

Elektrisches Verhalten von Maschinenelementen im Antriebsstrang

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur
genehmigte
Dissertation

von
Alexander Furtmann, M.Eng.
geboren am 19.11.1987 in Borken

2017

1. Referent:	Prof. Dr.-Ing. G. Poll
2. Referent:	Prof. Dr.-Ing. H. Schwarze
Vorsitzender:	Prof. Dr.-Ing. L. Overmeyer
Tag der Promotion:	10.08.2017

VORWORT

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie (IMKT) der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover.

Meinem Doktorvater, Prof. Dr.-Ing. G. Poll, gilt mein besonderer Dank für die Förderung meiner Arbeit durch fachlichen Rat und persönliche Unterstützung. Insbesondere danke ich ihm für das mir entgegengebrachte Vertrauen und die mir gewährte Eigenverantwortlichkeit.

Prof. Dr.-Ing. H. Schwarze danke ich für die freundliche Übernahme des Koreferates.

Prof. Dr.-Ing. L. Overmeyer danke ich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Ich danken allen Mitarbeitern des Instituts, sowie meinen studentischen Hilfskräften und Studienarbeitern, die durch ihre Hilfsbereitschaft, fachliche und außerfachliche Unterstützung entscheidenden Anteil an der Entstehung dieser Arbeit haben.

Auch den Mitarbeitern der Institutswerkstatt gilt mein besonderer Dank, denn ohne sie wäre es nicht möglich gewesen, die Vielzahl an Versuchseinrichtungen zu fertigen und erfolgreich in Betrieb zu nehmen.

Für die finanzielle Unterstützung im Rahmen des untersuchten Forschungsthemas bedanke ich mich bei der Siemens AG und insbesondere bei Herrn Dr.-Ing. Dinter, ohne den dieses Projekt wohl nicht zustande gekommen wäre. Für die fachliche und technische Unterstützung im Rahmen des Forschungsprojekts möchte ich mich auch bei den Herren Deicke, Klein-Hitpass, Mbuy, Möllendorf und Reinhard bedanken. Ganz besonderer Dank gebührt Herrn Dr.-Ing. Tischmacher, der mir stets mit viel Tat und Rat zur Seite stand.

Weiterer Dank gebührt dem IAL für die Leihgabe des präparierten Asynchronmotors und Herrn Quattrone für die Unterstützung bei der Messtechnik und Simulation.

Meiner Frau Sara danke ich für ihre Liebe und ihr Verständnis, ohne die ich diese Arbeit nicht hätte fertigstellen können. Nicht zuletzt möchte ich noch meinen Eltern, meinen Schwiegereltern, meinen Geschwistern und meinen Freunden danken, die mich stets unterstützt und trotz meiner Abwesenheit aus der Heimat immer in meinem Weg bestärkt haben.

Vielen Dank!

Bocholt, im August 2017

Alexander Furtmann

KURZFASSUNG

Alexander Furtmann:

Elektrisches Verhalten von Maschinenelementen im Antriebsstrang

Inhalt der vorliegenden Arbeit sind verschiedene Untersuchungen und Modelle zum elektrischen Verhalten von Maschinenelementen und den daraus zusammengesetzten Komponenten im elektromechanischen Antriebsstrang im Hinblick auf elektrische Belastungen durch parasitäre, umrichterinduzierte Ströme und Spannungen.

Die bei Spannungszwischenkreisumrichtern systeminhärent vorhandene Gleichtaktspannung kann sich in Antriebssystemen über ein Netzwerk von parasitären Kapazitäten abbilden. Maschinenelemente mit einem trennenden Schmierfilm – wie Lager oder Verzahnungen – sind ein Teil dieses Netzwerks. Überschreitet die abgebildete Spannung eine kontaktspezifische kritische Grenze, kann es zu schädigenden Durchschlägen kommen, die im ungünstigen Fall einen Ausfall des Bauteils zur Folge haben können. Eine Vorhersage des elektrischen Verhaltens erfordert Modelle für das elektrische Verhalten der verschiedenen Maschinenelemente und der daraus zusammengesetzten Systeme. Es werden Modelle und Berechnungsvorschriften für Wälzlager mit Punkt- und Linienkontakt, Evolventenverzahnungen und Gleitlager auf Basis aus der Literatur bekannter Modelle erweitert bzw. im Falle der Verzahnungen neu entwickelt. Anhand von Bauteilversuchen werden die Modelle geprüft und es zeigen sich dabei gute bis sehr gute Übereinstimmungen für Gleitlager und axial belastete Wälzlager. Bei Wälzlagern mit radialer Belastung und Verzahnungen sind die Ergebnisse zufriedenstellend, bieten jedoch noch Potential für Verbesserungen der Modelle.

Das Verhalten von Antriebssystemen wird anhand einer Kombination aus Umrichter, Motor und einstufigem Stirnradgetriebe untersucht. Die auftretenden Spannungen und der Verlauf der Ströme insbesondere im Zeitpunkt eines Durchschlags wird gemessen und mit den Daten aus Simulationen verglichen. Hierbei zeigt sich, dass das vorhergesagte Verhalten messtechnisch nachweisbar ist, auch wenn der exakte zeitliche Verlauf aufgrund der Vielzahl an Einflussgrößen nicht direkt vorhersagbar ist.

Schlagworte:

Lager, Lagerströme, Getriebe, Antriebsstrang, elektrische Belastung, Gleichtaktspannung, Spannungszwischenkreisumrichter, Schmierfilmdicke, kapazitives Ersatzschaltbild

ABSTRACT

Alexander Furtmann

Electrical Behaviour of Machine Elements in Power Trains

In this work, different models and evaluations regarding the electrical behaviour of machine elements and components of electro mechanical power trains are shown. The focus lies on electrical stress due to parasitic inverter-induced currents and voltages.

The so-called common mode voltage is inherent to voltage source inverters and can be found throughout the whole drive system due to parasitic capacitance networks. Machine elements with a separating fluid-film – like bearings and gears – are a part of these capacitance networks. If the voltage at such an element exceeds the dielectric strength of the contact, damaging discharges occur which can be the cause for a failure of the machine element. To predict the electrical behaviour of drive systems, it is necessary to have models for the different machine elements and the components that are built up from them. Models and calculation algorithms for ball and roller bearings, involute gears and journal bearings are either developed on base of existing models from literature or else developed completely new like in the case of electrical gear behaviour. By use of measurements, the models are validated with good results for journal bearings and roller bearings with pure axial load. The measurements for roller bearings with radial load and for gears show the correct magnitude for calculated and measured capacitance but still offer a lot of potential for improvements of the calculation methods.

To analyse the behaviour of a whole drive system, a setup consisting of an inverter, motor and a single-staged gearbox is investigated. The occurring voltages and currents – especially in the moment of a discharge – are measured and compared to simulation data. It is shown, that the predicted behaviour of the drive system can be confirmed by measurements, although the models is not detailed enough in regard to the numerous influencing parameters to predict the exact time dependant behaviour.

Keywords:

bearing, bearing currents, gears, voltage source inverters, drive train, power train, film-thickness, electrical stress, common-mode voltage, capacitive equivalent circuit

INHALTSVERZEICHNIS

FORMELZEICHEN UND ABKÜRZUNGEN..... VIII

Lateinische Kleinbuchstaben..... VIII

Lateinische Großbuchstaben IX

Griechische Buchstaben X

Indizes und Abkürzungen..... XI

1 EINLEITUNG 1

1.1 Motivation..... 1

1.2 Ziel des Forschungsvorhabens..... 2

2 STAND DER FORSCHUNG UND TECHNIK..... 3

2.1 Ursachen für elektrische Belastung 3

2.1.1 Elektrische Belastung durch moderne Spannungszwischenkreisumrichter..... 3

2.1.1.1 Lagerspannung 5

2.1.1.2 Erdströme 7

2.1.2 Weitere Arten der elektrischen Belastung 9

2.2 Schädliche Folgen von elektrischer Belastung 9

2.2.1 Elektroerosion..... 9

2.2.2 Schmierstoffschädigungen..... 11

2.2.3 White Etching Cracks 12

2.3 Abbildung von Maschinenelementen als elektrisches Ersatzschaltbild..... 13

2.3.1 Grundlagen der Schmierung 13

2.3.2 Hydrodynamische Schmierung 14

2.3.3 Elastohydrodynamische Schmierung..... 16

2.3.4 Elektrisches Analogiemodell des EHD-Kontakts 19

3 THEORETISCHE BETRACHTUNGEN..... 24

3.1 Schmierstoffmodell..... 24

3.2 Elektrische Ersatzmodelle für Maschinenelemente 29

3.2.1 Wälzlager..... 30

3.2.1.1 Grundlagen zum Ersatzschaltbild eines Wälzlagers..... 30

3.2.1.2 Lager mit Punktkontakt..... 33

3.2.1.3 Lager mit Linienkontakt 36

3.2.1.4 Einfluss der Belastungsart..... 40

3.2.2 Gleitlager 41

3.2.3 Verzahnungen 46

INHALTSVERZEICHNIS

3.2.3.1	Grundlagen zur Schmierung von Verzahnungen	46
3.2.3.2	Ersatzschaltbild geradverzahnter Zahnräder	48
3.2.3.3	Ersatzschaltbild schrägverzahnter Zahnräder	52
3.2.4	Strukturbauteile	53
3.2.4.1	Modellierung als RL-Elemente	53
3.2.4.2	Simulation des elektrischen Verhaltens von Strukturbauteilen	55
3.2.4.3	Modellierung als N-Pole mit Messdaten	57
3.3	Gesamtsystem	58
3.3.1	Motormodell	58
3.3.2	Getriebemodell	59
3.3.3	Zusatzkomponenten und Modifikationen	61
3.4	Elektromechanischer Antriebsstrang	62
3.4.1	Spannungsteiler im Gesamtsystem	62
3.4.2	Simulationsmodell zur Berechnung der parasitären Ströme	64
4	EXPERIMENTELLE AUSSTATTUNG	68
4.1	Schmierstoffmessgeräte	68
4.1.1	Dielektrizitätsmessgerät	68
4.1.2	Durchschlagsspannungsprüfstand	69
4.2	Lagerprüfstände	71
4.2.1	Wälzlager-Reibungsprüfstand	72
4.2.1.1	Mechanischer Aufbau und Funktionsweise	72
4.2.1.2	Kapazitives Messverfahren am Wälzlager-Prüfstand	74
4.2.2	Gleitlager –Prüfstand	81
4.2.2.1	Mechanischer Aufbau und Funktionsweise	81
4.2.2.2	Kapazitives Messverfahren am Gleitlager-Prüfstand	84
4.3	Verzahnungsprüfstand	85
4.3.1	Mechanischer Aufbau und Funktionsweise	85
4.3.2	Kapazitives Messverfahren am Verzahnungsprüfstand	89
4.4	Verspannungsprüfstand	95
4.4.1	Aufbau des Verspannkreises	95
4.4.2	Messtechnik und Prüfablauf	98
4.5	Impedanzmessung mit LCR-Meter	103
5	VERSUCHSDURCHFÜHRUNG UND AUSWERTUNG	105
5.1	Schmierstoffe	105
5.1.1	Untersuchte Schmierstoffe	105
5.1.2	Messung der dielektrischen Eigenschaften	105

5.1.3	Messungen im Hochdrucklabor	107
5.1.4	Messung der Durchschlagsfestigkeit.....	111
5.2	Wälzlager	116
5.2.1	Untersuchte Wälzlager	116
5.2.2	Messungen an Rillenkugellagern 6008.....	117
5.2.3	Messungen an Zylinderrollenlagern NJ206.....	135
5.3	Gleitlager	142
5.3.1	Untersuchte Gleitlager.....	142
5.3.2	Messungen an Gleitlagern	143
5.4	Verzahnungen	150
5.4.1	Untersuchte Verzahnungen	150
5.4.2	Messungen entlang der Eingriffsstrecke	150
5.4.3	Mittlere Kapazitäten bei verschiedenen Betriebsbedingungen	152
5.5	Strukturbauteile.....	161
5.5.1	Wellen	161
5.5.2	Gehäuse	165
5.6	Gesamtsystem.....	167
5.6.1	Messungen am Gesamtsystem	167
5.6.1.1	Messungen der Lagerströme und Wellenspannungen (Verzahnung IV).....	167
5.6.1.2	Messungen der Lagerströme und Wellenspannungen (Verzahnung II).....	176
5.6.1.3	Messungen mit isolierter Antriebswelle (Verzahnung II)	185
5.6.2	Vergleich mit der Systemsimulation	197
5.6.3	Fazit zur Systemmessung und Simulation	201
6	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	203
6.1	Zusammenfassung.....	203
6.2	Ausblick.....	204
	LITERATURVERZEICHNIS.....	205
	STUDIENARBEITEN.....	I
A	ANHANG	III
	Anlagenverzeichnis	iii

FORMELZEICHEN UND ABKÜRZUNGEN

Lateinische Kleinbuchstaben

Zeichen	Einheit	Benennung
a	[-]	Wicklung
$a_1 \dots a_5$		Parameter der Bode-Gleichung
a_s		Stoffgröße aus der Bode-Gleichung
d	[m]	Wellendurchmesser
e	[-]	Exzentrizität (Gleitlager)
f	[Hz]	Frequenz
g	[-]	Abschnitte entlang der Eingriffstrecke einer Verzahnung
h_{axial}	[m]	Schmierfilmdicke am Bordkontakt
h_{min}	[m]	minimale Schmierfilmdicke
h_0	[m]	zentrale Schmierfilmdicke
$h_{0,th}$	[m]	thermisch korrigierte, zentrale Schmierfilmdicke
$h_{0,th,r}$	[m]	korrigierte, zentrale Schmierfilmdicke
i_{cm}	[A]	Gleichtakt-, Null-, Common-Mode-Strom
i_L, i_b	[A]	Lagerstrom
i_{re}	[A]	Rotor-Erd-Strom
k	[-]	Elliptizitätsparameter
k_C	[-]	Faktor für die Kapazität des Ein- und Auslaufbereichs
k_t	[-]	Korrekturfaktor für die Verzahnungskapazität
$k_1 \dots k_3$		Parameter der Bode-Gleichung
l	[m]	Länge (Leiterlänge, Kontaktlänge, ...)
m_r	[-]	Rauheitskoeffizient
n	[min ⁻¹]	Drehzahl
p	[bar, N/m ²]	Druck
\bar{p}	[N/m ²]	spezifische Lagerbelastung
r_x, r_y	[m]	Radius (in x/y-Richtung)
r_1	[m]	Radius der Welle im Gleitlager
r_2	[m]	Effektiver Radius der Gleitlagerschale
s_{axial}	[m]	Axialspiel
t	[s]	Zeit
t_r	[-]	Richtungswert
u_b	[V]	Lagerspannung
u_{cm}	[V]	Gleichtakt-, Null-, Common-Mode-Spannung
\bar{v}	[m/s]	hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit

x	[-]	Hilfsgröße bei der Berechnung des Skin-Effekts
z, z_1, z_2	[-]	Zähnezahl

Lateinische Großbuchstaben

A	[m ²]	Fläche
A		Stoffkonstante aus der VOGEL-Gleichung
A_{Hertz}	[m ²]	Hertz'sche Kontaktfläche
A_{Bord}	[m ²]	überstrichene Fläche von Wälzkörper zu Bord
$A_1 \dots A_4$		Parameter der Bode-Gleichung
B		Stoffkonstante aus der VOGEL-Gleichung
B	[m]	Breite der Gleitlagerschale
C		Stoffkonstante aus der VOGEL-Gleichung
C		Stoffkonstante aus der ROELANDS-Gleichung
C	[-]	thermischer Korrekturfaktor
C	[F]	Kapazität
C_b	[F]	Lagerkapazität
C_{Hertz}	[F]	Kapazität der Hertzschen Kontaktzone
C_{rf}	[F]	Kapazität zwischen Rotorwicklungen und Gehäuse
C_{sf} [C_{wf}]	[F]	Kapazität zwischen Statorwicklungen und Gehäuse
C_{sr} [C_{wr}]	[F]	Kapazität zwischen Stator- und Rotorwicklungen
D		Stoffkonstante aus der ROELANDS-Gleichung
D	[m]	Gleitlagerdurchmesser
D_w	[m]	Wälzkörperdurchmesser
D_{PW}	[m]	Teilkreisdurchmesser
E, E'		(reduzierter) Elastizitätsmodul
E	[V/m]	Elektrische Feldstärke
E_{krit}	[V/m]	kritische elektrische Feldstärke, Durchschlagsfestigkeit
F, F_N	[N]	Kraft, Normalkraft
FG	[%]	Füllungsgrad (des Schmierpalts mit Schmierstoff)
G	[-]	dimensionsloser Werkstoffparameter
G		Stoffkonstante aus der ROELANDS-Gleichung
$\hat{H}_{e,\text{min}}$	[-]	dimensionslose minimale Schmierfilmdicke
$\hat{H}_{e,C}$	[-]	dimensionslose zentrale Schmierfilmdicke
I	[A]	Stromstärke
L	[-]	thermischer Lastfaktor
L_l	[H]	Innere Induktivität
M		Anzahl der Reihen eines Lagers

FORMELZEICHEN UND ABKÜRZUNGEN

N		Wälzkörperanzahl
N		Anzahl Inkremente bei einer Zahnradmessung
R	[Ω]	(Ohmscher) Widerstand
R_L	[Ω]	Ladewiderstand
R_{EDM}	[Ω]	Entladewiderstand
R_P	[Ω]	Parallelwiderstand
R_{AC}	[Ω]	Wechselstromwiderstand
R_{DC}	[Ω]	Gleichstromwiderstand
R_a	[m]	arithmetischer Mittenrauwert
R_z	[m]	gemittelte Rautiefe
R, R_x, R_y	[m]	Krümmungsradius (in x/y-Richtung)
S		Stoffkonstante aus der ROELANDS-Gleichung
S		Anzahl der Scheiben bei Reusner-Methode
S_o		Sommerfeldzahl
T	[Nm]	Drehmoment
U	[V]	Elektrische Spannung
U_{krit}	[V]	kritische Durchschlagsspannung
U	[-]	dimensionsloser Geschwindigkeitsparameter
U_f, U_{gf}	[V]	Spannung an der Getriebeeingangswelle
U_s, U_{gs}	[V]	Spannung an der Getriebeausgangswelle
U_t	[V]	Spannung über der Verzahnung
W, W'	[-]	dimensionsloser Belastungsparameter
Y	[m]	Motorachse
Z	[Ω]	Impedanz

Griechische Buchstaben

α_p	[Pa ⁻¹]	Druck-Viskosität-Koeffizient
α_t	[K ⁻¹]	Temperatur-Viskosität-Koeffizient
α_T	[K ⁻¹]	Temperatur-Einfluss auf die Dichte (Vogelpohl)
β	[°]	Winkel der Rauheitsriefen, Schrägungswinkel
β	[bar ⁻¹]	isotherme Kompressibilität
β_{Kipp}	[°]	Schiefstellung der Welle im Gleitlager
β_P	[bar ⁻¹]	Druckeinfluss (Vogelpohl-Gleichung)
δ		Längen-Durchmesser-Verhältnis (Gleitlager)
Δh_r	[m]	rauheitsbedingte Minderung
ε		relative Exzentrizität
ε_0	[(A s)/(V m)]	Elektrische Feldkonstante

ε_r	[-]	Relative Permittivität
ζ_s	[K ⁻¹]	Temperatureinfluss auf die Durchschlagsfestigkeit
ζ_p	[Pa]	Temperatureinfluss auf die Durchschlagsfestigkeit
η	[Pa s]	dynamische Viskosität
ϑ	[°C]	Temperatur
λ	[W/(m K)]	Wärmeleitfähigkeit
μ_0	[-]	Magnetische Feldkonstante
μ_r	[-]	Relative Permeabilität
ν	[-]	Querkontraktionszahl
ρ	[kg/m ³]	Dichte
ρ_{el}	[Ω m]	spezifischer Widerstand
ρ_s	[kg/m ³]	Stoffgröße aus der Bode-Gleichung
τ	[s]	Zeitkonstante
ψ	[‰]	relatives Lagerspiel (Gleitlager)
ω	[1/s]	Kreisfrequenz

Indizes und Abkürzungen

Indizes:

a, b	an einem EHD-Kontakt beteiligte Kontaktpartner
aus	Auslassbereich bei einem EHD-Kontakt
bel	belastet
eff	effektiv
ein	Einlassbereich bei einem EHD-Kontakt
ell	elliptische Kontaktfläche
<i>i</i>	Zählvariable
<i>j</i>	Zählvariable
<i>k</i>	Zählvariable
rect	rechteckige Kontaktfläche
rf	„rotor-frame“ Rotor zu Gehäuse/Stator
sf	„stator winding – frame“ Statorwicklungen zu Gehäuse/Stator
sr	„stator winding – rotor“ Statorwicklungen zu Rotor
unb	unbelastet
<i>x</i>	Platzhalter in diversen Formeln

Abkürzungen:

AR:	Außenring eines Wälzlagers
BVR:	Bearing Voltage Ratio

BVR ⁺ :	Erweitertes Bearing Voltage Ratio
BVR _{Drivetrain} :	Bearing Voltage Ratio für den gesamten Antriebsstrang
CM	„common-mode“ zB. für Gleichtaktspannung
CVT:	Continuous variable transmission
DE:	Drive-End, Abtriebsseite
EDM:	Electric Discharge Machining
EHD:	Elastohydrodynamik
ESB:	Ersatzschaltbild
FE:	Finite-Elemente
FU:	Frequenzumrichter
FVA:	Forschungsvereinigung Antriebstechnik
GE:	Getriebeerdung
GL1...4:	Getriebelager 1...4
GVR:	Gear Voltage Ratio
GTO:	Gate-Turn-Off Thyristor
HF:	Hochfrequenz oder hochfrequent
IGBT:	Insulated Gate Bipolar Transistor
IR:	Innenring eines Wälzlagers
K	Käfig
ME:	Motorerdung
ML1...2:	Motorlager 1 und 2
NDE:	Non-Drive-End; Antriebsseite
PAO:	Polyalphaolefin
PG:	Polyglykol
Q3D:	FE-Simulationsprogramm der Firma Ansoft
W:	Welle
WE:	Wellenerdung
WEC:	White Etching Cracks
WK:	Wälzkörper

1 EINLEITUNG

1.1 Motivation

In modernen Antriebssystemen werden aufgrund ihrer vielen Vorteile in steigender Zahl Elektromotoren mit Frequenzumrichter eingesetzt. Diese ermöglichen eine gute Regelbarkeit des Motors bei geringen Wartungs- und durch die Fortschritte in der Fertigung mittlerweile auch geringen Anschaffungskosten.

Die dabei heutzutage zum Einsatz kommenden IGBTs¹ weisen gegenüber älteren GTOs² deutlich höhere Schaltgeschwindigkeiten auf, was einen dynamischeren Betrieb und reduzierte Schaltverluste ermöglicht [MB03].

Neben den Vorteilen der Frequenzumrichter haben sich jedoch auch einige Nachteile in den vergangenen Jahren bemerkbar gemacht. Der Anteil an Lagerschäden, die durch elektrischen Stromdurchgang bedingt sind, ist rasant gestiegen [Hau02].

Bisherige Forschungsvorhaben zu den Schadensmechanismen und zur Vorhersage von Stromdurchgang haben sich hauptsächlich mit Elektromotoren und den darin verbauten Wälzlagern beschäftigt. In dieser Arbeit wird die Thematik auf den elektromechanischen Antriebsstrang - bestehend aus Motor, Kupplungen und Getriebe - erweitert. Dabei wird nicht nur auf die Belastung dieser Komponenten eingegangen, sondern auch wie diese das Systemverhalten beeinflussen.

Schäden durch Stromdurchgang an Getriebeaggregaten, aber auch an Verzahnungen (siehe Abbildung 1-1), machen deutlich, dass das Problem der elektrischen Belastung auch auf den restlichen Antriebsstrang hinter dem Motor erweitert werden muss. In den letzten Jahren vermehrt auftretende Frühausfälle in Wälzlagern durch sogenannte White Etching Cracks (kurz: WEC), die im Verdacht stehen bereits durch kleine Ströme ausgelöst zu werden [LBG16], zeigen, dass es notwendig ist, den gesamten Antriebsstrang hinsichtlich seiner elektromechanischen und auch tribologischen Eigenschaften zu untersuchen und zu verstehen.

¹ IGBT: Insulated Gate Bipolar Transistor

² GTO: Gate-Turn-Off Thyristor

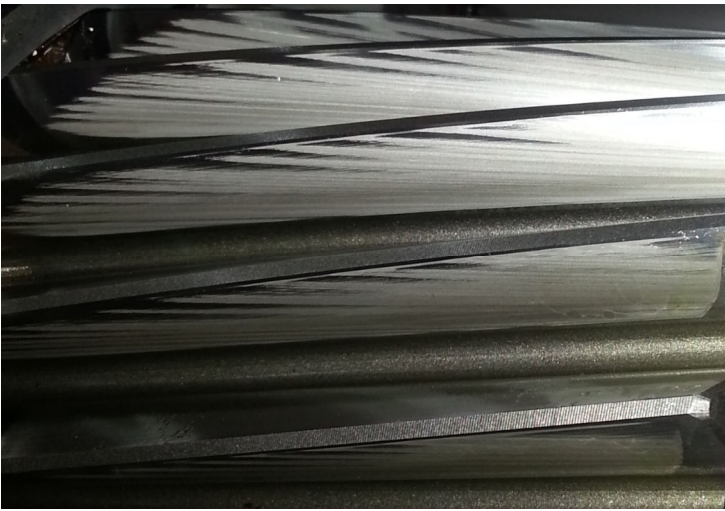


Abbildung 1-1: Durch Stromdurchgang geschädigte Zahnflanken

1.2 Ziel des Forschungsvorhabens

Das Ziel des hier durchgeführten Forschungsvorhabens ist es, die Kenntnisse des elektrischen Verhaltens von Maschinenelementen in Elektromotoren auf den weiteren Antriebsstrang und dabei insbesondere das Getriebe zu erweitern. Dabei soll ein Simulationsmodell erstellt werden, das die Vorhersage von umrichterinduzierten parasitären Strömen und Spannungen vom Umrichter über den Motor bis zur Abtriebsseite des Getriebes ermöglicht. Ein Erkennen gefährdeter Maschinenelemente kann dadurch möglich werden. Eine Bewertung der auftretenden elektrischen Belastung hinsichtlich einer quantitativen Lebensdauerreduzierung hingegen ist nicht Ziel dieser Arbeit.

Die im Antriebsstrang gängigsten Maschinenelemente sollen als elektrisches System abgebildet und mit Kennwerten hinterlegt werden, die von der Geometrie und den Betriebsbedingungen abhängig sind. Dazu zählen Wälzlager mit Punkt- bzw. Linienkontakt, Radialgleitlager und gerad- und schrägverzahnte Stirnradstufen.

Das zugrundeliegende Modell soll sich dabei auf den Laborbetrieb und Untersuchungen an einem speziell für die Messzwecke modifiziertem Antriebsstrang stützen und anhand dieser validiert werden.

2 STAND DER FORSCHUNG UND TECHNIK

In den folgenden Abschnitten wird auf die bereits bekannten Phänomene aus dem Bereich der elektrischen Belastung und der dazugehörigen Beschreibungen und Modelle eingegangen. Neben den zugrundeliegenden Ursachen wie der Gleichtaktspannung und den hohen Anstiegsgeschwindigkeiten der Spannungsflanken (siehe 2.1.1), die den Gegenstand der hier dargestellten Untersuchungen bilden, werden in Abschnitt 2.1.2 zudem auch einige andere Arten der elektrischen Belastung vorgestellt.

Anschließend werden die Folgen von elektrischer Belastung auf Maschinenelemente erläutert (Kapitel 2.2), bevor die bisher in der Literatur verwendeten Analogiemodelle – hier mit Schwerpunkt auf den geschmierten EHD-Kontakt – mitsamt den dazugehörigen Grundlagen aus der Schmierungstechnik vorgestellt werden (Kapitel 2.3).

2.1 Ursachen für elektrische Belastung

In mechanischen Antriebssystemen kann es aus verschiedenen Gründen zu einer elektrisch bedingten Belastung von Maschinenelementen kommen. In den vergangenen Jahren ist durch den fortschreitenden, flächendeckenden Einsatz von modernen Spannungszwischenkreisumrichtern die durch diese verursachte elektrische Belastung in den Fokus der Forschung gerückt. Durch eine zunehmende Anzahl an Ausfällen von Motorlagern, wurden die Effekte untersucht, die bei der Kombination aus Umrichter und Motor auftreten. Die dabei gewonnenen Erkenntnisse werden nachfolgend vorgestellt und dienen als Grundlage für die Analyse von Antriebssystemen mit Getrieben in dieser Arbeit.

2.1.1 Elektrische Belastung durch moderne Spannungszwischenkreisumrichter

Moderne Frequenzumrichter (kurz FU) nutzen anstelle von GTO-Thyristoren sogenannte IGBTs. Diese ermöglichen eine deutlich höhere Schaltgeschwindigkeit und damit auch mehr Schaltvorgänge, was einen dynamischeren Betrieb bei gleichzeitig verringerten Umrichterverlusten ermöglicht [MB03]. Der Spannungsanstieg der IGBTs ist deutlich steiler als der der GTOs und kann bis zu $10 \text{ kV}/\mu\text{s}$ und mehr betragen [MB03].

Die Wicklungen der Motoren werden im Betrieb an einem Spannungszwischenkreisumrichter nicht mit sinusförmigen Signalen beschaltet, sondern mit Rechteckimpulsen, die das Sinussignal nachbilden. Im Drehstromnetz mit drei um 120° versetzten Sinusschwingungen, summieren sich die Spannungen der Phasen zu Null. Bei Speisung aus einem Spannungsumrichter ergänzen sich die drei Ausgänge systemimmanent nicht zu null, da die drei Phasen nur zwischen $+0,5U_0^3$ und $-0,5U_0$ geschaltet werden (siehe Abbildung 2-1). Es entsteht eine Gleichtaktspannung, auch als Nullspannung oder Common-Mode-

³ U_0 : Zwischenkreisspannung des Umrichters

Spannung bezeichnet [HS00a]; [MB03]. Die Gleichtaktspannung zeigt nach Hausberg und Seinsch Frequenzen mit einfacher Schaltfrequenz des Umrichters sowie dreifacher Eingangs- und Ausgangsfrequenz.

Die Flanken der Nullspannung weisen aufgrund der hohen Schaltgeschwindigkeit hohe Änderungsraten $\frac{dU}{dt}$ auf. Diese regen hohe Frequenzen im Motor an und wechselwirken dabei mit den parasitären Kapazitäten⁴ im Motor, beispielsweise zwischen Wicklung und Stator (Abbildung 2-2). Dadurch fließt ein hochfrequenter Erdstrom, der auch als Common-Mode-Strom i_{cm} bezeichnet wird [Müt11].

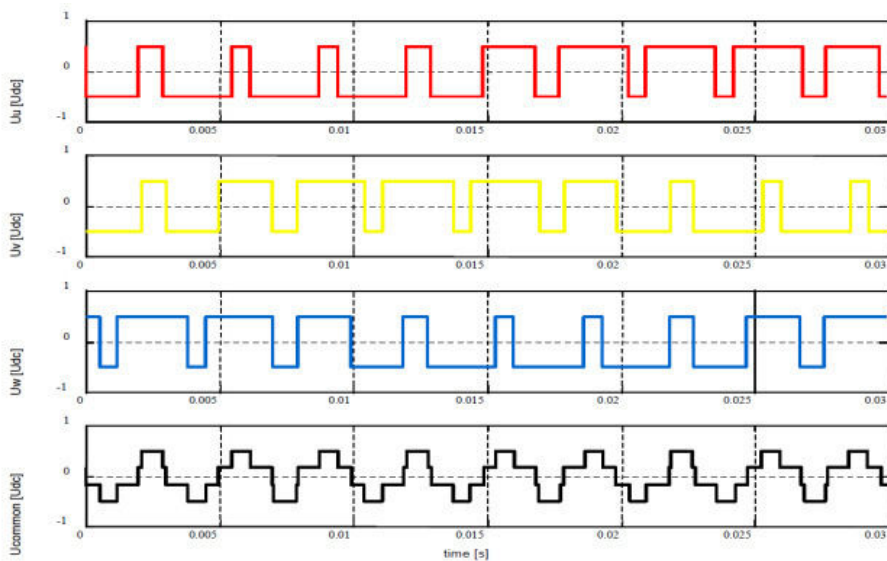


Abbildung 2-1: Entstehung der Common-Mode-Spannung [GAM16]

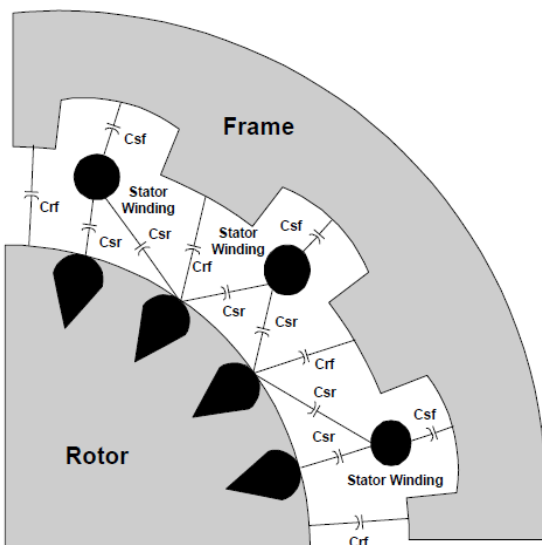


Abbildung 2-2: Parasitäre Kapazitäten im Motor: Rotor zu Gehäuse (frame) „ C_{rf} “, Rotor zu Statorwicklung „ C_{sr} “, Statorwicklung zu Gehäuse „ C_{sf} “ [EKS95]

⁴ Parasitäre Kapazitäten sind Kapazitäten, die sich beispielsweise über Isolationsschichten ausbilden. Bei hohen Frequenzen wirken diese nicht mehr als Isolation, sondern als Kapazität.

Die hochfrequente Gleichtaktspannung und der Erdstrom sorgen für mehrere Effekte im Motor. Die zugrunde liegenden Phänomene werden ungefähr seit der Jahrtausendwende in zahlreichen wissenschaftlichen Untersuchungen analysiert, beispielsweise in [CLN96]; [CL97]; [EKS95]; [HS00a]; [HS00b]; [Pre02]; [Müt04]; [Jag05].

Es ist Stand des Wissens, dass die Common-Mode-Spannung zu kapazitiven Lagerströmen und EDM-Strömen⁵ und dass die Erdströme zu Zirkularströmen und Rotorerdströmen führen. Abbildung 2-3 stellt die entsprechende Wirkkette dar. Die einzelnen Lagerstromarten und ihre Entstehung werden in den nachfolgenden Kapiteln näher beschrieben.

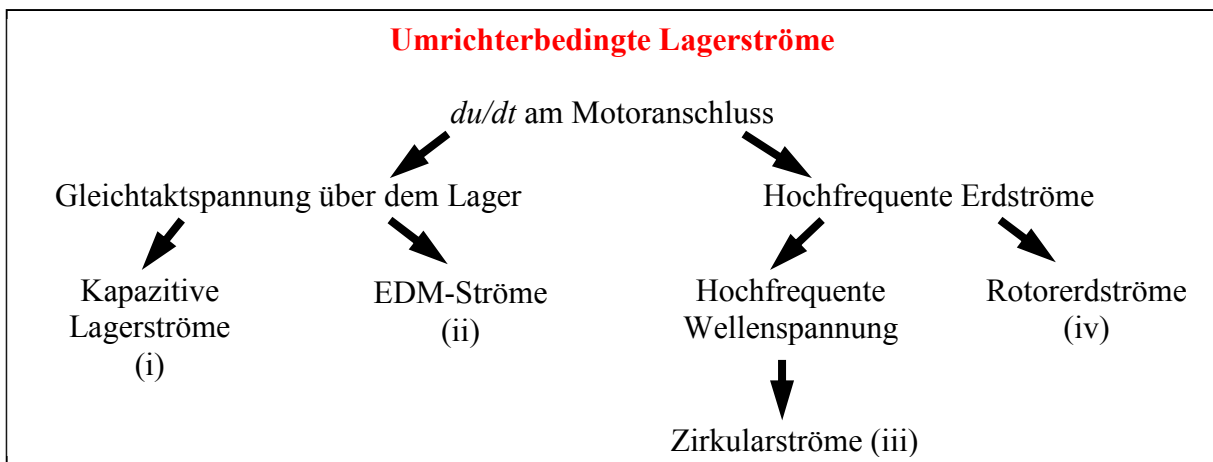


Abbildung 2-3: Umrichterbedingte Lagerströme nach Mütze [MB03]

2.1.1.1 Lagerspannung

Wenn das Lager Rotor und Statorgehäuse voneinander isoliert, also einen trennenden Schmierfilm besitzt, dann wirkt ein Lager als eine weitere Kapazität im Motor. Es bildet sich ein kapazitiver Spannungsteiler – bestehend aus den verschiedenen Motorkapazitäten und den Lagerkapazitäten – aus, der die Nullspannung über dem Lager abbildet (vgl. Abbildung 2-4) [MB03]. Weitere Informationen zu diesem Spannungsteiler und wie er berechnet wird, gibt Kapitel 3.3.1.

⁵ EDM-Ströme: Electric Discharge Machining, siehe Kapitel 2.1.1.1

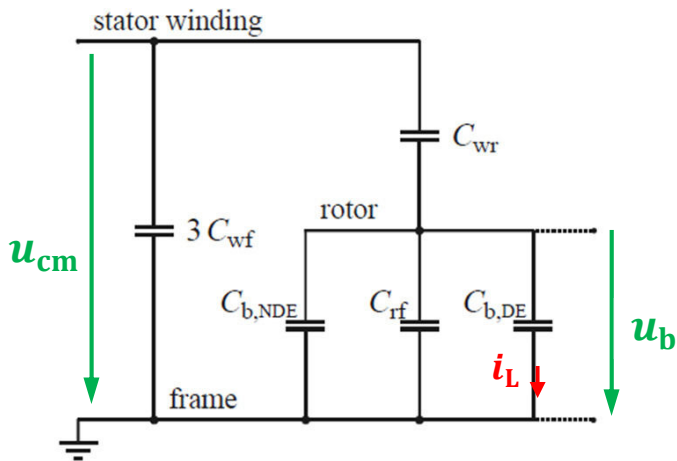


Abbildung 2-4: Motorersatzschaltbild mit parasitären Kapazitäten nach [Müt04]

Kapazitive Lagerströme

Kapazitive Lagerströme entstehen in zwei verschiedenen Formen im Motor. Bei intaktem Schmierfilm bildet sich die Lagerspannung aus und es kommt zu kapazitiven Lade- und Entladeströmen, deren Amplitude in der Größenordnung $i_L \approx 10 \text{ mA}$ liegt. Kann sich die Lagerspannung nicht aufbauen, da es einen ohmschen Kontakt im Lager gibt, werden durch die Wechselwirkung der Gleichtaktspannung mit den übrigen Kapazitäten im Motor kapazitive Ströme durch das Lager getrieben, die im Bereich $i_L \approx 5\text{-}200 \text{ mA}$ liegen. Die Frequenz dieser Ströme liegt im Bereich mehrerer MHz.

Die kapazitiven Lagerströme sind nach aktuellem Forschungsstand harmlos und schädigen die Motorlager nicht [MB03]; [Müt11].

EDM-Ströme

Electric-Discharge-Machining-Ströme, kurz EDM-Ströme, entstehen, wenn es zu einem Funkenüberschlag durch den Schmierfilm eines Lagers kommt. Über den Lagern bildet sich eine Lagerspannung aus, die so groß werden kann, dass die Durchschlagspannung des Schmierfilms überschritten wird. Dabei kommt es zu einem starken Stromimpuls und einem schlagartigen Ausgleich des Potentialunterschieds. Der Durchschlag erfolgt je nach Schmierungsstatus bereits bei ein paar Volt bis hin zu mehreren zehn Volt. Der Lagerstrom i_L kann mehrere Ampere betragen und hat wie die kapazitiven Lagerströme eine Frequenz im Bereich mehrerer MHz [Müt11].

In Abbildung 2-5 sind die drei möglichen Zustände für einen Lagerstrom aufgrund der Lagerspannung dargestellt. Wenn der isolierende Schmierfilm intakt bleibt (a), kommt es lediglich zu den harmlosen, kapazitiven Verschiebeströmen. Wird die Lagerspannung so groß, dass die Durchschlagspannung überschritten wird, kommt es zu der schlagartigen Entladung (b). Der dritte Fall (c) tritt auf, wenn kein trennender Schmierfilm vorhanden ist und im Lager ein metallischer Kontakt vorliegt. Dann verhält sich das Lager wie ein ohmscher Widerstand [MB03]; [KWG10].

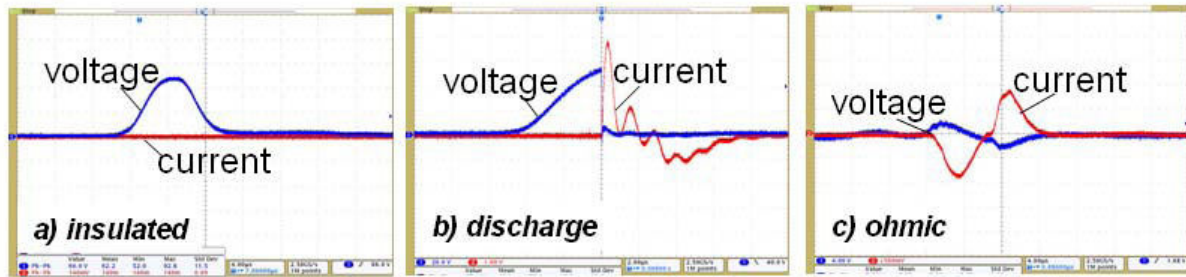


Abbildung 2-5: Drei Zustände für Lagerstrom und -spannung in einem Wälzlager [TG10]. Die Stromachse bei c) ist zur besseren Sichtbarkeit invertiert.

2.1.1.2 Erdströme

Der hochfrequente Erdstrom i_{em} entsteht durch die Wechselwirkung der steilen Spannungsflanken der Nullspannung mit den Kapazitäten zwischen Ständerwicklung und Gehäuse. Die Grundannahme, dass der Strom, der in eine Wicklung hineinfließt, auch wieder aus dieser herausfließt, ist durch die Erdströme nicht mehr gültig. Abbildung 2-6 verdeutlicht dies:

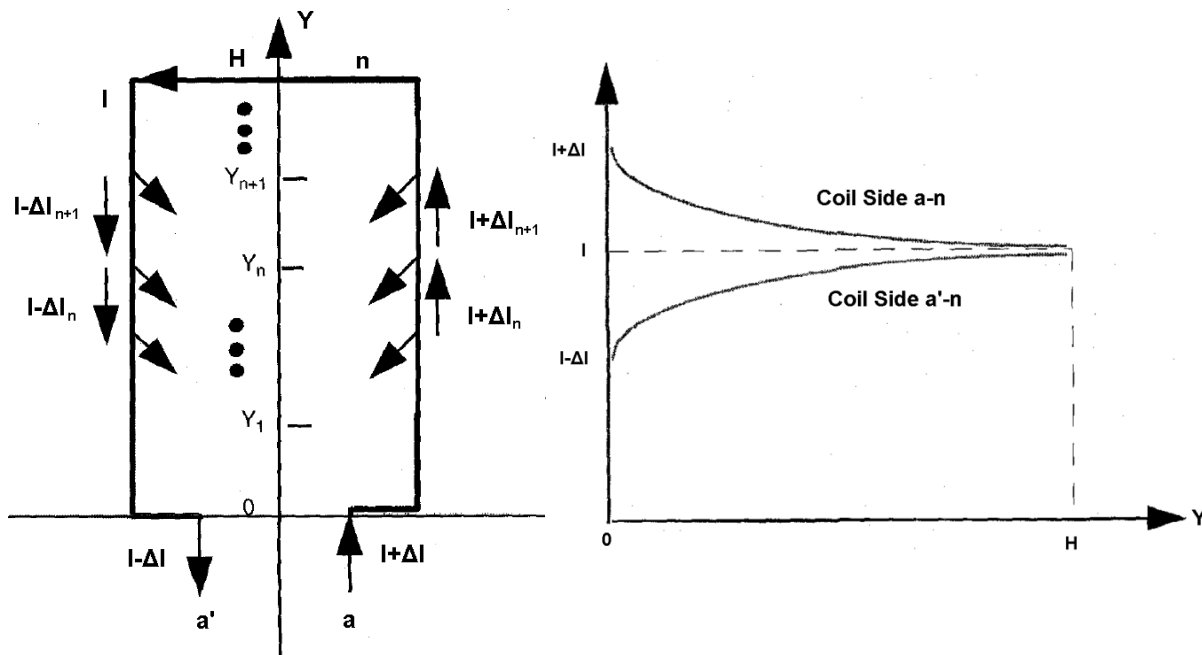


Abbildung 2-6: Abfließende Teilströme in einer Wicklung nach [CLN96]

Der Strom $I + \Delta I$, der in die Wicklung a hineinfließt, ist geringer, als der Strom $I - \Delta I$, der bei a' wieder hinaus fließt. Entlang der Motorachse Y fließen von Beginn der Wicklung bei 0 bis zum Ende der Wicklung bei H durchgängig kapazitive Erdströme weg [CLN96]. Die Frequenz dieser Erdströme, die über das Statorgehäuse abfließen, beträgt mehrere hundert kHz [MB03].

Als Folge dieser Erdströme kommt es Zirkularströmen und Rotor-Erd-Strömen.

Zirkularströme

Dadurch, dass der Stromfluss in den Wicklungen nicht konstant ist, entsteht ein zirkulierendes Magnetfeld um den Rotor herum. Dieses Feld induziert eine Spannung in der Leiterschleife aus Rotorwelle, Lager, Lagerschilde und Gehäuse (siehe Abbildung 2-7). Der Zirkularstrom tritt in beiden Lagern mit entgegengesetzter Polarität auf und beide Lagerströme bilden den Ständererdstrom i_{cm} ab. Die Lagerströme i_L durch das AS bzw. BS-Lager haben daher wie die Erdströme eine Größe von mehreren Ampere bei einer Frequenz von mehreren hundert kHz [MB03].

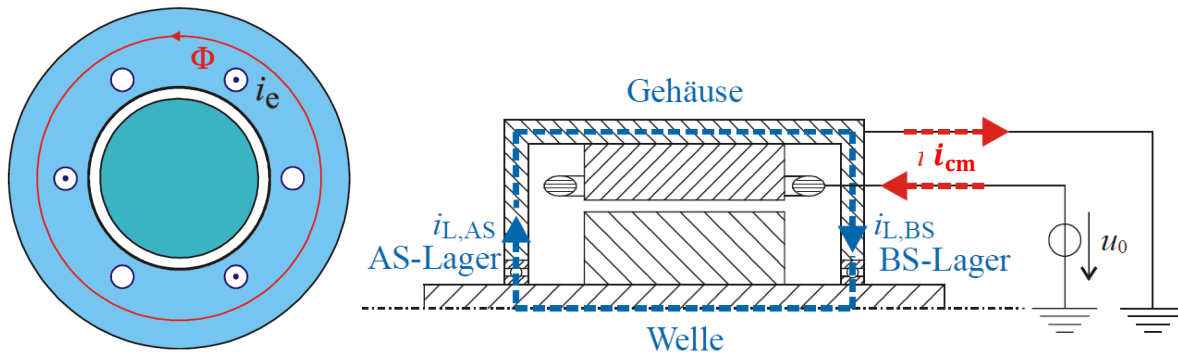


Abbildung 2-7: Links: magnetischer Ringfluss Φ , rechts: Hochfrequente Zirkularströme [MB03]

Rotor-Erd-Ströme

Die hochfrequenten Erdströme, die die Wicklung über die parasitären Kapazitäten verlassen, fließen immer zurück zur Quelle, also dem Erdpotential des Umrichters. Dazu wählen sie den Weg der geringsten Impedanz. Wenn der Rotor mit weiteren Komponenten wie beispielsweise Getriebe, Arbeitsmaschine oder Erdungsbürste verbunden ist, kann dieser Pfad eine niedrigere Impedanz aufweisen als die Statorerdung. In diesem Fall fließt ein Teil des Erdstroms über die Lager und dann über den Rotor und die damit verbundenen Komponenten ab, wie in Abbildung 2-8 dargestellt. Die Höhe und Frequenz der Rotorerdströme korreliert ebenfalls mit denen der Statorerdströme und liegt im Bereich mehrere Ampere bzw. mehrerer hundert kHz [MB03].

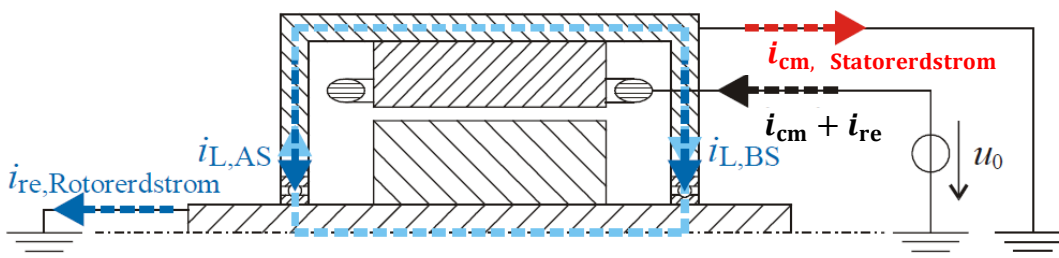


Abbildung 2-8: Stromfluss bei Rotor-Erd-Strömen [MB03]

2.1.2 Weitere Arten der elektrischen Belastung

Neben der elektrischen Belastung, die von Spannungszwischenkreisumrichtern hervorgerufen wird, gibt es auch noch einige andere Arten, die an dieser Stelle kurz Erwähnung finden sollen, aber nicht das Thema der vorliegenden Untersuchungen waren.

Bereits aus den Anfängen der Motorenentwicklung ist das Phänomen von Strömen durch Wälzlager bei Drehstrommotoren bekannt. Diese Ströme sind in einer Asymmetrie des magnetischen Felds begründet, die eine Spannung entlang der Welle induziert und einen zirkulierenden Lagerstrom durch eine Leiterschleife aus Rotorwelle, Lager, Lagerschilde und Gehäuse treibt. Dies ist die gleiche Schleife, die auch bei zirkulierenden Lagerströmen aus Umrichterspeisung wirkt (Abbildung 2-7). Ursache für die magnetische Asymmetrie sind Fertigungsungenauigkeiten, unvermeidbare Störstellen wie beispielsweise Kühlnuten oder Trennfugen der Blechpakete und inhomogene Materialeigenschaften [Bal07]. Durch moderne Fertigungsverfahren und angepassten Designs der Motoren hat diese Art der elektrischen Belastung jedoch stark an Bedeutung verloren [ABB01].

Eine weitere Quelle von elektrischer Belastung stellen Blitzschläge, Kurzschlüsse und Schweißfehler dar, die zu einer kurzfristigen, aber sehr hohen Belastung durch Stromfluss über die Maschinenelemente führen können. Unter Schweißfehler ist dabei eine fehlerhaft angebrachte Erdung zu verstehen, bei der der Schweißstrom beispielsweise über ein Getriebe zurückfließt, weil das Getriebe unzulässigerweise als Erdungspunkt gewählt wurde.

Durch magnetisierte Bauteile, beispielsweise eine rotierende Welle oder ein stillstehender Außenring, können ebenfalls Spannungen induziert werden, die in einen Stromfluss resultieren. Ursache für die Magnetisierung können zum Beispiel eine magnetische Rissprüfung ohne korrekte Entmagnetisierung, magnetische Vorrichtungen, Gleichspannungen oder auch bereits magnetische Rohteile sein.

2.2 Schädliche Folgen von elektrischer Belastung

Maschinenelemente, die einer unzulässigen elektrischen Beanspruchung ausgesetzt werden, können durch diese massiv geschädigt werden, was bis zu einem Ausfall des betroffenen Bauteils oder der gesamten Teilkomponente oder Anlage führen kann. In den nachfolgenden Abschnitten werden die wichtigsten Effekte in kurzer Form erläutert.

2.2.1 Elektroerosion

Durch Stromfluss über Maschinenelemente kann es an diesen zu Schädigungen kommen. Durch einen Stromfluss zwischen zwei Kontaktpartnern – beispielsweise Wälzkörper und Laufbahn – werden die Rauheitsspitzen der Oberflächen kurzzeitig aufgeschmolzen und anschließend wieder überrollt. Durch diesen Prozess kommt es zu Neuhärtungen in der Randzone, aber auch dazu, dass Partikel in den Schmierstoff eingetragen werden. Die Oberfläche weist durch diesen Effekt eine graue Mattierung auf,

die einer klassischen Graufleckigkeit makroskopisch sehr ähnlich sieht. Mikroskopisch betrachtet sind jedoch deutliche Unterschiede zwischen den schroffen Bruchkanten einer mechanisch bedingten Graufleckigkeit und den weichen Fließkanten einer elektrisch verursachten Graufleckigkeit zu erkennen (siehe Abbildung 2-9).

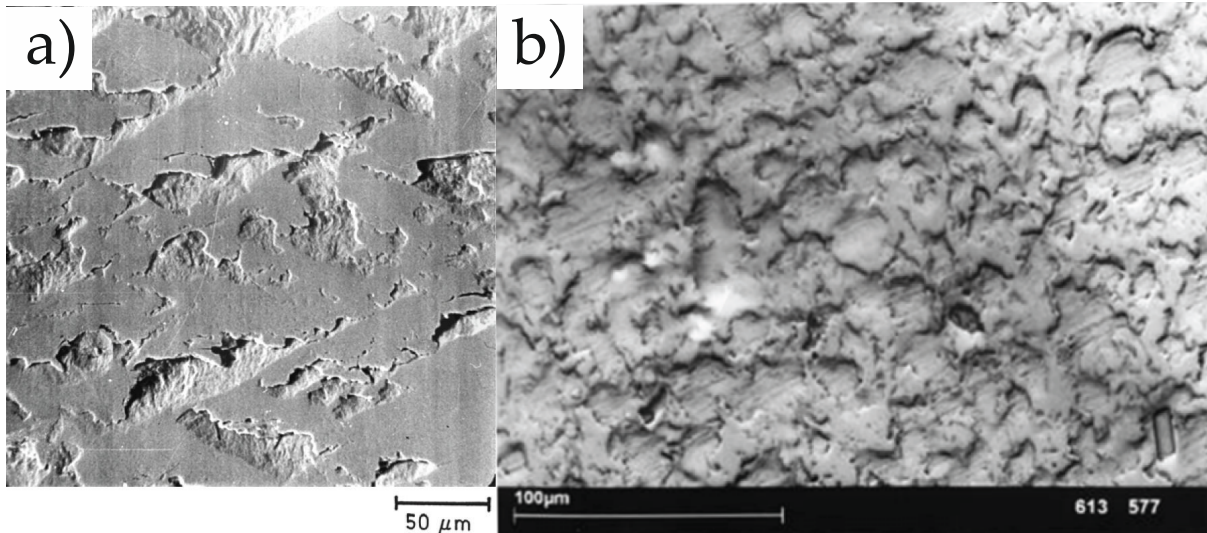


Abbildung 2-9: Unterschied zwischen klassischer, mechanisch bedingter Graufleckigkeit (a) und Graufleckigkeit durch Stromdurchgang (b) [Mic11]

Eine solche Graufleckigkeit kann sowohl durch ohmsch fließende Ströme – beispielsweise Zirkularströme – als auch durch EDM-Ströme erfolgen, bei denen es zu einem Überschlag zwischen den beiden vom Schmierfilm getrennten Kontaktpartnern kommt. Die Graufleckigkeit der Laufbahnen stellt dabei nicht notwendigerweise eine kritische Schädigung dar, sondern wird häufig als Vorstufe zur sogenannten Riffelbildung gesehen. Hierbei bildet sich eine geriffelte Struktur auf den Laufbahnen der Wälzlager aus (Abbildung 2-10 links), die in Folge zu erhöhten Schwingungen, Verschleiß und anschließend zum Ausfall führen. Ein ähnlicher Effekt zeigt sich auch an Zahnflanken, die in Folge der Vorbelastung mit Flankenschäden ausfallen können (Abbildung 2-10 rechts).

Erkenntnissen von Tischmacher et al. [TGK10]; [KWG12] zufolge führt nicht jede Graufleckigkeit zu einer Riffelbildung und damit zum Ausfall des Maschinenelements. In ihren Untersuchungen an Wälzlagern haben sie herausgefunden, dass insbesondere EDM-Ströme mit einem hohen Energieeintrag zu einer Verdampfung des Materials führen können, die Krater in der Laufbahn hinterlassen. Die Krater wiederum stellen den Ausgangspunkt für die Riffelbildung dar. Als Ansatz für die Beurteilung der Schädlichkeit eines Entladestroms bietet Tischmacher [Tis17] die Scheinleistung des EDM-Stroms an. Seine Untersuchungen ergaben, dass Leistungen unter 20 VA unkritisch für die Entstehung einer schädlichen Riffelbildung sind, während der Bereich ab 60 VA definitiv als kritisch zu betrachten ist. Der Bereich dazwischen stellt einen Übergang dar, der noch weiterer Untersuchungen erfordert.



Abbildung 2-10: Stromdurchgangsschäden: Links: Riffelbildung am Wälzlager. Rechts: Grauflecken/Streifigkeit der Zahnflanken

2.2.2 Schmierstoffschädigungen

Neben der Schädigung der Laufbahnen wird auch der Schmierstoff durch elektrische Belastung geschädigt. Zum einen kommt es zu einer Verunreinigung durch aus der Oberfläche herausgelöste Partikel und zum anderen wird das Schmiermittel durch die hohen Temperaturen, die lokal bei einem Stromfluss erreicht werden, stark geschädigt und es kommt durch die entstehende Verunreinigung mit Partikeln zu einer beschleunigten Alterung, wie sie in Abbildung 2-11 dargestellt wird. Der Schmierstoff verliert dadurch seine Eigenschaften und muss vorzeitig getauscht werden, wenn Schäden durch Mangelschmierung vermieden werden sollen [Jag05]; [Pre02].

Zusätzlich zur direkten Schädigung des Schmierstoffs durch Stromfluss kann zudem die Wirkung der enthaltenen Additive durch elektrische Belastung beeinträchtigt werden, wenn beispielsweise Ionen durch äußerlich anliegende elektrische Felder in ihrer Bewegung beeinflusst werden.

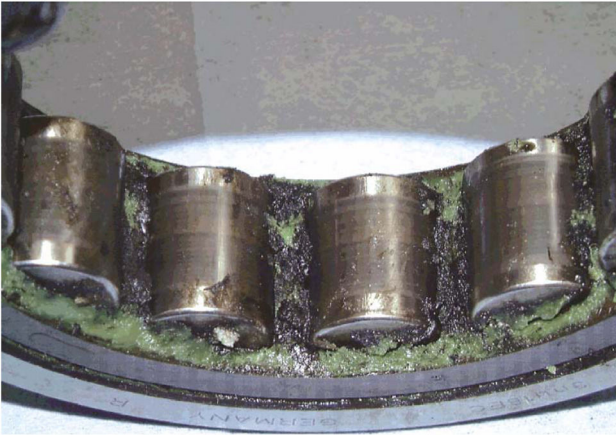


Abbildung 2-11: Durch Stromdurchgang stark geschädigtes/gealtertes Fett [Pre02]

2.2.3 White Etching Cracks

White Etching Cracks (kurz WEC) sind eine Schadensform bzw. ein Phänomen, das mit Frühausfällen bei Wälzlagern in den vergangenen Jahren immer häufiger in Erscheinung tritt. Dabei handelt es sich um Rissnetzwerke unterhalb der Oberfläche, die beim Ätzen des Schiffs mit Nital⁶ charakteristische weiße Bereiche an den Rissrändern aufweisen [Eva13]. Diese Rissnetzwerke führen zu Ausbrüchen an der Oberfläche (siehe Abbildung 2-12) und damit zum Ausfall des Lagers.

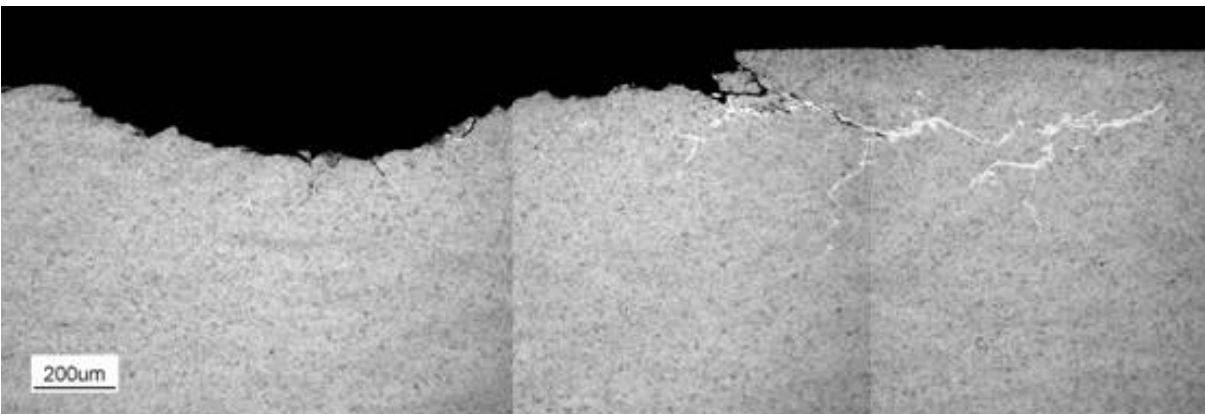


Abbildung 2-12: Ausbruch mit weiß anätzendem Rissnetzwerk [Uya11]

Das Problem der WEC ist bei Fahrzeugmotoren seit den Neunzigern bekannt [Uya11] und wird dort in Zusammenhang mit statischer Elektrizität durch Riementriebe gebracht. Grundsätzlich ist die Entstehung von WEC bis dato noch nicht vollständig geklärt und es herrscht in der Literatur auch noch keine Einigkeit darüber, ob zunächst die weiß anätzenden Bereiche entstehen und dann zur Rissbildung führen oder ob diese eine Folge von Mikrobewegungen an den Rissflanken sind, wobei die Risse zunächst entstehen. Zur gesamten Thematik der White Etching Cracks gibt es eine Vielzahl an Untersuchungen

⁶ Nital: Mikroätzmittel für unlegierte und niedriglegierte Stähle aus 95-98% Ethanol und 5-2% konzentrierter Salpetersäure.

unter anderem in [IYT05]; [UYH11]; [Eva13]; [SS13]; [Loo14]; [Rue14]; [LKB15]; [BLS16]; [MSB16]; [SDC16]; [SVE16], auf die an dieser Stelle nicht weiter eingegangen werden soll. Wichtig ist jedoch, dass es einige Ansätze gibt, die den Einfluss von Strom auf die Bildung von WEC untersucht haben und diesen als ein mögliches, wenn auch nicht unbedingt einziges Kriterium für ihre Entstehung festgestellt haben. Hierzu sei speziell auf die Arbeiten von Loos [LBG16]; [LGB14] und das Forschungsvorhaben 707 II der FVA [GÖP16] verwiesen, in denen bei bestimmten Betriebsbedingungen durch Ergänzung von Gleichstrom als elektrische Belastung gezielt WECs erzeugt werden konnten.

2.3 Abbildung von Maschinenelementen als elektrisches Ersatzschaltbild

Um ein Modell zur Beschreibung des elektrischen Verhaltens von Antriebssystemen zu erstellen, müssen zunächst Möglichkeiten gefunden werden, die einzelnen Maschinenelemente als elektrisches Ersatzmodell abzubilden. Eines der zentralen Elemente dabei ist der elastohydrodynamische Kontakt in den geschmierten Bauteilen wie Wälzlagern und Verzahnungen. Dieser kommt in den in Kapitel 3 vorgestellten Modellen vielfach vor und wird daher in seinen Grundzügen und aufgrund seiner großen Bedeutung an dieser Stelle vorab näher betrachtet. Zudem werden die für die Berechnung des im Kontakt herrschenden Schmierzustands notwendigen Verfahren, die auf den langjährigen Forschungen im Bereich der Schmierfilmdickenberechnung basieren, vorgestellt.

2.3.1 Grundlagen der Schmierung

Schmierstoffe werden in Systemen eingesetzt, in denen eine Relativbewegung zwischen zwei Körpern auftritt, wobei verschiedene Ziele verfolgt werden. Die im tribologischen Kontakt auftretende Reibung und der Verschleiß der beiden Kontaktpartner können je nach Anwendungsgebiet unerwünscht, aber auch teilweise gewünscht sein [SS12]. In den meisten Fällen wird jedoch ein geringer Verschleiß und eine geringe Reibung angestrebt, weshalb versucht wird, diese Größen durch Schmierstoffe positiv zu beeinflussen. In Antriebssystemen und den darin genutzten Maschinenelementen wird dies überwiegend durch Schmieröle und Schmierfette realisiert.

Der wichtigste Effekt ist dabei der Aufbau eines trennenden Schmierfilms zwischen den beiden Kontaktpartnern, der mit verschiedenen Schmierzuständen beschrieben werden kann. Im Bereich der Grenschmierung/Grenzreibung sind die Oberflächen nur von einem sehr dünnen, reibungsmindernden Schmierfilm bedeckt (Abbildung 2-13 Links). In der Mischreibung/Teilschmierung liegt ein dickerer Schmierfilm vor, der jedoch noch nicht ausreicht, dass sich die Rauheitsspitzen der Kontaktpartner nicht berühren können (Abbildung 2-13 Mitte). Im Bereich der Flüssigkeitsreibung/Vollschmierung ist der Schmierfilm schließlich ausreichend, dass es zu einer vollständigen Trennung der Oberflächen kommt (Abbildung 2-13 Rechts).

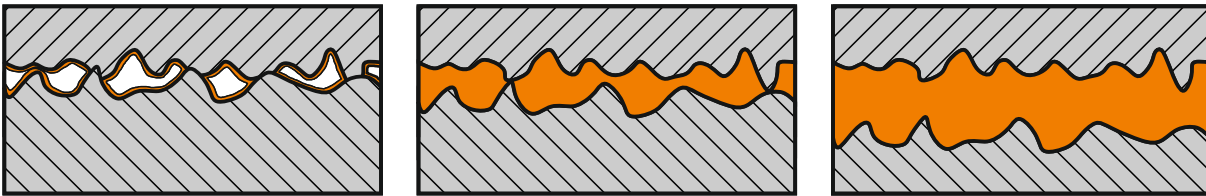


Abbildung 2-13: Schmierzustände nach [SS12]: Grenzschnierung (links), Teilschnierung (Mitte) und Vollschnierung (rechts)

Für diese Arbeit ist aufgrund des elektrischen Verhaltens der Kontakte – siehe Kapitel 2.3.4 – insbesondere der Bereich der Vollschnierung interessant. Der Schmierfilmaufbau zum Erreichen der Vollschnierung kann über hydrodynamische, elasto-hydrodynamische und hydrostatische Schnierung erfolgen. Für die in dieser Arbeit untersuchten Maschinenelemente sind die beiden Erstgenannten relevant und werden daher nachfolgend weiter erläutert. Der zentrale Unterschied zwischen Hydrodynamik – wie sie bei den in dieser Arbeit untersuchten Gleitlagern vorliegt - und Elasto-hydrodynamik – die bei Wälzlagern und Verzahnung auftritt – ist dabei der Einfluss der Verformung der beiden Kontaktpartner, der bei der Elasto-hydrodynamik nicht zu vernachlässigen ist [SS12].

2.3.2 Hydrodynamische Schnierung

Der Aufbau eines hydrodynamischen Schmierfilms erfordert nach [SS12] zwei grundlegende Voraussetzungen. Zum einen muss ein viskoser Schmierstoff eingesetzt werden, der an den Reibkörpern haftet und zum anderen muss ein sich in Bewegungsrichtung verengender Spalt vorliegen, in den der Schmierstoff gefördert wird. Durch den enger werdenden Spalt entsteht im Schmierstoff ein Überdruck, der zur Erfüllung der Kontinuitätsbedingung gerade so groß wird, dass durch diesen die Unterschiede zwischen den in den Spalt hineingeschleppten Volumenströmen und den durch die Verengung reduzierten Strömen mittels Druckströmungen ausgeglichen wird. Dieser Überdruck bildet die Tragfähigkeit des Kontakts ab und steht mit den äußeren Belastungen im Gleichgewicht [SS12]. Der Druck ist bei hydrodynamischer Schnierung in der Regel noch so klein, dass nicht mit einer relevanten Verformung der Kontaktflächen gerechnet werden muss. Am Beispiel eines Gleitschuhs sind in Abbildung 2-14 die wichtigsten Kenngrößen und Verläufe dargestellt.

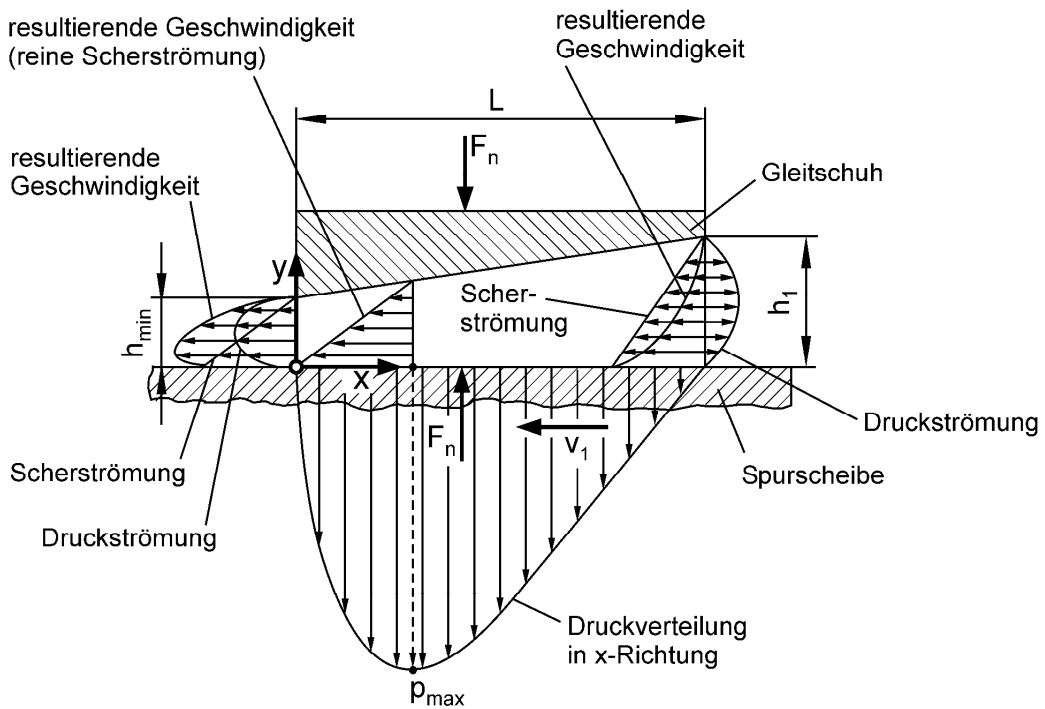


Abbildung 2-14: Drücke und Geschwindigkeiten im hydrodynamischen Schmierpalt eines Gleitschuhs [SS12]

Die Berechnung der Tragfähigkeit eines Gleitlagers und der Schmierfilmdicke im Betrieb erfordert eine genaue Kenntnis von einer Vielzahl an Einflussgrößen und Randbedingungen mit denen dann durch entsprechende Vereinfachungen der Navier-Stokes-Gleichung ein handbares Gleichungssystem aufgestellt wird.

Für vollumschlossene, hydrodynamische Radialgleitlager lässt sich mit Kenntnis der Sommerfeldzahl So nach Formel 1 und der spezifischen Lagerbelastung \bar{p} nach Formel 2 grafisch die Exzentrizität ϵ für verschiedene Breiten-Durchmesserhältnisse B/D bestimmen (siehe Abbildung 2-15).

$$So = \frac{\bar{p} \cdot \psi_{\text{eff}}^2}{\eta_{\text{eff}} \cdot \omega_{\text{eff}}} \quad \text{Formel 1:} \quad \text{Sommerfeldzahl}$$

mit ψ_{eff} als effektivem relativem Lagerspiel, η_{eff} als effektiver Betriebsviskosität und ω_{eff} als effektiver Winkelgeschwindigkeit.

$$\bar{p} = \frac{F}{B \cdot D} \quad \text{Formel 2:} \quad \text{spezifische Lagerbelastung}$$

mit der Lagerbelastung F .

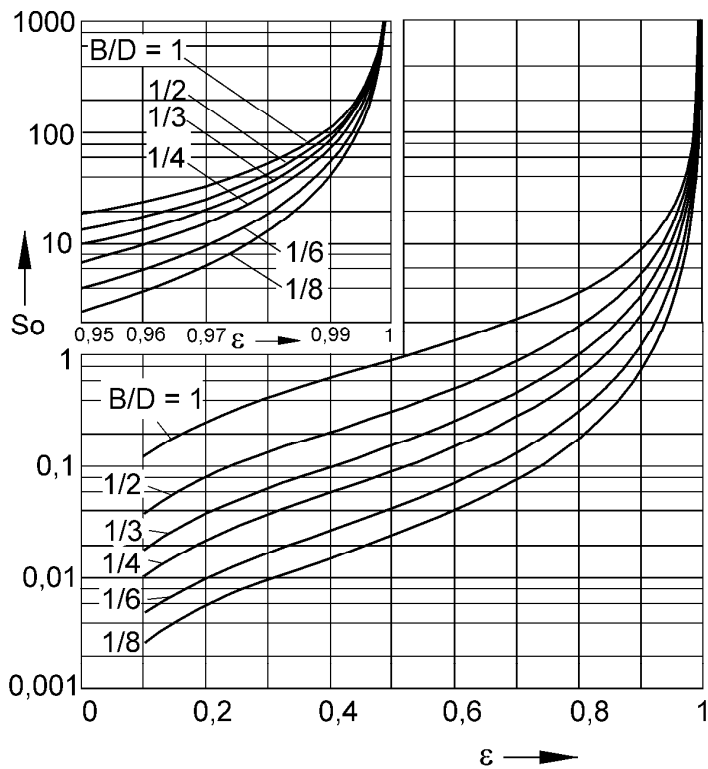


Abbildung 2-15: Zusammenhang zwischen Sommerfeldzahl, relativer Exzentrizität und Breiten-Durchmesser-Verhältnis für vollumschlossene, hydrodynamische Radialgleitlager [LS78]; [SS12]

Über die relative Exzentrizität (siehe dazu auch Kapitel 3.2.2) lässt sich anschließend mittels Formel 3 die minimale Schmierfilmdicke h_{\min} des Gleitlagers bestimmen.

$$h_{\min} = \frac{D}{2} \cdot \psi_{\text{eff}} \cdot (1 - \varepsilon)$$

Formel 3: Minimale Schmierfilmdicke im Radialgleitlager

Ausführliche Herleitungen finden sich in [LS78] und der DIN 31652.

2.3.3 Elastohydrodynamische Schmierung

Die Schmierfilmdicke von EHD-Kontakten zwischen zwei Kontaktpartnern a und b lässt sich mit den Formeln nach Chittenden et al. [CDD85a]; [CDD85b] und Hamrock et al. [HSJ04] berechnen, die für elliptische und rechteckige Kontaktflächen Formel 4 und Formel 5 gegeben haben:

$$\hat{H}_{e,\text{min,ell}} = 3,63U^{0,68} \cdot G^{0,49} \cdot W^{-0,073} \cdot (1 - e^{-0,68 \cdot k})$$

Formel 4: Dimensionslose minimale Schmierfilmdicke für elliptische Kontaktflächen

$$\hat{H}_{e,\text{min,rect}} = 1,714(W')^{-0,128} \cdot U^{0,694} \cdot G^{0,568}$$

Formel 5: Dimensionslose minimale Schmierfilmdicke für rechteckige Kontaktflächen

Mit $\hat{H}_{e,\text{min}}$ wird dabei zunächst eine dimensionslose, kurvenangepasste Schmierfilmdicke ermittelt.

Die Parameter U , G , W und W' sind dimensionslose Größen zur Beschreibung der Geschwindigkeit (U), des Werkstoffs (G) und der Belastung (W bzw. W'). k beschreibt die Elliptizität. Die Größen bestimmen sich über:

$U = \frac{\eta_0 \cdot \bar{v}}{E' \cdot R_x}$	Formel 6:	Geschwindigkeitsparameter
$G = \alpha_p \cdot E'$	Formel 7:	Werkstoffparameter
$W = \frac{F_N}{E' \cdot R_x^2}$	Formel 8:	Belastungsparameter für elliptische Kontaktflächen
$W' = \frac{F_N}{E' \cdot R_x \cdot l}$	Formel 9:	Belastungsparameter für rechteckige Kontaktflächen
$k = \left(\frac{R_y}{R_x}\right)^{2/\pi}$	Formel 10:	Elliptizitätsparameter

Hierbei stehen η_0 für die Viskosität bei Umgebungsdruck, \bar{v} für die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit, E' für den reduzierten E-Modul nach Formel 11, R_x und R_y für den effektiven Krümmungsradius in x- bzw. y-Richtung nach Formel 12 und Formel 13, α_p für den Druck-Viskositätskoeffizienten (siehe auch Kapitel 3.1), F_N für die Kontaktkraft und l für die Länge des rechteckigen Kontakts.

$E' = \frac{2}{\frac{1 - \nu_a^2}{E_a} + \frac{1 - \nu_b^2}{E_b}}$	Formel 11:	Reduzierter E-Modul
$R_x = \frac{r_{ax} \cdot r_{bx}}{r_{ax} + r_{bx}}$	Formel 12:	Effektiver Radius R_x
$R_y = \frac{r_{ay} \cdot r_{by}}{r_{ay} + r_{by}}$	Formel 13:	Effektiver Radius R_y

Die minimale Schmierfilmdicke lässt sich aus der dimensionslosen Schmierfilmdicke über

$h_{min} = \hat{H}_{e,min} \cdot R_x$	Formel 14:	Minimale Schmierfilmdicke
---------------------------------------	-------------------	----------------------------------

bestimmen.

