

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN
TUM School of Engineering and Design

**Untersuchung der Leistungsfähigkeit von
Einfach- und Mehrfachkonus-Synchronisierungen**

Ulrich Vinzenz Stockinger

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

Doktors der Ingenieurwissenschaften

genehmigten Dissertation.

Vorsitz: Prof. Dr.-Ing. Markus Lienkamp

Prüfer der Dissertation: 1. Prof. Dr.-Ing. Karsten Stahl
2. Prof. Dr.-Ing. Klaus Drechsler

Die Dissertation wurde am 06.12.2022 bei der Technischen Universität München
eingereicht und durch die TUM School of Engineering and Design
am 25.05.2023 angenommen.

Für meine Eltern Liselotte und Josef

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Maschinenelemente, Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebesysteme (FZG) der Technischen Universität München. Grundlage dieser Arbeit sind Ergebnisse der Untersuchungen im Rahmen eines Forschungsvorhabens der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA).

Ich bedanke mich bei allen, die zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben. Besonders danken möchte ich...

... meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Karsten Stahl, der mir die Promotion am Lehrstuhl ermöglicht und die Arbeit betreut hat.

... Herrn Prof. Dr.-Ing. Klaus Drechsler für die Übernahme des Korreferats.

... Herrn Prof. Dr.-Ing. Markus Lienkamp für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

... meinem Abteilungsleiter Herrn Dr.-Ing. Hermann Pflaum, der durch sein Wissen, seine Erfahrung und den fachlichen Diskussionen, einen wesentlichen Anteil am Erfolg meiner Arbeit hat. Zudem danke ich Ihm für die Unterstützung während der Zeit am Lehrstuhl und sein sehr großes Engagement im Ruhestand bei der Korrektur der Arbeit. Die fachlichen und persönlichen Gespräche haben mir sehr geholfen.

... den Mitgliedern des projektbegleitenden Ausschusses Synchronisierungen der FVA, die das Forschungsprojekt ermöglicht, begleitet und unterstützt haben.

... meinen Studenten (Hilfswissenschaftlern und Studienarbeitern), die durch Ihren Einsatz und Fleiß zum Gelingen der Arbeit beigetragen und mich bei vielen Aufgaben entlastet haben.

... den Kolleginnen und Kollegen aus dem Labor, Ingeborg Brodschelm und Marco Breidinger, die die Vermessung von Versuchsteilen und die REM-Analysen begleitet haben.

... den Kollegen aus dem E-Labor, vor allem Ralf Kiepfer, für die Unterstützung bei allen elektrischen Problemen und Programmieraufgaben rund um die Prüfstandsteuerung.

... den Kollegen aus Werkstatt und Prüffeld, Reiner Duschek, Harald Mayr, Klaus Pflügler, Thomas Rath, Klaus Peter Winkler und Karl Maier für die Fertigung von Bauteilen und Adaptionen für meine Versuche sowie der schnellen Hilfe, wenn Teile am Prüfstand anzupassen waren. Besonderer Dank geht dabei an Richard Brandoni für die Unterstützung am Prüfstand, die guten privaten Gespräche und die sehr schöne Zeit im Prüffeld.

... dem Sekretariat, Andrea Hünlein, Kornelia Güth, Cornelia Ambrosch-Fischer und Heidrun Wolf, die die Hiwiverträge betreut, die Forschungsprojekte verwaltet sowie mich bei Alltagsaufgaben und dem Einreichprozess unterstützt haben. Vielen Dank für eure immer freundliche und hilfsbereite Art und die schöne Zeit in der Kaffeerrunde.

... meinen Kollegen am Lehrstuhl, besonders meinen Bürokollegen und -Kolleginnen, Martin Ebner, Max Strebel, Ivan Boiadjiev, Tobias Reimann, Josef Pellkofer, Dominik Kratzer, Katharina Völkel, Thomas Schneider, Philipp Roth, Stefan Sendlbeck, Andreas Dobler, Andreas Schwarz und Martin Sedlmair für die angenehme Arbeitsatmosphäre und die abwechslungsreichen und kurzweiligen Tage im Büro.

... meinen Abteilungskollegen Sebastian Idler, Max Strebel, Thomas Dräxl, Georg Meingaßner, Robert Acuner, Katharina Völkel, Korbinian Stadler, Marco Mileti, Daniel Grötsch,

Thomas Schneider, Patrick Strobl, Lukas Pointner-Gabriel für die kollegiale Zusammenarbeit, den Zusammenhalt und die gemeinsamen Aktivitäten auch außerhalb des Lehrstuhls.

... Christian Hasl, der mich durch die Betreuung meiner Semesterarbeit und die Anstellung als Hilfswissenschaftler an den Lehrstuhl gebracht und mich zu einer Promotion ermutigt hat.

... Robert Acuner, der mir durch die Betreuung meiner Masterarbeit den Schritt an den Lehrstuhl vereinfacht und mich eingearbeitet hat.

... meiner Kollegin und Freundin Katharina Völkel für die fachlichen Diskussionen, das Korrekturlesen der Arbeit, deine Hilfsbereitschaft sowie die zahlreichen privaten Gespräche und die tolle Zusammenarbeit.

... meinen Kollegen Daniel Grötsch und Thomas Schneider, für euer Feedback zu meiner Arbeit und den fachlichen und persönlichen Austausch.

... meinen Studienkollegen, Rafael Opela, Hannes Dikel, Sven Groll, Stefan Eicheldinger und Peter Brüderle, die die gemeinsame Studienzzeit zu einem unvergesslichen Lebensabschnitt gemacht haben.

... meinen Verwandten und Freunden für deren Unterstützung und den Ausgleich zum Arbeitsalltag.

... meinem Bruder Konrad für seine Hilfe und den Zusammenhalt in der Familie.

... meinem Opa Anton, der sich in meiner Kindheit liebevoll um mich gekümmert hat.

... meiner Verlobten Klaudia für ihre Liebe und die Unterstützung und den Rückhalt im Leben.

... meinen Eltern Liselotte und Josef, die sich immer um mich gekümmert, mir mein Studium ermöglicht und mich zu jeder Zeit uneingeschränkt unterstützt haben.

Karlsfeld, im November 2023

Ulrich Stockinger

Kurzfassung

Synchronisierungen sind ein wichtiger Bestandteil von Handschalt- und Doppelkupplungsgetrieben. Während eines Gangwechsels gleichen sie Drehzahldifferenzen über eine kegelige Reibkupplung an, bevor formschlüssig Drehmoment übertragen wird. Mehrfachkonus-Synchronisierungen werden dabei eingesetzt, um die Leistungsdichte zu erhöhen.

Ziel der Arbeit ist es, die Leistungsfähigkeit von Synchronisierungen unterschiedlicher Bauformen mit Carbon-Reibbelägen zu erforschen. In Versuchen auf dem Komponentenprüfstand werden das Reibungs- und Schädigungsverhalten von Einfach-, Doppel-, und Dreifachkonus-Synchronisierung aus PKW-Getrieben verglichen. Die Schädigung der drei Bauformen wird über die neu entwickelten Kennwerte $\mu_{\min, \text{Grad}}$ bzw. $\mu_{\min, \text{Grad}97}$ bewertet. Der thermische Haushalt beeinflusst die Schädigung maßgeblich und wird mittels Temperaturmessungen und thermo-mechanischer 2D- und 3D-Simulationen charakterisiert.

Entgegen den Erwartungen ist die Schädigung bei der Einfachkonus-Synchronisierung bei gleichen spezifischen Belastungen tendenziell höher als bei den Mehrfachkonus-Varianten. Die Verformung der Synchronringe der Einfachkonus-Synchronisierung resultiert in höheren lokalen Beanspruchungen. Die dadurch entstehenden höheren Reibflächentemperaturen schädigen Reibbelag und Schmierstoff stärker. Die Schmierstoffzusammensetzung kann die Leistungsfähigkeit der Systeme deutlich beeinflussen. Ergebnisse der thermo-mechanischen Simulationen münden in Optimierungsempfehlungen, um die maximalen Reibflächentemperaturen zu senken und somit die Leistungsfähigkeit zu verbessern.

Abstract

Synchronizers are an important part of manual and dual clutch transmissions. During a gear change they reduce the differential rotational speed using a conical friction clutch before torque is positively transmitted. Multi-cone synchronizers are used to increase the power density.

The aim of the thesis is to investigate the performance of synchronizers of different designs with carbon friction linings. In experiments on the component test rig, the friction and endurance behavior of single, double and triple cone synchronizers from passenger car transmissions are compared. The deterioration to the three designs is assessed using the newly developed characteristic values $\mu_{\min, \text{Grad}}$ or $\mu_{\min, \text{Grad}97}$. The thermal behavior has a significant influence on the deterioration and is characterized by temperature measurements and thermo-mechanical 2D and 3D simulations.

Contrary to expectations, the deterioration of the single cone synchronizer tends to be higher than of the multi-cone variants at the same specific loads. The deformation of the synchronizer rings of the single cone synchronizer results in higher local loads. Consequently, higher friction surface temperatures occur and damage the friction lining and lubricant. Furthermore, the lubricant's composition can significantly influence the performance of the systems. The outcomes of the thermo-mechanical simulations lead to optimization recommendations in order to lower the maximum friction surface temperatures, and thus, improve performance.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	1
2	Stand des Wissens.....	3
2.1	Sperr-Synchronisierung nach dem Prinzip BorgWarner	3
2.1.1	Aufbau und Funktionsweise	3
2.1.2	Anforderungen an Synchronisierungen	6
2.2	Werkstoffe von Synchronisierungen	6
2.2.1	Metallische Reibwerkstoffe	7
2.2.2	Organische Reibbeläge.....	7
2.2.3	Gegenreibfläche und Trägermaterialien	9
2.3	Reibungsverhalten von Synchronisierungen	9
2.3.1	Grundlagen und Modellvorstellung.....	9
2.3.2	Einflüsse auf das Reibungsverhalten	11
2.3.3	Kennwerte zur Beschreibung des Reibungsverhaltens	12
2.4	Ausfallursachen und Schädigungsmechanismen	13
2.4.1	Ausfallursachen	13
2.4.2	Schädigungsmechanismen von Carbon-Reibbelägen.....	15
2.5	Prüfverfahren zur Analyse der Schädigung bei Synchronisierungen	18
2.6	Leistungssteigerung bei Synchronisierungen	19
2.7	Thermischer Haushalt von Synchronisierungen	22
2.7.1	Temperaturmessungen an Synchronisierungen.....	22
2.7.2	Mechanische und thermische Simulationen von Synchronisierungen	25
2.8	Fazit zum Stand des Wissens	29
3	Ziel der Arbeit und Vorgehen	31
3.1	Ziel der Arbeit.....	31
3.2	Vorgehen	32
4	Versuchsteile, Prüfstand und Messtechnik.....	33
4.1	Versuchsteile und Schmierstoffe	33
4.2	Prüfstand und Messtechnik	35
4.2.1	Standard Synchronisationsprüfstand SSP-180	35
4.2.2	Oberflächenvermessung – Tastschnittverfahren	36
4.2.3	Rasterelektronenmikroskop	37
4.2.4	Vermessung von Axialverschleiß und Rundheit	38
4.3	Temperaturmessungen an Synchronisierungen	39
5	Prüfverfahren, Auswertemethoden und Kennwerte.....	41
5.1	Prüfverfahren	41

5.2	Bewertung des Schädigungsverhaltens.....	42
5.2.1	Reibungszahlkennwerte.....	42
5.2.2	Oberflächenkennwerte.....	44
6	Experimente zu Schädigungsverhalten und thermischem Haushalt.....	47
6.1	Versuche zum Schädigungsverhalten.....	47
6.1.1	Ausfallursachen.....	47
6.1.2	Einfluss der Beanspruchungsparameter auf die Schädigung.....	48
6.1.3	Einfluss des Schmierstoffs auf die Schädigung.....	50
6.1.4	Ergebnisse von Reversversuchen und Rekonditionierungseffekte.....	51
6.1.5	Leistungsfähigkeit unterschiedlicher Synchronisierungsbauformen.....	54
6.2	Thermischer Haushalt.....	55
6.2.1	Einfachkegel-Synchronisierung EK72.....	56
6.2.2	Doppelkegel-Synchronisierung DK70.....	57
7	Oberflächenvermessung und REM Untersuchung.....	61
7.1	Oberflächenvermessung der Reibflächen.....	61
7.1.1	Veränderung der Oberflächentopographie der Reibbeläge.....	61
7.1.2	Veränderung der Oberflächentopographie der Stahl-Gegenreibflächen.....	63
7.2	REM Untersuchungen.....	65
7.2.1	Doppelkegel-Synchronisierung DK73.....	65
7.2.2	Einfachkegel-Synchronisierung EK72.....	67
8	Simulation des thermischen Haushalts.....	69
8.1	Modellbildung und Materialparameter.....	69
8.2	2D thermo-mechanische Simulation.....	72
8.2.1	Geometrie, Varianten, Randbedingungen und Vereinfachungen.....	72
8.2.2	Konvergenzanalyse und Verifikation des Simulationsmodells.....	74
8.2.3	Pressungs- und Temperaturverteilung – Einfluss der Versuchsbedingungen.....	75
8.3	Validierung der 2D-Simulationen mit Temperaturmessungen an der DK70.....	79
8.3.1	Vergleich von Messung und Simulation.....	80
8.3.2	Optimierung der Simulation und Einfluss der Ölkühlung.....	82
8.4	3D thermo-mechanische Simulation.....	84
8.4.1	Geometrie, Varianten, Randbedingungen und Vereinfachungen.....	84
8.4.2	Vernetzung, Konvergenzanalyse und Abgleich mit 2D-Simulation.....	87
8.4.3	Pressungs- und Temperaturverteilung – Einfluss der Beanspruchungen.....	88
9	Weiterführende Auswertungen und Optimierungsempfehlungen.....	95
9.1	Korrelation des Schädigungsverhaltens mit thermischem Haushalt.....	95
9.2	Optimierung von Synchronisierungen durch thermo-mechanische 2D- und 3D-Simulationen.....	98

9.2.1	Variation des Synchronringdesigns – Vergleich 2D- und 3D-Simulationen.....	98
9.2.2	Variation des Zahnfußkreisdurchmessers des Synchronrings	104
9.2.3	Variation der Blechdicke des Synchronrings	106
9.2.4	Variation der Kegelwinkel.....	109
9.2.5	Variation der Materialparameter.....	116
9.2.6	Vergleich der Reibbelagposition bei Doppelkonus-Synchronisierungen.....	120
9.3	Konstruktionsempfehlungen Synchronisierungen.....	122
9.3.1	Einfachkonus-Synchronisierung.....	123
9.3.2	Mehrfachkonus-Synchronisierung.....	124
10	Zusammenfassung und Ausblick	127
10.1	Zusammenfassung.....	127
10.2	Ausblick.....	129
11	Literaturverzeichnis	131
A	Anhang.....	1
A.1	Spezifische Belastungsgrößen von Mehrfachkonus-Synchronisierungen.....	1
A.2	Messunsicherheitsbetrachtung für den SSP-180 nach GUM.....	3
A.2.1	Einführung in das GUM-Standard-Verfahren	3
A.2.2	Darlegung der Kenntnisse über die Messung und die Eingangsgrößen.....	5
A.2.3	Modellierung der Messung	7
A.2.4	Einschätzen der Größen und Kombination der Werte und Unsicherheiten	10
A.2.5	Zusammenfassung der Ergebnisse	17
A.3	Zusammenfassung der Versuchsbedingungen.....	19
A.4	Schädigung der verschiedenen Bauformen anhand von $\mu_{\min, \text{Grad}}$	21
A.5	Erweiterung der Oberflächenvermessung des Reibbelags	23
A.6	REM Übersichtsbilder.....	26
A.7	Voruntersuchungen der Simulationen	29
A.7.1	Einfluss verschiedener Modellierungsansätze der 2D-Simulationen	29
A.7.2	Konvergenzanalyse der 2D-Simulationen aller Baugrößen.....	36
A.7.3	Konvergenzanalyse der 3D-Simulationen, Abgleich mit 2D-Simulation.....	37
A.8	Sammlung von Materialparametern aus der Literatur	38
A.9	Variation der Materialparameter der 2D-Simulation	40
A.10	Variantenvergleich der 3D-Simulation DK73	44
A.11	Ergänzende Abbildungen der Parametervariationen der Simulationen	45

Nomenklatur

Zeichen	Einheit	Benennung
a_{SI}	mm	Axialer Abstand Synchronring Innenring
a_{SZ}	mm	Axialer Abstand Synchronring Zwischenring
A_m	mm^2	gemittelte Reibfläche
$A_{\theta, Rf > 300^\circ C}$	Ks	Temperatur-Zeit-integral, Schädigungskennwert nach [Hen14]
$A_{\theta, Rf}$	Ks	Temperatur-Zeit-integral, Schädigungskennwert nach [Hen14]
$A_{m\theta, RF > 500^\circ C}$	Ks	Temperatur-Zeit-integral, Schädigungskennwert nach [Acu16a]
c_p	$J/(kgK)$	Spezifische Wärmekapazität
d_m	mm	Mittlerer Kegeldurchmesser
d_D	mm	Durchmesser Sperrverzahnung
E	N/mm^2	E-Modul
F_a	N	Axialkraft
h	mm	Elementlänge an der Reibfläche
J	kgm^2	Massenträgheit
$n, \Delta n$	$1/min$	Drehzahl, Differenzdrehzahl
n_{rf}	–	Anzahl der Reibflächen
n_0	$1/min$	Drehzahl große Schwungmasse SSP-180
N	–	Schaltunzähl bis zum Ausfall der Synchronisierung
s	mm	Schaltweg
sRa	μm	3D-Oberflächenkennwert: Arithmetischer Mittenrauwert (s kennzeichnet die flächenhafte Auswertung)
sRk	μm	3D-Oberflächenkennwert: Kernrautiefe (s kennzeichnet die flächenhafte Auswertung)
t	mm	Blechdicke
t_R	s	Rutschzeit
T	s	Zykluszeit bzw. Taktzeit
T_{ink}	s	Zeitschritt Simulation
T_R	Nm	Reibmoment
$T_{\ddot{U}}$	Nm	Überschiebemoment
v_g	m/s	Mittlere Ausgangsgleitgeschwindigkeit
$V_{\ddot{O}l}$	l/min	Ölvolumenstrom
V_{μ}	–	Reibungszahlkennwert nach [Per98]
q	J/mm^2	Spezifische Reibarbeit

Zeichen	Einheit	Benennung
$q_{p,0}$	W/mm^2	Maximale spezifische Reibleistung
$\dot{q}_{e,j}$	W/mm^2	Wärmestromdichte am Element j (2D-Simulation)
\dot{q}_{mit}	mW/mm^2	Mittlere spezifische Reibleistung
x, y, z	–	Koordinatenrichtungen
α	°	Kegelwinkel
α_L	$10^{-6} 1/K$	Wärmeausdehnungskoeffizient
α_m	°	Mittlerer Kegelwinkel
β	°	Winkel Dachschrägen
ϑ	°C	Temperatur
$\Delta\vartheta$	K	Temperaturhub
$\Delta\vartheta_m$	K	Mittelwert des maximalen Temperaturhubs je Reibfläche
ϑ_{grenz}	°C	Grenztemperatur
$\vartheta_{\ddot{o}l}$	°C	Öleinspritztemperatur
ϑ_{sm}	°C	mittlerer Temperaturverlauf von 4 Sensoren (Messung)
ϑ_{sp}	°C	Temperaturverlauf an Sensorposition (Simulation)
λ	$W/(mK)$	Wärmeleitfähigkeit
μ	–	Reibungszahl
μ_D	–	Reibungszahl Dachschrägen
μ_{max}	–	maximale Reibungszahl nach [Lös97, Neu08, Spr01]
μ_{min}	–	Minimale Reibungszahl (Auswertebereich 90...5 % $v_{g,max}$)
$\mu_{min,Grad}$	–	Schädigungskennwert (Definition in Abschnitt 5.2.1)
$\mu_{min,97}$	–	Minimale Reibungszahl (Auswertebereich 97...5 % $v_{g,max}$)
$\mu_{min,Grad97}$	–	Schädigungskennwert (Definition in Abschnitt 5.2.1)
μ_{mit}	–	Mittlere Reibungszahl (arithmetischer Mittelwert im Bereich 60...0 % $v_{g,max}$)
μ_{end}	–	Maximale Reibungszahl (im Bereich 0...10 % $v_{g,max}$)
μ_{sperr}	–	Sperrgrenze
$\Delta\mu_{min,5.000}$	–	Relative Abnahme von μ_{min} nach 5.000 Schaltungen [Acu16a]
$\Delta\mu_{min,10.000}$	–	Relative Abnahme von μ_{min} nach 10.000 Schaltungen [Acu16a]
$\Delta\mu_{min,20.000}$	–	Relative Abnahme von μ_{min} nach 20.000 Schaltungen [Acu16a]
$\Delta\mu/v_g$	–	Reibungszahlgradient nach [Mos02] für Synchronisierungen verwendet bei [Lay11]
ρ	kg/m^3	Dichte
ν	–	Querkontraktionszahl
ϕ	°	Winkel Umfangsrichtung

Zeichen	Einheit	Benennung
ψ	°	Winkelbereich Verzahnung Synchronring

Indizes

a	außen	mit	Mittelwert
i	innen	pl	Planfläche
ii	Innenring innen	rb	Reibbelag
ink	inkremental	ref	Referenz
j	Laufvariable	st	Stahl
max	Maximum	var	Variation
min	Minimum		

Abkürzungen

AF	Antifoam	MTF	Handschaftgetriebeöl (Abk. engl.)
AO	Antioxidants	NFZ	Nutzfahrzeug
API	American Petroleum Institute	NI	National Instruments
ATF	Automatikgetriebeöl (Abk. engl.)	NKW	Nutzkraftwagen
AW	Antiwear	PDF	Wahrscheinlichkeits-Dichteverteilung (Abk. engl.)
CFC	Kohlenstofffaserverstärkter Kohlenstoff (Abk. engl.)	Pkt.	Punkt
CFK	Kohlenstofffaserverstärkter Kunststoff (Abk. engl.)	PKW	Personenkraftwagen
COR	Corrosion Inhibitor	Rb.	Reibbelag
DCT	Doppelkupplungsgetriebe (Abk. engl.)	RE	Rückstreuelektronen
DET	Detergent	REM	Rasterelektronenmikroskop
DIN	Deutsches Institut für Normung	Rf.	Reibfläche
DISP	Dispersant	Ri.	Richtung
DK	Doppelkonus	rot.	rotationssymmetrisch
DSV	Dauerschaltversuch	SE	Sekundärelektronen
EDX	Energiedispersive Röntgenstrahlanalyse	Sim	Simulation
EK	Einfachkonus	spez.	spezifisch
EP	Extreme Pressure	SSP	Standard Synchronisationsprüfstand
FEM	Finite-Elemente-Methode	Syn- chro	Synchronisierung
FM	Friction Modifier	TK	Dreifachkonus- (Tripelkonus-)
FVA	Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.	TS	Temperatursensor
GI	Gleitstein	V	Versuch
ISO	isometrisch	VM	Viscosity Modifier
LS	Laststufe	ZS	Zeitschritt
Mess	Messung		

1 Einleitung

Synchronisierungen sind Maschinenelemente, die in großen Stückzahlen in PKW- und NFZ- Handschaltgetrieben, Doppelkupplungsgetrieben und automatisierten Schaltgetrieben zum Einsatz kommen. Vereinzelt werden sie auch als Schaltelement in Allradverteilergetrieben [Bar14], in neuartigen Hybridantriebssträngen [Yan19] und in E-Fahrzeuggetrieben [Vah18, Zai17] eingesetzt. In Stufengetrieben gleichen sie Drehzahlunterschiede z. B. aufgrund des Stufensprungs beim Gangwechsel über eine kegelige Reibkupplung an und übertragen nach erfolgter Synchronisierung Drehmoment formschlüssig. Steigende Motorleistungen bei gleichem Bauraum haben in den vergangenen Jahrzehnten die Anforderungen an die Leistungsdichte in Getrieben erhöht. Somit müssen auch Synchronisierungen in vergleichbarem Bauraum mehr Leistung übertragen, bei unveränderter Lebensdauer und Schaltkomfort. Eine Synchronisierung ist üblicherweise auf die Lebensdauer eines Fahrzeuggetriebes ausgelegt. Ein vorzeitiger Ausfall einer Synchronisierung muss verhindert werden, da ein Austausch, gerade bei PKW-Getrieben, wirtschaftlich nicht sinnvoll ist und meist einem Totalschaden des Getriebes gleichkommt. Auch bei NKW-Getrieben kann ein Tausch einer Synchronisierung den Jahresgewinn, der mit dem Fahrzeug erwirtschaftet wurde, kosten [Häg18a]. Somit ist die zuverlässige Funktion eines der wichtigsten Auslegungskriterien.

Heutzutage werden häufig Carbon-Reibbeläge statt metallischer Reibbeläge eingesetzt, um die Leistungsfähigkeit zu steigern. Verglichen mit Messing-Reibwerkstoffen kann beispielsweise mit Carbon-Reibbelägen bei gleicher Lebensdauer etwa die vierfache Energie auf den Reibflächen umgesetzt werden [Die14]. Aufgrund der niedrigeren Wärmeleitfähigkeit von Carbon kommt es während einer Schaltung bei gleichen spezifischen Belastungen allerdings zu höheren Reibflächentemperaturen als mit metallischen Reibwerkstoffen, die sowohl Reibbelag als auch Schmierstoff schädigen können. Hohe Reibflächentemperaturen stellen bei Synchronisierungen ein maßgebliches Schädigungskriterium dar, weswegen der thermische Haushalt einer Synchronisierung die Lebensdauer entscheidend beeinflusst.

In niedrigen Gängen werden aufgrund von hohen Massenträgheiten Mehrfachkonus-Synchronisierungen eingesetzt. Wegen der größeren Anzahl an Reibflächen einer Mehrfachkonus-Synchronisierung im Vergleich zu einer Einfachkonus-Synchronisierung kann bei gleicher Schaltkraft ein höheres Drehmoment übertragen werden. Allerdings treten bei Mehrfachkonus-Synchronisierung höhere Schleppverluste auf, die den Gesamtwirkungsgrad des Getriebes herabsetzen. Aufgrund der höheren Komplexität sind Mehrfachkonus-Synchronisierungen meist teurer als Einfachkonus-Systeme. Um Kosten zu senken und den Wirkungsgrad zu erhöhen, ist es nötig, die Leistungsfähigkeit der verschiedenen Synchronisierungsbauformen zu kennen, um sie gezielt für deren Einsatz auswählen und optimieren zu können.

Ziel der Arbeit ist es, die Leistungsfähigkeit von Einfach-, Doppel- und Dreifachkonus-Synchronisierungen auf dem Komponentenprüfstand auf experimenteller Basis zu erforschen sowie deren thermischen Haushalt über Temperaturmessungen und thermo-mechanische Simulationen zu analysieren.

2 Stand des Wissens

2.1 Sperr-Synchronisierung nach dem Prinzip BorgWarner

Synchronisierungen werden in schaltbaren Stufengetrieben eingesetzt, bei denen die Verzahnungen der Gangräder permanent im Eingriff sind. Beim Gangwechsel müssen die Drehzahlunterschiede der verschiedenen Gangräder angeglichen werden, bevor formschlüssig Drehmoment übertragen wird. Bei einer Synchronisierung nach dem Prinzip BorgWarner verhindert ein Sperrmechanismus das vorzeitige Durchschalten bei Differenzdrehzahl [Whi37]. Dieses Prinzip wurde Ende der 1920er Jahre entwickelt [Chr16, Pin14] und wurde 1940 patentiert [Whi37]. Es existieren zahlreiche weitere Prinzipien wie Lamellen-, Porsche-, Außen- und Sperrbolzen-Synchronisierungen [Brü91, Nau19, Soc68]. Diese Arbeit befasst sich ausschließlich mit Einfach- und Mehrfachkonus-Synchronisierungen mit einem Sperrmechanismus nach BorgWarner. Nachfolgend wird Synchronisierung mit Synchro abgekürzt.

2.1.1 Aufbau und Funktionsweise

Eine Synchronisierungseinheit besteht aus zwei Schalträdern mit den zugehörigen Ringen, dem Synchronkörper, der Schiebemuffe sowie den mit Federn vorgespannten Druckstücken. Im Getriebe eines PKW-Antriebsstrangs können bei einer Synchronisierungseinheit rechts und links vom Synchronkörper unterschiedliche Synchrobaufbauten verwendet werden, wie beispielsweise in Bild 2.1 gezeigt (Doppelkonus (DK) auf der linken Seite, Dreifachkonus (TK) auf der rechten Seite). Die Schiebemuffe ist axial beweglich auf dem Synchronkörper geführt und kann in Umfangsrichtung über eine Zahnwelle Drehmoment übertragen. Die Schalträder (oder auch Gangräder genannt) sind auf ihrer Welle (in Bild 2.1 nicht dargestellt) meist über Nadelager gelagert. Der Synchronkörper ist über eine Zahnwellenverbindung auf der Welle festgelegt. Die Reibbeläge sind in Bild 2.1 schwarz dargestellt.

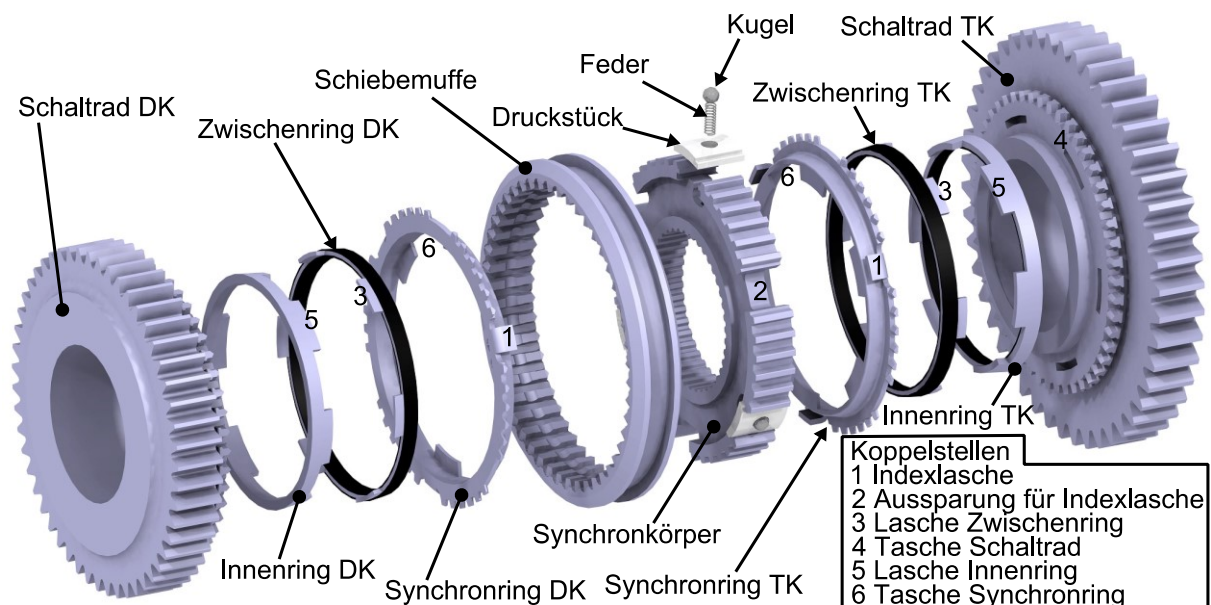


Bild 2.1: Synchronisierungseinheit aus PKW Antriebsstrang (links: Doppelkonus-Synchronisierung; rechts Dreifachkonus-Synchronisierung)

Ein Synchronset bezeichnet bei Mehrfachkonus-Synchronisierungen die für einen Schaltvorgang auf einer Seite benötigten Ringe bzw. das zugehörige Schaltrad. Die Synchronringe sind

über Indexlaschen (1) mit dem Synchronkörper in Umfangsrichtung gekoppelt, können sich jedoch im Rahmen ihres Spiels bewegen.

Die sogenannten Mehrfachkonus-Synchronisierungen wurden ursprünglich in Japan entwickelt [Abd00]. Häufig werden sie in niedrigen Gängen eingesetzt, um bei gleicher Schaltkraft das übertragbare Drehmoment zu erhöhen [Ras91]. Die Unterschiede der drei typischen Bauformen, Einfachkonus- (EK-), Doppelkonus- (DK-) und Dreifachkonus- bzw. Tripelkonus- (TK-) Synchronisierung sind in Bild 2.2 dargestellt. Die Synchronisierungseinheiten sind symmetrisch aufgebaut, d. h. auf beiden Seiten des Synchronkörpers ist die gleiche Synchrobaufarm verbaut, siehe Bild 2.2 (untere Bildreihe). Die Schiebemuffe ist auf dem Synchronkörper zentriert und ist in Neutralstellung dargestellt. Eine EK-Synchronisierung ist an einer konischen Reibfläche erkennbar. Eine DK-Synchro weist drei Reibflächen (Rf.) auf, wovon lediglich zwei konisch und eine plan ausgeführt ist. In dem hier vorliegenden Schnittbild sind die Reibbeläge auf den Zwischenring aufgeklebt, die Planfläche des Innenrings ist axial gleitgelagert. Das Reibmoment aus dem Kontakt Planfläche-Innenring und Planfläche-Schaltrad trägt weniger als 5 % [Erd08] zum Gesamtreibmoment bei. Bei der hier dargestellte TK-Synchronisierung sind Synchron- und Zwischenring identisch mit denen der DK-Synchro. Auf der Innenseite des Innenrings liegt bei der TK-Synchro eine weitere konische Reibfläche, die mit dem Stahlkonus des Schaltrads in Kontakt ist. Bei DK- und TK-Synchros greifen Laschen des Zwischenrings (3) in Taschen des Schaltrads (4), siehe Bild 2.1. Somit rotieren beide mit gleicher Drehzahl. In der üblichen Bauweise von Mehrfachkonus-Synchronisierungen sind Innen- und Synchronring über Taschen am Synchronring (6) bzw. Laschen am Innenring (5) gekoppelt, rotieren somit ebenfalls mit gleicher Drehzahl. Eine alternative Bauweise stellt [Oka90] vor.

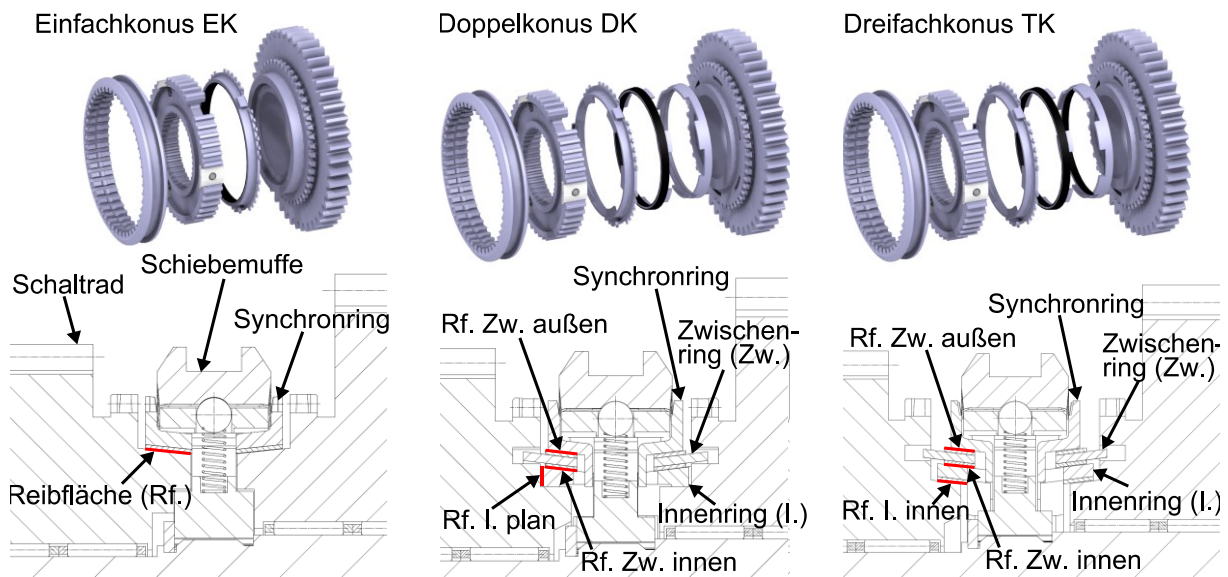


Bild 2.2: Aufbau von Einfach-, Doppel- und Dreifachkonus-Synchronisierungseinheiten in Neutralstellung (oben: 3D-Ansicht, unten: Schnitt durch Synchronisierungseinheit, sym. Ausführung; Reibfläche der linken Synchro jeweils mit roter Linie gekennzeichnet)

Der Schaltvorgang einer Synchronisierung wird je nach Autor in drei bis sechs Phasen unterteilt [Erd08, Hög18a, Nau19, Soc68, Sta14, Bac13b] und hier kurz vorgestellt. Eine detaillierte Erklärung mit Bildern der unterschiedlichen Phasen bei einer Doppelkonus-Synchronisierung findet sich bei [Erd08].

Phase 1 Neutralstellung: Die Schiebemuffe befindet sich in Neutralstellung und wird durch die Druckstücke im Rahmen deren Spiels mittig auf dem Synchronkörper zentriert. Keiner der beiden Gänge der Synchronisierungseinheit ist eingelegt. Die Synchronringe auf beiden Seiten können sich axial und in Umfangsrichtung entsprechend den vorgesehenen Spielen bewegen.

Phase 2 Vorsynchronisieren: Auf die Schiebemuffe wird eine Axialkraft aufgebracht, welche die Schiebemuffe in Richtung des zu schaltenden Gangrades bewegt. Über die Federn der Druckstücke werden die am Umfang verteilten Druckstücke gegen die Aussparung der Schiebemuffe gedrückt, axial mitbewegt und kommen mit der Planfläche des Synchronrings in Kontakt. Die Geometrie der Nuten in der Schiebemuffe sowie die Vorspannkraft der Federn bestimmen die Höhe der Vorsynchronkraft. Der Synchronring wird durch die Druckstücke auf den Synchronkonus gedrückt und es entsteht auf den Reibflächen ein Drehmoment, das den Synchronring soweit verdreht, bis er in Sperrausgangsstellung steht. In der Sperrausgangsstellung stehen die Zahnflanken der Schiebemuffen den Zahnflanken des Synchronrings gegenüber. Die Beschreibung formelmäßiger Zusammenhänge zu Auslegung der Vorsynchronisierung sind detailliert bei [Höh95, Raz04, Raz14, Sir15] beschrieben.

Phase 3 Synchronisieren: Während der Synchronphase wird die Differenzdrehzahl zwischen Schaltrad und Schiebemuffe durch das Reibmoment der Kegelreibkupplung abgebaut und die Rotationsenergie in Wärme dissipiert. Die Axialkraft wird dabei über die Zahnflanken der Schiebemuffe auf die Synchronringe aufgebracht. Solange Differenzdrehzahl zwischen Synchronring und Schaltrad vorliegt und die Sperrbedingung ($T_R > T_{\ddot{U}}$) erfüllt ist, blockiert der Synchronring [Nau19]. Das an den Konen wirkende Reibmoment T_R Gleichung (2.1) muss dazu größer als das Überschiebemoment $T_{\ddot{U}}$ nach Gleichung (2.2) an den Zahnflanken (auch Dachschrägen genannt) von Schiebemuffe/Synchronring sein. Die axiale Bewegung der Schiebemuffe und somit das Durchschalten bei Differenzdrehzahl wird verhindert.

$$T_R = n_{rf} \cdot F_a \cdot \frac{d_m \cdot \mu}{2 \cdot \sin \alpha_m} \quad (2.1)$$

μ	-	Reibungszahl am Konus	n_{rf}	-	Anzahl kegeliger Reibflächen
T_R	Nm	Reibmoment	F_a	N	Axialkraft
α_m	°	mittlerer Kegelwinkel	d_m	mm	mittlerer Kegeldurchmesser

$$T_{\ddot{U}} = F_a \cdot \frac{d_D}{2} \cdot \frac{1 - \mu_D \cdot \tan \frac{\beta}{2}}{\mu_D + \tan \frac{\beta}{2}} \quad (2.2)$$

μ_D	-	Reibungszahl an Dachschrägen	F_a	N	Axialkraft
$T_{\ddot{U}}$	Nm	Überschiebemoment	d_D	mm	Durchmesser Sperrverzahnung
β	°	Dachschrägenwinkel			

Phase 4 Überschieben und Freiflug: Sobald die Differenzdrehzahl zwischen Synchronring und Schiebemuffe abgebaut und das Überschiebemoment größer als das Reibmoment ist, kann der Synchronring in Umfangsrichtung verdreht werden, sodass die Zähne der Schiebemuffe an den Zähnen des Synchronrings vorbeigleiten. Die Synchronisierung befindet sich nun in der sogenannten Freiflugphase. Bei hohen Schleppmomenten, bedingt durch beispielsweise hochviskoses Öl, kann sich zwischen Schaltrad und Synchronring in der Freiflugphase wieder eine Differenzdrehzahl aufbauen. Dies führt beim Einspuren zu einem Zahn auf Zahn Kontakt, das als Hochschaltkratzen bezeichnet wird [Höh95, Pin92, San11]).

Phase 5 Einspuren: Die Zähne der Schiebemuffe müssen in die Verzahnung am Schaltrad einspuren, um den Gang einzulegen. Nach dem erfolgreichen Einspuren wird das Drehmoment formschlüssig übertragen. Ein Hinterschnitt an der Verzahnung verhindert das ungewollte Lösen der Verzahnung. Die Betätigungskraft kann nach erfolgtem Einlegen des Gangs weggenommen werden, ohne dass der Gang wieder herausspringt. Ein exemplarischer Messschrieb einer Schaltung ist in Abschnitt 5.2 (Bild 5.2) abgebildet. Die Ansteuerung von Synchronisierungen, die verwendeten Betätigungssysteme und deren Optimierung können unter anderem bei [Bar20c, Li18, Nau19, Pat19, Pir19, Pir20a, Pir20b, Sha12, Sin15, Sin13a, Sin13b, Sin19, Wu21, Yan14] nachgelesen werden.

2.1.2 Anforderungen an Synchronisierungen

Neben den Hauptaufgaben einer Synchronisierung der **Drehzahlanpassung zweier Wellen**, **Verhindern des Durchschaltens bei Differenzdrehzahl** und der **formschlüssigen Drehmomentübertragung** nach erfolgreicher Synchronisation, existieren zahlreiche weitere Anforderungen [Nau19]. Die Leistung von Getrieben nimmt bei vergleichbarem Bauraum stetig zu und somit wird auch von einer Synchronisierung eine **hohe Leistungsdichte** gefordert [Abd00, Pin14]. Die **Reduktion des Bauraums** [Brü91] ist zudem ein häufiges Entwicklungsziel, nicht nur bei Frontqueranwendungen [Bac13a]. Während einer Schaltung wird die Reibenergie in der Synchronisierung in Wärme umgewandelt. Auch bei schlechten Kühlbedingungen ist die Funktion der Synchronisierung zu gewährleisten [Ack07]. Neben der **Lebensdauer** ist der **Schaltkomfort** [MEN20] das wichtigste Auslegungskriterium bei Synchronisierungen in Handschaltgetrieben [Ran01, Syk94]. Es wird ein **schneller Schaltvorgang ohne Stöße bzw. Vibrationen** gefordert [Özp19]. Wird die Synchronisierung einer Baugruppe gerade nicht geschaltet, soll sie **unauffällig bezüglich Geräuschen und Schleppverlusten** sein [Bac10]. Schleppmomente sind vor allem bei niedrigen Temperaturen zu reduzieren, um Hochschaltkratzen und die damit verbundenen Komforteinbußen zu vermeiden [Raz07].

Um eine einwandfreie Funktion sicherzustellen, soll der **Reibbelag verschleißfest** und dessen **Reibungszahl über die gesamte Beanspruchungsdauer möglichst konstant** sein [Neu08]. Zur Übertragung eines hohen Reibmoments sind **hohe Reibungszahlen** nötig, die idealerweise gegen Ende der Schaltung abfallen [Ack07, Bac10, Ore95]. Dies widerspricht dem Ziel der Entwicklung anderer Getriebekomponenten, bei denen eine Reduzierung der Reibungszahl zur Minimierung der Verluste angestrebt wird. Der Verlauf der Reibungszahl bei Synchronisierungen ist allerdings nicht so entscheidend wie bei nasslaufenden Lamellenkupplungen [Ack07]. Die **Funktion der Synchronisierung** ist auch mit **niederviskosen Schmierstoffen** zu gewährleisten [Ech15].

Je nach Einsatzbereich (MT: Handschaltgetriebe; DCT: Doppelkupplungsgetriebe mit trockener oder nasser Anfahrkupplung) **variieren die Anforderungen**, da sich unter anderem die zu synchronisierenden Trägheitsmassen, die Schleppmomente der Kupplung, der verwendete Schmierstoff und die Anforderungen an den Schaltkomfort unterscheiden. [Bac13a, Raz07]

2.2 Werkstoffe von Synchronisierungen

Je nach Anforderungen werden unterschiedliche Werkstoffe für Synchronringe verwendet.

Die Reibbeläge von Synchronisierungen lassen sich in metallische und organische Reibbeläge unterteilen. Die typischen Anforderungen an den Reibbelag von Synchronisierungen sind: geringe Materialkosten, geringer Verschleiß, Haltbarkeit, gutes Reibungsverhalten (hohes Rei-

bungszahlniveau und ein möglichst konstanter Verlauf der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit), Ölverträglichkeit, Temperaturbeständigkeit, Sicherheit gegenüber Überlast, gutes Kaltschaltverhalten [Ack07, Bac13a, Bac10, Kea97, Ran04, Wag93, Wal05]. Nachfolgend werden die verschiedenen Reibwerkstoffe sowie Träger und Gegenreibflächen vorgestellt. Der Schwerpunkt liegt auf organischen Reibbelägen. Ein qualitativer Vergleich der Eigenschaften typischer Reibbeläge von Synchronisierungen ist bei [Nau19, Wag93] nachzulesen.

2.2.1 Metallische Reibwerkstoffe

Bei metallischen Reibwerkstoffen wird zwischen Messing und Molybdän- sowie Sinter-Reibbelägen unterschieden. Gerade in der frühen Zeit der Synchronisierungen und bei niedrigen Belastungen werden im PKW-Bereich Sondermessinglegierung mit Gewindeprofilierung (z. B. [Dro91, Kin99, Pfl88, Pin92]) verwendet, die üblicherweise geschmiedet [Wal05], teilweise auch gegossen werden [Raz14]. Typische Werkstoffzusammensetzungen sind bei [Abr08] zu finden. Bei mittleren Belastungen kommen Molybdän- (Mo-)Reibbeläge zum Einsatz. Gerade im NKW-Bereich werden Mo-Reibbeläge mit eingeschliffener Rillierung [Brü91, Wag93] verwendet, die meist über Flamm- oder Plasmaspritzverfahren auf die Trägerringe aufgebracht werden [Ahn05, Hwa05]. Sinter-Reibbeläge werden bei hohen Beanspruchungen eingesetzt und finden ihre Anwendung sowohl im PKW als auch im NKW. Der Reibbelag besteht üblicherweise aus metallischen und nicht metallischen Materialien und wird entweder direkt auf die Trägerringe gesintert [Bac10] oder mit ihnen über Punktschweißungen verbunden [Sig09]. Zudem existieren Sondervarianten ohne Reibbelag wie beispielsweise Blechumformbauteile mit wärmebehandelter Oberfläche [Ech15] oder ein gesintertes Stahlring [Bla05]. Bei beiden Varianten wird kein Reibbelag auf die Ringe aufgebracht, sondern lediglich die Reibfläche mit feinen Rillen versehen. Als Einsatzbereich werden niedrige Belastungen angegeben, bei denen bisher in der Praxis meist Messing eingesetzt wird. Einen ähnlichen Ansatz verfolgen [Wal05], die einen Reibbelag auf Basis eines Eisenoxids entwickeln, der auf einen geschmiedeten Stahlträgerring aufgebracht und gesintert wird. Im Vergleich zu einem herkömmlichen Reibbelag auf Cu-Basis soll der Belag eine bessere Schichtstabilität aufweisen und unempfindlicher gegenüber vielen Ölsorten sein.

2.2.2 Organische Reibbeläge

Zu den organischen Reibbelägen gehören Reibbeläge auf Papier- und Carbon-Basis, wobei der Übergang zwischen den beiden Technologien fließend ist. Gerade für Carbon-Reibbeläge existiert keine klare Definition und so kann ein Carbon-Reibbelag einen Carbonanteil (Kohlefaserteil) von 2...99 % enthalten [Chr14]. **Papierreibbeläge** bestehen unter anderem aus Zellulosefasern, synthetischen Fasern und Füllmaterial (z.B. Graphite, Aktivkohle, Kieselgur und weiteren Materialien) [Ito98]. Der Herstellungsprozess ist ähnlich dem der Papierherstellung bei dem die einzelnen Komponenten zunächst in Wasser gelöst, anschließend getrocknet und dann mit einem Harz als Bindemittel getränkt und ausgehärtet werden [Ing10]. Den Einsatz von Papierreibbelägen in Synchronisierungen und deren Vorteile wie beispielsweise ein hohes Reibungszahlniveau beschreiben [Lan86, Oka90, Pin14]. Als negative Aspekte von Papierreibbelägen in Synchronisierungen werden die geringe Pressungsstabilität und der hoher Verschleiß genannt [Brü91, Ran04, Wag93]. Pingale [Pin14] stellt Papierreibbeläge mit einem geringen Verschleiß vor. Die widersprüchlichen Aussagen liegen vermutlich an den unterschiedlichen Entwicklungsständen der Papierreibbeläge damals und heute, den Testbedin-

gungen sowie der unklaren Abgrenzung von Carbon-Reibbelägen. Zudem wird von **Reibbelägen auf Phenolharzbasis** mit Füllstoffen aus Aluminium, Silizium und Kupfer [Acu16a] berichtet, die aufgrund ihrer geringen Kosten, dem akzeptablem Verschleiß und ihren geringen Wechselwirkungen mit dem Schmierstoff im asiatischen Raum in Nutzfahrzeugen eingesetzt werden [Bro12, Wal12].

Carbon-Reibbeläge lassen sich in **gewobene und nicht gewobene Reibbeläge** unterteilen, wobei diese aus den nachfolgend aufgeführten Untergruppen bestehen [Aug12, Ran04, Chr14]. Zu den nicht gewobenen Reibbelägen zählen Composite Carbon und Dual-Layer-Reibbeläge. Bei den gewobenen Reibbelägen unterscheiden sich die Varianten primär anhand der Matrix.

Composite Carbon-Reibbeläge werden in einem ähnlichen Prozess wie Papierreibbeläge hergestellt. Sie beinhalten neben Carbon-, Glas-, Aramid-, Baumwoll- und Zellstofffasern, Füll- und Hartstoffe wie Graphite, Koks, Celite, Silikate [Fög15] sowie eine Harzmatrix [Bac10]. Details zum Fertigungsprozess erläutern [Fög15, Kea97].

Dual-Layer-Reibbeläge bestehen aus einer Trägerschicht aus Polymeren/Aramid getränkt mit Harz [Acu16a, Jon13] bzw. einer Trägerschicht aus Papier [Ran04] und einer Funktionsschicht aus Carbon-Partikeln (ca. 20...100 µm [Acu16a]), die auf der Trägerschicht über das Harz fixiert sind.

Gewobene Reibbeläge werden üblicherweise aus PAN-Fasern (Polyacrylnitril) hergestellt und unterscheiden sich unter anderem in ihrer Faserlänge, der Reibbelagdicke (abhängig von Faserdurchmesser und Webart) und der eingesetzten Harz-Matrix [Ran04]. Abhängig von der Matrix, d. h. dem Stoff, in dem die Fasern eingebettet sind, wird zwischen Kohlenstofffaserverstärktem Kunststoff (CFK) oder Kohlenstofffaserverstärktem Kohlenstoff (CFC) unterschieden. Beim CFK werden als Matrix häufig Phenolharze verwendet [Win95, Win96, SGL20]. CFC-Reibbeläge werden unter anderem über das CVP (Chemical Vapor Deposition) Verfahren hergestellt, bei dem mit Temperaturen von 1.100 °C im Hochvakuum über ein kohlenstoffhaltiges Gas Graphit auf dem Reibbelag abgeschieden wird [Awa05]. Eine weitere Möglichkeit ist eine Umwandlung eines zunächst mit einem Kunststoffharz imprägnierten Carbon-Gewebes in eine Kohlenstoffmatrix. Das Vorgehen wird wiederholt, um den Reibbelag nachzuverdichten und so die gewünschte Reibbelagdichte und die geforderte Reibcharakteristik zu erhalten [Gib89]. Aufgrund der hohen Belastbarkeit werden diese CFC-Reibbeläge in Sperrdifferenzialen und hochbelasteten Synchronisierungen im NKW-Bereich eingesetzt, da sie besonders temperaturbeständig sind.

Organische Reibbeläge werden in Matten gefertigt, zurechtgeschnitten und auf die jeweiligen Ringe aufgeklebt [Bac10]. Zudem existieren Fertigungsverfahren, bei denen die Reibbeläge mit Harz imprägniert, angehärtet und schließlich auf dem Trägerring fertig ausgehärtet werden. Der Aushärteprozess auf dem Trägerring beeinflusst die tribologischen Eigenschaften maßgeblich [Acu16a].

Eine qualitative Bewertung der verschiedenen Carbon-Reibbeläge finden sich bei [Bac13a, Jon13, Ran04, Chr14]. Übereinstimmend werden die gewobenen Reibbeläge in den meisten Kategorien am besten bewertet. Je nach Autor folgen dann entweder Composite- oder Dual-Layer-Reibbeläge. Die Leistungsfähigkeit von Carbon-Reibbelägen und metallischen Reibbelägen (primär Sinter) vergleichen unter anderem [Bac10, Neu08, Ore95, Rau11, Sig07, Sig03, Web15a]. Während Back et al. [Bac10] und Rau und Delabre [Rau11] vergleichbare Leistungsfähigkeit von Sinter- und Carbon-Reibbelägen berichten, ist die Leistungsfähigkeit des Sinter-Reibbelags bei vergleichbaren Verschleißwerten beider Reibbeläge bei Sigl et al. [Sig03] in

einem Dauerschaltversuch mit einer EK-Synchro besser. Meist werden aber Carbon-Reibbeläge als leistungsfähiger gegenüber Sinter angesehen [Bac13a, Nau19]. Auch in nasslaufenden Kupplungen werden Carbon-Reibbeläge eingesetzt. Einen Überblick über den Stand der Technik liefern unter anderem [Gro21, Ran04, Sto21a, Sto18a].

2.2.3 Gegenreibfläche und Trägermaterialien

Bei Messing als Reibmaterial sind die Synchronringe komplett aus Messing gefertigt. Bei Mo-, Papier-, Sinter-, Carbon-Reibbelägen werden entweder Messingringe, gerollte oder gesinterte Stahlkörper oder Blechumformteile eingesetzt [And12, Vog21, Wal05]. Gegenüber einem Synchronring aus Messing kann mit einem Blechumformteil ca. 40 % Gewicht eingespart werden [Koc09]. Die Gegenreibflächen (z. B. Konen auf Schalträdern) sind häufig aus 16MnCr5, 20MoCr4, 20Cr4 und werden einsatzgehärtet und geschliffen [Pfl88, Win08]. In der Literatur finden sich für die Gegenreibflächen Härten im Bereich von 60 HRC [Spr01, Wag93]. Gerade im Bereich großer Stückzahlen werden Blechumformringe als Synchron-, Zwischen oder Innenringe aus 100Cr6, 16MnCr5, C35E, C75S, C80 M und HC260LA eingesetzt, die im weichen Zustand umgeformt und anschließend nitriert bzw. gehärtet und geschliffen werden [Sch98a, Die14, INA02]. Einflüsse der Oberflächenrauheit auf Reibung und Verschleiß bei Synchronisierung werden unter anderem bei [Gei03, Per98, Soc68] beschrieben.

2.3 Reibungsverhalten von Synchronisierungen

Das Reibungsverhalten ist entscheidend für den Schaltkomfort und den sicheren Betrieb einer Synchronisierung. Da die Leistungsfähigkeit einer Synchronisierung maßgeblich durch deren Reibungsverhalten bestimmt wird, werden hier auf die Grundlagen eingegangen, Einflussfaktoren auf das Reibungsverhalten vorgestellt und gängige Kennwerte zur Beschreibung des Reibungsverhaltens zusammengefasst.

2.3.1 Grundlagen und Modellvorstellung

Stribeck [Str01] untersucht das Reibungsverhalten in hydrodynamischen Gleitlagern, trägt die Reibungszahl über der Summengleitgeschwindigkeit auf und definiert die drei Reibungszustände **Flüssigkeitsreibung**, **Mischreibung** und **Grenzreibung**. Auch wenn sich die Bedingungen in Gleitlagern von denen in Synchronisierungen unterscheiden, gelten die Modellüberlegungen auch für Synchronisierungen [Win08]. Die verschiedenen Reibzustände werden nachfolgend kurz zusammengefasst [Bhu13, Czi15, Hip00, Pfl88, Vah18, Win08]:

Bei **hydrodynamischer Reibung (Flüssigkeitsreibung)** sind beide Festkörper vollständig durch den Schmierstoff voneinander getrennt. Normal- und Tangentialkräfte zwischen den beiden Reibpartnern werden ausschließlich durch den Schmierstoff übertragen. Dies ist der bevorzugte Reibungszustand für Lager und Wälzpaarungen, da die Reibungszahl am niedrigsten ist und somit die geringsten Verluste auftreten.

Im **Mischreibungsgebiet** erfolgt die Kraftübertragung teilweise über Festkörperkontakt und teilweise hydrodynamisch.

Unter **Grenzreibung** werden Normalkräfte nicht mehr über hydrodynamischen Druck, sondern über Festkörperkontakt übertragen. Dies ist der bevorzugte Reibungszustand in Reibschaltelementen, da hier die Reibungszahl im Kontakt am größten ist.

Während einer Schaltung durchlaufen Synchronisierungen diese drei Reibungszustände [Paf95, Paf00, Paf97, Vah18, Win08]. Zu Schaltungsbeginn werden über die Axialkraft auf den Synchronring die einzelnen Ringe in Kontakt gebracht und es baut sich auf den Reibflächen

mit steigender Axialkraft ein Reibmoment auf. Ziel bei Synchronisierungen ist es, den hydrodynamischen Tragkraftaufbau möglichst kurz zu halten und dessen Anteil am Gesamtreibmoment möglichst schnell zu reduzieren [Kno02, Paf97]. Der Schmierstoff muss zügig aus dem Reibkontakt verdrängt werden, damit bei Schaltungsbeginn bereits ein für die Funktion ausreichend hohes Reibmoment anliegt [Vah18]. Nur so kann die Sperrbedingungen von Anfang an erfüllt werden. Pflaum und Winkler [Pfl88, Win08] zeigen allerdings, dass das Reibungsverhalten nicht signifikant durch hydrodynamische Traganteile beeinflusst wird und primär Grenzreibung vorliegt.

Der Aufbau des Reibmoments wird detailliert von Backhaus und Knoll simulativ und experimentell untersucht [Bac03, Kno02]. Dazu werden Oberflächen der Reibbeläge im Neuzustand und nach Versuchsende topografisch vermessen und die Oberflächenrauheit nach Patir und Cheng [Pat78] über Flussfaktoren im Modell berücksichtigt. Im Modell können sowohl die Mikrogeometrie (Rauheit) als auch Makrogeometrie (z. B. Nutung) berücksichtigt werden. Der coulombsche Reibwertanteil und der Axialkraftverlauf werden über Messungen bestimmt und sind Eingangsgrößen in der Simulation. Fünf der sechs gezeigten Reibmomentverläufe aus Messungen am Prüfstand und Ergebnisse der Simulationen zeigen sehr gute Übereinstimmung, wobei gerade die Haftreibungsspitze in der Simulation nicht korrekt abgebildet wird. Die Reibungszahl ungenutzter Reibbeläge ist hier zu Schaltungsbeginn am niedrigsten. Durch Optimierung der Nutgeometrie kann sowohl Verlauf als auch Reibungszahlniveau verbessert werden. Diese Aussage wird auch von Paffoni gestützt [Paf97]. Gemäß Häggström et al. [Häg14] scheint das Vorhandensein von Nuten wichtiger zu sein als das Nutdesign selber, um den Reibmomentaufbau in der Vorsynchronphase zu unterstützen. Im Gegensatz dazu beschreiben Wirth et al. [Wir09] den Einfluss einer geeigneten Mikrogeometrie, um Schmierstoff aus dem Reibkontakt zu verdrängen, größer als den Einfluss der Makrogeometrie. Auch die Oberflächentopographie beeinflusst Reibung und Verschleiß in Synchronisierungen stark [Abd03, Gei03, Per98, Sch98b, Soc68].

Eine Modellvorstellung des Grenzschichtaufbaus einer Synchronisierung findet sich bei Winkler [Win08] und wurde von Tomic [Tom09] erweitert. Bild 2.3 zeigt exemplarisch den Grenzschichtaufbau zweier Reibpartner.

Die Grenzschicht wird in eine äußere und eine innere Grenzschicht unterteilt [Bar01, Bhu13, Czi15, Sch36]. Die innere Grenzschicht schließt direkt an das unveränderte Grundmaterial an und geht in die äußere Grenzschicht über. Über die Reaktion von Grundmaterial mit

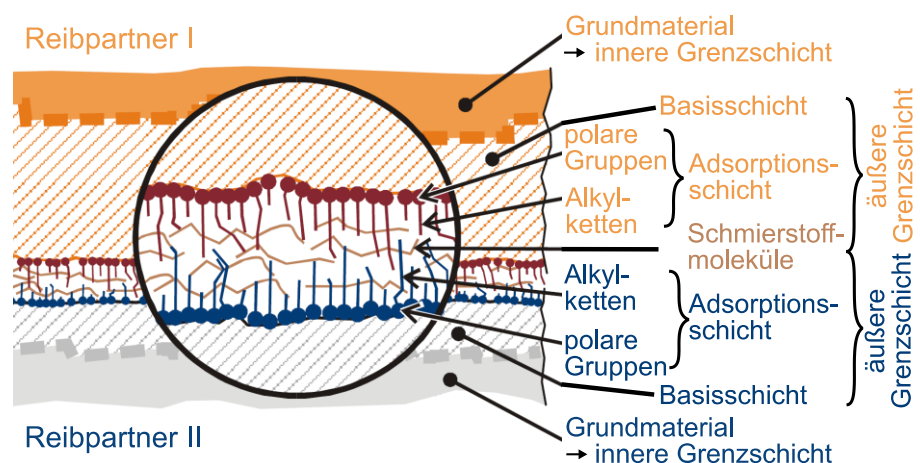


Bild 2.3: Grenzschicht eines reibbelasteten Kontakts nach [Win08]

des Schmierstoffs, der Gegenreibfläche bzw. des Luftsauerstoffs bildet sich auf dem Grundmaterial eine Basisschicht. Diese Schicht ist chemisch an das Grundmaterial gebunden. An der

Basisschicht lagern sich bevorzugt Additivmoleküle an. Aufgrund der stärkeren Bindungskraft polarer Bindungen gegenüber von Van-der-Waals Kräften (unpolaren Bindungen) ordnen sich Schmierstoffbestandteile bevorzugt mit ihren polaren Gruppen an der Basisschicht an. Die gebildeten Adsorptionsschichten auf den Grenzschichten der Bauteile bestimmen maßgeblich das Reibungsverhalten [Win08]. Während eines Reibvorgangs werden Elemente der Grenzschicht abgetragen und es entstehen freie Oberflächen. Diese reagieren sofort mit umgebenden Stoffen. Die ablaufenden Reaktionen sind maßgeblich von thermischen und mechanischen Bedingungen abhängig. Weitere Untersuchungen zum Grenzschichtaufbau bzw. Elementen die auf den Reibflächen bei Synchronisierungen nachgewiesen werden können, finden sich in Veröffentlichungen von [Acu16a, Arl09, Brü10, Lip11, Pol00, Sei19, Sku20, Wal12, Sku07]. Auch für nasslaufende Lamellenkupplungen wurde der Grenzschichtaufbau näher untersucht [Lay11] und deren Aufbau mit dem Reibungsverhalten korreliert [May14, May13, Müh18, Sto19b, Müh20]. Die Modellvorstellung des Grenzschichtaufbaus sind gemäß [Völ21] uneingeschränkt auf nasslaufende Kupplungen übertragbar.

2.3.2 Einflüsse auf das Reibungsverhalten

Das Reibungsverhalten wird maßgeblich durch das tribologische System bestehend aus **Reibpaarung, Beanspruchung und Schmierstoff** bestimmt. Auf den Oberflächen der Reibpartner kommt es zu komplexen physikalischen und chemischen Wechselwirkungen zwischen Schmierstoff, Reibbelag und Gegenreibfläche in Abhängigkeit der Belastung, die das Reibungsverhalten maßgeblich beeinflussen. Da ein stabiles Reibungszahlniveau bei Synchronisierungen entscheidend für deren Funktion ist, wird hier auf wichtige Einflussfaktoren eingegangen. Es existieren zahlreiche Veröffentlichungen, die das Reibungsverhalten bei Synchronisierungen untersuchen. Nachfolgend wird ein Überblick gegeben und exemplarisch auf Untersuchungsergebnisse zu Carbon-Reibbelägen detaillierter eingegangen.

Moderne **Schmierstoffe** bestehen aus Grundölen und Additiven, die zur Optimierung physikalischer und chemischer Eigenschaften des Grundöls beigefügt werden [Hip00]. Häufig beeinflussen vor allem die **chemischen Eigenschaften des Schmierstoffs** (vor allem die der Additive) das Reibungsverhalten. Einflüsse von Grundöl und Additive werden beispielsweise bei [Abr08, Acu16a, Acu14a, Bou04, Bro12, Brü89, Ech15, Lay11, Mas95, O'C06, O'C02, Str13, Wal12] behandelt. Je nach Einsatzbereich unterscheiden sich die Additivpakete der Getriebeöle, mit denen eine Synchronisierung betrieben wird. Häufig werden Synchronisierungen mit Handschaltgetriebeölen (MTF) oder Doppelkupplungsgetriebeölen (DCTF) betrieben. Die DCTFs stellen eine Kombination aus Automatikgetriebeöl (ATF) und MTF dar. Vereinzelt wird auch vom Einsatz von Synchronisierungen mit ATFs [Mas95] bzw. mit Motorenölen oder Getriebeölen der API Klasse GL-4 [Abr08] berichtet. Hinweise zur Zielsetzung der Schmierstoff-Formulierung bzw. deren Zusammensetzung sind bei [Abr08, Bro12, Fox10, Ter08] nachzulesen. Aber auch **physikalische Eigenschaften** wie beispielsweise die Ölviskosität können, besonders unter kalten Bedingungen, die Reibungszahl zu Startbeginn signifikant absenken [Abd00, Ech15, Pin92, Wir09]. Verglichen mit anderen Reibbelägen wird der Einfluss des Schmierstoffs auf das Reibungsverhalten bei Synchronisierungen mit Carbon-Reibbelägen häufig als gering bezeichnet [Ack07, Awa05, Jon13, Kea97, Ran04, Koc09]. Gerade bei hohen Belastungen kann die Schmierstoffzusammensetzung das Reibungsverhalten signifikant über die Lebensdauer verändern [Acu16a, Acu14a, Rau11, Tom09]. Zudem kann auch der **Alterungszustand bzw. die Vorschädigung des Öls** das Reibungsverhalten beeinflussen [Ber15, Ber10a, Ber10b, Dev04, Hau07, Li03, Mat97, Neu01]. Je nach Schmierstoff

konnte für die untersuchten Synchronisierungen mit Carbon-Reibbelägen ein Einfluss der Ölalterung festgestellt werden [Neu01], der sich durch ein niedrigeres Reibungszahlniveau und einer Verschlechterung der Reibcharakteristik (Verlauf der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit) äußert.

Auch der Einfluss der **Betriebsbedingungen** wurde ausführlich in der Literatur u. a. bei [Lay11, Lös97, Neu08, Per98, Pfl88, Spr01, Str13, Win08] beschrieben. Jede Reibpaarung kann dabei anders auf **Pressungs-, Gleitgeschwindigkeits- oder Temperaturerhöhungen** reagieren. Beispielsweise zeigen Strebel et al. [Str13] einen geringen Einfluss der Pressung und eine Reduzierung des Reibungszahlniveaus bei steigender Gleitgeschwindigkeit, respektive steigender Reibarbeit, auf das Reibungsverhalten eines Dual-Layer Carbon-Reibbelags. Neudörfer [Neu08] beobachtet für einen Composite Carbon-Reibbelag eine Abnahme der maximalen und minimalen Reibungszahl bei steigender Konustemperatur.

Die verschiedenen **Reibpaarungen** beeinflussen das Reibungsverhalten deutlich. Dabei ist sowohl der Reibbelag, als auch die Gegenreibfläche und deren **Oberflächenbeschaffenheit** [Gei03, Per98, Tom09] entscheidend. Qualitative Vergleiche der verschiedenen **Reibbeläge** für Synchronisierungen finden sich bei [Nau19, Ran04]. Versuche, die unter vergleichbaren Bedingungen durchgeführt wurden, präsentieren [Bro12, Mas95, Wal12]. Häufig werden jedoch die unterschiedlichen Reibbeläge bei unterschiedlichen Bedingungen getestet, da sie sich in ihrer Leistungsfähigkeit unterscheiden, siehe z. B. [Tom09]. Zudem kann auch das **Material der Gegenreibfläche** das Reibungsverhalten beeinflussen. So zeigen Versuche von [Pfl88, Win08], dass bestimmte Additive auf Stahlkonen aus Edelstahl keine Grenzschicht ausbilden können. Auch innerhalb einer Reibbelaggruppe kann sich das Reibungsverhalten abhängig von der Zusammensetzung des Reibbelags unterscheiden. Als Beispiel sei hier das Reibungsverhalten unterschiedlicher Carbon-Reibbeläge bei [Bro12] genannt.

Bei einer Unterbrechung des Prüflaufs kann es zur **Umkonditionierung des Reibsystems** kommen. Dieses Phänomen wurde bei Lamellenkupplungen von Völkel [Völ21] und Ost et al. [Ost01] und bei Synchronisierungen mit Carbon-Reibbelag von [Acu16a] beschrieben und äußert sich in einer sprunghaften Veränderung des Reibungsverhaltens von einer auf die andere Schaltung. Die Ursache ist nicht final geklärt. Acuner [Acu16a] unterscheidet bei seinen Versuchen zwischen Rekonditionierungseffekten mit bzw. ohne Unterbrechung der tribologischen Belastung. Bei einer Unterbrechung der tribologischen Belastung vermutet er, dass die sprunghafte Veränderung des Reibungsverhaltens auf eine Veränderung des Grenzschichtaufbaus (z. B. einer Oxidation an den Reibflächen) zurückzuführen ist. Eine Rekonditionierung aufgrund von einer Prüflaufunterbrechung kann die Lebensdauer erheblich beeinflussen und sollte für vergleichende Untersuchungen vermieden werden. Zudem beobachtet Acuner [Acu16a] Reibungszahlsprünge bei gewobenen Carbon-Reibbelägen, ohne dass der Versuch unterbrochen wurde. Es wird vermutet, dass aufgrund von Faserbruch Ablagerungen im Reibbelag herausgelöst werden und sich somit das Reibungsverhalten verändert.

2.3.3 Kennwerte zur Beschreibung des Reibungsverhaltens

Das Reibungsverhalten von Synchronisierungen wird üblicherweise über Reibungszahlkennwerte beschrieben, die anhand der Reibcharakteristik (Verlauf der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit) definiert sind. Dazu wird der Verlauf der Reibungszahl einer Einzelschaltung über der Gleitgeschwindigkeit abgebildet, siehe Bild 2.4. Die Reibungszahl während einer Schaltung wird für jeden Messpunkt aus Axialkraft, Drehmoment und geometrischen Parame-

tern gemäß Gleichung (2.1) berechnet. Zur Beschreibung des Reibungsverhaltens von Synchronisierungen haben sich folgende Kennwerte etabliert [Acu16a, Gei03, Lay11, Neu01, Per98, Ran95, Sto20, Tom09, Win08], siehe Bild 2.4. Während μ_{mit} das Reibungszahlniveau repräsentiert und ein Maß für das übertragbare Drehmoment ist, kann über μ_{end} und μ_{min} im Verhältnis zu μ_{mit} der Verlauf der Reibcharakteristik beurteilt werden.

Veränderungen des Reibungsverhaltens während eines Versuchs werden üblicherweise in Trends dargestellt, d. h. eine Abbildung der Werte von Kennwerten über der Schaltungszahl. Je nach Untersuchungsschwerpunkt werden zusätzlich Kennwerte zur Beschreibung der Reibcharakteristik (z. B. V_{μ} [Gei03, Neu01, Per98], $\Delta\mu/\Delta v_g$ [Lay11]) definiert. Acuner [Acu16a] beurteilt das Schädigungsverhalten anhand von Veränderungen der Reibcharakteristik über $\Delta\mu_{\text{min},5.000}$, $\Delta\mu_{\text{min},10.000}$, $\Delta\mu_{\text{min},20.000}$ und beschreibt damit die prozentuale Veränderung von μ_{min} über 5.000/10.000/20.000 Schaltungen gegenüber dem Versuchsbeginn. Ein hoher Wert repräsentiert eine starke Schädigung.

Auch die Forschungsgruppe um Poll (IMKT) [Erd08, Lös97, Neu08, Sku20, Spr01, Web15a] verwendet ähnliche Kennwerte (μ_{mit} , μ_{min} , μ_{max}) um das Reibungsverhalten von Synchronisierungen zu beurteilen. Während μ_{mit} in den neueren Veröffentlichungen identisch zur obenstehenden Definition ist, liegt die untere Grenze für die Berechnung von μ_{min} , μ_{max} bei 0 % Ausgangsdrehzahl und es wird zudem geprüft, ob die Axialkraft mindestens 50 % der Nennkraft überschritten hat.

Häufig werden in Veröffentlichungen die Kennwerte zur Beurteilung des Reibungsverhaltens nicht genau definiert. Meist werden Berechnungsvorschriften oder Auswertegrenzen nicht angegeben (z. B. [Abd03, Bac10, Bou04, Bro12]). Dies schränkt die Vergleichbarkeit von Reibungszahlen aus unterschiedlichen Quellen erheblich ein. Als Beispiel soll der Kennwert „mittlere Reibungszahl“ dienen, der im Gegensatz zu der hier vorgestellten Definition von FZG/IMKT bei [O'C02] als Mittelwert der Reibungszahlen der mittleren 90 % der Schaltzeit, bzw. bei [Sei19] als mittlere Reibungszahl im Bereich 5...90 % n_{max} , definiert wird.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass trotz teilweise fehlender Vergleichbarkeit der Kennwerte, die Ansätze zur Bewertung des Reibungsverhaltens vergleichbar sind. Übereinstimmend werden bei den meisten Autoren Kennwerte verwendet, die die Reibungszahl zu Schaltungsbeginn, eine mittlere Reibungszahl und die Reibungszahl am Schaltungsende als Bewertungskriterium abbilden.

2.4 Ausfallursachen und Schädigungsmechanismen

2.4.1 Ausfallursachen

Bei der Entwicklung einer Synchronisierung ist die Lebensdauer wichtiges Auslegungskriterium. Typische Ausfallursachen und das dafür verantwortliche Schädigungsverhalten sind bei der Auslegung zu berücksichtigen. Ein Ausfall einer Synchronisierung äußert sich meist durch

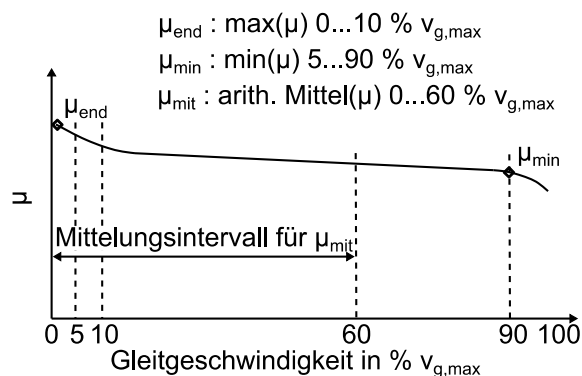


Bild 2.4: Reibungszahlkennwerte von Synchronisierungen anhand exemplarischer Reibcharakteristik (Schaltungsbeginn rechts, Schaltungsende links)

„Ratschen“. Dieser Begriff bezeichnet das Geräusch, wenn die Zähne der Schiebemuffe mit den Zähnen der Schaltverzahnung eines Gangrads unter Differenzdrehzahl in Kontakt kommen. Typische Schäden an Synchronisierungen werden unter anderem von [Nau19, Net06, Ran95, Raz14, Soc68, Sta14] beschrieben und sind nachfolgend zusammengefasst:

Verschleiß auf den Reibflächen (**Axialverschleiß**) reduziert den axialen Abstand zwischen den Planflächen von Synchronring und Schaltrad. Ist diese Verschleißreserve aufgebraucht, kommt es zum Kontakt zwischen diesen beiden Flächen. Bei Mehrfachkonus-Synchronisierungen ist es zudem möglich, dass durch verstärkten Verschleiß einer Reibfläche axialer Kontakt zwischen zwei Ringen auftritt. Dies führt dazu, dass kein definierter Kraftfluss vorliegt und ein Teil der Axialkraft über die Planflächen anstatt über die konischen Reibflächen übertragen wird. Da die Kraftverstärkung durch den Kegelwinkel somit teilweise wegfällt, reduziert sich auch das Reibmoment erheblich.

Beim **Sperrflächenverschleiß** verändert sich der Winkel der Dachschrägen (meist) am Synchronring. Wird dieser zu steil, nimmt der Anteil des Überschiebemoments zu und es kann zu einem vorzeitigen Durchschalten unter Differenzdrehzahl kommen.

Aufgrund von Änderungen der geometrischen Eigenschaften bedeuten Axialverschleiß und Sperrflächenverschleiß das Lebensdauerende der Synchronisierung [Spr01]. Die Sperrbedingung ist nicht mehr erfüllt.

Ausfälle aufgrund von **Reibungszahlabfall** treten auf, wenn die Reibungszahl so weit absinkt, dass die Sperrbedingung nicht mehr erfüllt ist. Meist sinkt die dynamische Reibungszahl, d. h. die Reibungszahl am Schaltungsbeginn ab und unterschreitet die gemäß der Sperrsicherheit vorgegebene minimale Grenze. Bei Ausfällen durch Reibungszahlabfall ist es möglich, dass sich das System wieder erholt, bzw. nach einem Ölwechsel bzw. Temperaturänderungen die Funktionsfähigkeit für eine gewisse Zeit wiederhergestellt ist [Spr01], siehe auch Abschnitt 2.3.2 (Konditionierung des Reibsystems).

Neben diesen drei Hauptursachen für Ausfälle bei Synchronisierungen sind weitere Ausfallursachen bekannt.

Eine **Einglättung der Zahnflanken** kann die Reibungszahl an den Kontaktflächen (Zahnflanken) Schiebemuffe und Synchronring reduzieren. Aufgrund von Mikrobewegungen sinkt die Verzahnungsreibungszahl bis zu einem Wert nahe Null ab [Neu08]. In Kombination mit einer niedrigen Reibungszahl in den Reibflächen kann die Synchronisierung vorzeitig ausfallen.

Bei unzureichender Festigkeit bzw. Vibrationen treten **Brüche einzelner Komponenten** wie Ringe, Federn oder Teile des Synchronkörpers [Bar20a] auf. Auch Torsionsschwingungen aus dem Antrieb können zu Ringbruch führen [Nau19]. Dies kann, muss jedoch nicht, zum Ausfall der Synchronisierung führen. Gerade bei einem Bruch des Zwischenrings kann, sofern er durch Innen- und Synchronring ausreichend geführt ist, die Funktion der Synchronisierung trotzdem erhalten bleiben.

Gerade bei metallischen Reibwerkstoffen wie Messing, Molybdän oder Sinter kann es bei hohen Belastungen zu **Materialübertrag, sogenannten Fressern**, kommen. Fresser äußern sich an einem sprunghaften Anstieg der Reibungszahl. Dies kann im weiteren Verlauf eines Versuchs lebensdauerermindernd sein (z. B. durch erhöhten Verschleiß [Spr01] oder Reibungszahlabfall nach den Fressern [Ran95]).

Neben Axialverschleiß kann auch **Verschleiß anderer Bauteile** zur Reduktion der Verschleißreserve führen. Ein Verschleiß an den Aussparungen der Indexlaschen bzw. den Indexlaschen selbst (gerade bei Synchronringen aus Messing) kann zu einer instabilen Sperrstellung führen

[Sin16]. Auch bei Doppelkonus-Synchronisierungen kann die Planfläche am Schaltrad bzw. die Stirnfläche des Innenrings abrasiv abgetragen werden und die Verschleißreserve der Synchronisierung aufbrauchen [Brü91].

Barathiraja et al. [Bar19a, Bar20b, Bar21] befassen sich mit dem Ausfall von Doppelkonus-Synchronisierungen mit Carbon-Reibbelag aufgrund von **Verschleiß im nicht geschalteten Zustand**. Radiales Spiel des Innenrings von 3 mm führt im nicht geschalteten Zustand, gerade bei hohen Drehzahlen, zu Schlägen auf den Zwischenring, was den Verschleiß auf der inneren Reibfläche deutlich erhöht. Eine Reduktion des radialen Spiels auf 0,5 mm verringert in Versuchen den Verschleiß deutlich. Bei zusätzlich schlechten Schmierungsverhältnissen treten hohe Oberflächentemperaturen auf. Gerade im wenig geschalteten Rückwärtsgang kann die Beölung durch Spritzöl nicht ausreichend sein. Nach Weber und Poll [Web15b] nehmen bei einer engeren Tolerierung der Komponenten die Bauteilbewegungen im nicht-geschalteten Zustand zu und es kommt neben akustischen Störungen zu messbarem Verschleiß. Diese Aussage ist genau gegensätzlich zu der von Barathiraja. Ein direkter Vergleich der beiden Aussagen ist allerdings nicht möglich, da Weber [Web15b] eine Einfachkonus-Synchronisierung untersucht. Back et al. [Bac09] bestätigen das Auftreten von Verschleiß bei erhöhter Tausalneigung der Synchronringe.

2.4.2 Schädigungsmechanismen von Carbon-Reibbelägen

Schädigungsmechanismen bei Carbon Reibbelägen hängen insbesondere von den Belastungen ab. Acuner [Acu16a] definiert über die Schaltungszahl bis zum Ausfall in welche Gruppe die Belastungen einzuordnen sind:

- Niedrige/ mittlere Belastungen bei Lebensdauern über 100.000 Schaltungen
- Hohe Belastungen bei Lebensdauern im Bereich 1.000...100.000 Schaltungen
- Extreme Belastungen bei Schaltungszahlen deutlich unter 1.000 Schaltungen

Gerade für Synchronisierungen mit Carbon-Reibbelägen sind keine veröffentlichten Untersuchungen bekannt, die Schäden unter **niedrigen/mittleren Belastungen** bei Schaltungszahlen größer als 100.000 analysieren, was unter anderem auf die lange Versuchslaufzeit zurückzuführen ist. Meist werden Versuche bis maximal 100.000 Schaltungen durchgeführt, wie beispielsweise bei [Acu16a, Bar19a, Neu08, Tom09, Sku11, Web15a]. Nachfolgend wird zunächst auf Schäden unter hohen Belastungen eingegangen.

Es existieren einige Veröffentlichungen, die das Schädigungsverhalten unter **hohen Belastungen** für Einfachkonus-Synchronisierungen untersuchen. Das Schädigungsverhalten von Synchronisierungen mit Carbon-Reibbelägen ist komplex und unterscheidet sich deutlich von dem metallischer Reibbeläge [Acu16b]. Während metallische Reibbeläge meist aufgrund von Axialverschleiß ausfallen [Per98], sind Carbon-Reibbeläge häufig sehr verschleißbeständig [Acu16a, Ran04, Sto20]. Einige Autoren berichten allerdings auch von erhöhtem Verschleiß bei Carbon-Reibbelägen [Ack07, Bar19a, Hög18a, Neu08, Sig03], der zudem von der untersuchten Reibbelagetechnologie abhängig ist [Ack07]. Außerdem ist es nur schwer möglich, eine Reduktion des Axialmaßes eindeutig auf Verschleiß und nicht auf ein Setzen des Reibbelags zurückzuführen [Tom09]. Daher können die für metallische Werkstoffe ermittelten Verschleißmodelle [Lös98, Lös97, Neu08, Spr01] aufgrund von geringen Verschleißbeträgen bei Carbon und starken Streuungen der Verschleißbeträge nicht bzw. nur bedingt angepasst werden [Neu08, Sku11]. Als häufigste Ausfallursache bei Carbon-Reibbelägen gilt ein Abfall der Reibungszahl über der Lebensdauer [Acu16a, Acu14a, Acu16b, Neu01, Sto20]. Acuner et al.

[Acu16b] weisen über Versuche am Komponentenprüfstand in Kombination mit Oberflächennmessungen eine Einglättung der Oberfläche aufgrund von Zusetzen der Belagporen über der Versuchslaufzeit nach. Dies äußert sich in einem Absinken der Reibungszahl zu Schaltungsbeginn, beschrieben über eine Verringerung des Kennwerts μ_{\min} . Auch bei Synchronisierungen mit Molybdän-Reibbelag wird eine Abnahme der Reibungszahl mit zunehmender Einglättung der Reibfläche beobachtet [Wan15]. Eine Einglättung der Oberfläche und der damit verbundenen Veränderung des Reibungsverhaltens kann auch aufgrund von Verschleiß hervorgerufen werden [Mäk05].

Gerade aufgrund der signifikant niedrigeren Wärmeleitfähigkeit von Carbon-Reibbelägen (0,09...1,2 W/mK) [Awa05, Neu08] im Vergleich zu metallischen Reibbelägen (5...138 W/mK) [Häg15a, Kin99, Neu08] treten bei Carbon-Reibbelägen auf der Reibfläche signifikant höhere Reibflächenspitzentemperaturen auf, die Schmierstoff und Reibbelag schädigen. Acuner [Acu16a, Acu16b] unterscheidet zwischen **schmierstoffbedingter Schädigung und reibwerkstoffbedingter Schädigung**:

Bei der **schmierstoffbedingten Schädigung** des Reibbelags lagern sich Ölcrackprodukte, die aufgrund von hohen Reibflächentemperaturen entstehen, in den Reibbelagporen ab und reduzieren die Kernrautiefe. Eine Reduzierung der Reibungszahl, gerade bei hohen Gleitgeschwindigkeiten, aufgrund von zugesetzten Reibbelägen werden in der Literatur auch bei Papierreibbelägen [Dev04, Mae03, Mat97, Osa90, Sak93] beschrieben. Bei Sinter-Reibbelägen wird ebenfalls ein Zusetzen der offenporigen Reibbelagstruktur beobachtet, wobei hier zusätzlich das Verschmieren der Poren zur Einglättung des Reibbelags beiträgt [Neu08, Sku11]. Insbesondere bei geringen Ölvolumenströmen (0,1...3 g/min) mit Sinter- und Carbon-Reibbelägen treten verstärkt Ablagerungen im Reibbelag auf [Web15a]. Skubacz und Poll [Sku11] beobachten dahingegen bei minimalen Ölvolumenströmen weniger ausgeprägtes Zusetzen der Poren des Carbon- im Vergleich zum Sinter-Reibbelag und schließen daher, dass die chemischen Wirkung der Additive belagabhängig ist.

Neben den Belastungen während einer Schaltung beeinflusst auch die thermische Stabilität des Schmierstoffs und seiner Additive, wie stark sich der Reibbelag zusetzt. Acuner et al. [Acu16a, Acu14a, Acu16b] analysieren auf dem Komponentenprüfstand SSP-180 (Standard-Synchronisationsprüfstand) Einfachkonus-Synchronisierungen unterschiedlicher Baugrößen mit gewobenen und Dual-Layer-Reibbelag und jeweils einem vom Hersteller deklarierten High Ref. (Reference) und Low Ref. Öl. Aufgrund von stärkerem Zusetzen der Poren mit Low Ref. Öl, fallen Versuche mit Low Ref. Öl früher aus als Versuche mit High Ref. Öl. Während bei High Ref. Öl vermehrt Ablagerungen aus Calcium, Schwefel und Phosphor festgestellt wurden, konnten bei Low Ref. Öl Natrium, Schwefel, Phosphor und Zink durch REM-Messungen (Rasterelektronenmikroskop) mit EDX-Analysen (energiedispersive Röntgenspektroskopie) nachgewiesen werden. Diese Elemente kommen nicht im Reibbelag vor und werden somit auf Additivbestandteile der Schmierstoffe zurückgeführt. Die Ablagerungen stellen sich im Gegensatz zu den Untersuchungen von [Web15a] als chemisch beständiger heraus, da sie auch durch die Reinigungsprozedur vor den REM-Messungen nicht ausgewaschen werden konnten [Acu16a]. Über Versuche mit Modellfluiden im Komponentenprüfstand und anschließenden REM/EDX-Analysen wird nachgewiesen, dass das Detergent Additiv (überbasisches Calcium-Sulfonat) maßgeblich für die Bildung von Ablagerungen mitverantwortlich ist und das Dispersant Additiv (Succinimid) Ablagerungen tendenziell hemmt [Acu16a]. Nicht geklärt werden konnte, ob das Detergent sich durch hohe Temperaturen zersetzt und im Reibbelag anlagert,

oder andere gecrackte Ölbestandteile bindet und sich mit ihnen im Reibbelag festsetzt. Während Iwai et al. [Iwa15] für die Lebensdauer eines Papierreibbelags einer nasslaufenden Kuppelung feststellt, dass überbasisches Calcium-Detergent die dynamische Reibungszahl aufgrund einer starken Einglättung des Reibbelags im Lebensdauerversuch absenkt, beschreibt Fox [Fox10] die Aufgabe eines überbasischen Detergents, Ablagerungen in Reibelägen zu verhindern. Maeda et al. [Mae03] bestätigen, dass eine hohe Temperaturbeständigkeit der verwendeten Detergent-Dispersant Additive das Zusetzen der Reibeläge bis zu einer Grenztemperatur verhindern kann. Es wird allerdings nicht unterschieden, welches der beiden Additive zur Vermeidung von Ablagerungen bedeutsamer ist. Auch Neumüller [Neu01] weist einen Einfluss von vorgeschädigtem Öl auf das Reibungsverhalten von Synchronisierungen mit Carbon-Reibbelag nach.

Bei der **reibwerkstoffbedingten Schädigung** stellt Acuner [Acu16a] bei partikelbasierten Carbon-Reibelägen eine Schädigung der Matrix des Reibbelags aufgrund von hohen Temperaturen fest. Deren mechanische Festigkeit reduziert sich und die Bindung der Partikel an den Matrixwerkstoff sinkt. Für gewobene Reibeläge werden Brüche der Reibelagfasern beobachtet [Acu16b]. Neudörfer [Neu08] gibt für den in seiner Arbeit untersuchten Reibbelag eine Grenztemperatur von 325 °C an, oberhalb derer der Reibbelag seine physikalischen Eigenschaften ändert. Ein Großteil des Verschleißes findet im Einlauf aufgrund von abrasivem Verschleiß und einer Verdichtung der Belagmatrix statt. Bei hohen Pressungen und hohen Reibflächentemperaturen kann der Reibbelag verdichtet werden, was ein Herausbrechen von Verschleißpartikeln verhindert. Zudem beschreibt Neudörfer [Neu08], dass bei hohen Temperaturen die Belagmatrix weicher wird und Hartstoffe in den Belag und das Trägermaterial gedrückt werden. Die fehlenden Hartstoffe an der Oberfläche und der daraus resultierende höhere Harzanteil reduzieren die Reibungszahl des Systems.

Je nach Versuchsbedingungen, Schmierstoff und den lokalen Pressungen bzw. Reibflächentemperaturen können verschiedene Schädigungsmechanismen auf einer Reibfläche an unterschiedlichen axialen Positionen auftreten [Acu16a]. Detailliert sind die verschiedenen Wechselwirkungen der einzelnen Schadensmechanismen bei [Acu16a] erläutert. Zudem wird die Reibflächentemperatur zusammen mit der Schaltungszahl als maßgebliches Schädigungskriterium beschrieben. Ab einer simulierten Reibflächentemperatur über 200 °C treten bei Häggström [Häg18a, Häg22] Verfärbungen auf der Stahlgegenreibfläche auf, die er als „Hot Spots“ bezeichnet. Ab 230...250 °C nehmen die Schädigung des Systems und der Verschleiß zu. Die Tests wurden jedoch nicht bis zum Ausfall durchgeführt, sondern nach 10.000 Schaltungen gestoppt. Zudem wurde nur der Trend der mittleren Reibungszahl gezeigt, die lediglich bei der höchsten Ausgangsdrehzahl über die 10.000 Schaltungen abfällt. Gemäß Ackermann et al. [Ack07] können sich im Getriebe Verunreinigungen ebenfalls in organischen Reibelägen ablagern und somit die thermischen Eigenschaften verändern, ohne dass eine Schädigung des Reibbelags an sich aufgetreten ist.

Mit Schädigungsmechanismen von Carbon-Reibelägen unter **extremen Belastungen** beschäftigen sich vor allem Merken [Mer15] und Acuner [Acu16a]. Merken et al. [Mer15] untersuchen die Schadensform Belagbruch bei sehr hohen Pressungen, die weit oberhalb des praktischen Anwendungsbereichs liegen. Auch hier konnte ein Einfluss der Temperatur auf die Schädigung nachgewiesen werden. Trotz mittlerer Pressungen über 30 N/mm² bricht beim Dual-Layer-Reibbelag der Belag nicht. Bei den verschiedenen gewobenen Reibelägen tritt Belagbruch bereits bei niedrigeren Pressungen als beim Dual-Layer-Reibbelag auf, wobei die Belastungsgrenzen der gewobenen Reibeläge sich deutlich unterscheiden. Acuner [Acu16a]

hingegen betrachtet die Schädigung bei extremen Belastungen unter praxisrelevanten Pressungen, allerdings deutlich höherer Reibarbeit als in der Praxis üblich. Entsprechend der Testmethode werden 1...25 Schaltungen durchgeführt. Sowohl für partikelbasierte als auch gewobene Reibbeläge werden in den ersten 1...5 Schaltungen Reibmomenthochlagen beobachtet, die dem 2-3-fachen Reibmoment einer normalen Schaltung entsprechen. Über detaillierte Vermessungen der Stahlkonen wird eine Durchmesserabnahme der konischen Reibfläche des Kupplungskörpers auf Grund von plastischer Deformation, die aus dem Druckfließen des Materials in Umfangsrichtung resultiert, beobachtet. Herauslösen von Partikeln beim Dual-Layer-Reibbelag und faserbruchbedingter Materialabtrag beim gewobenen Reibbelag verändern zudem die Dicke des Reibbelags. Die Durchmesserabnahme resultiert in einer Reduktion der Verschleißreserve innerhalb weniger Schaltungen und führt zum frühen Ausfall der Synchronisierung aufgrund von Axialverschleiß.

2.5 Prüfverfahren zur Analyse der Schädigung bei Synchronisierungen

Die Auswahl des geeigneten Prüfverfahrens hängt vom Untersuchungsziel ab. Anders als bei Zahnrädern existieren für Synchronisierungen nur wenige standardisierte Testvorschriften [Bou04] zur Analyse des Reibungsverhaltens bzw. der Lebensdauer wie beispielsweise [D0218, D0219, CEC14]. Häufig verwenden Hersteller von Synchronkomponenten, Öl- bzw. Fahrzeughersteller eigene Prüfverfahren, die nicht allgemein verbreitet sind [Ran95]. Beispiele sind der GM-Abuse Test, beschrieben bei Wagner [Wag93], oder ein Methodik der vergleichenden Untersuchung von Reibschichten an Synchronisierungen vorgestellt von Graswald et al. [Gra07]. Gemäß Czichos [Czi15] (bzw. DIN 50322) lassen sich tribologische Tests in folgende Kategorien einteilen: I Betriebsversuche, II Prüfstandversuche, III Aggregatversuche, IV Bauteilversuche, V Probekörperversuche und VI Modellversuche. Eine höhere Kategorie entspricht einer stärkeren Vereinfachung des Systems. In Kategorie I...III bleibt die Systemstruktur des Aggregats erhalten, allerdings vereinfachen sich die Beanspruchungskollektive. Kategorie V...VI sind grundlagenorientiert und werden nur an Probekörpern (z. B. Stiftscheibe) oder bauteilähnlichen Komponenten durchgeführt. Sowohl die Aussagekraft als auch die Kosten der Tests steigen von Kategorie VI nach Kategorie I. Die Ergebnissen aus Stiftscheibe Versuchen sind allerdings nur sehr eingeschränkt [Pol08] bzw. nicht auf Synchronisierungen übertragbar [Acu16a]. Der Fokus in dieser Arbeit liegt auf Bauteilversuchen, da sich diese über die Jahre bei Synchronisierungen für vergleichende Bewertungen verschiedener Schmierstoffe und Bauteile als geeignet herausgestellt haben und einen Kompromiss aus Prüfkosten und Aussagekraft darstellen. Bauteilversuche werden üblicherweise an Komponentenprüfständen durchgeführt. Die Prüfabläufe lassen sich in drei verschiedene Arten kategorisieren: Einstufen-Dauerschaltversuche (DSV), Stufenversuche (TSV) und Kollektivversuche [Acu16a, Brü88, Höh11a]. Nach Acuner [Acu16a] eignen sich Stufenversuche, um die Leistungsgrenze zu ermitteln, d. h. eine Spitzenlast, die eine Synchronisierung für eine gewisse Anzahl an Schaltungen ertragen kann. Dazu werden in den jeweiligen Stufen Pressung und/oder Gleitgeschwindigkeit erhöht bis es zum Ausfall der Synchronisierung kommt. Zur Beurteilung von Verschleiß und Dauerschädigung sind Einstufen-DSV und Kollektivversuche besser geeignet. Kollektivversuche bilden eine praxisnähere Anwendung ab, sind allerdings aufwändiger auszuwerten und führen meist zu längeren Versuchslaufzeiten [Acu16a, Brü88]. Ergebnisse aus Komponententests sind nicht direkt aufs Getriebe übertragbar, da üblicherweise Kühlbedingungen und Schalthäufigkeit sich signifikant unterscheiden. In nahezu jeder

experimentellen Veröffentlichung wird eine Prüfprozedur präsentiert. Hier werden kurz diejenigen vorgestellt, die sich zur Analyse des Schädigungsverhaltens von Carbon-Reibbelägen eignen.

Bei extremen Belastungen beschreiben Merken et al. [Mer15] Modellprüfsysteme, um die Schadensart Belagbruch zu analysieren. Die Synchronringe werden auf einem Modellkonus mit Nuten unter extremen Pressungen (3...4-fach überhöhte Betriebslast) schwingend belastet und nach einer definierten Lastspielzahl ausgebaut und optisch begutachtet. Die Last wird so lange gesteigert, bis deutliche Belagschädigung erkennbar ist. Für weitere Analysen werden dann auf einem Belastungsniveau, das niedriger als das der Ausfalllaststufe ist, Einstufen-DSV durchgeführt. Zunächst maximal ertragbare Belastungen in Stufenversuchen zu analysieren und anschließend die Dauerschädigung auf niedrigeren Lastniveaus in Einstufen-DSV zu untersuchen, hat sich auch bei nasslaufenden Lamellenkupplungen bewährt [Hen14].

Zur Bestimmung der Schädigung von Synchronisierungen mit Carbon-Reibbelägen hat Acuner [Acu16a] ein Prüfverfahren zur Untersuchung von Langzeitschädigung und Extremschaltungen definiert. Wegen der Relevanz für diese Arbeit wird hier nur genauer auf das Verfahren zur Analyse der Langzeitschädigung eingegangen. Einstufen-DSVs haben sich dabei gegenüber Kollektivversuchen und TSVs als am besten geeignet herausgestellt. Nach einem Einlauf können Versuche auf Laststufe L-I für hoch und Laststufe L-II für geringer beanspruchte Synchronisierungen durchgeführt werden, siehe Tabelle 2.1. Für eine weitere Verschärfung der Belastungen ist zudem Laststufe L-Ib angegeben, bzw. kann die Schalthäufigkeit durch Reduktion der Zykluszeit angepasst werden. Von einer stärkeren Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit wird aufgrund des steigenden Risikos von Frühausfällen abgeraten. Als Bewertungskriterien werden ein möglicher Ausfall bzw. Veränderung der mittleren und minimalen Reibungszahl nach einer gewissen Schaltungszahl herangezogen.

Test	spez. Reibarbeit q in J/mm ²	Pressung p in N/mm ²	Gleitgeschwindigkeit v_g in m/s	Taktzeit T in s	Schaltungen
Einlauf	0,1...0,2	3	2...4	4	100
L-I	0,9	5	12...14	15	20.000
L-Ib	1,2	5	12...14	20	20.000
L-II	0,5	5	8...10	9	20.000

Tabelle 2.1: Spezifische Laststufen zur Analyse der Langzeitschädigung von Synchronisierungen mit Carbon-Reibbelag [Acu16a]

2.6 Leistungssteigerung bei Synchronisierungen

Über die Jahre wurden Synchronisierungen kontinuierlich weiterentwickelt, meist mit dem Ziel, die Leistungsdichte zu erhöhen. Die Möglichkeiten zur Leistungssteigerung werden anhand des generierten Reibmoments verdeutlicht, das vereinfacht durch Gleichung (2.1) beschrieben wird. Konstruktive Möglichkeiten zur Erhöhung des Reibmoments setzen somit an folgenden Punkten an:

Die **Erhöhung der Axialkraft** verfolgen zahlreiche Veröffentlichungen [Bac14, Hac13, Hac11, Hac09, Li19a, Ore95, San12, Sat03]. Meist wird das Reibmoment genutzt, um über eine schräge Fläche zusätzlich zur Betätigungskraft eine selbstverstärkende Servokraft aufzubringen, die die Axialkraft erhöht. Häufig wird auch von Servo-Synchronisierungen gesprochen und der selbstverstärkende Effekt über angepasst Druckstücke erreicht [Bac14, Hac13, Hac11, Hac09]. Mit steigender Axialkraft steigt auch das Reibmoment. Eine weitere einfache Maßnahme zur Erhöhung der Schaltkraft bei Handschaltgetrieben, ohne dass die Handkraft

am Schaltknüppel angepasst werden muss, ist die Optimierung der Schalthebelübersetzung [Brü91, Ore95]. Zudem können Handkraft und Axialkraft an der Synchronisierung entkoppelt sein wie beispielsweise bei Shift-by-wire Systemen [Nau19].

Die **Reibungszahl im Reibkontakt** beeinflusst die Leistungsfähigkeit der Synchronisierung signifikant. Maßgebliche Einflussgrößen stellen Beanspruchungen, Reibbelag und der Schmierstoff dar. Einflüsse auf das Reibungsverhalten werden ausführlich in Abschnitt 2.3 behandelt. Vor allem die Veränderung der Reibungszahl über der Lebensdauer ist dominierender Schädigungsmechanismus bei einigen Reibbelägen, siehe Abschnitt 2.4.

Die **Erhöhung des mittleren Kegeldurchmessers** ist meist nur bedingt möglich, da der Bauraum begrenzt ist. Eine konstruktive Umsetzung stellt die Außenkonus-Synchronisierung dar, bei der die Reibfläche auf einem größeren Durchmesser liegt als die Sperrzähne [Dam15, Nau19]. Je nach Literatur wird von keiner signifikanten Leistungssteigerung [Wag93] bzw. einem um bis zu 20 % höherem Drehmoment berichtet [Dam15].

Eine **Reduzierung des Kegelwinkels** ist nur bis zu einer bestimmten unteren Grenze möglich, da es sonst zur Selbsthemmung der Synchronisierung kommt [Ack07, Lan86, Yum11]. Bei Einfachkonus-Synchronisierungen liegt die untere Grenze bei ca. $\alpha = 6,5^\circ$, wohingegen bei Mehrfachkonus-Synchros minimale Werte im Bereich von $\alpha = 7,0^\circ$ erreicht werden [Nau19]. Ist der Kegelwinkel zu klein, klemmt der Synchronring nach erfolgtem Drehzahlgleich auf dem Stahlkonus, sodass er beim Überschieben nicht mehr verdreht werden kann. Die Formschlusskupplung kann nicht eingelegt werden. Christoffer und Spreckels [Chr16] und Augustin et al. [Aug12] stellen eine EK-Synchronisierung mit zwei gekoppelten Ringen vor, bei der die Funktionen „Reibmoment erzeugen“ und „Lösen des Reibkontakts“ getrennt sind, siehe S^3 in Bild 2.5.

Der Kegelwinkel kann somit bei einer EK-Synchronisierung weiter abgesenkt werden, sodass bei $\alpha = 3,5^\circ$ eine vergleichbare Drehmomentkapazität vorliegt wie bei einer DK-Synchronisierung bei $\alpha = 7,5^\circ$. Verglichen mit einer DK-Synchronisierung wird das gleiche Drehmoment auf einer fast halb so großen Fläche übertragen, was Reibbelag und den im Kontakt befindlichen Schmierstoff hoch belastet.

Eine **Erhöhung der Anzahl an Reibflächen**, ist weit verbreitet, um die Leistungsfähigkeit einer Synchronisierungseinheit zu steigern. Die rechnerische Leistungsfähigkeit der verschiedenen Bauformen gemäß Gleichung (2.1) zeigt Bild 2.5. Die theoretische Verdoppelung der Drehmomentkapazität zwischen

EK- und DK-Synchro kann nur erreicht werden, wenn der axiale Bauraum zudem vergrößert wird, da Koppeltaschen sowie eine höhere benötigte Verschleißreserve bei der DK-Synchro zusätzlich Bauraum beanspruchen. Gerade aus den 80er und 90er Jahren existieren einige Veröffentlichungen, bei denen der Entwicklungsprozess von Mehrfachkonus-Synchronisierungen vorgestellt wird und deren Vor- und Nachteile behandelt werden [Brü91, Dro91, Kog88,

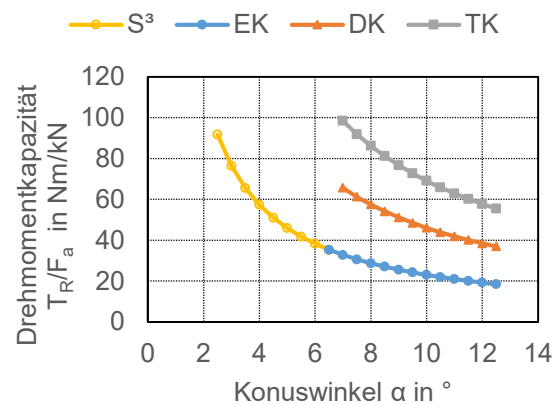


Bild 2.5: Rechnerische Drehmomentkapazität verschiedener Synchroformen nach [Chr16]; (gemäß Gleichung (2.1) mit $d_m = 80$ mm; $\mu = 0,10$)

Lan86, Mur89, Oka90, Ore95, Syk94, Wag93]. Es wird von der Leistungssteigerung bei Mehrfach- gegenüber Einfachkonus-Synchronisierungen berichtet. Bei den Versuchen werden jedoch für die unterschiedlichen Bauformen meist die gleiche absolute Reibarbeit gewählt, die Abnahme der spezifischen Reibarbeit jedoch nicht bewertet, und die Vorteile der Mehrfachkonus-Synchronisierungen anhand der Reduktion der Axialkraft erläutert. Teilweise erfolgt nur ein schwer nachvollziehbarer oder rein qualitativer Vergleich der unterschiedlichen Systeme. Zudem wird nur selten herausgestellt, ob lediglich die Anzahl der Reibflächen erhöht oder auch weitere Parameter (z. B. Kegelwinkel, Dachwinkel, usw.) angepasst wurden. Brüggel et al., Okazaki und Komatsuzaki und Ore et al. [Brü91, Oka90, Ore95] sprechen von einer theoretisch ermittelten Axialkraftreduzierung bzw. Drehmomenterhöhung um 50 %, wenn eine Einfach- durch eine Doppelkonus-Synchronisierung ersetzt wird. Das doppelte Drehmoment wird meist aufgrund von zusätzlichen Änderungen geometrischer Parameter wie Dach- oder Kegelwinkel [Brü91, Oka90], um Sperricherheit und oder Schaltkomfort anzupassen, nicht erreicht. Zudem können Reibungsverluste an Koppelstellen und Fertigungsungenauigkeiten zu einem nicht doppelt so hohen übertragbaren Drehmoment führen [Ore95]. Bei Murata et al. [Mur89] erhöht sich die Lebensdauer mit einer neu entwickelten Doppelkonus-Synchronisierung im Vergleich zur Einfachkonus sogar um den Faktor zehn. Lanzerath und Patzer [Lan86] vergleichen EK-Synchronisierungen mit Papier- und Messing-Reibbelägen mit DK-Synchronisierungen mit Papierreibbelägen. Es wurden Reibmoment und Rutschzeit der drei Systeme unter vergleichbaren Bedingungen gegenübergestellt. Entsprechend der höheren Reibmomente der DK-Synchro waren auch die Rutschzeiten deutlich geringer.

Gemäß Drott und Oppertshäuser [Dro91] reduziert sich das Reibmoment unter der Berücksichtigung von Reibung in den Kontakten bei einer Dreifachkonus-Synchronisierung um ca. 14 %. Das Reibmoment der Dreifachkonus-Synchronisierung ist dafür im Vergleich zur entsprechenden Einfachkonus-Synchronisierung höher. Allerdings wurde die Dreifachkonus-Synchronisierung mit größeren Kegelwinkeln ausgelegt als die EK-Synchro, mit der sie verglichen wird. In den Vergleichstests verdoppelt sich die Lebensdauer bei der TK- im Vergleich zu der EK-Synchronisierung. Genaue Versuchsparameter der Tests sind allerdings nicht angegeben. Sykes [Syk94] stellt die Entwicklung einer Dreifachkonus Messing-Synchro vor. Neben der höheren Leistungsfähigkeit sind die Entwicklungsschwerpunkte ein verbessertes Schaltgefühl (niedriger Impuls auf Schalthebel), Zuverlässigkeit und Haltbarkeit des Systems sowie Ölverträglichkeit und ein niedriger zweiter Druckpunkt. Der zweite Druckpunkt tritt beim Einspielen der Schiebemuffenverzahnung in die Schaltverzahnung [Li22, Bac13b, Dew16] auf. Die Versuchsbedingungen der Dauerschaltversuche zur Absicherung der Lebensdauer sind nicht angegeben. Abdel Halim et al. [Abd00] bestätigen in theoretischen Betrachtungen die höhere Leistungsfähigkeit von Dreifachkonus-Synchros gegenüber Einfachkonus-Synchros. Auf einem Getriebeprüfstand werden Versuche mit einer Dreifach- und einer Einfachkonus-Synchronisierung durchgeführt. Die Massenträgheit und somit auch die umgesetzte Reibarbeit in der Einfach- und Dreifachkonus-Synchro sind unterschiedlich und nicht genauer spezifiziert. Der Vergleich ist somit für den Leser schwer nachvollziehbar. Bei 25 °C und 75 °C ist das Reibmoment der Dreifachkonus-Synchro deutlich höher als das der Einfachkonus-Synchro. Die mittlere Reibungszahl allerdings ist bei der Dreifachkonus-Synchro bei 25 °C um 28 % niedriger als das der EK. Bei 0 °C Öltemperatur kann aufgrund der hohen Viskosität der Schmierstoff schwer aus dem Reibkontakt verdrängt werden, weswegen sich das Reibmoment beider Bauformen nicht signifikant unterscheidet.

