominellen mittleren Gelenkflächenpressung, jedoch scheint die höhere Verschleißresistenz von Kette B nicht von den Betriebsparametern abzuhängen. Die Prüfelenke von Variante A werden im Durchschnitt ca. $7,48 \mu\text{m}$ und die von Variante B um $4,19 \mu\text{m}$ gelängt. Daraus resultiert eine erhebliche Abweichung von 43,91 %.

Das LK mit der am höchsten übertragenen Leistung ist LK3. Dies äußert sich auch in einem ausgeprägten Verschleißverhalten und somit einer deutlich erkennbaren Gelenklänge Δl vor allem bei den Untersuchungen mit Kette A. Die Einzelversuchskurven

von Kette A weichen auch stark voneinander ab. Im frühen Betriebsstadium ähneln die Kurven und das Verhalten aber den Versuchen mit LK1 sehr, wie aus Darstellung der Gelenklängung in Abhängigkeit des zurückgelegten Gleitwegs s in Abbildung 5.12 hervorgeht. Die Streuung der Einzelversuche von Kette B liegen für alle LK und Wiederholungen auf einem vergleichbaren Niveau, was auch die Ausprägung der Fehlerbalken in Abbildung 5.11 bestätigt. Im Durchschnitt längt sich Kette A unter Beaufschlagung mit LK3 am deutlichsten mit einer gemittelten Gelenklängung von ca. $16,81\ \mu\text{m}$. Die Abweichungen zwischen den untersuchten Kettenvarianten werden mit zunehmender übertragender Leistung noch deutlicher. So ist für Kette B nach gleicher Laufzeit eine mittlere Gelenklängung von nur $5,89\ \mu\text{m}$ zu erkennen, was einer Reduktion von fast 65% entspricht.

LK3 gleicht in der mittleren Kontaktgeschwindigkeit im BHK $u_{k,m}$ LK2 und der nominalen Gelenkpressung $p_{k,m}$ LK1, weswegen sie auch zum Vergleich der LK untereinander geeignet ist. Eine direkte Vergleichbarkeit zwischen den beiden Kettenvarianten A und B ist bei der Analyse der Gelenklängungsfortschritte auch bei der Auftragung über die Versuchslaufzeit möglich, wie es in Abbildung 5.10 dargestellt ist. Allerdings sind Vergleiche zwischen unter unterschiedlichen Betriebsparametern erzeugten Bauteilverschleißausprägungen selten sinnvoll. Daher empfiehlt es sich, wie in Kapitel 2.5.2 erläutert, den Verschleiß in Relation zu geeigneten Bezugsgrößen zu setzen. In dieser Ausarbeitung wird dazu der zurückgelegte Gleitweg s im BHK als Referenz genommen.

Die Gegenüberstellung der Gelenklängung Δl zum Gleitweg s ist in Abbildung 5.12 gezeigt. Dort sind die gemittelten Kurven aus Abbildung 5.10 aufgetragen. Die Kurven der beiden Kettenvarianten sind farblich voneinander getrennt, die verwendeten Lastkollektive sind in den Kurven durch verschiedene Linienstrukturen dargestellt. Aufgrund der deutlich niedrigeren Kontaktgeschwindigkeit bzw. Drehzahl des abzubildenden Kettentriebs erreicht LK1 nach einer Laufzeit von $t = 100\ \text{h}$ auch weniger als ein Drittel des gesamten Gleitwegs s der anderen beiden LK. Beim direkten Vergleich der LK 1 und 3 fällt auf, dass beide in der frühen Phase des Betriebs ein sehr ähnliches Verschleißverhalten aufweisen. Die Kurven beider Kettenvarianten steigen für die zwei betrachteten LK sehr steil an, was einer ausgeprägten und intensiven Gelenklängung entspricht. Zudem ist ein Anschmiegen der Längungskurven der jeweiligen Kettenvariante beider LK festzustellen. Die starke Kohärenz zwischen den Kurven zeigt, dass der Gelenkverschleiß in Kettengelenken hinsichtlich der Betriebsbedingungen in erster Linie von der Pressung im Kontakt bestimmt wird. Der Einfluss der Kontaktgeschwindigkeit ist in den in Abbildung 5.12 gezeigten Ergebnissen zwar in Form leichter Abweichungen zwischen den Verläufen der unterschiedlichen LK erkennbar, allerdings dominiert das von der Pressung bestimmte Verschleißverhalten.

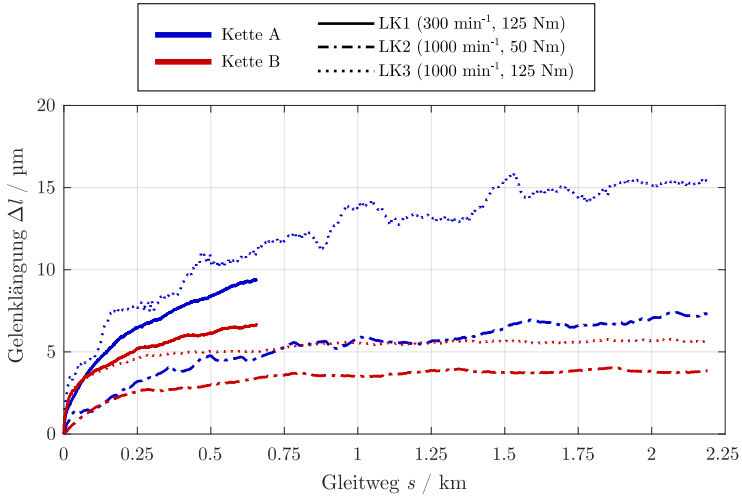


Abb. 5.12: Aus drei Wiederholversuchen gemittelte Verläufe der Gelenklängung Δl aus Abbildung 5.10 in Abhängigkeit des zurückgelegten Gleitwegs s für beide untersuchten Kettenvarianten und alle drei aufgeprägten Lastkollektive

Der Vergleich der LK mit gleicher Kontaktgeschwindigkeit $u_{k,m}$ im BHK, also LK2 mit LK3, zeigt auch hier, wie sehr die Gelenklängung von der übertragenen Last bzw. der Kontaktpressung abhängt. Dabei sind die Auswirkungen auf die beiden Kettenvarianten zwar qualitativ vergleichbar, unterscheiden sich jedoch stark in der quantitativen Betrachtung. Aufgrund der höheren Pressung im BHK wird in LK3 nach gleicher Laufleistung bei Kette A eine um im Mittel 9,33 mm höhere Gelenklängung erreicht, was einer relativen Steigerung von 125 % entspricht. Bei Kette B, die sich hauptsächlich hinsichtlich der Hülseninnenkontur deutlich von Kette A absetzt, beträgt die Zunahme im Vergleich dazu nur 1,7 mm, d.h. die Gelenklängung nimmt um rund 40 % zu. Kette A reagiert mit entsprechend ausgeprägterem Verschleißverhalten auf zunehmende übertragene Leistung im Kettengelenk und verschleißt nahezu unabhängig von der Kontaktgeschwindigkeit im BHK stärker als Kette B.

Zur detaillierteren Betrachtung des Verschleißverhaltens werden die Verschleiß beschreibenden Parameter des Modells nach LENAUER herangezogen (siehe Kapitel 5.3.1). Gerade beim Vergleich verschiedener Kettenvarianten oder Schmierstoffe ist es sinnvoll, die Verschleißphänomene bestmöglich zu quantifizieren. Bei der Verwendung unterschiedlicher Betriebszustände oder Trieblayouts ist eine Vergleichbarkeit nur eingeschränkt möglich.

Das relevanteste Maß für die maximale Gebrauchsdauer ist die stationäre Verschleißrate k_1 . Sie beschreibt im Anwendungsfall hier die Gelenklängung in Abhängigkeit der Laufzeit. Je kleiner dieser Parameter ausfällt, desto ausgeprägter ist der Verschleißwiderstand des Tribosystems Kettengelenk. Da die stationäre Verschleißrate k_1 das Langzeitverhalten der Gelenklängung beschreibt, zeigen sich beim Vergleich zwischen den Werten der beiden betrachteten Kettenvarianten für die jeweiligen LK eindeutige Parallelen zur oben beschriebenen Analyse der gesamten Gelenklängung Δl . In Abbildung 5.11 sind alle Verschleiß-Modell-Parameter dargestellt. Es fällt direkt auf, dass die gemittelte stationäre Verschleißrate für Kettenvariante B in allen betrachteten Betriebspunkten deutlich niedriger ausfällt als für Kette A. Durch das Bereinigen der Verschleißkurven von den Einlaufvorgängen, die separat analysiert werden, zeigt sich, dass Kette B für LK1 (geringe Kontaktgeschwindigkeit, hohe Pressung) eine um ca. 45 % geringere Verschleißrate aufweist. Die Raten liegen hierbei bei 0,05 $\mu\text{m}/\text{h}$ für Kette A und 0,03 $\mu\text{m}/\text{h}$ für Kette B. Die Streuung der Einzelversuche, welche durch die Fehlerbalken als Maximal- und Minimalwerte der Wiederholversuche in Abbildung 5.11 dargestellt ist, ist zwischen beiden Kettenvarianten vergleichbar groß. Noch deutlicher wird die Differenz bei den LK mit hoher Kontaktgeschwindigkeit. Hier wächst die Abweichung zwischen Kette A und B auf ca. 73 % bei LK2 (niedrige Pressung) und sogar auf 76,3 % für LK3 (hohe Pressung) an. Zudem fällt auf, dass die Streuungen für die Raten von Kette A zunehmen, wohingegen das Betriebsverhalten von Kette B sich durch konstant niedrige Streuungen auszeichnet. Für den Vergleich der LK untereinander für eine Kettenvariante empfiehlt sich wieder, den Verschleiß auf den zurückgelegten Weg zu beziehen. Durch die Umrechnung auf den in Tabelle 5.4 aufgelisteten Gleitweg nach 100 h Laufzeit lassen sich die Verschleißerscheinungen wie oben beschrieben detaillierter vergleichen. Die größeren Werte für Kette A und somit auch die Abweichungen zwischen den beiden Kettenvarianten bleiben konstant. Beim Vergleich der LK untereinander lassen sich deutlich kleinere Raten für LK2 und LK3 im Vergleich zu LK1 mit geringer Kontaktgeschwindigkeit feststellen, wie aus der Darstellung in Abbildung 5.13 hervorgeht. Hier zeigt sich ein großer Zusammenhang zwischen der stationären Verschleißrate k_1 und der Kontaktgeschwindigkeit $u_{k,m}$ im BHK: Je höher die Kontaktgeschwindigkeit ist, desto niedriger fällt die stationäre Verschleißrate aus. Dieser Zusammenhang konnte bereits von BECKER erkannt werden [Beck20]. Zudem zeigt sich, dass die Verschleißraten für die LK mit hohen Kontaktgeschwindigkeiten für die jeweilige Kettenvariante auf einem vergleichbaren Niveau und auch innerhalb der zugehörigen Fehlerbalken des Vergleichskollektivs liegen.

Das Einlaufverschleißverhalten von tribologischen Systemen wird in der in dieser Ausarbeitung verwendeten Parameter-Analyse durch die Einlaufhalbwegszeit T_{r1} sowie den Einlaufverschleißbetrag $W_{1,0}$ beschrieben. Diese absoluten Werte werden nicht auf andere Betriebsgrößen wie den Gleitweg bezogen. Für Kettenvariante A lassen sich höhere

Dauern von T_{ri} erkennen als für Kette B. Die Intervalle, in denen sich die Parameter für alle drei LK einer Kettenvariante befinden, schneiden sich alle im Bereich der Fehlerbalken. Insgesamt sind die Werte für T_{ri} mit Werten zwischen 0,6 und 8,6 h im Vergleich zur Kettengebrauchsdauer sehr gering. Bei der Annahme von einer Teilungsänderung von $\Delta p = 3\% \cdot p$ lassen sich Einsatzdauern unter Annahme einer gleichbleibenden stationären Verschleißrate k_1 von mindestens $t \approx 9300$ h (Bsp.: Kette A, LK1) abschätzen. Allerdings ist diese Annahme sehr theoretisch und dient nur zur Veranschaulichung der Größenordnung für T_{ri} , da sie gleichbleibende Schmierungs- und Kontaktbedingungen voraussetzt.

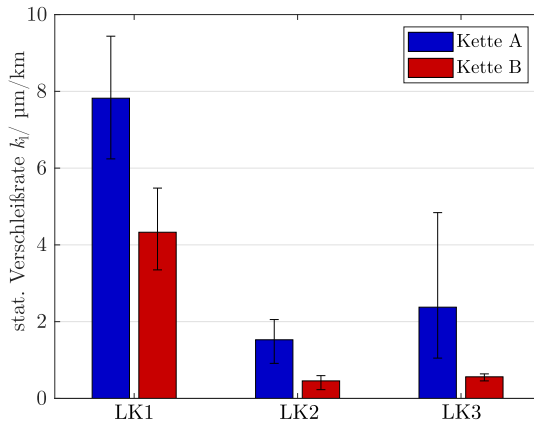


Abb. 5.13: Stationäre Verschleißrate k_1 des Verschleißmodells nach LENAUER bezogen auf den zurückgelegten Gleitweg s im Bolzen-Hülsen-Kontakt (Fehlerbalken beschreiben Maximal- und Minimalwert der drei Wiederholversuche)

Die Einlaufverschleißbeträge $W_{1,0}$ der durchgeführten Untersuchungen schwanken vor allem bei Kette B nur sehr wenig und sind nur geringfügig von den Betriebsparametern abhängig. Die mittleren Beträge liegen in einem Bereich von 3 bis 5 µm. Einlaufvorgänge zwischen zwei Maschinenelementen werden sehr stark von den Bauteilen selbst und weniger von den Betriebsbedingungen beeinflusst, wie in Kapitel 2.5.2 erläutert. Einebnung von Rauheiten oder Angleichung makroskopischer Formabweichungen zwischen den Kontaktpartnern spiegeln sich im Einlaufverschleißbetrag $W_{1,0}$ wieder. Entsprechend ist hier ein Vergleich der Kettenvarianten anhand des Parameters möglich. Kette A zeigt für die LK mit niedriger Leistung vergleichbare Verschleißbeträge wie Kette B, allerdings sind diese leicht erhöht und streuen auch stärker (siehe Fehlerbalken in 5.11 unten rechts). Die Streuung wird vor allem bei LK3 mit der höchsten übertragenen Leistung deutlich. Abweichungen der Verschleißparameter für einzelne LK und somit eine Streuung der Pa-

parameter scheinen typisch für Kette A und unterscheiden diese so sehr stark von Variante B.

Die gezeigten Ergebnisse beziehen sich auf initial geschmierte Kettengelenke, die maximal 100 h betrieben wurden. Es wird von nahezu konstanten Schmierungsbedingungen über die gesamte Laufzeit ausgegangen. Sobald sich aber beispielsweise die Schmierstoffmenge, dessen Qualität oder die Verteilung ändert, sind diese Annahmen nur bedingt aussagekräftig. Auch abgetragenes Material aus dem BHK, das sich im Schmierstoff anreichert, kann die Kontaktverhältnisse negativ beeinflussen. Abbildung 5.14 zeigt einen exemplarischen Verlauf eines 100-stündigen Versuchslaufs von Kette B unter LK2, bei dem diese Schmierungsbedingungen sich ab einem Zeitpunkt von $t = 40$ h sichtlich verändert haben müssen. Eine massive Zunahme des Verschleißfortschritts ist anhand der vergrößerten Kurvensteigung zu erkennen. Im Vergleich zur mittleren Gelenklängung der Experimente mit intakter Schmierung im BHK tritt bei dem gezeigten Gelenk ($\Delta l \approx 100 \mu\text{m}$) eine Erhöhung von Δl um ca. 2380 % auf. Zeitgerechtes Nachschmieren der Kettengelenke kann den Verschleißverlauf entsprechend korrigieren und die Verschleißraten wieder reduzieren [Iwis17]. Als Ursache für die Unstetigkeiten im gezeigten Verlauf in Abbildung 5.14 werden Aufhäufungen von abgetragenen Material im BHK vermutet, da es zu massiven Abtragungen gekommen ist und diese Partikel nur erschwert das Innere der Hülse verlassen können.

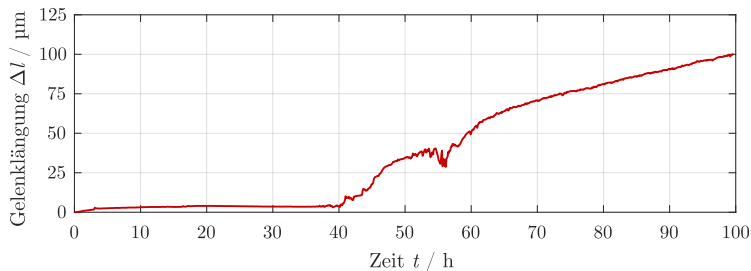


Abb. 5.14: Verschleißkurve eines Kettengelenks von Kette B unter LK2: mangelhafte Schmierung und verändertes Verschleißverhalten ab $t = 40$ h

Verschleißvolumen

Durch den im BHK auftretenden Verschleiß an den Kettenkomponenten Bolzen und Hülse wird Material an diesen Bauteilen abgetragen, wodurch eine Angleichung der Komponentenkonturen an den jeweiligen Kontaktpartner erfolgt. Zusätzlich wird im weiteren Verlauf kontinuierlich Werkstoff im Kontaktbereich entfernt, was sich als Gelenklängung bemerkbar macht (vgl. Kapitel 2.5.2).

Zur genaueren Untersuchung der Verschleißcharakteristika der betrachteten Kettenvarianten A und B ist die Erfassung der Bauteilkonturen nach den Prüfläufen notwendig. Aus dieser Messung, die in Kapitel 4.2.1 erläutert ist, kann die Konturänderung abgeleitet werden. Als wichtigster Ergebnisparameter wird das Verschleißvolumen W_V aus über die gesamte Rotationsachse hinweg verteilten Rundheitsschrieben errechnet. Die ermittelten Verschleißvolumina der Gelenkkomponenten Bolzen und Hülse in Abhängigkeit der Kettenvariante sind in Abbildung 5.15 aufgeführt. Die Balken geben das mittlere abgetragene Material für jede Komponente an, die Fehlerbalken entsprechen den Minimal- und Maximalwerten der Wiederholversuche. Es zeigt sich, dass die beiden Kettenvarianten klar differenziert werden können, da sich sowohl die Verteilung zwischen Bolzen- und Hülsenverschleiß als auch das Niveau der Verschleißerscheinungen deutlich unterscheiden.

Kette A zeigt für alle drei Lastkollektive ein ähnliches Verhalten. Hierbei erfährt die Hülse erheblich mehr Materialabtrag als der Bolzen. Eine Erklärung hierfür könnte die randnahe Bauteilhärte sein, die sich bei Kette A zwischen den Bauteilen unterscheidet. Die Differenz der in den Abbildungen 5.6 und 5.7 gezeigten randnahen Härten beträgt für Kette A bis zu 120 HV 0.01 (Streuung der Messwerte berücksichtigt), um welche der Bolzen härter ist. Das an den Hülsen abgetragene Verschleißvolumen streut allerdings erheblich, was sich mit den Schwankungen der Verschleißparameter aus Abbildung 5.11 deckt. Hier spiegelt sich die ausgeprägte Schwankung im Verschleißverhalten von Kette A wider. Die Bolzen von Kettenvariante A erfahren bei den LK mit höherer Kontaktgeschwindigkeit ausgeprägteren Verschleiß, was aber auch durch die größere zurückgelegte Gleitstrecke im Kontakt zu begründen ist. Insgesamt ist dort aber auch eine ausgeprägte Streuung erkennbar.

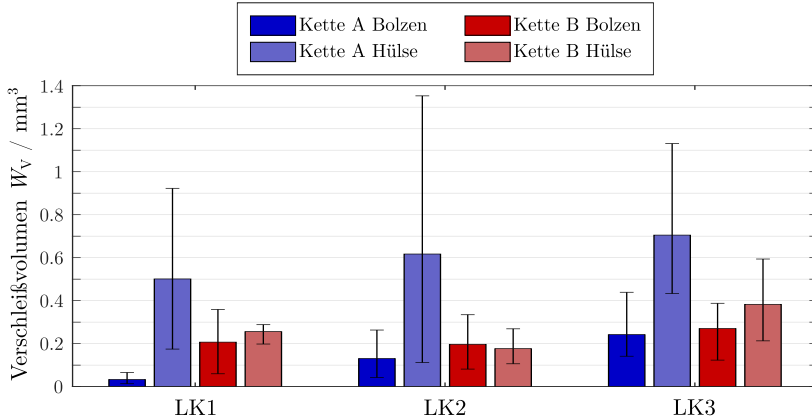


Abb. 5.15: Verschleißvolumen W_V an den Kettenkomponenten in Abhängigkeit des aufgeprägten Lastkollektivs und der Kettenvariante nach einer Versuchslaufzeit von $t = 100$ h (Fehlerbalken entsprechen den Minimal- und Maximalwerten der drei Wiederholversuche). Es ist zu beachten, dass aufgrund der höheren Vergleichsdrehzahl und somit kürzen Zyklusdauer t_{Zykl} deutlich höhere Gleitwege s für LK2 und LK3 zurückgelegt wurden.