Analog lässt sich auch die zentrale Schmierfilmdicke über die dimensionslosen Parameter bestimmen:

$\hat{H}_{e,c,ell} = 2,69U^{0,67} \cdot G^{0,53} \cdot W^{-0,067} \cdot (1 - 0,61 e^{-0,73 \cdot k})$	Formel 15:	Dimensionslose zentrale Schmierfilmdicke für elliptische Kontaktflächen
---	-------------------	--

$$\hat{H}_{e,C,rect} = 2,922(W')^{-0,166} \cdot U^{0,692} \cdot G^{0,470}$$

Formel 16: **Dimensionslose zentrale Schmierfilmdicke für rechteckige Kontaktflächen**

Um den Einfluss der Temperaturerhöhung durch das zurückströmende Öl und den Einfluss der Rauheit der Kontaktpartner auf die Schmierfilmdicke zu berücksichtigen, kann das Verfahren nach Kreil [Kre09] angewandt werden, welches auf die Arbeiten von Murch/Wilson [MW75] aufsetzt. Über den thermischen Korrekturfaktor C wird nach Formel 17 die thermisch reduzierte Schmierfilmdicke ermittelt.

$$h_{0,th} = h_0 \cdot C$$

Formel 17: **Thermisch reduzierte Schmierfilmdicke**

Der Korrekturfaktor ermittelt sich über

$$C = \frac{3,94}{3,94 + L^{0,62}}$$

Formel 18: **Thermischer Korrekturfaktor**

und dem thermischen Lastfaktor L

$$L = \frac{\eta_0 \cdot \alpha_t \cdot \bar{v}^2}{\lambda}$$

Formel 19: **Thermischer Lastfaktor**

Hierin ist α_t der Temperatur-Viskositätskoeffizient (siehe Formel 29) und λ die Wärmeleitfähigkeit des Schmierstoffs.

Der Einfluss der Oberflächenrauheit kann über eine rauheitsbedingte Minderung Δh_r beschrieben werden, wodurch sich die Schmierfilmdicke zu

$$h_{0,th,r} = h_{0,th} - \Delta h_r$$

Formel 20: **Thermisch und rauheitsbedingt reduzierte Schmierfilmdicke**

ergibt.

Die rauheitsbedingte Minderung kann über

$$\Delta h_r = m_r \cdot R_z$$

Formel 21: **Rauheitsbedingte Minderung**

bei Kenntnis der größten Höhe des Rauheitsprofils R_z und dem Rauheitskennwert m_r bestimmt werden.

Die dimensionslose Größe m_r berechnet sich zu:

$$m_r = 0,3 \cdot \ln(2 \cdot \bar{v} + 55) + t_r(\beta)$$

Formel 22: **Rauheitskoeffizient**

Mit der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit in m/s und dem Richtungswert $t_r(\beta)$, der sich in Abhängigkeit vom Winkel der Rauheitsriefen zur Bewegungsrichtung wie folgt ergibt.

$$t_r(\beta) = \begin{cases} -0,0992, & \beta = 0^\circ \text{ (Längsschliff)} \\ -1,0600, & \beta = 90^\circ \text{ (Querschliff)} \end{cases}$$

Formel 23:

Richtungswert

2.3.4 Elektrisches Analogiemodell des EHD-Kontakts

Die Beschreibung eines EHD-Kontakts als elektrisches Modell kommt ursprünglich aus den Untersuchungen zur Schmierfilmbildung in Kontakten. Um den Aufbau eines elastohydrodynamischen Schmierfilms messtechnisch erfassen zu können, wurden eine Vielzahl an verschiedenen Methoden entwickelt. Für eine quantitative Erfassung hat sich dabei insbesondere die Methodik der Interferometrie als eine zuverlässige Methode herausgestellt. Bei dieser häufig an einem Kugel-Scheibe-Apparat angewandten Messung wird der Schmierfilm zwischen einer rotierenden Stahlkugel und einer ebenfalls rotierenden Glasscheibe mit einer halbdurchlässigen Chromschicht gemessen. Dazu wird der Kontakt durch die Glasscheibe beleuchtet, wobei ein Teil des Lichts direkt an der Chromschicht reflektiert wird, während der Rest (abzüglich Absorptionsverlusten) erst an der Stahlkugel reflektiert wird. Die Laufzeitunterschiede des Lichts führen zu veränderten Interferenzmustern in Abhängigkeit von der Dicke des Schmierfilms zwischen Kugel und Scheibe und können über entsprechende Kalibrierungen auf die Schmierfilmdicke umgerechnet werden [DJ67]; [FHC68]; [CWC92]; [Mey10]; [JGB12]; [Wit16]; [FWW69].

Ein Nachteil des optischen Verfahrens ist, dass es nicht bzw. nur äußerst aufwändig bei realen Geometrien wie Wälzlagern oder Verzahnungen anwendbar ist und durch den Einsatz des optisch durchlässigen Materials sich zudem die mechanischen und thermischen Eigenschaften – und damit auch die Kontaktbedingungen – ändern. Mithilfe elektrischer Verfahren wird daher versucht, die Schmierfilmmessung direkt an den zu untersuchenden Maschinenelementen durchzuführen. Dazu wurden verschiedene Verfahren entwickelt, die auf der Leitfähigkeit [ES60], der abfallenden Spannung bei konstanter Bestromung [MC60], der Durchschlagspannung [DR63] oder der Kapazität [Lew55]; [Cro58] des EHD-Kontakts basieren.

Das Kapazitätsverfahren basiert darauf, dass zwischen zwei von einem Schmierfilm getrennten Körpern eine elektrische Kapazität existiert. Übertragen auf einen EHD-Kontakt lässt sich dieser als eine Art Plattenkondensator betrachten, bei dem die Hertzsche Kontaktfläche mit der Breite $2b$ für die Plattenfläche und die zentrale Schmierfilmdicke h_0 für den Plattenabstand stehen. Der Schmierstoff im Kontakt stellt das Dielektrikum dar. Neben der Hertzschen Kontaktfläche tragen auch die Einlauf- und Auslaufzone des Kontakts zur Kapazität bei, so dass sich das in Abbildung 2-16 dargestellte System aus drei Kapazitäten ergibt. Untersuchungen zu diesen Kapazitäten und ihren Anteilen an der Gesamtkapazität des Kontakts wurden beispielsweise von [DNW65]; [Brü72]; [JGB12]; [Bar96] durchgeführt.

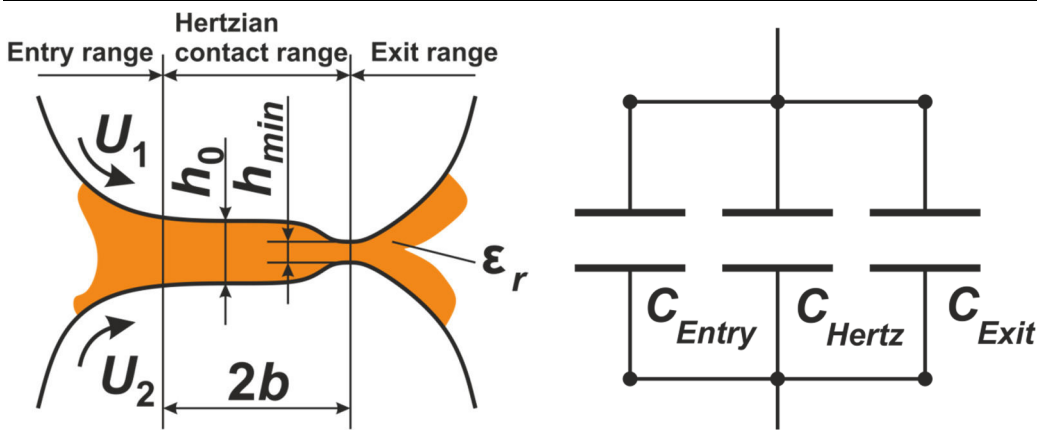


Abbildung 2-16: Links: EHD-Kontakt mit Ein- Auslasszone. Rechts: Kapazitäten der einzelnen Bereiche des EHD-Kontakts (nach Dyson et al. [DNW65] und Brüser [Brü72]).

Neben den geometrischen Unterschieden der einzelnen Abschnitte ist insbesondere das Dielektrikum gezielter zu betrachten. Im Bereich vor dem EHD-Kontakt – in der sogenannten Einlaufzone – ist für den Fall, dass genügend Schmierstoff zur Verfügung steht, der gesamte Einlass mit Schmierstoff gefüllt, dessen dielektrische Eigenschaften von der Öltemperatur und dem Umgebungsdruck abhängen. In der Hertzischen Kontaktzone wird ebenfalls von einer vollständigen Füllung mit Schmierstoff ausgegangen. Zusätzlich wird jedoch das dielektrische Verhalten noch durch den Kontaktdruck beeinflusst. In der Auslaufzone hinter dem engsten Spalt des Kontakts wiederum teilt sich das Dielektrikum in einen Anteil mit Schmierstoff und mit Luft auf. Die dielektrischen Eigenschaften stellen dann eine Reihenschaltung der Einzeldielektrika dar [Brü72], wobei die Schmierstoffeigenschaften vom Umgebungsdruck und der durch den Kontakt thermisch erhöhten Schmierstofftemperatur abhängen.

Die Kapazität der Hertzischen Kontaktfläche lässt sich allgemein nach Formel 24 bestimmen:

$$C_{\text{Hertz}} = \varepsilon_0 \cdot \varepsilon_r(p, \vartheta) \cdot \frac{A_{\text{Hertz}}(F_N, R, E')}{h_0(\bar{v}, F_N, R, \eta(p, \vartheta))} \quad \text{Formel 24:} \quad \text{Hertzische Kapazität}$$

Hierbei wird berücksichtigt, dass die Dielektrizitätszahl druck- und temperaturabhängig ist, die Hertzische Fläche von der Kraft, dem Krümmungsradius und dem Material abhängt, und die Schmierfilmdicke von der Kraft, der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit, dem Krümmungsradius und der druck- und temperaturabhängigen Viskosität bestimmt wird.

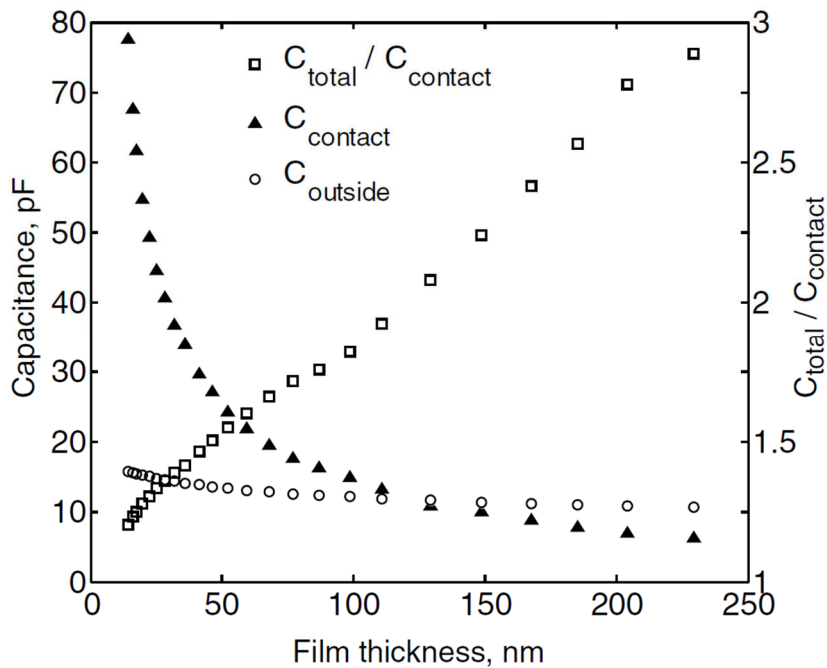


Abbildung 2-17: Kapazitäten der Randbereiche und des Kontakts, sowie das Verhältnis von Gesamtkapazität zur Kapazität des Hertzschen Kontakts über der Schmierfilmdicke [JGB12]

Wie in den Untersuchungen von Jablonka et al. [JGB12] an einem Kugel-Scheibe Aufbau gezeigt wird, ist das Verhältnis zwischen der Gesamtkapazität und der Kapazität der Hertzschen Kontaktzone von der Schmierfilmdicke abhängig. Bei sehr kleinen Schmierfilmen geht die Kapazität gegen Unendlich, während sie mit steigendem Schmierfilm stark absinkt. Hierbei sinkt die Kapazität der Hertzschen Kontaktfläche deutlich stärker als die der Randgebiete, weshalb bei gleichzeitig sinkender Gesamtkapazität der Anteil der Randbereiche zunimmt.

Brüser [Brü72] hat den elliptischen Kontakt zwischen gegensinnig gekrümmten Flächen näher untersucht und dabei den Ein- und Auslaufbereich des Kontakts noch unterteilt, um den Einfluss der Abplattung auf die Kontur zu berücksichtigen (Abbildung 2-18).

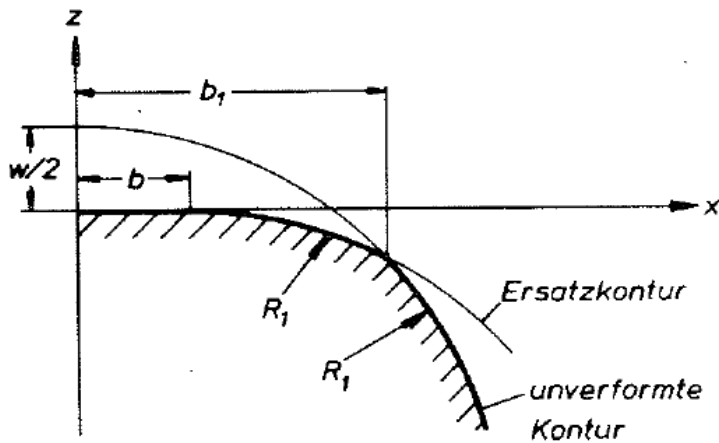


Abbildung 2-18: Ersatzkontur zur Berechnung der Kapazität. Bis zur Grenze b_1 wirkt die Verformung des Hertzischen Kontaktbereichs noch auf die zur Berechnung herangezogene Kontur [Brü72].

Barz [Bar96] hat in seinen Untersuchungen zu Spindellagern festgestellt, dass für diese Lagerart der Faktor $k_c = \frac{C_{\text{gesamt}}}{C_{\text{Hertz}}} = 3,5$ über weite Bereiche seiner Messungen passend ist. Die Arbeiten bauten dabei auf den Untersuchungen von Böhmer [Böh89] auf, der ein Berechnungsprogramm für die Kapazität von Zylinderrollenlagern entwickelt hat. Bei diesem wird der Hertzische Bereich ebenfalls als Plattenkondensator gerechnet, während über dem Ein- und Auslassbereich entsprechend des Abstands zwischen Rolle und Laufbahn integriert wird.

Der trennende Schmierpalt im EHD-Kontakt wirkt sich nicht nur als Kapazität aus, sondern hat auch einen elektrischen Widerstand. Dieser ist elektrisch betrachtet der Kapazität parallelgeschaltet und ist durch die schlechte Leitfähigkeit⁷ im Bereich der Vollschröpfung im hohen Megaohm Bereich. Im Bereich der Mischreibung sinkt dieser ab und nimmt Werte im Kiloohm Bereich an [Fur61]; [Kuh09].

Wird zwischen den beiden Kontaktpartnern eine Spannung angelegt und es herrscht ein trennender Schmierfilm, so kann es zu einer Entladung über dem Schmierpalt kommen. Dies geschieht dann, wenn die kritische Durchschlagsspannung U_{krit} überschritten wird. Der Schmierstoff ist nur in der Lage eine bestimmte kritische Feldstärke E_{krit} auszuhalten, bevor es zu einer Entladung zwischen den beiden Kontaktpartnern kommt. Entladevorgänge in Flüssigkeiten sind dabei aufgrund der Vielzahl an Einflüssen ein nur schwer beschreibbarer Prozess [Küc09]. Grenzwerte für die kritische Feldstärke E_{krit} stellen daher nur einen statistischen Wert dar. Unter der Annahme eines homogenen elektrischen Feldes im Kontakt stellt sich die größte Feldstärke bei der minimalen Schmierfilmdicke h_{min} im Bereich der Einschnürung zum Ende des EHD-Kontakts ein. Ein Entladungsvorgang ist daher in diesem Bereich zu erwarten (siehe Abbildung 2-19 links) und die kritische Durchschlagsspannung des Kontakts ist damit von der kritischen Feldstärke des Schmierstoffs und der minimalen Schmierfilmdicke abhängig:

⁷ Der spezifische Widerstand ρ_{el} von Mineralölen liegt in der Größenordnung $10^{11} \Omega\text{m}$.

$$U_{\text{krit}} = E_{\text{krit}} \cdot h_{\text{min}}$$

Formel 25:

Kritische Durchschlagspannung

Kombiniert man das kapazitive und ohmsche Verhalten des EHD-Kontakts mit dem Effekt der Entladung bei kritischen Spannungen, so erhält man das in Abbildung 2-19 (rechts) dargestellte Ersatzschaltbild. Unterhalb der kritischen Spannung verhält sich der Kontakt wie eine RC-Parallelschaltung, wobei der Parallelwiderstand sehr groß ist. Wenn die Spannung überschritten wird, schaltet der Kreis um und der Kondensator kann über den Widerstand R_{EDM} entladen werden. Die Größe des Entladewiderstands ist zeitlich veränderlich über der Entladung [TK14]; [Müt04] und beträgt wenige Ohm [Jag05].

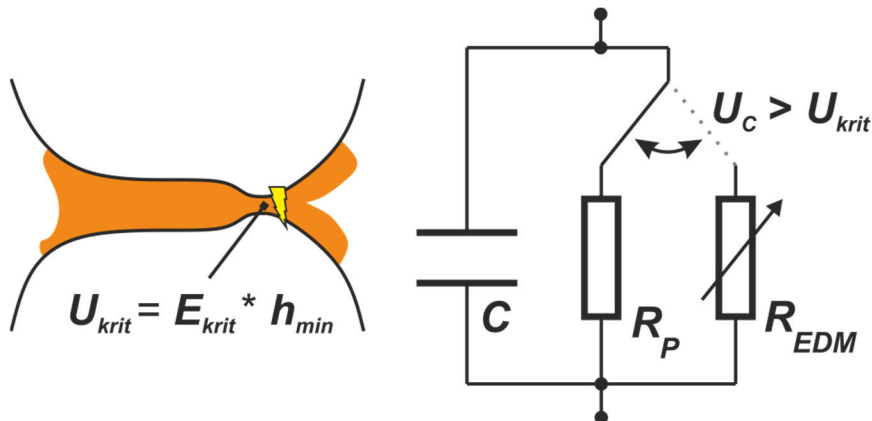


Abbildung 2-19: Links: Durchschlag in einem EHD-Kontakt im Bereich der Einschnürung bei Überschreiten der kritischen Spannung. Rechts: Schaltermodell zur Beschreibung des Wechsels von kapazitiv-resistivem Verhalten zum instationären Durchschlagsverhalten (nach [GSR14])

3 THEORETISCHE BETRACHTUNGEN

Dieses Kapitel befasst sich mit den theoretischen Überlegungen zum elektrischen Verhalten des Antriebssystems im Hinblick auf parasitäre, elektrische Ströme und Spannungen. Zunächst werden auf Basis des vorangegangenen Kapitels verschiedene Modelle für die einzelnen Bereiche des Antriebssystems ausgewählt und sofern notwendig ergänzt bzw. mit Eingabegrößen versehen. Bisher nicht vorhandene Modelle werden entwickelt und ebenfalls vorgestellt. Dabei wird das System von innen nach außen aufgebaut, so dass höherwertige Modelle wie das Getriebemodell die niederwertigen Modelle enthalten können.

3.1 Schmierstoffmodell

Der Schmierstoff ist ein zentrales Maschinenelement im Antriebsstrang, dessen Eigenschaften von immanenter Bedeutung für den Schmierfilmaufbau und damit auch für den Verschleiß und die Reibung des Systems sind. Wie bereits in Kapitel 2 dargelegt wurde, hat der Schmierfilm in einem EHD-Kontakt einen wichtigen Einfluss auf das elektrische Verhalten von Maschinenelementen. Neben den aus tribologischer Sicht wichtigen mechanischen Eigenschaften, sind jedoch auch die elektrischen Eigenschaften des Schmierstoffs nicht zu vernachlässigen.

Um die Eigenschaften eines spezifischen Kontakts gezielt zu berechnen, müssen die rheologischen und elektrischen Eigenschaften abhängig von den lokalen Bedingungen ermittelt werden. Zur Berechnung der Schmierfilmdicke auf Basis der von Hamrock und Dowson [HSJ04] gegebenen Formel (siehe Formel 4), sind die dynamische Viskosität η_0 zu Beginn des Schmierstoffs und der Druck-Viskositäts-Koeffizient α_p notwendig.

Der Druck-Viskositäts-Koeffizient kann nach Walbeck als Sekante am Viskositätsverlauf vom Umgebungsdruck zum Betriebsdruck beschrieben werden [Wal04]. Da die Daten für hohe Drücke oft nicht vorhanden sind, bietet sich der α_{2000} Wert an, der den Druck bis 2000 bar beschreibt.

$$\alpha_p = \frac{\ln\left(\frac{\eta_p}{\eta_0}\right)}{p - p_0}$$

Formel 26: Druck-Viskositäts-Koeffizient

Die Indizes 0 und p stehen dabei für den Umgebungsdruck und den Zieldruck der Berechnung.

Zur Beschreibung der Viskosität abhängig von Druck und Temperatur gibt es in der Literatur verschiedene Ansätze. Für die reine Druckabhängigkeit seien hier die Ansätze von Barus [Bar93], Kuss [Kus82] und Cameron [Cam60]; [CC61] erwähnt und beispielhaft der von Barus vorgestellt:

$$\eta(p) = \eta_0 \cdot e^{\alpha \cdot p}$$

Formel 27: BARUS-Gleichung

Gleichungen für das temperaturabhängige Verhalten wurden gegeben von Eyring [EE37]; [FEK40], Walther [Wal31] und Vogel [Vog21], dessen Gleichung nachfolgend vorgestellt wird:

$$\eta(\vartheta) = A \cdot e^{\frac{B}{\vartheta+C}} \quad \text{Formel 28:} \quad \text{VOGEL-Gleichung}$$

Wobei A , B und C stoffabhängige Konstanten sind und separat bestimmt werden.

Analog zum Druck-Viskositätskoeffizienten lässt sich der Temperatur-Viskositätskoeffizient α_t zwischen zwei Temperaturen ϑ_1 und ϑ_2 bestimmen:

$$\alpha_t = \frac{\ln\left(\frac{\eta_1}{\eta_2}\right)}{\vartheta_2 - \vartheta_1} \quad \text{Formel 29:} \quad \text{Temperatur-Viskositäts-Koeffizient}$$

Mit Hilfe sogenannter Zustandsgleichungen soll der gleichzeitige Einfluss von Temperatur und Druck beschrieben werden. Auch hier gibt es eine Vielzahl unterschiedlich komplexer Ansätze von denen hier der verbreitete Ansatz von Roelands [Roe66] vorgestellt sei, wobei auch dieser nicht frei von Kritik ist [Bai04].

$$\log \eta + 1,2 = \frac{G}{\left(1 + \frac{\vartheta}{135}\right)^S} \cdot \left(1 + \frac{p}{2000}\right)^{-C \cdot \log\left(1 + \frac{\vartheta}{135}\right) + D} \quad \text{Formel 30:} \quad \text{ROELANDS-Gleichung}$$

mit C , D , G und S als stoffabhängigen Konstanten.

Neben der dynamischen Viskosität η ist ebenfalls die Dichte ρ abhängig von Druck und Temperatur, deren Abhängigkeit beispielsweise von Vogelpohl [Vog67], Dowson und Higginson [HSJ04], Feng und Ramesh [FR93], und Höglund und Larsson [HL97] untersucht wurden. Beispielhaft seien hier die kombinierten Abhängigkeiten nach Vogelpohl aufgeführt:

$$\rho(p, \vartheta) = \rho_0 \cdot [1 - \alpha_T(\vartheta - \vartheta_0)] \cdot [1 + \beta_p(p - p_0)] \quad \text{Formel 31:} \quad \text{Gleichung nach VOGELPOHL}$$

mit ρ_0 als Bezugsdichte bei Atmosphärendruck p_0 und der Bezugstemperatur $\vartheta_0 = 20^\circ\text{C}$. Der Temperatureinfluss lässt sich nach Vogelpohl im Mittel mit $\alpha_T = 65 \cdot 10^{-5} \text{K}^{-1}$ beschreiben, während der Druckeinfluss ungefähr $\beta_p = 45 \cdot 10^{-6} \text{bar}^{-1}$ beträgt.

Bode [Bod89] hat auf Basis der Messungen an einem von ihm entwickelten Quarzviskosimeter [Bod84] eine modifizierte Zustandsgleichung für die Zusammenhänge zwischen Dichte und Viskosität ermittelt:

$$\rho(p, \vartheta) = \frac{\rho(\vartheta)}{1 - a_1 \cdot \ln\left(\frac{a_2 + a_3 \cdot \vartheta + a_4 \cdot \vartheta^2 + a_5 \cdot \vartheta^3 + p}{a_2 + a_3 \cdot \vartheta + a_4 \cdot \vartheta^2 + a_5 \cdot \vartheta^3}\right)} \quad \text{Formel 32:} \quad \text{BODE-Gleichung 1}$$

mit

$$\rho(\vartheta) = \rho_s \cdot (1 - \alpha_s \cdot \vartheta)$$

Formel 33: **BODE-Gleichung 2**

und

$$\eta(p, \vartheta) = A_1 \cdot e^{\left(\frac{A_2 \cdot \rho(p, \vartheta)}{\rho_g(\vartheta) - \rho(p, \vartheta)}\right)}$$

Formel 34: **BODE-Gleichung 3**

mit

$$\rho_g(\vartheta) = A_3 \cdot (1 + A_4 \cdot \vartheta)$$

Formel 35: **BODE-Gleichung 4**

Die Koeffizienten a_1 bis a_5 , A_1 bis A_4 und α_s und ρ_s sind dabei stoffspezifische Größen.

Die für das elektrische Verhalten von EHD-Kontakten wichtige Dielektrizitätszahl des Schmierstoffes ist ebenfalls eine von Druck und Temperatur abhängige Größe. Eine Möglichkeit diese zu bestimmen bietet die modifizierte Clausius-Mosotti Gleichung nach Bondi [Bon51] und Schrader [Sch88], bei der über temperatur- und druckabhängige Dichteänderungen die Dielektrizitätszahl eines bekannten Bezugspunkt mit Dichte ρ_0 und Dielektrizitätszahl ε_{r0} ermittelt wird:

$$\varepsilon_r(p, \vartheta) = \frac{\varepsilon_{r0} + 2 + 2 \cdot (\varepsilon_{r0} - 1) \cdot \rho(p, \vartheta) / \rho_0}{\varepsilon_{r0} + 2 - (\varepsilon_{r0} - 1) \cdot \rho(p, \vartheta) / \rho_0}$$

Formel 36: **Modifizierte CLAUSIUS-MOSOTTI Gleichung**

Bode bietet ebenfalls eine Berechnungsmethodik für die Dielektrizitätszahl an, die den Temperatureinfluss über die isotherme Kompressibilität und die temperaturabhängige Dichte beschreibt:

$$\varepsilon_r(\vartheta) = k_1 \cdot \beta(\vartheta)_T^{-\frac{1}{2}} \cdot \rho(\vartheta)^{1/6} + k_2 \cdot \vartheta$$

Formel 37: **BODE-Gleichung 5**

mit

$$\beta(\vartheta)_T = -\frac{1}{V_0} \left(\frac{dV}{dp} \right)_T = \frac{a_1}{a_2 + a_3 \cdot \vartheta + a_4 \cdot \vartheta^2 + a_5 \cdot \vartheta^3}$$

Formel 38: **BODE-Gleichung 6**

Die Druckabhängigkeit errechnet sich anschließend folgendermaßen:

$$\varepsilon_r(p, \vartheta) = \varepsilon_r(\vartheta) + k_3 \cdot [\rho(p, \vartheta) - \rho(\vartheta)]$$

Formel 39: **BODE-Gleichung 7**

In diesen Gleichungen sind a_1 bis a_5 die gleichen Koeffizienten wie bereits in Formel 32, die das Verhalten der Dichte des Stoffs beschreiben. Die zusätzlichen Koeffizienten k_1 bis k_3 beschreiben das dielektrische Verhalten.

In Abbildung 3-1 ist ein Vergleich zwischen gemessenen Dielektrizitätszahlen, der daraus ermittelten Gleichung nach Bode und einer Berechnung über Formel 36 aufgeführt, wobei für die Dichte ebenfalls

Messdaten zugrunde gelegt wurden. Wie bereits aus Formel 36 ersichtlich ist, wird der Temperatureinfluss in dieser ausschließlich über die Dichteänderung berücksichtigt. Der Einfluss der Temperatur bei gleichbleibender Dichte wird nicht abgebildet und es ergeben sich dadurch deutliche Unterschiede zwischen den gemessenen bzw. nach Bode berechneten Werten und der Berechnung mit der modifizierten Clausius-Mosotti Gleichung.

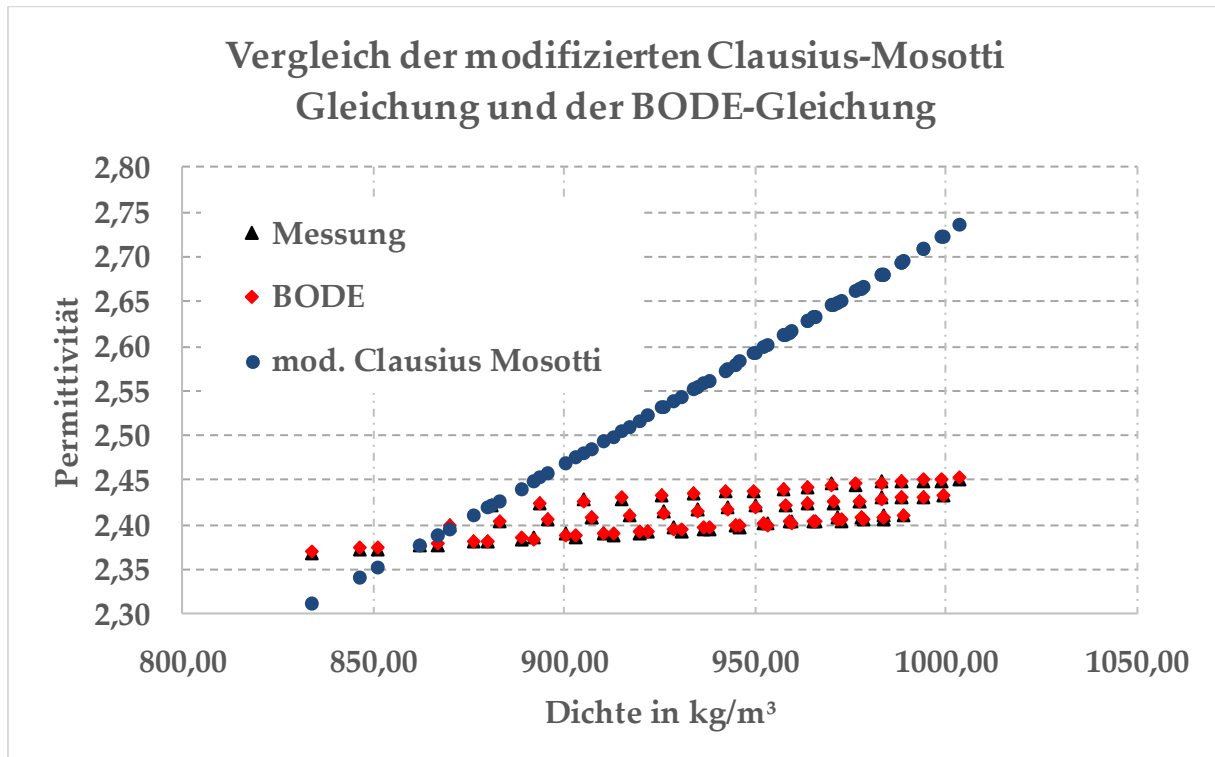


Abbildung 3-1: Unterschied zwischen dem Verfahren nach BODE und der modifizierten CLAUSIUS-MOSOTTI Gleichung (gemessene Werte für die Dichte)

Die Durchschlagsfestigkeit von Stoffen ist eine wichtige Kenngröße von Isolatoren. Sie beschreibt die kritische Feldstärke, bei der die an einem Material anliegende elektrische Spannung so groß ist, dass es zu einem Durchschlag kommt. Es handelt sich dabei jedoch nicht um eine einfach zu erfassende Materialkonstante, da diese von vielen Parametern abhängig ist, wie beispielsweise der Belastungsart, der Belastungsdauer, der Temperatur, aber auch von der Schichtdicke der Isolation, die wiederum auch schon einen Einfluss auf die herrschende Feldstärke hat [BBF26]; [Küc09]. Bei Ölen ist die Durchschlagsfestigkeit in der Vergangenheit hauptsächlich im Bereich der Isolierflüssigkeiten von Interesse gewesen. Im Transformatorenbau werden Öle zur Kühlung und Isolation der Wicklungen eingesetzt, wobei die Anforderungen an spezielle Isolieröle mit der fortschreitenden Entwicklung der Hochspannungstechnik stetig gestiegen sind [Fri22]. Für als Schmierstoff verwendete Öle ist die Durchschlagsfestigkeit zunehmend seit dem vermehrten Auftreten von EDM-Strömen in Antriebssystemen interessant, da diese einen entscheidenden Einfluss auf die ertragbare Lagerspannung hat. Jüngere Untersuchungen beispielsweise in [RGK15] untersuchen daher die Durchschlagsfestigkeit von Schmierstoffen mit Metho-

den, die denen aus dem Transformatorenbau ähnlich sind (siehe auch Kapitel 4.1.2), während in anderen Untersuchungen die kritische Feldstärke auf Basis von Durchschlägen im EHD-Kontakt und der berechneten Schmierfilmdicke bestimmt wird [LGB14]; [WBP15]; [LBG16].

Der Einfluss von Temperatur und Druck auf die Durchschlagsfestigkeit von Ölen wurde bereits von Friese [Fri22] untersucht, der einen Anstieg der Durchschlagsfestigkeit mit der Temperatur bis zu einem Sättigungspunkt feststellte. Ab dieser Sättigung fiel die Durchschlagsfestigkeit wieder ab. Die Ergebnisse von Hähnel [Häh42] bestätigen dieses Verhalten. Interessant ist dabei, dass der Scheitelpunkt bei den untersuchten Schmierstoffen im Bereich 80 – 100°C zu finden ist, weshalb für die vorliegende Arbeit der nachfolgende Ansatz gewählt wird:

$$E_{\text{Krit}}(\vartheta) = E_{\text{Krit}0} \cdot [1 + \zeta_{\vartheta} \cdot (\vartheta - \vartheta_0)] \begin{cases} \vartheta = 100, \vartheta > 100 \end{cases} \quad \text{Formel 40:} \quad \text{Temperaturabhängige Durchschlagsfestigkeit}$$

Hierbei ist $E_{\text{Krit}0}$ die Durchschlagsfestigkeit bei Atmosphärendruck p_0 und einer Bezugstemperatur ϑ_0 (20°C). Der Anstieg wird über den Koeffizienten ζ_{ϑ} als linear steigend mit der Temperatur modelliert, wobei diese bei 100°C begrenzt ist.

Für den Druck wurde ebenfalls ein Anstieg der Durchschlagsfestigkeit mit steigendem Druck festgestellt [Fri22]; [KFT07]; [Küc09], der untersuchte Druckbereich ist mit maximal 100 bar in der Veröffentlichung von Koch et al. jedoch noch weit von den im Wälzlager herrschenden Bedingungen entfernt. Auf Basis ihrer Ergebnisse wird folgendes Modell vorgeschlagen:

$$E_{\text{Krit}}(p) = E_{\text{Krit}0} + \zeta_p \cdot \ln(p + p_0) \quad \text{Formel 41:} \quad \text{Druckabhängige Durchschlagsfestigkeit}$$

Mit ζ_p als Koeffizienten für den Anstieg der kritischen Feldstärke, p_0 als Umgebungsdruck und p als Überdruck.

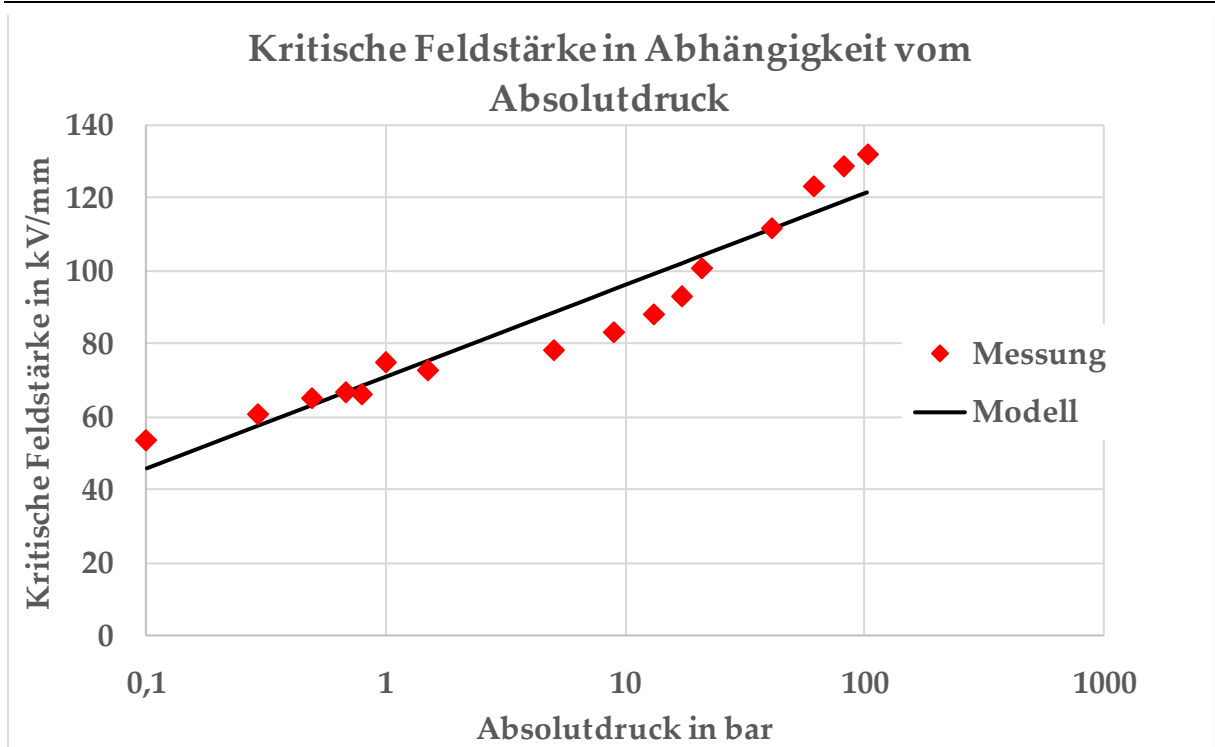


Abbildung 3-2: Modell für die kritische Feldstärke in Abhängigkeit vom Druck. Messdaten nach [KFT07]

Zusammengesetzt ergibt sich somit:

$$E_{\text{krit}}(p, \vartheta) = E_{\text{Krit0}} \cdot [1 + \zeta_{\vartheta} \cdot (\vartheta - \vartheta_0)] + \zeta_p \cdot \ln(p + p_0)$$

Formel 42:

Druck- und temperaturabhängige Durchschlagsfestigkeit

Da für die Koeffizienten keinerlei Messwerte zu den verwendeten Ölen vorliegen, wird lediglich die kritische Feldstärke E_{Krit0} im Bezugszustand in den hier vorgestellten Modellen genutzt. Durch die druck- und temperaturabhängige Modellierung ist aber sichergestellt, dass bei einer Umsetzung des Modells als Berechnungsprogramm die entsprechenden Übergabeparameter vorgesehen sind.

3.2 Elektrische Ersatzmodelle für Maschinenelemente

Im folgenden Abschnitt werden für verschiedene Maschinenelemente elektrische Ersatzmodelle dargestellt. Diese basieren – mit Ausnahme der Strukturbauteile – auf dem in Kapitel 2.3 vorgestellten Analogiemodell für (elasto)hydrodynamische Kontakte. Dieses Modell wird auf die Besonderheiten, die bei den unterschiedlichen Maschinenelementen auftreten, hin angepasst. Für Strukturbauteile werden ebenfalls Modelle entwickelt, die jeweils einen unterschiedlichen Grad an Komplexität und Berechnungsaufwand aufweisen.

3.2.1 Wälzlager

3.2.1.1 Grundlagen zum Ersatzschaltbild eines Wälzlagers

Elektrische Ersatzmodelle für Wälzlager werden bereits seit längerer Zeit genutzt, um Lagerstromeffekte zu beschreiben. Den Modellen gemein ist, dass der elastohydrodynamische Kontakt zwischen Wälzkörpern und Lagerringen als Kondensator nachgebildet wird. Je nach Ausgestaltung des Modells kommen noch weitere Elemente hinzu, um das Verhalten exakter zu beschreiben. Für den einzelnen Kontakt kann daher gut auf das in 2.3.4 vorgestellte Modell zurückgegriffen werden. Eine Übertragung auf das Gesamtsystem Wälzlager mit seinen geometrischen Eigenheiten, aber auch seinem Betriebsverhalten, erfordert jedoch noch weitere Überlegungen.

Betrachtet man zunächst einen einzelnen Wälzkörper zwischen Innen- und Außenring, so kann die in Abbildung 3-3 dargestellte Analogie genutzt werden. Neben den EHD-Kontakten, die hier durch die Impedanzen Z_{IR} bzw. Z_{AR} als Kapazität mit parallelem Widerstand modelliert wurden, gibt es noch einige weitere Komponenten. Das Verhalten der metallischen Komponenten wird über ohmsche Widerstände R_{IR} , R_{WK} und R_{AR} abgebildet. Das Verhalten des Schmierstoffs, der nicht aktiv am Kontakt beteiligt ist, wird durch drei in Reihe geschaltete RC-Kreise – Z_s und Z_{MS} – dargestellt. Davon stellen zwei die Metall-Schmierstoff Interaktion dar, während einer das reine Schmierstoffverhalten beschreibt. Die veränderliche Impedanz $Z_{Kontakt}$ steht für ein stochastisches Berühren/Annähern der Kontaktpartner beispielsweise durch Schwingungen oder Beschleunigungsvorgänge [Bal07].

Die meisten Arbeiten der vergangenen Jahre beschränken sich in den Wälzlagermodellen auf die Abbildung des Hertzschen Kontakts, wobei der Innenring-Wälzkörper-Kontakt und der Außenring-Wälzkörper-Kontakt in Reihe geschaltet sind. Die Modelle unterscheiden sich im Wesentlichen darin, ob die metallischen Widerstände berücksichtigt [HS00a]; [FCM08]; [Smo12]; [Rad16] oder als Vereinfachung weggelassen werden [Müt04]. Ein weiterer Unterschied ist die Modellierung des Parallelwiderstands und des Durchschlagsverhaltens. Hier gibt es verschiedene Ansätze, die von einem einfachen Schalter im Moment des Durchschlags [HS00a], einem hinzuschaltbaren EDM-Widerstand ohne Parallelwiderstand [MGB11], einem EDM Widerstand, der per Schalter parallel zum Parallelwiderstand geschaltet wird [Rad16], bis hin zu einem veränderlichen Widerstand (bzw. Analog ein Umschalter zwischen einem EDM-Widerstand und einem Parallelwiderstand) reichen [Pre02]; [Müt04]; [GSR14]; [FTP16]. Eine weitere Möglichkeit stellt die Modellierung des Durchbruchverhaltens durch bidirektionale Dioden dar, die erst ab einer Sperrspannung einen Stromfluss erlauben [FCM08].

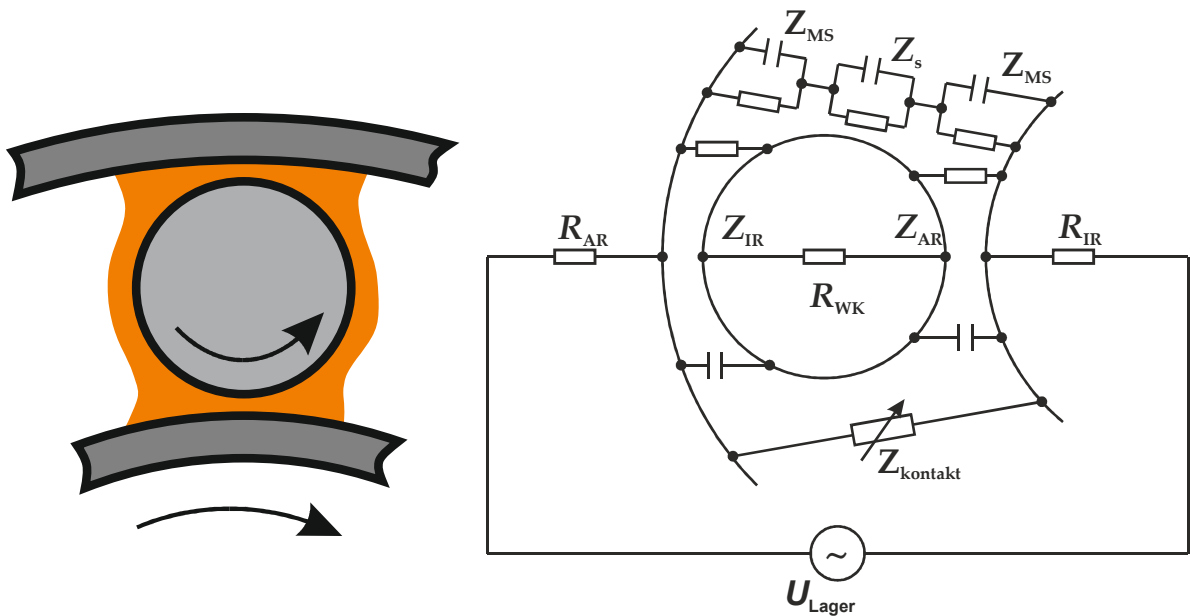


Abbildung 3-3: Ersatzmodell eines Kontakts aus Wälzkörper und Innen- bzw. Außenring nach [Bal07]

In einigen Modellen hat zudem der Betriebszustand – dargestellt durch das Viskositätsverhältnis κ [Smo12] oder durch die Schmierfilmdicke [Rad16] – einen Einfluss auf den grundsätzlichen Modellaufbau. In seinen Untersuchungen nutzt Radnai [Rad16] drei verschiedene Modellstufen pro Kontakt, die durch die Schmierfilmdicke im Bezug zur maximalen Durchschlagsweite – also der Schmierfilmdicke, die bei gegebenen anliegenden Spannungen überwunden werden kann – definiert werden. In Abbildung 3-4 sind die drei für das Verständnis relevanten Bereiche dargestellt. Ist die Schmierfilmdicke stets größer als die Durchschlagsweite, so besteht ein Kontakt lediglich aus einem RC-Kreis (a). Kann der Schmierfilm durchschlagen werden, wird der parallele Pfad für EDM-Ströme über ein Schaltermodell ergänzt (b). Liegt deutliche Mischreibung im Kontakt vor, so wird dieser nur noch über einen Kontaktwiderstand simuliert (c).

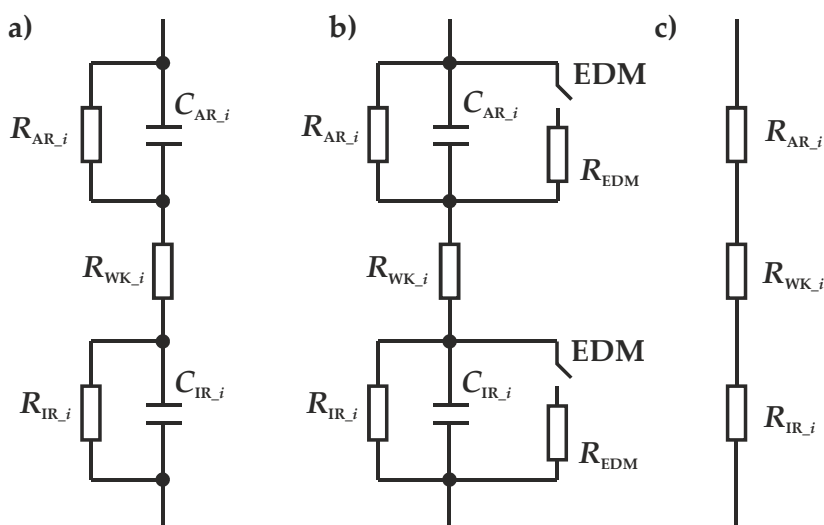


Abbildung 3-4: Modell nach Radnai [Rad16]

Überträgt man das Modell eines einzelnen Wälzkörpers auf das gesamte Lager, muss berücksichtigt werden, dass nicht jeder Wälzkörper gleich belastet wird. Für den Fall rein axial belasteter Lager wie in [Wit16] und [Rad16] lässt sich annehmen, dass alle Wälzkörper gleich belastet sind, wodurch die Berechnung eines einzelnen Kontakts ausreichend ist. Das Gesamtlager lässt sich anschließend über ein Netzwerk aus dem vervielfältigten Einzelkontakt ermitteln. Hierbei spielt die Art des Käfigs eine Rolle, da dieser entweder isolierend (z.B. Polyamid Käfige) oder leitend (z.B. Stahlblech oder Messing Käfige) ist. Für den Fall des isolierenden Käfigs sind die einzelnen Wälzkörper voneinander getrennt und werden erst am Innen- und Außenring kurzgeschlossen. Elektrisch betrachtet ergibt dies die in Abbildung 3-5 (links) gezeigte Parallelschaltung der Wälzkörperimpedanzen, die jeweils eine Reihenschaltung aus Außenringkontakt und Innenringkontakt darstellen. In Abgrenzung dazu wird beim leitenden Käfig – unter der Annahme, dass die Wälzkörper mit dem Käfig in Berührung stehen und sich dort keine vollständige Isolation durch den Schmierfilm ausbildet – die Reihenfolge von Parallelschaltung und Reihenschaltung getauscht. Wie Abbildung 3-5 (rechts) zeigt, ergibt sich die Schaltung aus einer Reihenschaltung der zuvor untereinander parallelgeschalteten Innen- bzw. Außenringkontakte. Tiefergehende Betrachtungen zum Einfluss des Käfigmaterials finden sich Kapitel 3.2.1.2.

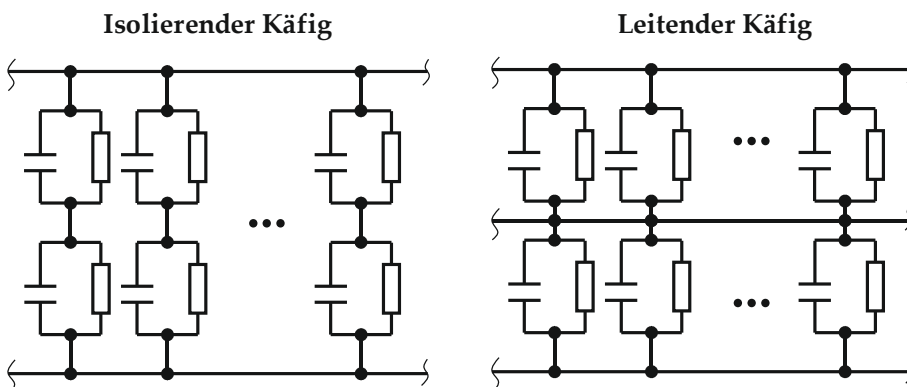


Abbildung 3-5: Einfluss des Käfigmaterials auf die Ersatzschaltbildstruktur

Für den Aufbau einer höherwertigen Simulation, in der Wälzlager nur ein Bauteil unter vielen sind, ist es für eine einfache Handbarkeit erforderlich, den Detailgrad wieder zu reduzieren. Untersuchungen wie die von Tischmacher und Kartashov [TK14] erlauben zwar einen guten Einblick in das Verhalten des Lagers und der sich ausbildenden Strompfade, sind für Simulationen eines gesamten Systems jedoch zu aufwendig.

Daher wird aus den Einzelimpedanzen der EHD-Kontakte eine Gesamtimpedanz für das Lager ermittelt, die sich wiederum auch mit Messwerten abgleichen lässt, während dies für einen Einzelkontakt nur schwer möglich ist [Bal05]; [Wit16]. In dieser Arbeit wird jedes Wälzlager nach der Ermittlung aller Kontakte wieder auf das grundlegende in Abschnitt 2.3.4 vorgestellte Modell des EHD-Kontakts zurückgeführt. Während die Widerstände und Kapazitäten aller Kontakte in diesem Ersatzschaltbild zusammengefasst werden, gilt dies nicht für die kritische Spannung, die einen Durchschlag auslöst. Da

die niedrigste im Lager vorkommende kritische Spannung ausschlaggebend ist für den Moment des Durchschlags, wird diese als Grenzwert für das Gesamtlagermodell genutzt.

3.2.1.2 Lager mit Punktkontakt

Zur Bestimmung des Ersatzschaltbildes von Wälzlager mit Punktkontakt wird im Folgenden am Beispiel des Rillenkugellagers das aufgestellte Modell näher erläutert. Neben dem Aufbau des Schaltbildes sind auch die Eingabedaten von elementarer Bedeutung. Hier wird dazu auf das von der FVA in den Forschungsprojekten 364 I – 364 V entwickelte Programm LAGER2 zurückgegriffen, das die Lebensdauerberechnung von Wälzlager ermöglicht [HO02]; [JO15].

Aus den Ausgabedateien von LAGER2 werden die folgenden Daten für die weitere Berechnung nötigen Daten ermittelt:

- Wälzlagergeometrie (Kugeldurchmesser, Laufbahnradien, Wälzkörperanzahl etc.)
- Drehzahl und Schmierstofftemperatur
- Pressung je Wälzkörper am Innen- und Außenring
- Große und kleine Druckellipse je Wälzkörper am Innen- und Außenring
- Kontaktfläche je Wälzkörper am Innen- und Außenring
- Übertragene Kraft je Wälzkörper

Mit diesen Angaben wird anschließend die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit für den Innen- bzw. Außenringkontakt ermittelt, die sich für Wälzlager nach Abbildung 3-6 ergibt.

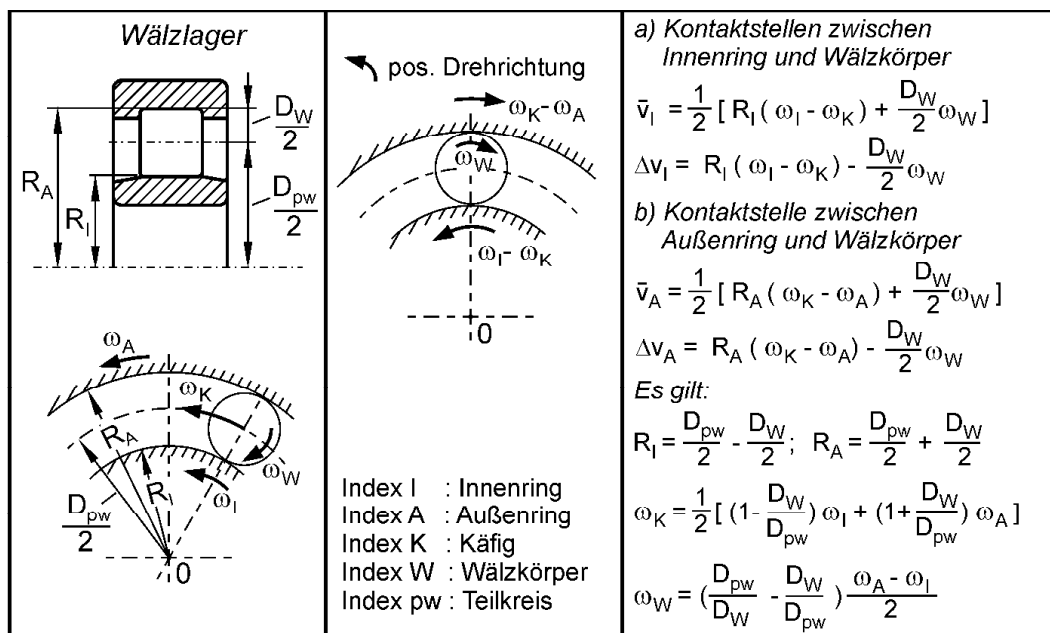


Abbildung 3-6: Hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit am Wälzlager für den Innenringkontakt (a) und den Außenringkontakt (b) nach [SS12]

Die Schmierfilmdicke wird nach Formel 4 ermittelt, wobei die Lastdaten aus den LAGER2 Berechnungen kommen und das Viskositätsverhalten mit den Gleichungen nach Bode (Formel 32 ... Formel 35) lokal für jeden Kontakt ermittelt wird.

Um den thermischen Einfluss und die Rauheiten der Kontaktpartner zu berücksichtigen, wird das Verfahren nach Kreil [Kre09] (Formel 17 ... Formel 23) angewandt.

Die elektrische Kapazität der Kontaktstellen wird anschließend über Formel 24 bestimmt, wobei für jeden Kontakt auf Basis von Druck und Temperatur die lokale Dielektrizitätszahl bestimmt wird. Dies erfolgt entweder anhand von Formel 39 oder anhand von Formel 36, wenn keine gemessenen Schmierstoffdaten vorliegen.

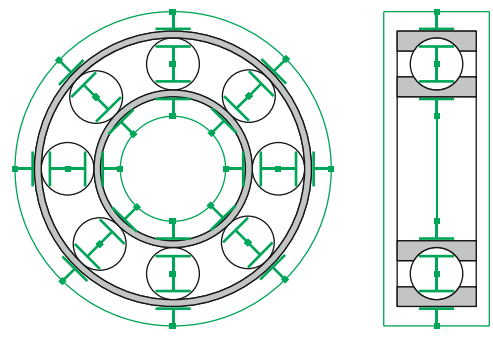
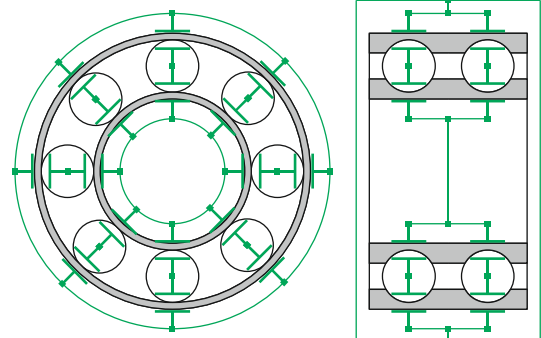
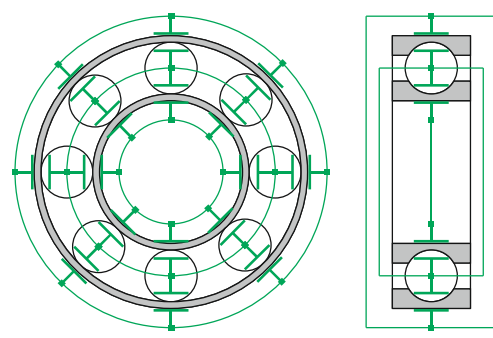
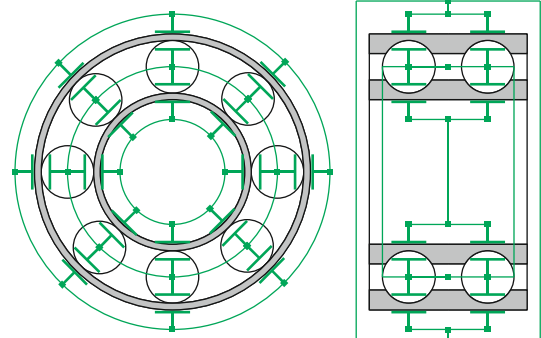
Der Anteil der Randzonen wird zunächst über den nach Barz [Bar96] ermittelten Korrekturfaktor $k_c = 3,5$ bestimmt. Eine Erweiterung für einen lokalen Korrekturfaktor, der in Anlehnung an Brüser [Brü72] (siehe Abschnitt 2.3.4) für jeden Kontakt unter Berücksichtigung der lokalen Abplattung, Schmierfilmdicke und Temperatur bestimmt wird, ist jedoch im Modell bereits vorgesehen. Ermittelt man einen Korrekturfaktor k_c für jeden Kontakt, lassen sich die Kapazitäten nach Formel 43 ermitteln:

$$C_{i,x} = \varepsilon_0 \cdot \varepsilon_{r,i,x}(p, \vartheta) \cdot k_{c,i,x} \cdot \frac{A_{\text{Hertz},i,x}(F_N, \rho)}{h_{0,i,x}(\bar{v}, F_N, \eta(p, \vartheta))} \quad \text{Formel 43:} \quad \text{Kapazität je Wälzkörper}$$

Mit i als Zählvariable für die N Wälzkörper des Lagers und x als Indikator für den Außen- bzw. Innenringkontakt.

In Tabelle 1 sind für verschiedene Ausführungen der Rillenkugellager die Kapazitätsnetzwerke und die Formeln zur Berechnung der Gesamtlagerkapazität aufgeführt.

Tabelle 1: Kapazitätsnetzwerke bei Wälzlagern mit Punktkontakt für einreihige und M -reihige Wälzlager (dargestellt für $M=2$)

Bauform	Kapazitätsnetzwerk	Formel
einreihig, isolierender Käfig		$C_G = \sum_{i=1}^N \frac{C_{i,i} \cdot C_{i,o}}{C_{i,i} + C_{i,o}}$
M -reihig, isolierender Käfig		$C_G = \sum_{i=1}^N \left(\sum_{j=1}^M \frac{C_{i,j,i} \cdot C_{i,j,o}}{C_{i,j,i} + C_{i,j,o}} \right)$
einreihig, leitender Käfig		$C_G = \frac{\sum_{i=1}^N C_{i,i} \cdot \sum_{i=1}^N C_{i,o}}{\sum_{i=1}^N C_{i,i} + \sum_{i=1}^N C_{i,o}}$
M -reihig, leitender Käfig		$C_G = \frac{\sum_{i=1}^N (\sum_{j=1}^M C_{i,j,i}) \cdot \sum_{i=1}^N (\sum_{j=1}^M C_{i,j,o})}{\sum_{i=1}^N (\sum_{j=1}^M C_{i,j,o}) + \sum_{i=1}^N (\sum_{j=1}^M C_{i,j,i})}$

Wie man an den Berechnungsformeln der einzelnen Lagerbauformen sehen kann, ähneln sich diese in den Grundzügen sehr. In Abbildung 3-7 ist ein Vergleich der berechneten Lagerkapazitäten dargestellt, für verschiedene Betriebsbedingungen. Es ist deutlich zu sehen, dass nahezu kein Einfluss vorhanden

ist. Dies hat ebenfalls zur Folge, dass Fehler in der Annahme des leitenden Käfigs durch isolierend wirkende Schmierfilme nicht ins Gewicht fallen. Die Ursache dafür liegt zum einen im Kontakt begründet und zum anderen in der gewählten Berechnungsmethodik. Bei den Kontaktbedingungen sorgt die Tatsache, dass sich zwischen Innenring und Außenring die Schmierfilmdicke an allen belasteten Wälzkörpern ähnlich ändert, dafür, dass sich auch die Kapazitäten ähnlich verhalten und es deshalb nicht so kritisch ist, ob erst die Reihenschaltung oder erst die Parallelschaltung zum Tragen kommt. Des Weiteren sorgt die vereinfachte Annahme, dass sich die unbelasteten Wälzkörper mittig im Radialspiel befinden hier ebenfalls zu einem ähnlichen Verhalten von Innenring- und Außenringkapazität. Durch zusätzliche Berücksichtigung der Fliehkräfte auf die Wälzkörper, würden sich diese am Außenring anlegen, wodurch es zu einer deutlich kleineren Innenringkapazität kommen würde. Dadurch würde sich die Gesamtkapazität beim isolierten Käfig stark reduzieren, da die unbelasteten Wälzkörper durch die Reihenschaltung kaum noch Einfluss auf die Kapazität nehmen würden.

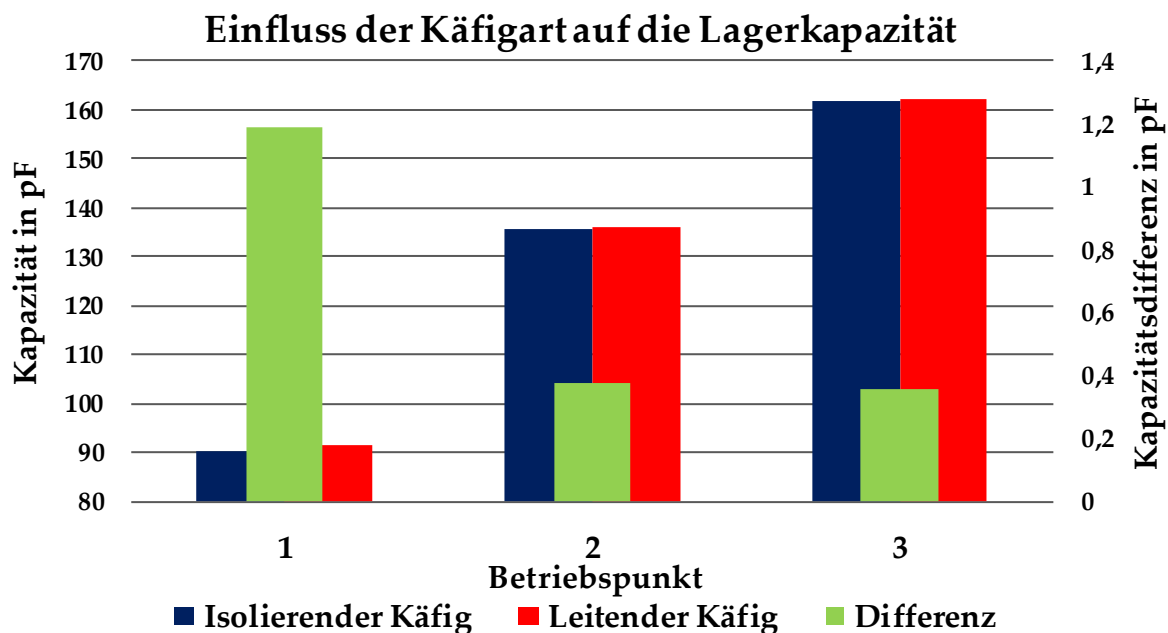


Abbildung 3-7: Vergleich der berechneten Kapazität für leitende und isolierende Käfige

3.2.1.3 Lager mit Linienkontakt

Lager mit Linienkontakt wie beispielsweise Zylinderrollenlager oder Kegelrollenlager zeichnen sich durch größere Tragfähigkeit des Kontakts aus, da sich eine deutlich größere Kontaktfläche ausprägen kann, wodurch die mechanischen Spannungen reduziert werden. Diese größere Kontaktfläche und die reduzierte Pressung im Kontakt wirken sich entsprechend auch auf die Kapazität der Kontaktstellen aus.

Analog zu dem Modell für Wälzlager mit Punktkontakt wird für die mechanischen Bedingungen im Kontakt auf die Berechnungen von LAGER2 zurückgegriffen. Der Hauptunterschied bei der Berechnung von Rollenlagern liegt in der genutzten Methodik zur Berechnung der Kontaktbedingungen. In LAGER2 wird für Rollenlager die Methode nach Reusner [Reu77] genutzt, bei der die Pressungsverteilung von schiefgestellten und profilierten Rollen bestimmt werden kann. Dazu werden die Rollen in Abschnitte (Scheiben) gleicher Breite unterteilt, für die die Annäherung und Spannung berechnet wird. Für das elektrische Verhalten bedeutet dies, dass jede Rolle aus einer Vielzahl kleiner Kapazitäten besteht. Der leitende Stahl der Wälzkörper sorgt dafür, dass diese Kapazitäten für den Innenringkontakt bzw. den Außenringkontakt jeweils parallelgeschaltet sind. Die grundsätzliche Methodik für das Kapazitätsnetzwerk entspricht dabei dem bereits zuvor beschriebenen M-reihigen Rillenkugellager mit leitendem Käfig, wobei anstelle von weiteren Lagerreihen die einzelnen Scheiben des Rollenkörpers zum Tragen kommen. Für die Berechnung der einzelnen Scheibenkapazitäten bzw. k_c -Faktoren wird eine Modifikation des Verfahrens von Böhmer [Böh89] angewandt, die im Anhang A.1 beschrieben ist.

$$C_{i,j,k,x} = \varepsilon_0 \cdot \varepsilon_{r,i,j,k,x}(p, \vartheta) \cdot k_{c,i,j,k,x} \cdot \frac{A_{\text{Hertz},i,j,k,x}(F_N, \rho)}{h_{0,i,j,k,x}(\bar{v}, F_N, \eta(p, \vartheta))}$$

Formel 44: Kapazität je Wälzkörper bei Linienkontakt

Mit i, j und k als Zählvariablen für die N Wälzkörper, M Reihen und S Scheiben des Lagers. Der Index x dient weiterhin als Indikator für den Außen- bzw. Innenringkontakt.

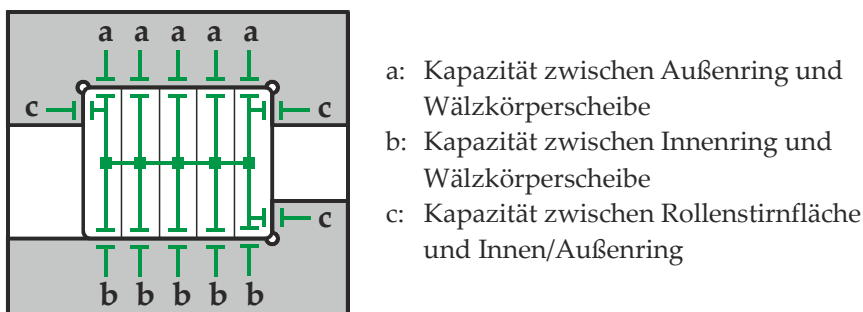


Abbildung 3-8: Kapazitäten am NJ-Lager

Am Beispiel eines NJ-Lagers sind in Abbildung 3-8 die verschiedenen sich ausbildenden Kapazitäten dargestellt. Einflüsse durch die Kapazitäten im Bordkontakt werden in dem in dieser Arbeit genutzten Modell nur durch das Axialspiel berücksichtigt. Der bei axialer Belastung sich aufbauende Schmierfilm und die daraus resultierende Kapazität werden nicht berücksichtigt⁸.

⁸ Zukünftige Erweiterungen der Software LAGER2 im Rahmen des FVA Projekts 701 III „Erweiterung LAGER2“ (Stand Februar 2017) sollen die Schmierfilme und Kontaktflächen der Bordkontakte ebenfalls bestimmen. Es bietet sich an, diese als Grundlage zu einer Verfeinerung der hier vorgestellten Modelle zu nutzen.

Die Bordkapazitäten werden in Anlehnung an die Methodik von Böhmer [Böh89] berechnet, wobei anstelle des Axialspiels grundsätzlich auch ein Schmierfilm in die Berechnung eingehen könnte. Dabei wird der Bord als idealer Plattenkondensator gerechnet:

$$C_{\text{Bord},i,j,x} = \varepsilon_0 \cdot \varepsilon_r(p, \vartheta) \cdot \frac{A_{\text{Bord},i,j,x}(h_{0,i,j,x})}{h_{\text{axial},i,j,x}} \quad \text{Formel 45:} \quad \text{Kapazität des Bordkontakts}$$

Hierin ist A_{Bord} die Fläche, die von Bord und Wälzkörper gemeinsam gebildet wird, h_0 der Schmierpalt des jeweiligen Wälzkörpers und h_{axial} die Schmierfilmdicke am Bord, die hier zunächst über das Axialspiel s_{axial}^9 des Lagers definiert ist:

$$h_{\text{axial},i,j,x} = \frac{s_{\text{axial},x}}{2} \quad \text{Formel 46:} \quad \text{Schmierpalt am Bordkontakt}$$

Bei der von Böhmer vorgeschlagenen Methode wird nach Abbildung 3-9 die Fläche zwischen Bord und Wälzkörper in Abhängigkeit des Schmierpalts und Wälzlagergeometrie bestimmt. Die genaue Berechnungsvorschrift findet sich im Anhang A.2. Da der Schmierpalt durch die Scheiben-Methode über der Rollenbreite variiert, wird für den Kontakt der Schmierpalt der ersten bzw. letzten Scheibe genutzt.

Diese Methodik stellt dabei nur eine grobe Näherung dar, die einige Kritikpunkte aufweist. Zum einen wird die Geometrie des Bordes und der Wälzkörperstirnfläche vereinfacht als eben und parallel betrachtet. Zum anderen werden Effekte wie Kippen und Schränken der Rollen und die sich damit massiv ändernden Spaltgeometrien und Kapazitäten ebenfalls nicht betrachtet. In diesem Zusammenhang ist auch die Berücksichtigung der Schmierpaltdicke bei der Berechnung der Flächen als vernachlässigbarer Randeffekt zu betrachten.

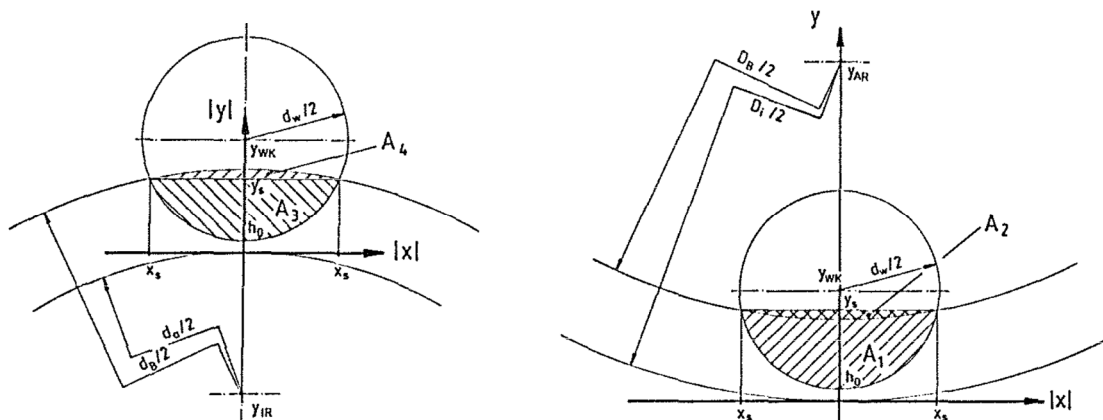
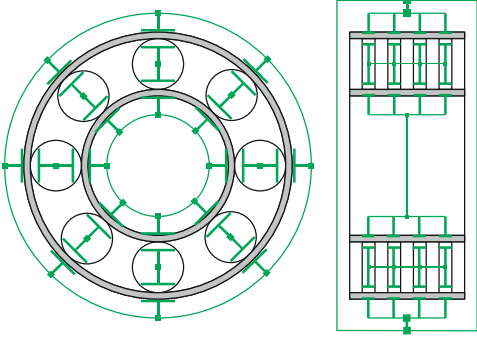
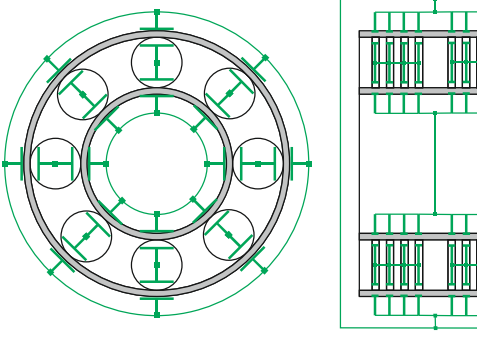
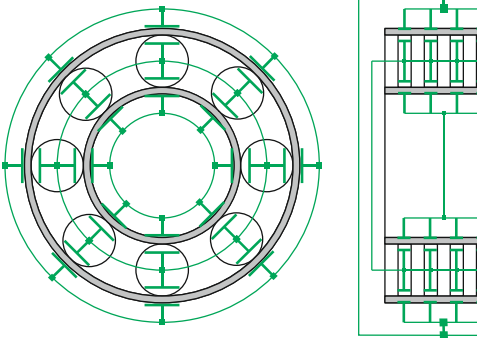
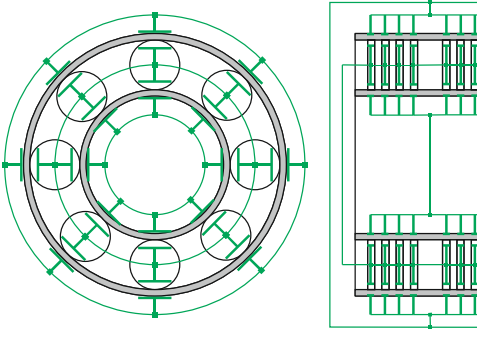


Abbildung 3-9: Flächen am Bord zwischen Innenring (links) bzw. Außenring (rechts) und Wälzkörper nach [Böh89]

⁹ Das Axialspiel von Zylinderrollenlagern zwischen den feststehenden Borden ist keine Katalogangabe. Es müssen daher entweder Messungen/Erfahrungswerte vorliegen oder es kann als Näherung das Axialspiel von NUP Lagern zwischen Bord und Scheibe genutzt werden. Dadurch werden die Kapazitäten jedoch unterschätzt, da dieses Spiel größer ist.

Analog zu der Auflistung bei den Lagern mit Punktkontakt bietet Tabelle 2 eine Übersicht über die Kapazitätsnetzwerke von Lagern mit Linienkontakt und den zugehörigen Berechnungsformeln.