Mehrfachkonus-Synchronisierungen weisen im Gegensatz zu Einfachkonus-Synchronisierungen höhere Schleppmomente auf [Bac13a, Pin14, Sku08]. Schleppverluste in der Synchronisierung entstehen, wenn sie im nicht geschalteten Zustand unter Differenzdrehzahl rotiert und aufgrund von Grenz-, Misch- oder Flüssigkeitsreibung Verluste erzeugen [Wir12]. Das Schleppmoment von Synchronisierungen wird unter anderem von [Bac12, Bau21, Lee22, Liu19, She18, Sku08, Str14, Str15, Str13, Wir12] behandelt und ist nicht Schwerpunkt dieser Arbeit.

Detaillierte Analysen zum mechanischen Wirkungsgrad von Mehrfachkonus-Synchros stellt Erdmann [Erd08] vor. Den Wirkungsgrad einer Synchronisierung definiert er als Quotient aus real gemessenem Synchronisierungsmoment und ideal berechnetem Moment, das aus Reibungszahl und Schaltkraft berechnet wird. Bei Doppelkonus-Synchronisierung wird auch das Moment der Planfläche berücksichtigt. Wirkungsgradunterschiede werden aufgrund von Reibung an den Kontaktstellen der einzelnen Ringe vermutet. Der in Simulationen und analytisch ermittelte Wirkungsgrad für die untersuchte Doppelkonus-Synchro liegt zwischen ca. 0,75...1,85, während für die experimentellen Untersuchungen ein Wertebereich von ca. 0,9...1,25 angegeben wird. Für Einfachkonus-Synchronisierung fällt der analytisch bestimmte Wirkungsgradbereich kleiner, bei Dreifachkonus-Synchros größer als bei der DK aus. Sowohl bei Simulationen als auch bei Messungen variiert der Wirkungsgrad vor allem bei unterschiedlichen Verläufen der Axialkraft. Während bei progressivem Kraftanstieg der Wirkungsgrad im Mittel kleiner 1 ist, können bei degressivem Anstieg Werte deutlich über 1 erreicht werden. Der Grund für den kleineren Wertebereich des Wirkungsgrads aus den Messungen wird mit der vereinfachten Kontaktdefinition, Annahmen bei der Modellierung und einer idealisierten Kraftaufbringung begründet. Bei konstantem Kraftverlauf liegen die Wirkungsgrade nahe 1.

2.7 Thermischer Haushalt von Synchronisierungen

Die Temperatur auf der Reibfläche bestimmt nicht nur den Grenzschichtaufbau [Win08] und somit das Reibungsverhalten von Synchronisierungen, sondern ist auch relevant für die Schädigung von Schmierstoff und Reibbelag [Acu16a, Cam05, Hög18a, Häm95, Hen14, Neu08, Pol03, Spr01, Mer15]. Zudem beeinflusst die Reibflächentemperatur den Verschleiß [Kin99, Lös97, Neu08, Pol03, Spr01]. Somit ist die Kenntnis des thermischen Haushalts bei der Auslegung von Synchronisierungen entscheidend.

Beim Kontakt zweier rauer Oberflächen ist bei Vorliegen von Grenzreibung der Flächenanteil der beiden in Kontakt stehenden Körper klein und liegt bei Werten zwischen 1...15 % je nach Versuchsbedingungen, Flächenpressung und Reibmaterial [Voe19]. An Rauheitsspitzen können lokal deutlich höhere Temperaturen auftreten [And90, Guh96, Spr01, Sut10], die nach Block, Jaeger bzw. Archard [Arc59, Blo63, Jae42] abgeschätzt werden können. Die als „Blitztemperaturen“ bezeichneten lokalen Temperaturmaxima liegen deutlich über den maximalen Reibflächentemperaturen aus Messungen oder Simulationen, bei denen die reale Mikrostruktur nicht modelliert wird.

2.7.1 Temperaturmessungen an Synchronisierungen

Zur Validierung von Simulationen und zur Analyse des thermischen Haushalts sind Temperaturmessungen nötig. Sie gestalten sich häufig schwierig, da der Zugang zu den Bauteilen erschwert ist (verschachtelter Einbau, Messung an rotierenden Teilen). Eine direkte Messung der Reibflächentemperatur ist zudem nicht ohne eine größere Störung des tribologischen Systems bzw. eine Veränderung der Wärmeleitung der beteiligten Körper möglich [Acu16a,

Neu08, Spr01]. Zudem kann die Ansprechzeit des Sensors die Temperaturmessung, gerade bei hohen Gradienten, beeinflussen [Spr01]. Abweichungen zwischen Messung und Simulation können auch von einem unzureichenden Kontakt zwischen Sensor und Bauteil herrühren [Neu08]. Es wird empfohlen, Massentemperaturen zu messen und Reibflächentemperaturen über Simulationen zu berechnen [Acu16a]. Mit Thermoelementen gemessene Temperaturen stellen immer eine Mittelung der Temperatur über einen gewissen Bereich dar, da jeder Temperatursensor eine endliche Ausdehnung hat [Neu08, Spr01]. Um das Problem einer groben räumlichen Auflösung zu umgehen, werden zur genaueren Analyse des thermo-mechanischen Verhaltens faseroptische Sensoren bei trockenen Kupplungen eingesetzt [Alb18a, Alb18b, Jon15]. So kann die Temperatur entlang der Faser alle 0,64 mm erfasst werden. Yan [Yan18] verwendet ein Infrarotthermometer, um die Temperatur einer Synchronisierung bzw. eines der Synchronisierung ähnlichen Prüfkörpers zu messen. Es wird darauf hingewiesen, dass Reflexionen aufgrund von starkem Lichteinfall die Messungen verfälschen können. Die Messung erfolgt bei Raumtemperatur und ohne Ölkühlung durch Bohrungen im Stahlgegenreißkörper. Eine Übertragbarkeit der Ergebnisse und der Methode von den verwendeten Modellkörpern auf Synchronisierungen in Komponentenprüfständen ist fragwürdig.

Nachfolgend wird explizit auf verschiedene Messverfahren und Ergebnisse von Temperaturmessungen an Synchronisierungen eingegangen.

Rank [Ran95] bestimmt die Massentemperatur auf der Innenseite des Synchronkonus mittels NiCr-Ni Thermoelementen und bewertet den Einfluss von Pressung, Schalthäufigkeit und Reibarbeit. Die über den Umfang verteilten Sensoren zeigen keine Unterschiede, weswegen er auf einen gleichmäßigen Temperatureintrag schließt. Haigh et al. [Hai91] zeigen hingegen in ihren Messungen eine ungleichmäßige Temperaturverteilung während einer Schaltung sowohl in axialer als auch in Umfangsrichtung für eine konische Reibkupplung.

Kinugasa [Kin99] ermittelt die Reibflächentemperatur mit einem NiCr-Ni-Thermoelement Typ K direkt in der dritten Lücke des Gewindes eines Messingrings (EK) und vergleicht die Verschleißrate mit der maximal gemessenen Reibflächentemperatur für drei unterschiedliche Messinglegierungen in einem Getriebeprüfstand bei unterschiedlichen Versuchsbedingungen. Ab 180 °C verschlechtert sich die Leistungsfähigkeit und bei Reibflächentemperaturen über 200 °C fielen alle Synchronisierungen aufgrund von Axialverschleiß aus. Dies wird über eine signifikante Reduktion der Synchronringhärte bei Temperaturen über 200 °C nachgewiesen, die den Verschleiß begünstigt. Es wurden Spitzentemperaturen bis zu 300 °C gemessen.

Spreckels [Spr01] misst bei allen Versuchen (Mo-Rb., EK) die Temperatur mittels Sensor an Synchron- und Innenring knapp unter der Reibfläche. Für den Abgleich mit seinen Simulationen wird ein Bauteil mit mehreren Sensoren ausgestattet und verschiedene Lastbedingungen werden untersucht. Jeder Lastpunkt wird so lange gehalten bis ein quasistationärer Punkt erreicht wird. Je weiter die Messstelle von der Reibfläche entfernt ist, desto geringer ist der Temperaturhub. Öltemperatur und mittlere spezifische Reibleistung führen zu einem linearen Anstieg der Bauteiltemperatur (Temperaturmessung, nach der Schaltung). Beanspruchungsparameter wie Öltemperatur, Ölvolumenstrom, Taktzeit, Massenträgheitsmoment, Gleitgeschwindigkeit und Pressung beeinflussen die Reibflächentemperatur.

Neudörfer [Neu08] führt Temperaturmessungen an Einfachkonus-Synchronisierungen mit Sinter und Carbon-Reibbelag durch. Die mittlere Bauteiltemperatur ist bei konstanter mittlerer Reibleistung unabhängig von den primären Beanspruchungsparametern (Pressung, Gleitgeschwindigkeit und Massenträgheit). Streuungen der Messwerte führt er auf Fertigungsabweichungen der Bohrungen der Sensoren, Abweichung der Kontaktlänge der Thermoelemente,

unterschiedlichen Wärmeübergangswiderstand zwischen Bauteil und Thermoelement und unterschiedliche Kontaktgeometrie wegen Ringaufschiebung bzw. Stülpung des Synchronrings zurück.

Über Temperaturmessungen sichert Erdmann [Erd08] Konvektionsrandbedingungen für sein Simulationsmodell ab. Auch eine Variation des Wärmeübergangskoeffizienten um den Faktor 10 beeinflusst hier den Verlauf der Temperatur im Kegelkontakt nicht. Für die gezeigte Schaltung, bei nicht näher spezifizierten Randbedingungen bzw. verwendeten Materialparametern, liegt eine gute Übereinstimmung von Messung und Simulation vor. Der Temperaturhub wird an der Stirnseite des Zwischenrings gemessen und beträgt lediglich 14 K. Die zeitliche Verzögerung des Temperatursensors wurde durch eine Invertierung des Übertragungsverhaltens (PT1-Glied) berücksichtigt.

Acuner [Acu16a] ermittelt die Massentemperaturen in Abhängigkeit verschiedener Betriebsparameter an einer Einfachkonus-Synchronisierung aus einer NKW-Anwendung. Die Messstelle liegt ca. 7 mm von der Reibfläche entfernt. Die Temperaturmessungen ergeben, dass höhere Reibarbeiten zu höheren Spitzentemperaturen führen. Mit steigender mittlerer Reibleistung (Maß für die Schalthäufigkeit) steigen sowohl Start- als auch die maximale Reibflächentemperatur an. Bei Öleinspritztemperaturen von 80 °C werden am Konus (bei mittlerer spezifischer Reibleistung $\dot{q}_{mit} = 60 \text{ mW/mm}^2$, Definition siehe Abschnitt A.1) Starttemperaturen von 105 °C gemessen. In einem direkten Vergleich im Versuch mit einer Molybdän Synchronisierung bei gleichen spezifischen Beanspruchungen treten aufgrund der isolierenden Wirkung des Carbon-Reibbelags bei Carbon höhere Reibflächentemperaturen auf. Lanzerath [Lan86] bestätigt die niedrige Wärmeleitfähigkeit organischer Reibbeläge. Zudem führen Acuner et al. [Acu14b] Temperaturmessungen an einem Schaltrad an drei unterschiedlichen axialen Positionen durch. Diese Messungen bestätigen die Tendenzen aus Messungen mit nur einem Thermoelement. Die Massentemperatur (hier: minimale Temperatur vor der nächsten Schaltung) steigt linear mit der mittleren spezifischen Reibleistung und ist unabhängig von der eingebrachten Reibarbeit. Unterschiedlich starke Temperaturanstiege am kleinen/großen Kegeldurchmesser können auf unterschiedliche Kegelwinkel von Synchronring und Synchronkonus zurückgeführt werden. Eine ungleichmäßige Einglättung des Stahlkonus in axialer Richtung bestätigt diese These. Dass die Gradienten der Abkühlkurven sich in manchen Schaltungen unterscheiden, wird auf ein Klemmen des Synchronrings auf dem Konus zurückgeführt.

Häggström et al. [Häg15a, Häg15b] ermitteln die Massentemperatur an drei unterschiedlichen Axialpositionen des Innenrings einer NKW EK-Synchro mittels Typ K Thermoelementen und verwenden ein Pyrometer, um die Reibflächentemperatur auf einer Fläche von 7 mm Durchmesser zu erfassen. Für den Vergleich mit der Simulation werden auch die Knotentemperaturen auf einer vergleichbaren Fläche gemittelt. Im Gegensatz zu Acuner [Acu16a] kann die Erhöhung der Massentemperatur während der Schaltung am Innenring mit den Thermoelementen nicht erfasst werden, was mit einem zu geringen Energieeintrag pro Schaltung begründet wird. Die simulierten Massentemperaturerhöhungen liegen lediglich bei 20 K. Die Reibflächentemperaturen der Pyrometer-Messungen stimmen für Molybdän gut mit denen aus der 2D thermo-mechanischen Simulation überein. Für den Carbon-Reibbelag liegen in allen Laststufen deutliche Abweichungen vor. Über einen Korrekturfaktor von 1/0,6 werden die gemessenen Temperaturverläufe angepasst. Dieser Korrekturfaktor wird mit der rauen Oberflächenstruktur des Carbons begründet, unter der Annahme, dass gemäß der Abbott-Firestone Kurve 40 % der Carbon Oberfläche unter der mittleren Profilhöhe liegt und somit während der Reibphase nicht in Kontakt, sondern von Öl bedeckt ist. Trotz dieser Annahme sind gerade in

Laststufen mit geringem Temperaturhub (10 K bzw. 30 K simuliert) Abweichungen von 5 K zu beobachten. Auch andere Autoren sehen das hier vorgestellte Vorgehen [Acu16a] bzw. die Erfassung der Reibflächentemperatur mittels Pyrometer [Spr01] als kritisch.

2.7.2 Mechanische und thermische Simulationen von Synchronisierungen

Für Reibkupplungen wurden bereits von Hasselgruber [Has53, Has59] für kurze Schaltzeiten und kleine Fourierzahlen und von Steinhilper [Ste62, Ste63a, Ste63b, Ste63c, Ste64] auch für größere Fourierzahlen (längere Schaltzeiten) analytische Formeln aufgestellt, um den thermischen Haushalt einer Kupplung zu bestimmen. Zudem analysieren [Luo92, Oed89, Zag85, Zag90] bereits früh den thermischen Haushalt von Kupplungen mit FE-Modellen. Nachfolgend werden Ergebnisse von rein thermischen, rein mechanischen und schließlich der Kopplung beider Simulationen (thermo-mechanisch) vorgestellt.

Vor ca. 30 Jahren wurden für Synchronisierungen zunächst **mechanische Simulationen** (Verformungssimulationen) durchgeführt [Hai91, Nis95]. Bereits Haigh et al. [Hai91] zeigen in 2D-Simulationen, dass der Kegelwinkel einen entscheidenden Einflussparameter auf die Pressungsverteilung darstellt. Konkrete Empfehlungen, wie dieser optimiert werden sollte, werden allerdings noch nicht ausgesprochen. Nishiwaki et al. [Nis95] (in Japanisch) vergleichen damals bereits 2D- und 3D-Simulationen und zeigen, dass bei einem rotationssymmetrischen 10°-Ausschnitt einer Synchronisierung eine 2D-Simulation ausreichend ist. Beide Veröffentlichungen befassen sich zudem mit dem Klemmen des Synchronrings auf dem Stahlkonus. Skubacz und Poll [Sku20, Sku11] untersuchen in FEM-Verformungssimulationen Einflüsse von Kegelwinkel, Baugröße, Breite und Material des Synchronrings auf die Pressungsverteilung im Reibkontakt. Gerade bei der Analyse des Schaltverhaltens werden zudem häufig Mehrkörpersimulationen eingesetzt [Che16, Far19, Hu20, Irf17, Irf16, Irf18, Irf20, Kim04, Mo21a, Mo21b, Nej19, Nej17, Wan21, Wan22, Nie18], die allerdings nicht Schwerpunkt dieser Arbeit sind.

Um den thermischen Haushalts zu untersuchen, ist es üblich, rein **thermische Simulationen** durchzuführen. Dazu eignet sich für Synchronisierungen das in der FVA (Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.) entwickelte Programm SYNTEM [Win05], bei dem die Temperaturverteilung von Einzelschaltungen berechnet wird. Für Einfach-, Mehrfach- und Außenkonus-Synchronisierungen werden räumlich und zeitlich aufgelöste Temperaturverläufe während der Reibphase ausgegeben. Reibungszahl und Flächenpressungsverteilung sind dabei Eingabewerte des Anwenders. Ungleichmäßige Pressungsverteilungen aufgrund der Verformung bzw. thermo-mechanische Wechselwirkungen können nicht berücksichtigt werden. Für nasslauende Lamellenkupplungen hat sich zur Analyse das über Experimente validierte Programm Kupsim [Höh11b, Voe18, Voe16] etabliert, welches im Gegensatz zu SYNTEM auch die Ölkühlung berücksichtigt und mit dem die Temperaturverläufe unterschiedlicher Betriebsarten und verschiedener Schaltsequenzen analysiert werden können.

Über Simulationen mit SYNTEM bestätigt Acuner [Acu16a, Acu14b] deutlich niedrigere Reibflächentemperaturen bei metallischen Reibwerkstoffen unter gleichen Bedingungen als bei Carbon-Reibbelägen aufgrund der niedrigen Wärmeleitfähigkeit von Carbon-Reibbelägen. Während bei Sinter der Temperaturanstieg auch im Synchronring feststellbar ist, erwärmen sich bei Carbon lediglich der Reibbelag und die Gegenreibfläche.

Merken et al. [Mer15] stellen einen deutlichen Temperatureinfluss auf die Festigkeit von zwei gewobenen Carbon-Reibbelägen fest. Um die Spitzentemperaturen zu ermitteln, schätzen Merken [Mer15] zunächst die Massentemperatur ab, die sich nach mehreren Schaltungen auf

dem Komponentenprüfstand einstellt. Dazu wird auf bestehende Messungen von Acuner [Acu16a] zurückgegriffen und es werden einfache Formeln aufgestellt, die lediglich von der Öleinspritztemperatur und der mittleren spezifischen Reibleistung abhängen. Die Temperaturerhöhung wird schließlich unter Annahme eines homogenen Wärmeeintrags auf der Reibfläche mit SYNTEM [Win05] berechnet. Die angegebenen Spitzentemperaturen können nur als Vergleichstemperaturen angesehen werden, da bei den untersuchten sehr hohen Pressungen (10...25 N/mm²) die Verformung der Ringe und die damit verbundene Pressungsverstärkung während der Schaltung zu lokal deutlich höheren Temperaturen führen. Bei hohen Energieeinträgen zeigt sich der Ansatz aus SYNTEM als nicht geeignet, um die Pressungs- und Temperaturverteilungen korrekt abzubilden. Acuner [Acu16a] spricht zwar von guter Übereinstimmung der thermo-mechanischen Simulation mit Berechnungen aus SYNTEM aber nur unter der Voraussetzung, dass die Simulation aus SYNTEM über Messungen angepasst und eine stark inhomogene Pressungsverteilung in axialer Richtung vom Anwender vorgegeben wird.

Als einfache Abschätzung der Reibflächentemperaturen präsentiert Acuner [Acu16a] ein Referenz-Temperatur-Verfahren. Basierend auf einem 1D-Wärmemodell wird über Regressionsanalysen von Variationsrechnungen eine einfache Gleichung mit Eingabeparametern wie Reibarbeit, Reibleistung Wärmeleitfähigkeit Stahl erstellt, mit der die maximale Reibflächentemperatur abgeschätzt werden kann. Es wird ausdrücklich darauf hingewiesen, dass die Gleichung nicht auf Synchronisierungen aus Blechumformteilen und/oder Mehrfachkonus-Synchronisierungen angewendet werden kann.

Bei **thermo-mechanischen 2D- und 3D-Simulationen** werden mechanische Verformungssimulationen mit thermischen Simulationen gekoppelt, um Wechselwirkungen berücksichtigen zu können. Acuner [Acu16a] definiert dieses Phänomen als „Hot-Spot-Effekt“, ein selbstverstärkender Prozess, der auftritt, wenn sich, aufgrund des hohen lokalen Energieeintrags, die Körper an Orten hoher Reibleistung lokal thermisch stark ausdehnen. Dies führt wiederum zu einer Pressungserhöhung, die im nächsten Schritt den Wärmestrom an dieser Stelle vergrößert. Dieser selbstverstärkende Effekt wurde bereits von [Bar69] für zwei Metallkontakte beobachtet. Ähnliche Effekte werden bei nasslaufenden Lamellenkupplungen als „Hot-Spots“ bezeichnet, die zur Schädigung der Lamellen führen können [Häm95, Hen14, Sch19, Str17]. Um den Einfluss der thermischen Dehnung auf die Pressungsverteilung mit zu berücksichtigen, werden thermo-mechanische Simulationen unter anderem bei trockenen Ein- oder Mehrscheibenkupplungen [Abd18a, Abd14, Abd18b, Abd18c, Maj20], nasslaufenden Lamellenkupplungen [Fei13, Li11, Li16, Sch22, Yan11] und Scheibenbremsen [Bel20, Has13, Jun11] eingesetzt.

Die ersten **2D thermo-mechanischen Simulationen** an Einfachkonus-Synchros veröffentlicht Kinugasa [Kin99] und vergleicht sie mit Temperaturmessungen an der Reibfläche. Zunächst wird die Pressungsverteilung auf der Reibfläche ermittelt und daraus dann im nächsten Lastschritt der Wärmeeintrag berechnet. Der Effekt der Ausdehnung heißer Stellen auf der Reibfläche und der damit verbundenen lokalen Pressungserhöhung werden hier noch nicht berücksichtigt. Die Berechnung des Wärmestroms erfolgt über Reibungszahl, Pressung, Gleitgeschwindigkeit und einen nicht näher spezifizierten Koeffizienten zur Umwandlung der Reibleistung in Wärme. Die Wärmeabgabe an die Umgebung ist mit einem konstanten Faktor berücksichtigt. Für eine Laststufe werden übereinstimmende Temperaturverläufe von Messung und Simulation gezeigt, bei einem Temperaturhub von ca. 100 K. Mit einem eingelaufenen Ring (steilerer Kegelwinkel des Synchronrings), werden gleichmäßigere Pressungs- und

Temperaturverteilungen erreicht. Eine erhöhte Wärmeleitfähigkeit des Synchronrings aus Messing reduziert die maximale Reibflächentemperatur.

Spreckels und Poll [Pol03, Spr01, Spr02] setzen thermo-mechanische Simulationen ein, um den thermischen Haushalt von Synchronisierungen mit Molybdän-Reibbelag aus einer NKW-Anwendung zu untersuchen. Erstmals bei Synchronisierungen werden der Schaltverlauf in Zeitschritte unterteilt und abwechselnd statisch-mechanische und transient-thermische Simulationen durchgeführt. Das Konzept aus diesen Arbeiten legt den Grundstein für zahlreiche Folgearbeiten [Acu16a, Erd08, Mil18, Neu08, Sto20, Sto22].

Die von Spreckels [Spr01] mit der thermo-mechanischen Simulation bestimmten Temperaturverläufe stimmen bei konstanter Reibleistungsverteilung im Kontakt mit analytisch berechneten Verläufen nach Hasselgruber [Has59] gut überein. Bei höheren Energieeinträgen (höheren Gleitgeschwindigkeiten) nehmen die Abweichungen zu, da die Annahme einer 1D-Wärmeleitung nicht mehr gerechtfertigt ist. Die Simulationen zeigen, dass die Temperaturverteilung von der Vorformung der Bauteile abhängt. Es wird explizit darauf hingewiesen, dass prinzipielle Aussagen zur Pressungs- und Temperaturverteilung zwar auch für Systeme unterschiedlicher Geometrie und Reibwerkstoffe zutreffend sind, allerdings Pressungs- und Temperaturverteilung bereits bei kleinen Änderungen z. B. der Reibflächengeometrie neu berechnet werden müssen. Zudem werden aus den Simulationen konstruktive Maßnahmen zur Gestaltung der Synchronisierungen wie angepasster Kegelwinkel, hohe Steifigkeit der Bauteile, niedrige Kontaktsteifigkeit und geringer radialer Versatz der Kraftangriffspunkte abgeleitet.

Bei Simulationen beeinflussen Materialkennwerte die Ergebnisse maßgeblich. Eine möglichst genaue Kenntnis der Materialparameter ist Grundvoraussetzung, um einen Abgleich mit Messungen durchführen zu können. Neudörfer [Neu08] ermittelt detailliert die thermischen und mechanischen Materialparameter verschiedener Synchronisierungswerkstoffe. Eine Übersicht gängiger Materialparameter ist in Anhang Abschnitt A.8 zusammengestellt. Acuner [Acu16a] bestätigt für einen Carbon-Reibbelag über einen Vergleich von Temperaturmessungen an einer Stelle am Kupplungskonus und Simulation mit SYNTEM die von Neudörfer [Neu08] ermittelten Materialparameter.

Acuner [Acu16a] baut nach dem Vorbild von Neudörfer [Neu08] ein thermo-mechanisches 2D-Modell auf. Parametervariationen der thermo-mechanischen Simulationen zeigen, dass die reduzierte Wärmeleitfähigkeit einer martensitischen Randschicht am Kupplungskonus die maximalen Reibflächentemperaturen deutlich erhöhen kann. Für die gewählte Synchronisierung und Laststufe ist bei einer Kegelwinkeldifferenz ($\alpha_{\text{Synchronring}} - \alpha_{\text{Konus}} = 10^\circ$) die Spitzentemperatur am niedrigsten. Allerdings ist die Temperaturverteilung gerade zu Beginn der Schaltung, wenn noch kein signifikanter Energieeintrag vorliegt, trotzdem ungleichmäßig. Die simulativ ermittelten Korrekturbeträge, um die Pressungs- und Temperaturverteilung in den untersuchten Extremschaltungen zu verbessern, sind so niedrig (3...6 μm), dass sie in der Fertigungstoleranz untergehen und nicht wirtschaftlich darstellbar sind. Haggström et al. [Häg15a] bestätigen, dass veränderte Kontaktflächen (5 μm , konvexe Abweichung) das Temperaturmaximum verschieben können. Acuner [Acu16a] korreliert für Extremschaltungen einer Einfachkonus-Synchronisierung die Durchmesserabnahme des Stahlkonus mit dem in thermo-mechanischen Simulationen ermittelten Schädigungskennwert $A_{\theta, \text{RF} > 500^\circ\text{C}}$. Dieser Kennwert basiert auf $A_{\theta, \text{RF} > 300^\circ\text{C}}$, den Hensel [Hen14] zur Beschreibung des Schädigungsverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen einsetzt. Acuner passt diesen Kennwert für Synchronisierungen an und beschreibt das Temperatur-Zeit-Integral während einer Schaltung, in dem die Temperatur 500 °C überschreitet.

Mileti et al. [Mil18] verwenden thermo-mechanische Simulationen und analysieren das thermische Verhalten einer Doppelkonus-Kupplung, die eine nasslaufende Lamellenkupplung in einem Getriebe ersetzen soll. Die Simulationen werden mit Temperaturmessungen am Prüfstand abgeglichen. Simulation und Messung stimmen gut überein, wobei tendenziell die simulierten Temperaturen höher als die gemessenen sind. Die Unterschiede verstärken sich bei Energieeinträgen ab ca. $1,5 \text{ J/mm}^2$. Bei hohen Energieeinträgen treten thermo-mechanische Instabilitäten an Orten auf, die auch in der Simulation hohe Temperaturen zeigen.

Häggsström et al. [Häg15b] verwenden ein thermo-mechanisches 2D-Modell und variieren Geometrie des Synchronrings, Position des Reibbelags, Kegelwinkel und Geradheitsabweichung der Reibflächen. Für den Carbon-Reibbelag zeigen vor allem die Abweichungen der Kegelgeometrie, abhängig von der verwendeten Laststufe, deutliche Einflüsse auf die maximale Reibflächentemperatur. Der Einfluss der Gleitgeschwindigkeit ist größer als der von Trägheit und Axialkraft. Der in dieser Veröffentlichung für Carbon sehr hoch angenommene E-Modul (50 GPa) schränkt die Aussagekraft der Parametervariationen allerdings ein, da gerade der E-Modul die Pressungs- und damit verbundene Temperaturverteilung deutlich beeinflusst [Sto22]. In folgenden Veröffentlichungen [Häg18a, Häg22] wird der E-Modul des Carbon-Reibbelags gemessen und abhängig von der Pressung zu $350 \dots 700 \text{ N/mm}^2$ angegeben; Werte, die sich mit [Acu16a, Neu08, Sto20] decken. Simulationsergebnisse aus dem thermo-mechanischen 2D-Modell werden auch verwendet, um für die Reibpaarung Stahl-Molybdän ein Modell zur Vorhersage der Reibungszahl einer Schaltung zu erstellen [Häg16]. Die aufgestellte empirische Gleichung beschreibt die Reibungszahl in Abhängigkeit von Gleitgeschwindigkeit, Temperatur und Axialkraft. Der Abgleich mit Messungen zeigt für die untersuchte Baugröße eine sehr gute Übereinstimmung. Eine Übertragbarkeit auf andere Systeme (andere Baugröße, Reibbelag, Schmierstoff) ist nicht möglich, da das Modell anhand einer großen Anzahl an Messdaten auf das untersuchte System adaptiert wurde.

Eine Erweiterung des 2D-Modell auf ein **3D-Vollmodell** ermöglicht Häggsström et al. [Häg18c], Rundheitsabweichungen und Unterschiede der Kegelwinkel des Innen- bzw. des Synchronrings auf eine NKW-Synchro mit Mo-Reibbelag zu untersuchen. Kleine Rundheitsabweichungen des Synchronrings beeinflussen den Temperaturanstieg auf dem Innenring nur wenig und umgekehrt, solange nicht beide Ringe starke Rundheitsabweichungen aufweisen. Aus den Daten geht jedoch nicht hervor, wie groß die Rundheitsabweichungen sind, da mit relativen Werten gearbeitet wird. Im variierten Parameterbereich scheinen Rundheitsabweichungen einen stärkeren Einfluss als Kegelwinkelabweichungen zu haben. Ein Vergleich mit eigenen Messungen ist allerdings nicht möglich, da keine Absolutwerte angegeben sind. Aufgrund der viel höheren Steifigkeit des Mo-Reibbelags können die Erkenntnisse nicht direkt auf Synchronisierungen mit Carbon-Reibbelägen übertragen werden.

Yan et al. [Yan18] präsentieren ein rotationssymmetrisches thermo-mechanisches 3D FEM Vollmodell einer Messing Synchronisierung, allerdings ohne Berücksichtigung von Indexlaschen und Verzahnung. Die Abweichungen von gemessenen und simulierten Temperaturen liegen bei 3 %. Es werden lediglich sehr geringe Temperaturhübe (max. 7 K) untersucht.

Erdmann [Erd08] befasst sich mit thermo-mechanischen Simulationen von Doppelkonus-Synchronisierungen. Der Fokus seiner Arbeit liegt allerdings auf der Analyse der Leistungsfähigkeit von Mehrfachkonus-Synchronisierungen im Hinblick auf einen Wirkungsgrad definiert über den Quotienten aus gemessenem und berechnetem Moment, siehe Abschnitt 2.6. Voruntersuchungen mittels 2D FEM Analysen, die unter anderem den Einfluss der Umfangsnuten und

einer Balligkeit der Reibfläche betrachten, bilden die Grundlage für weitere 3D FEM Simulationen. Aufgrund der hohen Steifigkeit des Reibbelags kommt es zum Kantentragen verbunden mit einer deutlichen Pressungserhöhung. Unter der Annahme von Einlaufverschleiß werden diese Pressungsspitzen korrigiert. Die 3D FEM Analysen werden an einem Vollmodell durchgeführt, um Nebeneffekte wie Einfluss der Koppelverzahnung zwischen Innen- und Synchronring (1-3 Kontakte), Variation Verzahnungsnocken Zwischenring Losrad (1-6 Nocken), Variation Krafteinleitung über die Sperrverzahnung (360°, 180°, 2x 180° selektiv, 3x 120° selektiv, 4x 90° selektiv), Variation Schaltkraft und deren Verlauf (konstant, progressiv, degressiv) zu analysieren. Die Pressungsverteilung über dem Umfang ist wegen der asymmetrischen Geometrie der Synchronringe nicht rotationssymmetrisch. In der Simulation wirken sich die Anzahl der Kontakte der Koppelverzahnung nur in Extremfällen auf die Pressungsverteilung aus. Die Anzahl der tragenden Nocken des Zwischenrings kann die Pressungsverteilung beeinflussen. Ein Vergleich des Tragbilds mit der Simulation lässt allerdings darauf schließen, dass aufgrund von Elastizität der Bauteile und den vorliegenden Toleranzen im Versuch zyklisch alle potenziellen Verzahnungskontakte tragen. Der Verlauf der Axialkraft beeinflusst die Pressungsverteilung und zeigt hier den größten Einfluss auf den definierten Wirkungsgrad. Ein Vergleich der Ergebnisse der FEM Simulationen mit denen von Einfachkonus-Synchronisierungen erfolgt nicht. Der Schwerpunkt der Analysen liegt außerdem auf einer Messing-Doppelkonus-Synchronisierung, deren Materialeigenschaften sich deutlich von Carbon unterscheiden. Zudem wurden keine Synchronisierungen aus Blechumformteilen betrachtet.

2.8 Fazit zum Stand des Wissens

Es existieren Veröffentlichungen, die die Leistungsfähigkeit von Einfach- und Mehrfachkonus-Synchronisierungen gegenüberstellen. Dabei werden jedoch meist die gleichen absoluten Beanspruchungen (z. B. gleiche Reibarbeit und gleiche Axialkraft) verwendet und das generierte Reibmoment bzw. die Schaltzeit der verschiedenen Bauformen verglichen. Häufig wird auch bei gleicher Reibarbeit und gleicher Schaltzeit die Reduktion der Schaltkraft bei einer Mehrfachkonus-Synchronisierung im Vergleich zu einer Einfachkonus-Synchronisierung betrachtet. Aufgrund der zusätzlichen Reibflächen bei Doppel- bzw. Dreifach- im Gegensatz zu Einfachkonus-Synchronisierungen ist auch die absolute Leistungsfähigkeit von DK- und TK-Synchros größer, was bereits analytische Formeln bestätigen, siehe (2.1) für $n = 1 \dots 3$. Ein Vergleich der verschiedenen Systeme (EK, DK und TK) unter vergleichbaren reibflächenspezifischen Belastungen (z. B. gleiche Reibarbeit pro Reibfläche) existiert jedoch nicht.

Die Schädigungsmechanismen bei Einfachkonus-Synchronisierungen mit Carbon-Reibbelag wurden detailliert von Acuner [Acu16a, Acu14a, Acu16b, Acu14b] für NKW-Synchronisierungen und Neudörfer [Neu08] für PKW-Synchronisierungen erforscht. Ob diese Ergebnisse jedoch auch auf Mehrfachkonus-Synchronisierungen übertragbar sind, wurde bisher noch nicht experimentell untersucht. Außerdem fehlen Kriterien zur Gegenüberstellung der Schädigung verschiedener Bauformen. Erdmann [Erd08] ermittelt in seinen Versuchen die Leistungsfähigkeit verschiedener Synchrobauformen (EK, DK, TK) aus Messing mit dem Schwerpunkt, deren Wirkungsgrad zu vergleichen. Die Schädigung der Systeme wurde nicht untersucht. Seine umfangreichen thermo-mechanischen Simulationen sind außerdem nur eingeschränkt übertragbar, da die Belastungen bei Synchros mit Carbon-Reibbelag deutlich höher sind und sich die Steifigkeit der Trägerringe und die Materialeigenschaften des Reibwerkstoffs unterscheiden.

Dass hohe Reibflächentemperaturen zu verstärkter Schädigung führen wird in der Literatur hinreichend belegt. Trotzdem wurde der thermische Haushalt von Mehrfachkonus-Synchronisierungen bisher wenig analysiert. Gerade zu den in großen Stückzahlen im PKW-Getriebe eingesetzten Mehrfachkonus-Synchronisierungen aus Blechumformteilen mit Carbon-Reibbelag existieren wenig veröffentlichte Ergebnisse. Aufgrund der signifikant unterschiedlichen Wärmeleitfähigkeit und der niedrigeren Steifigkeit der Reibeläge sowie einem anderen Design der Bauteile sind Ergebnisse früherer Untersuchungen an Messingringen oder anderen Reibelägen nicht übertragbar. Die höhere Belastbarkeit von Synchronisierungen mit Carbon-Reibbelag führt außerdem dazu, dass sie mit sehr hohen spezifischen Belastungen betrieben werden. Dies verstärkt die Unterschiede zu Versuchen mit Messingringen, da hier neue Effekte aufgrund des hohen Energieeintrags zum Tragen kommen. Es sind zudem keine Simulationen bekannt in denen der thermische Haushalt unterschiedlicher Synchronisierungsbauformen untersucht und miteinander verglichen werden.

Es besteht daher noch Forschungsbedarf, um die Leistungsfähigkeit von Einfach- und Mehrfachkonus-Synchronisierungen aus Blechumformteilen miteinander zu vergleichen und weitere Optimierungspotentiale herauszuarbeiten.

3 Ziel der Arbeit und Vorgehen

3.1 Ziel der Arbeit

Während einer Schaltung kann bei einer Doppelkonus-Synchronisierung in einem vergleichbaren Bauraum, bei gleicher spezifischer Reibarbeit, in etwa die doppelte Energie umgesetzt werden wie bei einer Einfachkonus-Synchronisierung, da die Reibfläche einer DK-Synchro in etwa doppelt so groß ist wie die einer EK-Synchro. Dies sollte in Mehrfachkonus-Synchronisierungen aufgrund der bauraumbedingten schlechteren Kühlung und den kleineren thermischen Massen zu höheren Temperaturen führen, die Reibbelag und Schmierstoff stärker schädigen und somit die Lebensdauer verkürzen. Auch wenn hinreichend belegt ist, dass die absolute Leistungsfähigkeit von Mehrfachkonus-Synchronisierungen höher ist als die von Einfachkonus-Synchronisierungen [Abd00, Aug12, Bac13a, Brü91, Dro91, Lan86, Mur89, Ore95, Pin14, Rau11, Sta14, Syk94], wird bei gleichen spezifischen Belastungen eine niedrigere relative Leistungsfähigkeit einer Mehrfachkonus-Synchronisierung im Vergleich zu einer Einfachkonus-Synchronisierung erwartet [Acu16a]. Die Leistungsfähigkeit wird anhand des Schädigungsverhaltens beurteilt. Eine lange Lebensdauer bzw. geringe Schädigung entsprechen einer hohen Leistungsfähigkeit der Synchronisierung.

In bisherigen Analysen zum Schädigungsverhalten von Synchronisierungen werden primär Nutzfahrzeug Synchronisierungen mit Carbon-Reibbelag verwendet [Acu16a, Hög18a] oder PKW Synchronisierungen mit gesinterten Synchronringträgermaterial [Neu08]. Deren Wandstärken sind deutlich höher als die von Blechumformteilen, was Ringsteifigkeit und Ringdesign beeinflusst.

In der Literatur wurden bisher keine unterschiedlichen Synchrobauformen aus Blechumformteilen untersucht. Zudem existieren weder eine standardisierte Prüfmethodik noch geeignete Kennwerte, um die Leistungsfähigkeit unterschiedlicher Synchronisierungen vergleichen zu können. Ziel dieser Arbeit ist es, die Leistungsfähigkeit von Einfachkonus- und Mehrfachkonus-Synchronisierungen in PKW-Baugröße mit Carbon-Reibbelag zu vergleichen und Erklärungsansätze für die unterschiedliche relative Leistungsfähigkeit der verschiedenen Bauformen zu liefern. Das Schädigungsverhalten von Einfach- und Mehrfachkonus-Synchronisierungen ist zu charakterisieren und mit Erkenntnissen aus der Literatur zu vergleichen. Es sind eine geeignete Prüfmethode und Kennwerte zu entwickeln und diese auf unterschiedliche Synchrobauformen anzuwenden.

Der thermische Haushalt spielt bei der Betrachtung der Lebensdauer von Schaltelementen eine entscheidende Rolle und muss somit beim Vergleich der Leistungsfähigkeit untersucht werden. Aufgrund der hohen Komplexität von Temperaturmessungen an Synchronisierungen sind ein geeignetes Simulationsmodell aufzustellen, dieses über Messungen abzusichern und über Parametervariationen Einflussgrößen auf den thermischen Haushalt zu ermitteln. Dieses Vorgehen erspart die Fertigung und das Testen von Prototypen, was aufwendig und kostenintensiv ist. Anhand der gewonnenen Erkenntnisse sind Optimierungsempfehlungen für Einfach- und Mehrfachkonus-Synchronisierungen zu erstellen. Acuner [Acu16a] weist vor allem auf den Forschungsbedarf bei Mehrfachkonus-Synchronisierungen hin. Unter anderem sind zu klären wie sich Kegelwinkeldifferenzen auf das thermische Verhalten bei Mehrfachkonus-Synchronisierungen auswirken und welchen Einfluss die Reibbelagposition auf die thermische Belastung der Synchronisierungen hat.

3.2 Vorgehen

Aufgrund von komplexen physikalischen und chemischen Wechselwirkungen an den Reibflächen sind zur Analyse der Leistungsfähigkeit der verschiedenen Bauformen umfangreiche Prüfstandversuche nötig. Diese werden an einer Einfach-, zwei Doppel- und einer Dreifachkonus-Synchronisierung durchgeführt und deren Leistungsfähigkeit vergleichend bewertet. Es werden Betriebsbedingungen, Schmierstoffe und Bauform variiert und die Einflussgrößen auf die Schädigung der unterschiedlichen Systeme untersucht. Aufbauend auf bekannten Kennwerten wird eine Auswertemethodik entwickelt, um das Schädigungsverhalten unterschiedlicher Synchronisierungsbauformen vergleichend zu bewerten (Abschnitt 5 und 6). Ergebnisse von Temperaturmessungen und der Einfluss verschiedener Belastungsparameter bei Einfach- und Doppelkonus-Synchronisierungen werden dargestellt (Abschnitt 6).

Um das Schädigungsverhalten zu charakterisieren, sind begleitende Untersuchungen, wie Topographievermessungen (Abschnitt 7), Messung des Axialverschleiß (Abschnitt 5) und REM Analysen nötig (Abschnitt 7).

Gründe für die Unterschiede der Leistungsfähigkeit unterschiedlicher Bauformen sind im Temperaturhaushalt und der Verformung der verschiedenen Systeme zu suchen. Dazu werden bestehende thermo-mechanische 2D-Modelle einer Einfachkonus-Synchronisierung für die hier untersuchten Baugruppen angepasst, erweitert, verifiziert und über Temperaturmessungen validiert (Abschnitt 8). Darüber hinaus werden 3D thermo-mechanische Simulationen aufgebaut und Parametervariationen durchgeführt. In den 3D-Simulationen werden Einflussgrößen analysiert, die in der 2D-Simulation nicht abgebildet werden können, um somit die Aussagekraft der vereinfachten 2D-Simulationen abzusichern (Abschnitt 8). Über Parametervariationen werden wichtige Einflussparameter herausgearbeitet, die schließlich in Optimierungsempfehlungen für die verschiedenen Synchronisierungen münden (Abschnitt 9). Eine Zusammenstellung der Prüfstandversuche, die Ergebnisse der Oberflächenvermessung und der Simulationen liefern schließlich Erklärungsansätze für die unterschiedliche Leistungsfähigkeit der verschiedenen Systeme. Abschließend werden die neuen Erkenntnisse in den Stand des Wissens eingeordnet (Abschnitt 9).

4 Versuchsteile, Prüfstand und Messtechnik

Nachfolgend werden die verwendeten Versuchsteile und Schmierstoffe zusammengefasst und die verschiedenen Prüfstände und die eingesetzte Messtechnik vorgestellt.

4.1 Versuchsteile und Schmierstoffe

Im Rahmen der Lebensdaueruntersuchungen am Komponentenprüfstand werden vier unterschiedliche Synchronisierungen betrachtet. Die Einfach- (EK72), Doppel- (DK73) und Dreifachkonus- (TK73) Synchronisierungen stammen dabei aus einem Baukasten und sind mit einem Dual-Layer Carbon-Reibbelag versehen, siehe Bild 4.1. Die Zahl hinter der Bezeichnung der Bauform (EK, DK, TK) gibt in etwa den mittleren Durchmesser der äußeren Reibfläche an.

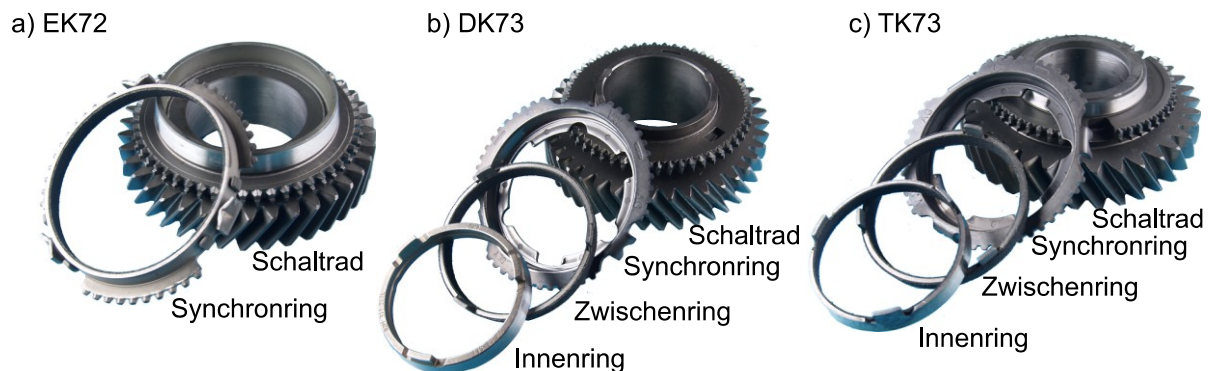


Bild 4.1: Versuchsteile a) Einfachkonus-Synchronisierung EK72; b) Doppelkonus-Synchronisierung DK73; c) Dreifachkonus-Synchronisierung TK73 nach [Sto20]

Sowohl Synchron- als auch Zwischenring der DK- bzw. TK-Synchronisierung sind identisch, die beiden Systeme unterscheiden sich jedoch im Aufbau des Innenrings. Der Reibbelag ist bei DK73/TK73 auf der Innen- und Außenseite des Zwischenrings aufgebracht. Alle Versuchsteile sind Serienteile. Lediglich bei der Dreifachkonus-Synchronisierung werden, im Gegensatz zur Serie, die Innenringe vom Hersteller mit einem Carbon-Reibbelag beklebt und die Reibfläche der Stahlkonen nachgeschliffen. Dies verbessert die Vergleichbarkeit mit den anderen beiden Bauformen, da serienmäßig die Innenseite des Innenrings (TK73) mit Molybdän beschichtet ist.

Zudem wird eine weitere Doppelkonus-Synchronisierung (DK70) mit einem gewobenen Reibbelag untersucht, siehe Bild 4.2. Anders als bei der DK73 ist der Reibbelag auf dem Innen- bzw. Synchronring aufgebracht. Der Innenring besteht aus einer Messinglegierung. Tabelle 4.1 fasst die Abmessungen der verschiedenen Ringe zusammen.

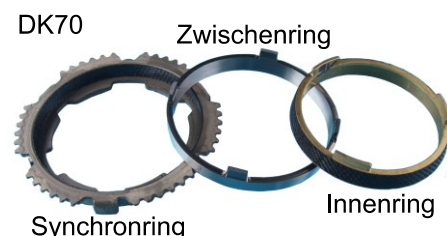


Bild 4.2: Versuchsteil Doppelkonus-Synchronisierung DK70 nach [Sto22]

Im Gegensatz zu Neudörfer [Neu08] werden hier keine gesperrten Systeme untersucht. Bei einem gesperrten System wird das Spiel des Synchronrings so eingeschränkt, dass er sich in Umfangsrichtung nicht relativ zum Synchronkörper bewegen kann. Somit kann auch bei niedrigen Reibungszahlen an den Reibflächen ($T_R < T_{\bar{U}}$) die Schiebemuffe den Synchronring nicht mehr bei Differenzdrehzahl überfahren. Der Synchronring sperrt somit unabhängig von der Reibungszahl an der Reibfläche. Der Einsatz gesperrter Systeme bietet

die Möglichkeit, dass die jeweiligen Systeme unabhängig von der Sperrgrenze untersucht werden können, d. h. die rein tribologische Schädigung des Reibsystems analysiert werden kann. Allerdings zeigen die Untersuchungen von Neudörfer [Neu08], dass die Schaltcharakteristik durch das Sperren des Systems verändert wird. Eine veränderte Schaltcharakteristik kann die Verformung der Synchronringe und somit auch die Pressungsverteilung beeinflussen. Gerade bei den hier verwendeten Blechringen hat die Verformung der Ringe unter Axialkraft einen Einfluss auf die Pressungs- und Temperaturverteilung. Der Einbau müsste für gesperrte Systeme im Vergleich zum Getriebe angepasst werden, was die Übertragbarkeit der Ergebnisse weiter einschränkt. Da die Nachteile gesperrter Systeme die Vorteile überwiegen, werden hier nicht gesperrte Systeme verwendet.

	Position	EK72	DK73	TK73	DK70
Mittlere Kegeldurchmesser in mm	Außen	72,3	73,0	73,0	70,0
	Mitte	-	66,9	66,9	65,0
	Innen	-	-	61,7	-
Reibbreite in mm	Außen	8,0	6,5	6,5	5,7
	Mitte	-	7,1	7,1	6,9
	Innen	-	-	6,6	-
Kegelwinkel in °	Außen	7,5	7,5	7,5	7,0
	Mitte	-	7,5	7,5	7,0
	Innen	-	-	7,5	-

Tabelle 4.1: Geometrische Abmessungen der Synchronisierungen

Die Versuche werden mit drei Serienölen durchgeführt, die in Tabelle 4.2 aufgelistet sind. Für die Hauptversuche kommt ein Manual Transmission Fluid aus einem PKW-Handschaltgetriebe zum Einsatz (MTF PKW). Es basiert auf einem Grundöl der Gruppe III (gemäß der Definition der Grundölgruppe nach API Klassen) und ist unter anderem mit Extremepressure/Antiwear (EP/AW), Friction Modifier (FM), Corrosion Inhibitor (COR), Detergent (DET) und Antifoam/Viscosity Modifier (AF&VM) additiviert.

In Stichversuchen wird zudem ein MTF aus einer NKW-Anwendung und ein DCTF aus einem PKW-Doppelkupplungsgetriebe eingesetzt. Diese beiden

Bezeichnung	Kin. Viskosität bei 40 °C in mm ² /s	Kin. Viskosität bei 100 °C in mm ² /s
MTF PKW (75W)	28	6
MTF NKW (75W-80)	55	9
DCTF	32	7

Tabelle 4.2: Schmierstoffe

Schmierstoffe basieren auf

Grundölen der Gruppe IV/V und sind unter anderem mit EP/AW, FM, Dispersant (DISP), DET, COR und Antioxidants (AO) additiviert. Die Zusammensetzung und Konzentration der Additive ist für den jeweiligen Anwendungsfall im Getriebe und die in den jeweiligen Getrieben eingesetzten Komponenten optimiert. Die Definition der verschiedenen API Klassen bzw. die Aufgaben der verschiedenen Additive und deren Funktionsweise ist unter anderem bei [Fox10] nachzulesen. Bei den Grundölen nehmen mit steigender Grundöl Gruppe der Anteil gesättigter Kohlenwasserstoffe sowie der Viskositätsindex zu und der Schwefelgehalt ab.

4.2 Prüfstand und Messtechnik

4.2.1 Standard Synchronisationsprüfstand SSP-180

Alle Versuche werden am Standard-Synchronisations-Prüfstand SSP-180 [Höh91] durchgeführt, der in Bild 4.3 dargestellt ist. Für jeden Versuch wird eine vollständige Synchronisierungseinheit (symmetrischer Aufbau, d. h. gleiche Bauform auf der A- und B-Seite) eingesetzt, bestehend aus den jeweiligen Schalträdern auf den Seiten A (1) und B (5) und den zugehörigen Ringen der Synchronisierungen (2) bzw. (4). Das Schaltrad der A-Seite (1) ist über Adapter gehäusefest im Prüfstand montiert. Das Schaltrad der B-Seite (5) ist über die Hohlwelle (6) mit der Schwungmasse die die Fahrzeugträgheit simuliert (7) verbunden und rotiert mit der konstanten Ausgangsdrehzahl n_0 . Die Schiebemuffe (3) wird über Gleitsteine, die in den Schaltarmen (11) drehbar gelagert sind, von der A- zur B-Seite bewegt und wieder zurück. Der Synchronkörper (10) ist über die Vollwelle (8) mit der Schwungmasse (9) verbunden. Über unterschiedlich große Schwungscheiben kann die Trägheit der Schwungmasse (9), die während der Versuche beschleunigt oder verzögert werden muss, variiert werden. Während eines Versuchs wird die Schwungscheibe (9) durch Schalten von B nach A von der Ausgangsdrehzahl n_0 bis zum Stillstand abgebremst (Hochschaltung) bzw. bei einer Schaltung von A nach B wieder auf Ausgangsdrehzahl beschleunigt (Rückschaltung). Es werden somit während eines Tests zwei Synchronisierungen gleichzeitig geprüft (eine auf der A-, eine auf der B-Seite).

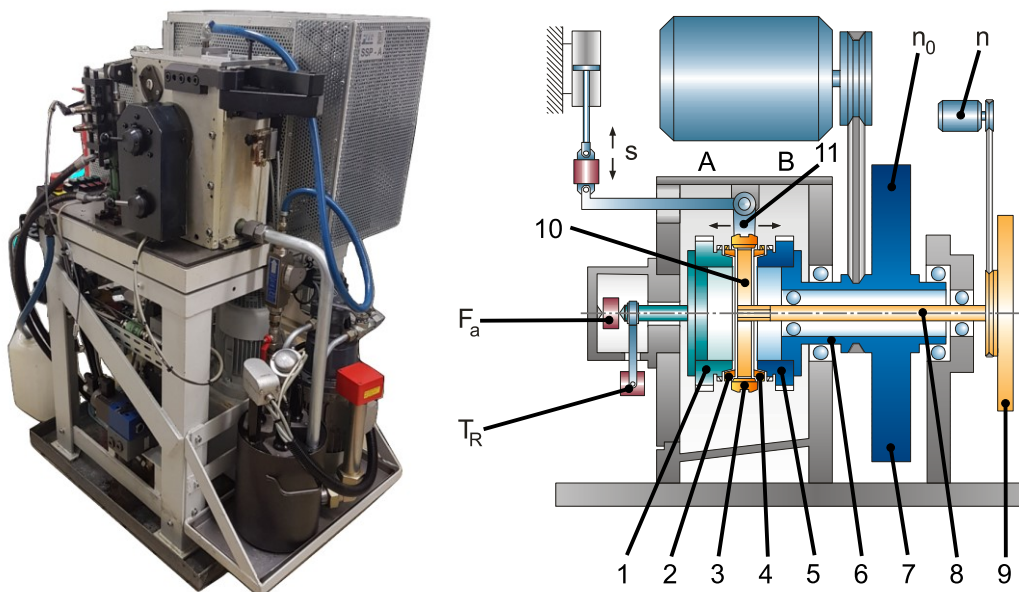


Bild 4.3: Prüfstand SSP-180, Foto (links), Prinzipskizze (rechts nach [Acu16a, Neu01])

Während eines Versuchs werden Axialkraft, Drehzahl, Schaltweg und Reibmoment aufgezeichnet. Die Messdaten werden lediglich auf der stationären Seite des Prüfstands (A) erfasst und überwacht. Das Reibmoment (T_R) wird über einen Hebelarm mit einer Kraftmessdose gemessen. Auch die Axialkraft (F_a) wird über eine Kraftmessdose erfasst. Die Drehzahl (n) der Vollwelle (8) wird über einen Tachogenerator, der Schaltweg (s) über einen linearen Wegsensor am Hydraulikkolben ermittelt. Die Messdaten werden von einem Rechner aufgezeichnet und über eine am Lehrstuhl entwickelte Software ausgewertet und dargestellt. Der Großteil der Versuche wird mit der Messdatenerfassung Var1 gemäß Anhang Abschnitt A.2.2 aufgezeichnet. Die Samplerate beträgt 500 Messpunkte für die verwendete Messzeit von 1...2 s. In jedem Versuch kann die Zykluszeit (Zeit zwischen dem Schaltungsbeginn zweier Schaltungen auf der A-Seite) am Prüfstand eingestellt werden.

Bei einem ungewollten Durchschalten bei Differenzdrehzahl kommt es zum Zahn auf Zahnkontakt. Die entstehenden Vibrationen lösen einen Schwingungswächter aus und der Prüflauf wird automatisch beendet. Die Reibungszahl der Synchronisierung berechnet sich gemäß Gleichung (2.1) aus Drehmoment, Axialkraft, Kegelwinkel und dem mittleren Reibdurchmesser. Bei Mehrfachkonus-Synchronisierungen errechnet sich der mittlere Reibdurchmesser aus dem Mittelwert der mittleren Reibdurchmesser der einzelnen Reibflächen. Die Berechnung aller weiteren spezifischen Belastungsgrößen ist für Mehrfachkonus-Synchronisierungen in Anhang Abschnitt A.1 detaillierter ausgeführt.

Für den SSP-180 wird im Rahmen dieser Arbeit die Messunsicherheit anhand des GUM-Verfahrens untersucht und mit Werten aus der Literatur abgeglichen.

Die Herleitung der Messunsicherheit ist im Anhang Abschnitt A.2 ausführlich beschrieben. Der Schwerpunkt der Messunsicherheitsbetrachtung liegt auf den Messgrößen Axialkraft und Drehmoment, da diese Werte die Reibungszahl bestimmen. Für den Abgleich von Messung und Simulation wird zudem die Messunsicherheit der Temperatursensoren, die an Versuchsteilen appliziert werden, analysiert. Tabelle 4.3 fasst die

	Messwert und erweiterte Messunsicherheit
Axialkraft in N	820 N ± 18 N
Drehmoment in Nm	45,0 Nm ± 0,4 Nm
Reibungszahl	0,102 ± 0,003
Temperatur in °C	300 °C ± 1,8 °C

Tabelle 4.3: Zusammenfassung der Messunsicherheit des SSP-180, Belastungen gemäß LS9-DK73, $k_p = 2$ (Überdeckungswahrscheinlichkeit 95,45 %)

Messunsicherheit exemplarisch für LS9-DK73 zusammen. Die Messunsicherheit der in der Arbeit verwendeten Reibungszahlkennwerte ist niedriger, da bei den Kennwerten μ_{\min} und $\mu_{\min,97}$ nicht einzelne Messpunkte ausgewertet werden, sondern das Minimum über mehrere Messpunkte berechnet wird. Die erweiterte Messunsicherheit sinkt somit auf $\pm 0,002$. Bei der mittleren Reibungszahl μ_{mit} werden die Messpunkte der Reibungszahlen über ca. 60 % der Rutschzeit gemittelt. Dadurch reduziert sich die erweiterte Messunsicherheit von μ_{mit} auf Werte deutlich kleiner 0,001.

4.2.2 Oberflächenvermessung – Tastschnittverfahren

Die 3D-Topographiemessungen der Reibbeläge sowie der Stahlgegenreibflächen werden mittels des Topographiemessgeräts der Firma UBM [UBM95] durchgeführt. Die Oberflächenrauheit wird im Tastschnittverfahren anhand von 3D-Rauheitskennwerten analysiert. Dazu werden zwei verschiedene berührende Induktivtaster (ITF 500 A und ITF 1000A, Details zu den Tastern sind bei [Tom09] zusammengefasst) eingesetzt. Das Funktionsprinzip ist in Bild 4.4 dargestellt. Eine optische Vermessung der Reibbeläge mittels Laserfokus ist aufgrund der groben Struktur der Reibbeläge nicht möglich [Gei03]. Das zu vermessende Bauteil wird über eine Vorrichtung auf den Messtisch der Maschine aufgespannt, der Induktivtaster steht fest im Raum. Während einer 3D-Topographiemessung werden in dem vom Anwender vorgegebenen Messbereich parallel zur x-Achse Linienmessungen durchgeführt und aus der z-Position der Tastspitze Oberflächenkennwerte berechnet. Der Anwender kann dabei die Punktedichte in x- und y-Richtung getrennt voneinander vorgeben. Vom Messprogramm werden DIN genormte Kennwerte von Tastschnitten [DIN98a, DIN98b, DIN98c] berechnet und analog auf Flächen erweitert [Tom09]. Eine detaillierte Aufstellung aller 3D-Oberflächenkennwerte ist der Arbeit von [Völ21] zu entnehmen. Über die Vorgabe von Polynomkorrekturen wird bei gekrümmten Flächen die Makrogeometrie korrigiert bevor das Rauheitsprofil analysiert wird. Details dazu

können der Arbeit von Geier [Gei03] entnommen werden. Die Messgenauigkeit der z-Koordinate ist mit $0,2 \mu\text{m}$ angegeben [Acu16a].

Die Rauheit der Stahlkonen wird zusätzlich vor und nach dem Versuch an drei Positionen am Umfang vermessen und die 2D-Rauheitskennwerte ausgewertet. Dazu wird die Rauheitsmessmaschine T8000 der Firma Hommelwerke eingesetzt und Linienmessungen mittels taktilen Gleitkufentaster durchgeführt. Das Messprinzip ist, abgesehen von der Gleitkufe, ähnlich zu dem des Topographiemessgeräts der Firma UBM [Acu16a].

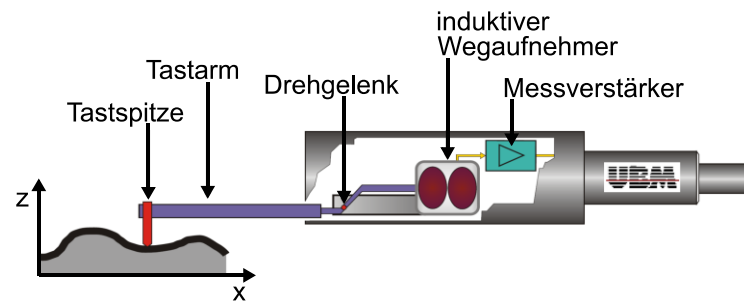


Bild 4.4: Schematischer Aufbau des Induktivtasters der Topographiemessmaschine der Firma UBM [Gei03]

4.2.3 Rasterelektronenmikroskop

Stichprobenartig werden Reibbelagproben im Rasterelektronenmikroskop (REM) CamScan4 der Firma CamScan untersucht und Materialanalysen mittels energiedispersiver Röntgenstrahlanalyse (EDX) Oxford Model 7060 der Firma Oxford Instruments durchgeführt. Die Funktionsweise eines Rasterelektronenmikroskops ist bei Tomic [Tom09] beschrieben. Die Analyse erfolgt an Reibbelagproben, die zuvor aus den Ringen herausgeschnitten und vor dem Einsatz im Gerät in n-Hexan gereinigt und anschließend getrocknet werden. Eine Vermessung des Reibbelags vor und nach dem Versuch ist somit nicht möglich. Die Reinigung entfernt leicht gebundene Schmierstoffmoleküle, die sonst beim Erzeugen des Hochvakuums im REM zu Verunreinigungen des Geräts führen würden. Im Reibbelag verbleiben nach der Reinigungsprozedur chemisch gebundene Schichten und Ölablagerungen, die sich während der Lebensdaueruntersuchungen in den Poren des Reibbelags abgesetzt haben [Acu16a].

Die Auswertung der Oberflächen erfolgt primär anhand der Bilder der Rückstreuielektronen (RE). RE-Bilder können einen Topographie- und Ordnungszahlkontrast, d. h. unterschiedlich schwere Atome darstellen. Allerdings ist ihre Auflösungsgrenze niedriger als die der Sekundärelektronenbilder (SE-Bilder). Die Rückstreuung an schweren Elementen ist stärker als die an leichten Elementen, weswegen Bereiche mit schweren Elementen im Bild heller erscheinen. Mit der EDX können Elemente auf kleinen Bereichen der Reibflächen nachgewiesen werden. [Tom09]

4.2.4 Vermessung von Axialverschleiß und Rundheit

Um den Axialverschleiß der Synchronisierungen zu untersuchen, wird der axiale Abstand der verschiedenen Ringe zueinander bzw. bei EK- und TK- auch der Abstand von Synchronring und Schaltrad vor und nach jedem Versuch an drei Messpositionen MP1...3 am Umfang verteilt mit dem inkrementalen Messtaster MT25B der Firma Heidenhain gemessen.

Als Beispiel wird hier das Vorgehen für die Doppelkonus-Synchronisierung DK73 erläutert, siehe Bild 4.5. Für das Versuchsteil V30B (DK73) sind die Messwerte im Neuzustand in Tabelle 4.4 abgebildet. Eine Messreihe m besteht aus sechs Einzelmessungen. An der Messposition 1 (MP1) wird die Planfläche des Synchronrings als Referenz (MP1.S) genommen und der axiale Abstand zur Planfläche des Zwischenrings (MP1.Z) a_{sz1} und zum Innenring (MP1.I) a_{si1} ermittelt. Dieses Vorgehen wird an MP2 und MP3 wiederholt. Der Mittelwert der drei Einzelmessungen $a_{si1...3}$ ergibt $a_{si1...3,mit,1}$. Die Abweichungen der Einzelmessungen vom Mittelwert der jeweiligen Messreihe liegen im zehntel Millimeter Bereich, siehe Tabelle 4.4. Da gerade beim Zusammensetzen der Ringe von Mehrfachkonus-Synchronisierungen diese leicht schief zueinanderstehen können, werden nach jeder Messreihe die Ringe auseinandergenommen und mit einer drehenden Bewegung zur Reduzierung der Reibung in axialer Richtung erneut zusammengesetzt. Es folgen zwei weitere Messreihen. Aus den Mittelwerten der drei Messreihen $m = 1 \dots 3$ ($a_{si1...3,mit,1}$, $a_{si1...3,mit,2}$, $a_{si1...3,mit,3}$) berechnet sich schließlich das Axialmaß der Synchronisierung a_{si} . Die Abweichungen der Mittelwerte je Messreihe ($a_{si1...3,mit,1}$, $a_{si1...3,mit,2}$, $a_{si1...3,mit,3}$) vom Mittelwert aller Messungen a_{si} nach erneutem Zusammensetzen der Ringe liegen im hundertstel Millimeter Bereich.

Dieses Vorgehen wird nach dem Versuch wiederholt. Die Differenz des Axialmaßes vor und nach dem Versuch erlaubt Rückschlüsse auf den Verschleiß. Durch die zusätzliche Messung des Abstands von Synchron- zu Zwischenring kann sowohl der Gesamtverschleiß als auch der Einzelverschleiß der verschiedenen Reibflächen untersucht werden. Auch wenn hier vereinfachend von Verschleiß gesprochen wird, kann nicht genau unterschieden werden, welcher Anteil der Abnahme des Axialmaßes auf Verschleiß und welcher auf ein Setzen der Reibbeläge zurückzuführen ist.

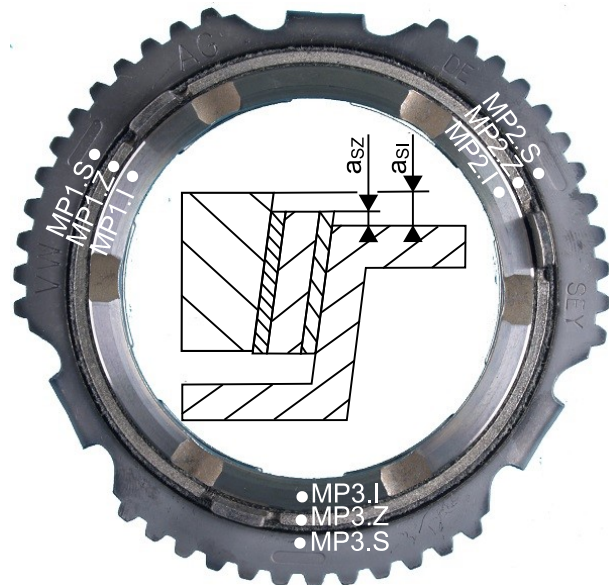


Bild 4.5: Messpositionen Vermessung Axialmaße DK73

Messreihe m	a_{si1} in mm	a_{si2} in mm	a_{si3} in mm	$a_{si1...3,mit,m}$ in mm	a_{si} in mm
1	1,69	1,54	1,83	1,69	1,63
2	1,61	1,49	1,63	1,58	
3	1,56	1,61	1,73	1,63	
Messreihe m	a_{sz1} in mm	a_{sz2} in mm	a_{sz3} in mm	$a_{sz1...3,mit,m}$ in mm	a_{sz} in mm
1	0,52	0,61	0,83	0,66	0,64
2	0,70	0,48	0,66	0,62	
3	0,64	0,55	0,73	0,64	

Tabelle 4.4: Messergebnisse Axialmaß V30B DK73 Neuzustand

Stichprobenartig werden zudem die Kegelwinkel der verschiedenen Synchronisierungen untersucht. Dazu werden auf der 3D-Portalmessmaschine P40 der Firma Klingelnberg an unterschiedlichen axialen Positionen die Mantellinien auf Rundheit vermessen. Über die Differenz zweier Axialpositionen und den zugehörigen Kegeldurchmessern werden die Kegelwinkel berechnet.

4.3 Temperaturmessungen an Synchronisierungen

Das thermische Verhalten der Synchronisierungen wird anhand von Temperaturmessungen untersucht. Um den Einfluss der Massentemperatur der EK72 abzuschätzen, wird ein NiCr-Ni Thermoelement Typ K (Drahtdicke 0,5 mm, Klasse 1) auf der Innenseite des Konus appliziert, siehe Bild 4.6. Die Messposition liegt ca. 3 mm von der Stirnseite des Schaltrads entfernt. Dieses Vorgehen ermöglicht eine Messung der Massentemperatur.

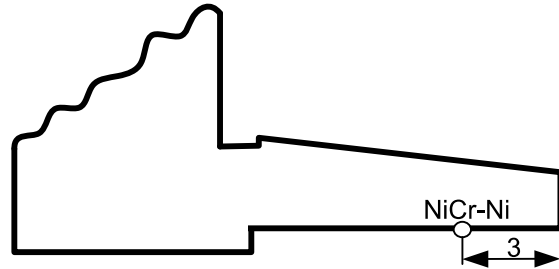


Bild 4.6: Position des Temperatursensors am Schaltrad der EK72 nach [Sch17]

Zur Validierung der thermo-mechanischen Simulationen über Temperaturmessung an der DK70 wird ein komplexerer Aufbau gewählt. Auf der A-Seite der DK70 ist das Schaltrad gehäusefest und rotiert daher nicht. Der Zwischenring ist mit diesem Schaltrad verbunden und kann so ohne Telemetrie mit Thermoelementen appliziert werden. Dazu wird der Zwischenring mit vier um 90° über den Umfang verteilten Bohrungen versehen TS0...TS3, siehe Bild 4.7 (links). Diese sind so ausgeführt, dass die Bohrungen etwa parallel zur Reibfläche verlaufen. Die Bohrtiefe ist so gewählt, dass die Bohrspitze etwa in der Mitte des Zwischenrings liegt. Die vier NiCr-Ni Thermoelemente vom Typ K (Klasse 1, Drahtdurchmesser 0,5 mm) werden mit einer Wärmeleitpaste ($\lambda = 70 \text{ W/(mK)}$) in 0,55 mm Bohrungen im Zwischenring mit einem Klebertropfen fixiert, siehe Bild 4.7 (rechts).

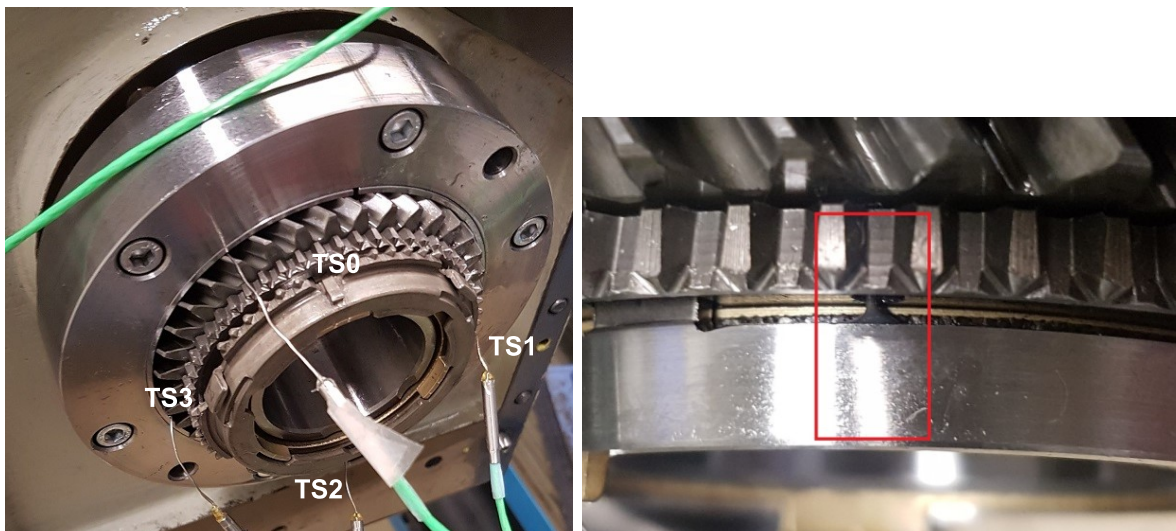


Bild 4.7: Sensorpositionen Temperaturmessung DK70 am Umfang verteilt (links), applizierter Sensor an der oberen Messposition TS0 (rechts, rot markiert) nach [Sto22]

Für die Temperaturmessungen an der DK70 wird die NI-Hardware (cDAQ-9185 mit Analogmodulen NI-9215 und Temperaturmessmodul NI-9212, gemäß Var2 aus Anhang Abschnitt A.2.2)

verwendet. Die Daten werden mit einer Samplerate von 500 Messpunkte pro Sekunde aufgezeichnet und der Temperaturverlauf während der Schaltung sowie die Abkühlkurven bestimmt. Um den Einfluss von Pressung, Gleitgeschwindigkeit, Schalthäufigkeit und Öleinspritztemperatur zu untersuchen, werden die Temperaturverläufe der vier Sensoren gemittelt und ergeben den gemittelten Temperaturverlauf des Zwischenrings ϑ_{sm} (repräsentative mittlere Massentemperatur des Zwischenrings). Anhand dieses gemittelten Verlaufs werden die minimale/maximale Temperatur und der Temperaturhub $\Delta\vartheta$ ausgewertet. Der Temperaturhub $\Delta\vartheta$ entspricht dabei der Differenz aus maximaler und minimaler Temperatur während einer Schaltung.

Als robuster Kennwert zum Vergleich des Einflusses von Belastungsgrößen auf den thermischen Haushalt hat sich der Temperaturhub $\Delta\vartheta$ herausgestellt. Dieser kompensiert im Gegensatz zu den Kennwerten ϑ_{min} und ϑ_{max} die Schwankungen der Öleinspritztemperatur von ca. ± 3 K.

5 Prüfverfahren, Auswertemethoden und Kennwerte

5.1 Prüfverfahren

Die Leistungsfähigkeit einer Synchronisierung wird in dieser Arbeit anhand ihres Schädigungsverhaltens beurteilt. Dazu werden gemäß Acuner [Acu16a] Einstufen-Dauerschaltversuche (DSV) auf dem Komponentenprüfstand SSP-180 durchgeführt. Bei einem Einstufen-Dauerschaltversuch wird nach einem Einlauf ein konstantes Lastniveau eingestellt und dieses bis zum Versuchsende gehalten. Ziel der Untersuchungen ist es, die Leistungsfähigkeit verschiedener Synchrobauformen (EK, DK und TK) unter hohen Belastungen zu analysieren. Der Begriff „hohe Belastungen“ wird entsprechend der Definition aus Abschnitt 2.4.2 verwendet, d. h. Belastungen mit einer Schaltungszahl bis zum Ausfall von bis zu 100.000. Ein Ausfall ist hier definiert als der erste Ratscher während des DSVs.

Um die relative Leistungsfähigkeit der verschiedenen Synchronisierungsbauformen miteinander zu vergleichen, werden gleiche spezifische Belastungen gewählt. Spezifische Belastungen bei Synchronisierungen bedeuten Belastungsparameter, die auf die Reibfläche bezogen sind. Die Definition der Beanspruchungsparameter ist im Anhang in Abschnitt A.1 nachzulesen. Jeder Versuch startet mit einem Einlauf, um Anpassungen der Reibflächen zu erreichen [Acu16a, Ran95, Tom09]. Dazu werden 50 Schaltungen bei halber Pressung bzw. halber Gleitgeschwindigkeit des darauffolgenden Dauerschaltversuchs durchgeführt [Ran95, Tom09]. Soweit nicht anders angegeben, werden die Versuche bei 80 °C Öleinspritztemperatur und einem konstanten Ölvolumenstrom von 5 l/min durchgeführt. Bei allen Versuchen wird die Zykluszeit so angepasst, dass die mittlere spezifische Reibleistung $\dot{q}_{\text{mit}} = 60 \text{ mW/mm}^2$ beträgt. In Stichversuchen sowie bei Temperaturmessungen werden Pressung, Öleinspritztemperatur, Ölvolumenstrom und mittlere spezifische Reibleistung variiert.

Zur Bestimmung geeigneter Beanspruchungsparameter wird das Carbon-Test-Verfahren von Acuner [Acu16a] herangezogen, siehe Tabelle 2.1, und erste Vorversuche durchgeführt. Aufgrund der komplexen Wechselwirkungen zwischen Reibbelag, Schmierstoff, Gegenreibfläche, aber auch der Geometrie der Synchronisierungen, müssen die Beanspruchungen an das jeweilige System adaptiert werden. Wegen früher Ausfälle der ersten Versuche, d. h. Ausfällen innerhalb weniger tausend Schaltungen, werden die Beanspruchungsparameter angepasst. Die niedrigere Schaltungszahl bis zum Ausfall der Synchronisierungen, im Vergleich zu denen von Acuner [Acu16a], wird zunächst in der Geometrie der Bauteile vermutet. Während Acuner massive Trägerringe einsetzt, handelt es sich bei den Trägerringen dieser Arbeit um Blechumbauteile. Versuche aus Abschnitt 6.1.3 zeigen aber, dass die unterschiedlichen Lebensdauern auf Unterschiede der Schmierstoffe zurückzuführen sind.

Da aus der Literatur bereits bekannt ist, dass die Verformung der Synchronringe die Pressungs- bzw. Temperaturverteilung und somit die Lebensdauer beeinflussen können [Acu16a, Erd08, Neu08], wird die Axialkraft so gewählt, dass alle Systeme bei einer mittleren spezifischen Flächenpressung von ca. 4 N/mm² betrieben werden. Es werden drei verschiedene spezifische Reibarbeiten und drei mittlere Gleitgeschwindigkeiten (respektive Reibleistungen) untersucht. Die Versuche spannen das in Bild 5.1 dargestellte Parameterfeld auf. Als mittlere Belastung wird die Reibarbeit $q = 0,9 \text{ J/mm}^2$ (L-I aus [Acu16a]) gewählt. Da Ausfälle bei diesen Bedingungen teilweise bereits bei unter 20.000 Schaltungen auftraten, wird die Reibarbeit für die nächst höhere Laststufe niedriger gewählt als im Carbon-Test-Verfahren vorgeschlagen. In Anhang Abschnitt A.3 sind die Beanspruchungen aller Laststufen für die verschiedenen

Baugrößen zusammengefasst. Die Nummer der Laststufe kennzeichnet eine spezifische Beanspruchung, die für alle Baugrößen vergleichbar ist. Je nach Baugröße verbergen sich dahinter allerdings unterschiedliche absolute Belastungen (Axialkraft F_a , Drehzahl n) bzw. zur Erreichung der geforderten Reibarbeit angepasste Massenträgheiten J . Die angegebene Ausgangsgleitgeschwindigkeit stellt die mittlere Ausgangsgleitgeschwindigkeit der jeweiligen konischen Reibflächen dar. Die angegebene Pressung entspricht der mittleren Pressung aller konischen Reibflächen. Weitere Parametervariationen bzw. Laststufen, die speziell für die verschiedenen Reibsysteme durchgeführt werden, sind mit den Laststufen LS10...LS17 (siehe Anhang Abschnitt A.3) gekennzeichnet. Die hier vorgestellten Reibarbeiten der Dauerschaltversuche liegen über denen, die in Freigabeteils üblicherweise abgeprüft werden, um bewusst Schäden bei den Synchronisierungen hervorzurufen. Bei Stufenversuchen bzw. Missbrauchstests können vereinzelt auch höhere Belastungen gefordert sein.

Für den Vergleich von EK72 und DK73 werden beispielsweise die mittleren Gleitgeschwindigkeiten gleich gewählt und Axialkraft und Massenträgheit entsprechend der spezifischen Belastungen angepasst. Für den Vergleich DK73 und TK73 wird die Drehzahl gleich gelassen, da beide Systeme sich lediglich im Aufbau des Innenrings unterscheiden, Synchron- und Zwischenringe aber identisch sind. Die Axialkraft wird jedoch geringfügig angepasst, um die gleiche mittlere Flächenpressung über alle Reibflächen zu erhalten. Für die Gegenüberstellung von DK73 und DK70 wird die gleiche mittlere Gleitgeschwindigkeit verwendet und die restlichen Parameter so angepasst, dass gleiche flächenspezifische Belastungen vorliegen. Die Versuche werden bis zum Ausfall durch Ratscher gefahren. Lediglich bei der Dreifachkonus-Synchronisierung wird ein Großteil der Versuche vorzeitig beendet, um beim ersten Ratscher die Sperrverzahnung der Schiebemuffe nicht zu zerstören.

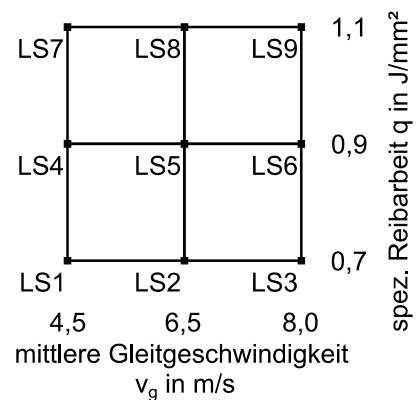


Bild 5.1: Parameterfeld Schädigungsversuche

5.2 Bewertung des Schädigungsverhaltens

Je nach Reibbelag der Synchronisierung können sich die Schadensformen unterscheiden, siehe Abschnitt 2.4. Entsprechend der Schadensform sind geeignete Bewertungskriterien zu wählen, um die Leistungsfähigkeit verschiedener Bauformen miteinander zu vergleichen.

5.2.1 Reibungszahlkennwerte

Bei den hier untersuchten Synchronisierungen mit Carbon-Reibbelag bestimmt die Veränderung des Reibungsverhaltens das Schädigungsverhalten. Bild 5.2 zeigt für Versuch 150 (V150, TK73-LS9) exemplarisch den Messwertverlauf einer Schaltung zu Versuchsbeginn (Schaltung 100) und einer Schaltung kurz vor Versuchsausfall (Schaltung 42189). Mit dem Anstieg der Axialkraft F_a baut sich das Reibmoment T_R auf und die Drehzahl n fällt ab. Die Reibungszahl μ wird aus Messgrößen und geometrischen Parametern gemäß (2.1) berechnet. Während der Reibphase bleibt die Schaltstellung s nahezu konstant. Über der Lebensdauer verändert sich bei der TK-Synchronisierung sowohl der Reibungszahlverlauf als auch das Reibungszahlniveau. Da die Reibenergie unverändert bleibt, verlängert sich die Rutschzeit. Die Schwankungen von Axialkraft und Drehmoment sind drehzahlabhängig und auf die Bauteile und den Einbau im Prüfstand zurückzuführen. Der Verlauf der Reibungszahl wird dadurch nur sehr wenig

beeinflusst. Die mittleren und minimalen Reibungszahlen μ_{mit} und μ_{min} schwanken im Trend von Schaltung zu Schaltung um ca. $\pm 0,002$, siehe Bild 5.3.

Im ersten Schritt werden die gängigen Reibungszahlkennwerte μ_{mit} und μ_{min} (Kennwerte aus Verlauf der Einzelschaltung), Definition siehe Abschnitt 2.3.3, sowie die Schaltzahl N der Synchronisierung im Dauerschaltversuch bis zum Ausfall, zur Beurteilung des Schädigungsverhaltens und für den Vergleich der verschiedenen Systeme herangezogen.

Zur Beurteilung der Reibungszahl-niveaus wird μ_{mit} eingesetzt, ein Kennwert, der proportional zum übertragbaren Drehmoment ist. Bei Versuchsausfällen aufgrund von zu niedrigen Reibungszahlen ist der Kennwert μ_{min} etabliert, da er die minimale Reibungszahl während der Schaltung in einem definierten Bereich angibt. Die Schaltzahl N bis zum Ausfall eignet sich, wenn Versuche mit der gleichen Sperrgrenze untersucht werden.

Bestehende Bewertungskriterien zur Analyse der Lebensdauer bzw. Schädigung eines Reibsystems (z. B. Verschleiß, Verschleißrate oder Schaltzahl bis zum Ausfall, wie bei [Ran95]) haben sich für den Vergleich von Einfach- und Mehrfachkonus-Synchronisierungen mit Carbon-Reibbelag nicht bewährt [Sto20].

Aufgrund der unterschiedlichen Sperrgrenzen der verschiedenen Systeme (EK/DK/TK) ist ein Vergleich der Schaltzahlen bis zum Ausfall nicht geeignet. Zudem streuen Schaltzahlen bis zum Ausfall bei Versuchen die wegen niedrigen Reibungszahlen ausfallen meist stark [Ran95]. Bei der hier untersuchten Dreifachkonus-Synchronisierung kann die Reibungszahl zu Schaltungsbeginn deutlich weiter absinken bis die Synchronisierung ausfällt als bei der Doppel- und Einfachkonus-Synchronisierung. Die rechnerischen Sperrgrenzen der verschiedenen Bauformen liegen, unter Annahme einer konstanten Reibungszahl an der Sperrverzahnung, bei ca. $\mu_{Sperr,EK} = 0,08$, $\mu_{Sperr,DK} = 0,07$, $\mu_{Sperr,TK} = 0,05$. Die theoretische Sperrgrenze kann aus der Bedingung Reibmoment (Gleichung (2.1) gleich Überschiebemoment (Gleichung (2.2)) und dem Auflösen der Gleichung nach der Reibungszahl an der Reibfläche berechnet werden.

Die minimale Reibungszahl μ_{min} wird häufig verwendet, um die Schädigung von Systemen zu beschreiben, die aufgrund eines Reibungszahlabfalls ausfallen. μ_{min} beschreibt die niedrigste Reibungszahl zu Schaltungsbeginn nicht korrekt, wie in Bild 5.2 zu sehen ist (vergleiche μ_{min}

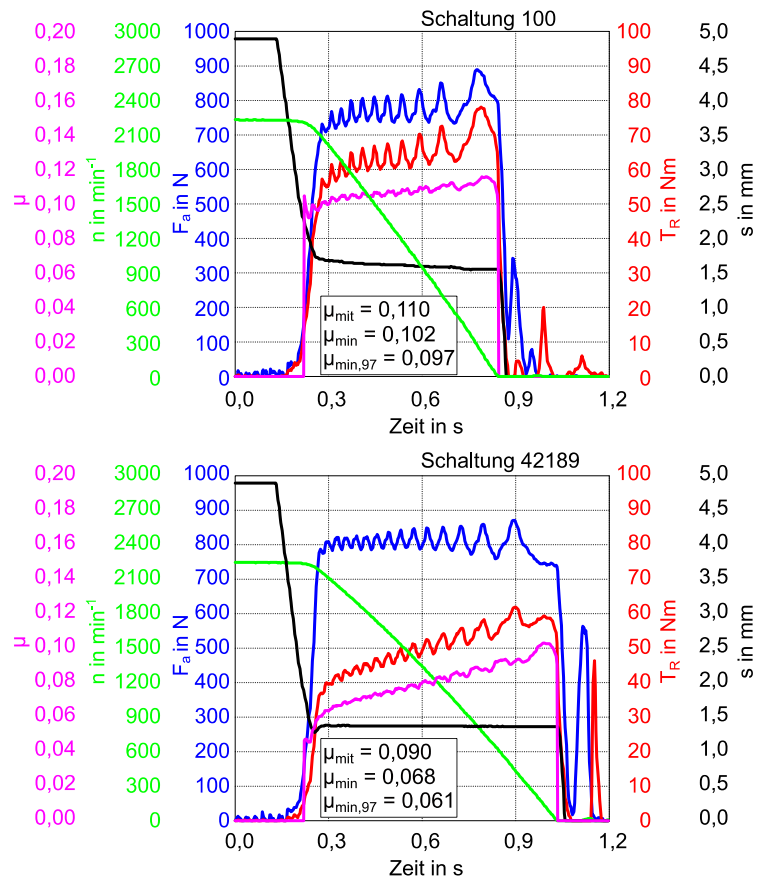


Bild 5.2: Einzelschaltungen S100 (oben) und S42.189 (unten) V150, TK73 ($p = 4,2 \text{ N/mm}^2$, $q = 1,12 \text{ J/mm}^2$); Dual-Layer-Rb., MTF PKW, $\vartheta_{\text{öl}} = 80 \text{ °C}$

und $\mu_{\min,97}$) und von [Acu16a] bestätigt wird, da μ_{\min} erst ab 90 % der maximalen Gleitgeschwindigkeit definiert ist. Gerade zu Beginn der Schaltung, d. h. bei Gleitgeschwindigkeiten größer 90 % $v_{g,\max}$, sind die Reibungszahlen meist niedriger und werden von μ_{\min} nicht erfasst. Um die niedrigen Reibungszahlen zu Schaltungsbeginn abzubilden, wird der Auswertebereich des Kennwerts erweitert und die obere Grenze bei $\mu_{\min,97}$ von 90 % auf 97 % verschoben. Auch wenn die Reibungszahl bei beispielsweise 99 % noch niedriger ist, stellen 97 % einen Kompromiss aus Stabilität des Kennwerts und Aussagesicherheit dar.

Acuner [Acu16a] beurteilt das Schädigungsverhalten bei Carbon-Synchronisierungen anhand von Veränderungen der Reibcharakteristik über $\Delta\mu_{\min,5.000}$, $\Delta\mu_{\min,10.000}$, $\Delta\mu_{\min,20.000}$ und beschreibt damit die prozentuale Veränderung von μ_{\min} über 5.000/10.000/20.000 Schaltungen gegenüber dem Referenzwert nach dem Einlauf. Gerade bei Versuchen, bei denen sich die Schaltungszahlen bis zum Ausfall stark unterscheiden, sind $\Delta\mu_{\min,5.000}$, $\Delta\mu_{\min,10.000}$, $\Delta\mu_{\min,20.000}$ nicht anwendbar. Zudem ist der Referenzwert nach Einlauf nicht eindeutig definiert.

Um aussagefähigere Kennwerte zu generieren, werden statt der Differenzwerte nach Acuner die Verläufe von μ_{\min} oder $\mu_{\min,97}$ durch Ausgleichsgeraden angenähert. In dieser Arbeit werden neue Kennwerte $\mu_{\min,\text{Grad}}$ und $\mu_{\min,\text{Grad}97}$ definiert, die zum Vergleich der Leistungsfähigkeit der verschiedenen Synchrobauf Formen herangezogen werden. Bei der Entwicklung der neuen Kennwerte tragen die Ergebnisse zweier vom Autor betreuter Studienarbeiten bei [Fl17, Sch17]. Für die Berechnung von $\mu_{\min,\text{Grad}}$ wird im Bereich von 33... 100 % der maximalen Schaltungszahl N im Trend von μ_{\min} eine Ausgleichsgerade durch alle Punkte gemäß der Methode der kleinsten Fehlerquadrate gelegt, siehe Bild 5.3.

$\mu_{\min,\text{Grad}}$ entspricht der negativen Steigung dieser Geraden. Eine fallende minimale Reibungszahl im Trend wird durch einen Wert $\mu_{\min,\text{Grad}}$ größer 0 angezeigt. Je steiler die Gerade abfällt, desto größer der Kennwert $\mu_{\min,\text{Grad}}$ und desto größer die Schädigung des Reibsystems. Um anschauliche Werte zu erhalten, wird $\mu_{\min,\text{Grad}}$ auf 100.000 Schaltungen bezogen. $\mu_{\min,\text{Grad}97}$ entspricht $\mu_{\min,\text{Grad}}$

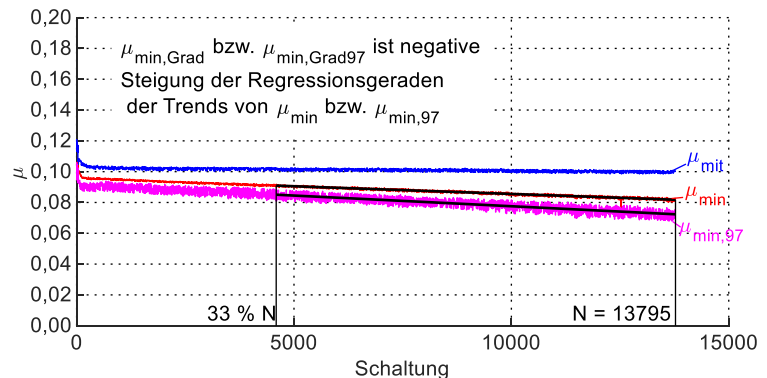


Bild 5.3: Trends von μ_{mit} , μ_{\min} und $\mu_{\min,97}$, V17 LS9-DK73 nach [Sto20]

für den Trend von $\mu_{\min,97}$. Für V17 aus Bild 5.3 ist $\mu_{\min,\text{Grad}} = 0,10 \cdot 10^5$ und $\mu_{\min,\text{Grad}97} = 0,14 \cdot 10^5$. Werden Systeme mit unterschiedlichen Schmierstoffen verglichen, sollte zudem noch das Reibungszahlniveau nach dem Einlauf mit betrachtet werden, da bei einer hohen Reibungszahl zu Beginn ein stärkerer Abfall zulässig ist, bis es zum Ausfall des Systems kommt. Die Bewertung der Steigung der Geraden als Schädigungskennwert ist sehr robust. Die Messunsicherheit von $\mu_{\min,\text{Grad}}$ und $\mu_{\min,\text{Grad}97}$ ist kleiner als die angegebenen gültigen Ziffern.

5.2.2 Oberflächenkennwerte

Als Ursache für den Abfall der Reibungszahl wird die Einglättung der Reibbeläge erwartet. Dieser Schadensmechanismus ist aus der Literatur bekannt und soll hier über Topographiemessungen von Reibbelag und Stahlgegenreibfläche untersucht werden.

Einen repräsentativen Rauheitskennwert für Dual-Layer-Reibbeläge anzugeben ist aufgrund der Porosität der Oberfläche sehr schwierig, da die Rauheitswerte stark ortsabhängig sind. Es

bestehen zwei Ansätze, um diesem Problem zu begegnen. Eine Herangehensweise ist es, eine relativ große Flächen zu vermessen, wie beispielsweise bei [Acu16a, Neu08, Per98], um über einen repräsentativen Ausschnitt einen Bereich mit kleinen und großen Poren abzubilden. Ein anderes Vorgehen ist es, viele kleine Flächen zu vermessen und die Kennwerte der Flächen zu mitteln. In dieser Arbeit werden beide Ansätze verfolgt und miteinander verglichen.

Tabelle 5.1 fasst die Messparameter zur Bestimmung der Oberflächenrauheit zusammen. Bei großen Messfeldern (z.B. 5x7, d. h. 5 mm in axialer Richtung und 7 mm in Umfangsrichtung) ist das Ziel, eine mittlere Oberflächenrauheit der Reibfläche zu erhalten. Es werden jeweils Messungen an drei Positionen am Umfang verteilt durchgeführt. Gerade bei inhomogener Pressungsverteilung in axialer Richtung kann die Einglättung stark inhomogen sein. Diese Information geht aufgrund der Mittelung bei der Verwendung einer großen Messfläche verloren.

Für einen Teil der DK73-Versuchsteile und stichprobenartig für die TK73 werden die Reibbeläge an insgesamt sechs Stellen am Umfang (0°, 60°, 120°, 180°, 240°, 300°) verteilt an jeweils drei unterschiedlichen Axialpositionen (kleiner, mittlerer und großer Kegeldurchmesser) vermessen (Messparameter Carbon1 gemäß Tabelle 5.1), siehe Bild 5.4. Es ergeben sich somit 18 Messpositionen pro Reibbelag. Ein axial schmales (hier 2 mm) dafür aber in Umfangsrichtung breites Messfeld (4 mm) ermöglicht, eine ungleichmäßige Einglättung in axialer Richtung zu erfassen und gleichzeitig eine große Fläche zu analysieren, um Streuungen zu verringern.

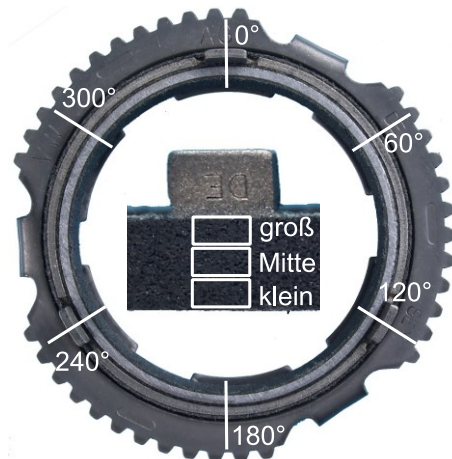


Bild 5.4: Messpositionen Topographiemessung DK73 und TK73 mit Messparametern Carbon1 gemäß Tabelle 5.1

Für die Stahloberfläche werden Messfläche und Punktedichte entsprechend den Empfehlungen von Geier [Gei03] gewählt (Messparameter Stahl gemäß Tabelle 5.1). Die Messpunktedichte für die Vermessung des Reibbelags folgt ebenfalls der Empfehlung von Geier [Gei03], die Messfeldgröße wird aber aufgrund von Vorversuchen und Empfehlungen von Acuner [Acu16a] angepasst.

Die 3D-Topographiemessungen werden mit der zugehörigen Software der UBM ausgewertet. Die Makrogeometrie wird vor Bestimmung der Rauheit mittels Polynom 1. Ordnung in axialer und Polynom 2. Ordnung in Umfangsrichtung korrigiert, wie auch bei Perponcher [Per98].

Messparameter	Carbon1	Carbon2	Stahl
Messfläche in mm x mm (axiale Ri. x Umfangsrichtung)	2x4	5x7; 6x6	1x1
Punktedichte in Pkt/mm	50	50	100
Messgeschwindigkeit In Pkt/s	25	25	25
Taster	ITF500A	ITF1000	ITF500A

Tabelle 5.1: Messparameter der 3D-Topographiemessung mit UBM des Dual-Layer-Reibbelags und der Stahl Gegenreibfläche

Einen Überblick der Kennwerte der UBM fassen Perponcher und Völkel [Per98, Völ21] zusammen. Zur Beschreibung der Oberflächenrauheit von Reibbelägen hat sich die Kernrautiefe sRk als geeignet herausgestellt [Acu16a, Per98], da die Einglättung der Reibfläche, beschrieben über sRk, mit der Zunahme hydrodynamischer Traganteile am Gesamtreibmoment korreliert.

Die Stahl-Gegenreibflächen werden versuchsbegleitend mit der Rauheitsmessmaschine T8000 an drei um ca. 120° über den Umfang verteilten Positionen vor und nach dem Versuch vermessen und die 2D-Linienmessungen anhand des Mittenrauwerts R_a ausgewertet. Zudem werden 3D-Oberflächenkennwerte an unterschiedlichen Positionen auf dem Synchronring der DK73 mit der UBM vermessen, um lokale Verfärbungen der Bauteile auf eine Einglättung der Oberfläche zurückführen zu können. Die Messparameter Stahl der 3D-Topographiemessungen der Stahlgegenreibflächen werden entsprechend Geier [Gei03] gewählt, siehe Tabelle 5.1.

6 Experimente zu Schädigungsverhalten und thermischem Haushalt

6.1 Versuche zum Schädigungsverhalten

Die dargestellten Ergebnisse zum Schädigungsverhalten basieren auf Versuchen, die im Rahmen des FVA Forschungsvorhaben FVA490/10 [Sto18b] durchgeführt wurden. Einflussparameter auf das Schädigungsverhalten sowie der Vergleich der Leistungsfähigkeit unterschiedlicher Bauformen wurden bereits in Auszügen bei Stockinger et al. [Sto20] veröffentlicht. Veröffentlichte Ergebnisse sind über Quellenangaben kenntlich gemacht.

6.1.1 Ausfallursachen

Der Verschleiß der Synchronisierungen wird, wie in Abschnitt 4.2.4 beschrieben, ausführlich untersucht. Ein großer Axialverschleiß von 1,1 mm wird lediglich bei einem Versuch der DK70 (V102) mit Schmierstoff DCTF unter sehr hohen Beanspruchungen ($q = 1,9 \text{ J/mm}^2$) festgestellt. Für EK72, DK73 und TK73 fiel kein Versuch aufgrund von Axialverschleiß aus. Die maximale Abnahme der Verschleißreserve der drei Bauformen liegt bei ca. 0,4 mm und ist somit nicht Ursache für die Ausfälle. Aufgrund von Zwischenringbrüchen bei der TK73 kann nur bei wenigen Versuchsteilen nach Versuchsende das Axialmaß vermessen werden. Da keine Anlaufspuren auf der Planfläche des Synchronrings der TK73 erkennbar sind, ist der Ausfall aufgrund von Axialverschleiß auszuschließen. Der Axialverschleiß bzw. die Verschleißrate eignen sich nicht, um die Leistungsfähigkeit der verschiedenen Bauformen zu bewerten.

Hauptausfallursache bei allen untersuchten Synchronisierungen ist die Abnahme der Reibungszahl. Während der Dauerschaltversuche sinkt die Reibungszahl zu Schaltungsbeginn immer stärker ab bis die Sperrgrenze der Synchronisierung unterschritten wird. Die Synchronisierung sperrt nicht mehr und es kommt zum Ratscher. Diese treten meist zu Schaltungsbeginn auf. Die Schiebemuffe überfährt die Sperrverzahnung des Synchronrings bei voller Differenzdrehzahl und die Zähne der Schiebemuffe treffen auf die Zähne des Kupplungskörpers/Schaltrads. Gerade bei Mehrfachkonus-Synchronisierungen kann dies zu einer starken Schädigung bzw. zum Bruch der Sperrverzahnung der Schiebemuffe führen. Dies ist mit einem Totalausfall der Synchronisierungseinheit gleichzusetzen und muss daher in Fahrzeuggetrieben verhindert werden. Bild 6.1 zeigt für drei Versuche mit EK72, DK73 und TK73 auf LS9 exemplarische Reibungszahlverläufe und Kennwerte zu unterschiedlichen Phasen des Versuchs. Die letzte aufgeführte Schaltung zeigt jeweils eine Schaltung kurz vor dem Ausfall der Synchronisierung. Das Reibungsverhalten der drei Baugrößen ist zu Versuchsbeginn gleich, was minimale Reibungszahl μ_{\min} und mittlere Reibungszahl μ_{mit} bei Schaltung 1.000 bestätigen. Der Verlauf der Reibungszahl verändert sich über der Lebensdauer unterschiedlich abhängig von der Bauform. Während bei EK72 und DK73 die mittlere Reibungszahl μ_{mit} über der Versuchslaufzeit nahezu konstant bleibt, sinkt die minimale Reibungszahl μ_{\min} ab. Bei der TK73 sinkt der Reibungszahl zu Schaltungsbeginn so stark ab, dass sich diese auch auf die mittlere Reibungszahl μ_{mit} auswirkt.

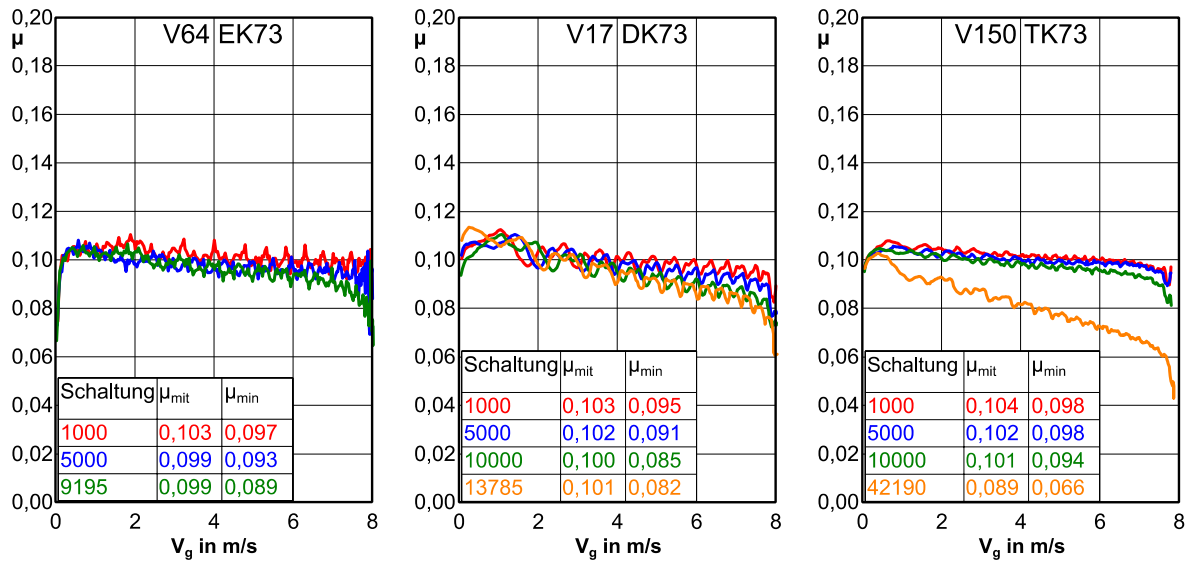


Bild 6.1: Einzelschaltungsvergleich V64 (links): LS9-EK72 ($v_g = 8,1 \text{ m/s}$, $p = 4,0 \text{ N/mm}^2$, $q = 1,05 \text{ J/mm}^2$); V17 (Mitte): LS9-DK73 ($v_g = 8,2 \text{ m/s}$, $p = 4,2 \text{ N/mm}^2$, $q = 1,10 \text{ J/mm}^2$); V150 (rechts): LS9-TK73 (nach [Sto20]) ($v_g = 7,9 \text{ m/s}$, $p = 4,2 \text{ N/mm}^2$, $q = 1,12 \text{ J/mm}^2$); $\vartheta_{\text{Öl}} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$, Dual-Layer-Rb., MTF PKW

6.1.2 Einfluss der Beanspruchungsparameter auf die Schädigung

Um den Einfluss verschiedener Belastungsparameter auf die Schädigung zu ermitteln, wird das Parameterfeld aus Bild 5.1 in Versuchen am Komponentenprüfstand SSP-180 untersucht. Anhand der Baugröße DK73 werden verschiedene Einflussfaktoren auf die Schädigung erläutert. Bild 6.2 (links) zeigt die Trends der mittleren und minimalen Reibungszahlen bei Reibarbeit $q = 0,7 \text{ J/mm}^2$.

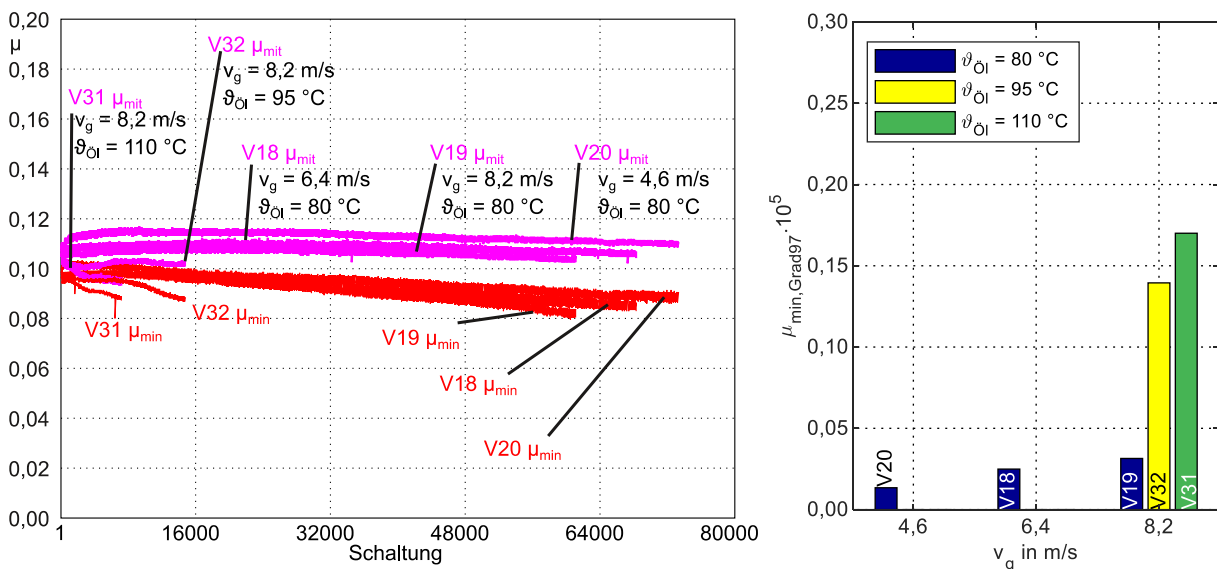


Bild 6.2: Trends der minimalen μ_{min} und mittleren μ_{mit} Reibungszahl (links), Schädigungskennwert $\mu_{min, Grad97}$ (rechts, nach [Sto20]) von V20 (LS1-DK73), V18 (LS2-DK73); V19 (LS3-DK73), $\vartheta_{\text{Öl}} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$; V32 (LS3-DK73), $\vartheta_{\text{Öl}} = 95 \text{ }^\circ\text{C}$; V31 (LS3-DK73), $\vartheta_{\text{Öl}} = 110 \text{ }^\circ\text{C}$; Dual-Layer-Rb., MTF PKW, $p = 4,2 \text{ N/mm}^2$, $q = 0,73 \text{ J/mm}^2$

Die drei Versuche V18...V20 unterscheiden sich in ihren Ausgangsgleitgeschwindigkeiten, die maßgeblich die maximale Reibleistung bestimmen. Die Massenträgheit wird entsprechend angepasst, um bei unterschiedlicher Ausgangsgleitgeschwindigkeit die gleiche Reibarbeit zu erhalten. Die nominelle Pressung der drei Versuche ist gleich. Zu Versuchsbeginn steigt die mittlere Reibungszahl μ_{mit} der Versuche V18...V20 zunächst leicht an, bevor sie bis Schal- tungsende kontinuierlich abfällt, siehe Bild 6.2 (links). Tendenziell ist die mittlere Reibungszahl bei diesem Reibsystem bei höherer Reibleistung niedriger. Die minimale Reibungszahl μ_{min} der drei Versuche fällt stetig bis zum Ausfall der Synchronisierung. Je höher die Gleitgeschwindigkeit bzw. die Reibleistung, desto stärker ist die Schädigung des Reibsystems, was sich hier in einer niedrigeren Schaltzahl, einem stärker fallenden Trend der minimalen Reibungszahl und einem größeren $\mu_{\text{min,Grad97}}$ (Bild 6.2 (rechts)) äußert.