Für Kette B sind erkennbar kleinere Verschleißvolumina an den Hülsten abgetragen worden. Dies ist für alle Betriebspunkte unabhängig von der anliegenden Last oder Kontaktgeschwindigkeit der Fall. Anders als bei Kette A sind für Kette B ähnlich hohe Volumina für Bolzen und Hülsten erkennbar, also eine gleichmäßige Verschleißverteilung auf beide Kettenkomponenten. Die Streuungen der Messwerte sind absolut betrachtet in ähnlichem oder kleinerem Umfang im Vergleich zu Kette A, erstrecken sich jedoch relativ zu den kleineren Mittelwerten über ähnliche große Abweichungsintervalle.

Wird das im BHK durch Verschleiß abgetragene Material für das gesamte Kettengelenk betrachtet, kann die Summe der Verschleißvolumina W_V von Bolzen und Hülse jeder Kettenvariante für das jeweilige LK herangezogen werden. Hierbei fällt auf, dass das gesamte Verschleißvolumen für alle LK an Kette B kleiner ausfällt als an Kette A. Für die Lastkollektive LK1, LK2 und LK3 kommt es zu einer Verringerung des Materialabtrags von 13,3%, 50% sowie 31%. Die LK mit höheren Kontaktgeschwindigkeiten zeigen hier das verschleißresistentere Betriebsverhalten von Kette B nochmals deutlich.

Neben den abgetragenen Verschleißvolumina W_V ist auch die Verschleißverteilung über den Umfang von Relevanz. Hier zeigen sich Einflüsse aus der ursprünglichen Bauteilkonformität der Kettenkomponenten und auch Beeinflussungen aus dem Betriebsverhalten wie

beispielsweise der Bolzenbiegung deutlich. Die Quantifizierung des Verschleißes in Form des Verschleißvolumens bietet jedoch eindeutigere Möglichkeiten, auf die Betriebszustände einzugehen.

Die Übertragung der Formabweichungen der Hülseninnenkontur von Kette A ist bei den Verschleißerscheinungen an den Gelenkkomponenten deutlich erkennbar. So finden sich die Bereiche mit den Einschnürungen als Verschleißflächen auf dem Bolzen wieder, wie aus den Abbildungen 5.16 (oben links) und 5.17 hervorgeht. Die Bolzenkontur passt sich der Hülseninnenkontur infolge des Materialabtrags an, was an den dunklen Stellen an den Randbereichen der Bolzenkontur von Kette A sichtbar ist. Diese Stellen zeigen eine erhöhte Abweichung von der idealen Zylinderkontur, was in diesem Fall auf lokalen Materialabtrag zurückzuführen ist. Vor allem in Abbildung 5.17 sind diese durch die Einschnürung entstandenen lokalen Verschleißbereiche in Breitenrichtung bei $z \approx 1$ mm und $z \approx 11$ mm deutlich zu erkennen. Dort sind drei exemplarische Bolzen von Kette A nach einer Laufzeit von $t = 100$ h für alle drei LK zu sehen. Für die Kontur nach LK2 und LK3 sind zum einen größere Areale betroffen als für LK1, zum anderen weisen diese auch höhere Verschleißtiefen auf (insbesondere für LK3 mit der höchsten übertragenen Leistung aller LK). In den Darstellungen ist die Welligkeit der geschliffenen Bolzen von Kette A wieder erkennbar und wird von den Verschleißerscheinungen überlagert.

Beim Vergleich der Kettenvarianten untereinander ist wiederum die ausgeprägte Formabweichung der Hülse von Kette A auffällig. Denn anders als bei Kette A ist der Verschleiß an Bolzen B über den gesamten Kontaktbereich verteilt bzw. zeigen sich keine lokalen Verschleißerscheinungen mit hoher Intensität. Einzig im Randbereich ist die Bolzenbiegung deutlich zu erkennen, da hier der Verschleiß verstärkt auftritt. Analog ist an der Hülse ebenfalls eine Verschleißverteilung entlang der Rotationsachse erkennbar (vgl. 5.16 unten rechts). Der Kontakt zwischen Bolzen und Hülse erfolgt nahezu auf der ganzen Länge und wird vor allem im unteren Randbereich von der Bolzenbiegung sowie einem möglichen Ausrichtungs- und Lagefehler der Bauteile zueinander beeinflusst. Letzteres lässt sich durch den diagonalen Verlauf des Kontaktbereichs zur Rotationsachse vermuten.

Die Hülse von Kette A (vgl. 5.16 unten links) zeigt eine Angleichung der Kontur im Kontaktbereich, da sich die Einschnürungsbereiche deutlich abtragen. Hier ist im Kontaktbereich die Kontaktlinie erkennbar. Die Bauchigkeit, die bereits in Abbildung 5.1 gezeigt ist, nimmt durch den Materialabtrag lokal ab.

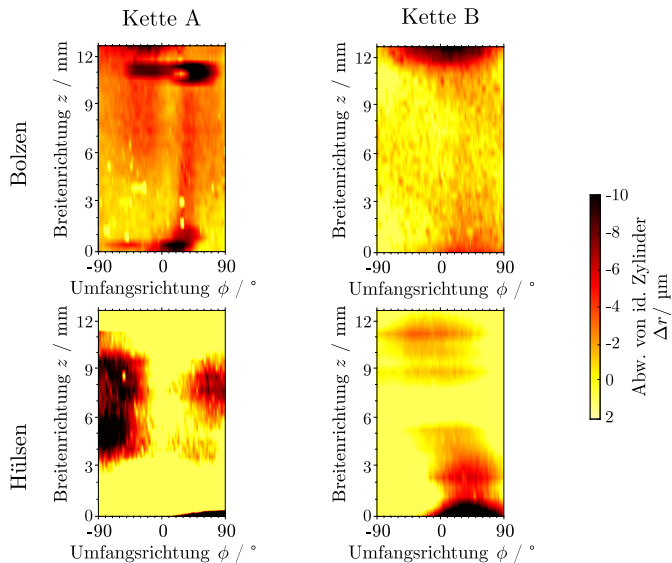


Abb. 5.16: Exemplarischer Vergleich der Oberflächenkonturen beider Kettenvarianten nach den Untersuchungen mit Lastkollektiv LK3: Darstellung des Kontaktbereichs bei der Kettenkomponenten in einer 2D-Abwicklung

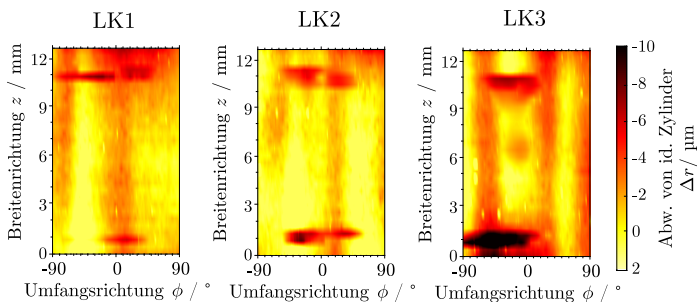


Abb. 5.17: 2D-Abwicklung der Bolzenkontur im Kontaktbereich von Kette A nach den Verschleißversuchen mit allen drei Lastkollektiven

Oberflächentopographie

Neben der makroskopischen Gestalt- und Konturanalyse ist auch eine Betrachtung der Bauteiloberflächen auf mikroskopischen Ebene zur Beurteilung des Verschleiß- und Reibungsverhaltens notwendig. Alle Probenbauteile werden nach einer Laufzeit von $t = 100$ h

hinsichtlich ihrer Oberflächentopografie analysiert.

Aus den Kontaktbereichen, in denen es zu Materialabtrag und somit Veränderungen der ursprünglichen Oberflächen-Topographie gekommen ist, werden Aufnahmen mit dem in Kapitel 4.2.2 beschriebenen Konfokalmikroskop erzeugt. Diese Ausschnitte der Größe $500\ \mu\text{m}$ mal $500\ \mu\text{m}$ dienen als repräsentative Oberflächentopographien für den Verschleißbereich des BHK. Ausgewählte Topographien aller Kettenkomponenten (Bolzen und Hülsen beider Kettenvarianten) sind in Abbildung 5.18 nach den Untersuchungen mit allen drei LK aufgeführt. Hierbei entspricht die x-Achse der Richtung der Gleitbewegung im BHK und die y-Achse verläuft parallel zur Rotationsachse der Bauteile.

Die Veränderung der Ursprungstopographien, wie sie in Abbildung 5.3 für die Bauteile im Neuzustand gezeigt sind, sind deutlich erkennbar. Es bilden sich überwiegend Strukturen in Richtung der Gleitbewegung aus. Oberflächenstrukturen aus dem Herstellungsprozess wie bspw. Schleifdrall an den Bolzen von Kette A werden infolge des Verschleißes abgetragen. Die Grübchen in den Oberflächen der fließgepressten Bauteile sind vor allem bei den Oberflächen von LK1 zu erkennen. Der niedrigste Gleitweg infolge der reduzierten Kontaktgeschwindigkeit führt zum geringsten abgetragenen Verschleißvolumen, was sich auch in der Verschleißtiefe zeigt. Es erfolgt eine Einebnung der Oberflächen, jedoch lassen sich die Ausgangsstrukturen noch deutlich erkennen. Die Einebnung ist vor allem am Bolzen von Kette B festzustellen, wie auch aus dem Vergleich der Oberflächenparameter aus Abbildung 5.19 mit den Parametern im Neuzustand (vgl. Abbildung 5.4) hervorgeht. Neben der Kernhöhe S_k nimmt auch die reduzierte Riefentiefe S_{vk} deutlich ab. Die Oberflächen der Bauteile von Kette A zeigen erhöhte Werte bei der reduzierten Spitzenhöhe S_{pk} . Insgesamt verändern sich die Parameter der Materialanteilskurve für die Oberflächen von Bolzen B am deutlichsten.

Das Lastkollektiv mit der höchsten übertragenen Leistung LK3 zeigt an den Kettenkomponenten die größten Veränderungen an den Bauteiloberflächen. Dort ist der Verschleiß intensiv genug, die Oberfläche gänzlich neu zu strukturieren. Für LK3 zeigen alle untersuchten Bauteile in Bewegungsrichtung ausgerichtete Riefen. Bei den Bauteilen des LK2, das den gleichen Gleitweg im BHK hervorruft, sind diese Erscheinungen vor allem den Komponenten von Kette A zu erkennen, welche im Vergleich zu Kette B auch den höheren Gelenkverschleiß erfahren. Bei den Oberflächen von Kette B sind die Strukturen der Ausgangsoberflächen erkennbar, wenn auch von Gleitspuren überlagert. Obwohl bei den Versuchen mit LK1 (niedrige Kontaktgeschwindigkeit, hohe Kontaktpressung) mehr Material an den Hülsen von Kette A abgetragen wurde, zeigen die Oberflächentopographien eine deutliche Wandlung an den Bolzen. Allerdings sind dort die Gleitstrukturen infolge des Verschleißes nicht flächendeckend ausgeprägt bzw. stellenweise unterbrochen und überlagert. Die Hülsenoberfläche weist keine derartigen Riefen oder Bahnen auf. Bei den Bauteiloberflächen von Kette B aus dem Verschleißbereich ist an der Bolzentopographie eine Überlagerung der Verschleißspuren mit den Vertiefungen der Ursprungstopographie

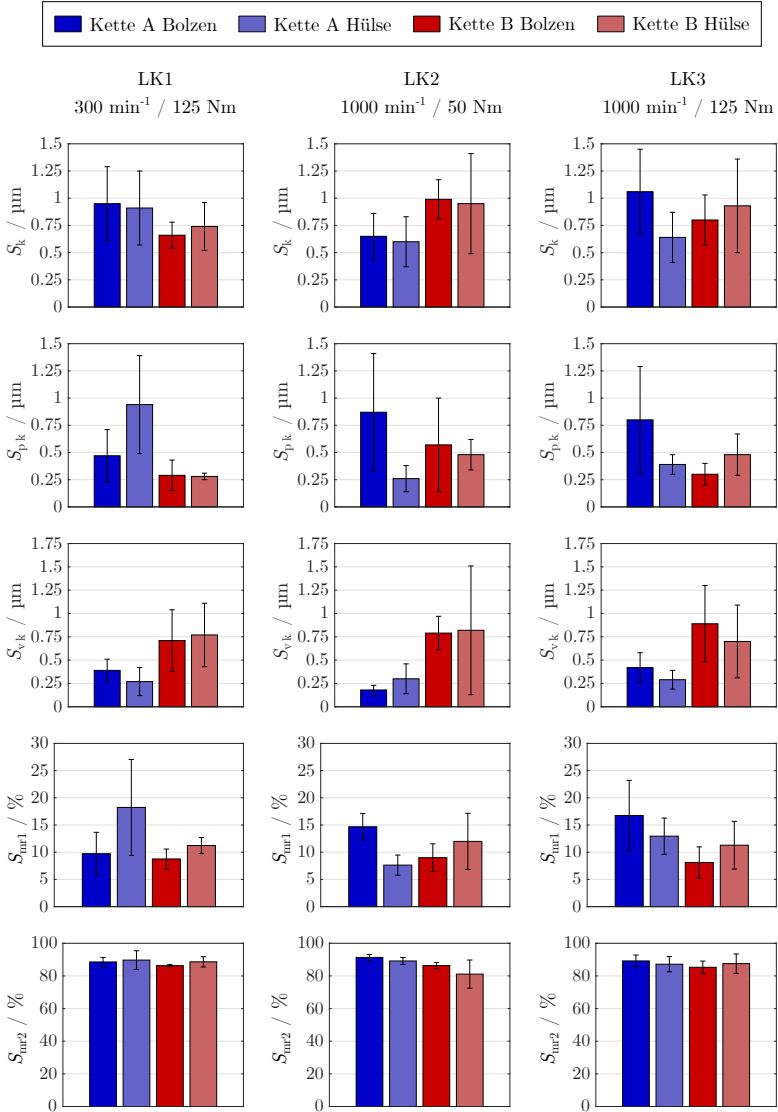


Abb. 5.19: Aus der Materialanteilskurve abgeleitete Parameter zu Beschreibung der Bauteiloberflächen nach den Verschleißversuchen aufgeteilt nach den Lastkollektiven (Fehlerbalken beschreiben Maximal- und Minimalwert der drei Wiederholversuche)

erkennbar. Der Materialabtrag reicht nicht aus, die Oberfläche in Gänze neu zu strukturieren. Die Hülsenoberfläche weist trotz der hohen Flächenpressung kaum sichtbare Veränderungen auf.

Fazit der Verschleißuntersuchungen

In den Verschleißuntersuchungen zeigen sich klare Unterschiede zwischen den betrachteten Kettenvarianten. Kette A zeigt deutlich intensivere Verschleißerscheinungen als Kette B. Da die Hülseninnenkontur der grundlegend verschiedene Parameter ist, scheint dieser das Verschleißverhalten am stärksten zu beeinflussen. Dies zeigt sich auch in der Verschleißverteilung auf den Gelenkkomponenten. Die Bereiche im BHK, die durch die Einschnürung der Hülsen dominiert werden, beschreiben das Verschleißverhalten sehr deutlich.

Die Bauteiloberflächen sind bei Kette B im Neuzustand zwar rauer bzw. ohne Nachbearbeitung strukturiert, jedoch lässt sich daraus keine gesteigerte Verschleißanfälligkeit ableiten. Es zeigt sich, dass die Vertiefungen und Senken in den Oberflächen noch nach einer Laufzeit von $t = 100$ h, wenn auch in abgeflachter Form, Bestand haben. Solche Vertiefungen gelten als geeignete Strukturen, die die Speicherung von Schmierstoff und abgetragenen Partikeln begünstigen [LSBB03]. Entsprechend können daraus Vorteile für das Verschleißverhalten abgeleitet werden.

5.4 Reibungs- und Wirkungsgraduntersuchungen

5.4.1 Reibungskenngrößen

Neben dem Verschleiß umfasst die Tribologie auch die Reibung in einem mechanischen Kontakt. Die Beeinflussung der Bauteilkonturen und -oberflächen im Vergleich der zwei vorgestellten Kettenvarianten wird im Folgenden betrachtet. Zudem werden das Reibungsverhalten beschreibende Parameter für weitere Untersuchungen benötigt. Ziel des in Kapitel 6 vorgestellten reibenergetischen Simulationsansatzes ist die Kopplung von Materialabtrag im tribologischen Kontakt in Abhängigkeit der in das TTS eingebrachten Energie. Energie ist nicht direkt messbar, weswegen Kenngrößen, die die Reibung im TTS beschreiben, erfasst werden. Aus Kapitel 4.1.1 ist die messtechnische Erfassung der Reibungskenngrößen für den BHK des Prüfsegments bekannt. Hierbei stehen das im TTS entstehende Reibmoment M_R sowie der Reibungskoeffizient μ im Fokus, da diese direkt in die Grundgleichungen 6.1 und 6.3 der Verschleißberechnung eingehen.

Abbildung 5.20 zeigt einen exemplarischen Verlauf des im BHK anliegenden Reibmoments M_R während einer Schwenkperiode. Im vorliegenden Beispiel herrscht eine Schwenkbewegung mit einem dreiecksförmigen Bewegungsprofil mit einer Amplitude von $\varphi_{\max} = 10^\circ$,

einer Schwenkfrequenz von $f = 0,5 \text{ Hz}$ sowie eine Kettenzugkraft von $F_Z = 1109 \text{ N}$. Diese zeichnet sich durch eine annähernd konstante Kontaktgeschwindigkeit von $u_{k,m} = 0,88 \text{ mm/s}$ zwischen den Drehrichtungswechseln aus. Die Darstellung zeigt eine mit einem Kettensegment von Kettenvariante A durchgeführte Messung. Hierbei beschreibt φ_{IST} den gemessenen Verlauf der Schwenkwinkelamplitude und φ_{SOLL} das vorgegebene Soll-Signal, das in die Prüfstandssteuerung eingeht. Auch wenn in den Phasen kurz nach der Richtungsumkehr zwischen beiden Kurven leichte Abweichungen festzustellen sind, weichen die Werte im für die Auswertung relevanten Bereich kaum von einander ab.

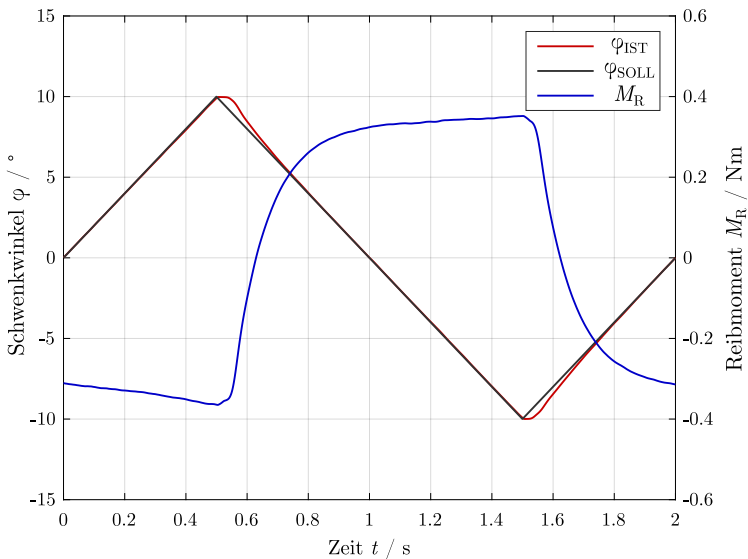


Abb. 5.20: Exemplarischer Verlauf des im Bolzen-Hülsen-Kontakt anliegenden Reibmoments M_R sowie des tatsächlichen (φ_{IST}) und vorgegebenen Schwenkwinkel (φ_{SOLL}) während einer dreiecksförmigen Schwenkbewegung ($\varphi_{\text{max}} = 10^\circ$, $f = 0,5 \text{ Hz}$, $F_Z = 1109 \text{ N}$) für Kette A

Aus dem gemessenen Reibmoment M_R kann mit Hilfe der kinematischen Beziehungen des Prüfaufbaus sowie der Lastdaten ein Reibungskoeffizient μ wie in Kapitel 4.1.1 erläutert bestimmt werden. Hierzu werden über eine Messperiode von $t = 30 \text{ s}$ die anliegenden Drehmomente antriebs- und abtriebsseitig vom Prüfkettengelenk gelegen gemessen, wie aus dem in Abbildung 4.5 dargestellten Messaufbau hervorgeht. Der in Abbildung 5.20 gezeigte Verlauf entspricht der Differenz der beiden gemessenen Drehmomentverläufe, welche dann auf einen einzelnen Schwenkzyklus gemittelt wird. Im gezeigten Beispiel bedeutet dies eine Mittelwertbildung über 15 volle Schwenkbewegungen mit einer Schwenkfrequenz

von $f = 0,5$ Hz. Aus dem maximalen Betrag des Reibmoments M_R wird unter Berücksichtigung der Kettenzugkraft F_z sowie des Bolzendurchmessers d_B der Reibungskoeffizient μ bestimmt. Die Maximalwerte des Reibmoments eignen sich aufgrund der geringen Schwankung des Reibmoments während der gleichförmigen Schwenkbewegung sehr gut, um als Bemessungsgröße genutzt zu werden.