Tabelle 2: Kapazitätsnetzwerke bei Wälzlager mit Linienkontakt für einreihige und M-reihige Wälzlager (dargestellt für M=2)

Bauform	Kapazitätsnetzwerk	Formel
<p>einreihig, isolierender Käfig</p>		$C_G = \sum_{i=1}^N \left(\frac{\sum_{k=1}^S C_{i,k,i} \cdot \sum_{k=1}^S C_{i,k,o}}{\sum_{k=1}^S C_{i,k,i} + \sum_{k=1}^S C_{i,k,o}} \right)$
<p>M-reihig, isolierender Käfig</p>		$C_G = \sum_{i=1}^N \left[\sum_{j=1}^M \left(\frac{\sum_{k=1}^S C_{i,j,k,i} \cdot \sum_{k=1}^S C_{i,j,k,o}}{\sum_{k=1}^S C_{i,j,k,i} + \sum_{k=1}^S C_{i,j,k,o}} \right) \right]$
<p>einreihig, leitender Käfig</p>		$C_G = \frac{\sum_{i=1}^N (\sum_{k=1}^S C_{i,k,i}) \cdot \sum_{i=1}^N (\sum_{k=1}^S C_{i,k,o})}{\sum_{i=1}^N (\sum_{k=1}^S C_{i,k,o}) + \sum_{i=1}^N (\sum_{k=1}^S C_{i,k,i})}$
<p>M-reihig, leitender Käfig</p>		$A = \sum_{i=1}^N \left[\sum_{j=1}^M \left(\sum_{k=1}^S C_{i,j,k,i} \right) \right]$ $B = \sum_{i=1}^N \left[\sum_{j=1}^M \left(\sum_{k=1}^S C_{i,j,k,o} \right) \right]$ $C_G = \frac{A \cdot B}{A + B}$

3.2.1.4 Einfluss der Belastungsart

Mit den in den vorherigen Kapiteln ermittelten Gleichungen lassen sich auf Basis einer LAGER2 Berechnung die Wälzlagerkapazitäten ermitteln. Ähnliche Vorgehensweisen wurden bereits von Baly [Bal05], Wittek [Wit16] und Radnai [Rad16] vorgestellt, wobei diese aber ihren Fokus auf axial belastete Lager gelegt haben. Dadurch genügt es, lediglich einen Wälzkörper zu rechnen und anschließend unter der Annahme, dass alle Wälzkörper sich gleich verhalten und gleich belastet sind, die Gesamtkapazität durch Multiplikation mit der Wälzkörperanzahl zu bestimmen. Bei dieser Methode zeigten sich bereits gute Übereinstimmung zwischen gemessener und berechneter Lagerkapazität [GSR14].

Für radial belastete Lager ist diese Vorgehensweise nicht zulässig, da je nach Höhe der Belastung nicht nur die Größe der Kontaktfläche bei den einzelnen Wälzkörpern variiert, sondern auch die Zahl der überhaupt belasteten Wälzkörper deutlich schwankt. Ein Beispiel dafür gibt Abbildung 3-10. Vergleiche von Messungen und Rechnungen zeigten hier zudem insbesondere bei kleinen Lasten deutliche Abweichungen voneinander. Eine Erklärung dafür findet sich in der idealisierten Rechnung, die nicht die Realität widerspiegelt. Die den Rechnungen gegenübergestellten Versuche werden auf Lagerprüfständen (siehe Abschnitt 4.2) durchgeführt, die nicht den idealen Bedingungen der Berechnungen entsprechen. Wellendurchbiegung und unerwünschte Axialkräfte beispielsweise aus der Kupplung können für zusätzliche Lasten im Prüflager sorgen, wodurch mehr Wälzkörper belastet sind, als es die Rechnung angibt. Da unbelastete Wälzkörper mit einer Hertzschen Kontaktfläche von null und damit auch keiner Kapazität in die Gesamtkapazität einfließen, ergeben sich hier entsprechende Abweichungen. Dies zeigt sich auch darin, dass Wittek [Wit16] seine Messungen mit radialer Last bereits durch geringe überlagerte Axiallasten verbessern konnte.

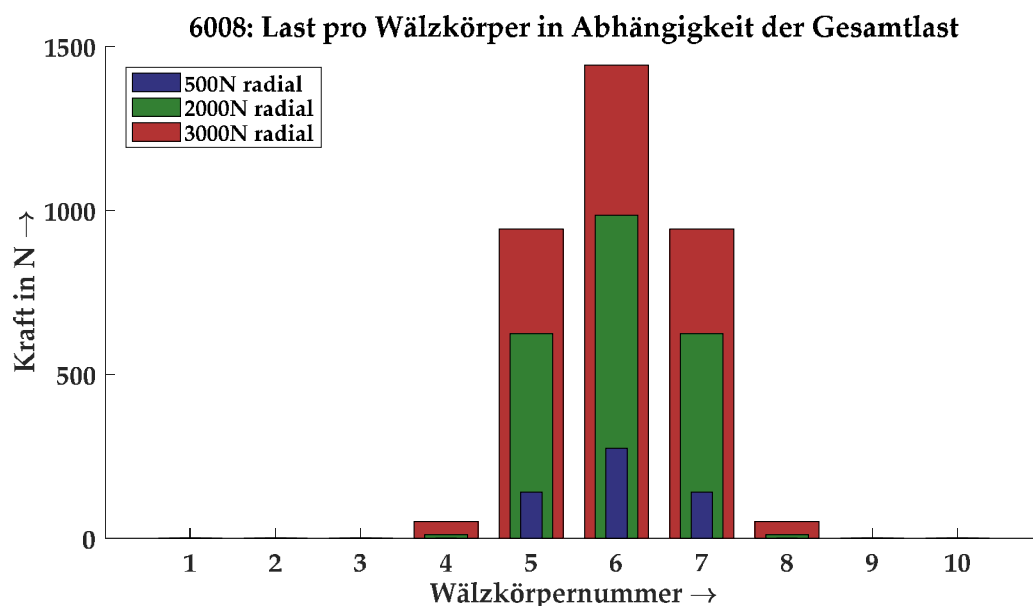


Abbildung 3-10: Unterschiedliche Anzahl belasteter Wälzkörper je nach Last bei einem Rillenkugellager 6008

Für das hier entwickelte Rechenmodell wird daher die Wälzlagerberechnung als Subroutine in einer Wellenberechnung ausgeführt, wodurch zusätzlich die Schiefstellung und Wellenbiegung mit in die Lagerberechnung einfließen. Für Wälzkörper, die dennoch unbelastet bleiben, wird der Anteil der Randkapazitäten näherungsweise über die Betriebslagerluft ermittelt, die gleichmäßig auf Innenring- und Außenringkontakt aufgeteilt wird.

3.2.2 Gleitlager

Im Maschinenbau werden neben Wälzlagern auch eine Vielzahl unterschiedlicher Gleitlager eingesetzt. Im Hinblick auf elektrische Belastungen sind ölgeschmierte Radialgleitlager als Wellenlager von Getrieben und Motor interessant, da diese ebenfalls einen möglichen Pfad für parasitäre Ströme darstellen können und zudem durch ihre Kapazität das Verhalten des Gesamtsystems beeinflussen.

Generell lässt sich ein Gleitlager ganz analog zu den Wälzlagern ebenfalls als System aus Kondensator und Widerstand beschreiben. Ein zylindrisches Radialgleitlager stellt dabei, wie in Abbildung 3-11 dargestellt, im Grunde einen Zylinderkondensator dar, bei dem die beiden Elektroden nicht konzentrisch sind. Im Falle eines perfekt zentrisch laufenden und vollständig mit Schmierstoff gefluteten Gleitlagers (Exzentrizität $e = 0$) ließe sich die Kapazität des Gleitlagers über die Formel für den Zylinderkondensator ermitteln, wobei der Elektrodenabstand abhängig vom Lagerspiel zwischen Welle und Gleitlagerbohrung wäre. Bei vorhandener Exzentrizität ändert sich – aus Sicht des Wellenzapfens – bei Bildung eines Ringintegrals für die Kapazität stetig der wirkende Elektrodenabstand zur Gleitlagerschale.

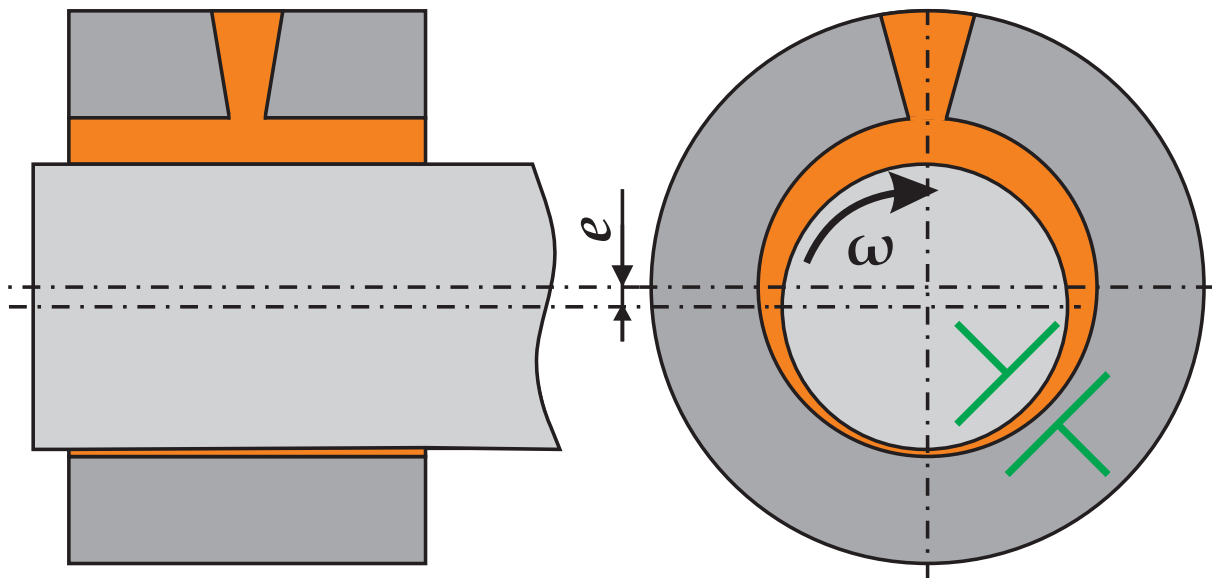


Abbildung 3-11: Gleitlager mit Schmierstoffnut als Kondensator

Prashad [Pra91]; [Pra06] hat das Verhalten von Gleitlagern in elektrischen Umgebungen untersucht. Auf Basis der geometrischen Beziehungen nach Abbildung 3-12 hat er Formel 47 hergeleitet, die bei zuvor ermittelter Exzentrizität die Berechnung der Lagerkapazität zulässt. Über den minimalen

Schmierfilm lässt sich zudem auch hier wieder die maximal ertragbare Spannung des Kontakts ermitteln.

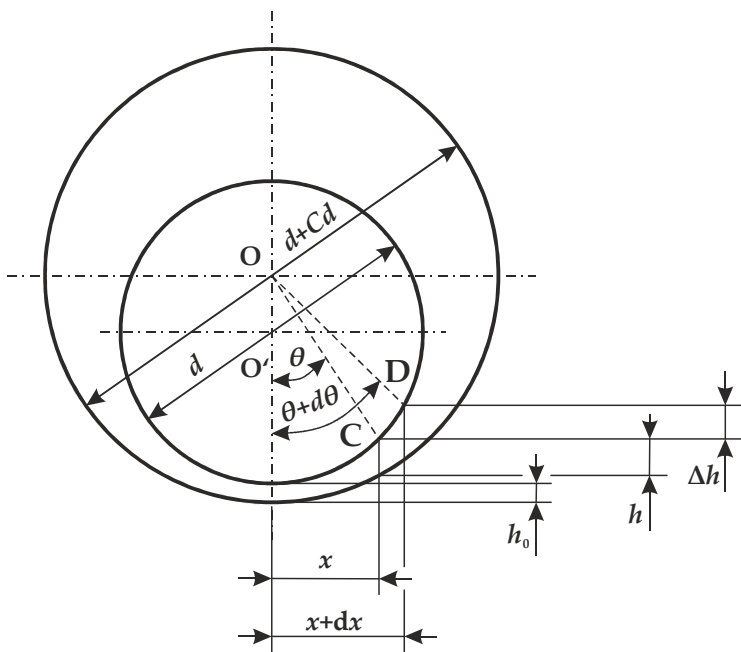


Abbildung 3-12: Geometrische Größen im hydrodynamischen zylindrischen Gleitlager nach Prashad [Pra06]

$$C_{GL} = \frac{\left\{ 4 \delta \cdot \varepsilon_0 \cdot \varepsilon_r \cdot d \cdot \tan^{-1}(0,41) \cdot \left[\frac{(1+e)}{(1-e)} \right]^{\frac{1}{2}} \right\}}{\psi \cdot (1-e^2)^{\frac{1}{2}}}$$

Formel 47: Kapazität im Gleitlager nach Prashad

Mit d als Wellendurchmesser, δ als Längen-Durchmesser Verhältnis und ψ als relativem Lager Spiel.

Bei Prashad unberücksichtigt bleibt der Einfluss von Verkippung des Wellenzapfens in der Lagerbuchse. Durch eine Schiefstellung im Lager ändern sich die effektiven Elektrodenabstände entlang der Lagerbreite. Dadurch ist es nicht mehr möglich, über ein einfaches Ringintegral für die gesamte Lagerbreite die Kapazität zu berechnen. Zusätzlich muss auch ein Integral entlang der Lagerbreite gebildet werden, um diesen Einfluss zu berücksichtigen. Die Bedeutung der Schiefstellung lässt sich anhand von Abbildung 3-13 gut erkennen. Ausgehend vom ideal zentrischen laufenden Gleitlager wird selbst bei simpler Diskretisierung über drei Abschnitte offensichtlich, weshalb die elektrische Kapazität bei Schiefstellung der Welle größer wird. Von der Lagermitte aus wird der Lagerzapfen schiefgestellt und es ergeben sich für die beiden äußeren Abschnitte geänderte Kapazitäten, die mit steigendem Kippwinkel β_{Kipp} immer größer werden und bei infinitesimal kleinem Schmierpalt gegen unendlich streben. Die Durchschlagsfestigkeit des elektrischen Ersatzmodells würde gleichzeitig abnehmen, da die für einen Durchschlag erforderliche Spannung mit sinkendem Elektrodenabstand ebenfalls sinkt. Ein Beispiel für den Einfluss der Schiefstellung bei einer Berechnung mit exzentrischem Lauf zeigt Abbildung 3-14, bei

der deutlich zu erkennen ist, dass die Kapazität mit steigender Schiefstellung auf einer Seite vom Kippunkt stark zunimmt, während die Abnahme auf der anderen Seite deutlich geringer ausfällt. In Summe ergibt sich dadurch auch bei exzentrischem Lauf eine starke Vergrößerung der Kapazität durch die Verkippung.

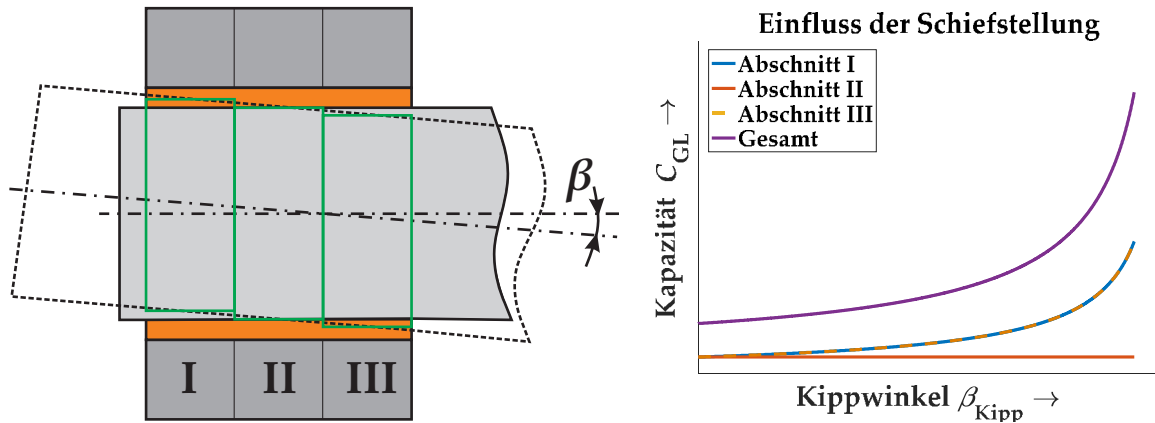


Abbildung 3-13: Einfluss der Schiefstellung auf die effektiven Elektrodenabstände bei Unterteilung des Lagers in drei Abschnitte (links) und daraus resultierende Änderung in der Kapazität (rechts)

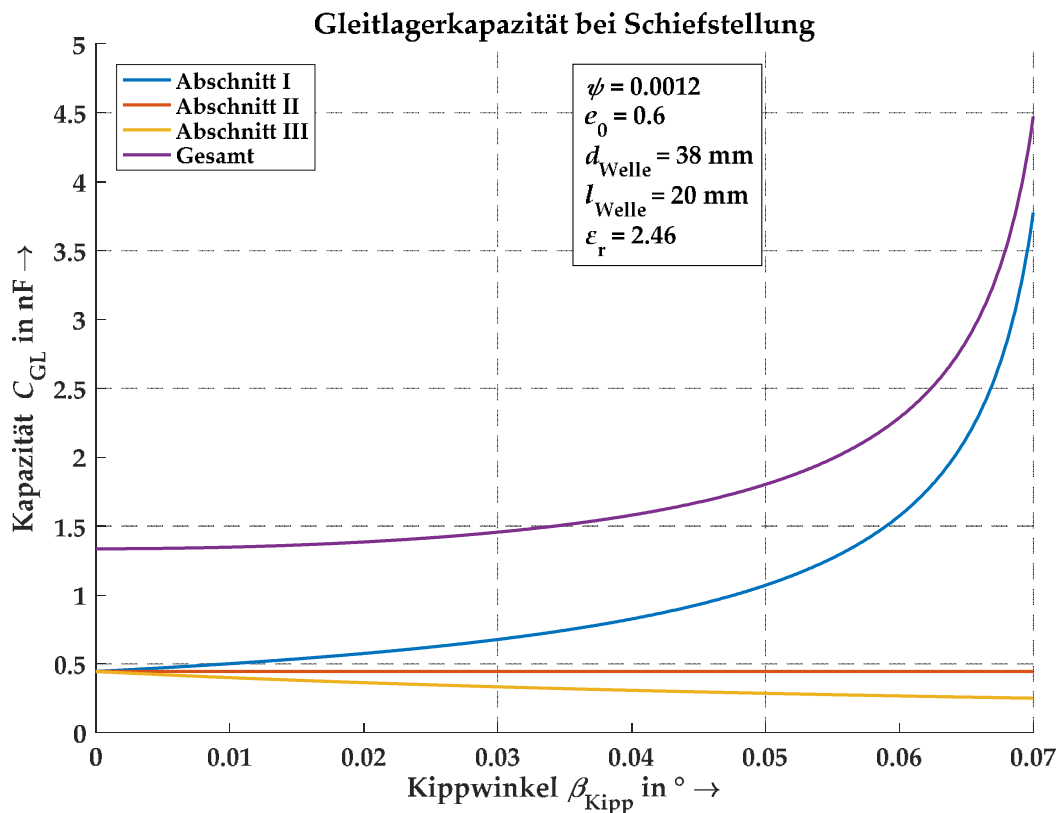


Abbildung 3-14: Einfluss der Schiefstellung auf die Gleitlagerkapazität bei exzentrischem Lauf.

Neben der hier vorgestellten analytischen Berechnung, die zunächst eine Berechnung des Schmierspalts voraussetzt, kann ebenfalls über den Einsatz von Software-Tools die elektrische Kapazität bestimmt

werden. Mit dem Berechnungsprogramm COMBROS ist es möglich, für selbstgestaltete Geometrien von Radialgleitlagern die statischen und hydrodynamischen Kennwerte zu ermitteln. Dabei kann sowohl isotherm als auch nicht-isotherm gerechnet werden [Hag15]. Das Programm diskretisiert das Gleitlager in Umfangs- und Breitenrichtung in einzelne Abschnitte und bestimmt anschließend für diese den Schmierpalt, Druck, Temperatur, Viskosität und den Füllungsgrad. Aus diesen Größen werden zudem allgemeine Kennwerte wie die Exzentrizität abgeleitet. In Abbildung 3-15 ist ein beispielhafter Verlauf für die mit dem Programm ermittelte Schmierfilmhöhe im Gleitlager dargestellt.

Schmierfilmhöhe im Gleitlager über Lagerbreite und Umfang

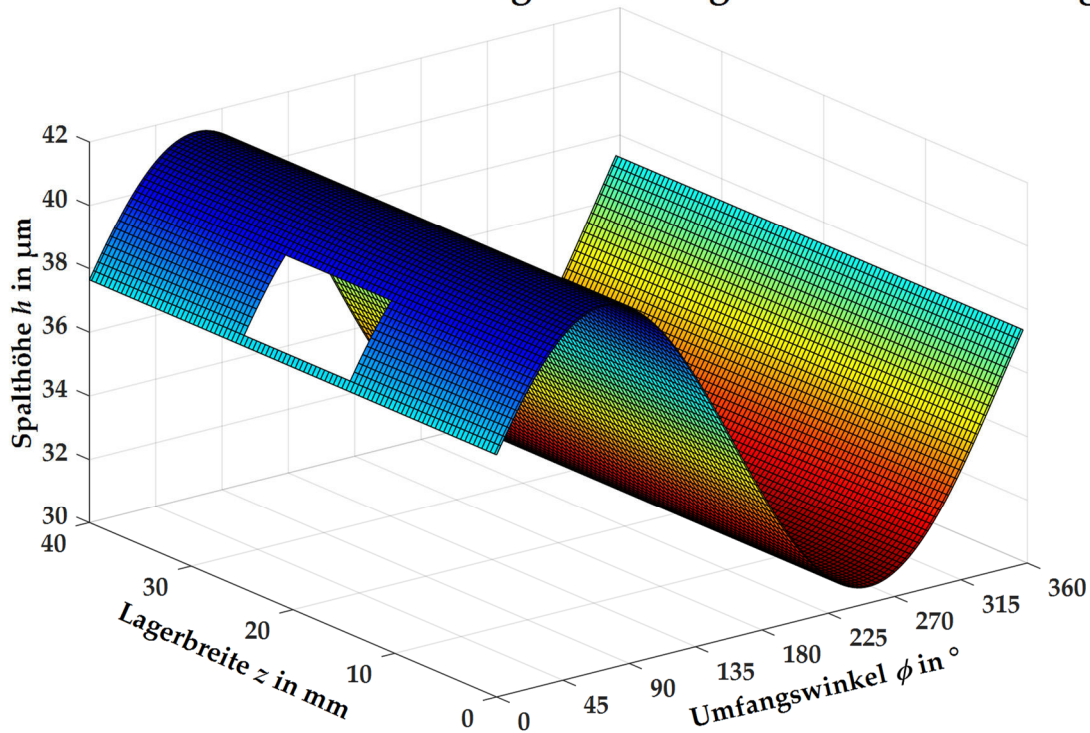


Abbildung 3-15: Über das Berechnungsprogramm COMBROS berechnete Schmierpalthöhe über Breite und Umfang des Lagers

Mit der vereinfachten Annahme, dass sich jedes Lagersegment wie ein Abschnitt eines Zylinderkondensators verhält, lässt sich die Kapazität pro Segment bestimmen. Die unterschiedlichen Radienmittelpunkte von Wellenzapfen (p) und Gleitlagerschale werden aufgrund des im Vergleich zum Radius geringen Lagerspiels vernachlässigt. Die lokal wirkende Dielektrizitätszahl und die lokale kritische Feldstärke werden mit den ermittelten Temperaturen und Drücken über Formel 39 und Formel 42 bestimmt. Die Dielektrizitätszahl wird zusätzlich noch über den Füllungsgrad FG angepasst für die Bereiche, in denen nicht nur Schmierstoff, sondern auch anteilig Luft vorhanden ist:

$$\varepsilon_{r,i,j}(p, \vartheta, FG) = \frac{\varepsilon_{r,i,j}(p, \vartheta) \cdot \varepsilon_{r,Luft}}{FG \cdot \varepsilon_{r,Luft} + (1 - FG) \cdot \varepsilon_{r,i,j}(p, \vartheta)}$$

Formel 48: Dielektrizitätszahl für Lager-Luft-Gemische

Damit ergibt sich die Kapazität eines Gleitlagersegments zu:

$$C_{Zelle,i,j} = 2 \cdot \pi \cdot \varepsilon_0 \cdot \varepsilon_{r,i,j}(p, \vartheta, FG) \cdot \frac{l_{Zelle,i,j}}{\ln\left(\frac{r_{2,i,j}}{r_1}\right)} \cdot \frac{\alpha_{Zelle,i,j}}{360^\circ}$$

Formel 49: Kapazität eines Gleitlagersegments

Hierbei sind i und j Laufvariablen entlang des Umfangs bzw. der Lagerbreite. Die Länge eines Segments beschreibt l_{Zelle} , wobei diese in der Regel nicht über die Laufvariable variiert wird. Gleiches gilt für α_{Zelle} , welches den betrachteten Winkelabschnitt darstellt. Die Radien r_1 und r_2 stehen für die Welle und den effektiven Radius der Lagerschale, der sich entsprechend des lokalen Schmierfilms h nach Formel 50 bestimmt:

$$r_{2,i,j} = r_1 + h_{i,j}$$

Formel 50: Effektiver Radius der Lagerschale

Die für einen Durchschlag erforderliche Spannung ergibt sich aus dem Minimum aller Segmente zu:

$$U_{krit,GL} = \min(E_{krit,i,j} \cdot h_{i,j})$$

Formel 51: Ertragbare Spannung des Gleitlagers

Mit den berechneten Kapazitäten kann anschließend die Kapazität des Gleitlagers als eine große Parallelschaltung einzelner Kondensatoren, wie in Abbildung 3-16 dargestellt, bestimmt werden. Die Kapazität C_{GL} des gesamten Gleitlagers berechnet sich dabei über Formel 52:

$$C_{GL} = \sum_{i=1}^N \left(\sum_{j=1}^M C_{Zelle,i,j} \right)$$

Formel 52: Parallelschaltung der Kapazitäten bei diskretisierter Rechnung

Hierbei stehen N und M für die Anzahl der Segmente in Umfangs- und Breitenrichtung.

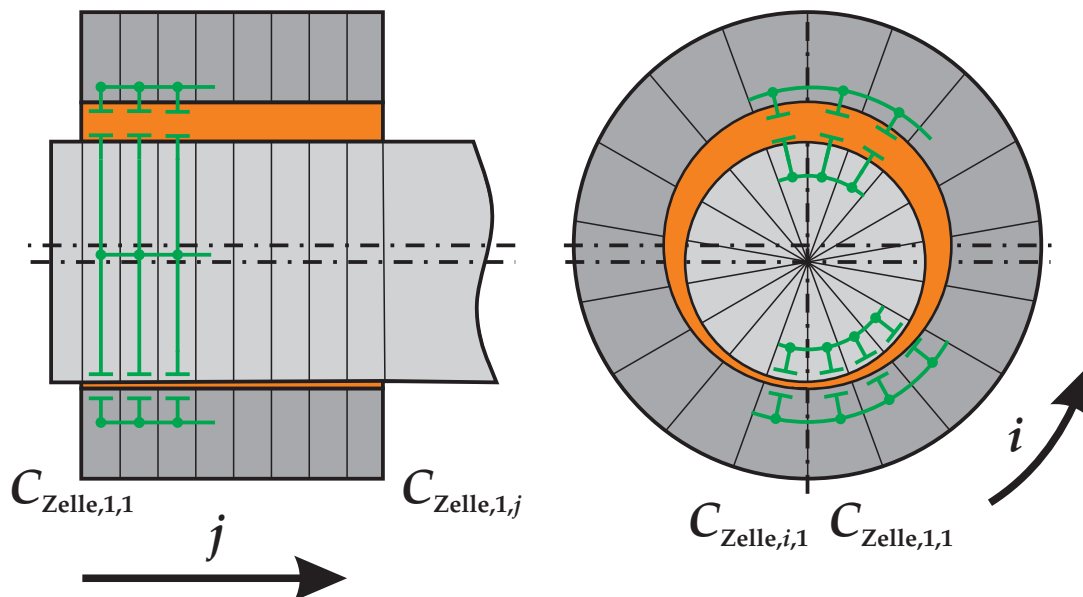


Abbildung 3-16: Diskretisierung des Gleitlagers in Umfangs- und Breitenabschnitte mit jeweils einzelnen Kapazitäten

3.2.3 Verzahnungen

3.2.3.1 Grundlagen zur Schmierung von Verzahnungen

Das elektrische Verhalten von miteinander im Eingriff stehenden Zahnrädern lässt sich grundsätzlich ähnlich zu Wälzlagern beschreiben. Der trennende Schmierfilm zwischen den Zahnflanken stellt einen EHD-Kontakt dar, welcher mit dem in Abschnitt 2.3.4 vorgestellten Modell beschrieben werden kann. Unterschiede finden sich jedoch im zeitlichen Ablauf des Zahneingriffs, der Einfluss auf das elektrische Ersatzmodell hat. Anders als das Verhalten von Wälzlagern, das in einem festen Betriebspunkt näherungsweise als konstant beschrieben werden kann, ist das Verhalten des Zahneingriffs stark instationär. Zum einen muss durchgängig ein komplett neuer Schmierfilm aufgebaut werden, wenn ein Zahnepaar den Eingriff verlässt und ein neues in den Eingriff kommt. Und zum anderen sind viele der Parameter, die den EHD-Schmierfilm und das elektrische Verhalten beeinflussen, vom Drehwinkel und der Zahnradposition abhängig.

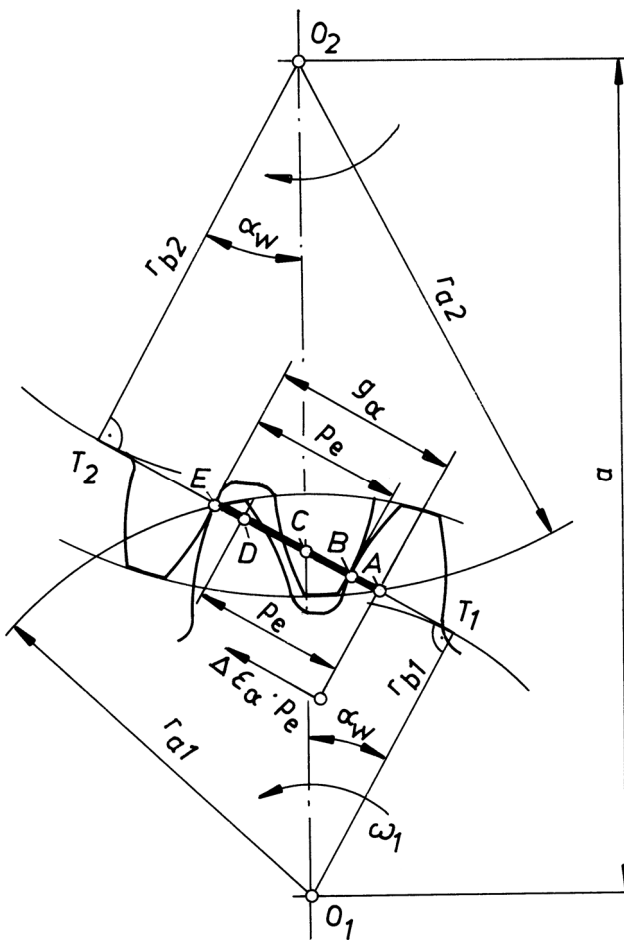


Abbildung 3-17: Verlauf der Eingriffsstrecke mit dem Einzeleingriffsgebiet (BD) und den Doppelingriffsgebieten (AB, DE) [LB10]

Die Eingriffsstrecke, dargestellt in Abbildung 3-17, beschreibt den Bereich der Eingriffslinie, auf der durch die Begrenzung der Kopfkreise eine Flankenberührung möglich ist [LB10]. Entlang der Eingriffsstrecke variieren mehrere für den EHD-Kontakt wichtige Größen. Betrachtet man zunächst den Fall

eines geradzahnten Zahnrades ohne Profilüberdeckung ($\varepsilon_\alpha = 1$), so ist stets nur ein Zahnpaar im Eingriff. Ausgehend vom Beginn des Eingriffs (Punkt A) steigt die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit im Kontaktpunkt der beiden Zahnflanken bis zum Ende des Eingriffs (Punkt E) hin an [SS12]; [AGM03]. Zudem ist der effektive Krümmungsradius der beiden Zahnflanken ebenfalls von der Eingriffsstellung der Zahnräder zueinander abhängig [LB10].

Bei praktisch ausgeführten Getrieben ist die Profilüberdeckung in der Regel im Bereich $1,1 \leq \varepsilon_\alpha \leq 1,98$, damit immer mindestens eine Flankenpaarung zur Kraftübertragung zur Verfügung steht [LB10]. Dadurch ändert sich entlang der Eingriffsstrecke die Anzahl der am Eingriff beteiligten Zähne und dadurch auch die Zahnkontaktkraft. Eine weitere Folge ist daraus auch, dass sich die Kontaktfläche und die Flächenpressung im Kontakt ebenfalls verändert. All dies hat in Summe zur Folge, dass die Schmierfilmdicke ebenfalls entlang der Eingriffsstrecke variiert. Abbildung 3-18 stellt beispielhafte Verläufe für die zuvor genannten Größen dar. Dabei wird von einer konstanten Schmierstofftemperatur und Vollschmierung ausgegangen. In der Realität wird es im Laufe des Eingriffs zu einer Temperaturerhöhung und möglicherweise zu Starvation (Mangelschmierung) kommen, wodurch die tatsächlichen Schmierfilmdicken teilweise geringer ausfallen als hier dargestellt.

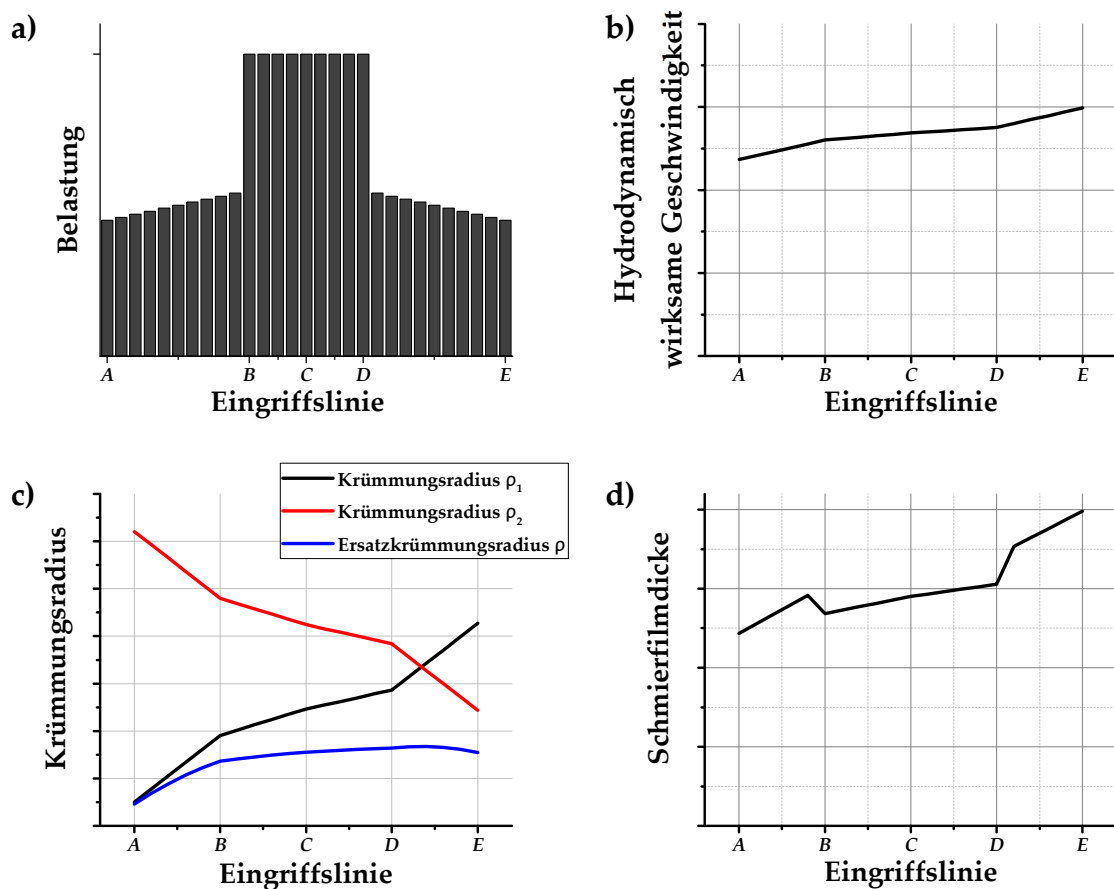


Abbildung 3-18: Beispielhafter Verläufe der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit (a), der Belastung pro Zahnpaar (b), des Krümmungsradius (c) und der Schmierfilmdicke (d) entlang der Eingriffsstrecke

3.2.3.2 Ersatzschaltbild geradzahnter Zahnräder

Um das positionsabhängige Verhalten von geradzahnten Zahnrädern zu beschreiben, muss zunächst der Aufbau des elektrischen Netzwerks bekannt sein. Im Folgenden werden wie bereits in den vorherigen Kapiteln anstelle des gesamten EHD-Ersatzschaltbildes nach Absatz 2.3.4 lediglich die Kapazitäten als ausschlaggebendes Element betrachtet, um die Modelle übersichtlich zu halten.

Basierend auf der sich aus der Eingriffsstrecke ergebenden Aufteilung in Einzel- und Doppeleingriffsgebiet kann für eine Verzahnung mit einer Profilüberdeckung $1 \leq \varepsilon_\alpha < 2$ der Zahnkontakt als eine einzelne Kapazität (Einzeleingriff) oder als Parallelschaltung zweier Kapazitäten (Doppeleingriff) betrachtet werden. Wie in Abbildung 3-19 dargestellt, stellt der Kontakt eines Zahnrads mit n Zähnen bei Beginn des Eingriffs von Zahn 1 (Punkt A auf der Eingriffslinie) mit der Flanke des Gegenrads eine Kapazität dar. Gleichzeitig ist der n -te Zahn noch im Eingriff und ergibt ebenfalls eine Kapazität mit dem Gegenrad. Sobald der n -te Zahn den Eingriff verlassen hat (Punkt B auf der Eingriffslinie von Zahn 1, Punkt E auf der Eingriffslinie von Zahn n), aber noch bevor der zweite Zahn in den Eingriff hineinwandert, besteht lediglich die Kapazität des ersten Zahnes zum Gegenrad. Mit erneutem Erreichen des Doppeleingriffsgebiets (Punkt D auf der Eingriffslinie) setzt sich das Ersatzschaltbild wieder aus zwei Kapazitäten zusammen.

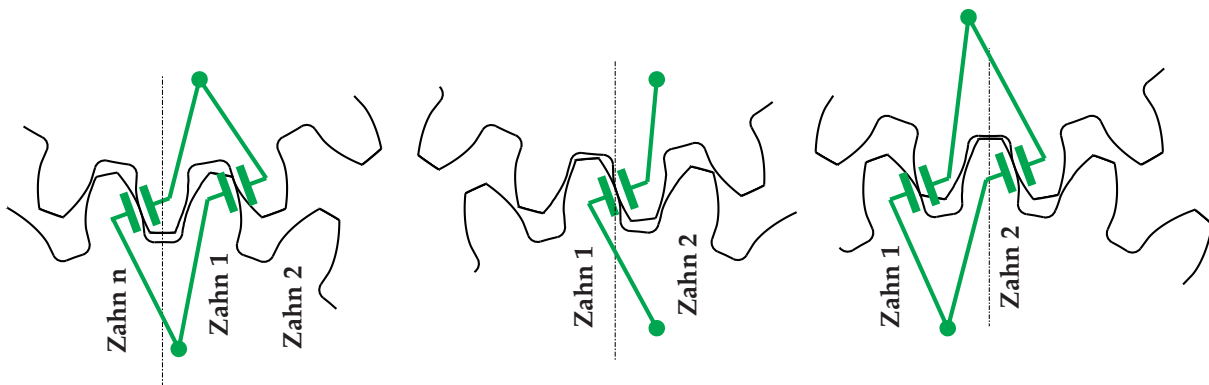


Abbildung 3-19: Kapazitäten im Zahneingriff bei unterschiedlichen Positionen auf der Eingriffslinie (Überdeckungsgrad $1 \leq \varepsilon_\alpha < 2$)

Die Kapazität der einzelnen Hertzschen Kontaktflächen der Verzahnungen lässt sich anhand von Formel 24 ermitteln. Für die Kapazitäten des Einlauf- und Auslaufbereichs stehen für die Verzahnungen bisher keine Berechnungsmethoden wie die nach Brüser [Brü72] für die Wälzlager zur Verfügung. Daher wird für diese Arbeit eine Methodik entwickelt, die nach einem ähnlichen Prinzip – jedoch vereinfacht – arbeitet.

In jeder Eingriffsstellung werden die beiden Evolventen der miteinander im Eingriff stehenden Zahnflanken berechnet. Für die Abschnitte neben dem eigentlichen Kontakt, definiert über die Hertzsche Abplattungsbreite, werden die Flanken in kleine Plattenkondensatoren aufgeteilt. Unter der Annahme,

dass diese vollständig mit Öl (Normaldruck, Betriebstemperatur des Getriebes) gefüllt sind, werden für diese dann die Kapazitäten bestimmt und als Parallelschaltung zu einer Randkapazität C_{RK} addiert.

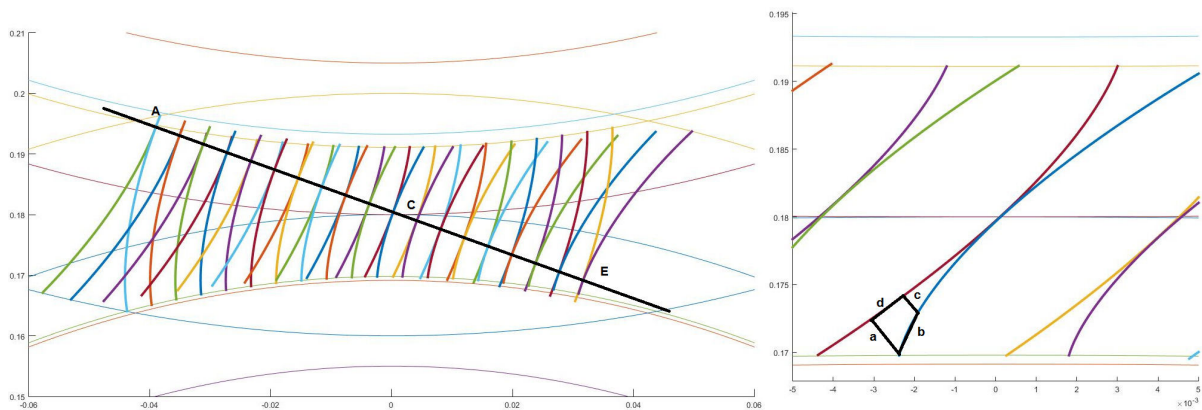


Abbildung 3-20: Berücksichtigung der Kapazität der Randzonen des Zahneingriffs für die unterschiedlichen Stellungen der Evolventen zueinander je nach Position auf der Eingriffsstrecke

Die Ermittlung der benötigten Kenndaten zur Ermittlung der Kapazitätswerte erfolgt mit Hilfe des FVA Programms RIKOR, welches zur Bestimmung der Lastverteilung von Stirnradgetrieben dient. Die Lastverteilung kann durch verschiedene Effekte wie beispielsweise Verformung der Zähne, Durchbiegung und Verlagerung der Wellen oder auch Verformung der Radkörper stark beeinflusst werden. Um dennoch ein gutes Tragbild und damit auch eine gute Lebensdauer der Verzahnung zu erreichen, werden Korrekturen der Zahnkontur genutzt. Das Programm RIKOR ermöglicht es, diese Korrekturen auszuliegen und die sich einstellenden Kontaktverhältnisse zu berechnen [FO09].

Für das hier vorgestellte Modell werden aus einer RIKOR Rechnung die folgenden Informationen ausgelesen:

- Verzahnungsgeometrie (Modul, Zähnezahlen, Profilverschiebung etc.)
- Drehzahl und Schmierstofftemperatur
- Pressungen für das gesamte Eingriffsfeld
- Kontakttemperaturen für das gesamte Eingriffsfeld
- Lastverteilung für das gesamte Eingriffsfeld
- Relative Schmierfilmdicke für das Eingriffsfeld

Mit diesen Angaben und der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit entlang der Eingriffsstrecke nach Abbildung 3-21 lässt sich anschließend mit den zuvor vorgestellten Formeln die Hertzsche Kapazität ermitteln.

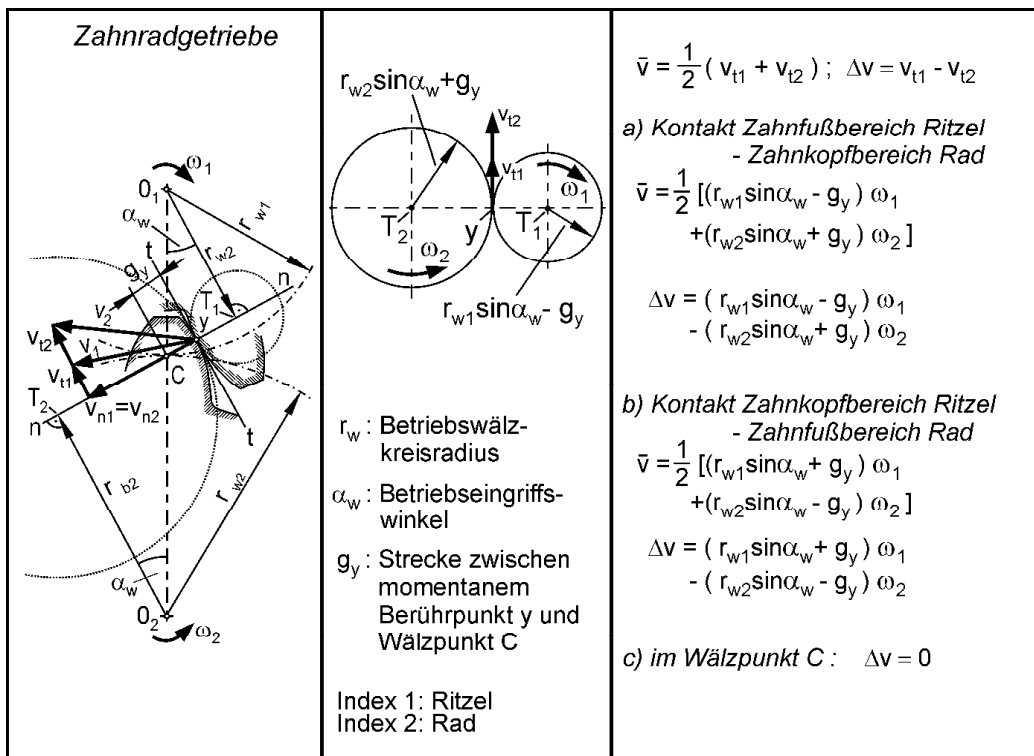


Abbildung 3-21: Hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit im Zahneingriff nach [SS12]

Ähnlich zu den in Kapitel 3.2.1.3 vorgestellten Lagern mit Linienkontakt wird die Verzahnung ebenfalls in Abschnitte entlang der Zahnbreite unterteilt, um die sich einstellende Lastverteilung zu ermitteln. Die pro Abschnitt resultierenden Kapazitäten sind durch die leitenden Zahnkörper zueinander parallel geschaltet (Abbildung 3-22).

Insgesamt ergibt sich die Kapazität eines geradverzahnten Zahnrads daher zu:

$$C_{GV,k} = \sum_{i=1}^N \left[\sum_{j=1}^M (C_{Hertz,i,j,k} + C_{RK,i,j,k}) \right]$$

Formel 53: Kapazität einer Geradverzahnung bei beliebiger Eingriffsstellung k

In der Formel steht i für den Breitenabschnitt einer Zahnflanke, j für die am Eingriff beteiligten Zahnpaare und k als Indikator für die zu berechnende Eingriffsposition.

Die kritische Spannung $U_{krit,GV}$ für eine Eingriffsstellung k wird analog zu den Wälzlagern aus der kleinsten ertragbaren Spannung aller ermittelten Abschnitte dieser Eingriffsstellung ermittelt:

$$U_{krit,GV,k} = \min(E_{krit,i,j,k} \cdot h_{min,i,j,k})$$

Formel 54: Ertragbare Spannung einer Geradverzahnung bei beliebiger Eingriffsstellung k

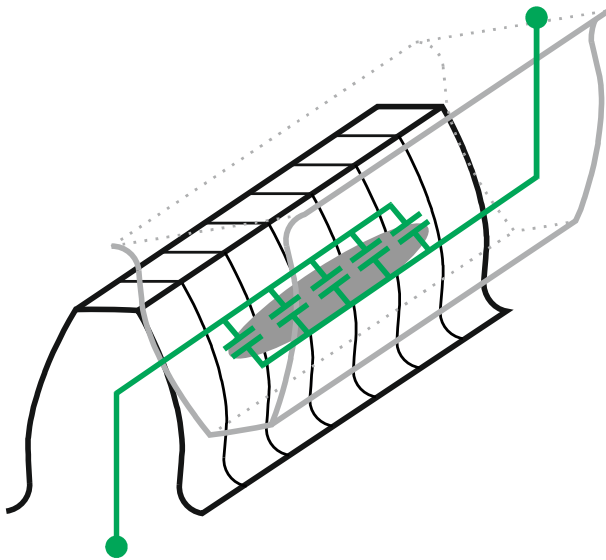


Abbildung 3-22: Aufteilung der Verzahnung in Breitenabschnitte und daraus resultierende Kapazitäten

Einen beispielhaften Verlauf für die Hertzsche Kapazität, die Kapazität der Randzone und die insgesamt resultierende Kapazität stellt Abbildung 3-23 dar. Es ist deutlich zu sehen, dass im Bereich des Einzeleingriffs die Kapazität kleiner ist als im Bereich des Doppeleingriffs. Die größere Kontaktfläche, die im Doppeleingriffsgebiet vorliegt, hat einen deutlich stärkeren Effekt auf die Kapazität, als die Änderung der Belastung und der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit.

Kapazität entlang der Eingriffsstrecke mit Ein- und Auslassbereichen

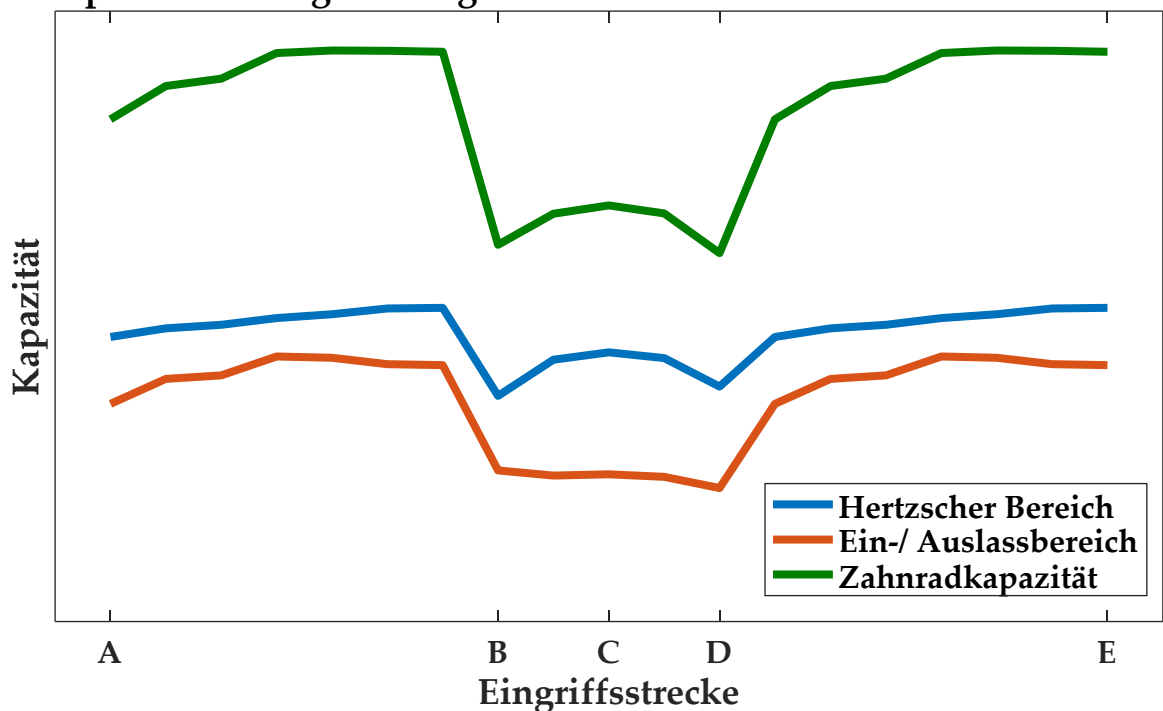


Abbildung 3-23: Beispielhafter Verlauf für die Hertzsche Kapazität, die Kapazität der Randzonen und die resultierende Kapazität bei ausgeprägtem Einzel- und Doppeleingriffsgebiet

3.2.3.3 Ersatzschaltbild schrägverzahnter Zahnräder

Bei schrägverzahnten Zahnrädern sind die Zahnflanken um den Schrägungswinkel β zur Achse des Radkörpers geneigt. Dadurch trägt eine Zahnflanke beim Beginn ihres Eingriffs nicht direkt mit der gesamten Zahnbreite, wie es bei einer Geradverzahnungen im idealen Fall wäre, sondern zunächst nur mit einem kleinen Teil. Die Berührlinien verlaufen im Eingriffsfeld nicht mehr als Geraden, sondern als Schrägen, wodurch zusätzlich zu der Profilüberdeckung auch eine Überdeckung aus der Schrägung entsteht – die sogenannte Sprungüberdeckung ε_β [LB10].

Übertragen auf das Scheibenmodell kann man sich das schrägverzahnte Zahnrad als eine Kombination aus mehreren zueinander verdrehten dünnen Geradverzahnungen vorstellen.

Abbildung 3-24 zeigt dieses Modell zusammen mit den dabei wirkenden Kapazitäten für die sich gerade im Eingriff befindenden Zahnabschnitte. Da sich jetzt nicht mehr wie bei der Geradverzahnung alle Scheiben auf dem gleichen Abschnitt der Eingriffsstrecke befinden, wird der bei der Geradverzahnung beobachtete Verlauf durch die Überlagerung deutlich unschärfer. Dies passt analog zum mechanischen Verhalten, dass durch die Sprungüberdeckung die Laufruhe der Verzahnung verbessert wird, da ein Stoß durch die Laständerung zwischen Einzel- und Doppeleingriff gemildert wird.

Die Berechnung der Kapazitäten bei Schrägverzahnungen erfolgt genau wie bei Geradverzahnungen, nur dass bei der Bestimmung der Position der Evolventen zueinander für die Randkapazität noch der Einfluss des Schrägungswinkels beachtet werden muss.

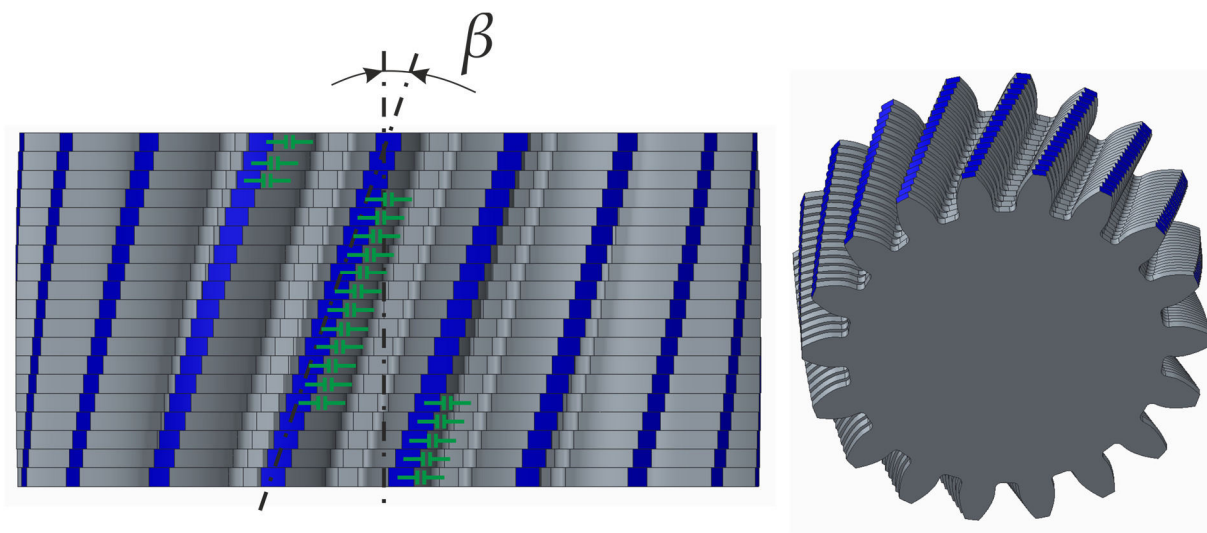


Abbildung 3-24: Kapazitäten am schrägverzahnten Zahnrad für die gerade im Eingriff befindlichen Bereiche der Verzahnung bei Betrachtung als verdrehtes Scheibenmodell

3.2.4 Strukturbauteile

Die bisher beschriebenen Komponenten reduzieren das elektrische Verhalten jeweils auf den für das kapazitive Verhalten relevanten Kontakt. Für das grundsätzliche kapazitive Verhalten des Gesamtsystems ist dies auch erst einmal zulässig und auch empfehlenswert, da so die Modelle einfach gehalten werden können. Um ein genaueres Verständnis über die Verläufe der Spannungen und Ströme zu erhalten, müssen jedoch auch die restlichen Komponenten in den Strompfaden modelliert werden. Daher werden in diesem Abschnitt Modelle vorgestellt, die die Beschreibung von Gehäusen und Wellen – den Anschlusselementen der zuvor vorgestellten Elemente Wälzlager und Verzahnung – ermöglichen.

3.2.4.1 Modellierung als RL-Elemente

Wellen dienen aus mechanischer Sicht zunächst einmal der Übertragung mechanischer Leistung in Form von Drehzahl und Drehmoment. Elektrisch betrachtet stellen diese im Maschinenbau vereinfacht betrachtet zunächst mal einen elektrischen Leiter dar, da Wellen in der Regel aus Stahl gefertigt sind und daher eine recht hohe Leitfähigkeit im Bereich von 500.000 bis 1.000.000 S/m besitzen.

Der elektrische Widerstand $R_{DC,Welle}$ eines runden Wellenabschnitts der Länge l und dem Radius r bei Gleichstrom berechnet sich nach Formel 55 zu:

$$R_{DC,Welle} = \rho_{el} \cdot \frac{l}{A} = \rho_{el} \cdot \frac{l}{r^2 \cdot \pi} \quad \text{Formel 55:} \quad \text{Widerstand eines Wellenabschnitts}$$

Mit ρ_{el} als spezifischem Widerstand des Wellenmaterials und A als Querschnittsfläche.

Da sich die parasitären Ströme im hohen kHz bis MHz Bereich bewegen, muss zudem berücksichtigt werden, dass sich zum einen der Widerstand aufgrund des Skin-Effekts vergrößert und dass die innere Induktivität der Welle ebenfalls einen Beitrag zur Impedanz leistet.

Nach Küpfmüller et al. [KMR13] lassen sich die innere Induktivität L_I und der Wechselstromwiderstand R_{AC} über eine Hilfsgröße x vereinfacht wie folgt rechnen:

$$R_{AC} = \begin{cases} \left(1 + \frac{1}{3}x^4\right) \cdot R_{DC}, & x < 1 \\ \left(x + \frac{1}{4} + \frac{3}{64x}\right) \cdot R_{DC}, & x > 1 \end{cases} \quad \text{Formel 56:} \quad \text{Wechselstromwiderstand mit Skin-Effekt eines Wellenabschnitts}$$

$$L_I = \begin{cases} \left(x^2 \left(1 - \frac{x^4}{6}\right)\right) \cdot \frac{R_{DC}}{2\pi \cdot f}, & x < 1 \\ \left(x - \frac{3}{64x} + \frac{1}{128x^2}\right) \cdot \frac{R_{DC}}{2\pi \cdot f}, & x > 1 \end{cases} \quad \text{Formel 57:} \quad \text{Innerer Induktivität eines Wellenabschnitts}$$

Die Hilfsgröße x ergibt sich über:

$$x = \frac{r}{2} \sqrt{\frac{\pi \cdot f \cdot \mu_0 \cdot \mu_r}{\rho_{el}}}$$

Formel 58: **Hilfsgröße für den Skin-Effekt**

Mit f als Frequenz des Signals, der magnetischen Feldkonstanten μ_0 und der Permeabilitätszahl μ_r des Wellenmaterials.

Für Wellen aus dem Maschinenbau kommt durch die recht großen Durchmesser im Vergleich zu elektrischen Kabeln und der hohen Permeabilität von Stahl im Vergleich zu Kupfer hauptsächlich die Formel für $x > 1$ zum Einsatz.

Mit diesen Ansätzen für den Widerstand und die innere Induktivität eines Wellenabschnitts kann für eine gegebene Wellengeometrie und daran angeschlossenen Maschinenelementen das Ersatzschaltbild erstellt werden. In Abbildung 3-25 ist beispielhaft für eine über eine Kupplung angetriebene Antriebswelle mit zwei Wälzlagern und einem Zahnrad das Ersatzschaltbild dargestellt. Zwischen jedem abgehenden Element ist die Welle als eine Reihenschaltung aus Widerstand und Induktivität modelliert, die wiederum eine Reihenschaltung der beteiligten Querschnitte darstellen. Das Modell stellt dabei lediglich eine Vereinfachung dar, bei der die Kontaktierungsstellen zwischen der Welle und den angeschlossenen Elementen nicht modelliert werden.

Eine solche Modellierung für Gehäuse ist aufgrund der komplexen Geometrie nicht zielführend.

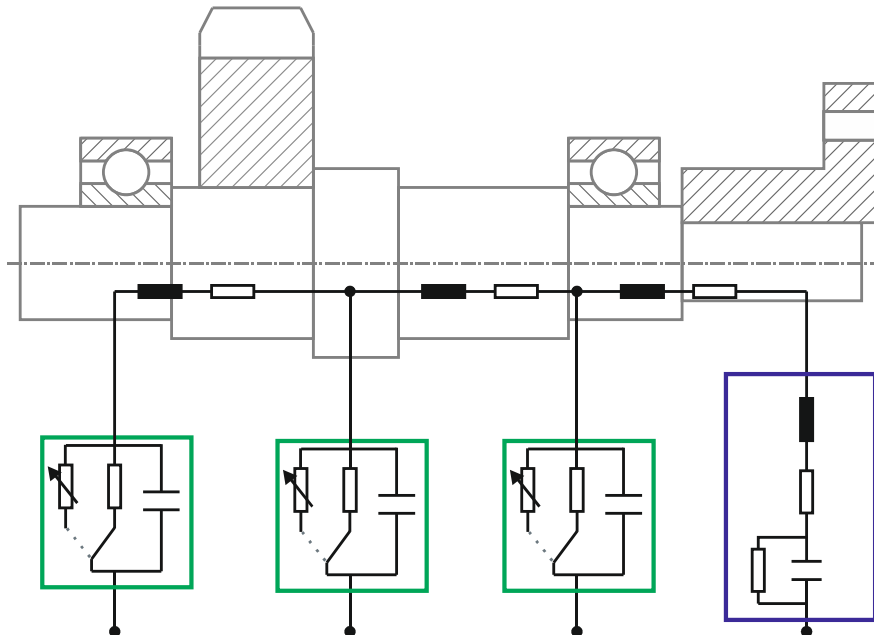


Abbildung 3-25: Aufbau einer Welle aus RL-Abschnitten und angeschlossenen Maschinenelementen auf Basis eines EHD-Kontakts (grün) oder einer allgemeinen RLC-Schaltung (blau)

3.2.4.2 Simulation des elektrischen Verhaltens von Strukturbauteilen

Zur Modellierung des elektrischen Verhaltens komplexer Geometrien können diese auch mit einer FE-Simulation¹⁰ analysiert werden. Das Softwarepaket Q3D der Firma Ansoft kann dazu genutzt werden, das frequenzabhängige Verhalten von komplexen Bauteilen mit verschiedenen Anschlüssen zu untersuchen. Die Ergebnisse können exportiert und für elektrische Netzwerke als Mehrpole genutzt werden. Tischmacher und Kartashov haben dieses Verfahren bereits für die Untersuchung des inneren Lagerstroms bei einem EHD-Durchschlag erfolgreich angewandt [TK14].

Für die zuvor bereits vorgestellten Wellen ist in Abbildung 3-26 das Modell einer Getriebewelle dargestellt. Die Presssitze für Lager, Zahnrad und Kupplung sind die Quellen/Senken für das Netzwerk und stellen die Ein- und Ausgänge des Systems dar. Der simulierte Verlauf der Impedanz über der Frequenz ist in der rechten Hälfte der Abbildung dargestellt. Der berechnete Wechselstromwiderstand und die Induktivität sind in Abbildung 3-27 über der Frequenz aufgetragen. Vorteil dieses Verfahrens ist, dass die Kontaktierung der elektrischen Signale deutlich realitätsnäher ist als bei der Vereinfachung aus Kapitel 3.2.4.1. Der Nachteil ist zum einen in der für eine FE-Simulation nötigen Rechenzeit zu sehen, aber auch bei den nötigen Arbeitsschritten, die selbst bei bereits vorhandener Geometrie wichtig sind, um die Geometrie passend zu vereinfachen.

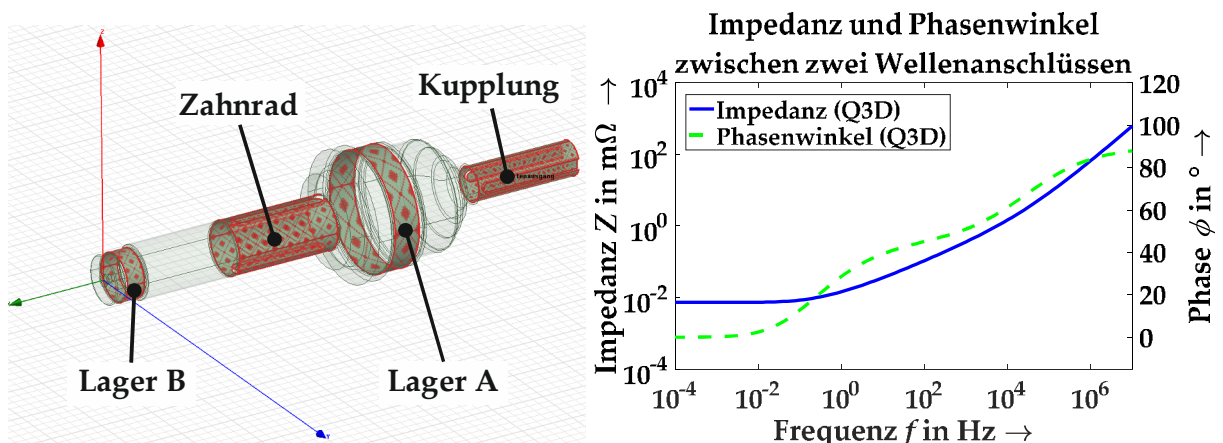


Abbildung 3-26: Links: Q3D-Modell einer Getriebewelle mit den Anschlüssen für Kupplung, Lager und Verzahnungen. Rechts: Simulierter Verlauf der Impedanz und des Phasenwinkels über der Frequenz ($\mu_r = 220$ und $\rho_{el} = 1,9 \cdot 10^{-7} \Omega m$)¹¹.

¹⁰ FE: Finite Elemente

¹¹ Materialeigenschaften für den Werkstoff 42CrMo4. Siehe auch Anhang A.3.

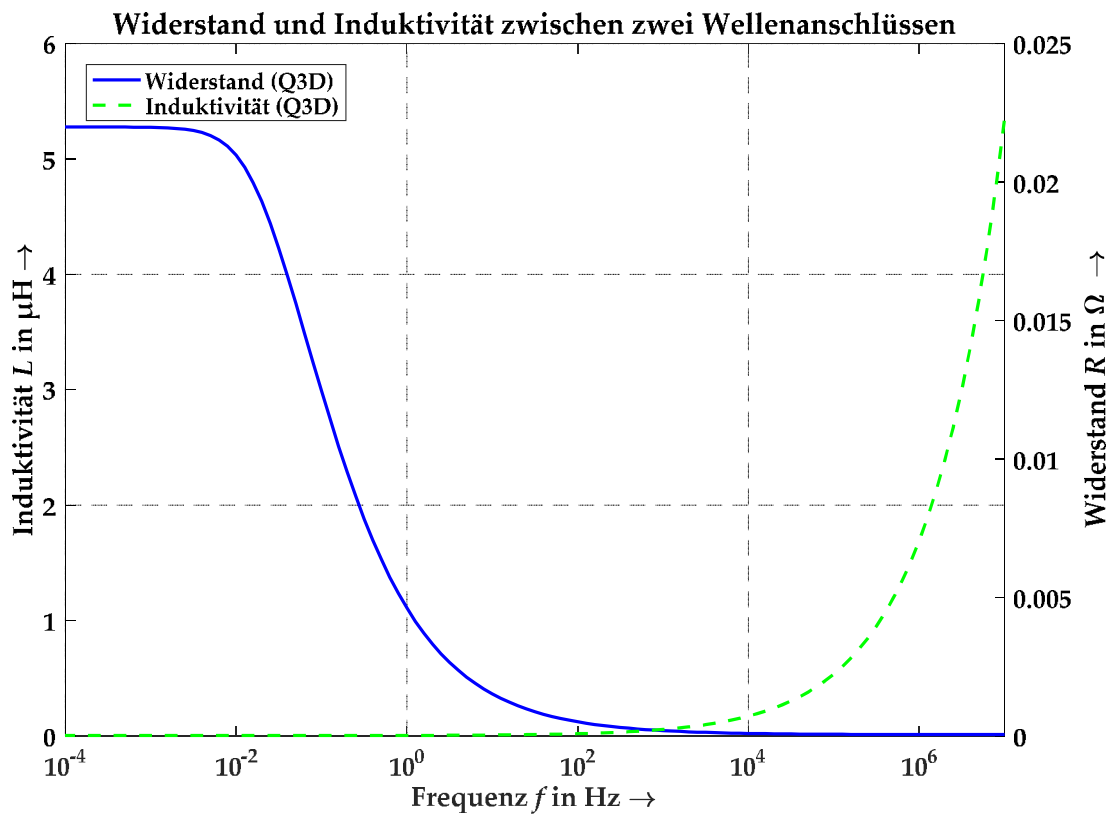


Abbildung 3-27: Mit Q3D berechneter Widerstand und Induktivität zwischen zwei Wellenanschnitten ($\mu_r = 220$ und $\rho_{el} = 1,9 \cdot 10^{-7} \Omega\text{m}$).

Für Getriebegehäuse lassen sich die frequenzabhängigen Eigenschaften ebenfalls mittels Q3D simulieren. Vor der Simulation ist es wichtig, zunächst alle Ein- und Ausgänge des Systems zu identifizieren. Grundsätzlich sind alle Anschlussstellen an die Umgebung und an innere Komponenten als Ein-/Ausgänge für Signale zu betrachten. Dazu zählen beispielsweise:

- Lagerbohrungen
- Gehäusefüße
- Flanschverbindungen (z.B. für Motorlaternen)
- Rohrleitungen zu externen Aggregaten
- Anschlüsse für Sensoren
- Erdungspunkte

Neben der Identifikation der Anschlusspunkte ist wieder auf eine Vereinfachung des Modells zu achten, da insbesondere Details wie Fasen, Rundungen und Bohrungen die Rechenzeit bedeutend erhöhen können.

In Abbildung 3-28 ist das Simulationsmodell für das in diesem Projekt untersuchte Getriebegehäuse (siehe Kapitel 4.3) dargestellt.

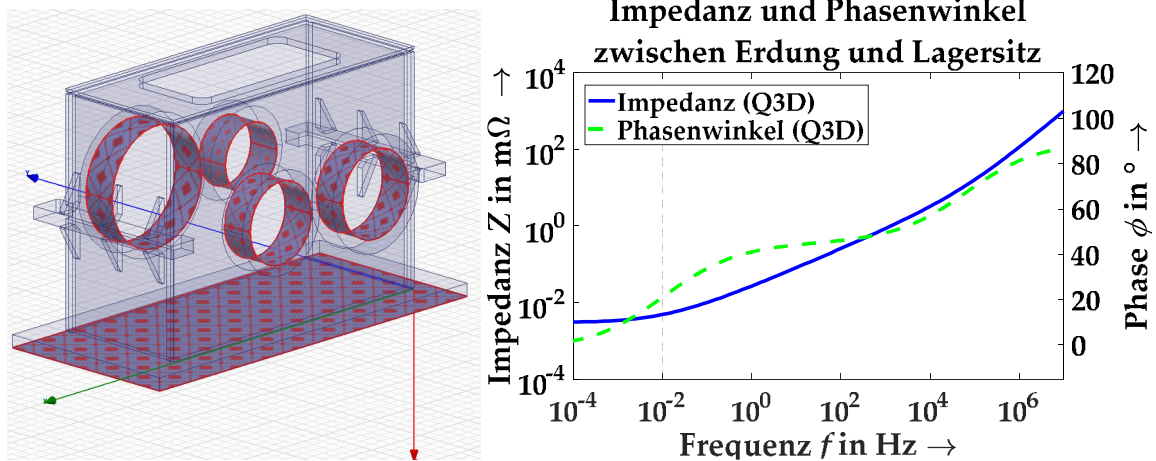


Abbildung 3-28: Links: Q3D-Modell eines Getriebegehäuses. Rechts: Simulierter Verlauf der Impedanz und des Phasenwinkels über der Frequenz ($\mu_r = 3800$ und $\rho_{el} = 1,3 \cdot 10^{-7} \Omega m$, Werte für den Werkstoff C10 gewählt)

3.2.4.3 Modellierung als N-Pole mit Messdaten

Eine Alternative zur zuvor genannten Modellierung stellen N-Pole dar, bei denen ein komplexes Verhalten zwischen unterschiedlichen Signalanschlüssen über eine Art Black-Box abgebildet wird (Abbildung 3-29). Das Netzwerkverhalten zwischen den einzelnen Anschlüssen wird dazu gemessen und anschließend in ein Netzwerk zusammengefasst, welches dann als neues Element in einer Simulation genutzt werden kann.

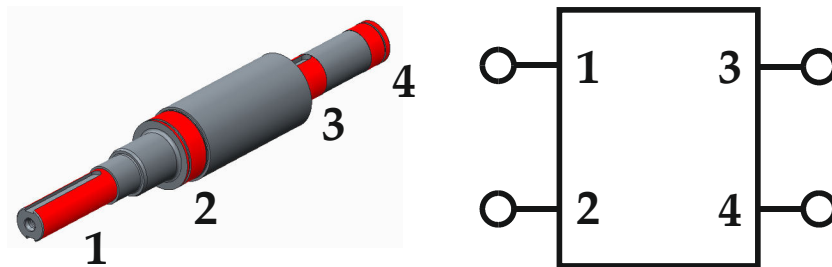


Abbildung 3-29: Darstellung einer Welle mit 4 Anschlüssen als 4-Pol

Mit steigender Anzahl an Messanschlüssen steigt die Zahl der benötigten Messungen, um das Verhalten jedes Anschlusses zu allen anderen zu bestimmen. Die für N Anschlüsse nötigen M Messungen berechnen sich nach Formel 59:

$$M = \sum_{x=1}^{N-1} x \quad \text{Formel 59:} \quad \text{Notwendige Anzahl Messungen bei N-Pol}$$

Während die in Abbildung 3-29 dargestellte Welle bei 4 Anschlüssen noch mit 6 Messungen auskommt, sind für das in Abbildung 3-30 abgebildete Getriebegehäuse eines Stirnradgetriebes mit einer Kegelradstufe und zwei Stirnradstufen bereits 28 Messungen notwendig.

Anstelle einer Messung können auch Verläufe genutzt werden, die aus einer Simulation stammen.

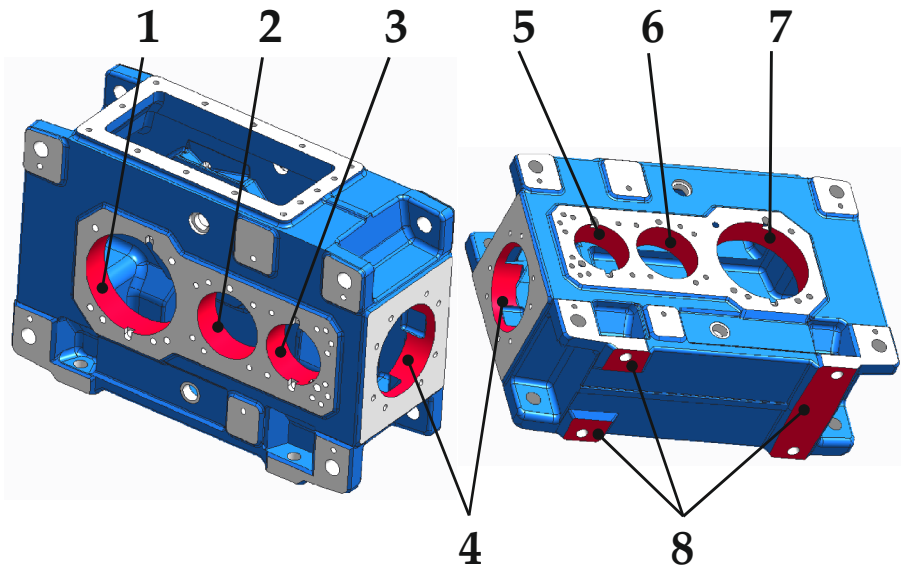


Abbildung 3-30: Kegelstirnradgetriebe B3DH: Anschlüsse zur Vermessung der Gehäuseimpedanz. 1-3 und 5-7 stellen die Lagersitze dar. 4 ist der Anschluss für die Kegelradstufe – als eigenes Element mit den Lagersitzen modellierbar – und 8 stellt einen gemeinsamen Anschluss für die Getriebefüße dar.