Zudem sind die Schädigungskennwerte $\mu_{\text{min,Grad97}}$ dreier Versuche (V19, V32, V31), bei gleichen Versuchsbedingungen (LS3), allerdings unterschiedlichen Öltemperaturen ($\vartheta_{\text{Öl}} = 80\text{ °C}$, 95 °C , 110 °C) dargestellt, siehe Bild 6.2 (rechts). Bei höherer Öleinspritztemperatur sinken die mittlere μ_{mit} und minimale μ_{min} Reibungszahl, die Lebensdauer reduziert sich signifikant und die Schädigung nimmt deutlich zu. Eine stärkere Schädigung bei höheren Öleinspritztemperat- uren, $\vartheta_{\text{Öl}} = 120\text{ °C}$ anstatt 80 °C , bestätigen zudem weitere Versuche der DK73 auf LS10. Im Gegensatz zu Bild 6.2 sind in Bild 6.3 drei Versuche bei spezifischer Reibarbeit von $q = 1,1\text{ J/mm}^2$ dargestellt. Die mittlere Reibungszahl nimmt mit steigender Gleitgeschwindigkeit bzw. Reibleistung ab. Bei einer höheren Reibarbeit, verglichen zu den Versuchen aus Bild 6.2, wird das Reibsystem stärker geschädigt. Dies zeigt sich anhand einer niedrigeren Schaltzahl bis zum Ausfall und einem größeren $\mu_{\text{min,Grad97}}$, siehe Bild 6.3 (rechts).

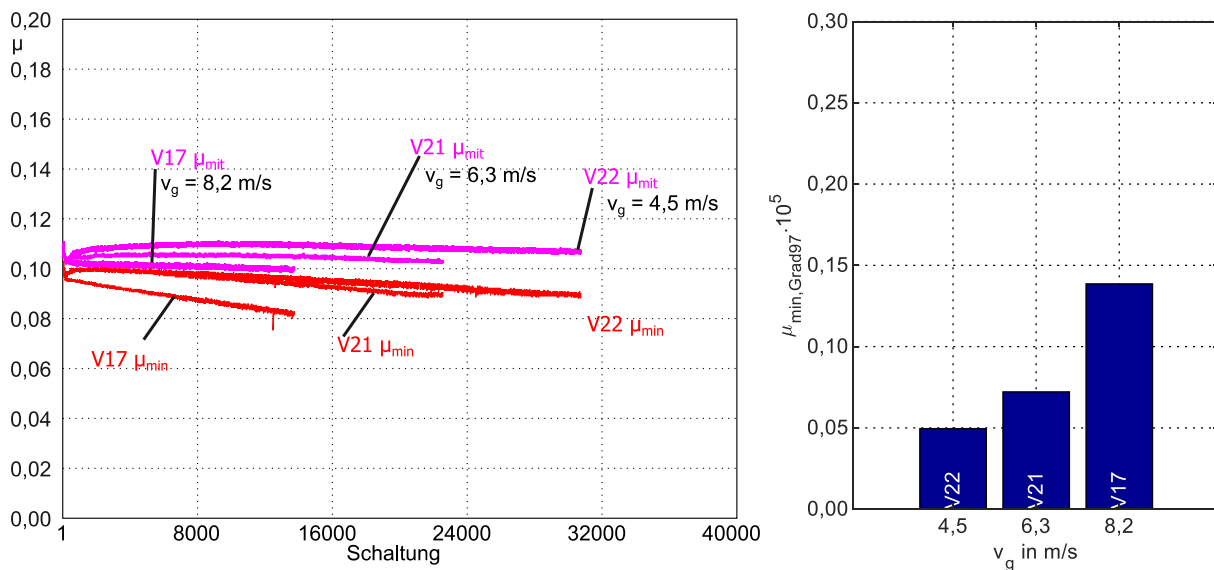


Bild 6.3: Trends der minimalen μ_{min} und mittleren μ_{mit} Reibungszahl (links) Schädigungskennwert $\mu_{\text{min,Grad97}}$ (rechts) von V22 (LS7-DK73), V21 (LS8-DK73); V17 (LS9-DK73); Dual-Layer-Rb., MTF PKW, $p = 4,2\text{ N/mm}^2$, $q = 1,10\text{ J/mm}^2$, $\vartheta_{\text{Öl}} = 80\text{ °C}$

Der Einfluss weiterer Versuchsparameter auf die Schädigung der Synchronisierung ist in Bild 6.4 dargestellt.

Bei höherer Flächenpressung vergrößert sich die maximale Reibleistung, was zu einer stärkeren Schädigung der Reibsysteme führt. Abhängig von der untersuchten Laststufe ist der Einfluss unterschiedlich stark ausgeprägt, siehe Bild 6.4 a). Um den Einfluss der Gleitgeschwindigkeit auf die Schädigung zu untersuchen, werden spezifische Reibleistung und Reibarbeit gleich gelassen, allerdings die mittlere Gleitgeschwindigkeit v_g von 8,0 m/s auf 11,7 m/s erhöht. Die Schädigung nimmt mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit zu, siehe Bild 6.4 b). Für die unterschiedlichen Bauformen der Synchronisierungen stellt Abschnitt 6.1.5 Einflüsse von Reibleistung und Reibarbeit für EK72, DK73 und TK73 gegenüber.

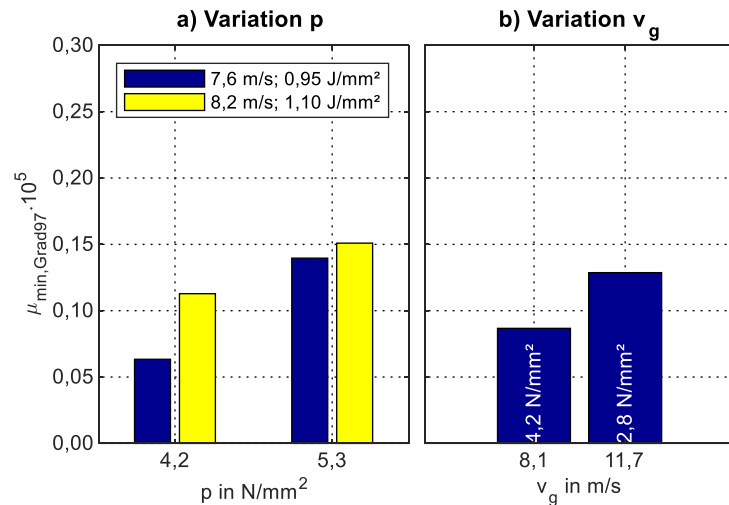


Bild 6.4: Schädigungskennwert $\mu_{\min, \text{Grad}97}$ bei Variation von a) Pressung p und b) Gleitgeschwindigkeit v_g ($q = 0,95 \text{ J/mm}^2$), DK73, Dual-Layer-Rb., MTF PKW, $\vartheta_{01} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$, nach [Sto20]

6.1.3 Einfluss des Schmierstoffs auf die Schädigung

Der Schmierstoff kann die Lebensdauer von Synchronisierungen signifikant beeinflussen. Um den Einfluss auf die hier verwendeten Reibsysteme zu untersuchen, werden Versuche mit der DK73 auf LS9 mit verschiedenen Schmierstoffen durchgeführt. Bild 6.5 (links) zeigt die Trends der minimalen μ_{\min} und mittleren μ_{mit} Reibungszahl von drei Versuchen bei gleichen spezifischen Belastungen, allerdings unterschiedlichen Schmierstoffen. Während das Reibungszahl-niveau (μ_{mit} bei Schaltung 5.000) vergleichbar ist, verändert sich der Verlauf der Reibungszahl während des Einstufen-Dauerschaltversuchs abhängig vom Schmierstoff deutlich. Die minimale Reibungszahl μ_{\min} von V17 (MTF PKW) sinkt von Schaltung 100 ($\mu_{\min} = 0,098$) bis Schaltung 13.785 ($\mu_{\min} = 0,082$) gerade zu Schaltungsbeginn deutlich, während bei V25 (DCTF) $\mu_{\min} = 0,099$ (Schaltung 100) bis Schaltung 14.000 leicht ansteigt ($\mu_{\min} = 0,103$) und bei Schaltung 100.000 schließlich im Rahmen der Messgenauigkeit (siehe Abschnitt 4.2.1) einen vergleichbaren Wert wie bei Schaltung 100 erreicht ($\mu_{\min} = 0,101$), siehe Bild 6.5 (links). Sowohl der Schädigungskennwert $\mu_{\min, \text{Grad}97}$ als auch die Schaltungszahl N bis zum Ausfall der drei Versuche unterscheiden sich deutlich, siehe Bild 6.5. Während mit dem MTF PKW die Synchronisierung bereits nach 13.785 Schaltungen ausfällt, wird V23 (MTF NKW) erst nach 38.645 Schaltungen aufgrund eines Ratschers beendet. Der Versuch mit dem DCTF wird nach 100.000 Schaltungen ohne Ausfall beendet. Gründe für die deutlichen Unterschiede werden in der Schmierstoffzusammensetzung vermutet. Der Schädigungskennwert $\mu_{\min, \text{Grad}97}$ von V25 ist in etwa Null, da sich hier die minimale Reibungszahl innerhalb der 100.000 Schaltungen nahezu nicht verändert.

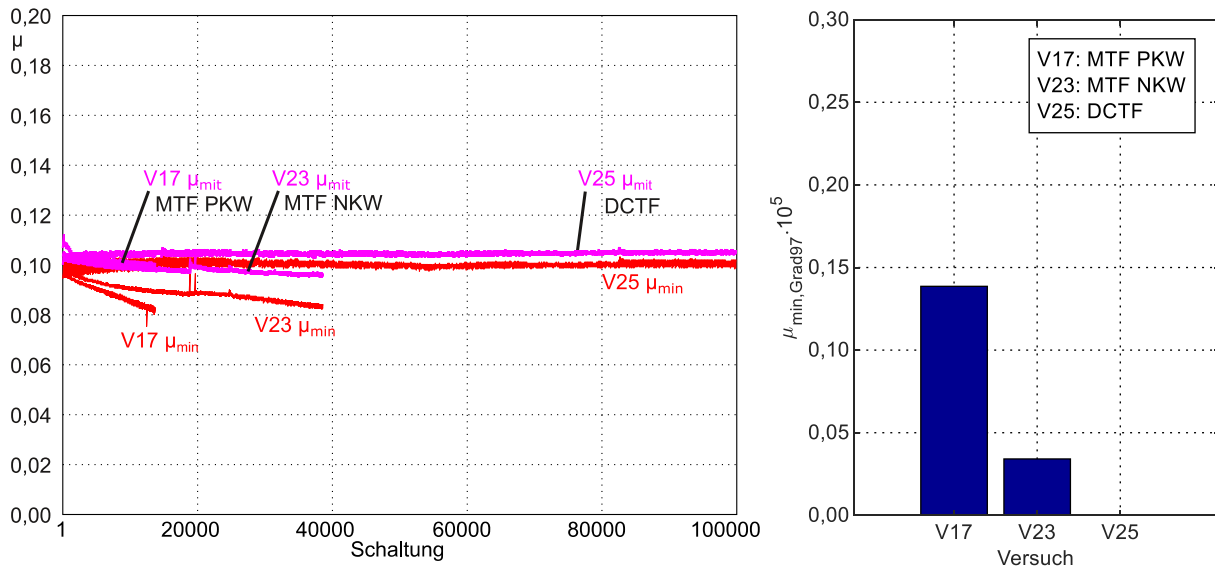


Bild 6.5: Trends der minimalen μ_{min} und mittleren μ_{mit} Reibungszahl (links), Schädigungskennwert $\mu_{min, Grad97}$ (rechts) von V17 (MTF PKW), V23 (MTF NKW), V25 (DCTF); LS9-DK73 ($v_g = 8,2$ m/s, $p = 4,2$ N/mm², $q = 1,10$ J/mm²); Dual-Layer-Rb., $\vartheta_{öl} = 80$ °C

Auch für die Einfachkonus-Synchronisierung EK72 ist die Schaltungsanzahl N bis zum Ausfall eines Versuchs auf LS9 mit MTF NKW (V68, siehe Anhang Abschnitt A.4) um Faktor 2,5 größer als mit dem MTF PKW (V64). Versuche mit dem gewobenen Reibbelag und der DK70 bestätigen die höhere Leistungsfähigkeit des DCTF gegenüber dem MTF PKW. Dass die Unterschiede ursächlich auf den Schmierstoff und nicht auf die Bauweise zurückzuführen sind, wird in Versuchen mit DK70 und DK73 mit MTF PKW nachgewiesen.

In Stichversuchen konnte gezeigt werden, dass der Ölalterungszustand auch bei relativ geringen Energieeinträgen zu einer erhöhten Schädigung im Vergleich zu Frischöl führt. Im Rahmen dieser Arbeit wird dies nicht systematisch untersucht (siehe auch [Sto18b]).

6.1.4 Ergebnisse von Reproversuchen und Rekonditionierungseffekte

Über Versuche zu Reproduzierbarkeit wird beurteilt, welche Unterschiede bei der Schädigung repräsentativ und welche Unterschiede auf Versuchsstreuungen zurückzuführen sind. Zudem werden Einflussfaktoren auf die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse dargestellt und Rekonditionierungseffekte vorgestellt. Wird ein Versuch nach dem ersten Ratscher erneut gestartet, können häufig viele weitere Schaltungen gefahren werden, bis die Synchronisierung erneut wegen zu niedriger Reibungszahl ausfällt, da sich die Reibungszahl nach einem Neustart wieder „erholt“. In dieser Arbeit wird Rekonditionierung des Reibungsverhaltens, d.h. sprunghafte Veränderungen des Reibungsverhaltens, mit und ohne Unterbrechung der tribologischen Belastung beobachtet. Wird ein Versuch unterbrochen bzw. nach einem Ausfall fortgesetzt, sind mittlere μ_{mit} und minimale μ_{min} Reibungszahl meist höher als bei der letzten Schaltung vor dem Ausfall. Der Trend der minimalen Reibungszahl μ_{min} fällt allerdings nach dem Neustart des Prüfstands stärker als zuvor. Die für die Auswertungen von Einflussgrößen verwendeten Versuche werden ohne Unterbrechung durchgeführt, sodass Sprünge im Trend der minimalen Reibungszahl μ_{min} aufgrund eines Stillstands des Prüfstands ausgeschlossen sind.

Für die DK73 werden drei Versuche bei gleichen Belastungen mit dem MTF NKW durchgeführt. Trend und Schädigungskennwert sind in Bild 6.6 aufgetragen. Minimale μ_{min} und mittlere

μ_{mit} Reibungszahl zu Versuchsbeginn stimmen im Rahmen der Messunsicherheit, siehe Abschnitt 4.2.1, für alle drei Versuche sehr gut überein. Ab ca. Schaltung 20.000 ändert sich der Gradient der minimalen Reibungszahl μ_{min} . Aufgrund einer fehlerhaften Kalibrierung ist die Axialkraft bei Versuch V14 ca. 9 % niedriger als bei V23 und V24. Die Berechnung der Reibungszahlen von V14 sind in der Auswertung durch angepasste Kalibrierfaktoren nachträglich berichtigt. V23 und V24 fielen aufgrund eines Ratschers aus, V14 wird ohne Ausfall nach ca. 60.000 Schaltungen beendet. Der flachere Verlauf der minimalen Reibungszahl von V24 resultiert in einem niedrigeren $\mu_{\text{min,Grad97}}$, Bild 6.6 (links). Trotz gewisser Abweichungen dieser Versuche grenzen sich deren Schaltungszahl bis zum Ausfall und $\mu_{\text{min,Grad97}}$ deutlich von denen mit anderem Schmierstoff ab und bestätigen den in Abschnitt 6.1.3 dargestellten Schmierstoffeinfluss.

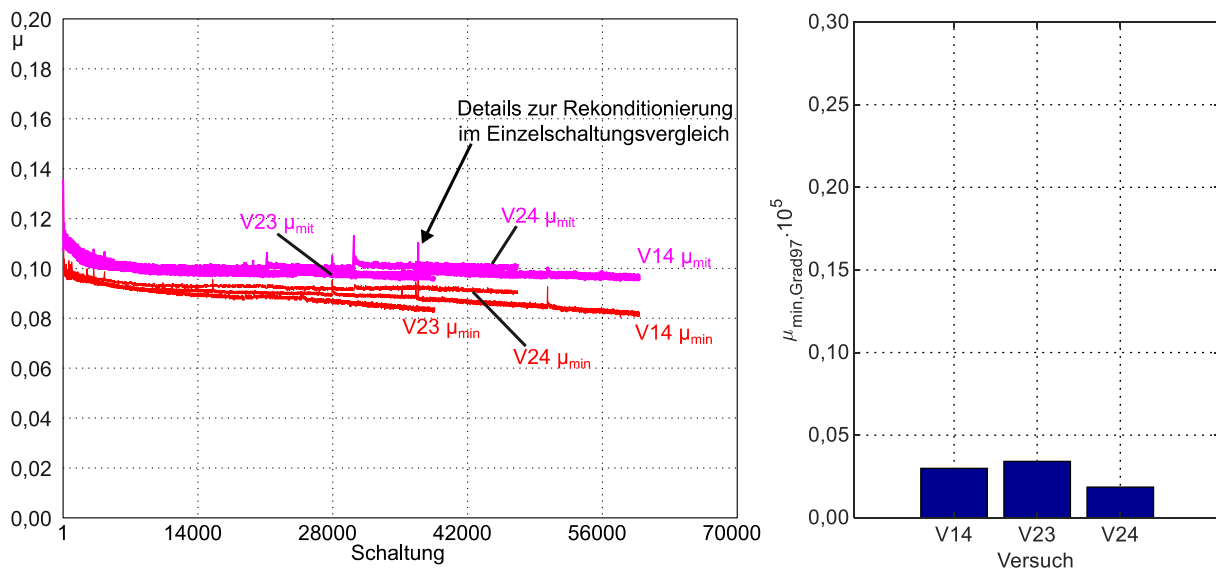


Bild 6.6: Trends der minimalen μ_{min} und mittleren μ_{mit} Reibungszahl (links), Schädigungskennwert $\mu_{\text{min,Grad97}}$ (rechts) von V23/V24/V14; LS9-DK73 ($v_g = 8,2 \text{ m/s}$, $p = 4,2 \text{ N/mm}^2$, $q = 1,10 \text{ J/mm}^2$); Dual-Layer-Rb., MTF NKW, $\vartheta_{\text{öl}} = 80 \text{ °C}$

Mögliche Gründe für die Abweichung der Ergebnisse mit MTF NKW könnten Rekonditionierungseffekte sein, die ohne eine Unterbrechung der tribologischen Belastung aufgetreten sind. Dies äußert sich in Spitzen im Trend der minimalen und mittleren Reibungszahl. Bild 6.7 zeigt exemplarisch Einzelschaltungen von V14 vor und während einer Spitze. Der Reibungszahlverlauf von Schaltung 36.962 kurz vor der Spitze im Trend dient als Referenz. In der darauffolgenden Schaltung steigt die Reibungszahl im Bereich $v_g = 2,0 \dots 5,8 \text{ m/s}$ deutlich an, was sich in einem höheren μ_{mit} äußert. In der nächsten Schaltung tritt die Reibungszahlerhöhung bei höheren Gleitgeschwindigkeiten auf. Die Reibungszahlerhöhungen sind größer als die in Abschnitt 4.2.1 dargestellte Messunsicherheit und somit ursächlich auf das Reibsystem zurückzuführen. Ab Schaltung 36.966 verläuft die Reibungszahl nahezu identisch zu Schaltung 36.962.

Deutlich stärkere Sprünge der minimalen und mittleren Reibungszahl beobachtet Acuner [Acu16a] bei Versuchen mit gewobenen Reibbelägen mit einem Low-Ref. Schmierstoff, die ohne Unterbrechung durchgeführt werden. Im Gegensatz zu Acuner sind hier die Sprünge im Reibungsverhalten nur für wenige Schaltungen präsent. Bei Acuner springt die Reibungszahl auf ein höheres Niveau und fällt dann innerhalb von mehreren tausend Schaltungen wieder ab. Für Dual-Layer-Reibbeläge sind diese Effekte nicht bekannt. In diesen Untersuchungen traten diese Effekte nur bei den drei Versuchen mit der DK73 und dem MTF NKW auf. Sollte dies auf eine Rekonditionierung des Reibbelags zurückzuführen zu sein, liefert es eine mögliche Erklärung für die Versuchsstreuung zwischen V23/V24 und V14. Die Anzahl der Reibungszahlsprünge im Trend der drei Versuche unterscheidet sich.

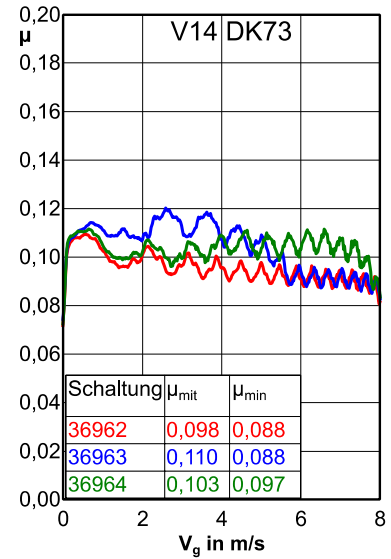


Bild 6.7: Einzelschaltungsvergleich V14, Rekonditionierung LS9-DK73, MTF PKW

Die Reproduzierbarkeit wird über weitere Versuche mit MTF PKW abgesichert. Die Trends von minimaler μ_{min} und mittlerer Reibungszahl μ_{mit} für V26, V27 und V15 sind in Bild 6.8 (links) abgebildet. V26 und V27 werden bis zum Ausfall gefahren, V15 vorzeitig beendet. Die Schaltzahlen bis zum Ausfall von V26 (N = 8.625) bzw. V27 (N = 13.255) unterscheiden sich deutlich. Tendenziell liegt das Reibungszahlniveau, sowohl μ_{min} als auch μ_{mit} , von V15 unter dem der anderen beiden Versuche. Der Schädigungskennwert $\mu_{min,Grad97}$ stimmt jedoch für die Versuche V26, V27 und V15 genau überein, siehe Bild 6.8 (rechts). Wird der Kennwert $\mu_{min,Grad}$ der drei Versuche einander gegenübergestellt, liegt $\mu_{min,Grad}$ von V27 ($\mu_{min,Grad} = 0,067 \cdot 10^5$) ca. 0,01 höher als bei V15 ($\mu_{min,Grad} = 0,056 \cdot 10^5$) und bei V26 ($\mu_{min,Grad} = 0,053 \cdot 10^5$).

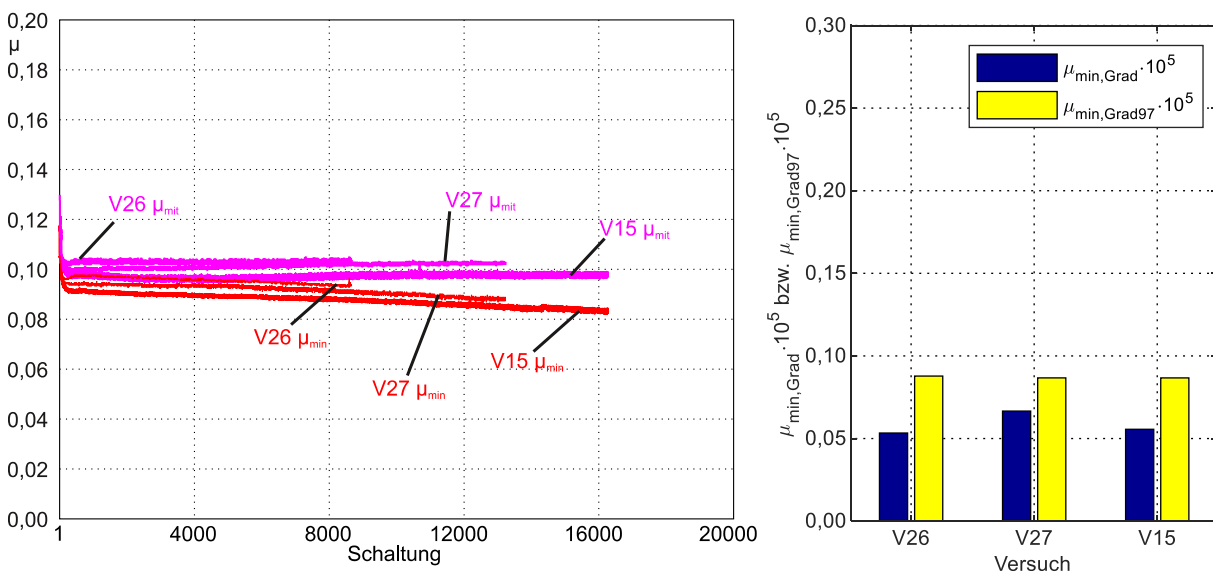


Bild 6.8: Trends der minimalen μ_{min} und mittleren μ_{mit} Reibungszahl (links), Schädigungskennwert $\mu_{min,Grad97}$ (rechts) von V26, V27, V15; LS6-DK73 ($v_g = 8,1 \text{ m/s}$, $p = 4,2 \text{ N/mm}^2$, $q = 0,95 \text{ J/mm}^2$); Dual-Layer-Rb., MTF PKW, $\vartheta_{0l} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$

Bild 6.9 zeigt Trends und Schädigungskennwerte zweier Versuche der DK73 auf LS5. Während sich zu Versuchsbeginn minimale und mittlere Reibungszahl unterscheiden, gleichen sie sich im Trend an. Sowohl die Schaltungszahl bis zum Ausfall als auch $\mu_{\min, \text{Grad}97}$ stimmen bei beiden Versuchen gut überein.

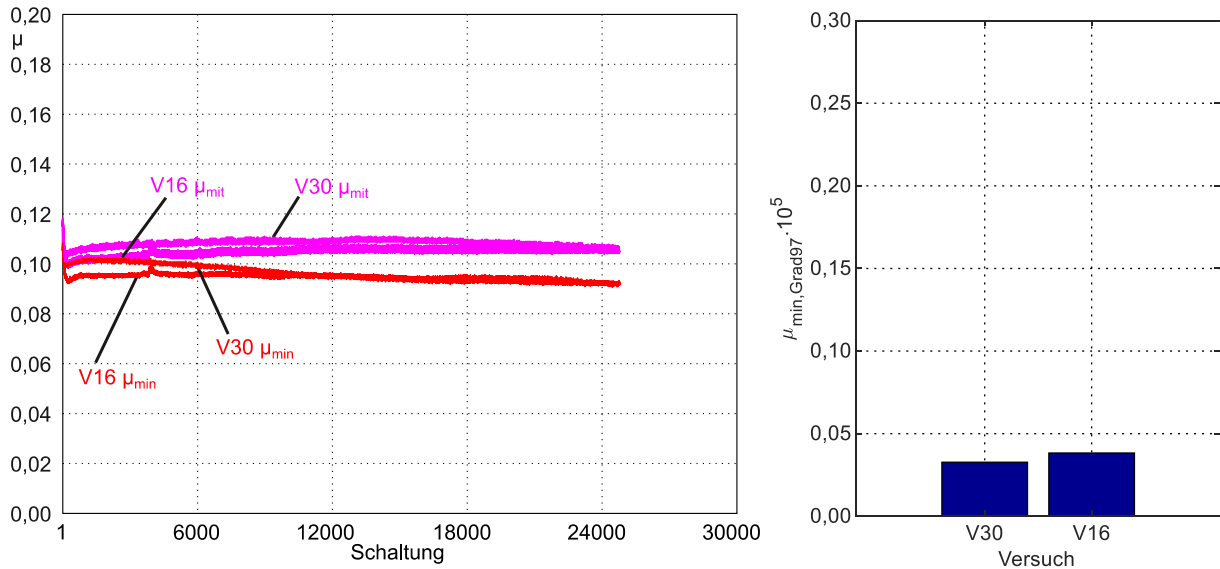


Bild 6.9: Trends der minimalen μ_{\min} und mittleren μ_{mit} Reibungszahl (links), Schädigungskennwert $\mu_{\min, \text{Grad}97}$ (rechts) von V16 und V30, DK73-LS5 ($v_g = 6,5 \text{ m/s}$, $p = 4,2 \text{ N/mm}^2$, $q = 0,94 \text{ J/mm}^2$); Dual-Layer-Rb., MTF PKW, $\vartheta_{\text{Öl}} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$

Ausfälle von Synchronisierung wegen zu niedriger Reibungszahl streuen üblicherweise stark [Ran95]. Dazu tragen unter anderem auch Einflussfaktoren wie die Reibungszahl an den Dachschrägen bzw. der Einfluss einer verschlissenen Dachschrägenverzahnung [Neu08] bei. Ein ungleichmäßiges Tragbild der Synchronringverzahnung über dem Umfang [Erd08] kann zudem zu ungleichmäßiger Pressung und Temperaturverteilung führen und somit das Reibsystem lokal stärker schädigen [Acu16a].

Aufgrund von teilweise sehr langen Versuchslaufzeiten sowie eingeschränkter Teileverfügbarkeit können die Versuche nur stichprobenartig reproduziert werden.

Die Versuche der DK73 mit MTF PKW lassen sich gut reproduzieren. Außerdem eignen sich die Kennwerte $\mu_{\min, \text{Grad}}$ und $\mu_{\min, \text{Grad}97}$, um das Schädigungsverhalten abzubilden, auch wenn sich die Reibungszahlenniveaus der Versuche unterscheiden. Dass die Reproduzierbarkeit vom verwendeten Schmierstoff abhängen kann, wird auch für nasslaufende Kupplungen bei [Sto21b] und [Sto19b] gezeigt und wird hier auch für Synchronisierungen bestätigt.

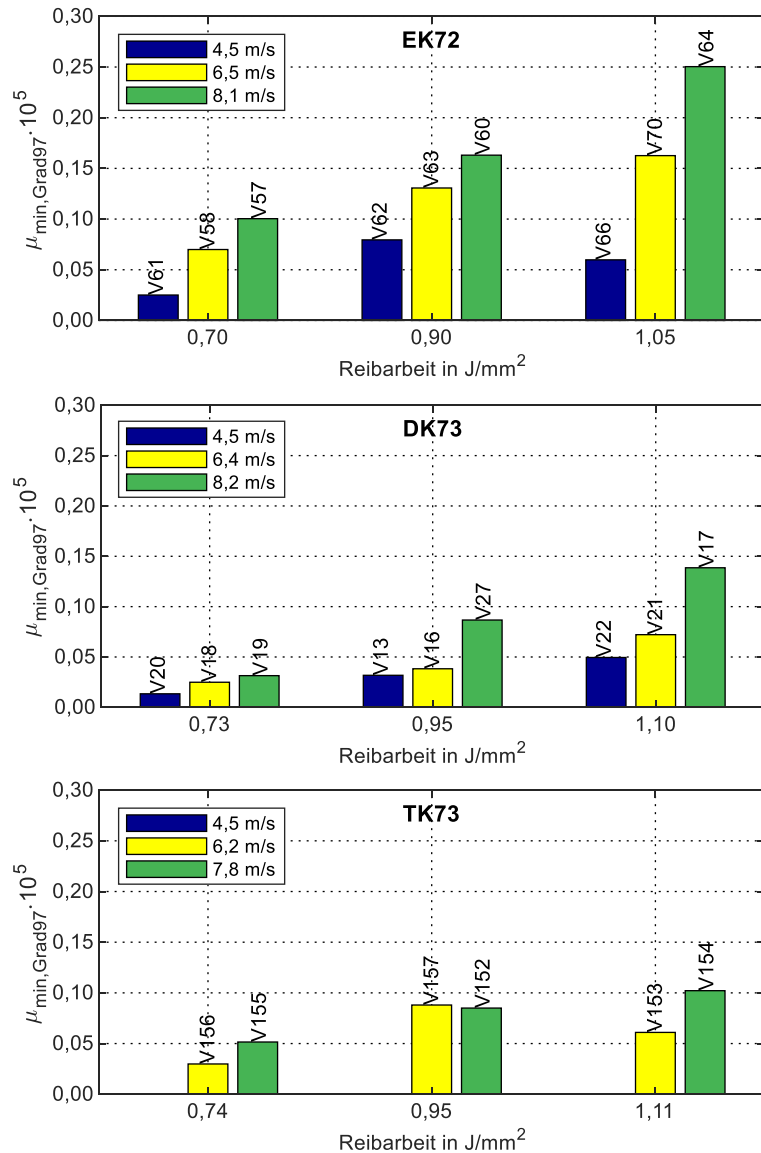
6.1.5 Leistungsfähigkeit unterschiedlicher Synchronisierungsbauformen

Die relative Leistungsfähigkeit der verschiedenen Bauformen Einfach-, Doppel-, und Dreifachkonus-Synchro wird über Prüfstandversuche bei gleichen spezifischen Belastungen ermittelt und die Schädigung der unterschiedlichen Bauformen anhand von $\mu_{\min, \text{Grad}97}$ verglichen.

Bild 6.10 stellt $\mu_{\min, \text{Grad}97}$ der unterschiedlichen Laststufen von EK72, DK73 und TK73 einander gegenüber. Auch wenn nicht die Schädigungskennwerte jeder Laststufe mit mehreren Versuchen abgesichert sind, sind Einflüsse der Betriebsbedingungen auf das Schädigungsverhalten ableitbar.

Bei steigender Gleitgeschwindigkeit bzw. Reibleistung und konstanter Reibarbeit nimmt die Schädigung zu ($\mu_{\min, \text{Grad}97}$ steigt). Zudem erhöht sich tendenziell $\mu_{\min, \text{Grad}97}$ mit zunehmender Reibarbeit bei konstanter Gleitgeschwindigkeit bzw. gleicher nomineller Reibleistung. In allen Laststufen ist zu erkennen, dass die Schädigung der Einfachkonus-Synchronisierung größer ist als die der beiden Mehrfachkonus-Synchronisierungen. Die Schädigung von DK73 und TK73 sind bis auf V157 und V16 bzw. V154 und V17 vergleichbar. Für die TK73 konnten keine Versuche auf LS1, LS4 und LS7 durchgeführt werden, da die dazu nötigen Schwungmassen am Prüfstand nicht zur Verfügung standen. Im Anhang, siehe Abschnitt A.4, werden die drei Bauformen zusätzlich anhand des Schädigungskennwerts $\mu_{\min, \text{Grad}}$ miteinander verglichen. Die Tendenzen einer höheren Schädigung der EK72 gegenüber DK73 und TK73 können ebenfalls bestätigt werden, die Unterschiede sind jedoch nicht so deutlich ausgeprägt wie bei $\mu_{\min, \text{Grad}97}$.

Bild 6.10: Vergleich der Schädigung von EK72, DK73 und TK73 anhand von $\mu_{\min, \text{Grad}97}$; Dual-Layer-Rb., MTF PKW, $\vartheta_{\text{Öl}} = 80 \text{ °C}$ nach [Sto20]



Die Ergebnisse entsprechen nicht den Erwartungen. Aufgrund der höheren Leistungsdichte einer Mehrfachkonus-Synchro bei gleichen spezifischen Belastungen ist auch eine stärkere Schädigung dieser Systeme zu erwarten. Gründe dafür sind im thermischen Haushalt zu suchen, weswegen in folgenden Abschnitten Temperaturmessungen und thermo-mechanische Simulationen durchgeführt werden, um Ursachen für die Unterschiede zu ermitteln.

6.2 Thermischer Haushalt

Zur Analyse des thermischen Haushalts wird bei der EK72 und der DK70 die Massentemperaturen experimentell ermittelt. Die an den Messstellen, siehe Abschnitt 4.3, gemessene Temperatur wird als repräsentative Massentemperatur des jeweiligen Bauteils angesehen. Schaltungen auf den verschiedenen Laststufen werden jeweils so oft wiederholt, bis sich eine nahezu konstante Temperatur vor der nächsten Schaltung eingestellt hat. Ziel der Messungen

ist es, Einflussfaktoren auf den thermischen Haushalt von Einfach- und Mehrfachkonus-Synchronisierungen experimentell zu bestimmen. Um den Temperaturhub der unterschiedlichen Bauformen aus den thermo-mechanischen Simulationen vergleichen zu können, siehe Abschnitt 8 und Abschnitt 9.1, ist zunächst abzusichern, dass deren Massentemperaturen vor der nächsten Schaltung vergleichbar sind. Die Messergebnisse der DK70 werden zudem für die Validierung des thermo-mechanischen Simulationsmodells herangezogen, siehe Abschnitt 8.3. Der Versuchsaufbau ist in Abschnitt 4.3 beschrieben.

6.2.1 Einfachkonus-Synchronisierung EK72

Temperaturmessungen an Einfachkonus-Synchronisierungen wurden bereits von verschiedenen Autoren, vergleiche Abschnitt 2.7.1, durchgeführt und Einflussfaktoren herausgearbeitet. Um den Einfluss der mittleren spezifische Reibleistung auf die Starttemperatur vor der nächsten Schaltung für die EK72 abschätzen zu können, wird hier auf verschiedenen Laststufen die Zykluszeit variiert. Bei einer höheren Schalthäufigkeit am Prüfstand kühlt das Schaltrad bis zur nächsten Schaltung nicht auf die Öleinspritztemperatur zurück. Zur Abschätzung der minimalen Massentemperatur $\vartheta_{M,min}$ bei 80 °C Öleinspritztemperatur werden das Schaltrad mit einem NiCr-Ni Sensor beklebt und Schaltungen bei unterschiedlichen Versuchsbedingungen durchgeführt. Die minimale Massentemperatur $\vartheta_{M,min}$ entspricht bei der EK72 der Temperatur des Stahlkonus kurz vor der nächsten Schaltung, d. h. der minimalen gemessenen Temperatur während eines Schaltzyklus. Es werden die Laststufen LS1...3 und LS7...9 (Definition in Bild 5.1 bzw. im Anhang Tabelle A.15) bei Variation der mittleren spezifischen Reibleistung im Bereich von $\dot{q}_{mit} = 60 \dots 120 \text{ mW/mm}^2$ durchgeführt. Bild 6.11 zeigt den Einfluss der mittleren spezifischen Reibleistung auf die minimale Massentemperatur $\vartheta_{M,min}$.

Bei einer Öleinspritztemperatur von 80 °C und $\dot{q}_{mit} = 60 \text{ mW/mm}^2$ ist die minimale Massentemperatur $\vartheta_{M,min}$ unabhängig von den Versuchsbedingungen und liegt in allen Laststufen ca. 15 K über der Öleinspritztemperatur. Die Schalthäufigkeit dominiert maßgeblich die minimale Massentemperatur. Bei höherer Schalthäufigkeit steigt auch die minimale Massentemperatur an. Diese Ergebnisse bestätigen auch die Temperaturmessungen von Acuner [Acu16a], der Messungen an einer Einfachkonus-Synchronisierung aus dem PKW und NKW-Bereich durchgeführt hat.

Auch bei 90 mW/mm² und 120 mW/mm² ist keine signifikante Abhängigkeit der minimalen Massentemperatur von Gleitgeschwindigkeit und Reibarbeit zu erkennen. In den Simulationen kann somit bei einer Öleinspritztemperatur von 80 °C und einer mittleren spezifischen Reibleistung von

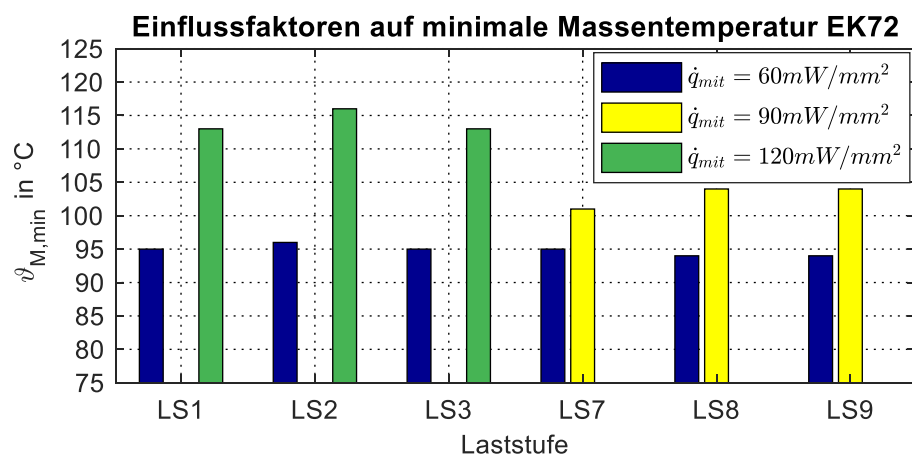


Bild 6.11: Einfluss der mittleren spezifischen Reibleistung \dot{q}_{mit} auf die minimale Massentemperatur $\vartheta_{M,min}$, EK72, MTF PKW, $\vartheta_{öl} = 80 \text{ °C}$ nach [Sch17]

$\dot{q}_{\text{mit}} = 60 \text{ mW/mm}^2$ eine minimale Massentemperatur vor der nächsten Schaltung von $95 \text{ }^\circ\text{C}$ angesetzt werden.

6.2.2 Doppelkonus-Synchronisierung DK70

Am Zwischenring der DK70 werden an vier über den Umfang verteilten Sensoren, siehe Bild 4.7, Temperaturmessungen durchgeführt. Bild 6.12 zeigt einen exemplarischen Verlauf der Messwerte einer Einzelschaltung.

Die maximalen Sensortemperaturen treten am Ende der Schaltung auf und unterscheiden sich abhängig von deren Position am Umfang. Tendenziell sind die gemessenen Temperaturen oben (TS0) höher als unten (TS2). Dies deutet auf eine ungleichmäßige Pressungsverteilung auf der Reibfläche hin, sodass der Energieeintrag oben höher ist als unten. Die

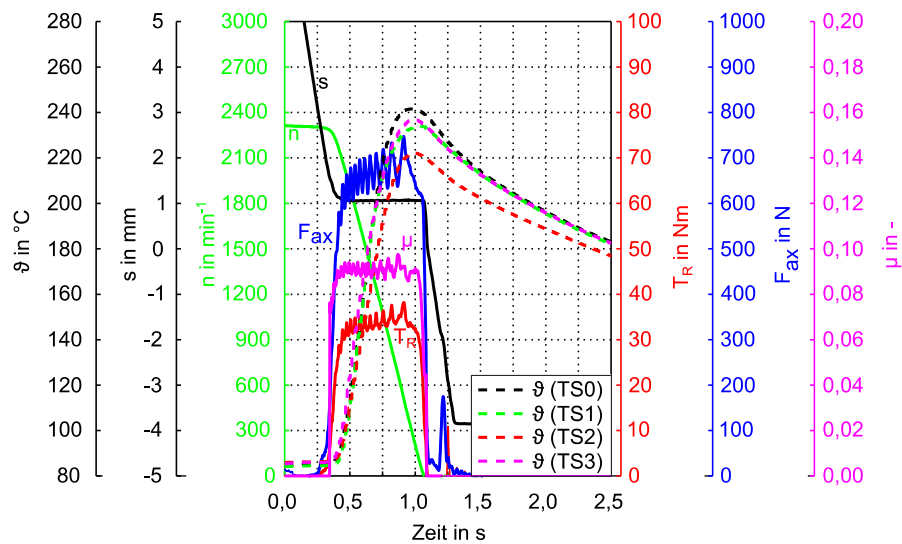


Bild 6.12: Messwertverläufe einer Schaltung in LS9-DK70, DCTF, $\vartheta_{01} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ nach [Sto22]

maximalen Temperaturen an den Sensoren rechts (TS1) und links (TS3) sind für die dargestellte Axialkraft vergleichbar. Tabelle A.17 im Anhang fasst die Versuchsbedingungen für die Temperaturmessungen zusammen, die sich an den Laststufen der Lebensdauerversuche orientieren.

Die Wiederholbarkeit der Messungen wird überprüft, indem die gleichen Laststufen im gleichen Versuchsaufbau an verschiedenen Tagen erneut gefahren werden. Die Temperaturhübe gleicher Laststufen weichen um weniger als $\pm 2 \text{ K}$ voneinander ab, was im Bereich der Messgenauigkeit der gesamten Messkette ($\pm 1,8 \text{ K}$) liegt, siehe Tabelle 4.3. Größere Abweichungen konnten auf unterschiedliche Belastungsparameter bzw. ein verändertes Reibungszahniveau von Versuch und Wiederholversuch zurückgeführt werden. Ein Teil der Parametervariationen wird zudem über Reversversuche abgesichert. An den gleichen Bauteilen werden die Sensoren nach einem Jahr neu appliziert und erneut Messungen durchgeführt.

Bild 6.13 zeigt für Messreihe 1 die Temperaturhübe an den einzelnen Sensoren TS0(1)...TS3(1) und den Temperaturhub, der an der gemittelten Temperaturkurve TS(sm1) bestimmt wird. Als Vergleich ist der Temperaturhub der mittleren Temperaturkurve TS(sm2) der Repromessung Messreihe 2 mit angegeben. In allen Laststufen der 1. Messreihe ist der Temperaturhub am Sensor oben (TS0) höher als am Sensor unten (TS2) wie exemplarisch in Bild 6.12 für LS9 dargestellt. Die Sensortemperaturen rechts (TS1) und links (TS3) sind für alle Laststufen vergleichbar, lediglich bei LS0 liegt TS3 deutlich über TS1. Dieselben Tendenzen zeigen auch die Temperatursensoren in der 2. Messreihe (Messwerte der einzelnen Sensoren TS0...TS3(2) hier nicht dargestellt), wobei die Abweichungen der Temperaturen an TS0(2) bzw. TS2(2) größer als in Messreihe 1 sind. Die Temperaturhübe der gemittelten Temperaturkurven von TS(sm1) und der Repromessung TS(sm2) stimmen in LS1...LS9 gut überein (Unterschiede TS(sm1) und TS(sm2) kleiner 3 K). Lediglich in LS0 sind die Abweichungen mit 5 K höher als in den anderen Laststufen. Die Auswertung der Versuchsreihe (1) und der Reversversuche (2) unterscheidet sich aus versuchstechnischen Gründen und beeinflusst das Ergebnis nur minimal. Während die dargestellten Werte der Messreihe (1) Einzelschaltungen entsprechen, zeigen die Repromessungen (2) Werte, die aus fünf aufeinander folgenden Schaltungen gemittelt werden. Die Unterschiede des Temperaturhubs von fünf aufeinanderfolgenden Schaltungen sind allerdings so niedrig, dass es ausreicht, lediglich eine exemplarische Einzelschaltung auszuwerten. Schwankungen der Temperaturhübe innerhalb einer Messreihe von Schaltung zu Schaltung liegen bei ca. 1,5 K und sind daher im Bereich der Messgenauigkeit der Temperatursensoren ($\pm 1,8$ K, siehe Tabelle 4.3). Der thermische Haushalt der DK70 kann somit verlässlich mit dem vorgestellten Vorgehen untersucht werden und die Ergebnisse sind wiederholbar und reproduzierbar. Nachfolgend werden Einflussgrößen auf den thermischen Haushalt vorgestellt.

Bild 6.14 stellt den Einfluss von Reibarbeit, Gleitgeschwindigkeit/Reibleistung und Schaltheufigkeit auf die minimale (links) /maximale (Mitte) Temperatur bzw. den Temperaturhub (rechts) dar. Die verschiedenen Temperaturkennwerte ($\vartheta_{\min,sm}$, $\vartheta_{\max,sm}$, $\Delta\vartheta_{sm}$) werden am gemittelten Temperaturverlauf des Zwischenrings ϑ_{sm} von jeweils fünf aufeinanderfolgenden Schaltungen berechnet, um die Einflüsse von Schwankungen der Öleinspritztemperatur zu reduzieren. Bei Reibarbeit $q = 0,4$ J/mm² wird die Gleitgeschwindigkeit nicht variiert, weswegen nur Messergebnisse für $v_g = 6,4$ m/s vorliegen. Alle Versuche werden mit einer nominellen Pressung von $p = 4$ N/mm², bei konstanter Öltemperatur von 80 °C und konstantem Ölvolumenstrom von 5 l/min durchgeführt.

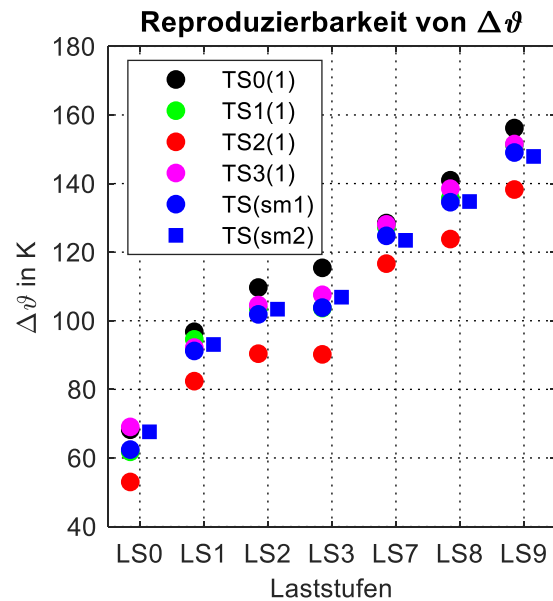


Bild 6.13: Reproduzierbarkeit der Temperaturhübe $\Delta\vartheta$ der Sensoren (TS0...TS3), der gemittelten Sensortemperaturen $\Delta\vartheta_{sm1}$ von Versuch (1) und $\Delta\vartheta_{sm2}$ von Reversversuch (2, nach [Met19]) DK70; $\vartheta_{Ol} = 80$ °C, DCTF, $\dot{q}_{mit} = 60$ mW/mm²

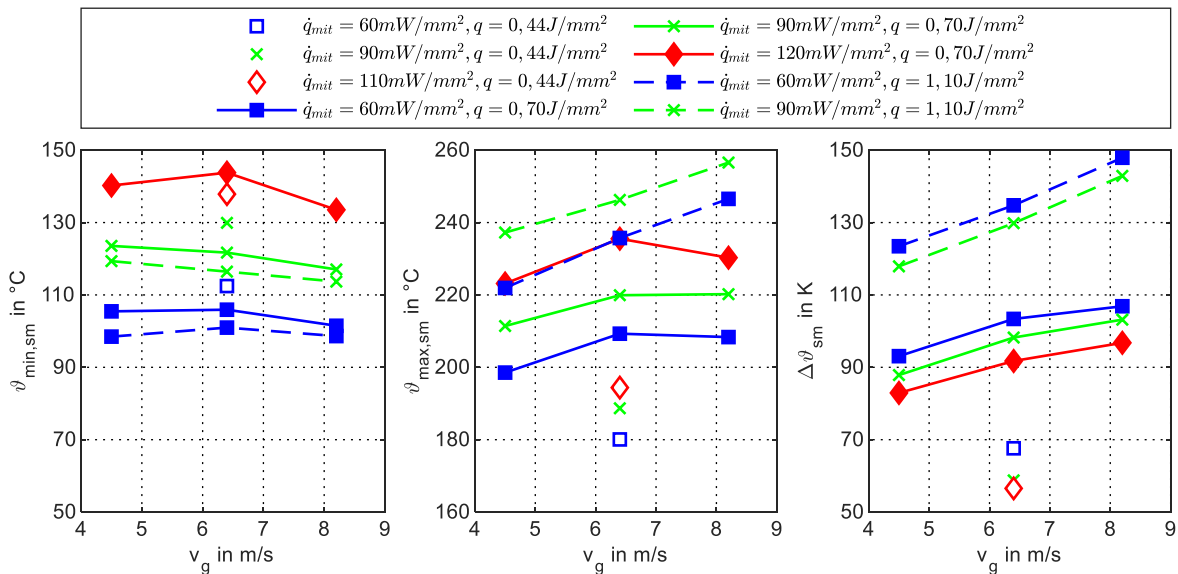


Bild 6.14: Einfluss von Schalthäufigkeit, Gleitgeschwindigkeit und Reibarbeit auf $\vartheta_{min,sm}$ (links), $\vartheta_{max,sm}$ (Mitte) und $\Delta\vartheta_{sm}$ (rechts); $V_{\dot{O}_1} = 5\text{ l/min}$, DK70; $\vartheta_{\dot{O}_1} = 80\text{ }^\circ\text{C}$, DCTF nach [Met19]

Den größten Einfluss auf die minimale Temperatur (Bild 6.14, links) des Zwischenrings, d. h. die Temperatur kurz vor der nächsten Schaltung, hat die Schalthäufigkeit (mittlere spezifische Reibleistung \dot{q}_{mit}). Acuner [Acu16a] und Neudörfer [Neu08] bestätigen den großen Einfluss der Schalthäufigkeit auf die Massentemperatur von Einfachkonus-Synchros. Einflüsse von Reibarbeit und Gleitgeschwindigkeit sind hier untergeordnet. Tendenziell fällt mit steigender Gleitgeschwindigkeit $\vartheta_{min,sm}$ leicht ab, was vermutlich mit einer besseren Kühlung bedingt durch die höhere Drehzahl erklärt werden kann. Zudem ist $\vartheta_{min,sm}$ bei höheren Reibarbeiten niedriger. Dies kann über die angepasste Zykluszeit erklärt werden. Bei steigender Reibarbeit $q = 0,4/0,7/1,1\text{ J/mm}^2$ muss auch die Zykluszeit T entsprechend erhöht werden ($T = 7/12/18\text{ s}$), um die gleiche mittlere spezifische Reibleistung von $\dot{q}_{mit} = 60\text{ mW/mm}^2$ zu erhalten. Die längere Kühlzeit bei hohen Reibarbeiten führt zu niedrigeren $\vartheta_{min,sm}$. Prüfstandbedingt konnte bei $q = 0,44\text{ J/mm}^2$ die mittlere spezifische Reibleistung nur auf $\dot{q}_{mit} = 110\text{ mW/mm}^2$ anstatt $\dot{q}_{mit} = 120\text{ mW/mm}^2$ eingestellt werden, da die Zykluszeit nur ganzzahlige Vielfache einer Sekunde annehmen kann. Dies erklärt warum die Tendenz einer höheren minimalen Temperatur $\vartheta_{min,sm}$ bei einer Reduzierung der Reibarbeit von $q = 0,70\text{ W/mm}^2$ auf $q = 0,44\text{ J/mm}^2$ bei hohen Schalthäufigkeiten ($\dot{q}_{mit} = 110/120\text{ mW/mm}^2$) hier nicht bestätigt werden kann. Bei den hohen Schalthäufigkeiten ($\dot{q}_{mit} = 110/120\text{ mW/mm}^2$) ist der Einfluss der um 10 mW/mm^2 niedrigeren Schalthäufigkeit bei $q = 0,44\text{ J/mm}^2$ ($\dot{q}_{mit} = 110\text{ mW/mm}^2$) im Gegensatz zu $q = 0,70\text{ J/mm}^2$ ($\dot{q}_{mit} = 120\text{ mW/mm}^2$) größer als der Einfluss der Reibarbeit.

Verglichen mit der EK72, siehe Abschnitt 6.2.1, beeinflussen die Versuchsparameter $\vartheta_{min,sm}$ (DK70) mehr als $\vartheta_{M,min}$ (EK72). Die minimalen Temperaturen des Zwischenrings $\vartheta_{min,sm}$ (DK70) sind allerdings bei $\dot{q}_{mit} = 60\text{ mW/mm}^2$ in etwa mit $\vartheta_{M,min}$ (EK72) vergleichbar.

Die maximale Reibflächentemperatur $\vartheta_{max,sm}$ (Bild 6.14, Mitte) wird primär durch die eingebrachte Reibenergie bestimmt. Je größer die eingebrachte Energie, desto höher die maximale Temperatur. Bei höheren Gleitgeschwindigkeiten/Reibleistungen nimmt auch die maximale Temperatur zu, wobei dies vor allem bei den hohen Reibarbeiten $q = 1,1\text{ J/mm}^2$ zu beobachten

ist. Bei Reibarbeit $q = 0,7 \text{ J/mm}^2$ steigt die maximale Reibflächentemperatur bei einer Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit von 6,5 m/s auf 8,2 m/s nicht weiter an bzw. sinkt sogar, weil die Starttemperatur bei 8,5 m/s niedriger ist. Eine höhere maximale Reibflächentemperatur bei höherer Schalzhäufigkeit kann mit der höheren Starttemperatur ($\vartheta_{\min,sm}$) vor der Schaltung begründet werden.

Der Temperaturhub $\Delta\vartheta_{sm}$ (Bild 6.14, rechts) wird maßgeblich durch die eingebrachte Energie bestimmt. Höhere Reibarbeiten resultieren in höheren Temperaturhüben. Bei steigender Gleitgeschwindigkeit (Reibleistung) und konstanter Reibarbeit, steigt der Temperaturhub ebenfalls an. Eine eindeutige Tendenz zeigt sich beim Einfluss der Schalzhäufigkeit auf den Temperaturhub. Je schneller geschaltet wird, desto geringer ist der Temperaturhub. Dies bestätigt Messungen von Acuner [Acu16a] an Einfachkonus-Synchronisierungen. Als Begründung nennt Acuner den größeren Wärmestrom an die Umgebung aufgrund von höheren Temperaturdifferenzen zwischen maximaler Bauteiltemperatur (Bild 6.14, Mitte) und Umgebungstemperatur des Prüfstands.

Die Öleinspritztemperatur beeinflusst den Temperaturhub $\Delta\vartheta_{sm}$ am Zwischenring nur geringfügig, sehr wohl aber dessen maximale und minimale Temperatur. Bei steigender Öleinspritztemperatur nehmen $\vartheta_{\min,sm}$ und $\vartheta_{\max,sm}$ zu, allerdings nicht um den gleichen Betrag wie die Öltemperatur zunimmt. Ursächlich dafür kann bei hohen Öleinspritztemperaturen ein höherer Wärmestrom an die Umgebung sein. Dies widerspricht Messungen von Neudörfer [Neu08], der für eine EK-Synchro einen linearen Anstieg der Konustemperatur mit steigender Öleinspritztemperatur feststellt.

Außerdem wird der Einfluss der Pressung für die Laststufen LS1...3 untersucht und der Temperaturhub der mittleren Temperaturkurve $\Delta\vartheta_{sm}$ von repräsentativen Einzelschaltungen in Bild 6.15 dargestellt. Mit steigender Pressung steigt auch die Reibleistung. Eine Pressungserhöhung von 2 N/mm² auf 4 N/mm² resultiert in einem höheren Temperaturhub. Bei einer weiteren Pressungserhöhung um 1 N/mm² ist die Temperaturerhöhung weniger stark ausgeprägt. Messungen des Temperaturhubs für LS8...9 (hier nicht dargestellt) bestätigen die in Bild 6.15 dargestellten Tendenzen. Dies korreliert mit oben beschriebenem Einfluss des Wärmestroms an Prüfstandbauteile.

Mit steigender Pressung nehmen zudem die Temperaturunterschiede zwischen den einzelnen Sensoren TS0...TS3 ab.

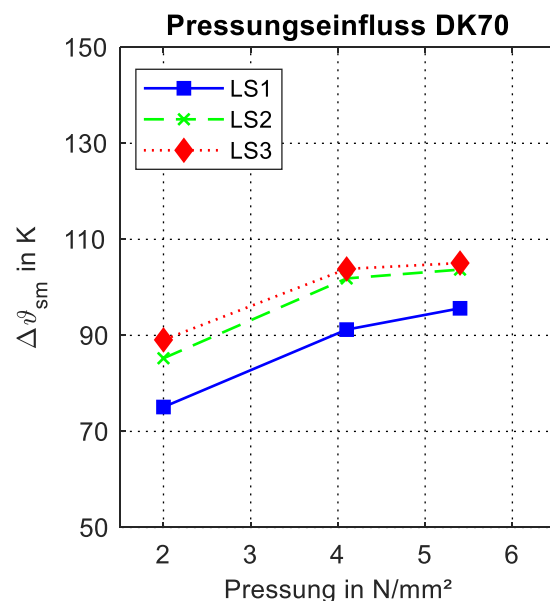


Bild 6.15: Einfluss der Pressung in LS1...3 DK70 auf den Temperaturhub $\Delta\vartheta_{sm}$; LS1...3; $\vartheta_{öl} = 80 \text{ °C}$, DCTF, $\dot{q}_{mit} = 60 \text{ mW/mm}^2$

7 Oberflächenvermessung und REM Untersuchung

Veränderungen der Oberflächentopographie beeinflussen das Reibungsverhalten [Acu16a, Nym06, Völ21]. In diesem Kapitel wird die Veränderung der Oberflächentopographie der Versuchsteile unter tribologischer Belastung über der Versuchslaufzeit analysiert und Gründe für die Veränderungen werden diskutiert. Zudem wird untersucht, ob sich die Reibbeläge der verschiedenen Reibflächen bei Mehrfachkonus-Synchronisierungen gleichmäßig einglätten und ob eine minimale Kernrautiefe gefunden werden kann, ab der es zum Ausfall der Synchronisierung wegen Reibungszahlabfall kommt. Bei einer ungleichmäßigen Pressungsverteilung glätten sich thermisch und mechanisch hoch belastete Bereiche stärker ein als unbelastete oder niedrig belastete Bereiche. Somit können aus den Veränderungen der Oberfläche Rückschlüsse auf die lokalen Belastung gezogen werden [Häg20, Mil18].

7.1 Oberflächenvermessung der Reibflächen

7.1.1 Veränderung der Oberflächentopographie der Reibbeläge

Acuner et al. [Acu16a, Acu14a, Acu16b] korrelieren die Reduzierung der Kernrautiefe der Reibbeläge von Einfachkonus-Synchronisierungen mit dem Absinken der minimalen Reibungszahl. In dieser Arbeit wird die Topographie der Reibbeläge der Zwischenringe von insgesamt sieben Synchronsets der DK73 (Versuche bei unterschiedlichen Belastungen und Schmierstoffen) am Versuchsende vermessen und mit dem eines Neuteils verglichen. Die Messeinstellungen sind Abschnitt 5.2.2 zu entnehmen. Exemplarisch zeigt Bild 7.1 die Ergebnisse der 36 Messpositionen von V17 (LS9-DK73) nach Versuchsende. Die Reibfläche auf der Innenseite des Zwischenrings (arithmetischer Mittelwert $sRk = 21 \mu\text{m}$) ist glatter als auf der Außenseite (arithmetischer Mittelwert $sRk = 26 \mu\text{m}$). Tendenziell glätten sich die Reibflächen am mittleren Kegeldurchmesser stärker ein als am großen oder kleinen Kegeldurchmesser. Dies deutet auf eine ungleichmäßige Pressungsverteilung in axialer Richtung hin. Je nach Messposition streuen diese Werte allerdings erheblich. Zum Vergleich sind die Messergebnisse eines Neuteils und weiterer Versuche im Anhang in Abschnitt A.5 abgebildet. Aufgrund der großen Streuung ist es nur eingeschränkt möglich, verschiedene Versuche miteinander zu vergleichen.

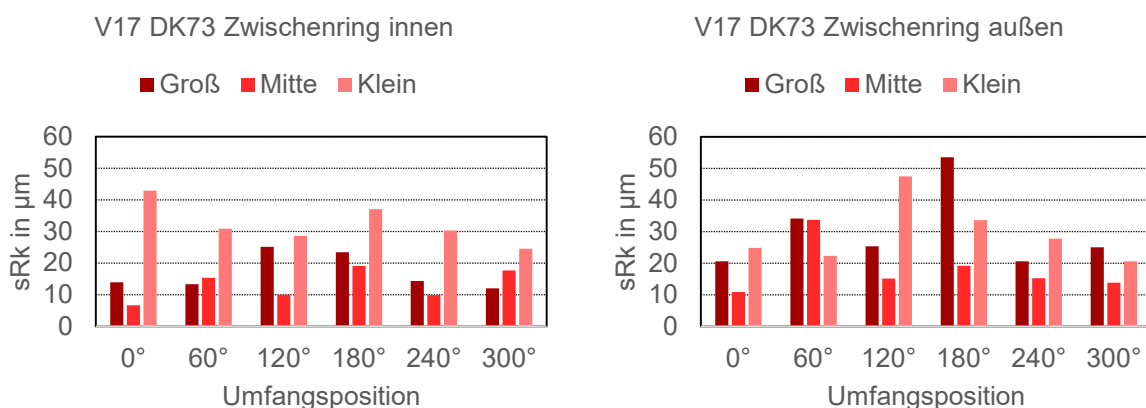


Bild 7.1: Kernrautiefe sRk auf der inneren (links) / äußeren (rechts) Reibfläche des Zwischenrings nach Versuchsende, DK73-LS9, MTF PKW, Messparameter „Carbon1“ gemäß Tabelle 5.1, nach [Sto19a]

Zwei verschiedene Ansätze werden verfolgt, um die Topographiemessungen auszuwerten.

Es wird angenommen, dass stark eingeglättete Bereiche während der Reibphase in Kontakt mit der Gegenreibfläche sind und das Reibungsverhalten maßgeblich beeinflussen. Daher werden je Reibfläche die 6 Messflächen mit den niedrigsten Kernrautiefen sRk gemittelt, siehe Bild 7.2.

Alle Versuche bis auf V23 (MTF NKW) und V25 (DCTF) werden mit dem MTF PKW durchgeführt. Die Fehlerbalken geben die empirischen Standardabweichungen dieser sechs Messflächen an. Als Referenz wird ein Neuteil vermessen und bei Schaltzahl 0 aufgetragen. Die Oberflächenrauheit im Neuzustand auf der Reibfläche außen ist größer als innen. Auch nach dem Versuch sind die Reibflächen auf der Innenseite des Zwischenrings meist stärker eingeglättet als außen.

Alle Versuche werden bis zum Ausfall gefahren, lediglich V25 wird ohne Ausfall nach 100.000 Schaltungen beendet. Bis auf V20 wird immer das Versuchsteil vermessen, das aufgrund einer zu niedrigen Reibungszahl ausgefallen ist (entweder A oder B Teil, Definition gemäß Bild 4.3). Anhand der Ergebnisse ist es nicht möglich, eine eindeutige Grenze für sRk anzugeben, ab der die Synchronisierung ausfällt.

Zur weiteren Analyse der Messwerte zeigt Bild 7.3 die über alle 36 Messstellen gemittelte Kernrautiefe sRk mit den zugehörigen Fehlerbalken, die die empirische Standardabweichung angeben. Die Unterschiede der Oberflächenrauheit der verschiedenen Messstellen eines Versuchsteils sind sehr groß. Bild 7.3 unterscheidet sich nicht deutlich von Bild 7.2, lediglich das Niveau von sRk ist in Bild 7.3 höher. Auch die gemittelten sRk-Werte zeigen keine eindeutige Grenze für sRk, ab der ein Ausfall der Synchronisierung zu erwarten ist. Tendenziell ist die Kernrautiefe von V25 höher als die der anderen

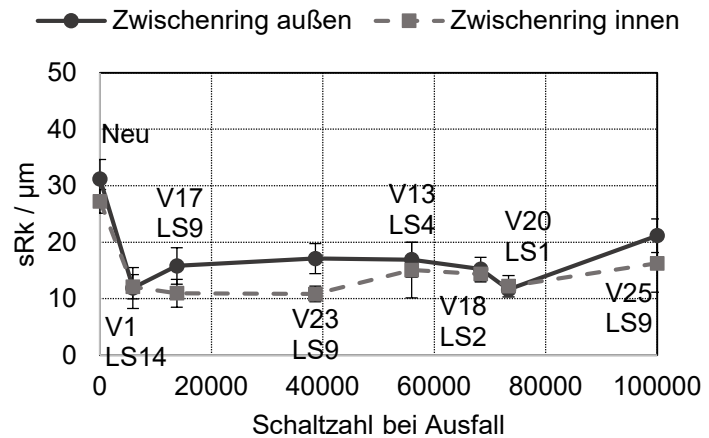


Bild 7.2: Mittelwerte der 6 Messflächen mit den niedrigsten sRk Werten (innere/äußere Reibfläche) DK73; Fehlerbalken Standardabweichung, Messparameter „Carbon1“ gemäß Tabelle 5.1, nach [Sto19a]

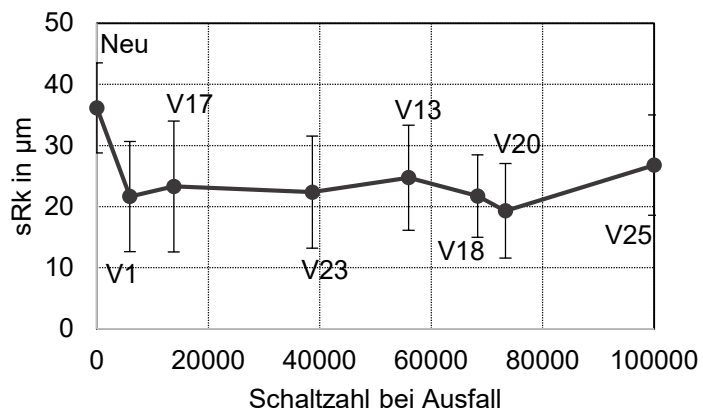


Bild 7.3: Mittelwert von sRk der 36 Messflächen (inneren/äußeren Reibfläche) DK73; Fehlerbalken: Standardabweichung, Messparameter „Carbon1“ gemäß Tabelle 5.1, nach [Sto19a]

tendenziell ist die Kernrautiefe von V25 höher als die der anderen

Versuche, aufgrund der großen Streuungen ist aber keine eindeutige Aussage möglich. Verglichen mit dem Neuteil ist die Kernrautiefe gelaufener Versuchsteile niedriger. Auch eine detaillierte Vermessung der Oberflächentopographie und eine getrennte Auswertung am kleinen, mittleren und großen Kegeldurchmesser ergeben keinen unteren Grenzwert, siehe auch Anhang Abschnitt A.5. Die Vermessung vieler kleiner Messflächen an unterschiedlichen Axial- und Umfangspositionen erlaubt lediglich Rückschlüsse auf eine lokal ungleichmäßige Einglät- tung der Bauteile.

Für die TK73 wird die Oberflächentopographie von V154 (A-Seite, Ausfall nach ca. 29.100 Schaltungen) auf zwei verschiedene Arten untersucht. Zum einen werden an insgesamt 54 Messstellen (18 je Reibfläche; Messparameter gemäß „Carbon1“ Tabelle 5.1) die Oberflächen vermessen, zum anderen werden jeweils 3 große Messstellen pro Reibfläche (Messparameter gemäß „Carbon2“ Tabelle 5.1) am Umfang vermessen und die Werte je Reibfläche gemittelt. Die Messflächen bei den Einstellungen „Carbon2“ werden möglichst groß gewählt, sodass sie nahezu die gesamte Reibbelagbreite abdecken. Auf der inneren und äußeren Reibfläche wer- den Messflächen mit einer Kantenlänge von 6x6 mm gewählt, die Innenseite des Zwischen- rings (mittlere Reibfläche) wird auf einer Fläche von 5x7 mm vermessen. Die Messungen be- stätigen den optischen Eindruck einer stärkeren Einglät- tung der mittleren Reibfläche, siehe Bild 7.4.

Auch bei der TK73 ist im Neuzustand die Kernrautiefe der äußeren Reibfläche größer als die der anderen beiden Reibflächen. Während sich die Oberflächenrauheiten auf der inneren/äußeren Reibfläche um $\Delta sRk = 26/29 \mu\text{m}$ (Δ : Neuzustand-gelaufen) reduziert, glättet sich auf der mittleren Reib- fläche der Reibbelag deutlich stärker ein ($\Delta sRk = 42 \mu\text{m}$). Die Fehlerbalken geben Maxi- mal- und Minimalwert der Einzelmessungen je Reibfläche an.

Die detaillierte Vermessung der 54 Flächen mit anschließender Mittelung der einzelnen Werte je Reibfläche bestätigen die hier dar- gestellten Tendenzen. Die Abweichungen lie- gen im Streubereich der großen Messflächen aus Bild 7.4 und sind im Anhang Ab- schnitt A.5 dargestellt. Zudem glätten sich gerade auf der inneren und mittleren Reibflä- che die Reibbeläge in axialer Richtung sehr ungleichmäßig ein. Gründe dafür liegen in der Verformung der Ringe und der daraus resultierenden ungleichmäßigen Pressungsverteilung. Genauer wird der Sachverhalt in Abschnitt 8 untersucht.

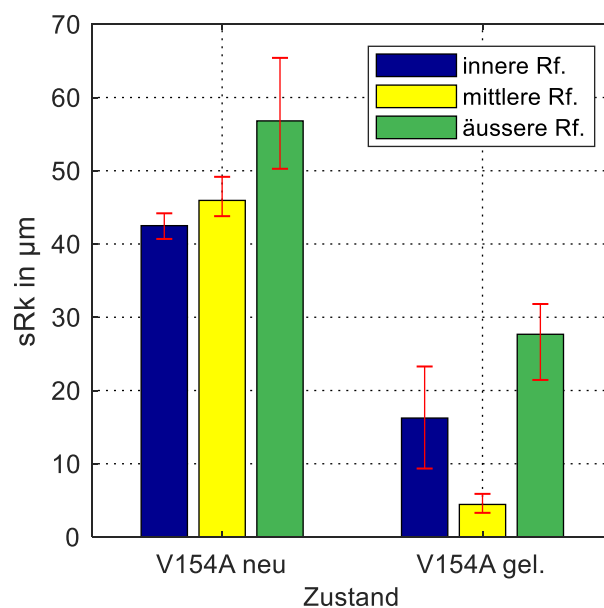


Bild 7.4: Kernrautiefe sRk des Dual-Layer-Rb. neu /gelaufen, Versuche V154A (LS9-TK73), MTF PKW, Messparameter „Carbon2“ gemäß Tabelle 5.1, nach [Fla17]

7.1.2 Veränderung der Oberflächentopographie der Stahl-Gegenreibflächen

In den Untersuchungen von Acuner [Acu16a] wird nachgewiesen, dass sich zwar die Stahlge- genreibflächen über der Versuchslaufzeit einglätten, allerdings keine Korrelation zwischen die-

ser Einglättung und dem Reibungsverhalten vorliegt. Die Tastschnittmessungen der Versuchsteile vor und nach dem Versuch bestätigen in dieser Arbeit eine Einglättung der Stahlgegenreibflächen für alle Bauformen. Um das Tragbild der Synchronisierung über die Einglättung der Oberflächen zu untersuchen und später mit der Simulation abgleichen zu können, wird die Oberflächenrauheit von Synchron- und Innenring der DK73 stichprobenartig analysiert. Dazu werden insgesamt vier Versuche (V1 und V17 bei hohen, V18 und V20 bei niedrigen Belastungen) nach dem Prüflauf an drei Positionen am Umfang verteilt jeweils am kleinen, mittleren und großen Kegeldurchmesser auf einer Fläche von 1x1 mm vermessen. Die Innenringe glätten sich über der Versuchslaufzeit von einem Ausgangswert von $sRa = 0,57 \pm 0,07 \mu\text{m}$ (Referenzwert eines Neuteils) auf der gesamten konischen Reibfläche relativ gleichmäßig auf $sRa = 0,10 \pm 0,05 \mu\text{m}$ (Mittelwert aller Messstellen der Innenringe von V1, V17, V18, V20 nach Versuchsende) ein. Die angegebene Toleranz ist die empirische Standardabweichung. Lediglich ein Messpunkt bei V17 am kleinen Kegeldurchmesser liegt mit $sRa = 0,34 \mu\text{m}$ deutlich höher.

Das Tragbild auf der Reibfläche des Synchronrings ist ungleichmäßiger als am Innenring. In Bild 7.5 (links) ist ein Foto des Synchronrings abgebildet und es sind die Ergebnisse der Topographiemessungen (rechts) dargestellt. Tendenziell glättet sich der Synchronring in der Mitte stärker ein als am großen und kleinen Kegeldurchmesser. Die Einglättung der Stahlgegenreibflächen unterscheidet sich jedoch von Synchronring zu Synchronring. Teilweise unterscheidet sich die Einglättung auf der Reibfläche unterhalb der Verzahnung abhängig von der Umfangsposition. So glätten sich die Ringe teilweise auch im Bereich unterhalb der Verzahnung am großen und am kleinen Kegeldurchmesser ein. Bei den hohen Belastungen verfärbt sich die Reibfläche stellenweise schwarz, wie hier bei V1 (LS14-DK73) in Bild 7.5 zu sehen. V17 (LS9-DK73) zeigt ein ähnliches Tragbild. Für Versuche bei niedrigeren Belastungen (z. B. V18/V20) glättet sich die Reibfläche zwar ein, verfärbt sich aber nicht. Es ist davon auszugehen, dass es sich bei den Verfärbungen um Ölabbauprodukte handelt, die aufgrund von hohen Reibflächentemperaturen entstehen und sich auf der Reibfläche ablagern.

V1 Umfangsposition 240°

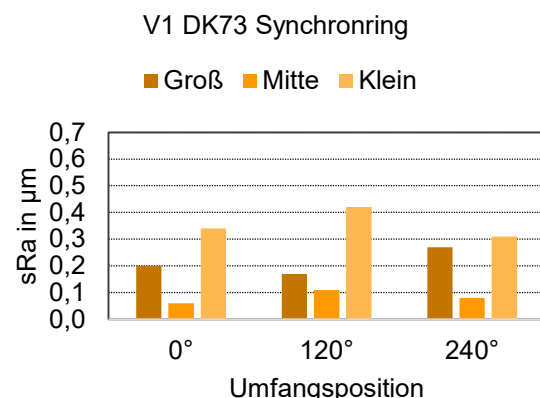


Bild 7.5: Oberfläche Synchronring nach Versuchsende V1 (LS14-DK73, links), arithmetischer Mittenrauwert sRa (rechts), MTF PKW, Messparameter „Stahl“ gemäß Tabelle 5.1, nach [Sto19a]

Im Bereich der Indexlasche ist die Reibfläche am kleinen Kegeldurchmesser bei V1 stark verfärbt, siehe Bild 7.6. Die Oberflächenvermessung an 3 Messpositionen MP1...3 auf ungefähr

gleichem mittleren Reibradius, allerdings unterschiedlichen Positionen am Umfang, bestätigen, dass der Bereich zwischen Indexlasche und Verzahnung weniger stark eingelätet ist.

Über 3D-FEM Simulationen in Abschnitt 8.4 werden die Ursachen der Einglätung untersucht.

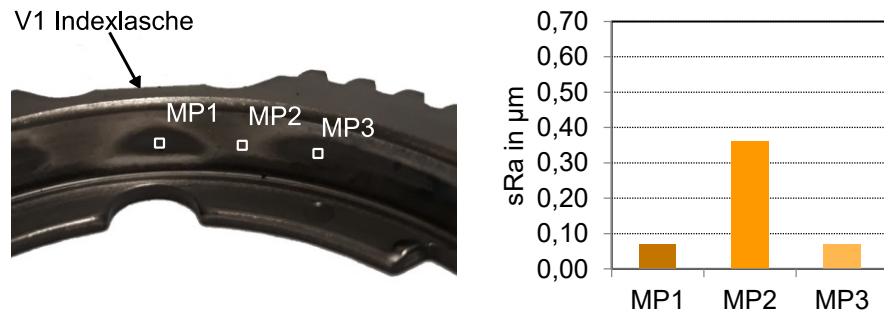


Bild 7.6: Oberfläche Synchronring nach Versuchsende V1 (LS14-DK73, links), arithmetischer Mittenrauwert sRa (rechts), MTF PKW, Messparameter „Stahl“ gemäß Tabelle 5.1, nach [Sto19a]

7.2 REM Untersuchungen

Für einzelne Versuche werden die Reibbeläge der EK72 und der DK73 nach Versuchsende im REM analysiert. Dazu wird die gesamte Reibflächenbreite mit zwei Bildern erfasst und zu einem Übersichtsbild zusammengefügt. Diese Übersichtsbilder sind im Anhang Abschnitt A.6 abgebildet und verdeutlichen die Orientierung der einzelnen Detailbilder auf dem Reibbelag. Nachfolgend werden die wichtigsten Erkenntnisse anhand von beispielhaften Detailbildern am großen, mittleren und kleinen Kegeldurchmesser in Kombination mit Ergebnissen der EDX-Analysen erläutert.

7.2.1 Doppelkonus-Synchronisierung DK73

Bild 7.7 zeigt ein Detailbild der Oberfläche eines Neuteils. Die Bilder der DK73 in diesem Abschnitt sind so angeordnet, dass es von oben nach unten vom großen Kegeldurchmesser in Richtung kleiner Kegeldurchmesser geht, siehe auch Bild 5.4. Die Höhe eines Detailbildes erstreckt sich in etwa über ein Fünftel der Reibflächenbreite.

Die Struktur des Reibbelags im Neuzustand unterscheidet sich stark je nach ausgewerteter Position. Neben den Carbon-Partikeln sind auch vereinzelt Fasern der Trägerschicht zu sehen. Die Bilder zeigen auch kleine Risse auf der Oberfläche, ohne dass der Reibbelag einer tribologischen Belastung ausgesetzt war. Bild 7.8 stellt den Reibbelag von V17 (hohe Belastungen LS9-DK73) nach Versuchsende auf der inneren Reibfläche in etwa Reibflächenmitte dar. Der Reibbelag hat sich aufgrund der Reibbeanspruchung eingelätet. Leichte Elemente sind in den RE-Bildern dunkel, schwere Element hell dargestellt. Die hellen Bereiche sind Schmierstoff-

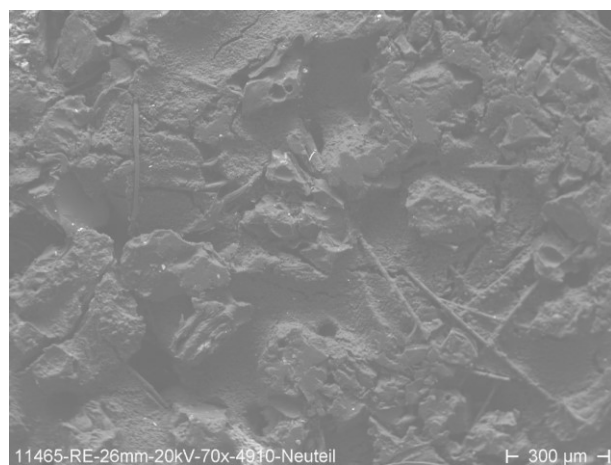


Bild 7.7: RE-Bild des Reibbelags DK73 Neuteil

ablagerungen zuzuordnen was über EDX-Messungen nachgewiesen wird. Aufgrund der hohen Reibflächentemperaturen haben sich Schmierstoffbestandteile zersetzt und im Reibbelag abgeschieden. An einer Stelle am großen Kegeldurchmesser werden beispielhaft für die Ablagerungen die Elemente Phosphor, Schwefel und Calcium nachgewiesen. Da diese nicht im Reibbelag enthalten sind, werden sie auf Schmierstoffbestandteile zurückgeführt wie beispielsweise Detergents (Calcium) oder EP/AW-Additive (Phosphor und Schwefel) [Acu16a].

Bild 7.9 zeigt RE-Bilder der Reibfläche von V20 (LS1-DK73) nach Ausfall und dem damit verbundenen Versuchsende nach 73.335 Schaltungen. Auf Bild 7.9 (links) ist der Randbereich des Reibbelags am großen Kegeldurchmesser abgebildet. Aufgrund der Geometrie steht dieser Bereich axial über den Synchronring hinaus und ist somit nicht im Reibkontakt. Dieser Bereich dient als Referenz des Reibbelags im Neuzustand, da er lediglich von 80 °C heißem Öl umspült, jedoch nicht tribologisch belastet wurde. Es sind die Carbon-Partikel und die feine Struktur des Reibbelags erkennbar. Nur durch den Kontakt mit dem Schmierstoff und ohne hohe Reibflächentemperaturen bilden sich keine Ablagerungen. Bild 7.9 (rechts) zeigt die Reibfläche knapp unter Bild 7.9 (links). Die Reibfläche ist stark eingelätet, es sind aber nur wenige Ablagerungen in den Poren erkennbar. Die Einglätung ist in diesem Bereich auf abrasiven Verschleiß zurückzuführen.

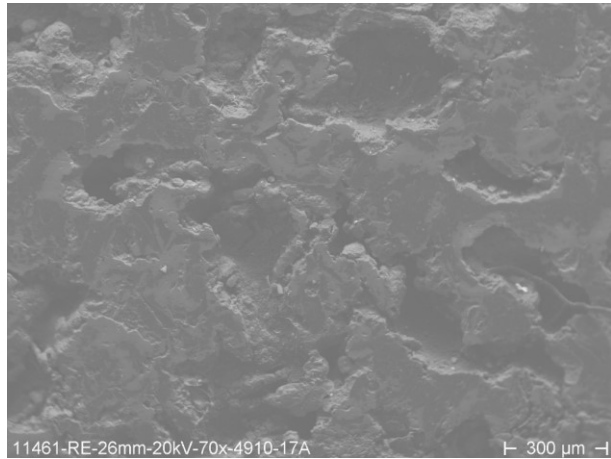


Bild 7.8: RE-Bild DK73 Zwischenring innen, mittlerer Kegeldurchmesser, V17 (LS9-DK73) nach 13.795 Schaltungen, MTF PKW

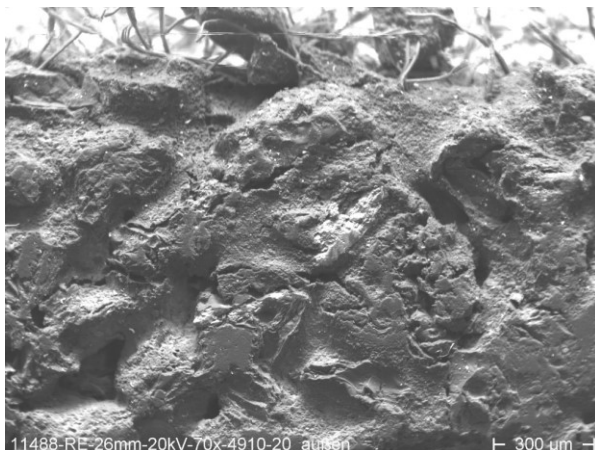
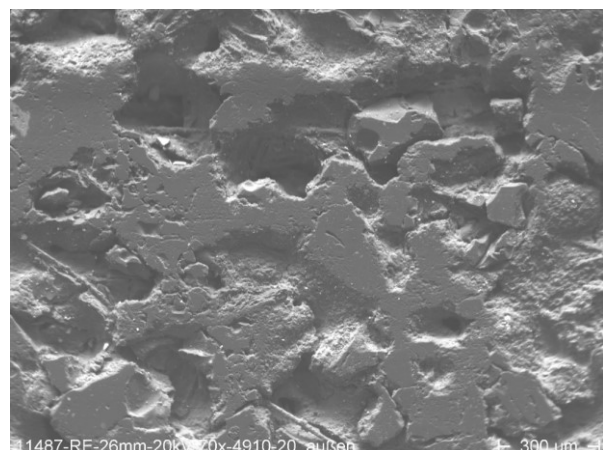


Bild 7.9: RE-Bilder DK73 V20A (LS1-DK73) nach 73.335 Schaltungen, Zwischenring außen; links: großer Kegeldurchmesser (Fläche nicht in Kontakt), rechts: großer Kegeldurchmesser, direkt unter linkem Bild (Fläche im Reibkontakt), MTF PKW



In Bild 7.10 (links) ist der Reibbelag des Zwischenrings außen von V20 in Reibflächenmitte dargestellt. Neben der deutlichen Einglätung sind auch Ablagerungen in den Poren zu erkennen. EDX-Analysen weisen maßgeblich Schwefel, in geringen Mengen auch Phosphor und Calcium nach. Die REM-Analysen bestätigen somit die unterschiedlich starke Einglätung in

axialer Richtung. In Bild 7.10 (rechts) ist die äußere Reibfläche von V25 dargestellt. V25 wird auf LS9-DK73 (gleiche Laststufe wie V17, allerdings mit dem DCTF anstatt dem MTF PKW) durchgeführt und nach 100.000 Schaltungen ohne Ausfall beendet. Der Reibbelag scheint sowohl innen als auch außen nur leicht eingeglättet zu sein. Schmierstoffablagerungen sind weder in den Poren noch im Tragbereich erkennbar. Der Tragbereich weist sogar die sehr feine Oberflächenstruktur ähnlich des Neuzustands auf. EDX-Analyse weisen vor allem Schwefel und etwas Phosphor im Tragbereich nach. Anders als bei V17 (MTF PKW) konnte hier nahezu kein Calcium festgestellt werden und der Phosphoranteil scheint geringer zu sein. MTF PKW und DCTF unterscheiden sich neben dem Grundöl auch in den Additiven. Möglicherweise werden die Ablagerungen beim MTF PKW durch ein calciumbasiertes Detergent-Additiv hervorgerufen. Dispersant-Additive im DCTF vermeiden dagegen tendenziell Ablagerungen von Ölabbauprodukten im Reibbelag [Acu16a]. Diese sind im MTF PKW nicht enthalten.

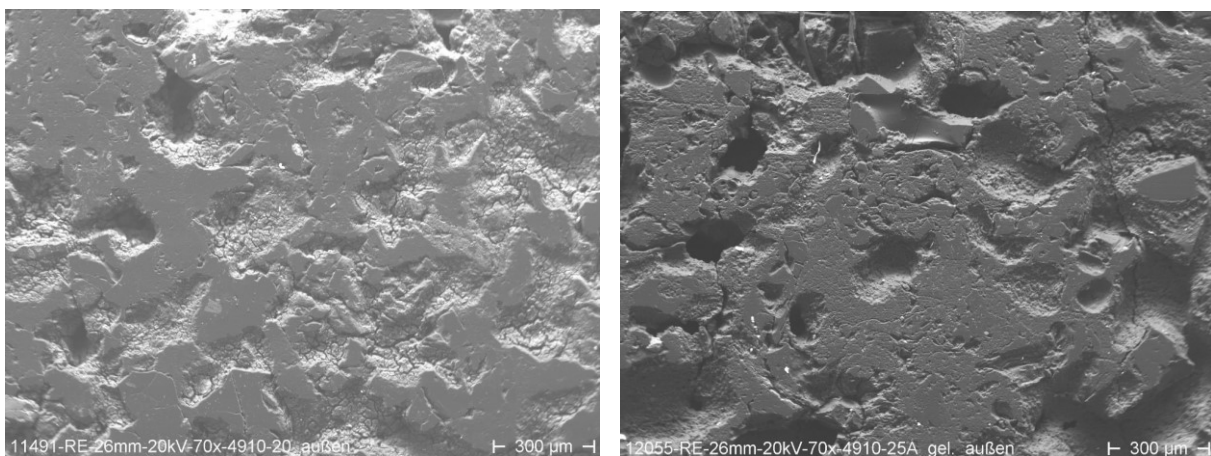


Bild 7.10: RE-Bild DK73 Vergleich V20 (LS1-DK73, MTF PKW) nach 73.335 Schaltungen (links) und V25 (LS9-DK73, DCTF) nach 100.000 Schaltungen (rechts), Reibbelag (Zwischenring außen, mittlerer Kegeldurchmesser)

7.2.2 Einfachkonus-Synchronisierung EK72

Bei der Einfachkonus-Synchronisierung werden zwei Versuche mit unterschiedlichen Belastungen und unterschiedlich langen Laufzeiten bis zum Ausfall nach Versuchsende im REM untersucht. In Umfangsrichtung wird die Messstelle mittig zur Verzahnung ausgewählt. V60 wird nach ca. 9.590 Schaltungen aufgrund eines Ratschers beendet. Bild 7.11 zeigt Detailbilder des Reibbelags am großen (rechts) und am kleinen Kegeldurchmesser (links). Die Bilder der EK72 in diesem Abschnitt sind so angeordnet, dass sich der große Kegeldurchmesser auf der rechten Seite befindet und es von rechts nach links in Richtung kleiner Kegeldurchmesser geht. Der Reibbelag am großen Kegeldurchmesser ist lediglich leicht eingeglättet. Schmierstoffablagerungen sind nur stellenweise erkennbar. Kleine Metallpartikel auf der Oberfläche erschweren allerdings die Auswertung. EDX-Analysen zeigen, dass die Partikel sowohl aus Eisen als auch aus Aluminium bestehen. Eisenpartikel können sich auch beim Trennen der Bauteile, d. h. bei der Vorbereitung der Proben für die REM-Analysen, durch statische Aufladung des Synchronrings im Reibbelag abscheiden. Dafür spricht, dass die Partikel auch auf den eingeglätteten Inseln erkennbar sind und sich nicht in diese eingedrückt haben, wie es beim Reibprozess zu erwarten wäre. Die Aluminiumpartikel sind möglicherweise auf bestehende Verunreinigungen an der Trennmaschine zurückzuführen. Zudem wird am großen Kegeldurchmesser Calcium, Phosphor und Schwefel in den EDX-Analysen nachgewiesen. Am

kleinen Kegeldurchmesser ist die Oberfläche weder eingeglättet noch sind Schmierstoffablagerungen erkennbar. Die Oberflächenstruktur ist auch auf den höhergelegenen Plateaus offenporig. Dies deutet auf eine geringere Belastung des Reibbelags in diesem Bereich hin. In EDX-Analysen werden ebenfalls Phosphor und in Richtung großer Kegeldurchmesser (rechter Bildrand, Bild 7.11, links) Schwefel detektiert. Im Gegensatz zur Analyse am großen Kegeldurchmesser wird am kleinen Kegeldurchmesser kein Calcium nachgewiesen.

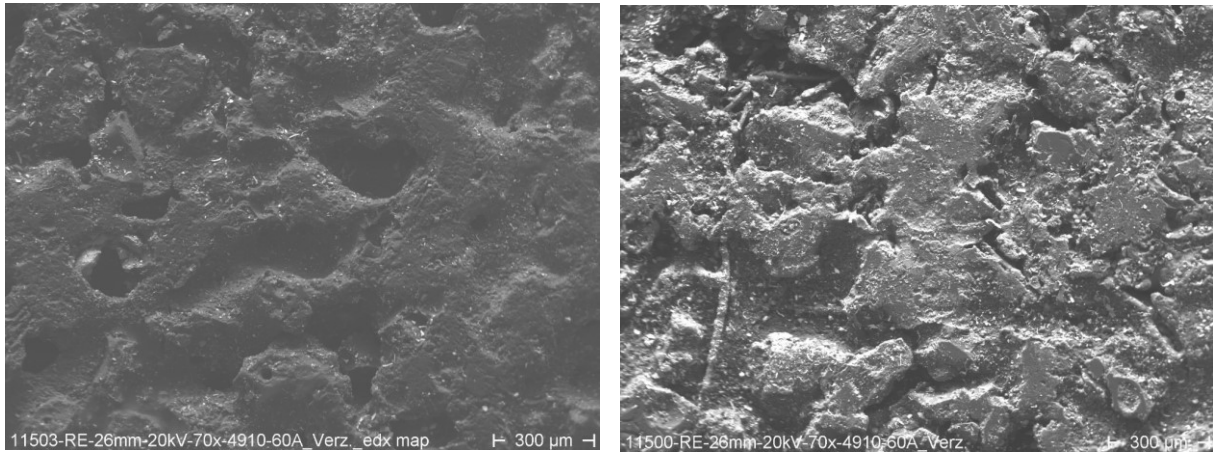


Bild 7.11: RE-Bilder EK72 V60 (LS6-EK72) nach 9.592 Schaltungen, links: kleiner Kegeldurchmesser, rechts: großer Kegeldurchmesser, MTF PKW

In Bild 7.12 sind jeweils eine Detailansichten am großen und eine am kleinen Kegeldurchmesser von V61 abgebildet. V61 wird auf LS1 durchgeführt und nach 63.180 Schaltungen wegen eines Ausfalls beendet. Am großen Kegeldurchmesser, Bild 7.12 (rechts), sind Ablagerungen des Schmierstoffs erkennbar, die die Poren des Reibbelags zusetzen. In den Poren befinden sich ebenfalls Metallspäne. EDX-Analysen weisen deutlich Phosphor und Schwefel nach, Calcium ist nur an einer kleinen Stelle lokalisierbar. Am kleinen Kegeldurchmesser ist der Reibbelag schwächer eingeglättet, wobei hier besonders viele Späne die Poren und Kontaktinseln bedecken und somit die Auswertung erschweren. Wie auch bei V60 werden vor allem Phosphor und im Bereich großer Kegeldurchmesser auch geringe Mengen an Schwefel nachgewiesen.

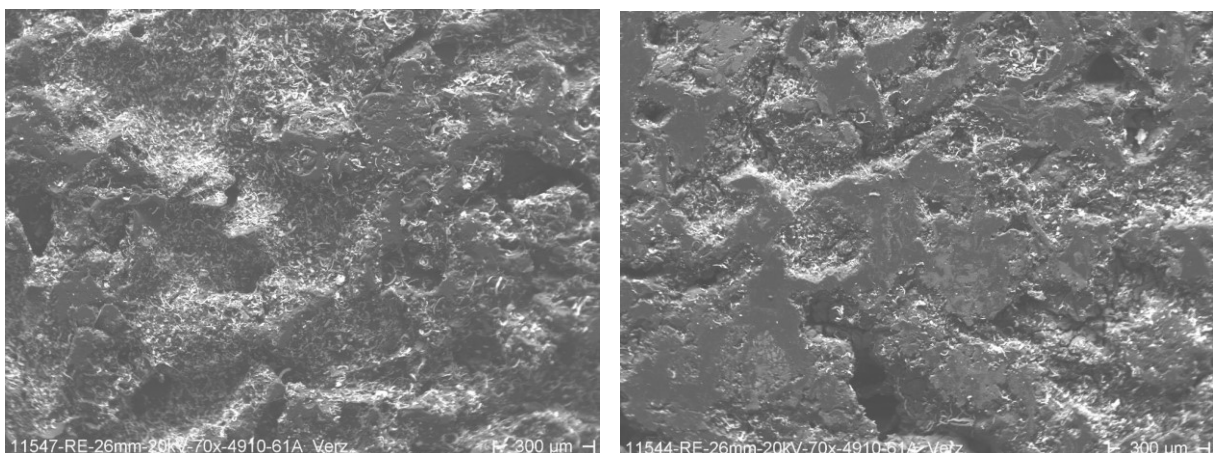


Bild 7.12: RE-Bilder EK72 V61 (LS1-EK72) nach 63.180 Schaltungen, links: kleiner Kegeldurchmesser, rechts: großer Kegeldurchmesser, MTF PKW

8 Simulation des thermischen Haushalts

Der thermische Haushalt beeinflusst maßgeblich das Schädigungsverhalten einer Synchronisierung. Um Unterschiede zwischen der Leistungsfähigkeit von Einfach- und Mehrfachkonus-Synchronisierungen verstehen zu können, wird der thermische Haushalt der verschiedenen Synchronisierungsbauformen simulativ untersucht. Die thermo-mechanische 2D-Simulation wird zunächst über Temperaturmessungen an einer Baugröße validiert und verifiziert. Anschließend werden der simulative Berechnungsansatz auf die verschiedenen Baugrößen angewendet und Einflussparameter auf die maximale Reibflächentemperatur untersucht. Die Geometrie der 2D-Modelle von EK72 und DK73 wird auf 3D erweitert und der Einfluss der in Umfangsrichtung unsymmetrischen Geometrie der Synchronringe untersucht.

8.1 Modellbildung und Materialparameter

In diesem Abschnitt werden Randbedingungen der Simulationsmodelle vorgestellt. Bei den thermo-mechanischen Simulationen werden statisch-mechanische mit transient-thermischen Berechnungen gekoppelt. Das Grundprinzip dieser Arbeit basiert auf Vorarbeiten von [Acu16a, Erd08, Mil18, Neu08, Spr01] und wird hier verkürzt wiedergegeben. Bei der Erstellung der Simulationsmodelle sind unter anderem Erkenntnisse aus den Studienarbeiten [Bäh17, Din19, Muñ19, Sei17], die vom Autor betreut wurden, eingeflossen. Eine detaillierte Beschreibung des Simulationsprinzips findet sich bei [Sto22]. Die Simulationen werden mit ANSYS Mechanical [ANS13] durchgeführt, der Simulationscode ist in ANSYS APDL geschrieben. Durch sequentiellen Ablauf von mechanischer und thermischer Berechnung, können im Vergleich zur direkten Kopplung Ressourcen eingespart werden [Erd08]. Die Auswertung der Ergebnisse erfolgt in MATLAB [The18].

In der statisch-mechanischen Simulation werden zunächst die Verformung der Ringe und die Pressungsverteilung auf der Reibfläche bestimmt. Die Ergebnisse sind Eingangsparameter der transient-thermischen Simulation, bei der die lokale Wärmestromdichte $\dot{q}_{e,j}$ gemäß der lokalen Pressung p_j , der lokalen Gleitgeschwindigkeit $v_{g,j}$ für jedes Element j auf den Reibflächen ermittelt wird, siehe Gleichung (8.1).

$$\dot{q}_{e,j} = \mu \cdot p_j \cdot v_{g,j} \quad (8.1)$$

$\dot{q}_{e,j}$	W/mm ²	Wärmestromdichte am Element j	μ	-	Reibungszahl
p_j	N/mm ²	Pressung am Element j	$v_{g,j}$	m/s	Gleitgeschwindigkeit am Element j

Die mit diesen Eingangsgrößen berechnete Temperaturverteilung aus der thermischen Simulation ist wiederum Eingabeparameter für die nächste mechanische Simulation und verschiebt einzelne Knoten aufgrund von Wärmedehnung. Es werden immer Einzelschaltungen simuliert, bei denen die rotatorische Energie einer Schwungmasse auf den Reibflächen in Wärme umgewandelt wird. Erdmann [Erd08] beschreibt es als ausreichend, Einzelschaltungen zu betrachten unter der Annahme, dass die Temperatur aller Bauteile vor der Schaltung gleich ist. In der Praxis liegen meist entsprechend dem Fahrzyklus unregelmäßige Schaltsequenzen vor. Die Schalthäufigkeit ist dort meist deutlich niedriger als bei Prüfstandversuchen. Über Temperaturmessungen in Abschnitt 6.2 wird zudem abgesichert, wie sich die Massentemperatur vor der nächsten Schaltung verändert, wenn eine hohe Schalthäufigkeit am Prüfstand eingestellt ist. Dies kann über eine veränderte Starttemperatur in der Simulation berücksichtigt werden. In der Simulation wird jede Einzelschaltung in Zeitschritte (ZS) T_{ink} diskretisiert, d. h. in jedem

Zeitschritt wird eine mechanische und eine thermische Simulation durchlaufen und die Drehzahl für den nächsten thermischen Zeitschritt berechnet. Zu Beginn der Simulation wird innerhalb von 0,1 s die Axialkraft von 0 N auf den gewünschten Zielwert erhöht und anschließend konstant gehalten. Da die Verzahnung der Synchronringe nicht modelliert und in der Simulation die Axialkraft in Höhe des Zahnfußkreises aufgebracht wird, muss über ein Versatzmoment die Verschiebung der Axialkraft in Richtung Zahnfußkreis berücksichtigt werden. Der Kraftangriffspunkt der Axialkraft wird in dem unteren Viertel der Verzahnung angenommen. Eingabeparameter sind neben den Beanspruchungsparametern (Ausgangsdrehzahl, Trägheit, Axialkraft), die Reibungszahl am Konus (bei der DK auch an den Planflächen) und die Öl- und Massentemperatur vor Schaltungsbeginn. Bei den Doppelkonus-Synchronisierungen wird näherungsweise eine Reibungszahl auf der Planfläche von 0,02 (Übergangsbereich Mischreibung (0,01...0,1) und Flüssigkeitsreibung (0,001...0,01) nach [Nie19]) und auf den konischen Reibflächen eine Reibungszahl von 0,1 (vgl. z. B. Bild 6.1) angesetzt. Da sich die Reibungszahlen sowohl über die Lebensdauer als auch abhängig von den Lastbedingungen unterscheiden, stellt dies über alle Versuche gesehen einen repräsentativen Mittelwert dar. Für die einzelnen Laststufen LS1...14 werden die nominellen Belastungen der Prüfstandversuche aus Anhang Abschnitt A.3 verwendet.

Tabelle 8.1 fasst die verwendeten Materialparameter zusammen. Eine Sammlung typischer Materialparameter für Synchrobauteile und deren Reibbeläge aus der Literatur ist im Anhang zusammengestellt (siehe Abschnitt A.8). Für die hier durchgeführten Simulationen werden Materialkennwerte aus der Dissertation Neudörfer [Neu08] verwendet, der diese großteils über Messungen ermittelt hat. Die spezifische Wärmekapazität von Stahl wird entsprechend den Ergebnissen von Richter [Ric83] gewählt. Häufig werden in thermo-mechanischen Simulationen spezifische Wärmekapazitäten von Stahl $c_p = 420...470 \text{ J/(kgK)}$ angenommen, die allerdings nur bei Raumtemperatur gelten. In den hier untersuchten Synchronisierungen liegen die Temperaturen bei $80...300 \text{ °C}$, was die spezifische Wärmekapazität erhöht. Wie sehr Materialeigenschaften die berechneten Reibflächentemperaturen beeinflussen, wird ausführlich im Abschnitt 9.2.5 behandelt. Den verschiedenen Synchrobauformen werden die Materialparameter entsprechend den Versuchsteilen (EK72/DK73/TK73 und DK70) aus Abschnitt 4.1 zugewiesen.

	Stahl	Messing	Dual-Layer-Rb.	Gewobener Rb.
E in N/mm²	210.000	110.000	800	(206)
ν	0,3	0,37	0,25	0,25
α_L in 10^{-6} 1/K	13	18,4	70	70
λ in W/mK	43,5 [Ric83]	80	0,5	0,6 [Bar19b]
ρ in kg/m³	7.850	7.800	1.100	1.100
c_p in J/(kgK)	540 [Ric83]	430	1.500	1.500

Tabelle 8.1: Materialkennwerte für thermo-mechanische Simulation aus [Neu08]; () Herstellerangaben

Der erhöhte Modellierungs- und Rechenaufwand einer thermo-mechanischen Simulation im Gegensatz zu einer thermischen Simulation verbessert die Aussagekraft der Ergebnisse erheblich. In einem ersten Schritt werden Vergleichsrechnungen mit dem FVA Programm SYNTHEM [Win05] durchgeführt und die maximalen Reibflächentemperaturen der verschiedenen Baugrößen miteinander verglichen. Die maximalen Reibflächentemperaturen der Bauformen

DK73 bzw. EK72 sind für die Laststufen LS1...9 in SYNTEM vergleichbar und liegen im Bereich von 140...180 °C, bei 80 °C Öleinspritztemperatur. Es kann keine Korrelation der Schädigung mit der maximalen Temperatur ermittelt werden. Gründe dafür liegen in der Vernachlässigung der Verformung der Ringe. Die Pressungsverteilung auf der Reibfläche wird bei SYNTEM homogen angenommen. Zudem werden selbstverstärkende Effekte wie die Pressungserhöhung aufgrund von stärkerer Wärmedehnung heißer Bereiche in SYNTEM nicht berücksichtigt. Der Anwender kann zwar an maximal fünf Stützstellen auf der Reibfläche eine Pressung vorgeben, ohne eine thermo-mechanische Simulation fehlen allerdings Richtwerte, wie sich die Pressung aufgrund der thermischen Dehnung verändert.

Der Kontakt zwischen Reibbelag und Gegenreibfläche wird entsprechend der Empfehlungen von Ansys [ANS04], Acuner [Acu16a] und Mileti et al. [Mil18] mit der Methode Augmented Lagrange modelliert. Auf den Kontaktflächen werden sogenannte „Contact“ bzw. „Target“ Elementen erzeugt. Bei den Doppelkonus-Synchronisierungen wird die Kontaktsteifigkeit auf der Planfläche (zwischen Innenring und Schaltrad) im Vergleich zu den konischen Reibflächen herabgesetzt, um Pressungsüberhöhungen bei Kantenträgern zu vermeiden. Voruntersuchungen haben gezeigt, dass dieser Wert in einem weiten Bereich variiert werden kann, ohne den thermischen Haushalt zu beeinflussen. Hier wird $FKN = 0,1$, ein Parameter der in ANSYS die Kontaktsteifigkeit der Elemente beeinflusst, angesetzt. In den mechanischen Simulationen werden Elemente mit einem linearen Ansatz verwendet. Für die thermischen Simulationen wird der Elementtyp gewechselt, auf einen mit lediglich einem thermischen Freiheitsgrad (Temperatur).

In der Literatur wird der Schaltvorgang bei Synchronisierungen meist adiabat modelliert [Acu16a, Mil18, Win05], bzw. es werden lediglich niedrige konvektive Wärmeübergangszahlen während der Rutschphase implementiert [Erd08, Hög15a, Spr01]. Bei [Neu08] ist nicht angegeben, ob ein Wärmeübergang an die Umgebung erfolgt. Die Rutschzeiten während eines Schaltvorgangs sind relativ kurz. Die maximale Reibflächentemperatur wird während der Rutschzeit erreicht. In dieser kurzen Zeit ist der Einfluss des Kühlöls auf den Temperaturanstieg klein. Daher werden auch in dieser Arbeit adiabate Randbedingungen für die Simulation von Einzelschaltungen verwendet. Diese Annahme gilt allerdings nur für kurze Rutschzeiten, was in Abschnitt 8.3 über einen Abgleich von Messung und Simulation nachgewiesen wird. Für die Parametervariationen wird bei allen Simulationen die Massentemperatur zu Beginn gleich der Öleinspritztemperatur von 80 °C gewählt. Die Wärmekontaktleitfähigkeit gemäß [ANS04, ANS15] zwischen der in Kontakt stehenden Reibfläche und der Gegenreibfläche wird hoch ($TCC = 10^9$) gewählt, damit die Oberflächentemperaturen von Reibbelag und Gegenreibfläche gleich sind. Der Energieeintrag erfolgt durch Vorgabe der Wärmestromdichte (gemäß Gleichung (8.1)) auf den Kontaktelementen am Reibbelag. Die Verteilung der Wärmeströme auf Reibbelag und Gegenreibfläche erfolgt implizit gemäß den Materialeigenschaften der jeweiligen Körper. Es wird angenommen, dass die gesamte Reibarbeit in Wärme umgewandelt wird, was durch Aussagen von [Ami10, Neu08, Spr01, Uet78] gestützt wird.