5.4.2 Ergebnisse der Reibungsuntersuchungen

Reibungskoeffizient im Bolzen-Hülse-Kontakt

Das tribologische Verhalten innerhalb des BHK ist für die Lebensdauer einer Antriebskette von elementarer Bedeutung. Verschleiß im Kettengelenk und dort anliegende Reibung stehen in permanenter Wechselwirkung. Entsprechend ist eine experimentelle Betrachtung des Reibungskoeffizienten zur Analyse und Bewertung der Verschleißvorgänge unumgänglich. Das Balkendiagramm in Abbildung 5.21 zeigt die Reibungskoeffizienten im BHK für beide Kettenvarianten im Neuzustand. Der Einfluss der Kontaktgeschwindigkeit $u_{k,m}$ und der Kettenzugkraft F_z wird durch jeweils zwei unterschiedliche Geschwindigkeiten (0,88 mm/s und 1,76 mm/s) und zwei Kräfte (444 N und 1109 N) untersucht. Die untersuchten Relativgeschwindigkeiten im BHK sind deutlich niedriger gewählt, als sie in den Verschleißversuchen für beide LK auftreten. Wie in Kapitel 4.1.1 beschrieben ist die maximale Rotationsgeschwindigkeit im Schwenkbetrieb für den verwendeten Aufbau der Reibungsmessung (Option B) durch die in die Antriebswelle verbauten Drehmomentsensoren begrenzt. Auch wenn die Prüfstandsaktorik des KGT schnellere Bewegungen ermöglicht, wird der genannte Aufbau mit Option B aufgrund der höheren Messgenauigkeit und geringeren Anfälligkeit für Fehlmessungen durch leichte Ausrichtungsabweichungen im Prüfaufbau verwendet.

Die Reibungskoeffizienten für die Kettenvarianten A und B liegen dicht beieinander im Bereich zwischen 0,13 und 0,15. Dieses Intervall liegt im typischen Bereich für geschmierte Stahl-Stahl-Gleitkontakte unter Grenzreibungsbedingungen. Die vorliegenden Geschwindigkeiten sind auch vergleichsweise niedrig gewählt, weswegen ein Erreichen von Mischreibungszuständen innerhalb der unstetigen Schwenkbewegung des Kettengelenks unwahrscheinlich ist.

Es lässt sich feststellen, dass der Reibungskoeffizient leicht von der anliegenden Kettenzugkraft F_z abhängt. Die Erhöhung der Kraft und somit auch der Kontaktpressung im BHK führt zu einer leichten Reduktion des Reibungskoeffizienten. Dieser Effekt ist für Kettenvariante B mit Reduktionen von 7,5 % und 10,9 % deutlicher zu erkennen, bei Kette A hängt der Zusammenhang zusätzlich von der Kontaktgeschwindigkeit ab. Analog zu den Verschleißuntersuchungen zeigen sich auch bei den Reibungsexperimenten für Kette A ausgeprägtere Abweichungen und Streuungen, welche sich in Abbildung 5.21 durch ausla-

dendere Fehlerbalken äußern. Die Fehlerbalken entsprechen der Standardabweichung aus insgesamt 45 Schwenkbewegungen für die Relativgeschwindigkeit $u_{k,m} = 0,88 \text{ mm/s}$ und 90 Schwenkbewegungen für $u_{k,m} = 1,76 \text{ mm/s}$. Die unterschiedliche Anzahl der Einzelmessungen ergibt sich aus der gleichen Messdauer ($t = 30 \text{ s}$) bei doppelter Schwenkfrequenz f . Den Messungen liegen je Kettenvariante drei Kettengelenke im Neuzustand zugrunde, sodass für jedes Gelenk 15 bzw. 30 Bewegungen pro Betriebspunkt betrachtet werden. Deutlicher ist hingegen der Einfluss der Kontaktgeschwindigkeit auf das Reibungsverhalten. Eine Steigerung der Gleitgeschwindigkeit führt zu reduzierten Reibungskoeffizienten μ im BHK mit Veränderungen zwischen 1,3% und 13% (bezogen auf die Mittelwerte).

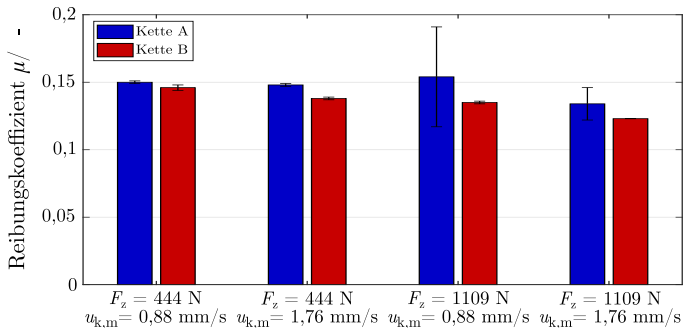


Abb. 5.21: Reibungskoeffizienten μ im Bolzen-Hülsen-Kontakt in Abhängigkeit der Kettenvariante, Kettenzugkraft F_z sowie der mittleren Kontaktgeschwindigkeit $u_{k,m}$ im Neuzustand (Fehlerbalken geben die Standardabweichung aus 45 bzw. 90 Schwenkbewegungen an)

Durch im Betrieb auftretenden Verschleiß verändert sich die makroskopische Bauteilgestalt, welche die Pressungsverteilung im gesamten Kontaktbereich beeinflusst, sowie die Oberflächentopografie, die vor allem für die Interaktion der Mikrokontakte im Spalt als auch die Schmierstoffwechselwirkung mit den Bauteilen verantwortlich ist. Somit ist eine Betrachtung der Reibungseigenschaften mit veränderter Bauteilkontur und -oberfläche sinnvoll. In den hier gezeigten Untersuchungen werden die Reibungskoeffizienten im BHK nach einer Laufzeit von $t = 100 \text{ h}$ bestimmt und dabei die Kettengelenke weder gereinigt noch nachgeschmiert. Es wird der Zustand nach Beendigung der Verschleißversuche jedes Gelenks übernommen und das Reibmoment bestimmt. Zur Vergleichbarkeit werden alle Proben mit der gleichen Kontaktgeschwindigkeit von $u_{k,m} = 0,88 \text{ mm/s}$ untersucht. Die Kontaktkräfte sind den jeweiligen Belastungen der LK entnommen (siehe Tabelle 5.4). Analog zu den Reibwertermittlungen der Gelenke im Neuzustand entsprechen die Fehlerbalken den Standardabweichungen für je 45 Schwenkbewegungen.

Allgemein ist zu erkennen, dass die Reibungskoeffizienten für die untersuchten Proben

im verschlissenen Zustand, die in Abbildung 5.22 dargestellt sind, höher ausfallen als die Referenzproben im Neuzustand (siehe Abbildung 5.21). Anders als im Ausgangszustand können für Kette A für alle Betriebspunkte im Mittel kleinere Reibungskoeffizienten bestimmt werden als für Kette B. Zudem streuen die Einzelmessungen für alle Gelenke deutlich stärker als bei den unverschlissenen Ausgangsproben, was die größeren Fehlerbalken im Vergleich zur Referenz verdeutlichen. Die Erhöhung der Reibungskoeffizienten liegt bei Kette A ($\mu = 0,184 \dots 0,194$) zwischen 18,3 % und 20,7 %, bei Kette B ($\mu = 0,214 \dots 0,236$) sogar für alle LK bei ca. 37 %.

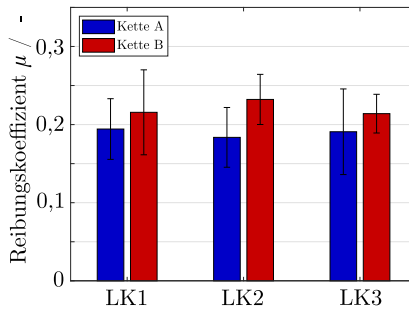


Abb. 5.22: Reibungskoeffizienten μ im Bolzen-Hülsen-Kontakt nach einer Laufzeit von $t = 100$ h des jeweiligen Lastkollektivs für beide Kettenvarianten (Fehlerbalken geben die Standardabweichung aus 45 Schwenkbewegungen an)

Die Betrachtung der Bauteiloberflächen als Bezugsgröße für den Reibungskoeffizienten zeigt, dass die ausgeprägtere Rauheit im Neuzustand der Kettenkomponenten von Kette B vorteilhaft sind und im Kontakt einen niedrigeren Reibungskoeffizienten μ hervorrufen. Die Schmierstoffverteilung und -speicherung im Kontakt wird durch ausgeprägte Vertiefungen und Riefen gesteigert [LSBB03].

Im verschlissenen Zustand gleichen sich die Oberflächen stark aneinander an, es kommt zu einer größeren Anzahl von Mikrokontakten und Interaktionen zwischen den Oberflächen. Die Reduktion der Riefentiefe S_{vk} beeinflusst die Schmierzustände und somit auch die Reibung im BHK. Die stärkere Angleichung der Oberflächen von Kette A mit gleichgerichteten Strukturen führt in diesem Fall zu einem vorteilhaften Reibungsverhalten im Vergleich zu Kette B.

Die ermittelten Reibungskoeffizienten μ in den Kettengelenken für beide Kettenvarianten werden als Eingangsgröße für das in Kapitel 6 vorgestellte reibungsenergetische Verschleißberechnungsmodell verwendet. Hierbei kommen die Werte für den Neuzustand zum Einsatz, da der Fokus auf der Betrachtung des Anfangsverschleißes liegt und somit die Reibungskoeffizienten aus den verschlissenen Stadien nicht repräsentativ für die früheren

Betriebsphasen stehen. Auch wenn die Relativgeschwindigkeit im BHK bei der Bestimmung der Koeffizienten deutlich niedriger als in Verschleißversuchen gewählt wird, können diese für die Verschleißberechnungen genutzt werden. Der geringe Einfluss von hydrodynamischen Effekten im Kettengelenk (vgl. [SMMO22]) legt die Vermutung nahe, dass der Reibungskoeffizient durch eine Steigerung der Kontaktgeschwindigkeiten nicht erheblich sinkt.

Reibungskoeffizient im Rolle-Hülse-Kontakt

Das Maschinenelement Kette verfügt über eine Anzahl tribologischer Kontakte (vgl. Abbildung 2.9), deren Zusammenspiel für die Gesamtfunktion eines Kettengetriebes von Bedeutung ist. Um also einen globaleren Blick auf die untersuchten Kettenvarianten zu werfen, wird ebenfalls die Reibung im Kontakt zwischen frei drehbarer Rolle und Hülse-Außenseite untersucht. Durch ebendiese rotationsfreie Lagerung der Rolle verschleißt diese prinzipbedingt gleichmäßig über den ganzen Umfang. Dieser Zustand ist mit Hilfe des Kettengelenktribometers nicht darstellbar, da die Rolle in einer festen Position geklemmt verbaut wird, wie in Kapitel 4.1.1 erläutert wird. Daher wird auf Verschleißuntersuchungen im Rolle-Hülse-Kontakt (RHK) verzichtet.

Die Reibungskoeffizienten μ für die Kettenvarianten A und B unterscheiden sich in den in Abbildung 5.23 gezeigten Messergebnissen kaum.

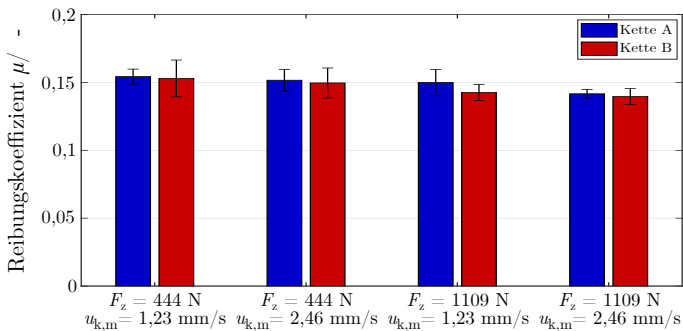


Abb. 5.23: Reibungskoeffizienten μ im Rolle-Hülse-Kontakt in Abhängigkeit der Kettenvariante, Kettenzugkraft F_z sowie der mittleren Kontaktgeschwindigkeit $u_{k,m}$ im Neuzustand (Fehlerbalken geben die Standardabweichung aus 45 bzw. 90 Schwenkbewegungen an)

Vergleichbare Werte wie für den BHK von $\mu \approx 0,15$ können festgestellt werden. Aufgrund des größeren Außendurchmessers der Hülse im Vergleich zum Bolzen, herrschen aufgrund des daraus abzuleitenden größeren Bahndurchmessers des Kontaktpunkts im RHK ge-

steigerte Kontaktgeschwindigkeiten im Vergleich zum BHK. Kette B verzeichnet hierbei minimal niedrigere Werte mit einer Abweichung von 0,8 bis 4,9%. Ein leichter Einfluss von erhöhter Kontaktgeschwindigkeit durch eine Reduktion der Werte ist zu verzeichnen. Allerdings sind die Fehlerbalken, die die Standardabweichung der Messreihen darstellen, ausgeprägter als bei den Messreihen für den BHK, was auf ein unstabiles Reibungsverhalten im RHK schließen lässt.

Die Messungen des Reibungskoeffizienten im RHK dient in dieser Ausarbeitung als Parameter zur Interpretation des Kettentrieb-Wirkungsgrads, welcher mittels des AEP aus Kapitel 4.1.2 erfasst werden kann und im Folgenden ebenfalls beschrieben wird.

5.4.3 Ergebnisse der Wirkungsgradsuntersuchungen

Für den Anwender von Ketten in industriellen Anlagen und Kraftfahrzeugen ist als Betriebsgröße der Systemwirkungsgrad relevant. Energetische Verluste lassen sich somit direkt abschätzen. Der Gesamtwirkungsgrad η_{ges} eines Kettentriebs hängt von den tribologischen Eigenschaften mehrerer Kontakte ab (vgl. Abbildung 2.9). Für zwei dieser den Wirkungsgrad beeinflussenden Kontakte sind die Reibungskoeffizienten μ mittels Kettengelenktribometer erfassbar, wie Kapitel 5.4.2 zeigt. Die Gesamtwirkungsgrade unter verschiedenen Lasten und Drehzahlen werden für beide Kettenvarianten bestimmt, um auch hier den Einfluss bauartbedingter Unterschiede zu erörtern.

Mit Hilfe des in Kapitel 4.1.2 gezeigten Antriebselemente-Prüfstands und des dazugehörigen Ketten-Prüfmoduls werden für Kette A und B folgende Betriebspunkte vollfaktoriell untersucht:

- Last-/Abtriebsmoment M_{ab} : 50 Nm, 125 Nm, 270 Nm, 500 Nm
- Antriebsdrehzahl n_{an} : 300 min^{-1} , 700 min^{-1} , 1400 min^{-1}
- Betriebstemperatur: 21 °C

Für die Untersuchungen wird die in den Kapiteln 4.1.2 und 4.3.2 beschriebene Konfiguration des AEP mit dem Kettenmodul verwendet. Der verwendete Aufbau weist folgende Charakteristika auf:

- Übersetzung i : 2,65 ($z_{\text{an}} = 17$, $z_{\text{ab}} = 45$; Teilkreisdurchm.: 86,39 mm bzw. 227,58 mm)
- Kettenlänge: 1905 mm (120 Gelenke bei Kettengröße ANSI 50 mit Teilung $p = 5/8''$)
- Achsabstand: 705 mm

Aus den gemessenen Drehzahlen und Drehmomenten an An- und Abtrieb lässt sich der Systemwirkungsgrad bestimmen. Hierbei werden die Reibungsverluste aus der Stützlagerung der An- und Abtriebswellen durch Berechnung der Reibungsmomente und Integration in die Drehmomentbilanzierung berücksichtigt, sodass die Reibungsverluste der

Prüfkette isoliert betrachtet werden können. Die Ergebnisse sind in Abbildung 5.24 aufgeführt. Hierbei zeigen die Fehlerbalken die Extremwerte der Wiederholversuche an, die Einzelmessungen entsprechen einer Messdauer von $t = 4$ min pro stationärem Betriebspunkt. Für beide Kettenvarianten kann ein analoges Verhalten festgestellt werden. Die Kurven verlaufen alle degressiv, also mit zunehmendem Wirkungsgrad bei gesteigertem Last- bzw. Abtriebsmoment M_{ab} . Dabei erstrecken sich die ermittelten Wirkungsgrade in einem Intervall von ca. 95,5 bis hin zu 99%. Ähnliche Werte können in der Literatur gefunden werden [BMSV89; WKLB20].

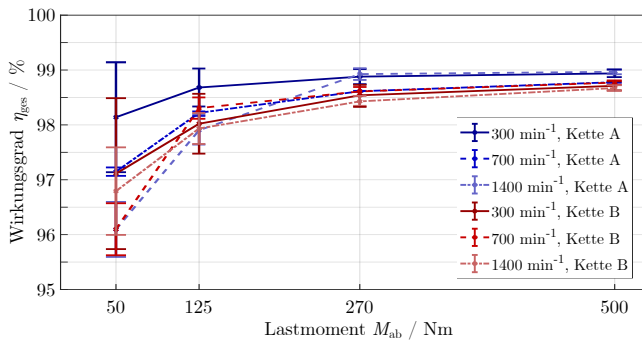


Abb. 5.24: Wirkungsgrad η_{ges} des in Abbildung 4.1.2 gezeigten Kettentriebs für beide Kettenvarianten in Abhängigkeit der Antriebsdrehzahl n_{an} sowie des anliegenden Drehmoments am Abtrieb M_{ab} (Fehlerbalken geben die Maximal-/Minimalwerte an)

Für alle Drehzahlstufen fällt auf, dass sich die Fehlerbalken der Laststufen mit niedrigem Drehmoment über größere Bereiche erstrecken. Diese Beobachtung kann für beide Kettenvarianten getroffen werden. Zunehmende übertragene Leistung im Kettentrieb führt demnach zu einem kalkulierbareren Betriebsverhalten. Zudem fällt auf, dass der Gesamtwirkungsgrad η_{ges} ebenfalls mit gesteigerter Leistung, also Produkt aus Drehzahl und Drehmoment, zunimmt. Je höher die übertragene Leistung im Kettentrieb ist, desto geringer wird der Anteil und Einfluss von konstanten, lastunabhängigen Verlust-Quellen (z.B. Reibung im Lasche-Lasche-Kontakt, da Kontaktkraft senkrecht zur Kettentriebebene steht und nicht von Kettenzugkraft abhängt) auf den Systemwirkungsgrad.

Beim Vergleich der beiden Kettenvarianten können für Kette A (dunkelblau in Abbildung 5.24) leicht höhere Wirkungsgrade bestimmt werden als für Kette B. Anders als beim Vergleich der Reibungskoeffizienten μ im BHK und RHK, bei dem für Kettenvariante B jeweils niedrigere Werte als für Kette A ermittelt werden, ist hinsichtlich des Gesamtwirkungsgrad die reduzierte Reibung in den tribologischen Kontakten nicht zu erkennen. Das in den Bauteilversuchen auf dem KGT gemessene vorteilhafte Reibungsverhalten in den Einzelkontakten zeigt sich bei der Systembetrachtung des ganzen Kettentriebs nicht in

reduzierten Gesamtwirkungsgraden. Dies legt die Vermutung nahe, dass weitere Parameter wie beispielsweise der Kontakt zwischen Rolle und Kettenrad oder Reibung zwischen den Laschen von Innen- und Außengliedern den Wirkungsgrad von Kettentrieben deutlich beeinflussen. Eine Verknüpfung der vorgestellten Messmethoden zu reibungsbedingten Verlusten an Rollenketten ist im Rahmen dieser Ausarbeitung nicht möglich. Allerdings zeigen die Ergebnisse, dass die Untersuchung zusätzlicher tribologischer Kontakte und deren Kopplung zur Analyse des Gesamtwirkungsgrads notwendig sind.

6 Aufbau eines reibenergetischen Verschleiß-Simulationsmodells

Ein Ziel dieser Ausarbeitung ist es, einen reibenergetischen Berechnungsansatz für das Verschleißverhalten in Kettengelenken aufzubauen. Hiermit soll tieferes Verständnis für die Beeinflussung der Kontaktbedingungen und somit des Verschleißverhaltens von Kettengelenken durch die Bauteilkontur gewonnen werden.

6.1 Kontaktsimulation des Bolzen-Hülse-Kontakts mittels EHD

Zur Berechnung von Verschleiß an Maschinenelementen ist die Berücksichtigung der Kontaktpressung notwendig. Aus diesem Grund wird ein am MEGT entwickeltes EHD-Simulationsmodell nach MAGYAR und dessen Weiterentwicklung durch SIMO KAMGA als Basis für einen Verschleißberechnungsansatz verwendet [MTLB18; SMMO22], welches in Kapitel 4.3.1 vorgestellt wird.

Das Kontaktsimulationsmodell berücksichtigt sowohl die makroskopische Gestalt der Bauteile sowie deren elastische Verformung, als auch die Wechselwirkung der Oberflächenrauheiten auf der Mikroskala. In das Modell geht eine Festkörperkontaktdruckkurve mit ein, die aus zwei exemplarischen, aber für die relevanten Bauteilbereiche repräsentativen Oberflächenstrukturen abgeleitet wird. Diese Oberflächentopographien werden wie in Kapitel 4.2.2 beschrieben ermittelt und zur Simulation des Kontakts zwischen Bolzen und Hülse weiterverarbeitet. Die errechnete Kurve beschreibt die Interaktion der Rauheitsspitzen als Mikrokontakte innerhalb des TTS. Mithilfe der Festkörpertraganteilskurve wird die Druckverteilung im Kontakt in Abhängigkeit der Schmierpalthöhe h im deformierten Kontakt errechnet. Den Berechnungen liegt die Halbraum-Theorie zugrunde. Basierend auf der Theorie von BOUSSINESQ wird ein trockener Kontakt zwischen zwei rauen Oberflächen modelliert [Bous85]. In der Berechnung wird das linear-elastische sowie ideal-plastische Verhalten der Bauteile analog zu [PoKe99] berücksichtigt. Ein verschiebungsgesteuerter Algorithmus ermittelt den Kontaktdruck zwischen den Oberflächen in Abhängigkeit des Abstands, woraus eine Kurve wie exemplarisch in Abbildung 4.14 gezeigt resultiert.