3.3 Gesamtsystem

3.3.1 Motormodell

Das kapazitive Verhalten von Elektromotoren wurde bereits seit Beginn des Auftretens von Lagerströmen bei Umrichterspeisung untersucht [CL98]; [Hau02]; [Müt04]. Wie bereits im Stand der Technik (Kapitel 2) beschrieben, agiert der Motor als kapazitiver Spannungsteiler, bei dem die als Kapazitäten C_b modellierten Motorlager parallel zur Kapazität C_{rf} zwischen Rotor und Motorgehäuse liegen. Zusammen mit der Kapazität C_{wr} zwischen Wicklung und Rotor bildet sich der in Abbildung 3-31 dargestellte kapazitive Spannungsteiler, der die Gleichtaktspannung U_{CM} auf die Lagerspannung U_b reduziert. Das Verhältnis zwischen Lagerspannung und Gleichtaktspannung wird als Bearing-Voltage-Ratio (kurz: *BVR*) bezeichnet und kann für einen isoliert betrachteten Motor nach Formel 60 berechnet werden. Das *BVR* liegt bei typischen Maschinen im Bereich 0,5% bis 10% [Hau02]. Während frühere Arbeiten zunächst das *BVR* als konstant für einen Motor betrachtet haben, wird in neueren Arbeiten von Tischmacher [TTF15]; [Tis17] der Einfluss der Betriebsbedingungen auf die Lagerkapazität und damit auch das *BVR* berücksichtigt. Dieser Ansatz wird in der vorliegenden Arbeit ebenfalls genutzt.

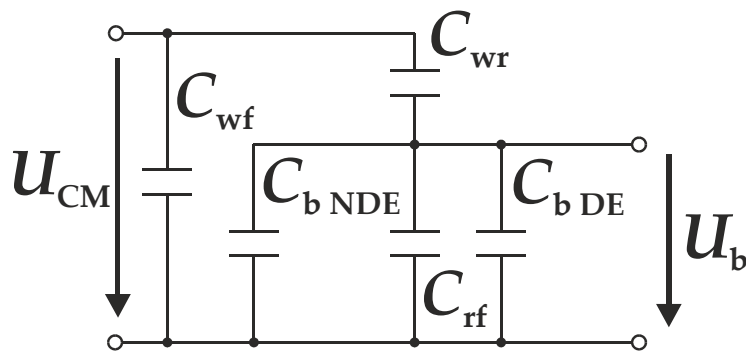


Abbildung 3-31: Kapazitives Motor-Ersatzschaltbild

$$BVR = \frac{U_b}{U_{CM}} = \frac{C_{wr}}{C_{wr} + C_{rf} + C_{b DE} + C_{b NDE}}$$

Formel 60:

Bearing-Voltage-Ratio

Das obige rein aus Kapazitäten gebildete Modell eignet sich gut zur Abschätzung der auftretenden Spannungen am Wälzlager ohne großen Rechenaufwand. Für eine Vorhersage von EDM-Strömen wird das Ersatzschaltbild um die zuvor vorgestellten Modelle für Lager und Wellen erweitert (siehe Abbildung 3-32).

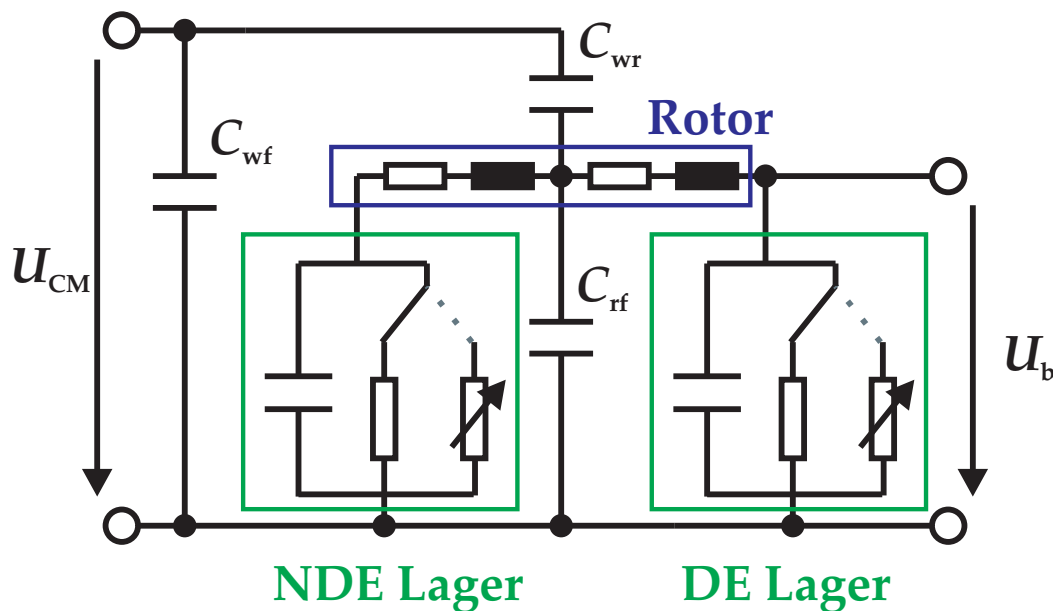


Abbildung 3-32: Motor-Ersatzschaltbild mit Submodellen für den Rotor und die Wälzlager. Die Rotor-Stator Kapazität C_{rf} wurde näherungsweise in der Rotormitte angenommen.

3.3.2 Getriebemodell

Zur Analyse des elektrischen Verhaltens von Getrieben muss zunächst der mechanische Aufbau des Getriebes analysiert werden. Ein erstes einfaches Modell des Getriebes erhält man, wenn man dieses analog zu dem Ersatzschaltbild für Motoren ebenfalls als kapazitiven Spannungsteiler betrachtet. Dabei werden zunächst nur die von den Lagern und Verzahnungen gebildeten Kapazitäten berücksichtigt,

die über die Wellen und das Gehäuse ideal miteinander verbunden sind. Für ein einstufiges Getriebe ist dieses in Abbildung 3-33 dargestellt. Die an der schnelldrehenden Welle anliegende Spannung U_f wird über einen Spannungsteiler – gebildet von der Verzahnung und den Lagern der langsamen Welle – auf die Spannung U_s reduziert. Das Verhältnis der beiden Spannungen kann als Gear-Voltage-Ratio (kurz: GVR) bezeichnet werden und berechnet sich nach Formel 65. Das GVR schwankt dabei mit der Änderung der Verzahnungskapazität über der Eingriffsstrecke.

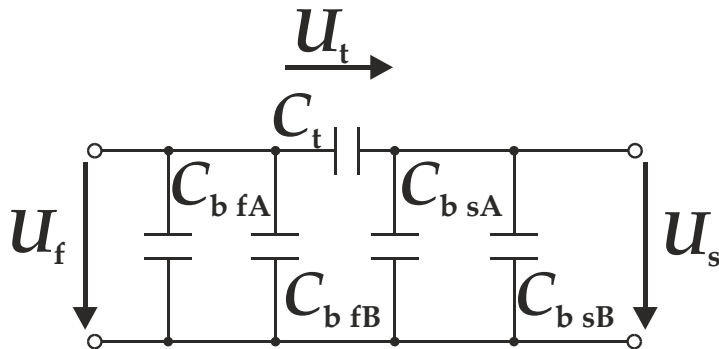


Abbildung 3-33: Kapazitives Getriebe-Ersatzschaltbild für ein einstufiges Getriebe

$$GVR = \frac{U_s}{U_f} = \frac{C_t}{C_{b\ sA} + C_{b\ sB} + C_t}$$

Formel 61: Gear-Voltage-Ratio

Erweitert man auch dieses Modell um die zuvor beschriebenen Submodelle so entsteht das in Abbildung 3-34 dargestellte elektrische Netzwerk.

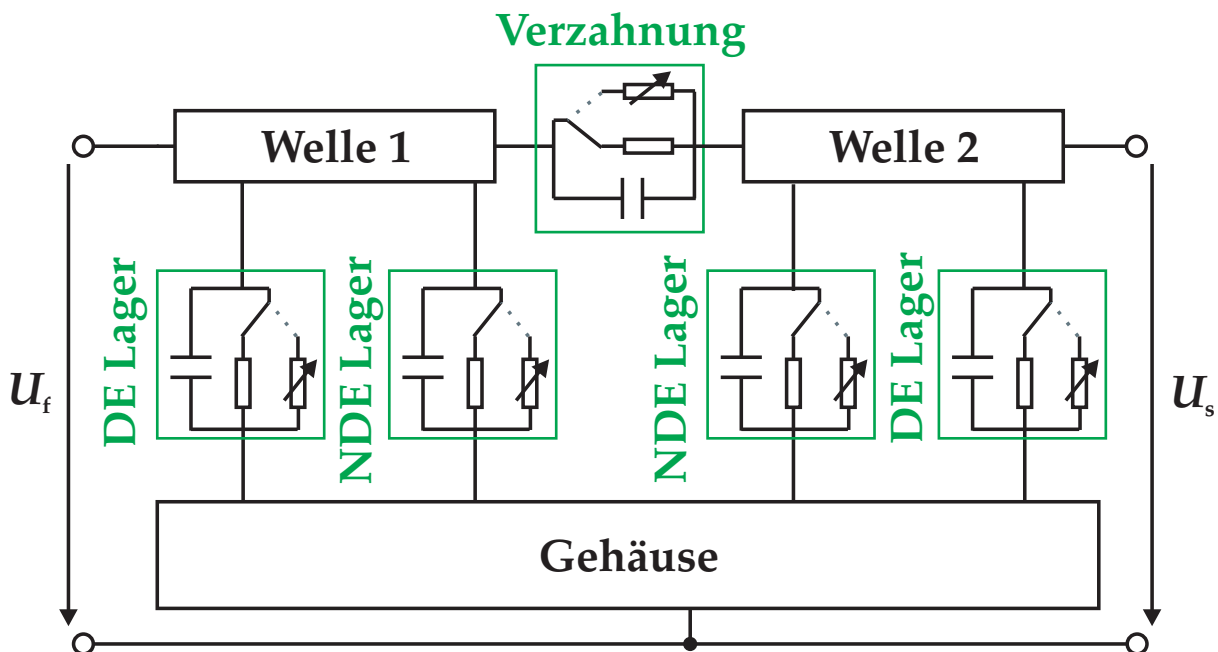


Abbildung 3-34: Getriebe-Ersatzschaltbild mit Submodellen. Die Strukturbauteile (Wellen und Gehäuse) sind als eigene Subnetzwerke dargestellt, die das frequenzabhängige Verhalten zwischen den jeweiligen Anschlüssen abbilden.

3.3.3 Zusatzkomponenten und Modifikationen

In realen Antriebssystemen kommen neben den hier beschriebenen Maschinenelementen noch viele weitere Komponenten vor, die das elektrische System beeinflussen können. Neben den bereits bei den Anschlusspunkten von Strukturbauteilen erwähnten Elementen wie Sensoren oder Rohrleitungen (siehe 3.2.4.2) können beispielsweise gezielt zusätzliche Isolationen in den Antriebsstrang eingebracht werden, die die elektrischen Pfade verändern. Analog dazu können ebenso gezielt Erdungspfade zwischen Komponenten geschaffen werden, die abhängig von der Ausführung unterschiedliche Eigenschaften in den betrachteten Frequenzbereichen haben können.

Als Standard-Submodell für angeschlossene Elemente wird daher an dieser Stelle ein RLC-Glied vorgeschlagen, das aus einer Reihenschaltung von Induktivität, Widerstand und Kapazität besteht, wobei die Kapazität zusätzlich noch einen Parallelwiderstand besitzt (siehe Abbildung 3-35 (links)). Dadurch ist es möglich durch passende Wahl der Parameter neben Mischformen auch ein rein induktives, ohmsches oder kapazitives Verhalten zu generieren.

Die Kennwerte können entweder aus analytischer Betrachtung der Komponente abgeleitet werden, sofern die Komplexität dieses zulässt, oder aber über eine Netzwerkanalyse nach dem Prinzip des passiven Zweipols bestimmt werden.

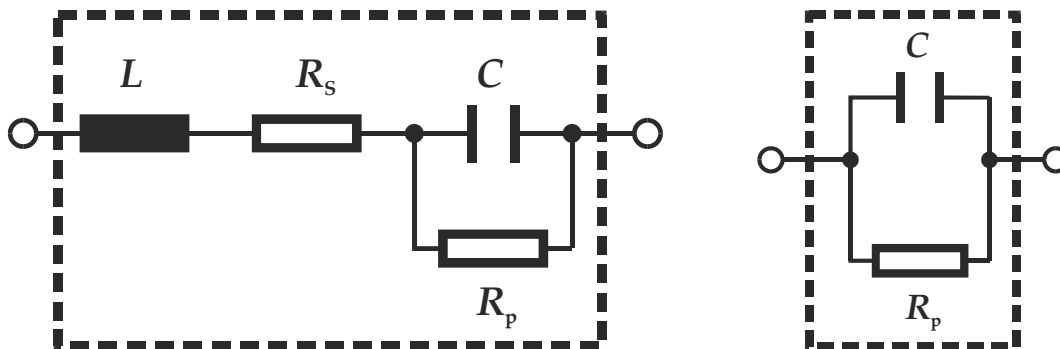


Abbildung 3-35: Links: Allgemeines RLC-Glied zur Beschreibung von zusätzlichen Antriebsstrangkomponenten. Rechts: RC-Parallelschaltung als Modell für Isolationen.

Für den Spezialfall, dass in ein Bauteil eine Isolation – beispielsweise aus Keramik oder Kunststoff – eingebracht wird, so kann das jeweilige Ersatzschaltbild um eine Reihenschaltung eines RC-Parallelkreises ergänzt werden. Für einfache zylindrische Isolationen lässt sich die Kapazität der Isolation über die Formel für den Zylinderkondensator ermitteln:

$$C = \frac{2\pi \cdot \varepsilon_0 \cdot \varepsilon_r}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}$$

Formel 62: Kapazität einer zylindrischen Isolation

Mit der Zylinderlänge l , dem inneren Radius r_1 und dem äußeren Radius r_2 .

Der Parallelwiderstand R_p kann bei einer solchen Isolation mit Hilfe von Formel 63 berechnet werden.

$$R = \frac{\rho_{el} \cdot \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi \cdot l}$$

Formel 63: **Widerstand einer zylindrischen Isolation**

Untersuchungen an keramisch beschichteten Kupplungsnapen haben gezeigt, dass – bei entsprechend genauer Kenntnis der Isolationsdicke – dieses Verfahren gut geeignet ist, um in Strukturbauteile eingebrachte Isolationen zu modellieren.

3.4 Elektromechanischer Antriebsstrang

3.4.1 Spannungsteiler im Gesamtsystem

In der Praxis bestehen Antriebssysteme in der Regel aus einer Kombination aus Getriebe und Motor, die für die Untersuchungen zur elektrischen Belastung eine elektromechanische Einheit darstellen, bei der sich die Komponenten gegenseitig beeinflussen. Verknüpft man die beiden Ersatzschaltbilder aus Abbildung 3-31 und Abbildung 3-33, so erhält man das in Abbildung 3-36 dargestellte Ersatzschaltbild. Dieses geht davon aus, dass Getriebegehäuse und Motor auf dem gleichen Erdpotential liegen und zudem die Motorwelle und die Getriebeeingangswelle über eine leitende Kupplung miteinander verbunden sind.

Betrachtet man nun erneut den Spannungsteiler zwischen der Gleichtaktspannung und der Spannung an der Motorwelle, die durch die leitende Kupplung zugleich die Getriebeeingangswelle ist, so wird deutlich, dass die Spannung nicht nur von den Kapazitäten des Motors, sondern auch von denen des Getriebes abhängt [TTF15]; [FTP16]. Das so modifizierte und als BVR^+ bezeichnete Verhältnis lässt sich nach Formel 64 berechnen.

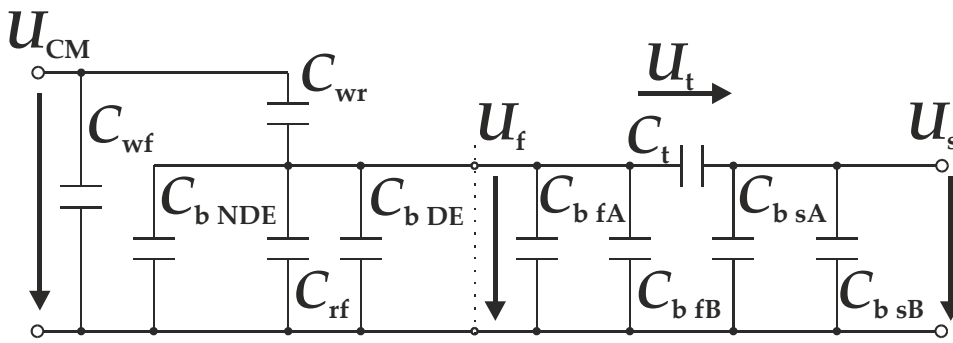


Abbildung 3-36: Kapazitives Antriebsstrang-Ersatzschaltbild aus Motor und einstufigem Stirnradgetriebe

$$BVR^+ = \frac{U_f}{U_{CM}}$$

$$= \frac{C_{wr}}{C_{wr} + C_{rf} + C_{b\ DE} + C_{b\ NDE} + C_{b\ fA} + C_{b\ fB} + \frac{C_t \cdot (C_{b\ sA} + C_{b\ sB})}{C_t + C_{b\ sA} + C_{b\ sB}}$$

Formel 64: **Erweitertes Bearing-Voltage-Ratio**

Eine voneinander gelöste Betrachtung der beiden Teilsysteme Motor und Getriebe kann leicht zu Fehlern führen, da der Einfluss der Lager der Getriebeeingangswelle vernachlässigt werden würde, wenn lediglich das klassische BVR und der Getriebebeanspruchungsteiler GVR betrachtet werden.

Den Spannungsteiler $BVR_{\text{Drivetrain}}$ über den gesamten Antriebsstrang von der Gleichtaktspannung bis zu den Lagern der Getriebeausgangswelle lässt sich nach Formel 65 bestimmen:

$$BVR_{\text{Drivetrain}} = \frac{U_s}{U_{CM}} = GVR \cdot BVR^+ \quad \text{Formel 65:} \quad \text{BVR-Drivetrain}$$

Betrachtet man die Spannungen an den Lagern und der Verzahnung für das beschriebene Modell genauer, so kann man für die minimale und die maximale Verzahnungskapazität die im System auftretenden Spannungsteiler und daraus für die Stufen der Gleichtaktspannung die resultierenden Spannungen berechnen. In Tabelle 3 ist dies für einen beispielhaften Antriebsstrang aufgeführt. Vergleicht man die Periodendauern der Common-Mode-Spannung mit der Dauer einer Eingriffsstrecke, so sieht man, dass diese für das gewählte Beispiel bei hohen Drehzahlen in annähernd ähnlichen Größenordnungen liegen können. Bei langsamer laufenden Verzahnungen ist die Periodendauer der Gleichtaktspannung sogar deutlich kürzer als die Dauer eines Zahneingriffs. Betrachtet man nicht nur die Periodendauer der Gleichtaktspannung, sondern die Zeitdauern der einzelnen Spannungsstufen, wird deutlich, dass die Effekte in der Verzahnung deutlich langsamer ablaufen, als die Änderungen der Gleichtaktspannung. Dadurch können sowohl der Spannungsteiler für das Maximum als auch der für das Minimum der Verzahnungskapazität gleichzeitig mit den Maxima der Gleichtaktspannung auftreten. Beide Spannungsniveaus sind daher im Betrieb der Anlage zu erwarten.

Tabelle 3: Berechnete Spannungsteiler für einen Antriebsstrang

	$n = 300 \text{ min}^{-1}$ Last = 300 Nm $\vartheta_{\text{Motor}} = 45 \text{ °C}; \vartheta_{\text{Getriebe}} = 70 \text{ °C}$	$n = 2000 \text{ min}^{-1}$ Last = 300 Nm $\vartheta_{\text{Motor}} = 40 \text{ °C}; \vartheta_{\text{Getriebe}} = 70 \text{ °C}$
<i>BVR</i>	3.30 %	2.76 %
<i>BVR</i> ⁺ für $C_{t,\text{min}}$	2.61 %	2.60 %
<i>BVR</i> ⁺ für $C_{t,\text{max}}$	2.59 %	2.59 %
<i>GVR</i> für $C_{t,\text{min}}$	19.84 %	21.92 %
<i>GVR</i> für $C_{t,\text{max}}$	24.07 %	26.45 %
<i>BVR</i> _{Drivetrain} für $C_{t,\text{min}}$	0.52 %	0.57 %
<i>BVR</i> _{Drivetrain} für $C_{t,\text{max}}$	0.62 %	0.69 %
Periodendauer U_{CM}	320 μs	320 μs
Dauer der Spannungsstufen	~15 – 100 μs	~20 – 80 μs
Gesamtdauer Zahneingriff	11,1 ms	1,667 ms

3.4.2 Simulationsmodell zur Berechnung der parasitären Ströme

Um eine Gefährdung der einzelnen Maschinenelemente hinsichtlich von EDM-Strömen näher zu untersuchen, wird im Folgenden das Modell basierend auf den vorangegangenen Kapiteln als Simulationsmodell aufgebaut. Zum Einsatz kommt dabei die System simulationssoftware Ansys Simplorer® und das Modell setzt auf die in [KWG10] genutzten Modelle zur Vorhersage von EDM-Strömen in Motorlagern auf.

Das Modell, dargestellt in Abbildung 3-37, besteht dabei aus einem Untermodell für den Motor (orange), einem modular zusammensetzbarem Getriebemodell, einer Quelle für die Common-Mode-Spannung (rot) und variablen Erdungsanschlüssen (lila). Das Getriebemodell wiederum besteht aus einem Gehäusemodell (schwarz), den Wellen (hellblau), der Verzahnung (dunkelblau) und den Lagern (grün).

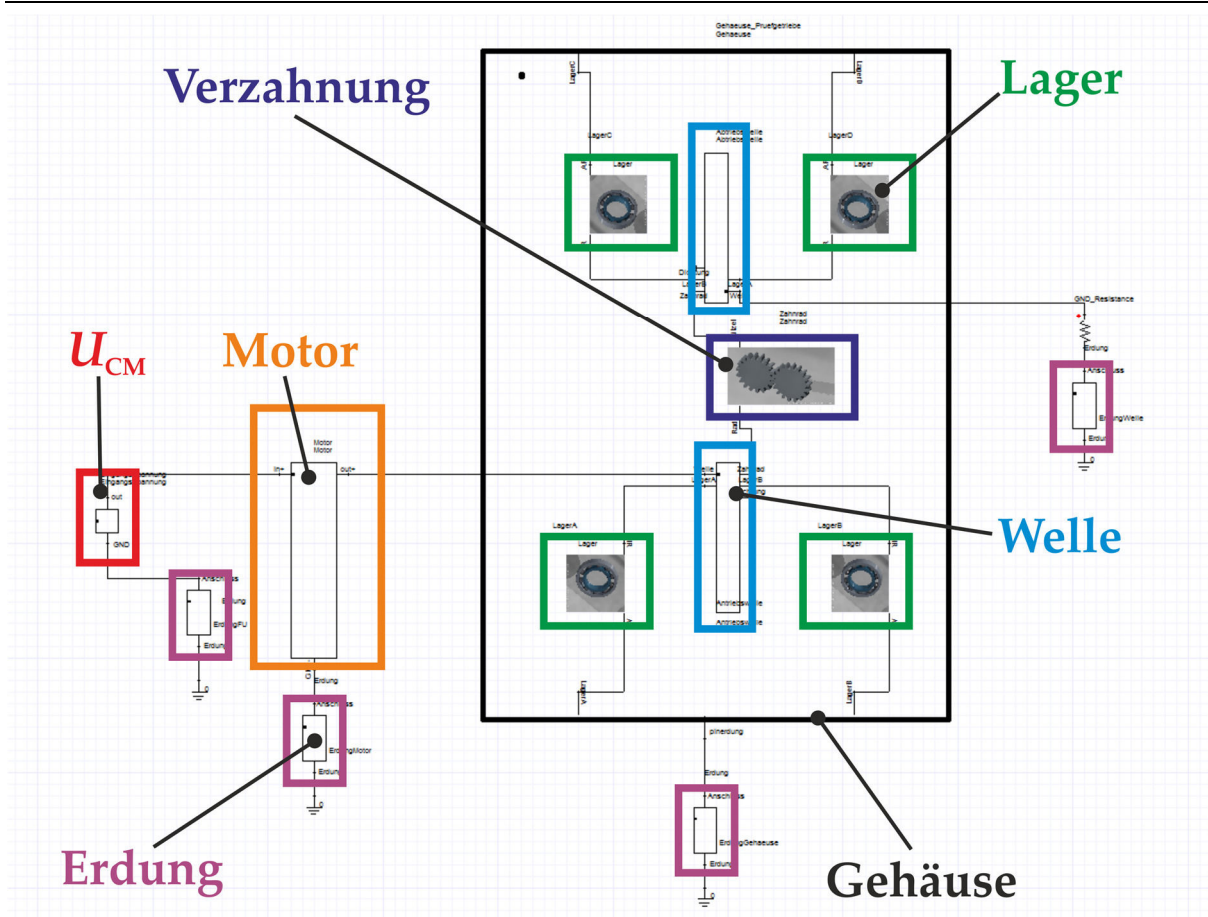


Abbildung 3-37: Simulationsmodell in Simplorer

Die Modelle sind dabei in weiten Teilen variabel aufgebaut, so dass einzelne Elemente – beispielsweise eine Induktivität oder eine Kapazität – durch Schalter aktiv oder inaktiv gesetzt werden können.

Um gezielt das Erdungskonzept des Antriebs zu simulieren, können über die Erdungsblöcke, die einen variablen LRC-Kreis nach Kapitel 3.3.3 darstellen, die Erdungsbedingungen detailliert eingestellt werden, falls entsprechendes Verhalten bekannt ist. Sind die Bedingungen nicht bekannt, kann das gesamte Submodell in einen idealisierten Zustand gesetzt werden, bei dem es keine induktiven, ohmschen oder kapazitiven Anteile gibt.

Für die Strukturbauteile können entweder ideale Leitungen genutzt werden oder aber eigene Modelle mit Anbindung an gemessenem Frequenzverhalten oder eine FE-Simulation.

Das Submodell des Motors besteht, wie in Kapitel 3.3.1 beschrieben, aus den Motorkapazitäten und dem Lagerverhalten. Die Lager werden in diesem Modell durch ein eigenes Submodell wiederum repräsentiert.

Die Verzahnungen und Lager werden über ein Modell für den EHD-Kontakt abgebildet, das in Abbildung 3-38 dargestellt ist. Da Schalter in transienten Simulationen eine Unstetigkeit darstellen, die oft zu Problemen führen, werden der Parallelwiderstand R_P und der Durchschlagswiderstand R_{EDM} über einen

einzelnen Widerstand simuliert. Der Widerstandswert wird über ein State-Modell realisiert, wie es bereits in [TK14] vorgestellt wurde. Dadurch kann zum einen der Moment des Durchschlags gesteuert werden, als auch der zeitliche Verlauf des Durchschlagswiderstands abgebildet werden. Der gemessene Verlauf des Widerstands (siehe Abbildung 3-39) wird dazu abschnittsweise als lineare Funktion betrachtet und im Modell über folgenden Ablauf ermittelt:

- 1) Hochohmig, Kontrolle der Spannung U_c
- 2) $U_c > U_{krit} ? \rightarrow$ Durchschlag und Beginn der Phase I
- 3) Nach 0,6 ns Beginn der Phase 2
- 4) Nach weiteren 35 ns bleibt der Widerstand statisch auf seinem Endwert in Phase III
- 5) Bei Erreichen einer vorab definierten Abbruchbedingung (Gesamtdauer des Durchschlags, anliegende Spannung, Effektivwert des Stroms durch den EDM-Widerstand etc.) wechselt der Widerstand wieder in den hochohmigen Bereich

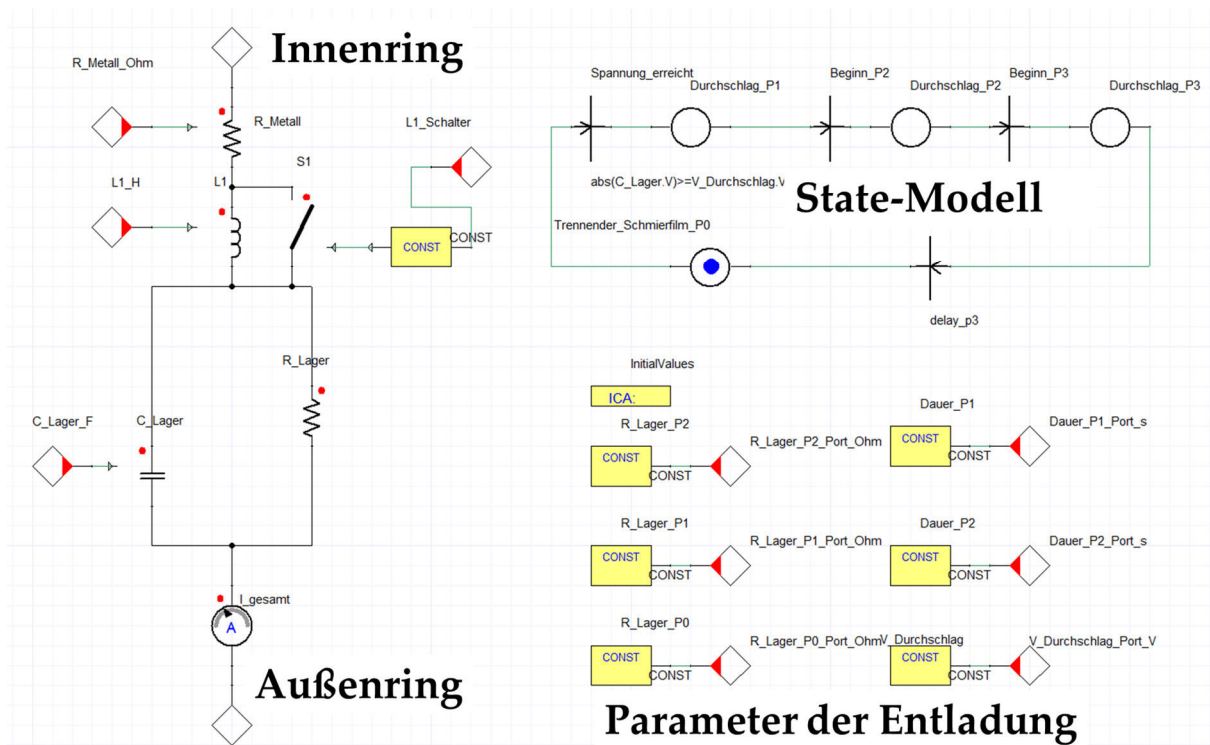


Abbildung 3-38: EHD-Modell in Simplerer als Kapazität mit Parallelwiderstand und einem State-Modell für das Durchschlagsverhalten

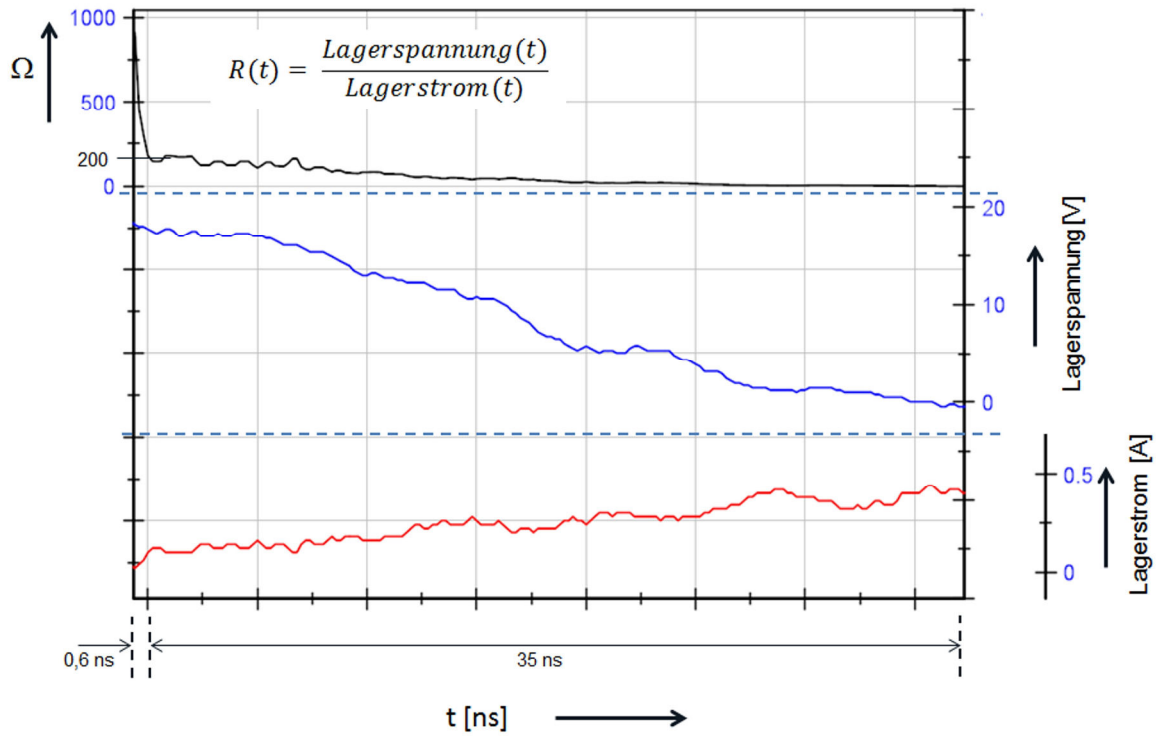


Abbildung 3-39: Zeitlicher Verlauf des Durchschlagwiderstands R_{EDM} [TK14]. Phase I bis 0,6 ns und anschließend für 35 ns Phase II.

4 EXPERIMENTELLE AUSSTATTUNG

Die im Projekt durchgeführten Versuche wurden an verschiedenen Messgeräten und Versuchsständen durchgeführt, die teilweise vorhanden waren und teilweise modifiziert bzw. komplett neu aufgebaut wurden. In den folgenden Kapiteln werden die wichtigsten, projektrelevanten Eigenschaften dieser Versuchsstände vorgestellt.

4.1 Schmierstoffmessgeräte

Die Bestimmung der elektrischen und rheologischen Eigenschaften der Versuchsschmierstoffe erfolgt im IMKT mittels eines bestehenden Aufbaus zur Messung der Dielektrizitätszahl und mittels eines neu aufgebauten Prüfstands zur Messung der Durchschlagsspannung.

4.1.1 Dielektrizitätsmessgerät

Abbildung 4-1 zeigt die Apparatur zur Bestimmung der Dielektrizitätszahl von Schmierstoffen. Der Kern dieser Apparatur besteht aus zwei Metallplatten mit einem definierten Messspalt. Der Plattenabstand im Bereich des Spaltes wird von einem kapazitiven Wegaufnehmer gemessen. Im ersten Schritt wird der Plattenabstand des mit Luft gefüllten Spaltes gemessen. Anschließend wird der Spalt blasenfrei mit Schmierstoff gefüllt und abermals der Plattenabstand gemessen. Aufgrund des kapazitiven Messverfahrens und des nun veränderten ϵ_r wird ein scheinbar veränderter Plattenabstand gemessen. Der Quotient der Abstände des mit Schmierstoff gefüllten Spaltes und des mit Luft gefüllten Spaltes ergibt das temperaturabhängige ϵ_r des Schmierstoffes:

$$\epsilon_r(\vartheta) = \frac{s_{Luft}(\vartheta)}{s_{\text{öl}}(\vartheta)}$$

Formel 66: Ermittlung der Dielektrizitätszahl

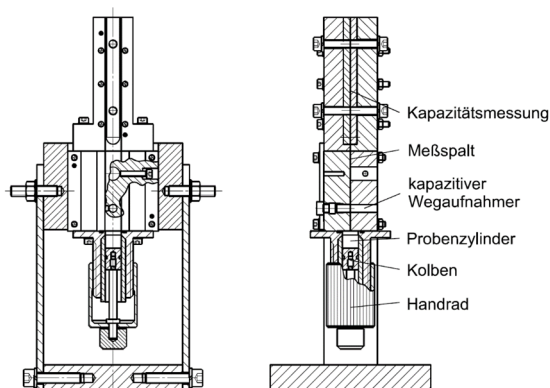


Abbildung 4-1: Messgerät zur Bestimmung der Dielektrizitätszahl bei Umgebungsdruck [Bal05]

4.1.2 Durchschlagsspannungsprüfstand

Die Durchschlagsfestigkeit von Ölen wird im Allgemeinen im Bereich der Transformatorentechnik untersucht, um die Eignung als Isolierflüssigkeit zu prüfen. Dazu wird ein standardisiertes Verfahren eingesetzt, das in den Normen für Isolierflüssigkeiten [DIN78]; [DIN96] beschrieben wird. Zwischen zwei Elektroden mit einem festen Abstand von 2,5 mm wird eine Spannung aufgeprägt und der Grenzwert, bei dem es zu einem Überschlag kommt, ermittelt. Der in der Norm vorgeschlagene Aufbau des Prüfgefäßes samt Elektroden ist in Abbildung 4-2 dargestellt.

Basierend auf diesem Aufbau wird ähnlich dem im Forschungsvorhaben 650 der FVA [RGK15] gezeigten Aufbau ein modifizierter Aufbau für kleinere Elektrodenabstände genutzt. Über Abstandslehren kann an diesem der Abstand der beiden Elektroden zwischen 30 und 250 μm eingestellt werden. Die einstellbare Spannung liegt bei maximal 7,5 kV für 50 Hz Wechselspannungen. Abbildung 4-3 zeigt den realisierten Aufbau mit Kupferelektroden (links) und dem entstehenden Lichtbogen zwischen den beiden Elektroden (rechts).

Eine Übersicht über die Parameter des Prüfstands gibt Tabelle 4.

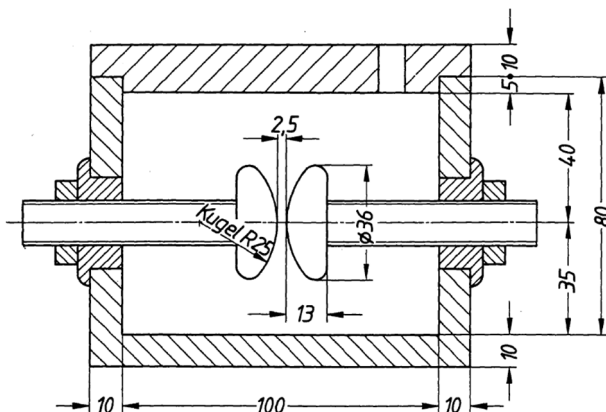


Abbildung 4-2: Prüfgefäß zur Ermittlung der Durchschlagfestigkeit von Isolierölen [DIN78]

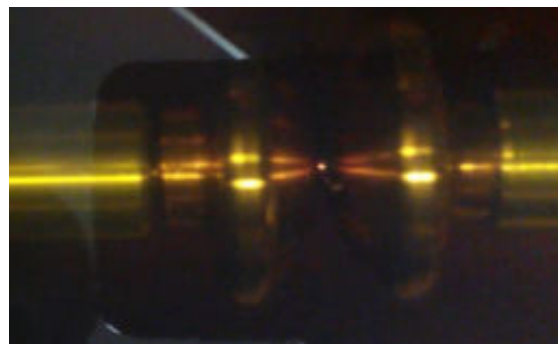
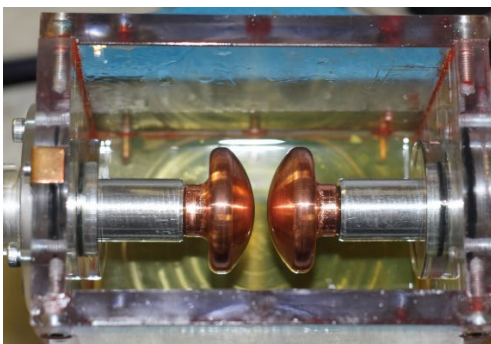


Abbildung 4-3: Links: Prüfgefäß mit Kupferelektroden. Rechts: Durchschlag/Lichtbogen zwischen den Elektroden.

Tabelle 4: Parameter am Durchschlagsspannungsprüfstand

Parameter	Variation
Spannungsart	AC
Frequenz	50 Hz
Elektrodenabstand	30 μm bis 250 μm
Elektroden	austauschbare Kugelkalottenelektroden nach [DIN78]
Unterspannungsseite	Stelltrenntransformator mit 0...280 V AC
Hochspannungsseite	Ölbrenner Transformator mit 30facher Verstärkung
Spannungsstufen	1 V auf Unterspannungsseite / ~30 V auf Hochspannungsseite
Anstiegsgeschwindigkeit	einstellbar 50 ms bis 1000 ms pro Stufe
Messgröße	Effektivwert der Unterspannungsseite

Zur Begrenzung des Kurzschlussstroms ist ein 12 M Ω Widerstand in Reihe mit einem 512 Ω Hochleistungs-Messwiderstand verbaut. Bei Detektion eines Durchschlags durch einen Spannungsabfall am Messwiderstand (Abbildung 4-4 links) wird die Momentanspannung der Unterspannungsseite gespeichert und über die Kennlinie in die Spannung auf der Hochspannungsseite umgerechnet. Zur Kontrolle wurden Messungen am Oszilloskop mit einem Hochspannungstastkopf P6015A der Firma Tektronix (Einsatz bis 20 kV, 1000x Teiler) durchgeführt (Abbildung 4-4 rechts). Dabei ergab sich eine gute Übereinstimmung der Messwerte des Prüfaufbaus mit den Oszilloskopmessungen.

Bei der Auswertung der kritischen Feldstärke ist zu beachten, dass die kritische Feldstärke für den Effektivwert der angelegten Sinusspannung gemessen wird und daher für das verwendete Modell noch auf den Spitzenwert über den Faktor $\sqrt{2}$ umgerechnet werden muss.

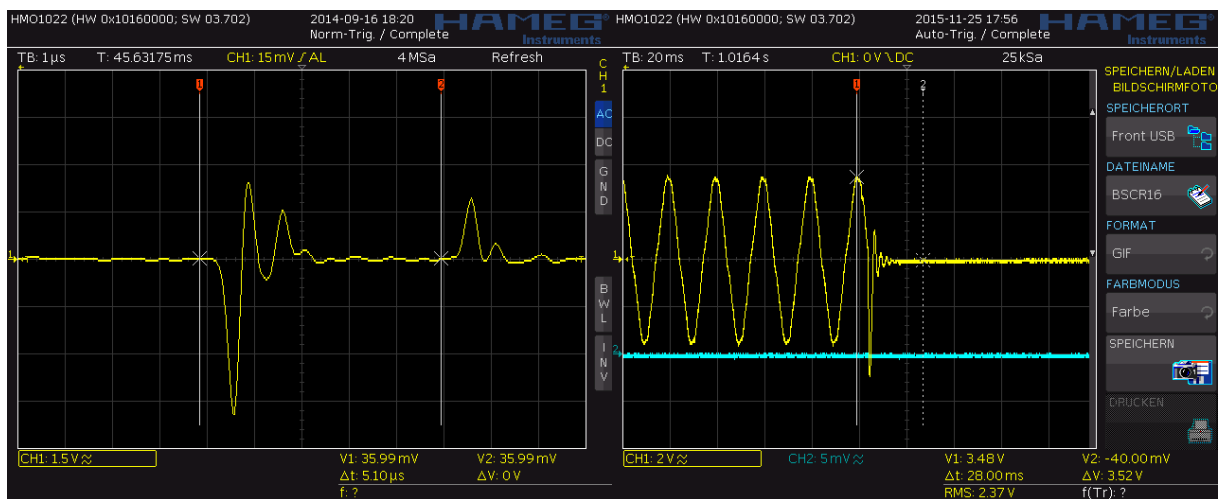


Abbildung 4-4: Links: Spannungsverlauf am Messwiderstand im Moment des Durchschlags. Rechts: Zusammenbruch der Spannung an den Elektroden (gemessen mit einer 1:1000 Tastspitze): 2,37 kV laut Tastspitze und 2,31 kV laut Messaufbau.

Die Messungen erfolgten nach dem folgenden Prinzip und sind dabei an die Vorgehensweisen der Norm angelehnt:

- 1) Reinigen der Elektroden mit Reinigungsbenzin
- 2) Einstellen des Elektrodenabstands mit Abstandslehren
- 3) Einfüllen des Prüföls und anschließendes Verrühren
- 4) Warten für 30 Minuten bis zum ersten Versuch
- 5) Durchführen von Einzelmessungen oder Serienmessungen
- 6) Entfernung von Rußpartikeln und Rückständen nach jeder Einzel- bzw. Serienmessung
- 7) Verrühren des Öls und Abkühlen des Transformators vor erneuter Messung
- 8) Optische/Lichtmikroskopische Untersuchung und Politur der Elektroden nach Abschluss der Messreihe

4.2 Lagerprüfstände

Zur Ermittlung des elektrischen Verhaltens von Wälz- und Gleitlagern werden ein am IMKT vorhandener und ein neu aufgebauter Reibungsprüfstand eingesetzt. Beide Prüfstände sind Funktionsprüfstände, die die Messung der Schmierfilmdicke mithilfe des kapazitiven Messverfahrens und der Reibung über eine Drehmomentenmesswelle erlauben.

4.2.1 Wälzlager-Reibungsprüfstand

4.2.1.1 Mechanischer Aufbau und Funktionsweise

Die Untersuchungen an Wälzlagern erfolgten an einem Universallagerprüfstand, der bereits in vorangegangenen Forschungsarbeiten am IMKT eingesetzt wurde [WKT10]; [WKT12]. Der Prüfstand kann zwei bis vier Lager unter rein axialer, rein radialer oder kombinierter Last prüfen. Die Lastaufbringung kann dabei sowohl statisch über Tellerfedern als auch dynamisch über einen Piezoaktor erfolgen. Abbildung 4-5 zeigt den Aufbau des Prüfstands, der aus einer Prüfwelle besteht, die über einen Riementrieb und einen Asynchronmotor stufenlos angetrieben werden kann. Zur Ermittlung des Drehmoments befindet sich zwischen der Vorgelegewelle und der Prüfwelle eine Drehmomentenmesswelle. Die beiden äußeren Lager der Prüfwelle stützen sich im Gehäuse ab, während sich die beiden inneren Lager in einem weiteren Lagertopf befinden, auf den über einen Stempel die radiale Last aufgeprägt wird. Die Lager sind symmetrisch verteilt, so dass alle vier Lager mit der gleichen radialen Last belastet werden. Die axiale Last wird über den Außenring der äußeren beiden Lager in die Welle eingeleitet bzw. abgeführt. Die beiden inneren Lager werden über Tellerfedern im inneren Lagertopf axial belastet. Der Kraftfluss für die verschiedenen Belastungsfälle ist in Abbildung 4-6 dargestellt.

Die Prüflager können sowohl mit Fett als auch Öl geschmiert werden, wobei bei der Ölschmierung eine Tauchschmierung mit konstantem Ölstand und eine Öleinspritzschmierung über Düsen bei den beiden äußeren Lagern möglich ist. Für konstante Prüfbedingungen können die Lagersitze über Kühlkanäle mit Temperierflüssigkeit aus einem Prozessthermostat versorgt werden. Über Pt100 Widerstandsthermometer kann die Temperatur der Außenringe überwacht werden.

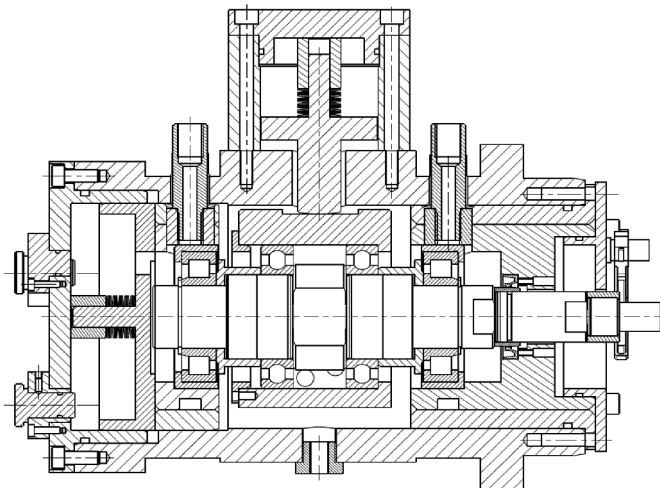


Abbildung 4-5: Schnittansicht durch den Wälzlager-Prüfstand

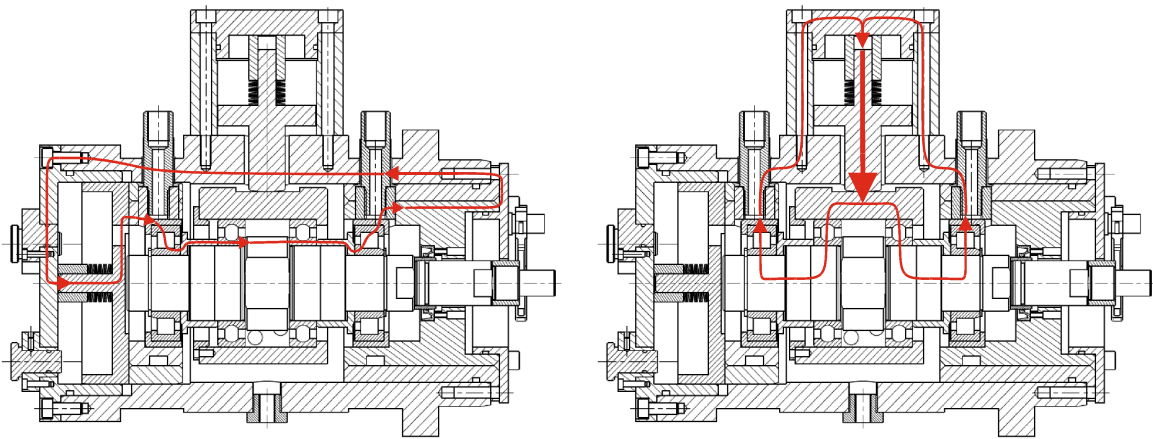


Abbildung 4-6: Kraftfluss bei rein axialer (links) und rein radialer (rechts) Belastung

Für die in diesem Projekt nötigen Versuche wurden die beiden mittigen Stützlager als Hybridlager C6008 ausgeführt, so dass diese bei der Messung der Wälzlagerkapazität vernachlässigt werden können (siehe Kapitel 4.2.1.2).

Eine Übersicht über die Versuchsbedingungen der untersuchten Wälzlager liefert Tabelle 5.

Tabelle 5: Versuchsparameter der Wälzlagerversuche

Parameter	Variation
Bauform	Rillenkugellager 6008, Zylinderrollenlager NJ206
Lasteinleitung	Statisch über Tellerfedern
Radiallast	50N, 100N, 500N, 1000N, 2000N
Axiallast	50N, 100N, 500N, 1000N, 2000N
Kombinierte Last	Axial: 50N Radial: 50N, 100N, 500N, 1000N, 2000N
Drehzahlen	100rpm – 6000rpm
Temperaturen	20°C, 40°C, 60°C, 80°C
Schmierungsart	Tauchschmierung, Einspritzschmierung ¹²
Ölbadhöhe	Mitte unterster Wälzkörper (vom Prüflager)

¹² Einspritzschmierung nur stichprobenartig beim Rillenkugellager 6008

4.2.1.2 Kapazitives Messverfahren am Wälzlager-Prüfstand

Das kapazitive Messverfahren ermöglicht die Untersuchung des Schmierungs Zustands in EHD-Kontakten. Basierend auf den in Kapitel 2.3.4 und 3.2.1 beschriebenen Effekten, wird die elektrische Kapazität der Wälzlager gemessen und darüber auf die Schmierfilmdicke geschlossen. Im Hinblick auf die Projektziele bietet dieses Verfahren den großen Vorteil, dass die elektrische Kapazität nicht nur eine Zwischengröße ist, die umgerechnet wird, sondern gleichzeitig auch einen der Parameter darstellt, der für das elektrische Verhalten von großer Bedeutung ist.

Zur Ermittlung der elektrischen Kapazität können verschiedene Verfahren eingesetzt werden. Neben dem Einsatz von Impedanzmessgeräten [JGB12] kann auch das Ladeverhalten der Kapazität herangezogen werden [Bal05]; [Wit16]. Für diese Arbeit wird als Methode das Konstantspannungsverfahren gewählt, bei dem der Aufbau der Spannung über dem Prüfobjekt nach Anlegen einer konstanten Messspannung ermittelt wird. Eine Alternative dazu stellt beispielsweise das Konstantstromverfahren dar, welches mit einem konstanten Strom arbeitet. Der Grund für diese Wahl liegt zum einen in der bereits am IMKT vorhandenen Messtechnik begründet, aber auch darin, dass das Verfahren auch bei schwankenden elektrischen Bedingungen – wie sie in der Mischreibung auftreten – noch für Aussagen geeignet ist. Messungen mit einem LCR Meter sind aufgrund der vergleichsweise langen Messdauer von einigen Millisekunden bei Mischreibungskontakten nicht mehr in der Lage einen Messwert zu ermitteln. Beim Ladekurvenverfahren hingegen können auch dann noch vereinzelt Kurven ausgewertet werden. Dieses Verfahren wurde bereits mehrfach erfolgreich eingesetzt [WKT10]; [Wit16].

Der elektrische Anschluss an die Prüfwelle erfolgt über einen aufgeschraubten Kupferring, auf dem eine Kohlebürste läuft (siehe Abbildung 4-7). Die Kohlebürste ist auf einem isolierten Stift montiert, so dass keine elektrische Verbindung zum Gehäuse besteht. Zwischen der Prüfwelle und der Kupplung ist zudem ebenfalls eine isolierte Hülse eingebracht. Die Verbindung zu den Außenringen der Lager wird über das Gehäuse angeschlossen. Dieses wird gleichzeitig als Erdanschluss für den gesamten Prüfkopf genutzt. Die als geschirmte Leitungen ausgeführten Kabel werden in einer kleinen Schaltung zusammengeführt und an eine Messkarte angeschlossen. Diese dient zur Bereitstellung der Prüfspannung und dem Erfassen der Messspannung.

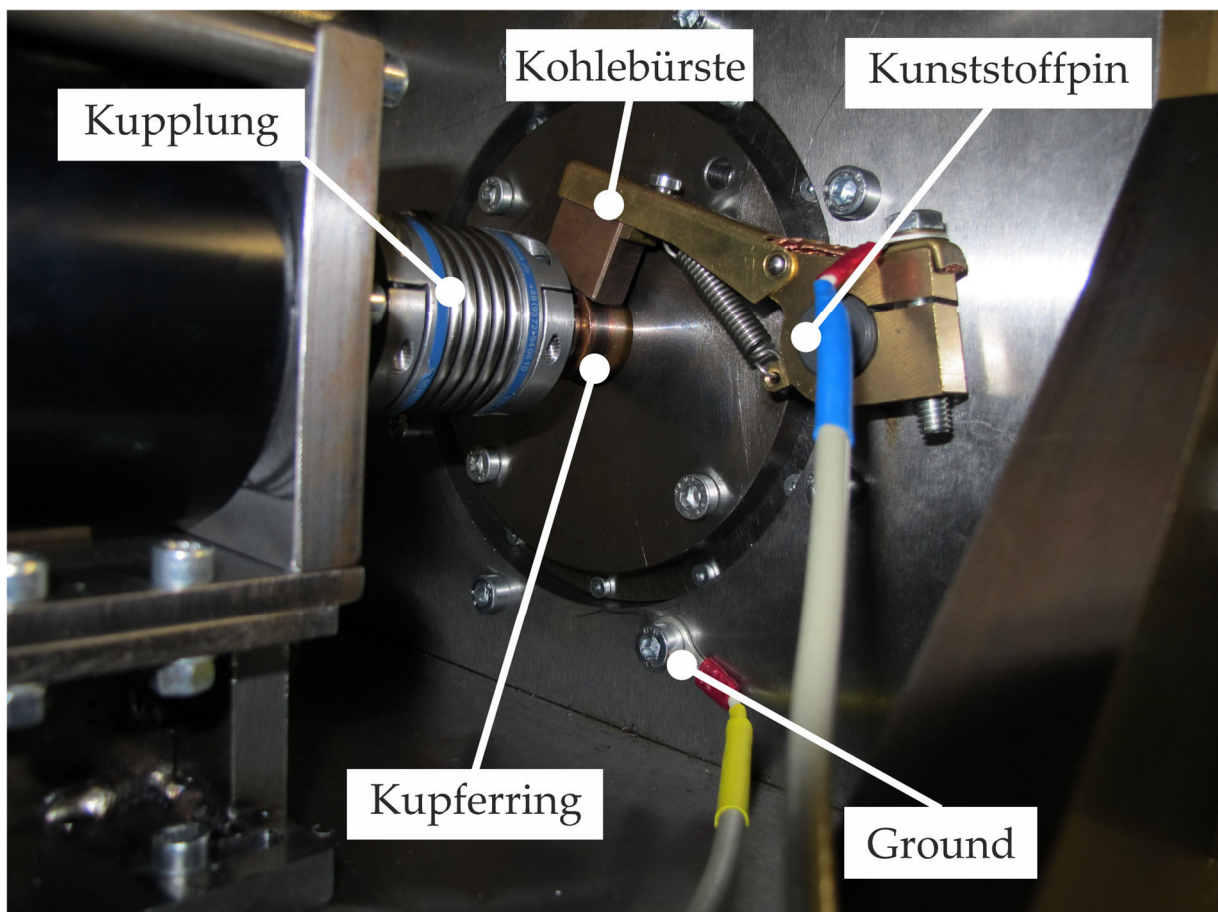


Abbildung 4-7: Anschluss der Messleitungen am Prüfkopf für Lagerversuche

In Abbildung 4-8 ist das elektrische Ersatzschaltbild für den Wälzlagerprüfstand dargestellt. Die beiden Prüflager und die beiden Stützlager werden jeweils durch eine Parallelschaltung aus einem Kondensator C und einem Widerstand R_P abgebildet. Alle vier Schaltungen sind wiederum parallel zueinander. Die Kapazität der beiden Stützlager ist jeweils im Bereich von 12 pF (siehe Anhang A.5) und ihr Widerstand im Bereich mehrerer Gigaohm, weshalb diese vernachlässigt werden können. Unter der Annahme, dass beide Prüflager sich in etwa gleich verhalten, können diese zudem zu einer Schaltung zusammengefasst werden. Das so vereinfachte Schaltbild (Abbildung 4-9) besteht aus der Spannungsquelle U_0 , die über einen Ladewiderstand R_L einen Spannungssprung auf die zu messende Schaltung aufprägt. Die Messspannung U_M stellt die sich einstellende Spannung am Messobjekt dar.

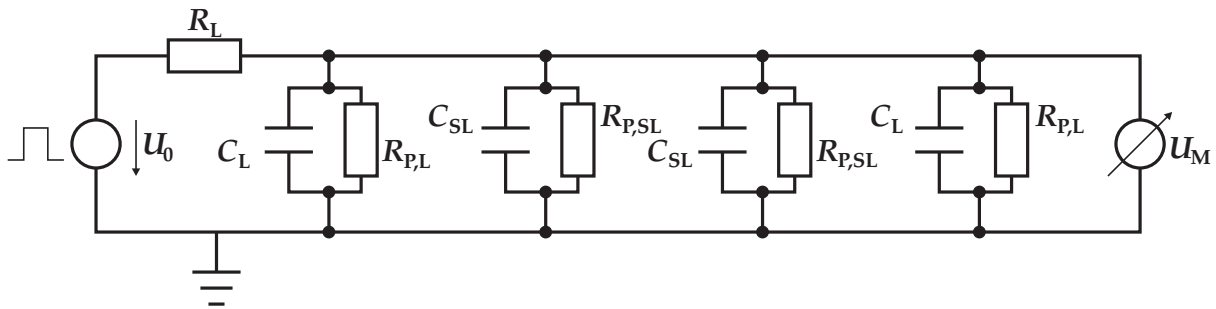


Abbildung 4-8: Elektrisches Ersatzschaltbild für den Wälzlagerprüfstand mit den Prüflagern (L) und den Stützlagern (SL)

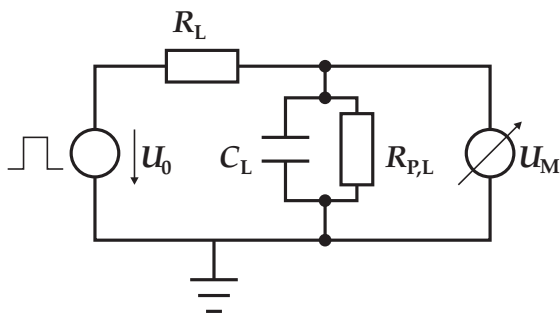


Abbildung 4-9: Vereinfachtes elektrisches Ersatzschaltbild für den Wälzlagerprüfstand

Aus den so gemessenen Ladekurven können die Kapazität und der Parallelwiderstand wie in [Wit16] beschrieben ermittelt werden. Wittek beschreibt dabei, dass zu Beginn des Ladevorgangs ein rein kapazitives Verhalten vorliegt, bei dem der Parallelwiderstand als unendlich groß angenommen werden kann.

Im Allgemeinen kann die zeitabhängige Spannung u eines über einen Widerstand R geladenen Kondensators mit der Kapazität C bei einem Spannungssprung U mit nachfolgender Gleichung beschrieben werden:

$$u(t) = U \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}}\right)$$

Formel 67: Kondensatorspannung

Die Zeitkonstante τ bestimmt sich aus:

$$\tau = R \cdot C$$

Formel 68: Zeitkonstante einer RC-Schaltung

Ein Beispiel für eine ideale Ladekurve zeigt Abbildung 4-10. Nach ungefähr dem fünffachen der Zeitkonstante ist der Kondensator vollständig geladen.

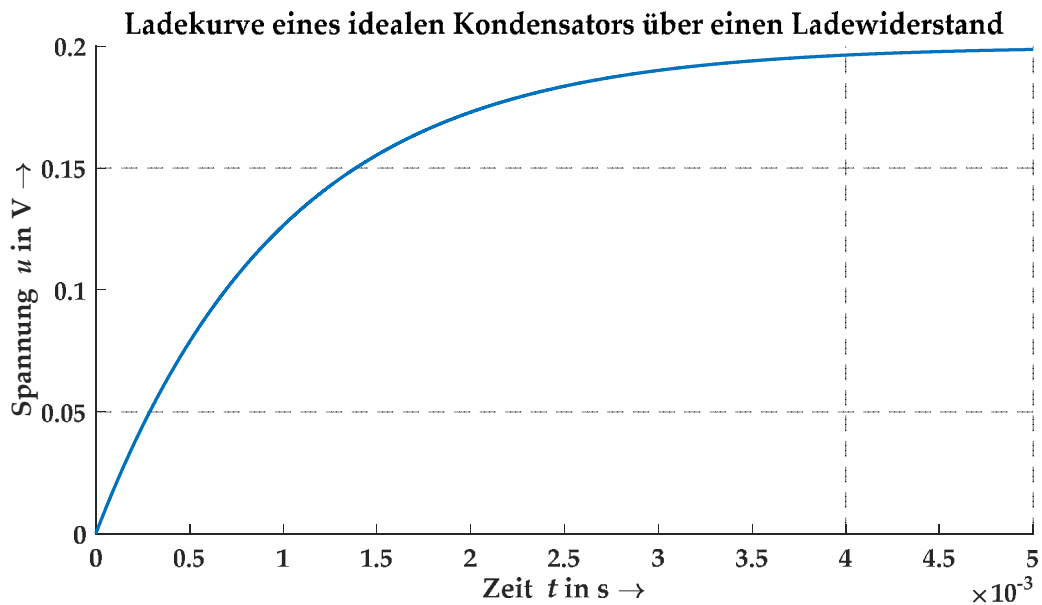


Abbildung 4-10: Ideale Ladekurve bei einem Spannungssprung von 200 mV ($\tau = 1$ ms)

Real gemessene Ladekurven weichen von diesem idealen Verlauf zum Teil deutlich ab, was anhand von Abbildung 4-11 dargestellt wird. Durch den Einfluss des Parallelwiderstands wird selbst bei gut ausgeprägten Kurven die Amplitude der Ladespannung nicht vollständig erreicht (Kurve A). Insbesondere im Bereich der Mischreibung kommt es häufig nur zu einem kurzen Anstieg der Kurve bevor diese quasi auf einem Niveau verharrt (Kurve B). Zudem kann es zu Entladungen kommen, die den Verlauf vollständig unterbrechen (Kurve C) oder aber von der Form verfälschen (Kurve D).

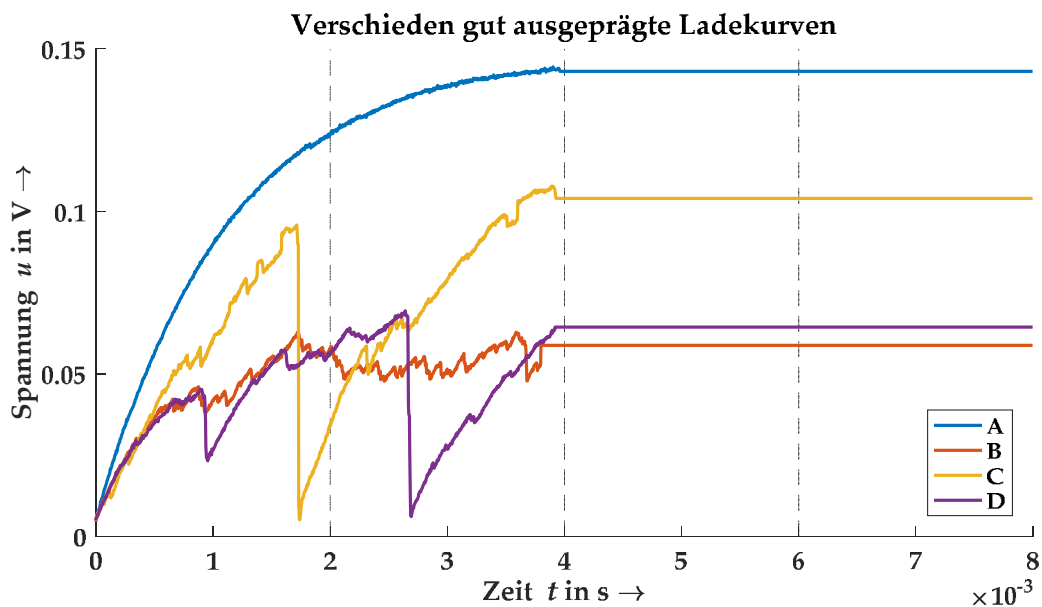


Abbildung 4-11: Unterschiedlich gut ausgeprägte Verläufe von gemessenen Ladekurven bei einer Ladespannung $U_0 = 150$ mV

Zum Auswerten der Kurven stehen zwei verschiedene Methoden zur Verfügung, die auch beide im Rahmen dieser Arbeit eingesetzt wurden. Bei der bereits in [WKT10]; [WKT12]; [Wit16] eingesetzten

Methode wird aus der Anfangssteigung der Ladekurve über Stützstellen die Zeitkonstante nach Formel 69 ermittelt.

$$\tau = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{U_2/U_0}{U_1/U_0}}$$

Formel 69: **Bestimmung der Zeitkonstanten aus einer Ladekurve**

Dabei stellen U_2 und U_1 die Spannungen zu zwei Zeitpunkten t_2 und t_1 dar. Wichtig ist, dass zwischen diesen beiden Punkten die Ladekurve kontinuierlich verläuft, da es ansonsten zu deutlichen Fehlern bei der Auswertung kommt.

Die Kapazität lässt sich für den idealen Kondensator mithilfe von Formel 68 berechnen. Bei einer Schaltung mit Parallelwiderstand, muss dieser jedoch noch berücksichtigt werden, wodurch sich für die Kapazität Formel 70 ergibt.

$$C = \tau \cdot \left(\frac{1}{R_P} + \frac{1}{R_L} \right)$$

Formel 70: **Kapazität mit Parallelwiderstand**

Die Größe des Parallelwiderstands R_P lässt sich aus der maximal erreichten Spannung U_{\max} der Ladekurve ermitteln anhand folgender Formel:

$$R_P = R_L \cdot \left(\frac{U_{\max}}{U_0 - U_{\max}} \right)$$

Formel 71: **Berechnung des Parallelwiderstands**

Das aus den Messdaten ermittelte U_{\max} müsste zudem als Ladespannung in Formel 67 verwendet werden. Nach den Ausführungen von Wittek [Wit16] zeigt sich jedoch zu Beginn ein rein kapazitives Verhalten, wodurch für die Ermittlung der Kapazität der Parallelwiderstands im Anfangsbereich als unendlich angenommen wird. Einen Einfluss auf die Ergebnisse hat dieses Vorgehen lediglich dann, wenn der Parallelwiderstand in ähnlichen Größenordnungen wie der Ladewiderstand ist, da dann der Unterschied zwischen U_{\max} und U_0 relevant wird (siehe Abbildung 4-12).

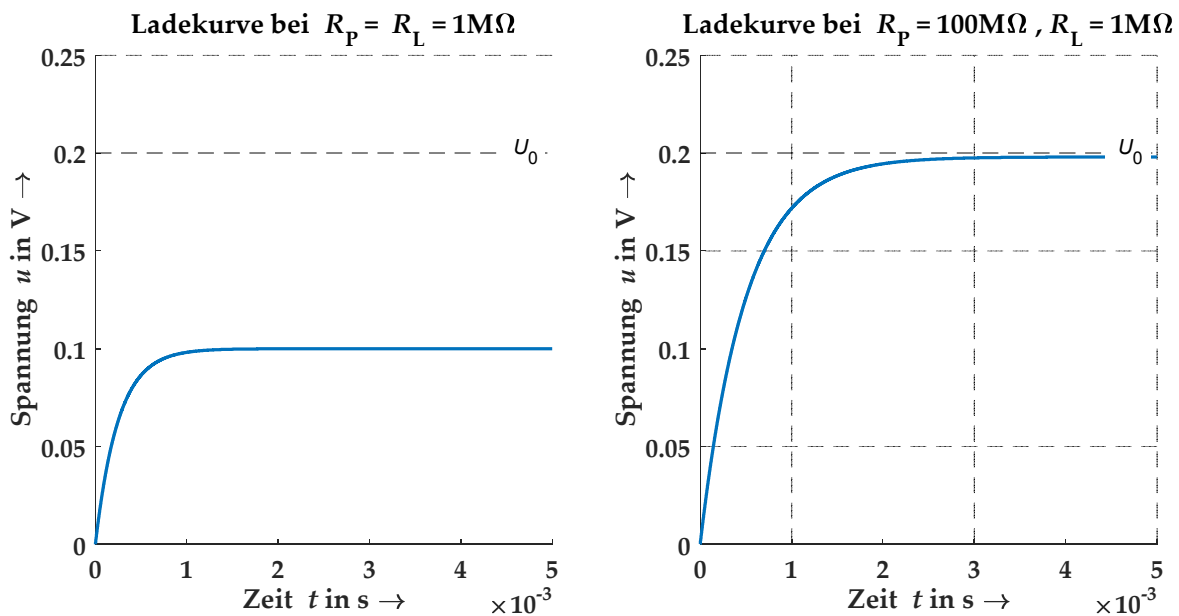


Abbildung 4-12: Einfluss des Parallelwiderstands auf die maximal erreichbare Spannung

Alternativ zur Auswertung mittels Stützstellen kann die Kapazität ebenfalls über ein Regressionsverfahren ermittelt werden. Für zu einem beliebigen Zeitpunkt t_0 startende Ladekurven lautet die Formel für die Ladespannung:

$$u(t) = U_0 \cdot \left(1 - e^{\frac{-(t-t_0)}{R_L \cdot C}} \right)$$

Formel 72:

Kondensatorspannung bei beliebigen Startpunkt t_0

Dies lässt sich zu einer Geradengleichung umformen, deren Steigung den Kehrwert der gesuchten Kapazität entspricht:

$$-R_L \cdot \ln \left(1 - \frac{u(t)}{U_0} \right) = \frac{1}{C} \cdot t - \frac{1}{C} \cdot t_0$$

Formel 73:

Geradengleichung zur Ermittlung der Kapazität

Ermittelt man nun für jeweils einen Abschnitt der Kurve den Korrelationskoeffizienten zwischen der Zeitbasis und der linearisierten Ladekurve, kann bei entsprechend hohem Bestimmtheitsmaß R^2 die Kapazität aus der Steigung der Geradengleichung ermittelt werden. Ein Beispiel dafür zeigt Abbildung 4-13, in der sowohl die gemessene Ladekurve (links) als auch die Auswertung nach Formel 73 (rechts) dargestellt sind.

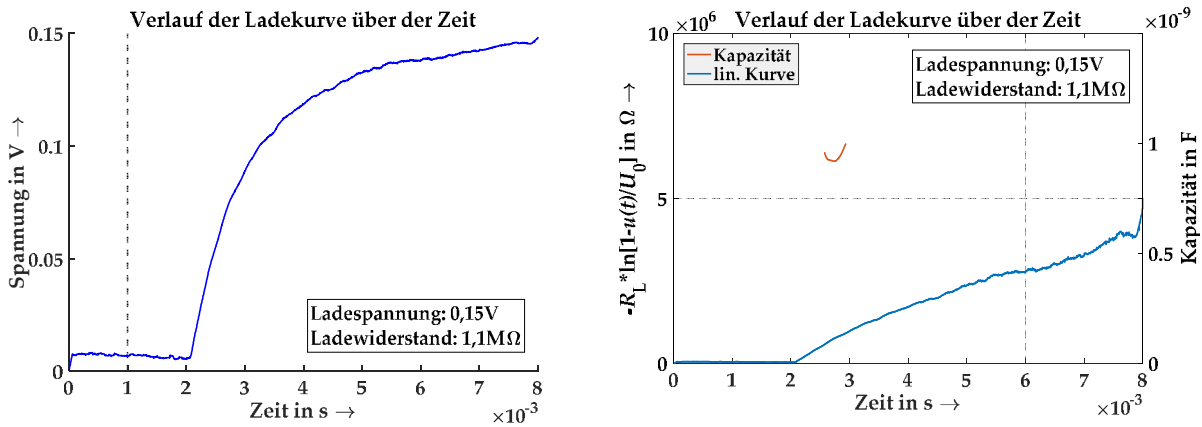


Abbildung 4-13: Ermittlung der Kapazität über Geradengleichung. Links: gemessene Ladekurve. Rechts: Darstellung der gleichen Kurve nach Formel 73 und ermittelte Kapazität bei einem Bestimmtheitsmaß $R^2 > 0,995$.

Bevor aus den so ermittelten Kapazitäten die Schmierfilmdicke ermittelt werden kann, müssen noch auftretende Störeffekte aus dem Messaufbau herausgerechnet werden. Die parasitäre Kapazität, die das Messsystem bereits von sich aus aufweist, ist parallel zum eigentlichen Messobjekt und muss daher von späteren Messergebnis abgezogen werden. Zur Bestimmung der internen Kapazität werden zwei verschiedene Verfahren angewandt. Zum einen werden Prüfkondensatoren mit bekannter Kapazität als Messobjekt eingesetzt und zum anderen wird die Kontaktierung der Kohlebürste zur Welle unterbrochen und anschließend werden jeweils normale Messungen durchgeführt. Die Störkapazität wurde zu 326 pF bzw. nach einer Modifikation des Messaufbaus zu 480 pF ermittelt.

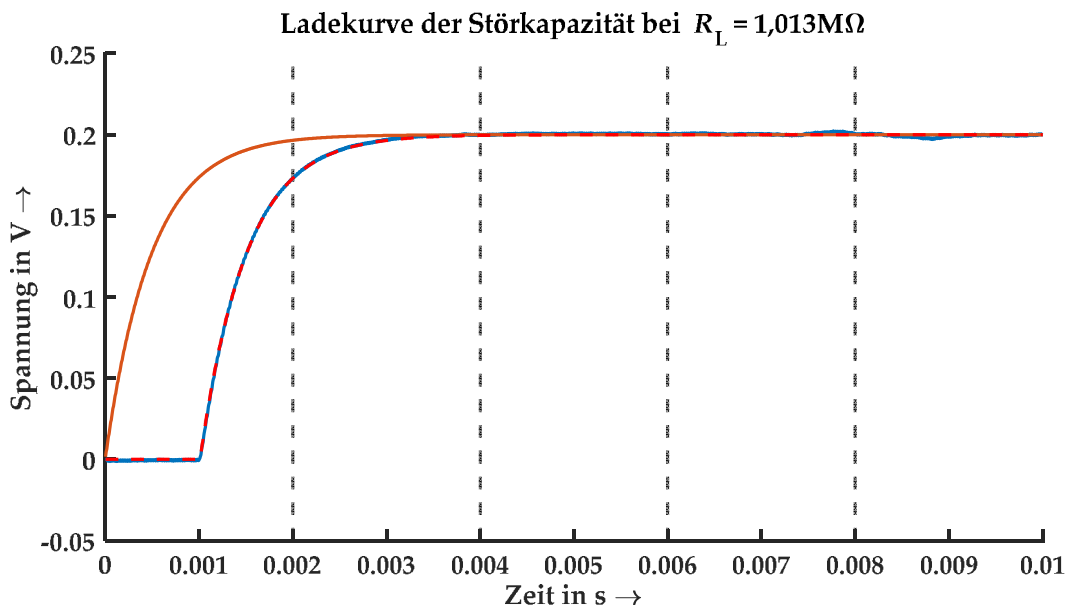


Abbildung 4-14: Gemessene Ladekurve (blau) am Wälzlagerprüfstand. Die daraus ermittelte ideale (orange) und an den Ladestart verschobene Kurve (rot gestrichelt) zeigen sehr gute Übereinstimmung.