Die maximalen Reibflächentemperaturen in dieser Arbeit sind als Referenztemperaturen anzusehen, um verschiedene Varianten zu vergleichen. Alle Oberflächen sind in der Simulation als ideal glatt angenommen. An Rauheitsspitzen von Reibbelag und Stahlgegenreibfläche können sich lokal deutlich höhere Temperaturen ausbilden als die hier berechneten. Dies ist auch von anderen Autoren bekannt [Acu16a, Erd08, Hög18b, Hög15a, Mil18, Neu08, Spr01]. Als maßgebliches Bewertungskriterium zur Untersuchung des thermischen Haushalts wird in die-

ser Arbeit die maximale Reibflächentemperatur verwendet, die entscheidend für die lokal auftretenden chemischen Reaktionen zwischen Schmierstoff, Reibbelag und Gegenreibfläche ist [Cam05]. Auch bei nasslaufenden Lamellenkupplungen hat sich die maximale Reibflächentemperatur als geeignet herausgestellt, um das Schädigungsverhalten von organischen und metallischen Reibbelägen zu beschreiben [Hen14]. Bei der 3D-Simulation wird zudem die maximale Flächenpressung analysiert, die auch bei Erdmann [Erd08] maßgeblich in der Auswertung verwendet wird.

8.2 2D thermo-mechanische Simulation

Zunächst werden die verschiedenen Varianten der 2D-Simulationen und deren Randbedingungen vorgestellt und eine Konvergenzanalyse am Beispiel der EK72 geführt.

8.2.1 Geometrie, Varianten, Randbedingungen und Vereinfachungen

Es werden jeweils die verschiedenen Bauformen simuliert, die auch in den Prüfstandversuchen eingesetzt werden (EK72, DK73, TK73, DK70). Zusätzlich wird die Variante DK73A modelliert, bei der die Geometrie identisch zur DK73 ist. Lediglich die Position des Reibbelags wird vom Zwischenring auf Innen- und Synchronring verschoben. In Voruntersuchungen wird der Einfluss verschiedener Modellannahmen und Randbedingungen überprüft. Die Ergebnisse dieser Voruntersuchungen sind im Anhang in Abschnitt A.7.1 detailliert dargelegt. Hier werden lediglich die wichtigsten Erkenntnisse zusammengefasst, die schließlich zu der simulierten Geometrie führten.

Bild 8.1 zeigt die verschiedenen Varianten, deren Randbedingungen und die ausgewerteten Temperaturen je Reibfläche. Die Position der Reibbeläge (Rb.) ist gekennzeichnet und die Reibflächen sind rot markiert. Die konischen Reibflächen werden von außen nach innen nummeriert. Bei den Doppelkonus-Synchronisierungen (DK73/DK73A/DK70) wird jeweils das Schaltrad vereinfacht modelliert. Es werden Pressungen und Temperaturen der äußeren Reibfläche ($Rf1$, p_a , ϑ_a) und der inneren Reibfläche ($Rf2$, p_i , ϑ_i) untersucht. Die Pressungs- und Temperaturverteilungen auf der Planfläche (p_{pl} , ϑ_{pl}) werden betrachtet, sind aber für den thermischen Haushalt der gesamten Synchronisierung und somit für die Schädigung des Reibsystems von untergeordneter Bedeutung. Vergleiche haben gezeigt, dass sich bei der Variante mit in axialer Richtung gesperrtem Innenring (d. h. ohne Schaltrad) die Verformung des Innenrings von der hier verwendeten Variante aus Bild 8.1 unterscheidet. Aufgrund der Verformung des Innenrings ist die Kontaktfläche zwischen Schaltrad und Innenring sehr klein. Der Wärmeübergang zwischen Innenring und Schaltrad bei der DK73 ist somit vernachlässigbar. Das ange deutete Schaltrad (blau) wird hier in axialer und radialer Richtung fest eingespannt. Für die DK73 werden die Varianten Var1a und Var1b untersucht. Beide Varianten unterscheiden sich anhand der Länge der Verstärkungslasche am kleinen Kegeldurchmesser. Beim realen Bauteil und im 3D-Modell ändert sich der Innendurchmesser dieser Verstärkungslasche abhängig von der Umfangsposition, da dort Taschen für die Kopplung mit dem Innenring angebracht sind. Der Innendurchmesser der Verstärkungslasche ist bei der DK73 Var1a gleich zur DK73A gewählt. Der Großteil der Parametervariationen wird mit Variante Var1b durchgeführt, da die Simulationsergebnisse der 2D-Simulation dieser Geometrie besser mit denen der 3D-Simulationen übereinstimmen, siehe Abschnitt 9.2. Die Geometrie DK73A entspricht den Abmaßen der DK73 Var1a, lediglich die Position der Reibbeläge wird vom Zwischenring auf Synchron- und Innenring verschoben. Über einen Vergleich von DK73 Var1a und DK73A wird der Einfluss der Reibbelagposition auf den thermischen Haushalt in Abschnitt 9.2.6 untersucht.

Bei der EK72 unterscheiden sich die maximalen Reibflächentemperaturen in LS9 um 9 K je nachdem, ob das Schaltrad modelliert wird oder nicht. Ohne Schaltrad sind die Reibflächentemperaturen höher, da die thermische Masse, die die Reibarbeit aufnimmt, niedriger ist. In Laststufen mit niedrigerem Wärmeeintrag bzw. niedrigerer Reibleistung waren die Unterschiede jedoch kleiner (z. B. 3 K in LS1). Bei der Einfachkonus-Synchronisierung werden Pressungs- und Temperaturverteilung auf der Reibfläche ausgewertet ($Rf1$, p , ϑ).

Der Einfluss des Schaltrads auf die maximale Reibflächentemperatur der TK73 ist niedrig, siehe auch Anhang Abschnitt A.7.1. Die maximale Reibflächentemperatur tritt bei dieser Baugröße auf der inneren Reibfläche ($Rf2$, ϑ_i) des Zwischenrings auf. Es werden Pressung und Temperatur auf der äußeren Reibfläche des Zwischenrings ($Rf1$, p_a , ϑ_a) auf der inneren Seite des Zwischenrings ($Rf2$, p_i , ϑ_i) und auf der inneren Seite des Innenrings ($Rf3$, p_{ii} , ϑ_{ii}) ausgewertet. Der Synchronring der TK73 ist identisch zu dem der DK73 Var1b.

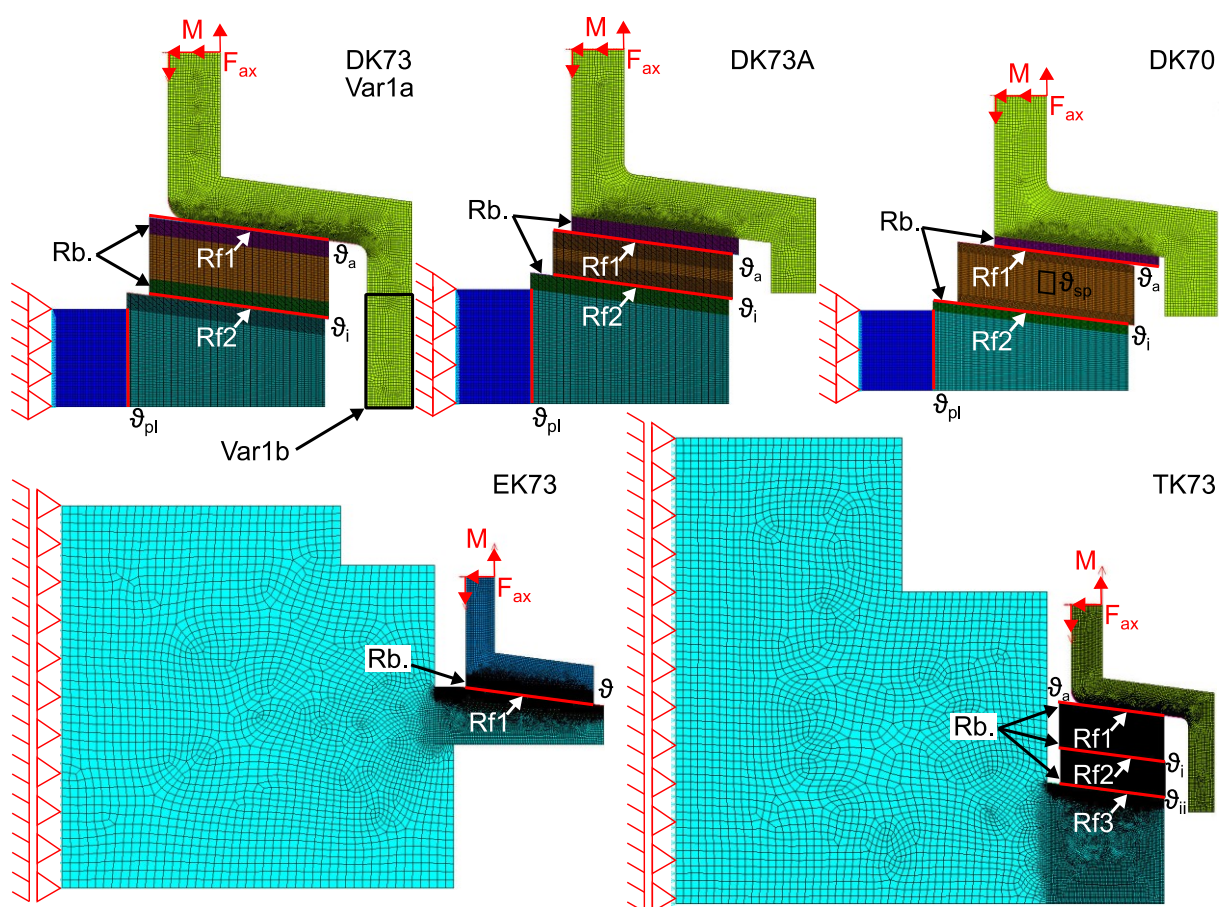


Bild 8.1: Randbedingungen thermo-mechanische 2D-Simulation der Bauformen DK73, DK73A, DK70, EK72 und TK73

Soweit nicht anders angegeben, wurden die Parametervariationen mit den hier gezeigten Modellen durchgeführt. Bei der DK73 wird Var1b verwendet. Zudem liegen den 2D-Simulationen folgende Vereinfachungen zu Grunde:

- Materialparameter temperaturunabhängig (sofern bekannt, werden für den Einsatzbereich von 80...300 °C gemittelte Materialparameter verwendet)
- Mechanische Simulation reibungsfrei
- Konstante Reibungszahl auf den Reibflächen zur Berechnung des Energieeintrags

- Konstante Axialkraft bzw. konstantes Drehmoment während der Schaltung
- Oberflächenrauheit der Reibflächen unberücksichtigt
- Geometrie wird rotationssymmetrisch angenommen
- Vereinfachung der Geometrie (z.B. Vernachlässigung von Radien)
- Geometrie der Synchronisierungen im Neuzustand verwendet (Einfluss des Verschleißes auf maximale Reibflächentemperatur ist gering, siehe Anhang Abschnitt A.7.1)
- Vorsynchronphase wegen des niedrigen Wärmeeintrags unberücksichtigt
- Bei Mehrfachkonus-Synchronisierungen: Reibung an Koppelstellen der verschiedenen Ringe unberücksichtigt; für detailliertere Untersuchungen siehe Erdmann [Erd08]

8.2.2 Konvergenzanalyse und Verifikation des Simulationsmodells

Um sicherzustellen, dass die Vernetzung ausreichend fein ist, wird für jede 2D-Simulation eine Konvergenzanalyse in Laststufe 9 (LS9) durchgeführt und als Konvergenzkriterium die maximale Reibflächentemperatur ϑ_{\max} herangezogen. Bild 8.2 zeigt für die EK72 exemplarisch den Verlauf der maximalen Reibflächentemperatur

aufgetragen über der Kantenlänge der Elemente an der Reibfläche h . In Bild 8.2 wird für die x-Achse die Inverse der Kantenlänge $1/h$ aufgetragen. Das Netz wird somit von links nach rechts feiner. Ab $h = 0,035$ mm (rot markiert) verändert sich die maximale Reibflächentemperatur nur geringfügig, lediglich die Rechenzeit nimmt deutlich zu. Beispielsweise steigt die maximale Reibflächentemperatur bei einer Netzverfeinerung von $h = 0,035$ mm nach $h = 0,010$ mm (EK72) um lediglich 1 K, die Rechenzeit erhöht sich um Faktor 9, wobei bei der Simulation mit der feineren Vernetzung mit der doppelten Anzahl an Prozessorkernen gerechnet wird. Daher wird diese Elementlänge ($h = 0,035$ mm) an der Reibfläche für alle 2D-Simulationen verwendet. Bereiche, die weiter von der Reibfläche entfernt sind, werden gröber vernetzt, siehe auch Bild 8.1. Das Zeitinkrement T_{ink} der einzelnen Zeitschritte ist mit 0,01 s ausreichend klein gewählt, um die maximale Reibflächentemperatur nicht zu beeinflussen. Die Konvergenzanalysen der weiteren Baugrößen sind in Anhang Abschnitt A.7.2 zusammenfasst und zeigen ähnliche Tendenzen. Um die Simulationsergebnisse der verschiedenen Bauformen vergleichen zu können, werden die Elementlängen an der Reibfläche gleich gewählt.

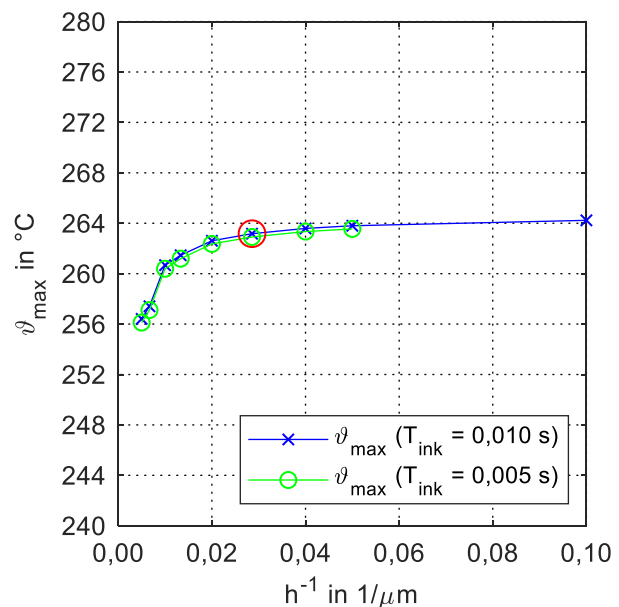


Bild 8.2: Konvergenzanalyse LS9-EK72, 2D

Das Zeitinkrement T_{ink} der einzelnen Zeitschritte ist mit 0,01 s ausreichend klein gewählt, um die maximale Reibflächentemperatur nicht zu beeinflussen. Die Konvergenzanalysen der weiteren Baugrößen sind in Anhang Abschnitt A.7.2 zusammenfasst und zeigen ähnliche Tendenzen. Um die Simulationsergebnisse der verschiedenen Bauformen vergleichen zu können, werden die Elementlängen an der Reibfläche gleich gewählt.

Bei der Verifikation des Berechnungsmodells wird überprüft, ob das Modell korrekt funktioniert [Häg15a]. Detailliert wird dieses Vorgehen bei [Häg15a, Sto22] beschrieben. Die gesamte rotorische Energie (Eingangsgröße der Simulation, berechnet aus Massenträgheit und Ausgangsdrehzahl) wird während einer Schaltung bei adiabaten Randbedingungen in Wärme umgewandelt und die Bauteiltemperatur steigt. Die Unterschiede von kinetischer Energie und in-

nerer Energie aufgrund der Erwärmung sind für jede Baugröße in Tabelle 8.2 zusammengefasst. Diese Abweichungen liegen alle unter 0,3 % und sind somit kleiner als bei [Häg15a] (Abweichungen < 1 %).

Zudem sind die Energieeinträge der DK73 um den Faktor 1,7 und bei der TK73 um den Faktor 2,5 größer als bei der EK72. Die rechnerische doppelte/dreifache Energie bei DK/TK-Synchros verglichen zu EK-Synchros wird nicht erreicht. Dies liegt an den Abmaßen der Ringe. Bedingt durch eine niedrigere Reibflächenbreite bzw. geringere Durchmesser der inneren Reibflächen bei DK und TK werden die rechnerischen Faktoren 2 bzw. 3 nicht erreicht.

	EK72	DK73	TK73	DK70	DK73A
rot. Energie in J	1.900,9	3.273,0	4.744,5	2.951,2	3.273,0
innere Energie in J	1.905,7	3.264,9	4.758,1	2.947,7	3.267,0
Abweichung in %	0,25	0,25	0,29	0,12	0,18

Tabelle 8.2: Vergleich kinetische Energie und innere Energie der Bauteile nach erfolgter Schaltung in LS9 (Definition Laststufe siehe Anhang Abschnitt A.3)

8.2.3 Pressungs- und Temperaturverteilung – Einfluss der Versuchsbedingungen

Exemplarisch werden für EK72, DK73 und TK73 die Temperatur- und Pressungsverteilungen für die höchste Laststufe LS9 vorgestellt. Die Ergebnisse der anderen Bauformen sind dem Anhang zu entnehmen, bzw. werden im weiteren Verlauf im Hauptteil gezeigt. Die Darstellung der Ergebnisse wird anhand der EK72 exemplarisch erläutert. Bild 8.3. (links) gibt die Temperaturverteilung der Synchronisierung in Zeitschritt 30 (ZS30; ca. nach der Hälfte der Schaltzeit) wieder. Bild 8.3. (Mitte/rechts) zeigt die Pressungs-/ bzw. Temperaturverteilung auf der Reibfläche im selben Zeitschritt. Pressung und Temperatur werden immer auf dem Reibbelag ausgewertet, d. h. der Nullpunkt des Koordinatensystems liegt bei der Einfachkonus-Synchronisierung am großen Kegeldurchmesser des Synchronrings auf dem Reibbelag. Mit steigender Axialkoordinate sinkt der Kegeldurchmesser.

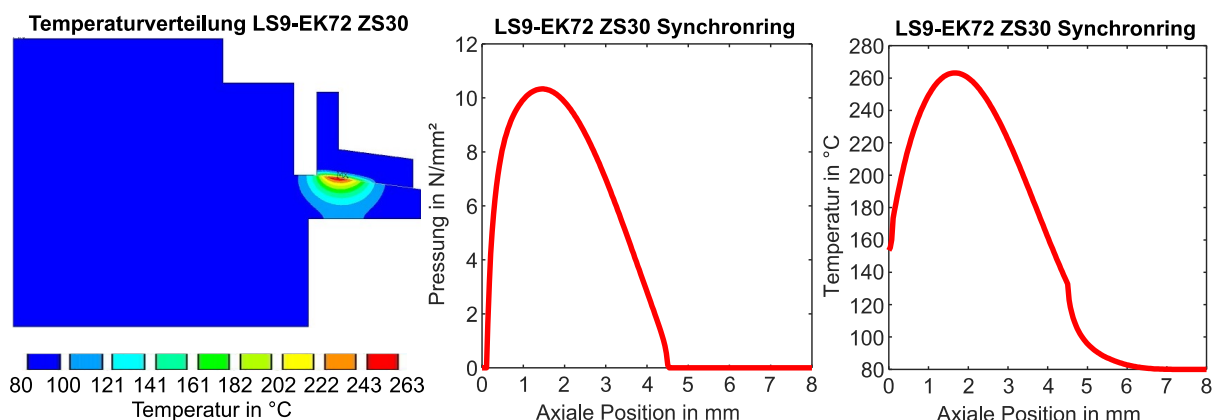


Bild 8.3: Temperaturverteilung EK72 (links), Pressungs- (Mitte) und Temperaturverlauf Reibbelag (rechts); Rf1, ZS30, LS9-EK72 ($p = 4,0 \text{ N/mm}^2$, $v_g = 8,1 \text{ m/s}$, $q = 1,05 \text{ J/mm}^2$); $\vartheta_{0l} = 80 \text{ °C}$

Um die Entwicklung von Pressungs- und Temperaturverteilung während der gesamten Schaltung analysieren zu können, wird im weiteren Verlauf der Arbeit die Darstellung aus Bild 8.4

verwendet. Dabei werden Temperatur- bzw. Pressungsverläufe in einer Abbildung zusammengefasst und die Knotentemperaturen bzw. Knotenpressungen über einen Farbcode angegeben.

Für die Varianten EK72/DK73/TK73 werden in Bild 8.4 bis Bild 8.6 die Pressungsverteilung auf der Reibfläche ohne Wärmeeintrag, gekennzeichnet mit „isotherm“ (links), Pressungsverteilung mit Wärmeeintrag (Mitte) und der Temperaturverlauf mit Wärmeeintrag auf der Reibfläche (rechts) für LS9 dargestellt. Das linke Bild entspricht somit der Pressungsverteilung ohne Berücksichtigung thermischer Effekte, d. h. es wird lediglich Axialkraft aufgebracht, allerdings keine Reibenergie. Ein Vergleich des linken mit dem mittleren Bild erlaubt Rückschlüsse auf den Einfluss der Wärmedehnungen auf die Pressungsverteilung.

Bei der Einfachkonus-Synchronisierung, siehe Bild 8.4 links, tritt bei rein mechanischer Belastung das Pressungsmaximum am großen Kegeldurchmesser auf. Am kleinen Kegeldurchmesser hebt der Synchronring aufgrund seiner Verformung vom Konus ab ($p = 0 \text{ N/mm}^2$). Bei eingebrachter thermischer Energie verändert sich die Pressungsverteilung signifikant. Die höchste Pressung tritt weiterhin am großen Kegeldurchmesser auf, verschiebt sich allerdings im Gegensatz zur isothermen Simulation in Richtung kleiner Kegeldurchmesser. Der Ring hebt am kleinen Durchmesser deutlich vom Konus ab und die Kontaktfläche reduziert sich, was in Kombination mit der thermischen Dehnung die Pressung am großen Kegeldurchmesser weiter verstärkt. Bei rotationssymmetrischem Synchronring wird somit unter hohen Belastungen nur auf einem Teil der Reibfläche die rotatorische Energie in Wärme umgesetzt. Der Temperaturverlauf ist vergleichbar mit dem des Pressungsverlaufs und konzentriert sich ebenfalls am großen Kegeldurchmesser. Die maximale Reibflächentemperatur von $263 \text{ }^\circ\text{C}$ wird nach $0,3 \text{ s}$ erreicht, siehe Bild 8.4 (rechts). Im Vergleich zur nominellen Pressung von $4,0 \text{ N/mm}^2$ liegt die simulativ ermittelte maximale Reibflächenpressung bei isothermer Belastung bei $p_{\text{max}} = 9,6 \text{ N/mm}^2$ und mit Energieeintrag bei $p_{\text{max}} = 10,4 \text{ N/mm}^2$.

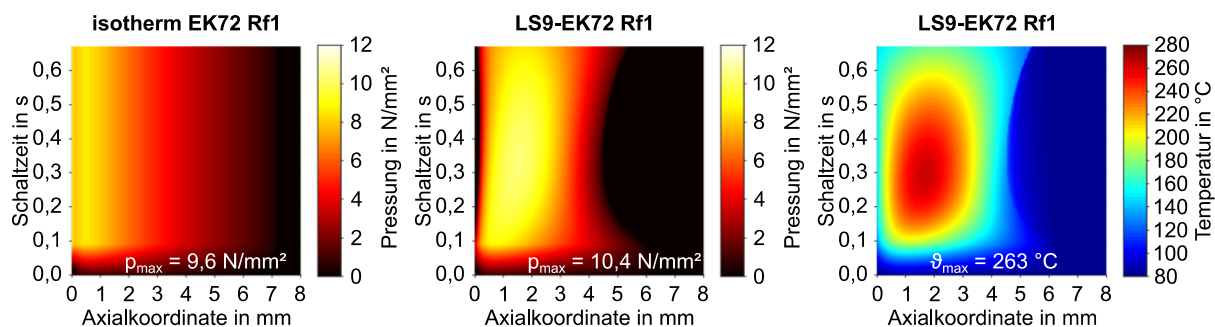


Bild 8.4: Pressungsverteilung ohne Energieeintrag (isotherm, links); Pressungs- (Mitte) und Temperaturverteilung mit Energieeintrag (rechts), Einzelschaltung auf LS9-EK72 ($p = 4,0 \text{ N/mm}^2$, $v_g = 8,1 \text{ m/s}$, $q = 1,05 \text{ J/mm}^2$); $\vartheta_{01} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$

Bei isothermer Belastung ist bei der Doppelkonus-Synchronisierung DK73 die Pressungsverteilung auf der äußeren Reibfläche (Rf1) deutlich gleichmäßiger, siehe Bild 8.5. Auf Rf1 tritt am großen Kegeldurchmesser aufgrund der Ringverformung ein Pressungsmaximum am Rand des Synchronrings auf (Axialposition ca. $1,5 \text{ mm}$). Der Reibbelag des Zwischenrings ist bei Rf1 die ersten ca. $1,5 \text{ mm}$ nicht in Kontakt mit dem Synchronring, weswegen in diesem Bereich die Pressung Null ist. Dieser Bereich wird für die Auswertung der Traganteile nicht berücksichtigt. Verglichen mit der Einfachkonus-Synchronisierung ist die Pressungsverteilung der DK73 homogener, was vermutlich auf die höhere Steifigkeit des Synchronrings (aufgrund

des dickeren Trägerblechs und einer Verstärkungslasche am kleinen Kegeldurchmesser) zurückzuführen ist. Die Pressungsverteilung auf der inneren Reibfläche (Rf2) ist sehr homogen. Wird Energie in das System eingebracht, so tritt auf der äußeren Reibfläche (Rf1) am Schaltungsbeginn eine Pressungsspitze am großen Kegeldurchmesser auf. Das Pressungsmaximum verschiebt sich aufgrund der Erwärmung der Bauteile in Richtung kleiner Kegeldurchmesser. Auf der inneren Reibfläche (Rf2) ist die maximale Pressung größer und in Richtung kleiner Kegeldurchmesser verschoben. Die Temperaturverteilung ist homogener als bei der EK72 und auf beiden Reibflächen tritt das Temperaturmaximum am kleinem Kegeldurchmesser auf (bei ca. 5,5 mm). Die ungleichmäßige Pressungsverteilung auf der äußeren Reibfläche (Rf1) scheint die Pressungsverteilung auf der inneren Reibfläche (Rf2) zu beeinflussen. Anders als bei isothermer Belastung ist der Bereich der Pressungsungleichförmigkeit deutlich größer und kann nicht durch die Elastizität der Reibbeläge ausgeglichen werden. Die maximalen Reibflächentemperaturen auf der inneren und äußeren Reibfläche liegen innen/außen bei 231 °C / 239 °C und treten bei 0,38 s der Rutschzeit auf. Die Ergebnisse bestätigen die Untersuchungen von Erdmann [Erd08] bei denen sich die Pressungsspitzen am Rand mit eingebrachter Energie ebenfalls reduzieren.

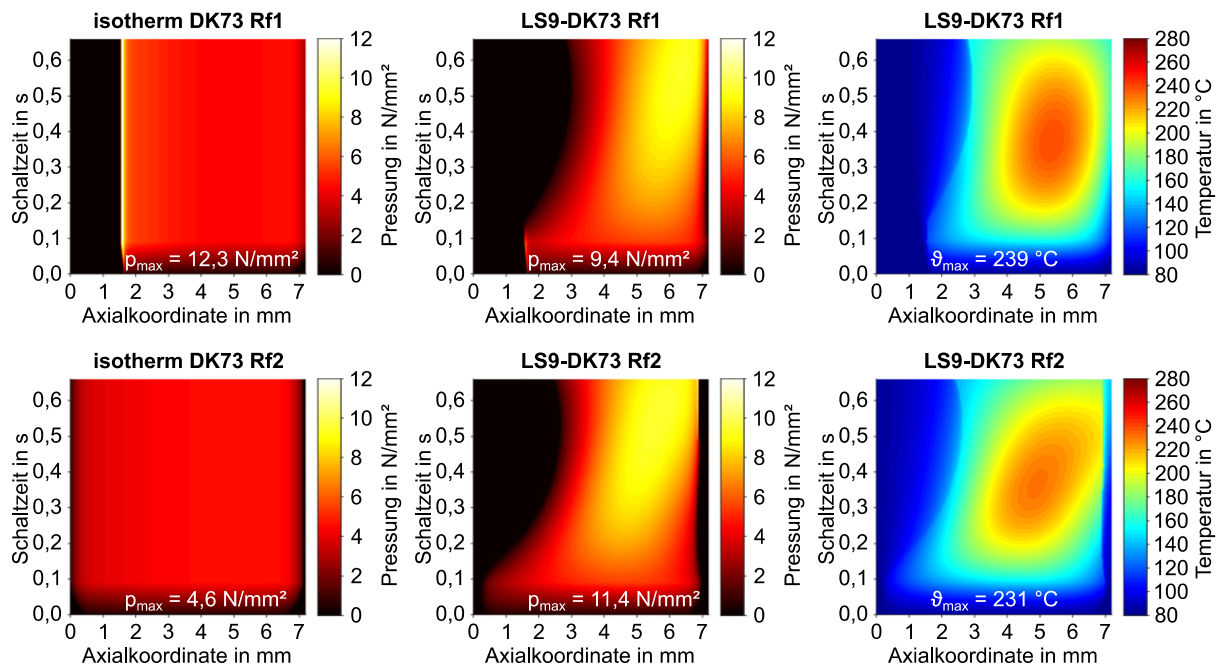


Bild 8.5: Pressungsverteilung ohne Energieeintrag (isotherm, links), Pressungs- (Mitte) und Temperaturverteilung (rechts) mit Energieeintrag, Einzelschaltung auf LS9-DK73 (Var1b), ($p = 4,2 \text{ N/mm}^2$, $v_g = 8,2 \text{ m/s}$, $q = 1,10 \text{ J/mm}^2$), $\vartheta_{01} = 80 \text{ °C}$

Dreifach und Doppelkonus-Synchronisierung unterscheiden sich lediglich durch den Aufbau des Innenrings und des Schalttrads, Synchron- und Zwischenring sind bei beiden Synchronbauformen baugleich. Die Pressungsverteilung der TK73 auf der äußeren (Rf1) und mittleren (Rf2) Reibfläche unter Axialkraft ist vergleichbar mit der DK73, siehe Bild 8.6 links. Die Pressung auf der inneren Reibfläche (Rf3) ist ebenfalls sehr homogen.

Unter thermischer Belastung in LS9 ist die Pressungs- und Temperaturverteilung auf der äußersten Reibfläche (Rf1) vergleichbar mit der der DK73. Die maximale Pressung ist allerdings bei der DK73 höher, da die Axialkraft bei der TK73 geringfügig niedriger gewählt wird –

$F_a = 780 \text{ N}$ (TK73) anstatt $F_a = 820 \text{ N}$ (DK73). Dies war nötig, um die mittlere nominelle Pressung aller Reibflächen bei DK73 und TK73 gleich zu lassen. Auf der mittleren Reibfläche (Rf2) ist bei der TK73 das Pressungsmaximum in Schaltungsmitte mittiger auf der Reibfläche als bei der DK73, wandert aber gegen Schaltungsende ebenfalls in Richtung kleiner Kegeldurchmesser. Die Temperatur auf der mittleren Reibfläche der TK73 (Rf2) ist allerdings höher als bei der DK73, da sich der sehr dünne Innenring der TK73 aufgrund der kleineren thermischen Masse stark erwärmt. Der Innenring der TK73 (Rf2, Außenseite des Innenrings) erwärmt sich allerdings gleichmäßiger als bei der DK73. Dies resultiert in höheren maximalen Reibflächentemperaturen, allerdings auch einer gleichmäßigeren Pressungsverteilung, siehe Rf2 Bild 8.5 (DK73) bzw. Bild 8.6 (TK73). Die maximalen Reibflächentemperaturen außen/Mitte/innen (Rf1, Rf2, Rf3) sind 237 °C / 256 °C / 191 °C .

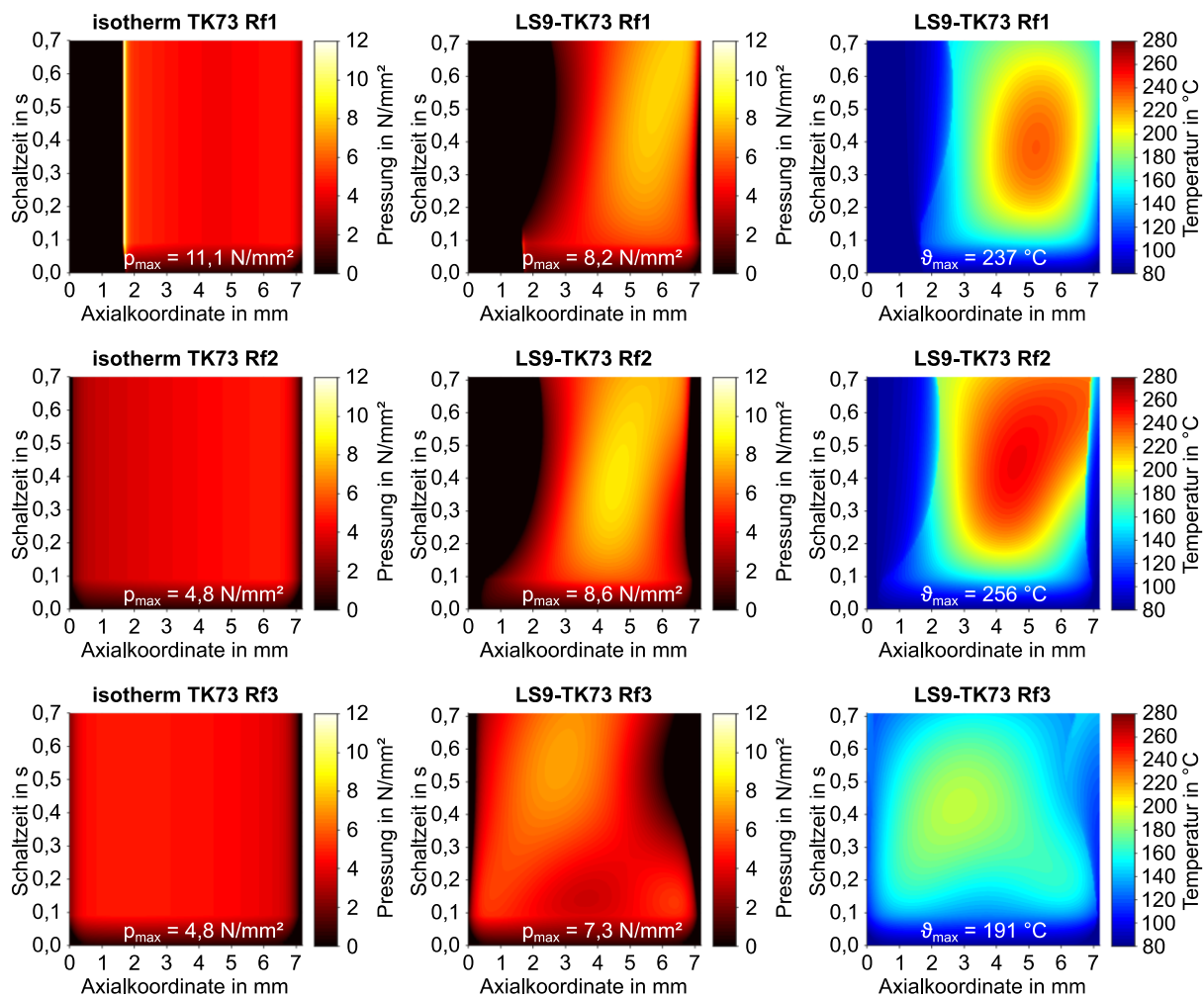


Bild 8.6: Pressungsverteilung ohne Energieeintrag (isotherm, links), Pressungs- (Mitte) und Temperaturverteilung (rechts) mit Energieeintrag Einzelschaltung auf LS9-TK73 ($p = 4,2 \text{ N/mm}^2$, $v_g = 7,8 \text{ m/s}$, $q = 1,12 \text{ J/mm}^2$), $\vartheta_{0i} = 80 \text{ °C}$

Der Einfluss der Beanspruchungen auf die maximalen Reibflächentemperaturen wird anhand LS1...9 untersucht, siehe Bild 8.7. Bei allen drei Baugrößen steigt mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit (Reibleistung) und konstanter Reibarbeit die maximale Reibflächentemperatur an. Die maximalen Reibflächentemperaturen steigen bei der EK72 stärker als bei den anderen beiden Baugrößen. Die maximalen Reibflächentemperaturen der EK72 sind in allen Laststufen

höher als die der Doppelkonus-Synchronisierung. Bei der DK73 sind die maximalen Reibflächentemperaturen auf der äußeren Reibfläche (Rf1) $\vartheta_{\max,a}$ etwas größer als auf der inneren (Rf2) $\vartheta_{\max,i}$. Die Temperaturmaxima der einzelnen Reibflächen der TK73 unterscheiden sich deutlich. Während $\vartheta_{\max,a}$ (Rf1) bei DK73 und TK73 vergleichbar ist, sind die Temperaturen auf der mittleren Reibfläche $\vartheta_{\max,i}$ (Rf2) der TK73 deutlich höher. Je kleiner die eingebrachte Reibarbeit, desto niedriger sind die Temperaturunterschiede der einzelnen Reibflächen der TK73. Auch die Zunahme der maximalen Temperaturen bei der TK73 bei gleicher Reibarbeit allerdings unterschiedlicher Reibleistung z. B. LS1...3 bzw. LS4...6 oder LS7...9 unterscheidet sich. Bei hohen Reibleistungen (LS3, LS6, LS9) ist der Temperaturanstieg an der inneren Reibfläche (Rf3, $\vartheta_{\max,ii}$) niedriger als der der anderen beiden Reibflächen. Dies ist auf die unterschiedlich großen thermischen Massen der Reibpartner zurückzuführen. Während die thermischen Massen von Synchron- und Innenring verhältnismäßig klein sind, wird die gesamte Reibarbeit der inneren Reibfläche (Rf3) vom Schaltrad aufgenommen. Gerade bei hohen Energieeinträgen und hohen Reibleistungen führt das Schaltrad die Wärme schneller ab als die dünnen Blechringe.

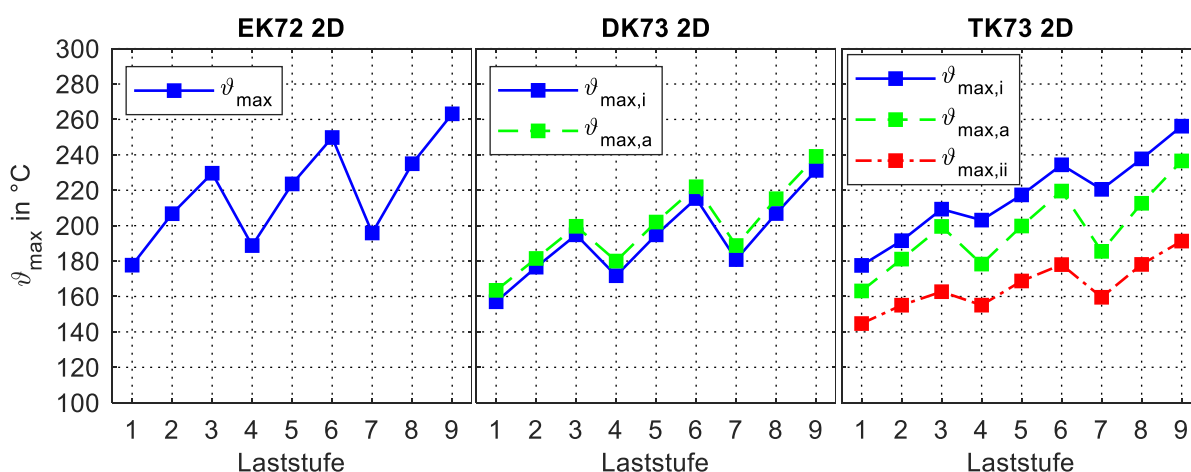


Bild 8.7: Einfluss der Beanspruchungen auf die maximalen Reibflächentemperaturen während Einzelschaltungen, EK72/DK73/TK73, 2D; $\vartheta_{0l} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$

8.3 Validierung der 2D-Simulationen mit Temperaturmessungen an der DK70

Validierung und Verifikation eines Simulationsmodells sind entscheidend, um nachzuweisen, dass das Simulationsmodell korrekt ist und die Realität gut abbildet. Die Ergebnisse werden bereits in [Sto22] veröffentlicht und werden hier zusammenfassend wiedergegeben. Die Verifizierung des Simulationsmodells wird in Abschnitt 8.2.2 vorgestellt. Zur Validierung werden für die DK70 Temperaturmessungen an vier Positionen am Umfang des Zwischenrings durchgeführt und mit thermo-mechanischen 2D-Simulationen abgeglichen. Details zum Versuchsaufbau und den Messungen sind in Abschnitt 4.3 und 6.2.2 beschrieben. Die Versuche werden bei einer mittleren spezifischen Reibleistung von $\dot{q}_{\text{mit}} = 30 \text{ mW/mm}^2$, einer Öleinspritztemperatur von $\vartheta_{0l} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ und einem Ölvolumenstrom $v_{0l} = 5 \text{ l/min}$ durchgeführt.

Wie im Stand der Technik ausführlich dargelegt, können lokal auftretende maximale Reibflächentemperaturen nicht einfach gemessen werden. Daher wird zur Validierung der Simulation die Massentemperatur des Zwischenrings (Temperatur in Ringmitte) bestimmt und mit der Simulation verglichen. Die gemessenen Temperaturverläufe entsprechen dem gemittelten Temperaturverlauf ϑ_{sm} (sm: Sensor Mittelwert, Messung, Definition in Abschnitt 6.2.2) der vier um

90° am Umfang verteilten Temperatursensoren. In der Simulation wird der Temperaturverlauf an der Sensorposition über eine Mittelung der Knotentemperaturen in Zwischenringmitte ϑ_{sp} (sp: Sensor Position, Simulation) abgebildet, siehe Bild 8.1.

Es wird das Simulationsmodell der DK70 aus Abschnitt 8.2.1 verwendet. Für den Abgleich mit der Messung werden allerdings folgende Punkte angepasst. Jede Laststufe im Versuch wird so lange gefahren, bis sich eine konstante Starttemperatur einstellt. Diese Starttemperatur ist höher als die Starttemperatur in den Simulationen aus Abschnitt 8.2 ($\vartheta_{0l} = 80 \text{ °C}$), da die Mas-
sentemperatur des Zwischenrings über mehrere Schaltungen über die Öleinspritztemperatur steigt, siehe auch Abschnitt 6.2.2. In den Simulationen werden daher als Eingangsgrößen die in Prüfstandversuchen gemessenen Werte von Starttemperatur, mittlere Axialkraft, Ausgangsdrehzahl, Massenträgheit und mittlere Reibungszahl verwendet.

Der Abgleich Messung und Simulation ist detailliert bei Stockinger et al. [Sto22] beschrieben. Nachfolgend werden die wichtigsten Ergebnisse zusammengefasst.

8.3.1 Vergleich von Messung und Simulation

Bild 8.8 vergleicht für LS1 (links) und LS9 (rechts) die Verläufe von Axialkraft F_a , Reibungszahl μ , Drehzahl n und gemittelter Temperatur am Sensor ϑ_{sm} (Messung, kurz: Mess) bzw. an der Sensorposition ϑ_{sp} (Simulation, kurz: Sim). Die Verläufe von Messung und Simulation werden anhand der Axialkraft zueinander ausgerichtet. Dabei wird der Zeitpunkt, an dem die Axialkraft $F_a = 150 \text{ N}$ überschreitet, gleichgesetzt und die restlichen Kurven entsprechend zeitlich verschoben. Die in der Simulation vereinfachte Annahme eines linearen Kraftanstiegs der anschließend bis Schaltungsende konstant bleibt, sowie einer konstanten Reibungszahl bilden die Realität hier ausreichend genau ab. Die maximalen Temperaturen am Sensor von Messung und Simulation stimmen in beiden Laststufen bereits gut überein. In LS1 sind die simulierten Temperaturen im Vergleich zu den gemessenen Temperaturen an der Sensorposition um 8,9 K, bei LS9 um 10,7 K höher, bei langen Rutschzeiten sind die Abweichungen noch größer (z. B. 20,6 K in LS7), siehe auch Bild 8.9.

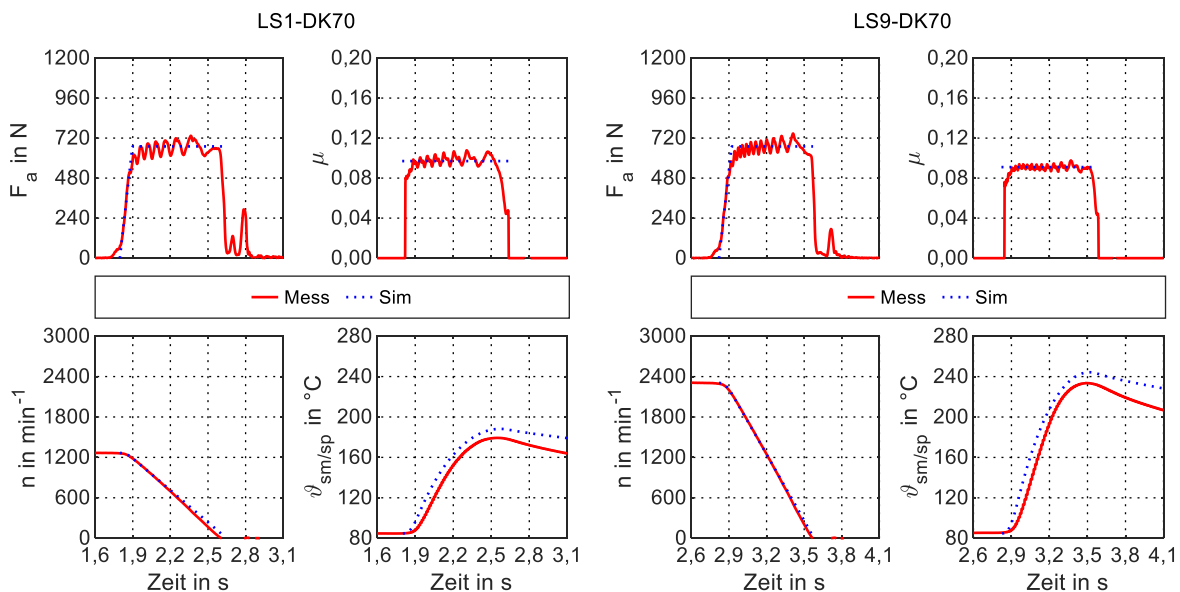


Bild 8.8: Vergleich Messung und Simulation einer Schaltung auf LS1-DK70 (links) und LS9-DK70 (rechts); Belastungen gemäß Anhang Tabelle A.17 nach [Sto22]

Auch bei Mileti et al. und Spreckels [Mil18, Spr01] liegen die maximalen Temperaturen der Simulationen über denen der Messung. In allen Laststufen sind die gemessenen Temperaturanstiege langsamer als die simulierten. Zudem sind die Rutschzeiten in der Simulation tendenziell länger als in der Messung. Spreckels [Spr01] stellt auch bei seinen Messungen Unterschiede zwischen Messung und Simulation fest und führt dazu folgende Gründe an:

- Schlechter Kontakt zwischen Sensor und Bauteil
- Fertigungsabweichung der Bohrungen
- Falsche Annahme thermischer Materialeigenschaften der Bauteile
- Mittelwertbildung durch räumliche Ausdehnung der Messstellen

Um Unterschiede zwischen Messung und Simulation zu erklären bzw. das Simulationsmodell weiter verbessern zu können, werden verschiedene Einflussgrößen untersucht. Ein schlechter Kontakt zwischen Sensor und Bauteil wird ausgeschlossen, da eine spezielle Wärmeleitpaste verwendet wird, bei der die Wärmeleitfähigkeit über der des Zwischenringmaterials liegt und die Sensoren mit Epoxidharz an ihrer Position fixiert werden. Dass die räumliche Ausdehnung zur Mittelwertbildung führt, wird beim Vergleich berücksichtigt und die Temperatur über mehrere Knoten aus der Simulation gemittelt. Die thermischen Materialeigenschaften werden entsprechend Literaturwerten bzw. Herstellerangaben gewählt und können daher als valide angesehen werden.

Die zeitliche Verzögerung des Temperaturanstiegs zwischen Simulation und Messung beobachten auch [Kin99, Mil18, Spr01] und kann auf die Trägheit des Thermoelements zurückgeführt werden. Simulativ wird der Einfluss unterschiedlicher Zeitkonstanten des Thermoelements auf den Maximalwert und den Verlauf der Temperatur untersucht, siehe [Sto22]. Das Übertragungsverhalten des Thermoelements wird gemäß Bernhard [Ber14] als PT2-Glied modelliert und es werden sowohl Zeitkonstanten aus der Literatur als auch experimentell ermittelte Zeitkonstanten betrachtet. Für NiCr-Ni Sensoren (Durchmesser: 0,5 mm) mit üblichen Zeitkonstanten von etwa $\tau = 0,033 \dots 0,055$ s [Sto22], [Kle09] unterscheiden sich die maximalen Sensortemperaturen in LS9 um 2,5 K. Diese Untersuchungen bestätigen, dass die gewählten Sensoren geeignet sind, um die Temperaturgradienten im Zwischenring zu erfassen. Die hier beobachteten Unterschiede der maximalen Sensortemperaturen von Messung und Simulation sind somit ursächlich auf andere Effekte zurückzuführen.

Auch die Position der Temperatursensoren im Zwischenring, siehe DK70 in Bild 8.1, wird als Einflussfaktor auf die Unterschiede zwischen Messung und Simulation gesehen. Aufgrund der geringen Dicke des Zwischenrings und der Herausforderung, die Bohrungen mittig und parallel zur Reibfläche zu positionieren, wird der Einfluss von Fertigungsabweichungen auf die maximale Reibflächentemperatur simulativ untersucht. Dazu wird die Position, an der die Temperaturen in der Simulation ausgewertet wird, variiert, d. h. um 0,2/0,4/0,8 mm nach oben/unten (radiale Richtung) und links/rechts (axiale Richtung) verschoben. Die maximalen Temperaturen an der Sensorposition unterscheiden sich um weniger als 1 K, wenn die Sensorposition in radialer Richtung um 0,4 mm nach oben/unten verschoben wird. Bei einer um 0,4 mm längeren bzw. kürzeren Bohrtiefe (axiale Richtung) verändern sich die maximalen Temperaturen an der Sensorposition um ca. ± 3 K. Die Verschiebung des Sensors in Richtung großer Kegeldurchmesser (axiale Richtung) beeinflusst die maximalen Sensortemperaturen am stärksten. Bei einer Verschiebung um 0,8 mm sinkt die maximale Reibflächentemperatur in LS9 um ca. 6,5 K. Diese Verschiebung ist auch in der Praxis am wahrscheinlichsten, da sie ein Herausrutschen des Sensors abbildet. In der Realität führt ein lockerer Sensor jedoch zu größeren

Abweichungen. Bei NiCr-Ni Thermoelementen wird die Temperatur an der Spitze des Thermoelements gemessen. Verrutscht der Sensor im Bohrloch, verliert er den axialen Kontakt zum Zwischenring, was den Wärmeübergang von Bauteil zu Sensor verschlechtert und sich somit in niedrigeren Temperaturhüben äußert.

Die Verläufe von Axialkraft und Reibungszahl stimmen bei Messung und Simulation ebenfalls nicht exakt überein, da in der Simulation Axialkraftschwankungen nicht berücksichtigt werden, sondern lediglich mit konstanten mittleren Werten gerechnet wird, siehe Bild 8.8. Gerade für lange Rutschzeiten ($t_r < 1$ s) steigt die Axialkraft bzw. die Reibungszahl teilweise über der Schaltungszeit leicht an. In Simulationen wird auch dieser Einfluss stichprobenartig untersucht und die Verläufe von Axialkraft und Reibungszahl über stückweise lineare Abschnitte detaillierter modelliert. Dies führte zu einer verbesserten Übereinstimmung des Temperaturanstiegs zwischen Messung und Simulation, die maximalen Reibflächentemperaturen änderten sich jedoch um weniger als 0,1 K (beispielsweise in LS2-DK70 bei $p = 2$ N/mm²). Die größte Veränderung ist bei der Rutschzeit zu beobachten. Bei allen Schaltungen, vergleiche auch LS1/LS9 aus Bild 8.8, unterscheiden sich die Rutschzeiten zwischen Simulation und Messung. Die Rutschzeit in der Simulation ist immer länger als die der Messung. Dies deutet darauf hin, dass am Prüfstand Energie aus dem System entnommen wird, die nicht auf den Reibflächen der Synchronisierung in Wärme umgesetzt wird. Dies wird ausführlich im nächsten Abschnitt untersucht.

8.3.2 Optimierung der Simulation und Einfluss der Ölkühlung

In der Simulation wird die gesamte rotatorische Energie auf den Reibflächen in Wärme umgewandelt. Im Versuch tritt jedoch auch im Kontakt zwischen Gleitsteinen und Schiebemuffe Reibung auf, die beim Schalten auf die A-Seite des Prüfstands dazu führt, dass ein Teil der Energie auch in diesem Kontakt umgesetzt wird. In der Literatur werden die Einflüsse der Gleitsteine meist nicht berücksichtigt, da häufig große Synchronisierungen untersucht werden, bei denen der Anteil der Gleitsteinreibung im Vergleich zum Gesamtmoment vernachlässigbar ist. Häufig werden auch nur sehr niedrige Belastungen untersucht. Da hier bei allen Simulationen die Rutschzeit länger war als bei den Messungen, wird die rotatorische Energie in der Simulation um den Anteil reduziert, der in den Gleitsteinen umgesetzt wird. Dieser Anteil wird bei einer Reibungszahl zwischen Gleitstein und Schiebemuffe von 0,02...0,04 berechnet und die zu synchronisierende Massenträgheit entsprechend reduziert. Die Reibungszahl an den Planflächen wird halb so groß wie die an den Gleitsteinen gewählt. Die Gleitsteinreibung wird für jede Laststufe so lange angepasst, bis die Verläufe der Drehzahl von Simulation und Messung deckungsgleich waren. Dadurch konnte die Korrelation von gemessenem und simuliertem Temperaturverlauf signifikant verbessert werden, siehe Bild 8.9 (links). Spreckels [Spr01] nimmt in seinen Simulationen für die Gleitsteinreibung 10 % des Kegelreibmoments an. Diese Werte sind allerdings höher als in dieser Arbeit.

Die rote durchgezogene Linie (Mess) in Bild 8.9 (links) stellt den Temperaturverlauf aus dem Versuch dar, die gepunktete Linie (Sim) den Verlauf aus der Simulation ohne Berücksichtigung der Gleitsteinreibung und die strichpunktierte Linie (Sim_{Reibung(Gl.)}) den Verlauf aus der Simulation, bei der die Gleitsteinreibung berücksichtigt wird. Unter Berücksichtigung der Gleitsteinreibung reduzieren sich die Unterschiede der Temperaturmaxima in LS7 zwischen Messung und Simulation von 20,6 K auf 11,4 K. Um die bestehenden Unterschiede erklären zu können, wird eine häufig getroffene Annahme überprüft. Meist wird die Kühlung während einer Schaltung vernachlässigt [Acu16a, Hög15a, Mil18]. Um diese Annahme zu untersuchen, werden am

Prüfstand Versuche ohne Beölung durchgeführt. Dazu wird wie folgt vorgegangen: Nach mehreren Schaltungen mit Beölung, bis sich eine konstante Zwischenringtemperatur eingestellt hat, wird die Ölzufuhr abgestellt und eine einzelne Schaltung ohne Ölzufuhr durchgeführt. Anschließend wird die Beölung wieder gestartet und die Synchronisierung rückgekühlt. Vor der nächsten Schaltung wird der Ölvolumenstrom erneut gestoppt. Dieses Vorgehen wird mehrmals wiederholt bis sich eine konstante maximale Reibflächentemperatur eingestellt hat. Die Zykluszeit aus den Versuchen mit Ölvolumenstrom wird auch bei den Schaltungen ohne Ölvolumenstrom in etwa konstant gehalten. Die Ergebnisse dieser Versuche sind in Bild 8.9 (rechts) dargestellt. Im Vergleich zum Temperaturverlauf aus dem Versuch ohne Kühlöl liegen die Abweichungen der maximalen Temperatur am Sensor lediglich bei 13,4 K (ohne Berücksichtigung der Gleitsteinreibung) und bei 4,4 K (mit Gleitsteinreibung). Der Temperaturhub ohne Ölkühlung ist dementsprechend größer als mit Ölkühlung. Eine Abweichung im Temperaturhub von lediglich 4,4 K bei einem Temperaturhub von ca. 140 K stellt im Rahmen der Messgenauigkeit von $\pm 1,8$ K (vgl. Tabelle 4.3) eine exzellente Übereinstimmung von Messung und Simulation dar.

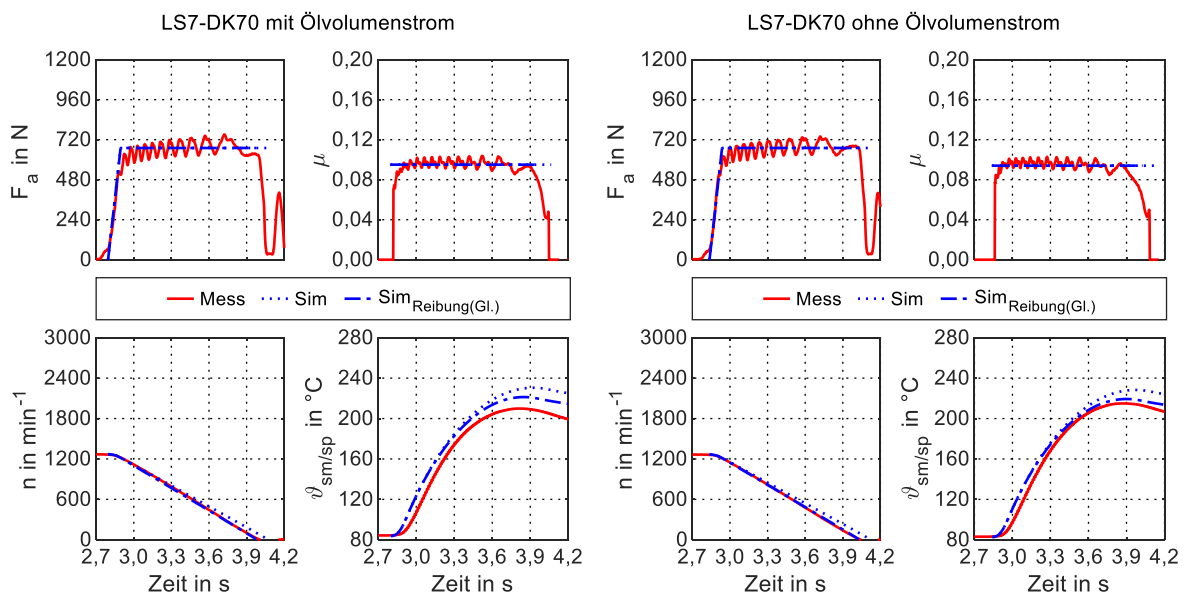


Bild 8.9: Vergleich Messung und Simulation einer Schaltung auf LS7-DK70, Belastungen gemäß Anhang Tabelle A.17; mit (links) und ohne (rechts) Kühlölvolumenstrom; Sim. (ohne Gleitsteinreibung), $Sim_{Reibung(Gl.)}$ (mit Gleitsteinreibung) nach [Sto22]

Um den Einfluss auch für eine weitere Laststufe zu untersuchen, wird das gleiche Vorgehen für LS3 durchgeführt. Im Gegensatz zu LS7, bei der die Rutschzeit etwa 1,2 s beträgt, wird im Vergleich eine Schaltung mit kürzerer Rutschzeit (LS3, Rutschzeit 0,5 s) untersucht. Auch in LS3 konnte die Übereinstimmung von Messung und Simulation verbessert werden. Der Temperaturhub am Sensor $\Delta\vartheta$ zwischen Schaltung mit/ohne Öl ist jedoch deutlich niedriger, siehe Bild 8.10. Auch Schneider et al. [Sch19] zeigen bei nasslaufenden Lamellenkupplungen, dass bei langen Rutschzeiten die Ölkühlung berücksichtigt werden muss.

Werden Synchronisierungen bei niedrigeren Belastungen betrieben, sind die Rutschzeiten meist klein ($t_r < 0,7$ s) und die Ölkühlung wirkt sich nur wenig auf die maximalen Reibflächentemperaturen aus. Gerade bei hohen Energieeinträgen und langen Rutschzeiten beeinflusst die Ölkühlung die maximale Reibflächentemperatur jedoch deutlich. Diese Ergebnisse sind nicht direkt auf das Fahrzeug übertragbar, da bei Versuchen an Komponentenprüfständen die

Schalhäufigkeit im Vergleich zum Fahrzeuggetriebe signifikant höher ist und dementsprechend auch der Kühlölvolumenstrom deutlich höher gewählt wird. Nur so können Lebensdaueruntersuchungen am Prüfstand zeiteffizient durchgeführt werden.

Die Simulationen werden schließlich für alle Laststufen unter Berücksichtigung der Gleitsteinreibung erneut durchgeführt und der Temperaturhub aus Simulation und Messung gegenübergestellt, siehe Bild 8.10. In den Laststufen LS0...3 stimmen gemessener und simulierter Temperaturhub überein. Bei sehr hohen Belastungen (LS7...9) und längeren Rutschzeiten sind die Unterschiede zwischen Messung und Simulation etwas größer.

Hier zeigt sich der Einfluss der Ölkühlung deutlicher und führt zu höheren simulierten als gemessenen Temperaturen. Eine Abweichung von weniger als 6 K bei einem Temperaturhub von ca. 150 K (LS9) stellt eine sehr gute Übereinstimmung von Messung und Simulation dar. Mit Berücksichtigung der Ölkühlung würden sich diese geringen Unterschiede weiter angleichen.

Die Temperaturen der 2D thermo-mechanischen Simulationen stimmen somit sehr gut mit den gemessenen Temperaturen der DK70 überein. Das Simulationsmodell eignet sich somit, um den thermischen Haushalt von Synchronisierungen zu untersuchen. Der Ansatz, Massentemperaturen mit der Simulation abzugleichen und schließlich bei guter Übereinstimmung auf die maximalen Reibflächentemperaturen zurückzurechnen, ist somit zielführend.

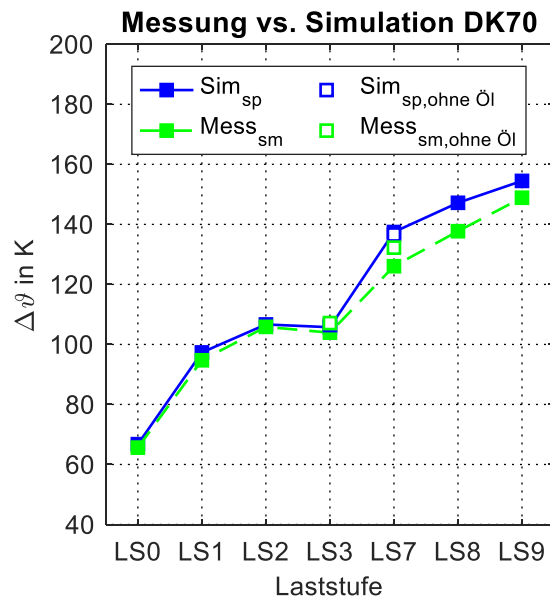


Bild 8.10: Vergleich der Temperaturhübe $\Delta\theta$ Simulation und Messung; mit Gleitsteinreibung; DK70 nach [Sto22]

8.4 3D thermo-mechanische Simulation

Die Geometrie der hier untersuchten Synchronringe ist nicht rotationssymmetrisch. Auswirkungen auf Pressungs- und Temperaturverteilung bei nicht rotationssymmetrischer Geometrie können anhand von 2D-Simulationen somit nicht bewertet werden. Für die EK72 und die DK73 wird daher das 2D-Modell auf 3D erweitert, um den Einfluss der Umfangsaszmetrie zu analysieren und zu untersuchen, wie gut eine 2D-Simulation den thermischen Haushalt abbildet.

8.4.1 Geometrie, Varianten, Randbedingungen und Vereinfachungen

Sowohl für die EK72 als auch für die DK73 werden unterschiedliche Varianten betrachtet, um den Einfluss der Geometrie auf den thermischen Haushalt zu ermitteln. Bei der Modellierung wird die abschnittsweise vorliegende Symmetrie der Bauteile ausgenutzt, sodass es bei den hier verwendeten Randbedingungen ausreicht, einen 60° Ausschnitt zu modellieren. Dazu werden die Ringe in der Mitte der Verzahnung und in der Mitte der Indexlaschen geteilt, vergleiche Bild 4.1, und an den entstehenden Schnittflächen Symmetrie-Randbedingungen eingefügt, siehe Tabelle 8.3. Axial wird der Verschiebungsfreiheitsgrad des Schaltrads gesperrt. Der Rechenaufwand wird durch die Vernachlässigung des Energieeintrags auf der Planfläche

der DK73 reduziert. Die maximalen Reibflächentemperaturen werden dadurch nicht maßgeblich beeinflusst, siehe Anhang Abschnitt A.7.1.

Bei der EK72 wird das Schaltrad nur vereinfacht modelliert, um die Rechenzeit zu reduzieren. Während bei der 2D-Simulation (Bild 8.1) die Form des Schaltrads nachmodelliert wird, wird in der 3D-Simulation eine vereinfachte Geometrie verwendet, siehe Tabelle 8.3. Der Einfluss auf die maximale Reibflächentemperatur der 2D-Variante aus Bild 8.1 und einem reduzierten 2D-Modell beläuft sich bei der 2D-Simulation auf ca. 1 K in LS7 bzw. LS9. Diese Abweichung ist akzeptabel, um die Komplexität des 3D-Modells zu reduzieren.

Die Vereinfachungen der 2D-Simulation, siehe Abschnitt 8.2.1, gelten bis auf die Annahme der Rotationssymmetrie auch für die 3D-Simulation. Zudem wird der Einfluss von Querkräften nicht berücksichtigt. Die Bauteile werden lediglich mit Axialkraft beaufschlagt. Drehmomenteinleitung über die Verzahnung bzw. Indexlaschen werden nicht modelliert. Die Einflüsse werden ausführlich von Erdmann [Erd08] untersucht. Für eine detailliertere Modellierung würde ein Vollmodell benötigt, das bei der hier verwendeten Vernetzung den Rechenaufwand deutlich erhöhen würde.

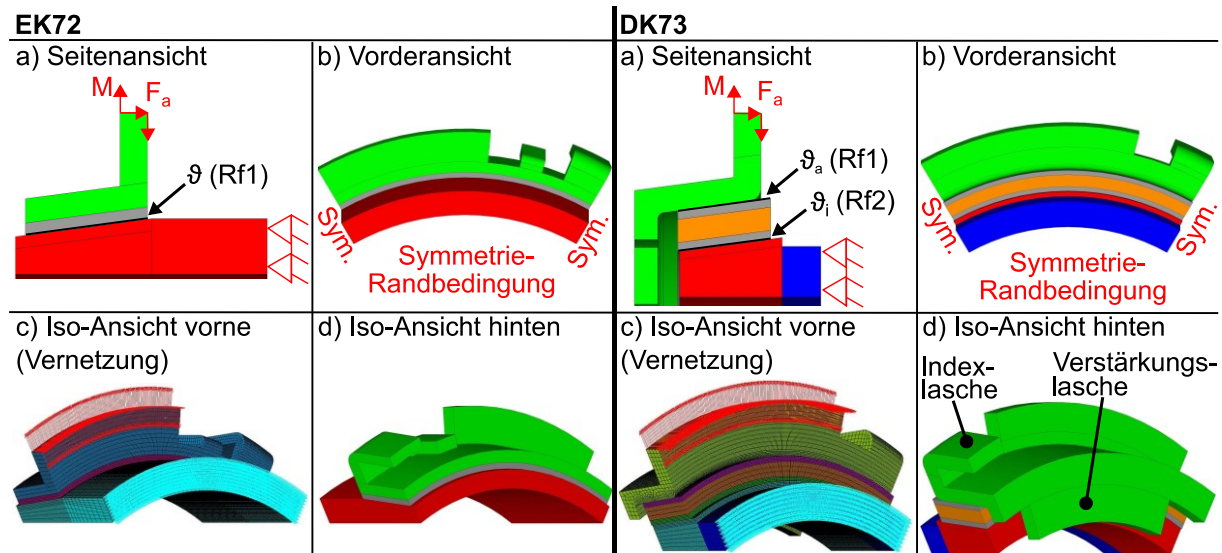


Tabelle 8.3: Randbedingungen EK72 (links) und DK73 (rechts) Var3 ; Vernetzung und Randbedingungen (c) $\phi_{\text{ink}} = 0,25^\circ$; Elementlänge am Reibbelag $h = 0,20$ mm

Wie aufgrund der Asymmetrie der Bauteile zu erwarten, unterscheidet sich bei den nicht rotationssymmetrischen 3D-Modellen die Pressungsverteilung über dem Umfang. An Orten hoher Pressung verstärkt sich der Effekt und es treten lokal hohe Reibflächentemperaturen auf. Da sich in der Simulation Reibfläche und Gegenreihfläche nicht zueinander bewegen, verstärken sich Pressungsungleichförmigkeiten weiter. Während einer Schaltung im realen Betrieb rotieren die in Kontakt stehenden Bauteile einer Reibfläche mit unterschiedlichen Drehzahlen. Bereiche, die sich lokal stark erwärmt haben, kommen mit Bereichen in Kontakt, die weniger stark belastet werden. Um der in Umfangsrichtung sich kontinuierlich ändernden Ausrichtung der Teile zueinander Rechnung zu tragen, wird die Wärmeleitfähigkeit der Stahlkörper in Umfangsrichtung deutlich größer gewählt als in axialer und radialer Richtung. Dies soll beispielsweise die Rotation der Stahlkonus relativ zum Synchronring bei der EK72 bzw. die Rotation des Zwischenrings relativ zu Synchron- und Innenring der DK73 abbilden. Bereits Erdmann [Erd08] verwendet diesen Ansatz bei seinen 3D-Simulationen und wählt die Wärmeleitfähigkeit in

Umfangsrichtung um „mehrere Zehnerpotenzen“ größer als in axialer und radialer Richtung. Er beschreibt, dass die Temperaturlausbreitungsgeschwindigkeit entsprechend der mittleren Gleitgeschwindigkeit gewählt wird. Es sind jedoch weder Zahlenwerte noch eine Herleitung angegeben.

Um einen Wert für die erhöhte Wärmeleitfähigkeit in Umfangsrichtung zu erhalten, wird der Ansatz der Blockkapazität von Polifke [Pol09] verwendet. Für ein Element auf der Gegenreibfläche wird der Wärmeübergangswiderstand durch den Wärmeleitwiderstand (in Umfangsrichtung) ersetzt. Es wird angenommen, dass es innerhalb eines Zeitschritts ($T_{\text{ink}} = 0,01 \text{ s}$) zu einem 63 %-igen Temperaturlausgleich [Pol09] der überstrichenen Elemente kommt. Die Wärme kann innerhalb dieses kurzen Zeitschritts nur in Umfangsrichtung fließen. Bei mittleren Drehzahlen von 1.000 min^{-1} entspricht dies einer 14.000-fachen Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit in Umfangsrichtung im Vergleich zu $\lambda_{\text{st}} = 43,5 \text{ W/(mK)}$, siehe Tabelle 8.1. Da es sich hierbei um eine grobe Abschätzung handelt, wird der Einfluss dieser Erhöhung für LS9 sowohl für die EK72 als auch die DK73 untersucht. Wird die Wärmeleitfähigkeit in Umfangsrichtung um den Faktor vier (Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit um das 3.500-fache anstatt das 14.000-fache) kleiner gewählt, steigt bei der EK72 die maximale Reibflächentemperatur in LS9 um ca. 3 K, bei einer viermal so großen Wärmeleitfähigkeit in Umfangsrichtung (56.000-fache), sinkt die maximale Reibflächentemperatur um 2 K. Der Einfluss ist bei der DK73 in LS9 niedriger. Ein viermal kleinere bzw. viermal größere Wärmeleitfähigkeit in Umfangsrichtung (Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit um das 3.500-fache bzw. 56.000-fache anstatt das 14.000-fache) erhöht bzw. senkt bei der DK73 die maximale Reibflächentemperatur um ca. 1 K. Sowohl bei der EK72 als auch bei der DK73 beeinflusst die Wärmeleitfähigkeit in Umfangsrichtung die maximalen Reibflächentemperaturen nicht maßgeblich, sofern sie deutlich höher gewählt wird als in axialer und radialer Richtung. Wird im Vergleich dazu bei beiden Synchrobauformen die Wärmeleitfähigkeit der Stahlbauteile in allen Richtungen gleich gewählt ($\lambda_{\text{st}} = 43,5 \text{ W/(mK)}$), wie in Tabelle 8.1, so steigt die maximale Reibflächentemperatur bei der EK72 um ca. 80 K und bei der DK73 um 75 K. Auch im Abgleich mit den 2D-Simulationen sind diese Werte unrealistisch hoch.

Für die EK72 und die DK73 werden unterschiedliche Geometrievarianten untersucht, um den Einfluss der Geometrie der Ringe auf die Temperaturverteilung zu ermitteln, siehe Tabelle 8.4 und Tabelle 8.5.

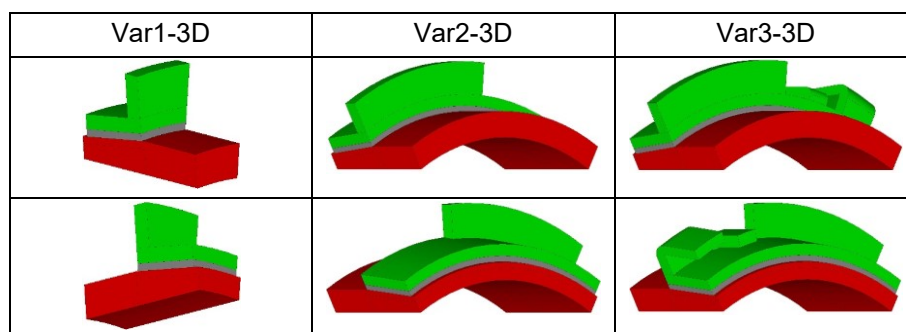


Tabelle 8.4: Geometrievarianten der 3D-Simulation EK72

Zunächst werden die Ergebnisse eines rotationssymmetrischen 3D-Modells (Var1) mit denen des 2D-Modells verglichen. Dabei wird kein 60° Ausschnitt simuliert, sondern lediglich ein 10° Modell verwendet, um Rechenzeit zu sparen. Die Simulation eines rotationssymmetrischen 60° Modells zeigt, dass die maximale Reibflächentemperatur durch die Modellreduktion auf einen 10° Ausschnitt nicht beeinflusst wird.

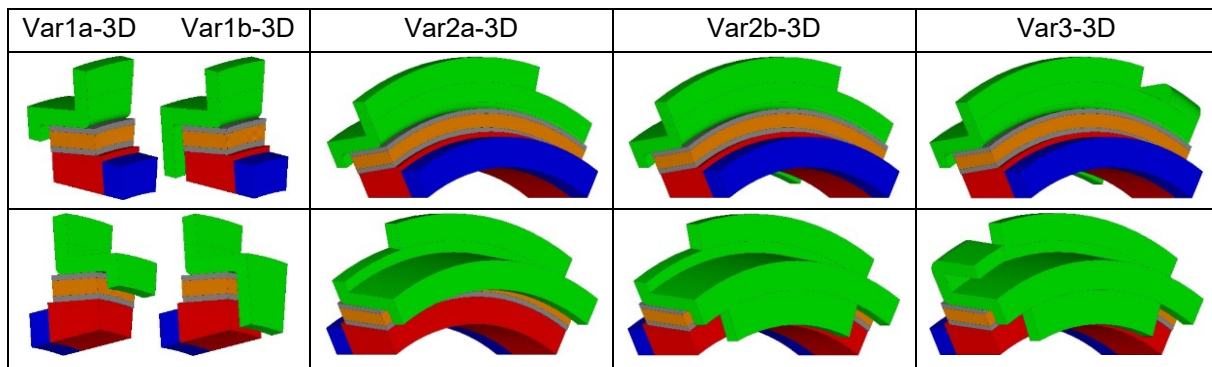


Tabelle 8.5: Geometrievarianten der 3D-Simulation DK73

Bei der DK73 Var1 existieren eine Option mit kurzer Verstärkungsglasche (a) und mit langer Verstärkungsglasche (b). Var1a und Var1b entsprechen den Schnitten durch die 3D-Geometrie von Var3 an unterschiedlichen Positionen am Umfang (vergleiche auch 2D-Varianten der DK73 in Abschnitt 8.2.1). Var2 unterscheidet sich von Var1 durch die nicht über den gesamten Umfang verlaufende Verzahnung. Für die DK73 wird zudem zwischen einer Variante mit (Var2b) und ohne Verstärkungsglasche am kleinen Kegeldurchmesser (Var2a) unterschieden. Der Einfluss der Indexlaschen wird anhand eines Vergleichs von Var2 und Var3 durchgeführt. Var3 entspricht der Variante, die der komplexen Geometrie der Synchronringe in der Realität am ähnlichsten ist.

Die Ergebnisse der Variation der Ringgeometrie werden in Abschnitt 9.2.1 vorgestellt.

8.4.2 Vernetzung, Konvergenzanalyse und Abgleich mit 2D-Simulation

Aufgrund der deutlich höheren Knotenzahl kann das Netz der 3D-Modelle nicht so fein gewählt werden wie das der 2D-Simulationen. Zudem ist bei 3D-Simulation die Diskretisierung in axialer und in Umfangsrichtung entscheidend. Die Konvergenzanalyse wird aufwendiger, da zwei Freiheitsgrade variiert werden müssen. Bei einer freien Vernetzung kann eine ungleichmäßige Netzstruktur am Rand die Ergebnisse verfälschen. Um dieses Problem zu vermeiden, wird zur Netzerzeugung die Methode „Sweepen“ verwendet. Dabei müssen die Körper so aufgeteilt werden, dass die Querschnitte am Anfang und Ende der Geometrie gleich sind. Nur so kann das zunächst auf einer Fläche erzeugte Netz strukturiert durch den gesamten Körper extrudiert werden. Da die Berechnung und Aufbringung der Wärmestromdichte auf die Kontaktelemente in der thermischen Simulation für jedes Element einzeln erfolgt, ist es entscheidend, dass die Elemente der Reibfläche regelmäßig vernetzt und angeordnet sind.

Um die 3D-Simulationsmodelle zu verifizieren, wird zunächst für die Einfachkonus-Synchronisierung ein rotationssymmetrisches 3D-Modell erzeugt (Var1, 10° Ausschnitt) und mit dem 2D-Modell abgeglichen. Die zeitliche Unterteilung einer Schaltung in Zeitschritte T_{ink} wird entsprechend der Erkenntnisse aus der 2D-Simulation zu $T_{\text{ink}} = 0,01$ s gewählt. Bei gleicher Elementlänge auf der Reibfläche und ausreichend feiner Diskretisierung in Umfangsrichtung unterscheiden sich die maximalen Reibflächentemperaturen des 2D- und des 3D-Modells (Var1) in LS9 um ca. 2 K. In Umfangsrichtung werden die Synchronsets in den Winkeln $\phi_{\text{ink}} = 1^\circ, 0,5^\circ, 0,25^\circ, 0,125^\circ$ unterteilt. In axialer Richtung wird die Elementlänge h am Reibbelag, wie bereits bei der 2D-Simulation vom größten zum feinsten Netz um den Faktor 10 verfeinert. Wie bereits bei der 2D-Simulation, werden lineare Elemente verwendet. Elemente mit quadratischem Ansatz ergaben in Voruntersuchungen unplausible Temperaturverteilungen. Bild 8.11 zeigt das Konvergenzverhalten der 2D-Simulation und das der 3D-Simulation bei gleicher Vernetzung (Var1-3D, EK72).

Möglicherweise kann die Divergenz der maximalen Reibflächentemperatur für $\phi_{\text{ink}} = 0,5^\circ$ auf eine unzureichende Diskretisierung in Umfangsrichtung zurückgeführt werden. Bei einer zu groben Diskretisierung in Umfangsrichtung beobachtet Erdmann [Erd08] einen Polygoneffekt, d. h. die Rundheit der Körper wird nicht korrekt abgebildet.

Als Kompromiss zwischen Rechenzeit und Genauigkeit wird für Parametervariationen eine Elementlänge $h = 0,2 \text{ mm}$ verwendet und die Diskretisierung in Umfangsrichtung $\phi_{\text{ink}} = 0,25^\circ$ gewählt, siehe rote Markierung in Bild 8.11. Eine weitere Reduktion der Elementlänge h bei $\phi_{\text{ink}} = 0,25^\circ$ führt im untersuchten Bereich zu keiner höheren Reibflächentemperatur. Bei einer feineren Diskretisierung in Umfangsrichtung (z. B. $\phi_{\text{ink}} = 0,125^\circ$) im Vergleich zu $\phi_{\text{ink}} = 0,25^\circ$ erhöht sich die Rechenzeit (bei $h = 0,2 \text{ mm}$) um den Faktor 2,5.

Eine extreme Netzverfeinerung in axialer Richtung verändert daher bei zu grober Diskretisierung in Umfangsrichtung die maximalen Reibflächentemperaturen nicht. Auch wenn mit Elementlänge $h = 0,1 \text{ mm}$ und $\phi_{\text{ink}} = 0,125^\circ$ die Reibflächentemperaturen 5 K höher sind, ist für vergleichende Bewertungen die Vernetzung von $h = 0,2 \text{ mm}$ und $\phi_{\text{ink}} = 0,25^\circ$ ausreichend fein gewählt und wird in den nachfolgenden Simulationen verwendet.

Auch für die 3D-Simulation stimmt die in der Schaltung umzusetzende rotatorische Energie mit der Erhöhung der inneren Energie nach der Schaltung überein. Die Unterschiede liegen bei unter 1 %. Im Anhang (Abschnitt A.7.3) sind zusätzlich die Ergebnisse der Konvergenzanalyse der komplexen Geometrie der EK72 (Var3) und die Ergebnisse der Konvergenzanalyse der DK73 aufgeführt.

Für die Simulationen konnte Konvergenz nachgewiesen werden.

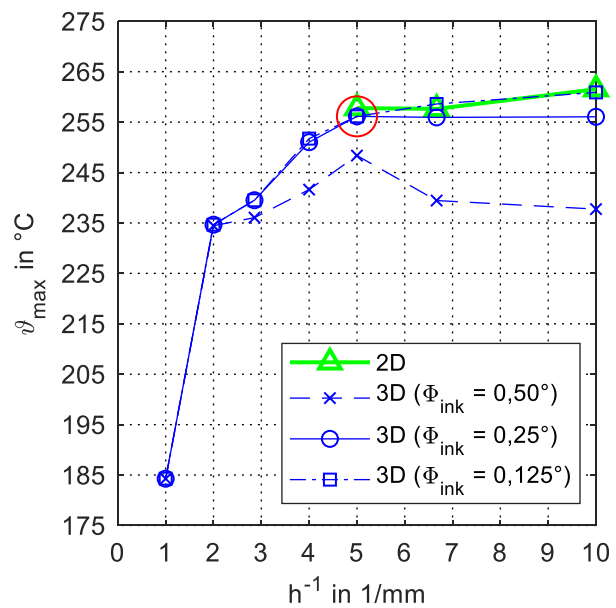


Bild 8.11: Konvergenzanalyse LS9-EK72 2D und 3D rotationssymmetrisch (Var1-3D), $T_{\text{ink}} = 0,01 \text{ s}$

8.4.3 Pressungs- und Temperaturverteilung – Einfluss der Beanspruchungen

In diesem Abschnitt wird die Auswertung der 3D-Simulationen von EK72 und DK73 vorgestellt. Zudem wird auf die Unterschiede zwischen Einfach- und Doppelkonus-Synchronisierung eingegangen. Bild 8.12 zeigt schematisch die Temperaturverteilung auf der Reibfläche der EK72 und der DK73, um die Orientierung der nachfolgenden Bilder zu erklären.

Der große Kegeldurchmesser liegt bei der Axialposition $z = 0 \text{ mm}$, der kleine Kegeldurchmesser bei $z = 8 \text{ mm}$ (EK72) bzw. $7,2 \text{ mm}$ (DK73). Die Umfangsrichtung erstreckt sich von $\phi = 0^\circ$ (Bereich unterhalb der Verzahnung) bis $\phi = 60^\circ$ Position der Indexlasche. Im weiteren Verlauf der Arbeit werden jeweils die Temperatur- und Pressungsverteilungen auf dem Reibbelag dargestellt.

Vereinfachend ist bei der DK73 die Pressungsverteilung der äußeren Reibfläche (Rf1) vom Reibbelag des Zwischenrings außen auf den Synchronring projiziert. Da auf der äußeren Reib-

fläche der Zwischenring über den Synchronring hinaussteht und am großen Kegeldurchmesser des Synchronrings ein Radius ist, kommen Reibbelag und Zwischenring erst ab $z = 1,5$ mm in Kontakt.

Im Gegensatz zur 2D-Simulation kann die Pressungs- und Temperaturverteilung der gesamten Reibfläche nicht örtlich und zeitlich in einem Bild dargestellt werden. Daher werden verschiedene Ansichten gewählt, um Einflussfaktoren aus den Parametervariationen abbilden

zu können. Dies wird exemplarisch für die EK72 erläutert.

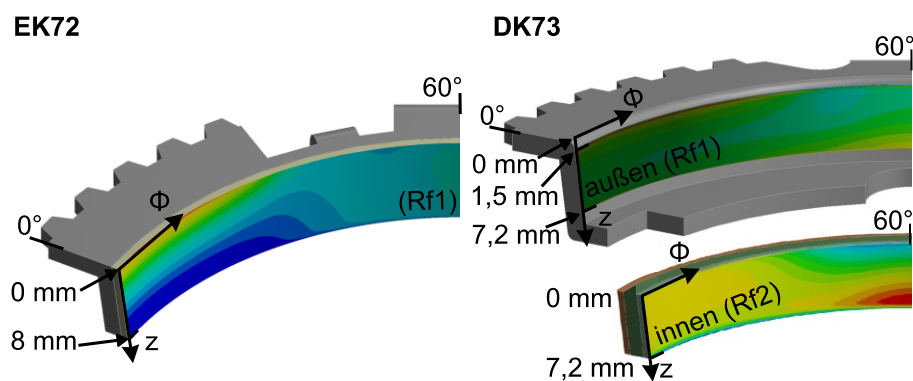


Bild 8.12: Schematische Darstellung der Temperaturverteilung auf den Reibflächen der Synchronisierungen EK72 und DK73; Verzahnung wird bei 3D-Simulationen nicht modelliert, nach [Tai17]

Bild 8.13 (links) zeigt die abgewickelte Pressungs- (oben) und Temperaturverteilung (unten) in Zeitschritt 31 (0,31 s), an dem die maximale Reibflächentemperatur in der Simulation auftritt. Die höchsten Pressungen bzw. Temperaturen treten am großen Kegeldurchmesser im Bereich unterhalb der Verzahnung auf. Aufgrund der hohen Wärmeleitfähigkeit in Umfangsrichtung sind die Temperaturunterschiede in Umfangsrichtung weniger deutlich ausgeprägt als die Unterschiede der Pressung. Die maximalen Pressungen bzw. Temperaturen sind für den jeweiligen Zeitschritt am unteren Bildrand angegeben. Im Bereich der Indexlasche verlagert sich die Pressung in Richtung kleiner Kegeldurchmesser.

Die beiden Bilder in der Mitte bzw. rechts (Bild 8.13, oben) zeigen die Pressungsverteilung an der Umfangsposition 0° (unter der Verzahnung) bzw. 60° im Bereich der Indexlasche, aufgetragen über der Schaltzeit. Diese Darstellung ist für die Gegenüberstellung der Ergebnisse der 2D- bzw. 3D-Simulation geeignet, da so ein direkter Vergleich mit der rotationssymmetrischen Variante möglich ist. Die Temperaturunterschiede über der Schaltzeit (Bild 8.13 Mitte bzw. rechts, unten) in Umfangsrichtung sind weniger stark ausgeprägt als die Pressungsunterschiede. Die Pressungsverteilung dagegen ist im Bereich der Lasche (60°) gleichmäßiger und die maximalen Pressungen sind niedriger. Die maximalen Pressungen- bzw. Temperaturen während der gesamten Schaltzeit an den Umfangspositionen 0° bzw. 60° sind jeweils am unteren Bildrand angegeben.

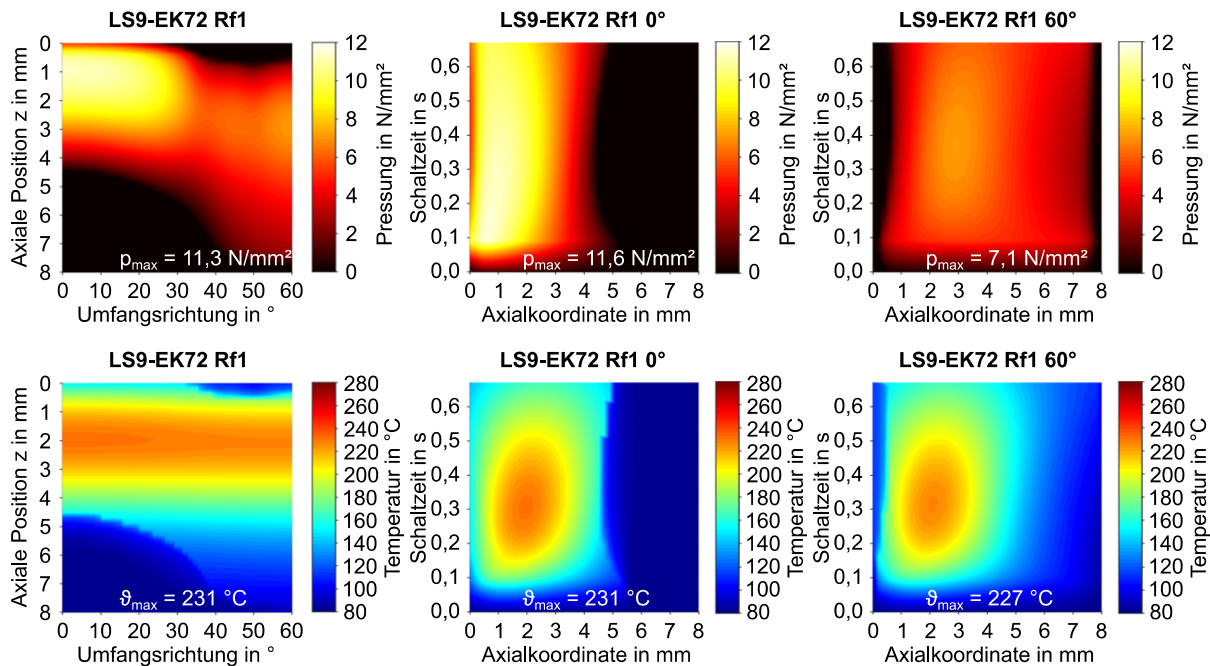


Bild 8.13: Pressungs- (oben) und Temperaturverteilung (unten) auf der Reibfläche (Rf1), EK72-LS9 ($p = 4,0 \text{ N/mm}^2$, $v_g = 8,1 \text{ m/s}$, $q = 1,05 \text{ J/mm}^2$); $\vartheta_{0i} = 80 \text{ °C}$, 3D; Links (örtlich aufgelöst, Zeitschritt 31); Mitte (zeitlich aufgelöst, unterhalb der Verzahnung bei 0°); Rechts: (zeitlich aufgelöst, unterhalb Indexlasche bei 60°); Var3-3D

Die Pressungs- und Temperaturverteilung auf der äußeren (Rf1) und inneren (Rf2) Reibfläche der DK73 bei einer Schaltung in LS9 zeigen Bild 8.14 (Rf1) und Bild 8.15 (Rf2). Das Temperaturmaximum tritt auf der äußeren Reibfläche (Rf1) nach 0,36 s auf. Sowohl auf der inneren als auch auf der äußeren Reibfläche sind Pressungs- und Temperaturmaximum in Richtung kleiner Kegeldurchmesser verschoben. Zu Schaltungsbeginn ist die Pressungsverteilung relativ gleichmäßig, verschiebt sich allerdings aufgrund der thermischen Dehnung der Bauteile in Richtung kleiner Kegeldurchmesser, siehe Bild 8.14 (Mitte, oben). Gerade im Bereich der Indexlasche ($\phi = 60^\circ$ Umfangsposition) bildet sich ein deutliches Pressungsmaximum am kleinen Kegeldurchmesser aus. Die Pressung dort ist höher als im Bereich unter der Verzahnung bei $\phi = 0^\circ$. Das Pressungsmaximum tritt auf der äußeren Reibfläche nicht zu dem Zeitpunkt auf an dem die maximale Reibflächentemperatur vorliegt, sondern erst gegen Ende der Schaltung.

Auf der inneren Reibfläche (Rf2) überdecken sich Reibbelag und Gegenreibfläche des Innenrings nahezu vollflächig. Lediglich am kleinen Kegeldurchmesser steht der Zwischenring geringfügig über den Innenring hinaus. Die stark zum kleinen Kegeldurchmesser verschobene Pressungsverteilung von der äußeren Reibfläche (Rf1), Bild 8.14, wirkt sich auch auf die Pressungsverteilung der inneren Reibfläche (Rf2) aus, Bild 8.15. So hebt im Zeitschritt, in dem die maximale Reibflächentemperatur auftritt, der Reibbelag am großen Kegeldurchmesser aufgrund der Verformung ab. Sowohl die maximale Reibflächentemperaturen als auch die Pressungen sind auf der inneren Reibfläche niedriger als außen.

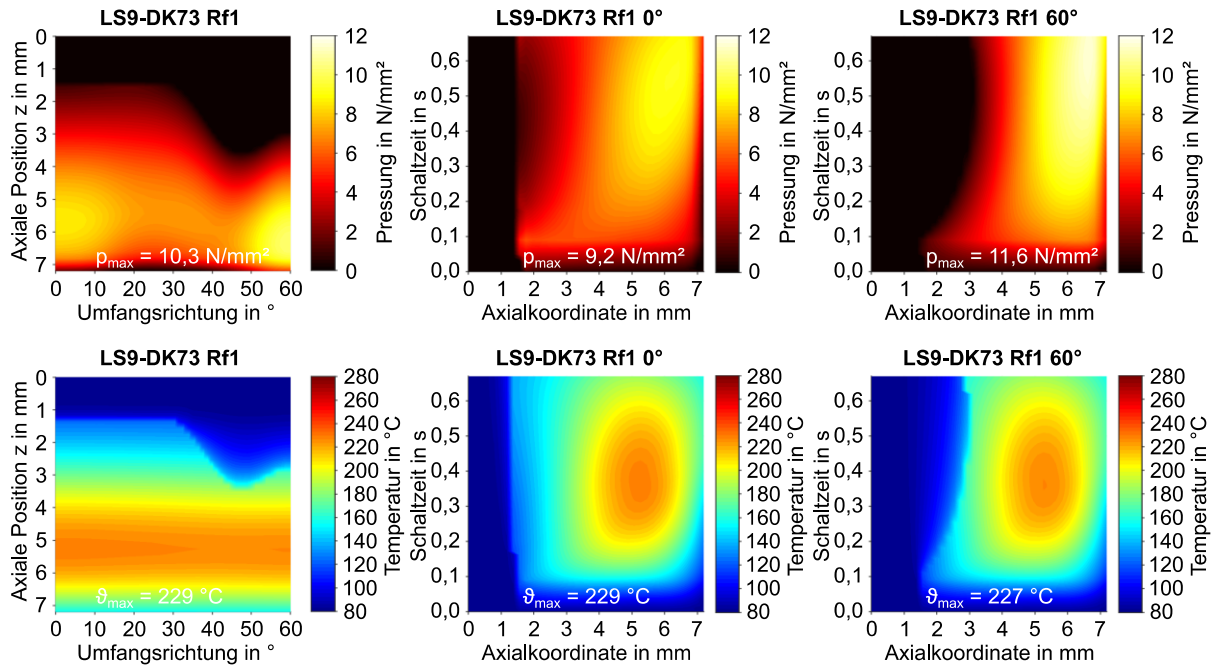


Bild 8.14: Pressungs- (oben) und Temperaturverteilung (unten) auf der äußeren Reibfläche (Rf1) der DK73-LS9 ($p = 4,2 \text{ N/mm}^2$, $v_g = 8,2 \text{ m/s}$, $q = 1,10 \text{ J/mm}^2$), $\vartheta_{0l} = 80 \text{ °C}$, 3D; Links (örtlich aufgelöst, Zeitschritt 36); Mitte (zeitlich aufgelöst, unterhalb der Verzahnung bei 0°); Rechts: (zeitlich aufgelöst, unterhalb Indexlasche bei 60°); Var3-3D

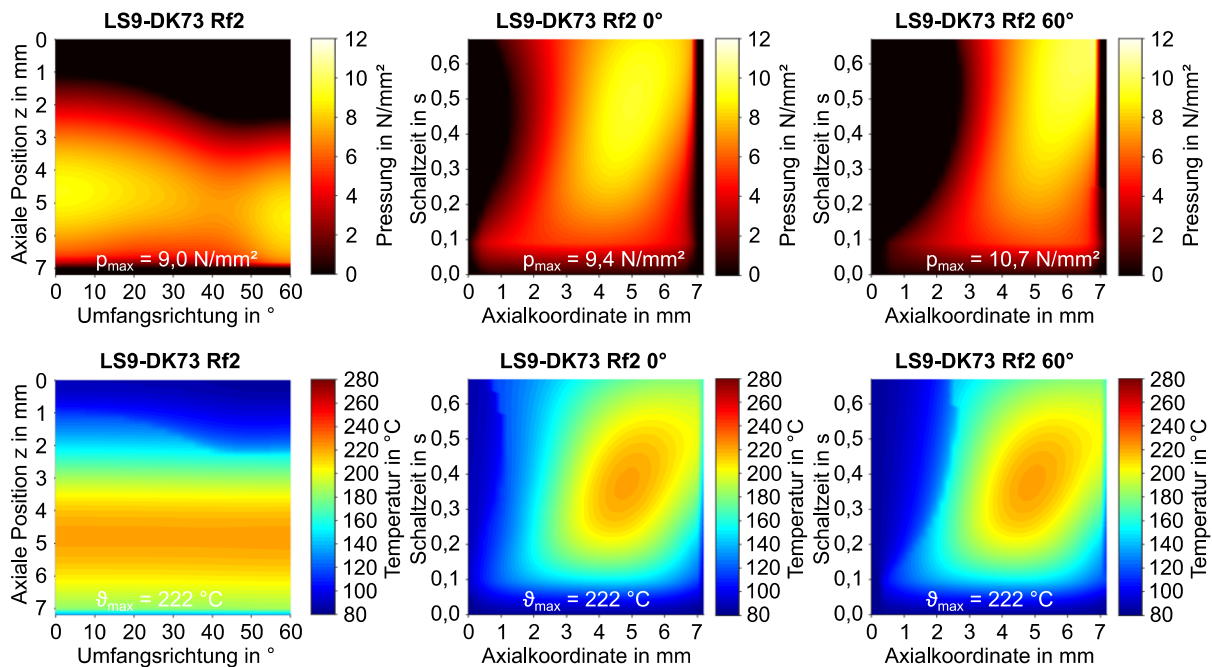


Bild 8.15: Pressungs- (oben) und Temperaturverteilung (unten) auf der inneren Reibfläche (Rf2) der DK73-LS9 ($p = 4,2 \text{ N/mm}^2$, $v_g = 8,2 \text{ m/s}$, $q = 1,10 \text{ J/mm}^2$), $\vartheta_{0l} = 80 \text{ °C}$, 3D; Links (örtlich aufgelöst, Zeitschritt 36); Mitte (zeitlich aufgelöst, unterhalb der Verzahnung bei 0°); Rechts: (zeitlich aufgelöst, unterhalb Indexlasche bei 60°); Var3-3D

Die maximalen Reibflächentemperaturen zwischen EK72 und DK73 unterscheiden sich nicht so deutlich wie bei der 2D-Simulation. Die Reibflächentemperatur der EK72 ist auch bei der 3D-Simulation höher als die der DK73. Trotzdem sind sowohl Pressungs- als auch Temperaturverteilung bei der DK73 gleichmäßiger als bei der EK72. Um die Unterschiede weiter zu analysieren, wird die Pressungsverteilung über der gesamten Reibfläche und während der gesamten Schaltung in Histogrammen dargestellt, siehe Bild 8.16. Dazu werden Klassen mit einer Breite von 2 N/mm² erstellt und die relative Häufigkeit der Knotenpressungen aller Zeitschritte je Reibfläche in die Klassen unterteilt. Bei der ersten Klasse ist die Klassenbreite auf $p = 0 \dots 0,1$ N/mm² reduziert. Erdmann [Erd08] wertet die Ergebnisse der 3D-Simulationen ähnlich aus, wobei bei ihm die relative Häufigkeit des Flächenanteils an verschiedenen diskreten Zeitschritten dargestellt wird. Die weiterentwickelte Darstellung in dieser Arbeit ermöglicht dabei, in einem Histogramm die gesamte Schaltung abzubilden. Rückschlüsse, ob viele Elemente eine kurze Zeit eine bestimmte Pressung aufweisen, oder wenig Elemente eine lange Zeit, sind damit jedoch nicht möglich.

Bereiche des Reibbelags, die baufornbedingt nicht in Kontakt mit der Gegenreibfläche stehen, werden in der Auswertung ausgeschlossen. Bei der EK72 überdeckt der Reibbelag den Stahlkonus komplett. In Bereichen, in denen die Pressung 0 N/mm² ist, hebt der Synchronring vom Stahlkonus aufgrund der Verformung ab. Bei der DK73 werden die Bereiche am Zwischenring außen (Rf1), bei denen der Reibbelag über den Synchronring hinaussteht, in der Auswertung ausgeklammert. Die Klasse $p = 0 \dots 0,1$ N/mm² erfasst somit Bereiche des Reibbelags, die während der Schaltung aufgrund von thermischer Dehnung von der Gegenreibfläche abheben. Es zeigen sich deutliche Unterschiede zwischen EK72 und DK73. Auf der äußeren Reibfläche ist die relative Häufigkeit der Klasse $p = 0 \dots 0,1$ N/mm² bei der DK73 ($p_{\max,a}$) etwa halb so groß wie bei der EK72 (p_{\max}).

Dies bestätigt auch den Eindruck des Vergleichs von Bild 8.13 und Bild 8.14. Zudem ist die relative Häufigkeit bei hoher Pressung ($p = 10 \dots 12$ N/mm²) bei der EK72 etwa viermal so groß wie bei der DK73. Im Mittel liegen bei der DK73 allerdings mehr Elemente im Bereich von $p = 6 \dots 8$ N/mm². Auch die 3D-Simulationen zeigen, dass lokal hohe Belastungen maßgeblich zur Schädigung des Reibsystems beitragen.

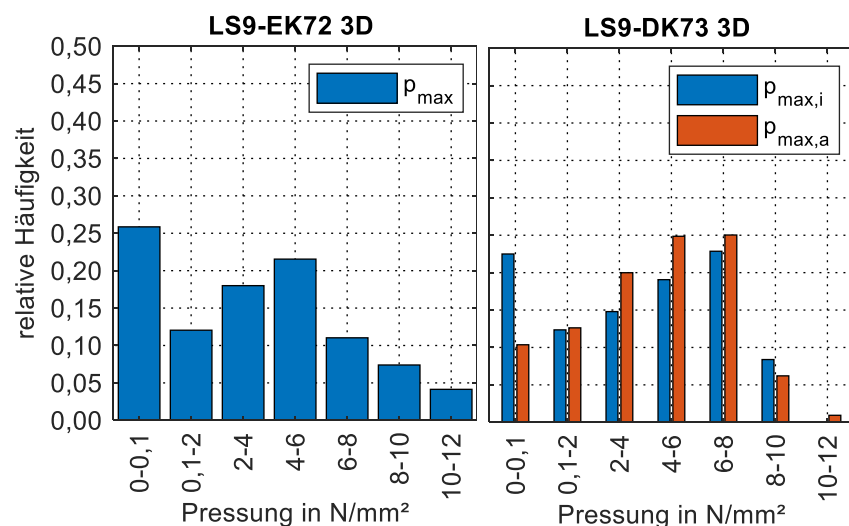


Bild 8.16: Häufigkeitsverteilung der Pressung auf den Reibflächen von EK72 und DK73 (LS9); Var3-3D

Analog zur Auswertung der 2D-Simulationen werden für die 3D-Simulationen die Laststufen LS1...9 simuliert und die maximalen Reibflächentemperaturen ausgewertet. Bild 8.17 zeigt den Einfluss der Belastungen auf die maximalen Reibflächentemperaturen der EK72 und der DK73.

Die Einflüsse der Laststufe auf die maximale Reibflächentemperatur der 2D-Simulationen werden von den 3D-Simulationen bestätigt, vergleiche dazu Bild 8.7 und Bild 8.17. Bei der DK73 tritt die maximale Reibflächentemperatur in allen Laststufen auf der äußeren Reibfläche auf. Zudem steigt sowohl bei der EK72 als auch bei der DK73 bei steigender Gleitgeschwindigkeit (z.B. LS1...LS3) bzw. steigender Reibarbeit (z.B. LS3, LS6, LS9) die maximale Reibflächentemperatur. In allen Laststufen sind die maximalen Reibflächentemperaturen bei der EK72 höher als bei der DK73, die Unterschiede sind jedoch kleiner als bei der 2D-Simulation. Weitere Analysen und die Gegenüberstellung der Schädigung mit den Ergebnissen der thermo-mechanischen Simulationen werden im folgenden Kapitel vorgestellt.

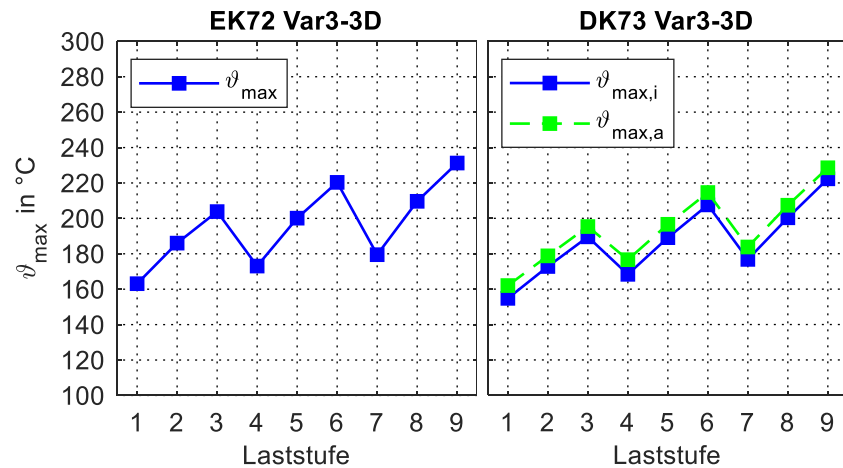


Bild 8.17: Einfluss der Versuchsbedingungen auf die maximale Reibflächentemperaturen EK72/DK73; Var3-3D; $\vartheta_{0i} = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$

9 Weiterführende Auswertungen und Optimierungsempfehlungen

9.1 Korrelation des Schädigungsverhaltens mit thermischem Haushalt

Um das Schädigungsverhalten mit dem thermischen Haushalt zu korrelieren, sind geeignete Kennwerte zur Beschreibung der thermischen Belastung nötig, sowie Kennwerte, die das Schädigungsverhalten des Reibsystems quantifizieren. Die Versuche haben gezeigt, dass das Schädigungsverhalten gut über die Kennwerte $\mu_{\min, \text{Grad}}$ bzw. $\mu_{\min, \text{Grad}97}$ charakterisiert werden kann. Die thermische Belastung kann über die maximale Reibflächentemperatur [Cam05, Hög18b, Hen14, Mil18, Neu08, Spr01, Sto20] sowie das Temperatur Zeit-Integral [Acu16a, Hen14] beschrieben werden. Störeffekte in der Simulation können unrealistisch hohe maximale Reibflächentemperaturen ausweisen. Zu diesen Störeffekten gehören beispielsweise Kantenträgern am Rand des Reibbelags, wo sich die maximale Pressung aufgrund des pressungsabhängigen Energieeintrags weiter verstärkt. In Versuchen können sich dagegen lokale Pressungsspitzen durch Verschleiß ausgleichen [Erd08].

Untersuchungen von Hensel [Hen14] zeigen, dass bei nasslaufenden Lamellenkupplungen mit Papierreibbelag neben der maximalen Reibflächentemperatur auch die Dauer, während eine bestimmte Temperaturgrenze ϑ_{grenz} überschritten wird, die Schädigung maßgeblich beeinflussen kann. Dies beschreibt er über den Kennwert $A_{\vartheta, \text{Rf}}$, dem Temperatur-Zeitintegral über einer bestimmten Grenztemperatur ϑ_{grenz} . Um die Übertragbarkeit auf Synchronisierungen zu überprüfen, wird in der Simulation nach der Schaltung eine konstante Wärmeübergangszahl auf allen Oberflächen angenommen, da für die Bestimmung von $A_{\vartheta, \text{Rf}}$ Abkühlkurven notwendig sind. Die Wärmeübergangszahlen werden dabei über den Abgleich von Messung und Simulation der DK70 abgeschätzt. Dies stellt allerdings nur eine Näherung dar, da die genauen Kühlverhältnisse nicht direkt von der DK70 auf die anderen Bauformen übertragbar sind. Die Grenztemperatur wird entsprechend den Erfahrungen von Hensel [Hen14] auf $\vartheta_{\text{grenz}} = 125 \text{ °C}$ gesetzt. Aufgrund der sehr kurzen Rutschzeiten bei Synchronisierungen und der verhältnismäßig schnellen Abkühlung, liefert der Kennwert $A_{\vartheta, \text{Rf}}$ keine aussagekräftigen Ergebnisse, um das Schädigungsverhalten von Synchronisierungen bei hohen Beanspruchungen zu charakterisieren.