Unter Berücksichtigung der makroskopischen Bauteilgeometrien wie der Bolzen- und Hülsendurchmesser sowie der aus taktilen Konturmessungen abgeleiteten realen Hülseninnenkontur werden die äußeren Lasten in die Simulation integriert. Hierzu kommen die aus der MKS gewonnenen Kontaktkräfte und Relativgeschwindigkeiten im TTS zum

Einsatz. Durch Lösen des Kräftegleichgewichts können so die Lasten auf die einzelnen Komponenten bestimmt werden, woraus auch beispielsweise die Biegung des Bolzens in Folge der Zugbelastung resultiert und in die Berechnung mit eingeht. Das genauere Vorgehen kann [MTFB17], [MTLB18] oder [SMMO22] entnommen werden.

Die Simulationsergebnisse zeigen, dass der mechanische Kontakt im TTS Kettengelenk der Misch- bzw. sogar Grenzreibung zugeordnet werden kann. Hierfür ist vor allem die Zusammensetzung der Druckverteilung im Kontakt interessant. Der Gesamtkontaktdruck setzt sich aus dem Festkörperdruck p_c sowie dem hydrodynamischen Druck p_h zusammen. Die Verteilung beider Bestandteile ist in Abbildung 6.1 für einen exemplarischen Betriebspunkt dargestellt. Für Kette A ist eine Kettenzugkraft von $F_z = 1100 \text{ N}$ sowie eine Kontaktgeschwindigkeit von $u_{k,m} = 408,6 \text{ mm/s}$ angenommen. Den Berechnungen liegt ein ölgeschmiertes Kettengelenk zugrunde, das rein rotatorisch mit einer Drehzahl von $n_{\text{Bolzen}} = 1550 \text{ min}^{-1}$ betrieben wird (analog zum Rotationsaufbau am KGT, vgl. Kapitel 4.1.1). Zur Betrachtung der tribologischen Prozesse im Kettengelenk wird also ein rein stationärer Betriebspunkt betrachtet. Die Bauteilkonturen sowie die Oberflächen befinden sich im unverschlissenen Neuzustand. Der Schmierstoff, dessen Eigenschaften in die hydrodynamische Berechnung mit eingehen, ist ein PAO der Viskositätsklasse 0W-20. Nähere Informationen wie zum Beispiel Schmierstoff- und Werkstoffdaten sind Tabelle 6.1 zu entnehmen.

Tab. 6.1: Eingangsdaten EHD-Simulation des Beispiels aus Abbildung 6.1

Parameter	Einheit	Wert
Schmierstofftemperatur T	°C	60
dynamische Viskosität am Referenzpunkt η	m Pa s	12,84
Schmierstoffdichte ρ	kg/m ³	854,6
Elastizitätsmodul E (Bolzen und Hülse)	GPa	210
Querkontraktionszahl ν	-	0,3
Fließdruck P_{lim}	GPa	2

Festkörper- und hydrodynamischer Druck unterscheiden sich sowohl in ihrer räumlichen Verteilung als auch der lokalen Intensität deutlich. Während der durch das Fluid aufgebaute Druck sich über den gesamten Schmierspalt zwischen Hülse und Bolzen erstreckt, konzentriert sich der Festkörperdruck auf zwei lokale Maxima im Bereich der stärksten Einschnürung der Hülse und somit des geringsten Innendurchmessers. Auf nur einer sehr kleinen Fläche von ca. 20% der gesamten Hülsenmantelfläche kommt es zum Kontakt zwischen Bolzen und Hülse, wobei hier eine starke Lastüberhöhung an den zwei markanten Bereichen aus Abbildung 6.1 zu erkennen ist. Die maximale Pressung liegt bei ca.

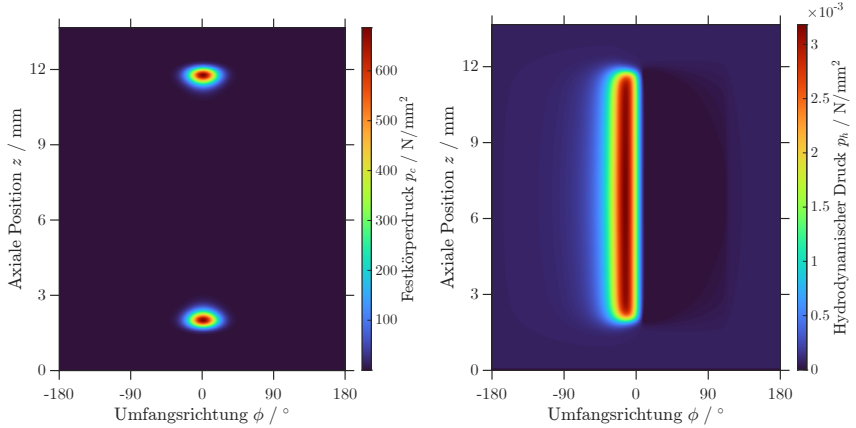


Abb. 6.1: Mittels EHD-Simulation erzeugte Zusammensetzung der Druckverteilung im Kontakt zwischen Bolzen und Hülse für Kette A im Neuzustand bei einer Kettenzugkraft von $F_z = 1100\text{ N}$ und einer Kontaktgeschwindigkeit von $u_{k,m} = 408,6\text{ mm/s}$ (Bolzenrotationsgeschwindigkeit $n_{\text{Bolzen}} = 1550\text{ min}^{-1}$): Festkörperdruck p_c (links) und hydrodynamischer Druck p_h (rechts)

$p_{k,\max} = 685\text{ N/mm}^2$. Die elastische Verformung der Kettenkomponenten reicht nicht aus, um die Formabweichung zur idealen Zylinderform aus- bzw. anzugleichen. Somit bleibt vor allem im zentralen Bereich des Kontakts ein deutlich geöffneter Spalt bestehen.

Wie in Kapitel 5.2.2 beschrieben ist die mittlere Kontaktpressung $p_{k,m}$ für die Auslegung von Ketten weiter verbreitet als die tatsächliche, nicht messbare Kontaktpressung. Doch für den Anwendungsfall ist die real vorliegende Kontaktpressung von Bedeutung, da ebendiese für den lokalen Verschleiß im Kontakt verantwortlich ist. Für Kette A ergibt sich für den betrachteten Lastfall somit eine mittlere Kontaktpressung von $p_{k,m} = 15,96\text{ N/mm}^2$.

Im Vergleich dazu erreicht der maximale hydrodynamische Druck einen Wert von $p_{h,\max} = 0,003\text{ N/mm}^2$. Somit unterscheiden sich Festkörper- und hydrodynamischer Druck im gezeigten Beispiel um mehrere Größenordnungen in der Druckbelastung (reale Druckverteilung: $p_{k,\max}/p_{h,\max} = 2,28 \cdot 10^5$, projizierte Druckverteilung $p_{k,m}/p_{h,\max} = 5,32 \cdot 10^3$). Demnach ist der hydrodynamische Druckaufbau in einem Kettengelenk verschwindend gering und es bildet sich kein die Oberflächen trennender Schmierfilm wie in TTS anderer Maschinenelemente. In dem in Abbildung 6.1 gezeigten Beispiel wird ein idealisierter Betriebspunkt mit stationärem Verhalten und vergleichsweise hoher Kontaktgeschwindigkeit angenommen, um einen möglichst hohen hydrodynamischen Druck zu erzeugen.

Trotz dieser idealisierten Betrachtung unterschreitet der hydrodynamische Druck p_h den Festkörperdruck p_c deutlich. Der Festkörperdruck dominiert die Pressungsverhältnisse innerhalb des Kettengelenks, weshalb von überwiegender Grenzreibung ausgegangen werden kann.

In Anwendungsfällen anderer verwandter Maschinenelemente wie Gleitlagern, mit denen die Kettenhülse aufgrund des konformen Kontakts und der reinen Gleitbewegung an der Funktionsfläche auch verglichen wird, sind Strukturierungen der Bauteiloberflächen ein übliches Mittel, um den hydrodynamischen Schmierfilm zu stärken und dessen Dicke zu erhöhen [TMFB07; CGC08]. Durch in die Bauteiloberfläche eingebrachte Strukturen können Schmierstoffreservoirs entstehen, die die Schmierzustände im TTS positiv beeinflussen. Zudem begünstigen Strukturierungen den Aufbau eines hydrodynamischen Schmierfilms, da durch die Geometrie der Oberfläche ein kontinuierlicher Wechsel der Schmierspalthöhe entsteht. Verengende Spalte führen zu einem Druckaufbau in der EHD-Schmierung, was zu lokal gesteigerten, tragenden Schmierfilmbildungen führen kann [WPS15]. Auch bei Kettenkomponenten sind solche Strukturen behandelt worden [Tsub09; BSSM15]. Eine Möglichkeit zur Applikation ist das Mikroschleifen, wodurch kreisrunde Taschen in die Oberfläche eingebracht werden können [KBAA17]. Jedoch zeigen simulative Untersuchungen, dass hinsichtlich des hydrodynamischen Verhaltens keine Verbesserungen durch napfartige Strukturen zu erwarten sind. Der Festkörperdruck nimmt mit zunehmender Strukturtiefe sogar zu und die Schmierspalthöhe sinkt [SMMO22].

6.2 Verschleißsimulation

Das in diesem Kapitel vorgestellte Verschleißsimulationsmodell beruht auf dem in Kapitel 6.1 erläuterten EHD-Berechnungsansatz für Kettengelenke. Dieses Modell ist in die iterative Geometrieanpassung der Verschleißberechnung integriert. Abbildung 6.2 zeigt den schematischen Ablauf der Simulation, der sich auf experimentell gewonnene Messdaten stützt, welche zum einen als Konturdaten der Kettengelenkskomponenten als auch in Form von Reibungs- und Verschleißparametern in die Berechnung mit eingehen. Hierbei ist die *scheinbare Reibungsenergiedichte* [FGT80], welche im Folgenden näher erläutert wird, Grundbaustein der reibenergetischen Verschleißberechnung.

Bei der Initialisierung der Berechnung werden aus den vorgegebenen Lastdaten wie Antriebsdrehzahl und -drehmoment sowie den Trieblayoutsdaten, die aus dem abzubildenden Kettentrieb abgeleitet werden, die Kettenzugkraft sowie der in der betrachteten Zeit zurückgelegte Gleitweg im Kettengelenk errechnet. Diese Informationen werden bei

der Verschleißsimulation mit den importierten, aus experimentellen Ergebnissen abgeleiteten Daten weiterverarbeitet. Die Hülsenkontur, deren Abweichung von der idealen Zylinderform das Verschleißverhalten dominierend beeinflusst, wird ebenfalls zu Beginn der Berechnungen in das Programm integriert. Diese Informationen bilden die Basis der Simulation.

Aus dem in Kapitel 6.1 vorgestellten Kontaktmodell kann wie beschrieben die Druckverteilung durch die Aufspaltung in Festkörper- und Fluiddruck extrahiert werden. Mit Hilfe dieser Pressungsverteilung und der Identifikation der in Kontakt stehenden Bauteilbereiche ist der Aufbau eines Verschleißberechnungsansatzes möglich. Basis der Verschleißberechnung in dieser Ausarbeitung ist der reibenergetische Verschleißberechnungsansatz nach FLEISCHER [Flei73; Flei90; FGT80]. Dieser betrachtet die durch Reibung in die Bauteiloberfläche eingebrachte Energie und stellt diese dem abgetragenen Material gegenüber.

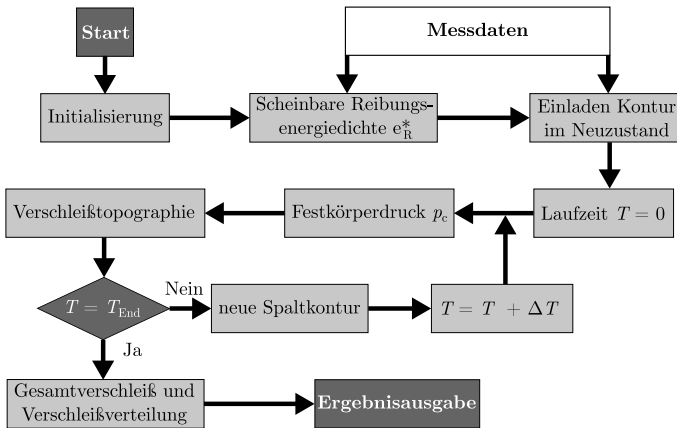


Abb. 6.2: Schematische Darstellung des Berechnungsablaufs der Verschleißsimulation: Aus den vorgegebenen Lastdaten und experimentell ermittelten Referenzdaten wird iterativ die Festkörperdruck-Verteilung mittels EHD-Simulation bestimmt und daraus verschlissene Bauteilkontur berechnet, bis die Gesamtlaufzeit T_{end} erreicht ist.

Wie aus der EHD-Simulation in Kapitel 6.1 hervorgeht herrscht im TTS Kettengelenk Grenzreibung als dominierende Form der Reibung. Diese resultiert aus den elastischen und plastischen Verformungen der Oberflächenunebenheiten und -rauheiten [Stac06]. Um diesen Bewegungswiderstand zu überwinden, ist eine zusätzlich zur vom Kettentrieb übertragenen Arbeit aufzubringende Energie notwendig. Das Scheren von harten Rauheitsspitzen durch das Material sowie die wiederholte plastische Verformung in den Kontakten

des TTS führen zu Verschleiß und somit Materialabtrag an den Kettenkomponenten während der Relativbewegung. In Abhängigkeit der tribologischen Bedingungen innerhalb des Kontakts bzw. der Mikrokontakte überlagern sich Verschleißmechanismen (vgl. Kapitel 2.5.2). Den Mechanismen übergeordnet steht als Bezugsgröße immer die in die Oberflächen eingebrachte Energie, die zur Überwindung der Reibung notwendig ist.

FLEISCHER entwickelte einen Ansatz zur Verschleißbeschreibung, der die Reibungsenergie in tribologischen Kontakten als Grundlage für Verschleiß und auftretende Materialschädigungen betrachtet [FGT80]. Relativbewegung in Tribokontakten führt zur Übertragung von Reibungsenergie, welche größtenteils als Wärme an die Festkörper, den Schmierstoff oder das Umgebungsmedium abgegeben wird und somit dissipiert. Ein anderer Teil dieser Energie verbleibt im Material in Form von Gitterfehlern in den metallischen Strukturen, welche durch mechanische Belastung und Verformung entstehen. Dabei kann lokal nur Energie bis zu einem kritischen Niveau pro Volumenelement aufgenommen werden. Bei Überschreiten dieser Grenzen entstehen Beschädigungen im Material und es kommt zu Materialbrüchen, was wiederum zum Ablösen und Abtragen von Partikeln und somit zu Verschleiß führt. Dieses kritische Niveau wird als scheinbare Reibungsenergiegedichte e_R^* bezeichnet und gilt als zentrales Element dieses reibenergetischen Verschleißberechnungsansatzes. Sie beschreibt den linearen Zusammenhang zwischen der durch Reibung eingebrachten Energie W_R und dem abgetragenen Materialvolumen bzw. Verschleißvolumen W_V , wie er in Gleichung 6.1 definiert ist. Demnach kann eine höhere scheinbare Reibungsenergiegedichte als größerer Widerstand gegen Materialabtrag und somit kleinere Verschleißanfälligkeit interpretiert werden.

$$e_R^* = \frac{W_R}{W_V} = \frac{M_R \cdot s}{r_B \cdot W_V} = \frac{M_R \cdot \varphi \cdot 2\pi \cdot n}{360^\circ \cdot W_V} \quad (6.1)$$

Die scheinbare Reibungsenergiegedichte basiert auf der Energiespeicherhypothese, welche die grundlegende Motivation der energetischen Verschleißberechnung ist [FGT80]. Die Theorie begründet sich in der Aufteilung der in tribologischen Kontakten verfügbaren Energie in Verformungs- und Stofftrennungenergie. Ein wiederkehrendes, periodisches Einbringen von Energie in lokale Werkstoffareale in Form von Energieimpulsen führt zum Überschreiten eines kritischen Energieniveaus und somit der Schädigung des Areals infolge der periodischen Belastung, in Anlehnung an den Dauerbruch bei Maschinenelementen. Die Energiespeicherhypothese postuliert eine Fähigkeit des Materials, die Energie dieser Impulse aufzunehmen und irreversibel zu speichern, was zur Erhöhung der inneren Energie des Werkstoffs führt. Die atomaren und molekularen Bindungen in Werkstoffen halten diese als Feststoffe zusammen. Um diese Bindungen aufzulösen, ist eine spezifische Energie notwendig. Aus analytischen Betrachtungen der Stoffdaten sowie der Belastung kann infolge der lokalen Werkstoffermüdung die scheinbare Reibungsenergiegedichte auch berechnet werden. Aber auch in experimentellen Untersuchungen ermittelte Werte sind

in energetischen Verschleißbetrachtungen üblich [Daub14; DOS21]. Dabei sind Abhängigkeiten von anderen Parametern wie Härte, Kontaktpressung und Gleitgeschwindigkeit zu erkennen [FGT80; Bole77].

Gleichung 6.1 als Basis des Verschleißberechnungsansatzes zeigt, dass der Parameter e_R^* durch Kenngrößen zur Reibung und zum Verschleiß definiert wird. Diese lassen sich aus den am KGT gewonnenen Messdaten sowie mittels Rundheitsmessgerät ermittelten Verschleißvolumina bestimmen bzw. ableiten. Wie in Gleichung 6.1 gezeigt, lässt sich die eingebrachte Reibenergie als Produkt des Reibmoments M_R sowie des während der Relativbewegung im Kontakt zurückgelegten Gleitwegs s darstellen. Das Reibmoment wird wie in Kapitel 4.1.1 beschrieben am Prüfstand ermittelt. Der Gleitweg lässt sich aus dem anliegenden Lastkollektiv (Schwenkwinkel φ), der Anzahl der Lastzyklen n (entspricht der Anzahl der Gelenkumläufe im Referenzkettentrieb) und der Bauteilgeometrie in Form des Bolzenradius r_B bestimmen. Die Anzahl der Schwenkbewegungen resultiert aus dem Kettentriblurout (Anzahl Kettengelenke X , Zähnezah Antrieb z_1) und den Betriebsbedingungen (Laufzeit t , Antriebsdrehzahl n_{an}), wie Gleichung 6.2 zeigt. Die Anzahl der Lastzyklen n kann zudem aus Tabelle 5.4 für die betrachteten LK entnommen werden. Zur Bestimmung des Gleitwegs werden aber nur Schwenkbewegungen berücksichtigt, die unter anliegender Kettenzugkraft im belasteten Zustand stattfinden (vgl. Abb. 4.16). Das Verschleißvolumen W_V wird wie in Kapitel 4.2.1 erläutert erfasst und geht in die Simulation als das abgetragene Materialvolumen aus dem Gelenk (also Bolzen- und Hülsenverschleiß summiert) ein. Die zur Berechnung von e_R^* notwendigen Geometrie- und Lastparameter werden in Abbildung 6.3 im Schnitt des BHK aufgezeigt.

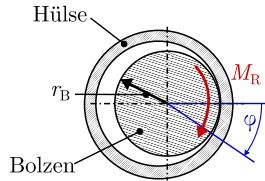


Abb. 6.3: Bolzen-Hülsen-Kontakt im Schnitt: Darstellung der zur Berechnung der scheinbaren Reibenergiegedichte e_R^* notwendigen Parameter Bolzenradius r_B , dem im BHK anliegenden Reibmoment M_R sowie dem in der Gleitbewegung zurückgelegten Schwenkwinkel φ (vgl. Formel 6.1)

$$n = \frac{n_{an} \cdot \pi \cdot t}{X \cdot \sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right)} \quad (6.2)$$

Zur Berechnung des Verschleißes an den Kettengelenkkomponenten wird der Kontakt durch ein Berechnungsgitter abgebildet. Mit Hilfe der dargestellten Zusammenhänge kann die Verschleißhöhe h_V berechnet werden. Sie beschreibt die lokal abgetragene Materialtiefe pro inkrementellem Flächenelement des Berechnungsgitters. Diese Größe ist analog zur Verschleißintensität durch Gleichung 6.3 definiert. Hierbei wird das Verschleißvolumen (vgl. Gleichung 6.1) als Produkt der Verschleißhöhe h_V sowie der Kontaktfläche A_k betrachtet. Die im TTS Kettengelenk herrschende Kontaktkraft F_k wird als Presungsverteilung des Festkörperdrucks p_c auf die Maschen des Berechnungsgitters mit der Fläche A_k abgeleitet. Da das vorgestellte Verschleißberechnungsmodell auf experimentell gewonnenen Daten basiert, geht der in Kapitel 5.4 ermittelte Reibungskoeffizient μ in Gleichung 6.3 mit ein. Der Fokus der Ausarbeitung liegt in der Analyse des Einlaufverschleißverhaltens von Kettengelenken, weswegen an dieser Stelle die Reibungskoeffizienten der Kettengelenke im Neuzustand verwendet werden.

$$h_V = \frac{\mu \cdot F_k \cdot r_B \cdot \varphi \cdot 2\pi \cdot n}{360 \cdot e_R^* \cdot A_k} = \frac{\mu \cdot p_c \cdot r_B \cdot \varphi \cdot 2\pi \cdot n}{360 \cdot e_R^*} \quad (6.3)$$

In der inneren Berechnungsschleife, welche in Abbildung 6.2 zentral im Berechnungsablauf zu finden ist, wird der Festkörperdruck p_c für eine Ausgangsgeometrie zum Zeitpunkt $t = 0$ berechnet. In Abhängigkeit der Druckverteilung kann daraus die lokale Verschleißhöhe h_V berechnet werden. Die individuelle Verschleißhöhe jeder Masche des Berechnungsgitters wird von der Kontur der jeweiligen Masche subtrahiert, wodurch sich eine neue, (stärker) verschlissene Gesamttopographie ergibt. Diese angepasste Topographie wird als veränderte Bauteilkontur in die folgende Iterationsschleife der Simulation übergeben, bis die in der Initialisierung festgelegte Gesamtlaufzeit T_{End} erreicht ist.