4.2.2 Gleitlager – Prüfstand

4.2.2.1 Mechanischer Aufbau und Funktionsweise

Zur Überprüfung des elektrischen Verhaltens von hydrodynamischen und hydrostatischen Radialgleitlagern wird ein Prüfstand aufgebaut, der an den Aufbau für die Wälzlageruntersuchungen angelehnt ist. Abbildung 4-15 zeigt den Aufbau des Prüfkopfes. Die beiden Prüflager werden durch Gleitlager ersetzt, während die beiden Stützlager weiterhin zur Einleitung der radialen Kraft auf die Prüfwelle dienen. Da die Gleitlager keine axialen Kräfte aufnehmen können, wird die axiale Führung über die Zwischenwelle mit den Stützlagern realisiert. Die Aufnahme des linken Prüflagers wird dazu bei der Montage so eingebracht, dass diese gerade gegen die Kunststoffanlaufscheibe drückt, die sich an der Zwischenwelle befindet. Dadurch wird die axiale Positionierung erreicht, ohne dass die Zwischenwelle so stark eingespannt wird, dass die Kraftaufprägung nicht mehr gewährleistet ist.

Die statische Radialkraft wird wie beim Wälzlagerprüfstand über Tellerfedern realisiert, die über einen Stempel auf die Zwischenwelle mit den Stützlagern drücken. Die Position der Gleitlager ist so gewählt, dass sich die aufgeprägte Kraft gleichmäßig auf beide Lagerstellen aufteilt.

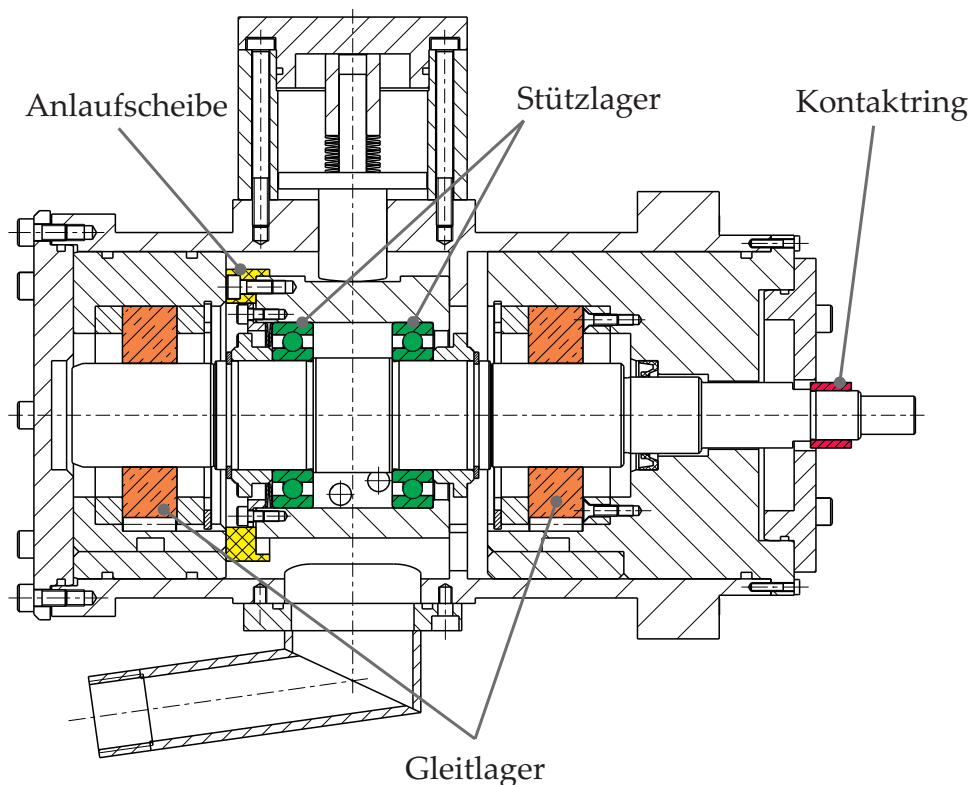


Abbildung 4-15: Aufbau des Prüfkopfes zur Untersuchung von Gleitlagern

Der Antrieb der Prüf- und Zwischenwelle erfolgt wie am Wälzlagerprüfstand über einen Asynchronmotor, der über einen Riementrieb eine Vorgelegewelle antreibt, die über eine Drehmomentwelle mit der Prüf- und Zwischenwelle verbunden ist. In Abbildung 4-16 ist der schematische Aufbau des Prüfstands inklusive der zugehörigen Messtechnik dargestellt. Neben den Temperaturen der Prüflager werden noch die Lagertemperaturen

in der Vorgelegewelle, sowie die Raumtemperatur erfasst. Über eine Messkarte werden Drehzahl und Drehmoment erfasst und die Stellwerte für den Motor vorgegeben. Zudem wird über diese das kapazitive Schmierfilmmesssystem realisiert (siehe 4.2.2.2).

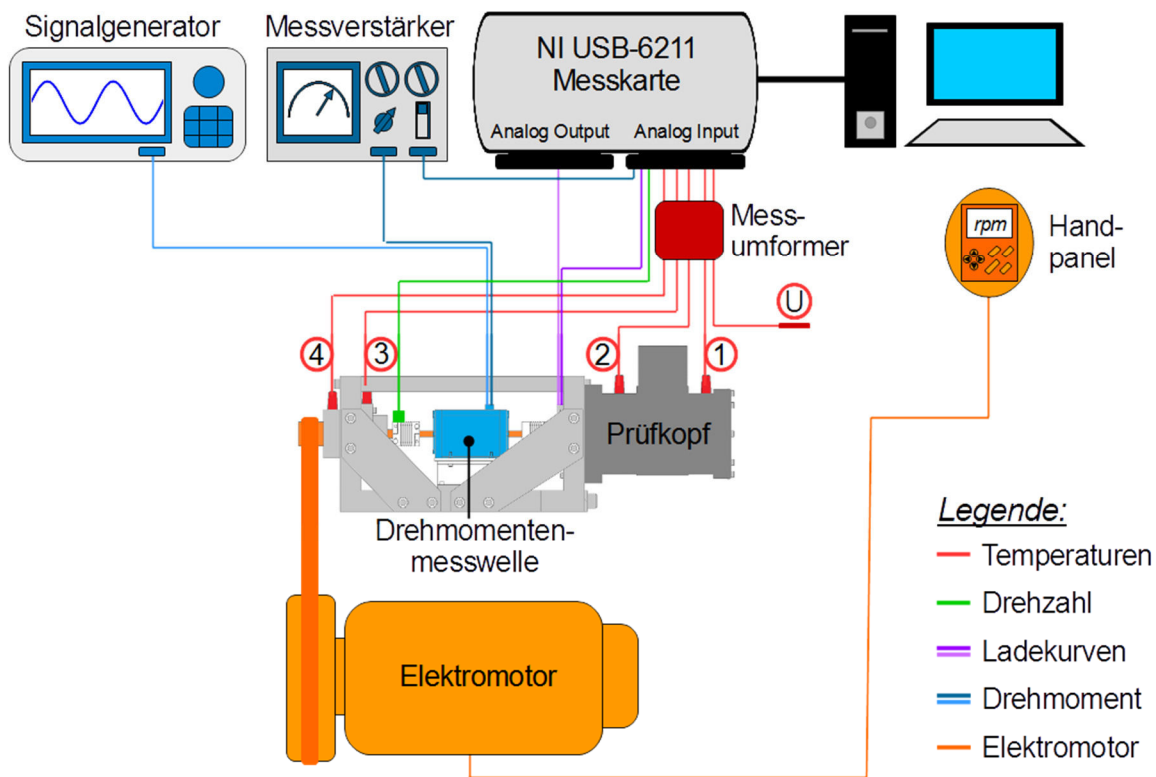


Abbildung 4-16: Aufbau des Gleitlagerprüfstands und der Messtechnik

Die untersuchten Gleitlager (siehe Abbildung 4-17) sind einteilige, zylindrische Radialgleitlager, die über eine Schmierstoffnut mit Öl versorgt werden können. Um die Versuchstemperatur konstant zu halten, kann zum einen der Schmierstoff im Ölaggregat temperiert werden und zum anderen können die Töpfe mit den Lageraufnahmen über Temperierkanäle beheizt oder gekühlt werden. Dazu steht ein Prozessthermostat der Marke Lauda Integral T10000 zur Verfügung. Das in Abbildung 4-18 dargestellte Ölaggregat stellt für beide Lager jeweils einen einstellbaren Volumenstrom mit einem einstellbaren Druck bis max. 180 bar zur Verfügung. Für jede der beiden Leitungen werden Druck und Volumenstrom gemessen und können über das Steuerungsprogramm gespeichert werden.

Einen Überblick über die einstellbaren Versuchsparameter gibt Tabelle 6.

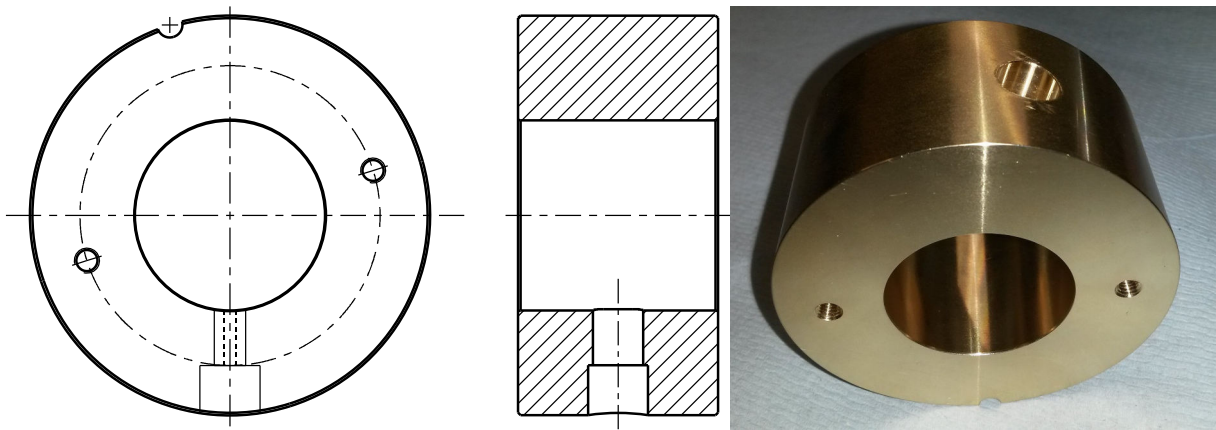


Abbildung 4-17: Geometrie der Gleitlager mit Schmierstoffnut und Demontagegewinden

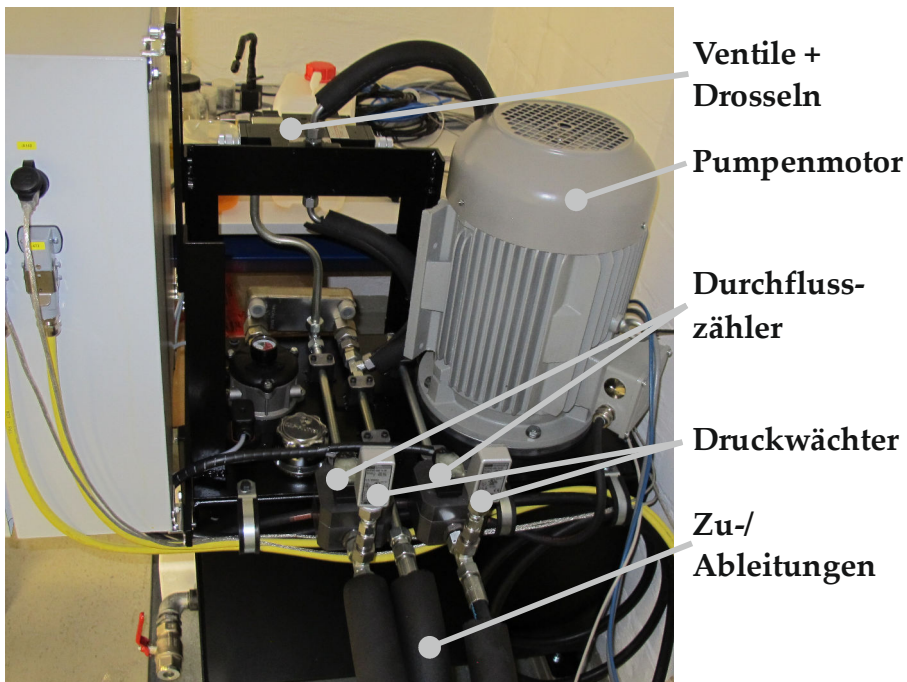


Abbildung 4-18: Ölaggregat zur Versorgung der Gleitlager mit Schmierstoff

Tabelle 6: Parameter am Gleitlagerversuchsstand

Parameter	Variation
Lagerbreite	Bis max. 40 mm
Lagerspiel	variabel
Lagergröße	Nenndurchmesser 38 mm
Lasteinleitung	Statisch über Tellerfedern
Radiallast	50 N, 100 N, 500 N, 1000 N, 2000 N
Drehzahlen	100 min ⁻¹ – 6000 min ⁻¹
Temperaturen	20 °C, 40 °C, 60 °C, 80 °C
Schmierungsart	Tauchschmierung, Umlaufschmierung, Druckschmierung

4.2.2.2 Kapazitives Messverfahren am Gleitlager-Prüfstand

Das kapazitive Messsystem am Gleitlager-Prüfstand ist nach einem ähnlichen Prinzip aufgebaut wie am Wälzlagerprüfstand. Über eine Kohlebürste und einem Kontaktring auf der Welle wird eine Ladenspannung aufgeprägt und die resultierende Spannung erfasst. Neben der parasitären Kapazität des Messsystems, die nach der in Kapitel 4.2.1.2 vorgestellten Methodik zu 246 pF ermittelt wurde, gibt es noch weitere störende Kapazitäten im Prüfkopf. In Abbildung 4-19 ist das gesamte Schaltbild für die Messungen dargestellt. Neben den beiden untersuchten Kapazitäten C_L der Prüflager, treten noch die Kapazitäten C_{SL} der Stützlager (C6008 Rillenkugellager) und eine Kapazität C_G zwischen der Welle und dem Gehäuse auf. Zudem gibt es noch eine Kapazität C_K von der Welle zur Kupplung über eine isolierte Hülse. Die Kupplung ist wiederum über die Drehmomentenmesswelle mit dem Gestell und damit mit dem Gehäuse verbunden. Die Summe dieser vier Störkapazitäten beträgt ca. 43 pF und muss bei der Auswertung berücksichtigt werden. Die Berechnung dieser Kapazitäten findet sich im Anhang unter A.6.

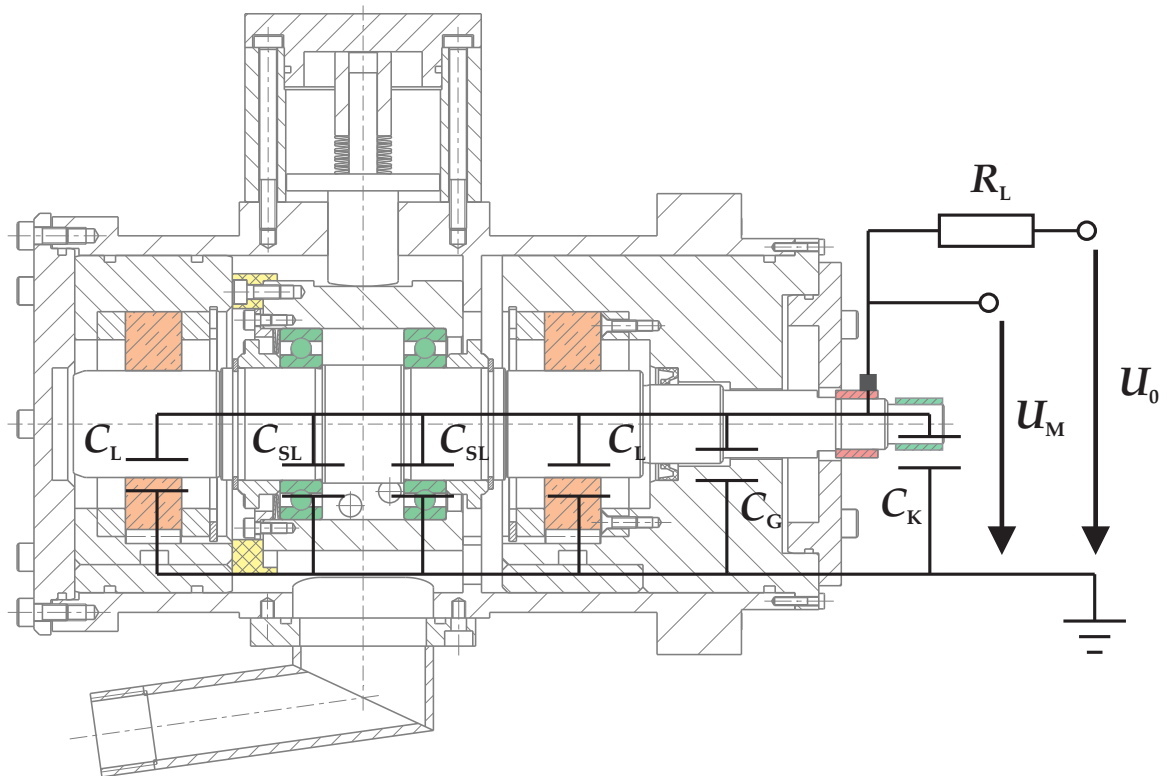


Abbildung 4-19: Kapazitives Ersatzschaltbild und Messschaltung am Gleitlagerprüfstand

4.3 Verzahnungsprüfstand

4.3.1 Mechanischer Aufbau und Funktionsweise

Zur Untersuchung des elektrischen Verhaltens von Verzahnungen wurde im Rahmen des Projekts ein Prüfstand aufgebaut, der die Messung der elektrischen Kapazität eines Zahnradpaares ermöglicht. Dafür wurde ein bereits vorhandener Prüfstand zur Messung der Wirkungsgrade von CVT-Getrieben modifiziert. Dieser besteht aus zwei Gleichstrommotoren, die elektrisch verspannt betrieben werden. Das heißt, dass ein Motor als Antriebsmaschine die Eingangsleistung bereitstellt, während der zweite Motor als Generator das Lastmoment aufträgt. Dies hat den Vorteil, dass lediglich die Verluste im System aus dem Netz entnommen werden. Zur Bestimmung der Motormomente sind die Statorn der beiden Motoren in aerostatischen Lagern aufgehängt, so dass über Kraftmessdosens und definierten Hebelarmen die Reaktionsmomente der Motoren erfasst werden können. Die Drehzahl wird über Inkrementalgeber ermittelt und in die Steuerung übergeben. Mittels Drehzahl und Moment der beiden Motoren kann so die Leistung vor und nach dem untersuchten Getriebe ermittelt werden, woraus sich der Wirkungsgrad bestimmen lässt. Die wichtigsten Kenndaten der Motoren sind in Tabelle 7 aufgelistet.

Tabelle 7: Kenngrößen der Gleichstrommaschinen

Leistung	115 kW
Nenn Drehzahl	3000 min ⁻¹
Maximaldrehzahl	8000 min ⁻¹
Maximalmoment	425 Nm

Der Anschluss des Getriebes an die Motoren erfolgt über Ganzstahl-Lamellenkupplungen, die Axialversatz, Radialversatz und Winkelversatz ausgleichen können, während sie gleichzeitig verdrehsteif und verdrehspielfrei sind. Dies ist insbesondere für die drehwinkelabhängigen Messungen der Verzahnungskapazität (siehe Abschnitt 4.3.2) wichtig, damit stets die gleichen Abschnitte eines Zahns gemessen werden. Zum Ausgleich der Achshöhenunterschiede zwischen Motor und Getriebe steht das Getriebe auf einem Grundrahmen, wobei zwischen Getriebeboden und Grundrahmen Getriebefüße aus Kunststoff eingebracht sind. Zudem sind auch die Motoren und der Grundrahmen über isolierte Füße auf dem Spannplattenfeld. Die Spannplatten wiederum sind Luftbälgen und Schwingungsdämpfern auf dem Gehäusefundament verankert [Mac16].

Abbildung 4-20 zeigt den Prüfstand mit dem zwischen den Motoren verbauten Prüfgetriebe.

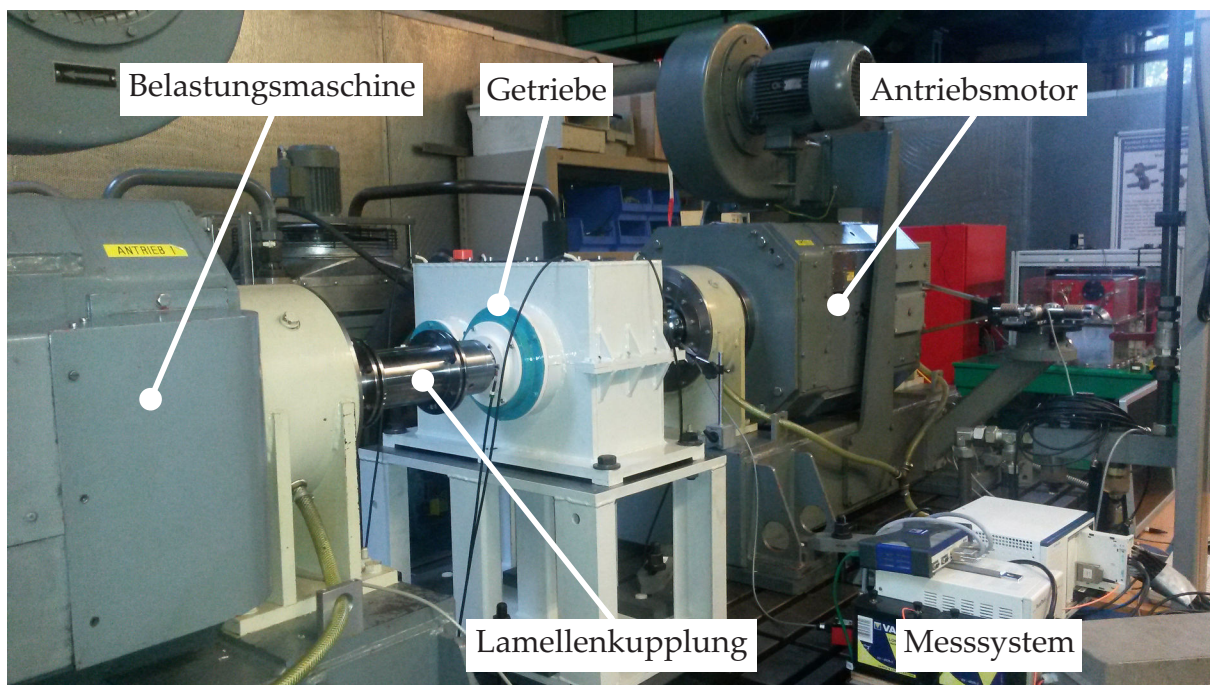


Abbildung 4-20: Prüfstand zur Ermittlung des kapazitiven Verhaltens von Verzahnungen

Das untersuchte Getriebe ist ein speziell für die Versuche entworfenes einstufiges Stirnradgetriebe. Um die elektrischen Messungen am Getriebe durchführen zu können, werden, wie in Abbildung 4-21 dargestellt, verschiedene Isolationen in das System eingebracht, die das Gehäuse und die Maschinenelemente wie Lager, Verzahnung und Wellen voneinander elektrisch trennen. Über mit Gewinden versehene Zwischenhülsen aus Metall können dann gezielt einzelne elektrische Pfade wiederhergestellt werden. Schließt man beispielsweise eine Messleitung an die Hülse eines Lagers und an die zugehörige Welle an, so lassen sich Messungen an diesem Lager durchführen, während alle anderen Elemente durch die Isolationen ausgeschlossen werden können. Für die hier untersuchten Verzahnungen bleiben die Wälzlagerisolationen aktiv, während die Isolation unterhalb des Zahnrads der Abtriebswelle überbrückt wird. Zwischen den Getriebewellen und den Kupplungsnaiben sind ebenfalls Isolationshülsen eingesetzt, die das Getriebe elektrisch von den Motoren trennen.

Alle nicht drehmomentübertragenden Bauteile, wie Lagertöpfe oder Abstandsringe, sind aus einem PET (Polyethylenterephthalat, Datenblatt im Anhang A.8) gefertigt. Die Hülsen in den Kupplungen und unterhalb des Zahnrads müssen höhere Belastungen aushalten und sind daher aus einem Faserverbundwerkstoff gefertigt (Datenblatt im Anhang A.9).

Tabelle 8: Kenngrößen des Prüfgetriebes

Achsabstand	196 mm
Achshöhe	200 mm
Festlager Antriebswelle DE	Rillenkugellager 6213
Loslager Antriebswelle NDE	Zylinderrollenlager NU208
Lager Abtriebswelle DE	Rillenkugellager 6022
Lager Abtriebswelle NDE	Zylinderrollenlager NU209

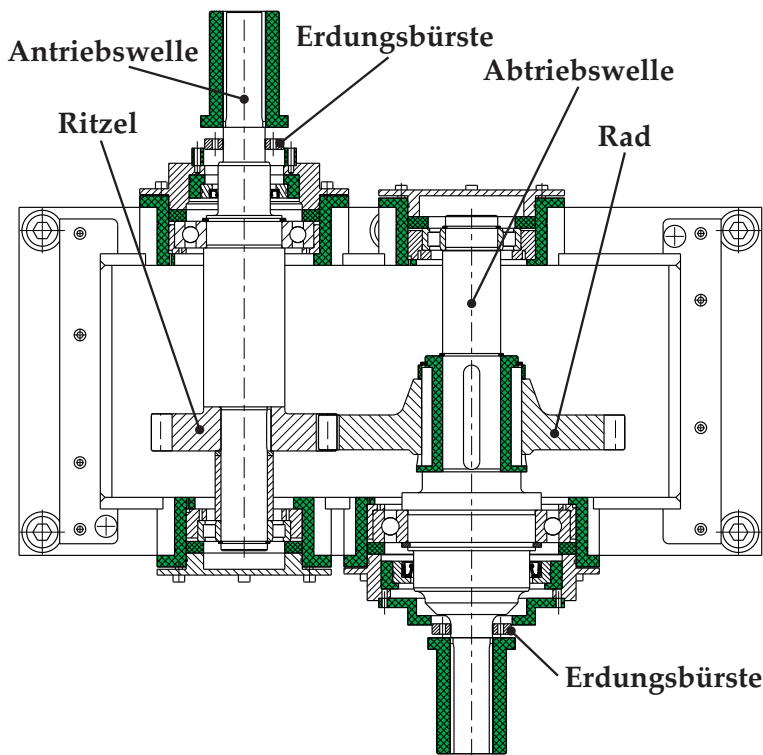


Abbildung 4-21: Prüfgetriebe mit eingebrachten Isolationen

Zur Versorgung des Prüfgetriebes mit Schmierstoff ist eine Ölversorgungsanlage aufgebaut. Abbildung 4-22 zeigt den schematischen Aufbau des Systems. Das Öl wird oberhalb des Zahneingriffs eingespritzt und im Ölsumpf des Gehäuses wieder abgesaugt. Die Höhe des Ölstands kann dabei so angepasst werden, dass je nach verbauter Verzahnung das Rad immer mindestens mit einer Zahnhöhe im Öl taucht. Dadurch ist zum einen die Schmierstoffversorgung auch bei ausgeschaltetem Ölaggerat sichergestellt und zudem entsteht genug Spritzöl, um die Wälzlager zu versorgen. Über einen Plattenwärmetauscher kann der Ölkreislauf mit einem zweiten Temperierkreislauf gekoppelt werden, um so gezielt die Getriebeöltemperatur festzulegen. Dieser zweite Kreislauf besteht aus einem Glykoltank mit Pumpe und kann sowohl beheizt als auch gekühlt werden. Durch die indirekte Erwärmung des Öls im Plattenwärmetauscher wird das Öl geschont, da eine Überhitzung und damit Schädigung des Öls an den Heizpatronen vermieden wird.

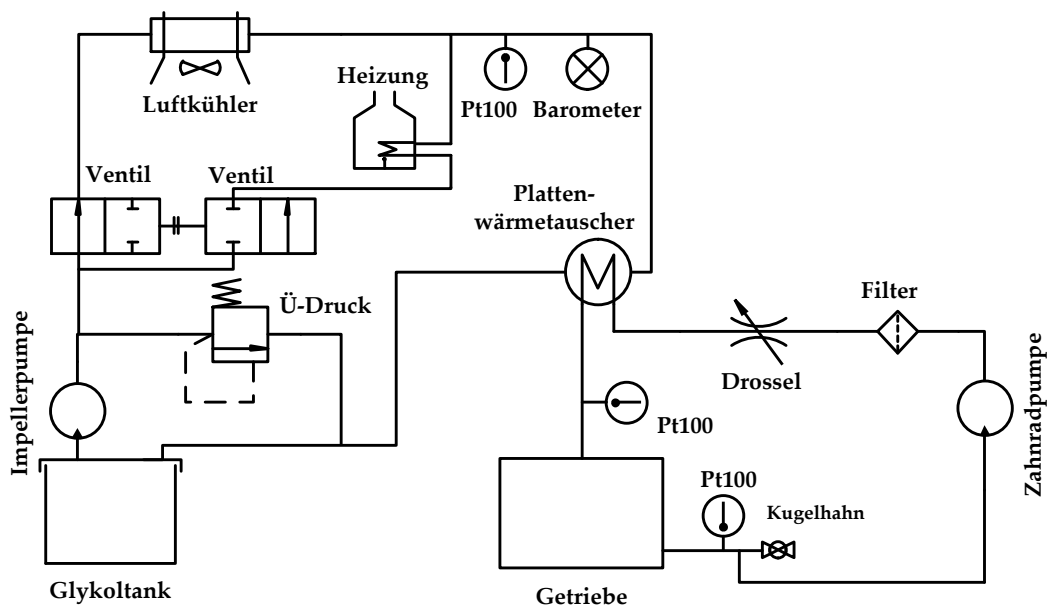


Abbildung 4-22: Aufbau der Ölversorgungsanlage für das Prüfgetriebe

4.3.2 Kapazitives Messverfahren am Verzahnungsprüfstand

Zur Untersuchung des elektrischen Verhaltens des Zahnkontakts wurde für den Getriebeprüfstand eine modifizierte Version des bereits zuvor vorgestellten kapazitiven Messverfahrens entwickelt. Während sich bei Wälz- und Gleitlagern ein quasi-stationärer Zustand einstellt, ist der tribologische Kontakt im Zahneingriff und damit auch die sich ergebende Kapazität stark instationär (siehe Kapitel 3.2.3). Um diesen Effekt messen zu können, muss einerseits die Dauer der Ladekurven stark reduziert werden und andererseits der Drehwinkel der Verzahnung bekannt sein. Zur genauen Bestimmung des antriebsseitigen Drehwinkels ist der Antriebsmotor mit einem zweiten hochauflösendem Drehgeber ausgestattet. Dieser ist zudem mit einer Referenzspur versehen, die einmal pro Umdrehung ein Signal ausgibt.

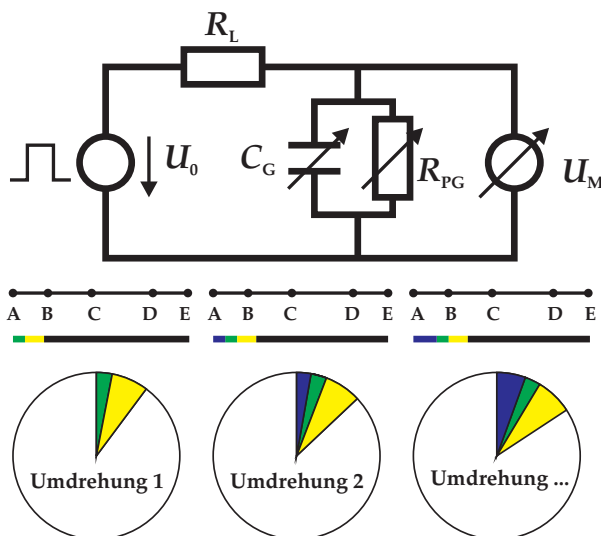


Abbildung 4-23: Ersatzschaltbild der Verzahnungsmessungen und Messprinzip (Verzögerungszeit in Blau, Messung in Grün, Entladezeit und Datenverarbeitung in Gelb)

bei stationären Betriebspunkten nicht ideal konstant ist, bestehen die Messungen bei einer festen Anzahl gemessener Inkremente aus unterschiedlich vielen Datenpunkten, was bei der Auswertung zu berücksichtigen ist. Neben der zuvor genannten Begrenzung der Auflösung durch die Inkrementanzahl ist ebenfalls die Abtastrate als begrenzende Größe zu nennen. Als Erfahrungswert aus den bereits bestehenden Kapazitätsmesssystemen ist eine Untergrenze von ca. 500 Datenpunkten¹³ für eine auswertbare Ladekurve zu nennen. Für das obige Beispiel ergibt sich dann bei einer Abtastrate von 4 MSamples/s eine maximale Prüfdrehzahl von ca. 1500 min⁻¹. Bei dieser Drehzahl dauert der Zahneingriff 2,22 ms und jeder Messabschnitt entlang der Eingriffsstrecke etwa 125 µs.

Die Messung der Verzahnungskapazität erfolgt am Prüfgetriebe durch gezieltes Überbrücken der Isolation zwischen Zahnrad und Abtriebswelle. Dadurch wird der in Abbildung 4-24 dargestellte elektrische Pfad für die Messung ermöglicht, bei dem lediglich über den Kontakt zwischen den Flanken der beiden Zahnräder der Strom fließen kann.

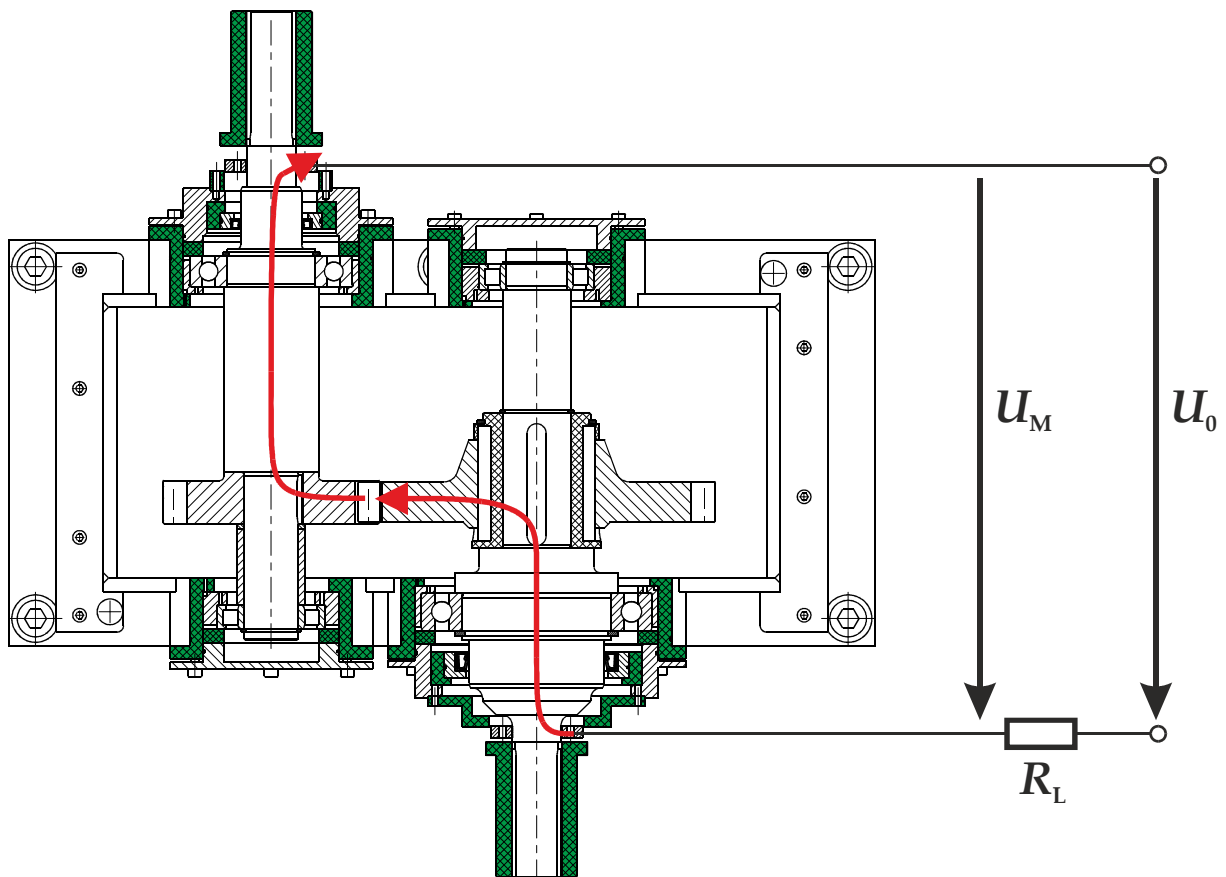


Abbildung 4-24: Elektrische Pfade und Beschaltung am Prüfgetriebe

¹³ Die in [FP16] genannten minimalen 200 Datenpunkte gelten für ideale Bedingungen, bei denen keine Messverzögerungen und insbesondere Störquellen das Messsignal beeinträchtigen. Erste Messungen am System hatten gezeigt, dass diese Anzahl unter realen Bedingungen zu gering ist.

Um das System flexibel zu halten und neben der Verzahnung auch die Messung der verbauten Wälzlager zu ermöglichen, sind Messleitungen in Form geschirmter Koaxialkabel zu den einzelnen Maschinenelementen geführt. Über eine Schaltvorrichtung können die einzelnen Leitungen und auch ihre Schirme auf das eigentliche Messsystem geschaltet werden. Dadurch werden zum einen Störeinflüsse durch die Messleitungen verringert und zum anderen kann auf diese Weise die Anzahl der benötigten Messkanäle erheblich reduziert werden. In Abbildung 4-25 ist der Schaltplan für die Messleitungen dargestellt. Um mögliche Störungen über unerwünschte Erdungsschleifen zu reduzieren, wird die Messtechnik galvanisch getrennt aufgebaut. Die Versorgung der Schaltsysteme und des PXI Systems erfolgt über einen Trenntransformator. Zudem werden die Signalleitungen zum Mess-Computer als Lichtwellenleiter ausgeführt.

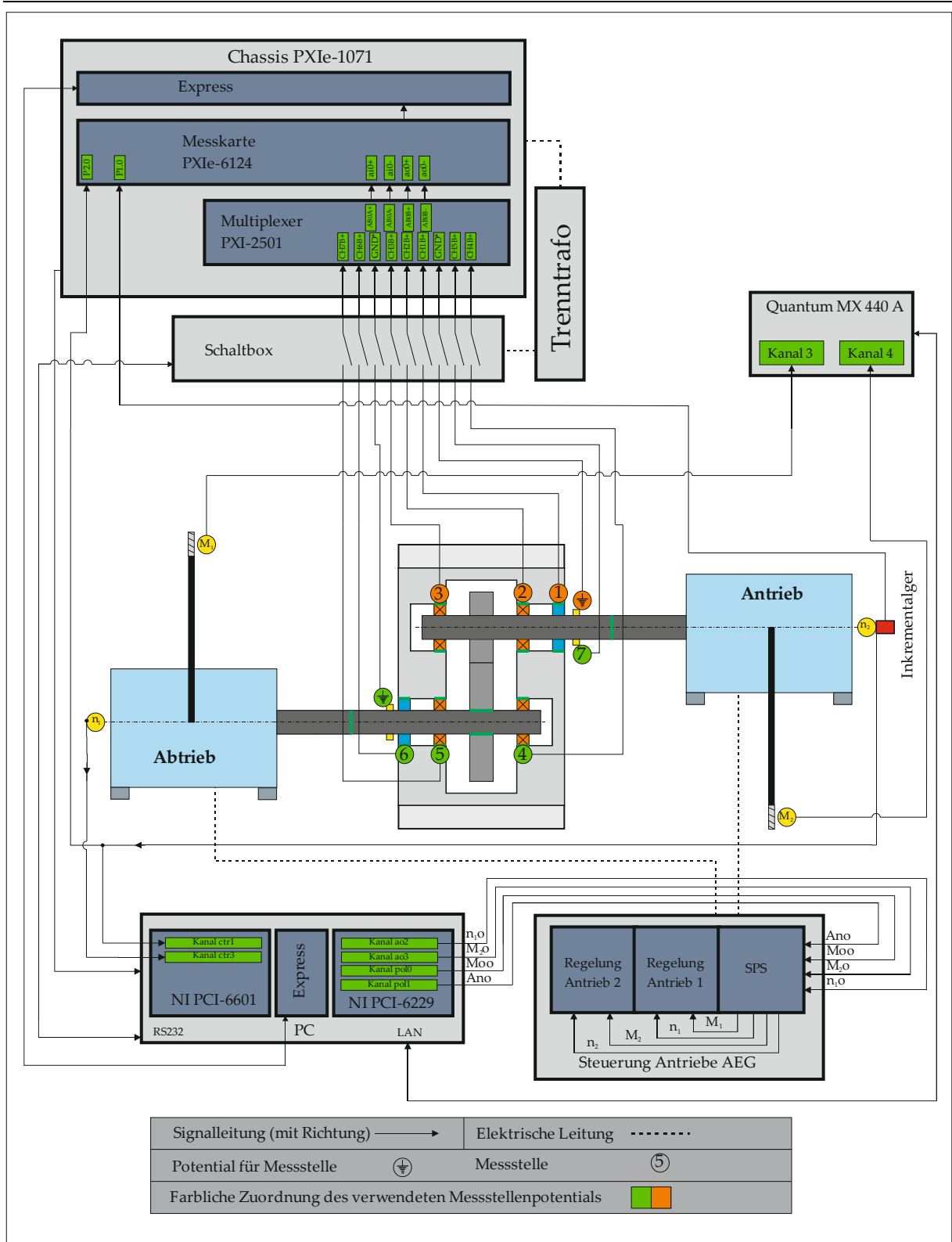


Abbildung 4-25: Messstellenplan für das Prüfgetriebe inklusive Verdrahtung der Messleitungen.

Für die Messungen am Zahnrad ist es wichtig, dass die Kapazitäten der Isolationen so klein sind, dass diese keinen großen Einfluss auf das Ergebnis nehmen. Um zu verstehen, welchen Einfluss die Isolationen und die Kapazitäten der Wälzlager auf die gemessene Zahnradkapazität haben, ist es hilfreich zunächst das Ersatzschaltbild des Prüfstands zu betrachten (Abbildung 4-26 links). Die Ausgänge des

elektrischen Netzwerkes bilden die beiden Wellen, die über die Zahnradkapazität direkt verbunden sind. Die Isolation unterhalb des Rads der Abtriebswelle wird überbrückt und hat daher keinen Einfluss. Über die Lager der Antriebswelle und die dort eingebrachten Isolationen – welche eine Reihenschaltung bilden – besteht zudem eine Verbindung zum Gehäuse und von dort über die Lager der Abtriebswelle eine Verbindung zu ebendieser. Stellt man dieses Netzwerk um (Abbildung 4-26 rechts), so erkennt man, dass die Lagerstellen ein paralleles Netzwerk zur eigentlichen Zahnrad Kapazität darstellen. Dieses Netzwerk besteht aus zwei in Reihe geschalteten Parallelschaltungen, welche sich aus den jeweiligen Wellenlagern zusammensetzen.

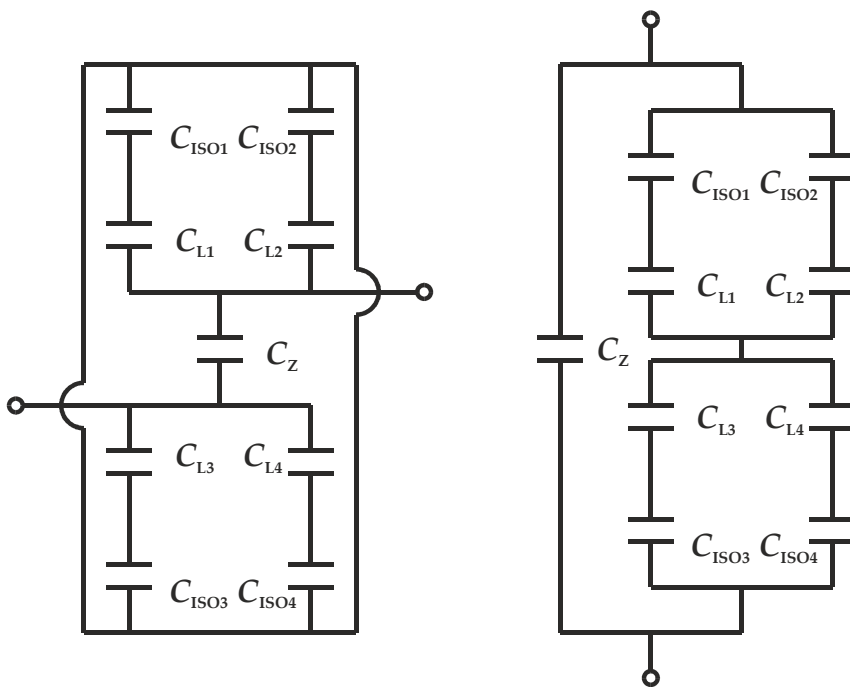


Abbildung 4-26: Kapazitätsnetzwerk am Prüfgetriebe mit Isolationen zwischen Lagern und Gehäuse basierend auf der Geometrie (links) und umgestellt (rechts)

Die gemessene, scheinbare Kapazität C_{Z^*} setzt sich zusammen aus der eigentlichen Kapazität C_Z und der Störkapazität C_S und lässt mit folgender Gleichung beschreiben:

$$C_{Z^*} = C_Z + C_S = C_Z + \frac{(C_1 + C_2) \cdot (C_3 + C_4)}{C_1 + C_2 + C_3 + C_4} \quad \text{Formel 75:} \quad \text{Scheinbare Kapazität } C_{Z^*}$$

Die Kapazitäten C_1 bis C_4 geben dabei jeweils die Kapazität einer Lagerstelle bestehend aus der Kapazität C_{ISO} der Isolation und der Kapazität C_L des Lagers an.

$$C_x = \frac{C_{ISOx} \cdot C_{Lx}}{C_{ISOx} + C_{Lx}} \quad \text{Formel 76:} \quad \text{Lagerstellenkapazität}$$

Bei erwarteten Lagerkapazitäten im Bereich von 300 pF und den ermittelten Werten der Isolationshüllen (vergleiche Tabelle 10) ergibt sich die Störkapazität zu ca. 4,92 pF. Für das Extremum, dass alle

Lager leitfähig sind und lediglich die Isolationen einen Einfluss haben, ergibt sich die maximale Störkapazität C_{Smax} zu 5 pF. Bei erwarteten Verzahnungskapazitäten im Bereich von 500 pF und aufwärts ist der Fehler durch die Störkapazität im Bereich von ca. 1% und kann daher vernachlässigt werden.

Die parasitäre Kapazität des Messsystems ermittelt sich wie bereits in Kapitel 4.2.1.2 beschrieben und beträgt 161 pF bis 580 pF, je nach verwendetem Messaufbau.

Tabelle 10: Bestimmung der Störkapazität der Verzahnungsmessung

Hülse Lager 1	C_{ISO1}	4,95 pF
Hülse Lager 2	C_{ISO2}	8,06 pF
Hülse Lager 3	C_{ISO3}	3,88 pF
Hülse Lager 4	C_{ISO4}	4,24 pF
Lagerkapazität 1 – 4	$C_{L1/2/3/4}$	300 pF
Störkapazität	C_S	4,92 pF

4.4 Verspannungsprüfstand

4.4.1 Aufbau des Verspannkreises

Um das in Kapitel 3.4 aufgestellte Modell zu überprüfen, wird ein Verspannungsprüfstand aufgebaut, der einem realen Antriebsstrang nachempfunden ist. Dieser Prüfstand ermöglicht es, unter Laborbedingungen realitätsnahe Situationen nachzustellen und mit geeigneter Messtechnik zu analysieren. Untersucht werden soll das gesamte System vom Umrichter über den Motor aufs Getriebe, wobei der Fokus auf dem Getriebeverhalten liegt. Kern des Prüfstands ist das bereits in 4.3 beschriebene Getriebe, das durch die integrierten Isolationen gezielte Messungen an den Maschinenelementen ermöglicht. Der Antrieb erfolgt durch einen Asynchronmotor, der über einen Umrichter drehzahlvariabel angesteuert wird. Ein zweiter, isoliert angeschlossener Asynchronmotor fungiert als Belastungsmaschine und wird momentgesteuert. Alle Komponenten sind, wie in Abbildung 4-27 dargestellt, auf einem Spannfeld montiert und zueinander ausgerichtet. Getriebe und Motoren sind auf isolierten Füßen aufgestellt und können gezielt zu einer als Bezugspotential dienenden Kupferplatte geerdet werden. Zur Temperierung und Schmierung wird für das Prüfgetriebe das bereits bei den Verzahnungsmessungen eingesetzte Ölaggregat genutzt (Kapitel 4.3).

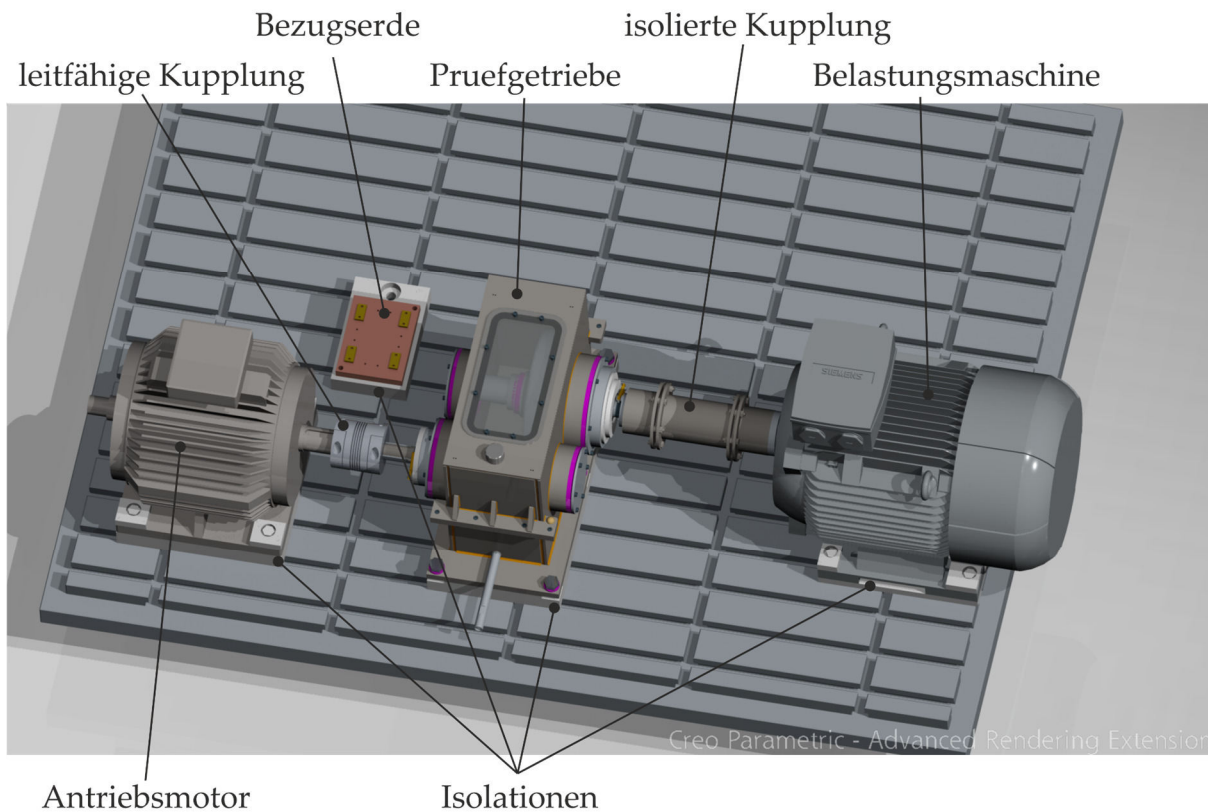


Abbildung 4-27: Verspannkreis mit Antriebs- und Belastungsmaschine am Prüfgetriebe. Isolationen ermöglichen definierte Erdungs- und Signalpfade.

Die beiden E-Maschinen werden an einem gemeinsamen Zwischenkreis über separate Motormodule angesteuert. Die als Lastmaschine fungierende Einheit wird dazu im generatorischen Bereich betrieben. Das Motormoment wird begrenzt und die Kippüberwachung ausgeschaltet, so dass ein festes Lastmoment aufgeprägt wird, während die Drehzahl durch die Antriebsmaschine und die Getriebeübersetzung festgelegt wird.

Die verwendete Antriebsmaschine ist bereits in vorherigen Untersuchungen des IAL zur Untersuchung von Lagerströmen in Motoren eingesetzt worden [HS00b]. Zu diesem Zweck ist der Motor mit isolierten Lagerschilden ausgestattet, die über zwei Kupferstifte überbrückt werden können. Die Brücke ermöglicht es, den ansonsten durch das Lagerschild fließenden Strom gezielt über eine Stromzange zu messen. Zur Messung der Wellenspannungen und Lagerspannungen bzw. den Strömen im Getriebe sind ebenfalls Kontaktierungen vorgesehen. Ähnlich der Überbrückungen am Motorschild können die Isolationen der Getriebeleger zum Gehäuse überbrückt werden (siehe Abbildung 4-28). Die Verbindung zu den rotierenden Wellen wird über Erdungsbürsten mit Silberkohlen realisiert. Diese eignen sich aufgrund ihres geringen Widerstands sehr gut für die Erfassung der Messdaten.

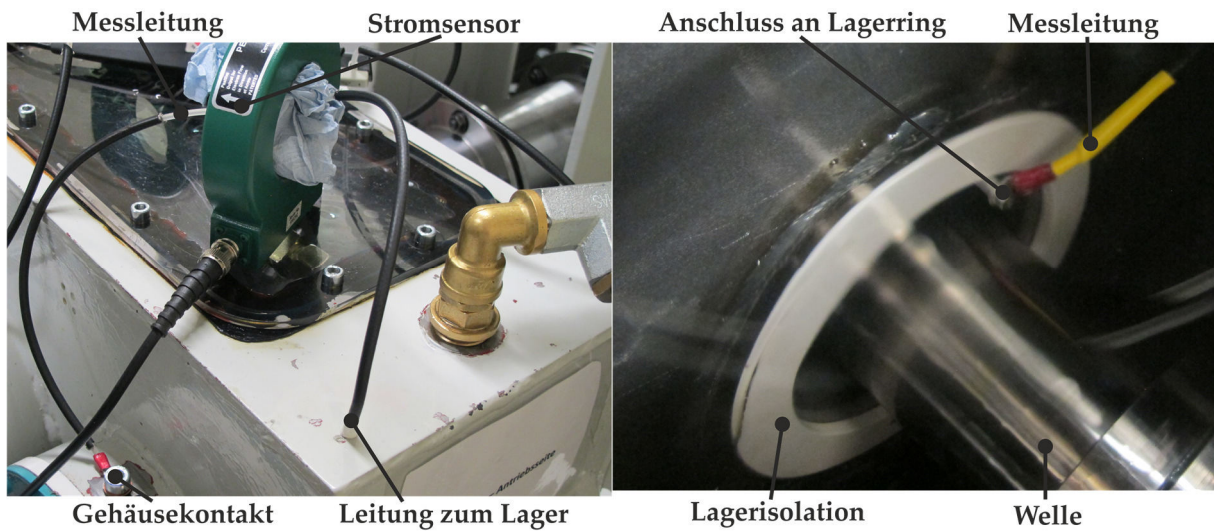


Abbildung 4-28: Messleitungen für die Wälzlager im Prüfgetriebe

Das Erdungskonzept des Prüfstands ist darauf ausgelegt, dass die aus der Umrichterspeisung resultierenden Ströme möglichst vollständig erfasst werden können. Dazu ist es wichtig, dass die zurückfließenden Ströme vom Motor und Getriebe nur entlang definierter Erdungspfade fließen können. Aus diesem Grund werden alle Komponenten gezielt und ausschließlich zu einer separaten Bezugs Erde hin geerdet. Anhand des in Abbildung 4-29 dargestellten Erdungskonzeptes lässt sich erkennen, dass alle Erdströme, die vom Motor oder Getriebe zurück zum Umrichter fließen wollen, über die zentrale Bezugserde hinweg müssen. Lediglich bei angeschlossener Schirmung der Motorleitung muss dieser Pfad noch gesondert berücksichtigt werden. Der Anschluss an die als massive Kupferplatte ausgeführter Bezugserde erfolgt mit HF-geeigneten Massebändern, die über ein Messingblech an die Erdplatte angepresst werden.

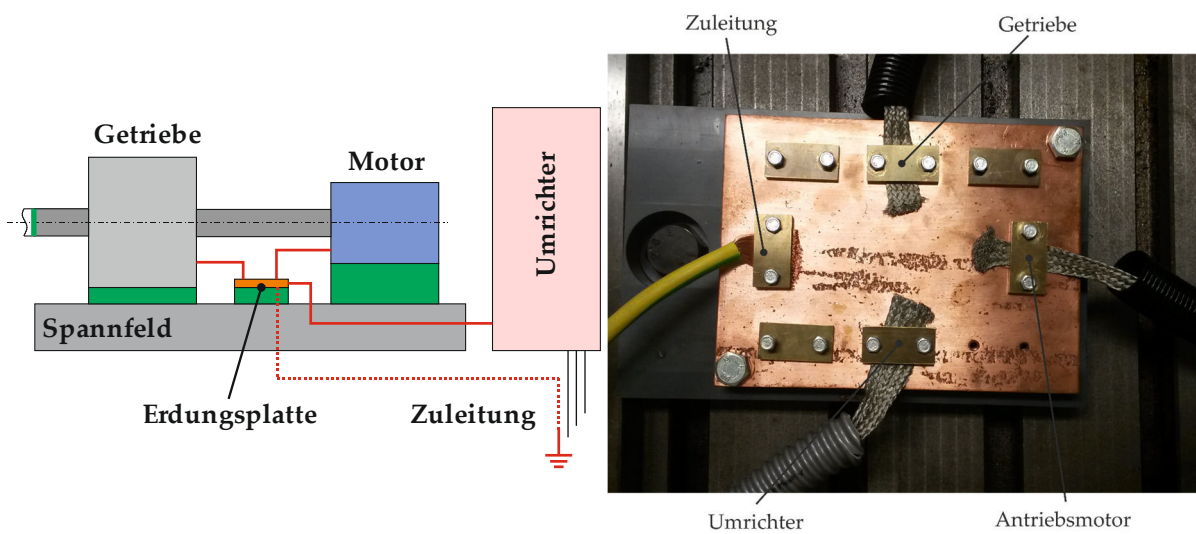


Abbildung 4-29: Erdungskonzept mit zentraler Erdungsplatte am Verspannungsprüfstand: schematisch (links) und in der ausgeführten Version (rechts)

4.4.2 Messtechnik und Prüfablauf

Die Messung der parasitären Effekte am Prüfstand erfordert eine sorgfältige Auswahl der Prüftechnik und Planung des Prüfablaufs. Da eine Vielzahl an Messstellen möglich ist, mussten diese zunächst erfasst und analysiert werden. In Abbildung 4-30 und Tabelle 11 sind eine Übersicht der Messstellen, sowie der zu messenden Größen gegeben. Einige der Messungen schließen sich dabei gegenseitig aus und können nicht gleichzeitig durchgeführt werden. Dies betrifft zum Beispiel Messungen der Wellenspannungen, die nicht sinnvoll gleichzeitig mit Messungen der Wellenerdströme durchzuführen sind, wenn die Wellen gezielt zum Erdungspunkt hin geerdet werden.

Trotz dieser Einschränkungen ist jedoch ersichtlich, dass die gleichzeitige Erfassung aller Messpunkte einen großen Messaufwand und eine entsprechende Anzahl Messgeräte erfordert. Aus praktischen und finanziellen Gründen wurde die Anzahl gleichzeitig erfasster Kanäle auf 8 begrenzt, so dass mit zwei 4-Kanal Oszilloskopen die Messungen durchgeführt werden konnten. Dadurch konnte die Anzahl benötigter Tastköpfe deutlich reduziert werden. Um die Messungen der Oszilloskope zeitlich zueinander zu synchronisieren, wurde eines der Oszilloskope als Mastersystem genutzt, das über einen Trigger-Ausgang auf den externen Trigger des zweiten Oszilloskops (Slave) geschaltet wurde (Abbildung 4-31). Die sich einstellende Verzögerung zwischen den beiden Oszilloskopen wurde gemessen und anschließend bei der Auswertung berücksichtigt. Die eingesetzten Oszilloskope vom Typ Tektronix MD04054-6 und MD04054C haben eine Bandbreite von 500 MHz und eine Samplerate von 2,5 GSamples/s pro Kanal im Vierkanalbetrieb.

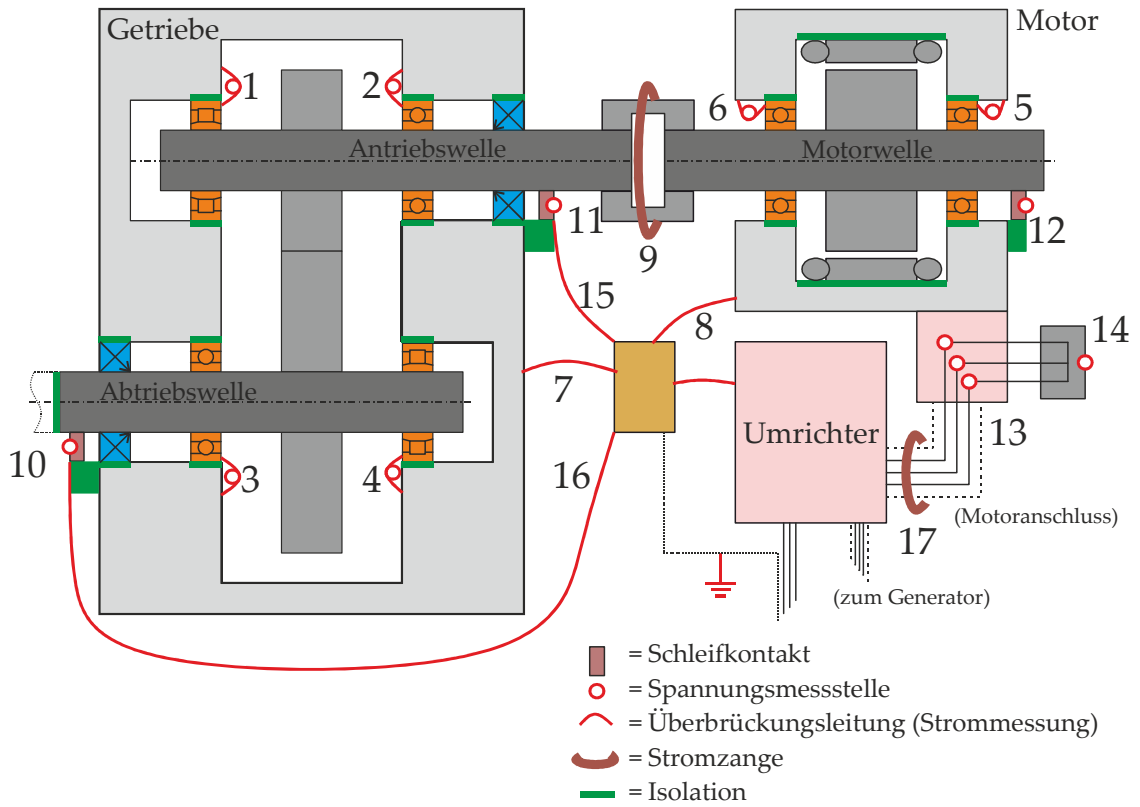


Abbildung 4-30: Messstellen am Verspannungsprüfstand

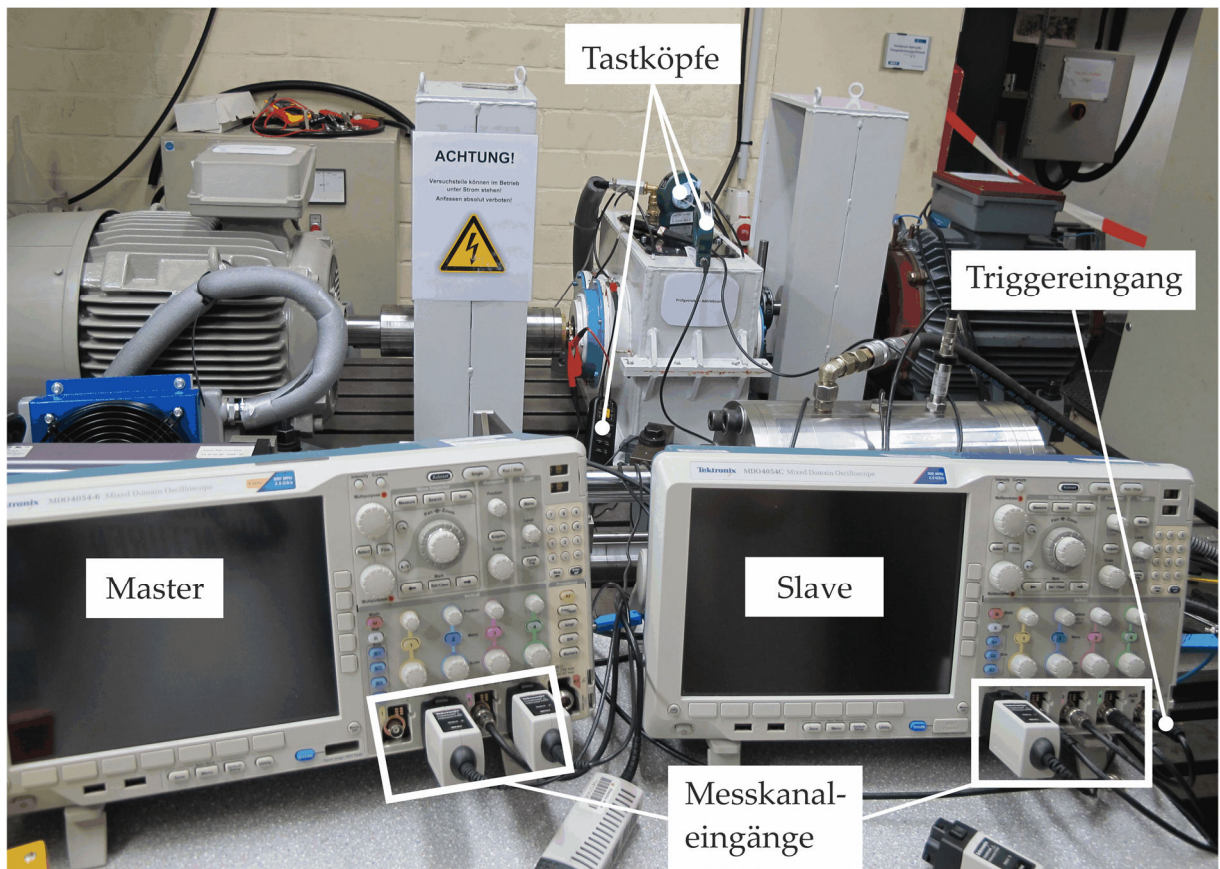


Abbildung 4-31: Oszilloskope zur Erfassung der Messdaten in Master-Slave-Anordnung

Tabelle 11: Zuordnung der Messstellen am Verspannungsprüfstand

Ströme			Spannungen			
Bezeichnung	Abkürzung	Messstelle	Bezeichnung	Abkürzung	Messstelle A	Messstelle B
Getriebelagerstrom 1	I_{GL1}	1	Getriebelagerspannung 1	U_{GL1}	11	1
Getriebelagerstrom 2	I_{GL2}	2	Getriebelagerspannung 2	U_{GL2}	11	2
Getriebelagerstrom 3	I_{GL3}	3	Getriebelagerspannung 3	U_{GL3}	10	3
Getriebelagerstrom 4	I_{GL4}	4	Getriebelagerspannung 4	U_{GL4}	10	4
Motorlagerstrom 1	I_{ML1}	5	Motorlagerspannung 1	U_{ML1}	12	5
Motorlagerstrom 2	I_{ML2}	6	Motorlagerspannung 2	U_{ML2}	11	6
Getriebeerdstrom	I_{GE}	7	Verzahnungsspannung	U_z	11	10
Motorerdstrom	I_{ME}	8	Strangspannungen	U_1	13	E
Wellenstrom	I_{W1}	9	Strangspannungen	U_2	13	E
Wellenerdstrom 1	I_{WE1}	15	Strangspannungen	U_3	13	E
Wellenerdstrom 2	I_{WE2}	16	Motorwellenspannung	U_{MW}	11	13
Summenstrom	I_s	17	Gleichtaktspannung	U_{CM}	14	E

Zur Messung der Ströme und Spannungen werden verschiedene Tastköpfe¹⁴ eingesetzt, die im Nachfolgenden kurz erläutert werden:

Spannungssensoren

Als Tastköpfe zur Ermittlung der Spannung zwischen zwei Messstellen wurden aktive, differentielle Spannungstastköpfe mit einstellbarer Dämpfung eingesetzt. Zum Einsatz kamen Tastköpfe TMDP0200 und THDP0200 der Marke Tektronix, die bis 200 MHz eingesetzt werden können.

Stromsensoren

Zur Strommessung wurden drei verschiedene Sensoren verwendet. Eine Rogowski-Spule vom Typ CWT06R/4/500 stand zur Messung von Strömen über Bauteile mit großem Durchmesser zur Verfügung. Der Vorteil solcher Spulen liegt in der flexiblen Anbringung, da die Messspule geöffnet und als Band um das zu messende Bauteil gelegt werden kann. Die Grenzfrequenz des eingesetzten Typs liegt bei 16 MHz und es sollten Ströme ab 300 mA damit gemessen werden können.

¹⁴ Im Anhang A.9 finden sich die Daten der genutzten Messgeräte.

Als weitere Stromsensoren kamen vier passive Stromwandler des Typs Pearson 6595 zum Einsatz, die Ströme im Bereich 100 Hz bis 150 MHz messen können. Die Sensoren sind mit einem Innendurchmesser von ca. 30 mm gut zur Messung von verschiedenen Leitungsquerschnitten geeignet.

Ein fünfter Sensor dieses Typs konnte nicht rechtzeitig geliefert werden, weshalb zusätzlich noch eine aktive Strommesszange vom Typ Tektronix TCP0030 eingesetzt, die zur Messung im Bereich DC bis 120 MHz geeignet ist. Da die Messzange lediglich einen kleinen Querschnitt von wenigen Quadratmillimetern umschließt, ist diese nur für die Messleitungen der Lagerströme geeignet. Abbildung 4-32 verdeutlicht die Unterschiede in der Größe der Sensoren und der dadurch messbaren Elemente.

Ursprünglich sollte die Rogowski-Spule genutzt werden, um die Wellenströme über die Getriebeeingangswelle zu messen. Erste Tests haben jedoch gezeigt, dass diese zu große Störungen aus der Umgebung empfängt, weshalb sie lediglich für Messungen der Motorzuleitungen genutzt wurde. Die Messungen der Wellenströme wurden mit den Pearson-Stromwandlern durchgeführt, die vom Durchmesser her über die Wellenenden geführt werden konnten.

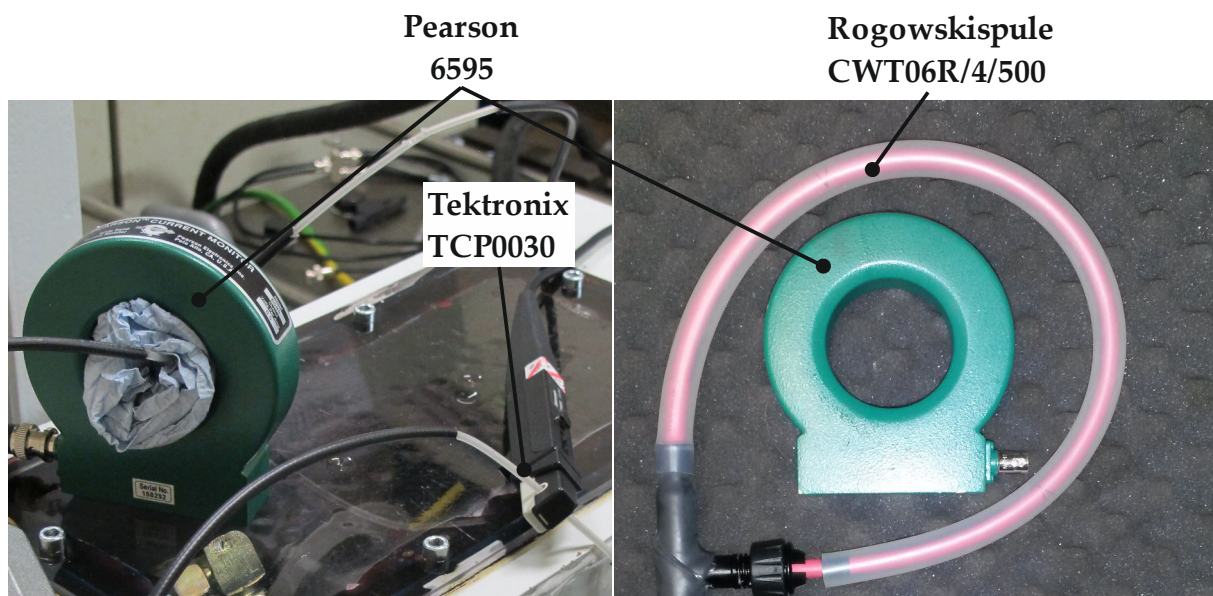


Abbildung 4-32: Größenvergleich der genutzten Stromsensoren

Die Common-Mode-Spannung ist als treibende Größe der parasitären Ströme im Antriebssystem sehr gut als Bezugsgröße für die Messungen geeignet. EDM-Ströme, die in der Regel bei Spannungsänderungen der Common-Mode-Spannung erfolgen, können dadurch gezielt zugeordnet werden. Da die Messung der drei Phasenspannungen am Motor bereits drei Messkanäle belegen würde, wird ein künstlicher Sternpunktadapter genutzt, der die direkte Messung der Sternpunktspannung ermöglicht. Einen Abgleich der einzelnen Phasenspannungen und der daraus berechneten Common-Mode-Spannung zur gemessenen Common-Mode-Spannung am künstlichen Sternpunkt ist in Abbildung 4-33 und Abbildung 4-34 zu sehen. Es zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung der beiden Verläufe, so dass für die weiteren Versuche der künstliche Sternpunkt als Referenz herangezogen wird.