In einer Veröffentlichung [Sto20] wird der maximale Temperaturhub der verschiedenen Bauformen mit dem Kennwert $\mu_{\min, \text{Grad}97}$ korreliert. Die Schädigung nimmt mit steigendem maximalen Temperaturhub deutlich zu. Die Versuchsergebnisse der Dreifachkonus-Synchronisierung ordnen sich allerdings nur bedingt in die Schädigungskurve ($\mu_{\min, \text{Grad}97}$ aufgetragen über dem Temperaturhub) ein. Mögliche Gründe dafür werden nachfolgend diskutiert. Die maximale Reibflächentemperatur kann bei den verschiedenen Synchrobauformen auf unterschiedlichen Reibflächen auftreten und dort aufgrund der hohen Temperaturen den Reibbelag mit Ölabbauprodukten zusetzen und somit schädigen, siehe auch Abschnitt 7.2. Am Gesamtreibmoment der Synchronisierung sind jedoch alle Reibflächen beteiligt. Näherungsweise überträgt jede konische Reibfläche, unter Annahme der gleichen Reibungszahl, einen Anteil des Drehmoments entsprechend der Durchmesserhältnisse der Reibflächen. Wird eine Reibfläche mit höheren Temperaturen belastet, kann diese Reibfläche lokal stärker geschädigt werden. Dies äußert sich beispielsweise in einer verstärkten Einglättung und einer damit verbundenen stärkeren Reduktion der Reibungszahl auf dieser Reibfläche, siehe V154 (LS9-TK73) in Abschnitt 7.1.1. In den Versuchen der DK73 ist das Reibungszahlniveau temperaturabhängig (siehe Abschnitt 6.1.2). Die lokalen Reibungszahlen der einzelnen Reibflächen können sich von der aus den Messwerten (Axialkraft, Reibmoment und geometrische Abmessungen, siehe

Gleichung (2.1)) errechneten Reibungszahl der Synchronisierung unterscheiden. Die Bestimmung der Reibungszahlen auf den einzelnen Reibflächen ist allerdings nur mit sehr großem Versuchsaufwand möglich. Auch Erdmann [Erd08], der Axialkraft und Drehmomente an den jeweiligen Ringen einer DK Messing-Synchronisierung erfasst, ermittelt in seiner Arbeit keine Reibungszahlen der einzelnen Reibflächen. Während in dieser Arbeit bei der EK72 bzw. DK73 die Trends der minimalen Reibungszahl meist linear fallen, unterscheiden sich bei der TK73 teilweise die Steigungen im Trend während eines Versuchs. Dies kann möglicherweise auf eine unterschiedlich starke Schädigung der einzelnen Reibflächen zurückgeführt werden, da sich bei der TK73 auch die maximalen Reibflächentemperaturen der einzelnen Reibflächen stark unterscheiden, siehe Bild 8.7. Lokal höhere Pressungen und Temperaturen schädigen das Reibsystem stärker. Die Poren werden verstärkt zugesetzt und die Reibungszahl dieser Reibfläche sinkt. Aufgrund von niedrigeren lokalen Reibungszahlen sinkt somit auch der Anteil des Reibmoments dieser Reibfläche am Gesamtreibmoment der Synchronisierung. Um diesem Sachverhalt Rechnung zu tragen, wird nicht der maximale Temperaturhub einer Reibflächen ausgewertet, sondern der Mittelwert der maximalen Temperaturhübe aller Reibflächen (hier mit einem „m“ gekennzeichnet ($\Delta\vartheta_m$)) dem Schädigungskennwert $\mu_{\min, \text{Grad}97}$ gegenübergestellt. Die maximale Reibflächentemperatur an der Planfläche der DK73 bleibt unberücksichtigt, da das Reibmoment dieser Lagerfläche nur mit ca. 2...5 % zum Gesamtmoment beiträgt.

In Bild 9.1 ist der Schädigungskennwert $\mu_{\min, \text{Grad}97}$ der Versuche über dem mittleren Temperaturhub $\Delta\vartheta_m$ der drei Synchrobauf Formen aus den 2D-Simulationen aufgetragen. Es wird der Temperaturhub ausgewertet, da entsprechend der Temperaturmessungen aus Abschnitt 6.2 bei einer Öleinspritztemperatur von $\vartheta_{\text{Öl}} = 80 \text{ °C}$, einem Ölvolumenstrom von $V_{\text{Öl}} = 5 \text{ l/min}$ und einer mittleren spezifische Reibleistung von $\dot{q}_{\text{mit}} = 60 \text{ mW/mm}^2$ sowohl bei der Einfach- als auch bei den Mehrfachkonus-Synchronisierungen eine vergleichbare Massentemperatur vor den Schaltung vorliegt.

Die angepasste Auswertung beeinflusst im Vergleich zu den Ergebnissen der Vorveröffentlichung [Sto20] die Lage der Punkte in Bild 9.1 der EK72 nicht und die der DK73 nur gering, da sich bei der DK73 die maximalen Reibflächentemperaturen auf der inneren und äußeren Reibfläche nicht signifikant unterscheiden, siehe Bild 8.7. In LS9 beträgt die Temperaturdifferenz der maximalen Reibflächentemperaturen zwischen äußerer (Rf1) und innerer (Rf2) Reibfläche der DK73 8 K (2D-Simulation). Die Mittelung des maximalen Temperaturhubs von innerer und äußerer Reibfläche verschiebt die Lage des Punkts der DK73 LS9 in Bild 9.1 im Vergleich zu [Sto20] lediglich um 4 K nach links. Bei der TK73 unterscheiden sich der maximale Temperaturhub der heißesten Reibfläche vom mittleren Temperaturhub $\Delta\vartheta_m$ deutlich, weil bei der TK73 der Unterschied zwischen maximaler Reibflächentemperatur auf der inneren Reibfläche (Rf3) zur maximalen Reibflächentemperatur auf mittleren Reibfläche (Rf2) in LS9 ca. 65 K beträgt.

Mit steigendem mittleren Temperaturhub $\Delta\vartheta_m$ nimmt auch die Schädigung im Reibsystem zu, siehe Bild 9.1. Die Schädigung steigt dabei nicht linear, sondern nimmt bei höheren Temperaturhüben progressiv zu. Die Korrelation der Schädigungskennwerte mit dem mittleren Temperaturhub je Reibfläche passt für die Versuche aller Bauformen bei Öleinspritztemperatur 80 °C sehr gut und lässt sich für die untersuchten Bauformen über die Exponentialfunktion in Bild 9.1 gut beschreiben.

Auch für die 3D-Simulationen wird der mittlere Temperaturhub $\Delta\vartheta_m$ mit dem Schädigungskennwert $\mu_{\min, \text{Grad}}$ korreliert, siehe Bild 9.2. Die Schädigung steigt mit steigendem Temperaturhub exponentiell an. Wie bereits in den Abschnitten zuvor ersichtlich, ist der Unterschied zwischen EK72 und DK73 sowohl bei der

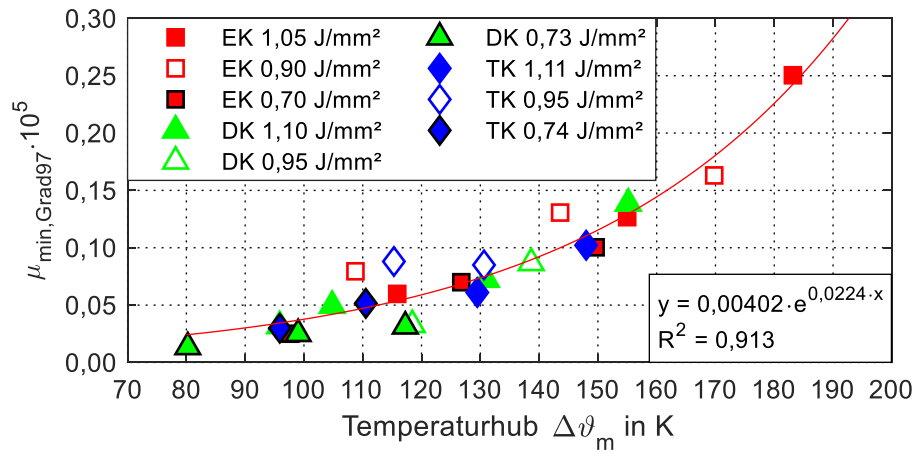


Bild 9.1: Einflüsse des mittleren Temperaturhubs $\Delta\vartheta_m$ (2D-Simulation) auf den Schädigungskennwert $\mu_{\min, \text{Grad}}$; EK72/DK73: LS1...9; TK73: LS2/3/5/6/8/9; MTF PKW, $\vartheta_{01}=80\text{ °C}$

Schädigung als auch bei den maximalen Reibflächentemperaturen der 3D-Simulationen nicht so deutlich ausgeprägt wie in den 2D-Simulationen.

Gründe dafür werden im folgenden Abschnitt erläutert. Die Annahme einer höheren relativen Leistungsfähigkeit der Einfach- gegenüber den Mehrfachkonus-Synchronisierungen kann hier nicht bestätigt werden. Eine niedrigere relative Leistungsfähigkeit der Mehrfachkonus-Synchronisierung gemäß [Acu16a] wird somit für die hier verwendeten Systeme widerlegt.

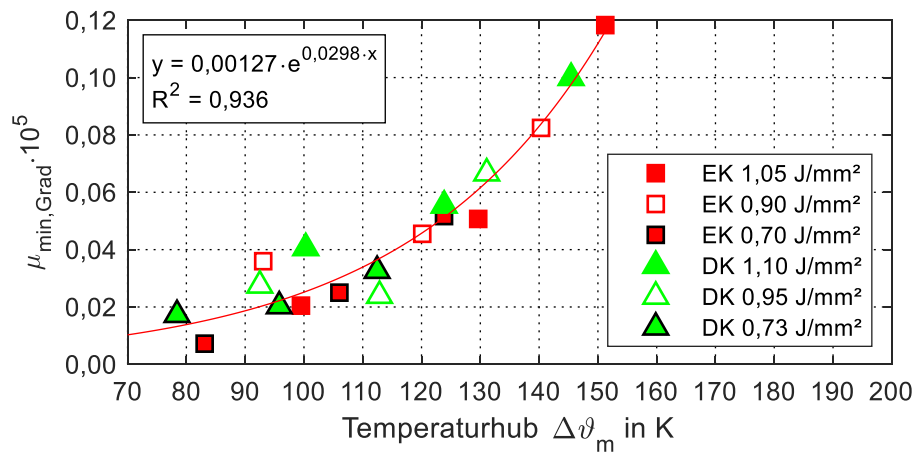


Bild 9.2: Einflüsse des mittleren Temperaturhubs $\Delta\vartheta_m$ (3D-Simulation) auf den Schädigungskennwert $\mu_{\min, \text{Grad}}$; EK72/DK73: LS1...9; MTF PKW, $\vartheta_{01}=80\text{ °C}$; Var3-3D

Welche Parameter die Temperaturverteilung auf der Reibfläche beeinflussen und wie die Spitzentemperaturen während einer Schaltung reduziert werden können, wird im nachfolgenden Kapitel simulativ über Parametervariationen untersucht.

9.2 Optimierung von Synchronisierungen durch thermo-mechanische 2D- und 3D-Simulationen

Die maximalen Reibflächentemperaturen haben sich bei Synchronisierungen mit Carbon-Reibbelag als wichtiges Auslegungskriterium bestätigt. Nachfolgend werden Designparameter vorgestellt und deren Auswirkungen auf den thermischen Haushalt erläutert. Zudem werden die Simulationsergebnisse der 2D- und 3D-Simulationen einander gegenübergestellt und aufgezeigt, wann eine 2D-Rechnung ähnliche Aussagen liefert wie die deutlich aufwändigere 3D-Simulation. Optimierungen des Synchrodesigns sind auch bei anderen Autoren zu finden. Gerade für Einfachkonus-Synchronisierungen existieren einige Veröffentlichungen, die Designempfehlungen aussprechen [Häg20, Häg15b, Neu08, Spr01]. Allerdings werden meist andere Reibbeläge verwendet, Synchronisierungen aus NKW-Getrieben oder andere Ringmaterialien eingesetzt. Spreckels [Spr01] spricht davon, dass Aussagen zur Pressungs- und Temperaturverteilung von Synchronisierungen auch für andere Geometrien und Werkstoffe zutreffend sind. Allerdings sind die ermittelten Werte bereits bei kleinen Änderungen der Reibflächen-größe neu zu berechnen. Daher wird in dieser Arbeit die Einfachkonus-Synchronisierung EK72 als Referenz zu Veröffentlichungen anderer Autoren ebenfalls detailliert betrachtet und mit den Ergebnissen der Mehrfachkonus-Synchronisierungen verglichen (z. B. DK73 oder TK73). Die Parametervariationen werden schwerpunktmäßig für die höchste Laststufe LS9 (vergleiche Bild 5.1) durchgeführt. In den folgenden Kapiteln werden geometrische Größen variiert und die Einflüsse auf den thermischen Haushalt untersucht. In der industriellen Anwendung sind bei der Optimierung von Synchronisierungen selbstverständlich weitere Designaspekte zu betrachten (Fertigung, Kosten,...) die hier nicht behandelt werden.

9.2.1 Variation des Synchronringdesigns – Vergleich 2D- und 3D-Simulationen

Der Vergleich der maximalen Reibflächentemperaturen der 2D- und 3D-Simulationen in Abschnitt 9.1 hat gezeigt, dass die Unterschiede der maximalen Reibflächentemperaturen der EK72 und DK73 bei der 3D-Simulation niedriger sind. Ein Grund dafür liegt in der nicht-rotationssymmetrischen Bauteilgeometrie von EK72 und DK73, die in der 2D-Simulation nicht abgebildet werden kann. Daher werden zunächst die unterschiedlichen Varianten der 3D-Simulation gegenübergestellt, um schrittweise Einflussfaktoren auf die Pressungs- und Temperaturverteilung herauszuarbeiten. Einflüsse der Geometrien der Ringe werden primär an den Pressungsverteilungen erläutert und die maximalen Reibflächentemperaturen ergänzend angegeben. Die Temperaturverteilung auf der Reibfläche ist vergleichbar zur Pressungsverteilung. Abweichungen über dem Umfang sind aber bei der Pressungsverteilung ausgeprägter. Bild 9.3 vergleicht die Pressungsverteilung der drei Varianten Var1...3 der EK72 (Tabelle 8.4). Die obere Bildreihe zeigt jeweils die Pressungsverteilung über der Schaltzeit im Bereich der Verzahnung (Umfangsposition 0°), die untere Bildreihe den Bereich bei Umfangsposition 60° (Lasche). Für die rotationssymmetrische Variante Var1 ist die Pressungsverteilung erwartungsgemäß unabhängig von der Umfangsposition. Unter der Pressungsverteilung von Var1 werden daher in Bild 9.3 die maximalen Reibflächentemperaturen an unterschiedlichen Umfangspositionen (0° bzw. 10° in Var 1 und 0° bzw. 60° in Var2/3) dargestellt. Bei allen Varianten tritt die maximale Pressung bzw. Reibflächentemperatur am großen Kegeldurchmesser im Bereich unterhalb der Verzahnung auf. In Var2 wird im Gegensatz zu Var1 die Geometrie so angepasst, dass die Verzahnung nicht über den gesamten Umfang verteilt ist. Index- und Zentrierlasche werden erst in Var3 modelliert. Eine nicht umlaufende Verzahnung erhöht zwar

die lokale Pressung am großen Kegeldurchmesser, senkt jedoch die maximale Reibflächentemperatur. Als Grund dafür ist die gleichmäßigere Pressungsverteilung über der Reibfläche zu nennen, die besonders deutlich am kleinen Kegeldurchmesser bei 60° im Bereich der Indexlasche zu erkennen ist. Während einer Schaltung verändert sich die Position des Pressungsmaximums bei der EK72 nicht deutlich, lediglich die maximalen Werte nehmen bis Schaltungsmitte zu.

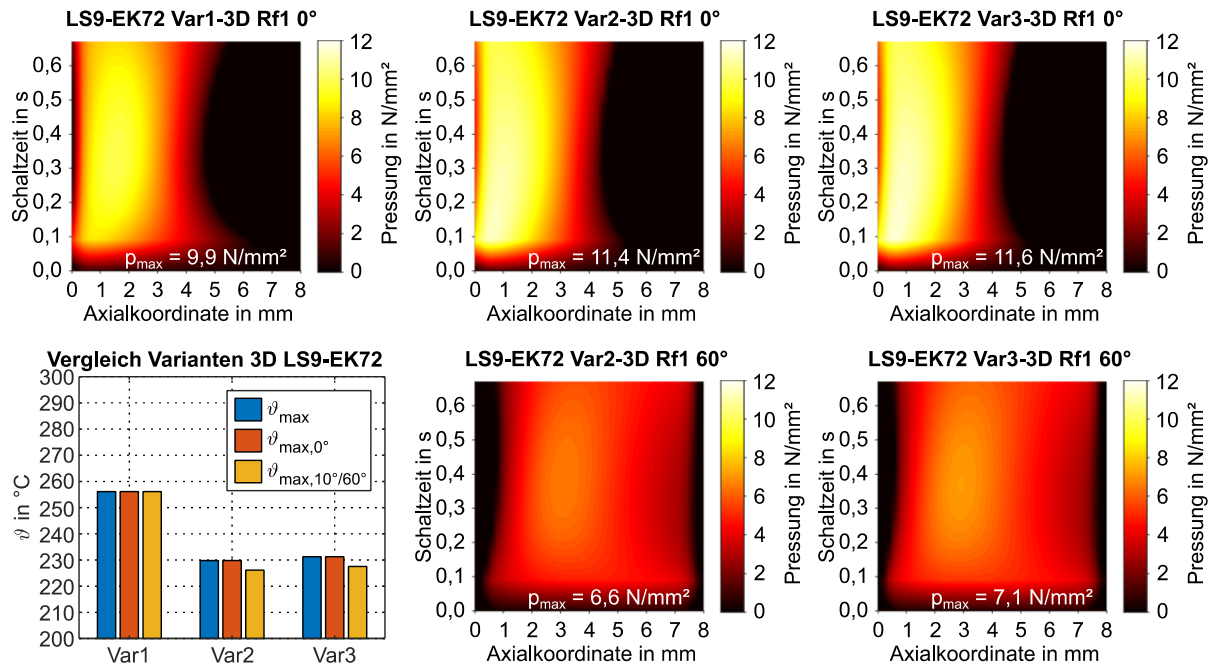


Bild 9.3: Zeitlicher Verlauf der Pressungsverteilung bei 0° bzw. 60° Umfangsposition 3D-Simulation, LS9-EK72, Var1...3 gemäß Tabelle 8.4; links unten: ϑ_{\max} an unterschiedlichen Positionen

Bild 9.4 zeigt die Pressungsverteilungen für alle drei Varianten in dem Zeitschritt, in dem die maximale Reibflächentemperatur auftritt. Aufgrund des Abstands von Verzahnung (Ort der Krafteinleitung) und der Reibfläche stülpt sich der Synchronring. Als Folge entstehen hohe Pressungen am großen Kegeldurchmesser und der Synchronring hebt am kleinen Kegeldurchmesser vom Konus ab. Wird die Kraft nicht über den gesamten Umfang eingeleitet (z. B. in Var2 und Var3), stülpt sich der Ring nicht nur, sondern verdrillt sich zusätzlich. Ein Abheben über den gesamten Umfang am kleinen Kegeldurchmesser im Bereich der Verzahnung würde den Ring am kleinen Kegeldurchmesser aufweiten. Die entstehenden Umfangsspannungen versuchen, den Umfang des Ringes konstant zu halten. Die Folge ist eine Verschiebung der Pressung in Richtung kleiner Kegeldurchmesser an den Umfangspositionen, an denen keine Verzahnung vorliegt (Umfangsrichtung $\phi = 35 \dots 60^\circ$), d. h. an Positionen, an denen die Steifigkeit des Rings niedriger ist. Im Gegensatz zu Var2 besteht der Synchronring aus Var3 noch aus Index- und Zentrierlasche. Beide Elemente versteifen den Synchronring in dem Bereich ohne Verzahnung und erhöhen das lokale Pressungsmaximum sowohl bei 0° als auch bei 60° Umfangsposition.

Bei den nicht rotationssymmetrischen Varianten des Synchronrings (Var2/3-3D) sind die maximalen Reibflächentemperaturen niedriger (Bild 9.4, Var1-3D vs. Var2-3D bzw. Var3-3D). Aufgrund der Verdrillung des Synchronrings in Umfangsrichtung bei Var2 bzw. Var3 nimmt die

Kontaktfläche von Reibbelag und Stahlkonus zu; die spezifischen mittleren Belastungen sinken. Die 2D-Simulation überschätzt in diesem Fall die maximalen Reibflächentemperaturen der EK72.

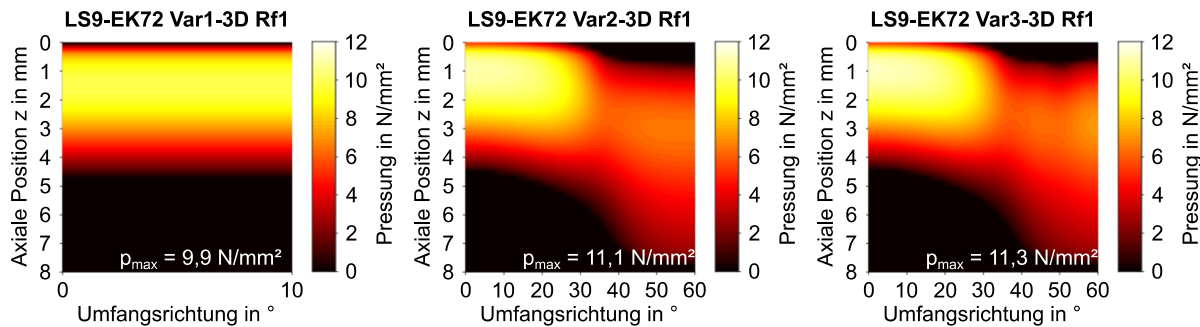


Bild 9.4: Pressungsverteilung 3D-Simulation, Zeitschritt in dem ϑ_{\max} auftritt, LS9-EK72 Var1...3 gemäß Tabelle 8.4

Das Tragbild wird trotzdem sowohl durch die 2D- als auch die 3D-Simulation gut beschrieben. Bild 9.5 vergleicht die Temperaturverteilungen im Zeitschritt in dem die maximale Reibflächentemperatur auftritt mit einem Foto eines Schaltrads nach Versuchsende. Die Bereiche, in denen Verfärbungen auf dem Stahlkonus erkennbar sind, stimmen gut mit den Bereichen hoher Temperaturen aus der rotationssymmetrischen Simulation (Var1) überein und sehr gut mit denen der komplexen 3D-Geometrie (Var3). Bei Var3 ist der Bereich, in dem die maximale Reibflächentemperatur auftritt, weiter in Richtung kleiner Kegeldurchmesser verschoben als bei Var1. Die Verfärbungen deuten auf Ablagerungen von Ölabbauprodukten aufgrund von hoher thermischer Belastung hin. Sowohl die 2D- (hier repräsentiert durch Var1: rot. Symmetrie 3D-Rechnung) als auch die 3D-Simulation der komplexen Geometrie (Var3) eignen sich, um den thermischen Haushalt zu analysieren. Je nach Entwicklungsziel einer industriellen Anwendung muss der deutlich höhere Aufwand der 3D-Simulation gegenüber der 2D-Rechnung abgewogen werden.

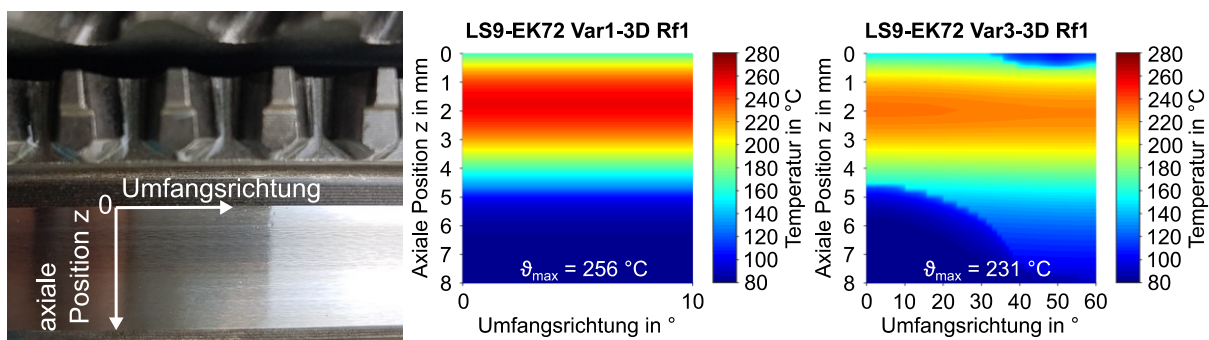


Bild 9.5: Vergleich Verfärbung Stahlgegenreibfläche (links) mit Temperaturverteilung aus der Simulation (Var1-3D, LS9, Mitte) und (Var3-3D, LS9, rechts)

Bei der DK73 werden insgesamt fünf verschiedene geometrische Varianten gemäß Tabelle 8.5 untersucht. Es wird primär auf die Auswirkungen der Synchronringgeometrie auf Pressungs- und Temperaturverteilung der äußeren Reibfläche (Rf1) eingegangen, da diese ähnlich zu denen auf der inneren Reibfläche sind. Die zugehörigen Bilder der inneren Reibfläche (Rf2) sind im Anhang in Abschnitt A.10 zusammengefasst. Bild 9.6 stellt die Varianten

Var1a, Var2a und Var2b einander gegenüber (vgl. Tabelle 8.5). Während bei der EK72 eine nicht umlaufende Verzahnung die maximale Reibflächentemperatur reduziert, steigt diese beim Vergleich von Var1a zu Var2a bei der DK73 an. Der Grund dafür liegt in der Temperatur- bzw. Pressungsverteilung auf der Reibfläche. Anders als bei der EK72 ist bei der rotations-symmetrischen Variante mit kurzer Lasche am kleinen Kegeldurchmesser, Var1a der DK73, das Pressungs- und Temperaturmaximum in etwa in Reibflächenmitte. Geometrische Unterschiede des Synchronrings, die das Tragbild von Reibflächenmitte in Richtung großer oder kleiner Kegeldurchmesser verschieben, erhöhen die Belastungen lokal. Bei allen Varianten tritt aufgrund der Stülpung des Synchronrings das Pressungsmaximum zu Schaltungsbeginn am großen Kegeldurchmesser auf und wandert während der Rutschzeit in Richtung kleiner Kegeldurchmesser. Bei der nicht rotationssymmetrischen Schaltverzahnung in Var2a steigt die maximale Pressung unter der Verzahnung bei 0° leicht an, besonders bei 60° verschiebt sich das Tragbild stark in Richtung kleiner Kegeldurchmesser. Das Pressungsmaximum tritt hier sogar am kleinen Kegeldurchmesser auf. Ort und Zeit, bei denen Pressung- und Temperaturmaximum auftreten, unterscheiden sich.

Wird von Var2a nach Var2b noch die Verstärkungslasche am kleinen Kegeldurchmesser ergänzt, so wandert die Pressungsverteilung auf der gesamten Reibfläche weiter in Richtung kleiner Kegeldurchmesser, siehe Bild 9.6. Die Pressungsungleichförmigkeit wird größer, der Tragbereich kleiner und die maximale Pressung steigt an. Der Einfluss der Verstärkungslasche am kleinen Kegeldurchmesser beeinflusst die Pressungsverteilung deutlich. Auch die maximalen Reibflächentemperaturen steigen von Var2a nach Var2b leicht an.

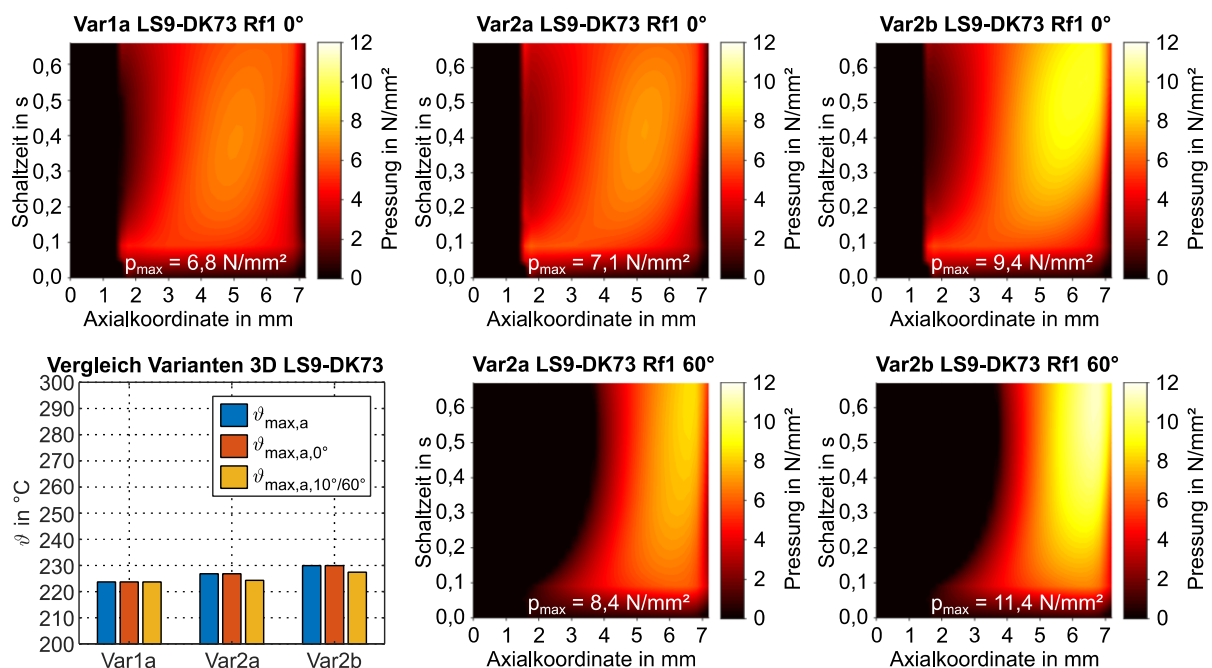


Bild 9.6: Variantenvergleich (Var1a,2a,2b gemäß Tabelle 8.5) Pressungsverteilung DK73 bei 0° bzw. 30° (3D-Simulation) äußere Reibfläche (Rf1); links unten: zugehörige maximale Reibflächentemperaturen

Exemplarisch zeigt Bild 9.7 die Pressungsverteilung der verschiedenen Varianten bei maximaler Reibflächentemperatur auf der äußeren Reibfläche (Rf1). Sowohl die nicht umlaufende Verzahnung als auch die Verstärkungslasche am kleinen Kegeldurchmesser reduzieren den Tragbereich und erhöhen die maximalen Pressungen und Temperaturen.

Mit der Indexlasche in Var3 steigt die maximale Pressung am kleinen Kegeldurchmesser bei Umfangsrichtung $\phi = 60^\circ$ leicht an, im Bereich unterhalb der Verzahnung $\phi = 0^\circ$ sinkt die maximale Pressung leicht ab (siehe auch Bild 8.14).

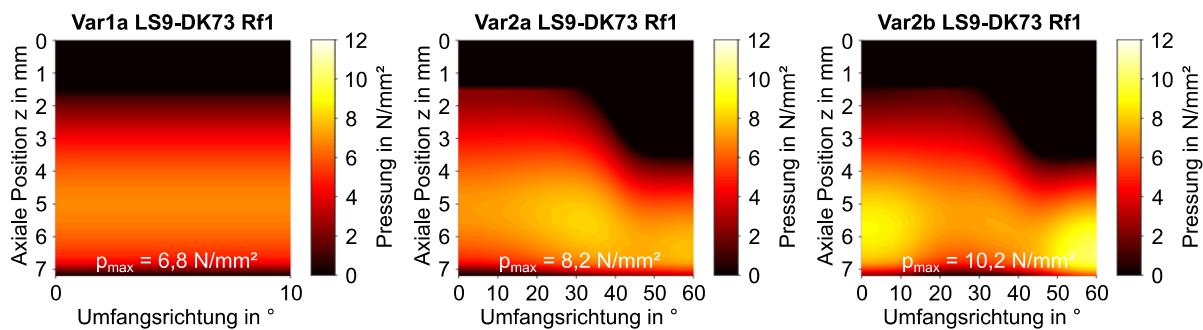


Bild 9.7: Variantenvergleich (Var1a,2a,2b gemäß Tabelle 8.5) Pressungsverteilung äußere Reibfläche (Rf1) DK73 (3D-Simulation), Zeitschritt in dem ϑ_{\max} auftritt

Bild 9.8 stellt die zwei rotationssymmetrischen Varianten Var1a (kurze Verstärkungslasche) und Var1b (lange Verstärkungslasche) und die komplexe Geometrie der 3D-Simulation Var3 dar. Pressungs- und Temperaturverteilung, maximale Pressung und maximale Reibflächen-temperatur stimmen bei Var1b besser mit Var3 überein als bei Var1a. Zur Absicherung werden alle Parametervariationen der 2D-Simulationen der folgenden Kapitel mit dem Querschnitt von Var1a und Var1b durchgeführt. Auch die Einflüsse der in den folgenden Kapiteln untersuchten Parameter stimmen für Var1b besser mit der komplexen 3D-Geometrie Var3 überein als mit Var1a. Aus diesem Grund wird nachfolgend beim Vergleich der Parametereinflüsse in der 2D- und 3D-Simulation der Querschnitt von Var1b-2D verwendet. Die Ergebnisse mit Var1a werden nicht dargestellt.

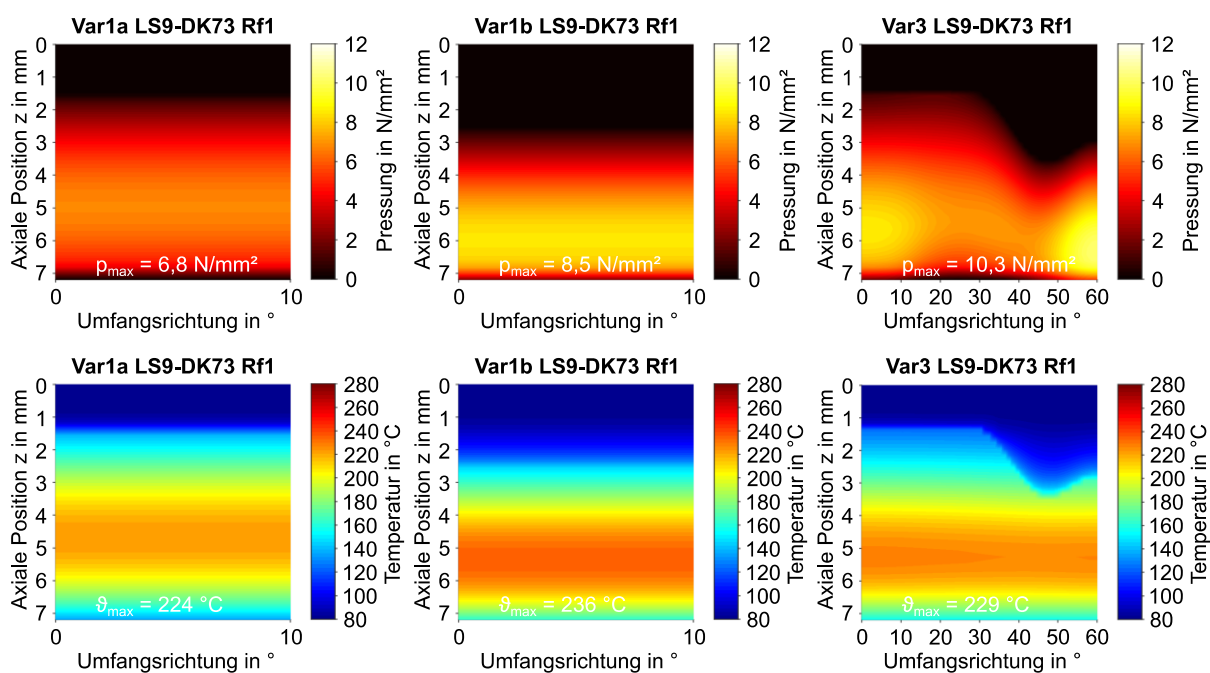


Bild 9.8: Variantenvergleich (Var1a,1b,3 gemäß Tabelle 8.5) Pressungs- und Temperaturverteilung äußere Reibfläche (Rf1) DK73 (3D-Simulation), Zeitschritt in dem ϑ_{\max} auftritt

Der Abgleich von Verfärbungen am Synchronring aus Prüfstandversuchen mit Pressungs- bzw. Temperaturverteilung ist bei der DK73 schwieriger als bei der EK72, da hier das Pressungsmaximum während der Schaltung stark vom großen in Richtung kleiner Kegeldurchmesser wandert. Bei der DK73 ist das Tragbild auf unterschiedlichen Umfangspositionen am Synchronring ungleichmäßig, siehe Abschnitt 7.1.2. Neben dem zusätzlichen Bewegungsfreiheitsgrad der verschiedenen Ringe zueinander sind auch Abweichungen, wie Rundheit der Bauteile und Abweichungen von der Kegelgeometrie aufgrund von Balligkeit, mögliche Einflussfaktoren. Gerade die Topographievermessung der Reibbeläge deutet eher auf eine mittige Pressungsverteilung auf der Reibfläche hin als auf eine, die stark in Richtung kleiner Kegeldurchmesser verschoben ist. Die 3D-Simulationen der komplexen Geometrie (Var3) erklären die Einglättung des Synchronrings am kleinen Kegeldurchmesser im Bereich der Indexlasche gut, vergleiche auch Abschnitt 7.1.2. Aufgrund der Verformung des Synchronrings erhöht sich dort die Pressung stark und glättet die Stahlgegenreibfläche sichtbar und messbar ein.

Da gerade bei der EK72 eine nicht umlaufende Verzahnung zu einem gleichmäßigeren Tragbild geführt hat, werden in einer Parametervariation der Winkel des Verzahnungsbogens in Umfangsrichtung ψ im Vergleich zur Ursprungsgeometrie in 5° -Schritten verändert und die maximalen Reibflächentemperaturen ausgewertet, siehe Bild 9.9. Der Einfluss des Winkels des Verzahnungsbogens bei der DK73 ist gering. Die maximalen Reibflächentemperaturen zwischen der Variante $\Delta\psi = -10^\circ$ und $\Delta\psi = +5^\circ$ unterscheiden sich um ca. 2 K und treten weiterhin im Bereich unterhalb der Verzahnung auf. Aufgrund der stärkeren Verdrillung des Synchronrings nimmt allerdings die maximale Pressung am kleinen Kegeldurchmesser im Bereich der Indexlasche von $\Delta\psi = +5^\circ$ nach $\Delta\psi = -10^\circ$ zu. Allerdings scheint am großen Kegeldurchmesser unterhalb der Verzahnung bei $\Delta\psi = -10^\circ$ die Pressung gleichmäßiger verteilt als bei $\Delta\psi = +5^\circ$. Eine eindeutige Empfehlung, welche Variante hier bei der DK73 zu bevorzugen ist, kann nicht ausgesprochen werden.

Bei der EK72 sinkt mit reduziertem Winkel des Verzahnungsbogens die maximale Reibflächentemperatur. Auch wenn bei $\Delta\psi = -10^\circ$ die Reibflächentemperatur sinkt, steigt die maximale Pressung aufgrund der stärkeren lokalen Verformung des Synchronrings am großen Kegeldurchmesser unterhalb der Verzahnung an. Aufgrund der größeren Kontaktfläche zwischen Reibbelag und Stahlkonus reduziert sich jedoch die maximale Reibflächentemperatur trotzdem. Die dargestellten Einflüsse des Winkels des Verzahnungsbogens ψ verbessern zwar das Verständnis über das unterschiedliche Verhalten von EK72 und DK73, führen aber nicht direkt zu Optimierungsempfehlungen des Synchronringdesigns. Bei anderen Belastungen können sich die Einflüsse von ψ wieder ändern, da die Verformung der Ringe unter anderem von der Axialkraft abhängt.

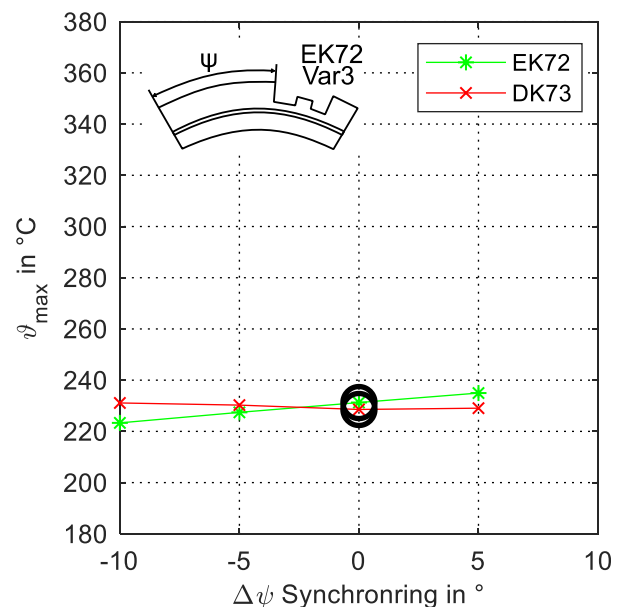


Bild 9.9: Variation des Winkels des Verzahnungsbogens ψ , EK72 und DK73 3D-Simulation; Var3-3D; LS9

9.2.2 Variation des Zahnfußkreisdurchmessers des Synchronrings

Meist ergibt sich der Zahnfußkreisdurchmesser aufgrund von Bauraumbeschränkungen aus dem geforderten Reibflächendurchmesser und dem maximalen Außendurchmesser der Synchronisierungseinheit. Inwieweit sich ein veränderter Kraftangriffspunkt auf die maximalen Reibflächentemperaturen auswirkt, wird nachfolgend in Parametervariationen des Zahnfußkreisdurchmessers d_f untersucht, siehe Bild 9.10 (rechts oben). Dazu wird d_f in 1 mm Schritten bei der 2D- und 2 mm bei der 3D-Simulation um $\Delta d_f = \pm 4$ mm für die EK72 und die DK73 variiert.

Zunächst wird auf die Ergebnisse der EK72 eingegangen. Bild 9.10 zeigt den Einfluss eines veränderten Zahnfußkreisdurchmessers d_f in LS9 bei drei unterschiedlichen Pressungen. Mit einem schwarzen Kreis ist jeweils die Referenz markiert (LS9 gemäß Bild 5.1). Die Geometrie der Referenz der 2D-Simulation entspricht der Variante aus Abschnitt 8.2.1. Die Parametervariation erfolgt für die 3D-Simulation anhand von Var3 (Abschnitt 8.4.1). Bei steigendem Zahnfußkreisdurchmesser ($\Delta d_f > 0$) stülpt sich der Synchronring stärker. Die maximale Reibflächentemperatur nimmt zu. Ein reduzierter Kraftangriffspunkt ($\Delta d_f < 0$) senkt die maximale Reibflächentemperatur, da aufgrund der niedrigeren Verformung die Flächenpressung gleichmäßiger ist und somit niedrigere Reibflächenspitzentemperaturen auftreten. Diese Ergebnisse bestätigen auch Untersuchungen von Spreckels an einer Synchronisierung für NKW-Anwendungen [Spr01]. Die Einflüsse sind pressungsabhängig. Bei reduzierter Pressung ($p = 2 \text{ N/mm}^2$) verformt sich der Synchronring weniger und der Einfluss einer Variation des Zahnfußkreisdurchmessers ist kleiner. Während bei $p = 6 \text{ N/mm}^2$ und einer Erhöhung von $\Delta d_f = -4$ mm auf $\Delta d_f = 4$ mm die maximale Reibflächentemperatur in der 2D-Simulation um 91 K steigt, liegt der Temperaturunterschied bei $p = 2 \text{ N/mm}^2$ bei 23 K.

Die Tendenzen der 2D- und 3D-Simulation sind vergleichbar, siehe Bild 9.10 links und rechts, die Veränderung von d_f wird jedoch in der 2D-Simulation stark überschätzt.

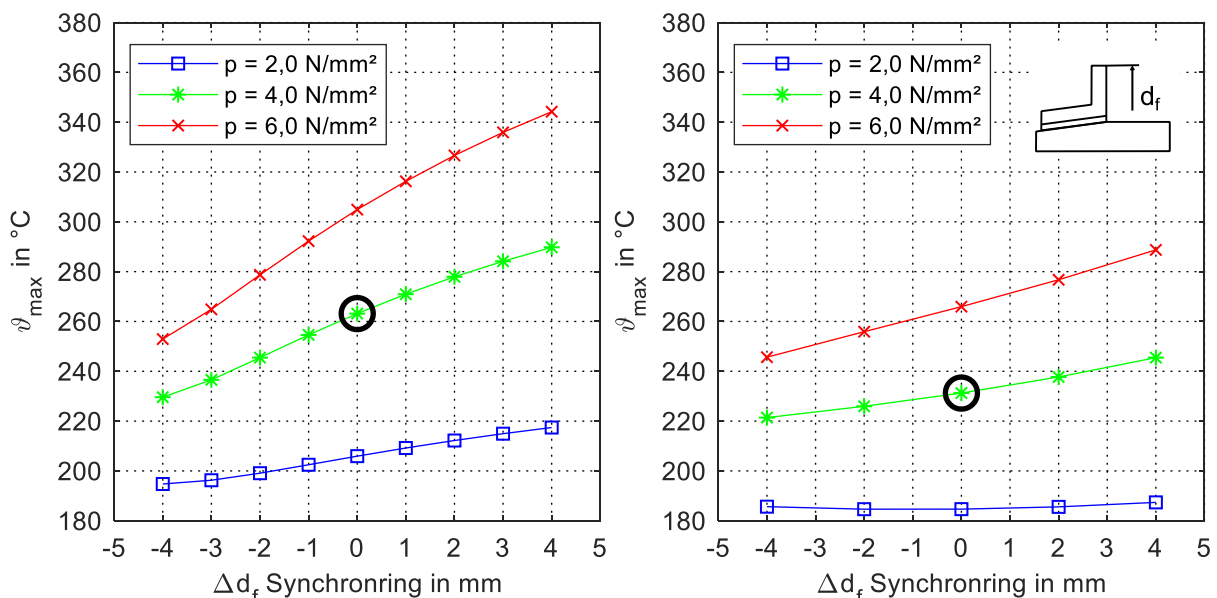


Bild 9.10: Einfluss des Zahnfußkreisdurchmessers des Synchronrings d_f auf ϑ_{\max} Simulation EK72 2D (links), 3D Var3 (rechts); LS9

Die unterschiedlichen Temperaturniveaus von 2D- und 3D-Simulation sind größtenteils in der unterschiedlichen Verformung des rotationssymmetrischen Synchronrings (Var1-3D,

$\vartheta_{\max} = 256 \text{ °C}$, Bild 9.3) verglichen mit dem nicht rotationssymmetrischen Synchronring (Var3-3D, $\vartheta_{\max} = 230 \text{ °C}$, Bild 9.10 rechts) zurückzuführen. Daraus resultierende Unterschiede in der Pressungsverteilung äußern sich in einem anderen Wärmeeintrag und verschiedenen Maximaltemperaturen auf der Reibfläche. Die verbleibende Differenz der maximalen Reibflächentemperaturen von 7 K ist der feineren Vernetzung der 2D-Simulation geschuldet ($\vartheta_{\max} = 263 \text{ °C}$ (Bild 9.10 links) im Vergleich zur rotationssymmetrischen Variante (Var1-3D, $\vartheta_{\max} = 256 \text{ °C}$, Bild 9.3).

Die Sensitivität der 3D-Simulation auf Veränderungen des Zahnfußkreises bei $p = 2 \text{ N/mm}^2$ ist niedriger. Bild 9.11 zeigt exemplarisch die Pressungsverteilung im Zeitschritt, an dem die höchste Reibflächentemperatur auftritt. Während die maximale Reibflächentemperatur bei $\Delta d_f = -4 \text{ mm}$ ca. 1,5 K niedriger ist als bei $\Delta d_f = 4 \text{ mm}$,

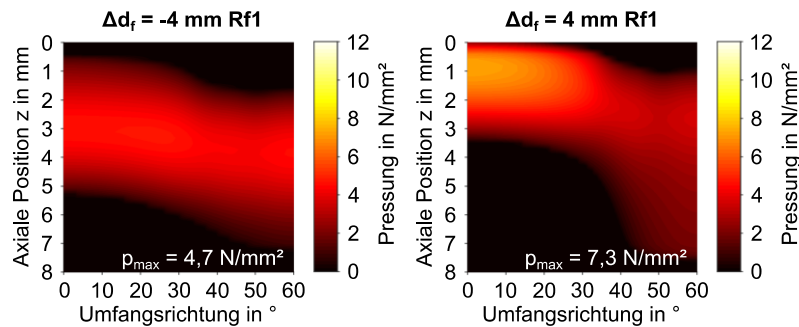


Bild 9.11: Variation Zahnfußkreisdurchmesser - Pressungsverteilung im Zeitschritt in dem ϑ_{\max} auftritt; LS9; $p = 2,0 \text{ N/mm}^2$; EK72-3D Var3

unterscheiden sich die maximalen Pressungen auf der Reibfläche deutlich. Auch die Kontaktfläche ist für $\Delta d_f = -4 \text{ mm}$ größer. Mit steigender Pressung reduziert sich die Rutschzeit. Somit äußern sich die Pressungsungleichförmigkeiten bei kurzen Rutschzeiten in höheren maximalen Reibflächentemperaturen als bei langen Rutschzeiten, weil sich die eingebrachte Energie nicht so schnell auf der Stahlgegenreißfläche verteilen kann.

Bei der DK73 kehrt sich die Tendenz im Vergleich zur EK72 um. Zunächst werden die Ergebnisse der 2D-Simulation betrachtet, siehe Bild 9.12. Der Synchronring verformt sich mit steigendem d_f stärker und das Pressungsmaximum wandert in Richtung Reibflächenmitte, die Pressungsverteilung wird gleichmäßiger. Bei niedrigen Pressungen ist auch bei $\Delta d_f = 4 \text{ mm}$ das Pressungsmaximum immer noch in Richtung kleiner Kegeldurchmesser verschoben, da sich der Synchronring aufgrund der niedrigeren Axialkraft weniger verformt. Mit steigender Axialkraft bzw. steigender nominellen Flächenpressung verformt sich der Synchronring mehr und Pressungs- und Temperaturmaximum verschieben sich weiter in Richtung mittlerer Kegeldurchmesser. Dies erklärt auch, warum bei der hohen Pressung $p = 6,4 \text{ N/mm}^2$ und $\Delta d_f > 2 \text{ mm}$ die Reibflächentemperaturen nur gering fallen. Durch die Verformung des Synchronrings ist die Temperaturverteilung bei $\Delta d_f = 2 \text{ mm}$ und $p = 6,4 \text{ N/mm}^2$ sehr gleichmäßig und mittig auf der Reibfläche und verändert sich durch ein größeres Versatzmoment nur wenig. Bei einer weiteren Erhöhung des Zahnfußkreises ($\Delta d_f > 4 \text{ mm}$) wird mit einem Anstieg der Reibflächentemperatur gerechnet, da sich der Ort der maximale Reibflächentemperatur in Richtung großer Kegeldurchmesser verschiebt. Die hier beobachtete Tendenz deckt sich mit den Ergebnissen zur Variation des Versatzmoments der 2D-Simulationen der DK73. Mit steigendem Versatzmoment sinken die maximalen Reibflächentemperaturen, siehe Anhang Abschnitt A.7.1. Wird der Zahnfußkreisdurchmesser reduziert, steigt die maximale Reibflächentemperatur an. Das Biegemoment wird niedriger und das Pressungsmaximum verschiebt sich in Richtung kleiner Kegeldurchmesser. Während bei $p = 4,2 \text{ N/mm}^2$ bzw. $6,4 \text{ N/mm}^2$ die maximale Reibflächentemperatur auf der äußeren Reibfläche (Rf1) auftritt, bestimmt bei

$p = 2,1 \text{ N/mm}^2$ die innere Reibfläche (Rf2) die maximale Reibflächentemperatur der Synchronisierung.

Aufgrund der deutlich höheren Rechenzeit der DK73 wird der Abgleich von 2D- und 3D-Simulation nur stichprobenartig durchgeführt. Dazu werden die Reibflächentemperaturen für das 3D-Modell der DK73 (Var3) für $p = 4,2 \text{ N/mm}^2$ und $6,4 \text{ N/mm}^2$ berechnet, siehe Bild 9.12. Die Tendenzen einer niedrigeren maximalen Reibflächentemperatur bei kleinerem d_f zeigen sowohl das 2D- als auch das 3D-Modell. Auch der flachere Verlauf der Kurve bei $p = 6,4 \text{ N/mm}^2$ und steigendem Δd_f wird durch die 2D-Simulation abgebildet. Die Abnahme der maximalen Reibflächentemperatur bei $\Delta d_f > 0 \text{ mm}$ ist bei der 3D-Simulation jedoch kleiner als bei der 2D-Simulation. Modellbedingt kann bei der 3D-Simulation der Zahnfußkreisdurchmessers d_f nicht kleiner als $\Delta d_f = -3 \text{ mm}$ gewählt werden. Exemplarisch ist in Bild 9.13 die Pressungsverteilung im Zeitschritt an dem die maximale Reibflächentemperatur auftritt bei $\Delta d_f = -3 \text{ mm}$ und $\Delta d_f = 4 \text{ mm}$ dargestellt.

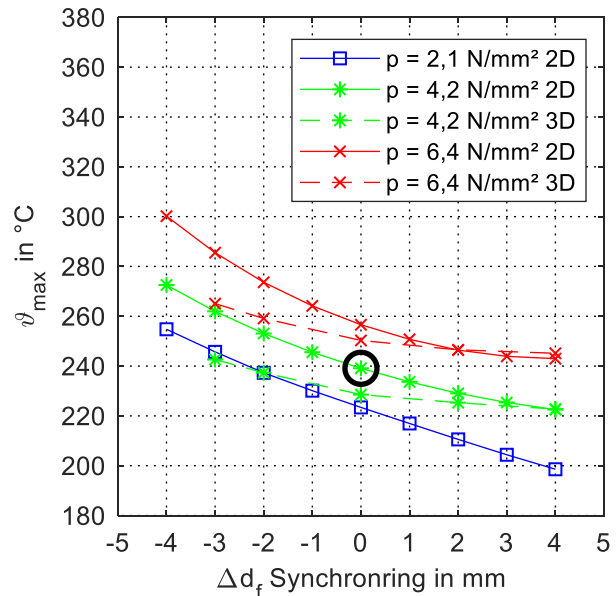


Bild 9.12: Einfluss Zahnfußkreisdurchmesser d_f des Synchronrings auf ϑ_{\max} Simulation LS9-DK73, 2D (Var1b) und 3D (Var3)

Mit steigendem d_f werden im untersuchten Wertebereich sowohl die maximale Reibflächentemperatur als auch die maximale Pressung niedriger. Zudem ist die Pressungsverteilung auf der Reibfläche bei $\Delta d_f = 4 \text{ mm}$ gleichmäßiger als bei $\Delta d_f = -3 \text{ mm}$. Gerade bei $\Delta d_f = -3 \text{ mm}$ ist die Pressungsverteilung deutlich in Richtung kleiner Kegeldurchmesser verschoben.

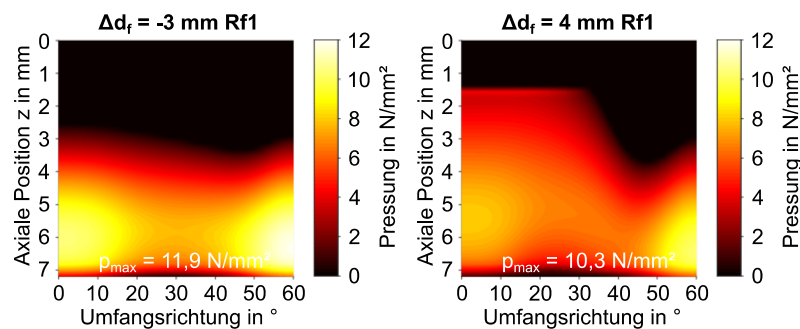


Bild 9.13: Variation Zahnfußkreisdurchmesser - Pressungsverteilung im Zeitschritt in dem ϑ_{\max} auftritt, LS9; $p = 4,2 \text{ N/mm}^2$; DK73 3D Var3

9.2.3 Variation der Blechdicke des Synchronrings

Des Weiteren wird für die EK72 und die DK73 die Blechdicke t des Synchronrings, sowohl im Bereich der Verzahnung als auch im Bereich des Konus, um $\Delta t = \pm 1,0 \text{ mm}$ variiert und deren Einfluss auf die maximale Reibflächentemperatur betrachtet. Die Ergebnisse der 2D- und 3D-Simulation der EK72 fasst Bild 9.14 zusammen. Zunächst werden die Ergebnisse der 2D-Simulation der EK72 diskutiert. Mit steigender Blechdicke erhöht sich die Steifigkeit des Synchronrings und die maximale Reibflächentemperatur sinkt. Dieser Effekt äußert sich bei höheren Pressungen stärker als bei niedrigeren Pressungen, da die Verformung des Synchronrings

mit steigender Pressung zunimmt. Verglichen mit anderen Parametervariationen ist der Einfluss der Blechdicke bei Variation im technisch sinnvollen Bereich ($\Delta t = \pm 0,5 \text{ mm}$) niedrig. Eine Reduktion der Blechdicke führt zu einem überproportionalen Anstieg der Temperatur, da die Verformung der Ringe mit sinkender Blechdicke zunimmt. Diese Einflüsse für die EK72 unterscheiden sich bei den 2D- und 3D-Simulationen. In den 3D-Simulationen nehmen bei $p = 2 \text{ N/mm}^2$ bzw. 4 N/mm^2 die maximalen Reibflächentemperaturen bis zu $\Delta t = -0,5 \text{ mm}$ sogar ab, siehe Bild 9.14 (rechts). Bei $p = 6 \text{ N/mm}^2$ konvergiert die 3D-Simulation aufgrund der starken Verformung des Synchronrings nicht, weswegen hier keine maximale Reibflächentemperatur angegeben werden kann.

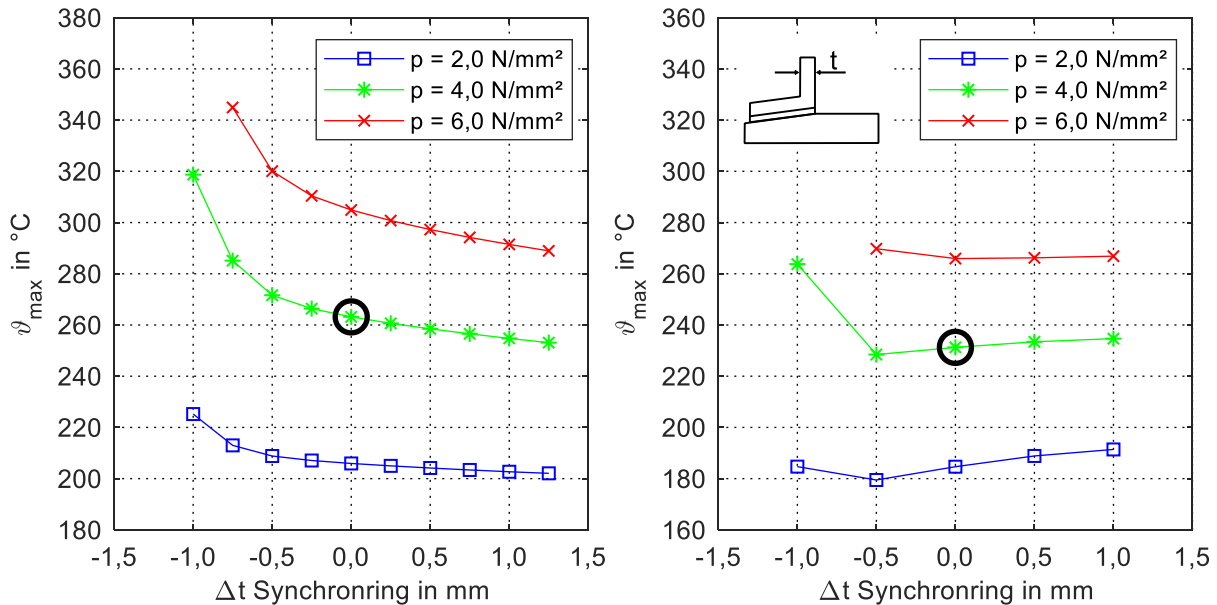


Bild 9.14: Einfluss der Blechdicke des Synchronrings t auf ϑ_{\max} Simulation EK72 (2D links), (3D Var3 rechts); LS9, Variation Pressung

Bild 9.15 zeigt die Pressungsverteilung bei $\Delta t = -0,5 \text{ mm}$ (links) und $\Delta t = 1 \text{ mm}$ (rechts) und $p = 2 \text{ N/mm}^2$ im Zeitschritt maximaler Reibflächentemperatur.

Bei reduzierter Blechdicke ($\Delta t = -0,5 \text{ mm}$) tordiert der Synchronring stärker und erhöht somit den in Kontakt stehenden Flächenanteil von Reibbelag und Gegenreibfläche - insbesondere am kleinen Kegeldurchmesser. Dieser Zusammenhang wird sowohl bei dem Variantenvergleich der 3D-Simulation als auch bei der Variation des Winkels

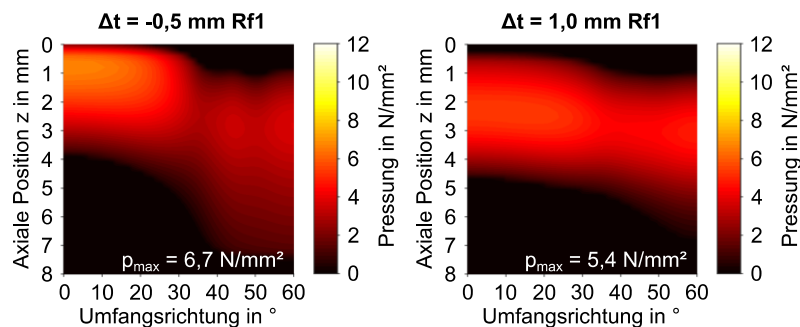


Bild 9.15: Variation Blechdicke - Pressungsverteilung im Zeitschritt in dem ϑ_{\max} auftritt, LS9; $p = 2 \text{ N/mm}^2$, EK72-3D Var3

des Verzahnungsbogens (siehe Abschnitt 9.2.1) beobachtet. Obwohl sich lokal die Pressungen im Vergleich zu $\Delta t = 1 \text{ mm}$ erhöhen, sinkt die maximale Reibflächentemperatur aufgrund

der größeren Kontaktfläche. Die Verdrillung des Synchronrings kann bei der rotationssymmetrischen 2D-Simulation nicht abgebildet werden, weswegen sich hier die Tendenzen aus der 2D- und 3D-Simulation unterscheiden. Der Einfluss der Blechdicke in dem untersuchten Bereich ist gering. Wird die Blechdicke deutlich reduziert ($\Delta t = -1$ mm), stülpt sich der Synchronring so stark, dass vor allem am großen Kegeldurchmesser hohe Pressungen auftreten und sich somit die maximale Reibflächentemperatur dort stark erhöht.

Auswirkungen einer veränderten Blechdicke des Synchronrings der DK73 auf die maximale Reibflächentemperatur sind komplex, da die Blechdicke sowohl die thermische Masse als auch die Steifigkeit des Synchronrings beeinflusst. Beide Effekte überlagern sich und führen somit zu den Tendenzen aus Bild 9.16.

Bei der Standardblechdicke $t = 2$ mm ($\Delta t = 0$ mm) und $p = 4,2$ N/mm² (schwarzer Kreis) tritt die maximale Reibflächentemperatur auf der äußeren Reibfläche (Rf1) verschoben in Richtung kleiner Kegeldurchmesser auf, siehe auch Bild 8.5 (2D) und Bild 8.14 (3D). Exemplarisch zeigt Bild 9.17 die Pressungsverteilung bei drei unterschiedlichen Blechdicken und $p = 4,2$ N/mm². Im Anhang Abschnitt A.11 ist die korrespondierende Temperaturverteilungen abgebildet. Wird die Blechdicke reduziert ($\Delta t < 0$ mm), verformt sich der Synchronring stärker; die Pressungsverteilung auf der Reibfläche wird gleichmäßiger, das Temperaturmaximum verschiebt sich in Richtung großer Kegeldurchmesser. Bei niedrigerer Blechdicke reduziert sich jedoch die thermische Masse des Synchronrings. Dies hat zur Folge, dass bei gleichem Energieeintrag die Reibflächentemperaturen steigen.

Die nominelle Pressung beeinflusst zum einen die Verformung der Ringe, zum anderen die Rutschzeit, in der die Energie in Wärme umgewandelt wird. Die Effekte (Verformung (pressungs- bzw. steifigkeitsbedingt), Rutschzeit und thermische Masse) treten in Wechselwirkung und führen zu einer steigenden bzw. fallenden maximalen Reibflächentemperatur mit reduzierter Blechdicke. Bei sehr niedriger Blechdicke ($\Delta t < -0,75$ mm) steigen die Reibflächentemperaturen bei den drei untersuchten Pressungen an, da sich der Synchronring so stark stülpt, dass er in Reibflächenmitte vom Zwischenring abhebt, siehe Bild 9.17 (links). Bei reduzierter Pressung kann die Blechdicke weiter verringert werden, bis sich der Synchronring so stark verformt, dass aufgrund der Stülpung das Temperaturmaximum am großen Kegeldurchmesser auftritt. Unterschiede zwischen 2D- und 3D-Simulation, vor allem bei $\Delta t < 0$ mm, werden auf die ungleichmäßige Verformung des Synchronrings in Umfangsrichtung zurückgeführt. Neben der Stülpung der Ringe beeinflusst bei niedriger Blechdicke zusätzlich die Verdrillung der Ringe die Pressungsverteilung, die nur in der 3D-Simulation abbildbar ist.

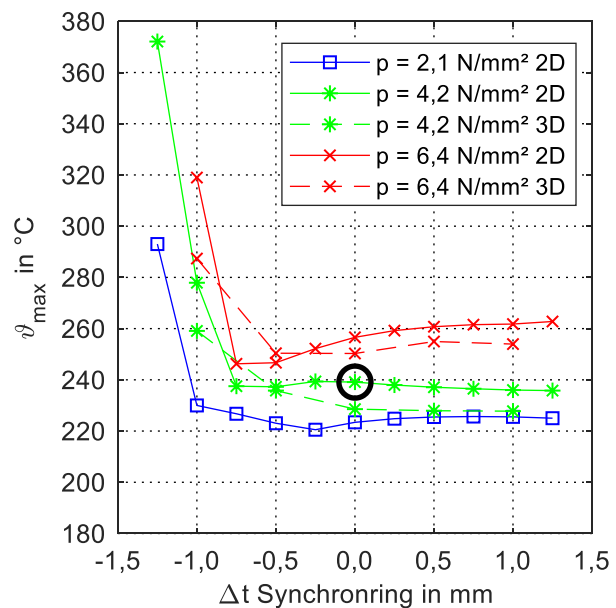


Bild 9.16: Einfluss der Blechdicke des Synchronrings t auf ϑ_{\max} Simulation LS9-DK73, 2D (Var1b) und 3D (Var3)

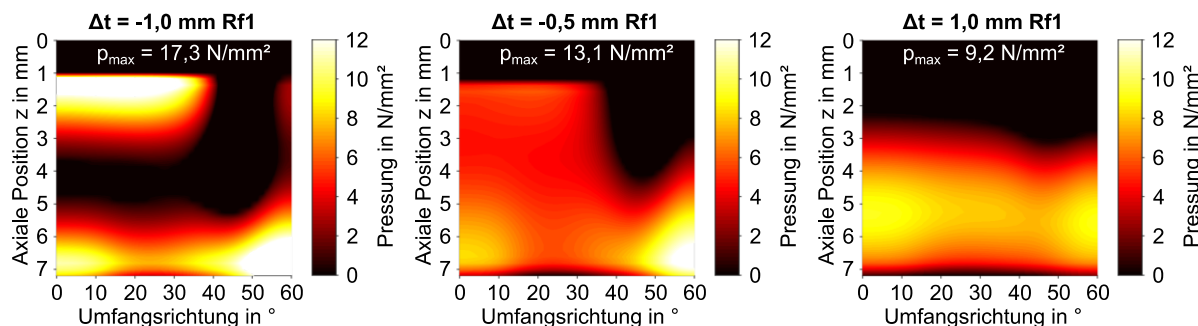


Bild 9.17: Variation Blechdicke - Pressungsverteilung im Zeitschritt in dem ϑ_{\max} auftritt, LS9; $p = 4,2 \text{ N/mm}^2$, DK73 3D, Var3

Die Pressungsverteilungen bei $\Delta t = 0 \dots 1,0 \text{ mm}$ unterscheiden sich nicht deutlich, was sowohl 2D- als auch 3D-Simulationen bestätigen. Das Pressungsmaximum tritt am kleinen Kegeldurchmesser im Bereich der Indexlasche (60°) auf. Je niedriger die Blechdicke, desto stärker verschiebt sich das Pressungsmaximum in Richtung kleiner Kegeldurchmesser, siehe Bild 9.17. Mit steigender Dicke des Synchronrings nimmt zwar dessen thermische Masse zu, was die Temperatur der äußeren Reibfläche reduziert, allerdings wird die in Kontakt stehende Reibfläche durch die größere Steifigkeit und somit die mangelnde Anpassungsfähigkeit des Synchronrings reduziert; die flächenspezifische Belastung steigt. Beide Effekte scheinen sich so zu kompensieren, sodass eine erhöhte Steifigkeit die maximale Reibflächentemperatur bei $p = 4,2 \text{ N/mm}^2$ nahezu nicht verändert. Bei der niedrigen Pressung ($p = 2,1 \text{ N/mm}^2$, 2D) sinkt für $\Delta t = -0,25 \dots 1,25 \text{ mm}$ die maximale Reibflächentemperatur auf der äußeren Reibfläche (nicht dargestellt) sogar mit steigender Blechdicke. Die maximale Reibflächentemperatur der Synchronisierung, die auf der inneren- oder der äußeren Reibfläche auftritt, steigt jedoch weiter an, weil die maximale Reibflächentemperatur der Synchronisierung nun auf der inneren Reibfläche auftritt. Dies erklärt sich über den langsameren Energieeintrag aufgrund der reduzierten Pressung.

9.2.4 Variation der Kegelwinkel

Bereits in zahlreichen Veröffentlichungen werden die Kegelwinkelklaffung als entscheidender Einflussparameter auf die maximale Reibflächentemperatur diskutiert [Acu16a, Acu14b, Hög20, Hög15b, Neu08, Spr01]. Als Kegelwinkelklaffung wird der Unterschied der Kegelwinkel von Reibfläche und Gegenreibfläche bezeichnet. Die meisten Untersuchungen basieren auf 2D-Simulationen von Einfachkegel-Synchronisierungen, meist mit Synchronringen aus Nutzfahrzeuganwendungen. In dieser Arbeit wird der Einfluss des Kegelwinkels für alle Baugrößen durchgeführt und zudem für die EK72 und DK73 auch mit Ergebnissen der 3D-Simulation verglichen. Um Konvergenz zu erhalten, muss die axiale Position der Ringe zueinander angepasst werden, sodass im ersten Zeitschritt kein Spalt zwischen den verschiedenen Bauteilen existiert. Eine minimale Durchdringung der Körper ist für die Konvergenz unkritisch. Zudem wird die Durchdringungstoleranz angepasst, um Temperaturspitzen an den Rändern zu vermeiden. Diese Temperaturspitzen sind numerisch bedingt, treten aber in der Realität nicht auf und würden das Ergebnis verfälschen. Die geänderte Durchdringungstoleranz reduziert die Kontaktsteifigkeit und reduziert die maximalen Reibflächentemperaturen. Ohne Kegelwinkelklaffung liegen die Unterschiede mit/ohne veränderter Durchdringungstoleranz in LS9 sowohl bei der EK72 als auch bei der DK73 bei ca. 2 K. Bei der DK73 wird zudem die Länge des

Innenrings um 0,45 mm erhöht. Dadurch steht der innere Reibbelag des Zwischenrings nicht über den Innenring hinaus. Ohne diese Anpassung würde bei einem flacheren Konuswinkel als Zwischenringwinkel am kleinen Kegeldurchmesser eine Pressungsspitze entstehen, da sich die Kante des Innenrings in den Reibbelag eingraben würde. Dies führt aufgrund des Punktkontakts (2D-Simulation) zu sehr hohen lokalen Reibflächentemperaturen. In Prüfstandsversuchen ist zu erwarten, dass sich diese Pressungsspitzen durch Verschleiß abbauen. In den nachfolgenden Diagrammen wird der Kegelwinkel eines Bauteils angepasst. Die Änderung des Kegelwinkels wird dabei mit $\Delta\alpha$ bezeichnet und in Winkelminuten angegeben. Ein $\Delta\alpha$ Schaltrad = 15' (EK72) bedeutet, dass der Kegelwinkel α des Schaltrads um $0,25^\circ$ größer ist als der nominelle Kegelwinkel.

Zunächst werden die Ergebnisse der 2D-Simulation der EK72 vorgestellt, siehe Bild 9.18. Bei der EK72 wird der Winkel des Stahlkonus des Schaltrads von $-15 \dots 15'$ für drei unterschiedliche Pressungen in zwei Laststufen variiert. Die spezifische Reibarbeit in LS7 und LS9 ist gleich, bei LS7 ist jedoch die Rutschzeit länger, da die Ausgangsgleitgeschwindigkeit reduziert und die Massenträgheit erhöht wird. Damit sinkt bei gleicher Reibarbeit die Reibleistung in LS7. In LS9 (Bild 9.18, rechts) steigt die maximale Reibflächentemperatur deutlich an, wenn der Kegelwinkel des Schaltrads vergrößert wird ($\Delta\alpha > 0$). Reibbelag und Stahlkonus kommen am großen Kegeldurchmesser zuerst in Kontakt und maximale Pressungs- und Reibflächentemperatur verstärken sich dort weiter. Mit reduziertem Kegelwinkel berühren sich während des Kraftaufbaus Synchronring und Stahlkonus zunächst am kleinen Kegeldurchmesser. Aufgrund der Verformung des Synchronrings ist, abhängig von der anliegenden Axialkraft, bei kleineren Winkeln des Schaltrads ($\Delta\alpha < 0$) die Pressungs- und Temperaturverteilung über der Reibfläche gleichmäßiger. Daraus resultieren niedrigere maximale Reibflächentemperaturen. Da die Verformung des Synchronrings die Pressungsverteilung der EK72 entscheidend beeinflusst, ist dieser Effekt kraftabhängig. Bei niedrigen nominellen Flächenpressungen ($p = 2,0 \text{ N/mm}^2$) verformt sich der Synchronring weniger und in LS9 wird das Temperaturminimum bei $\Delta\alpha$ Schaltrad = 5' erreicht. Für größere Axialkräfte ist eine weitere Reduzierung des Winkels nötig, um eine möglichst gleichmäßige Pressungsverteilung auf der Reibfläche zu erhalten und somit die maximale Reibflächentemperatur zu minimieren. Wird der Kegelwinkel des Schaltrads für die jeweilige Beanspruchung zu niedrig gewählt, wandert das Pressungsmaximum in Richtung kleiner Kegeldurchmesser und erwärmt dort den Stahlkonus stärker, die maximale Reibflächentemperatur steigt an. Bei gleichem Energieeintrag und niedrigerer Reibleistung in LS7 (Bild 9.18, links) sind die Tendenzen vergleichbar. Allerdings wird hier die minimale Reibflächentemperatur bei kleinerer Kegelwinkelklaffung als in LS9 erreicht. Der Einfluss der Axialkraft auf die optimale Kegelwinkelklaffung zwischen Synchronring und Stahlkonus ist jedoch größer als die der Reibleistung bzw. Reibarbeit. Dies bestätigen auch die Variationen der Kegelwinkel für LS1 und LS3 (siehe Anhang Abschnitt A.11). Auch in LS1 und LS3 wird, wie auch in LS9 ($p = 2 \text{ N/mm}^2$) die minimale Reibflächentemperatur bei $\Delta\alpha = -5^\circ$ erreicht. Somit sind bei der Auslegung einer optimalen Kegelwinkeldifferenz insbesondere die in der Anwendung dominierenden Axialkräfte auf die Synchronisierung entscheidend. Eine für alle Betriebsbedingungen optimale Auslegung des Kegelwinkels ist nicht möglich.

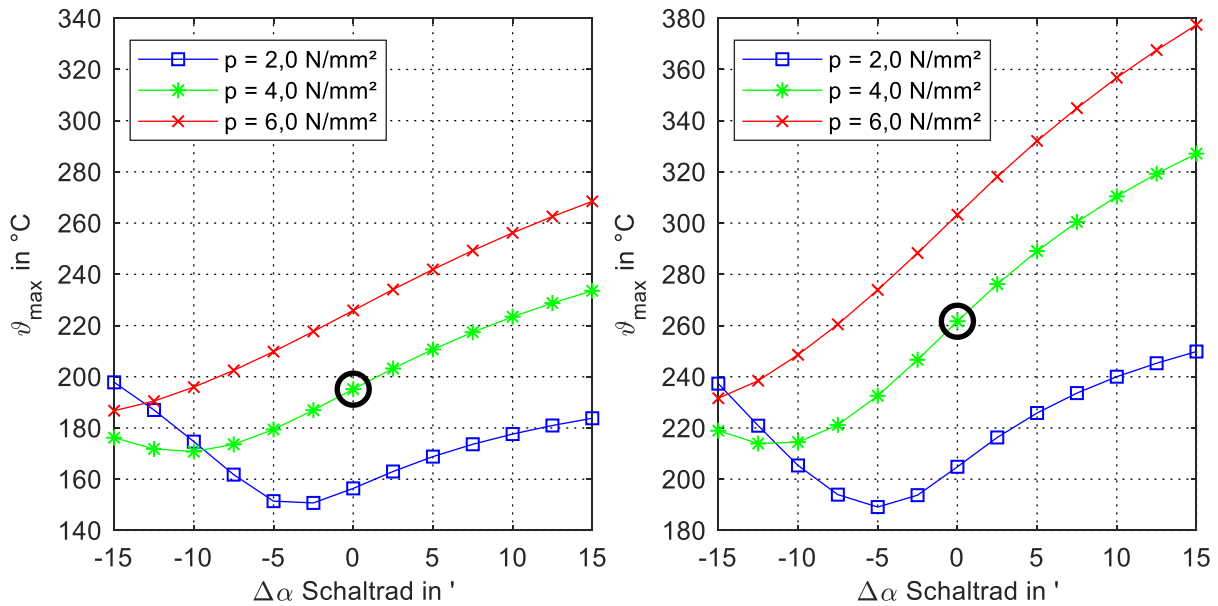


Bild 9.18: Einfluss der Kegelwinkelklaffung in Abhängigkeit von der Flächenpressung auf die maximale Reibflächentemperatur ϑ_{\max} ; links: LS7-EK72 2D; rechts: LS9-EK72 2D

Der Einfluss der Kegelwinkel auf die maximale Reibflächentemperatur wird ebenfalls in der 3D-Simulation für LS9 und drei verschiedene Pressungen untersucht und die Ergebnisse sind in Bild 9.19 dargestellt.

Die 3D-Simulationen bestätigen die Ergebnisse der 2D-Simulationen. Auch die Kegelwinkelklaffungen, bei denen die minimalen Reibflächentemperaturen in Abhängigkeit von der Pressung auftreten, stimmen überein. Exemplarisch sind in Bild 9.20 die Pressungsverteilungen des Zeitschritts dargestellt ($p = 4 \text{ N/mm}^2$ für $\Delta\alpha = -15' / -10' / 15'$), in dem die maximale Reibflächentemperatur auftritt. Eine Erhöhung des Winkels des Schaltrads führt zu einer extremen Pressungserhöhung am großen Kegeldurchmesser. Für die optimale Kegelwinkelgestaltung ($\Delta\alpha = -10'$) ist die Pressungsverteilung über der Reibfläche sehr gleichmäßig. Eine weitere Reduktion des Konuswinkels des Schaltrads resultiert in einer Pressungsverteilung, die weiter in Richtung kleiner Kegeldurchmesser verschoben ist. Die maximale Reibflächentemperatur steigt dadurch erneut. Ein Vergleich der Ergebnisse mit denen anderer Autoren und Synchronisierungen erfolgt in Abschnitt 9.3.1.

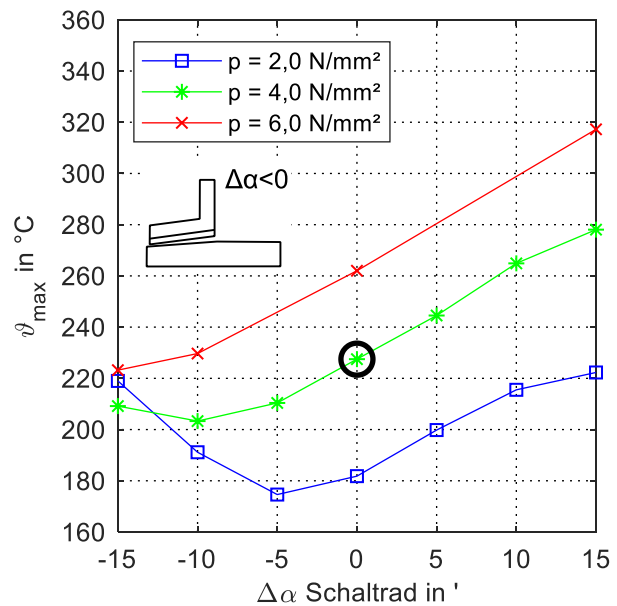


Bild 9.19: Einfluss der Kegelwinkelklaffung in Abhängigkeit von der Flächenpressung auf die maximale Reibflächentemperatur ϑ_{\max} ; LS9-EK72 3D

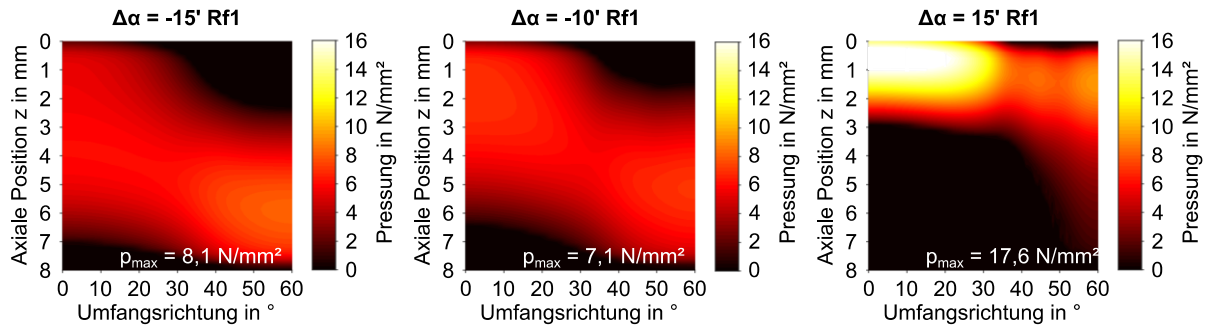


Bild 9.20: Einfluss der Kegelwinkelklaffung auf Pressungsverteilung LS9-EK72 (3D-Simulation, Var3) $p = 4 \text{ N/mm}^2$, Zeitschritt in dem ϑ_{\max} auftritt

Bisher unbekannt ist, wie sich eine Kegelwinkelvariation bei Mehrfachkonus-Synchronisierungen auswirkt. Daher wird für die DK73 sowohl der Kegelwinkel des Innen- als auch des Synchronrings variiert und die Einflüsse auf die maximale Reibflächentemperatur für die 2D-Simulation in Bild 9.21 dargestellt. Bei der Variation des Synchronringwinkels, Bild 9.21 (rechts), tritt die maximale Reibflächentemperatur bei allen Parametervariationen auf der äußeren Reibfläche (Rf1) auf. Unabhängig von der aufgetragenen Axialkraft werden die minimalen Reibflächentemperaturen bei einem um $2,5'$ kleineren Synchronringwinkel ($\Delta\alpha = -2,5'$) erreicht. Die Pressungsverteilung verschiebt sich dadurch in Richtung Reibflächenmitte. Anders als bei der EK72, ist hier nicht erkennbar, dass die Höhe der Axialkraft die Lage des Temperaturminimums in Abhängigkeit vom Kegelwinkel beeinflusst. Dies ist vermutlich auf die steifere Geometrie des Synchronrings der DK73 zurückzuführen.

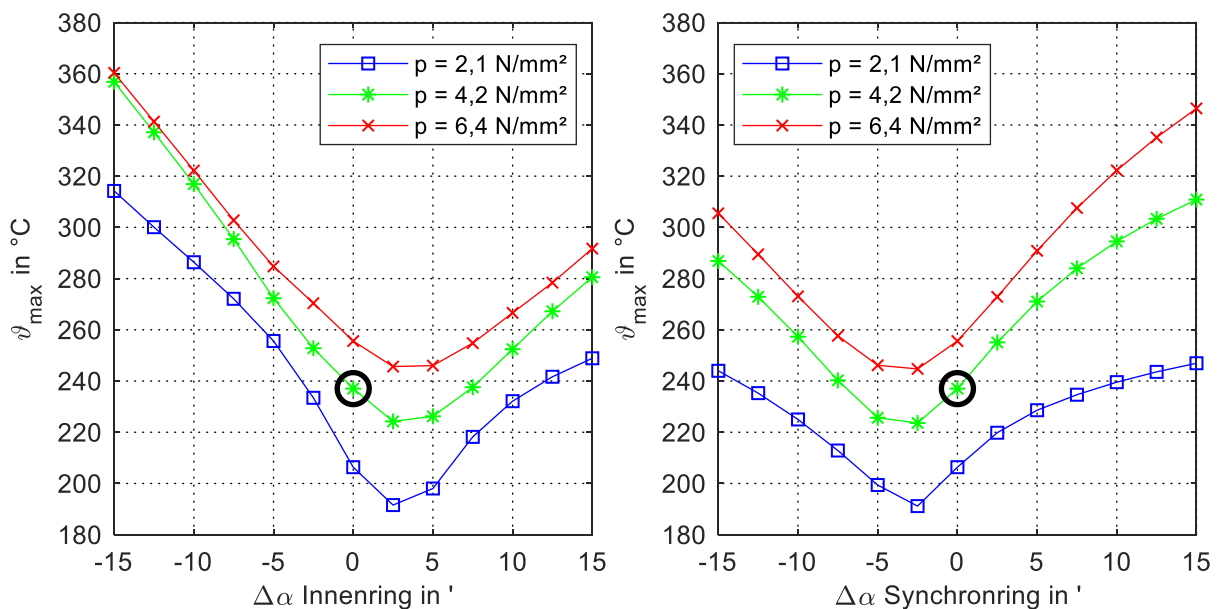


Bild 9.21: Einfluss der Kegelwinkelklaffung in Abhängigkeit von der Flächenpressung auf die maximale Reibflächentemperatur ϑ_{\max} ; LS9-DK73; links: Variation Winkel Innenring; rechts: Variation Winkel Synchronring; Var1b (2D)

Bei Variation des Kegelwinkels des Innenrings, Bild 9.21 (links), ist der Sachverhalt komplizierter, da hier abhängig von der Kegelwinkelklaffung und der Belastung die maximale Temperatur entweder auf der inneren (Rf2) oder der äußeren Reibfläche (Rf1) auftritt. Wird der

Kegelwinkel des Innenrings um 2,5' erhöht ($\Delta\alpha = 2,5'$), verschiebt sich das Pressungsmaximum in Richtung Reibflächenmitte, Pressungs- und Temperaturverteilung werden gleichmäßiger. Gerade bei kleineren Winkeln des Innenrings ($\Delta\alpha < 0'$) treten die maximalen Reibflächentemperaturen auf der inneren Reibfläche auf. Bei $\Delta\alpha > 0'$ ist es abhängig von der Pressung, wann die maximale Temperatur auf der inneren und wann auf der äußeren Reibfläche zu beobachten ist.

Für längere Rutschzeiten bei gleichem Energieeintrag (LS7, siehe Anhang Abschnitt A.11) sind die Einflüsse der Kegelwinkel, wie auch bei der EK72, niedriger. Die minimalen Reibflächentemperaturen werden bei den gleichen $\Delta\alpha$ Werten erreicht wie in LS9.

Der Abgleich von 2D- und 3D-Simulation erfolgt für eine Variation des Kegelwinkels von Innen- und Synchronring bei $p = 4,2 \text{ N/mm}^2$, siehe Bild 9.22. Die 3D-Simulationen (Var3) bestätigen die Tendenzen der 2D-Simulation (Var1b) sehr gut, siehe Bild 9.21. Lediglich bei Var1a (2D-Simulation, kurze Lasche am kleinen Kegeldurchmesser) treten die minimalen Reibflächentemperaturen bei $\Delta\alpha = 0'$ auf (hier nicht dargestellt). Zudem stimmen die Tendenzen schlechter überein als bei Var1b (2D). Exemplarisch ist in Bild 9.23 die Pressungsverteilung für drei unterschiedliche Winkel am Synchronring dargestellt. Bei $\Delta\alpha(\text{Synchronring}) = -5/-15'$ treten die maximalen Pressungen und Reibflächentemperaturen im Bereich 0° Umfangrichtung auf. Im Gegensatz dazu ist bei $\Delta\alpha$ Synchronring = $15'$ die maximale Reibflächentemperatur am kleinen Kegeldurchmesser unterhalb der Verzahnung (0°) zu beobachten, während die maximale Pressung im Bereich der Indexlasche (60°) auftritt.

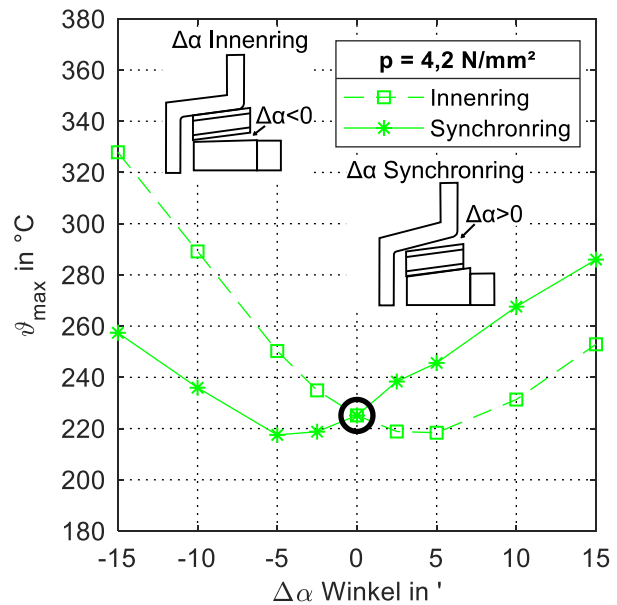


Bild 9.22: Einfluss der Kegelwinkelklaffung auf die maximale Reibflächentemperatur ϑ_{\max} ; LS9-DK73; Var3 (3D)

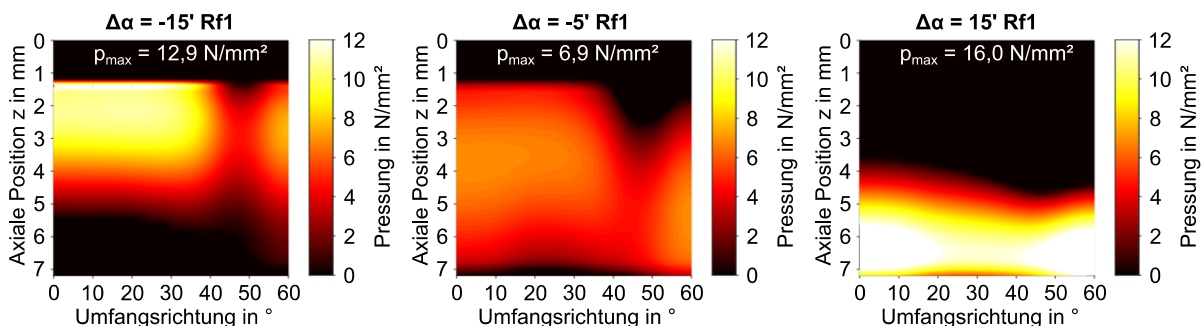


Bild 9.23: Einfluss Variation Kegelwinkel Synchronring auf Pressungsverteilung LS9-DK73 (3D-Simulation, Var3), $p = 4,2 \text{ N/mm}^2$, Zeitschritt in dem ϑ_{\max} auftritt

Bei der Variation des Winkels des Innenrings ergeben sich auf der äußeren Reibfläche vergleichbare Bilder, lediglich bei umgekehrtem Vorzeichen von $\Delta\alpha$. D. h. für $\Delta\alpha = -15'$ ist die

Pressungsverteilung auf der äußeren Reibfläche (Rf1) vergleichbar zu Bild 9.23 (rechts) und für $\Delta\alpha = 15$ vergleichbar mit Bild 9.23 (links). Für $\Delta\alpha < 0'$ (Variation des Kegelwinkels des Innenrings, hier nicht dargestellt) treten die maximalen Reibflächentemperaturen auf der inneren Reibfläche auf.

Um die Auswirkung der Kegelwinkelklaffung auf eine Doppelkonus-Synchronisierung zu untersuchen, bei der der Reibbelag auf Synchron und Innenring aufgebracht ist, werden die Winkel von Synchron- und Innenring bei der DK70 variiert und die Einflüsse auf die maximale Reibflächentemperatur in Bild 9.24 dargestellt. Die maximalen Reibflächentemperaturen treten sowohl bei der Variation des Winkels am Innen- als auch am Synchronring auf der äußeren Reibfläche auf. Die Einflüsse sind vergleichbar zu denen bei der DK73. Tendenziell muss jedoch der Winkel am Innen- bzw. Synchronring um ca. 2,5' stärker verändert werden als bei der DK73, um die niedrigste maximale Reibflächentemperatur zu erhalten. Kegelwinkelvariationen wirken sich jedoch bei der DK73 deutlicher aus als bei der DK70. Die Simulation bestätigt, dass bei Doppelkonus-Synchronisierungen die minimalen Reibflächentemperaturen bei optimaler Kegelwinkelklaffung weniger stark von den Versuchsbedingungen abhängen als bei der EK72. Die Geometrie der Synchronringe und deren Bauart beeinflusst, bei welcher Kegelwinkelklaffung die Reibflächentemperaturen minimiert werden.

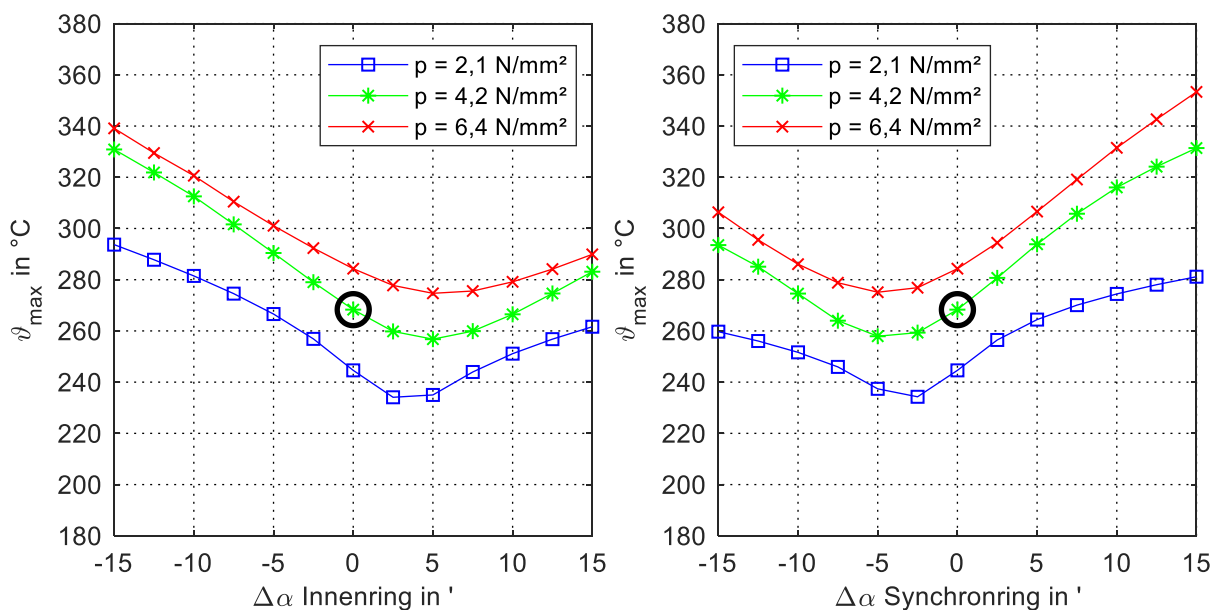


Bild 9.24: Einfluss der Kegelwinkelklaffung in Abhängigkeit von der Flächenpressung auf die maximale Reibflächentemperatur ϑ_{\max} ; LS9-DK70 2D; links: Variation Winkel Innenring; rechts: Variation Winkel Synchronring

Auch für die Dreifachkonus-Synchronisierung werden die Kegelwinkel von Innen- und Synchronring bei drei verschiedenen Pressungen in LS9 variiert und der Einfluss auf die maximale Reibflächentemperatur analysiert, siehe Bild 9.25. Die minimalen Reibflächentemperaturen werden mit der gleichen Veränderung der Kegelwinkel von Innen- und Synchronring erreicht wie bei der DK73. Bereits kleine Abweichungen der Kegelwinkel vom idealen Kegelwinkel führen aber zu sehr starken Temperaturanstiegen, vor allem bei niedrigen Pressungen. Bei der Variation des Synchronringwinkels treten, bis auf $\Delta\alpha$ Synchronring = -15', die maximalen Reibflächentemperaturen immer auf der mittleren Reibfläche (Rf2) auf. Die hohe Empfindlichkeit der TK73 auf Kegelwinkelabweichungen, gerade bei niedrigen Pressungen, lässt sich wie folgt erklären: Die Reibflächentemperatur der mittleren Reibfläche (Rf2) steigt aufgrund der kleinen

thermischen Masse des Innenrings stärker als auf der äußeren Reibfläche (Rf1). Dies führt dazu, dass je nach Belastung bzw. Kegelwinkelklaffung die maximale Reibflächentemperatur in den folgenden Zeitschritten nicht mehr auf der äußeren, sondern der mittleren Reibfläche auftritt. Je nach Kegelwinkelklaffung wandert der Ort der maximalen Reibflächentemperatur in Richtung großer oder kleiner Kegeldurchmesser, siehe Bild 9.26. Hohe Reibflächentemperaturen führen zu starken lokalen Ausdehnungen und verstärken somit im nächsten Zeitschritt den lokalen Energieeintrag weiter, da lokal die Pressung steigt. Während bei der DK73 die maximalen Reibflächentemperaturen kurz nach der halben Rutschzeit auftreten, werden bei der TK73 die maximalen Reibflächentemperaturen im hinteren Drittel der Rutschzeit erreicht.

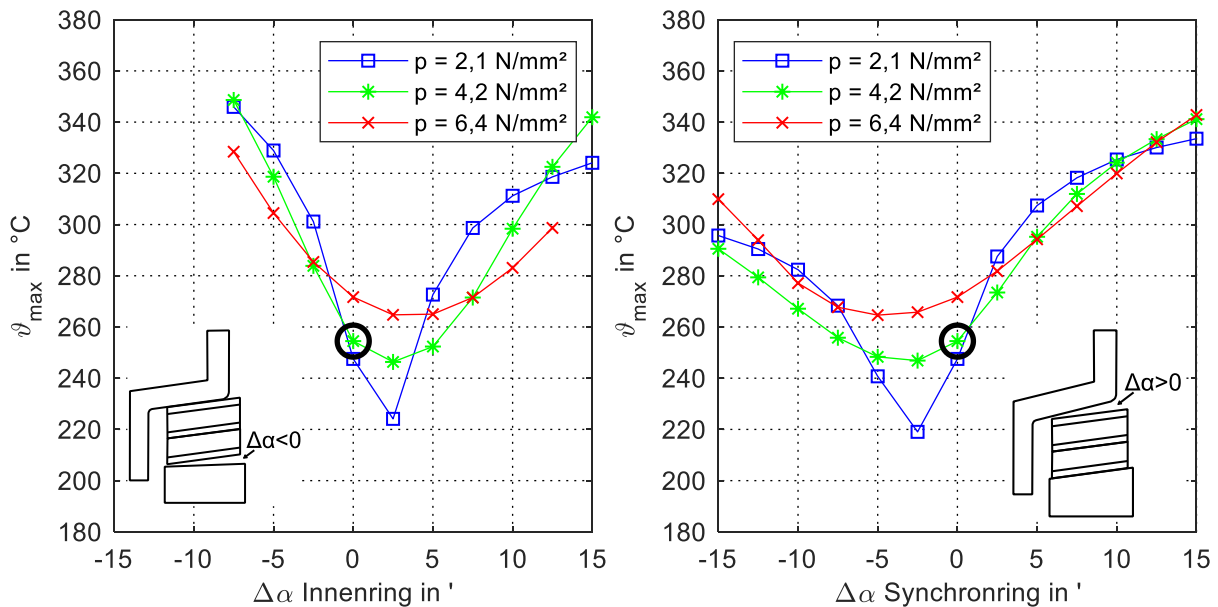


Bild 9.25: Einfluss der Kegelwinkelklaffung in Abhängigkeit von der Flächenpressung auf die maximale Reibflächentemperatur ϑ_{max} , LS9-TK73 2D; links: Variation Winkel Innenring; rechts: Variation Winkel Synchronring

Exemplarisch zeigt Bild 9.26 die Temperaturverteilungen für drei Kegelwinkelvariationen auf der mittleren Reibfläche (Rf2) bei $p = 2,1 \text{ N/mm}^2$.

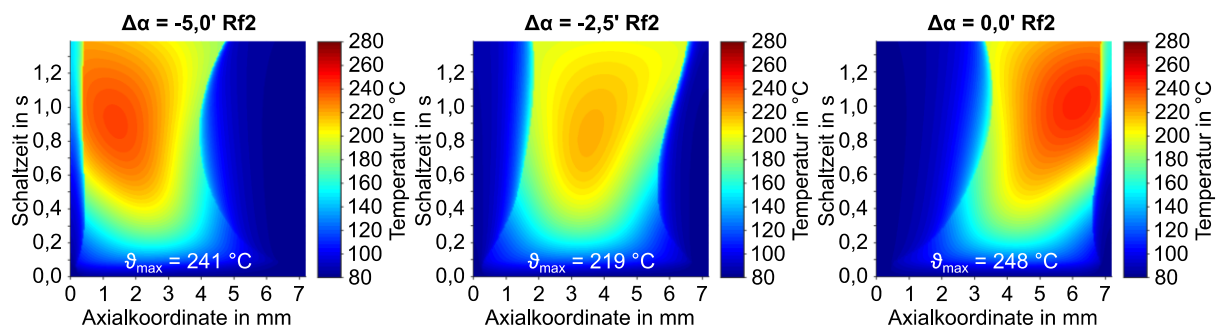


Bild 9.26: Einfluss Variation Kegelwinkel Synchronring auf die Temperaturverteilung, LS9-TK73-2D ($p = 2,1 \text{ N/mm}^2$)

Minimale Änderungen der Kegelwinkel des Synchronrings verschieben den Ort der maximalen Reibflächentemperatur Richtung großen oder kleinen Kegeldurchmesser. Dies führt dazu,

dass sich gerade bei niedrigen Pressungen das System sehr sensitiv bezüglich Kegelwinkelvariationen verhält. Diese hohe Sensitivität ist bei der DK73 nicht zu beobachten, da hier die thermische Masse des Innenrings deutlich größer ist und sich die Position des Temperaturmaximums der einzelnen Zeitschritte nicht so stark auf der Reibfläche verschiebt wie bei der TK73.

9.2.5 Variation der Materialparameter

Materialparameter sind entscheidende Eingangsgrößen für thermo-mechanische Simulationen. Meist sind Materialparameter von Carbon-Reibbelägen unbekannt und nur aufwendig über Messungen zu ermitteln. Auch ohne die genaue Kenntnis der Materialeigenschaften der Reibbeläge kann über Literaturwerte in Kombination mit Parametervariationen der Einfluss verschiedener Materialeigenschaften untersucht werden. Nachfolgend werden die Ergebnisse der Parameterstudien aller Materialparameter vorgestellt, die in der thermo-mechanischen Simulation als Eingangsgrößen benötigt werden. In dieser Arbeit werden gemäß dem Vorgehen von Häggström [Häg18a, Häg22] alle Materialparameter für jede Baugröße, ausgehend von den Standardwerten aus Tabelle 8.1, um 50 % reduziert bzw. erhöht. Da Dichte und spezifische Wärmekapazität die gleichen Auswirkungen auf die maximalen Reibflächentemperaturen haben, wird lediglich die spezifische Wärmekapazität verändert. Somit kann abgeschätzt werden welcher Materialparameter den thermischen Haushalt beeinflusst.

Die Parametervariationen werden für die 2D-Simulationen in den Laststufen LS1 bzw. LS3 ($q = 0,7 \text{ J/mm}^2$, kurze bzw. lange Rutschzeit) und LS7 bzw. LS9 ($q = 1,1 \text{ J/mm}^2$, kurze bzw. lange Rutschzeit) durchgeführt, um den Einfluss der Betriebsbedingungen zu bestimmen. Exemplarisch ist in Bild 9.27 für die Systeme EK72, DK73, TK73 und DK70 die Temperaturdifferenz zwischen maximalen Reibflächentemperaturen der Referenzsimulation $\vartheta_{\max, \text{ref}}$ (Materialparameter aus Tabelle 8.1) und den Reibflächentemperaturen $\vartheta_{\max, \text{var}}$ der Simulationen mit variierten Materialparametern in LS9 dargestellt. Bei den Doppelkonus-Synchronisierungen werden die maximalen Reibflächentemperaturen der äußeren Reibfläche (a, Rf1) dargestellt, da dort die maximale Reibflächentemperatur auftritt. Bei der TK73 werden die Temperaturen auf Rf2 (i) abgebildet.

Für den Reibbelag wird in der Literatur häufig die Steifigkeit des Reibbelags als dominante Einflussgröße auf die maximale Reibflächentemperatur angegeben [Häg18a, Spr01]. Dies bestätigen auch die Simulationsergebnisse der hier vorliegenden Parametervariationen von EK72, DK73 und TK73. Je steifer der Reibbelag, desto höher ist die maximale Reibflächentemperatur, da sich Pressungsungleichförmigkeiten bei einem steifen Reibbelag schlecht ausgleichen können. Besonders deutlich wird dies, wenn organische mit metallischen Reibbelägen verglichen werden [Acu16a]. Gerade für die Steifigkeit von Carbon-Reibbelägen schwanken Literaturwerte erheblich, z.B. $E_{\text{rb}} = 14 \text{ N/mm}^2$ [Awa05] bis $E_{\text{rb}} = 50.000 \text{ N/mm}^2$ [Häg15b]. Die in dieser Arbeit verwendeten E-Module basieren auf Werten, die von andere Autoren gemessen und veröffentlicht wurden und nach Rücksprache mit den Reibbelag Herstellern für den jeweiligen Reibbelag als repräsentativ angesehen werden können ($E_{\text{rb}} = 100 \dots 1.000 \text{ N/mm}^2$). Es wird darauf hingewiesen, dass die Annahme eines linearelastischen E-Moduls eine Vereinfachung darstellt und abhängig von der Flächenpressung die Steifigkeit des gewobenen Reibbelags ansteigen kann. Der Einfluss auf die maximale Reibflächentemperatur ist für die untersuchten Belastungen jedoch niedrig, siehe Bild 9.27 (DK70). Beim Abgleich von Simulation und Messung (siehe Abschnitt 8.3) werden lediglich Massentemperaturen des Zwischenrings verglichen. In [Sto22] wird gezeigt, dass der Einfluss des E-

Moduls des Reibbelags auf die maximale Massentemperatur des Zwischenrings für einen sehr großen Bereich vernachlässigbar ist und somit die hier getroffene Vereinfachung das Ergebnis nicht beeinflusst. Einen großen Einfluss auf die maximale Reibflächentemperatur hat zudem die Querkontraktionszahl, die gerade bei Carbon-Reibbelägen nur bei wenigen Autoren angegeben wird [Häg15b, Neu08]. In den meisten Veröffentlichungen zum thermischen Haushalt von Synchronisierungen wird sie allerdings nicht genannt. Die Wärmeleitfähigkeit des Reibbelags hat gemäß der Parametervariation nur bei der DK70 einen größeren Einfluss. Bei der DK70 wird die gesamte Energie vom Zwischenring aufgenommen, der durch die beiden Reibbeläge von den restlichen Bauteilen isoliert ist. Je höher die Wärmeleitfähigkeit des Reibbelags, desto mehr Wärme wird an Synchron- und Innenring übertragen.

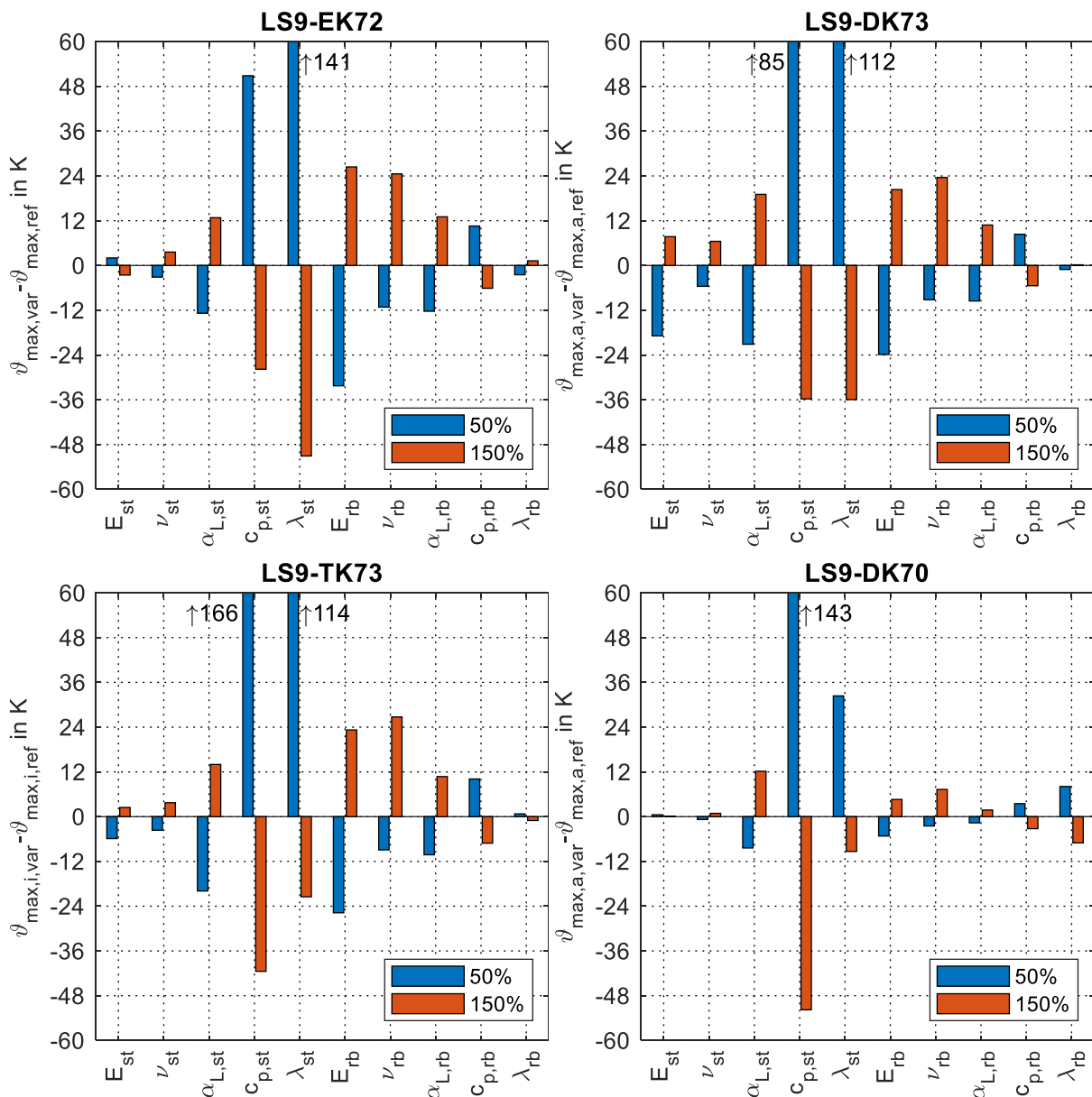


Bild 9.27: Einfluss der Materialparameter auf die maximalen Reibflächentemperaturen ϑ_{max} ; LS9, EK72, DK73, TK73 und DK70, 2D-Simulation

Für alle Bauarten ist der Einfluss der Wärmekapazität sowie der Wärmeleitfähigkeit von Stahl besonders groß. Die Materialeigenschaften von Stahl werden in den Simulationen sowohl für

die Schalträder als auch für die Ringe verwendet. Bei Bauformen, bei denen eine hohe Energie von einer kleinen thermischen Masse aufgenommen wird, z.B. Innenring TK73, bzw. Zwischenring DK70, bestimmt die Wärmekapazität die maximale Reibflächentemperatur maßgeblich. Bei EK72 und DK73 ist der Einfluss der Wärmeleitfähigkeit größer als die der Wärmekapazität. Die Wärmeleitfähigkeit bestimmt wie schnell sich eine lokale Temperaturerhöhung im Bauteil verteilen kann. Je kleiner die thermische Masse, desto größer ist die Bedeutung der Wärmekapazität des Stahls bzw. eine hohe Wärmeleitfähigkeit des Reibbelags. Eine hohe Wärmeleitfähigkeit der Reibbeläge führt dazu, dass Energie über Wärmeleitung durch den Reibbelag an andere Bauteile abgeführt wird. Die Materialparameter des Stahls können meist wenig beeinflusst werden. Allerdings ist die Wärmekapazität temperaturabhängig und hat einen großen Einfluss auf die maximalen Reibflächentemperaturen. In dieser Arbeit wird daher mit einer Wärmekapazität gerechnet, die einer mittleren Wärmekapazität für den relevanten Temperaturbereich entspricht. In Abschnitt 8.3 konnte damit eine gute Übereinstimmung des Temperaturhubs von Messung und Simulation nachgewiesen werden. Die Wärmeleitfähigkeit kann sich je nach Art des Stahls deutlich unterscheiden. Eine Zusammenstellung von Materialparametern aus der Literatur, sowohl für Stahl als auch für Carbon-Reibbeläge findet sich im Anhang Abschnitt A.8.