Aus der finalen Topographie werden das Gesamtverschleißvolumen W_V sowie die Verschleißverteilung entnommen. Diese Ergebnisparameter beschreiben die Verschleißintensität im gesamten TTS Kettengelenk. Das Gesamtverschleißvolumen wird nicht auf die Gelenkkomponenten Bolzen und Hülse aufgeteilt betrachtet, da eine Aufteilung der eingebrachten Energie auf die Komponenten und somit unterschiedliche Materialabträge im vorgestellten Berechnungsmodell nicht möglich sind. Somit wird der Materialabtrag hinsichtlich der Angleichung der Komponentenkonturen analysiert. Das für die Simulation herangezogene, mittlere Gesamtverschleißvolumen $W_{V,\text{ges}}$ sowie die weiteren experimentell bestimmten Eingangsgrößen wie der Reibungskoeffizient μ und das Reibungsmoment M_R im BHK (vgl. Kapitel 5.4.2) sind in Tabelle 6.2 aufgelistet. Zudem finden sich dort auch die aus den Lastkollektiven und der Bauteilgeometrie abgeleiteten Eingangsgrößen wie der Schwenkwinkel pro Lastzyklus φ und die Anzahl der Lastzyklen n .

Für den Ketten-Anwender ist der Verschleißfortschritt, also die Änderungen zwischen den

einzelnen Iterationsschritten, meist interessanter, da hieraus auch Rückschlüsse auf die Gelenklängung während des Betriebs gezogen werden können. Aus der simulativ ermittelten Gelenklängung Δl werden ebenfalls die Modellparameter nach LENAUER wie in Kapitel 5.3.2 abgeleitet, um die Vergleichbarkeit zwischen den LK und Kettenvarianten zur erleichtern. Eine mikroskopische Veränderung der Bauteiloberflächen wird nicht simuliert, da der Fokus auf einem anwendungsnahen Verschleißberechnungsmodell liegt.

Tab. 6.2: Experimentell ermittelte und aus den Betriebsbedingungen abgeleitete Eingangsgrößen für die Verschleißsimulation in Abhängigkeit des Lastkollektivs (LK1: 300 min^{-1} , 125 Nm / LK2: 1000 min^{-1} , 50 Nm / LK3: 1000 min^{-1} , 125 Nm) und der Kettenvariante

Parameter	LK1		LK2		LK3	
	Kette A	Kette B	Kette A	Kette B	Kette A	Kette B
Gesamtverschleiß- Volumen $W_{V,\text{ges}}$	$0,53 \text{ mm}^3$	$0,46 \text{ mm}^3$	$0,75 \text{ mm}^3$	$0,37 \text{ mm}^3$	$0,95 \text{ mm}^3$	$0,62 \text{ mm}^3$
Reibungsmoment M_R	431 Nmm	378 Nmm	166 Nmm	154 Nmm	375 Nmm	344 Nmm
Reibungskoeffizient μ	0,154	0,135	0,148	0,138	0,134	0,123
Schwenkwinkel pro Lastzyklus φ	58,35°					
Anzahl Lastzyklen n	256457		854857		854857	

6.3 Ergebnisse der Verschleißsimulation

Mit dem beschriebenen Verschleißberechnungsansatz werden beide Kettenvarianten unter den gleichen Lastbedingungen wie in den Experimenten betrachtet. Hierzu werden als Ergebnisparameter das im Gelenk abgetragene Verschleißvolumen $W_{V,\text{ges}}$, die Gelenklängung Δl sowie die Verteilung des Verschleißes im Kontaktbereich ausgewertet.

Das im BHK abgetragene Materialvolumen an Bolzen und Hülse in Abhängigkeit der eingebrachten Reibarbeit geht als Eingangsgröße in die Berechnung in Form der scheinbaren Reibungsenergiedichte ϵ_R^* mit ein. Die Werte für die einzelnen Lastkollektive und Gelenkvarianten sind in Tabelle 6.3 aufgeführt. Diese lassen sich anhand der Eingangsdaten aus Tabelle 6.2 sowie Formel 6.1 bestimmen. Es ist zu erkennen, dass die scheinbare Reibungsenergiedichte sich für die untersuchten Betriebspunkte unterscheidet. Das LK mit der höchsten übertragenen Leistung, LK3, zeigt für beide Kettenvarianten die höchsten Beträge. Beim direkten Vergleich der LK untereinander ist der Einfluss der Kontaktgeschwindigkeit zu erkennen. Höhere Gleitgeschwindigkeiten führen zu einem Anstieg von

e_{R}^* , was auch sich mit Erkenntnissen aus der Literatur deckt [Bole77]. Der von BOLEY erkannte Zusammenhang zwischen der Steigerung der Kontaktpressung und der Abnahme der scheinbaren Reibungsenergiegedichte kann für die vorliegenden Tribosysteme nicht bestätigt werden. So zeigt sich für beide Kettenvarianten im direkten Vergleich der LK 2 und 3, dass die scheinbare Reibungsenergiegedichte e_{R}^* mit gesteigerter Kontaktpressung bzw. Kettenzugkraft zunimmt. Dies lässt sich in den vorliegenden Ergebnissen durch das gesteigerte Reibungsmoment M_{R} begründen, das durch die deutlich größere Kettenzugkraft bzw. Kontaktkraft im BHK beeinflusst wird. Während das im BHK anliegende Reibungsmoment sich im Vergleich der LK 2 und 3 um das ca. 2,25-fache erhöht, wächst das abgetragene Verschleißvolumen im BHK nur um das 1,27- (Kette A) bzw. 1,67-fache (Kette B). Die für die Experimente verwendeten Kontaktgeschwindigkeiten sind allerdings auf einem deutlich niedrigeren Niveau als in den Literaturwerten, weswegen ein direkter Vergleich schwierig ist. Zudem kommt es im BHK infolge der oszillierenden Schwenkbewegung zu anderen Kontaktbedingungen im Grenzreibungsgebiet als in den Daten aus der Literatur [Bole77; DOS21].

Tab. 6.3: Scheinbare Reibungsenergiegedichte e_{R}^* der Kettengelenkkomponenten

Lastkollektiv	Kette A	Kette B
LK1 (300 min ⁻¹ , 125 Nm)	210 kJ/mm ³	212 kJ/mm ³
LK2 (1000 min ⁻¹ , 50 Nm)	192 kJ/mm ³	359 kJ/mm ³
LK3 (1000 min ⁻¹ , 125 Nm)	343 kJ/mm ³	457 kJ/mm ³

Aus der simulierten Konturänderung an den Kettengelenkkomponenten wird im Berechnungsmodell das Verschleißvolumen im BHK bestimmt. Abbildung 6.4 zeigt den Vergleich zwischen den experimentellen Ergebnissen und dem berechneten Verschleißvolumen im Kettengelenk $W_{\text{V,ges}}$, also der Summe der Verschleißvolumina an Bolzen und Hülse. Dort ist eine sehr gute Übereinstimmung der simulierten Werte mit den Mittelwerten der experimentell ermittelten Daten zu erkennen. Die Abweichungen erstrecken sich lediglich zwischen 1,5% und 6,3%. Für die berechneten Volumina werden keine Fehlerbalken angegeben, da die Berechnung nur mit dem gemittelten experimentellen Verschleißvolumen sowie einem für jede Kettenvariante und jedes LK gemittelten Reibungskoeffizienten μ durchgeführt werden.

Der Materialabtrag äußert sich im Betrieb in Form der Kettenlängung. Diesen Effekt bildet das Simulationsmodell ebenfalls ab. Aus der Konturänderung lässt sich der zeitliche Verlauf der Gelenklängung Δl ableiten. Ein exemplarischer Längungsverlauf für ein Gelenk der Kette A unter LK3 ist in Abbildung 6.5 zu sehen. Dort ist zum Vergleich der

Verschleißfortschritt eines entsprechenden Experiments mit einer Laufzeit von $t = 100$ h dargestellt. Es fällt auf, dass die beiden Kurven gut übereinstimmen. Das degressive, dem Einlaufverschleiß zuzuordnende Verhalten wird in der Berechnung sehr gut abgebildet. Zur Bewertung und zum Vergleich der Längungsverläufe kommen analog zu Kapitel 5.3.2 die Modellparameter nach LENAUER zum Einsatz. In Abbildung 6.6 sind für beide Kettenvarianten und alle drei LK die Parameter aus den Versuchsdaten den errechneten Verschleißverläufen gegenüber gestellt. Die Fehlerbalken geben die Extremwerte der experimentellen Daten an. Es fällt auf, dass die Gelenklängung Δl bei Kette A im Simulationsmodell für LK1 und LK2 sehr stark abweicht. Für LK3 liegt der errechnete Wert teilweise innerhalb der Fehlerbalken. Die simulierten Gelenklängungen für Kette B hingegen werden im Vergleich zu den Versuchsdaten deutlich besser abgebildet und liegen nur leicht außerhalb der Fehlerbalken. Die stationäre Verschleißrate k_1 wird für alle Lastfälle beider Kettenvarianten zu groß abgeschätzt. Auch für Kette B kommt es hier zu größeren Abweichungen. Das Einlaufverhalten hingegen wird vor allem für Kette B sehr gut abgebildet. So liegen die Werte der Einlaufhalbwegszeit T_{H1} für Kette B im Bereich der Fehlerbalken oder verfehlen die Intervalle nur knapp. Die Einlaufverschleißbeträge $W_{1,0}$ unterscheiden sich ebenfalls sehr stark. In der Simulation ist der Einfluss der Hülseninnenkontur so dominant, dass für Kette A das Einlaufverhalten zu stark und für Kette B als deutlich gedämpfter als im Experiment dargestellt wird.

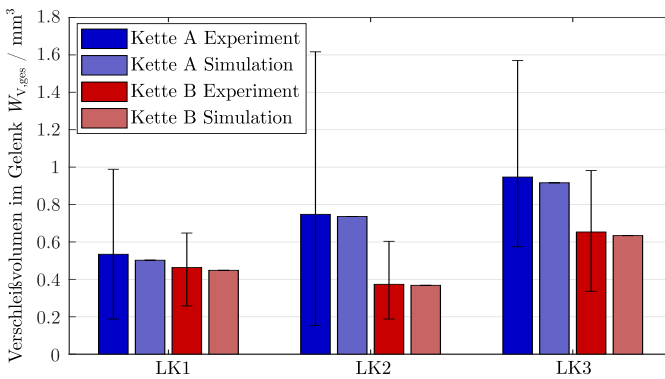


Abb. 6.4: Im Kettengelenk abgetragenes Verschleißvolumen $W_{v,ges}$ der simulativen Untersuchungen im Vergleich zu den experimentellen Betrachtungen (Fehlerbalken geben die Extremwerte an)

Die grundlegenden Charakteristika der Gelenklängungsverläufe werden in der Simulation abgebildet. Eine Unterscheidung der betrachteten Kettenvarianten ist ebenfalls gut möglich. Allerdings weichen die Ergebnisse doch teilweise sehr stark von den dazugehö-

rigen Experimenten ab. Neben Abweichungen aus der Simulation selbst kann auch die manuelle Auswertung der Versuchsdaten als Fehlerquelle nicht ausgeschlossen werden. Die Modellparameter werden in einer Auswerteroutine bestimmt, in der der Nutzer den Beginn des linearen Verschleißbereichs festlegt. Wird dieser Zeitpunkt falsch abgeschätzt, beeinflusst dies auch die weiteren Modellparameter. Gerade bei Längungsverläufen mit kurzer Laufzeit oder nicht sehr ausgeprägtem Verschleiß kann nicht sichergestellt werden, dass die Einlaufphase vollständig abgeschlossen ist. Dieser Verdacht liegt auch hier nahe. Zudem weisen die Referenzversuche mit Kette A deutliche Schwankungen auf, was durch Verwendung von gemittelten Daten zu Unsicherheiten im Berechnungsmodell führt.

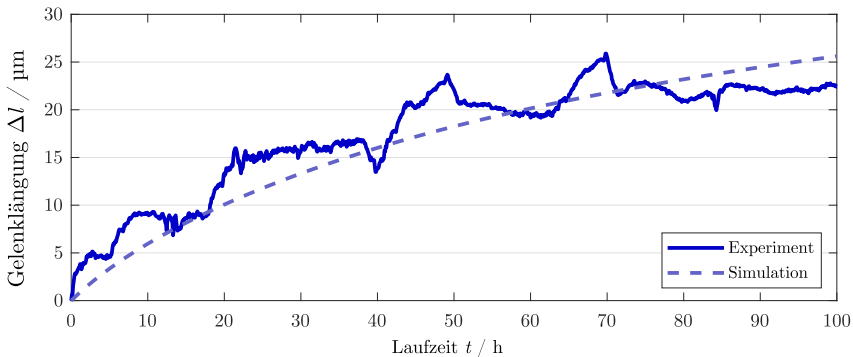


Abb. 6.5: Vergleich eines exemplarischen Gelenklängungsverlaufs (Einzelversuch Kette A, LK3) mit der simulierten Gelenklängung für den betrachteten Lastfall

Die zeitliche Veränderung der Kettengelenkkomponenten zeigt sich auch im Vergleich der radialen Kontur entlang der Kontaktlinie im BHK. Durch die Analyse der Kontaktkontur mittels des vorgestellten Simulationsmodells werden die Vorgänge im BHK verdeutlicht und die Angleichung der Bauteilkonturen sichtbar. Die Ausgangskontur, die in das Simulationsmodell eingeht, ist in Abbildung 6.7 jeweils zum Zeitpunkt $t = 0$ h zu sehen. In Abhängigkeit des fortschreitenden Verschleißes im BHK tragen sich die Formabweichungen kontinuierlich ab. Die Kontaktlinie wird dadurch sukzessive in radiale Richtung verschoben, aber die Werte entlang der axialen Position im BHK gleichen sich weiter an. So ist für Kette A deutlich erkennbar, dass die Bereiche mit der radialen Einschnürung sehr intensiv verschleifen. Der Abstand der aufgeführten Konturen (je im zeitlichen Abstand von $\Delta t = 10$ h) nimmt vor allem in den frühen Betriebsphasen stark ab, bis er einen nahezu konstanten Abstand einnimmt. Der degressive Einlaufverschleiß lässt sich ebenfalls daran festmachen.

Der direkte Vergleich mit Kette B zeigt den Einfluss der geringeren Formabweichungen im BHK deutlich. Die Konturkurven erreichen früher konstante Abstände und somit den

linearen Verschleißbereich. Insgesamt fällt das kleinere Intervall, in dem sich die Konturänderungen bewegen, auf. Während Kette A radiale Konturänderungen von bis zu $25\ \mu\text{m}$ erfährt, belaufen sich die maximalen Änderungen bei Kette B auf ca. $10\ \mu\text{m}$.

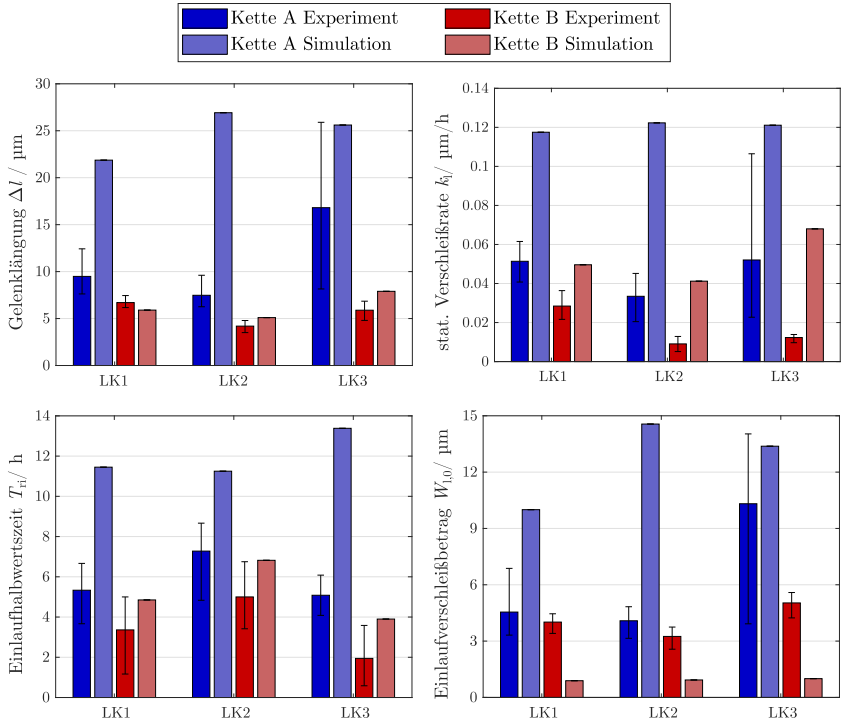


Abb. 6.6: Modellparameter nach LENAUER der simulierten Gelenklängungsverläufe in Gegenüberstellung zu den aus den Experimenten ermittelten Werten (Fehlerbalken geben analog zu 5.11 die Extremwerte aus den experimentelle Wiederholversuchen an)

Neben der Quantifizierung des Verschleißes im BHK sind mit dem vorgestellten simulativen Ansatz auch qualitative Aussagen hinsichtlich der Verschleißverteilung möglich. Ähnlich wie mit Hilfe der taktilen Konturmessungen (vgl. Kapitel 4.2.1) wird die Veränderung der Gelenkkomponenten betrachtet. Abbildung 6.8 zeigt die Veränderung der Bauteilkonturen orts aufgelöst an. Hierbei wird der Materialabtrag an beiden Komponenten im Kontakt betrachtet und als 2D-Abwicklung dargestellt. Das Beispiel zeigt die Verschleißverteilung für beide Kettenvarianten nach einer simulierten Laufzeit von $t = 100\text{h}$ unter LK3.

Die Kettenvarianten sind klar zu unterscheiden. Analog zu den Verschleißverteilungen an

den Prüfteilen weist Kette A stark konzentrierte Bereiche auf, an denen es zu erhöhtem Verschleiß kommt. Diese an den Hülsenrändern gelegenen Areale befinden sich im Bereich der Einschnürungen der Hülsen. An den lokal reduzierten Innenradien kommt es durch die in Abbildung 6.1a gezeigte Lastüberhöhung zu gesteigertem Verschleiß. Im Vergleich zu den Bolzenkonturen von Kette A aus Abbildung 5.17 fällt auf, dass das Simulationsmodell die Verschleißverteilung sehr gut darstellt und die Auswirkungen der Bauteilkonturen auf den Verschleiß richtig wiedergibt.

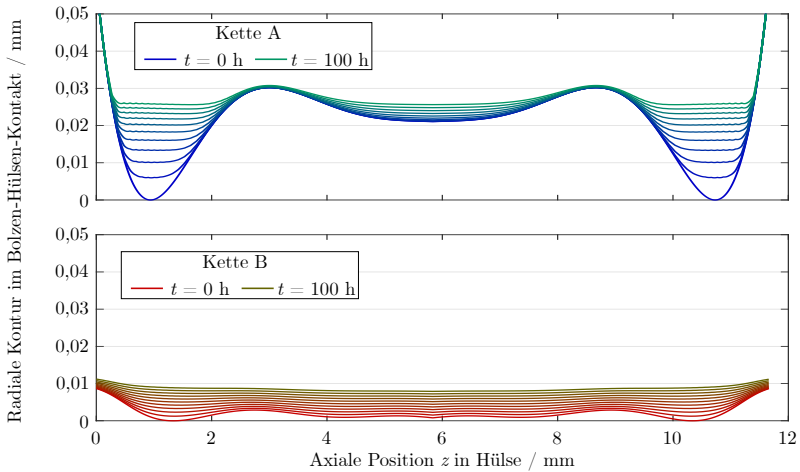


Abb. 6.7: Betrachtung der Kontaktlinie im Bolzen-Hülsen-Kontakt: simulierte Radiale Kontur des Kontakts zwischen Bolze und Hülse von Kette A (oben) und Kette B (unten) über die Gebrauchsdauer t

Die Verschleißverteilung im Kontakt von Kette B macht deutlich, dass die geringeren Form-abweichungen im BHK in einem auf ein größeres Gebiet verteilen, aber dafür weniger intensiven Verschleiß resultieren. Die lokalen Verschleißtiefen sind deutlich geringer als bei Kette A. Zudem kommt es auch im mittleren Bereich des BHK zu Materialabtrag. Dies entspricht den Ergebnissen der Verschleißexperimente. Die von Materialabtrag betroffenen Areale erstrecken sich im Experiment über einen größeren Bereich als in der Simulation. Dies kann an der Dynamik der Kettenexperimente und einem Überschwingen mit vergrößerter Schwenkamplitude der Aktorik des KGT durch Regelabweichungen erklärt werden.