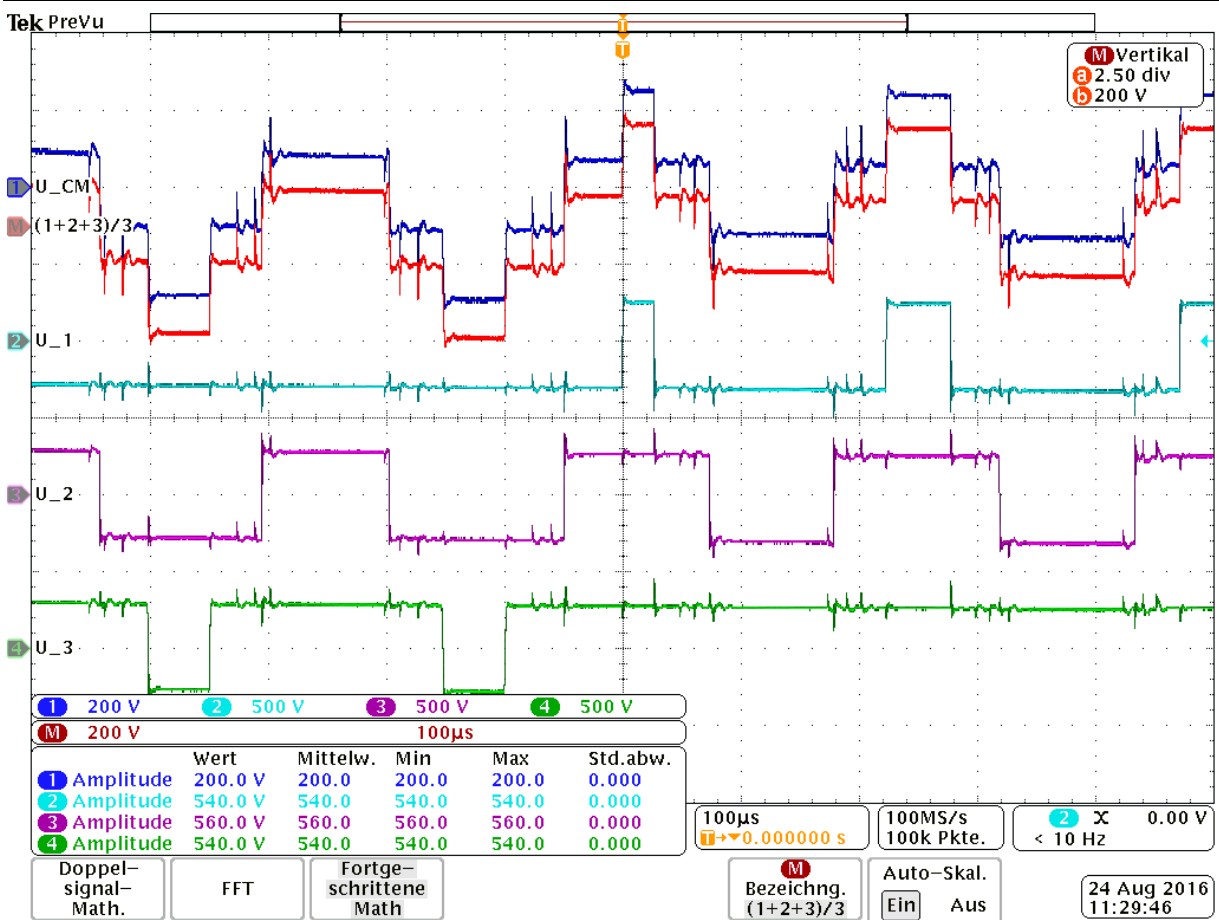


Abbildung 4-33: Vergleich der Strangspannungen mit der Sternpunktspannung des Adapters (blau) und der rechnerisch aus den Einzelspannungen bestimmten Gleichtakspannung (rot)

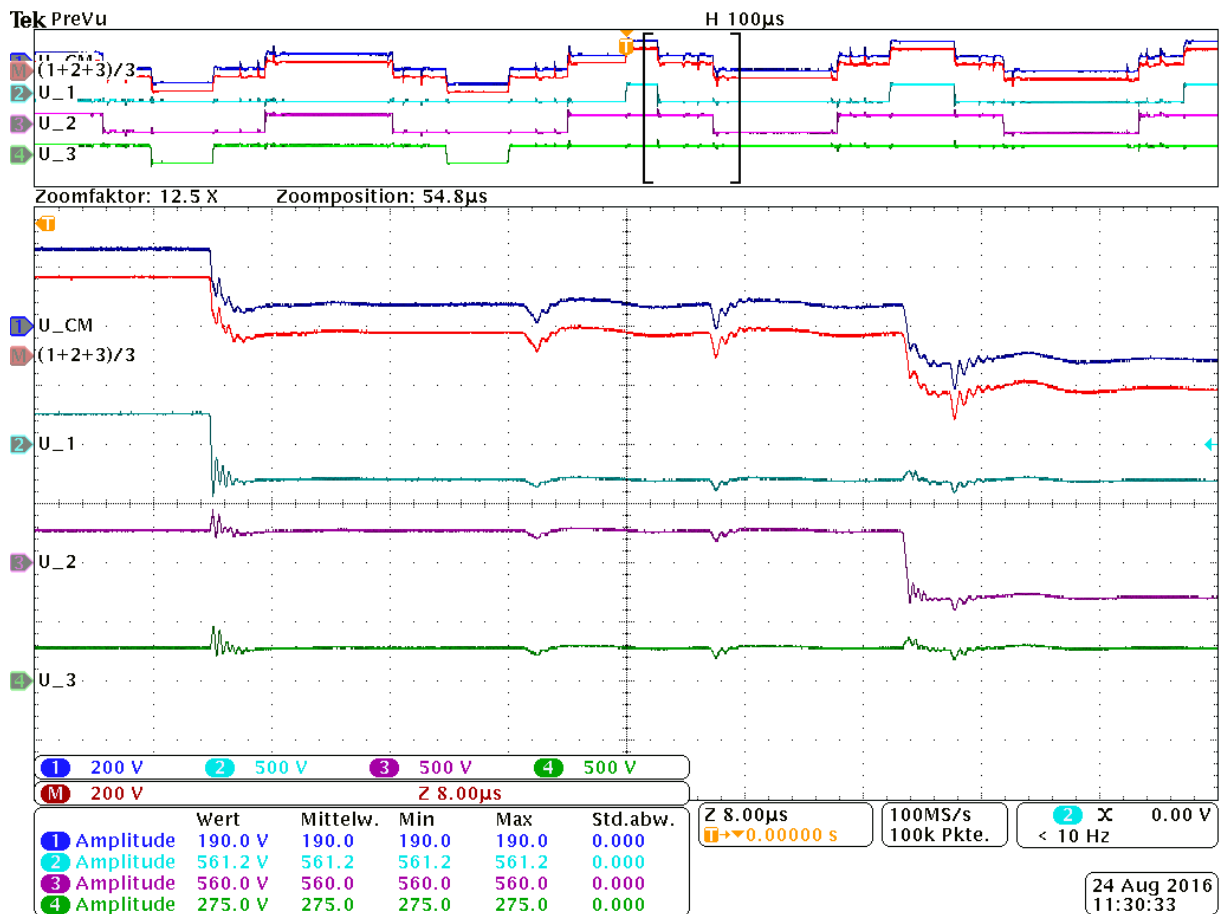


Abbildung 4-34: Vergleich von Strang- und Sternpunktspannungen im Detail: die berechnete Common-Mode-Spannung (rot) zeigt den gleichen Verlauf wie die am Sternpunkt gemessene Spannung (blau).

4.5 Impedanzmessung mit LCR-Meter

Zur Bestimmung des Impedanzverhaltens strukturmechanischer Bauteile wie Wellen oder Gehäusen wird ein LCR-Meter¹⁵ eingesetzt. Das eingesetzte Gerät des Herstellers Sourcetrionics mit der Typenbezeichnung ST2826¹⁶ ermöglicht Messungen im Bereich von 20 Hz bis 5 MHz. Wichtig für gute und reproduzierbare Messergebnisse ist es, die Anbindung der Messleitungen an die Prüflinge möglichst konstant zu lassen. Für die Kontaktierung der Lagersitzbohrungen in den Getriebegehäusen wird dazu ein Adapter eingesetzt, der drei Kontakte über eine Feder in die Bohrung drückt (siehe Abbildung 4-35 links).

Zum Anschluss der einzelnen Messstellen der Prüfwellen werden ebenfalls Adapter eingesetzt. Dazu werden Hülsen auf die Funktionsflächen – also Absätze für Lager, Verzahnung oder Kupplungen – aufgesetzt, die den Anschluss der Messleitung ermöglichen. Die Passungen zwischen Messhülse und

¹⁵ LCR-Meter: Messung von Induktivität (L), Kapazität (C) und ohmschen Widerstand (R)

¹⁶ Datenblatt im Anhang A.4

Welle sind denen der eigentlichen Bauteile nachempfunden, so dass sich vergleichbare Kontaktbedingungen einstellen. Abbildung 4-35 (rechts) zeigt den Anschluss am Beispiel der Antriebswelle des im Projekt untersuchten Prüfgetriebes.

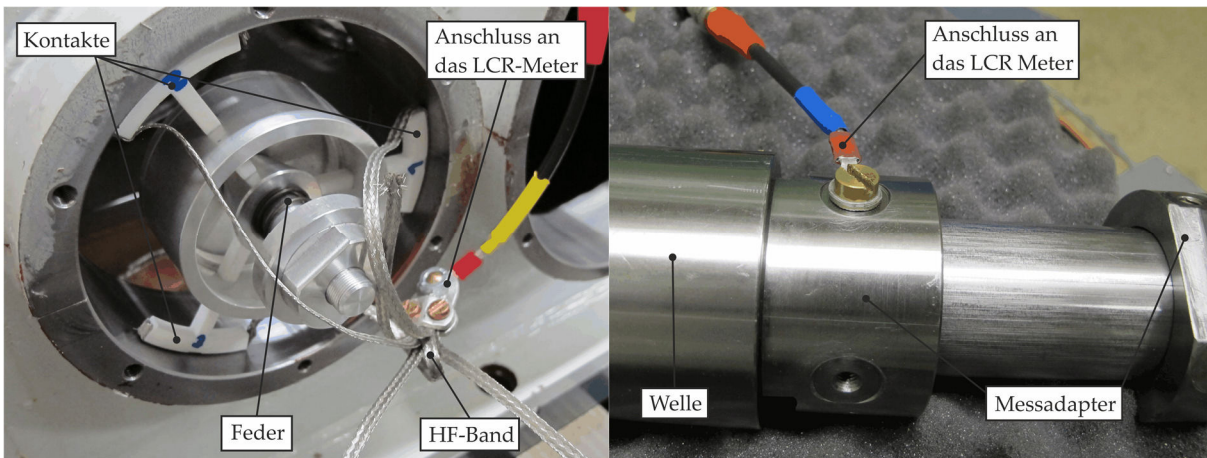


Abbildung 4-35: Adapter zum Anschluss des LCR-Meters an die Lagersitze im Gehäuse (links) bzw. auf den Wellen (rechts)

Die Messung erfolgt einzeln für jede mögliche Verbindung einer Kontaktstelle zu allen anderen Kontaktstellen mit einem Sweep der Messfrequenz, um das frequenzabhängige Verhalten zu bestimmen. Wie bereits in Kapitel 3.2.4.3 beschrieben, steigt somit mit wachsender Komplexität der Bauteile der Messaufwand stark an. Im Anschluss an die Messungen ist zu prüfen, ob die gewählte Frequenzauflösung für einen Fit im Simulationsprogramm¹⁷ ausreicht.

¹⁷ Genutzt wird der Network Data Explorer (NDA) aus dem Softwarepaket Ansys Electronics.

5 VERSUCHSDURCHFÜHRUNG UND AUSWERTUNG

Im folgenden Kapitel werden die Versuche, die auf den in Kapitel 4 vorgestellten Versuchseinrichtungen durchgeführt wurden, detaillierter beschrieben und in den Versuchsbedingungen eingegrenzt. Im Anschluss werden die relevanten Messergebnisse vorgestellt und diskutiert.

5.1 Schmierstoffe

5.1.1 Untersuchte Schmierstoffe

Um eine Übertragung der Versuchsergebnisse auf reale Anwendungen zu ermöglichen, werden verschiedene Versuchsschmierstoffe ausgewählt, die in der Praxis im Bereich der Motoren und Getriebe eingesetzt werden. Die untersuchten Schmierstoffe sind in Tabelle 12 aufgelistet. Die dort aufgeführten Grundöle passen zu Schmierfetten, die in vorangegangenen Projekten am IMKT im Bereich der Kapazitätsmessung [Wit16] untersucht wurden.

Tabelle 12: Versuchsschmierstoffe

Bezeichnung	Viskositätsklasse	Art	Anmerkungen
MIN320	ISO VG 320	Mineralöl	Einsatz in Industriegetrieben, API Group I
SHC320	ISO VG 320	Synthetiköl	Einsatz in Windkraftanlagen, Polyalphaolefin (PAO), API Group IV
75W90	SAE 75W90	Synthetiköl	Einsatz in Bahnantrieben, Polyalphaolefin (PAO), API Group IV
PG32	ISO VG 32	Synthetiköl	Umlauföl, Polyglykol (PG), API Group V
Alvania	~ ISO VG 150-180	Mineralöl	Additiviertes Grundöl für ein Industrieschmierfett (NLGI Klasse III)
Retinax	~ ISO VG 100	Mineralöl	Additiviertes Grundöl für ein Industrieschmierfett (NLGI Klasse II)

5.1.2 Messung der dielektrischen Eigenschaften

Die Durchführung der Dielektrizitätsmessungen auf dem in 4.1.1 vorgestellten Messgerät erfolgt für alle Schmierstoffe nach einem festen Schema. Zunächst werden die beiden Platten des Messaufbaus demontiert und gründlich mit Isopropanol gereinigt, so dass keine Rückstände von anderen Schmierstoffen oder einem Konservierungsmittel vorhanden sind. Anschließend wird das Gerät erneut montiert und mitsamt dem Prüfschmierstoff, welcher sich lediglich im Reservoir unter dem Messkondensator befindet, in eine Klimakammer gestellt. Mithilfe der Klimakammer wird die Prüfeinrichtung in 20 °C

Schritten von 20 °C auf 100 °C erhitzt. Sobald das Prüfgefäß vollständig durcherhitzt ist, wird der Plattenabstand gemessen. Ab der oberen Temperaturgrenze wird über eine Kolbenvorrichtung der Messspalt mit Schmierstoff gefüllt und erneut der Plattenabstand gemessen. Anschließend wird die Temperatur schrittweise reduziert und der Abstand bei Ölfüllung gemessen. Dabei wird stets der Schmierpalt erneut gefüllt, um eventuell abgeflossenes Öl wieder auszugleichen.

Über Formel 66 kann aus den Messwerten dann die Permittivität ermittelt werden. Beispielhaft ist dies in Tabelle 13 für den Schmierstoff SHC320 aufgeführt. Auf Basis der Messdaten können anschließend die Koeffizienten der Näherungsgleichung des in Kapitel 3.1 vorgestellten Modells bestimmt werden.

Tabelle 13: SHC320: Ermittlung der Permittivität

Temperatur	Abstand bei Luft	Abstand mit Schmierstoff	Permittivität
20 °C	287,50 µm	119,5 µm	2,40586
40 °C	288,50 µm	122 µm	2,36475
60 °C	289,00 µm	124,5 µm	2,32129
80 °C	290,00 µm	127 µm	2,28346
100 °C	289,50 µm	129 µm	2,24419
		Lineare Näherung:	
		k ₀	2,99793
		k ₁	-0,002023165

In Abbildung 5-1 sind die gemessenen Permittivitätszahlen für die im Projekt untersuchten Versuchsöle und die Versuchsfette des Vorgängerprojekts aufgeführt. Es ist deutlich zu erkennen, dass die meisten Öle eine Permittivitätszahl im Bereich 2 – 3 aufweisen. Lediglich der Schmierstoff PG32 liegt mit einer Höhe von ungefähr 6 deutlich über den anderen Schmierstoffen. Auffällig ist, dass die Permittivitätszahlen der Schmierfette¹⁸ selbst beim direkten Vergleich von Schmierfett und dem zugehörigen Grundöl um 30 % (Retinax) bis 60 % (Alvania) höher liegen. Dies lässt sich auf die im Öl enthaltenen Verdickerstrukturen zurückführen und deckt sich mit den Ergebnissen von Schrader [Sch88] und Baly [Bal05].

Des Weiteren zeigt sich in den Messdaten, dass bei allen untersuchten Schmierstoffen eine Tendenz zu sinkenden Dielektrizitätszahlen bei steigender Temperatur besteht. Innerhalb der typischen Betriebsbedingungen im Bereich bis 100 °C ist die Änderung mit 3-7 % (Ausnahme: 15 % beim Schmierstoff PG32) vergleichsweise gering.

¹⁸ Um das Verhalten im Kontakt realistischer nachzubilden, wurden die Fette in einem Fettschergerät vorbehandelt. Dadurch wurde die Verdickerstruktur im Öl verändert [Wit16].

Temperaturabhängiges Verhalten der Permittivität

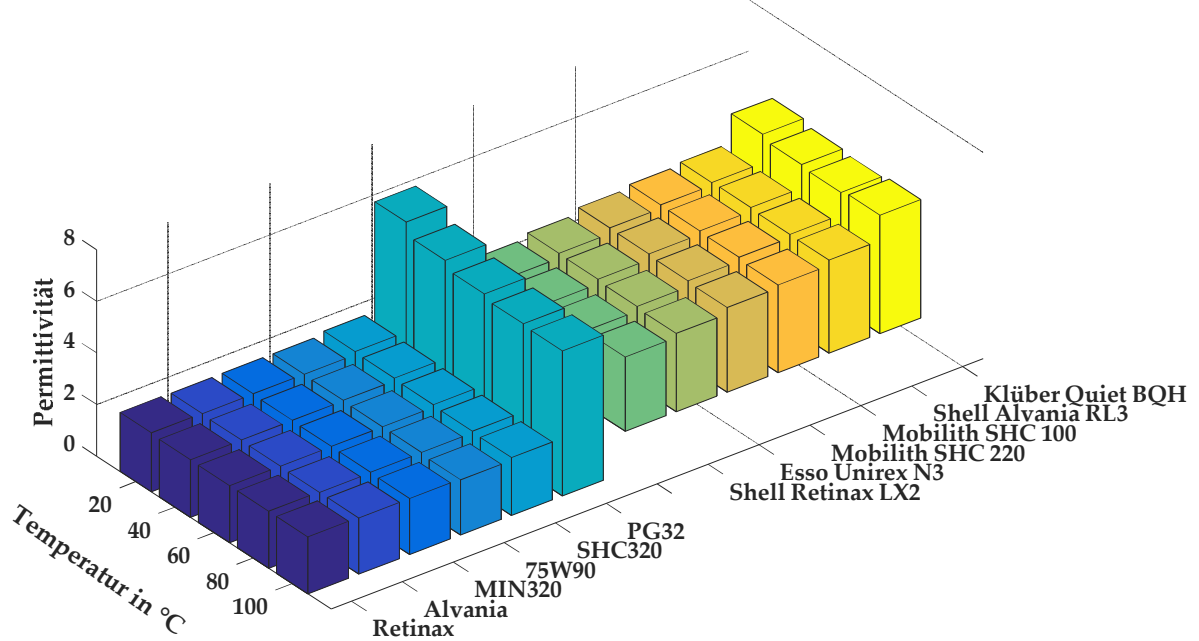


Abbildung 5-1: Permittivitätszahlen für verschiedene Schmierstoffe in Abhängigkeit der Temperatur

5.1.3 Messungen im Hochdrucklabor

Parallel zu den Versuchen am IMKT wurden die Versuchsöle auch an ein externes Hochdrucklabor gegeben, um dort die druckabhängigen Eigenschaften zu ermitteln. Diese sind nötig, um die in Kapitel 3.1 vorgestellten Zustandsgleichungen mit den benötigten Parametern zu versehen. Dazu werden die folgenden Größen für die einzelnen Schmierstoffe und den in Tabelle 14 aufgeführten Parametern messtechnisch ermittelt:

- Dynamische Viskosität
- Permittivität
- Dichte

Daraus abgeleitet werden zudem die isotherme Kompressibilität und der E-Modul.

Tabelle 14: Versuchsparameter im Hochdrucklabor

Parameter	Bereich	Abstufung
Temperatur	20 °C – 100 °C	20 °C, 40 °C, 80 °C, 100 °C
Druck	0 bar – 4000 bar (14000 bar) ¹⁹	Δ250 bar

¹⁹ Für den Schmierstoff SHC320 wurde der Messbereich der Permittivitätsmessung in einer zweiten Messung auf 14000 bar erhöht.

Beispielhaft sind die gemessenen Verläufe für den Schmierstoff SHC320 in Abbildung 5-2 bis Abbildung 5-4 dargestellt. Aus den Daten zur dynamischen Viskosität und zur Dichte lässt sich so die kinematische Viskosität in Abhängigkeit von Druck und Temperatur bestimmen.

Bei der Viskosität und Dichte zeigen sich die erwarteten und aus der Literatur bekannten Verläufe mit einem Sinken der Viskosität bzw. der Dichte mit steigender Temperatur und einem Anstieg der Viskosität bzw. der Dichte mit steigendem Druck

Für die Permittivität ergibt sich ein analoger Verlauf, der die am IMKT durchgeführten Messungen zum Temperatureinfluss bestätigt.

Weitere gemessene Verläufe finden sich im Anhang unter A.11.

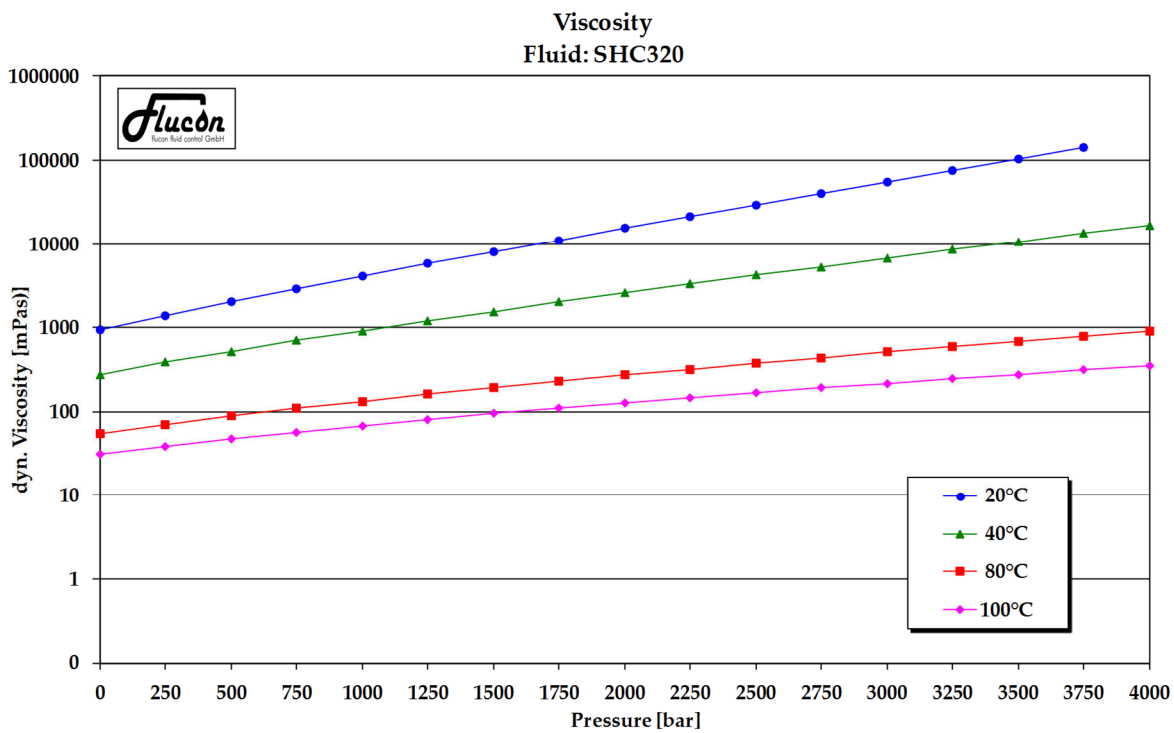


Abbildung 5-2: Druck- und temperaturabhängige Viskosität von SHC320

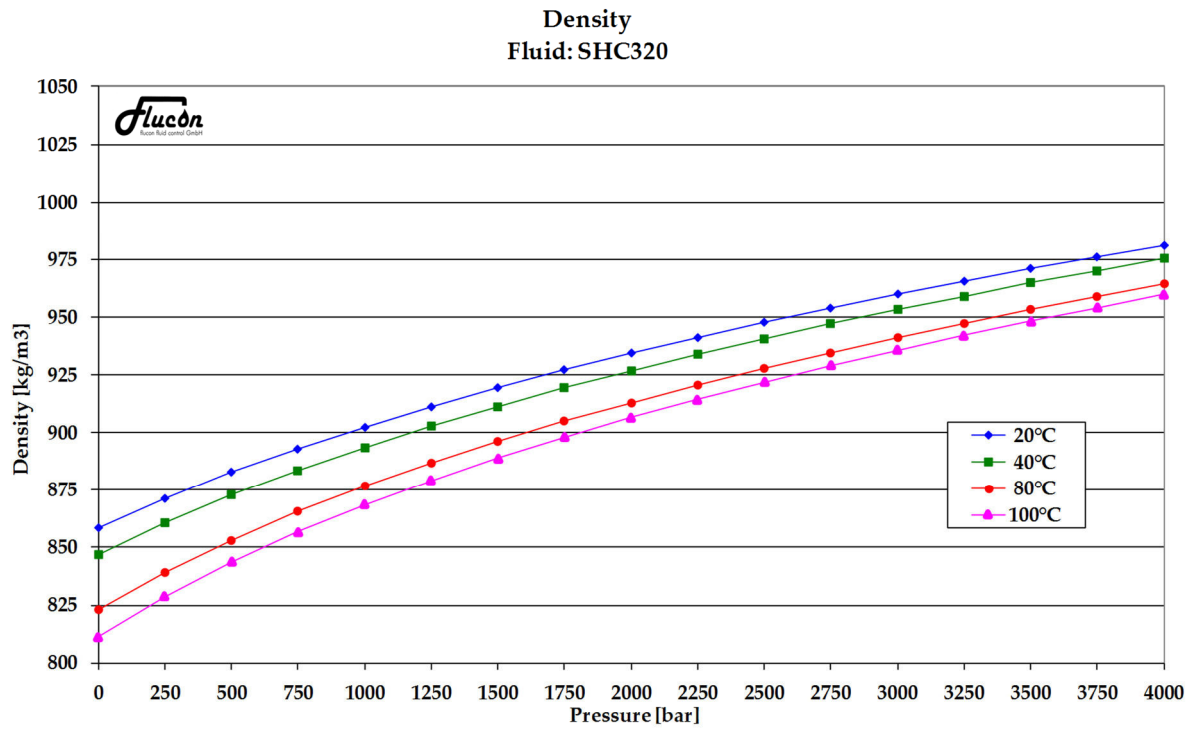


Abbildung 5-3: Druck- und temperaturabhängige Dichte von SHC320

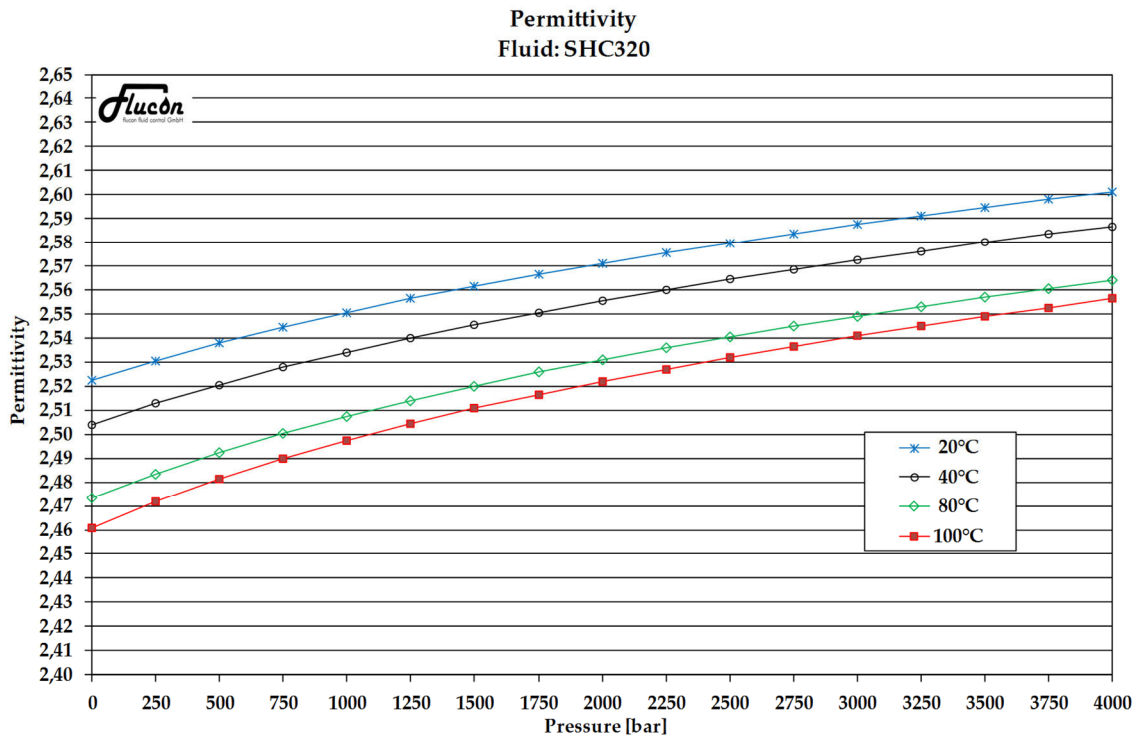


Abbildung 5-4: Druck- und temperaturabhängige Permittivität von SHC320

In Abbildung 5-5 ist die Permittivität in Abhängigkeit von den Größen Dichte und Temperatur dargestellt. Dies stellt dabei im Grunde lediglich eine andere Darstellung von Abbildung 5-4 dar. Die veränderte Dichte ist dabei jedoch eine Folge sowohl vom eingebrachten Druck als auch von der erhöhten

Temperatur. Die Ergebnisse bestätigen die in Kapitel 3.1 schon erwähnten Unterschiede zwischen den Verfahren nach Bode bzw. der modifizierten Clausius Mosotti Gleichung. Bei gleicher Dichte ergibt sich dennoch eine Abhängigkeit der Permittivität von der Temperatur, die sich in einer Reduktion der Permittivität mit Erhöhung der Temperatur äußert.

Eine Übersicht über die ermittelten Modellparameter für das Schmierstoffmodell liefert Tabelle 15.

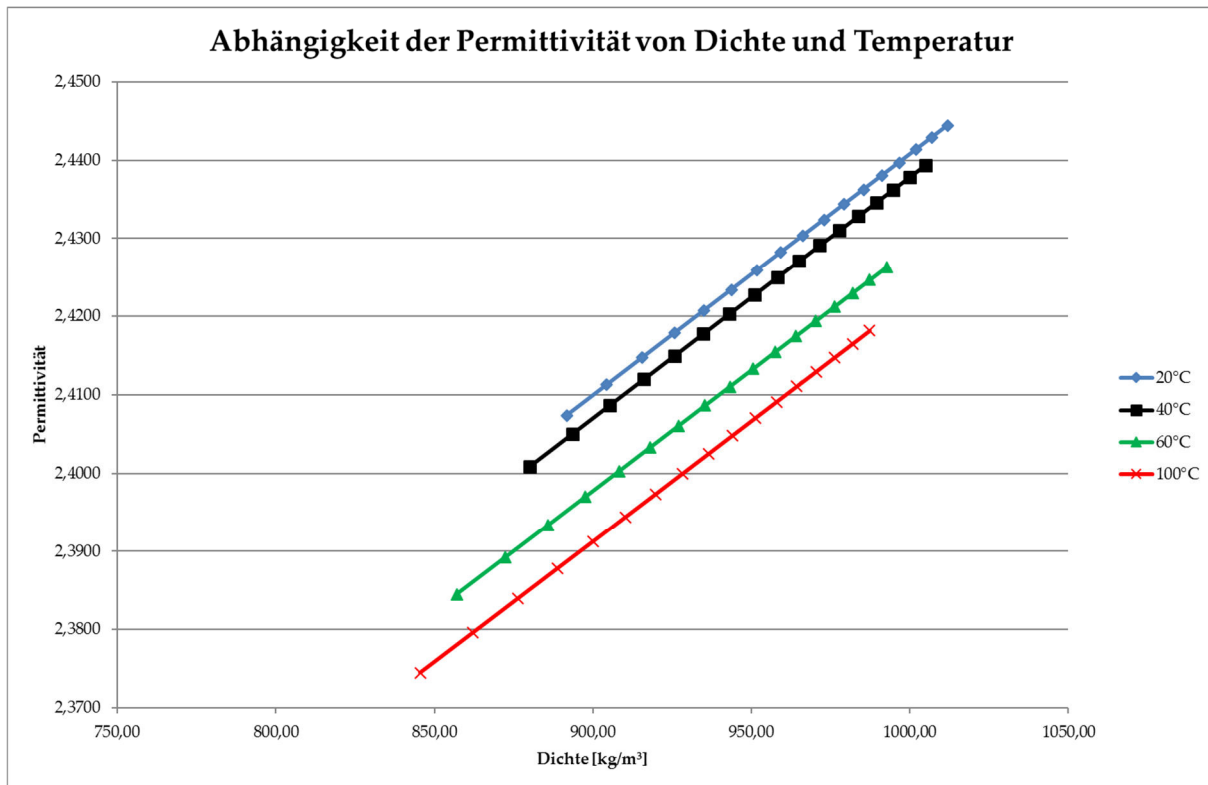


Abbildung 5-5: Permittivität in Abhängigkeit der Dichte und Temperatur für SHC320

Tabelle 15: Modellparameter der untersuchten Schmierstoffe

Parameter	MIN320	SHC320	75W90	PG32	Alvania
ρ_s	1060,8830566	1032,8249512	1032,9770508	1241,8110352	1053,1340332
α_s	0,0005440	0,0005750	0,0005829	0,0006150	0,0005570
a_1	0,0931605	0,0981999	0,0997101	0,0961875	0,0971473
a_2	3362,9933648	5185,5828907	4508,5515539	4333,3390233	7061,5446292
a_3	-5,8978225	-18,2196141	-13,1593486	-11,7658506	-31,9675000
a_4	-0,0026347	0,0233600	0,0112271	0,0086353	0,0552727
a_5	0,0000057	-0,0000115	-0,0000028	-0,0000014	-0,0000341
A_1	0,0782757	0,3298141	0,0209645	0,2849306	0,0218806
A_2	3,3467362	3,5933938	4,5773726	1,7429361	3,3121643
A_3	620,2909927	488,6351416	816,7267611	852,3612646	789,4509759
A_4	0,0031397	0,0052919	0,0018826	0,0019123	0,0017199
k_1	0,0039012	0,0041618	0,0039212	0,0178170	0,0038930
k_2	0,0028856	0,0030828	0,0031227	0,0002566	0,0030136
k_3	0,0003081	0,0006446	0,0005351	0,0008826	0,0002580

5.1.4 Messung der Durchschlagsfestigkeit

Die Messung der Durchschlagsfestigkeit erfolgte am im Kapitel 4.1.2 vorgestellten Prüfstand. Neben der Analyse der Versuchsschmierstoffe (siehe 5.1.1), wurde ebenfalls das Elektrodenmaterial untersucht, um etwaige Unterschiede – wie sie in [Str55] festgestellt wurden – in der Höhe der Durchschlagsfestigkeit zu prüfen. Als Elektrodenmaterialien kamen Kupfer (Cu), ein Wälzlagerstahl (100Cr6) und ein Verzahnungsstahl (16MnCr5) zum Einsatz. Die beiden Stahllegierungen wurden zusätzlich gehärtet, um näher an die Bedingungen in der realen Anwendung im Wälzlager bzw. der Verzahnung heranzukommen.

Auf zusätzliche Maßnahmen, wie eine gezielte Blasenfreiheit wie sie etwa die Norm vorschreibt, wurde im Hinblick auf die ebenfalls nicht idealen Bedingungen in der Anwendung bewusst verzichtet. Ebenso wurden die Öle nicht explizit getrocknet, sondern es wurde lediglich stichprobenartig der Einfluss des Feuchtegehalts auf die Durchschlagsfestigkeit untersucht. Dazu wurde eine Ölprobe für 48 h im Vakuum bei 40 °C getrocknet und anschließend gemessen.

Einen Überblick über die Versuchsparameter gibt Tabelle 16:

Tabelle 16: Versuchparameter bei den Durchschlagsfestigkeitsmessungen

Parameter	Variation/ Wert	Anmerkungen
Elektrodenmaterial	Cu, 100Cr6, 16MnCr5	
Elektrodenabstand	30 μm – 200 μm	
Ölzustand	Unbehandelt, getrocknet	Getrocknet nur SHC320
Temperatur	20 °C	Raumtemperatur, keine Temperierung
Verweilzeit pro Spannungsniveau	50 ms, 250 ms, 500 ms	Stabilste Ergebnisse der Messtechnik bei 250 ms

In Abbildung 5-6 sind die gemessenen mittleren Durchschlagsfestigkeiten für das Öl SHC320 bei verschiedenen Elektrodenabständen dargestellt. Es ist deutlich zu sehen, dass die Messergebnisse einer starken Streuung unterliegen. Ein Grund für diese Streuung ist die Veränderung des Messaufbaus durch jeden Durchschlag. Friese [Fri22] beschreibt, dass durch den Funkendurchschlag Abbrennpartikel (Ruß) entstehen, welche die Durchschlagsfestigkeit senken. Gleichzeitig kann durch die Überschläge aber auch der Wassergehalt im Elektrodenzwischenraum reduziert werden, wodurch es zu einem kurzfristigen Anstieg kommen kann. Ein weiterer Punkt ist die Veränderung der Elektrodenoberfläche durch die Überschläge, da sich dort zum einen Partikel ablagern können und zum anderen durch den Überschlag die Oberflächenstruktur durch Mikroaufschmelzungen verändert wird (vergleiche Abbildung 5-7). Speziell bei kleinen Elektrodenabständen haben diese Veränderungen der Oberflächengeometrie einen erhöhten Einfluss auf das sich ausbildende elektrische Feld. Des Weiteren kann sich die Oberfläche durch chemische Reaktionen, wie zum Beispiel Oxidation, verändern, was die Durchschlagsfestigkeit ebenfalls beeinflussen kann.

Kritische Feldstärke von SHC320 bei Elektroden aus 16MnCr5

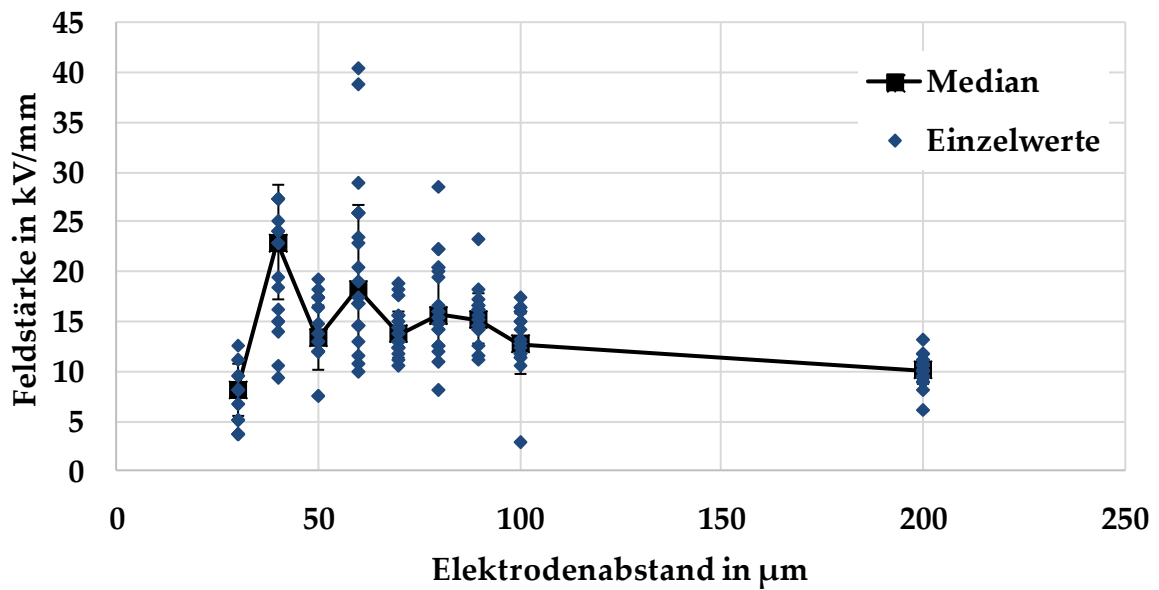


Abbildung 5-6: Mittlere kritische Feldstärke bei SHC320 und 16MnCr5 Elektroden mit Einzelwerten und Median

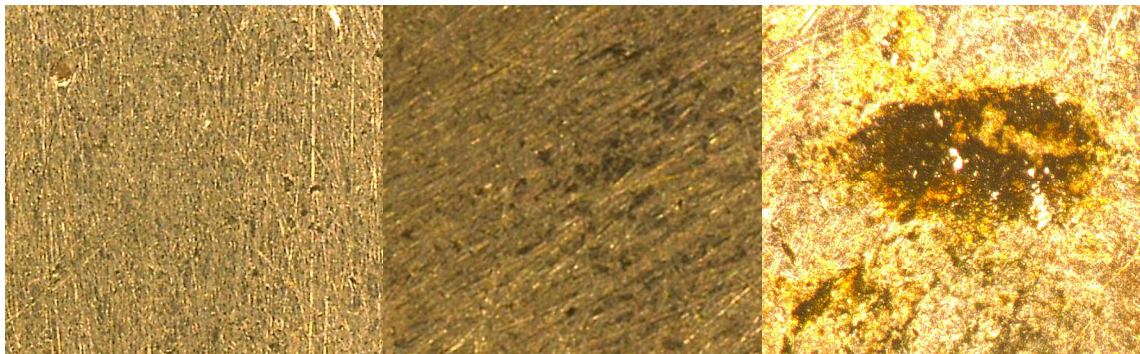


Abbildung 5-7: Kupferelektroden vor (links, 50x Vergrößerung) und nach 20 (mittig, 50x Vergrößerung) und einer Vielzahl an Überschlügen (rechts, 200x Vergrößerung)

In Abbildung 5-8 und Abbildung 5-9 ist die kritische Feldstärke für die Öle SHC320 und PG32 bei der Verwendung verschiedener Elektrodenmaterialien aufgeführt. Ein Einfluss des Materials auf die Durchschlagsfestigkeit ist nicht sicher mit Zahlenwerten belegbar. Während bei den SHC320 Messungen zumindest die mittleren Feldstärken bei der Kupferelektrode im Mittel 2 kV/mm geringer sind als bei den 100Cr6 und 16MnCr5 Elektroden, ist bei den PG32 Messungen kein kontinuierlicher Effekt sichtbar. Sollte hier ein Effekt vorhanden sein, so geht dieser im allgemeinen Rauschen und der Streuung der Messungen unter.

Kritische Feldstärke von SHC320 bei unterschiedlichen Elektrodenmaterialien

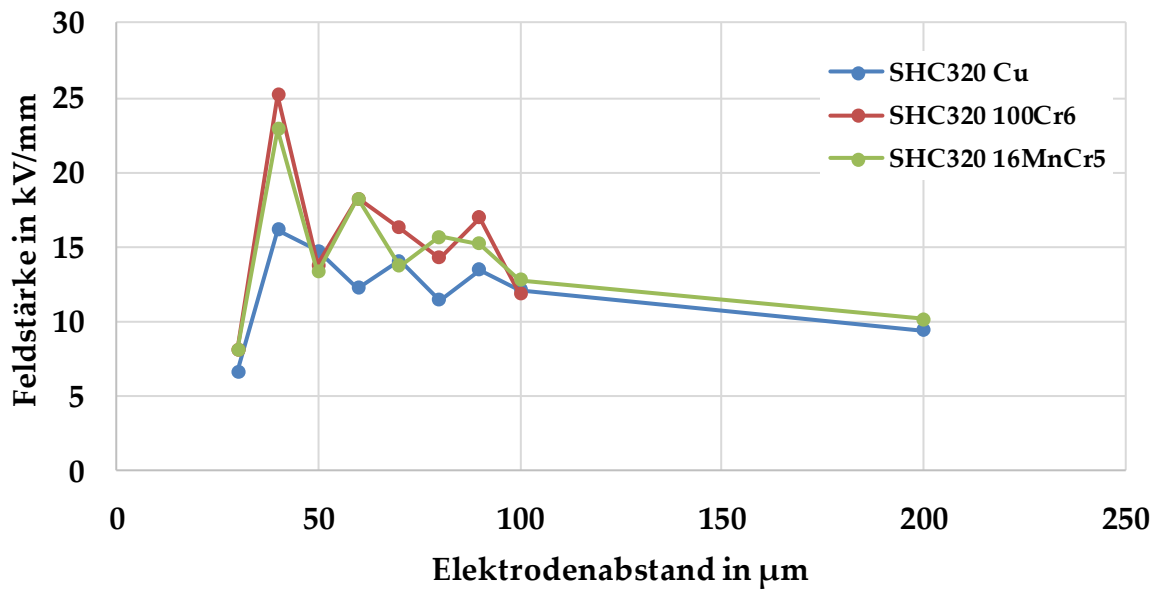


Abbildung 5-8: Mittlere kritische Feldstärke bei SHC320 und verschiedenen Elektrodenmaterialien

Kritische Feldstärke von PG32 bei unterschiedlichen Elektrodenmaterialien

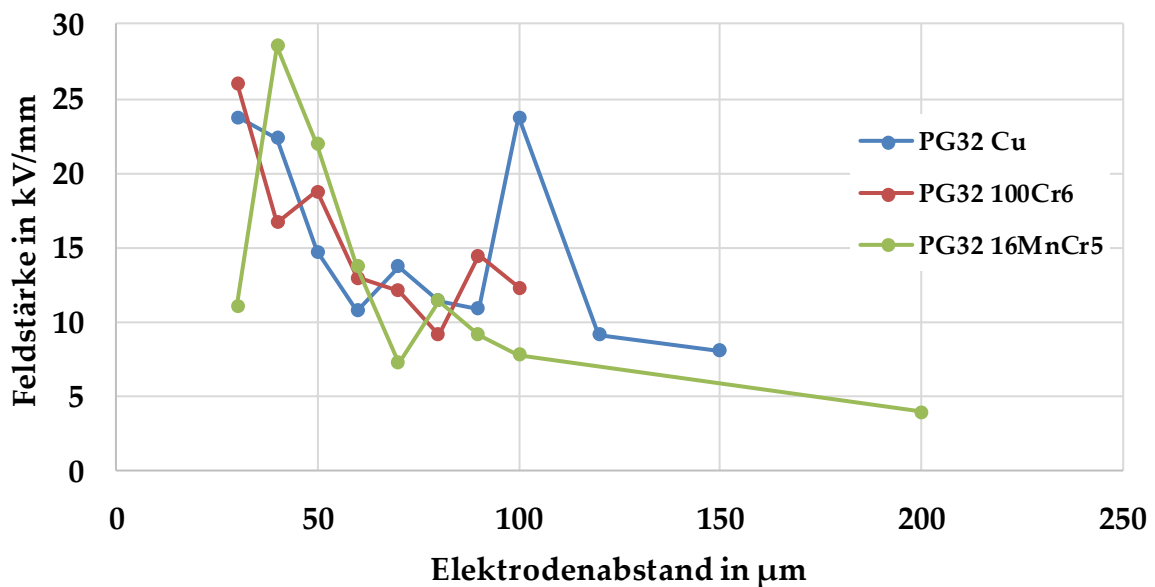


Abbildung 5-9: Mittlere kritische Feldstärke bei PG32 und verschiedenen Elektrodenmaterialien

Eine Übersicht über alle gemessenen Öle beim Einsatz der Kupferelektroden gibt Abbildung 5-10. Die kritischen Feldstärken schwanken dabei zwischen 6,5 kV/mm und 24 kV/mm, liegen aber je nach Öl im Mittel bei 12 kV/mm bis 17 kV/mm.

Kritische Feldstärke in Abhängigkeit vom Elektrodenabstand

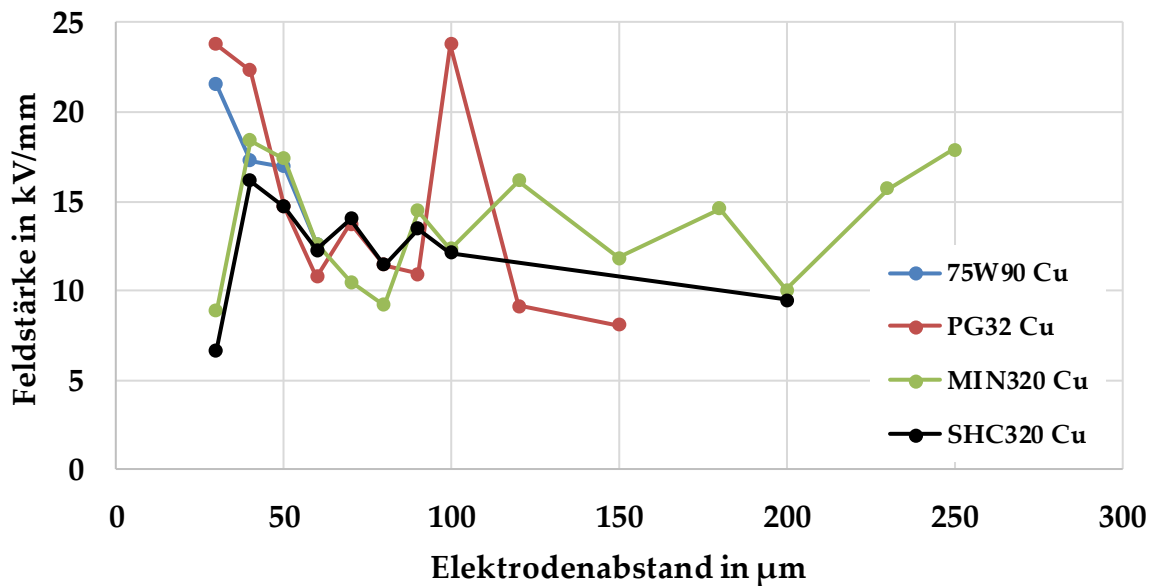


Abbildung 5-10: Mittlere kritische Feldstärke bei verschiedenen Ölen und Elektrodenabständen

Eine deutliche Erhöhung der Durchschlagfestigkeit bei sehr kleinen Abständen – bei Brinkmann [Bri75] und Kind [KK85] ist von 100 kV/mm bis 300 kV/mm für den μm -Bereich die Rede – konnte nicht festgestellt werden. Ein Ausbleiben dieses Effekts, der laut Brinkmann dadurch entsteht, dass sich die Ladungsträgerlawine nicht ausbilden kann [Bri75], lässt sich damit erklären, dass für die Versuche keine Elektroden mit konstantem Abstand genutzt werden, sondern kugelförmige Elektroden. Dies passt zudem auch gut zu den Ergebnissen aus anderen Arbeiten, bei denen die im Wälzkontakt maximal ertragbare Feldstärke ermittelt wurde, und die ebenfalls eher im Bereich 10 – 30 kV/mm liegt [LGB14]; [WBP15]; [Rad16]. Ähnlich wie bei den Elektrodenversuchen sind zudem die Wälzpartner ebenfalls nicht mit einem festen Abstand zueinander und zudem sind Fluid und Elektroden durch den Abwälzvorgang einer deutlich größeren Dynamik ausgesetzt. Auffällig ist jedoch, dass bei den meisten Messungen – trotz der beobachteten Schwankungen – eine Tendenz zu leicht höheren kritischen Feldstärken bis zum Elektrodenabstand 40 μm sichtbar wurde. Eine mögliche Erklärung, warum sich dieser Effekt bei 30 μm in den Messungen oft nicht fortgesetzt hat, wäre in der Bildung von Rußpartikeln zu finden, die bei solch kleinen Abständen eventuell nicht mehr durch das Verrühren des Öls abgetragen werden können. Eine tiefere Untersuchung beispielsweise durch eine Vielzahl an Messungen eines einzelnen Durchschlags mit anschließender Reinigung und Neujustierung der Elektroden war jedoch aus zeitlichen Gründen nicht möglich.

Für das im Projekt genutzte Schmierstoffmodell werden auf Basis der Messungen die in Tabelle 17 aufgeführten Werte zugrunde legt. Durch zusätzliche Messungen können diese jedoch stets erweitert werden.

Tabelle 17: Ermittelte, mittlere kritische Feldstärken

Schmierstoff	kritische Feldstärke
MIN320	13,5 kV/mm
SHC320	12,3 kV/mm
75W90	17,1 kV/mm
PG32	12,6 kV/mm

5.2 Wälzlager

5.2.1 Untersuchte Wälzlager

Im Projekt wurden Rillenkugellager 6008 und Zylinderrollenlager NJ206 untersucht. Die verwendeten Lager hatten dabei einen leitenden Käfig aus Stahlblech (6008) oder Messing (NJ206), es wurden aber auch Stichprobenversuche mit Kunststoffkäfigen durchgeführt.

In Tabelle 18 sind die wichtigsten Kenndaten der Prüflager aufgeführt.

Tabelle 18: Kenndaten der untersuchten Wälzlager

Parameter	6008	NJ206
Nenn Durchmesser	40 mm	30 mm
Außendurchmesser	68 mm	62 mm
Teilkreisdurchmesser	54 mm	46 mm
Wälzkörperdurchmesser	8 mm	9,5 mm
Anzahl Wälzkörper	12	11
Länge der Wälzkörper	-	10 mm
Lagerbreite	15 mm	16 mm
Laufbahndurchmesser Innen	46 mm	36,5 mm
Laufbahndurchmesser Außen	62 mm	55,5 mm
Rillradius Innen	4,16 mm	-
Rillradius Außen	4,24 mm	-
Innenring Borddurchmesser	-	41,1 mm
Außenring Borddurchmesser	-	52,5 mm
Axialspiel (NUP)	-	37...140 µm

5.2.2 Messungen an Rillenkugellagern 6008

Die Messungen an Rillenkugellagern weisen die größte Datenbasis auf, da die Messtechnik bereits aus vorangegangenen Projekten [KWG10]; [Wit16] vorhanden war. Eine Übersicht über die untersuchten Schmierstoffe und Lastfälle liefert Tabelle 19.

Tabelle 19: Durchgeführte (X) Messungen für Rillenkugellager 6008

Öl \ Belastungsart	axial	radial	kombiniert	Anmerkung
SHC320	X	X	X	
MIN320	X	X	X	
75W90	X	X	X	
Alvania	X	X	X	
Retinax	X		X	
Alvania Fett	X	X	X	
75W90	-	X	-	Isolierter Käfig, nur 1 Laststufe
Drehzahlen	[100, 200, 400, 600, 800, 1000, 1000, 2000, 3000, 4000, 5000, 6000] min ⁻¹			Drehzahl 1000 min ⁻¹ doppelt aufgrund historisch gewachsener Messprotokolle

Bei einer Messreihe wurde stets das gesamte Drehzahlkennfeld geprüft. Fehlt dieser Wert in einer Auswertung, so konnten keine Kapazitätskennwerte aus den ermittelten Ladekurven bestimmt werden. Lückenhafte Verläufe sind daher gleichzeitig ein Indiz für Prüfbedingungen mit einem ungünstigen Schmierzustand.

In Tabelle 20 bis Tabelle 22 sind die aus der LAGER2 Rechnung ermittelten Lasten der einzelnen Versuche aufgeführt. Auf die sonst bei Lagerversuchen oft genutzte Zuordnung der Versuchsreihen über Pressungen oder Last/Tragzahl Verhältnisse wurde an dieser Stelle bewusst verzichtet, da mit steigender Last und der Belastungsrichtung verschiedene Effekte²⁰ zum Tragen kommen, die das Gesamtverhalten erheblich beeinflussen können. Eine Benennung der Messung anhand Kontaktpressung könnte daher an dieser Stelle zu irreführenden Vergleichen zwischen einzelnen Messreihen führen.

²⁰ Beispielsweise kann die gleiche Kontaktpressung bei einer unterschiedlichen Zahl belasteter Wälzkörper und unterschiedlichen Kontaktflächen auftreten. Die Pressung selbst hat jedoch nur einen untergeordneten Einfluss auf die Kapazität.

Tabelle 20: Über LAGER2 berechnete Versuchsparameter bei rein axialer Belastung

Last \ Kenngröße	C/P	max. Pressung IR in N/mm ²	max. Pressung AR in N/mm ²	belastete Wälzkörper	Kontaktfläche IR in mm ²
50 N	147,6	648,4	618,3	12	0,50076
100 N	75,7	806,5	769,3	12	0,77508
500 N	18,9	1313,5	1254,7	12	2,06076
1000 N	10,9	1606	1535,7	12	3,08592
2000 N	6,3	1953,4	1870,7	12	4,57704

Tabelle 21: Über LAGER2 berechnete Versuchsparameter bei rein radialer Belastung (Last pro Lager ist stets die Hälfte des angegebenen Werts)

Last \ Kenngröße	C/P	max. Pressung IR in N/mm ²	max. Pressung AR in N/mm ²	belastete Wälzkörper	Kontaktfläche IR in mm ²
50 N	672	692,1	657,5	3	0,0655
100 N	336	814,7	774	3	0,11528
500 N	67,2	1253,4	1190,9	3	0,35981
1000 N	33,6	1540,3	1463,4	3	0,57575
2000 N	16,8	1890,7	1796,3	5	1,01532

Tabelle 22: Über LAGER2 berechnete Versuchsparameter bei kombinierter Belastung mit 50 N Axiallast und variabler Radiallast

Last \ Kenngröße	C/P	max. Pressung IR in N/mm ²	max. Pressung AR in N/mm ²	belastete Wälzkörper	Kontaktfläche IR in mm ²
50 N + 50 N	131,5	697	664,7	12	0,49925
100 N + 50 N	118,5	741,4	707	12	0,49469
500 N + 50 N	66,2	1181,5	1124,9	5	0,42053
1000 N + 50 N	33,6	1523,7	1448,5	5	0,61193
2000 N + 50 N	16,8	1886,3	1792,4	5	1,02359

Axiale Lasten

Die Messungen mit rein axialer Belastung sind auszugsweise in Abbildung 5-11 bis Abbildung 5-13 dargestellt. Die Grafiken zeigen dabei jeweils die gemessenen Kapazitäten aus 50 Ladekurven pro Betriebspunkt.

An den Grafiken ist deutlich zu erkennen, dass insbesondere bei höheren Temperaturen die Anzahl an verwertbaren Messungen stark einbricht. Für die beiden Temperaturen 20 °C und 40 °C gibt es dagegen eine recht große Anzahl an Messergebnissen. Für die Vergleiche mit den Berechnungen zum Ende dieses Abschnitts hin werden daher hauptsächlich die beiden niedrigen Temperaturniveaus herangezogen.

In den Messungen zeigen sich mehrere Effekte:

- 1) Mit steigender Temperatur steigt die Kapazität
- 2) Mit steigender Temperatur gibt es oft keine verwertbaren Kurven
- 3) Mit steigender Drehzahl fällt die Kapazität erst und steigt anschließend wieder
- 4) Bei sehr geringen und sehr hohen Drehzahlen gibt es oft keine verwertbaren Kurven

Der erste Effekt lässt sich auf die mit steigender Temperatur sinkende Viskosität und damit auch sinkende Schmierfilmdicke zurückführen und passt auch zu den Ergebnissen in [WKT10]; [Wit16]. Die ebenfalls mit steigender Temperatur kleiner werdende Dielektrizitätszahl (Kapitel 5.1) würde zwar eine Reduktion der Kapazität bewirken, ist aber vom Effekt her deutlich kleiner. Das Absinken der Viskosität stellt zudem auch die Erklärung des zweiten Effekts dar, da durch die geringere Viskosität kein trennender Schmierfilm aufgebaut werden kann.

Das Absinken der Kapazität mit steigender Drehzahl ist zunächst auf die größer werdende hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit zurückzuführen, die zu einem Anstieg der Schmierfilmdicke und damit zu einem Absinken der Kapazität führt. Die wieder ansteigende Kapazität bei höheren Drehzahlen deutet auf einen Starvation Effekt hin, wie er beispielsweise von Baly [Bal05] beschrieben wird. Dabei kann der Schmierstoff nicht schnell genug in den Kontakt nachfließen, wodurch sich ein Schmierfilm mit geringerer Dicke aufbaut, als er nach den in Kapitel 2.3.3 vorgestellten Formeln berechnet wird.

Der vierte Effekt ist auf die im Bereich geringer Drehzahlen wirkende, geringe hydrodynamische Geschwindigkeit zurückzuführen, die noch keinen trennenden Schmierfilm im Kontakt aufbauen kann. Dies passt dazu, dass bei geringen Drehzahlen vorrangig mit der geringsten Temperatur Messwerte erzielbar waren, da in diesem Bereich die höhere Viskosität die fehlende Geschwindigkeit ausgleicht. Bei hohen Drehzahlen tritt eine Kombination der vorherigen Effekte auf. Während bei geringen Temperaturen der Starvation Effekt einsetzt, kann dieser bei höheren Temperaturen verringert werden, da das warme Öl besser in den Kontakt nachfließen kann.

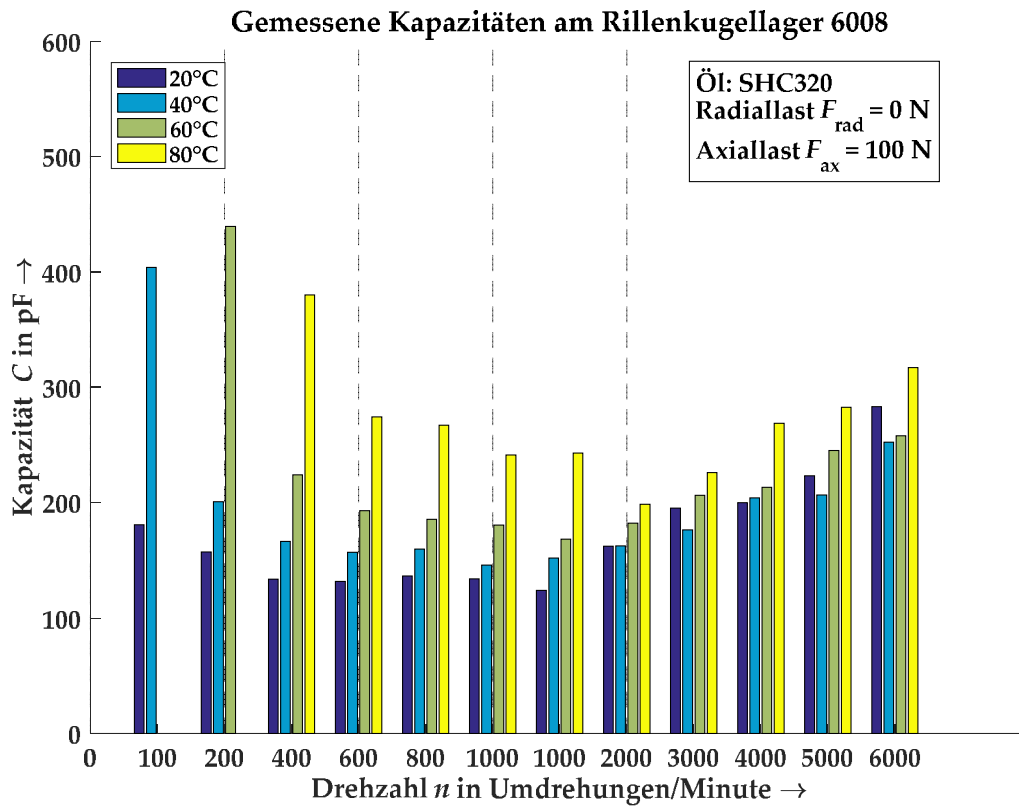


Abbildung 5-11: 6008: Gemessene Kapazitäten bei 100 N Axiallast und dem Öl SHC320

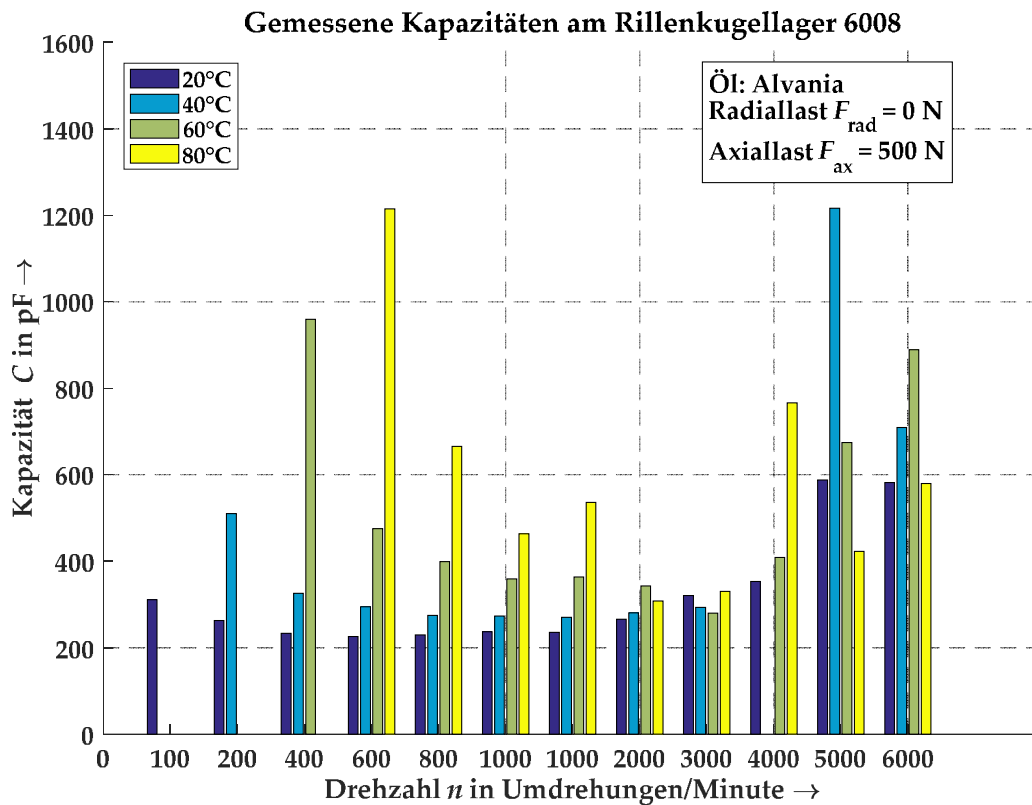


Abbildung 5-12: 6008: Gemessene Kapazitäten bei 500 N Axiallast und dem Öl Alvania

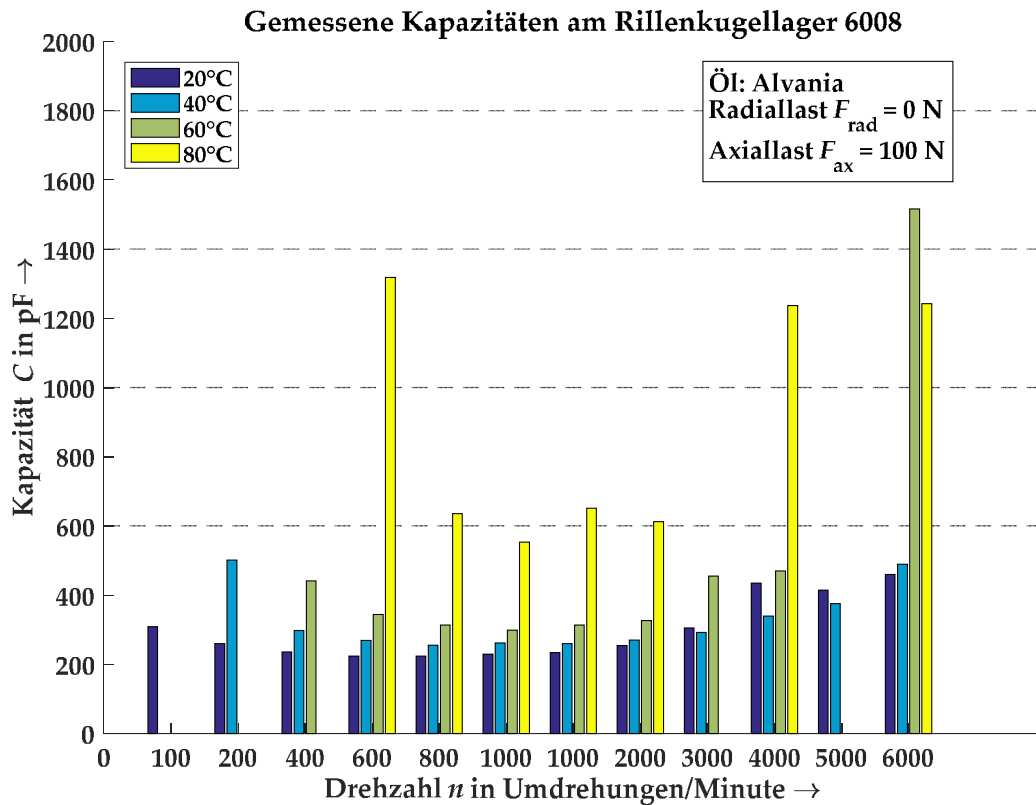


Abbildung 5-13: 6008: Gemessene Kapazitäten bei 100 N Axiallast und dem Öl Alvania

In Abbildung 5-14 ist für das Öl SHC320 der Einfluss der Belastungshöhe auf die Kapazität anhand der Messreihe bei 20 °C dargestellt. Dabei ist zu erkennen, dass mit steigender Belastung die Kapazität ebenfalls ansteigt. Dies lässt sich auf die Größe der Kontaktfläche des EHD-Kontakts zurückführen, die bei steigender Last zu einer vergrößerten Kapazität führt. Ein Blick in Tabelle 20 zeigt, dass die Kontaktfläche am Innenring von 0,41 mm² bei 50 N Axiallast auf 3,74 mm² bei 2000 N Axiallast ansteigt. Mit steigender Drehzahl wird dieser Unterschied zunächst geringer und anschließend wieder stärker. Dies lässt sich damit erklären, dass der Anteil der Hertzschen Fläche an der Kapazität mit steigender Schmierfilmdicke und damit auch mit steigender Drehzahl geringer wird. Bei hohen Drehzahlen sinkt durch den Starvation Effekt die Filmdicke wieder und der Unterschied zwischen den Lasten wird wieder größer.

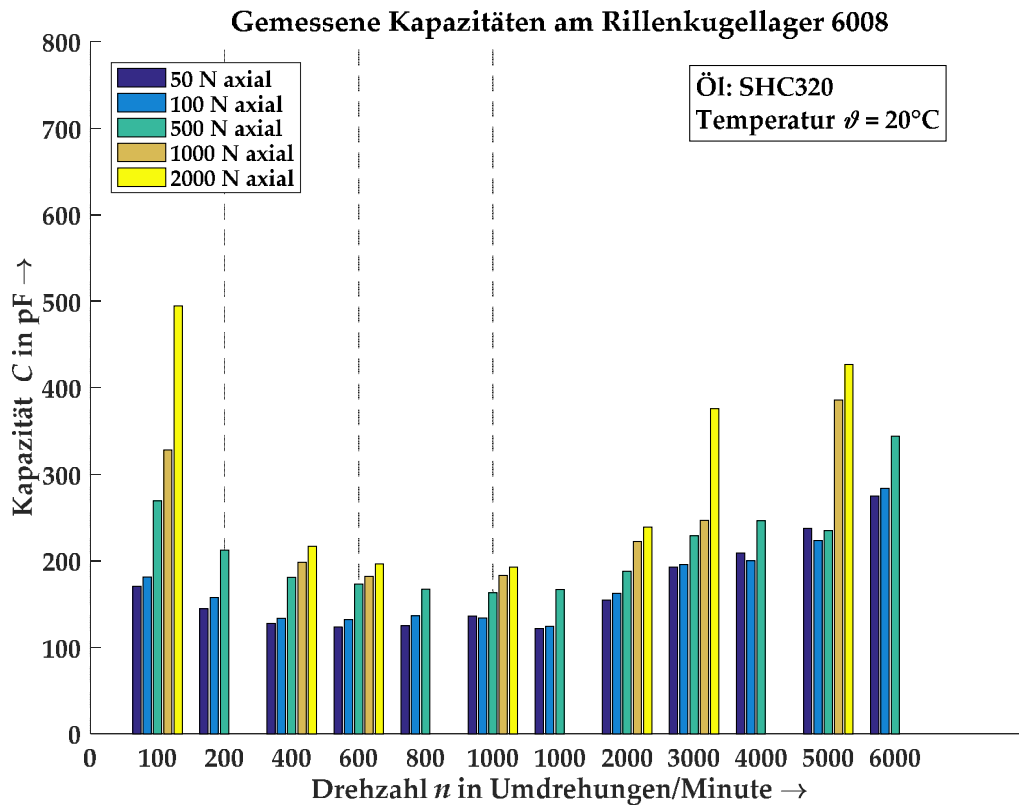


Abbildung 5-14: 6008: Einfluss der Belastung auf die Kapazität bei rein axialer Belastung

Radiale Lasten

Die Messungen mit reinen Radiallasten sind auszugsweise in Abbildung 5-15 und Abbildung 5-16 zu sehen. Ähnlich zu den Messungen mit axialen Lasten, zeigt sich auch in diesen Messungen, dass bei kleinen Drehzahlen häufig nur bei niedrigen Temperaturen stabil Messungen der Lagerkapazität möglich sind. Es ist ebenfalls ein Anstieg der Kapazität mit der Temperatur zu erkennen und ein ähnliches Verhalten über dem Drehzahlverlauf. Die Erklärung für dieses Verhalten ist analog zu den Axiallasten in der Temperaturabhängigkeit der Viskosität und im Starvation Effekt zu finden.

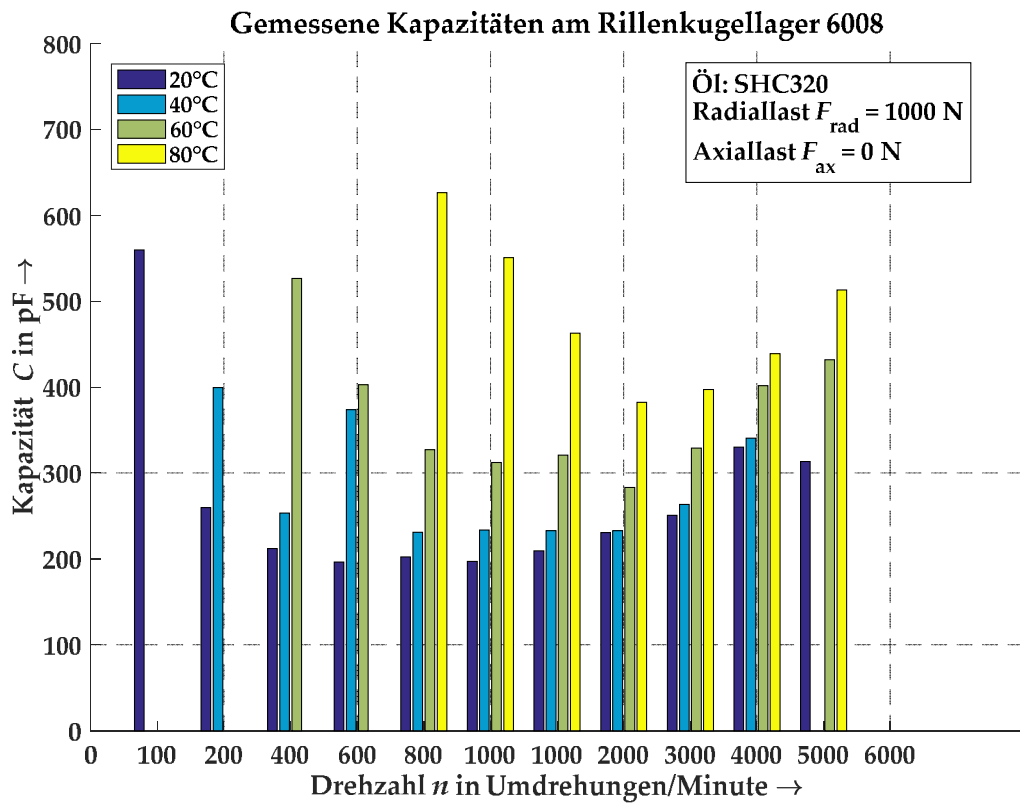


Abbildung 5-15: 6008: Gemessene Kapazitäten bei 2000 N Radiallast auf der Prüfwellen bzw. 1000 N Radiallast im Lager und dem Öl SHC320

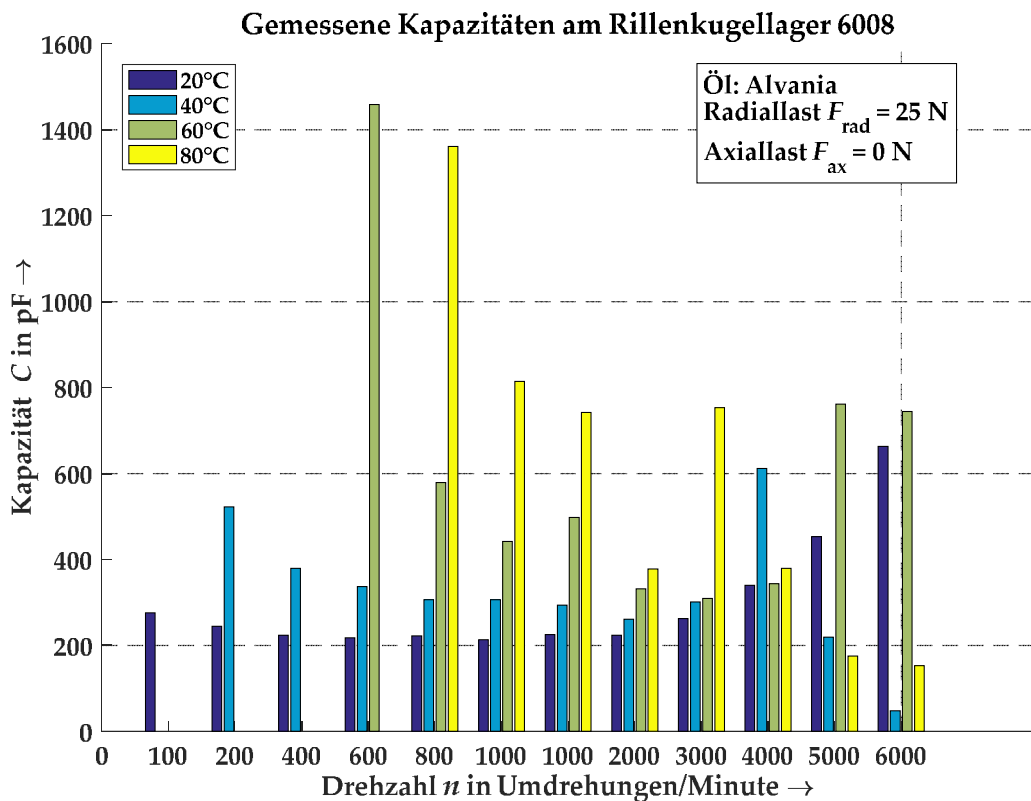


Abbildung 5-16: 6008: Gemessene Kapazitäten bei 50 N Radiallast auf der Prüfwellen bzw. 25 N Radiallast im Lager und dem Öl Alvania

Kombinierte Lasten

Die Messungen unter kombinierter Last mit konstant 50 N Axiallast und variabler Radiallast sind auszugsweise in Abbildung 5-17 und Abbildung 5-18 zu sehen. Auch hier kann das Verhalten der vorherigen Messungen grundsätzlich bestätigt werden.

Ein Unterschied zu den Axiallasten findet sich in der Lastabhängigkeit der Kapazität, die für kombinierte Belastung beispielsweise in Abbildung 5-19 dargestellt ist. Der bei Axiallasten deutliche Einfluss ist bei der kombinierten Belastung nicht so stark ausgeprägt. Eine Erklärung dazu findet sich auch hier in den Kontaktflächen (siehe Tabelle 22), die in deutlich geringerem Maße ansteigen als bei den Axiallasten.