Die Einflüsse der Materialeigenschaften bei unterschiedlichen Belastungen sind im Anhang Abschnitt A.9 dargestellt. Die Ergebnisse werden hier nur knapp zusammengefasst. Wird bei sonst gleichen Versuchsbedingungen die Reibarbeit erhöht, vergleiche LS1 und LS7 bzw. LS3 und LS9, so nehmen auch die Unterschiede der maximalen Reibflächentemperaturen zwischen Referenz $\vartheta_{\max, \text{ref}}$ und Variation $\vartheta_{\max, \text{var}}$ des Materialkennwerts zu. Das Verhältnis der Temperaturdifferenz $\vartheta_{\max, \text{var}} - \vartheta_{\max, \text{ref}}$ der verschiedenen Materialparameter zueinander bleibt jedoch erhalten, vergleiche Bild 9.27. Ändert sich bei gleicher Reibarbeit die Rutschzeit, so ändern sich auch das Verhältnis der Temperaturdifferenz $\vartheta_{\max, \text{var}} - \vartheta_{\max, \text{ref}}$ der verschiedenen Einflussgrößen zueinander. Dies kann für alle untersuchten Synchronisierungen beobachtet werden. Gerade bei kurzen Rutschzeiten (LS3 bzw. LS9), verglichen mit langen Rutschzeiten (LS1 bzw. LS7), ist bei EK72 und TK73 der Einfluss des E-Moduls des Reibbelags E_{rb} größer als der der Querkontraktionszahl ν_{rb} . Tendenziell werden die Einflüsse der Materialparameter bei niedrigen Belastungen ebenfalls niedriger als bei hohen Belastungen. Einzige Ausnahme bildet die DK70, bei der der Einfluss der Wärmeleitfähigkeit des Reibbelags von LS9 nach LS7, d. h. bei längeren Rutschzeiten, zunimmt.

Neben den Materialparametern können auch Randschichten auf den Gegenreibflächen der Bauteile den thermischen Haushalt beeinflussen. Trapp [Tra10] weist in seinen Untersuchungen nach, dass Veränderungen von Gefüge und Kohlenstoffgehalt durch das Einsatzhärten die Wärmeleitfähigkeit beeinflussen können. Acuner [Acu16a] untersucht den Einfluss gehärteter Randschichten auf die maximale Reibflächentemperatur bei einer Einfachkonus-Synchronisierung mit Carbon-Reibbelag. In seiner Vergleichssimulation erhöht sich der Temperaturhub bei Berücksichtigung der gehärteten Randschicht, $\lambda_{\text{RS}} = 20 \text{ W/(mK)}$ statt 40 W/(mK) , um 60 %. Da im praktischen Einsatz unterschiedliche Wärmebehandlungsverfahren für Stahlkollen, Innen-, Zwischen- bzw. Synchronringe angewendet werden, wird der Einfluss einer Randschicht mit niedrigerer Wärmeleitfähigkeit für die EK72, die DK73 und die DK70 simulativ untersucht. Die Randschichten werden in den 2D-Simulationen entsprechend der Dicke des Reibbelags (ca. 0,7 mm EK72/DK73 und 0,4 mm DK70) mit reduzierter Wärmeleitfähigkeit von $\lambda_{\text{RS}} = 20$ bzw. 30 W/(mK) angenommen. Die Wärmeleitfähigkeit des Grundmaterials beträgt

weiterhin $\lambda_{st} = 43,5 \text{ W/(mK)}$. Bild 9.28 zeigt den Einfluss der Wärmeleitfähigkeit der Randschicht auf die maximale Reibflächentemperatur. Als Referenz sind auch die maximalen Reibflächentemperaturen ohne Berücksichtigung der Randschicht ($\lambda_{RS} = 43,5 \text{ W/(mK)}$) dargestellt. Gerade bei hohen Reibleistungen (LS3, LS6 und LS9) wirkt sich der Einfluss einer niedrigen Wärmeleitfähigkeit stark auf die maximale Reibflächentemperatur der EK72 bzw. DK73 aus. Je niedriger die Wärmeleitfähigkeit der Randschicht, desto höher sind die maximalen Reibflächentemperaturen. Diese Tendenz ist auch bei der DK70 zu beobachten, der Einfluss der Wärmeleitfähigkeit der Randschicht ist allerdings deutlich niedriger als bei EK72 und DK73. Die Massentemperatur des Zwischenrings ϑ_{sp} der DK70 wird durch eine veränderte Wärmeleitfähigkeit einer gehärteten Randschicht nahezu nicht beeinflusst. Der größte Unterschied in LS9 zwischen ϑ_{sp} bei $\lambda_{RS} = 43,5 \text{ W/mK}$ und $\lambda_{RS} = 20 \text{ W/mK}$ liegt bei unter 1 K. Dass sich die Wärmeleitfähigkeit von Stahl bei EK72 und DK73 stärker auf die maximale Reibflächentemperatur auswirkt, war bereits in der Parameterstudie der Materialeigenschaften erkennbar. Bei beiden Bauformen ist die thermische Masse, die die Reibenergie aufnimmt, groß. Bei der EK72 wird die Reibenergie vom Schaltrad, bei der DK73 vom Synchron- und Innenring aufgenommen. Bei der DK70 hingegen wird die gesamte Energie beider Reibflächen vom Zwischenring aufgenommen. Je höher die Wärmeleitfähigkeit desto schneller können sich lokale Temperaturerhöhungen im Bauteil ausbreiten. Eine reduzierte Wärmeleitfähigkeit der Randschicht führt zu einer schlechten Wärmeabfuhr bei EK72 und DK73. Beides sind Bauformen, bei denen die Temperaturverteilung ungleichmäßig ist. Deren im Vergleich zur DK70 größere thermische Masse kann die Wärme nicht so schnell aus dem Kontakt abführen wie ohne Randschicht. Die dickeren Randschichten der EK72 und DK73 im Vergleich zur DK70 sind nicht der Grund dafür, dass die maximalen Reibflächentemperaturen bei reduzierter Wärmeleitfähigkeit der Randschicht so deutlich ansteigen. Dies wird durch eine weitere Simulation abgesichert, bei der für die DK70 ebenfalls eine Randschichtdicke von 0,7 mm simuliert wird. Die maximale Reibflächentemperatur bei $\lambda_{RS} = 20 \text{ W/(mK)}$ steigt, bei einer Erhöhung der Randschichtdicke von 0,4 mm auf 0,7 mm, in LS9 um 9 K an. In Laststufen mit längeren Rutschzeiten sind die Temperaturunterschiede geringer.

Die Ergebnisse zeigen, dass bei Mehrfachkonus-Synchronisierungen die Position des Reibelags maßgeblich beeinflusst, wie sehr sich eine Randschicht mit niedriger Wärmeleitfähigkeit auf die maximale Reibflächentemperatur auswirkt.

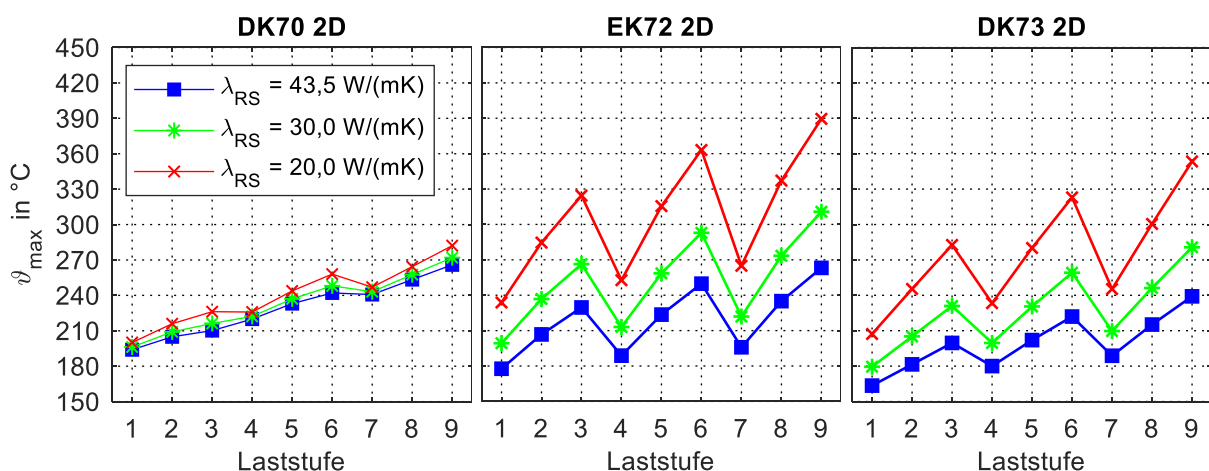


Bild 9.28: Einfluss einer gehärteten Randschicht auf die maximale Reibflächentemperatur DK70, EK72 und DK73 (Var1b); 2D-Simulation

9.2.6 Vergleich der Reibbelagposition bei Doppelkonus-Synchronisierungen

Experimentell werden zwei Ausführungen einer Doppelkonus-Synchronisierung verglichen. Bei der DK73 sind beide Reibbeläge auf dem Zwischenring aufgeklebt. Bei der DK70 tragen Synchron- und Innenring die Reibbeläge. Die experimentellen Untersuchungen liefern keinen objektiven Vergleich der beiden Bauarten, da sich die Synchronisierungen DK73 und DK70 sowohl im Aufbau und den geometrischen Abmessungen als auch der Art des Reibbelags unterscheiden.

Um geometrische Einflüsse auszuschließen, werden hier Simulationen durchgeführt, bei denen die Geometrie der DK73 verwendet und lediglich die Position des Reibbelags vom Zwischenring auf Synchron- und Innenring verschoben wird. Diese neue Variante wird DK73A bezeichnet. Bei der DK73A ändern sich die mittleren Reibradien der beiden konischen Reibflächen geringfügig, da der mittlere Reibradius außen um die Dicke des Reibbelags kleiner wird und der mittlere Reibradius der inneren Reibfläche sich entsprechend vergrößert. Alle weiteren Abmessungen bleiben unverändert, siehe Bild 8.1. Anders als bei allen bisherigen Simulationen wird bei der DK73 die Variante Var1a untersucht, d. h. die Variante mit kurzer Lasche am kleinen Kegeldurchmesser. Dies war nötig, da bei der DK73A mit langer Lasche am kleinen Kegeldurchmesser das Temperaturmaximum bereits nach kurzer Rutschzeit am Rand des Reibbelags aufgetreten ist. Die maximalen Reibflächentemperaturen sind dadurch nicht mehr repräsentativ, da das Kantentragen den lokalen Wärmeeintrag weiter verstärkt.

Bild 9.29 zeigt die Temperaturverteilung der äußeren (Rf1) und inneren (Rf2) Reibfläche in LS9.

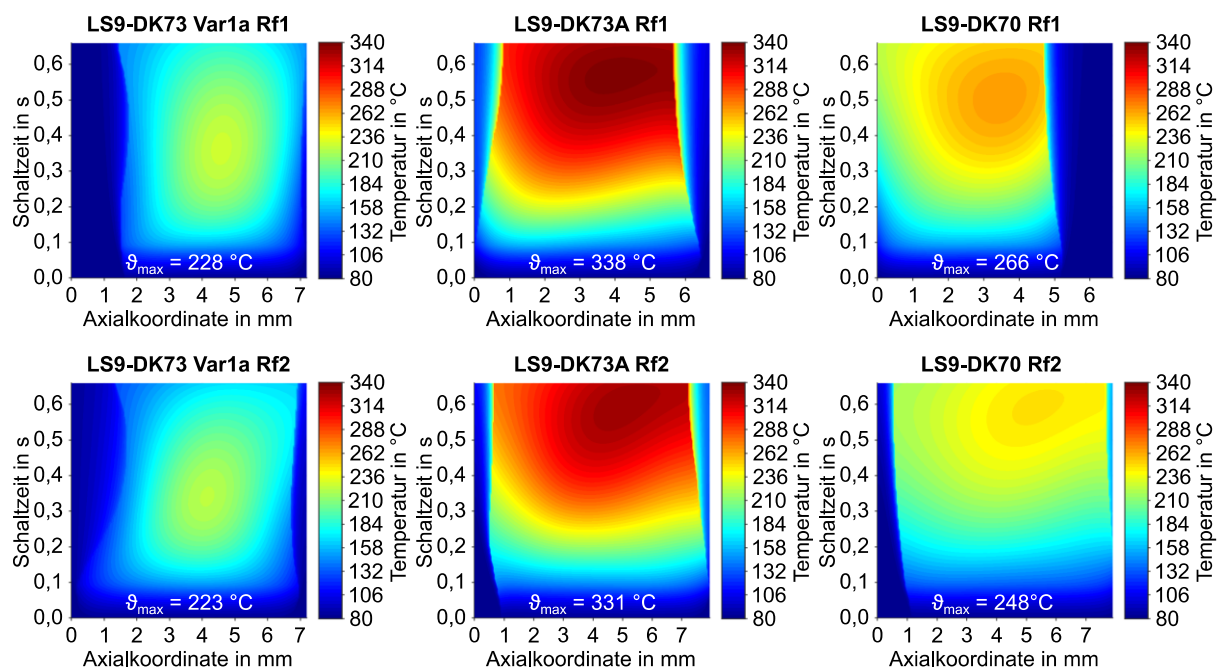


Bild 9.29: Temperaturverteilung der äußeren und inneren Reibfläche DK73 (Var1a), DK73A und DK70 in LS9 (2D-Simulation)

Zusätzlich zur DK73/DK73A wird die DK70 mit den gleichen spezifischen Parametern simuliert und den anderen beiden Bauarten gegenübergestellt. Sowohl auf der inneren als auch auf der äußeren Reibfläche ist die Temperaturverteilung der DK73A etwas gleichmäßiger als die der DK73. Die maximalen Reibflächentemperaturen treten bei beiden Varianten auf der äußeren

Reibfläche (Rf1) auf und sind bei der DK73A um 110 K höher. Dies liegt an der kleinen thermischen Masse des Zwischenrings der DK73A, der die gesamte Reibenergie aufnimmt. Die Energie kann, aufgrund der thermisch isolierenden Reibbeläge, Innen- und Synchronring der DK73A nur minimal erwärmen. Bei der DK73 verteilt sich die Reibarbeit auf Synchron- und Innenring. Während sich bei der DK73 zunächst zu Schaltungsbeginn ein Pressungsmaximum am großen Kegeldurchmesser ausbildet und sich während der Schaltung in Richtung Reibflächenmitte verschiebt, ist dies bei der DK70 und DK73A nicht zu beobachten. Die maximalen Reibflächentemperaturen beider Synchronisierungen treten immer tendenziell am kleinen Kegeldurchmesser auf. Bei DK70 und DK73A wandert der Zwischenring während der Schaltung aufgrund der Wärmedehnung in Richtung großer Kegeldurchmesser.

Der Einfluss der Belastungen auf die maximalen Reibflächentemperaturen der verschiedenen Bauarten der Doppelkonus-Synchronisierungen wird in den Laststufen LS1...9 untersucht, siehe Bild 9.30. Die maximale Reibflächentemperatur der DK73A steigt in allen Laststufen während der Schaltung aufgrund der niedrigen thermischen Masse extrem an. Während bei der DK73 bei steigender Gleitgeschwindigkeit und gleicher Reibarbeit die maximale Reibflächentemperatur deutlich zunimmt (z. B. 47 K, $q = 1,1 \text{ J/mm}^2$), ist der Einfluss der Gleitgeschwindigkeit bei DK73A und DK70 niedrig (z. B. 19 K, $q = 1,1 \text{ J/mm}^2$, DK73A). Dies liegt in der unterschiedlich großen thermischen Masse von DK73 und DK73A begründet. Mit steigender Gleitgeschwindigkeit nimmt auch die Reibleistung bei gleichbleibender Reibarbeit zu. Der daraus resultierende lokal hohe Energieeintrag wird durch Wärmeleitung bei der DK73 nicht schnell genug aus dem Reibkontakt in Synchron- und Innenring verteilt und die maximalen Reibflächentemperaturen steigen mit steigender Gleitgeschwindigkeit. Bei DK73A und DK70 beeinflusst die Reibarbeit den Temperaturanstieg des Zwischenrings maßgeblich. Aufgrund der niedrigeren thermischen Masse und des Energieeintrags von zwei Seiten, verteilt sich die Temperatur schneller und gleichmäßiger im Zwischenring von DK73A und DK70 als bei der DK73 im Synchron- bzw. Innenring.

Die signifikant niedrigeren Temperaturen der DK70 im Vergleich zur DK73A können über das für die Aufnahme der Energie optimierte Design erklärt werden. Der Zwischenring der DK70 ist deutlich dicker als der der DK73A, was die thermische Masse erhöht und somit die maximalen Reibflächentemperaturen absenkt.

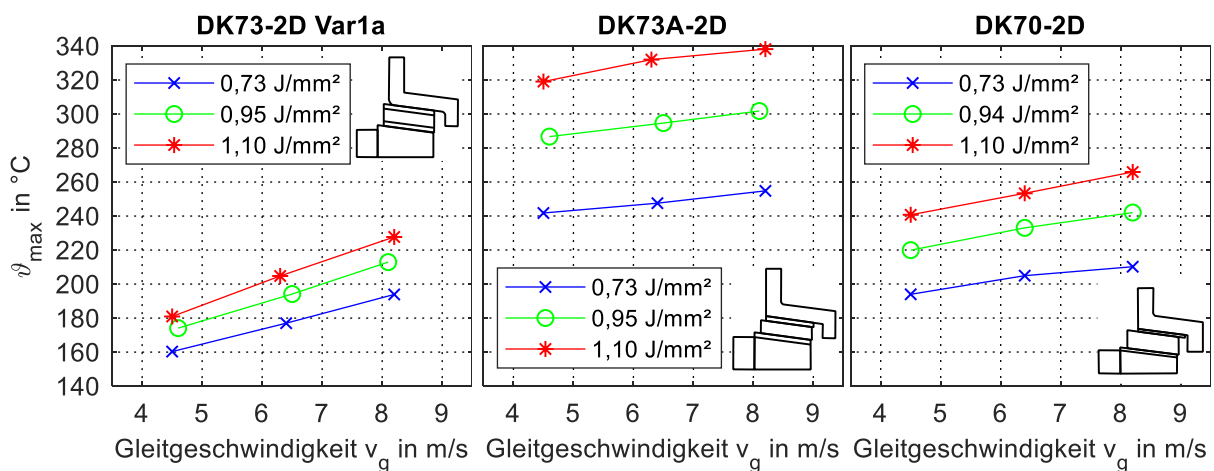


Bild 9.30: Maximale Reibflächentemperaturen ϑ_{\max} , thermo-mechanische 2D-Simulation DK73, DK73A und DK70

9.3 Konstruktionsempfehlungen Synchronisierungen

Konstruktionsempfehlungen wurden bereits von diversen Autoren [Acu16a, Acu14b, Hög20, Hai91, Neu08, Spr01] für Einfachkonus-Synchronisierungen veröffentlicht. Meist werden, im Gegensatz zu dieser Arbeit, andere Reibbeläge, Synchronisierungen aus dem NKW-Bereich oder andere Ringmaterialien verwendet. In Abschnitt 9.3.1 werden Optimierungsempfehlungen für EK-Synchros aus der Literatur auf ihre Übertragbarkeit auf die hier verwendeten Bauweisen (Ringe aus Blechumformbauteilen mit Carbon-Reibbelag) überprüft. Die Steifigkeit von Synchronringen aus Blechumformbauteilen unterscheidet sich von denen aus Sinterstahl oder Messing aufgrund unterschiedlicher E-Module und Geometrien der Synchronringe [Neu08] stark. Die 3D-Simulation liefert zudem neue Erkenntnisse und Einflussfaktoren, die in bisherigen Untersuchungen noch nicht betrachtet wurden.

Abschnitt 9.3.2 fokussiert sich auf Mehrfachkonus-Synchros, zu denen es aktuell noch wenig veröffentlichte Ergebnisse gibt. Lediglich Erdmann [Erd08] führt eine Geometrieoptimierung bei einer DK-Synchro aus Messing durch, setzt jedoch andere Untersuchungsschwerpunkte als in dieser Arbeit.

Experimentelle Untersuchungen und thermo-mechanische Simulationen zeigen, dass die maximale Reibflächentemperatur bei Synchronisierungen mit Carbon-Reibbelag maßgeblich zu deren Schädigung führt, siehe Abschnitt 9.1. Dies wird in der Literatur für Carbon-Reibbeläge von [Acu16a, Acu16b, Hög18a] und für weitere Reibbeläge von [Hög18b, Hen14, Hög11a, Neu08, Spr01] bestätigt. Verschleiß ist bei den hier betrachteten Systemen nicht der Grund für den Ausfall, sondern das Zusetzen der Poren mit Ölcrackprodukten bei hohen Reibflächentemperaturen. Damit verbunden ist ein Abfall der Reibungszahl zu Schaltungsbeginn. Zur Optimierung des thermischen Haushalts eignet sich somit die Reduzierung der maximalen Reibflächentemperatur. Versuche bestätigen zudem (Abschnitt 6.1.3), dass über optimierte Schmierstoffformulierungen Ablagerungen verringert und die Lebensdauer signifikant erhöht werden kann, vergleiche auch [Acu16a, Acu14a].

Es existieren zahlreiche Ansatzpunkte, um die maximalen Reibflächentemperaturen zu reduzieren. Die Erkenntnisse der Simulationen liefern Ansatzpunkte zur Geometrieoptimierung von Synchronisierungen, siehe Abschnitt 9.3.1 und 9.3.2. Einflüsse von Parametervariationen einer Synchrogeometrie sind nicht direkt auf eine andere Synchronisierung übertragbar und sind daher bei einem neuen Design erneut abzusichern. Für alle Varianten gilt, dass eine gleichmäßigere Temperaturverteilung und ein hoher Traganteil [Li19b] (d. h. eine große Kontaktfläche zwischen Reibbelag und Gegenreibfläche) die lokalen Belastungen absenken und das System weniger stark schädigen. Diese Aussage bestätigen auch [Hög20, Kin99, Spr01]. Zudem können Rundheitsabweichungen zu lokal höheren thermischen Belastungen führen [Hög20]. Daher ist das Ziel einer Optimierung, die Belastung auf der Reibfläche möglichst gleichmäßig zu verteilen und dadurch die maximalen Reibflächentemperaturen zu senken.

Weiterhin kann über eine Verringerung der spezifischen Belastungen durch Absenkung der Axialkraft (Abschnitt 6.1.2), Reduzierung der umgesetzten Energie bzw. der Reibleistung (Abschnitt 6.1.5), Verbesserung der Ölkühlung, Absenkung der Öltemperatur (Abschnitt 6.1.2), Reduktion der Schalthäufigkeit (Abschnitt 6.2) die thermische Belastung einer Synchronisierung gesenkt werden, siehe auch [Spr01].

9.3.1 Einfachkegel-Synchronisierung

Bei Einfachkegel-Synchronisierung treten maximale Pressung und Reibflächentemperaturen meist am großen Kegeldurchmesser auf. Ursächlich dafür ist die Verformung des Synchronrings unter Axialkraft. Dies gilt für den Fall, dass die Kegelwinkel von Synchronring und Stahlkegel gleich groß sind und wird von verschiedenen Autoren [Acu16a, Hög18b, Neu08, Spr01] bzw. in Abschnitt 8.2.3 und 8.4.3 für unterschiedliche Bauarten und Ringträgermaterialien bestätigt. Um eine gleichmäßige Pressungsverteilung über der Reibfläche zu erhalten, sind verschiedene Maßnahmen möglich:

- Reduzierung des Kraftangriffspunkts der Axialkraft am Synchronring ([Hög15b, Spr01] und Abschnitt 9.2.2)
- Erhöhung der Ringsteifigkeit [Spr01] (z.B. durch Erhöhung der Materialstärke des Synchronrings [Neu08] und Abschnitt 9.2.3, Geometrieoptimierung [Hög15b, Neu08, Sku11], Verwendung von Ringmaterial mit hohem E-Modul [Hög15b, Lan86, Neu08])
- Geeignete Kegelwinkelklaffung [Acu16a, Acu14b, Hög20, Hög15b, Hai91, Neu08, Spr01, Sku11] bzw. Abschnitt 9.2.4
- Korrektur der idealen Kegelgeometrie (z. B. konkave Balligkeit der Stahlkegel, [Acu16a, Hög15b])
- Optimierung thermischer Materialparameter von Reibbelag bzw. Gegenreibfläche [Kin99, Lan86, Lös98, Neu08] und Abschnitt 9.2.5

Die ersten drei Maßnahmen zielen darauf ab, die Stülpung des Synchronrings zu verringern und somit die Pressungsverteilung gleichmäßiger zu gestalten. Die Ergebnisse dieser Arbeit decken sich größtenteils mit den Optimierungsempfehlungen aus der Literatur. Aufgrund der verhältnismäßig niedrigen Steifigkeit des Carbon-Reibbelags im Vergleich zu metallischen Reibbelägen beschreibt Neudörfer [Neu08] den Einfluss der Ringstülpung bei Carbon-Reibbelägen als gering. Dies kann in dieser Arbeit nicht bestätigt werden und ist vermutlich der unterschiedlichen Synchronringbauart geschuldet (massiver Trägerring [Neu08] vs. Blechumformbauteil). Bei der EK72 (Synchronring als Blechumformbauteil) beeinflusst zudem die Umfangsasymmetrie die Temperaturverteilung, was bei den bisher in der Literatur verwendeten 2D-Simulationen nicht betrachtet werden konnte. Eine Erhöhung der Steifigkeit der Synchronringe durch eine Erhöhung der Blechdicke reduziert bei der EK72 die maximalen Reibflächentemperaturen nicht signifikant. Die Gründe dafür sind in Abschnitt 9.2.1 und 9.2.3 detailliert behandelt. Eine reduzierte Ringsteifigkeit resultiert in einer stärkeren Stülpung (Pressungsverteilung in axialer Richtung wird ungleichmäßiger), aber auch einer stärkeren Verdrillung des Synchronrings in Umfangsrichtung (Pressungsverteilung in Umfangsrichtung wird gleichmäßiger). Die Verdrillung des Synchronrings der EK72 vergrößert die Kontaktfläche und die maximale Reibflächentemperatur sinkt. Die Ergebnisse der Variation der Synchronringgeometrie aus Abschnitt 9.2.1 stützen diese Aussage. Die Ergebnisse der 3D-Simulationen widersprechen somit in diesem Punkt denen der 2D-Simulation und sind bei der Auslegung neuer Synchronringe zu berücksichtigen. Für die EK72 werden in der 2D-Simulation die maximalen Reibflächentemperaturen dadurch überschätzt. Die Ergebnisse der 3D-Simulation zeigen, dass bei der Auslegung der Ringgeometrie ein Optimum der Steifigkeit in die verschiedenen Koordinatenrichtungen gefunden werden muss, um eine möglichst gleichmäßige Pressungsverteilung zu erhalten.

Maßgeblicher Einflussfaktor auf die Pressungs- und damit verbundene Temperaturverteilung ist die Auslegung der Kegelwinkelklaffung einer Synchronisierung. Bei der Optimierung ist auf

die in der Anwendung relevante Belastung zu achten, da sich je nach Axialkraft und umgesetzter Reibarbeit, die Pressungsverteilung auf der Reibfläche ändert. Ein optimaler Kegelwinkel für eine gleichmäßige Pressungsverteilung bei niedrigen Belastungen führt aufgrund der Verformung des Synchronrings nicht zu einer idealen Pressungsverteilung bei hohen Energieeinträgen bzw. hohen Axialkräften, siehe Abschnitt 9.2.4.

Eine Korrektur der idealen Kegelgeometrie durch eine konkave Balligkeit der Stahlgegenreiblefläche wird in dieser Arbeit nicht untersucht, da bereits Acuner und Haggström [Acu16a, Hög15b] dieses Thema behandelt haben und aufgrund der niedrigen Korrekturbeträge dies fertigungstechnisch nicht wirtschaftlich umsetzbar ist.

Optimierte Materialparameter helfen, die maximalen Reibflächentemperaturen zu senken, siehe [Acu16a] und Abschnitt 9.2.5. Hohe Wärmeleitfähigkeiten von Reibbelag und vor allem der gehärteten Randschichten der Gegenreiblefläche begünstigen bei lokal hohen Reibflächentemperaturen die schnelle Verteilung der Wärme im Bauteil. Zudem soll über eine hohe Wärmekapazität viel Energie aufgenommen werden, bevor die Temperatur der Bauteile ansteigt. Aber auch eine niedrige Steifigkeit des Reibbelags senkt Pressungsspitzen und somit lokale Temperaturspitzen ab. Bei zu „weichen“ Reibbelägen kann es aufgrund der elastischen Verformung zum Kontakt zwischen der Planfläche von Synchronring und Schaltrad kommen, die Fähigkeit der Synchronisierung ungewolltes Durchschalten zu verhindern wäre dadurch beeinträchtigt.

Die Tendenzen der Parametervariation der 2D- und 3D-Simulation stimmen sehr gut überein, lediglich bei der Variation der Blechdicke werden Unterschiede festgestellt, siehe Abschnitt 9.2.3. Somit können viele Parameteroptimierungen unter deutlicher Zeit- und Kostenersparnis zuverlässig bereits mit der einfachen 2D-Simulation untersucht werden. Eine 3D-Simulation ist jedoch vor allem dann zu verwenden, wenn Einflüsse von Umfangsasymmetrien analysiert werden sollen. Zudem wird das Temperaturniveau der Synchronisierung in der 2D-Simulation tendenziell überschätzt, da bei der hier untersuchten Variante die Umfangsasymmetrie in der 3D-Simulation den Tragbereich sogar erhöht und somit die maximalen Reibflächentemperaturen senkt.

9.3.2 Mehrfachkonus-Synchronisierung

Die meisten Ansätze zur Optimierung der Pressungs- und Temperaturverteilung verfolgen das Ziel, das Temperaturmaximum während der Schaltung in Richtung Reibflächenmitte zu verschieben und eine möglichst gleichmäßige Pressungs- und Temperaturverteilung über der gesamten Reibfläche zu erhalten. Mögliche Einflussfaktoren zur Optimierung des thermischen Haushalts sind nachfolgend zusammengefasst:

- Rotationssymmetrischer Querschnitt des Synchronrings (Abschnitt 9.2.1)
- Angepasste Kegelwinkelklaffung (Abschnitt 9.2.4)
- Optimierung der Materialparameter (Abschnitt 9.2.5)
- Angepasste Position der Reibbeläge (Abschnitt 9.2.6)

Im Gegensatz zur Einfachkonus-Synchronisierung ist die Pressungsverteilung auf den Reibflächen der untersuchten Doppel- und Dreifachkonus-Synchronisierungen gleichmäßiger und die maximalen Reibflächentemperaturen treten nicht in Reibflächenmitte, sondern verschoben in Richtung kleiner Kegeldurchmesser auf. Während bei der EK-Synchronisierung durch eine nichtrotationssymmetrische Geometrie des Synchronrings die Pressungsverteilung auf der Reibfläche gleichmäßiger wird, zeigt sich bei der DK73 genau der umgekehrte Effekt. Die nicht über den Umfang umlaufende Schaltverzahnung sowie die Verstärkungslasche am kleinen

Kegeldurchmesser verändern die Steifigkeit des Synchronrings derart, dass sich das Pressungsmaximum weiter in Richtung kleiner Kegeldurchmesser verschiebt, siehe Abschnitt 9.2.1.

Die Geometrieoptimierung der Doppelkonus-Synchronisierung gestaltet sich deutlich schwieriger, da bei Veränderungen der Synchronringgeometrie Wechselwirkungen auftreten. Eine Blechdickenänderung des Synchronrings beeinflusst sowohl dessen Steifigkeit, als auch die thermische Masse - zwei Effekte, die Pressungs- und Temperaturverteilung verändern, siehe Abschnitt 9.2.3. Bei steigender Blechdicke des Synchronrings verändert sich bei der DK73 (Reibbelag auf beiden Seiten des Zwischenrings) die maximale Reibflächentemperatur nicht signifikant. Lediglich eine starke Reduktion der Blechdicke des Synchronrings (Änderungen größer 0,5 mm) erhöht die maximale Reibflächentemperatur, da sowohl die thermische Masse abnimmt als auch die Pressungsverteilung aufgrund der ansteigenden Verformung ungleichmäßiger wird. Die Übertragbarkeit des Einflusses der Blechdicke des Synchronrings ist bei einer anderen Bauweise, z. B. DK70 (Reibbelag auf Synchron- und Innenring) nicht abschließend geklärt. Ein dickerer Zwischenring reduziert die maximalen Reibflächentemperaturen aufgrund der größeren thermischen Masse, siehe Abschnitt 9.2.6.

Bei der DK73 sinken zwar die Reibflächentemperaturen mit steigendem Zahnfußkreisdurchmesser, dies ist jedoch nur für die hier untersuchte Geometrie zutreffend, da sich durch die größere Verformung des Synchronrings das Temperaturmaximum weiter in Richtung Reibflächenmitte verschiebt, siehe Abschnitt 9.2.2. Die Unterschiede sind jedoch klein und die Tendenz kann sich bei niedrigeren Belastungen bzw. anderer Synchronringgeometrie ändern.

Somit kann, anders als bei der Einfachkonus-Synchronisierung, für die Blechdicke des Synchronrings und den Zahnfußkreisdurchmesser keine klare Empfehlung ausgesprochen werden wie die maximalen Reibflächentemperaturen gesenkt werden können.

Auch bei Mehrfachkonus-Synchronisierungen beeinflusst die Kegelwinkelklaffung die maximale Reibflächentemperatur deutlich, siehe Abschnitt 9.2.4. Dies bestätigen die Simulationsergebnisse sowohl für unterschiedliche Bauarten der DK-Synchronisierung als auch für die TK-Synchronisierung. Anders als bei der EK-Synchronisierung ist die Kegelwinkelklaffung nicht so stark von den Betätigungskräften abhängig, was auf die höhere Steifigkeit der Synchronringe zurückzuführen ist. Je nach Ausführung des Synchronrings ist die Kegelwinkelklaffung so zu wählen, dass die maximale Reibflächentemperatur möglichst mittig auf der Reibfläche auftritt und ein großer Flächenanteil von Reibbelag und Gegenreibfläche in Kontakt steht.

Die Sensitivitätsanalyse der Materialparameter zeigt, dass die Bauart der Synchronisierung (z. B. Position der Reibbeläge) bestimmt, welche Materialparameter den thermischen Haushalt beeinflussen, siehe Abschnitt 9.2.5. Wird die Energie von einer kleinen Masse aufgenommen, so ist die Wärmekapazität des Stahlwerkstoffs der entscheidende Einflussparameter. Zudem steigt bei so einem Design auch der Einfluss der Wärmeleitfähigkeit des Reibbelags. Durch eine optimierte Wärmeleitfähigkeit des Reibbelags z. B. Verwendung von CFC [Awa05] statt CFK [Bar19b] kann die Wärmeabfuhr aus dem Reibkontakt verbessert und die maximale Reibflächentemperatur gesenkt werden. Bei Synchrondesigns mit großer thermischer Masse ist eine hohe Wärmeleitfähigkeit des Stahlwerkstoffs entscheidend, um die eingebrachte Reibenergie möglichst schnell im Bauteil zu verteilen und somit die maximalen Reibflächentemperaturen zu senken. Beim Reibbelag beeinflussen vor allem E-Modul und Querkontraktionszahl die Pressungsverteilung maßgeblich. Eine niedrigere Steifigkeit des Reibbelags vergrößert die Kontaktfläche und reduziert somit die Spitzentemperaturen. Der Nachteil eines zu

niedrigen E-Moduls ist allerdings, dass aufgrund einer größeren Verformung auch mehr Axialmaß vorgesehen werden muss. Andernfalls kann die Synchronisierung aufgrund des axialen Kontakts zwischen Synchronring und Planfläche des Schaltrads ausfallen. Dies ist vor allem bei Mehrfachkonus-Synchronisierungen aufgrund der höheren Zahl an Reibflächen entscheidend.

Die Position der Reibbeläge bei DK-Synchronisierungen beeinflusst die maximalen Reibflächentemperaturen deutlich. Werden bei sonst unveränderter Geometrie die Reibbeläge statt auf dem Zwischenring (DK73) auf Innen- und Synchronring (DK73A) aufgebracht, treten signifikant höhere Reibflächentemperaturen auf, die Reibbelag und Schmierstoff stärker schädigen. Ein optimiertes Design, wie beispielsweise bei der DK70, kann diesen Einfluss abschwächen, sodass auch eine sehr leistungsfähige Doppelkonus-Synchronisierung konstruiert werden kann, bei der die gesamte Reibenergie vom Zwischenring aufgenommen wird.

Auch für die DK-Synchronisierung stimmen die Einflüsse der Parameter auf den thermischen Haushalt von 2D- und 3D-Simulation gut überein. Es wird empfohlen, einen geeigneten Querschnitt für die 2D-Simulation mittels 3D-Simulationen zu ermitteln.

10 Zusammenfassung und Ausblick

10.1 Zusammenfassung

Mehrfachkonus-Synchronisierungen werden in Fahrzeuggetrieben eingesetzt, um die Leistungsdichte im Vergleich zu Einfachkonus-Synchronisierungen zu steigern. Analytische Berechnungen liefern für eine Doppelkonus-Synchronisierung in etwa das doppelte, bzw. für eine Dreifachkonus-Synchronisierung das dreifache Reibmoment im Vergleich zu dem einer Einfachkonus-Synchronisierung bei ähnlichen Abmessungen. Es wird somit erwartet, dass die relative Leistungsfähigkeit, d. h. die Leistungsfähigkeit bei gleichen flächenspezifischen Belastungen (spez. Reibarbeit, Flächenpressung und Gleitgeschwindigkeit), einer Mehrfachkonus-Synchronisierung niedriger ist als die einer Einfachkonus-Synchronisierung, da in einem vergleichbaren Bauraum ein vielfaches der Energie umgesetzt wird.

Ziel der Arbeit ist es, die relative Leistungsfähigkeit verschiedener Synchrobauformen mit Carbon-Reibbelag miteinander zu vergleichen. Dazu wird das Schädigungsverhalten von Einfach-, Doppel- und Dreifachkonus-Synchronisierungen experimentell am Komponentenprüfstand ermittelt und über die neu definierten Kennwerte $\mu_{\min, \text{Grad}}$ (bzw. $\mu_{\min, \text{Grad}97}$) charakterisiert. In Kombination mit validierten thermo-mechanischen Simulationen werden Ursachen für die unterschiedliche relative Leistungsfähigkeit der verschiedenen Bauformen identifiziert und über Parametervariationen Optimierungsansätze für das Design von Mehrfachkonus-Synchronisierungen abgeleitet.

Methodik und Ergebnisse der Versuche am Komponentenprüfstand

Das Schädigungsverhalten der verschiedenen Synchrobauformen wird anhand von Einstufen-Dauerschaltversuchen am Komponentenprüfstand SSP-180 analysiert. Dazu werden drei verschiedene Bauformen, eine Einfach-, eine Doppel- und eine Dreifachkonus-Synchronisierung (EK72, DK73, TK73), mit Dual-Layer-Carbon-Reibbelag aus einer PKW-Anwendung bei jeweils gleichen flächenspezifischen Belastungen auf verschiedenen Laststufen untersucht und deren Leistungsfähigkeit verglichen. In Stichversuchen wird eine Doppelkonus-Synchronisierung (DK70) mit gewobenem Carbon Reibbelag eingesetzt. Schwerpunktmäßig wird ein MTF aus einer PKW-Anwendung eingesetzt, in Stichversuchen kommen auch DCTF und ein MTF eines Nutzfahrzeugs zum Einsatz.

Axialverschleiß ist bei allen Synchronisierungen nicht Schadensursache. Die Ausfälle gehen auf einen Abfall der Reibungszahl zu Schaltungsbeginn zurück. Die Sperrgrenzen der verschiedenen Synchrobauformen unterscheiden sich, was dazu führt, dass die Reibungszahl bei Doppel- und Dreifachkonus-Synchronisierungen weiter abfallen kann, bevor die Synchronisierung aufgrund einer zu niedrigen Reibungszahl ausfällt. Zur Beurteilung der Schädigung der Reibsysteme wird daher, nicht wie bei Synchronisierungen bisher üblich, die Schaltungszahl bis zum Ausfall verwendet, sondern es werden neue Kennwerte definiert. Die neuen Kennwerte $\mu_{\min, \text{Grad}}$ (bzw. $\mu_{\min, \text{Grad}97}$) beschreiben die Gradienten der Trends der minimalen Reibungszahlen μ_{\min} (bzw. $\mu_{\min, 97}$), und sind somit unabhängig von der Sperrgrenze der Bauteile. Die aus der Literatur bekannten Schädigungsmechanismen bei Carbon-Reibbelägen, das Einglätten des Reibbelags aufgrund der tribologischen Belastung und das Zusetzen des Reibbelags durch Ölcrackprodukte, wird über Oberflächenvermessungen und REM-Analysen bestätigt.

Die Schädigung des Reibsystems wird maßgeblich durch den Schmierstoff bestimmt. Vor allem die Schmierstoffzusammensetzung beeinflusst die Lebensdauer deutlich. Über REM-Aufnahmen und EDX-Messungen wird bestätigt, dass das Zusetzen der Poren durch Verwendung eines optimierten Schmierstoffs stark reduziert und somit die Lebensdauer erhöht werden kann.

Mit steigender Reibarbeit, steigender Reibleistung und erhöhter Öltemperatur nimmt die Schädigung der verschiedenen Bauformen zu. Auch bei erhöhter Pressung bzw. erhöhter Gleitgeschwindigkeit wird eine stärkere Schädigung des Reibsystems beobachtet. Entgegen den Erwartungen ist die Schädigung, bewertet anhand von $\mu_{\min, \text{Grad}97}$, der Einfachkonus-Synchronisierungen in allen Laststufen größer als die der beiden Mehrfachkonus-Synchronisierungen. Um dieses Ergebnis erklären zu können, werden thermo-mechanische Simulationen durchgeführt und damit der thermische Haushalt der verschiedenen Bauformen analysiert.

Thermo-mechanische Simulationen

Im Vergleich zu metallischen Reibbelägen ist die Wärmeleitung von Carbon-Reibbelägen niedrig, was während einer Schaltung zu höheren Reibflächentemperaturen führt. Reibbelag und Schmierstoff können dadurch verstärkt geschädigt werden. Dem thermischen Haushalt kommt daher beim Vergleich der Leistungsfähigkeit unterschiedlicher Bauformen besondere Beachtung zu. Bestehende thermo-mechanische 2D-Simulationen werden auf Mehrfachkonus-Synchronisierungen erweitert und über Temperaturmessungen validiert. Simulation und Messung stimmen sehr gut überein. Für zwei Bauformen (EK72 und DK73) werden Umfangsasymmetrien in 3D-Simulationen untersucht.

Eine Gegenüberstellung der maximalen Reibflächentemperaturen der Simulationen und der Schädigungskennwerte $\mu_{\min, \text{Grad}}$ bzw. $\mu_{\min, \text{Grad}97}$ aus Prüfstandversuchen zeigen eindeutig eine stärkere Schädigung bei steigender maximalen Reibflächentemperatur. Bei Mehrfachkonus-Synchronisierungen ist dabei ein Mittelwert der maximalen Reibflächentemperaturen aller Reibflächen heranzuziehen, da auf jeder Reibfläche ein Teil der Reibarbeit umgesetzt wird. Um die Leistungsfähigkeit der verschiedenen Bauformen zu erhöhen, sollten daher insbesondere die maximalen Reibflächentemperaturen abgesenkt werden.

In Parametervariationen werden wichtige Einflussparameter auf den thermischen Haushalt herausgearbeitet und Ergebnisse der 2D- und 3D-Simulation miteinander verglichen. Unterschiede der Reibflächentemperaturen zwischen 2D- und 3D-Simulation fallen bei der EK72 deutlicher aus als bei der DK73. Neben dem in der Literatur beschriebenen Effekt der Stülpung des Synchronrings, verdrillen sich Synchronringe aus Blechumformbauteilen zudem in Umfangsrichtung. Aufgrund der nicht rotationssymmetrischen Geometrie des Synchronrings der EK72 überlagert sich bei dem 3D-Modell der Stülpung unter Axialkraft eine Verdrillung des Synchronrings. Dadurch vergrößert sich bei der 3D-Simulation im Vergleich zur rotationssymmetrischen 2D-Simulation die Kontaktfläche zwischen Reibbelag und Gegenreibfläche und resultiert in niedrigeren maximalen Reibflächentemperaturen. Bei der DK73 wird die Pressungsverteilung auf der Reibfläche bei der 3D-Simulation ungleichmäßiger. Die deutlichen Unterschiede der maximalen Reibflächentemperaturen von EK72 und DK73 in den 2D-Simulationen nehmen bei den 3D-Simulationen ab.

Für die Einfachkonus-Synchronisierung werden die aus der Literatur bekannten Parameter zur Reduzierung der maximalen Reibflächentemperatur auch für Synchronisierungen aus Blechumformbauteilen mit Carbon-Reibbelag bestätigt. Lediglich bei der Erhöhung der Ringsteifigkeit zeigt die 3D-Simulation, dass dadurch die maximale Reibflächentemperatur

nicht immer gesenkt werden kann. Der größte Einflussfaktor ist jedoch die Auslegung der Kegelwinkelklaffung. Eine optimale Kegelwinkelklaffung ist abhängig von den Betriebsbedingungen, vor allem von der Axialkraft, und ist damit an die vorliegende Belastung anzupassen.

Bei Doppelkonus-Synchronisierungen ist es aufgrund von komplexen Wechselwirkungen schwierig, konkrete Optimierungsempfehlungen auszusprechen. Die Geometrie der Synchronringe ist so zu optimieren, dass die maximale Reibflächentemperatur möglichst mittig auf der Reibfläche auftritt und ein möglichst großer Anteil der Reibfläche mit der Gegenreibfläche in Kontakt steht, um die spezifischen Belastungen zu reduzieren. Verschiebt sich die maximale Reibflächentemperatur Richtung großer oder kleiner Kegeldurchmesser, steigt meist auch die maximale Reibflächentemperatur an. Anders als bei der Einfachkonus-Synchronisierung ist die Kegelwinkelklaffung, aufgrund der höheren Steifigkeit des Synchronrings, nicht so stark von der aufgebrachtten Axialkraft abhängig. Eine optimierte Kegelwinkelklaffung senkt hier die maximalen Reibflächentemperaturen in einem großen Belastungsbereich. Die Auswahl einer geeigneten Bauart einer Doppelkonus-Synchronisierung senkt ebenfalls die Reibflächentemperaturen. Wird die Reibarbeit auf eine große thermische Masse verteilt, sinken die maximalen Reibflächentemperaturen. Trägt der Zwischenring beispielsweise beide Reibbeläge, so verteilt sich aufgrund der niedrigen Wärmeleitfähigkeit der Carbon-Reibbeläge die Reibarbeit auf Synchron- und Innenring.

10.2 Ausblick

Bei der Modellierung der Bauteile in der 3D thermo-mechanischen Simulation wird die Rotation der Bauteile zueinander vereinfacht über eine erhöhte Wärmeleitfähigkeit der Gegenreibleichen in Umfangsrichtung dargestellt. Bei einem Vollmodell kann die Rotation der Bauteile zueinander abgebildet und über eine direkt gekoppelte thermo-mechanische Simulation der Wärmeintrag automatisch für jedes Element berechnet werden. Dieser Ansatz erhöht jedoch die Rechenzeit deutlich, da zum einen die Anzahl an Elementen zunimmt, zum anderen auch rotierende Netze verwendet werden und die direkte thermo-mechanische Kopplung meist rechenintensiver ist. Mit steigender Rechenleistung und einem optimierten Simulationscode sollte in Zukunft die Berechnung eines Vollmodells in einem vertretbaren zeitlichen Aufwand umzusetzen sein. Zudem sind weitere Einflussfaktoren auf die Verformung von Mehrfachkonus-Synchronisierungen der Synchronringe wie Querkräfte an der Schaltverzahnung bzw. den Indexlaschen und Rundheitsabweichungen zu untersuchen.

Die im Rahmen dieser Arbeit erlangten Hinweise zu einer verstärkten Ölalterung bei Einsatz von Carbon-Reibbelägen weisen auf Defizite im Kenntnisstand der aktuellen Forschung hin.

11 Literaturverzeichnis

Normen, Richtlinien und Patente

- [D0218] ASTM D8227: Test Method for Determining the Coefficient of Friction of Synchronizer Lubricated by Mechanical Transmission Fluids (MTF) Using a High-Frequency, Linear-Oscillation (SRV) Test Machine (2018).
- [D0219] ASTM D5579-19: Test Method for Evaluating the Thermal Stability of Manual Transmission Lubricants in a Cyclic Durability Test (2019).
- [DIN95] DIN 1319-1:1995-01: Grundlagen der Meßtechnik - Teil 1: Grundbegriffe (1995).
- [DIN96] DIN 1319-3:1996-05: Grundlagen der Meßtechnik - Teil 3: Auswertung von Messungen einer einzelnen Meßgröße, Meßunsicherheit (1996).
- [DIN98a] DIN EN ISO 4288:1998-04: Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Regeln und Verfahren für die Beurteilung der Oberflächenbeschaffenheit (1998).
- [DIN98b] DIN EN ISO 13565-1:1998-04: Geometrische Produktspezifikationen (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Oberflächen mit plateauartigen funktionsrelevanten Eigenschaften - Teil 1: Filterung und allgemeine Meßbedingungen (1998).
- [DIN98c] DIN EN ISO 13565-2:1998-04: Geometrische Produktspezifikationen (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Oberflächen mit plateauartigen funktionsrelevanten Eigenschaften - Teil 2: Beschreibung der Höhe mittels linearer Darstellung der Materialanteilkurve (1998).
- [DIN99] DIN 1319-4:1999-02: Grundlagen der Meßtechnik - Teil 4: Auswertung von Messungen; Meßunsicherheit (1999).
- [DIN05] DIN 1319-2:2005-10: Grundlagen der Messtechnik - Teil 2: Begriffe für Messmittel (2005).
- [Joi08] JCGM 100:2008: Evaluation of measurement data — Guide to the expression of uncertainty in measurement (2008).
- [Sch98a] Schwuger, J.; Sinner, R.; Waldert, H.: SynchroEP0875689 (A2) (1998).
- [VDI08] VDI/VDE/DKD 2638:2008-10: Kenngrößen für Kraftaufnehmer (2008).
- [Whi37] White, S. O.: Transmission synchronizer US2221893 (A) (1937).
- [Win95] Winckler, P. S.: Carbon-based friction material for automotive continuous slip service US5662993 (A) (1995).
- [Win96] Winckler, P. S.: Improved carbon-based friction material for an automotive continuous slip service EP0762009 (A1) (1996).

Bücher, Zeitschriftenaufsätze, Dissertationen, Studienarbeiten

- [Abd00] Abdel-Halim, N. A.; Barton, D. C.; Crolla, D. A.; Selim, A. M.: Performance of multicone synchronizers for manual transmissions. Proceedings of the Institution of

- Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 214. Heft: 1, S. 55–65 (2000).
- [Abd03] Abdel-Jaber, G.; Erdmann, K.; Poll, G.; Mousa, M.: Untersuchungen zum Zusammenhang zwischen Oberflächentopographie, Betriebsbedingungen und Reibungsverhalten bei Synchronisierungen mit einem molybdänbeschichteten Reibpartner. 44. Tribologie-Fachtagung, Göttingen. GfT - Gesellschaft für Tribologie e.V. (2003).
- [Abd18a] Abdullah, O. I.; Majeed, M. H.; Hussain, I. Y.: Effects of Frictional Facing Thickness on the Heat Generated in Dry Friction Clutches. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 433, S. 12044 (2018).
- [Abd14] Abdullah, O. I.; Schlattmann, J.; Al-Shabibi, A. M.: Thermo-mechanical analysis of the dry clutches under different boundary conditions. Tribology in Industry 36. Heft: 2, S. 172–180 (2014).
- [Abd18b] Abdullah, O. I.; Schlattmann, J.; Senatore, A.; Al-Shabibi, A. M.: Investigation of thermoelastic problem of multiple-disc friction clutches applying different thermal loads. Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung 54. Heft: 11, S. 3461–3471 (2018).
- [Abd18c] Abdullah, O. I.; Schlattmann, J.; Jobair, H.; Beliardouh, N. E.; Kaleli, H.: Thermal stress analysis of dry friction clutches. Industrial Lubrication and Tribology 72. Heft: 2, S. 189–194 (2018).
- [Abr08] Abraham, M.; Ramaprabhu, R.; Evans, S. D.: Lubricant Optimisation for Synchronmesh Manual Transmission of Utility Vehicles. SAE Technical Paper 2008-01-1710 (2008).
- [Ack07] Ackermann, J.; Rank, R.; Nickel, F.; Fürguth, W.: Applikationsbezogene Entwicklungen organischer und metallischer Reibwerkstoffe für Kupplungen und Synchronisierungen in automobilen Antriebssträngen. Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben - VDI-Bericht 1987, Wiesloch. VDI - Verein Deutscher Ingenieure (2007).
- [Acu16a] Acuner, R.: Synchronisierungen mit Carbon-Reibwerkstoffen unter hohen und extremen Beanspruchungen, Dissertation, Technische Universität München (2016).
- [Acu14a] Acuner, R.; Pflaum, H.; Stahl, K.: Influence of Lubricant on Friction and Deterioration Behavior of Synchronizers with Carbon Friction Linings. 13th International CTI Symposium - Automotive Transmissions, HEV and EV Drives, Berlin. EUROFORUM Deutschland SE (2014).
- [Acu16b] Acuner, R.; Pflaum, H.; Stahl, K.: Tribologische Schädigungsmechanismen von Synchronisierungen mit Carbon-Reibwerkstoffen. GETLUB - Tribologie- und Schmierstoffkongress, Würzburg. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (2016).

- [Acu14b] Acuner, R.; Voelkel, K.; Pflaum, H.; Stahl, K.: Influence of Cone-Angle-Difference on Performance of Synchronizers with Carbon Friction Linings. *Getriebe in Fahrzeugen / Drivetrain for Vehicles - VDI-Bericht 2218*, Friedrichshafen. VDI - Verein Deutscher Ingenieure (2014).
- [Ahn05] Ahn, J.; Hwang, B.; Lee, S.: Improvement of Wear Resistance of Plasma-Sprayed Molybdenum Blend Coatings. *Journal of Thermal Spray Technology* 14. Heft: 2, S. 251–257 (2005).
- [Alb18a] Albers, A.; Ott, S.; Kniel, J.; Basiewicz, M.: Studie zur Ermittlung von Potenzialen zur Leistungssteigerung von trockenlaufenden Kupplungssystemen mittels Temperaturverteilungsmessung. *Engineering Research* 82. Heft: 1, S. 33–43 (2018).
- [Alb18b] Albers, A.; Ott, S.; Kniel, J.; Eisele, M.; Basiewicz, M.: Investigation of the thermo-mechanical behaviour of clutches using fibre optic sensing technology with high spatial measurement density. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 232. Heft: 1, S. 26–35 (2018).
- [Ami10] Amiri, M.; Khonsari, M. M.: On the Thermodynamics of Friction and Wear—A Review. *Entropy* 12. Heft: 5, S. 1021–1049 (2010).
- [And90] Anderson, A. E.; Knapp, R. A.: Hot spotting in automotive friction systems. *Wear* 135. Heft: 2, S. 319–337 (1990).
- [And12] Andrade, T. F.; Zambon, A. C.; Sena, C.; Bida, A. G.; Kawai, J. R.: Application of Sintered Steel for Synchronizer Rings Used in Mechanical Transmissions. *Materials Science Forum* 727-728, S. 349–355 (2012).
- [Arc59] Archard, J. F.: The temperature of rubbing surfaces. *Wear* 2. Heft: 6, S. 438–455 (1959).
- [Arl09] Arlinghaus, H. F.; Lipinsky, D.; Assenkamp, A.; Skubacz, T.; Poll, G.; Brüning, C.: ToF-SIMS investigations of tribological layers. *World Tribology Congress 2009*, Tokyo, Japan. JAST - Japanese Society of Tribologists (2009).
- [Atu20] Atuel Valencia, S.: Vergleich der Oberflächentopografie mit der Lebensdauer einer Dreifachkonus-Synchronisierung, Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2020).
- [Aug12] Augustin, S.; Spreckels, M.; Skipper, G.: Comfort and efficiency optimized synchronization - an innovative approach to solving the target conflict. *Getriebe in Fahrzeugen / Drivetrain for Vehicles - VDI-Bericht 2158*, Friedrichshafen. VDI - Verein Deutscher Ingenieure (2012).
- [Awa05] Awasthi, S.; Taccini, G.: Pyrolytic Carbon Wet Friction Materials. *SAE Technical Paper* 2005-01-3588 (2005).
- [Bac12] Back, O.: Potentials for efficiency improvement out of the synchronizer. *Getriebe in Fahrzeugen / Drivetrain for Vehicles - VDI-Bericht 2158*, Friedrichshafen. VDI - Verein Deutscher Ingenieure (2012).
- [Bac13a] Back, O.: How synchronizers will support the further success of DCTs. *7th CTI Symposium & Exhibition North America - Innovative Automotive Transmissions*,

- Hybrid & Electric Drives North America, Rochester, Michigan, USA. EU-ROFORUM Deutschland SE (2013).
- [Bac14] Back, O.; Damm, A.: Synchronizer manufacturers respond to future challenges with innovations. *Getriebe in Fahrzeugen / Drivetrain for Vehicles - VDI-Bericht 2218*, Friedrichshafen. VDI - Verein Deutscher Ingenieure (2014).
- [Bac10] Back, O.; Echtler, P.; Bergheim, M.: Potential of Sintered Friction Linings in Synchronizers. *Getriebe in Fahrzeugen / Drivetrain for Vehicles - VDI Bericht 2081*, Friedrichshafen. VDI - Verein Deutscher Ingenieure (2010).
- [Bac09] Back, O.; Tarantini, C.; Ledetzky Erol; Krenkler, J.: SKS - Neues Synchrosystem für moderne Getriebe - SKS - New synchroniser system for modern transmissions. *Getriebe in Fahrzeugen / Drivetrain for Vehicles - VDI-Bericht 2071*, Friedrichshafen. VDI - Verein Deutscher Ingenieure (2009).
- [Bac03] Backhaus, K.: Instationärer Tragkraft- und Reibmomentaufbau bei Kurbelwellen-Axiallagern und Synchronisierungen unter partiellem Mischreibungskontakt, Dissertation, Universität Kassel (2003).
- [Bäh17] Bähr, S.: Thermo-mechanische Simulation von Mehrkonus- Synchronisierungen mit Carbon-Reibbelag, Semesterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2017).
- [Bar20a] Barathiraja, K.; Devaradjane, G.; Bhattacharya, A.; Sivakumar, V.; Yadav, V.: Automotive Transmission Gearbox Synchronizer Sintered Hub Design. *Engineering Failure Analysis* 107, S. 104213 (2020).
- [Bar19a] Barathiraja, K.; Devaradjane, G.; Jibin, P.; Rakesh, S.; Jamadade, G.: Analysis of automotive transmission gearbox synchronizer wear due to torsional vibration and the parameters influencing wear reduction. *Engineering Failure Analysis* 105, S. 427–443 (2019).
- [Bar20b] Barathiraja, K.; Goel, S.; MENON, P.; K, J. P.: Unloaded Synchronizer Wear in Manual Transmission Gearbox. *SAE Technical Paper 2020-28-0334* (2020).
- [Bar21] Barathiraja, K.; Jamadade, G.; Rakesh, S.; Jibin Paul, K.: Automotive Gearbox Synchronizer Life Evaluation Using Regression Analysis under Torsional Vibration Condition. *SAE Technical Paper 2021-26-0494* (2021).
- [Bar20c] Barathiraja, K.; Vivek, A.; Somya, G.; K, Paul, Jibin; Vikraman, V.: Investigations on the Effect of Synchronizer Strut Detent Groove Profile on Static and Dynamic Gear Shift Quality of a Manual Transmission. *SAE Technical Paper 2020-28-0319* (2020).
- [Bar69] Barber, J. R.: Thermoelastic Instabilities in the Sliding of Comforming Solids. *Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences* 312. Heft: 1510, S. 381–394 (1969).
- [Bar19b] Bard, S.; Schön, F.; Demleitner, M.; Altstädt, V.: Influence of Fiber Volume Content on Thermal Conductivity in Transverse and Fiber Direction of Carbon Fiber-Reinforced Epoxy Laminates. *Materials (Basel, Switzerland)* 12. Heft: 7, S. 1084 (2019).

- [Bar14] Barlage, J. A.; Perttola, T. L.; Pritchard, L.; Foster, T.: Torque Transfer with AWD Systems. John Wiley & Sons, Ltd. Encyclopedia of Automotive Engineering, Chichester, UK (2014).
- [Bar01] Bartel, D.: Berechnung von Festkörper- und Mischreibung bei Metallpaarungen, Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg (2001).
- [Bar19c] Barz, A.: Thermo-mechanische Simulation einer Doppelkonus- Synchronisierung mit Carbon-Reibbelag, Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2019).
- [Bau21] Baumann, A.; Bertsche, B.: Vibrations and Torque Losses of Synchronizers in Transmissions. SAE Technical Paper 2021-24-0068 (2021).
- [Bau20] Baumgartner, A.: Experimentelle Ermittlung des Reibungsverhaltens mittels statistischer Versuchsplanung, Masterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2020).
- [Bel20] Belhocine, A.; Abdullah, O. I.: Thermomechanical Model for the Analysis of Disc Brake Using the Finite Element Method in Frictional Contact. Multiscale Science and Engineering 2. Heft: 1, S. 27–41 (2020).
- [Ber15] Berglund, K.; Marklund, P.; Larsson, R.; Olsson, R.: Predicting Boundary Friction of Aging Limited Slip Differentials. Journal of Tribology 137. Heft: 1, S. 5 (2015).
- [Ber10a] Berglund, K.; Marklund, P.; Larsson, R.: Lubricant ageing effects on the friction characteristics of wet clutches. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 224. Heft: 7, S. 639–647 (2010).
- [Ber10b] Berglund, K.; Marklund, P.; Larsson, R.; Pach, M.; Olsson, R.: Wet Clutch Degradation Monitored by Lubricant Analysis. SAE Technical Paper 2010-01-2232 (2010).
- [Ber14] Bernhard, F.: Dynamisches Verhalten von Berührungsthermometern in Flüssigkeiten und Gasen. Springer Vieweg. Handbuch der Technischen Temperaturmessung, Berlin, Heidelberg (2014).
- [Bhu13] Bhushan, B.: Introduction to tribology. Wiley, Chichester, UK, 2. ed. (2013).
- [Bla05] Blanchard, P.: Werkstoffsubstitution bei Synchronisierungen für Getriebe. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 107. Heft: 12, S. 1110–1112 (2005).
- [Blo63] Blok, H.: The flash temperature concept. Wear 6. Heft: 6, S. 483–494 (1963).
- [Bou04] Bouffet, A.: Evaluating Tribology of Synchronizers for Today's Manual Transmissions. SAE Technical Paper 2004-01-2022 (2004).
- [Bro12] Brown, G.; Walker, G. M.; Friend, C.; Barton, W. R. S.; Rose, A.; O'Connor, B. M.; Huston, M. E.; McFadden, C.; Higuchi, Y.: Understanding MTF Additive Effects on Synchroniser Friction. SAE International Journal of Fuels and Lubricants 5. Heft: 1, S. 447–458 (2012).
- [Brü88] Brügel, E.: Praxisnahe Erprobung von Getriebekomponenten. Tribologie und Schmierungstechnik 35. Heft: 2, S. 69–74 (1988).

- [Brü89] Brügel, E.: Einfluss des Schmierstoffs auf Schaltelemente von Fahrzeuggetrieben. Tribologie und Schmierungstechnik 36. Heft: 6, S. 283–286 (1989).
- [Brü91] Brügel, E.; Christian, K.; Wunderlich, P.: Entwicklung einer Mehrfachkonus-Synchronisierung für Nutzfahrzeuggetriebe. Getriebe in Fahrzeugen heute und morgen - VDI-Bericht 878, München. VDI - Verein Deutscher Ingenieure (1991).
- [Brü10] Brüning, C.: Massenspektrometrische Untersuchungen zum Einfluss der Temperatur auf die Bildung und Zusammensetzung tribologischer Schichten nasslaufender Synchronisationsreibkörper, Dissertation, Westfälischen Wilhelms-Universität Münster (2010).
- [Cam05] Cameron, T. M.; McCombs, T.; Tersigni, S.; Jao, T.-C.: Flash Temperature in Clutches. SAE Technical Paper 2005-01-3890 (2005).
- [Che16] Chen, H.; Tian, G.: Modeling and analysis of engaging process of automated mechanical transmissions. Multibody System Dynamics 37. Heft: 4, S. 345–369 (2016).
- [Chr16] Christoffer, U.; Spreckels, M.: Efficient synchronizer for comfort and performance increase of manual and dual clutch transmissions. 15th International CTI Symposium - Basics and Practice of Automotive Transmissions, Hybrid and Electric Drives, Berlin. EUROFORUM Deutschland SE (2016).
- [Czi15] Czichos, H.; Habig, K.-H.: Tribologie-Handbuch - Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik. Springer Vieweg, Wiesbaden, 4., vollst. überarb. u. erw. Aufl. (2015).
- [Daf18] Daffner, M.: Validierung von Verformungsberechnungen im System Zahnrad-Welle-Lager-Gehäuse, Dissertation, Technische Universität München (2018).
- [Dam15] Damm, A.; Back, O.: Außenkonus-Synchronisierungen mit Potenzial. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 117. Heft: 1, S. 60–65 (2015).
- [Dev04] Devlin, M. T.; Tersigni, S. H.; Senn, J.; Turner, T. L.; Jao, T.-C.; Yatsunami, K.: Effect of Friction Material on the Relative Contribution of Thin-Film Friction to Overall Friction in Clutches. SAE Technical Paper 2004-01-3025 (2004).
- [Din19] Ding, B.: Aufbau eines 3D thermo-mechanischen Modells einer Einfachkonus-Synchronisierung mit Carbon-Reibbelag, Semesterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2019).
- [Dro91] Drott, H.; Oppertshäuser, E.: 3-Konus-Synchronisierung in Opel-PKW-Schaltgetrieben. Getriebe in Fahrzeugen heute und morgen - VDI-Bericht 878, München. VDI - Verein Deutscher Ingenieure (1991).
- [Ech15] Echtler, P.; Renck, K.; Schenk, A.: Next Gen Low Viscosity Gear Oils and their Impact on modern Synchronizer Systems. Getriebe in Fahrzeugen / Drivetrain for vehicles - VDI-Bericht 2256, Friedrichshafen. VDI - Verein Deutscher Ingenieure (2015).
- [Erd08] Erdmann, K.: Einflussfaktoren auf die Leistungsfähigkeit von Mehrfachsynchroisierungen, Dissertation, Leibniz Universität Hannover (2008).

- [Far19] Farokhi Nejad, A.; Chiandussi, G.; Solimine, V.; Serra, A.: Study of a synchronizer mechanism through multibody dynamic analysis. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 233. Heft: 6, S. 1601–1613 (2019).
- [Fei13] Feiyan, L.; Hailiang, L.: The simulation analysis of thermo-mechanical coupled stress for wet clutch friction plate based on ABAQUS. Sensors and Transducers 161. Heft: 12, S. 545–553 (2013).
- [Fla17] Flamm, S.: Lebensdauerverhalten von Doppel- und Dreifachkonus- Synchronisierungen mit Carbon-Reibbelag, Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2017).
- [Fög15] Föge, V.; Eder, M.; Nickel, F.: Innovation von Fiber Composite Reibsystemen – Von der Faser bis zur Anwendung. Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2015 - VDI-Bericht 2245, Karlsruhe. VDI - Verein Deutscher Ingenieure (2015).
- [Fox10] Fox, M. F.; Mortier, R. M.; Orszulik, S. T.: Chemistry and technology of lubricants. Springer, Dordrecht, London, 3rd ed. (2010).
- [Gei03] Geier, N.: Untersuchung des Reibungs- und Verschleißverhaltens nasslaufender Kupplungen in Abhängigkeit ihrer Reibflächentopographie, Dissertation, Technische Universität München (2003).
- [Gib89] Gibson, D. W.; Taccini, C. J.: Carbon/Carbon Friction Materials for Dry and Wet Brake and Clutch Applications. SAE Technical Paper 890950 (1989).
- [Gra07] Graswald, C.; Brügel, E.; Klumpp, A.: Methodik der vergleichenden Untersuchung von Reibschichten am Beispiel von Synchronisierungen - Ein kostengünstiges Auswahlverfahren bei einer Vielzahl von Kandidaten. Erprobung und Simulation in der Fahrzeugentwicklung: Mess- und Versuchstechnik - VDI-Bericht 1990, Würzburg. VDI - Verein Deutscher Ingenieure (2007).
- [Gro21] Groetsch, D.; Stockinger, U.; Schneider, T.; Reiner, F.; Voelkel, K.; Pflaum, H.; Stahl, K.: Experimental investigations of spontaneous damage to wet multi-plate clutches with carbon friction linings. Engineering Research 85. Heft: 4, S. 1043–1052 (2021).
- [Guh96] Guha, D.; Roy Chowdhuri, S. K.: The effect of surface roughness on the temperature at the contact between sliding bodies. Wear 197. Heft: 1-2, S. 63–73 (1996).
- [Hac13] Hackl, T.: Alternative Synchronisierungen für Handschaltgetriebe, automatisierte Schaltgetriebe und Doppelkupplungsgetriebe, Dissertation, Technische Universität Braunschweig (2013).
- [Hac11] Hackl, T.; Himmelbauer, T.; Kassel, T.; Küçükay, F.: Einfachkonus-Synchronisierung mit Servoverstärkung. ATZoffhighway 4. Heft: 1, S. 52–59 (2011).
- [Hac09] Hackl, T.; Steinz, J.; Maier, M.; Wild, A.; Linke, B.: Servo-Synchronisierungen in Doppelkupplungsgetrieben. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 111. Heft: 1, S. 42–47 (2009).

- [Häg14] Häggström, D.; Sellgren, U.; Björklund, S.: Robust pre-synchronization in heavy truck transmissions. International Gear Conference, Lyon. Chandos Publishing (2014).
- [Häg18a] Häggström, D.: Towards model-based development of heavy truck synchronizers, Dissertation, KTH Royal Institute of Technology Stockholm (2018).
- [Häg16] Häggström, D.; Nyman, P.; Sellgren, U.; Björklund, S.: Predicting friction in synchronizer systems. Tribology International 97, S. 89–96 (2016).
- [Häg18b] Häggström, D.; Sellgren, U.; Björklund, S.: Evaluation of synchronizer loading parameters and their ability to predict failure. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 232. Heft: 9, S. 1093–1104 (2018).
- [Häg18c] Häggström, D.; Sellgren, U.; Björklund, S.: The effect of manufacturing tolerances on the thermomechanical load of gearbox synchronizers. Procedia CIRP 72. Heft: 2, S. 1202–1207 (2018).
- [Häg20] Häggström, D.; Sellgren, U.; Björklund, S.: Optimization of synchronizer cone angle with regard to manufacturing tolerances of cone roundness and cone angle. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 234. Heft: 2-3, S. 681–688 (2020).
- [Häg22] Häggström, D.; Sellgren, U.; Björklund, S.: Thermomechanical performance of carbon fiber reinforced polymer synchronizer friction liners. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 236. Heft: 6, S. 1074–1080 (2022).
- [Häg15a] Häggström, D.; Sellgren, U.; Stenström, W.; Björklund, S.: A Verified and Validated Model for Simulation-Driven Design of Heavy Duty Truck Synchronizers. ASME 2015 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Boston, Massachusetts, USA. ASME - American Society of Mechanical Engineers (2015).
- [Häg15b] Häggström, D.; Stenström, W.; Sellgren, U.; Björklund, S.: Parameter study of the thermomechanical performance of heavy duty synchronizers. Getriebe in Fahrzeugen / Drivetrain for vehicles - VDI-Bericht 2256, Friedrichshafen. VDI - Verein Deutscher Ingenieure (2015).
- [Hai91] Haigh, M. J.; Barton, D. C.; Pennington, A. d.: Paper XI (iii) Finite Element Simulation of the Interfacial Contact Behaviour of an Automotive Gearbox Synchroniser. Elsevier Science Ltd. Vehicle Tribology (1991).
- [Häm95] Hämmerl, B.: Lebensdauer-und Temperaturverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen bei Lastkollektivbeanspruchung, Dissertation, Technische Universität München (1995).
- [Has13] Hassan, M. Z.; Brooks, P. C.; Barton, D. C.: The evaluation of disc brake squeal propensity through a fully coupled transient thermomechanical model. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 227. Heft: 3, S. 361–375 (2013).

- [Has53] Hasselgruber, H.: Die Berechnung der Temperaturen an Reibungskupplungen, Dissertation, RWTH Aachen (1953).
- [Has59] Hasselgruber, H.: Temperaturberechnungen für mechanische Reibkupplungen. Vieweg, Braunschweig (1959).
- [Hau07] Hauser, C.: Einfluss der Ölalterung auf Reibcharakteristik und Reibschwingverhalten von Lamellenkupplungen, Dissertation, Technische Universität München (2007).
- [Hed16] Hedderich, J.; Sachs, L.: Angewandte Statistik - Methodensammlung mit R. Springer Spektrum, Berlin, Heidelberg, 15., überarbeitete und erweiterte Auflage (2016).
- [Hen14] Hensel, M.: Thermische Beanspruchbarkeit und Lebensdauerverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen, Dissertation, Technische Universität München (2014).
- [Hip00] Hipler, F.; Fischer, R. A.; Gil Girol, S.; Wöll, C.: Chemie gegen Reibung und Verschleiß: Untersuchung molekularer Wirkungsmechanismen von Schmierstoffadditiven. Materialwissenschaft und Werkstofftechnik 31. Heft: 9, S. 872–877 (2000).
- [Höh91] Höhn, B.-R.; Pflaum, H.; Pinnekamp, B.: Untersuchung des Lebensdauerhaltens von Schaltgetriebe- Synchronisierungen mit dem Standard-Synchronisations-Prüfstand FZG-SSP. Getriebe in Fahrzeugen heute und morgen - VDI-Bericht 878, München. VDI - Verein Deutscher Ingenieure (1991).
- [Höh95] Höhn, B.-R.; Pinnekamp, B.: Hochschaltkratzen bei kalten Pkw-Schaltgetrieben. Getriebe in Fahrzeugen - VDI-Bericht 1175, Friedrichshafen. VDI - Verein Deutscher Ingenieure (1995).
- [Höh11a] Höhn, B.-R.; Stahl, K.; Pflaum, H.; Hensel, M.: Einflüsse auf das Lebensdauerhalten nasslaufender Lamellenkupplungen. VDI-Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben - VDI-Bericht 2139, Wiesloch. VDI - Verein Deutscher Ingenieure (2011).
- [Höh11b] Höhn, B.-R.; Stahl, K.; Pflaum, H.; Wohlleber, F.: Thermal behaviour of wet multiple disc clutches Thermal simulation using the example of FVA-software KUP-SIM. VDI-Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben - VDI-Bericht 2139, Wiesloch. VDI - Verein Deutscher Ingenieure (2011).
- [Hu20] Hu, M.; Chen, L.; Wang, D.; Xu, Z.; Xu, P.; Qin, D.; Zhou, A.: Modeling and characteristic study of the shifting engagement process in stepped transmission. Mechanism and Machine Theory 151. Heft: 3, S. 103912 (2020).
- [Hwa05] Hwang, B.; Ahn, J.; Lee, S.: Effects of blending elements on wear resistance of plasma-sprayed molybdenum blend coatings used for automotive synchronizer rings. Surface and Coatings Technology 194. Heft: 2-3, S. 256–264 (2005).
- [Ing10] Ingram, M.; Spikes, H.; Noles, J.; Watts, R.: Contact properties of a wet clutch friction material. Tribology International. Heft: 43, S. 815–821 (2010).
- [Irf17] Irfan, M.: Modelling and optimization of gear shifting mechanism, Dissertation, Chalmers University of Technology (2017).

- [Irf16] Irfan, M.; Berbyuk, V.; Johansson, H.: Dynamics and Pareto Optimization of a Generic Synchronizer Mechanism. Clerck, J. de; Epp, D. S. Rotating Machinery, Hybrid Test Methods, Vibro-Acoustics & Laser Vibrometry, Volume 8, Cham (2016).
- [Irf18] Irfan, M.; Berbyuk, V.; Johansson, H.: Performance improvement of a transmission synchronizer via sensitivity analysis and Pareto optimization. Cogent Engineering 5. Heft: 1, S. 1–46 (2018).
- [Irf20] Irfan, M.; Berbyuk, V.; Johansson, H.: Minimizing synchronization time of a gear shifting mechanism by optimizing its structural design parameters. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 234. Heft: 2-3, S. 488–504 (2020).
- [Ito98] Ito, K.; Barker, K. A.; Kubota, M.; Yoshida, S.: Designing Paper Type Wet Friction Material for High Strength and Durability. SAE Technical Paper 982034 (1998).
- [Iwa15] Iwai, T.; Ichihashi, T.; Kudo, M.: Influence of Calcium Sulfonate on Wet Clutch Durability. STLE 70th Annual Meeting and Exhibition, Dallas, Texas, USA. STLE - Society of Tribologists and Lubrication Engineers (2015).
- [Jae42] Jaeger, J. C.: Moving sources of heat and the temperature at sliding contacts. Sydney :C. Potter, Acting. Govt. Printer. Journal and proceedings of the Royal Society of New South Wales. (1942).
- [Jon15] Jonas, K.; Michael, G.; Benoit, L.: A new approach for the optimization of the thermo-mechanical behaviour of dry-running clutches using fibre-optic sensing technology with high spatial measurement density. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 229. Heft: 8, S. 1003–1010 (2015).
- [Jon13] Jonathan, N.: Woven Carbon Synchronizer Materials. 7th CTI Symposium & Exhibition North America - Innovative Automotive Transmissions, Hybrid & Electric Drives North America, Rochester, Michigan, USA. EUROFORUM Deutschland SE (2013).
- [Jun11] Jung, S. P.; Park, T. W.; Chai, J. B.; Chung, W. S.: Thermo-mechanical finite element analysis of hot judder phenomenon of a ventilated disc brake system. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing 12. Heft: 5, S. 821–828 (2011).
- [Kea97] Kearsley, A.; Wagner, D.: Carbon Fiber for Wet Friction Applications. SAE Technical Paper 972754 (1997).
- [Kim04] Kim, J.; Park, S.; Song, H.; Lim, C.; Kim, H.: Statistical simulation of shift force for a manual transmission. KSME International Journal 18. Heft: 3, S. 471–480 (2004).
- [Kin99] Kinugasa, T.: Thermal analysis of the synchronizer friction surface and its application to the synchronizer durability improvement. JSAE Review 20. Heft: 2, S. 217–222 (1999).

- [Kno02] Knoll, G.; Backhaus, K.: Reibmomentaufbau in Synchronisierungen. Reibung, Schmierung und Verschleiß, Tribologie-Fachtagung, Göttingen. GfT - Gesellschaft für Tribologie e.V. (2002).
- [Kog88] Koga, H.; Anzai, K.: Development of manual transmission 3-cone synchronizer. JSAE Review 9. Heft: 4, S. 102–104 (1988).
- [Lan86] Lanzerath, G.; Patzer, H.: Synchronizer Blocker Ring with Organic Lining. SAE Technical Paper 860384 (1986).
- [Lay11] Layher, M.: Einfluss der Schmierstoffadditivierung auf das Reibungsverhalten nasslaufender Reibschaltelemente, Dissertation, Technische Universität München (2011).
- [Lee22] Lee, S.; Jang, S.: A Study on the Drag Characteristics in AMT Synchronizer System According to AMTF Inlet Flow Rates and the Rotational Speeds of AMT Main Shaft. Transactions of KSAE 30. Heft: 4, S. 319–327 (2022).
- [Li19a] Li, B.; Ge, W.; Yu, X.; Shao, S.; Liu, H.: Innovative design and gearshift control for direct-drive electromagnetic gearshift system equipped with servo synchronizer. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 233. Heft: 5, S. 1115–1124 (2019).
- [Li18] Li, G.; Görges, D.: Optimal control of the gear shifting process for shift smoothness in dual-clutch transmissions. Mechanical Systems and Signal Processing 103. Heft: 1, S. 23–38 (2018).
- [Li11] Li, J.; Wang, M.; Wang, Z.-Y.; Zhou, G.-M.: Transient thermo-mechanical coupling simulation of wet brake friction disk on tracked vehicle. Journal of Beijing Institute of Technology (English Edition) 20, S. 71–76 (2011).
- [Li16] Li, M.; Li Le; Wang Liyong: Thermo-Mechanical Coupling Simulation and Test Research of the Engagement Process for Wet Friction Clutch. 6th International Symposium on Test Automation and Instrumentation (ISTAI 2016), Beijing, China. Wang, X. (2016).
- [Li03] Li, S.; Devlin, M. T.; Tersigni, S. H.; Jao, T.-C.; Yatsunami, K.; Cameron, T. M.: Fundamentals of Anti-shudder Durability: Part I - Clutch Plate Study. SAE transactions, S. 1846–1857 (2003).
- [Li19b] Li, W.; Chen, Y.; Li, X.; Liang, S.: Matching Quality Detection System of Synchronizer Ring and Cone. Applied Sciences 9. Heft: 17, S. 3622 (2019).
- [Li22] Li, Y. X.; Cheng, S.; Chen, Z. W.; Ye, W. Q.; Pan, G. Q.; Ye, A. X.: Improvement Strategy to Minimize Secondary Impact of Gear Shift for Commercial Vehicle Transmission. Journal of Failure Analysis and Prevention 39. Heft: 2, S. 167 (2022).
- [Lip11] Lipinsky, D.; Brüning, C.; Mayer, C.; Arlinghaus, H. F.; Skubacz, T.; Poll, G.: Oberflächenanalyse der aus additiven gebildeten tribologischen Schichten mit der Flugzeit-Sekundärionenmassenspektrometrie. Tribologie und Schmierungstechnik 58. Heft: 2, S. 29–35 (2011).

- [Liu19] Liu, Z.; Shen, Y.; Rinderknecht, S.: Theoretical and Experimental Investigation on Power Loss of Vehicle Transmission Synchronizers with Spray Lubrication. SAE Technical Paper 2019-01-0028 (2019).
- [Lös98] Lösche, T.; Paland, E.-G.; Poll, G.: Wear Behaviour of Synchronisers in Relation to a Duty Parameter. Tribology for Energy Conservation, Proceedings of the 24th Leeds-Lyon Symposium on Tribology (1998).
- [Lös97] Lösche, T.: Das tribologische Verhalten von Synchronisierungen unter Berücksichtigung des Beanspruchungskollektivs, Dissertation, Leibniz Universität Hannover (1997).
- [Luo92] Luo, Y.; Han, Z.; Tang, J.; Zhang, Y.: Simulating the Interfacial Thermohydrodynamical and Thermomechanical Phenomena of Wet Clutch Discs by 3-D FEM Analysis. SAE Technical Paper 922096 (1992).
- [Mae03] Maeda, M.; Murakami, Y.: Testing Method and Effect of ATF Performance on Degradation of Wet Friction Materials. SAE Technical Paper 2003-01-1982 (2003).
- [Maj20] Majeed, M. H.; Kadhim, D. E.; Abdullah, O. I.; Schlattmann, J.: Numerical analysis of thermal problem in dry friction clutches based on the interactive design approach. International Journal on Interactive Design and Manufacturing (IJIDeM) 14. Heft: 3, S. 1091–1101 (2020).
- [Mäk05] Mäki, R.; Nyman, P.; Olsson, R.; Ganemi, B.: Measurement and Characterization of Anti-shudder Properties in Wet Clutch Applications. SAE Technical Paper 2005-01-0878 (2005).
- [Mas95] Maston, J. F.; Barton, D. C.: The Influence of Interface Material-Lubricant Combinations on Automotive Gearbox Synchronizer Performance. D. Dowson et al. Lubricants and Lubrication - Proceedings of the 21th leeds-Lyon Symposium on Tribology (1995).
- [Mat97] Matsuo, K.; Saeki, S.: Study on the Change of Friction Characteristics with Use In the Wet Clutch of Automatic Transmission. SAE Technical Paper 972928 (1997).
- [May14] Mayer, C.; Lipinsky, D.; Wohlleber, F.; Pflaum, H.; Stahl, K.; Arlinghaus, H. F.: Coordinated test-rig and ToF-SIMS experiments to investigate the influence of phosphate glass layers on the friction behavior of a wet clutch. Surface and Interface Analysis 46. Heft: S1, S. 401–404 (2014).
- [May13] Mayer, C.; Lipinsky, D.; Wohlleber, F.; Pflaum, H.; Stahl, K.; Arlinghaus, H.: Einsatz der Flugzeit-Sekundärionenmassenspektrometrie zur Untersuchung der unter tribologischer Belastung aus Getriebeöladitiven gebildeten Schichten. GfT - Gesellschaft für Tribologie e.V. 54. Tribologie-Fachtagung in Göttingen, Aachen (2013).
- [Mei17] Meingaßner, G. J.: Methodik zur Untersuchung des Reibungsverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen bei Langsamlauf- und Mikroschlupf, Dissertation, Technische Universität München (2017).
- [MEN20] MENON, P. V.; Barathiraja, K.: Gear Shift Quality Enhancement Using Sensitivity Analysis. SAE Technical Paper 2020-28-0387 (2020).

- [Met19] Metzger, M.: Thermischer Haushalt einer Doppelkonus-Synchronisierung mit Carbon-Reibbelag, Masterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2019).
- [Mil18] Mileti, M.; Pflaum, H.; Stahl, K.: TorqueLINE Cone Clutch: Thermo-Mechanical Stability of Cone Clutches for ATs. International VDI Congress Dritev - Drivetrain for Vehicles, EDrive, Transmissions in Mobile Machines - VDI-Bericht 2328, Bonn. VDI - Verein Deutscher Ingenieure (2018).
- [Mo21a] Mo, W.; Walker, P. D.; Tian, Y.; Zhang, N.: Dynamic analysis of unilateral harpoon-shift synchronizer for electric vehicles. Mechanism and Machine Theory 157. Heft: 7, S. 104173 (2021).
- [Mo21b] Mo, W.; Wu, J.; Walker, P. D.; Zhang, N.: Shift characteristics of a bilateral Harpoon-shift synchronizer for electric vehicles equipped with clutchless AMTs. Mechanical Systems and Signal Processing 148. Heft: 1, S. 107166 (2021).
- [Möh20] Möhrke, P.; Runge, B.-U.: Arbeiten mit Messdaten - Eine praktische Kurzeinführung nach GUM. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 1. Aufl. 2020 (2020).
- [Mos02] Mosbach, C.: Das Reibungs- und Reibschwingverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen, Dissertation, Technische Universität München (2002).
- [Müh18] Mühlenstrodt, K.; Voelkel, K.; Lipinsky, D.; Stockinger, U.; Pflaum, H.; Stahl, K.: Use of Time of Flight Secondary Ion Mass Spectrometry (ToF-SIMS) for Examination of Tribological Layers Formed from Gear Oil Additives Under Tribological Load. GETLUB - Internationaler Tribologie- und Schmierstoffkongress, Hamburg. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (2018).
- [Muñ19] Muñoz López, C.-A.: 3D Thermo-mechanical Simulation of a Double Cone Synchronizer with Carbon Friction Lining, Masterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2019).
- [Mur89] Murata, S.; Mori, Y.; Doi, T.; Takada, T.; Nogichi, Y.: Synchronizer and Shift System Optimization for Improved Manual Transmission Shiftability. SAE Technical Paper 891998 (1989).
- [Nau19] Naunheimer, H.; Bertsche, B.; Ryborz, J.: Fahrzeuggetriebe - Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion, 3. Auflage (2019).
- [Nej19] Nejad, A. F.; Chiandussi, G.; Moshrefzadeh, A.; Solimine, V.; Serra, A.; Rulfi, E.: Modal Dynamic Analysis of a Synchronizer Mechanism: A Numerical Study. International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research 8, S. 340–346 (2019).
- [Nej17] Nejad, A. F.; Chiandussi, G.; Solimine, V.; Serra, A.: Estimation of the Synchronization Time of a Transmission System through Multi Body Dynamic Analysis. International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research, S. 232–236 (2017).
- [Net06] Neto, D. V.; Florencio, D. G.; Rodrigues, P.; Fernandez, J.: Manual Transmission: Synchronization Main Aspects. SAE Technical Paper 2006-01-2519 (2006).

- [Neu08] Neudörfer, S.: Thermomechanische Einflüsse auf die Tribologie von Synchronisierungen, Dissertation, Leibniz Universität Hannover (2008).
- [Neu01] Neumüller, M.: Einfluß der Ölalterung auf Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen, Dissertation, Technische Universität München (2001).
- [Nie19] Niemann, G.; Winter, H.; Höhn, B.-R.; Stahl, K.: Maschinenelemente 1 - Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 5. Aufl. (2019).
- [Nis95] Nishiwaki, S.; Mizutani, Y.; Mori, N.; Nakao, M.; Yasuda, M.; Hukuchi, H.: A Method of Evaluating Synchromesh performance. Evaluation of Synchronization and Detachability. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C 61. Heft: 584, S. 1646–1652 (1995).
- [Nym06] Nyman, P.; Mäki, R.; Olsson, R.; Ganemi, B.: Influence of surface topography on friction characteristics in wet clutch applications. Wear 261. Heft: 1, S. 46–52 (2006).
- [O’C06] O’Connor, B. M.; Huston, M. E.; Rank, R. W.: Chemical additive effects on manual transmission synchronizer performance. Technische Akademie Esslingen International Tribology Colloquium Proceedings 15 (2006).
- [O’C02] O’Connor, B. M.; van Mullekom, J. H.; Gahagan, M. P.; Rank, R.; Jahn, W.: Influence of Additive Chemistry on Manual Transmission Synchronizer Performance. SAE Technical Paper 2002-01-1697 (2002).
- [Oed89] Oedekoven, A.: Temperaturverhalten von trockenlaufenden Reibungskupplungen, Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt (1989).
- [Oka90] Okazaki, Y.; Komatsuzaki, K.: Double Cone Synchronizer with Paper Lining for Medium Duty Trucks. SAE Technical Paper 902278 (1990).
- [Ore95] Ore, T. G.; Nellums, R. A.; Skotnicki, G.: Improved Synchronizers for Truck Transmissions. SAE Technical Paper 952602 (1995).
- [Osa90] Osanai, H.; Ikeda, K.; Kato, K.: Relations Between Temperature in Friction Surface and Degradation of Friction Materials During Engaging of Wet Friction Paper. SAE Technical Paper 900553 (1990).
- [Ost01] Ost, W.; Baets, P. de; Degrieck, J.: The tribological behaviour of paper friction plates for wet clutch application investigated on SAE#II and pin-on-disk test rigs. Wear. Heft: 249, S. 361–371 (2001).
- [Özp19] Özpınar, İ.; Akalin, O.: Gearset Synchronization Modeling of a Heavy Commercial Vehicle Transmission and Correlation with Objective Measurements of Gear Shift Quality. SAE Technical Paper 2019-01-0031 (2019).
- [Paf95] Paffoni, B.; Proгри, R.; Blouët, J.; Gras, R.: The Hydrodynamic Phase of Gearbox Synchromesh Operation. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 209. Heft: 3, S. 203–211 (1995).
- [Paf00] Paffoni, B.; Proгри, R.; Gras, R.: The mixed phase of gearbox synchromesh operation. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 214. Heft: 2, S. 157–165 (2000).

- [Paf97] Paffoni, B.; Progri, R.; Gras, R.; Blouët, J.: The hydrodynamic phase of gearbox synchromesh operation: The influence of radial and circumferential grooves. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 211. Heft: 2, S. 107–116 (1997).
- [Par20] Parthier, R.: Messtechnik - Vom SI-Einheitensystem über Bewertung von Messergebnissen zu Anwendungen der elektrischen Messtechnik. Springer Vieweg, 9., überarbeitete und erweiterte Auflage (2020).
- [Pat19] Patel, H.; Tendulkar, V.; Baid, H.; Bhosale, V.; Bhavikatti, G.: Gearshift Quality Sensitivity Analysis. SAE Technical Paper 2019-26-0328 (2019).
- [Pat78] Patir, N.; Cheng, H. S.: An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication. Journal of Lubrication Technology 100. Heft: 1, S. 12 (1978).
- [Per98] Perponcher, C. von: Einflüsse von Reibflächentopographie und Beanspruchungen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen, Dissertation, Technische Universität München (1998).
- [Pfl88] Pflaum, H.: Das Reibungsverhalten ölgeschmierter Kegelreibkupplungen in Synchronisationseinrichtungen von Kraftfahrzeug-Schaltgetrieben, Dissertation, Technische Universität München (1988).
- [Pin14] Pingale, A.: Development of Compact Synchronizer Technology for Manual and Automated Transmissions. SAE Technical Paper 2014-01-1719 (2014).
- [Pin92] Pinnekamp, B.: Das Schaltverhalten von PKW-Getriebesynchronisierungen, Dissertation, Technische Universität München (1992).
- [Pir19] Piracha, M. Z.; Grauers, A.; Barrientos, E.; Budacs, H.; Hellsing, J.: Model Based Control of Synchronizers for Reducing Impacts during Sleeve to Gear Engagement. SAE Technical Paper 2019-01-1303 (2019).
- [Pir20a] Piracha, M. Z.; Grauers, A.; Hellsing, J.: Feedback Control of Synchronizers for Reducing Impacts during Sleeve to Gear Engagement. SAE Technical Paper 2020-01-0960 (2020).
- [Pir20b] Piracha, M. Z.; Grauers, A.; Hellsing, J.: Time optimal control of gearbox synchronizers for minimizing noise and wear. 2020 IEEE Conference on Control Technology and Applications (CCTA), Montreal, QC, Canada. Institute of Electrical and Electronics Engineers (2020).
- [Pol09] Polifke, W.; Kopitz, J.: Wärmeübertragung - Grundlagen, analytische und numerische Methoden. Pearson Studium, München u.a, 2. aktual. Aufl. (2009).
- [Pol08] Poll, G.; Neudörfer, S.; Skubacz, T.: Microscopic investigations into lubricated friction pairs in synchronizers. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 222. Heft: 3, S. 451–458 (2008).
- [Pol00] Poll, G.; Gatzert, H.-H.; Wiendl, S.; Spreckels, M.; Gronitzki, M.: Korrelation mikrotribologischer Eigenschaften mit den makroskopischen Reibungsverhalten am Beispiel von Synchronisierungen. Tribologie und Schmierungstechnik 47. Heft: 2, S. 13–17 (2000).

- [Pol03] Poll, G.; Spreckels, M.: Influence of temperature distribution on the tribological performance of automotive synchronisers. D. Dowson et al. Tribological Research and Design for Engineering Systems, Proceedings of the 29th Leeds-Lyon Symposium on Tribology (2003).
- [Ran04] Rank, R.; Kearsey, A.: Carbon Based friction materials for automotive applications. 14th International Colloquium Tribology, Stuttgart/Ostfildern. Wilfried J. Bartz (2004).
- [Ran95] Rank, R.: Untersuchungen zur Lebensdauerprüfung von Synchronisierungen, Dissertation, Technische Universität München (1995).
- [Ran01] Rank, R.; Back, O.; Kwittner, G.; Schreiber, U.: Optimierung der Gebrauchseigenschaften von Kfz-Synchronisierungen mittels Simulation. Getriebe in Fahrzeugen 2001 - VDI-Bericht 1610, Friedrichshafen. VDI - Verein Deutscher Ingenieure (2001).
- [Ras91] Rastinger, B.: Die neuen Handschaltgetriebe in den BMW-Baureihen 8, 5 und 3. Getriebe in Fahrzeugen heute und morgen - VDI-Bericht 878, München. VDI - Verein Deutscher Ingenieure (1991).
- [Rau11] Rau, G.; Delabre, P.: High-Performance PM Synchronizer Rings with Carbon Friction Linings. Advances in powder metallurgy & particulate materials - 2011, San Francisco, California, USA. Jesberger, T. J. (2011).
- [Raz04] Razzacki, S. T.: Synchronizer Design: A Mathematical and Dimensional Treatise. SAE Technical Paper 2004-01-1230 (2004).
- [Raz14] Razzacki, S. T.: Synchronizers-Gear Change Process, Loads, Timing, Shift Effort, Thermal Loads, Materials and Tolerances. John Wiley & Sons, Ltd. Encyclopedia of Automotive Engineering, Chichester, UK (2014).
- [Raz07] Razzacki, S. T.; Hottenstein, J. E.: Synchronizer Design and Development for Dual Clutch Transmission (DCT). SAE Technical Paper 2007-01-0114 (2007).
- [Ric83] Richter, F.: Physikalische Eigenschaften von Stählen und ihre Temperaturabhängigkeit - Polynome und graphische Darstellungen; Mitteilung aus dem Forschungsinstitut der Mannesmann AG. Verl. Stahleisen, Düsseldorf (1983).
- [Sak93] Sakai, N.; Honda, F.; Nakajima, K.: Friction characteristics of wet paper clutch for automotive torque transmissions. Lubrication Engineering 49. Heft: 2, S. 97–101 (1993).
- [San12] Sandooja, A.: Double Indexing Synchronizer - To Amplify the Synchronizer Capacity. SAE Technical Paper 2012-01-2003 (2012).
- [San11] Sandooja, A.; Kunal, R.: Automotive Synchronizer with Asymmetric Tothing. SAE Technical Paper 2011-01-0724 (2011).
- [Sat03] Satoh, K.: Development of a new synchronizer with the lever mechanism. JSAE Review 24. Heft: 1, S. 93–97 (2003).
- [Sch98b] Schad, A.: Grundsatzuntersuchungen zum Reibungs- und Verschleißverhalten alternativer Synchronringwerkstoffe, Dissertation, Universität Kassel (1998).

- [Sch36] Schmaltz, G.: Technische Oberflächenkunde - Feingestalt und Eigenschaften von Grenzflächen Technischer Körper Insbesondere der Maschinenteile. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, s.l. (1936).
- [Sch19] Schneider, T.; Strebel, M.; Pflaum, H.; Stahl, K.: Spontanschädigungsverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen mit organischen und metallischen Reibbelägen. Engineering Research 83. Heft: 2, S. 199–207 (2019).
- [Sch17] Schneider, T.: Untersuchungen zum Lebensdauerverhalten von Einfach- und Doppelkonus-Synchronisierungen mit Carbon-Reibbelag, Masterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2017).
- [Sch22] Schneider, T.; Dietsch, M.; Voelkel, K.; Pflaum, H.; Stahl, K.: Analysis of the Thermo-Mechanical Behavior of a Multi-Plate Clutch during Transient Operating Conditions Using the FE Method. Lubricants 10. Heft: 5, S. 76 (2022).
- [Sei19] Seidel, B.; Britt, L. G. H.; Brieke, T.; Niemeyer, M.; Lipinsky, D.; Meyer, D.; Peterson, R.; Arlinghaus, H. F.; Brinksmeier, E.: Analysis of the Chemical and Tribological Properties of Phosphate Glass Layers Developing during Metalworking Processes on Manual Transmission Synchronizers*. HTM Journal of Heat Treatment and Materials 74. Heft: 1, S. 50–65 (2019).
- [Sei17] Seidel, S.: Thermomechanische Simulation von Einfach- und Doppelkonus-Synchronisierungen mit Carbon-Reibbelag, Masterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2017).
- [Sha12] Sharma, M. K.; Savla, J.: Shift System Inertia Mass Optimization Techniques to Minimize Double Bump for Manual Transmission. SAE Technical Paper 2012-01-1999 (2012).
- [She18] Shen, Y.; Liu, Z.; Rinderknecht, S.: Modelling of Power Losses of Transmission Synchronizers in Neutral Position. SAE Technical Paper 2018-01-1228 (2018).
- [Sig09] Sigl, L.; Rasch, C.: P /M Components for Synchronizer Systems. Ramakrishnan, P. Power metallurgy. For automotive and engineering industries, New Delhi, Chennai, Mumbai (2009).
- [Sig07] Sigl, L.; Rau, G.: P/M Components for Synchronizer Systems. International Powder Metallurgy Congress & Exhibition, Toulouse. European Powder Metallurgy Association (2007).
- [Sig03] Sigl, L.; Rau, G.; Höhn, B.-R.: Processing and Performance of PM Synchronizer Rings with Friction Linings. European Powder Metallurgy Conference, Valencia. European Powder Metallurgy Association (2003).
- [Sin15] Singh, B.; Rawla, V.; Vats, R.; Kumar, A.: Dynamic Simulation of Clutch Actuation System with Flexible Cable. SAE Technical Paper 2015-26-0180 (2015).
- [Sin13a] Singh, J.; Kunal, R.; Verma, A.; Sharma, A.; Dhane, M.: Weight Reduction of Shifter Forks using Steel Inserts. SAE Technical Paper 2013-01-2444 (2013).
- [Sin13b] Singh, J.; Verma, A.; Kunal, R.; Balpande, A.; Dhane, M.: Shifter Fork Stiffness Correlation to Gear Shift Quality. SAE International Journal of Commercial Vehicles 6. Heft: 2, S. 498–509 (2013).

- [Sin16] Singh, M. P.; Singh, P.; Kumar, K.; Rawla, V.: Development of Test Method to Validate Synchronizer Ring Design for Torsional Fluctuations in Manual Transmission. SAE Technical Paper 2016-28-0012 (2016).
- [Sin19] Singh, P.; Kumar, K.; Aneja, S.: Development of an Assessment Methodology to Measure Effects of Geometrical Clearance of Bowden Type Shifting Cable on Gearshift Quality in Passenger Car. SAE Technical Paper 2019-26-0341 (2019).
- [Sir15] Siriyapuraju, K. B.; Konduru, V.; Eswaramoorthy, P.: Detent Profile Optimization to Improve Shift Quality of Manual Transmissions. SAE Technical Paper 2015-01-1135 (2015).
- [Sku20] Skubacz, T.: Experimentelle Untersuchungen zur Schmierstoff-Oberflächen-Wechselwirkung in nasslaufenden Reibsystemen am Beispiel von Synchronisierungen, Dissertation, Leibniz Universität Hannover (2020).
- [Sku08] Skubacz, T.; Otto, S.; Poll, G.: Untersuchungen von Schleppverlusten an Synchronisierungen. Getriebe in Fahrzeugen - VDI-Bericht 2029, Friedrichshafen. VDI - Verein Deutscher Ingenieure (2008).
- [Soc68] Socin, R. J.; Walters, L. K.: Manual Transmission Synchronizers. SAE Technical Paper 680008 (1968).
- [Som04] Sommer, K.-D.; Siebert, B. R. L.: Praxisgerechtes Bestimmen der Messunsicherheit nach GUM (Practical Determination of the Measurement Uncertainty under GUM). tm - Technisches Messen 71. Heft: 2-2004, S. 52–66 (2004).
- [Spr01] Spreckels, M.: Einfluss der Temperaturverteilung auf das tribologische Verhalten von Synchronisierungen, Dissertation, Leibniz Universität Hannover (2001).
- [Spr02] Spreckels, M.; Poll, G.: Simulation der Temperaturverteilung im Reibkontakt von Synchronisierungen mit Hilfe der Finite Elemente Methode. Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau- VDI Bericht 1701, Würzburg. VDI - Verein Deutscher Ingenieure (2002).
- [Sta14] Stahl, K.; Acuner, R.; Pflaum, H.: Synchronizer. Mang, T. Encyclopedia of Lubricants and Lubrication, Berlin, Heidelberg (2014).
- [Ste62] Steinhilper, W.: Der zeitliche Temperaturverlauf in Reibungsbremsen und Reibungskupplungen beim Schaltvorgang, Dissertation, Technische Hochschule Karlsruhe (1962).
- [Ste63a] Steinhilper, W.: Der zeitliche Temperaturverlauf in schnellgeschalteten Reibungskupplungen und -bremsen - Teil 1. Automobiltechnische Zeitschrift 65. Heft: 8, S. 223–229 (1963).
- [Ste63b] Steinhilper, W.: Der zeitliche Temperaturverlauf in schnellgeschalteten Reibungskupplungen und -bremsen - Teil 2. Automobiltechnische Zeitschrift 65. Heft: 10, S. 326–329 (1963).
- [Ste63c] Steinhilper, W.: Temperaturverlauf in Lamellenkupplungen beim Schaltvorgang. VDI - Verein Deutscher Ingenieure. VDI-Bericht Nr. 73 (1963).

- [Ste64] Steinhilper, W.: Ermittlung des Temperaturverlaufs in Reibungsbremsen und -kupplungen mit Hilfe eines Analogieverfahrens. *Automobiltechnische Zeitschrift* 66. Heft: 8, S. 228–371 (1964).
- [Sto19a] Stockbauer, J.: Vergleich der Oberflächentopographie mit der Lebensdauer einer Doppelkonus-Synchronisierung mit Carbon-Reibbelag, Semesterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2019).
- [Sto21a] Stockinger, U.; Groetsch, D.; Reiner, F.; Voelkel, K.; Pflaum, H.; Stahl, K.: Friction behavior of innovative carbon friction linings for wet multi-plate clutches. *Engineering Research* 85. Heft: 1, S. 115–127 (2021).
- [Sto19b] Stockinger, U.; Mühlenstrod, K.; Voelkel, K.; Pflaum, H.; Lipinsky, D.; Stahl, K.; Arlinghaus, H. F.: Analyse tribologischer Schichten mit der Flugzeit-Sekundärionenmassenspektrometrie (ToF-SIMS) – Additiveinflüsse auf das Reibungsverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen. *Engineering Research*. Heft: 83, S. 219–226 (2019).
- [Sto18a] Stockinger, U.; Pflaum, H.; Stahl, K.: Zeiteffiziente Methodik zur Ermittlung des Reibungsverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen mit Carbon-Reibbelag. *Engineering Research*. Heft: 82, S. 1–7 (2018).
- [Sto20] Stockinger, U.; Schneider, T.; Pflaum, H.; Stahl, K.: Single vs. multi-cone synchronizers with carbon friction lining—a comparison of load limits and deterioration behavior. *Engineering Research* 84. Heft: 3, S. 245–253 (2020).
- [Sto21b] Stockinger, U.; Acuner, R.; Voelkel, K.; Pflaum, H.; Stahl, K.: Friction screening test method for wet multi-plate clutches. *International Journal of Powertrains* 10. Heft: 4, S. 336 (2021).
- [Sto22] Stockinger, U.; Pflaum, H.; Voelkel, K.; Stahl, K.: Thermal behavior of a double cone synchronizer with carbon friction lining – verification and validation of 2D thermo-mechanical simulations by temperature measurements. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 236. Heft: 13, S. 2817–2830 (2022).
- [Str17] Strebel, M.: Spontanschäden an nasslaufenden Lamellenkupplungen, Dissertation, Technische Universität München (2017).
- [Str14] Strebel, M.; Wirth, M.; Pflaum, H.; Stahl, K.: Schleppverluste in Synchronisierungen. *GETLUB - Tribologie- und Schmierstoffkongress, Mannheim*. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (2014).
- [Str15] Strebel, M.; Wirth, M.; Pflaum, H.; Stahl, K.: The drag torque behavior of manual transmission synchronizers. *STLE 70th Annual Meeting and Exhibition, Dallas, Texas, USA*. STLE - Society of Tribologists and Lubrication Engineers (2015).
- [Str13] Strebel, M.; Wirth, M.; Pflaum, H.; Stahl, K.; Höhn, B.-R.: DGMK Forschungsbericht 700 - Einfluss des Schmierstoffes auf die Verlustleistung von Synchronisierungen in Fahrzeuggetrieben. *DGMK - Deutsche Wissenschaftliche Gesellschaft für Erdöl, Erdgas und Kohle e.V., Hamburg* (2013).
- [Str01] Stribeck, R.: *Kugellager für beliebige Belastungen*. Springer, Berlin (1901).