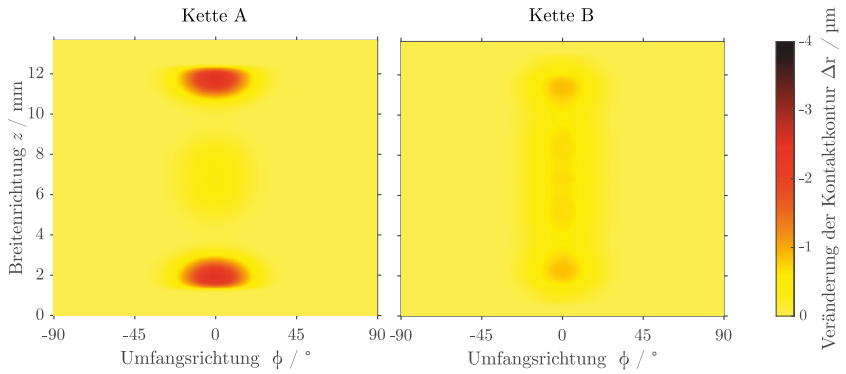


Abb. 6.8: Errechnete Verschleißverteilung im Kettengelenk (gesamter Materialabtrag im Bolzen-Hülsen-Kontakt) für die Kettenvarianten A und B nach einer Beaufschlagung mit dem Lastkollektiv 3 für eine Laufzeit von $t = 100$ h

7 Zusammenfassung und Ausblick

Im Maschinen- und Anlagenbau haben sich verschiedene Kettenbauformen in Abhängigkeit der Anwendung etabliert. Die verbreitetste und wirtschaftlich relevanteste Kette ist die Rollenkette, die zur Übertragung von Drehbewegungen mit hoher Leistung zum Einsatz kommt. Sie gehört zur Gruppe der Gelenkketten, da ihr zentraler tribologischer Kontakt ein aus einem Bolzen und einer Hülse bestehendes Gelenk ist. Im Kontakt zu den Peripherieteilen wie den Kettenrädern steht eine auf der Hülse drehbar gelagerte Rolle, welche für die Namensgebung verantwortlich ist.

Anders als in vielen anderen Kontakten zwischen zwei Komponenten von Maschinenelementen herrschen im Kettengelenk sehr komplexe und instationäre Belastungszustände. Infolge der periodischen Schwenkbewegung mit vergleichsweise kleinen Schwenkamplituden und -dauern kommt es nicht zur Trennung der in Kontakt stehenden Oberflächen durch einen tragenden Schmierfilm. Entsprechend kann der Reibungszustand im Bolzen-Hülsen-Kontakt der Grenzreibung zugeordnet werden. Da das Verschleißverhalten in diesem Kontakt jedoch elementar für die gesamte Lebensdauer des Kettentriebs ist, gilt der Wechselwirkung zwischen Bolzen und Hülse in der Forschung besondere Aufmerksamkeit. Verschleiß an diesen Bauteilen führt zur Zunahme des Spiels im Kettengelenk und somit zu einer Längung der gesamten Kette.

Durch den Einsatz von modernen Schmierstoffen, Oberflächenbeschichtungen oder Fertigungsverfahren für die Komponenten wird versucht, die Lebensdauer der Kette zu steigern. Ein elementarer Faktor ist hier die Lastverteilung im Bolzen-Hülsen-Kontakt. Infolge des Presssitzes der Hülsen in den Laschenbohrungen der Innenglieder verformen sich die Hülsen in den Randbereichen, was sich in einer Einschnürung mit lokal reduziertem Durchmesser äußert. Die Kettenzugkraft, die aus dem übertragenen Drehmoment resultiert, wird nur auf kleine, hochbelastete Areale übertragen. Ein ausgeprägter Einlaufverschleiß bis zur Anpassung der Geometrie der Gelenkkomponenten ist festzustellen.

Etablierte Prüfmethodiken für Gelenkketten verwenden ganze Ketten im Umlaufbetrieb oder bilden ganze Kettentriebe ab. Durch den Einsatz eines Bauteiltribometers, des Kettengelenktribometers, wird der Materialaufwand zur Verschleiß- und Reibungsuntersuchung an Gelenkketten reduziert. Durch die Analyse von einzeln in den Prüfstand verbauten Kettengelenken mit detaillierten messtechnischen Möglichkeiten zur Erfassung einer Vielzahl von Betriebsgrößen, schließt das Kettengelenktribometer die Lücke

zwischen Standard-Tribometern und herkömmlichen Aggregat-Versuchen. So sind Beobachtungen des Verschleißfortschritts in Echtzeit am Einzelgelenk möglich. Die Belastung auf das Prüfelenk ist über die Steuerung frei konfigurierbar von simplen sinusförmigen Schwenkbewegungen unter konstanter Last bis hin zu komplexen Lastkollektiven mit zeitlich veränderlichen Kontaktpressungen und Schwenkwinkeln. Letztere können aus MKS-Simulationen von Referenzkettentrieben abgeleitet und in die Steuerung integriert werden. Somit erfolgen Bauteiluntersuchungen unter realitätsnahen Betriebsbedingungen.

Im Rahmen dieser Ausarbeitung wurden zwei Kettenvarianten der Baugröße ANSI 50 untersucht, was einer Kettenteilung von $p = 5/8''$ bzw. 15,875 mm entspricht. Diese Ketten unterscheiden sich vor allem in der Hülseninnenkontur voneinander. Eine Kette weist die für Kettengelenke typischen Einschnürungen an den Hülsenenden auf, die andere verfügt über aufwendig produzierte Hülsen, die diesen Effekt reduzieren und dadurch die Kontaktbedingungen im Bolzen-Hülsen-Kontakt deutlich verbessern sollen. In Verschleißuntersuchungen unter drei unterschiedlichen Lastkollektiven konnte dieser Effekt durch deutlich reduzierte Gelenklängungen bestätigt werden. Zur Charakterisierung der Verschleißerscheinungen kommen Analyseinstrumente auf verschiedenen Skalen zum Einsatz. Neben der während des Prüflaufs aufgezeichneten Längung im Prüfelenk wird mittels taktilem Form- und Rundheitsmessgerät das abgetragene Verschleißvolumen an den Kettenbauteilen nach den Prüfungen ermittelt. Daran schließt sich eine Analyse der Oberflächentopographien mit Hilfe eines konfokalen Oberflächenmikroskops an.

Neben Einflüssen auf den Bauteilverschleiß wurde auch die Reibung in den relevanten tribologischen Kontakten betrachtet. Neben dem Bolzen-Hülse-Kontakt wurde auch der Kontakt zwischen Rolle und Hülse analysiert, um die untersuchten Ketten bestmöglich zu vergleichen. Auf einem elektrischen Verspannprüfstand wurden zudem Wirkungsgraduntersuchungen an ganzen Ketten im Umlaufbetrieb durchgeführt.

Die gewonnenen experimentellen Daten dienen als Eingangsgrößen für einen in der Ausarbeitung vorgestellten reibungsenergetischen Verschleißberechnungsansatz. Dieser stellt die in den Bolzen-Hülsen-Kontakt übertragene Reibungsenergie in den Fokus und leitet daraus das abgetragene Material ab. Der Ansatz basiert auf dem Arbeiten von FLEISCHER [FGT80] und bedient sich der scheinbaren Reibungsenergiedichte e_R^* , die als Parameter den Zusammenhang zwischen eingetragener Energie und Verschleißvolumen für eine Kontaktpaarung beschreibt.

Ein EHD-Kontaktmodell, das die Dominanz des Festkörperdrucks im Bolzen-Hülsen-Kontakt bestätigt [SMMO22], wurde um die Verschleißberechnung ergänzt. Aus den Erkenntnissen der Kontaktdruckverteilung wird der Einfluss der Formabweichungen der Hülseninnenkonturen, der auch in den Experimenten verdeutlicht wurde, bestätigt. Das

degressive Einlaufverschleißverhalten mit hohen, aber abnehmenden Verschleißgeschwindigkeiten sowie das Erreichen eines linearen Betriebsverschleißes wird dargestellt. Hierbei werden die errechneten Verschleißvolumina im Kontakt mit sehr guter Übereinstimmung zu den Experimenten abgebildet.

Aus den Methoden und Ergebnissen in dieser Ausarbeitung geht hervor, dass die Formabweichungen im Bolzen-Hülsen-Kontakt die tribologischen Bedingungen durch La-stüberhöhungen massiv beeinflussen. Rauheiten der Bauteiloberflächen werden zügig abgetragen, tragen aber in ausgeprägter Form durch die Ansammlung von Schmierstoff in den Rauheitstälern zum Reibungsverhalten in frühen Betriebsphasen bei. Zusätzliche Untersuchungen über eine größere Auswahl an Lastkollektiven mit einer breiteren Auswahl an Kontaktpressungen und -geschwindigkeiten werden zur Festigung der Erkenntnisse empfohlen.

Eine breitere Datenbasis aus experimentellen Betrachtungen hilft auch das Simulationsmodell weiterzuentwickeln. So kann die Abbildung der Kontaktbedingungen in die Berechnung weiter optimiert werden. Aufgrund der untergeordneten Relevanz von hydrodynamischen Effekten ist die Berechnung inklusive elasto-hydrodynamischer Schmierung für das Kettengelenk nicht unbedingt notwendig. So können auch Kontaktsimulationen ohne Abbildung des schmierenden Fluids durch Berechnungen mit Hilfe von Finite-Elementen-Methoden durchgeführt werden, was die Komplexität der Simulation reduziert.

Die vorgestellten Methoden und Ergebnisse zeigen bei der Übertragung von Experimenten zur Reibung am einzelnen Kettengelenk hin zum Wirkungsgrad des gesamten Kettentriebs keine einheitliche Tendenz in Bezug auf die verglichenen Kettenvarianten. Auch wenn sich die Hülseninnenkontur ohne ausgeprägte Formabweichung positiv auf den Reibungskoeffizienten im Bolzen-Hülse-Kontakt auswirkt, zeigt die Kettenvariante mit deutlichen Einschnürungen an den Hülsenenden höhere Wirkungsgrade in den Versuchen. In zukünftigen Arbeiten gilt es, weitere Einflussparameter neben den Reibungskoeffizienten zwischen Bolzen und Hülse sowie zwischen Hülse und Rolle zu identifizieren und deren Einfluss für den Gesamtwirkungsgrad zu bestimmen. Hierbei können die tribologischen Kontakte zwischen Rolle und Kettenrad oder auch die Reibung zwischen den Kettenlaschen von Bedeutung sein. Zur näheren Betrachtung können die vorgestellten Prüfeinrichtungen modifiziert und verwendet werden. Eine simulative Analyse, beispielsweise in einem Mehrkörper-Simulationsmodell, kann bei der Ermittlung der Gewichtung der Einflussparameter im Bezug auf den Gesamtwirkungsgrad zum Einsatz kommen.

Aufgrund der Einsatzmöglichkeiten von Ketten in staubiger Atmosphäre ist die Inte-

gration von Schmutzpartikeln in den Schmierstoff ebenfalls sinnvoll. Der Einfluss von Schmutzpartikeln in den tribologischen Kontakten von Rollenketten kann auf dem Ketten-
gelenktribometer ebenfalls untersucht werden [RMOK22], wodurch Basisdaten für weitere,
realitätsnahe Untersuchungen auf experimenteller und simulativer Ebene erzeugt werden
können.

A Anhang

A.1 Technische Daten

Technische Daten Rundheitsmessgerät

Tab. A.1: Technische Daten TAYLOR HOBSON TALYROND 365

Vertikale Säule	
Geradheit	0,15 μm / 100 mm
Parallelität zur Drehachse	1 μm / 500 mm
Positionierungsunsicherheit	0,3 μm + 0,03 $\mu\text{m mm}^{-1}$
Positionelle Auflösung	0,25 μm
Horizontaler Radialarm	
Geradheit	0,125 μm + 0,000 625 $\mu\text{m mm}^{-1}$
Rechtwinkligkeit der Spindelachse	1 μm / 200 mm
Positionierungsunsicherheit	0,3 μm + 0,03 $\mu\text{m mm}^{-1}$
Positionelle Auflösung	0,25 μm
Induktiver Messtaster	
Normaler Messbereich / Auflösung	\pm 1 mm / 0,03 μm
Mittlerer Messbereich / Auflösung	\pm 0,2 μm / 0,006 μm
Kleiner Messbereich / Auflösung	\pm 0,082 μm / 0,0012 μm
Messtaster	Kunststoffkugel, d = 1 mm
Drehtisch	
Radiale/axiale Rotationsabweichung	\pm 0,02 μm + 0,0003 $\mu\text{m mm}^{-1}$
Positionelle Auflösung	0,02°

Technische Daten Konfokalmikroskop

Tab. A.2: Technische Daten des 3D-Konfokalmikroskops NANOFOCUS μSURF EXPLORER in der Konfiguration mit 50x-Objektiv

Parameter	Einheit	Wert
Vergrößerung	-	50
Messfeld	μm	320x320
Numerische Apertur	-	0,5
Arbeitsabstand	mm	10,6
Auflösung in z-Richtung	nm	4
Auflösung in xy-Richtung	μm	0,7

Ablaufdiagramm EHD-Kontaktmodell Kettengelenk

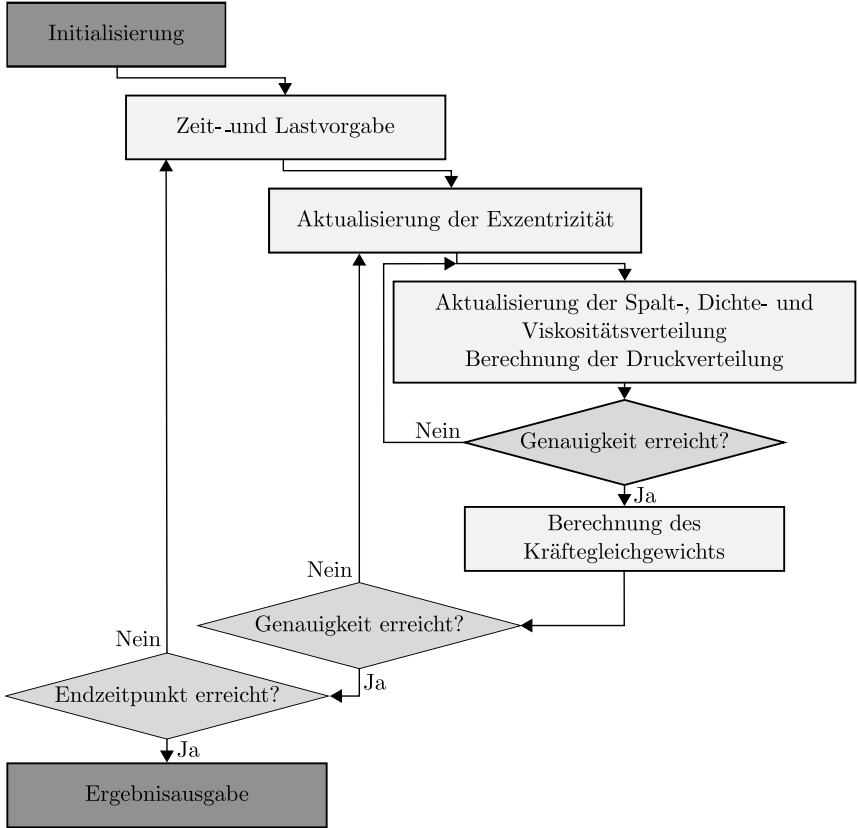


Abb. A.1: Ablaufdiagramm der Berechnung im EHD-Kontaktmodell *Kettengelenk* in Anlehnung an [MTLB18]

Literatur

- [ANP80] ASSMANN, U.; NESTER, W.; POLLER, D.: „Berechnungsverfahren für Rollenkettengetriebe unter Berücksichtigung neuer Erkenntnisse zu Schmierung, Einlaufstoß und Kettenradfehlern“, Dissertation, Karl-Marx-Stadt, 1980.
- [Bart10] BARTEL, D.: *Simulation von Tribosystemen*, Vieweg+Teubner Verlag, 2010-02-24, 188 S.
- [Base75] BASEDOW, G.: „Ketten in der Antriebstechnik“, *Antriebstechnik*, Bd. 14, 2, 1975, S. 73–76.
- [Baue18] BAUER, P.: *Kettensteuertriebe: Stand der Technik, Anwendungen, Entwicklung und Herstellung*, Verl. Moderne Industrie, 2018.
- [BBK20] BOBZIN, K.; BRÖGELMANN, T.; KALSCHUEUR, C.: „Arc PVD (Cr,Al,Mo)N and (Cr,Al,Cu)N coatings for mobility applications“, *Surface and Coatings Technology* 384 (2020-02), S. 125046.
- [BBKK19] BOBZIN, K.; BRÖGELMANN, T.; KALSCHUEUR, C.; KÜHNERT, B.; BAUMANN, M.: „Triboaktive (Cr,Al,Mo)N- und (Cr,Al,Mo,Cu)N-Beschichtungen für Steuerkettenanwendungen“, *Tagungsband zur Tribologie Fachtagung der Gesellschaft für Tribologie e.V. (GfT)*, Göttingen, 2019, FF09/1–FF09/4.
- [Beck20] BECKER, A.: „Entwicklung einer Prüfmethode für Verschleißuntersuchungen an Kettengelenken von Antriebs- und Steuerketten“, Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2020.
- [Binz85] BINZ, H.: „Untersuchungen des Einlaufverhaltens von Rollenketten unter besonderer Berücksichtigung der Buchse-Lasche-Pressverbindung“, Dissertation, TH Darmstadt, 1985.
- [BKS17] BECKER, A.; KRUPP, F.; SAUER, B.: „Systematische Verschleißuntersuchungen an Kettenkomponenten“, *Tagungsband zur Tribologie Fachtagung der Gesellschaft für Tribologie e.V. (GfT)*, Göttingen, 2017.
- [BMS18] BECKER, A.; MEFFERT, D.; SAUER, B.: „Friction and wear investigations on single chain joints“, *Forschung im Ingenieurwesen* 83(1) (2018-02), S. 53–63.
- [BMSV89] BERENTS, R.; MAAHS, G.; SCHIFFNER, H.; VOGT, E.: *Handbuch der Kettentechnik*, Einbeck: Arnold & Stolzenberg, 1989.
- [Bole77] BOLEY, E.: „Untersuchung der Parameterabhängigkeit der scheinbaren Reibungsenergiedichte“, *Schmierungsstechnik* 8(3) (1977), S. 86–88.

- [Bomh92] BOMHAUER-BEINS, R.-U.: „Methode zum Bestimmen verschleißbedingter Kettenlänge“, Dissertation, Universität Rostock, 1992.
- [Bous85] BOUSSINESQ, J.: *Application des potentiels à l'étude de l'équilibre et du mouvement des solides élastiques, principalement au calcul des deformations et des pressions que produisent, dans ces solides, des efforts quelconques exercés sur une petite partie de leur surface ou de leur intérieur; mémoire suivi de notes étendues sur divers points de physique mathématique et d'analyse; par m. J. Boussinesq.* Gauthier-Villars (Paris), 1885.
- [BPL12] BURGESS, S. C.; PYPYER, T.; LING, C. S.: „A linear actuated chain test rig capable of accelerated test speeds and continuous wear measurements“, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 227(5) (2012-06), S. 1047–1055.
- [BSSM15] BUHL, S.; SCHMIDT, K.; SAPPOK, D.; MERZ, R.; GODARD, C.; KERSCHER, E.; KOPNARSKI, M.; SAUER, B.; ANTONYUK, S.; RIPPERGER, S.: „Surface structuring of case hardened chain pins by cold-sprayed microparticles to modify friction and wear properties“, *Particuology* 21 (2015), S. 32–40.
- [CGC08] CUPILLARD, S.; GLAVATSKIH, S.; CERVANTES, M. J.: „Computational fluid dynamics analysis of a journal bearing with surface texturing“, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 222(2) (2008-02), S. 97–107.
- [Coen84] COENEN, W.: „Einfluss der Schmierung auf das Verschleissverhalten von Rollketten“, Dissertation, Technische Hochschule Aachen, 1984, S. 178.
- [CSOF16] CALI, M.; SEQUENZIA, G.; OLIVERI, S. M.; FATUZZO, G.: „Meshing angles evaluation of silent chain drive by numerical analysis and experimental test“, *Meccanica* 51(3) (2016), S. 475–489.
- [CzHa15] CZICHOS, H.; HABIG, K.-H.: *Tribologie-Handbuch*, 4. Aufl., Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2015.
- [Daub14] DAUBNER, A.: „Analyse, Modellierung und Simulation von Verschleiß auf mehreren Skalen zur Betriebsdauervorhersage von Wellendichtringen aus PTFE-Compound“, de, Dissertation, 2014, Universität Stuttgart.
- [Deck18] DECKER, K.-H.: *Decker Maschinenelemente - Funktion, Gestaltung und Berechnung*, Hanser Fachbuchverlag, 2018.
- [DeMü18] DETERS, L.; MÜCKE, W.: „Zugmittelgetriebe“, *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2: Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben*, hrsg. von SAUER, B., 8. Aufl., Berlin, Heidelberg: Springer, 2018, S. 549–613.