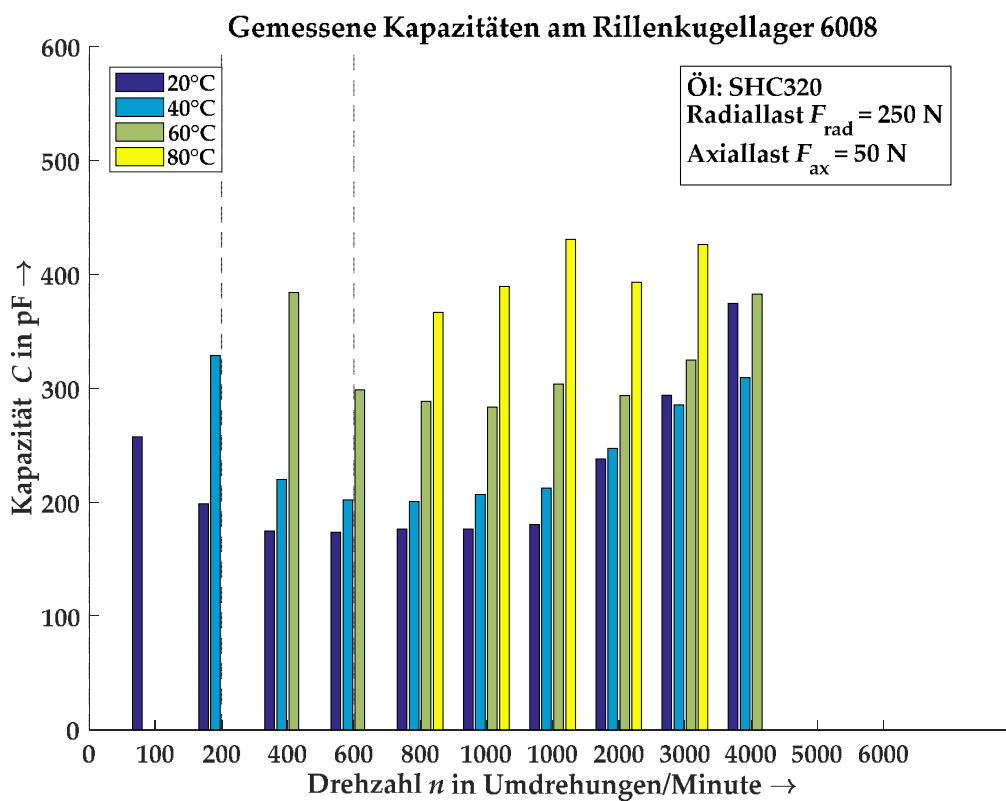


Abbildung 5-17: 6008: Gemessene Kapazitäten bei 500 N Radiallast auf der Prüfwelle bzw. 250 N Radiallast pro Lager, 50 N Axiallast und dem Öl SHC320

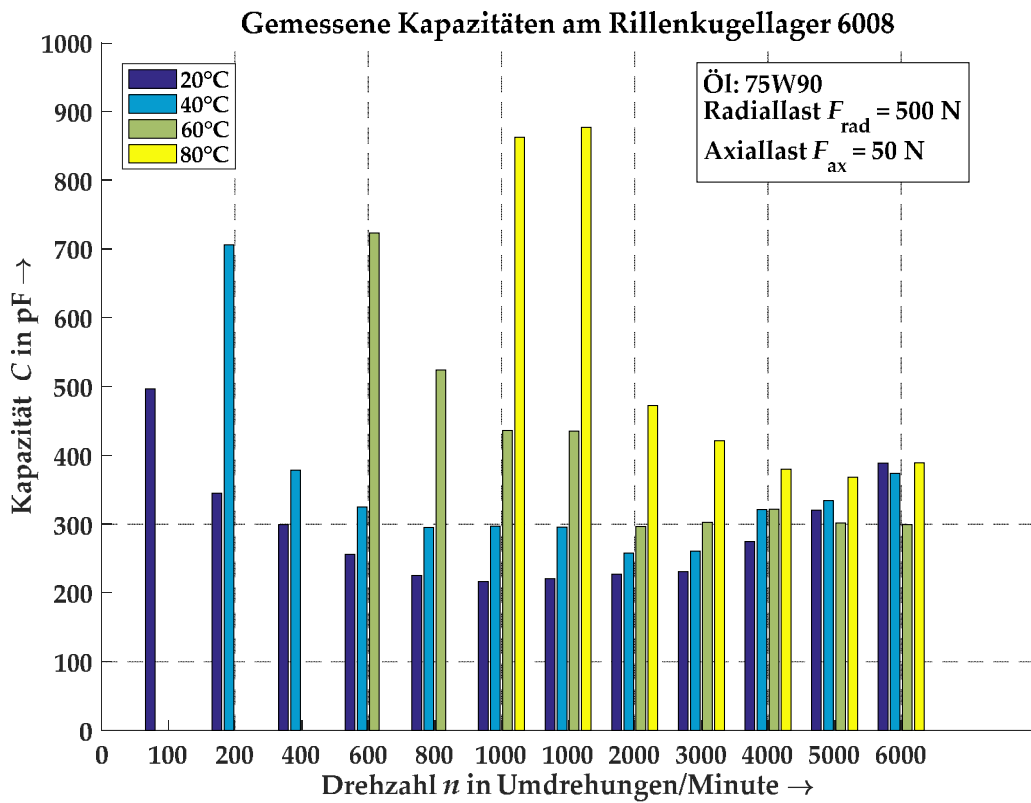


Abbildung 5-18: 6008: Gemessene Kapazitäten bei 1000 N Radiallast auf der Prüfwelle bzw. 500 N Radiallast pro Lager, 50 N Axiallast und dem Öl 75W90

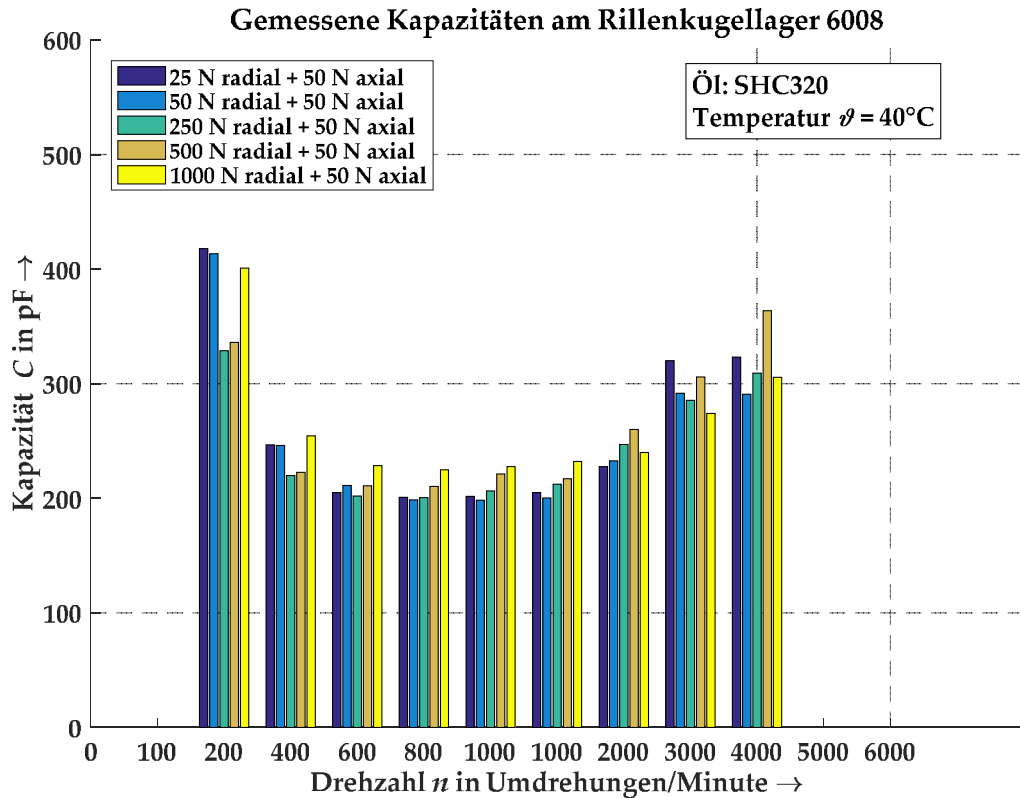


Abbildung 5-19: 6008: Einfluss der Belastung auf die Kapazität bei rein kombinierter Belastung mit 50 N axialer Grundlast

Einfluss der Schmierungsart

Der Einfluss der Schmierungsart auf den Starvation Effekt wurde durch eine gezielte Schmierung mit Öllanzen untersucht. Dabei wird das Öl direkt mit einer Lanze zwischen Innenring und Außenring gespritzt, so dass der Schmierstoff zur Laufbahn gelangt (Details zum Prüfstands Aufbau in [WP14]).

In Abbildung 5-20 und Abbildung 5-21 ist der Verlauf der Kapazität bei Einspritzschmierung dargestellt. Dabei zeigt sich, dass der Starvation Effekt der Tauchschmierung kaum noch sichtbar ist. Erst bei sehr hohen Drehzahlen im Bereich 6000 min^{-1} zeigen sich ersten Anzeichen von einem beginnenden Starvation Effekt. Ein weiterer Effekt ist, dass durch die gute Schmierstoffversorgung und dem resultierenden Schmierfilm der Einfluss der Last nur noch äußerst gering ist, da der Anteil der Hertzschen Fläche an der Gesamtkapazität abnimmt.

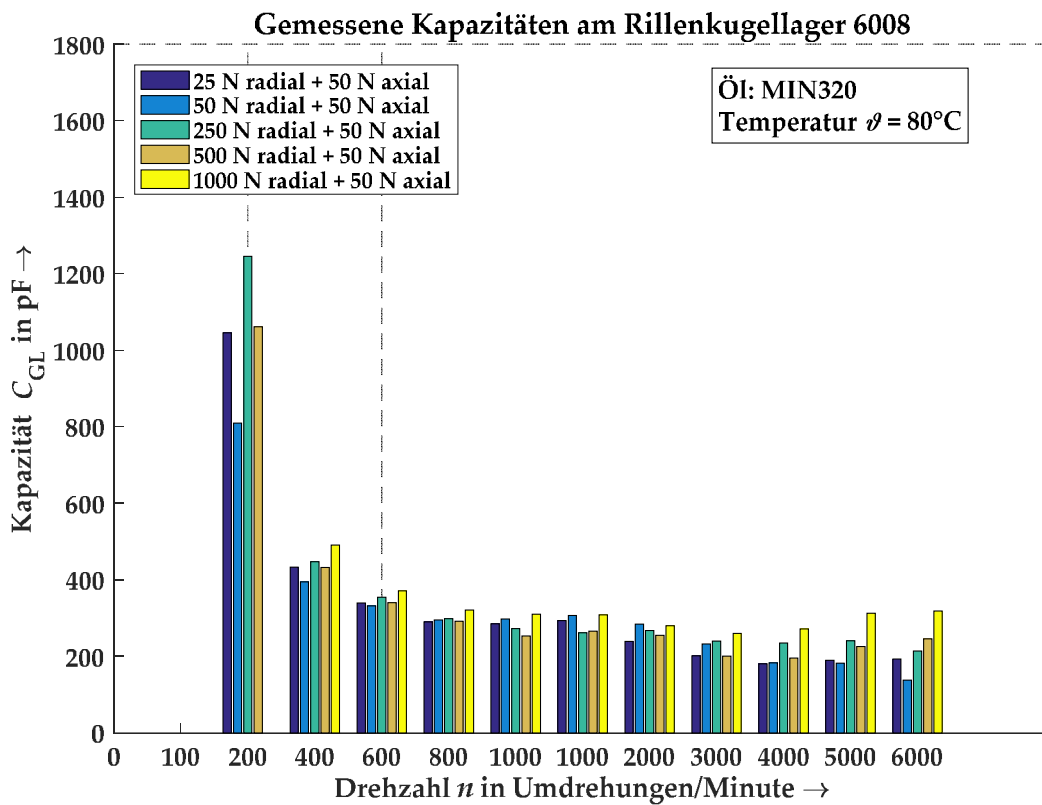


Abbildung 5-20: 6008: Kapazitätsverlauf bei Einspritzschmierung beim Öl MIN320 und $80 \text{ }^\circ\text{C}$

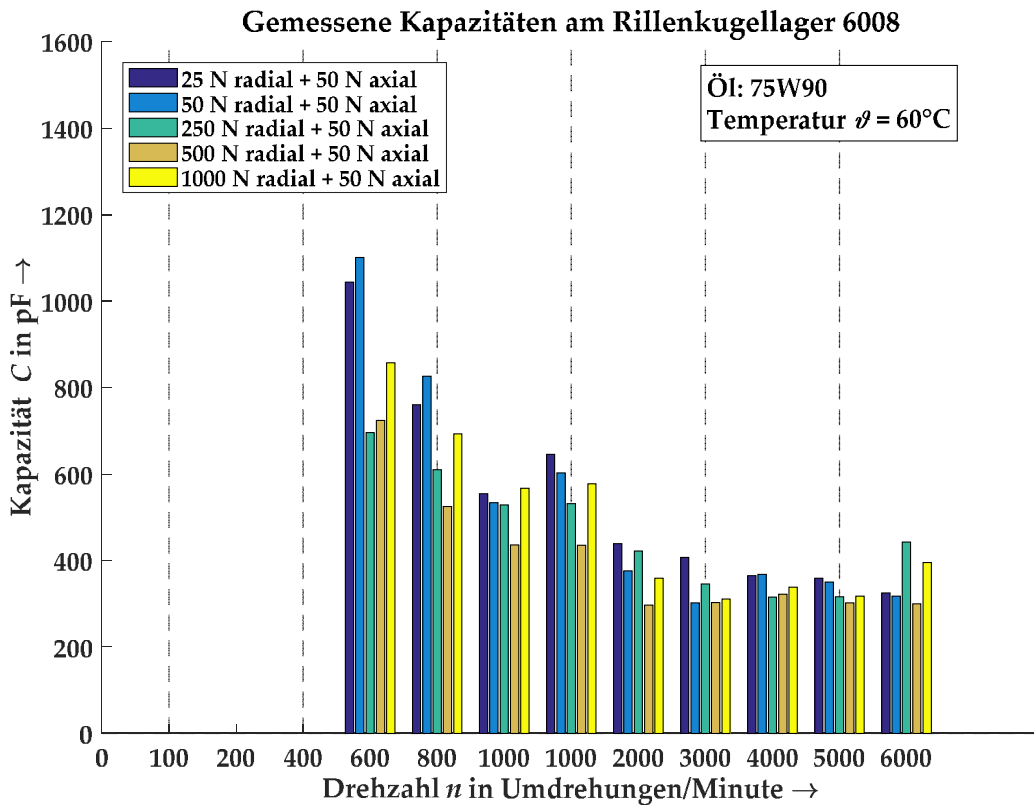


Abbildung 5-21: 6008: Kapazitätsverlauf bei Einspritzschmierung beim Öl 75W90 und 60 °C

Vergleich mit den berechneten Werten

In Abbildung 5-22 bis Abbildung 5-24 sind beispielhaft die gemessenen und berechneten Kapazitäten für die untersuchten 6008 Lager dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass bei rein radialen Lasten die Kapazität extrem unterschätzt wird, während es bei axialer Belastung zu einem Überschätzen bei niedrigen Geschwindigkeiten und Unterschätzen bei hohen Geschwindigkeiten kommt. Der Grund dafür liegt in dem verwendeten konstanten k_c Faktor von 3,5. Bei radialer Belastung wirkt der Faktor ausschließlich auf die belasteten Wälzkörper, wodurch der Randzoneneinfluss der unbelasteten Wälzkörper nicht berücksichtigt wird. Bei axialer Belastung kommt die Abweichung durch den von Jablonka et al. [JGB12] untersuchten Effekt, dass bei dünnen Schmierfilmen die Hertzsche Kapazität den Großteil der Gesamtkapazität stellt, weshalb hier ein konstanter Faktor zu große Kapazitäten generiert. Dennoch ist der Faktor 3,5 bei axialer Belastung in dem untersuchten Bereich eine gute Näherung.

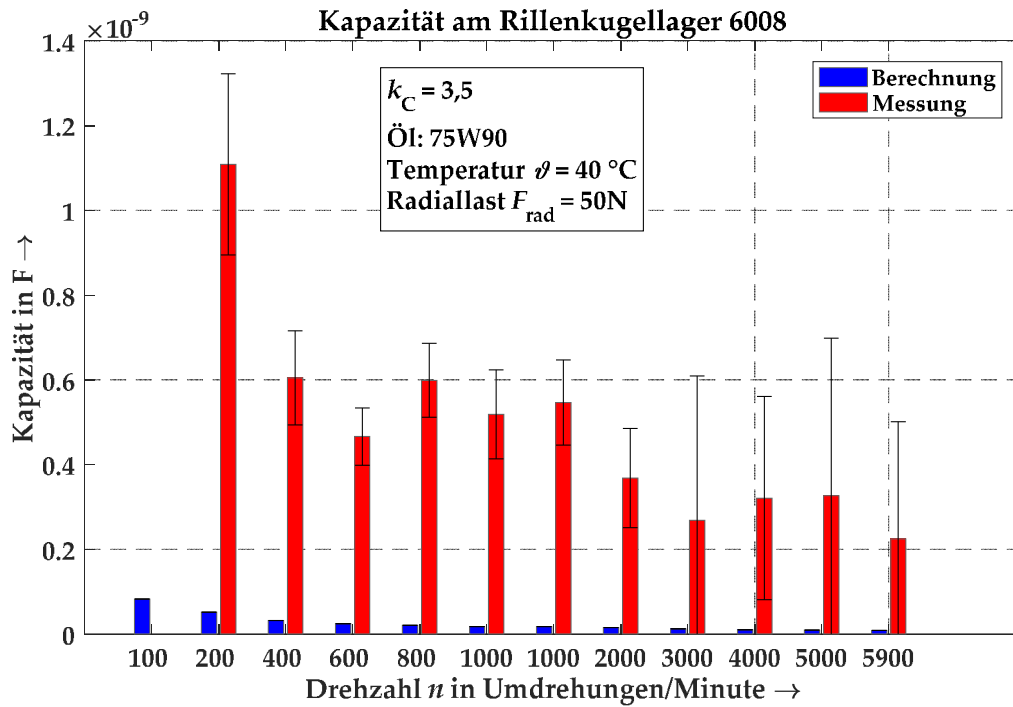


Abbildung 5-22: 6008: Vergleich der Kapazitäten aus Messung und Schmierfilmdickenberechnung bei rein radialer Belastung. Der k_C -Faktor beträgt 3,5 und wirkt nur auf die belasteten Wälzkörper. Schmierstoff 75W90 bei 40 °C; Belastung 100 N Radiallast auf der Prüfwellen bzw. 50 N pro Wälzlager.

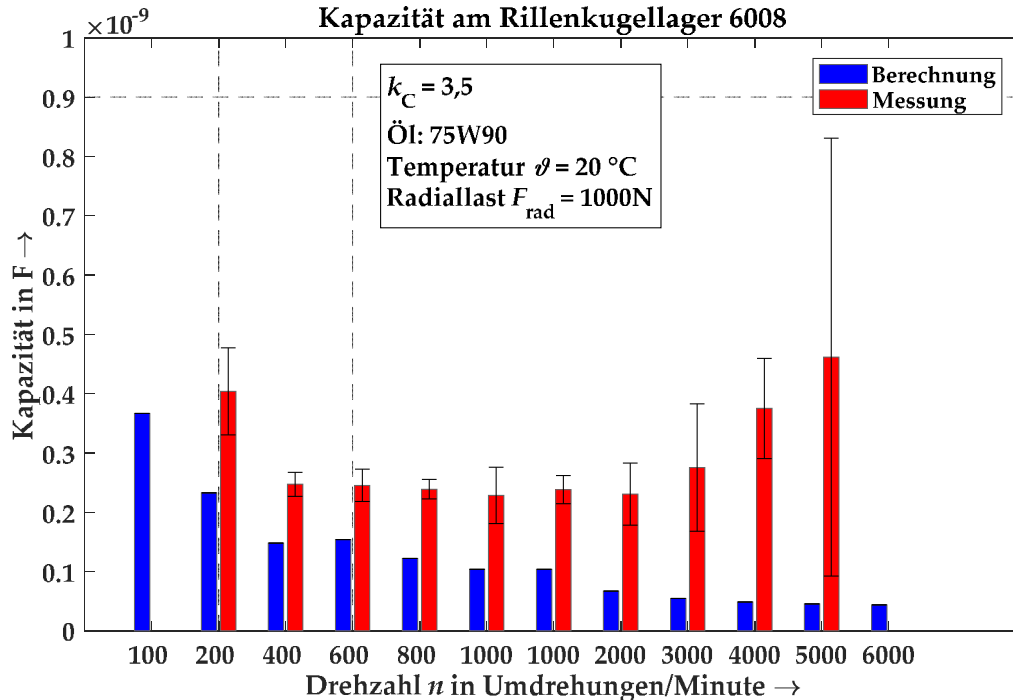


Abbildung 5-23: 6008: Vergleich der Kapazitäten aus Messung und Schmierfilmdickenberechnung bei rein radialer Belastung. Der k_C -Faktor beträgt 3,5 und wirkt nur auf die belasteten Wälzkörper. Schmierstoff 75W90 bei 20 °C; Belastung 2000 N Radiallast auf der Prüfwellen bzw. 1000 N pro Wälzlager.

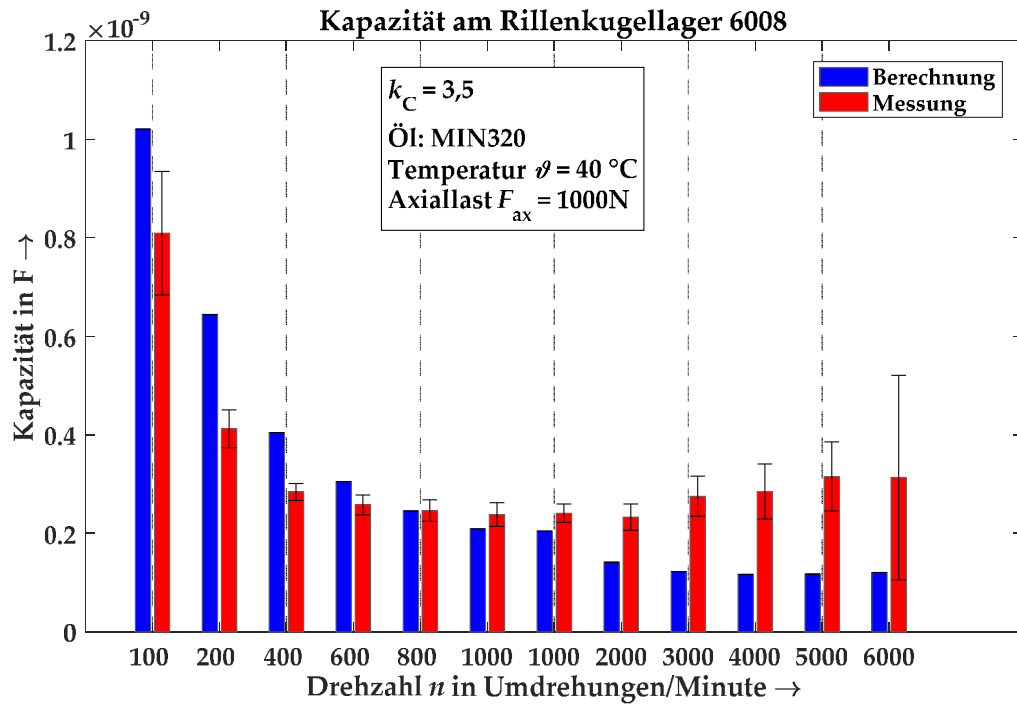


Abbildung 5-24: 6008: Vergleich der Kapazitäten aus Messung und Schmierfilmdickenberechnung bei rein axialer Belastung. Der k_c -Faktor beträgt 3,5 und wirkt nur auf die belasteten Wälzkörper, was bei Axiallast auf alle Wälzkörper zutrifft. Schmierstoff MIN320 bei 40 °C; Belastung 1000 N Axiallast.

Zur Korrektur wird daher ein von der Schmierfilmdicke abhängiger Korrekturfaktor aus den Messdaten ermittelt. Dazu wird das Verhältnis aus berechneter Kapazität der Hertzschen Kontaktzone ($k_c = 1$) zur gemessenen Kapazität über der rechnerischen Schmierfilmdicke aufgetragen. Um keine Störeinflüsse aus dem Starvation Effekt zu bekommen, wird dies nur bis zu den Bereichen der Messungen durchgeführt, in denen aufgrund der sinkenden Kapazität noch keine Starvation vorliegt. Der dabei ermittelte Verlauf, der für die Axialbelastung 2000 N bei verschiedenen Schmierstoffen in Abbildung 5-25 dargestellt ist, zeigt deutlich, dass das Verhältnis von gemessener zu berechneter Kapazität mit steigendem Schmierfilm ansteigt. Durch die Punkte lässt sich eine Ausgleichsfunktion legen, die für den hier betrachteten Bereich gut durch eine Geradengleichung beschreibbar ist. Da das Verhalten unabhängig von den genutzten Schmierstoffen und damit auch von den der Rechnung und Messung zugrundeliegenden Viskositäten und Druck-Viskositäts-Koeffizienten ist, kann vermutet werden, dass das Verhältnis ausschließlich von der Schmierfilmdicke abhängt. Der häufig in der Literatur genutzte Wert $k_c = 3,5$ ist ebenfalls Teil der Ausgleichskurve und bestätigt damit sowohl die Vorgehensweisen von Barz [Bar96] und Baly [Bal05], als auch die Erkenntnisse von Jablonka et al. [JGB12]. Die deutlichsten Abweichungen der Messwerte von der Ausgleichsgerade finden sich im Bereich sehr kleiner Schmierfilmdicke, was sich durch die beginnende Mischreibung erklären lässt. Der nur schwer exakt abzubildende Einfluss der Rauheit bewirkt leicht eine große Über- oder Unterschätzung der Kapazität, wodurch es zu der starken Streuung kommen kann.

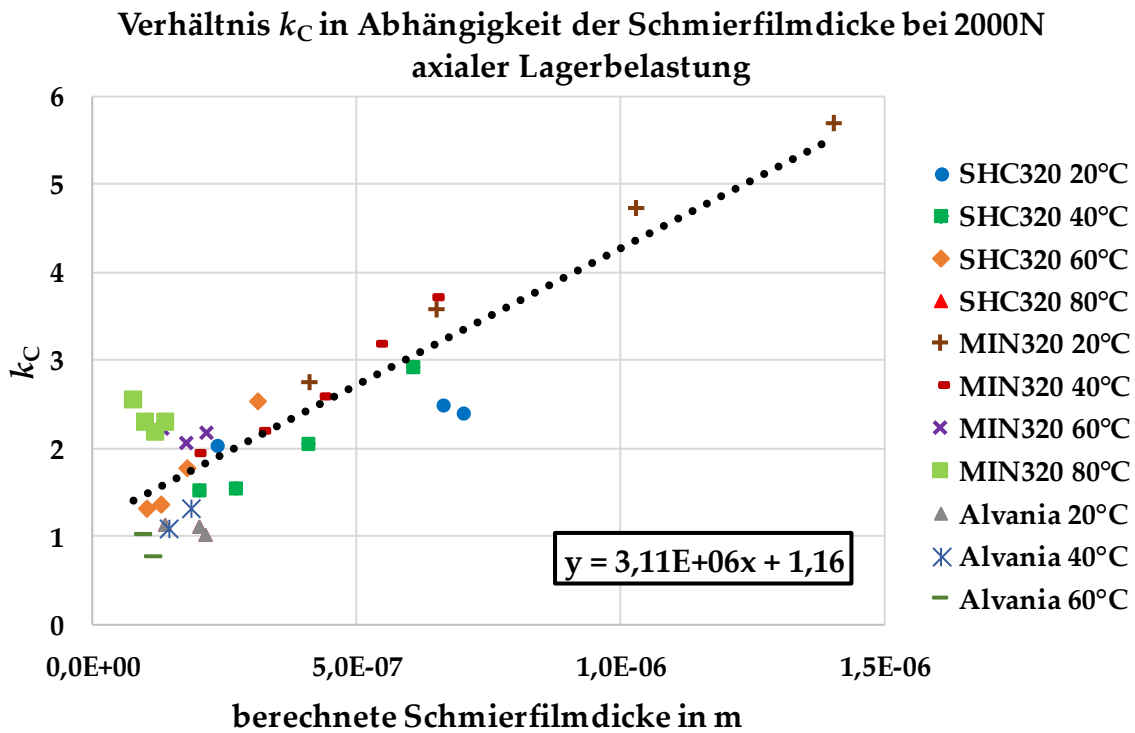


Abbildung 5-25: Verhältnis von gemessener Kapazität und berechneter Kapazität in Abhängigkeit von der Schmierfilmdicke (Lager 6008, 2000 N Axiallast).

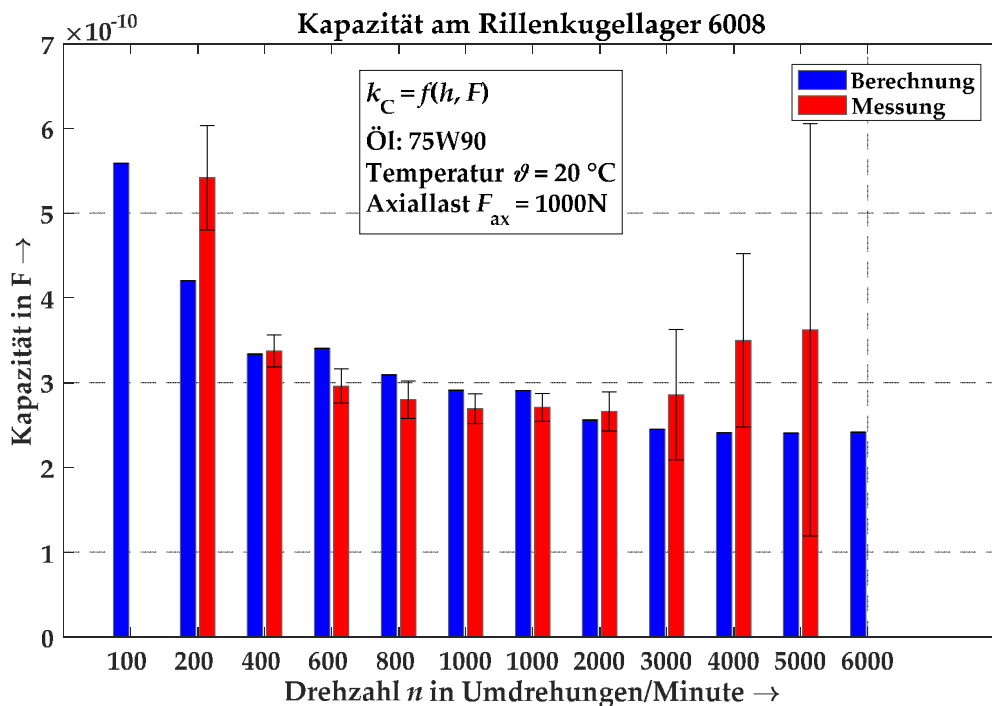


Abbildung 5-26: 6008: Vergleich der Kapazitäten aus Messung und Schmierfilmdickenberechnung bei rein axialer Belastung. Der k_C -Faktor berücksichtigt die Schmierfilmdicke, die Belastung und damit die Anzahl der belasteten Wälzkörper. Schmierstoff 75W90 bei 20 °C; Belastung 1000 N Axiallast.

Verwendet man diesen Korrekturfaktor in der Berechnung, so ergibt sich für den Bereich bis zum Einsetzen des Starvation-Effekts eine gute Übereinstimmung. Diese gilt auch für Schmierstoffe, die nicht für die Bildung der Ausgleichskurve einbezogen wurden, wie in Abbildung 5-26 am Beispiel des Schmierstoffs 75W90 dargestellt ist.

Analog zur Belastung mit reiner Axiallast kann auch für die radiale Belastung der Verlauf über der Schmierfilmdicke aufgetragen werden. Als Bezug wird der höchstbelastete Wälzkörper gewählt, da anders als beim axial belasteten Fall nicht alle Wälzkörper gleich hoch belastet sind. In Abbildung 5-27 ist dies für die Belastung der Prüfwellen mit 2000 N Radiallast aufgetragen, was einer Lagerbelastung von 1000 N entspricht. Es ist deutlich zu sehen, dass das Verhältnis zwischen berechneter und gemessener Kapazität viel größere Werte annimmt als im axial belasteten Fall. Dennoch zeigt sich auch dort eine deutliche Abhängigkeit von der Schmierfilmdicke, die unabhängig vom gewählten Schmierstoff ist. Die großen Werte für k_c lassen sich damit erklären, dass lediglich die belasteten Wälzkörper in die Berechnung der Hertzschen Kapazität einfließen, während die gemessene Kapazität natürlich auch die unbelasteten Wälzkörper enthält. Mit steigender Last wächst die Anzahl der belasteten Wälzkörper und zudem steigt auch die Schiefstellung und Deformation der Welle und der Lagerringe, wodurch es in der realen Anwendung zu größeren Kapazitäten – sowohl in den unbelasteten, als auch den belasteten Bereichen – kommt.

Um dies auszugleichen wird ein zusätzlicher Korrekturfaktor für die radiale Belastung eingeführt. Dazu werden die verbleibenden Abweichungen zwischen Messung und Berechnung bei Anwendung des Korrekturfaktors für den Schmierfilm – basierend auf der 2000 N Messreihe – aufgetragen und eine Ausgleichskurve realisiert. Diese ist Abbildung 5-28 dargestellt und kann für eine kombinierte Korrektur aus Schmierfilmdicke und Belastung genutzt werden.

Beide Korrekturen zusammen ergeben eine gute Übereinstimmung der rechnerisch und messtechnisch ermittelten Verläufe über weitere Bereiche des Messbereichs, wie beispielhaft in Abbildung 5-29 und Abbildung 5-30 dargestellt ist. Deutliche Abweichungen gibt es lediglich im Bereich hoher Drehzahlen bei hoher Viskosität, da wie bereits erwähnt der Starvation-Effekt nicht in der Korrektur berücksichtigt ist. Des Weiteren gibt es Abweichungen im Bereich kleiner Schmierfilmdicken, insbesondere also bei niedrigen Drehzahlen, die auf die beginnende Mischreibung zurückzuführen sind.

Wendet man das Verfahren auf kombiniert belastete Lager an, so reicht der Korrekturfaktor für die Schmierfilmdicke aus der axialen Belastung, da durch die Axiallast alle Wälzkörper belastet sind. Wie Abbildung 5-31 und Abbildung 5-32 zeigen, ergibt sich auch für Schmierstoffe, die nicht für die Korrektur genutzt wurden, eine gute Übereinstimmung der Verläufe.

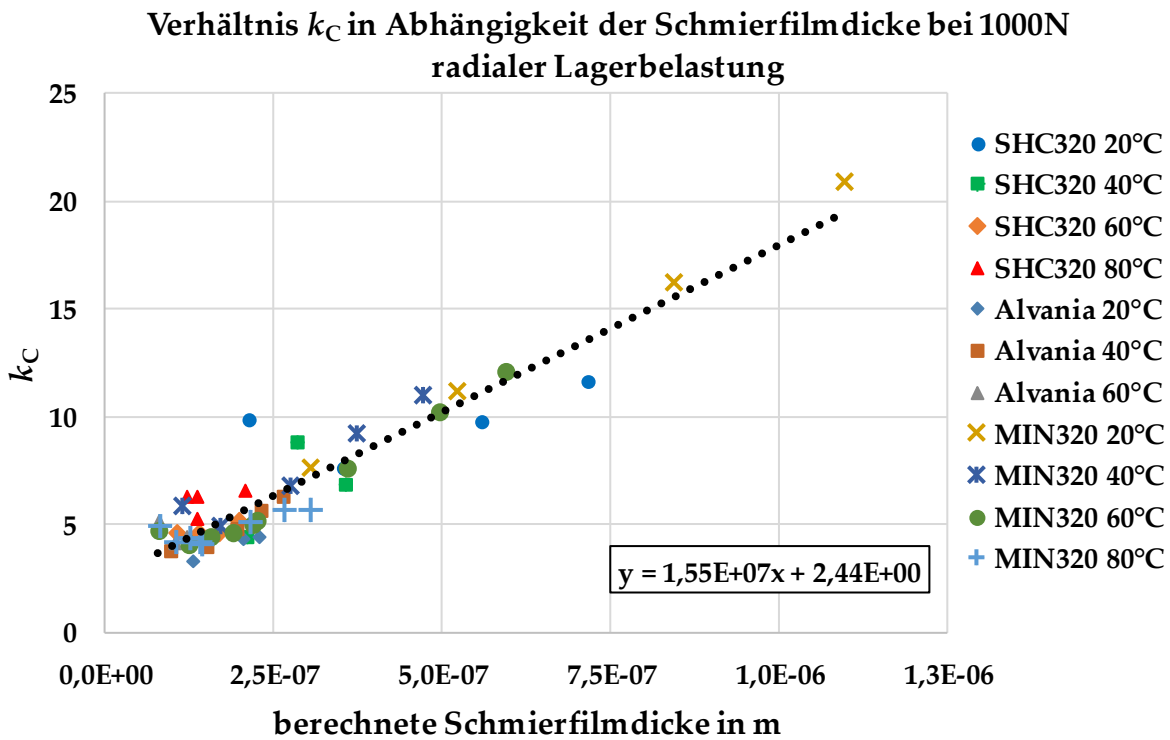


Abbildung 5-27: Verhältnis von gemessener Kapazität und berechneter Kapazität in Abhängigkeit von der Schmierfilmdicke (Lager 6008, 2000 N Radiallast als Prüflast auf der Welle bzw. 1000 N Last pro Lager).

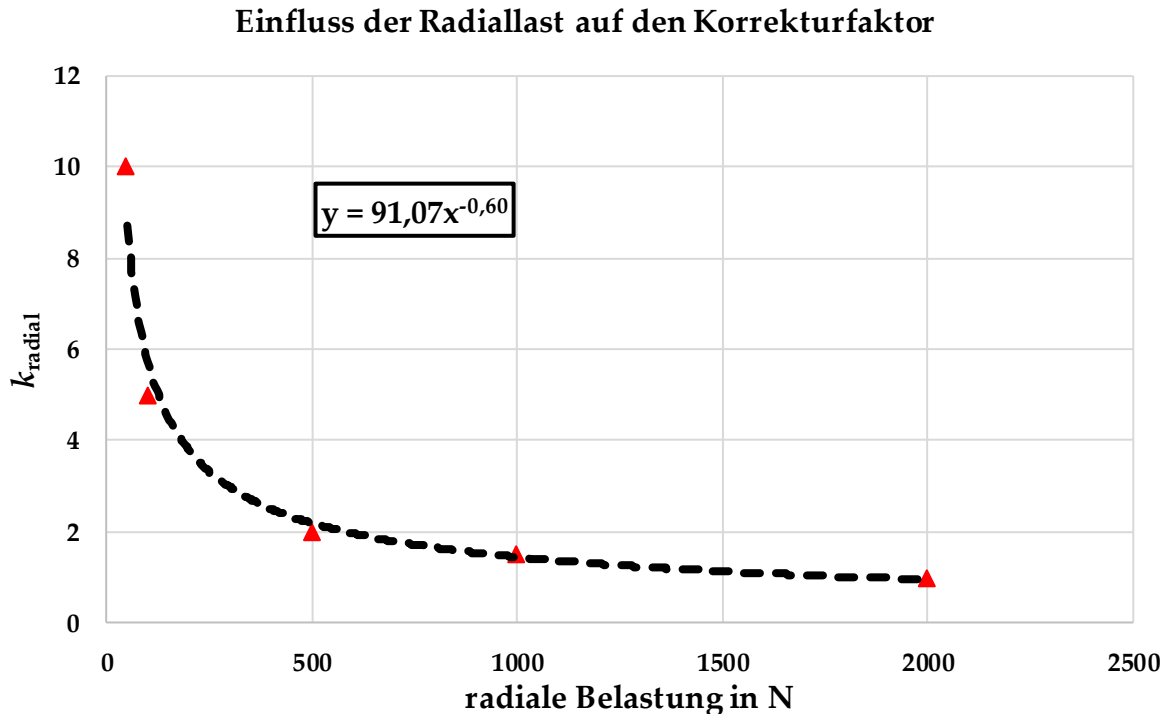


Abbildung 5-28: Umrechnungsfaktor für die radiale Belastung mit dem Ausgangspunkt bei 2000 N

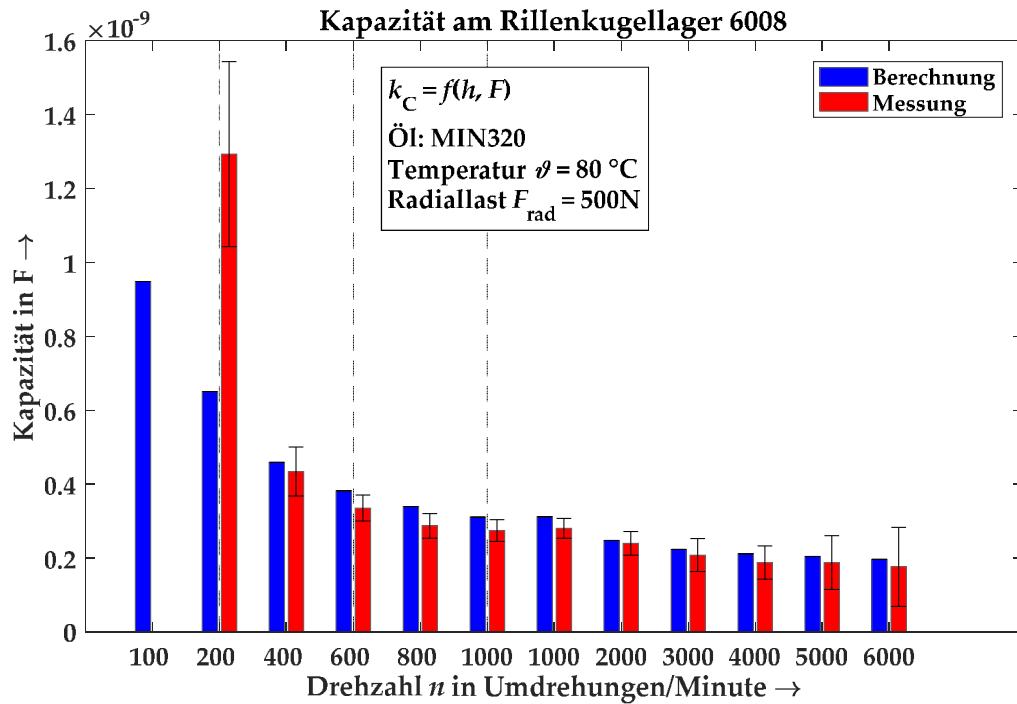


Abbildung 5-29: 6008: Vergleich der Kapazitäten aus Messung und Schmierfilmdickenberechnung bei rein radialer Belastung. Der k_C -Faktor berücksichtigt die Schmierfilmdicke und die Belastung. Schmierstoff MIN320 bei 80 °C; Belastung 1000 N Radiallast auf der Prüfwellen bzw. 500 N pro Wälzlager.

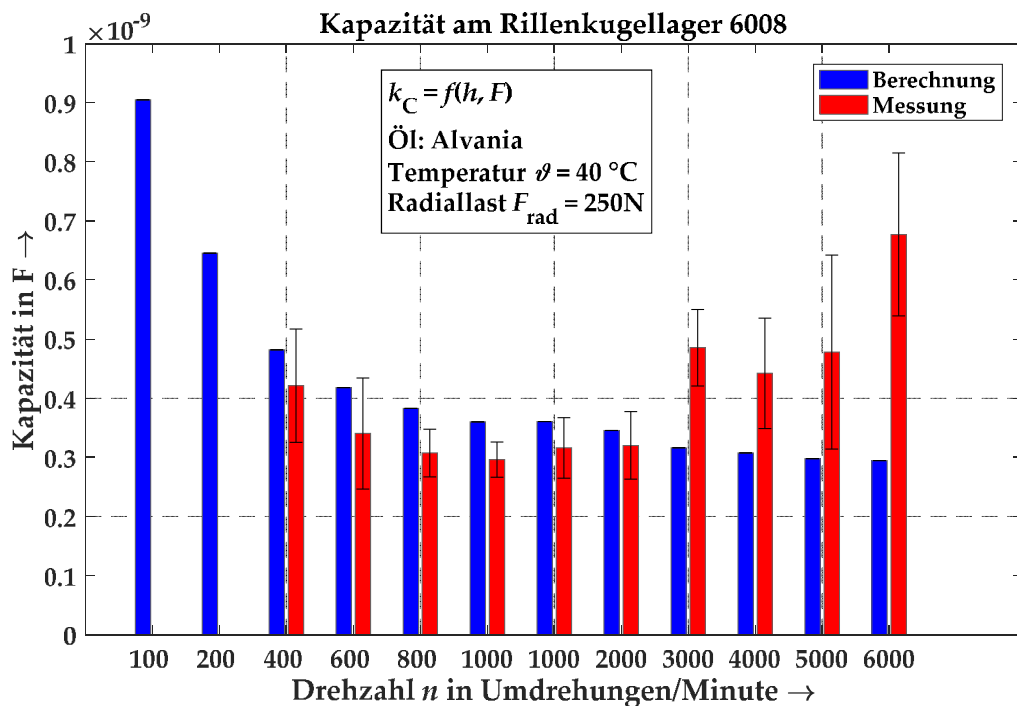


Abbildung 5-30: 6008: Vergleich der Kapazitäten aus Messung und Schmierfilmdickenberechnung bei rein radialer Belastung. Der k_C -Faktor berücksichtigt die Schmierfilmdicke und die Belastung. Schmierstoff Alvania bei 40 °C; Belastung 500 N Radiallast auf der Prüfwellen bzw. 250 N pro Wälzlager.

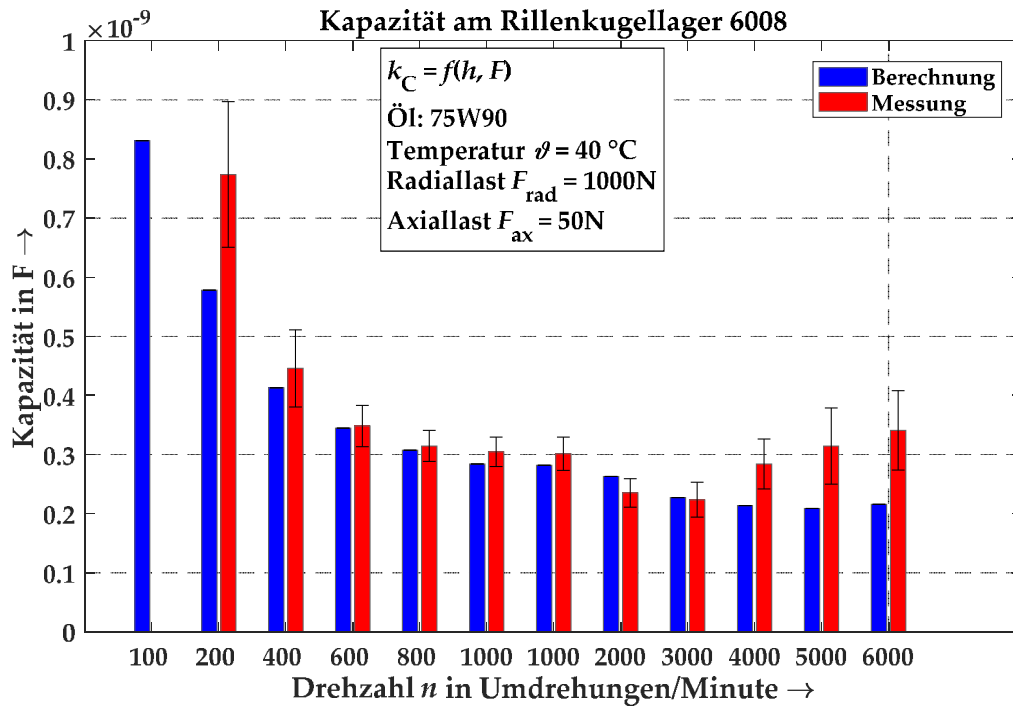


Abbildung 5-31: 6008: Vergleich der Kapazitäten aus Messung und Schmierfilmdickenberechnung bei kombinierter Belastung. Der k_C -Faktor berücksichtigt die Schmierfilmdicke und die Belastung. Schmierstoff 75W90 bei 40 °C; Belastung 2000 N Radiallast auf der Prüfwellen bzw. 1000 N pro Wälzlager und 50 N Axiallast.

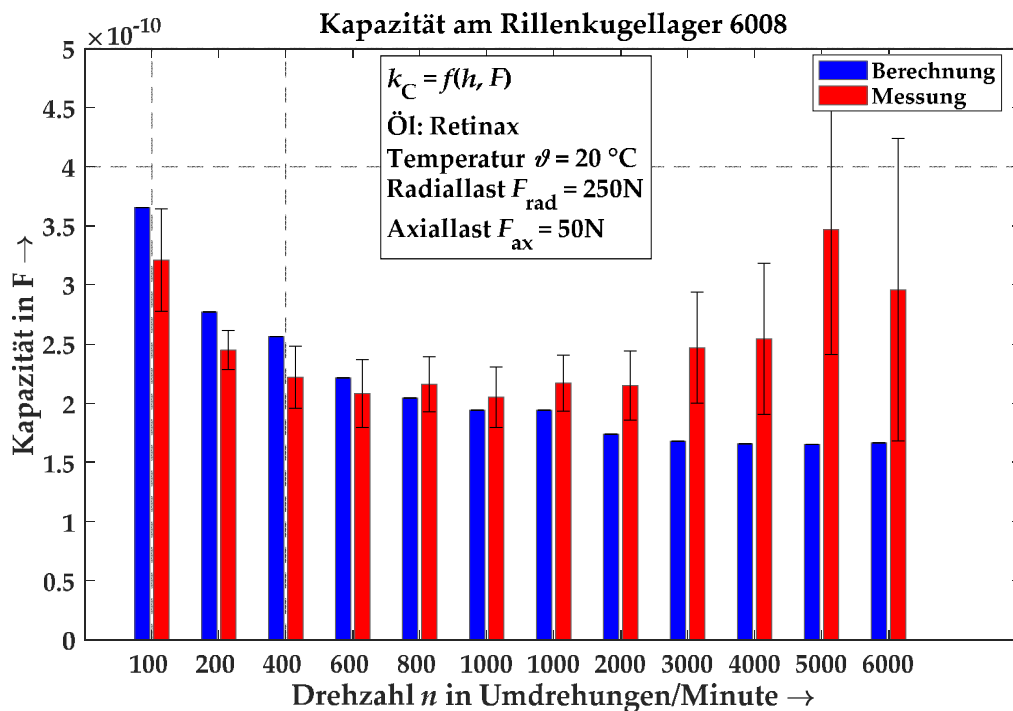


Abbildung 5-32: 6008: Vergleich der Kapazitäten aus Messung und Schmierfilmdickenberechnung bei kombinierter Belastung. Der k_C -Faktor berücksichtigt die Schmierfilmdicke und die Belastung. Schmierstoff Retinax bei 20 °C; Belastung 500 N Radiallast auf der Prüfwellen bzw. 250 N pro Wälzlager und 50 N Axiallast.

5.2.3 Messungen an Zylinderrollenlagern NJ206

Die im Projekt durchgeführten Messungen an Zylinderrollenlagern der Bauform NJ206 sind in Tabelle 23 aufgeführt. Auf rein axial belastete Messungen wurde verzichtet, da dies keinen praxisrelevanten Anwendungsfall für die Lager darstellt.

Tabelle 23: Durchgeführte (X) Messungen für Zylinderrollenlager NJ206

Öl \ Belastungsart	rein radial	kombiniert	Anmerkung
MIN320	-	X	
75W90	X	X	
Alvania	-	-	
Retinax	X	X	
75W90	X	X	Isolierter Käfig, nur wenige Laststufen

In Tabelle 24 und Tabelle 25 sind die aus der LAGER2 Rechnung ermittelten Lasten der einzelnen Versuche aufgeführt.

Tabelle 24: Über LAGER2 berechnete Versuchsparameter bei rein radialer Belastung (Last pro Lager ist stets die Hälfte des angegebenen Werts)

Last \ Kenngröße	C/P	max. Pressung IR in N/mm ²	max. Pressung AR in N/mm ²	belastete Wälzkörper
50 N	1440	339,6	281,6	2
100 N	720	424,6	351,3	2
500 N	144	712,5	588,9	2
1000 N	72	896,4	741,5	2
2000 N	36	1088,5	902,3	3

Tabelle 25: Über LAGER2 berechnete Versuchsparameter bei kombinierter Belastung mit 50 N Axiallast und variabler Radiallast (Radiallast pro Lager ist stets die Hälfte des angegebenen Werts)

Last \ Kenngröße	C/P	max. Pressung IR in N/mm ²	max. Pressung AR in N/mm ²	belastete Wälzkörper
50 N+50 N	1438,8	478,3	401,6	11
100 N+50 N	719,9	643,3	537,7	2
500 N+50 N	144	720,7	596,2	2
1000 N+50 N	72	898,6	743,6	2
2000 N+50 N	36	1086,8	901	3

Radiale Lasten

Die Messungen mit radialer Belastung sind in Abbildung 5-33 bis Abbildung 5-35 dargestellt. Zunächst lassen sich ähnliche Effekte wie bei den Rillenkugellagern beobachten.

- 1) Mit steigender Temperatur steigt die Kapazität
- 2) Mit steigender Temperatur gibt es oft keine verwertbaren Kurven
- 3) Mit steigender Drehzahl fällt die Kapazität erst und steigt anschließend wieder
- 4) Bei sehr geringen und sehr hohen Drehzahlen gibt es oft wenig verwertbare Kurven

Die Erklärungen für diese Effekte sind analog zu den Kugellagern.

Insgesamt zeigen die Messungen an den Zylinderrollenlagern größere Schwankungen in den Messungen. Eine mögliche Erklärung dafür findet sich im Bordkontakt, der gerade im axial unbelasteten Fall keine definierten Bedingungen aufweist. Kommt es zu einem Kontakt zwischen Wälzkörper und Bord, so wird dadurch entsprechend stark die Kapazität des Lagers verändert.

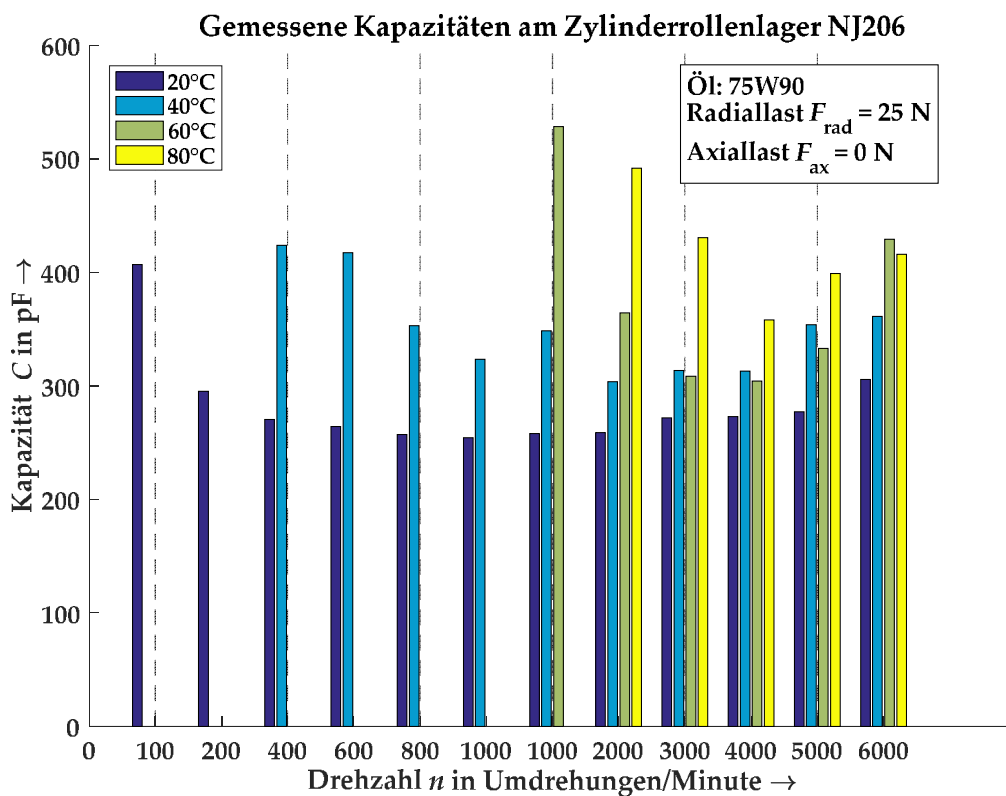


Abbildung 5-33: NJ206: Gemessene Kapazitäten bei 50 N Radiallast auf der Prüfwelle bzw. 25 N Radiallast pro Lager und dem Öl 75W90.

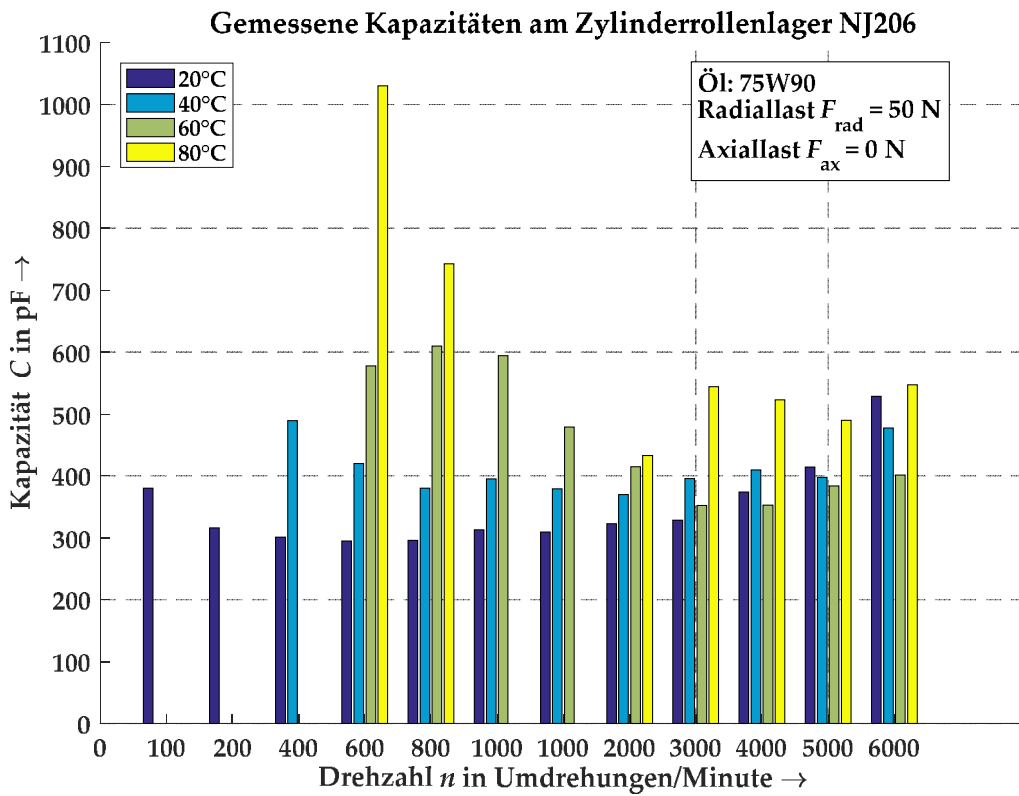


Abbildung 5-34: NJ206: Gemessene Kapazitäten bei 100 N Radiallast auf der Prüfwellen bzw. 50 N Radiallast pro Lager und dem Öl 75W90.

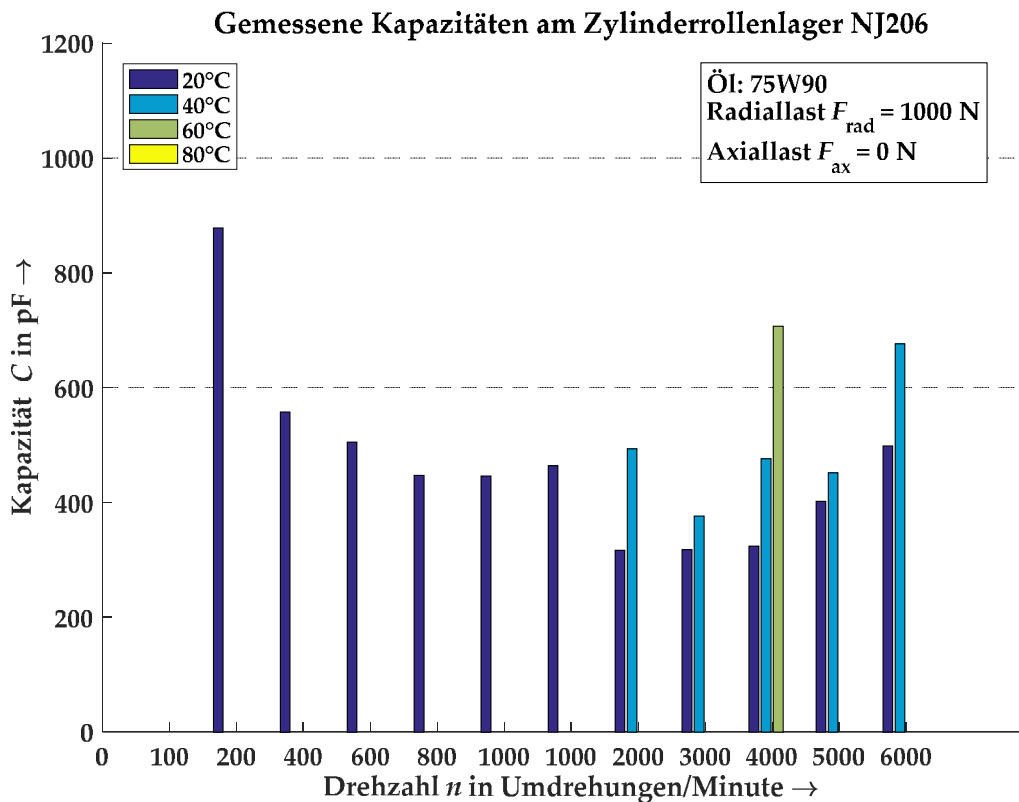


Abbildung 5-35: NJ206: Gemessene Kapazitäten bei 2000 N Radiallast auf der Prüfwellen bzw. 1000 N Radiallast pro Lager und dem Öl 75W90.

Den Einfluss der Belastungshöhe auf die Kapazität der Zylinderrollenlager stellt Abbildung 5-36 dar. Hierbei stellt sich kein so klares Bild wie bei den Messungen an Rillenkugellagern dar. Von der Tendenz her ist aber auch hier zu erkennen, dass bei niedrigen Geschwindigkeiten durch eine höhere Belastung und der damit einhergehenden größeren Hertzschen Fläche die Kapazität steigt. Bei höheren Geschwindigkeiten nimmt dieser Effekt ab und die sich einstellende Kapazität bei den verschiedenen Belastungen gleicht sich an.

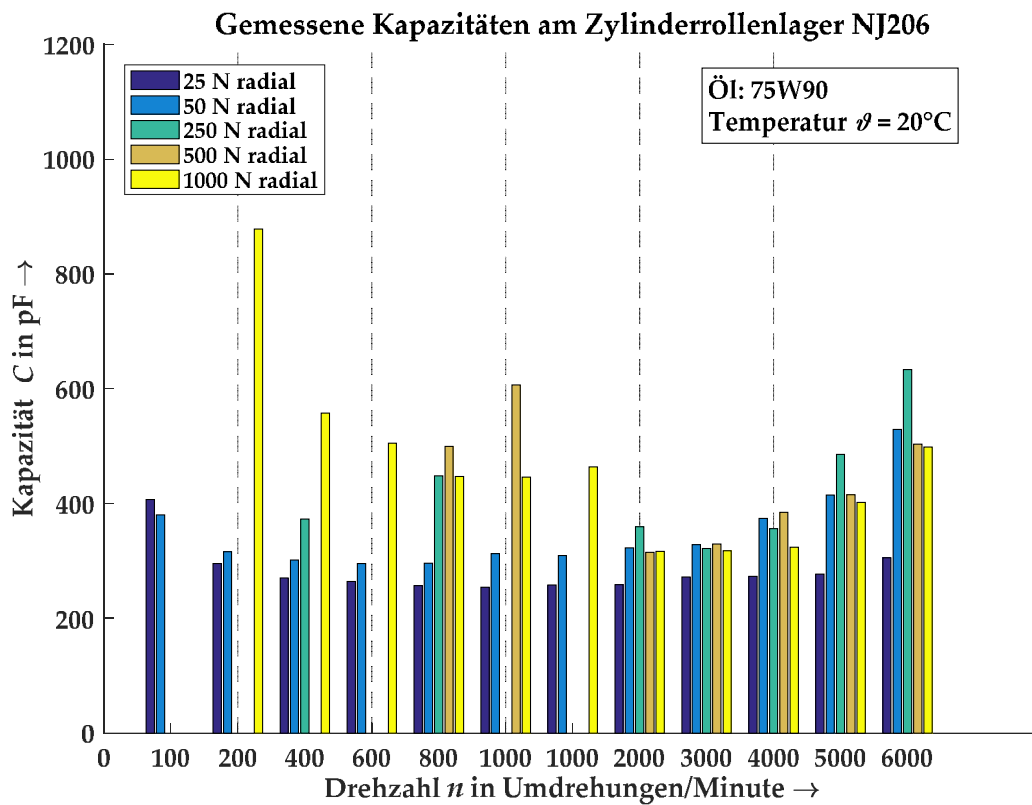


Abbildung 5-36: NJ206: Einfluss der Belastung auf die Kapazität bei rein radialer Belastung

Kombinierte Lasten

Die Messungen der Zylinderrollenlager unter einer kombinierten Belastung aus 50 N Axiallast und einer variablen Radiallast stellen Abbildung 5-50 und Abbildung 5-51 dar. Es zeigen sich ähnliche Effekte wie bei den Messungen zuvor mit einem deutlichen Starvation Effekt bei höheren Drehzahlen speziell bei niedrigen Temperaturen, einer steigenden Kapazität mit höherer Temperatur und nur wenigen verwertbaren Kurven bei geringen Geschwindigkeiten und hohen Temperaturen. Die Erklärungen lassen sich übertragen. Auffallend ist der Einfluss der Belastung in Abbildung 5-38, der über alle Drehzahlen deutlich ist. Unter der Annahme, dass nur die radial belasteten Wälzkörper auch Axialkräfte übertragen, könnte dies ein Hinweis auf die Kapazitäten am Bord sein. Bei 250 N und 500 N radialer Lagerlast bricht ab der Drehzahl 1000 min^{-1} die Kapazität ein, was durch eventuelle Kontakte einzelner Wälzkörper mit dem Innen- oder Außenringbord erklärt werden könnte.

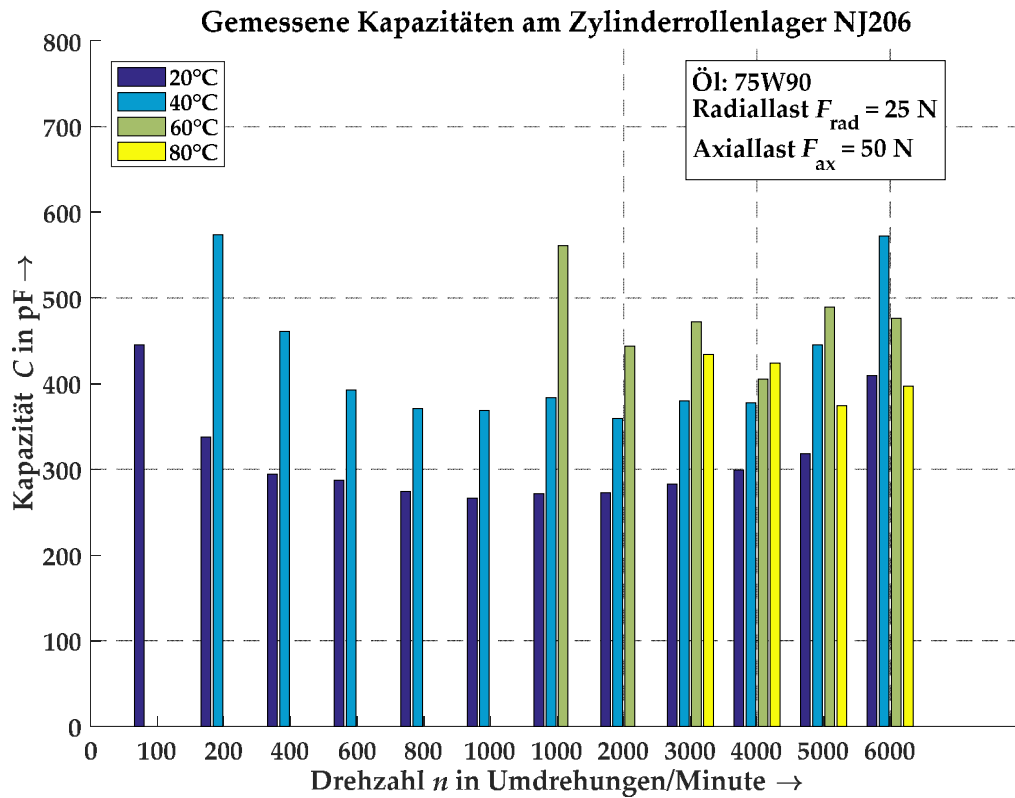


Abbildung 5-37: NJ206: Gemessene Kapazitäten bei 50 N Radiallast auf der Prüfwellen bzw. 25 N Radiallast pro Lager, 50 N Axiallast und dem Öl 75W90.

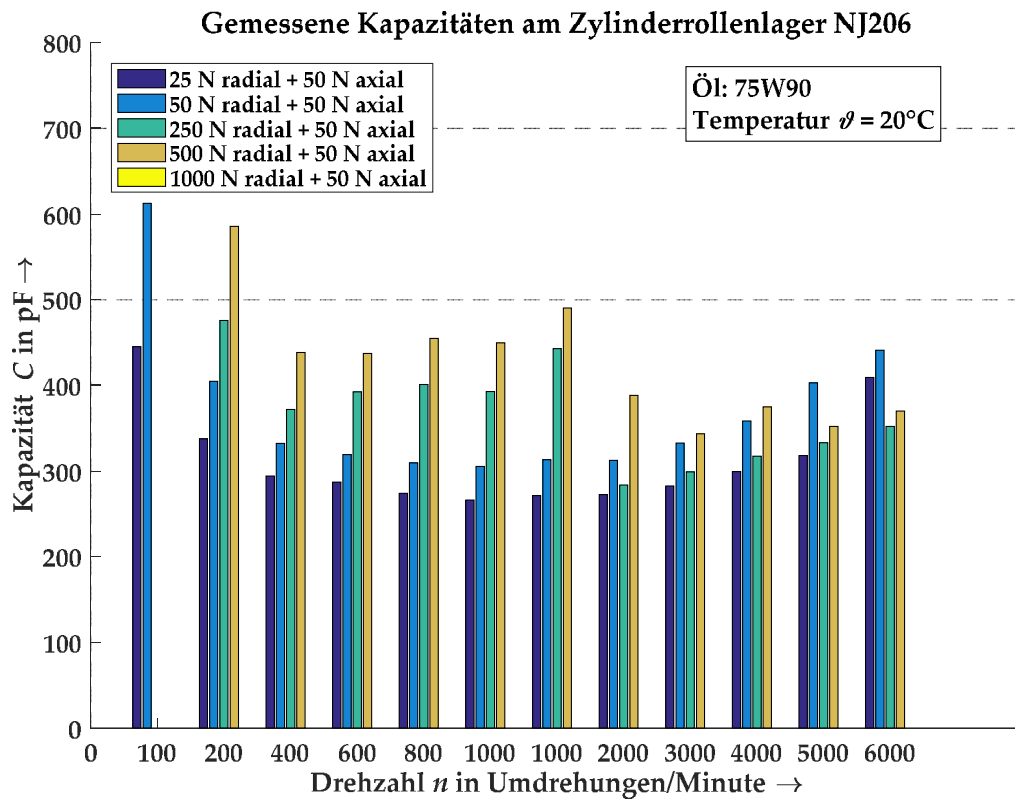


Abbildung 5-38: NJ206: Einfluss der Belastung auf die Kapazität bei rein radialer Belastung

Vergleich mit berechneten Werten

In Abbildung 5-39 bis Abbildung 5-42 sind die gemessenen und berechneten Kapazitäten für die untersuchten NJ206 Lager dargestellt. Das genutzte Modell für die Zylinderrollenlager berücksichtigt bereits einen schmierfilmdickenabhängigen Einfluss der Ein- und Auslasszone, sowie der unbelasteten Wälzkörper und zeigt insgesamt eine gute Übereinstimmung in den Bereichen, in denen noch kein Starvation Effekt auftritt. Zusätzliche Anpassungen des Modells wie bei den Rillenkugellagern sind daher nicht notwendig.

Der Vergleich von Abbildung 5-40 und Abbildung 5-41 zeigt, dass der Einfluss der Temperatur auf die Schmierfilmdicke und damit die Kapazität korrekt und in der richtigen Größenordnung abgebildet wird. Der insbesondere bei zähflüssigen Ölen und niedrigen Temperaturen auftretenden Starvation Effekt wird in Abbildung 5-42 sehr deutlich. Im Bereich mittlerer Drehzahlen stimmen die berechnete und die gemessene Kapazität gut überein. Bei höheren Geschwindigkeiten weichen die Werte dann jedoch deutlich voneinander ab, da die Theorie eine weitere Erhöhung der Schmierfilmdicke vorhersagt, die sich aber nicht einstellt, da das Öl nicht schnell genug in den Kontakt fließen kann.

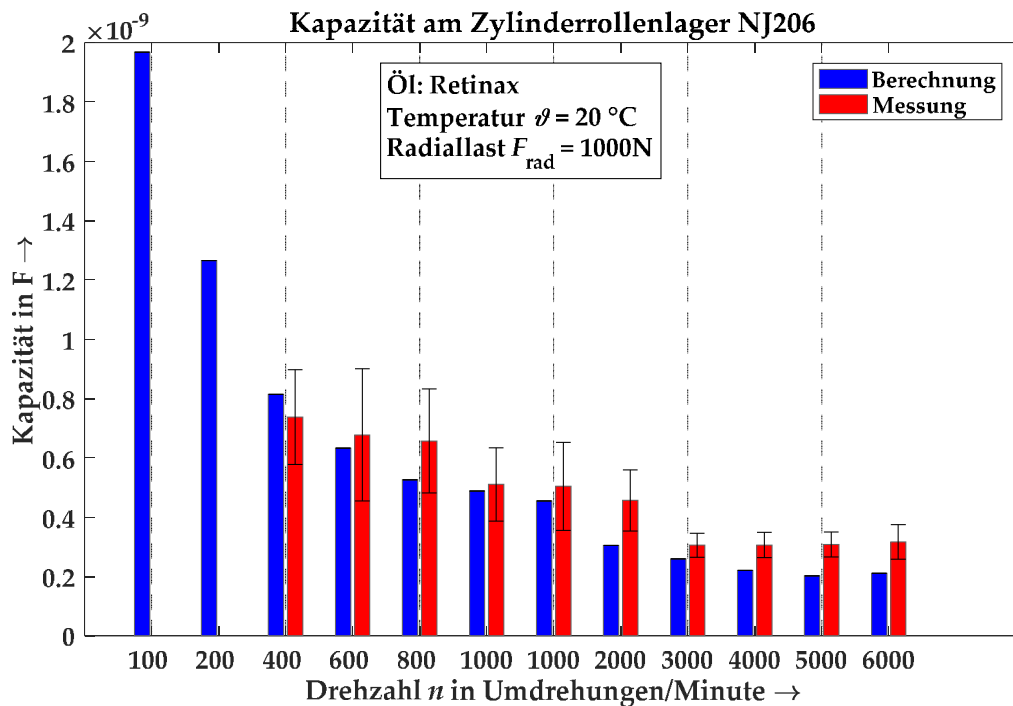


Abbildung 5-39: NJ206: Vergleich der Kapazitäten aus Messung und Schmierfilmdickenberechnung bei rein radialer Belastung. Schmierstoff Retinax bei 20 °C; Belastung 2000 N Radiallast auf der Prüfwelle bzw. 1000 N pro Wälzlager

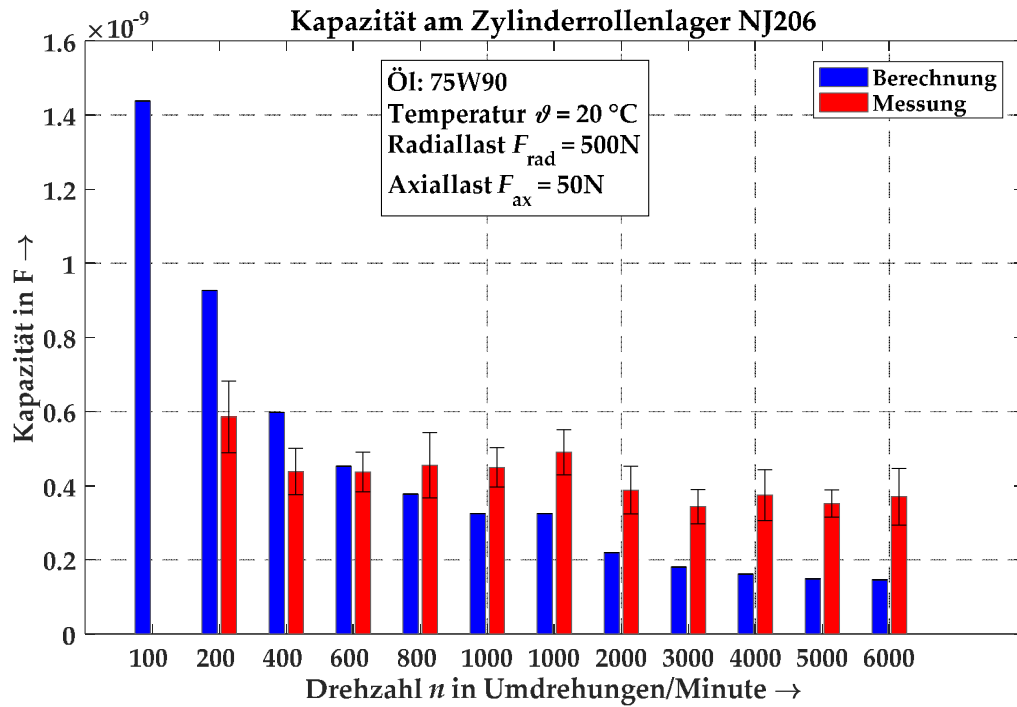


Abbildung 5-40: NJ206: Vergleich der Kapazitäten aus Messung und Schmierfilmdickenberechnung bei kombinierter Belastung. Schmierstoff 75W90 bei 20 °C; Belastung 1000 N Radiallast auf der Prüfwelle bzw. 500 N pro Wälzlager und zusätzlich 50 N Axiallast.