- [Sut10] Sutter, G.; Ranc, N.: Flash temperature measurement during dry friction process at high sliding speed. *Wear* 268. Heft: 11-12, S. 1237–1242 (2010).
- [Syk94] Sykes, L. M.: The Jaguar XJ220 Triple-Cone Synchronizer A Case Study. SAE Technical Paper 940737 (1994).
- [Tai17] Taiber, B.: Simulation des Verformungsverhaltens von Synchronisierungen mit Carbon-Reibbelag, Semesterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2017).
- [Ter08] Tersigni, S. H.; Henly, T. J.; Iyer, R. N.; Cleveland, C. S.; Jones, M. S.; Yatsunami, K.: New Durability Testing of Dual Clutch Transmission Fluids. SAE Technical Paper 2008-01-2397 (2008).
- [Tom09] Tomic, D.: Zum Verschleiß von Kegelreibkupplungen – Einflüsse von Belastung und Schmierstoff auf Reibschichtigenschaften, Dissertation, Technische Universität München (2009).
- [Trä14] Tränkler, H.-R.; Reindl, L. M.: *Sensortechnik - Handbuch für Praxis und Wissenschaft*. Springer Vieweg, Berlin, 2., völlig neu bearb. Aufl. (2014).
- [Tra10] Trapp, N.: Methoden und Strategien zur Simulation der Wärmebehandlung komplexer Bauteile aus 20 MnCr 5, Dissertation, Universität Karlsruhe (2010).
- [Uet78] Uetz, H.; Föhl, J.: Wear as an energy transformation process. *Wear* 49. Heft: 2, S. 253–264 (1978).
- [Vah18] Vahid Alizadeh, H.; Helwa, M. K.; Boulet, B.: Modeling, analysis and constrained control of wet cone clutch systems: A synchromesh case study. *Mechatronics* 49, S. 92–104 (2018).
- [Voe19] Voelkel, K.; Rothmund, M.; Albarracin Garibello, S.; Kramer, V.; Pflaum, H.; Stahl, K.: On the Simulation of the Micro-Contact of Rough Surfaces Using the Example of Wet Friction Clutch Materials. *Lubricants*. Heft: 7, S. 41 (2019).
- [Voe18] Voelkel, K.; Wohlleber, F.; Pflaum, H.; Stahl, K.: Kühlverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen in neuen Anwendungen. *Engineering Research*. Heft: 82, S. 197–203 (2018).
- [Vog21] Vogel, M.; Merklein, M.: Manufacturing of tailored blanks by orbital forming with a two-sided material thickening. *Journal of Materials Processing Technology* 287. Heft: 9–12, S. 116491 (2021).
- [Völ21] Völkel, K.: Charakterisierung des Einlaufverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen, Dissertation, Technische Universität München (2021).
- [Wag93] Wagner, D.: Neue Reibmaterialien und Konzepte für Einfach- und Mehrfachsynchrisierungen. *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift*. Heft: 95, S. 380–387 (1993).
- [Wal12] Walker, G. M.; Brown, G.; Friend, C.; Barton, W. R. S.; Rose, A.; O'Connor, B. M.; Huston, M. E.; McFadden, C.; Higuchi, Y.: Understanding MTF Additive Effects on Synchroniser Friction - Part 2, Structure Performance Analysis. SAE Technical Paper 2012-01-1668 (2012).

- [Wal05] Walther, G.; Schneider, L.; Weißgärber, T.; Kieback, B.; Gebhard, F.; Holderied, M.: Hochleistungsreibrschicht auf Eisenbasis für Synchronringe. Kolaska, H. Hochleistungsprodukte der Pulvermetallurgie. Vorträge des Hagener Symposiums, Rheine (2005).
- [Wan21] Wang, Y.; Wu, J.; Hong, X.; Zhang, N.: Dynamic Modelling and Simulation of a New Spring-Based Synchronizer for Electric Vehicle. SAE Technical Paper 2021-01-0321 (2021).
- [Wan22] Wang, Y.; Wu, J.; Zhang, N.; Mo, W.: Dynamics modeling and shift control of a novel spring-based synchronizer for electric vehicles. Mechanism and Machine Theory 168. Heft: 1, S. 104586 (2022).
- [Wan15] Wanli, X.; Wei, Z.; Bin, S.; Ximeng, X.: Investigation of manual transmission synchronizer failure mechanism induced by interface material/lubricant combinations. Wear 328-329, S. 475–479 (2015).
- [Win08] Winkler, J.: Tribologischer Schichtaufbau bei Synchronisierungen und sein Einfluss auf Reibung und Verschleiß, Dissertation, Technische Universität München (2008).
- [Wir12] Wirth, M. A.: Schleppmomente in Synchronisierungen von Fahrzeuggetrieben, Dissertation, Technische Universität München (2012).
- [Wu21] Wu, W.; Luo, J.; Hu, J.; Yuan, S.; Xiao, B.: Synchroniser control with proportional pressure reducing valves and displacement feedback. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 235. Heft: 10-11, S. 2885–2892 (2021).
- [Yan18] Yan, H.; Xu, Z.; Yuan, J.; Liu, L.; Tan, C.; Ge, W.: Friction Characteristics of Synchronization Process Based on Tribo-Thermodynamics. Advances in Materials Science and Engineering , Article ID 8467921 (2018).
- [Yan14] Yang, C.; Hua, L.; Wang, Z.; He, Y.: Shift Performance Test and Analysis of Multipurpose Vehicle. Advances in Mechanical Engineering 6, Article ID 378176 (2014).
- [Yan19] Yang, L.; Hu, M.; Qin, D.; Zhou, A.; Fu, C.; Yu, M.: Analysis and Optimization of a Novel Power-Split Hybrid Powertrain. IEEE Transactions on Vehicular Technology 68. Heft: 11, S. 10504–10517 (2019).
- [Yan11] Yang, W.; Lu, G.-D.; Lv, H.-S.; Liu, Y.; Lin, L.-H.: Thermo-mechanical coupling analysis of dual-steel-disc of wet multi-disk clutch. Chongqing Daxue Xuebao/Journal of Chongqing University 34. Heft: 9, S. 26–32 (2011).
- [Yum11] Yuming, G.: Discuss designing-method of transmission synchronizer. International Conference on Advanced Technology of Design and Manufacture (ATDM 2011), Changzhou, China. IET (2011).
- [Zag85] Zagrodzki, P.: Numerical analysis of temperature fields and thermal stresses in the friction discs of a multidisc wet clutch. Wear 101. Heft: 3, S. 255–271 (1985).
- [Zag90] Zagrodzki, P.: Analysis of thermomechanical phenomena in multidisc clutches and brakes. Wear 140. Heft: 2, S. 291–308 (1990).

- [Zai17] Zainuri, F.; Sumarsono, D. A.; Adhitya, M.; Siregar, R.: Design of synchromesh mechanism to optimization manual transmission's electric vehicle. AIP Conference Proceedings 1823, 020031, Yogyakarta, Indonesia. AIP Publishing (2017).

Internetseiten und Benutzerhandbücher

- [ANS04] ANSYS, I.: ANSYS Contact Technology Guide - ANSYS Release 9.0, ANSYS, I. (2004).
- [ANS13] ANSYS, I.: ANSYS Mechanical User's Guide - Release 15.0, ANSYS, I. (2013).
- [ANS15] ANSYS, I.: Lecture 9 Thermal Analysis - Release 16.0, ANSYS, I. (2015).
- [Bac13b] Back, O.: Basics of Synchronizers. URL: https://www.hoerbiger.com/upload/file/2013_basicsofsynchronizers.pdf. Abrufdatum 27.04.2020.
- [CEC14] CEC - The Coordinating European Council: Evaluation of the Synchromesh Endurance Life using the FZG SSP 180 synchromesh test rig - CEC L-66-99. URL: <https://www.cectests.org/disptestdoc1.asp>. Abrufdatum 09.12.2020.
- [Deu11a] Deutsche Edelstahlwerke GmbH: Cr -Mo- legierter Vergütungsstahl 1.7321/1.7323. URL: https://www.dew-stahl.com/fileadmin/files/dew-stahl.com/documents/Publikationen/Werkstoffdatenblaetter/Bau-stahl/1.7321_1.7323_de.pdf. Abrufdatum 21.08.2020.
- [Deu11b] Deutsche Edelstahlwerke GmbH: Unlegierter Vergütungsstahl 1.1181 / 1.1180. URL: https://www.dew-stahl.com/fileadmin/files/dew-stahl.com/documents/Publikationen/Werkstoffdatenblaetter/Baustahl/1.1181_1.1180_de.pdf. Abrufdatum 21.08.2020.
- [Deu16a] Deutsche Edelstahlwerke GmbH: Carbodur 7131 /Carbodur 7139. URL: https://www.dew-stahl.com/fileadmin/files/dew-stahl.com/documents/Publikationen/Werkstoffdatenblaetter/Baustahl/1.7131_1.7139_de.pdf. Abrufdatum 21.08.2020.
- [Deu16b] Deutsche Edelstahlwerke GmbH: WERKSTOFFDATENBLATT 18CrNiMo7-6 1.6587. URL: https://www.dew-stahl.com/fileadmin/files/dew-stahl.com/documents/Publikationen/Werkstoffdatenblaetter/Bau-stahl/1.6587_de.pdf. Abrufdatum 21.08.2020.
- [Deu16c] Deutsche Edelstahlwerke GmbH: WERKSTOFFDATENBLATT X46Cr13 1.4034. URL: https://www.dew-stahl.com/fileadmin/files/dew-stahl.com/documents/Publikationen/Werkstoffdatenblaetter/RSH/1.4034_de.pdf. Abrufdatum 21.08.2020.
- [Die14] Diehl Metall Schmiedetechnik: Synchronringe – Präzisionsteile für die Automobilindustrie. URL: https://www.diehl.com/cms/files/Synchronringe_Brosch%C3%BCre_2014.pdf. Abrufdatum 28.04.2020.
- [INA02] INA-Schaeffler KG: Zwischenringe für Mehrkonus-Synchronisationen. URL: https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/api/downloads_13/api06_de_de.pdf. Abrufdatum 21.08.2020.

- [Kle09] Klemm, R.: Thermolemente in der industriellen Praxis. URL: https://www.roessel-messtechnik.de/webro-wAssets/docs/know-how/thermocouples-for-industrial-applications_de.pdf. Abrufdatum 09.02.2021.
- [Koc09] Koch, T.: Komfort mit weniger Kraftstoff - Die neue Generation von Antrieben bei Automobilen. URL: https://www.oerlikon.com/ecomaXL/files/metco/oerlikon_2009_1_Komfort_mit_wenig_Kraftstoff.pdf&download=1. Abrufdatum 23.05.2021.
- [Met20] Metall Jobst: Ungehärteter, gut härtpbarer Kohlenstoffstahl W.-Nr. 1.1248. URL: <https://www.metall-jobst.de/media/pdf/d5/f3/40/112485a25a57ed62d6.pdf>. Abrufdatum 21.08.2020.
- [Pom17] Pompe, B.: Lernhilfe: Messunsicherheiten. URL: <https://physik.uni-greifswald.de/storages/uni-greifswald/fakultaet/mnf/physik/Studium/Grundpraktikum/gp-lh-messunsicherheit.pdf>. Abrufdatum 03.03.2022.
- [SGL20] SGL Technologies GmbH: SIGRACOMP WF - Carbon wet friction materials. URL: <https://www.sglcarbon.com/loesungen/material/sigracomp-carbonreibmaterialien/>. Abrufdatum 22.12.2020.
- [The18] The MathWorks, I.: MATLAB R2018b. URL: <https://de.mathworks.com/>.
- [UBM95] UBM Messtechnik GmbH: Handbuch zum UBM Meß- und Auswerte-System (1995).

Sonstige

- [Chr14] Christoffer, U.: Carbonreibwerkstoffe für Synchronisierungen - Aufbau, Herstellung sowie Stärken und Schwächen der erhältlichen Carbonvarianten, Garching, 12.03.2014. FVA-Grundlagenseminar Synchrosysteme (2014).
- [Dew16] Dewitz, I.; Poll, G.: FVA-Nr. 699/I- Heft 1200 - Schaltqualität Abschlussbericht - Analyse der Schaltqualität von Synchronisierungen auf Komponentenprüfständen. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2016).
- [Mer15] Merken, D.; Idler, S.; Seefried, A.; Pflaum, H.; Drummer, D.; Stahl, K.: FVA-Nr. 649/I- Heft 1134 - Festigkeit von Reibbelägen Abschlussbericht - Statische und dynamische Festigkeit von Reibbelägen und deren Prüfung. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2015).
- [Müh20] Mühlenstrodt, K.; Stockinger, U.; Voelkel, K.; Lipinsky, D.; Pflaum, H.; Arlinghaus, H. F.; Stahl, K.: IGF-Nr. 18797-N, FVA-Nr. 490/VIII - Heft 1360 - Abschlussbericht - Untersuchung der Einflüsse der physikalisch und chemisch gebundenen Grenzschichten auf das Reibungsverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen bei Einsatz mit praxisnahen Grundölen und Belastungen. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2020).
- [Nie18] Niemeier, M.; Poll, G.: FVA-Nr. 672/II- Heft 1134 - Synchrodynamik II Abschlussbericht - Analyse der Bauteilbewegungen und Verschleißuntersuchungen an Synchronisierungen im nicht geschalteten Zustand. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2018).

- [Sku07] Skubacz, T.; Neudörfer, S.; Poll, G.: FVA-Nr. 489/I - Heft 686 - Oberflächenbe-
trachtung Abschlussbericht - Innovative Methoden zur Optimierung komplexer
Friktionssysteme. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main
(2007).
- [Sku11] Skubacz, T.; Poll, G.: FVA-Nr. 403/III - Heft 981 - Synchro Verschleißmodelle III
Abschlussbericht - Entwicklung eines verallgemeinerbaren Modells zur Ver-
schleißvorhersage von Synchronisierungen Teil III. Forschungsvereinigung An-
triebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2011).
- [Sto18b] Stockinger, U.; Pflaum, H.; Stahl, K.: FVA-Nr. 490 X - Heft 1298 - Belastungs-
grenzen Mehrkonus-Synchronisierungen Abschlussbericht - Untersuchung der
Belastungsgrenzen und des Schädigungsverhaltens von Mehrkonus-Synchroni-
sierungen. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2018).
- [Voe16] Voelkel, K.; Pflaum, H.; Stahl, K.: FVA-Nr.150/VII - Heft 1204 - KUPSIM 3.0 Ab-
schlussbericht - Erweiterung der Simulationsmethodik zur Berechnung des insta-
tionären Temperaturverhaltens naslaufender Lamellenkupplungen. Forschungs-
vereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2016).
- [Web15a] Weber, N.; Poll, G.: FVA-Nr. 403/IV- Heft 1120 - Synchrobeölung Abschlussbe-
richt - Optimierte Beölung von Synchronisierungen. Forschungsvereinigung An-
triebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2015).
- [Web15b] Weber, N.; Poll, G.: FVA-Nr. 672/I - Heft 1165 - Synchrodynamik Abschlussbe-
richt - Analyse der Bauteilbewegungen und Verschleißuntersuchungen an Syn-
chronisierungen im nicht geschalteten Zustand. Forschungsvereinigung Antriebs-
technik e.V., Frankfurt/Main (2015).
- [Win05] Winkler, J.; Pflaum, H.; Höhn, B.-R.: FVA-Nr. 429/I- Heft 778 Temperaturvertei-
lung Synchronisierungen Abschlussbericht - Erstellung eines Programms zur Be-
rechnung der instationären Temperaturverteilung in Synchronisierungen. For-
schungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2005).
- [Wir09] Wirth, M.; Pflaum, H.; Höhn, B.-R.: FVA-Nr. 520/I -Heft 901 - Synchro-Kaltschalt-
verhalten Abschlussbericht - Einfluss der Drainage-Makrogeometrie auf das Kalt-
schaltverhalten und die Lebensdauer von Synchronisierungen. Forschungsverei-
nigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2009).

Betreute und für diese Arbeit relevante Studienarbeiten

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

Schneider, T.: Untersuchungen zum Lebensdauerverhalten von Einfach- und Doppelkonus-Synchronisierungen mit Carbon-Reibbelag. Masterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2017).

Seidel, S.: Thermomechanische Simulation von Einfach- und Doppelkonus-Synchronisierungen mit Carbon-Reibbelag. Masterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2017).

Flamm, S.: Lebensdauerverhalten von Doppel- und Dreifachkonus-Synchronisierungen mit Carbon-Reibbelag. Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2017).

Bähr, S.: Thermo-mechanische Simulation von Mehrkonus-Synchronisierungen mit Carbon-Reibbelag. Semesterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2017).

Taiber, B.: Simulation des Verformungsverhaltens von Synchronisierungen mit Carbon-Reibbelag. Semesterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2017).

Metzger, M.: Thermischer Haushalt einer Doppelkonus-Synchronisierung mit Carbon-Reibbelag. Masterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2019).

Stockbauer, J.: Vergleich der Oberflächentopographie mit der Lebensdauer einer Doppelkonus-Synchronisierung mit Carbon-Reibbelag. Semesterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2019).

Ding, B.: Aufbau eines 3D thermo-mechanischen Modells einer Einfachkonus-Synchronisierung mit Carbon-Reibbelag. Semesterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2019).

Muñoz López, C.-A.: 3D Thermo-mechanical Simulation of a Double Cone Synchronizer with Carbon Friction Lining. Masterarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2019).

Barz, A.: Thermo-mechanische Simulation einer Doppelkonus-Synchronisierung mit Carbon-Reibbelag. Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2019).

Atuel Valencia, S.: Vergleich der Oberflächentopografie mit der Lebensdauer einer Dreifachkonus-Synchronisierung. Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München (2020).

Sonstige nicht veröffentlichte Arbeiten

Folgende Arbeiten, die in den Jahren 2015 bis 2020 am Lehrstuhl für Maschinenelemente, Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau entstanden sind, sind zum Teil mit in diese Arbeit eingeflossen:

Stockinger, U.; Pflaum, H.; Stahl, K.: FVA-Nr. 490/X - Heft 1298 - Abschlussbericht - Untersuchung der Belastungsgrenzen und des Schädigungsverhaltens von Mehrkonus-Synchronisierungen. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt/Main (2018).

A Anhang

A.1 Spezifische Belastungsgrößen von Mehrfachkonus-Synchronisierungen

Nachfolgend werden Grundgleichungen zur Berechnung spezifischer Belastungen bei Mehrfachkonus-Synchronisierungen zusammengefasst. Diese Zusammenstellung beruht auf Formeln die in der Fachliteratur unter anderem bei [Acu16a, Erd08, Nau19, Soc68] zu finden sind. Die Beschreibung orientiert sich an den Ausführungen von [Acu16a], wobei die Gleichungen für Mehrfachkonus-Synchronisierungen erweitert werden. Es ist üblich bei Synchronisierungen neben den absoluten Belastungsgrößen wie Axialkraft F_a , Ausgangsdrehzahl n und zu synchronisierende Trägheitsmasse J die flächenspezifischen Belastungsgrößen anzugeben. Flächenspezifisch bedeutet, dass Belastungen auf die Reibfläche der Synchronisierung bezogen sind. Bei der Reibfläche handelt es sich um die Bruttoreibfläche, d. h. die Fläche auf der sich die Ringe überdecken. Die Reduzierung der Fläche aufgrund von Nuten bzw. der Oberflächenporosität wird nicht berücksichtigt. Bei Mehrfachkonus-Synchronisierungen ergibt sich die gesamte Reibfläche aus der Summe der einzelnen konischen Reibflächen.

$$A = \sum_{i=1}^{n_{rf}} A_j \quad (\text{A.1})$$

A	mm ²	Gesamtreibfläche	A _j	mm ²	Fläche der Reibfläche j
n _{rf}	-	Anzahl Reibflächen			

Typische Kennwerte zur Beschreibung der Belastungen sind dabei die Flächenpressung p , die Gleitgeschwindigkeit v_g , die spezifische Reibarbeit q , die spezifische Reibleistung q_p und die mittlere spezifische Reibleistung \dot{q}_{mit} . Gerade bei Mehrfachkonus-Synchronisierungen unterscheiden sich die Flächenpressungen je Reibfläche, da die Durchmesser der einzelnen Reibflächen unterschiedlich groß sind, bzw. sich die Ringe meist nicht vollflächig überdecken. Für eine Mehrfachkonus-Synchronisierung errechnet sich die Flächenpressung je Reibfläche aus anliegender Axialkraft F_a , der Fläche der jeweiligen Reibfläche A_j und dem Kegelwinkel der Reibfläche α_j . Diesen Formeln liegt die Annahme zugrunde, dass an den Koppelstellen kein Axialkraftverlust vorliegt und somit die von außen aufgebraachte Axialkraft auf allen Reibflächen gleichermaßen wirkt.

$$p_j = \frac{F_a}{A_j \cdot \sin \alpha_j} \quad (\text{A.2})$$

p _j	N/mm ²	Flächenpressung der Reibfläche j	F _a	N	Axialkraft
A _j	mm ²	(Brutto-) Reibfläche j	α _j	°	Kegelwinkel der Reibfläche j

Die Gleitgeschwindigkeit $v_{g,j}$ am mittleren Reibdurchmesser $d_{m,j}$ der einzelnen Reibflächen errechnet sich aus $d_{m,j}$ und der Drehzahldifferenz Δn . Am kleinen Kegeldurchmesser ist die lokale Gleitgeschwindigkeit entsprechend niedriger als am großen Kegeldurchmesser.

$$v_{g,j} = \pi \cdot \Delta n \cdot \frac{d_{m,j}}{60} \quad (\text{A.3})$$

v _{g,j}	m/s	Gleitgeschwindigkeit der Reibfläche i	Δn	min ⁻¹	Differenzdrehzahl
d _{m,j}	m	mittlerer Reibdurchmesser der Reibfläche j			

Für Mehrfachkonus-Synchronisierung wird die mittlere Flächenpressung bzw. die mittlere Gleitgeschwindigkeit aus dem arithmetischen Mittelwert von Pressung bzw. Gleitgeschwindigkeit der einzelnen Reibflächen ermittelt. Diese gemittelten Pressungen/Gleitgeschwindigkeiten sind auch in Abschnitt A.3 bei den Versuchsbedingungen angegeben.

Die geometrische spezifische Reibleistung während einer Schaltung ist unter anderem von der lokalen Pressung, der Gleitgeschwindigkeit und der Reibungszahlverteilung abhängig und müsste durch Integration der lokalen spezifischen Reibleistung über die Reibfläche bestimmt werden [Acu16a]. Vereinfachend hat sich der Kennwert der maximalen spezifischen Reibleistung $q_{p,0}$ etabliert. Diese wird am mittleren Reibdurchmesser, bei mittlerer nomineller Pressung und Reibungszahl μ gemäß Gleichung (A.4) berechnet. Lokal können aufgrund von Pressungserhöhungen höhere spezifische Reibleistungen auftreten.

$$q_{p,0} = v_{g,max} \cdot p \cdot \mu \quad (A.4)$$

$q_{p,0}$	W/mm ²	max. spezifische Reibleistung	$v_{g,max}$	m/s	max. Gleitgeschwindigkeit am mittleren Reibdurchmesser
p	N/mm ²	Flächenpressung	μ	-	Reibungszahl

Die spezifische Reibarbeit einer Schaltung ergibt sich aus der Differenzdrehzahl Δn , dem zu synchronisierenden Trägheitsmoment J und der gesamten Reibfläche A . Wie sich bei Mehrfachkonus-Synchronisierungen die gesamte Energie auf den jeweiligen Reibflächen aufteilt, hängt von den lokalen Beanspruchungsparametern, der Geometrie bzw. den lokal vorliegenden Reibungszahlen ab. Sofern von außen keine Störgrößen wie Lastmomente, Schlepptomente oder Reibmomente, die außerhalb der kegeligen Reibflächen angreifen (z. B. Gleitsteirreibung) einwirken, entspricht die spezifische Reibarbeit der Rotationsenergie der zu synchronisierenden Trägheitsmomente. Andernfalls müsste die tatsächlich geleistete spezifische Reibarbeit q_R durch Integration des Reibmoments T_R über dem Drehwinkel φ berechnet werden, siehe auch [Acu16a]. Bei der Definition von Versuchsbedingungen wird üblicherweise die Annahme $q = q_R$ getroffen.

$$q = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot \frac{\Delta n}{60} \right)^2 \cdot \frac{1}{A} \quad (A.5)$$

q	J/mm ²	spezifische Reibarbeit	Δn	min ⁻¹	Differenzdrehzahl
J	kgm ²	Trägheitsmoment	A	mm ²	gesamte Reibfläche

Die mittlere spezifische Reibleistung ist ein Maß für die Schalthäufigkeit in einem Versuch und beeinflusst das Temperaturniveau. Sie errechnet sich aus der eingebrachten spezifischen Reibarbeit q und der Zykluszeit T .

$$\dot{q}_{mit} = \frac{q}{T} \quad (A.6)$$

\dot{q}_{mit}	mW/mm ²	mittlere spezifische Reibleistung	T	s	Zykluszeit
q	J/mm ²	spezifische Reibarbeit			

A.2 Messunsicherheitsbetrachtung für den SSP-180 nach GUM

A.2.1 Einführung in das GUM-Standard-Verfahren

Um die Qualität der Ergebnisse bewerten zu können ist es wichtig die Messunsicherheit abzuschätzen. Bei jeder Messung treten Messunsicherheiten auf, die eine Abweichung des gemessenen zum realen Wert bedeuten. Neben der Messunsicherheitsbetrachtung nach DIN 1319 [DIN95, DIN96, DIN99, DIN05] hat sich in den letzten Jahren die Messunsicherheitsbetrachtung nach GUM JCGM 100:2008 (Evaluation of measurement data – Guide to the expression of uncertainty measurement) [Joi08] des Joint Committee for Guides in Metrology etabliert. Mithilfe der GUM kann die Messunsicherheit für einen Messwert innerhalb eines Vertrauensbereich angegeben werden. Die sieben Schritte werden nachfolgend kurz vorgestellt und im Anschluss die Messunsicherheit des SSP-180 anhand der GUM abgeschätzt. Eine detaillierte Erläuterung des allgemeinen Vorgehens ist beispielsweise bei [Joi08, Som04, Trä14] nachzulesen. Für die Messunsicherheitsbetrachtung wird die Nomenklatur der GUM [Joi08] verwendet.

In **Schritt 1** sind zunächst die Kenntnisse über die Messung und die zugehörigen Eingangsgrößen darzulegen. Dazu gehören nach Sommer und Siebert [Som04] unter anderem Ergebnisse direkter Messungen, Erfahrungswerte (subjektive Bewertung), Ergebnisse vorangegangener Auswertungen, Werte aus Kalibrierscheinen, Herstellerangaben sowie Tabellen und Literaturwerte .

In **Schritt 2** wird die Messung modelliert und die mathematischen Zusammenhänge von Messgrößen und Eingangsgrößen aufgestellt, siehe Gleichung (A.7).

$$Y=f(X_1,X_2,\dots,X_n) \quad (A.7)$$

Y	-	Ausgangsgrößen	X _{1...N}	-	Mess- und Eingangsgrößen 1...N
N	-	Anzahl Mess- und Eingangsgrößen			

In **Schritt 3** werden jeder Eingangsgröße X_i ein Erwartungswert x_i und die zugehörige Standardunsicherheit $u(x_i)$ zugeordnet. Die Einflussgrößen werden nach Typ A bzw. Typ B unterteilt. Liegen Informationen zur statistischen Analyse von Beobachtungsreihen vor, so werden die Einflussgrößen als Typ A klassifiziert, andernfalls als Typ B. In beiden Methoden werden Wahrscheinlichkeits-Dichteverteilungen (PDF) verwendet. Maximale Messfehler aus Datenblättern werden üblicherweise als Typ B eingeordnet. Da meist die statistische Verteilung in den Datenblättern nicht angegeben ist, kann nach GUM eine Rechtecksverteilung angenommen werden. Dies bedeutet, dass die Wahrscheinlichkeit im durch die Extremwerte definierten Intervall gleich hoch ist. Für eine Rechtecksverteilung errechnet sich die Standardunsicherheit $u(x_i)$ der Eingangsgröße X_i indem die Differenz der Extremwerte der Intervallgrenzen (a_+ und a_- , d. h. obere und untere Intervallgrenze) durch den Faktor $2 \cdot \sqrt{3}$ geteilt wird. [Daf18, Som04] Berechnungsvorschriften für unterschiedliche Wahrscheinlichkeitsdichteverteilungen sind unter anderem bei [Som04] nachzulesen.

In **Schritt 4** werden aus den Erwartungswerten x_i und Standardunsicherheiten $u(x_i)$ der Eingangsgrößen die Erwartungswerte y und die kombinierten Standardunsicherheiten $u_c(y)$ des Ausgangserwartungswerts Y berechnet. Korrelieren die Unsicherheiten der Eingangsgrößen nicht oder liegen keine Informationen dazu vor, so berechnet sich die kombinierte Standardunsicherheit $u_c(y)$ des Ausgangswerts nach [Joi08]:

$$u_c(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^N (c_i \cdot u(x_i))^2} = \sqrt{\sum_{i=1}^N (u_i(y))^2} \quad (\text{A.8})$$

$u_c(y)$	- kombinierte Standardunsicherheit des Ausgangserwartungswerts y	$u(x_i)$	- Standardunsicherheit des Erwartungswerts x_i
c_i	Sensitivitätskoeffizient der Eingangsgröße X_i	$u_i(y)$	- Komponente der kombinierten Standardunsicherheit von $u_c(y)$

Der Sensitivitätskoeffizient c_i für die Funktion f (Gleichung (A.7)) ergibt sich gemäß:

$$c_i = \frac{\delta f}{\delta x_i} \quad (\text{A.9})$$

c_i	Sensitivitätskoeffizient der Eingangsgröße i	x_i	- Erwartungswert der Eingangsgröße i
-------	--	-------	--

Die erweiterte Messunsicherheit U wird in **Schritt 5** aus der kombinierte Standardunsicherheit des Ausgangserwartungswerts $u_c(y)$ und einem Erweiterungsfaktor k_p nach Gleichung (A.10) bestimmt.

$$U = u_c(y) \cdot k_p \quad (\text{A.10})$$

$u_c(y)$	- kombinierte Standardunsicherheit des Ausgangserwartungswerts y	U	- Erweiterte Messunsicherheit
k_p	Erweiterungsfaktor bei Überdeckungswahrscheinlichkeit p		

Die Berechnung der erweiterten Messunsicherheit U setzt die Kenntnisse der PDF der Ausgangsgröße Y voraus. Die GUM behilft sich mit der Vermutung der weitreichenden Anwendbarkeit des Zentralen Grenzwertsatzes [Som04] und geht davon aus, dass durch die Überlagerung der verschiedenen Einflüsse auf ein Messergebnis sich eine Normalverteilung ergibt [Trä14]. Detailliert sind die Voraussetzungen in der GUM [Joi08] im Abschnitt G 6.6 beschrieben. Bei Wiederholungsmessungen mit niedrigen Freiheitsgraden, d. h. eine Messung mit wenigen Messpunkten, ist eine Student- bzw. T-Verteilung anzuwenden [Joi08, Som04].

Für einen Großteil von Messungen in der Praxis kann die erweiterte Messunsicherheit mit einer Überdeckungswahrscheinlichkeit von $p \geq 95\%$ mit einem Erweiterungsfaktor $k_p = 2$ bestimmt werden. [Joi08, Som04]

In **Schritt 6** wird schließlich das vollständige Messergebnis gemäß Gleichung (A.11) angegeben.

$$Y = y \pm U \quad (\text{A.11})$$

Y	- Ausgangswert	U	- Erweiterte Messunsicherheit
y	- Erwartungswert der Ausgangsgröße		

Abschließend wird in **Schritt 7** [Som04] der Beitragskoeffizienten zur Bewertung der Messunsicherheit nach [Trä14] berechnet und die Messunsicherheit bewertet:

$$h_i = \frac{(c_i \cdot u(x_i))^2}{u_c(y)^2} \quad (\text{A.12})$$

h_i	Beitragskoeffizienten der Messunsicherheit	$u_c(y)$	-	kombinierte Standardunsicherheit des Ausgangserwartungswerts y
$u(x_i)$	-	Standardunsicherheit des Erwartungswerts x_i	c_i	Sensitivitätskoeffizient der Eingangsgröße X_i

A.2.2 Darlegung der Kenntnisse über die Messung und die Eingangsgrößen

Baumgartner [Bau20] betrachtet die Messunsicherheit des Kupplungs-Lebensdauerprüfstands KLP-260 gemäß dem GUM Standard Verfahren. Das Vorgehen wird auf den SSP-180 angewendet. Der gesamten Messunsicherheitsbetrachtung liegen folgende Annahmen zu Grunde:

- Statische Messung (dynamisches Verhalten der Messeinrichtung wird vernachlässigt)
- Keine Messunsicherheit der Anzeige (Messsignale liegen bereits vor Anzeige durch Messrechner digital vor)
- Eingangsgrößen werden als unkorreliert angenommen (\rightarrow Korrelationskoeffizienten sind 0)

Die Messketten der einzelnen Signale sind in Bild A.1 zusammengestellt. Die Spannungssignale der Kraftmessdosen für Axialkraft- und Drehmoment sowie das Spannungssignal des Wegsensors werden von einem Messverstärker verstärkt und anschließend über einen Trennverstärker galvanisch getrennt an das Spannungseingangsmodul weitergegeben. Für die Drehzahl muss das Spannungsausgangssignal (0...180 V) des Tachogenerators über einen Spannungswandler in den messbaren Bereich von ± 10 V gebracht werden, bevor es über einen Trennverstärker an das Spannungsmessmodul weitergegeben wird. Im Spannungsmessmodul erfolgt die Analog-Digitalwandlung. Über die Multiplikation der Eingangsspannungen mit den zugehörigen Kalibrierfaktoren im Messprogramm werden die Spannungen in Kraft-, Weg-, Drehzahl- bzw. Drehmomentsignale umgewandelt.

Die Temperatursensoren werden über geschirmte Kabel direkt an einem Spannungseingangsmodul angeschlossen, bei dem die Kennlinie für NiCrNi Type K Sensoren hinterlegt ist. Somit wird die Spannung in ein Temperatursignal umgewandelt.

Die Versuche werden mit zwei verschiedenen Messsystemen (Var1 und Var2) durchgeführt. In Variante 1 werden die Analogsignale über eine Einschubkarte im Messrechner in digitale Signale gewandelt und mit dem in Delphi programmierten Auswerteprogramm FZG Mess aufgezeichnet und ausgewertet. Die Temperaturmessungen und ein Teil der Reversversuche werden mit dem System entsprechend Variante 2 untersucht. Die Einschubkarte wird durch eine Hardware von National Instruments (CompactDAQ-Chassis NI cDAQ-9185) ersetzt, und die Daten mit dem am Lehrstuhl entwickelten Messprogramm FZG Lab aufgezeichnet.

Die Messunsicherheitsbetrachtung in dieser Arbeit fokussiert sich primär auf Axialkraft, Drehmoment und Temperatur. Zudem wird der Einfluss der Messunsicherheit auf die Reibungszahl ebenfalls näher analysiert, da über die Veränderung der Reibungszahl die Ausprägung der Schädigung bewertet wird. Eine Messunsicherheitsbetrachtung des Wegsensors bzw. der Drehzahl erfolgt nicht. Eine Abschätzung der Messunsicherheiten von Wegsensor und Drehzahlsignal ist bei [Ran95] nachzulesen und wird am Ende von Abschnitt A.2 zusammengefasst.

Zur Beurteilung der Messunsicherheit der Reibungszahl sind die gemessenen Größen Axialkraft und Drehmoment entscheidend. Die Herleitung der Messunsicherheit wird nachfolgend ausführlicher behandelt. Die Betrachtung der Messunsicherheit erfolgt hier detailliert für das System Var2 (Messhardware NI-Instruments und Auswertesoftware FZG Lab).

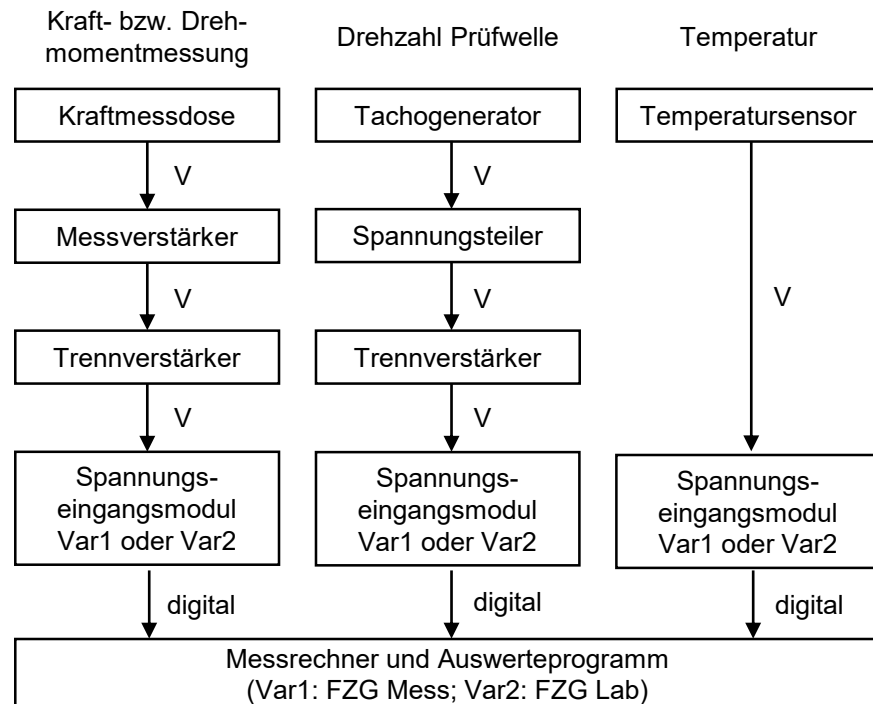


Bild A.1: Messketten der Messsignale SSP-180

Für die Kraftmessdosen (Axialkraft und Drehmoment) werden, wie auch bei [Bau20], folgende Annahmen getroffen:

- Einfluss der Verschiebung des Nullpunkts (aus z. B. erhöhter Einsatztemperatur der Messkomponenten) werden durch Offsetkorrektur vor jeder Schaltung eliminiert
- Ideale Belastung der Kraftmessdosen (Einflüsse aus Querkräften werden konstruktiv abgefangen)
- Kriechen wird vernachlässigt, da die Belastungsdauer sehr kurz ist
- Langzeitdrift des Messverstärkers ist sehr gering und kann vernachlässigt werden
- Messabweichung aufgrund der relativen Umkehrspanne (Differenz der Ausgangssignale einer Aufwärts- bzw. Abwärtsreihe bei gleicher Kraft [VDI08]) werden vernachlässigt, da die Kraftmessdosen ausschließlich auf Druck belastet werden

Bei der Kalibrierung der Kraftmessdosen werden die Spannungseingangsmodule durch ein hochgenaues Voltmeter (Abweichungen der Spannung gemäß Datenblatt < 0,02 %, [Mei17]) ersetzt. Sonst bleibt die Messkette im Vergleich zur Messung während den Versuchen unverändert. Die Kalibrierung der Kraftmessdosen im eingebauten und angeschlossenen Zustand führt dazu, dass die Linearitätsabweichungen der Kraftmessdosen bzw. der Messverstärker in den Kalibrierkurven mitberücksichtigt werden und somit nicht gesondert in der Messunsicherheitsbetrachtung auftauchen. Dies wird in einem Telefonat mit Herrn Beck von der Firma HBM am 15.12.2020 telefonisch bestätigt. Der Kalibrierwert wird über eine Ausgleichsgerade aus zwei Aufwärtskalibrierungen ermittelt. Das Signalrauschen des Messverstärkers ist ebenfalls in der Kalibrierung mit berücksichtigt [Bau20].

A.2.3 Modellierung der Messung

Gemäß der GUM [Joi08] sind im 2. Schritt die mathematischen Modelle zur Beschreibung der Messung aufzustellen.

Gesamtmodell Reibungszahl

Neben geometrischen Einflussgrößen werden zur Berechnung der Reibungszahl die Messgrößen Axialkraft und Drehmoment benötigt, siehe Gleichung (A.13). Das Modell Reibungszahl wird in zwei Hauptmodelle (Axialkraft und Drehmoment) unterteilt, siehe Bild A.2, die wiederum aus drei Untermodellen (Kalibrierfaktor, Spannung Axialkraft/Reibmoment und Kalibrierkraft/Kalibriermoment) bestehen. Bei der hier vorliegenden Betrachtung wird der Kegelwinkel α ohne Messunsicherheit angenommen. Die Anzahl der Reibflächen n ist ohne Messunsicherheit bestimmbar. Abweichungen des mittleren Reibradius können berücksichtigt werden. Je nach Einflussfaktor sind die Standardabweichungen abhängig vom Maximalausschlag der Kraftmessdose oder von der im Betriebspunkt anliegenden Belastung. Abweichungen der Kegelwinkel der einzelnen Reibflächen werden in der Messunsicherheitsbetrachtung nicht berücksichtigt und sind bei stichprobenartig vermessenen Bauteilen der EK72 ca. $\pm 5'$.

$$\mu = \frac{2 \cdot T_R \cdot \sin \alpha_m}{n \cdot F_a \cdot d_m} \quad (\text{A.13})$$

μ	-	Reibungszahl	n	-	Anzahl kegelige Reibflächen
T_R	Nm	Reibmoment	F_a	N	Axialkraft
α_m	°	gemittelter Kegelwinkel	d_m	mm	mittlerer Kegeldurchmesser

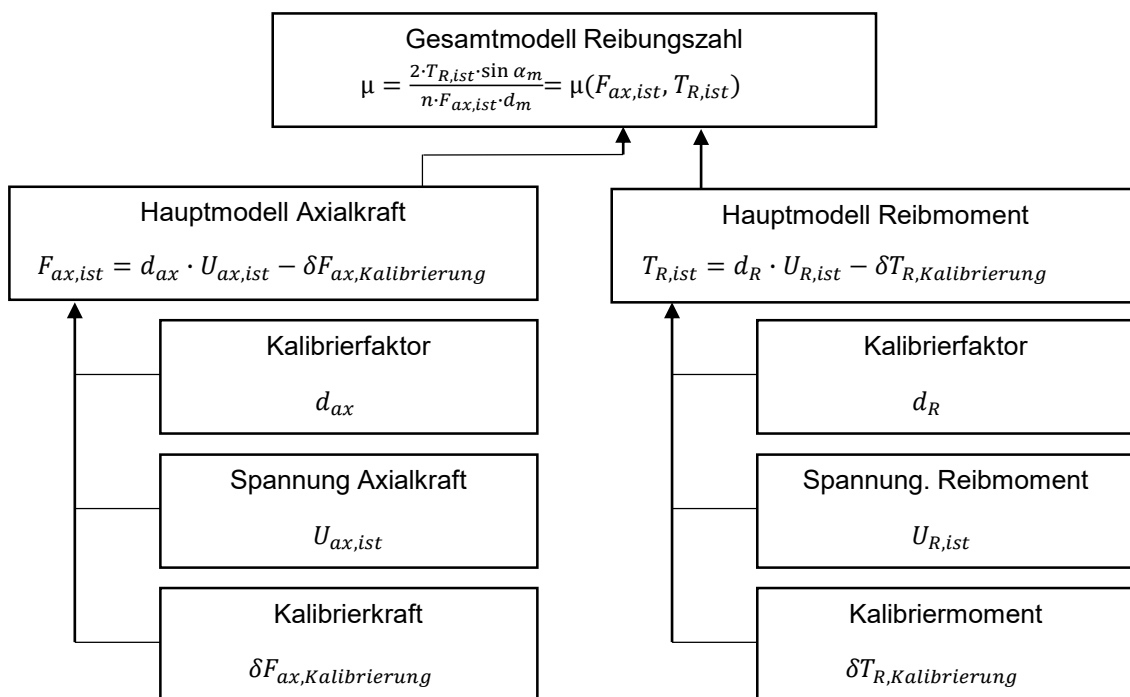


Bild A.2: Gesamtmodell Reibungszahl und zugehörige Untermodelle für Messunsicherheitsbetrachtung nach [Bau20]

Das weitere Vorgehen wird hier ausführlich für die Axialkraft dargestellt und Schritt für Schritt erläutert. Beim Hauptmodell Reibmoment wird nach dem gleichen Schema vorgegangen. Die Eingangswerte unterscheiden sich. Auf Unterschiede zur Axialkraft wird hingewiesen.

Hauptmodell Axialkraft

Die Axialkraft wird gemäß Gleichung (A.14) berechnet aus dem Kalibrierfaktor multipliziert mit der Spannung am Sensor abzüglich der Abweichung der Kalibrierkraft. Um diese Gleichung lösen zu können sind zunächst die Untermodelle Kalibrierfaktor, Spannung Axialkraft und Kalibrierkraft aufzustellen und auszuwerten.

$$F_{ax,ist} = d_{ax} \cdot U_{ax,ist} - \delta F_{ax,K} \quad (A.14)$$

d_{ax}	N/V	Kalibrierfaktor Axialkraft	$\delta F_{ax,K}$	N	Abweichung Kalibrierkraft
$U_{ax,ist}$	V	Gemessenes Spannungssignal Axialkraft	$F_{ax,ist}$	N	Axialkraft

Untermodell Spannung Axialkraft

Bei der Abweichung des Spannungssignals der Axialkraft werden der Ablesefehler vernachlässigt. Abweichungen der Kraftmessdose aufgrund erhöhter Einsatztemperatur (KMD, Temperatur), Übertragungsfehler des Trennverstärkers (Trenn, Üb), sowie Rauschen (NI, Rausch), Auflösung (NI, Res) und der Fehler aus der Verstärkung (NI, Gain) werden berücksichtigt. Anders als bei [Bau20] werden hier entsprechend dem Vorgehen von Meingaßner [Mei17] auch die Übertragungsfehler des Trennverstärkers mit berücksichtigt, siehe Gleichung (A.15).

$$U_{ax,ist} = U_{ax,IND} - \delta U_{ax,KMD,\vartheta} - \delta U_{ax,NI,Gain} - \delta U_{ax,NI,Rausch} - \delta U_{ax,NI,Res} - \delta U_{ax,Trenn,Üb} \quad (A.15)$$

$U_{ax,ist}$	V	Tatsächlich anliegende Spannung	$U_{ax,IND}$	V	Angezeigte Spannung
$\delta U_{ax,KMD,\vartheta}$	V	Abweichung Temperatureinfluss KMD	$\delta U_{ax,NI,Gain}$	V	Abweichung Verstärkung NI
$\delta U_{ax,NI,Rausch}$	V	Abweichung Rauschen NI	$\delta U_{ax,NI,Res}$	V	Abweichung Auflösung NI
$\delta U_{ax,Trenn,Üb}$	V	Abweichung Übertragungsverhalten Trennverstärker			

Modellgleichung Untermodell Kalibrierfaktor Axialkraft

Die Modellgleichung des Kalibrierfaktors berücksichtigt die Abweichung der einzelnen Messpunkte von der Ausgleichsgeraden (Kalibrierkurve). Die Anzeige des Kalibrierfaktors wird als fehlerfrei angenommen.

$$d_{ax} = d_{ax,IND} - \delta d_{ax,R} \quad (A.16)$$

d_{ax}	N/V	Kalibrierfaktor	$d_{ax,IND}$	N/V	Angezeigter Kalibrierfaktor
$\delta d_{ax,R}$	N/V	Standardabweichung durch lineare Regression			

Um die Abweichung der Messwerte von der Kalibrierkurve anzugeben, werden die Standardabweichungen des Regressionskoeffizienten mitberücksichtigt. Linearitätsabweichungen und Signalrauschen werden an dieser Stelle mit einbezogen. [Bau20]

Die Standardabweichung berechnet sich nach [Hed16]:

$$\delta d_{ax,R} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^k (y_i - \hat{y}_i)^2}{k-2} \cdot \frac{1}{\sum_{i=1}^k (x_i - \bar{x})^2}} \quad (\text{A.17})$$

x_i	V	Messpunkt der Kalibrierkurve	y_i	N	Messpunkt der Kalibrierkurve
\hat{y}_i	N	Geschätzten Belastungswerte (berechnet aus Geradengleichung der Kalibrierkurve)	\bar{x}	V	Mittelwert der Spannungssingale der Kalibrierkurve
k	-	Anzahl der Wertepaare der Kalibrierkurve	$\delta d_{ax,R}$	N/V	Standardabweichung durch lineare Regression

Voraussetzung für die Berechnung der Messunsicherheit der Kalibrierkurve nach dem hier vorgestellten Vorgehen ist, dass die Kalibrierkurve über eine ausreichende Anzahl an Messpunkten gebildet wird und die Aufwärtskalibrierung mehrfach durchgeführt wird. Bei sehr wenigen Messpunkten ist für die Berechnung der Messunsicherheit eine Student-Verteilung (T-Verteilung) heranzuziehen oder die Monte-Carlo-Technik anzuwenden [Som04], da bei wenigen Messpunkten die Verteilung der Ergebnisse sonst von der Normalverteilung abweicht [Möh20]. Ab ca. 30 Messpunkten kann häufig mit der Normalverteilung gerechnet werden [Pom17].

Untermodell Kalibrierkraft

Die Kalibrierkraft errechnet sich gemäß Gleichung (A.18).

$$F_{ax,K} = \frac{l_3 \cdot m_g \cdot g}{l_1} \quad (\text{A.18})$$

$F_{ax,K}$	N	Kalibrierkraft	l_3	m	Hebelarm Gewichte
m_g	kg	Masse Kalibriergewichte	g	m/s ²	Ortsfaktor
l_1	m	Hebelarm Kraftmessdose			

Bei der Abweichung der Kalibrierkraft $F_{ax,K}$ werden Abweichungen der Hebellängen l_1 und l_3 (Gleichung (A.19) und (A.20)) sowie ein Messfehler der Kalibriergewichte m_g (Gleichung (A.21)) berücksichtigt.

$$l_1 = l_{1,IND} - \delta l_1 \quad (\text{A.19})$$

l_1	m	Hebelarm Kraftmessdose	$l_{1,IND}$	m	Abgelesene Länge Hebelarm Kraftmessdose
δl_1	m	Abweichung Hebelarm Kraftmessdose			

$$l_3 = l_{3,IND} - \delta l_3 \quad (\text{A.20})$$

l_3	m	Hebelarm Gewichte	$l_{3,IND}$	m	Abgelesene Länge Hebelarm Gewichte
δl_3	m	Abweichung Hebelarm Gewichte			

$$m_g = m_{g,IND} - \delta m_g \quad (\text{A.21})$$

m_g	kg	Masse Gewichte	$m_{g,IND}$	kg	Angezeigte Masse Gewichte
δm_g	kg	Abweichung Masse Gewichte			

Untermmodell Kalibriermoment

Das Kalibriermoment errechnet sich gemäß Gleichung (A.22).

$$T_{R,K} = l_3 \cdot m_g \cdot g \quad (\text{A.22})$$

$T_{R,K}$	N	Kalibriermoment	l_3	m	Hebelarm Gewichte
m_g	kg	Masse Kalibriergewichte	g	m/s ²	Ortsfaktor

Bei der Abweichung des Kalibriermoments $T_{R,K}$ werden Abweichungen der Hebellängen l_3 (Gleichung (A.20)) sowie ein Messfehler der Kalibriergewichte m_g (Gleichung (A.21)) berücksichtigt.

A.2.4 Einschätzen der Größen und Kombination der Werte und Unsicherheiten

Zunächst werden für die verschiedenen Untermodelle die Unsicherheitsbeiträge bestimmt und dann in den Hauptmodellen Axialkraft und Drehmoment, bzw. dem Gesamtmodell Reibungszahl die Messunsicherheit berechnet. Die Erwartungswerte der Abweichungen (Formelbuchstaben die in den Modellgleichungen mit einem δ gekennzeichnet) sind 0.

Untermmodell Spannung Axialkraft

Zur Berechnung der Messunsicherheit werden für das Untermodell Spannung Axialkraft Angaben der Herstellerdatenblätter der Hardwarekomponenten herangezogen und die Standardunsicherheiten gemäß Gleichung (A.15) berechnet und in Tabelle A.1 aufgetragen. Die nötigen Gleichungen zur Berechnung der Standardunsicherheit der einzelnen Komponenten sind unter anderem bei [Bau20, Daf18, Par20] nachzulesen.

Index i und Abweichung	Formelzeichen	PDF	Erwartungswert x_i	Sensitivitätskoeffizient c_i	Standardunsicherheit $u(x_i)$
1 Angezeigte Spannung	$U_{ax,IND}$	-	$U_{ax,IND}$	+1	0
2 Temperatur C9B	$\delta U_{ax,KMD,\vartheta}$	Rechteck	0	-1	$0,29 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{K} \cdot \vartheta_{ax} - 23 \text{ °C} \cdot U_{ax,IND}$
3 Übertragungsfehler Trennverstärker	$\delta U_{ax,Trenn,\ddot{U}b}$	Rechteck	0	-1	$6,00 \cdot 10^{-3} \text{ V}$
4 Verstärkung NI-9215	$\delta U_{ax,NI,Gain}$	Rechteck	0	-1	$0,12 \cdot 10^{-3} \cdot U_{ax,IND}$
5 Rauschen NI-9215	$\delta U_{ax,NI,Rausch}$	Normal	0	-1	$0,38 \cdot 10^{-3} \text{ V}$
6 Auflösung NI-9215	$\delta U_{ax,NI,Res}$	Rechteck	0	-1	$0,09 \cdot 10^{-3} \text{ V}$
$u_c(u_{ax,ist}) = \sqrt{\sum_{i=1}^6 (u_i(y))^2}$					

Tabelle A.1: Eingangsgrößen des Untermodells Spannungssignal Axialkraft

Untermmodell Spannung Drehmoment

Das Vorgehen zur Bestimmung der Messunsicherheit aus dem Untermmodell Spannung Drehmoment ist vergleichbar zu dem des Untermodells Spannung Axialkraft. Im Gegensatz zur Messunsicherheitsbetrachtung des Drehmomentsignals des KLP-260 [Bau20], muss beim SSP die Messunsicherheit aus der Umkehrspanne der Kraftmessdose nicht berücksichtigt werden, da das Reibmoment nur in eine Richtung wirkt. Die Standardunsicherheiten der einzelnen Komponenten fasst Tabelle A.2 zusammen.

Index i und Abweichung	Formelzeichen	PDF	Erwartungswert x_i	Sensitivitätskoeffizient c_i	Standardunsicherheit $u(x_i)$
1 Angezeigte Spannung	$U_{R,IND}$	-	$U_{R,IND}$	+1	0
2 Temperatur C2	$\delta U_{R,KMD,\vartheta}$	Rechteck	0	-1	$0,58 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{1}{K} \cdot \vartheta_{R,23} - 23 \text{ °C} \cdot U_{R,IND}$
3 Übertragungsfehler Trennverstärker	$\delta U_{R,Trenn,\ddot{U}b}$	Rechteck	0	-1	$6,00 \cdot 10^{-3} \text{ V}$
4 Verstärkung NI-9215	$\delta U_{R,NI,Gain}$	Rechteck	0	-1	$0,12 \cdot 10^{-3} \cdot U_{R,IND}$
5 Rauschen NI-9215	$\delta U_{R,NI,Rausch}$	Normal	0	-1	$0,38 \cdot 10^{-3} \text{ V}$
6 Auflösung NI-9215	$\delta U_{R,NI,Res}$	Rechteck	0	-1	$0,09 \cdot 10^{-3} \text{ V}$
$u_c(u_{R,ist}) = \sqrt{\sum_{i=1}^6 (u_i(y))^2}$					

Tabelle A.2: Eingangsgrößen des Untermodells Spannungssignal Drehmoment

Untermmodell Kalibrierfaktor Axialkraft

Für die Kalibrierkurve der Axialkraft werden die Spannung am Voltmeter (x-Achse) über der Axialkraft der Kraftmessdose (y-Achse, bestimmt über Hebelübersetzung (Tabelle A.5) und angehängter Masse) aus zwei hintereinander durchgeführten Aufwärtskalibrierungen aufgetragen. Die kombinierte Standardunsicherheit des Regressionskennwerts $u_c(\delta d_{ax})$ werden gemäß Gleichung (A.17) und den Messpunkten aus dem Kalibrierprotokoll vom 12.05.2020 (SSP-A) berechnet, siehe Tabelle A.3.

Index i und Abweichung	Formelzeichen	PDF	Erwartungswert x_i	Sensitivitätskoeffizient c_i	Standardunsicherheit $u(x_i)$
1 Angezeigter Kalibrierfaktor	$U_{ax,IND}$	-	$U_{ax,IND}$	+1	0
2 Regression	$\delta d_{ax,R}$	Normal	0	-1	$0,76 \frac{N}{V}$
$u_c(\delta d_{ax,R}) = \sqrt{\sum_{i=1}^2 (u_i(y))^2}$					

Tabelle A.3: Eingangsgrößen des Untermodells Kalibrierfaktor Axialkraft

Untermodell Kalibrierfaktor Drehmoment

Zur Kalibrierung des Drehmoments wird an einen Hebel der Länge l_3 (Tabelle A.6) eine Masse angehängt, somit ein Drehmoment erzeugt und die ausgegebene Spannung der Kraftmessdose notiert. Die Kalibrierkurve des Drehmoments wird über zwei hintereinander durchgeführten Aufwärtskalibrierungen ermittelt. Der Regressionskennwert $\delta d_{R,R}$ wird gemäß Gleichung (A.17) anhand der Messpunkte aus dem Kalibrierprotokoll vom 11.05.2020 (SSP-A) berechnet, siehe Tabelle A.4.

Index i und Abweichung	Formelzeichen	PDF	Erwartungswert x_i	Sensitivitätskoeffizient c_i	Standardunsicherheit $u(x_i)$
1 Angezeigter Kalibrierfaktor	$U_{R,IND}$	-	$U_{R,IND}$	+1	0
2 Regression	$\delta d_{R,R}$	Normal	0	-1	$0,046 \frac{Nm}{V}$
$u_c(\delta d_{R,R}) = \sqrt{\sum_{i=1}^2 (u_i(y))^2}$					

Tabelle A.4: Eingangsgrößen des Untermodells Kalibrierfaktor Drehmoment

Da der Kalibrierfaktor der Axialkraft um eine Zehnerpotenz größer ist als der des Drehmoments unterscheiden sich hier die Standardabweichungen ebenfalls entsprechend.

Untermodell Kalibrierkraft

Um die Messunsicherheit der Kalibrierkraft berechnen zu können, werden eine Abweichung der Hebellängen von ± 1 mm angenommen und die Systemgenauigkeit der Waage mit ± 10 g angesetzt. Die Sensitivitätskoeffizienten in Tabelle A.5 werden berechnet, indem Gleichung (A.18) gemäß (A.9) jeweils nach l_1 , l_3 und m_g abgeleitet wird und die Ableitungen an den Erwartungswerten ausgewertet werden. Je nach angehängtem Kalibriergewicht m_g unterscheidet sich die relative kombinierte Standardunsicherheit des Ausgangswerts $u_c(y)/|y|$, d. h. in

diesem Fall die prozentuale Abweichung der Kalibrierkraft vom angehängten Kalibriergewicht. Bei kleinen Kalibriergewichten wirkt sich die Messunsicherheit des Kalibriergewichts stärker aus als bei großen Kalibriergewichten. In Tabelle A.5 wird die relative kombinierte Standardunsicherheit für einen Punkt der Kalibriergeraden berechnet, der am nächsten zu der in den Versuchen verwendeten Axialkraft liegt.

Index i und Abweichung	Formelzeichen	PDF	Erwartungswert x_i	Sensitivitätskoeffizient c_i	Standardunsicherheit $u(x_i)$
1 Länge Schaltgabeln	l_1	Rechteck	0,110 m	$89,18 \frac{1}{s^2} \cdot m_{g,IND}$	$0,58 \cdot 10^{-3}$ m
2 Länge Kalibrierhebel	l_3	Rechteck	0,532 m	$-430,9 \frac{1}{s^2} \cdot m_{g,IND}$	$0,58 \cdot 10^{-3}$ m
3 Kalibriergewicht	m_g	Rechteck	$m_{g,IND}$	$47,40 \frac{m}{s^2}$	0,006 kg

$$u_c(F_{ax,K}) = \sqrt{\sum_{i=1}^3 (u_i(y))^2}$$

Mit $m_{g,IND} = 14,252$ kg $u_c(F_{ax,K}) = 3,63$ N;
relative kombinierte Standardunsicherheit $u_c(F_{ax,K})/|F_{ax,K}| = 0,54$ %

Tabelle A.5: Eingangsgrößen des Untermodells Kalibrierkraft Axialkraft

Untermodell Kalibriermoment

Die Messunsicherheit des Kalibriermoments wird vergleichbar zu dem der Axialkraft bestimmt. Die Messunsicherheiten der Kalibrierhebellänge und der Kalibriergewichte werden wie im Untermodell Kalibrierkraft gewählt. Die Sensitivitätskoeffizienten in Tabelle A.6 werden berechnet, indem Gleichung (A.22) gemäß (A.9) jeweils nach l_3 und m_g abgeleitet wird und die Ableitungen an den Erwartungswerten ausgewertet werden. In Tabelle A.6 wird die relative kombinierte Standardunsicherheit für einen Punkt der Kalibriergeraden berechnet, der das Drehmoment der Versuche am besten repräsentiert.

Index i und Abweichung	Formelzeichen	PDF	Erwartungswert x_i	Sensitivitätskoeffizient c_i	Standardunsicherheit $u(x_i)$
1 Länge Kalibrierhebel	l_3	Rechteck	0,700 m	$9,81 \frac{m}{s^2} \cdot m_{g,IND}$	$0,58 \cdot 10^{-3}$ m
2 Kalibriergewicht	m_g	Rechteck	$m_{g,IND}$	$6,87 \frac{m^s}{s^2}$	0,006 kg

$$u_c(T_{R,K}) = \sqrt{\sum_{i=1}^2 (u_i(y))^2}$$

Mit $m_{g,IND} = 4,85$ kg $u_c(T_{R,K}) = 0,048$ Nm; relative Standardunsicherheit $u_c(T_{R,K})/|T_{R,K}| = 0,14$ %

Tabelle A.6: Eingangsgrößen des Untermodells Kalibrierkraft Drehmoment

Hauptmodelle Axialkraft und Drehmoment

Die kombinierte Standardunsicherheit der Axialkraft errechnet sich aus den kombinierten Standardunsicherheiten der einzelnen Untermodelle. Sensitivitätskoeffizienten des Hauptmodells

Axialkraft werden durch Ableitung von Gleichung (A.14) gemäß Gleichung (A.9) berechnet, siehe Tabelle A.7.

Da kein Punkt der Kalibrierung exakt die Axialkraft im Versuch trifft, wird die relative kombinierte Standardunsicherheit eines Punktes in der Nähe des Betriebspunktes verwendet und die Standardunsicherheit, wie in Tabelle A.7 dargestellt, berechnet.

Index i und Abweichung	Formelzeichen	Erwartungswert x_i	Sensitivitätskoeffizient c_i	Standardunsicherheit $u(x_i)$
1 Spannung der Axialkraft	$U_{ax,ist}$	$U_{ax,IND}$	$245,4 \frac{N}{V}$	$u_c(U_{ax,ist})$
2 Kalibrierfaktor der Axialkraft	d_{ax}	$245,4 \frac{N}{V}$	$U_{ax,IND}$	$u_c(\delta d_{ax})$
3 Aufgebrachte Kalibrierkraft	$\delta F_{ax,K}$	0	-1	0,54 % $F_{ax,IND}$
$u_c(F_{ax,ist}) = \sqrt{\sum_{i=1}^3 (u_i(y))^2}$				

Tabelle A.7: Eingangsgrößen des Hauptmodells Axialkraft

Das Vorgehen für die Berechnung der kombinierten Standardunsicherheit des Drehmoments $u_c(T_{R,ist})$ ist analog zu dem der Axialkraft. Die Werte und die zugehörige Gleichung sind in Tabelle A.8 zusammengestellt.

Index i und Abweichung	Formelzeichen	Erwartungswert x_i	Sensitivitätskoeffizient c_i	Standardunsicherheit $u(x_i)$
1 Spannung des Drehmoment	$U_{R,ist}$	$U_{R,IND}$	$28,80 \frac{Nm}{V}$	$u_c(U_{R,ist})$
Kalibrierfaktor des Reibmoments	d_R	$28,80 \frac{Nm}{V}$	$U_{R,IND}$	$u_c(\delta d_R)$
Aufgebrachtes Kalibriermoment	$\delta T_{R,K}$	0	-1	0,14 % $T_{R,IND}$
$u_c(T_{R,ist}) = \sqrt{\sum_{i=1}^3 (u_i(y))^2}$				

Tabelle A.8: Eingangsgrößen des Hauptmodells Drehmoment

Die Messunsicherheit ist abhängig von den Belastungen. Da die Hauptversuche mit einer vergleichbaren Axialkraft durchgeführt werden, ist die für die DK73 ermittelte Messunsicherheit der Axialkraft auch für die anderen Baugrößen übertragbar. Die zur Berechnung benötigten Eingangsgrößen sind in Tabelle A.9 exemplarisch für LS9-DK73 zusammengestellt. Da eine Offsetverschiebung der Messbereiche dazu führt, dass die Kraftmessdosen von Axialkraft und Drehmoment im unbelasteten Zustand nicht 0V sondern bei einem negativen Offset Wert starten, werden $U_{ax,IND}$ und $U_{R,IND}$ als Spannungsdifferenz zwischen der Spannung im unbelasteten Bereich und unter der vorliegenden Belastung angegeben. Die Temperatur an der Drehmoment Messdose während eines Versuchs bei 80 °C wird durch eine Messung mit $\vartheta_R = 45$ °C

ermittelt. Da die Temperatur der Kraftmessdose zur Messung der Axialkraft nicht ohne weiteres gemessen werden kann, wird die Temperatur über eine Temperaturmessung des umgebenden Gehäuses zu $\vartheta_{ax} = 55 \text{ °C}$ bestimmt.

	$F_{ax,IND}$	$U_{ax,IND}$	$T_{R,IND}$	$U_{R,IND}$	n_{IND}	μ
DK73	820 N	-3,28 V	45 Nm	-1,54 V	2230 1/min	0,102

Tabelle A.9: Messwerte der Laststufe LS9 der DK73

Werden die Werte aus Tabelle A.9 in die Gleichungen aus Tabelle A.7 eingesetzt, so berechnet sich die kombinierte Messunsicherheit der Axialkraft wie in Tabelle A.10 dargestellt. Es sind zudem die Anteile der einzelnen Komponenten an der kombinierten Messunsicherheit angegeben.

Abweichung	Formelzeichen	Erwartungswert x_i	Unsicherheitsbeitrag $u_c(y)$	Beitragskoeffizient h_i
Spannung der Axialkraft	$U_{ax,ist}$	-3,28 V	7,59 N	69,2 %
Kalibrierfaktor der Axialkraft	d_{ax}	$245,4 \frac{N}{V}$	-2,49 N	7,4 %
Aufgebrachte Kalibrierkraft	$\delta F_{ax,K}$	0	4,42 N	23,4 %
$u_c(F_{ax}) = 9,13 \text{ N} (k_p = 1)$				

Tabelle A.10: Messunsicherheitsbudget der Axialkraft für LS9 DK73 (Werte aus Tabelle A.9)

Wird der zentrale Grenzwertsatz angewendet und der Erweiterungsfaktor $k_p=2$ gewählt, was einer Überdeckungswahrscheinlichkeit von 95,45 % entspricht, so kann das Messergebnis der Axialkraft wie folgt angegeben werden:

$$F_{ax,ist} = 820 \text{ N} \pm 18 \text{ N} (k_p=2) \quad (\text{A.23})$$

Der große Einfluss der Spannungsmessung ist primär auf die Sensitivität der Kraftmessdose auf Temperaturänderungen (0,5 % bezogen auf 10 K des Spannungsausschlags) zurückzuführen.

Werden die Werte aus Tabelle A.9 in die Gleichungen aus Tabelle A.8 eingesetzt, so berechnet sich die kombinierte Messunsicherheit des Drehmoments wie in Tabelle A.11 dargestellt. Zudem sind die Anteile der einzelnen Komponenten an der kombinierten Messunsicherheit angegeben.

Abweichung	Formelzeichen	Erwartungswert x_i	Unsicherheitsbeitrag $u_{y,i}$	Beitragskoeffizient h_i
Spannung des Drehmoments	$U_{R,ist}$	-1,54 V	0,19 Nm	79,4 %
Kalibrierfaktor des Drehmoments	d_R	$28,80 \frac{Nm}{V}$	-0,07 Nm	11,48 %
Aufgebrachtes Kalibriermoment	$\delta T_{R,K}$	0	0,06 Nm	9,15 %
$u_c(T_R) = 0,21 \text{ Nm} (k_p = 1)$				

Tabelle A.11: Messunsicherheitsbudget des Drehmoments für LS9 DK73 (Werte aus Tabelle A.9)

Das Messergebnis des Drehmoments ist in Gleichung (A.24) angegeben.

$$T_{R,ist} = 45,0 \text{ Nm} \pm 0,4 \text{ Nm} \quad (k_p = 2) \quad (\text{A.24})$$

Auch bei der Drehmomentmessung beeinflusst die erhöhte Einsatztemperatur die Messunsicherheit am stärksten. Obwohl die Kraftmessdose zur Messung des Drehmoments bei niedrigeren Einsatztemperaturen betrieben wird und die Abweichung von 0,1 % bezogen auf 10 K des Spannungsausschlags deutlich niedriger ist als bei der Axialkraft, wirken sich bei der Drehmomentmessung Fehler, die sich auf den gesamten Spannungsbereich beziehen stärker aus als bei der Axialkraft. Der relative Anteil aus der Spannungsmessung ist mit 79,4 % größer als bei der Axialkraftmessung. Zudem ist die Abweichung aus dem aufgetragenen Kalibriermoment sehr niedrig, da diese Messunsicherheit nur von der Hebellänge l_3 , nicht aber zusätzlich von der Länge der Schaltarme l_1 abhängt wie bei der Axialkraft.

Unter der Annahme, dass die geometrischen Größen aus Gleichung (A.13) ohne Messfehler ermittelt werden, wird die Messunsicherheit der Reibungszahl in Abhängigkeit von Axialkraft und Drehmoment bestimmt, siehe Tabelle A.12.

Abweichung	Formelzeichen	Erwartungswert x_i	Unsicherheitsbeitrag $u_{y,i}$	Beitragskoeffizient h_i
Axialkraft	$F_{ax,ist}$	820 N	0,0047	85,3 %
Reibmoment	$T_{R,ist}$	45,0 Nm	0,0011	14,7 %
$u_\mu = 0,00123 \quad (k_p = 1)$				

Tabelle A.12: Messunsicherheitsbudget der Reibungszahl für LS9 DK73 (Werte aus Tabelle A.9)

Die erweiterte Messunsicherheit für die Reibungszahl der DK73 errechnet sich somit zu:

$$\mu = 0,1020 \pm 0,0024 \quad (k_p = 2) \quad (\text{A.25})$$

Es wird zudem abgeschätzt wie stark sich eine Messtoleranz des mittleren Reibdurchmessers von 0,5 mm auf die Reibungszahl auswirkt. Die erweiterte Messunsicherheit erhöht sich von $U = 0,0024$ ($k_p = 2$) auf $U = 0,0030$ ($k_p = 2$). Bei einer Abweichung des mittleren Reibdurchmessers von 1 mm sogar auf $U = 0,0042$ ($k_p = 2$).

Auch für die EK73 und TK73 wird die Messunsicherheit für die Laststufe LS9 mittels des hier vorgestellten Vorgehens berechnet. Die relative erweiterte Messunsicherheit liegt für EK73, DK73 und TK73 zwischen 2,4...2,7 % ($k_p = 2$) und ist daher vergleichbar.

A.2.5 Zusammenfassung der Ergebnisse

Die mittels GUM ermittelte Messunsicherheit des SSP-180 stimmt gut mit Werten aus der Literatur [Neu01, Ran01] überein. Gerade die geringen Abweichungen aus der AD-Wandlung führen dazu, dass der Einfluss der Analog-Digitalwandlung auf die Messunsicherheit klein ist und somit die Messunsicherheiten für das Messsystem Var1 (FZG Mess) und Var2 (FZG Lab) nicht gesondert betrachtet werden müssen. Neumüller [Neu01] bestätigt die geringen Einflüsse der Signalverstärkung bzw. der AD-Wandlung.

Neben den angegebenen Einflussfaktoren aus den Datenblättern sind zudem noch folgende Punkte zu beachten:

- Wenn am Messaufbau nichts geändert wird, kann ein Vergleich der Kalibrierkurven in gewissen zeitlichen Abständen Aufschluss über die Stabilität der Kalibrierwerte geben. Über mehrere Jahre können sich Kalibrierfaktoren um ca. 2 % ändern. Um eine Veränderung der Kalibrierfaktoren zu erkennen, sind regelmäßige Kalibrierungen der Kraftmessdosen nötig. Eine Veränderung des Kalibrierfaktors um 2 % ist höher als der mittels GUM abgeschätzte Anteil des Kalibrierfaktors an der Messunsicherheit
- Wie bereits bei Rank [Ran95] beschrieben, können zudem systematische Abweichungen vorliegen, wie beispielsweise Reibung in Führungen, die mit ca. 2 % angenommen werden können, und die Messwerte verfälschen können

Messunsicherheit der Thermoelemente

Die Messunsicherheitsbetrachtung der Thermoelemente kann direkt von Stockinger et al. [Sto21a] übernommen werden, da hier sowohl beim KLP-260 als auch beim SSP-180 die Messkette gleich ist. Die erweiterte Messunsicherheit kann für die verwendeten NiCrNi Type K Thermoelemente (0,5 mm, Klasse 1) mit $\pm 1,8$ K bei einer Überdeckungswahrscheinlichkeit von 95,45 % ($k_p = 2$; Annahme: Normalverteilung) angegeben werden.

Messunsicherheit des Wegsensors und der Drehzahl

Die Messunsicherheit des Wegsensors wird hier nicht behandelt, da die Versuche keinen signifikanten Verschleiß gezeigt haben und der Verschleiß zusätzlich anhand von Messungen des Axialmaßes versuchsbegleitend analysiert wird. Die wahrscheinliche Abweichung des Wegsensors wird bei Rank [Ran95] mit 1 % angegeben. Auch für die Drehzahl gibt Rank [Ran95] eine wahrscheinliche Abweichung von 1 % an.

Zusammenfassung der Messunsicherheit des SSP-180

Die Messunsicherheit des SSP-180 ist in Tabelle A.13 zusammengefasst.

Für die Messunsicherheit der Reibungszahl wird eine Abweichung des mittleren Reibdurchmessers von 0,5 mm angenommen.

	Messwert und erweiterte Messunsicherheit	Relative Messunsicherheit
Axialkraft in N	820 N \pm 18 N	2,22 %
Drehmoment in Nm	45,0 Nm \pm 0,4 Nm	0,93 %
Reibungszahl	0,102 \pm 0,003	2,92 %
Temperatur in °C	300 °C \pm 1,8 °C	-

Tabelle A.13: Zusammenfassung der Messunsicherheit des SSP-180, Belastungen gemäß LS9-DK73, $k_p = 2$ (Überdeckungswahrscheinlichkeit 95,45 %)

Abschätzung der Messunsicherheit der Reibungszahlkennwerte μ_{\min} , $\mu_{\min,97}$ und μ_{mit}

Die Messunsicherheit der Reibungszahlkennwerte ist niedriger als die der Reibungszahl μ , da bei den Kennwerten μ_{\min} und $\mu_{\min,97}$ nicht einzelne Messpunkte ausgewertet werden, sondern das Minimum von fünf Messpunkten berechnet wird. Dazu wird mit Gleichung (A.26) nach [Möh20, Pom17] die Standardabweichung des Mittelwerts der minimalen Reibungszahl ermittelt ($s_x = u_\mu = 0,00123$, $n = 5$). Um die erweiterte Messunsicherheit anzugeben, wird der Erweiterungsfaktor entsprechend der T-Verteilung zu $k_p = 2,87$ (Überdeckungswahrscheinlichkeit 95,45 %) gewählt [Möh20]. Die erweiterte Messunsicherheit von μ_{\min} und $\mu_{\min,97}$ errechnet sich zu $\pm 0,0019$ (Überdeckungswahrscheinlichkeit 95,45 %).

$$s_{\bar{x}} = \frac{s_x}{\sqrt{n}} \quad (\text{A.26})$$

s_x	-	Standardabweichung der Einzelmessung	n	-	Anzahl Messwerte
$s_{\bar{x}}$	-	Standardabweichung des Mittelwerts			

Bei der Berechnung der mittleren Reibungszahl μ_{mit} werden die Messpunkte der Reibungszahlen über ca. 60 % der Rutschzeit gemittelt. In LS9-DK73 entspricht dies einer Anzahl von ca. $n = 120$ Messpunkten. Der Erweiterungsfaktor kann aufgrund der Anzahl der Messpunkte zu $k_p = 2$ gewählt werden. Die erweiterte Messunsicherheit von μ_{mit} beträgt somit 0,00027.

A.3 Zusammenfassung der Versuchsbedingungen

Die Versuchsbedingungen der verschiedenen Synchrobauf Formen sind in Tabelle A.14...Tabelle A.17 zusammengefasst. Jede Nummer einer Laststufe entspricht dabei einer spezifischen Belastung durch alle Baustufen. Bei den hier verwendeten Mehrfachkonus-Synchronisierungen entsprechen die Pressungen, Gleitgeschwindigkeiten bzw. Reibarbeiten den mittleren Belastungen der Reibflächen.

Laststufe	p in N/mm ²	F _a in N	q in J/mm ²	v _g in m/s	n ₀ in min ⁻¹	T in s	J in kgm ²
LS1-DK73	4,2	820	0,74	4,5	1.240	12	0,260
LS2-DK73	4,2	820	0,73	6,4	1.745	12	0,130
LS3-DK73	4,2	820	0,73	8,2	2.230	12	0,080
LS4-DK73	4,2	820	0,95	4,6	1.265	15	0,320
LS5-DK73	4,2	820	0,94	6,5	1.760	15	0,165
LS6-DK73	4,2	820	0,95	8,1	2.210	15	0,105
LS7-DK73	4,2	820	1,10	4,5	1.220	17	0,400
LS8-DK73	4,2	820	1,11	6,3	1.730	17	0,200
LS9-DK73	4,2	820	1,10	8,2	2.230	18	0,120
LS10-DK73	4,2	820	0,95	7,6	2.070	15	0,120
LS11-DK73	5,3	1020	0,95	7,6	2.070	15	0,120
LS12-DK73	3,2	620	0,94	10,7	2.920	16	0,060
LS13-DK73	2,8	550	0,94	11,7	3.200	16	0,050
LS14-DK73	5,3	1020	1,10	8,2	2.230	18	0,120

Tabelle A.14: Laststufen DK73-Synchronisierung

Laststufe	p in N/mm ²	F _a in N	q in J/mm ²	v _g in m/s	n ₀ in min ⁻¹	T in s	J in kgm ²
LS1-EK72	4,0	950	0,70	4,5	1.200	12	0,160
LS2-EK72	4,0	950	0,70	6,4	1.700	12	0,080
LS3-EK72	4,0	950	0,70	8,1	2.140	12	0,050
LS4-EK72	4,0	950	0,90	4,6	1.205	15	0,205
LS5-EK72	4,0	950	0,90	6,5	1.725	15	0,100
LS6-EK72	4,0	950	0,90	8,1	2.140	15	0,065
LS7-EK72	4,0	950	1,05	4,6	1.205	17	0,240
LS8-EK72	4,0	950	1,05	6,6	1.740	17	0,115
LS9-EK72	4,0	950	1,05	8,1	2.150	18	0,075
LS10-EK72	4,0	950	0,90	7,8	2.060	15	0,070

Tabelle A.15: Laststufen EK72-Synchronisierung

Laststufe	p in N/mm ²	F _a in N	q in J/mm ²	v _g in m/s	n ₀ in min ⁻¹	T in s	J in kgm ²
LS2-TK73	4,2	780	0,73	6,2	1.750	12	0,185
LS3-TK73	4,2	780	0,74	7,9	2.230	12	0,115
LS5-TK73	4,2	780	0,95	6,2	1.750	16	0,240
LS6-TK73	4,2	780	0,95	7,8	2.210	16	0,150
LS8-TK73	4,2	780	1,11	6,2	1.750	17	0,280
LS9-TK73	4,2	780	1,12	7,9	2.230	18	0,174

Tabelle A.16: Laststufen TK73-Synchronisierung

Laststufe	p in N/mm ²	F _a in N	q in J/mm ²	v _g in m/s	n ₀ in min ⁻¹	T in s	J in kgm ²
LS0-DK70	4,2	680	0,44	6,4	1.810	7	0,065
LS1-DK70	4,2	680	0,73	4,5	1.270	12	0,220
LS2-DK70	4,2	680	0,74	6,4	1.810	12	0,110
LS3-DK70	4,2	680	0,72	8,2	2.320	12	0,065
LS4-DK70	4,2	680	0,93	4,5	1.270	15	0,280
LS5-DK70	4,2	680	0,94	6,4	1.810	15	0,140
LS6-DK70	4,2	680	0,94	8,2	2.320	15	0,085
LS7-DK70	4,2	680	1,10	4,5	1.270	18	0,330
LS8-DK70	4,2	680	1,10	6,4	1.820	18	0,160
LS9-DK70	4,2	680	1,10	8,2	2.320	18	0,100
LS15-DK70	4,2	680	1,22	8,2	2.320	20	0,110
LS16-DK70	4,2	680	1,50	10,4	2.930	25	0,085
LS17-DK70	4,2	680	1,94	10,4	2.930	32	0,110

Tabelle A.17: Laststufen DK70-Synchronisierung

A.4 Schädigung der verschiedenen Bauformen anhand von $\mu_{\min, \text{Grad}}$

Ergänzend zum Hauptteil wird hier die Schädigung der verschiedenen Bauarten anhand von $\mu_{\min, \text{Grad}}$ dargestellt.

Bild A.3 zeigt exemplarisch die Trends der mittleren μ_{mit} und minimalen Reibungszahl μ_{min} von Versuchen mit EK-, DK-, und TK-Synchronisierung bei gleichen spezifischen Belastungen (LS9). Die mittleren Reibungszahlen μ_{mit} der drei Versuche sind zu Versuchsbeginn gleich (im Rahmen der Messgenauigkeit), die Niveaus der minimalen Reibungszahl μ_{min} unterscheiden sich geringfügig. Alle drei Versuche werden nach einem Ratscher der Synchronisierung beendet. Die Schaltungszahl bis zum Ausfall der Synchronisierung ist für die DK73 in LS9, siehe Bild A.3, und in allen Laststufen höher als die der EK72. Da sich die Sperrgrenzen der drei Bauformen unterscheiden, können bei DK73 und TK73 die minimalen Reibungszahlen μ_{min} deutlich weiter abfallen, bevor es zum Ausfall kommt, als bei der EK72. Dies verdeutlicht warum die drei Systeme nicht anhand der Schaltzahl bis zum Ausfall verglichen werden sollten, sondern $\mu_{\min, \text{Grad}97}$ zu verwenden ist.

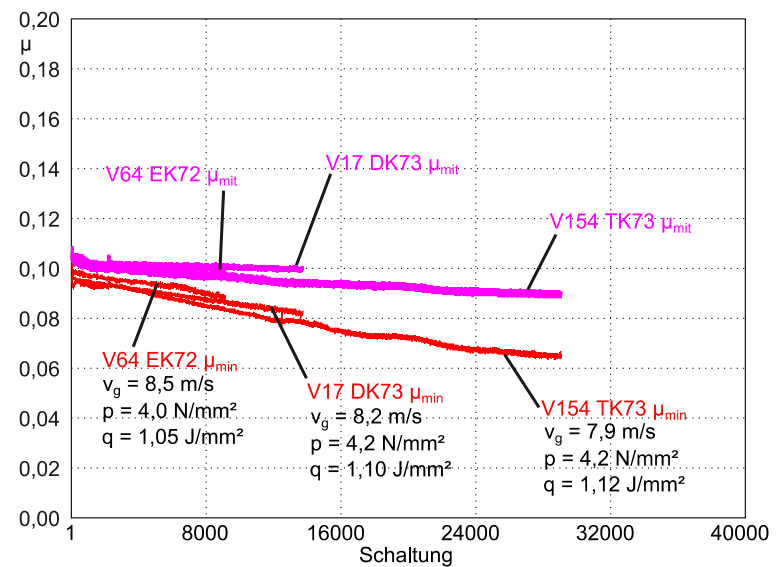


Bild A.3: Trends der minimalen μ_{min} und mittleren μ_{mit} Reibungszahl von V64 (LS9-EK72); V17 (LS9-DK73), V154 (LS9-TK73); Dual-Layer-Rb., MTF PKW, $\vartheta_{\text{öl}} = 80 \text{ °C}$ nach [Sto20]

Bild A.4 zeigt den Schädigungskennwert $\mu_{\min, \text{Grad}}$ für die Bauformen EK72, DK73 und TK73. Tendenziell ist auch $\mu_{\min, \text{Grad}}$ in den meisten Laststufen bei EK72 größer als bei DK73 und TK73.

Dass auch der Schmierstoff einen entscheidenden Einfluss hat, zeigt ein Stichversuch, bei dem EK72 und DK73 bei gleichen spezifischen Belastungen (LS9) einander gegenübergestellt werden, siehe Bild A.5 (links). Es wird MTF NKW statt MTF PKW verwendet. Die mittlere Pressung bei V14 (DK73) ist 5 % niedriger als bei V68 (EK72). V68 (EK72) fällt nach ca. 25.380 Schaltungen aufgrund eines Ratschers (1. Ausfall) aus, V14 (DK73) wird nach 60.000 Schaltungen ohne Ausfall beendet. Da der Ratscher bei V68 vom Schwingungswächter des Prüfstands nicht detektiert wird, läuft der Prüfstand ohne Unterbrechung weiter. Die minimale Reibungszahl μ_{\min} springt von 0,090 vor dem Ratscher auf 0,103 nach dem Ratscher, siehe Bild A.5 (rechts). Die Rutschzeit der Schaltungen nach dem 1. Ausfall reduzieren sich entsprechend der höheren Reibungszahl. Es dauert mehrere hundert Schaltungen bis sich die Reibungszahl zu Schaltungsbeginn dem Niveau vor dem 1. Ratscher annähert. V68 wird nach erneutem Ratscher innerhalb von 2.240 Schaltungen nach dem 1. Ausfall beendet. Aufgrund der niedrigeren Sperrgrenze der DK73 erreicht sie eine höhere Schaltungszahl als die EK72. Der Schädigungskennwert $\mu_{\min, \text{Grad}97}$ beider Versuche ist hier vergleichbar. Dieser Stichversuch kann die größere Schädigung der EK-Synchro gegenüber der DK-Synchro zwar nicht bestätigen, eine eindeutige höher Schädigung der DK-Synchro im Vergleich zur EK-Synchro liegt jedoch ebenfalls nicht vor.

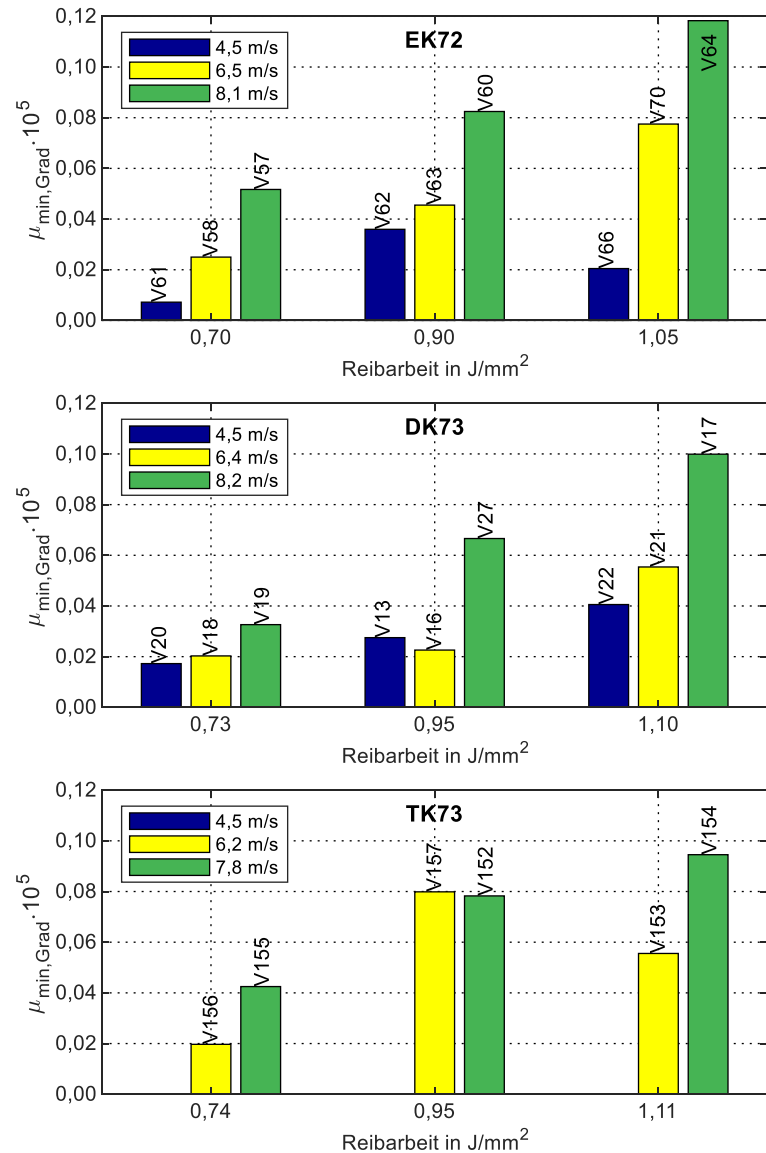


Bild A.4: Vergleich der Schädigung von EK72, DK73 und TK73 anhand von $\mu_{\min, \text{Grad}}$; Dual-Layer-Rb., MTF PKW, $\vartheta_{\text{Öl}} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$

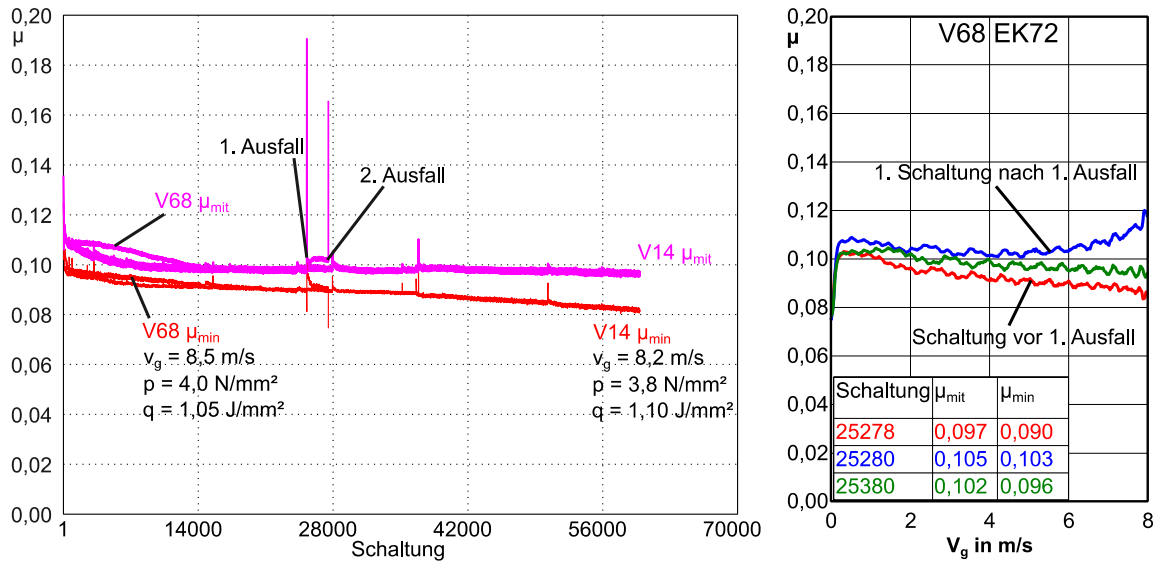


Bild A.5: Trends der minimalen μ_{min} und mittleren μ_{mit} Reibungszahl (links) V14 (LS9-DK73) und V68 (LS9-EK72); Dual-Layer-Rb., MTF NKW, $\vartheta_{01} = 80^\circ\text{C}$; Einzelschaltungsvergleich V68 EK72 (rechts), Rekonditionierung nach 1. Ausfall

A.5 Erweiterung der Oberflächenvermessung des Reibbelags

Die Oberflächen der DK73 werden an unterschiedlichen Axialpositionen vermessen. Exemplarisch sind die Messwerte sRk eines Neuteils, siehe Bild A.6, eines Versuchs bei niedrigen Belastungen V18, siehe Bild A.7 und eines Versuchs bei hohen Belastungen V25 (Bild A.8, Versuch der ohne Ausfall nach 100.000 Schaltungen beendet wird) dargestellt.

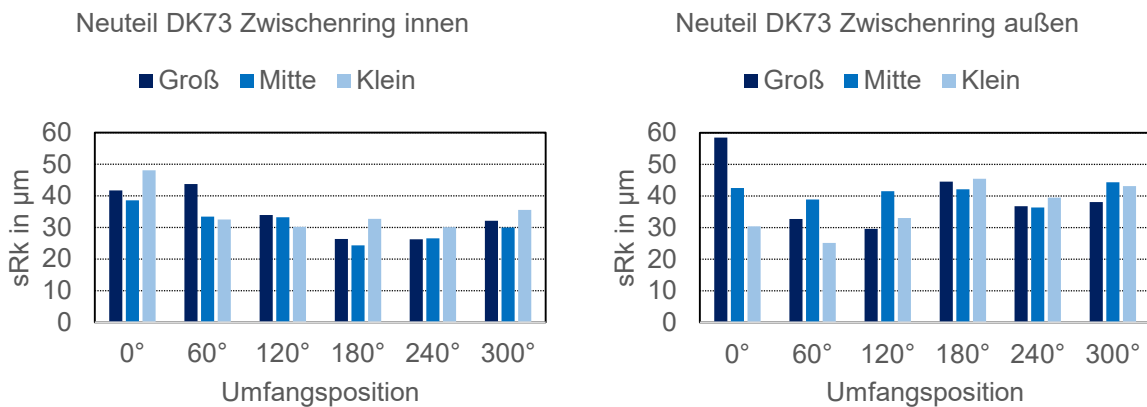


Bild A.6: Kernrautiefe sRk auf der inneren (links) / äußeren (rechts) Reibfläche des Zwischenrings Neuteil, Messparameter Carbon1 gemäß Tabelle 5.1, nach [Sto19a]

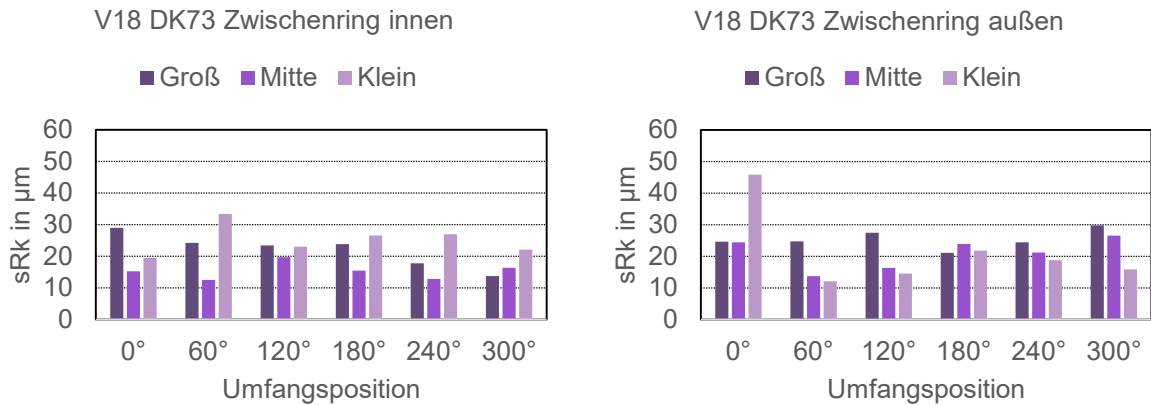


Bild A.7: Kernrautiefe sRk auf der inneren (links) / äußeren (rechts) Reibfläche des Zwischenrings nach Versuchsende, DK73-LS2, MTF PKW, Messparameter Carbon1 gemäß Tabelle 5.1, nach [Sto19a]

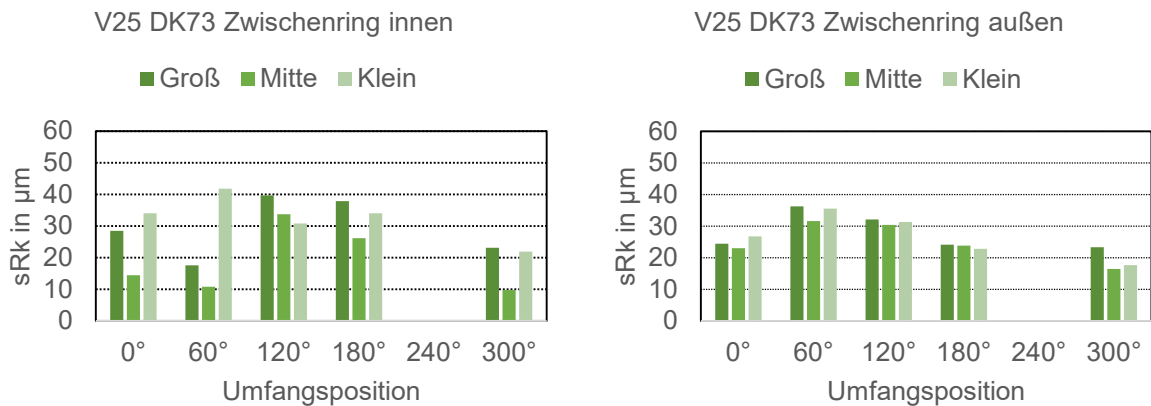


Bild A.8: Kernrautiefe sRk auf der inneren (links) / äußeren (rechts) Reibfläche des Zwischenrings nach Versuchsende, DK73-LS9, DCTF, Messparameter Carbon1 gemäß Tabelle 5.1, nach [Sto19a]

Zudem werden auch bei der Dreifachkonus-Synchronisierung stichprobenartig die Reibflächen detailliert vermessen. Als Beispiel zeigt Bild A.9 die Oberflächen von V154 (LS9-TK73). Auf der inneren Reibfläche des Zwischenrings glättet sich der Reibbelag über die gesamte Fläche stark ein. Auf der äußeren Reibfläche ist eindeutig eine stärkere Einglättung am kleinen Kegeldurchmesser erkennbar. Auf der Innenseite des Innenrings glättet sich der Reibbelag primär in Reibflächenmitte ein, die Streuungen an den unterschiedlichen Messpositionen sind jedoch deutlich erkennbar. Anders als bei V154, bei dem die Einglättung auf der äußeren Reibfläche in Richtung kleiner Kegeldurchmesser verschoben ist, glättet sich bei V150 die äußere Reibfläche eindeutig in Reibflächenmitte ein, siehe Bild A.10. Sowohl auf der inneren als auch auf der äußeren Reibfläche liegt die mittlere Kernrautiefe über alle Messstellen bei V150 niedriger als bei V154. Dies kann auch mit der längeren Versuchslaufzeit von V150 begründet werden. Für die mittlere Reibfläche (Zwischenring innen) liegen für V150 keine Messungen vor.

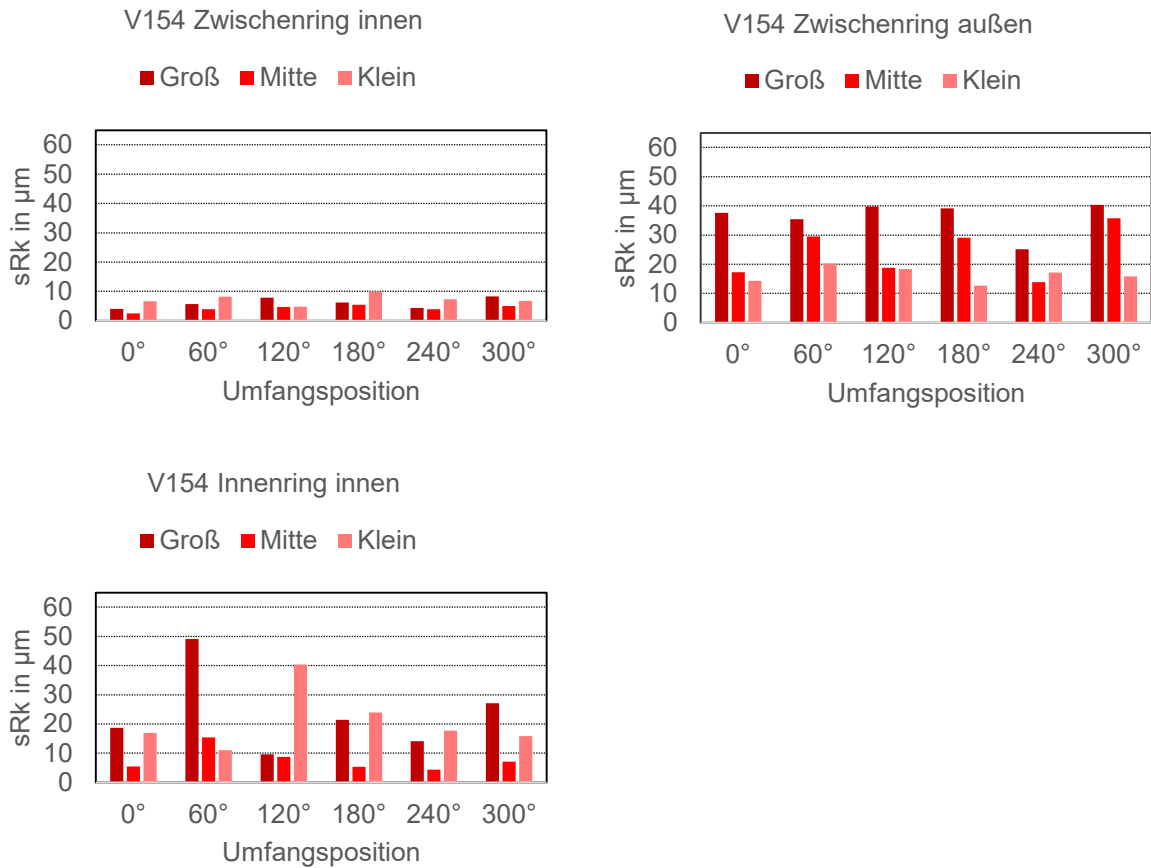


Bild A.9: Kernrautiefe sRk auf der inneren (links, unten), der mittleren (links, oben) und der äußeren (rechts, oben) Reibfläche des Zwischenrings nach Versuchsende, TK73-LS9, MTF PKW, Messparameter Carbon1 gemäß Tabelle 5.1, nach [Atu20]

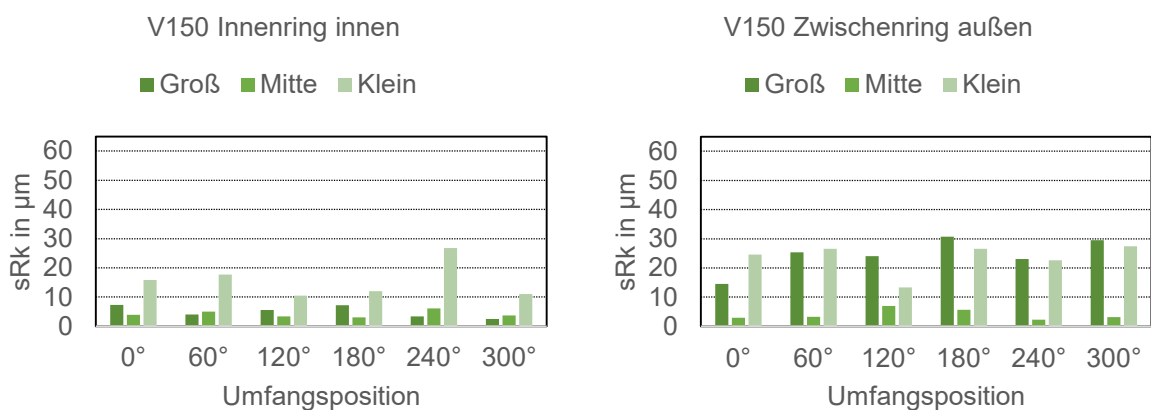


Bild A.10: Kernrautiefe sRk auf der inneren (links) und der äußeren (rechts) Reibfläche des Zwischenrings nach Versuchsende, TK73-LS9, MTF PKW, Messparameter Carbon1 gemäß Tabelle 5.1, nach [Atu20]

A.6 REM Übersichtsbilder

Hier werden, ergänzend zum Hauptteil Abschnitt 7.2, die REM Bilder über der gesamten Reibflächenbreite dargestellt und die Position der Detailbilder erläutert. Bild A.11 zeigt die innere Reibfläche eines Neuteils der DK73.

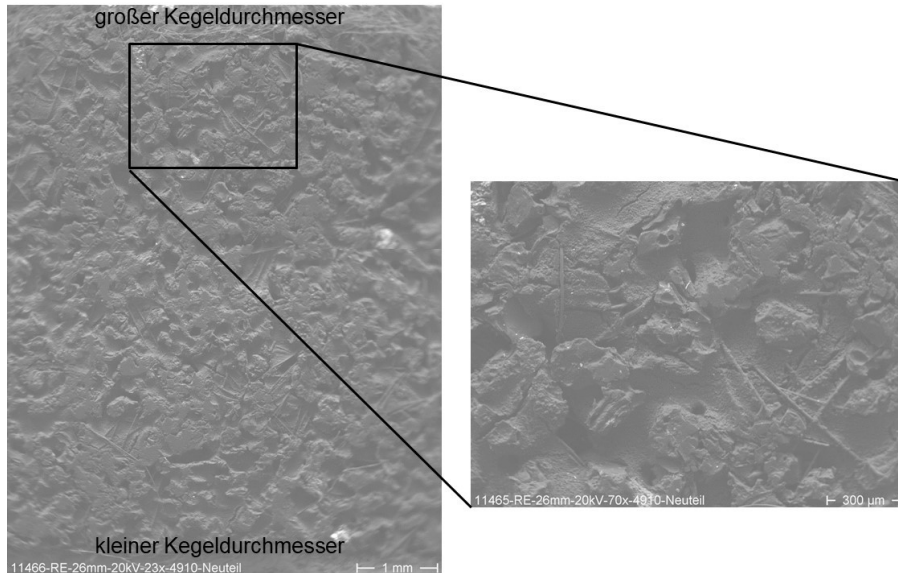


Bild A.11: RE-Bild Neuteil DK73, Innenreibfläche

Für drei gelaufene Versuche der DK73 sind die REM-Bilder der Reibfläche in Bild A.12...Bild A.14 dargestellt. Die REM-Übersichtsbilder der EK72 sind Bild A.15 und Bild A.16 abgebildet.