- [Dete18] DETERS, L.: „Reibung, Verschleiß und Schmierung“, *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2*, 8. Aufl., Springer Berlin Heidelberg, 2018, S. 1–68.
- [DFSS02] DETERS, L.; FISCHER, A.; SANTNER, E.; STOLZ, U.: *GfT Arbeitsblatt 7 - Tribologie: Verschleiß, Reibung. Definitionen, Begriffe, Prüfung*, 7, Moers: Gesellschaft für Tribologie, 2002.
- [DIN5279] DIN 5279:1961-9, *Patentketten; Kettenglieder aus Blech*. Berlin: Beuth Verlag.
- [DIN685] DIN 685:1981-11, *Geprüfte Rundstahlketten*. Berlin: Beuth Verlag.
- [DIN695] DIN 695:1986-7, *Anschlagketten - Hakenketten, Ringkettenm Einzelteile Güteklasse 2*. Berlin: Beuth Verlag.
- [DIN8150] DIN 8150:1984-03, *Gallketten*. Berlin: Beuth Verlag.
- [DIN8154] DIN 8154:1999-09, *Buchsenketten mit Vollbolzen*. Berlin: Beuth Verlag.
- [DIN8164] DIN 8164:2019-3, *Buchsenketten*. Berlin: Beuth Verlag.
- [DIN8182] DIN 8182:1999-09, *Rollenketten mit gekröpften Gliedern (Rotaryketten)*. Berlin: Beuth Verlag.
- [DIN81848] DIN 81848:2007-12, *Ankerstegketten, Gütegrad K4 – Normalglieder*. Berlin: Beuth Verlag.
- [DIN8190] DIN 8190:1988-12, *Zahnketten mit Wiegegelenk und 30° Eingriffswinkel*. Berlin: Beuth Verlag.
- [DINENISO4287] DIN EN ISO 4287:2010-07, *Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Benennungen, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit (ISO 4287:1997 + Cor 1:1998 + Cor 2:2005 + Amd 1:2009); Deutsche Fassung EN ISO 4287:1998 + AC:2008 + A1:2009*.
- [DISO10823] DIN ISO 10823:2006-10, *Hinweise zur Auswahl von Rollenkettenantrieben*. Berlin: Beuth Verlag.
- [DISO12180-2] DIN EN ISO 12180-2:2011-6, *Geometrische Produktspezifikation (GPS) – Zylindrizität – Teil 2: Spezifikationsoperatoren*. Berlin: Beuth Verlag.
- [DISO25178-2] DIN EN ISO 25178-2:2012-10, *Geometrische Produktspezifikation (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Flächenhaft – Teil 2: Begriffe und Oberflächen-Kenngrößen*. Berlin: Beuth Verlag.
- [DISO4347] DIN ISO 4347:2018-1, *Flyerketten, Anschlussstücke und Umlenkrollen – Abmessungen, Messkräfte, Zugfestigkeiten und Dauerfestigkeiten*. Berlin: Beuth Verlag.

- [DISO606] V:2018-02, *Kurzgliedrige Präzisions-Rollen- und Buchsenketten, Anbauteile und zugehörige Kettenräder*. Berlin: Beuth Verlag.
- [Dörs94] DÖRSAM, E.: „Kinematische Untersuchungen an Rollenkettenantrieben mit Kettenführungen“, Dissertation, TU Darmstadt, 1994.
- [DOS21] DAUBACH, K.; OEHLER, M.; SAUER, B.: „Wear simulation of worm gears based on an energetic approach“, *Forschung im Ingenieurwesen* (2021-09).
- [Enge07] ENGELHARDT, T.: „Dynamik von Steuer- und Ventiltrieben“, Dissertation, TU München, 2007.
- [ERZ14] EIGNER, M.; ROUBANOV, D.; ZAFIROV, R., Hrsg.: *Modellbasierte virtuelle Produktentwicklung*, Springer Berlin Heidelberg, 2014.
- [Fabi18] FABIAN, C.: „Verbesserung des Wirkungsgrades von Steuerkettenantrieben durch bedarfsgerechte Kettenspannung“, Dissertation, TU Kaiserslautern, 2018.
- [FGT80] FLEISCHER, G.; GRÖGER, H.; THUM, H.: *Verschleiß und Zuverlässigkeit*, Bd. 1. Auflage, VEB Verlag Technik, Berlin, 1980.
- [FiHi01] FINK, T.; HIRSCHMANN, V.: „Kettenantriebe für den Einsatz in modernen Verbrennungsmotoren“, *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 62(10) (2001), S. 796–806.
- [Fink17] FINK, T.: „Trends im Steuerkettenantrieb – innovative Lösungen für zukünftige Otto- und Dieselanwendungen“, *8. VDI-Fachkonferenz Umschlingungsgetriebe*, Nürtingen, 2017.
- [Fisc35] FISCHER, K.: „Neues Verfahren zur maßanalytischen Bestimmung des Wassergehaltes von Flüssigkeiten und festen Körpern“, *Angewandte Chemie* 48(26) (1935-06), S. 394–396.
- [FiWe04] FINK, T.; WELKE, L.: „Optimierung von Steuerkettenantrieben mittels dynamischer Simulationsrechnung“, *Hochleistungsbauteile für Verbrennungsmotoren: Der abgestimmte Einsatz von Rechnung und Messung*, hrsg. von DUESMANN, M., Haus der Technik Fachbuch 30, Expert-Verlag, 2004.
- [Flei73] FLEISCHER, G.: „Energetische Methode der Bestimmung des Verschleisses“, *Schmierungsstechnik* 4(9) (1973), S. 269–274.
- [Flei90] FLEISCHER, G.: „Zur Energetik der Reibung“, *Wissenschaftliche Zeitschrift der Technischen Universität Otto von Guericke, Magdeburg* 34 (1990)(8) (1990), S. 55–66.
- [Funk95] FUNK, W.: *Zugmittelgetriebe*, Springer Berlin Heidelberg, 1995.

- [GGSU11] GINZINGER, L.; GÜNTNER, W.; SCHNEIDER, M.; ULBRICH, H.: „Kettenspanner als Beispiel für Design-to-Cost im Automobilbau“, *MTZ - Motor-technische Zeitschrift* 72(3) (2011), S. 220–225.
- [GRAE16] GRINSCHGL, M.; REICH, F. M.; ABELTSHAUSER, R.; EDER, M.; AN-TRETTNER, T.: „New approach for the simulation of chain drive dynamics with consideration of the elastic environment“, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics* 231(1) (2016), S. 103–120.
- [Gumm13] GUMMER, A.: „Analytische Untersuchung des Geometrieinflusses auf das Verschleißverhalten von Antriebsketten“, Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2013, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte, Bd. 13/2013.
- [Hänt08] HÄNTZSCHEL-CLAIRMONT, W.: *Praxis des modernen Maschinenbaus*, Modellatlas, Berlin. C. A. Weller, 1908.
- [Herw19] HERWEG, S.: „Entwicklung und Validierung einer Methodik für erweiterte Ventiltriebssimulationen“, Dissertation, 2019, Technische Universität.
- [HOEP17] HIERL, F.; OHSBERGER, C.; ETZEL, S.; PEREGOVITS, T.: *Die Kettenrettung bei Verkehrsunfällen*, Kohlhammer W., 2017-08-01, 57 S.
- [HoEr17] HOLMBERG, K.; ERDEMIR, A.: „Influence of tribology on global energy consumption, costs and emissions“, *Friction* 5(3) (2017-09), S. 263–284.
- [HSLA13] HOLMBERG, K.; SIILASTO, R.; LAITINEN, T.; ANDERSSON, P.; JÄSBERG, A.: „Global energy consumption due to friction in paper machines“, *Tribology International* 62 (2013-06), S. 58–77.
- [Idem09] IDEMITSU KOSAN CO., LTD: *Daphne Chain Coat*, YT 2009/06/01, 2009.
- [ISO10190] ISO 10190:2008-6, *Motorradketten - Merkmale und Prüfung*. Berlin: Beuth Verlag.
- [ISO9633] ISO 9633:2001-7, *Fahrradketten - Eigenschaften und Prüfmethoden*. Berlin: Beuth Verlag.
- [Iwis17] IWIS ANTRIEBSSYSTEME GMBH & CO. KG: *Handbuch Kettentechnik, Konstruktionsunterlagen / Berechnungsbeispiele*, Techn. Ber., München: Joh. Winklhofer Beteiligungs GmbH & Co. KG, 2017.
- [KBAA17] KIRSCH, B.; BOHLEY, M.; ARRABIYEH, P.; AURICH, J.: „Application of Ultra-Small Micro Grinding and Micro Milling Tools: Possibilities and Limitations“, *Micromachines* 8(9) (2017-08), S. 261.
- [Kehr98] KEHRWALD, B.: „Untersuchung der Vorgänge in Tribologischen Systemen während des Einlaufs“, Dissertation, Universität Karlsruhe, 1998.

- [Klüb19] KLÜBER LUBRICATION MÜNCHEN SE & CO. KG: *Klüberplus SK 11-299 - Produktinformation*, Prod. 012219, Klüber Lubrication München SE & Co. KG, 2019.
- [KOS21] KAMGA, L.; OEHLER, M.; SAUER, B.: „Characterization of the Viscoelastic Behaviour of Gears Oils by EHL Simulation“ (2021).
- [Krau97] KRAUS, M.: *Systematische Entwicklung einer wartungsarmen Antriebskette*, Bd. Reihe 1: Konstruktionstechnik/Maschinenelemente, 282, VDI Verlag, 1997.
- [KSGG18] KASEM, H.; STAV, O.; GRÜTZMACHER, P.; GACHOT, C.: „Effect of Low Depth Surface Texturing on Friction Reduction in Lubricated Sliding Contact“, *Lubricants* 6(3) (2018-07), S. 62.
- [KSK02] KILIAN, M.; SCHÖNEN, R.; KNOLL: *Tribologische Beanspruchung dynamisch belasteter Kettengelenke*, Abschlussbericht zum Vorhaben der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV) Nr. 744, 2002.
- [Küp18] KÜPFERLE, J.: „Kettengelenktribologie - die Herausforderung der Vielfältigkeit“, *9. VDI-Fachkonferenz Umschlingungsgetriebe*, Stuttgart, 2018.
- [Linc12] LINCOLN GMBH: *Kettenschmierung - Automatische Schmiersysteme für Öl und Fett*, hrsg. von LINCOLN GMBH, SKF PUB LS/P2 13430 DE, Version FORM W-201-DE-1212, 2012.
- [LSBB03] LEMKE, H.-W.; SEEWIG, J.; BODSCHWINNA, H.; BRINKMANN, S.: „Kenngrößen der Abbott-Kurve zur integralen Beurteilung dreidimensional gemessener Zylinderlaufbahn-Oberflächen“, *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 64(5) (2003-05), S. 438–444.
- [LWJV13] LENAUER, C.; WOPELKA, T.; JECH, T.; VERNES, A.: „Influence of Tribological Parameters on Wear Behaviour“, *5th World Tribology Congress (WTC)*, Turin, 2013.
- [MBY08] METIL'KOV, S. A.; BEREZHNOI, S. B.; YUNIN, V. V.: „Wear of hinges in roller drive chain“, *Russian Engineering Research* 28(9) (2008), S. 839–844.
- [MHK83] MÜLLER, J.; HAGEDORN, H.; KLAMMERT, A.: *Getriebetechnik: Rollenkettentriebe*, Berlin: VEB Verlag, 1983.
- [MOS21] MEFFERT, D.; OEHLER, M.; SAUER, B.: „Precise Friction Measurement in Drive Chains Using a Chain Joint Tribometer“, *Tribology Online* 16(3) (2021-07), S. 151–158.
- [MTFB17] MAGYAR, B.; THIELEN, S.; FOKO FOKO, F.; BECKER, A.; SAUER, B.: „EHL Simulation of the Timing Chain Drive“, *6th World Tribology Congress (WTC)*, Peking, 2017.

- [MTLB16] MAGYAR, B.; THIELEN, S.; LÖWENSTEIN, M.; BECKER, A.; SAUER, B.: „EHD Simulation eines Kettengelenkes“, *Tagungsband zur Tribologie Fachtagung der Gesellschaft für Tribologie e.V. (GfT)*, Göttingen, 2016, S. 22/1–22/10.
- [MTLB18] MAGYAR, B.; THIELEN, S.; LÖWENSTEIN, M.; BECKER, A.; SAUER, B.: „EHD Simulation eines Kettengelenkes“, *Tribologie und Schmierungstechnik* 66(3) (2018), S. 40–55.
- [Nico08] NICOLA, A.: „Versuchsgestützte Dynamiksimulation hydraulisch gespannter Kettentriebe und Drehungleichförmigkeiten“, Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2008, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte, Bd. 4/*2008.
- [NYNK09] NOGUCHI, S.; YOSHIBA, H.; NAKAYAMA, S.; KANADA, T.: „Evaluation of Wear between Pin and Bush in Roller Chain“, *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing* 3(4) (2009), S. 355–365.
- [Pawl90] PAWLIK, C. A.: „Untersuchungen über den Einfluß unterschiedlich oberflächenbehandelter Bolzen-/Buchsen-Paarungen auf das Verschleißverhalten von Rollenketten“, Dissertation, TH Darmstadt, 1990.
- [PEOA09] POLAT, O.; EBRINC, A.; OZEN, C.; AKCA, S.: „Timing Chain Wear Assessment with Different Type of Oils“, *SAE Technical Paper Series*, SAE International, 2009.
- [Pfal11] PFALZGRAF, J.: „Experimentelle Reibleistungsuntersuchungen an Kettentrieben im Verbrennungsmotor“, Dissertation, Technische Universität München, Fakultät für Maschinenwesen, 2011-02-16, S. 214.
- [Piet53] PIETSCH, P.: *Ketten-Getriebe*, Einbeck: Arnold & Stolzenberg Rollenkettenfabrik, 1953.
- [PKRT21] PAULOVICS, L.; KUTI, R.; ROHDE-BRANDENBURGER, J.; TÓTH-NAGY, C.: „Development of comparative investigation method for timing chain wear analysis using oscillating tribometer“, *Acta Technica Jaurinensis* (2021-08).
- [PNK18] PAULOVICS, L.; NÉMETH, M.; KNAUP, J.: „Alternative Verschleißmessverfahren für Steuerketten“, *5. Győrer Tribologie- und Effizienztagung 19.-20. Juni, 2018 des Lehrstuhls für Verbrennungsmotoren (BMT), der Szechenyi Istvan Universität (SZE) in Zusammenarbeit mit der Abteilung Entwicklung Antrieb der Audi Hungaria Zrt. (AH, Győr: UNIVERSITAS-Győr, 2018.*
- [PoKe99] POLONSKY, I.; KEER, L.: „A numerical method for solving rough contact problems based on the multi-level multi-summation and conjugate gradient techniques“, *Wear* 231(2) (1999-07), S. 206–219.

- [Rach62] RACHNER, H.-G.: *Stahlgelenk Ketten und Kettentriebe*, Berlin: Springer Verlag, 1962.
- [RaSe09] RAHLVES, M.; SEEWIG, J., Hrsg.: *Optisches Messen technischer Oberflächen - Messprinzipien und Begriffe*, Berlin: Beuth, 2009.
- [Reno10] RENOLD POWER TRANSMISSION: *Renold - Rollenkettenkatalog*, REN1/DE/07.10, Version REN1/DE/07.10, Renold Power Transmission, 2010.
- [RMOK22] RANK, M.; MEFFERT, D.; OEHLER, M.; KOCH, O.: „Drive trains of round baler chambers and pickups - lubricant influence on friction und wear of chain joints“, *7. Internationales Commercial Vehicle Technology Symposium Kaiserslautern*, Kaiserslautern, 2022.
- [Ross17] ROSSAINT, J.: „Entwicklungen im Bereich der wartungsfreien Ketten“, *8. VDI-Fachkonferenz Umschlingungsgetriebe*, Nürtingen, 2017.
- [Sapp16] SAPPOK, D.: „Experimentelle und simulative Methoden zur Untersuchung der Verschleißvorgänge im Kettengelenk von Antriebs- und Steuerketten“, Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2016, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte, Bd. 22/2016.
- [SaSa15] SAPPOK, D.; SAUER, B.: „Wear Measurement on Chain Joint Components Using a Roundness Instrument“, *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering* 59(2) (2015), S. 51–59.
- [ScBu17] SCHUTH, M.; BUERAKOV, W.: *Handbuch Optische Messtechnik - Praktische Anwendung für Entwicklung, Versuch, Fertigung und Qualitätssicherung*, München: Hanser Fachbuchverlag, 2017.
- [Schö67] SCHÖNFELD, A.: „Verschleißprobleme am Rollenkettentrieb unter besonderer Berücksichtigung von Transportketten“, Dissertation, Technische Hochschule Karl-Marx-Stadt, 1967.
- [SHS18] SOMMER, K.; HEINZ, R.; SCHÖFER, J.: *Verschleiß metallischer Werkstoffe*, Vieweg+Teubner Verlag, 2018-05-07.
- [SJK19] SOUS, C.; JACOBS, G.; KÖNIG, F.: „Journal bearings in mixed lubrication: Influence of surface topography on friction and wear“, de, *Antriebstechnisches Kolloquium 2019 ATK 2019* (2019), 12 Mar 2019–13 Mar 2019.
- [SMMO22] SIMO KAMGA, L.; MEFFERT, D.; MAGYAR, B.; OEHLER, M.; SAUER, B.: „Simulative investigation of the influence of surface texturing on the elastohydrodynamic lubrication in chain joints“, *Tribology International* 171 (2022-03), S. 107564.

- [SMSK15] SAPPOK, D.; MERZ, R.; SAUER, B.; KOPNARSKI, M.: „Surface Analysis of Chain Joint Components after Tribological Load and Usage of Antiwear Additives“, *Conference Papers in Science 2015* (2015), S. 1–12.
- [SNFW07] SAUER, B.; NICOLA, A.; FLIERL, R.; WEISKE, S.: „Eigenschaften von Steuerkettentrieben - Integration von Versuch und Dynamiksimulation“, *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 68(12) (2007), S. 1088–1095.
- [Stac06] STACHOWIAK, G. W.: *Wear: Materials, Mechanisms and Practice*, WILEY, 2006-01-31, 480 S.
- [SWG11] SEEWIG, J.; WIEHR, C.; GROGER, S.: „Charakterisierung technischer Bauteiloberflächen - Stand der Oberflächenmesstechnik heute“, *VDI Berichte, 2133*, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2011, S. 159–172.
- [TBGW20] TANDLER, R.; BOHN, N.; GABBERT, U.; WOSCHKE, E.: „Analytical wear model and its application for the wear simulation in automotive bush chain drive systems“, *Wear* 446-447 (2020-04), S. 203193.
- [TMFB07] TALA-IGHIL, N.; MASPEYROT, P.; FILLON, M.; BOUNIF, A.: „Effects of surface texture on journal-bearing characteristics under steady-state operating conditions“, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 221(6) (2007-06), S. 623–633.
- [Tsub07] TSUBAKI INC. U.S.: *General Catalog*, L10940, U.S. Tsubaki Inc., 2007.
- [Tsub09] TSUBAKIMOTO CHAIN CO: „Wear-resistant chain“, JP2011094733A, Erfinder: NAGAO, K., 2009.
- [Unit14] UNITED NATIONS - ECONOMIC AND SOCIAL COUNCIL: *Proposal for a new global technical regulation on the Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure (WLTP)*, ECE /TRANS/WP.29/2014/27, 2014.
- [VDI2631-1] VDI/VDE 2631-1:2016, *Formmesstechnik - Grundlagen*. Düsseldorf: VDI/VDE-Gesellschaft Mess- und Automatisierungstechnik.
- [WeMü92] WELKE, L.; MÜLLER, J.: „Kettengetriebe, Antriebstechnik, Maschinendynamik: Dimensionierungsrichtlinie für Rollenkettengetriebe mit Spanneinrichtung“, *Konstruktion* 44 (1992), S. 349–355.
- [Whit02] WHITEHOUSE, D. J.: *Surfaces and Their Measurement*, London: Hermes Penton Science, 2002.
- [Wipp15] WIPPERMANN JR. GMBH: *Hauptkatalog*, HK-04/2015, Wippermann Jr. GmbH, 2015.
- [Wirr88] WIRRIES, D.: „Tribologische Modelluntersuchungen zur Ermittlung der Lebensdauer von Steckkettenpaarungen“, Dissertation, TU Berlin, 1988.

- [WJVS17] WITTEL, H.; JANNASCH, D.; VOSSIEK, J.; SPURA, C.: *Roloff/Matek Maschinenelemente*, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017.
- [WKLB20] WOLF, T.; KÜHNERT, B.; LAUER, T.; BÖHM, M.; WATZINGER, B.; KÖRBER, M.: *CHEOPS3 (Charakterisierung von Effizienz-optimierten Schicht-Schmierungs-Systemen) - trocken- und minimalgeschmierte tribologische Systeme : gemeinsamer Abschlussbericht der Projektpartner : Laufzeit des Vorhabens: 01.10.2015-31.10.2019*, de, 2020.
- [WLHC92] WANG, K. W.; LIU, S. P.; HAYEK, S. I.; CHEN, F. H. K.: „On the Impact Intensity of Vibrating Axially Moving Roller Chains“, *Journal of Vibration and Acoustics* 114(3) (1992), S. 397–403.
- [WPS15] WOLOSZYNSKI, T.; PODSIADLO, P.; STACHOWIAK, G. W.: „Efficient Solution to the Cavitation Problem in Hydrodynamic Lubrication“, *Tribology Letters* 58(1) (2015-03).
- [Wrig06] WRIGHT, J. L.: *Standard Handbook of Chains: Chains for Power Transmission and Material Handling*, hrsg. von FAULKNER, L. L., Boca Raton: CRC Press, 2006.
- [WYLA18] WRAGGE-MORLEY, R.; YON, J.; LOCK, R.; ALEXANDER, B.; BURGESS, S.: „A novel pendulum test for measuring roller chain efficiency“, *Measurement Science and Technology* 29(7) (2018-05), S. 075008.
- [Zech74a] ZECH, J.: „Beitrag zur Berechnung von Kettentrieben unter besonderer Berücksichtigung dynamischer Belastungen“, Dissertation, Technische Hochschule Karl-Marx-Stadt, 1974.
- [Zech74b] ZECH, J.: „Verschleiß dynamisch beansprucheter Rollenkettengetriebe“, *Maschinenbautechnik* 23(11) (1974), S. 499–502.