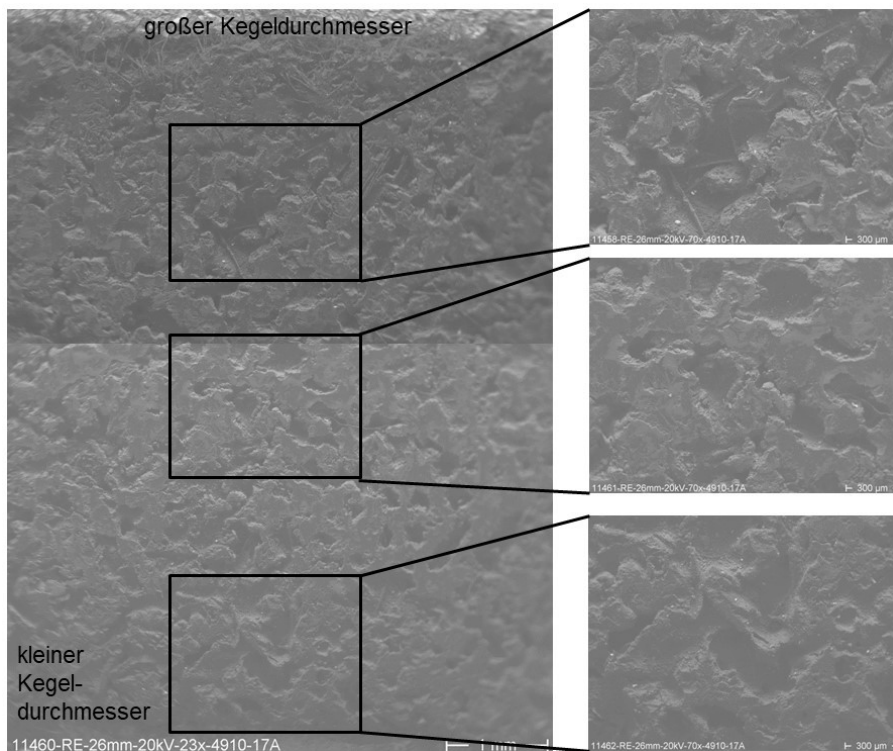


Bild A.12: RE-Bild V17A (LS9-DK73, MTF PKW) nach 13.795 Schaltungen, Innenreibfläche

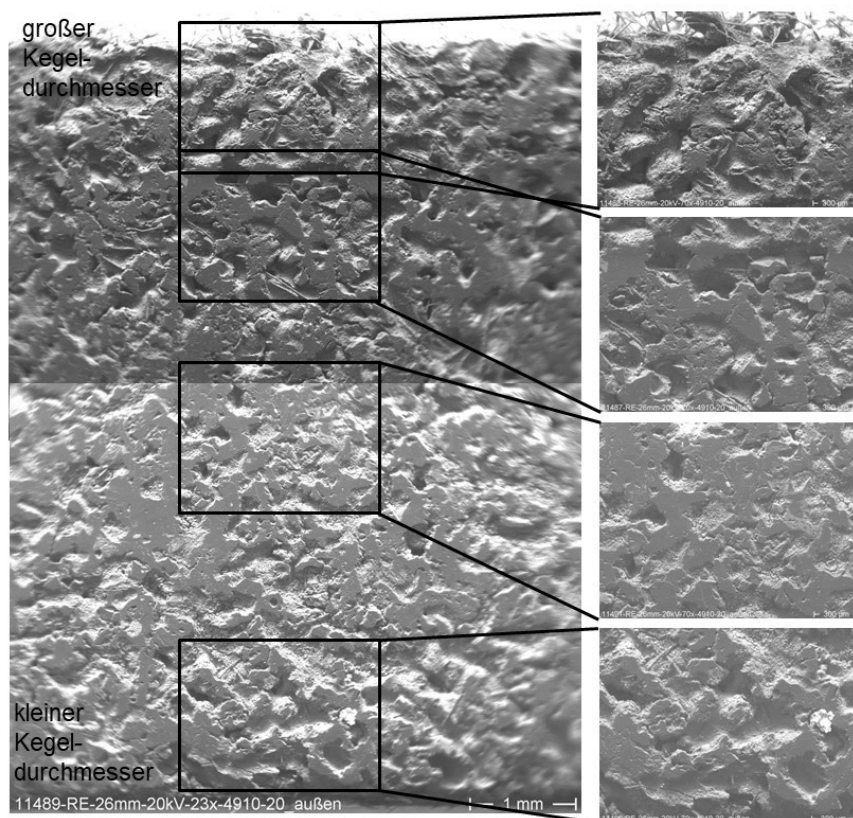


Bild A.13: RE-Bild V20A (LS1-DK73, MTF PKW) nach 73.335 Schaltungen, Außenreibfläche

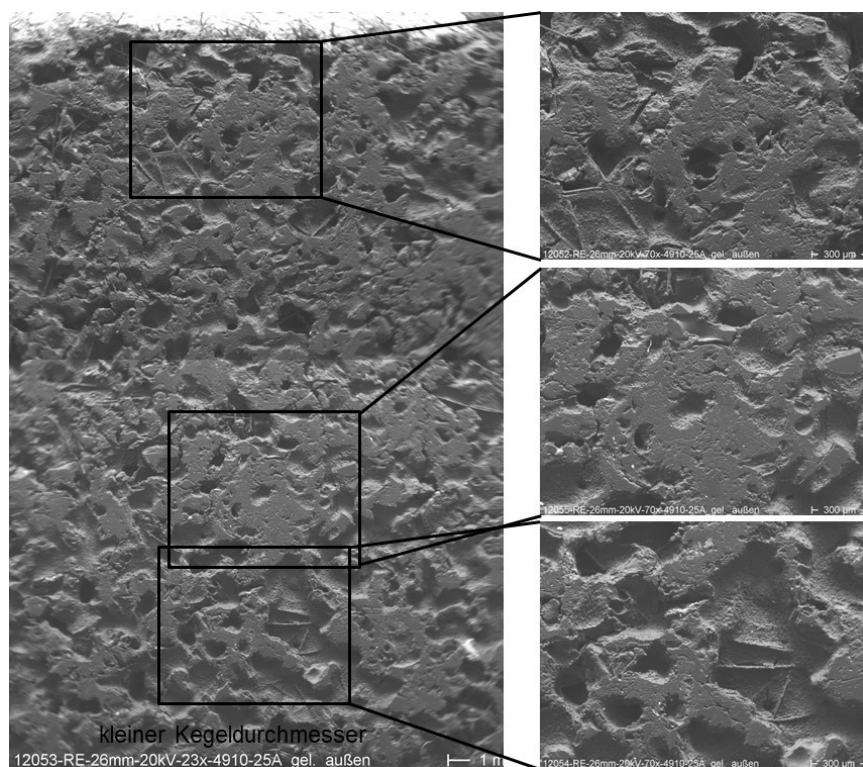


Bild A.14: RE-Bild V25A (LS9-DK73, DCTF) nach 100.000 Schaltungen, Außenreibfläche

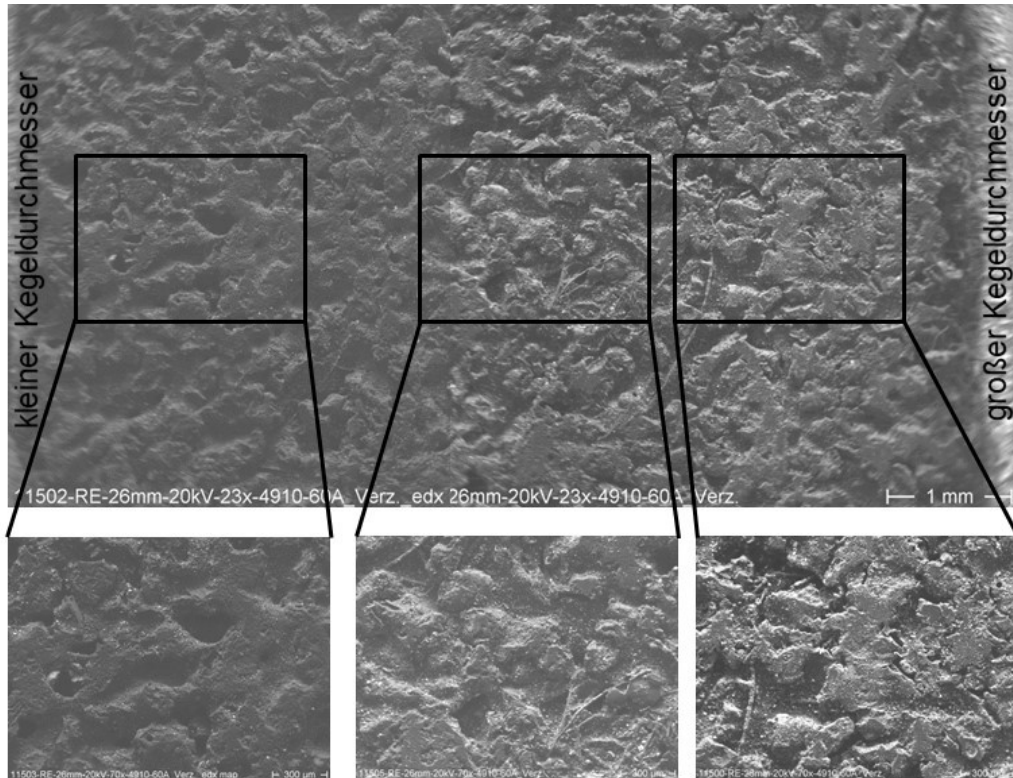


Bild A.15: RE-Bild V60A (LS6-EK72, MTF PKW) nach 9.590 Schaltungen, Reibfläche

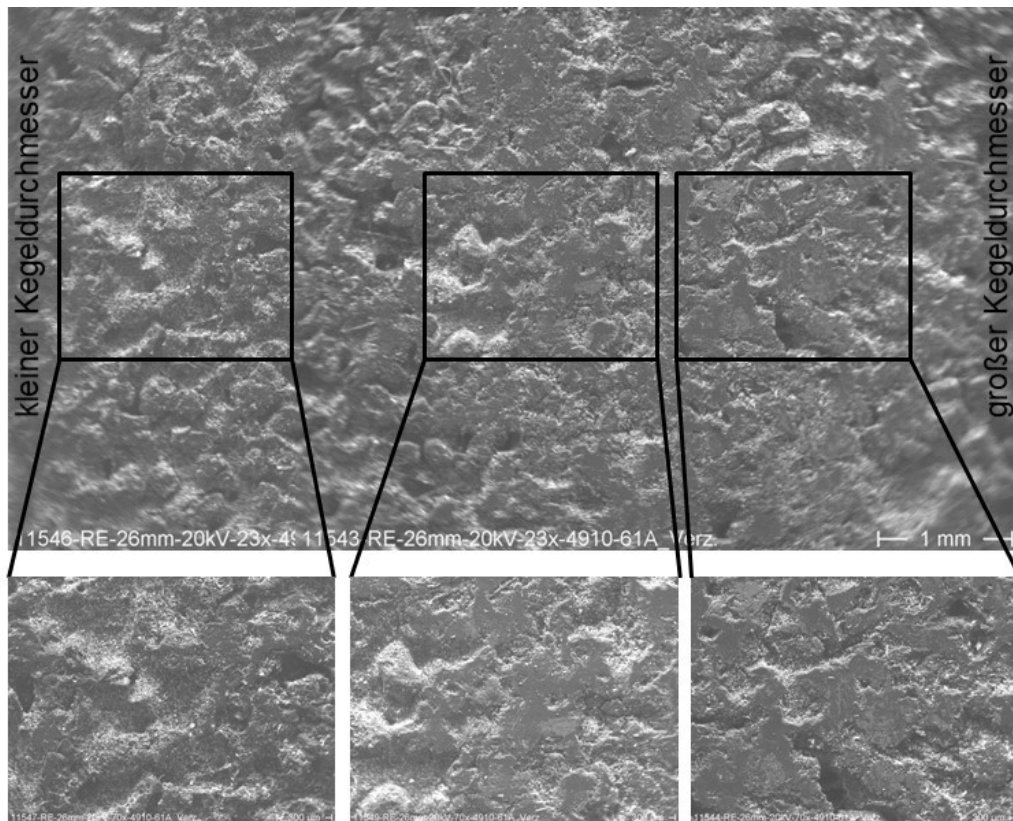


Bild A.16: RE-Bild V61A (LS1-EK72, MTF PKW) nach 63.180 Schaltungen, Reibfläche

A.7 Voruntersuchungen der Simulationen

Um Einflüsse der Modellierung auf den thermischen Haushalt zu analysieren, werden verschiedene Voruntersuchungen durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen resultieren in den Modellen, die im Hauptteil verwendet werden. Zudem wird der Konvergenznachweis für alle Baugrößen erbracht.

A.7.1 Einfluss verschiedener Modellierungsansätze der 2D-Simulationen

In den meisten Simulationen wird die Realität vereinfacht dargestellt. Um die relevanten physikalischen Effekte zu beschreiben, ist es entscheidend, welche Randbedingungen verwendet werden und in wie weit die reale Geometrie auf ein Ersatzmodell reduziert wird. Es werden Vorabuntersuchungen durchgeführt, um passende Randbedingungen und Vereinfachungen für die Simulationen des Hauptteils zu erhalten.

Modellierung Synchronisierung mit und ohne Schaltrad

Für die Bauformen EK72/DK73/TK73 und DK70 wird in LS9 die Pressungs- und Temperaturverteilung jeweils mit und ohne Schaltrad untersucht. Die entsprechenden Randbedingungen sind in Abschnitt 8.2.1 zusammengefasst. In Simulationen ohne Schaltrad wird bei EK72 und TK73 lediglich der Stahlkonus modelliert und dessen axiale Bewegungsfreiheit gesperrt. Bei den Doppelkonusvarianten wird das bereits vereinfachte Schaltrad (siehe Bild 8.1) weggelassen und der Bewegungsfreiheitsgrad des Innenrings in axialer Richtung gesperrt. Der Energieeintrag auf der Planfläche wird bei der Variante ohne Schaltrad nicht berücksichtigt.

Bei der EK72 unterscheiden sich Pressungs- und Temperaturverteilung zwischen der Simulation mit und ohne Schaltrad deutlich, siehe (mit Schaltrad Bild 8.4; ohne Schaltrad Bild A.17). In LS9 sinkt die maximale Reibflächentemperatur am großen Kegeldurchmesser von 273 °C um 10 K, wenn das Schaltrad mit modelliert wird. Dies ist vermutlich auf den Wärmestrom vom Konus in Richtung Schaltrad zurückzuführen. Die Unterschiede der maximalen Reibflächentemperatur reduzieren sich jedoch, wenn niedrigere Energieeinträge untersucht werden. So ist die maximale Reibflächentemperatur in LS1 ohne Berücksichtigung des Schaltrads lediglich 3 K höher als mit Schaltrad.

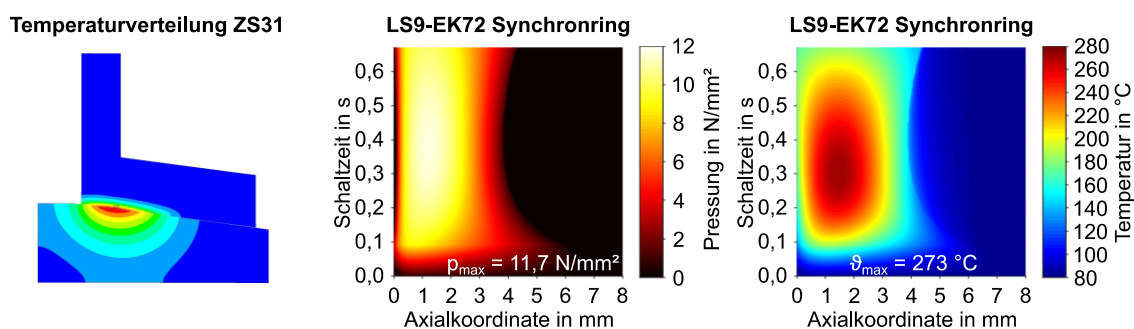


Bild A.17: Temperaturverteilung im Bauteil (links), Pressungs- (Mitte) und Temperaturverteilung (rechts) auf Reibfläche, Einzelschaltung auf LS9-EK72 ($p = 4,0 \text{ N/mm}^2$, $v_g = 8,1 \text{ m/s}$, $q = 1,05 \text{ J/mm}^2$); $\vartheta_{01} = 80 \text{ °C}$

Anders als bei der EK72, bleibt die maximale Reibflächentemperatur bei der TK73 durch die Varianten mit und ohne Schaltrad unbeeinflusst. Die maximale Reibflächentemperatur unterscheidet sich um ca. 1 K. Trotzdem verschieben sich Orte maximaler Pressung und Temperatur in Richtung kleiner Kegeldurchmesser (Ergebnisse nicht bildlich dargestellt).

Bei der DK73 wird der Einfluss des Schaltrads anhand von Var1a (siehe Bild 8.1) untersucht. Die maximalen Reibflächentemperaturen und Pressungen unterscheiden sich mit und ohne Schaltrad auf der inneren Reibfläche (Rf2) um ca. 2 K, auf der äußeren Reibfläche (Rf1) um weniger als 1 K, vergleiche Bild A.18 ohne Schaltrad mit Bild A.19 mit Schaltrad. Auffällig ist jedoch, dass sowohl die Pressungs- als auch die Temperaturverteilung bei der Modellierung mit Schaltrad auf der äußeren und der inneren Reibfläche in Richtung kleiner Kegeldurchmesser verschoben ist. Dies lässt sich mit der Verformung des Innenrings erklären. Wie auch bei Erdmann [Erd08] stülpt sich der Innenring, sodass die Pressung am kleinen Kegeldurchmesser erhöht wird. Dies wirkt sich auch auf die Pressungsverteilung auf der äußeren Reibfläche aus.

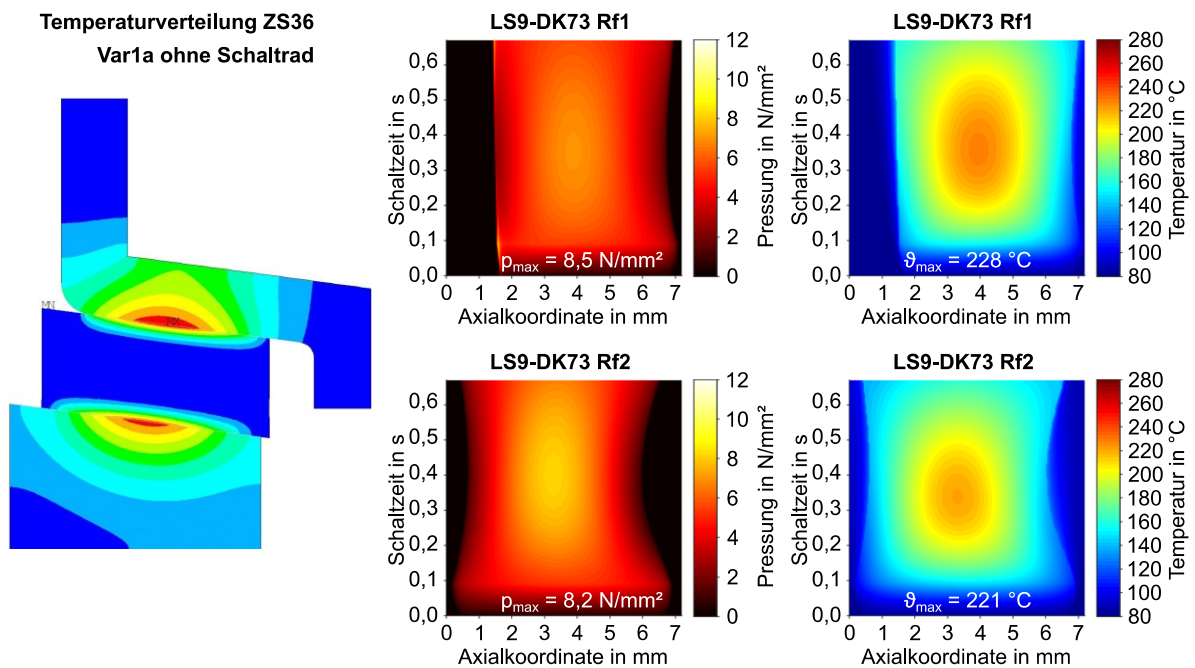


Bild A.18: Temperatur und Pressungsverteilung DK73 in LS9 Var1a ohne Schaltrad

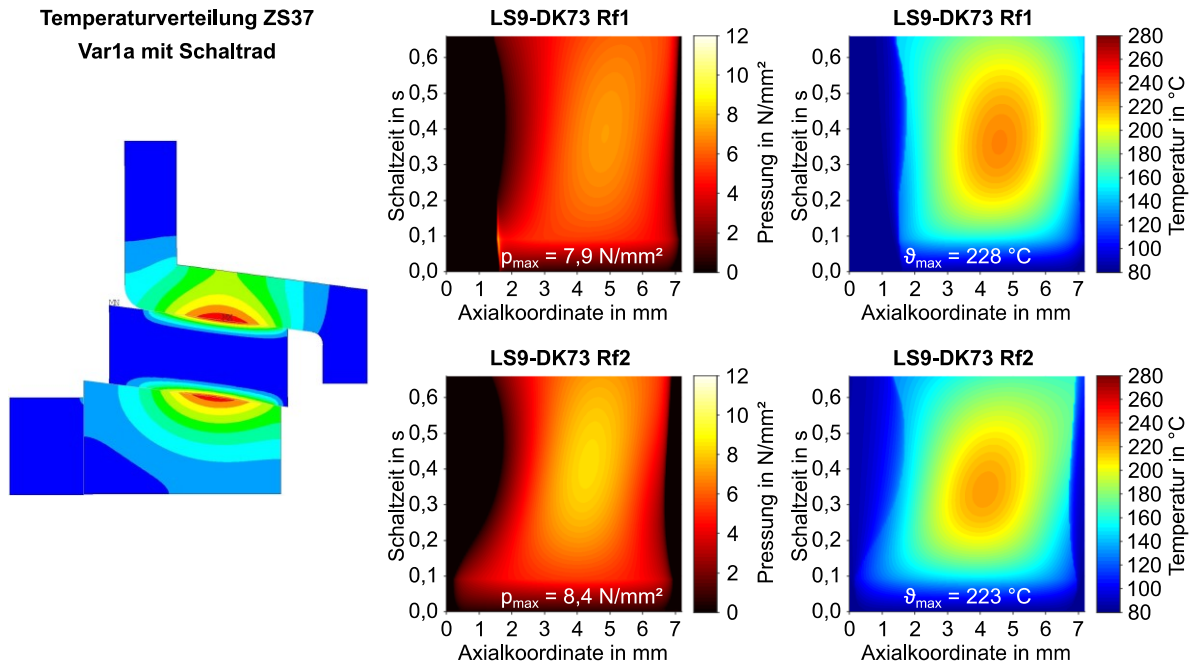


Bild A.19: Temperatur und Pressungsverteilung DK73 in LS9 Var1a gemäß (siehe Bild 8.1)

Auch für die DK70 wird untersucht in wieweit sich die Modellierung mit und ohne Schaltrad auf die maximale Reibflächentemperatur auswirkt. Die maximalen Reibflächentemperaturen außen ändert sich um ca. 2,5 K, die maximale Temperatur an der Sensorposition und auf der inneren Reibfläche ändern sich um ca. 1 K in LS9, abhängig vom Modellierungsansatz. Detaillierte Ergebnisse sind bei Stockinger et al. [Sto22] nachzulesen.

Die Ergebnisse zeigen, dass das Schaltrad, abhängig von der Baugröße und der Laststufe die maximalen Reibflächentemperaturen und deren Verteilung beeinflussen können. Bei allen Varianten verschiebt sich bei Modellierung ‚mit Schaltrad‘ der Ort an dem die maximale Reibflächentemperatur auftritt in Richtung kleiner Kegeldurchmesser.

Einfluss verschiedener Modellierungsvarianten DK73

Für die Doppelkonus-Synchronisierung DK73 wird der Einfluss verschiedener Modellierungsvarianten auf den thermischen Haushalt untersucht. Als Referenz dient hier Var1a, siehe auch Bild 8.1. Es wird der Einfluss der Reibungszahl an der Planfläche untersucht (vgl. Var1a/Var1a1), die Länge der Lasch am kleinen Kegeldurchmesser (vgl. Var1a/Var1b) und der Einfluss von Verschleiß (vgl. Var1a/Var1c). Bild A.20 (rechts) stellt die Temperaturverläufe und die simulierte Synchronringgeometrie im Lastschritt in dem die maximale Reibflächentemperatur auftritt dar. Die Farbskala der vier Varianten unterscheidet sich aufgrund unterschiedlicherer Maximaltemperaturen. Das Balkendiagramm (Bild A.20, links) gibt jeweils die maximalen Reibflächentemperaturen auf der inneren (i, Rf2) und auf der äußeren Reibfläche (a, Rf1) an.

Einfluss der Reibungszahl auf der Planfläche

Je höher die Reibungszahl auf der Planfläche, desto größer ist der Energieeintrag auf der Planfläche, siehe Tabelle A.18. Da die umgesetzte rotatorische Energie jedoch bei beiden Varianten gleich bleibt, reduziert sich bei erhöhtem Energieeintrag auf der Planfläche der Energieeintrag auf den konischen Reibflächen, was zu niedrigeren maximalen Reibflächentempe-

raturen führt, siehe Bild A.20. Die qualitative Temperaturverteilung am Synchronring ist vergleichbar, am Innenring sind Unterschiede aufgrund des höheren Energieeintrags an der Planfläche erkennbar. Sowohl auf der inneren (Rf2) als auch auf der äußeren (Rf1) Reibfläche sinken die maximalen Reibflächentemperaturen um ca. 6 K wenn die Reibungszahl auf der Planfläche von $\mu_{pl} = 0,02$ (Var1a) auf $\mu_{pl} = 0,1$ (Var1a1) erhöht wird. Wird $\mu_{pl} = 0$ anstatt $\mu_{pl} = 0,02$ gewählt, so steigt die maximale Reibflächentemperatur innen und außen um jeweils ca. 2 K an. Die Annahme einer deutlich niedrigeren Reibungszahl auf den Planflächen ($\mu_{pl} = 0,02$) als auf den konischen Reibflächen ($\mu_k = 0,1$) ist aufgrund der unterschiedlichen Schmierzuständen gerechtfertigt.

Während die Porosität des Reibbelags zu Schaltungsbeginn Öl aufnimmt, um die Reibungszahl nach Schaltungsbeginn schnell zu erhöhen, so werden auf den Planflächen der Innenringe Schmiertaschen und glatte Flächen eingesetzt, um die Reibung möglichst niedrig zu halten. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass der Einfluss der Reibungszahl auf der Planfläche niedrig ist. Gerade bei aufwendigeren Simulationen, z. B. 3D-Simulationen, kann der Energieeintrag auf der planen Reibfläche der DK73 zur Reduktion der Rechenzeit vernachlässigt werden.

	Q_{pl} in J	Q_i in J	Q_a in J	Q_{ges} in J
Var1a ($\mu_{pl} = 0,02$)	48,2	1.543,4	1.681,0	3.272,6
Var1a1 ($\mu_{pl} = 0,10$)	225,6	1.457,9	1.589,2	3.272,7

Tabelle A.18: Energieeintrag auf den Reibflächen der DK73 (2D-Simulation LS9) in Abhängigkeit der Reibungszahl auf der Planfläche

Einfluss der Größe der Lasche am kleinen Kegeldurchmesser

Bei der 2D-Simulation wird die Geometrie des Synchronrings rotationssymmetrisch angenommen. In der Realität ändert sich die Geometrie des Synchronrings über den Umfang. Am kleinen Kegeldurchmesser ist der Durchmesser der Verstärkungslasche abhängig von der rotatorischen Position. Für den Vergleich wird der Fall mit der niedrigsten Synchronringsteifigkeit angenommen, d. h. der Durchmesser der Lasche so gewählt, wie in dem Bereich in dem die Nocke des Innenrings in den Synchronring eingreift (Var1a).

Die Verlängerung der Lasche am kleinen Kegeldurchmesser (Var1b) verschiebt, aufgrund der geänderten Steifigkeit des Synchronrings, das Pressungs- und Temperaturmaximum in Richtung kleiner Kegeldurchmesser. Die maximalen Reibflächentemperaturen auf beiden Reibflächen steigen dadurch an ($\Delta\vartheta_i = 8$ K; $\Delta\vartheta_a = 12$ K).

Ähnliche Untersuchungen werden auch für die DK70 durchgeführt [Sto22]. Bei der DK70 ist der Einfluss der Länge der Lasche auf die maximalen Reibflächentemperaturen deutlich niedriger. Die Ergebnisse zeigen, dass die Einflüsse von geometrischen Abweichungen nicht ohne weiteres auf die verschiedenen Systeme übertragen werden können.

Einfluss Verschleiß

Der Verschleiß des Carbon-Reibbelags bei den experimentellen Untersuchungen ist niedrig, d. h. auch die axiale Position von Innen-, Zwischen- und Synchronring zueinander ändert sich nur minimal. Trotzdem wird am Beispiel der DK73 untersucht, wie stark sich ein Verschleiß des Reibbelags von 0,05 mm pro Reibfläche (Var1c) auf die Temperaturverteilung auswirkt und ob Verschleiß bei den Simulationen mitberücksichtigt werden sollte. Mit zunehmendem Verschleiß steigt die Überdeckung der Ringe, d. h. die spezifische Belastung sinkt. Dies wirkt sich nur minimal auf die maximale Reibflächentemperatur aus. Auf der äußeren Reibfläche (a,

Rf1) reduziert sich die maximale Reibflächentemperatur um ca. 3 K, während auf der inneren Reibfläche (i, Rf2) die maximale Reibflächentemperatur um 1 K steigt. Die maximale Temperatur während der Schaltung tritt somit bei V1c auf der inneren Reibfläche auf. Ein ähnlich kleiner Einfluss des Verschleißes auf die maximalen Reibflächentemperaturen konnte auch für die DK70 nachgewiesen werden [Sto22].

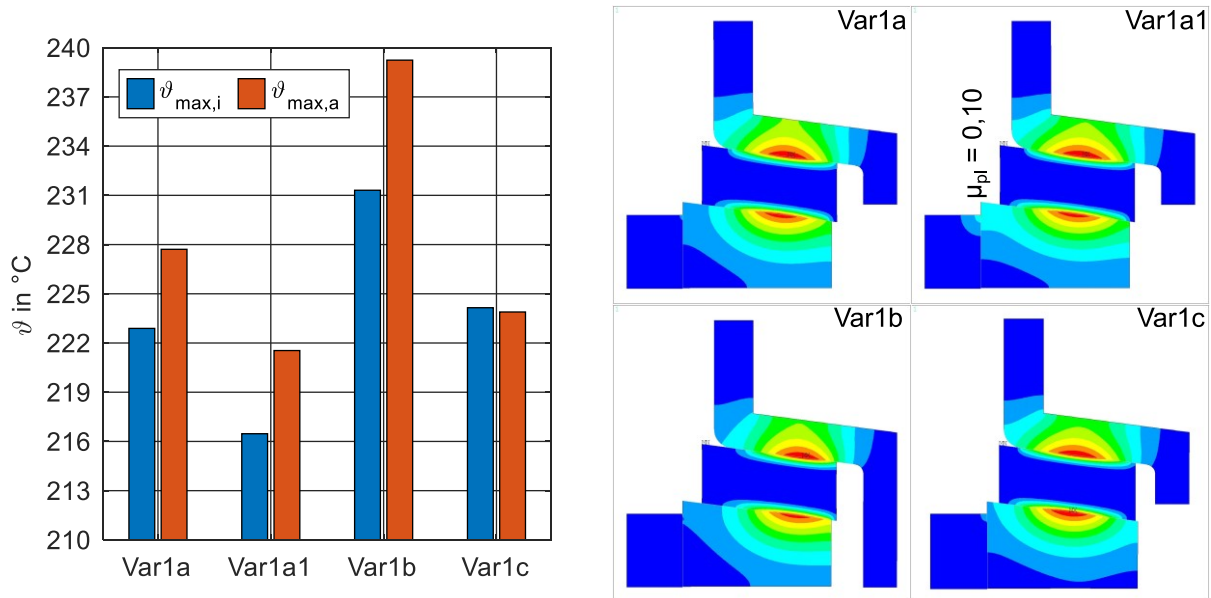


Bild A.20: Maximale Reibflächentemperaturen verschiedener Varianten DK73-LS9 (links); Temperaturverteilung der Varianten in dem Lastschritt, in dem die maximale Reibflächentemperatur auftritt (rechts)

Einfluss der Position des Synchronrings bei der EK72

Neudörfer [Neu08] untersucht den Einfluss des Freistichs am großen Kegeldurchmesser des Schaltrads bei EK-Synchronisierungen. Rutscht der Synchronring über die Kante am großen Kegeldurchmesser, treten an der Kante Pressungsspitzen auf, die fast das 4-fache der mittleren Pressung betragen (Reibsystem Sinter/Stahl). Pressungsüberhöhungen an Kanten treten bei thermo-mechanischen Simulationen von Synchronisierungen mit metallischem Reibbelag häufig auf und werden durch die hohe Reibbelagssteifigkeit weiter verstärkt.

Der Einfluss der Synchronringposition bzw. der Geometrie des Schaltrads wird hier ebenfalls für die vorliegende EK72 untersucht. Im unbelasteten Zustand steht beim realen Bauteil die Vorderkante des Synchronrings gerade am Übergang zum Freistich ($VS = 0$ mm); wobei VS dem Abstand der Kante am großen Kegeldurchmesser des Konus des Schaltrads zur Planfläche des Synchronrings entspricht, siehe Bild A.21 (links). Während der thermo-mechanischen Simulation treten mit dieser Geometrie ($VS = 0$ mm) Pressungsspitzen am großen Kegeldurchmesser auf der Reibfläche auf, sobald der Reibbelag über die Kante am großen Kegeldurchmesser rutscht. In LS9 ist die maximale Reibflächenpressung in Zeitschritt 10 (ZS10) $p = 11,3$ N/mm², siehe Bild A.21 (links). In der Realität würde sich über Verschleiß der hoch belasteten Stelle die Pressungsverteilung vergleichmäßigen.

Bei der Geometrie aus dem Hauptteil wird der maximale Durchmesser des Schaltrads vergrößert. Die Durchmesser des Synchronrings werden dadurch nicht beeinflusst, lediglich VS er-

hört sich auf $VS = 0,3$ mm. Somit kann auch bei axialer Verschiebung des Synchronrings aufgrund von Axialkraft und Wärmedehnung der Synchronring nicht über die Kante des Stahlkonus rutschen. Bei dieser Geometrievariante ($VS = 0,3$ mm) tritt das Pressungsmaximum während der Simulation am Ort der höchsten Reibflächentemperatur in ZS30 auf (Axialposition ca. $0,5 \dots 1$ mm). Die maximalen Reibflächentemperaturen der beiden Varianten $VS = 0$ mm und $VS = 0,3$ mm unterscheiden sich sowohl in ZS10, siehe Bild A.21 (rechts), als auch in den weiteren Zeitschritten nur in der ersten Nachkommastelle. Die Auswertung der maximalen Pressungen liefert aber im Gegensatz zu $VS = 0$ mm für $VS = 0,3$ mm repräsentative Werte.

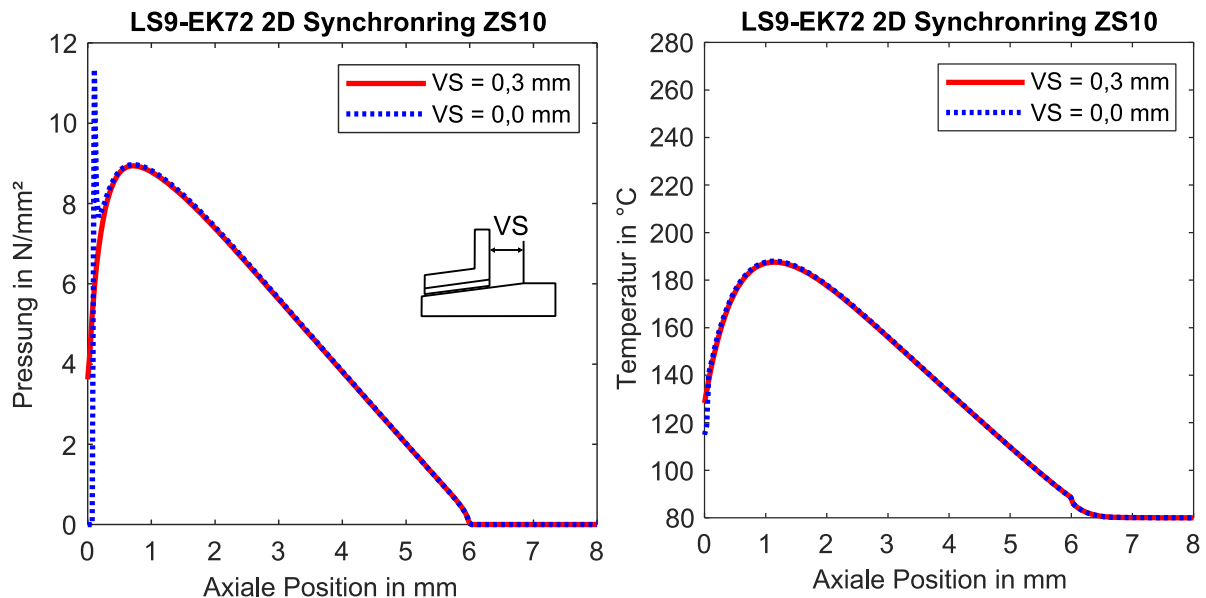


Bild A.21: Pressungsverlauf (links) und Temperaturverlauf (rechts) in ZS10 der EK72 mit angepasster Geometrie ($VS = 0,3$ mm) bzw. realer Geometrie ($VS = 0,0$ mm), LS9 2D

Einfluss des Versatzmoments bei EK72 und DK73

Da in der Simulation die Verzahnung des Synchronrings nicht modelliert wird, muss ein Versatzmoment aufgebracht werden, um der Verschiebung des Kraftangriffspunkts in Richtung Zahnfußkreisdurchmesser Rechnung zu tragen. In den Standardsimulationen wird angenommen, dass die Axialkraft im unteren Viertel der Verzahnung angreift (hier: Multiplikationsfaktor = 1). Der Einfluss des Versatzmoments auf die maximale Reibflächentemperatur wird simulativ für die EK72 und DK73 abgeschätzt, siehe Bild A.22. Dazu werden Simulationen ohne Versatzmoment (Multiplikationsfaktor = 0) und mit dem 2-/4- und 8-fachen Versatzmoment durchgeführt. Bei der DK73 ändert sich die maximale Reibflächentemperatur auf der inneren Reibfläche um weniger als 1 K wenn kein bzw. das 8-fache Versatzmoment aufgebracht wird. Auf der äußeren Reibfläche sinkt die maximale Reibflächentemperatur um ca. 3,5 K wenn das Versatzmoment verachtfaacht wird. Dies kann damit erklärt werden, dass sich bei höherem Versatzmoment das Maximum der Pressung auf der äußeren Reibfläche in Richtung großer Kegeldurchmesser verschiebt und die Pressungsverteilung dadurch minimal gleichmäßiger wird. Im Allgemeinen ist der Einfluss des Versatzmoments bei der DK73 (Var1a) sehr klein. Bei der EK72 steigt bei steigendem Versatzmoment auch die maximale Reibflächentemperatur von 261 °C (ohne Versatzmoment) auf 278 °C (8-faches Versatzmoment). Die Pressungserhöhung am großen Kegeldurchmesser verstärkt sich und resultiert schließlich in höheren Reibflächenspitzentemperaturen.

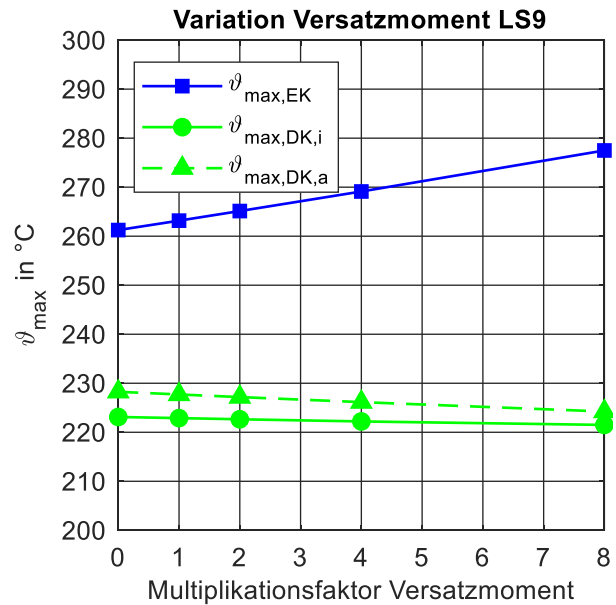


Bild A.22: Einfluss des Versatzmoments auf die maximale Reibflächentemperatur EK72 und DK73 (Var1a), 2D

A.7.2 Konvergenzanalyse der 2D-Simulationen aller Baugrößen

Das Konvergenzverhalten wird anhand der maximalen Reibflächentemperatur untersucht. Im Hauptteil wird die Konvergenz lediglich für die Baugröße EK72 exemplarisch vorgestellt. Alle Baugrößen zeigen eine gute Konvergenz bei der gewählten Elementgröße am Reibbelag von 0,035 mm, siehe Bild A.23. Eine weitere Netzverfeinerung erhöht die Rechenzeit deutlich, verändert aber die maximale Reibflächentemperatur während einer Schaltung nur minimal. Für die DK70 steigt die maximale Reibflächentemperatur außen bei einer Elementgröße von 0,01 mm geringfügig an, die Temperatur an der Sensorposition verändert sich jedoch nicht.

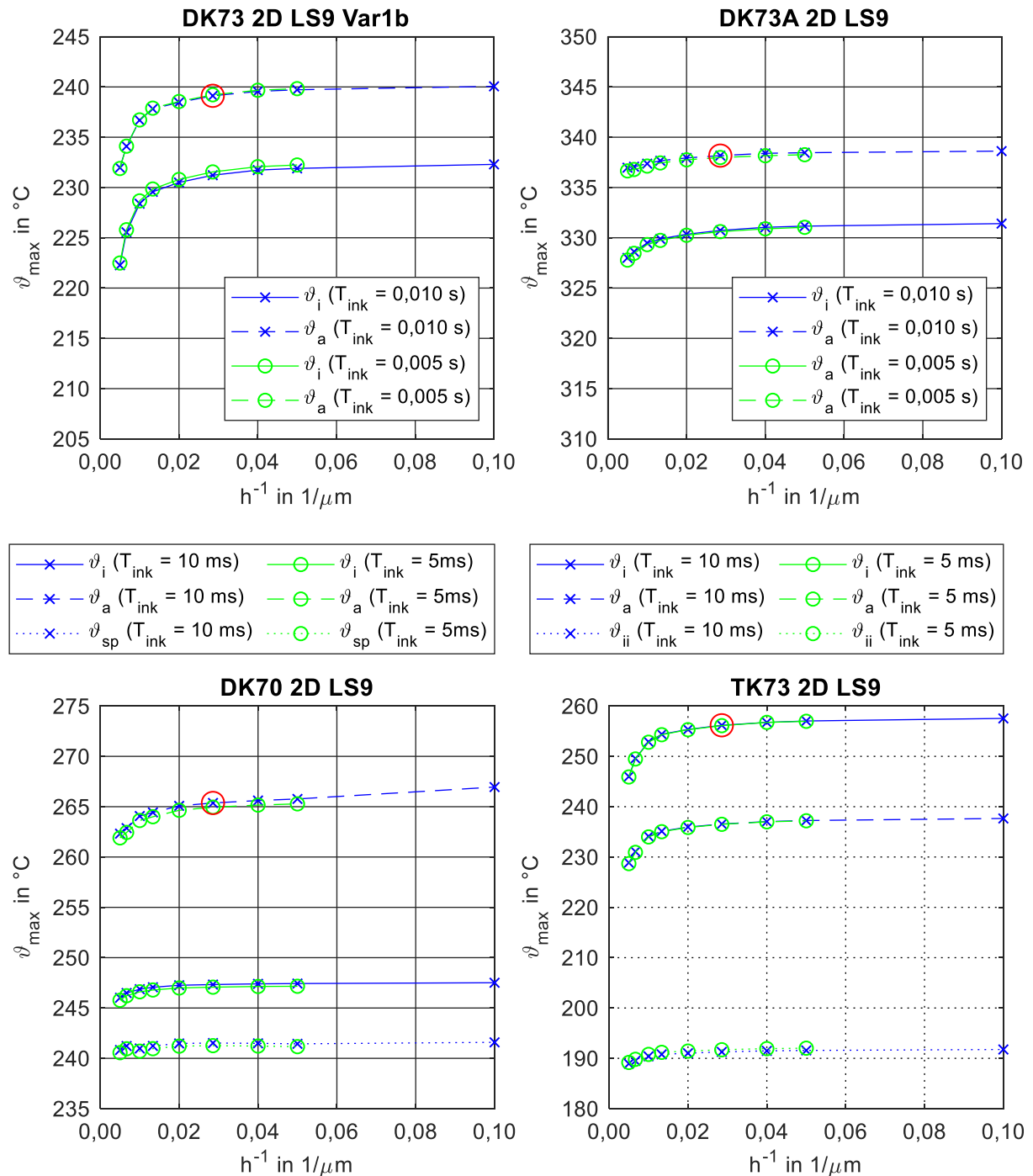


Bild A.23: Konvergenzanalyse der 2D-Simulationen

A.7.3 Konvergenzanalyse der 3D-Simulationen, Abgleich mit 2D-Simulation

In diesem Abschnitt werden die Konvergenzanalysen der 3D-Simulationen vervollständigt.

Bild A.24 zeigt den Abgleich der rotations-symmetrischen 3D-Simulation mit der entsprechenden 2D-Simulation. Dass die maximale Reibflächentemperatur bei kleiner Elementlänge h nicht kontinuierlich ansteigt, liegt daran, dass bis $h = 0,5$ mm die maximale Reibflächentemperatur auf der inneren Reibfläche auftritt. Wie auch bei der EK72, konvergiert die Simulation bei grober Diskretisierung in Umfangsrichtung ($\phi_{\text{ink}} = 0,5^\circ$) nicht. Die Konvergenzanalysen der Var3, d. h. der komplexen Geometrie, sind in Bild A.25 dargestellt. Die Unterschiede der maximalen Reibflächentemperatur bei der EK72 mit Diskretisierung $\phi_{\text{ink}} = 0,25^\circ$ bzw. $\phi_{\text{ink}} = 0,125^\circ$ tritt erst bei Elementlängen größer $h = 0,15$ mm in Erscheinung. Die Unterschiede sind allerdings so niedrig, dass die feinere Vernetzung die deutlich höhere Rechenzeit nicht rechtfertigt. Für Var3 der DK73 wird lediglich die Konvergenzanalyse bei $\phi_{\text{ink}} = 0,25^\circ$ durchgeführt.

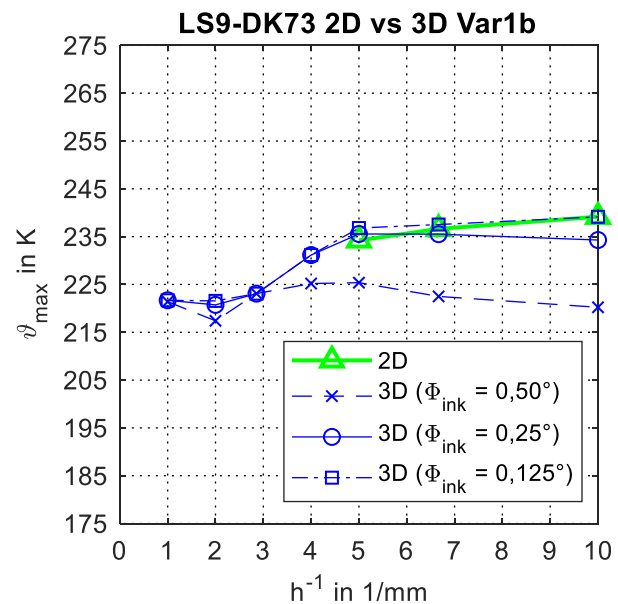


Bild A.24: Konvergenzanalyse DK73 2D und 3D rotationssymmetrisch (Var1b-3D); $T_{\text{ink}} = 0,01$ s

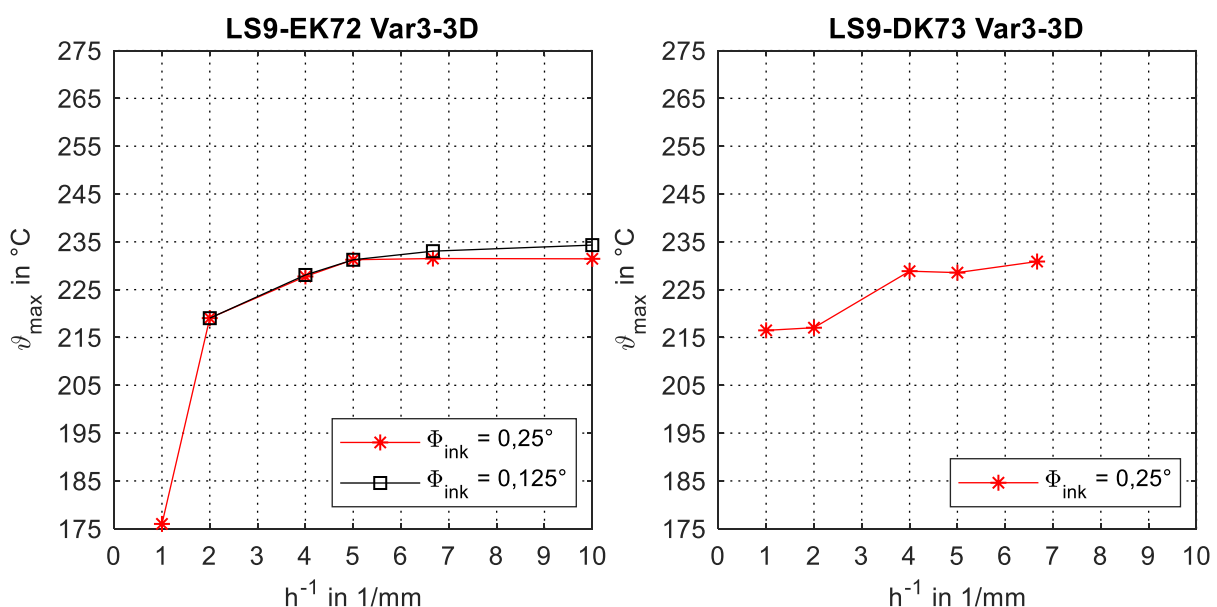


Bild A.25: Konvergenzanalyse 3D Var3; LS9-EK72 (links), LS9-DK73 (rechts); $T_{\text{ink}} = 0,01$ s

A.8 Sammlung von Materialparametern aus der Literatur

Eine Auswahl gängiger Werkstoffe aus der Literatur ist in Tabelle A.19 zusammengefasst. Die Materialkennwerte werden Datenblättern der Hersteller entnommen. Für den HC260LA konnten keine Werkstoffkennwerte gefunden werden. Bei der Erstellung der Tabellen flossen unter anderem Recherchen aus einer vom Autor betreuten Studienarbeit [Bar19c] ein.

Stahl (Quelle Material-eigen-schaften)	Stahl ver-wendet bei	E in N/mm ²	v in -	α_L in 10 ⁻⁶ 1/K	λ in W/mK	ρ in kg/m ³	c_p in J/(kgK)
17CrNiMo6 [Deu16b]*	[Neu08]	210.000	-	13,3 (20...300 °C)	39,8 (20 °C)	7.800	431 (20 °C)
16MnCr5 [Deu16a]	[Pfl88, Pin92, Wag93, Win08, Die14]	210.000	-	13,3 (20...300 °C)	44,0 (20 °C)	7.760	431 (20 °C)
C35E [Deu11b]	[Die14]	210.000 [Die14]	0,3 [Die14]	13,3 (20...300 °C)	42,6 (20 °C)	7.730	470 (20 °C)
C75S[Met20]	[Die14]	210.000 [Die14]	0,3 [Die14]	12,5 (30...300 °C)	35-45 (20 °C)	7.900	460 (50...100 °C)
HC260LA	[Die14]	210.000 [Die14]	0,3 [Die14]	-	-	-	-
20MoCr4 [Deu11a]	[Pfl88, Win08, INA02]	210.000	-	13,3 (20...300 °C)	48 (20 °C)	7.760	432 (20 °C)
20Cr4	[Win08]						
X40Cr13 [Deu16c]	[Pfl88, Win08]	215.000- 200.000 (20...300°C)	-	11,5 (20...300 °C)	30 (20 °C)	7.700	460 (20 °C)

Tabelle A.19: Materialkennwerte für Stähle in Synchronisierungen; *Quelle von 18CrNiMo7-6

Die Werkstoffkennwerte werden vorwiegend bei 20 °C angegeben. Richter [Ric83] ermittelt für zahlreiche Stahlwerkstoffe deren temperaturabhängige Materialparameter. So liegt die Wärmekapazität von Stahl bei Synchronisierungen bei den in dieser Arbeit durchgeführten Tests (80...300 °C) deutlich über den Werten bei Raumtemperatur. Die in der Literatur zu Simulationen von Synchronisierungen eingesetzten Materialkennwerte für Stahl sind in Tabelle A.20 abgebildet.

Quelle	E in N/mm ²	v / -	α_L / 10 ⁻⁶ 1/K	λ / W/mK	ρ in kg/m ³	c_p in J/(kgK)
[Neu08]	210.000	0,3	13	50	7.850	470
[Häg18a]	206.000	0,3	11	48	7.850	452
[Kin99]	205.000	0,3	12,8	45	7.830	470
[Yan18]	209.000	0,27	10,8	48,15	7.890	450

Tabelle A.20: Materialkennwerte für Stähle (eingesetzt bei Synchronsimulationen)

Materialkennwerte der Carbon-Reibwerkstoffe werden meist nicht in Datenblättern angegeben. Die meisten Materialkennwerte aus Tabelle A.21 sind daher Veröffentlichungen entnommen.

Reibbelag	Quelle	E in N/mm ²	ν / -	$\alpha_L / 10^{-6}$ 1/K	λ / W/mK	ρ in kg/m ³	c_p in J/(kgK)
C1	[Neu08]	310	0,25	70(geschätzt)	0,90 (0,09)	1.100	1.265
C2	[Neu08]	800	0,25	70	1,37 (0,37)	1.050	1.770
Serie B	[Neu08]	800	0,25	70	0,50 (0,37)	1.050	1.770
Dual-Layer	[Acu16a]	-	-	-	0,5	1.200	1.500
Gewoben CFK	[Häg15b]	50.000	0,4	70	0,65	1.050	1.770
Gewoben CFK	[Häg18a, Häg20]	350...750	-	10...60* [100...200 °C]	0,32...0,48* [20...300 °C]	1.070	1.050...1.600* [30...220 °C]
Gewoben CFK	[Erd08]	14.000	-	12	6	1.400	1.100...1.200
Gewoben CFK	Herstellerangaben	350	-	-	0,2	-	-
CFC Type1	[Awa05]	14...70 ¹⁾	-	-	1,2	500...1.000 (bei 1mm Dicke)	0,7...0,85
CFC Type2	[Awa05]	80...275 ¹⁾	-	-	1,0		0,7...0,85

Tabelle A.21: Materialkennwerte von Carbon-Reibbelägen; (): Herstellerangaben; *: Werte aus Diagramm abgelesen; 1): Kompressionsmodul

A.9 Variation der Materialparameter der 2D-Simulation

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse aller Parametervariationen für die Baugrößen EK72, DK73, TK73 und DK70 in Bild A.26...Bild A.29 zusammengefasst. Es werden jeweils die vier Laststufen LS1, LS3, LS7 und LS9 untersucht, d. h. es werden Gleitgeschwindigkeit, Reibarbeit und Reibleistung variiert, siehe Bild 5.1. Die Ergebnisse sind im Hauptteil in Abschnitt 9.2.5 zusammengefasst.

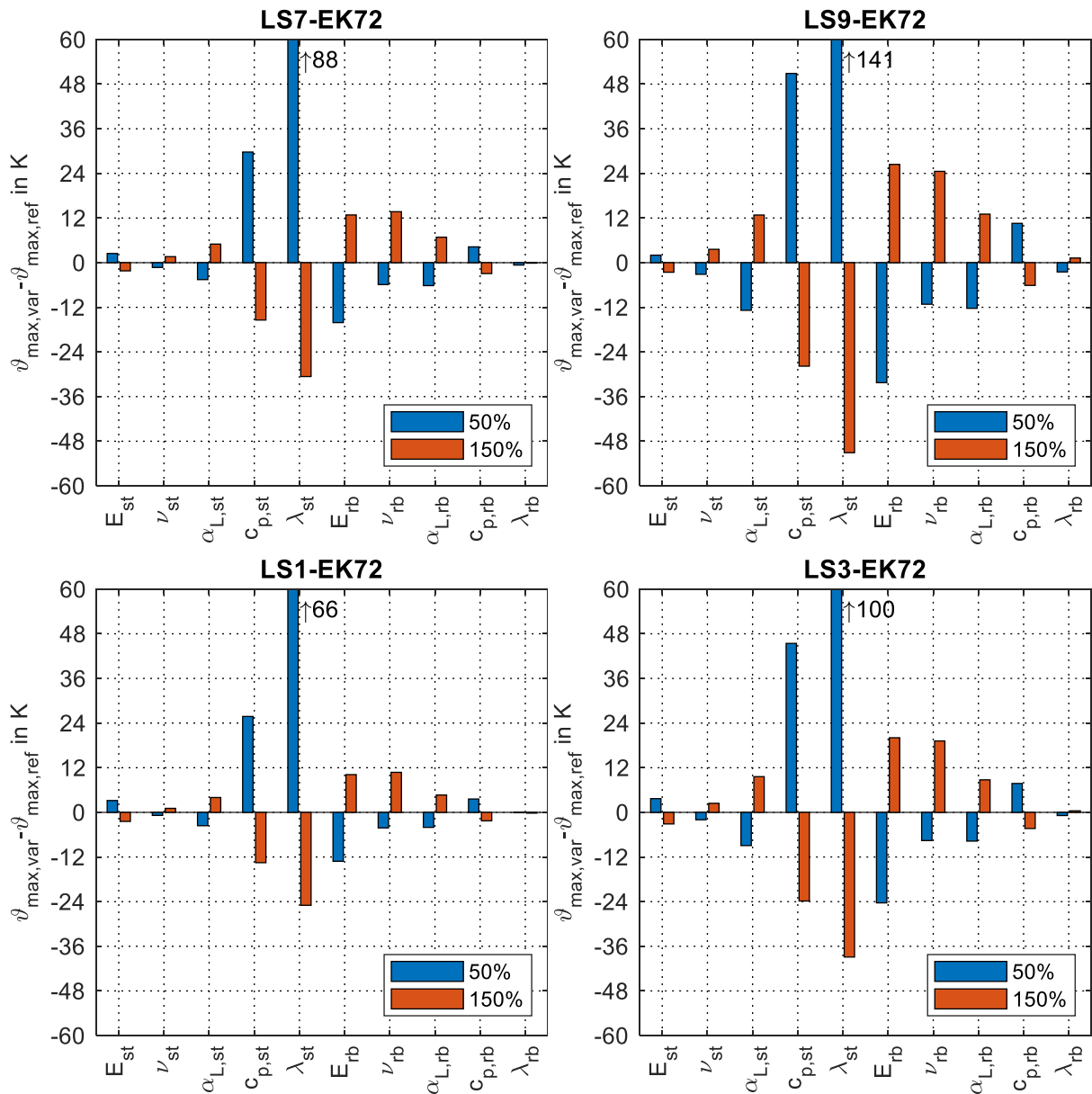


Bild A.26: Variation Materialparameter 2D-Simulation EK72

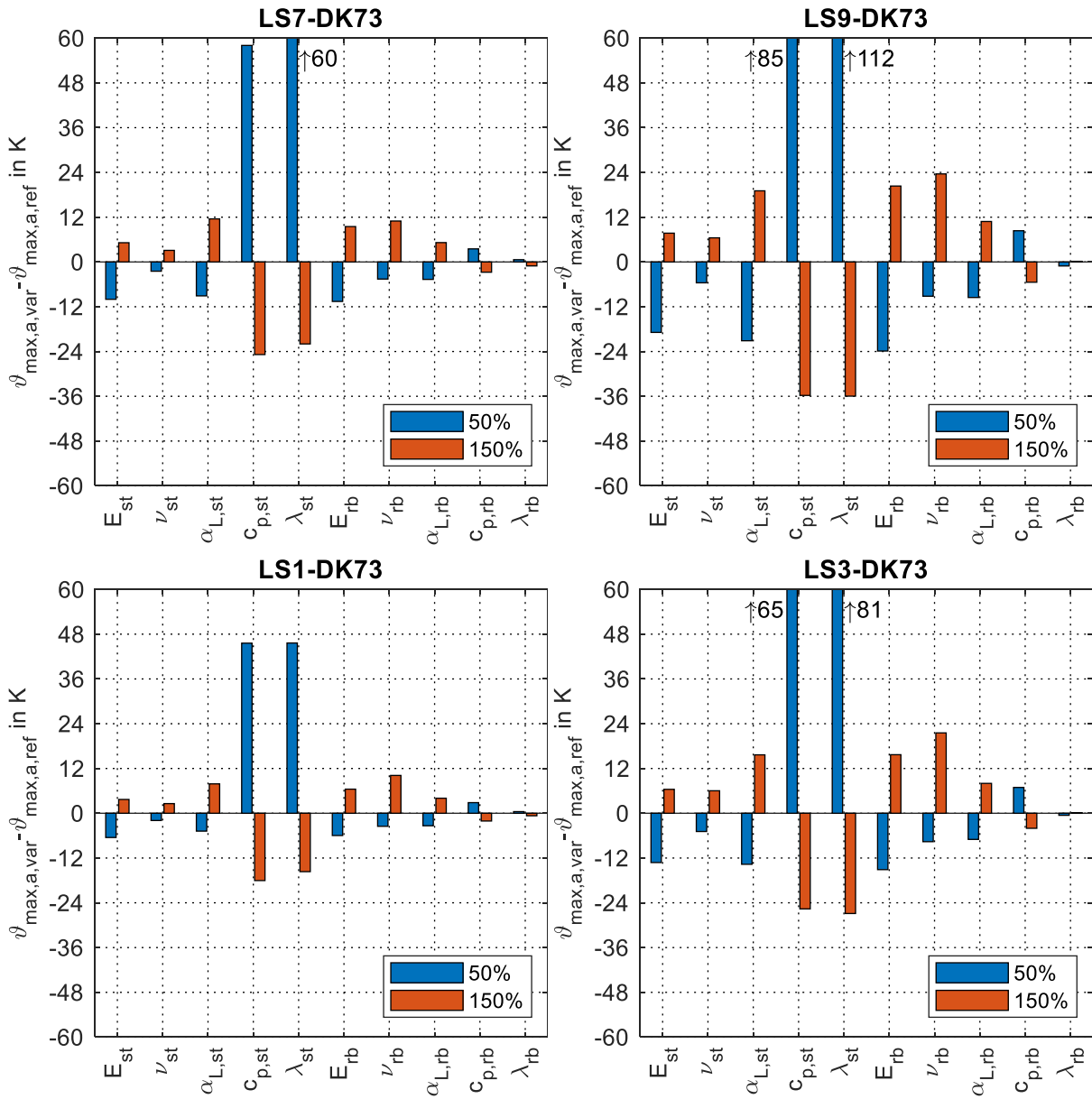


Bild A.27: Variation Materialparameter 2D-Simulation DK73; Var1b

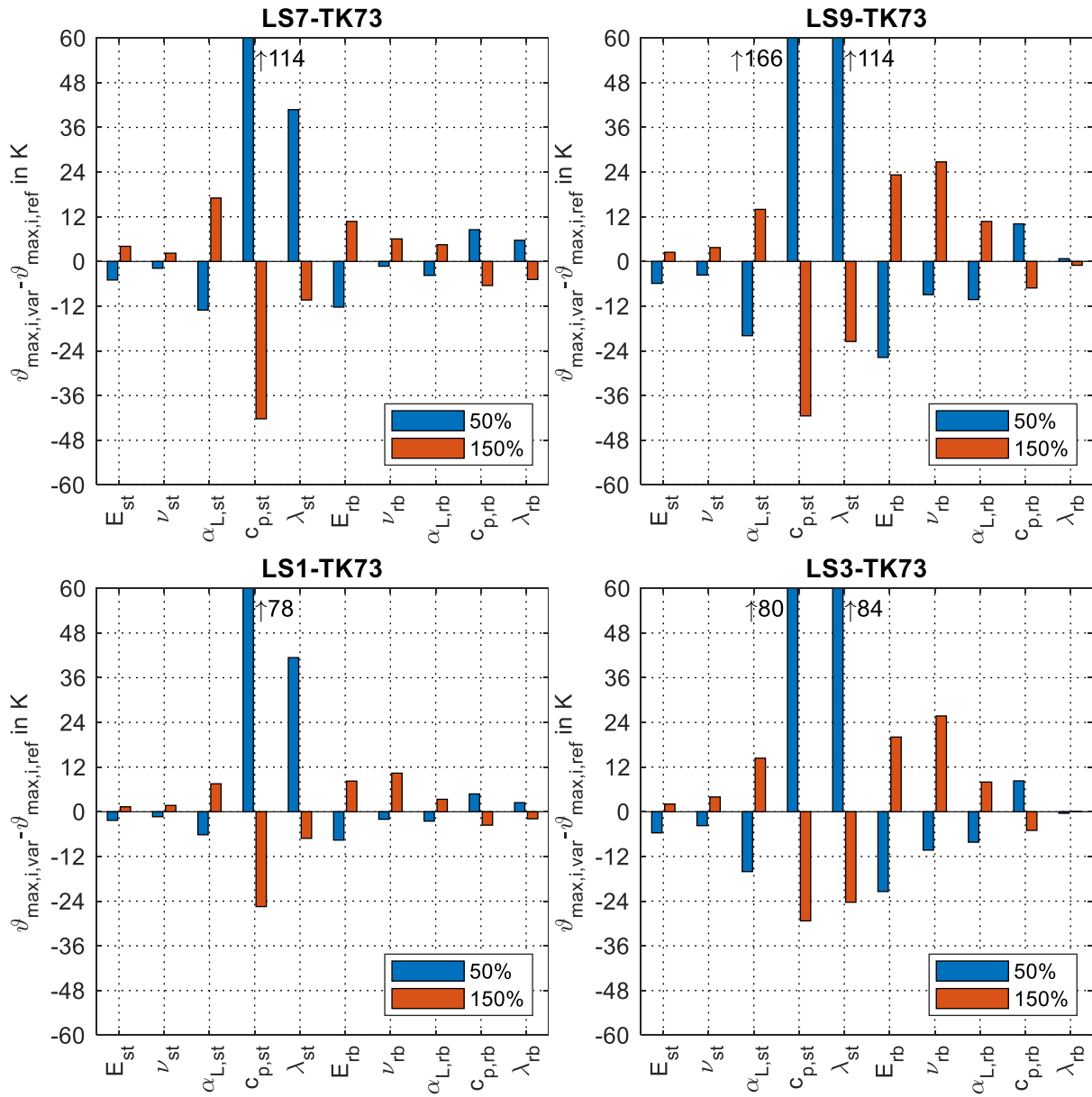


Bild A.28: Variation Materialparameter 2D-Simulation TK73

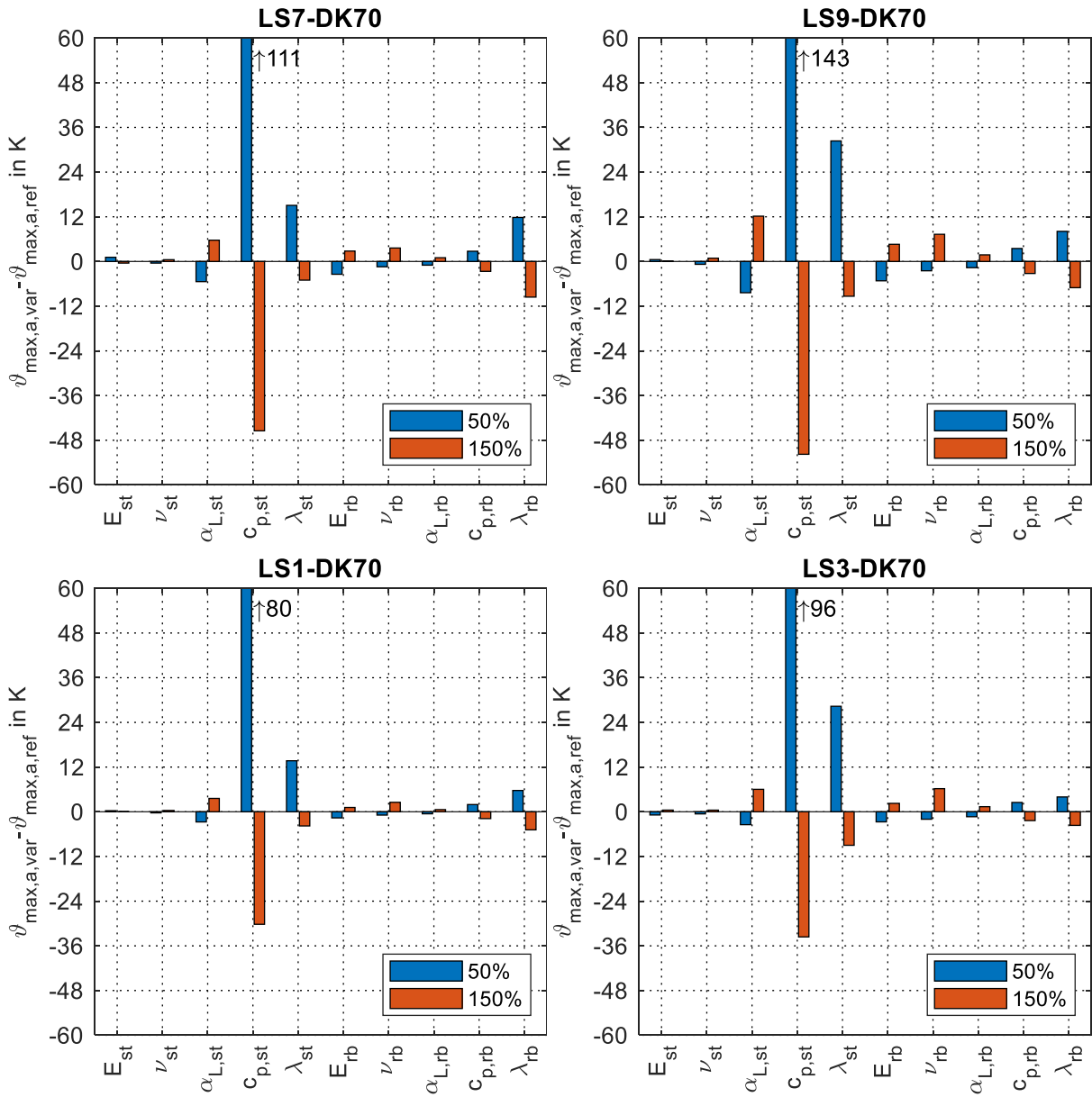


Bild A.29: Variation Materialparameter 2D-Simulation DK70

A.10 Variantenvergleich der 3D-Simulation DK73

Im Hauptteil der Arbeit wird der Einfluss der Synchronringgeometrie primär an der Pressungsverteilung der äußeren Reibfläche diskutiert. Ergänzend sind hier die Pressungsverteilungen auf der inneren Reibfläche in Bild A.30, Bild A.31 und Bild A.32 abgebildet.

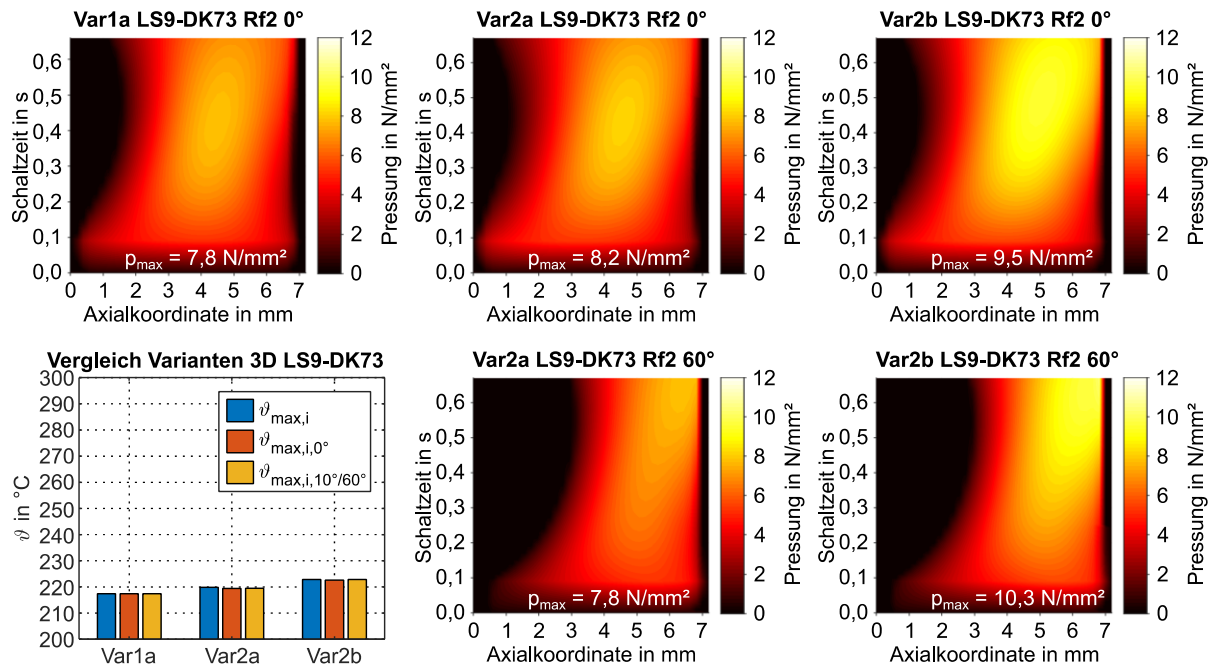


Bild A.30: Variantenvergleich (Var1a,2a,2b gemäß Tabelle 8.5) Pressungsverteilung DK73 bei 0° bzw. 60° (3D-Simulation) innere Reibfläche (Rf2); links unten: zugehörige maximale Reibflächentemperaturen

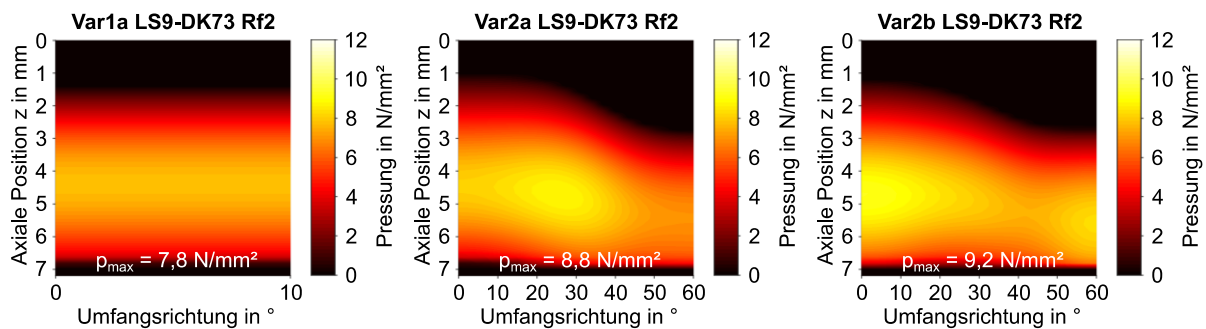


Bild A.31: Variantenvergleich (Var1a,2a,2b gemäß Tabelle 8.5) Pressungsverteilung innere Reibfläche (Rf2), DK73 (3D-Simulation)

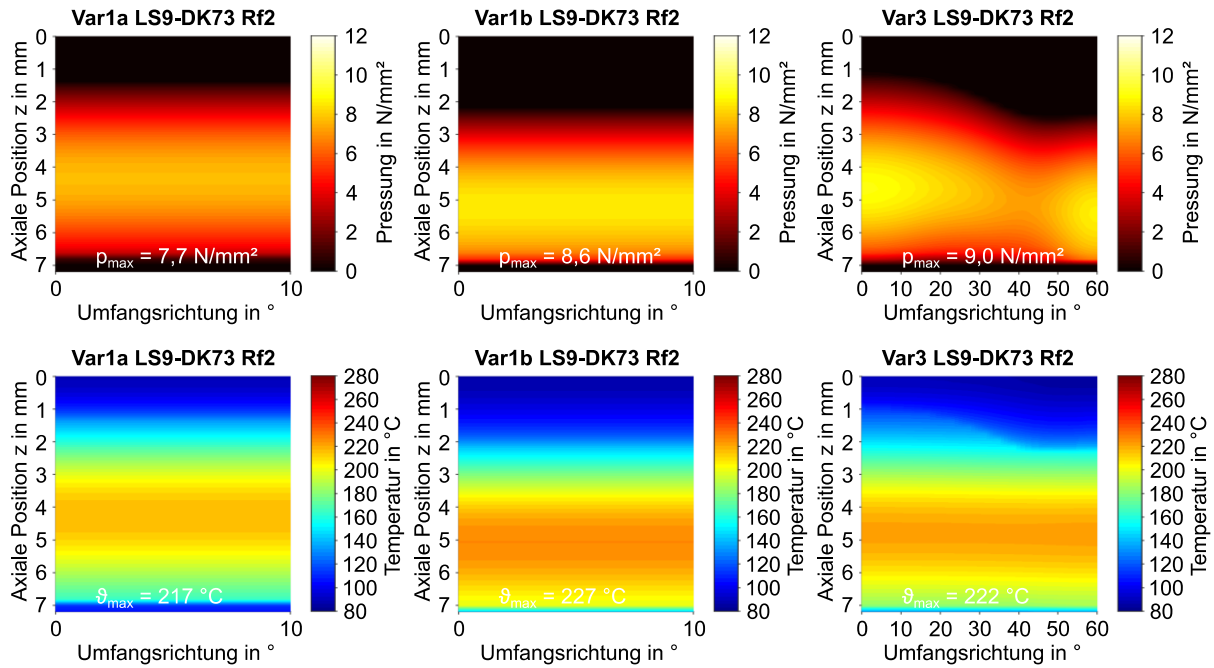


Bild A.32: Variantenvergleich (Var1a,1b,3 gemäß Tabelle 8.5) Pressungs- und Temperaturverteilung innere Reibfläche (Rf2); DK73 (3D-Simulation), Zeitschritt in dem θ_{max} auftritt

A.11 Ergänzende Abbildungen der Parametervariationen der Simulationen

Bild A.33 und Bild A.34 ergänzen die Analyse Kegelwinkelvariationen aus Abschnitt 9.2.4.

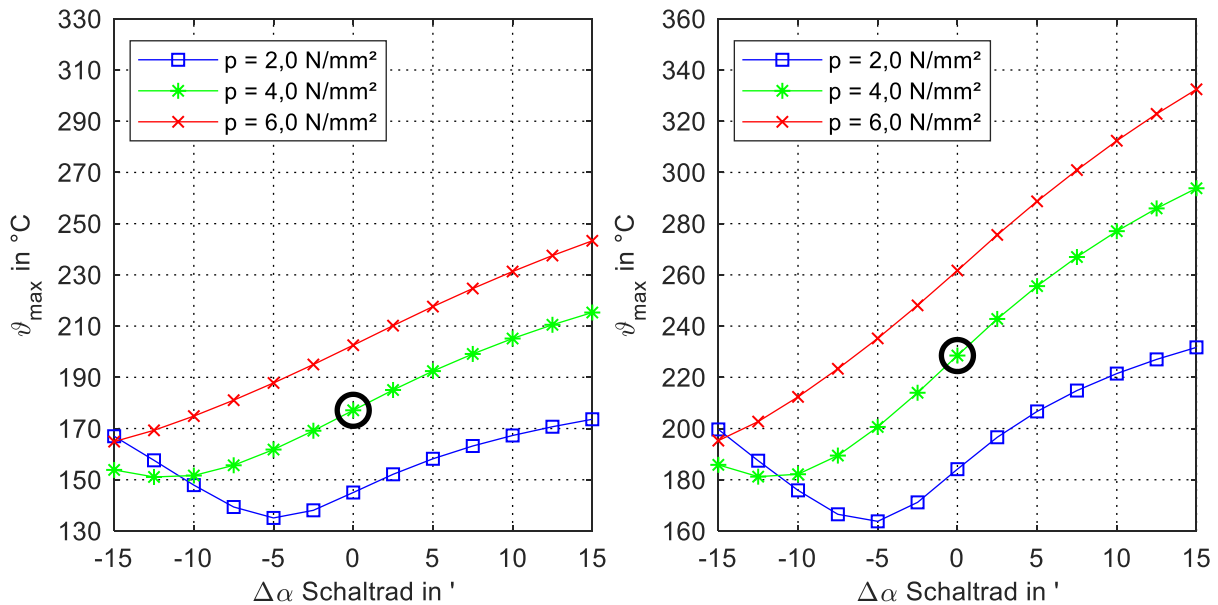


Bild A.33: Einfluss der Kegelwinkelklaffung in Abhängigkeit von der Flächenpressung auf die maximale Reibflächentemperatur θ_{max}; links: LS1-EK72 2D; rechts: LS3-EK72 2D

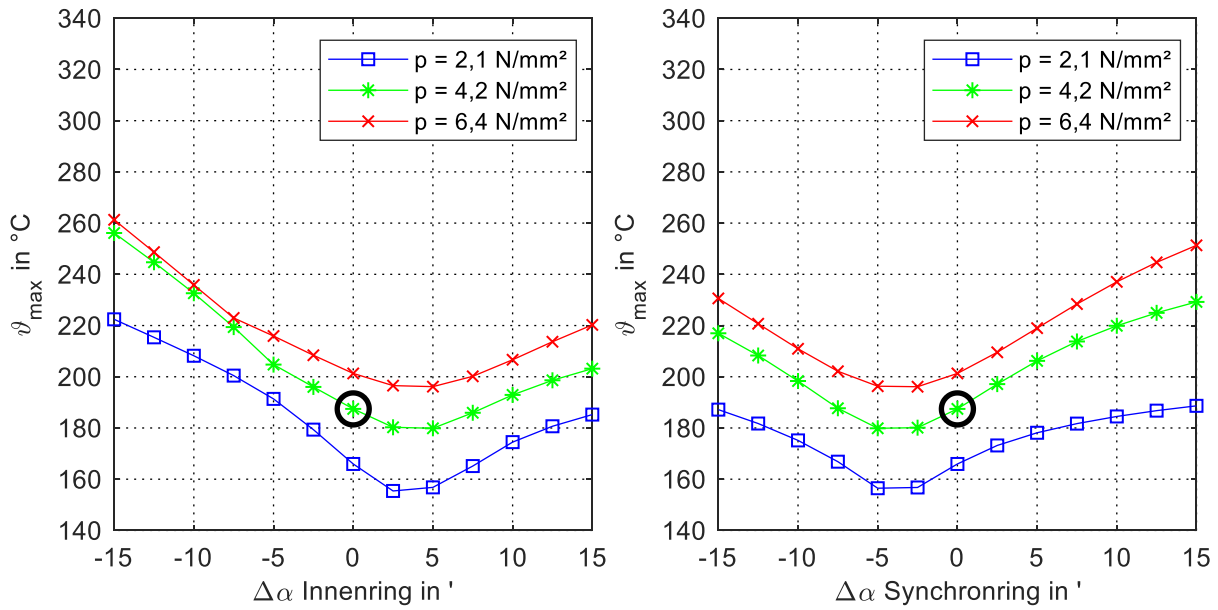


Bild A.34: Einfluss der Kegelwinkelklaffung in Abhängigkeit von der Flächenpressung auf die maximale Reibflächentemperatur ϑ_{max} ; LS7-DK73; links: Variation Winkel Innenring; rechts: Variation Winkel Synchronring; Var1b (2D)

Bild A.35 zeigt exemplarisch die Temperaturverteilung auf der äußeren Reibfläche (RF1) bei Variation der Blechdicke t des Synchronrings.

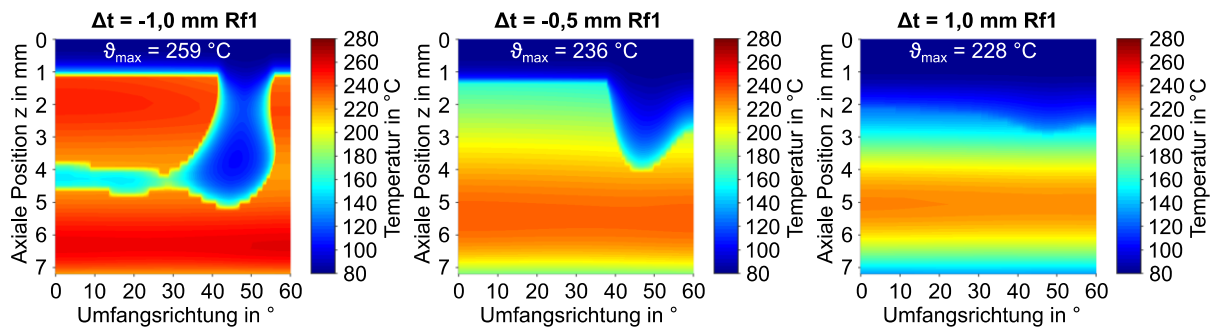


Bild A.35: Variation Blechdicke - Temperaturverteilung im Zeitschritt in dem ϑ_{max} auftritt, LS9; $p = 4,2 \text{ N/mm}^2$, DK73 3D, Var3

Dissertationen der FZG

- 1 PERRET, H. Übertragung konstanter Leistung durch stufenlos mechanische Regeltriebe. TH Braunschweig (1935).
- 2 BELLMANN, H. Beiträge zur Prüfung von Bremsbelägen. TH Braunschweig (1939).
- 3 HIERSIG, H.M. Der Zusammenhang von Gestaltung und Beanspruchung bei Schneckengetrieben mit Evolventenverzahnung. TH Braunschweig (1943).
- 4 HELBIG, F. Walzenfestigkeit und Grübchenbildung von Zahnrad- und Wälzlagerwerkstoffen. TH Braunschweig (1943).
- 5 ARF, D. Pendelrollenlager mit symmetrischen und unsymmetrischen Rollen. TH Braunschweig (1944).
- 6 OESMANN, W. Entwicklung einer Stahlsand-Schalt- und Regelkupplung. TH Braunschweig (1945).
- 7 RUBO, E. Ermittlung der Achsfehler-Empfindlichkeit verschiedener Zylinder-Schneckengetriebe mit Hilfe des Einlauf-Abschliffvolumens. TH Braunschweig (1948).
- 8 GLAUBITZ, H. Drehmomentmessungen zum Wendevorgang bei Rau-penfahrwerken. TH Braunschweig (1948).
- 9 TALKE, H. Beiträge zur hydrodynamischen Schmiertheorie des ebenen Gleitschuhes auf ebener Fläche. TH Braunschweig (1948).
- 10 CRAMER, H. Über die Reibung und Schmierung feinmechanischer Geräte. TH Braunschweig (1949).
- 11 THOMAS, W. Reibscheiben-Regelgetriebe mit Linienberührung. TH Braunschweig (1949).
- 12 MAUSHAKE, W. Theoretische Untersuchung von Schneckengetrieben mit Globoidschnecke und Stirnrad. TH Braunschweig (1950).
- 13 KRAUPNER, K.W. Das plastische Verhalten umlaufender Stahlrollen bei Punktberührung. TH Braunschweig (1951).
- 14 BANASCHEK, K. Die Gleitreibung geschmierter Flächen kleiner Schmie-gung. Einfluß von Werkstoffpaarung, Krümmung, Ober-fläche und Schmierstoff. TH Braunschweig (1951).
- 15 HEYER, E. Versuche mit Zylinderschneckengetrieben. Einfluß von Zahnform, Modul, Durchmesser und Schmierstoff auf Verlustleistung und Tragfähigkeit. TH München (1952).
- 16 HENTSCHEL, G. Der Hochleistungswälztrieb. Entwicklungsstand und Ent-wicklungsmöglichkeiten. TH München (1952).
- 17 WINTER, H. Tragfähigste Evolventengeradverzahnung. TH München (1954).

- 18 ROY, A.K. Spannungsoptische Untersuchung eines schrägverzahn-
ten Stirnrades. TH München (1957).
- 19 RETTIG, H. Dynamische Zahnkraft. TH München (1957).
- 20 OHLENDORF, H. Verlustleistung und Erwärmung von Stirnrädern.
TH München (1958).
- 21 UNTERBERGER, M. Geräuschuntersuchungen an geradverzahn-
ten Zahn-
rädern. TH München (1958).
- 22 LOOMAN, J. Das Abrichten von profilierten Schleifscheiben zum
Schleifen von schrägverzahn-
ten Stirnrädern. TH Mün-
chen (1959).
- 23 JARCHOW, F. Versuche an Stirnrad-Globoidschnecken-
trieben. TH München (1960).
- 24 POPOVIC, L. Einfluß von Zahnform und Bearbeitung auf die Zahnfuß-
festigkeit. TH München (1960).
- 25 EHRENSPIEL, K. Die Festkörperreibung von geschmierten und unge-
schmierten Metallpaarungen mit Linienberührung. TH
München (1962).
- 26 PITTROFF, H. Riffelbildung infolge Stillstandserschütterungen bei Wälz-
lagern. TH München (1962).
- 27 SCHREIBER, H. Zur Auswertung von Lebensdauerversuchen an Wälzla-
gern. TH München (1962).
- 28 ROTH, K. Untersuchungen über die Eignung der Evolventenzahn-
form für eine allgemein verwendbare feinwerktechnische
Normverzahnung. TH München (1963).
- 29 NARUSE, Ch. Verschleiß, Tragfähigkeit und Verlustleistung bei Schrau-
benradgetrieben. TH München (1964).
- 30 GARTNER, F. Die Mischreibung bei Linienberührung. TH München
(1964).
- 31 ASSMANN, H. Vergleichende Untersuchung von Getriebeölen im FZG-
Stirnrad- und Esso-Hypoidprüfstand. TH München
(1965).
- 32 REISTER, D. Einseitiges Breitentragen bei Stirnrädern. TH München
(1965).
- 33 KORRENN, H. Gleitreibung in den Kontaktstellen zwischen den Wälz-
körpern und den Laufbahnen der Ringe von Wälzlagern.
TH München (1965).
- 34 HÖSEL, Th. Geräuschuntersuchungen an schrägverzahn-
ten Stirnrädern mit Evolventenverzahnung. TH München (1965).
- 35 LANGENBECK, K. Die Verschleiß- und Freßgrenzlast der Hypoidgetriebe.
TH München (1966).
- 36 MEMMEL, M. Untersuchungen über die Tragfähigkeit und Gebrauchsdauer
von Gelenklagern. TH München (1966).

- 37 BÖTSCH, H. Der Einfluß der Oberflächenbearbeitung und -behandlung auf die Flankenfestigkeit von Stirnrädern aus Vergütungsstahl. TH München (1966).
- 38 LECHNER, G. Die Freßlastgrenze bei Stirnrädern aus Stahl. TH München (1966).
- 39 LANGE, S. Untersuchungen von Helicon- und Spiroidgetrieben mit abwickelbaren Schneckenflanken nach der hydrodynamischen und nach der Hertzschen Theorie. TH München (1967).
- 40 SCHWÄGERL, D. Untersuchung von Helicon- und Spiroidgetrieben mit trapezförmigem Schneckenprofil nach der Hertzschen und nach der hydrodynamischen Theorie. TH München (1967).
- 41 MICHELS, K. Schneckengetriebe mit Werkstoffpaarung Stahl/Grauguß. TH München (1968).
- 42 GACKSTETTER, G. Verlustarme Verzahnung. TH München (1968).
- 43 GEUPEL, H. Flüssigkeitsreibung bei Punktberührung. TH München (1969).
- 44 GREKOUSSIS, R. Vergleichende Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit von Hypoid- und Stirnrädern. TH München (1969).
- 45 BAETHGE, J. Zahnfederhärte, Drehwegfehler und Geräusch bei Stirnrädern. TH München (1969).
- 46 SCHULZ, H.D. Untersuchung über Tragfähigkeiten und Verlustleistung von Schneckengetrieben mit trapezförmigem Schneckenprofil und kegeliger Schnecke. TH München (1969).
- 47 STÖLZLE, K. Leistungsübertragung in Planetengetrieben bei statischem und dynamischem Betrieb. Berechnung, Optimierung und Versuchsergebnisse. TH München (1970).
- 48 SEITZINGER, K. Die Erwärmung einsatzgehärteter Zahnräder als Kennwert für ihre Freßtragfähigkeit. TU München (1971).
- 49 STÖSSEL, K. Reibungszahlen unter elasto-hydrodynamischen Bedingungen. TU München (1971).
- 50 SCHMIDT, G. Berechnung der Wälzpressung schrägverzahnter Stirnräder unter Berücksichtigung der Lastverteilung. TU München (1972).
- 51 HIRT, M. Einfluß der Zahnfußausrundung auf Spannung und Festigkeit von Geradstirnrädern. TU München (1974).
- 52 WILKESMANN, H. Berechnung von Schneckengetrieben mit unterschiedlichen Zahnprofilformen (Tragfähigkeits- und Verlustleistung für Hohlkreis-, Evolventen- und Geradlinienprofil). TU München (1974).

- 53 RICHTER, M. Der Verzahnungswirkungsgrad und die Freßtragfähigkeit von Hypoid- und Schraubenradgetrieben - Versuchsergebnisse und Berechnungsmethoden. TU München (1976).
- 54 RÖSCH, H. Untersuchungen zur Wälzfestigkeit von Rollen - Einfluß von Werkstoff, Wärmebehandlung und Schlupf. TU München (1976).
- 55 GAGGERMEIER, H. Untersuchungen zur Reibkraftübertragung in Regel-Reibradgetrieben im Bereich elasto-hydrodynamischer Schmierung. TU München (1977).
- 56 KÄSER, W. Beitrag zur Grübchenbildung an gehärteten Zahnrädern. Einfluß von Härtetiefe und Schmierstoff auf die Flanken-tragfähigkeit. TU München (1977).
- 57 KNABEL, W. Geräusche und Schwingungen an Stirnradgetrieben. Untersuchungen geometrischer Einflüsse bei hohen Drehzahlen und Belastungen. TU München (1977).
- 58 WIRTH, X. Über den Einfluß von Schleifkerben auf die Zahnfußtragfähigkeit und das Schädigungsverhalten oberflächengehärteter Zahnräder. TU München (1977).
- 59 HUBER, G. Zylinderschneckengetriebe, ein Beitrag zur Berechnung von Grübchen- und Gleitverschleiß und Angaben zum Wirkungsgradverhalten aus Versuchen. TU München (1978).
- 60 BROSSMANN, U. Über den Einfluß der Zahnfußausrundung und des Schrägungswinkels auf Beanspruchung und Festigkeit schrägverzahnter Stirnräder. TU München (1979).
- 61 PLEWE, H.-J. Untersuchungen über den Abriebverschleiß von geschmierten, langsam laufenden Zahnrädern. TU München (1980).
- 62 FRESEN, G. Untersuchungen über die Tragfähigkeit von Hypoid- und Kegelradgetrieben (Grübchen, Ridging, Rippling, Graufleckigkeit und Zahnbruch). TU München (1981).
- 63 OSTER, P. Beanspruchung der Zahnflanken unter Bedingungen der Elastohydrodynamik. TU München (1982).
- 64 HORNING, K. Zahnräder aus Bainitischem Gusseisen mit Kugelgraphit. TU München (1983).
- 65 WEISS, T. Zum Festigkeits- und Verzugverhalten von randschichtgehärteten Zahnrädern. TU München (1983).
- 66 VOJACEK, H. Das Reibungsverhalten von Fluiden unter elastohydrodynamischen Bedingungen. Einfluß der chem. Struktur des Fluides, der Werkstoffe und der Makro- und Mikrogeometrie der Gleit/Wälzkörper. TU München (1984).

- 67 SCHÖNNENBECK, G. Einfluß der Schmierstoffe auf die Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit und Grübchenbildung) hauptsächlich im Umfangsgeschwindigkeitsbereich 1...9 m/s. TU München (1984).
- 68 WIENER, H. Untersuchung der Rollenkinematik im Axial-Pendelrollenlager. TU München (1984).
- 69 MATHIAK, D. Untersuchungen über Flankentragfähigkeit, Zahnfußtragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinderschneckengetrieben. TU München (1984).
- 70 STRASSER, H. Einflüsse von Verzahnungsgeometrie, Werkstoff und Wärmebehandlung auf die Zahnfußtragfähigkeit. TU München (1984).
- 71 JOACHIM, F.-J. Untersuchungen zur Grübchenbildung an vergüteten und normalisierten Zahnrädern (Einfluß von Werkstoffpaarung, Oberflächen- und Eigenspannungszustand). TU München 1984.
- 72 GERBER, H. Innere dynamische Zusatzkräfte bei Stirnradgetrieben - Modellbildung, innere Anregung und Dämpfung. TU München (1984).
- 73 SIMON, M. Messung von elasto-hydrodynamischen Parametern und ihre Auswirkung auf die Grübchentragfähigkeit vergüteter Scheiben und Zahnräder. TU München (1984).
- 74 SCHMIDT, W. Untersuchungen zur Grübchen- und zur Zahnfußtragfähigkeit geradverzahnter evolventischer Innenstirnräder. TU München (1984).
- 75 FUNCK, G. Wärmeabführung bei Getrieben unter quasistationären Betriebsbedingungen. TU München (1985).
- 76 PAUL, M. Einfluß von Balligkeit und Lageabweichungen auf die Zahnfußbeanspruchung spiralverzahnter Kegelräder. TU München (1986).
- 77 HOPPE, F. Das Abschalt- und Betriebsverhalten von mechanischen Sicherheitskupplungen. TU München (1986).
- 78 MICHAELIS, K. Die Integraltemperatur zur Beurteilung der Freßtragfähigkeit von Stirnradgetrieben. TU München (1987).
- 79 WECH, L. Untersuchungen zum Wirkungsgrad von Kegelrad- und Hypoidgetrieben. TU München (1987).
- 80 KNAUER, G. Zur Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder - Einfluß von Werkstoff, Schmierstoff und Betriebstemperatur. TU München (1988).
- 81 PLACZEK, T. Lastverteilung und Flankenkorrektur in gerad- und schrägverzahnten Stirnradstufen. TU München (1988).
- 82 PFLAUM, H. Das Reibungsverhalten ölgeschmierter Kegelreibkupplungen in Synchronisationseinrichtungen von Kraftfahrzeug-Schaltgetrieben. TU München (1988).

- 83 BRINCK, P. Zahnfußtragfähigkeit oberflächengehärteter Stirnräder bei Lastrichtungssumkehr. TU München (1989).
- 84 entfallen
- 85 NEUPERT, K. Verschleißtragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinder-Schneckengetrieben. TU München (1990).
- 86 PREXLER, F. Einfluß der Wälzflächenrauheit auf die Grübchenbildung vergüteter Scheiben im EHD-Kontakt. TU München (1990).
- 87 SCHALLER, K.-V. Betriebsfestigkeitsuntersuchungen zur Grübchenbildung an einsatzgehärteten Stirnradflanken. TU München (1990).
- 88 COLLENBERG, H.-F. Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit schnelllaufender Stirnradgetriebe. TU München (1991).
- 89 MÜLLER, R. Schwingungs- und Geräuschanregung bei Stirnradgetrieben. TU München (1991).
- 90 ANZINGER, M. Werkstoff- und Fertigungseinflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit, insbesondere im hohen Zeitfestigkeitsgebiet. TU München (1991).
- 91 KAGERER, E. Messung von elasto-hydrodynamischen Parametern im hochbelasteten Scheiben- und Zahnkontakt. TU München (1991).
- 92 HASLINGER, K. Untersuchungen zur Grübchentragfähigkeit profilkorrigierter Zahnräder. TU München (1991).
- 93 VOLLHÜTER, F. Einfluß der Achsversetzung auf die Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit von spiralverzahnten Kegelrädern. TU München (1992).
- 94 PINNEKAMP, B. Das Schaltverhalten von PKW-Getriebesynchronisierungen. TU München (1992).
- 95 SCHUBERT, M. Einfluß der Befestigungsart und Radkranzdicke auf die Zahntragfähigkeit von Innenstirnrädern. TU München (1993).
- 96 STEINGRÖVER, K. Untersuchung zu Verschleiß, Verlustgrad und Fressen bei Zylinder-Schneckengetrieben. TU München (1993).
- 97 ELSTORPFF, M.-G. Einflüsse auf die Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder bis in das höchste Zeitfestigkeitsgebiet. TU München (1993).
- 98 EMMERT, S. Untersuchungen zur Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit, Grübchenbildung) schnelllaufender Stirnradgetriebe. TU München (1994).
- 99 SUCHANDT, Th. Betriebsfestigkeitsuntersuchungen zur Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder und zur Bruchfestigkeit vergüteter Laschenkettens. TU München (1994).

- 100 HÄMMERL, B. Lebensdauer- und Temperaturverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen bei Lastkollektivbeanspruchung. TU München (1994).
- 101 WEISS, R. Einfluß der Ölalterung auf die Zahnflankentragfähigkeit. TU München (1994).
- 102 SCHLENK, L. Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit von Großzahnradern. TU München (1995).
- 103 MANN, U. Schmierfilmbildung in elasto-hydrodynamischen Kontakten, Einfluß verschiedener Grundöle und Viskositäts-Index-Verbesserer. TU München (1995).
- 104 RUDZEWSKI, S. Systemtechnische Verknüpfung eingeführter Getriebeberechnungsprogramme. TU München (1995).
- 105 RANK, R. Untersuchungen zur Lebensdauerprüfung von Synchronisierungen. TU München (1995).
- 106 EBERSPÄCHER, C. Reihenfolgeeffekte bei der Grübchen-Betriebsfestigkeit einsatzgehärteter Zahnräder. TU München (1995).
- 107 RANK, B. Untersuchungen zur Grübchenbildung bei Zylinder-Schneckengetrieben. TU München (1996).
- 108 SATTELBERGER, K. Schwingungs- und Geräuschanregung bei ein- und mehrstufigen Stirnradgetrieben. TU München (1997).
- 109 HIRSCHMANN, V. Tragfähigkeitsuntersuchungen an stufenlosen Umschlingungsgetrieben. TU München (1997).
- 110 THOMAS, J. Flankentragfähigkeit und Laufverhalten von hartfeinbearbeiteten Kegelrädern. TU München (1998).
- 111 WIKIDAL, F. Berechnung der Flankenpressung gerad- und schrägverzahnter Stirnräder für last- und fertigungsbedingte Abweichungen. TU München (1998).
- 112 PERPONCHER, V., CH. Einflüsse von Reibflächentopographie und Beanspruchungen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen. TU München (1998).
- 113 SCHEDL, U. Einfluß des Schmierstoffs auf die Grübchenlebensdauer einsatzgehärteter Zahnräder. TU München (1998).
- 114 VOLLMER, T. Methodik zur Entwicklung einer Fahrstrategie für Fahrzeuge, ausgeführt am Beispiel des Autarken Hybrids. TU München (1998).
- 115 HEITMANN, A. Entwicklung des i²-Getriebes für den Autarken Hybrid-Antriebsstrang. TU München (1998).
- 116 PFLEGER, F. Schalt- und Lebensdauerverhalten von Lamellenkupplungen. TU München (1998).
- 117 KERSCHL, S. Der Autarke Hybrid - Optimierung des Antriebsstrangs hinsichtlich Energieverbrauch und Bestimmung des Einsparpotentials. TU München (1998).

- 118 DÖBEREINER, R. Tragfähigkeit von Hochverzahnungen geringer Schwingungsanregung. TU München (1998).
- 119 WEIGAND, U. Werkstoff- und Wärmebehandlungseinflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit. TU München (1999).
- 120 SCHRADE, U. Einfluß von Verzahnungsgeometrie und Betriebsbedingungen auf die Graufleckentragfähigkeit von Zahnradgetrieben. TU München (2000).
- 121 KÖLL, J. Konstruktion des Getriebes für ein Pkw-Hybridantriebssystem. TU München (2000).
- 122 FÖRSTER, W. Der Lastschaltvorgang beim stufenlosen i^2 -Getriebe des Autarken Hybrid-Antriebsstrangs. TU München (1999).
- 123 LANGE, N. Hoch feresstragfähige Schneckengetriebe mit Rädern aus Sphaeroguß. TU München (2000).
- 124 LUTZ, M. Methoden zur rechnerischen Ermittlung und Optimierung von Tragbildern an Schneckengetrieben. TU München (2000).
- 125 KOPATSCH, F. Wirksamkeit von Viskositätsindex-Verbesserern im EHD-Zahnradkontakt. TU München (2000).
- 126 BAYERDÖRFER, I. Einfluß von betriebsbedingten Schmierstoffveränderungen auf die Flankentragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder. TU München (2000).
- 126e DOMIAN, H.-J. Systematische Synthese von Getriebestrukturen der Vorlegebauart. TU München 2001.
- 127 TOBIE, T. Zur Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder. TU München (2001).
- 128 STAHL, K. Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Gerad- und Schrägverzahnungen unter besonderer Berücksichtigung der Pressungsverteilung. TU München (2001).
- 129 NEUMÜLLER, M. Einfluß der Ölalterung auf Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen. TU München (2001).
- 130 MOSBACH, C. Das Reibungs- und Reibschwing-Verhalten nasslaufender Lamellenkupplungen. TU München (2002).
- 131 DYLA, A. Modell einer durchgängig rechnerbasierten Produktentwicklung. TU München (2002).
- 132 GRASWALD, C. Reibung im elastohydrodynamischen Kontakt von Reibradgetrieben. TU München (2002).
- 133 GEISER, H. Grundlagen zur Beurteilung des Schwingungsverhaltens von Stirnrädern. TU München (2002).
- 134 SCHINAGL, S. Zahnfußtragfähigkeit schrägverzahnter Stirnräder unter Berücksichtigung der Lastverteilung. TU München (2002).
- 135 DOLESCHEL, A. Wirkungsgradberechnung von Zahnradgetrieben in Abhängigkeit vom Schmierstoff. TU München (2003).

- 136 ANNAST, R. Kegelrad-Flankenbruch. TU München (2003)
- 137 SÜSSMUTH, J.-F. Eignungsbeurteilung von Schmierstoffen für stufenlose Umschlingungsgetriebe. TU München (2003).
- 138 MATTEN, D. Methode zur Entwicklung ingenieurwissenschaftlicher Berechnungsprogramme. TU München (2003).
- 139 GEIER, N. Untersuchung des Reibungs- und Verschleißverhaltens nasslaufender Kupplungen in Abhängigkeit ihrer Reibflächentopographie. TU München (2003).
- 140 HERTTER, T. Rechnerischer Festigkeitsnachweis der Ermüdungstragfähigkeit vergüteter und einsatzgehärteter Stirnräder. TU München (2003).
- 141 KRIEGER, H. Alterung von Schmierstoffen im Zahnradprüfstand und in Praxisgetrieben. TU München (2004).
- 142 STEUTZGER, M. Einfluß der Baugröße auf die Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder. TU München (2004).
- 143 SCHMIDBAUER, T. Aufbau und Erprobung des Autarken Hybrid-Antriebsstrangs im Versuchsfahrzeug. TU München (2004).
- 144 LIU, W. Einfluss verschiedener Fertigungsverfahren auf die Graufleckentragfähigkeit von Zahnradgetrieben. TU München (2004).
- 145 FEHLING, R. Höhere Tragfähigkeit bei Zahnradflanken durch eine nichtevolventische Profilmodifikation. TU München (2004).
- 146 GUTTENBERG, P. Der autarke Hybrid am Prüfstand - Funktion, Kraftstoffverbrauch und energetische Analyse. TU München (2004).
- 147 WIMMER, T. Einflüsse auf das Lastübernahmeverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen. TU München (2004).
- 148 RADEV, T. Einfluss des Schmierstoffes auf die Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder - Entwicklung des Praxisnahen Pittingtests. TU München (2005).
- 149 KRASDEV, I. Optimierung des Lastschaltvorgangs im i^2 -Getriebe. TU München (2005).
- 150 HEILEMANN, J. Tragfähigkeit und Wirkungsgrad bei unterschiedlichen Schnecken-Zahnflankenformen unter Berücksichtigung der Oberflächenhärte und Härtetiefe. TU München (2005).
- 151 HEIZENRÖTHER, M. Das Stirnraddifferenzial mit Innenverzahnung im Vergleich zum Kegelraddifferenzial inklusive einer Sperrwertanalyse. TU München (2005).
- 152 WIMMER, A. Lastverluste von Stirnradverzahnungen - Konstruktive Einflüsse, Wirkungsgradmaximierung, Tribologie. TU München (2006).

- 153 BRUCKMEIER, S. Flankenbruch bei Stirnradgetrieben. TU München (2006).
- 154 HAUSER, C. Einfluss der Ölalterung auf Reibcharakteristik und Reibschwingverhalten von Lamellenkupplungen. TU München (2007).
- 155 GROSSL, A. Einfluss von PVD-Beschichtungen auf die Flanken- und Fußtragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder. TU München (2007).
- 156 STEINBERGER, G. Optimale Grübchentragfähigkeit von Schrägverzahnungen. TU München (2007).
- 157 JAROS, M. Integration des STEP-Produktmodells in den Getriebeentwicklungsprozess. TU München (2007).
- 158 RADEV, S. Einfluss von Flankenkorrekturen auf das Anregungsverhalten gerad- und schrägverzahnter Stirnradpaarungen. TU München (2007).
- 159 BRAYKOFF, C. Tragfähigkeit kleinmoduliger Zahnräder. TU München (2007).
- 160 STANGL, M. Methodik zur kinematischen und kinetischen Berechnung mehrwelliger Planeten-Koppelgetriebe. TU München (2007).
- 161 STENICO, A. Werkstoffmechanische Untersuchungen zur Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder. TU München (2007).
- 162 SCHWIENBACHER, S. Einfluss von Schleifbrand auf die Flankentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder. TU München (2008).
- 163 WINKLER, J. Tribologischer Schichtaufbau bei Synchronisierungen und sein Einfluss auf Reibung und Verschleiß. TU München (2008).
- 164 WIRTH, C. Zur Tragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidgetrieben. TU München (2008).
- 165 KREIL, O. Einfluss der Oberflächenstruktur auf Druckverteilung und Schmierfilmdicke im EHD-Kontakt. TU München (2009).
- 166 OTTO, H.-P. Flank load carrying capacity and power loss reduction by minimised lubrication. TU München (2009).
- 167 OTTO, M. Lastverteilung und Zahnradtragfähigkeit von schrägverzahnten Stirnrädern. TU München (2009).
- 168 TOMIC, D. Zum Verschleiß von Kegelreibkupplungen - Einflüsse von Belastung und Schmierstoff auf Reibschichteigenschaften. TU München (2009).
- 169 WEISEL, C. Schneckengetriebe mit lokal begrenztem Tragbild. TU München (2009).
- 170 WEITL, R. Zur Tragfähigkeitsberechnung von Wälzlagern und Stirnrädern. TU München (2010).

- 171 MULZER, F. Systematik hochübersetzender coaxialer Getriebe. TU München (2010).
- 172 SCHUDY, J. Untersuchungen zur Flankentragfähigkeit von Außen- und Innenverzahnungen. TU München (2010).
- 173 BRETL, N. Einflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder im Bereich hoher Lastspielzahlen. TU München (2010).
- 174 GRIGGEL, T. Einfluss der Fertigungsqualität auf die Schwingungsanregung von Stirnrädern. TU München (2010).
- 175 LAYHER, M. Einfluss der Schmierstoffadditivierung auf das Reibungsverhalten nasslaufender Reibschaltelemente. TU München (2011).
- 176 HOCHMANN, M. Zahnradtragfähigkeit bei Schmierung mit Getriebefließfetten. TU München (2011).
- 177 DETZEL, J. Tribologische Untersuchungen an Achsgetrieben zur Verbesserung des Wirkungsgrads. TU München (2011).
- 178 ZIEGLER, A. Zur verkürzten Systemlebensdauerprüfung von Zahnradgetrieben. TU München (2011).
- 179 THOMA, F. Lastübertragung im verformten System Lager-Welle-Zahnrad. TU München (2012).
- 180 FRÜHE, T. Berechnung und Minimierung der Zahnfußspannung von Standard- und LowLos-Verzahnungen. TU München (2012).
- 181 WITZIG, J. Flankenbruch - Eine Grenze der Zahnradtragfähigkeit in der Werkstofftiefe. TU München (2012).
- 182 KLEIN, M. Zur Fresstragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidgetrieben. TU München (2012).
- 183 KURTH, F. Efficiency Determination and Synthesis of Complex-Compound Planetary Gear Transmissions. TU München (2012).
- 184 WOHLLEBER, F. Thermischer Haushalt nasslaufender Lamellenkupplungen. TU München (2012).
- 185 HEIDER, M. Schwingungsverhalten von Zahnradgetrieben. TU München (2012).
- 186 MONZ, A. Tragfähigkeit und Wirkungsgrad von Schneckengetrieben bei Schmierung mit konsistenten Getriebefetten. TU München (2012).
- 187 WIRTH, M. Schleppmomente in Synchronisierungen von Fahrzeuggetrieben. TU München (2012).
- 188 BANSEMIR, G. Konstruktionsleitsystem für den durchgängig rechnerbasierten Zahnradgetriebeentwurf. TU München (2012).

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

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

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

- 241 NORGAUER, P. Verschleißverhalten von modernen Schneckengetrieben. TU München (2021).
- 242 GÜNTNER, C. Zum Einfluss der Härtebarkeit auf die Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder größerer Baugröße. TU München (2022).
- 243 WEIGL, A. Reibreduzierung durch DLC-Beschichtungen. TU München (2022).
- 244 ILLENBERGER, C. Zahnflankentragfähigkeit ölgeschmierter Kunststoffverzahnungen. TU München (2022).
- 245 FROMBERGER, M. Using Acceleration and Transmission Error for Pitting Detection. TU München (2022).
- 246 PELLKOFER, J. Zum Verzahnungswirkungsgrad von Kegelradgetrieben. TU München (2022).
- 247 SAGRALOFF, N. Zuverlässige Beurteilung der Zahnrad-Graufleckentragfähigkeit von Getriebeölen. TU München (2022).
- 248 PAUCKER, T. Berechnung der örtlichen Zahnfußtragfähigkeit von Stirnradverzahnungen. TU München (2022).
- 249 FUCHS, D. Einfluss mikroskopischer Fehlstellen auf die Zahnfußtragfähigkeit. TU München (2023).
- 250 TRÜBSWETTER, M. Geometrie des Wälzschälens. TU München (2023).
- 251 YILMAZ, M. Getriebebeschmierung mit wasserhaltigen Polyglykolen. TU München (2023).
- 252 KRATZER, D. Zum Einfluss oberflächennaher Eigenschaften auf die Zahnradtragfähigkeit. TU München (2023).
- 253 GÖTZ, J. Anregungs- und Schwingungsverhalten von Planetengetrieben. TU München (2023).
- 254 WEINBERGER, U. Anregungsverhalten doppelschrägverzahnter Planetenradgetriebe - Einfluss des Apex-Punktes. TU München (2023).
- 255 MILETI, M. Performance Optimisation of a Coupled Cone and Dog Clutch for Automotive Application. TU München (2023).
- 256 STOCKINGER, U. Untersuchung der Leistungsfähigkeit von Einfach- und Mehrfachkonus-Synchronisierungen. TU München (2023).