Eigene Veröffentlichungen zur Dissertation

1. BECKER, A.; MEFFERT, D.; SAUER, B.: „Friction and wear investigations on single chain joints“, *Forschung im Ingenieurwesen* 83(1) (2019), S. 53–63.
2. BECKER, A.; MEFFERT, D.; SAUER, B.: „Friction and Wear Investigations on Chain Joints of Timing Chains“, *Society of Tribologists and Lubrication Engineers, STLE 2019*, Nashville, Tennessee, USA, 2019.
3. BECKER, A.; MEFFERT, D.; SAUER, B.: „Verschleiß- und Reibungsuntersuchungen von Steuer- und Antriebsketten mit einem Kettengelenktribometer“, 10. VDI-Fachkonferenz Umschlingungsgetriebe, Stuttgart, 2019.
4. MEFFERT, D.; OEHLER, M.; SAUER, B.: „Precise Friction Measurement in Drive Chains Using a Chain Joint Tribometer“, *Tribology Online* 16(3) (2021), S. 151–158.
5. BOBZIN, K.; KALSCHUEUR, C.; MÖBIUS, M.; SAUER, B.; OEHLER, M.; MEFFERT, D.; RANK, M.: „Analyse der Transferschichtbildung in initialgeschmierten, beschichteten Antriebsketten“, *Aachener Oberflächentechnik Kolloquium*, Posterbeitrag, Aachen, 2021.
6. SIMO KAMGA, L.; MEFFERT, D.; MAGYAR, B.; OEHLER, M.; SAUER, B.: „Simulative investigation of the influence of surface texturing on the elastohydrodynamic lubrication in chain joints“, *Tribology International* 171(1) (2022), S. 107564.
7. MEFFERT, D.; RANK, M.; OEHLER, M.; OSTERMANN, L.; SIMO KAMGA, L.; KOCH, O.: „Friction-energy-based wear calculation approach for chain joints“, *Nord-Trib 2022*, 14.-17.06.2022, Ålesund, Norwegen.
8. RANK, M.; MEFFERT, D.; OEHLER, M.; KOCH, O.: „Drive trains of round baler chambers and pickups - lubricant influence on friction und wear of chain joints“, 7. Internationales Commercial Vehicle Technology Symposium, Posterbeitrag, Kaiserslautern, 2022.
9. MEFFERT, D.; RANK, M.; OEHLER, M.; OSTERMANN, L.; SIMO KAMGA, L.; KOCH, O.: „Friction-energy-based wear calculation approach for chain joints“, *Wear XX(X)* (2022), S. XXX–XXX (derzeit im Review-Prozess, noch nicht veröffentlicht).

Studentische Arbeiten zur Dissertation

1. UNTERLÄNDER, M.: „Anpassung, Aufbau und Inbetriebnahme eines bestehenden Prüfstandskonzeptes zu vergleichenden Wirkungsgraduntersuchungen von Steuerketten- und Zahnriementrieben“, Masterarbeit, Nr. 1030/19, 2019.
2. METZGER, S.: „Entwicklung und experimentelle Validierung einer erweiterten Prüfmethodik für ein Kettengelenktribometer“, Masterarbeit, Nr. 1069/19, 2019.
3. JORDAN, O.: „Entwicklung einer Prüfmethodik und Durchführung von vergleichenden Verschleißuntersuchungen auf einem Kettengelenktribometer“, Masterarbeit, Nr. 1091/20, 2020.
4. PETER, K.: „Erweiterung eines Einzelgelenk-Tribometers zur Reibungsuntersuchung an Antriebsketten“, Masterarbeit, Nr. 1093/20, 2020.
5. RITZ, Y.: „Aufbau und Validierung eines Mehrkörper-Simulationsmodells einer Antriebskette im Umlaufbetrieb“, Bachelorarbeit, Nr. 1103/20, 2020.
6. BOCKHORN, M.: „Konstruktion eines Kettenprüfstands zur Untersuchung von Schmierstoffen für Hochtemperaturanwendungen“, Diplomarbeit, Nr. 1112/21, 2021.
7. MEYER, L.: „Simulative Ermittlungen von Pressungsverteilungen in einem Kettengelenk mittels FEM“, Bachelorarbeit, Nr. 1149/21, 2021.
8. OSTERMANN, L.: „Erweiterung eines EHD-Simulationsmodells für Kettengelenke um einen reibenergetischen Verschleißberechnungsansatz“, Diplomarbeit, Nr. 1155/21, 2021.
9. SHALA, D.: „Einfluss von Bauform und Schmierung auf das Reibungsverhalten von Rollenketten“, Masterarbeit, Nr. 1161/22, 2022.

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name	Dominik Meffert
Geburtsort	Diez
Nationalität	Deutsch

Ausbildung

04/2012 - 12/2017	Technische Universität Kaiserslautern Studium Maschinenbau und Verfahrenstechnik Schwerpunkt Konstruktions- und Fahrzeugtechnik Abschluss: Diplom-Ingenieur
09/2003 - 03/2012	Sophie-Hedwig-Gymnasium, Diez Abschluss: Allgemeine Hochschulreife

Berufliche Tätigkeit

10/2022 - dato	Institut der Feuerwehr, Münster Brandreferendar
10/2019 - 09/2022	Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik Technische Universität Kaiserslautern Fachgruppenleiter Antriebstechnik
01/2018 - 09/2022	Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik Technische Universität Kaiserslautern Wissenschaftlicher Mitarbeiter
04/2016 - 09/2016	AGCO GmbH (Fendt), Marktobendorf Vorentwicklung Praktikant
10/2014 - 09/2017	Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik Technische Universität Kaiserslautern Hilfswissenschaftlicher Mitarbeiter

Dissertationen am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik (MEGT) der RPTU Kaiserslautern-Landau

1. Gähthe, Heino: Bewertung der Naßbagger und der sich anschließenden Transportkette im Schelfbereich unter Anwendung eines EDV-Modells. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1981
2. Kahle, Ulrich: Das Micro-CAD-System ein Beitrag zur Einführung einer rechnerunterstützten Konstruktionsweise in kleinen und mittleren Unternehmen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1983
3. Kreutz, Sax: Simulation von Vergleichmässigungsprozessen auf stirnseitig abgebauten Massenschüttgutkreislagerplätzen mit Hilfe eines elektrischen Analogiemodells und eines gleichwertigen digitalen Modells. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1983
4. Rende, Hikmet: Ein Beitrag zur Untersuchung der elastischen Nachgiebigkeiten der verspannten Teile von Schraubenverbindungen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1984
5. Sponagel, Stefan: Gummi-Metall-Bauteile. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1987
6. Spaltowski, Ralf: Ein Beitrag zur Beurteilung der Trageigenschaften und des Reibungsverhaltens von nicht-newtonschen Flüssigkeiten in stationär und dynamisch bewegten Gleitlagerungen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1988
7. Britz, Stefan: Ein Beitrag zur Erfassung der Funktionsprinzipien dynamischer Wellendichtungen unter besonderer Berücksichtigung des Radialwellendichtrings. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1988
8. Hennerici, Horst: Ein Beitrag zur Berechnung der Beanspruchungen und der nicht-linearen Rückstellkräfte und -momente von dünnen Kreisringblechen als Wirkglieder von Membrankupplungen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1988
9. Jiang, Fuqing: Ratterschwingungen bei selbsthemmenden Schneckengetrieben. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1989
10. Endemann, Ulrich: Ein Beitrag zur theoretischen und experimentelle Untersuchung hydrodynamisch arbeitender Spiralrillen-Radialgleitlager. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1989
11. Schlossarczyk, Jörg: Ein Beitrag zur Berechnung, Modellbildung und experimentellen Untersuchung drehelastischer Scheibenkupplungen unter Berücksichtigung des im

- Betrieb auftretenden Wellenversatzes. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1990
12. Lutz, Thomas: Ein Beitrag zur Berechnung druckbelasteter Elastomerlager. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1990
 13. Lehnertz, Hermann: Ein Beitrag zur Berechnung hydrodynamisch arbeitender Radialgleitlager bei stationärem Betrieb mit Hilfe von Kleinrechnern. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1990
 14. Maier, Martin: Experimentelle Untersuchung und numerische Simulation des Crashverhaltens von Faserverbundwerkstoffen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1990
 15. Steiner, Matthias: Ein Beitrag zur theoretischen und experimentellen Erfassung der Funktionsmechanismen von axialen Gleitringdichtungen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1992
 16. Stopp, Ralf: Elastomere Werkstoffe für Formdichtungen. Ein Beitrag zur Dimensionierung von Dichtsystemen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1993
 17. Joo, Kwang-Taek: Beitrag zum Einfluß mechanischer Parameter auf das Spurverhalten von dreirädrigen fahrerlosen Transportfahrzeugen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1993
 18. Fritzsche, Ralf: Ein Beitrag zur Untersuchung des Verhaltens von Radialwellendichtungen aus Elastomer- und Polytetrafluoräthylen-Material bei speziellen Betriebsbedingungen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1994
 19. Becker, Matthias: Ein Beitrag zur Untersuchung der Temperaturentwicklung in einer drehelastischen Scheibenkupplung bei dynamischer Beanspruchung unter besonderer Berücksichtigung des im Betrieb auftretenden Winkelversatzes. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1994
 20. Helfrich, Axel: Bestimmung der Kenngrößen von nicht-newtonschen Schmierstoffen für die Dimensionierung hydrodynamisch arbeitender Gleitlager. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1995
 21. Mattheis, Fritz: Ein Beitrag zur theoretischen und experimentellen Untersuchung von Flachdichtungen am Beispiel von polymerbeschichteten Metallblechen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1995
 22. Koch, Jürgen: Das Gleitlager endlicher Breite eine Lösung der Reynoldsschen Differentialgleichung. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1995
 23. Spieth, Gottfried: Mechanische und werkstofftechnische Untersuchung von Verbindungen mit Schrauben aus thermoplastischem Kunststoff. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1995
 24. Kramm, Georg: Ein Beitrag zur Modellierung von nicht-newtonschen Schmierstoffen

- und deren Verwendung für hydrodynamisch arbeitende Gleitlager. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1996
25. Berg, Michael: Untersuchungen zum Schmierstoffdurchsatz und zur Reibungsleistung dynamisch belasteter Radialgleitlager. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1996
 26. Mán, László: Ein Beitrag zur Vorhersage von Freßschäden an tribologischen Wirkstellen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1997
 27. Gast, Stefan: Zielfunktionen zur Optimierung der Laufeigenschaften räumlicher Mechanismen auf der Grundlage ebener Kontaktverlustkriterien. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 2000, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 1, Nr. 331
 28. Ruhl, Christian: Ein Beitrag zur Wirkungsweise von Radialwellendichtungen unter Berücksichtigung von rauheitsinduzierter Hydrodynamik und radialen Verlagerungen der Gegenlauffläche. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 2000, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 1, Nr. 339
 29. Huber, Matthias: Ein Beitrag zur Untersuchung hydrodynamisch arbeitender Radialgleitlager unter Berücksichtigung der Schmierölverdünnung mit Rapsölmethylester. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 2000, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 453
 30. Fuerst, Axel: Analytische Simulation von hydrodynamischen Gleitlagern in Wasserkraftanlagen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 2000, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 1, Nr. 343
 31. Reif, Andreas: Entwicklung eines integrierten automatisiert schaltenden Getriebes zum Einsatz in Elektrostraßenfahrzeugen. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 2000, Fortschritt-Bericht VDI, Reihe 1, Nr. 477
 32. Lorreng, Dirk: Ein Beitrag zur Ermittlung und Beschreibung der Fließeigenschaften biologisch schnell abbaubarer Schmierstoffe. Dissertation, Universität Kaiserslautern, 2001, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 3, Nr. 741
 33. Péteri, Szabolcs: Untersuchungen von Radialwellendichtringen unter Wellenschwingungen bei unterschiedlichen Temperaturen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2004, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 1, Nr. 379
 34. Hahn, Kersten: Dynamik-Simulation von Wälzlagerkäfigen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2005, Skaker Verlag, Reihe Konstruktionstechnik, ISBN 3-83223-760-7
 35. Teutsch, Roman: Kontaktmodelle und Strategien zur Simulation von Wälzlagern und Wälzführungen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2005, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 01/2005, ISBN 3-93689-073-0

36. Groß, Torsten: Ein Beitrag zur Entwicklung und Analyse serieller und paralleler Strukturen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2007, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 02/2007, ISBN 978-3-93943-246-3
37. Thullen, Carlo: Entwicklung und Validierung einer Universalprüfeinrichtung zur Untersuchung von dynamisch belasteten Radialwellendichtungen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2008, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 03/2008, ISBN 978-3-93943-289-0
38. Nicola, Andreas: Versuchsgestützte Dynamiksimulation hydraulisch gespannter Kettentriebe und Drehungleichförmigkeiten. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2008, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 04/2008, ISBN 978-3-93943-290-6
39. Aul, Eduard: Analyse von Relativbewegungen in Wälzlagersitzen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2008, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 05/2008, ISBN 978-3-93943-296-8
40. Bach, Peter: Umsturzicherheit von Doppeldeckeromnibussen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2008, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 06/2008, ISBN 978-3-93943-297-5
41. Scheuermann, Miguel: Dynamiksimulation zur virtuellen Produktentwicklung von Rollenschienenführungen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2010, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 07/2010, ISBN 978-3-94143-849-1
42. Wohlgemuth, Martin: Ein Beitrag zur Lebensdauerverlängerung von feststoffgeschmierten Rillenkugellagern. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2010, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 08/2010, ISBN 978-3-94143-864-4
43. Leichner, Tim: Prognose der Dichtlippenfolgefähigkeit von RWDR bei dynamisch verlagter Welle. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2012, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 09/2012, ISBN 978-3-94143-891-0
44. Magyar, Balázs: Tribo dynamische Untersuchungen von Zylinderschneckengetrieben. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2012, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 10/2012, ISBN 978-3-94399-503-9
45. Babbick, Till: Wandern von Wälzlageringern unter Punktlast. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2012, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 11/2012, ISBN 978-3-94399-505-3
46. Gastauer, Tobias: Reibungs und Verschleißuntersuchungen von Elastomerwerkstoffen für Dichtungsanwendungen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2012, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 12/2013, ISBN 978-3-94399-516-9

47. Gummer, Alexander: Analytische Untersuchung des Geometrieinflusses auf das Verschleißverhalten von Antriebsketten. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2013, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 13/2013, ISBN 978-3-94399-523-7
48. Aul, Viktor: Kontaktmodelle zur dynamischen Simulation vollrolliger Zylinderrollenlager. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2014, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 14/2014, ISBN 978-3-94399-555-8
49. Marquart, Matthias: Ein Beitrag zur Nutzung feststoffgeschmierter Wälzlager. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2014, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 15/2014, ISBN 978-3-94399-552-7
50. Buchmiller, Viktor: Wälzgelagerter Kurbeltrieb - Potenzial von Wälzlagern im Verbrennungsmotor. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2015, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 16/2015, ISBN 978-3-94399-579-4
51. Kaiser, Fabian: Ein Simulationsmodell zur Analyse des Schmierfilms von Stangendichtungen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2015, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 17/2015, ISBN 978-3-95974-010-4
52. Bajer, Peter: Einflussgrößen auf das Schlupfverhalten von Wälzlagern in Generatorgetrieben. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2016, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 18/2016, ISBN 978-3-95974-016-6
53. Jennewein, Barbara: Integrierter Berechnungsansatz zur Prognose des dynamischen Betriebsverhaltens von Radialwellendichtringen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2016, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 19/2016, ISBN 978-3-95974-015-9
54. Radnai, Benjamin: Wirkmechanismen bei spannungsbeaufschlagten Wälzlagern. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2016, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 20/2016, ISBN 978-3-95974-029-6
55. Frölich, Daniel: Strategien und Modelle zur Simulation des Betriebsverhaltens von Radial-Wellendichtringen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2016, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 21/2016, ISBN 978-3-95974-030-2
56. Sappok, Daniel: Experimentelle und simulative Methoden zur Untersuchung der Verschleißvorgänge im Kettengelenk von Antriebs- und Steuerketten. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2016, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 22/2016, ISBN 978-3-95974-033-3
57. Kiebusch, Timo: Strategien zur dynamischen Simulation von Wälzlagern. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2017, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 23/2017, ISBN 978-3-95974-043-2

58. Kaiser, Christian: Entwicklung einer Prüfmethodik für Modelluntersuchungen an schmutzbeaufschlagten Radial-Wellendichtringen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2017, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 24/2017, ISBN 978-3-95974-052-459
59. Fingerle, Thorsten: Experimentelle und simulative Untersuchung des Schlupfverhaltens von Kegelrollenlagern, Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2017, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 25/2017, ISBN 978-3-95974-054-8
60. Eckstein, Christian: Ermittlung repräsentativer Lastkollektive zur Betriebsfestigkeit von Ackerschleppern. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2017, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 26/2017, ISBN 978-3-95974-064-7
61. Fruth, Torben: Vom tribologischen Modellversuch zum Maschinenelement: Berücksichtigung des rheologischen Verhaltens von Schmierstoffen in der Wälzlagersimulation. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2018, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 27/2018, ISBN 978-3-95974-084-5
62. Fábíán, Csaba: Verbesserung des Wirkungsgrades von Steuerkettentrieben durch bedarfsgerechte Kettenspannung. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2018, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 28/2018, ISBN 978-3-95974-091-3
63. Oehler, Manuel: Methodische Ansätze zur Optimierung des Wirkungsgrades von Schneckengetrieben. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2018, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 29/2018, ISBN 978-3-95974-097-5
64. Jürgen, Liebrecht: Technisch-mathematischer Ansatz zur Berechnung der hydraulischen Verluste in Wälzlagern. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2018, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 30/2018, ISBN 978-3-95974-103-3
65. Krupp, Frederik: Reibleistungsreduzierung in Steuerkettentrieben. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2018, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 31/2018, ISBN 978-3-95974-107-1
66. Herweg, Sören: Entwicklung und Validierung einer Methodik für erweiterte Ventiltriebssimulationen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2019, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 32/2019, ISBN 978-3-95974-106-4
67. Pörsch, Sascha: Ansätze zur erweiterten Lebensdauerberechnung feststoffgeschmierter Wälzlager. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2019, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 33/2019, ISBN 978-3-95974-113-2
68. Thielen, Stefan: Entwicklung eines TEHD-Tribosimulationsmodells für Radialwellendichtringe. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2019, Maschinenele-

- mente und Getriebetechnik Berichte Bd. 34/2019, ISBN 978-3-95974-120-0
69. Weyrich, Dominik: Tribologisches Prüfsystem für Dichtungsanwendungen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2020, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 35/2020, ISBN 978-3-95974-131-6
 70. Wiesker, Sebastian: Axialschub an nadelgelagerten Stützrollen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2020, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 36/2020, ISBN 978-3-95974-136-1
 71. Bechev, Dani: Prüfmethodik zur Charakterisierung der elektrischen Eigenschaften von Wälzlagerschmierstoffen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2020, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 37/2020, ISBN 978-3-95974-135-4
 72. Zimmermann, Florian: Optimierung der Energieeffizienz von Kettenspannsystemen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2020, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 38/2020, ISBN 978-3-95974-138-5
 73. Becker, Andre: Entwicklung einer Prüfmethodik für Verschleißuntersuchungen an Kettengelenken von Antriebs- und Steuerketten. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2021, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 39/2020, ISBN 978-3-95974-143-9
 74. Dahiwal, Rahul: Contribution to the Influence of Cage Wear on the Bearing Life of Solid-Lubricated Rolling Bearings. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2021, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 40/2021, ISBN 978-3-95974-151-4
 75. Hofmann, Markus: Auslegung von Berechnungsverfahren am Beispiel der Simulation von Mischreibung. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2022, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 41/2022 ISBN 978-3-95974-174-3
 76. Burkhart, Christoph: Ein Beitrag zum Verständnis des Verschleißverhaltens im System Radialwellendichtring. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2022, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 42/2022, ISBN 978-3-95974-184-2
 77. Mármol, Margarita: Development of a new bearing geometry to reduce friction losses. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2022, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 43/2022, ISBN 978-3-95974-189-7
 78. Sebteini, Seiedardeshir: Kritische Schlupfzustände von Wälzlagern im Mindestlastbereich. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2023, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 44/2023
 79. Meffert, Dominik: Einfluss der Bauteilkontur auf das Verschleiß- und Reibungsverhalten von Gelenkketten. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2023, Maschinenelemente und Getriebetechnik Berichte Bd. 45/2023

ISSN 1860-8035
ISBN 978-3-95974-195-8