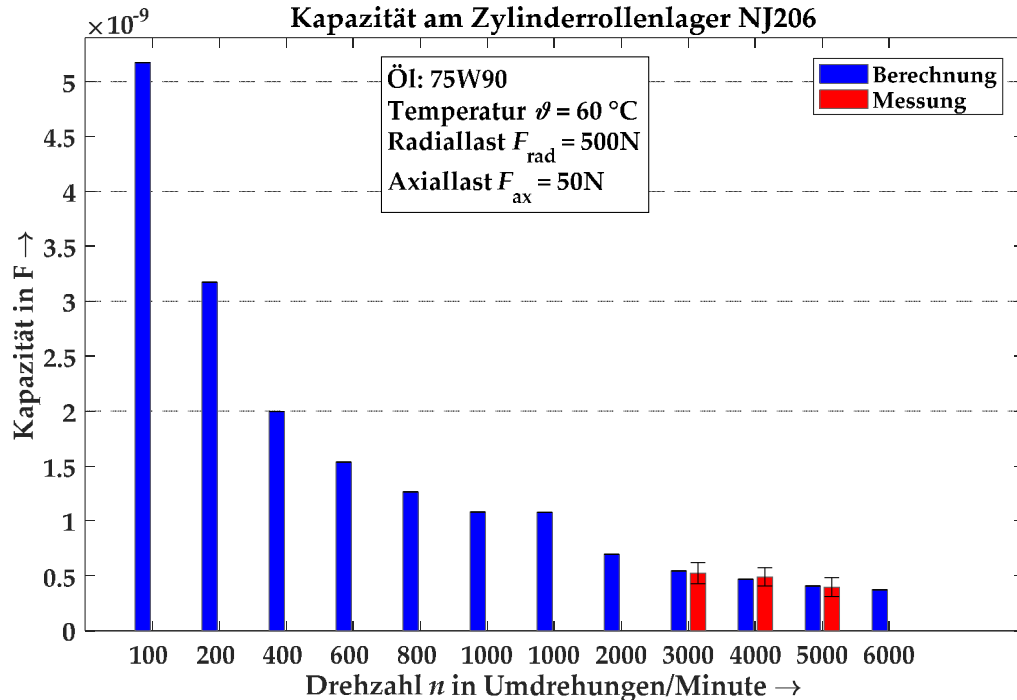


Abbildung 5-41: NJ206: Vergleich der Kapazitäten aus Messung und Schmierfilmdickenberechnung bei kombinierter Belastung. Schmierstoff 75W90 bei 60 °C; Belastung 1000 N Radiallast auf der Prüfwelle bzw. 500 N pro Wälzlager und zusätzlich 50 N Axiallast.

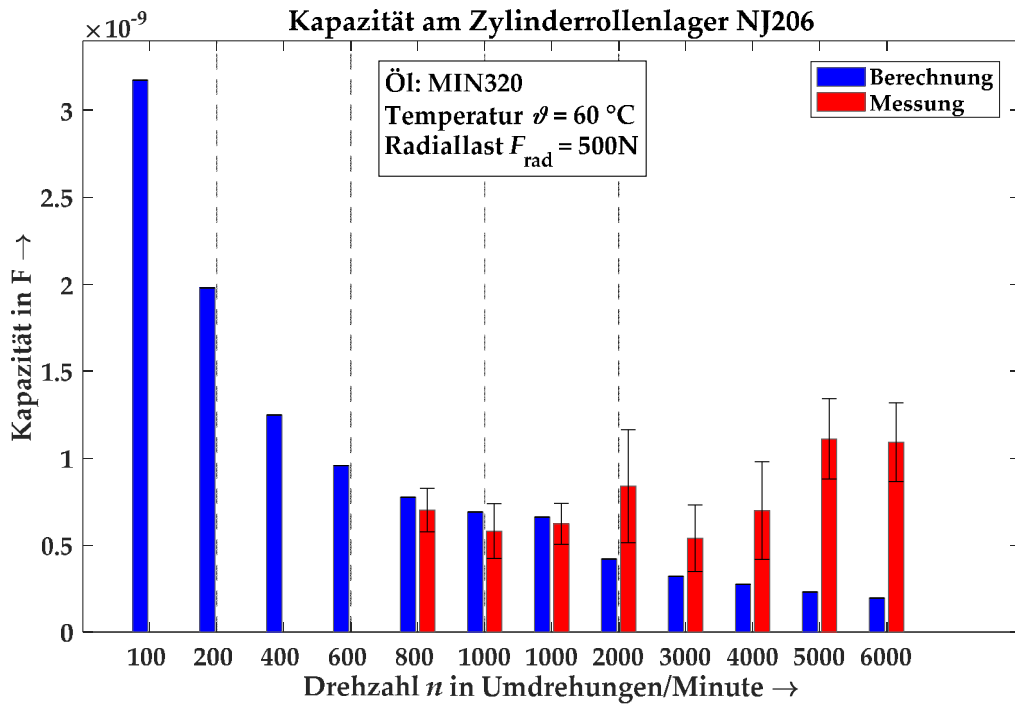


Abbildung 5-42: NJ206: Vergleich der Kapazitäten aus Messung und Schmierfilmdickenberechnung bei rein radialer Belastung. Schmierstoff MIN320 bei 60 °C; Belastung 1000 N Radiallast auf der Prüfwellen bzw. 500 N pro Wälzlager.

5.3 Gleitlager

5.3.1 Untersuchte Gleitlager

Im Projekt wurden hydrodynamische Gleitlager aus einer Gleitlagerbronze CuSn12Ni2 untersucht. Die Lager wurden in der Institutswerkstatt des IMKT nach der in Anhang A.7 dargestellten technischen Zeichnung hergestellt und besitzen keine zusätzliche Verschleißschutzschicht.

In Tabelle 26 sind die wichtigsten Kenndaten der Prüflager aufgeführt.

Tabelle 26: Soll-Kenndaten der untersuchten Gleitlager

Parameter	Wert
Nenn Durchmesser	38 mm
Außendurchmesser	80 mm
Lagerbreite	40 mm
Relatives Lagerspiel	1,12‰
Anfangswinkel der hydrostatischen Tasche	5,7°
Endwinkel der hydrostatischen Tasche	29,3°
Beginn der hydrostatischen Tasche in axialer Richtung	15 mm
Taschenbreite	10 mm
Wellendurchmesser und Toleranz	∅38 h5
Bohrungsdurchmesser und Toleranz	∅38,05 H5
Material	CuSn12Ni2
Schmierstoff	SHC320

5.3.2 Messungen an Gleitlagern

Erste Messungen erfolgten an einem untemperierten Aufbau und den zuvor beschriebenen Prüflagern bei Tauchschmierung. Folgende Parameter wurden dabei variiert:

- Drehzahl²¹ von 200 min⁻¹ bis 2000 min⁻¹
- 50 N, 100 N, 500 N und 1000 N radiale Wellenlast

Die Ladekurvenmessungen erfolgten mit einer Messspannung von 200 mV und über einen Ladewiderstand mit 506700 Ω.

Die gemessenen Kapazitäten sind in Abbildung 5-43 bis Abbildung 5-46 zu sehen. Es zeigt sich in den Messungen, dass mit steigender Last die Kapazität zunimmt. Bei 200 min⁻¹ ist die Kapazität der beiden Prüflager zusammen bei 6,08 nF für 50 N Belastung und bei 6,85 nF bei 1000 N Belastung.

Bei den Messungen mit 50 N und mit 100 N ist zudem eine sinkende Kapazität mit steigender Drehzahl zu erkennen, die bei 500 N und 1000 N nicht mehr eindeutig sichtbar ist. Zudem treten im Bereich um 1500 min⁻¹ Ausreißer bei den gemessenen Kapazitäten auf, die mit starken Schwingungen an der Aufhängung der Drehmomentenmesswelle zusammenfallen und daher vermutlich auch dieser geschuldet sind.

²¹ Die Halterung der Drehmomentenmesswelle erwies sich im ersten Aufbau als zu weich. Drehzahlen über 2000 min⁻¹ konnten aufgrund von Schwingungen damit nicht getestet werden.

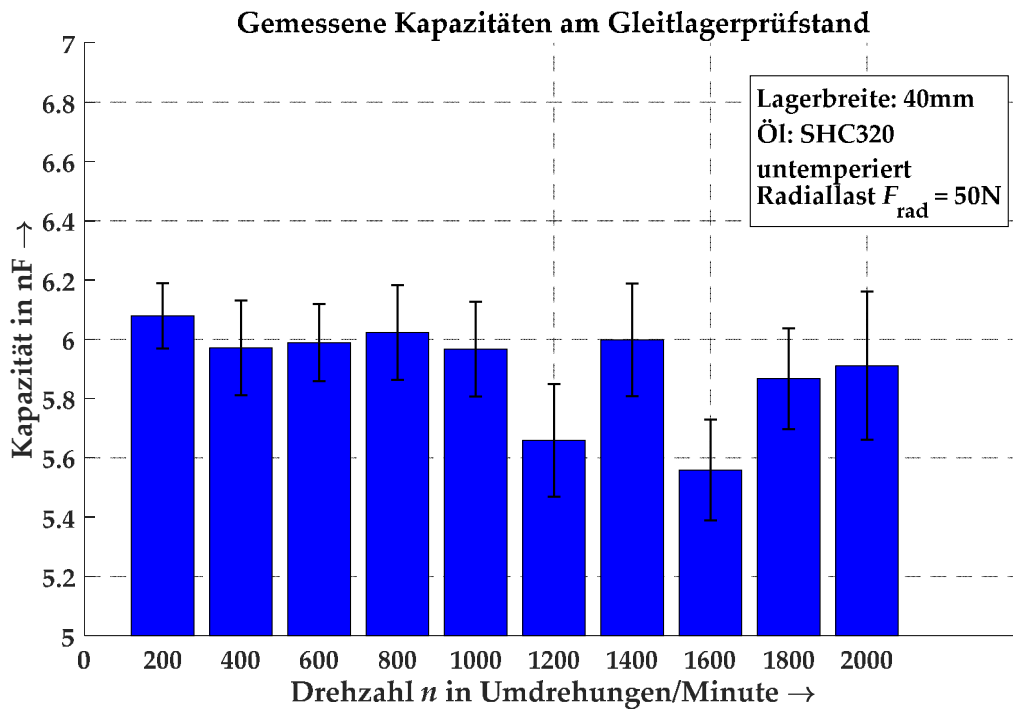


Abbildung 5-43: Gemessene Kapazitäten am Gleitlagerprüfstand (Breite 40 mm) im Bereich 200 min^{-1} bis 2000 min^{-1} bei 50 N Last auf der Prüfwellen.

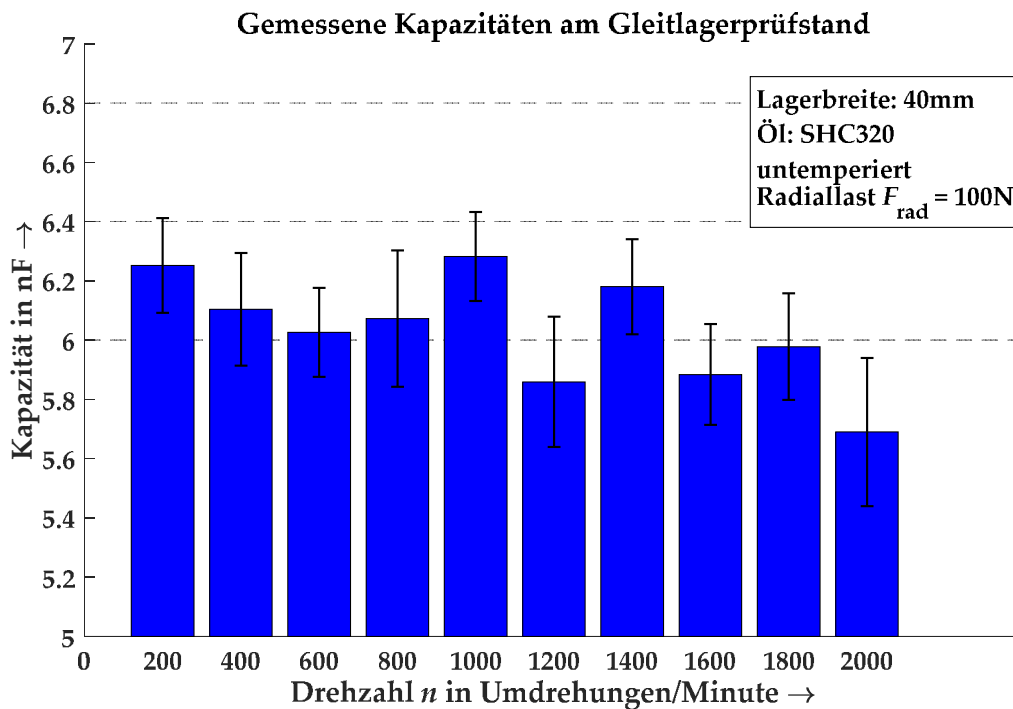


Abbildung 5-44: Gemessene Kapazitäten am Gleitlagerprüfstand (Breite 40 mm) im Bereich 200 min^{-1} bis 2000 min^{-1} bei 100 N Last auf der Prüfwellen.

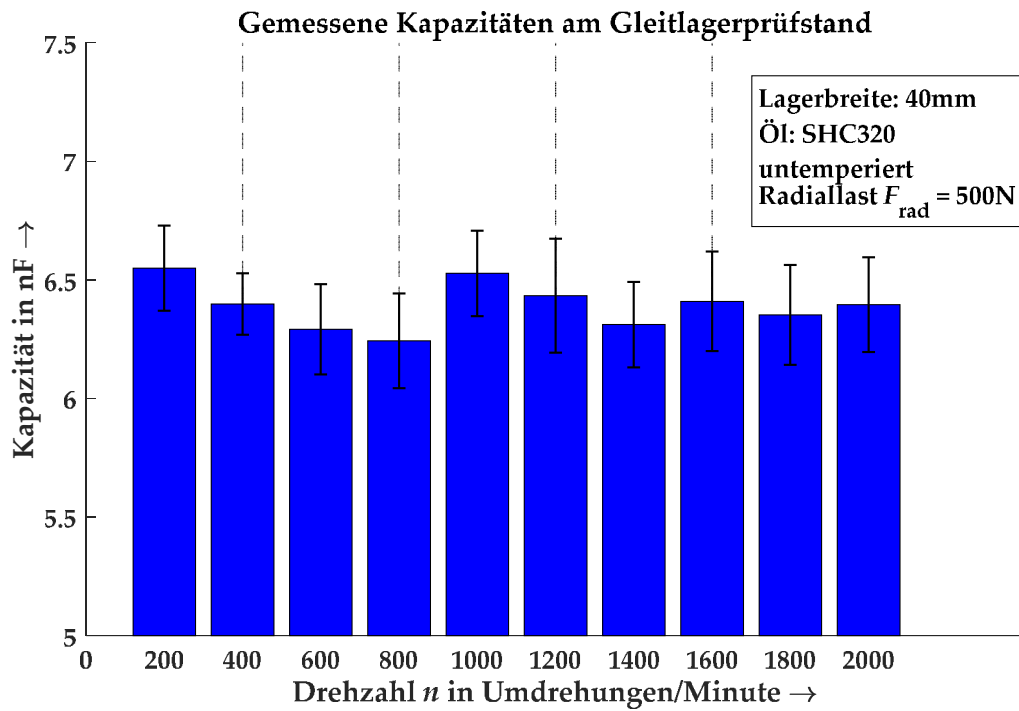


Abbildung 5-45: Gemessene Kapazitäten am Gleitlagerprüfstand (Breite 40 mm) im Bereich 200 min^{-1} bis 2000 min^{-1} bei 500 N Last auf der Prüfwellen

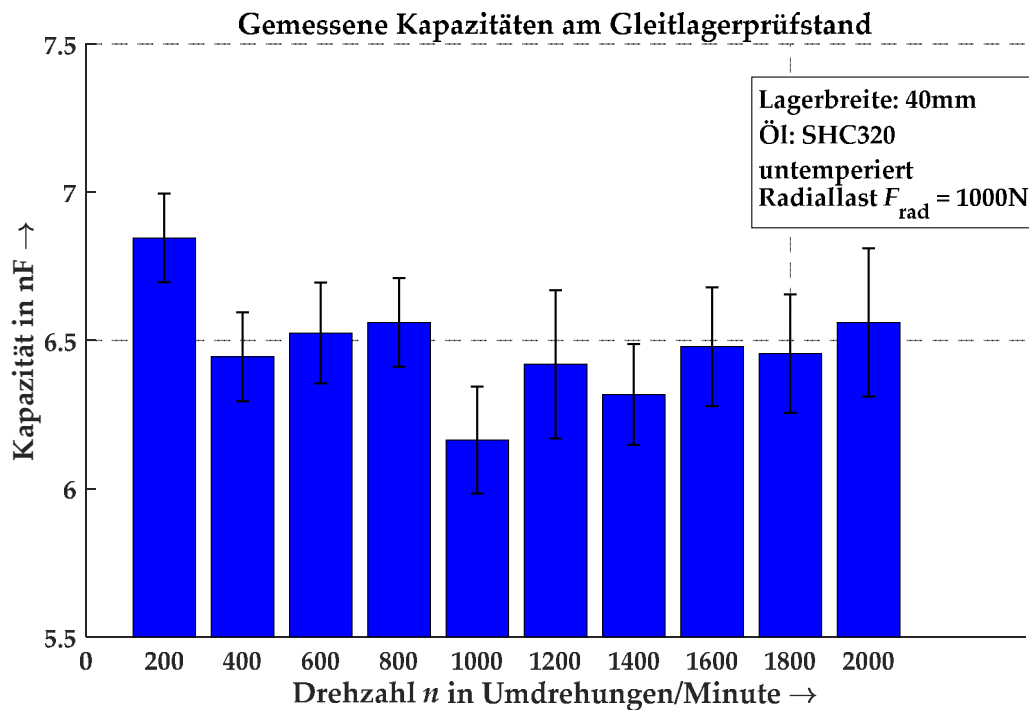


Abbildung 5-46: Gemessene Kapazitäten am Gleitlagerprüfstand (Breite 40 mm) im Bereich 200 min^{-1} bis 2000 min^{-1} bei 1000 N Last auf der Prüfwellen

Zum Abgleich der gemessenen Kapazitäten wird mit COMBROS eine Gleitlagerberechnung durchgeführt und anschließend mit dem in Kapitel 3.2.2 vorgestellten Modell die Kapazität ermittelt. Um die Toleranzen aus der Fertigung mit zu berücksichtigen, wurden die Lagerbohrungen und die Wellensitze

mit einer Dreipunkt-Innenmessschraube bzw. einer Bügelmessschraube vermessen, gemittelt und als reale Werte in die Eingabedatei der Berechnung übernommen:²²

- Mittlerer Wellendurchmesser: 37,9925 mm
- Mittlerer Bohrungsdurchmesser: 38,0542 mm
- Mittleres, relatives Lagerspiel: 1,624‰

Den rechnerisch ermittelten Verlauf der Kapazität über der Drehzahl und der minimalen Schmierfilmdicke bei einer Belastung der Prüfwellen mit 1000 N gibt Abbildung 5-48 wieder. Für den Vergleich mit den am Prüfstand ermittelten Kapazitäten ist darin die Kapazität verdoppelt worden, um zwei Lager zu repräsentieren. Im Drehzahlbereich 200 min^{-1} bis 2000 min^{-1} ergeben sich Kapazitätswerte von 6,7 nF bis 6,58 nF. Die minimale Schmierfilmdicke liegt im Bereich $19,6 \mu\text{m}$ bis $24,4 \mu\text{m}$. Der bei Gleitlagern typische Anfahrtsbereich mit großer Exzentrizität und kleinen Schmierfilmen ist nicht besonders deutlich zu erkennen. Dies lässt sich gut über die Sommerfeldzahl erklären, die bei der kleinsten am Prüfstand einstellbaren Geschwindigkeit von 200 Umdrehungen pro Minute bereits sehr kleine Werte annimmt. In Abbildung 5-47 ist für die untersuchten Lager der Verlauf der Sommerfeldzahl über der dynamischen Viskosität für diese kleinste Drehzahl aufgetragen. Die Viskositätsänderung, die im Betrieb durch die Erwärmung der Gleitlager und des Schmierstoffs erfolgt, beeinflusst zwar die Sommerfeldzahl, aber selbst bei 100°C , die ein langsam drehendes Prüflager unter den Bedingungen nicht im Ansatz erreicht, würde die Sommerfeldzahl im Bereich um eins liegen, was einer relativen Exzentrizität von etwa 0,5 entspräche (vgl. Abbildung 2-15). Für weitergehende Untersuchungen des Anfahrtsbereiches sind daher weitere Untersuchungen mit reduzierter Geschwindigkeit erforderlich, die im Rahmen dieses Projekts nicht mehr durchgeführt werden konnten.

In Abbildung 5-49 bis Abbildung 5-52 ist der direkte Vergleich zwischen der gemessenen und berechneten Kapazität der Versuche zu sehen. Insgesamt ist eine sehr gute Übereinstimmung zu erkennen, die bei niedrigen Lasten schon gute Ergebnisse liefert und mit steigender Last sehr gut wird. Diese gute Übereinstimmung beruht unter anderem darauf, dass COMBROS die lokalen Temperaturen im Schmierpalt berechnet und damit auch die lokalen Viskositäten korrekt in die hydrodynamischen Berechnungen einfließen. Dadurch wird die Vorhersage der Kapazität ebenfalls genau.

²² Die dargestellte Genauigkeit ist ein rein rechnerischer Wert, der aus der Anzahl der Messungen resultiert.

Einfluss der Viskosität auf die Sommerfeldzahl

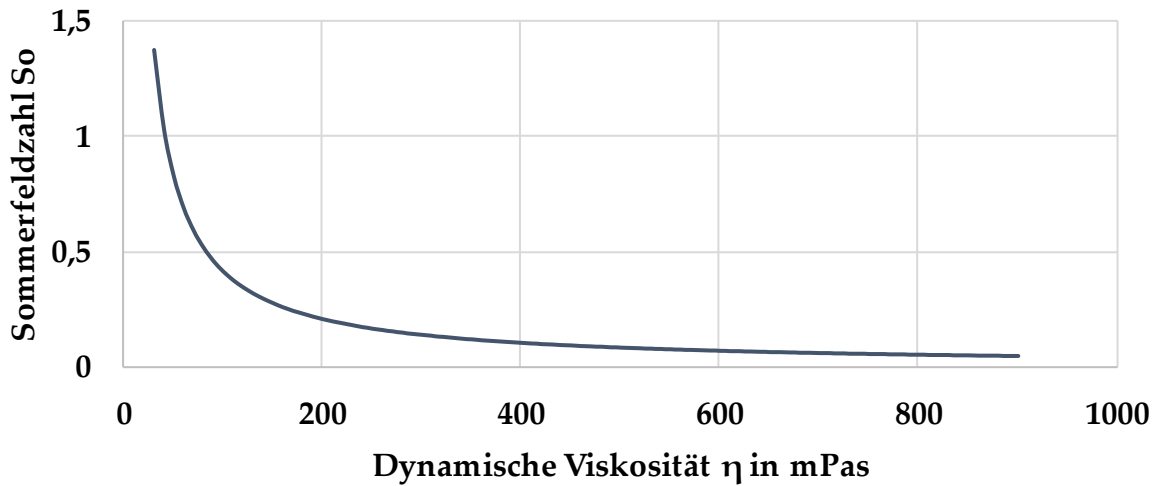


Abbildung 5-47: Verlauf der Sommerfeldzahl bei der Drehzahl 200 min^{-1} über der dynamischen Viskosität (Temperaturbereich 20°C bis 100°C , Umgebungsdruck) bei den untersuchten Prüflagern und 500 N Lagerbelastung

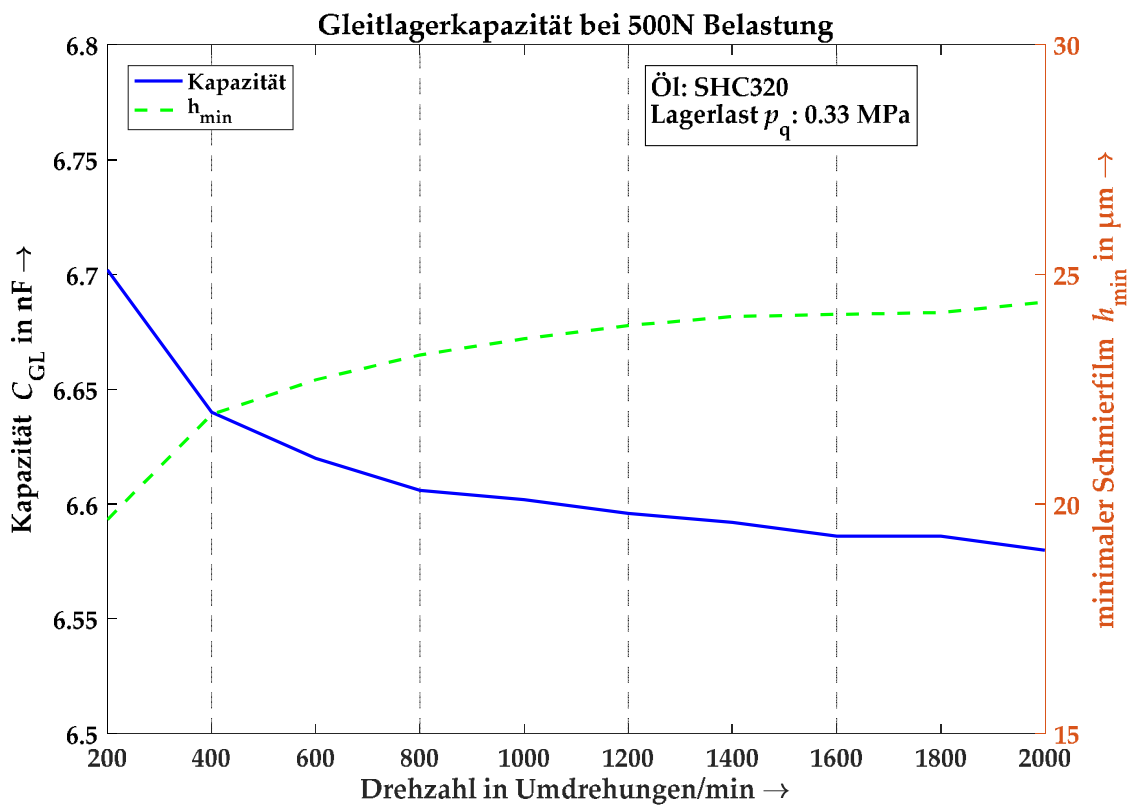


Abbildung 5-48: Rechnerisch mit COMBROS ermittelter Verlauf der Kapazität und minimalen Schmierfilmdicke über der Drehzahl bei 500 N Last pro Lager bzw. 1000 N auf der Prüfwelle.

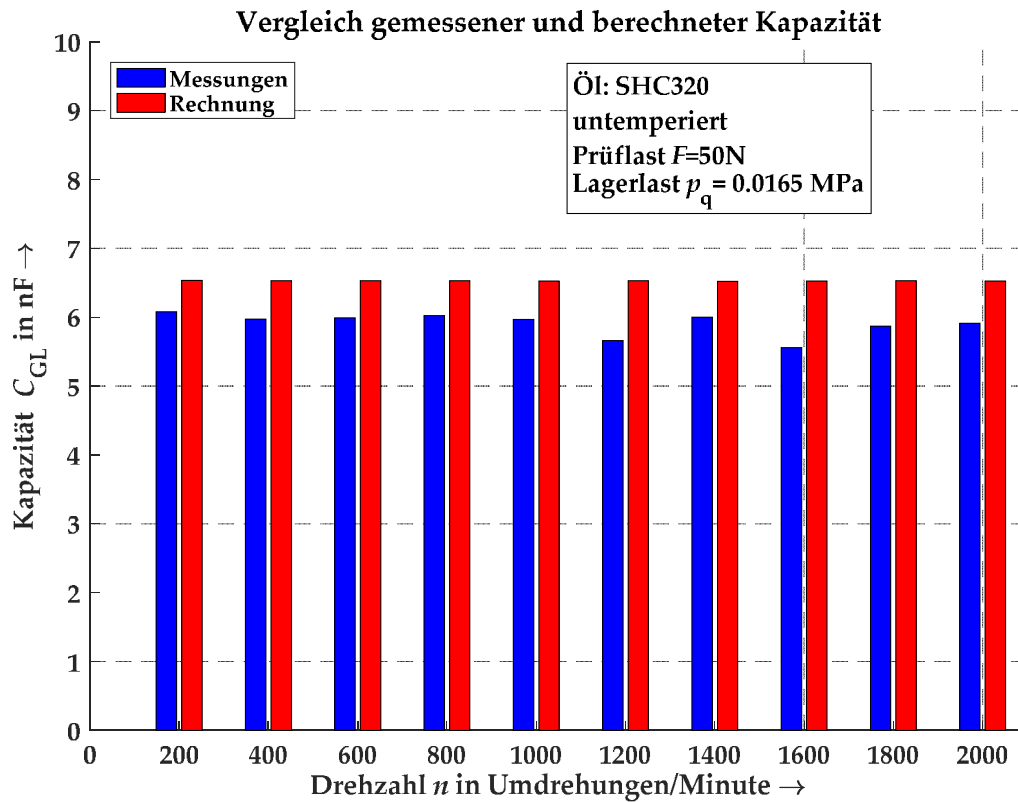


Abbildung 5-49: Vergleich zwischen gemessener und berechneter Kapazität bei einer Prüflast von 50 N.

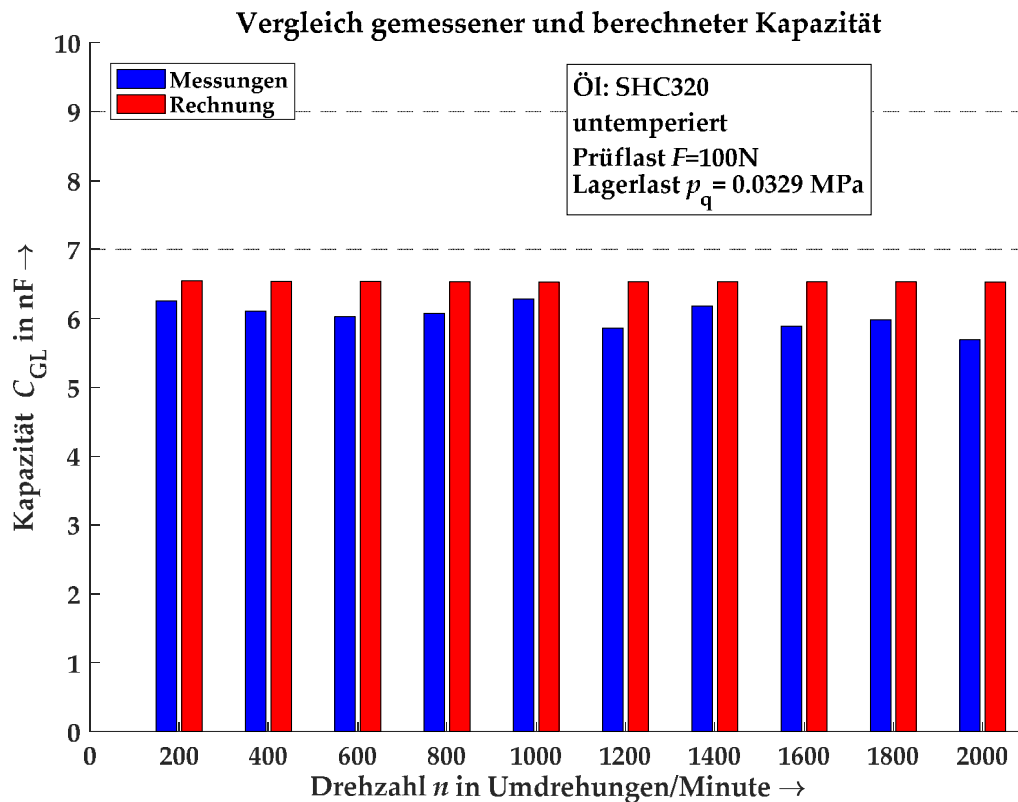


Abbildung 5-50: Vergleich zwischen gemessener und berechneter Kapazität bei einer Prüflast von 100 N.

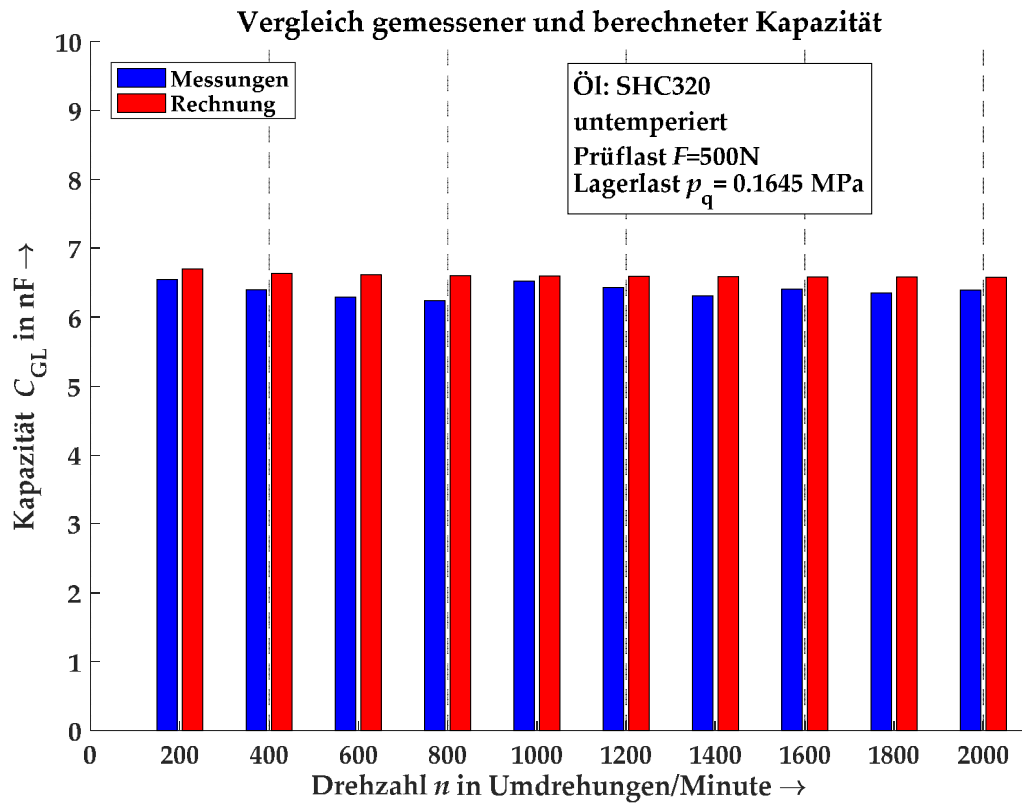


Abbildung 5-51: Vergleich zwischen gemessener und berechneter Kapazität bei einer Prüflast von 500 N.

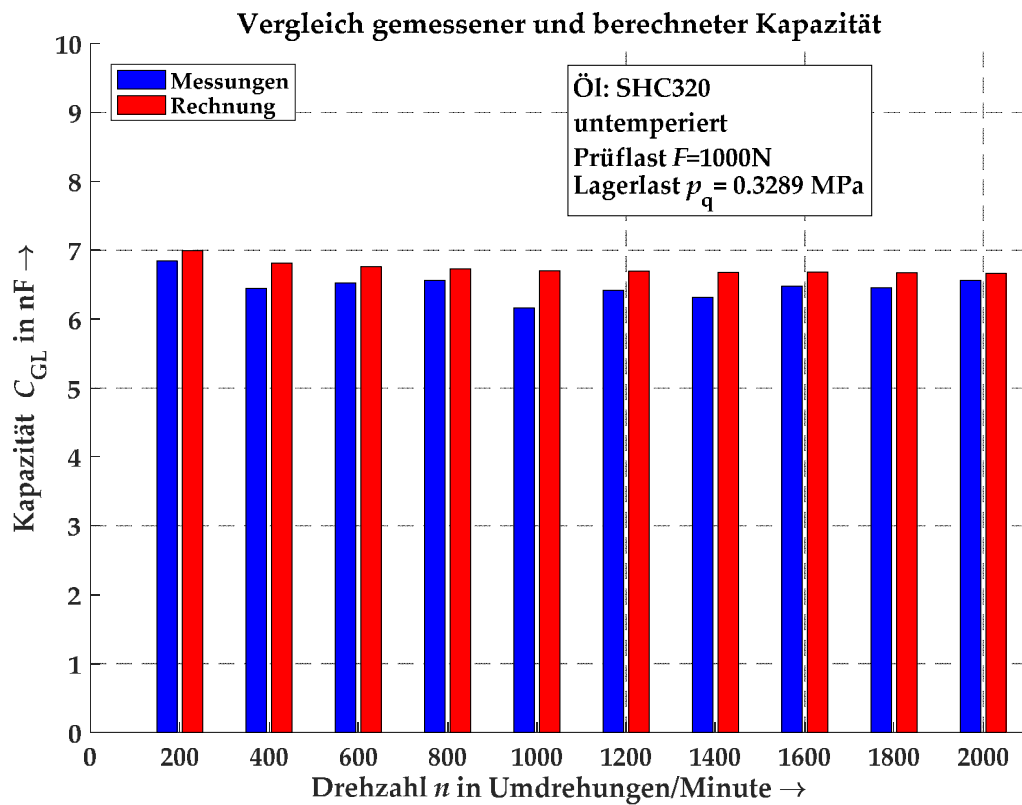


Abbildung 5-52: Vergleich zwischen gemessener und berechneter Kapazität bei einer Prüflast von 1000 N.

5.4 Verzahnungen

5.4.1 Untersuchte Verzahnungen

Im Rahmen des Projekts wurden verschiedene Verzahnungen in dem in Kapitel 4.3 vorgestelltem Prüfgetriebe verbaut. Dabei sollte der Einfluss der Geometrie auf das elektrische Verhalten untersucht werden. Als Variationen wurden dazu der Modul und der Schrägungswinkel ausgewählt. Die Versuche mit einer ungehärteten Verzahnungen sind dem Projektablauf geschuldet und dienen einer beschleunigten Inbetriebnahme des Prüfstands. Bei allen Versuchen kam der Schmierstoff SHC320 zum Einsatz.

Tabelle 18 sind die wichtigsten Kenndaten der Prüfverzahnungen aufgeführt.

Tabelle 27: Kenndaten der untersuchten Verzahnungen

Parameter	I	II	III	IV
Modul m_n	8 mm	8 mm	3,5 mm	3,5 mm
Zähnezahl z_1	18	18	26	23
Zähnezahl z_2	31	31	86	74
Schrägungswinkel β	0°	0°	0°	30°
Profilverschiebung x_1	0	0	0,4	0,4
Profilverschiebung x_2	0	0	-0,4	-0,4
Zähnezahlverhältnis u	1,72	1,72	3,31	3,22
Zahnradbreite b	30 mm	30 mm	30 mm	30 mm
Wärmebehandlung	-	einsatzgehärtet	einsatzgehärtet	einsatzgehärtet
Werkstoff	16MnCr5	16MnCr5	16MnCr5	16MnCr5

5.4.2 Messungen entlang der Eingriffsstrecke

Die Untersuchungen zum Verhalten der Verzahnungskapazität entlang der Eingriffsstrecke wurden durchgeführt, um das in Kapitel 3.2.3 prognostizierte Verhalten messtechnisch zu prüfen. Dazu wurden Messungen bei geringen Drehzahlen und Momenten durchgeführt und anschließend analysiert.

Wie in [FP16] gezeigt wurde, lassen sich aus den gemessenen Kurven die Kapazitäten entlang der Eingriffsstrecke ermitteln. Es zeigt sich, dass die Kapazität des Zahneingriffs im hohen Picofarad bis Nanofarad Bereich bewegt und diese damit für das elektrische Verhalten des Getriebes einen nicht zu vernachlässigen Einfluss darstellen. Da der in Kapitel 4.3 vorgestellte Prüfstand zwar die relative Position der einzelnen gemessenen Inkremente auf der Eingriffsstrecke detektiert, aber keinen klar definierten Startpunkt kennt, muss dieser in den Messdaten zunächst manuell vorgegeben werden. Auf Basis der Annahme, dass der theoretisch vorhergesagte Verlauf korrekt ist, wird dafür ein Inkrement als Startwert festgelegt, so dass sich ein Verlauf analog zu Abbildung 3-23 einstellt. Für eine Messung an der Geradverzahnung I ist dies in Abbildung 5-54 dargestellt.

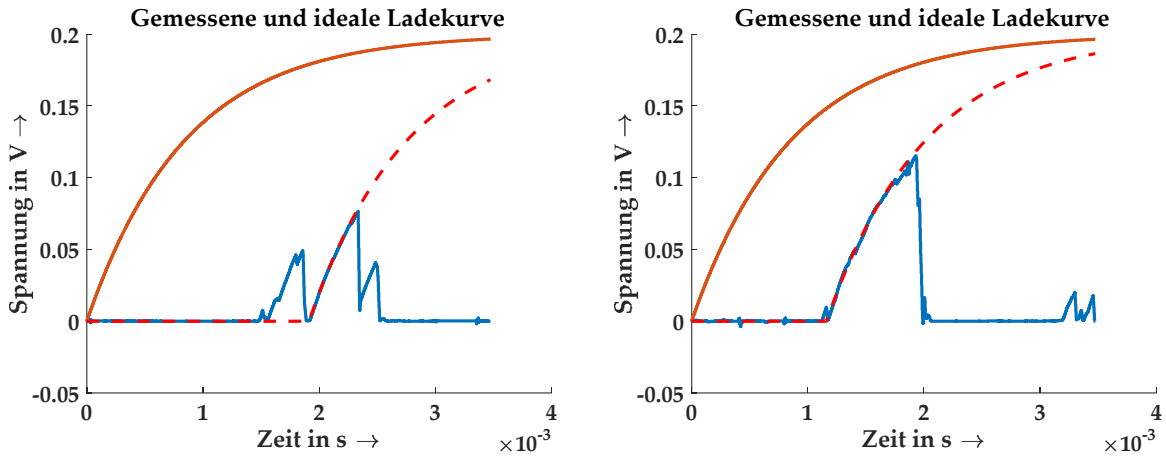


Abbildung 5-53: Gemessene Ladekurven (blau) mit Einbrüchen und die daraus ermittelten idealen Kurvenverläufe (rot gestrichelt bzw. orange)

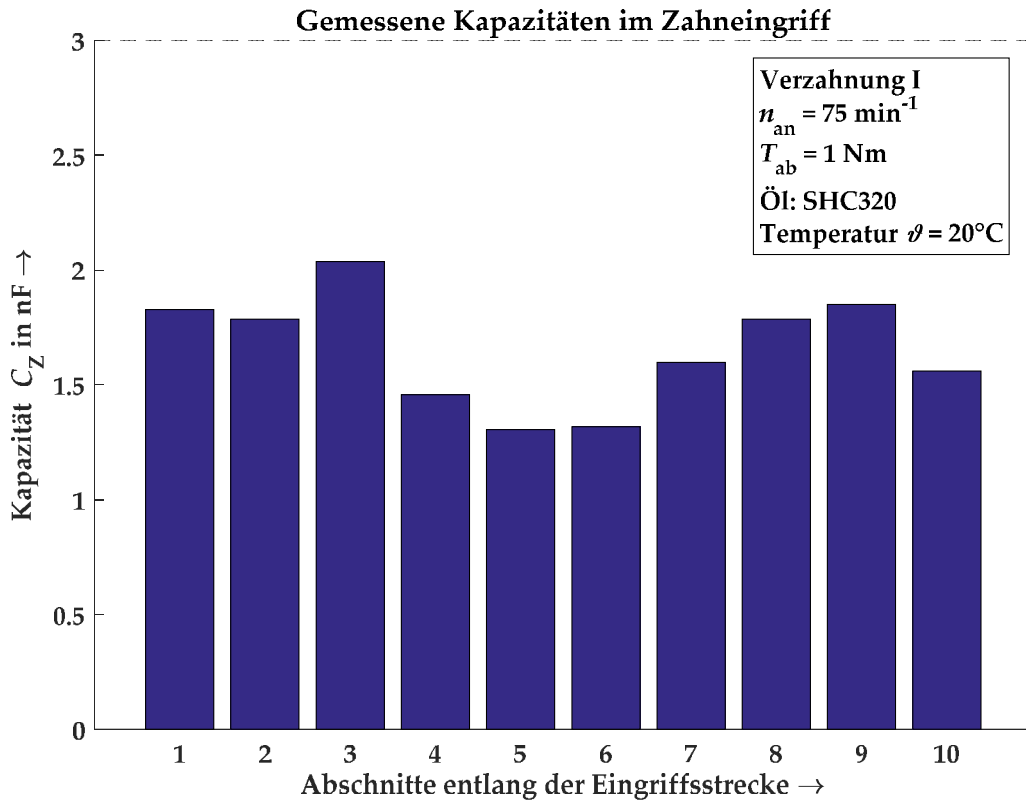


Abbildung 5-54: Kapazität entlang der Eingriffsstrecke nach Zuordnung, so dass sich der vorhergesagte Verlauf mit höheren Kapazitäten im Bereich des Doppeleingriffs und kleinerer Kapazität im Bereich des Einzeleingriffs einstellt.

Über die mittels RIKOR berechneten Kontaktverhältnisse lässt sich anschließend die Kapazität wieder zurückrechnen. Dies ist beispielhaft in Abbildung 5-55 dargestellt. Es zeigt sich, dass das Verhalten grundsätzlich dem erwarteten Verhalten entspricht. Eine Anwendung des Verfahrens auf höhere Drehzahlen, um insbesondere den Einfluss der hydrodynamischen Geschwindigkeit weiter zu untersuchen,

war nicht erfolgreich, da bei höheren Drehzahlen starke Schwankungen im Kapazitätsverlauf entstanden. Die Ursache für diese Schwankungen sind in den bei höheren Drehzahlen entstehenden Schwingungen zu finden, die sich insbesondere im Inkrementalgeber zeigten. Da dieser dem eigentlichen Messsystem nachträglich hinzugefügt wurde, konnte hier keine starre Anbindung realisiert werden. Zudem wirken sich bei höheren Drehzahlen und einem damit verbundenen kürzeren Zahneingriff jegliche Messverzögerungen in der Hard- und Software stärker aus. Für die Messungen bei höheren Drehzahlen wird daher auf die mittleren Werte der Messungen zurückgegriffen und diese auch mit den mittleren, berechneten Kapazitäten verglichen.

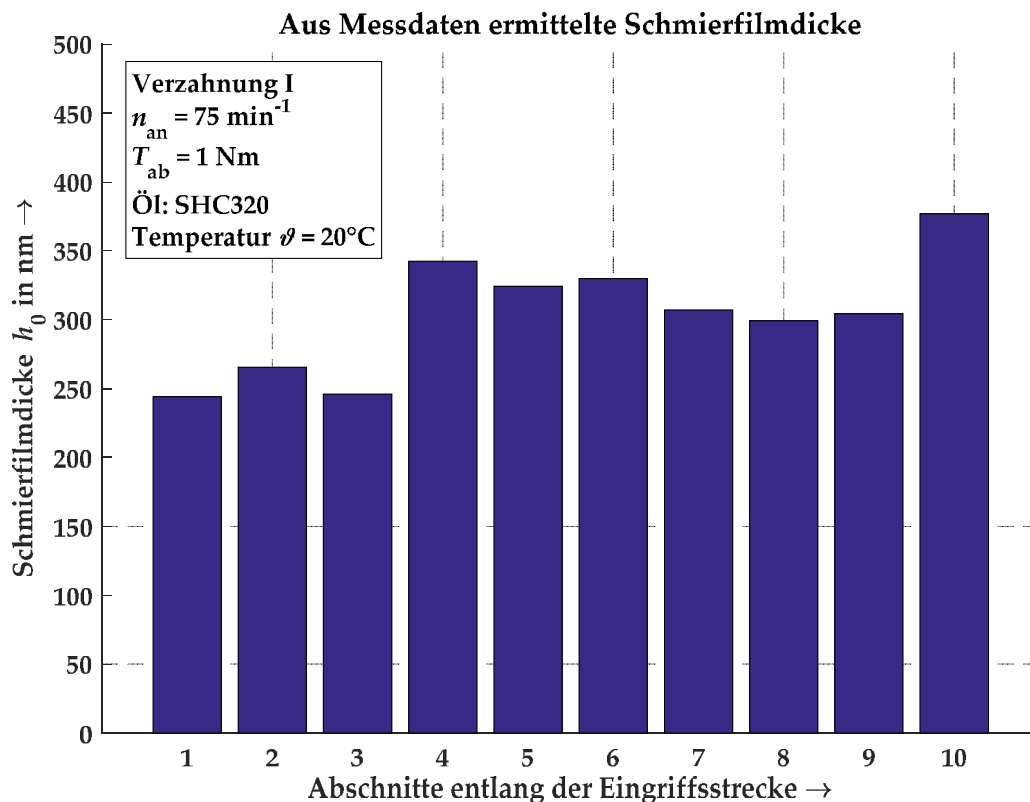


Abbildung 5-55: Aus den Messdaten ermittelte Schmierfilmdicke entlang der Eingriffsstrecke

5.4.3 Mittlere Kapazitäten bei verschiedenen Betriebsbedingungen

Im folgenden Abschnitt werden exemplarisch einige Verläufe für die gemessenen Kapazitäten im Zahneingriff dargestellt. Für die Messungen wurden jeweils 200 bis 500 Messkurven pro Inkrement (10 bis 19 entlang der Eingriffsstrecke) aufgenommen. Die in den Grafiken dargestellten Punkte wurden anschließend per Medianbildung über alle Kurven ermittelt.

Abbildung 5-56 und Abbildung 5-57 zeigen die Kapazität bei steigender Geschwindigkeit für die Geradverzahnung II mit Modul 8 mm und III mit Modul 3,5 mm. Mit zunehmender Geschwindigkeit ist eine Reduktion der Kapazität erkennbar, was auf eine steigende Schmierfilmdicke im Kontakt durch die größere hydrodynamische Geschwindigkeit zurückzuführen ist. Der Gradient schwächt sich dabei

mit steigender Geschwindigkeit ab. Dies lässt sich analog zu den Wälzlagern mit dem Einfluss der Randkapazitäten im nicht belasteten Flankenbereich erklären.

Der Einfluss der Temperatur ist in Abbildung 5-58 dargestellt. Es zeigt sich analog zu den Lagerversuchen eine steigende Kapazität mit höherer Temperatur, die zu einer Absenkung der Viskosität und damit auch der Schmierfilmdicke führt. Ebenfalls analog zu den Wälzlagern ist der Effekt, dass mit steigender Geschwindigkeit der Unterschied trotz der Temperaturunterschiede sinkt. Dies lässt sich auch hier mit dem generell sinkenden Anteil der Hertzchen Kontaktfläche an der Kapazität bei steigender Schmierfilmdicke erklären.

In Abbildung 5-59 ist der Einfluss des Torsionsmoments auf die Kapazität abgebildet. Auch hier zeigt sich analog zu den Wälzlagern, dass mit steigender Belastung die Hertzche Fläche und damit auch die Kapazität größer wird. Der sinkende Anteil der Kontaktfläche mit steigender Geschwindigkeit ist ebenfalls wieder erkennbar.

Der Verlauf der Kapazitäten für die im Projekt untersuchte Schrägverzahnung IV ist in Abbildung 5-60 und Abbildung 5-61 dargestellt. Die Messungen weisen dabei das gleiche Verhalten wie die Geradverzahnung auf.

Gemessene Kapazität an der Geradverzahnung II bei 15Nm Belastung und 25°C Öltemperatur

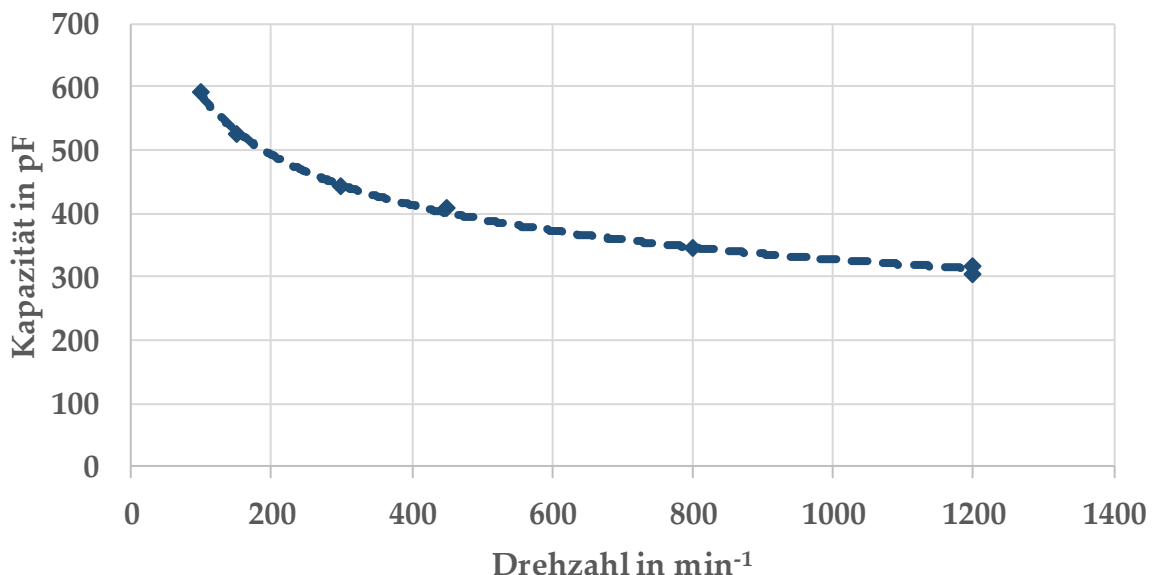


Abbildung 5-56: Mittlere, gemessene Kapazitäten bei der Geradverzahnung II (Modul 8 mm) bei 15 Nm Belastung und 25 °C Öltemperatur (Schmierstoff SHC320).

Gemessene Kapazität an der Verzahnung III bei 10Nm Belastung und 55°C Öltemperatur

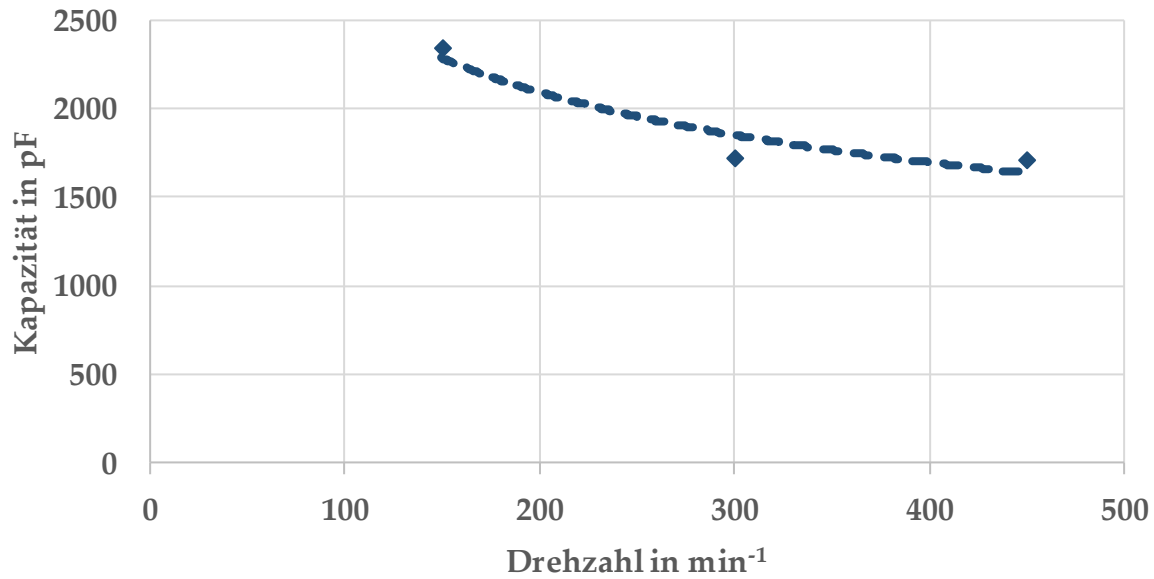


Abbildung 5-57: Mittlere, gemessene Kapazitäten bei der Geradverzahnung III (Modul 3,5 mm) bei 10 Nm Belastung und 55 °C Öltemperatur (Schmierstoff SHC320).

Gemessene Kapazität an der Verzahnung III bei 30Nm Belastung

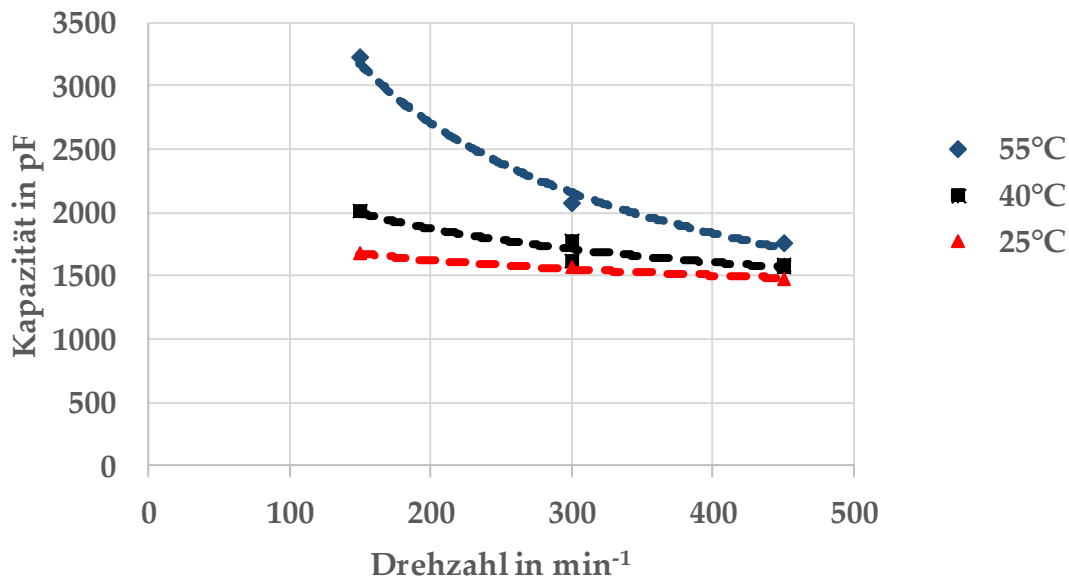


Abbildung 5-58: Einfluss der Temperatur auf die mittlere, gemessene Kapazität bei der Geradverzahnung III (Modul 3,5 mm) und 30 Nm Belastung (Schmierstoff SHC320).

Gemessene Kapazität an der Verzahnung III bei 40°C Öltemperatur

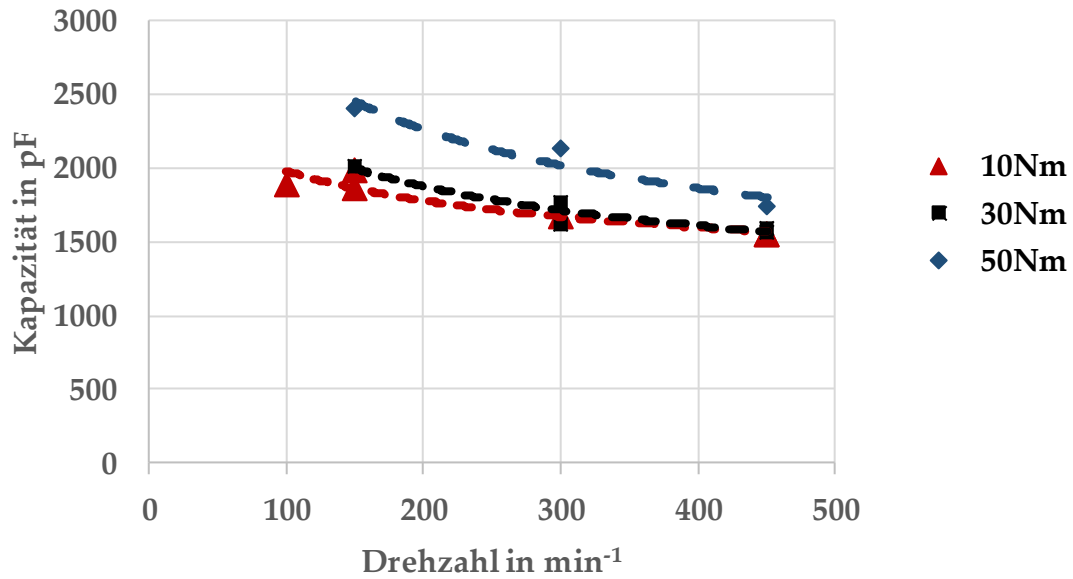


Abbildung 5-59: Einfluss des Lastmoments auf die mittlere, gemessene Kapazität bei der Geradverzahnung III (Modul 3,5 mm) und 55 °C Öltemperatur (Schmierstoff SHC320).

Gemessene Kapazität an der Verzahnung IV bei 10Nm Belastung und 55°C Öltemperatur

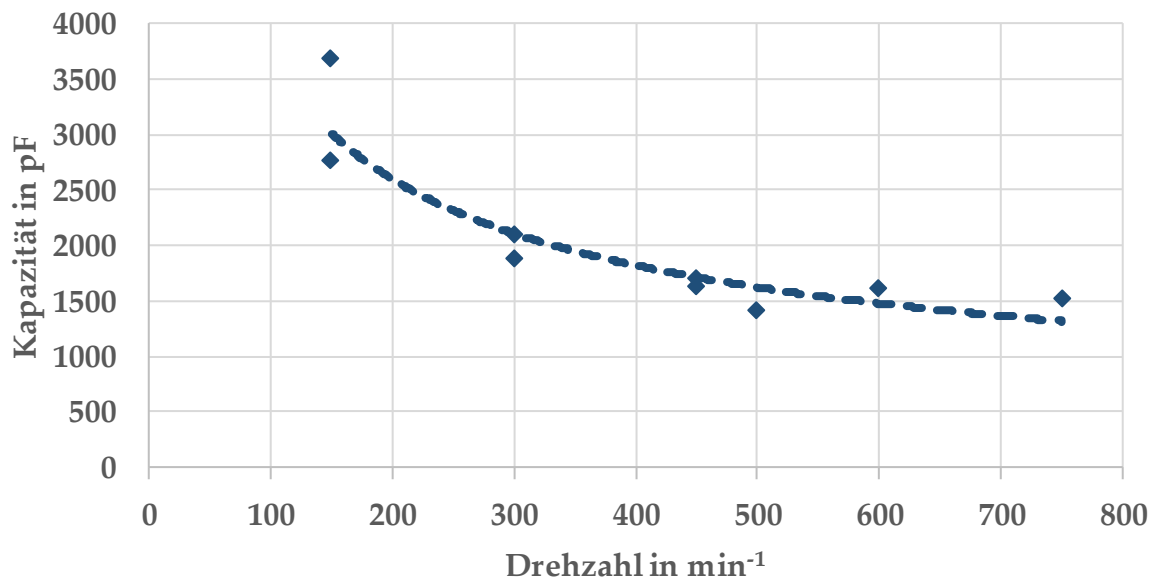


Abbildung 5-60: Mittlere, gemessene Kapazitäten bei der Schrägverzahnung IV (Modul 3,5 mm; 30° Schrägungswinkel) bei 30 Nm Belastung und 55 °C Öltemperatur (Schmierstoff SHC320).

Gemessene Kapazität an der Verzahnung IV bei 50Nm Belastung und 25°C Öltemperatur

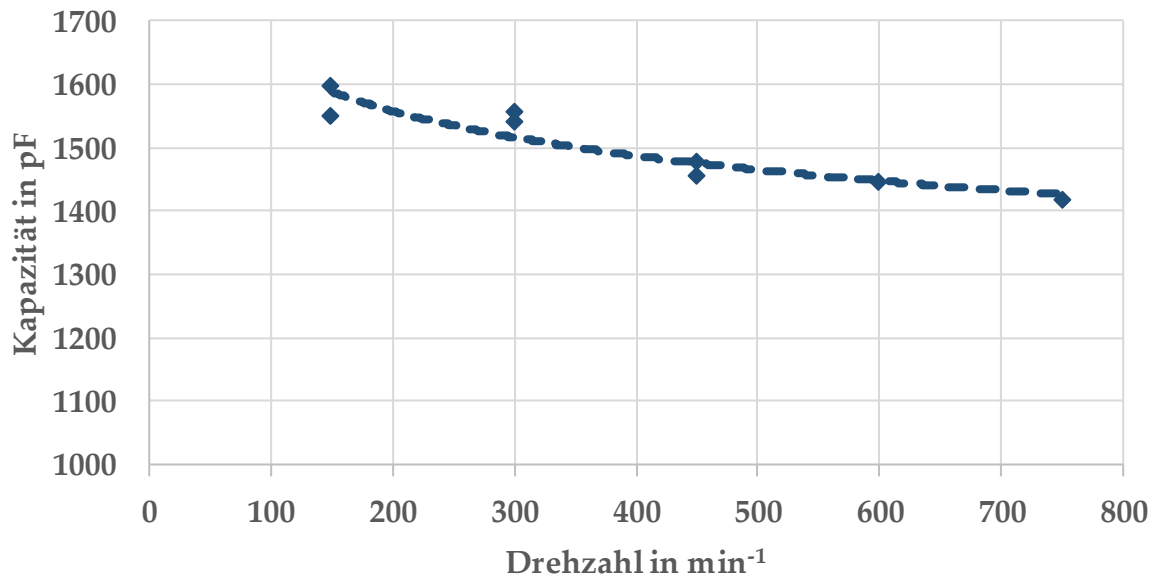


Abbildung 5-61: Mittlere, gemessene Kapazitäten bei der Schrägverzahnung IV (Modul 3,5 mm; 30° Schrägungswinkel) bei 50 Nm Belastung und 25 °C Öltemperatur (Schmierstoff SHC320).

Vergleicht man diese mittleren Messwerte mit den mittleren berechneten Kapazitäten, so ergeben sich die in den folgenden Abbildungen dargestellten Verläufe für die Drehzahl- und Temperaturabhängigkeit:

Vergleich der gemessenen und berechneten Kapazität an Geradverzahnung III

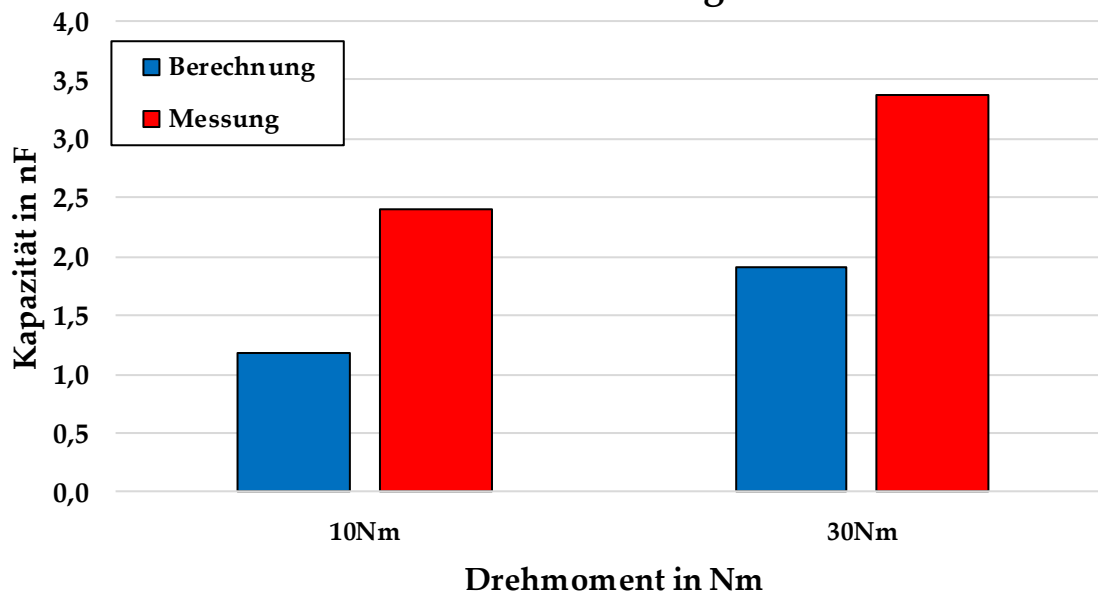


Abbildung 5-62: Vergleich der mittleren gemessenen und berechneten Kapazität an der Geradverzahnung III bei dem Schmierstoff SHC320 und 55 °C und der Drehzahl 150 min^{-1}

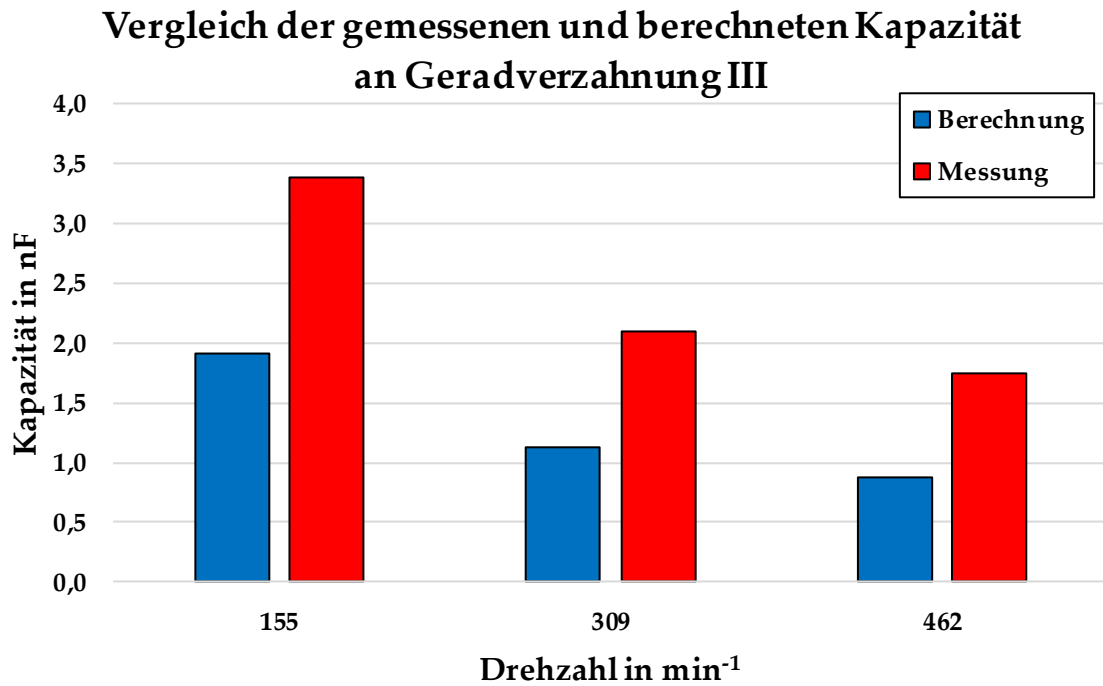


Abbildung 5-63: Vergleich der mittleren gemessenen und berechneten Kapazität an der Geradverzahnung III bei dem Schmierstoff SHC320 und 55 °C und dem Abtriebsmoment 30 Nm.

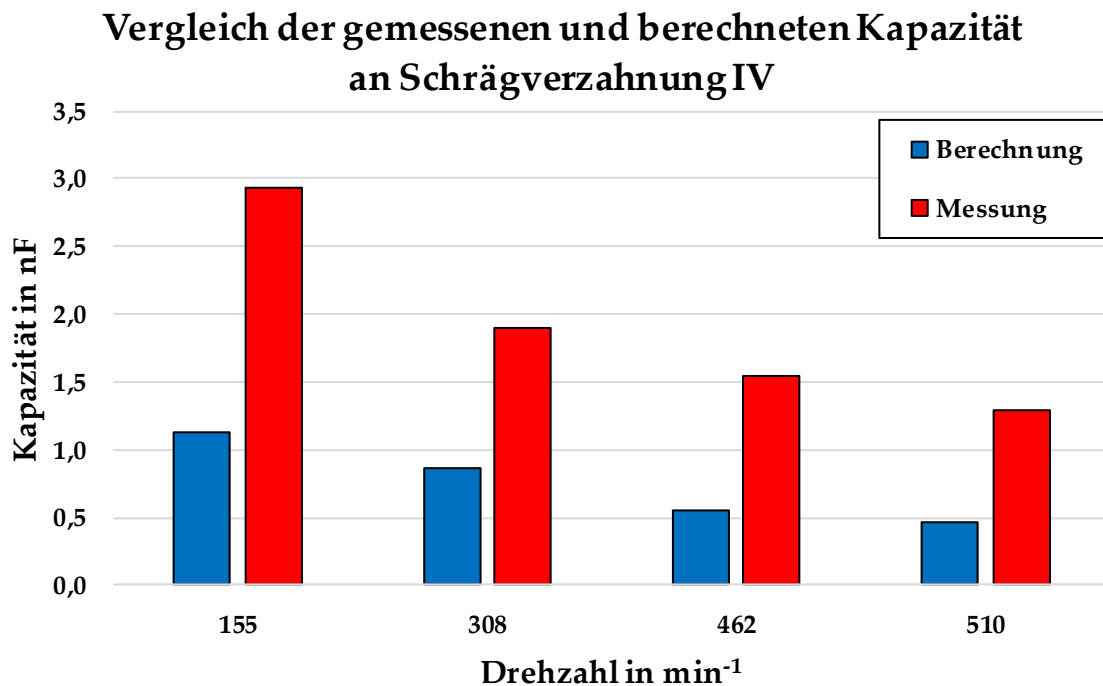


Abbildung 5-64: Vergleich der mittleren gemessenen und berechneten Kapazität an der Schrägverzahnung IV bei dem Schmierstoff SHC320 und 55 °C und dem Abtriebsmoment 10 Nm.

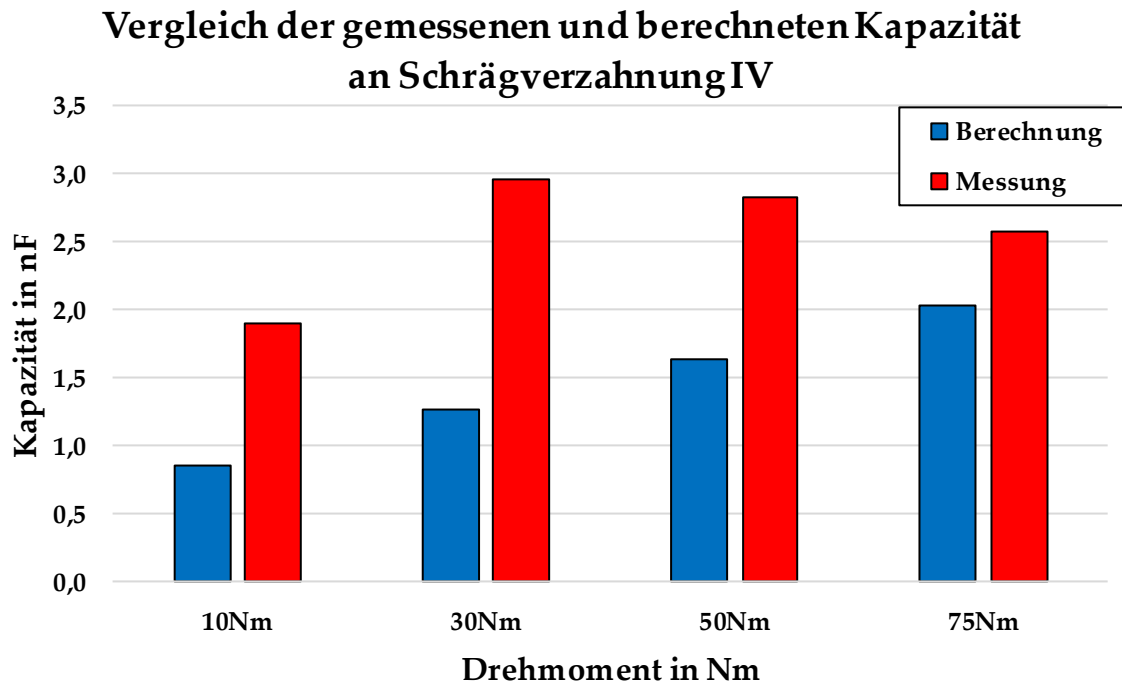


Abbildung 5-65: Vergleich der mittleren gemessenen und berechneten Kapazität an der Schrägverzahnung IV bei dem Schmierstoff SHC320 und 55 °C und der Drehzahl 300 min⁻¹

Es ist noch eine deutliche Diskrepanz in den Verläufen zu erkennen. Ursache dafür kann zum einen ein Unterschätzen der Randkapazitäten sein, die nur über ein einfaches Verfahren in Bezug auf die Evolventenverläufe berücksichtigt werden. Ein weiterer Grund könnte ein generelles Überschätzen des tatsächlichen Schmierfilms sein, da die verwendete Berechnung der Schmierfilmdicke zwar eine thermische Korrektur nach Murch/Wilson [MW75], jedoch nicht den zusätzlichen Energieeintrag durch das Gleiten außerhalb des Wälzpunktes und die damit einhergehende Temperaturerhöhung berücksichtigt. Zudem erfolgten alle Kapazitätsmessungen mit auf den auslaufenden Zahneingriff spritzender Ölschmierung, so dass auch hier nicht von optimaler Schmierstoffversorgung ausgegangen werden kann.

Mit einem Korrekturfaktor k_t in der Größenordnung $k_t \approx 2$, können die berechneten Kapazitäten in die Gemessenen überführt werden, wie Abbildung 5-66 bis Abbildung 5-69 darstellen. Dieser Korrekturfaktor wirkt dabei sowohl bei einer Variation der Drehzahl als auch des Drehmoments, wobei diese bei der Schrägverzahnung noch größere Abweichungen zeigen (Abbildung 5-69). Für genauere Aussagen sind hier noch weitere Untersuchungen erforderlich.

Den Korrekturfaktor sollte man in Anbetracht der obigen Annahmen dabei auf die Schmierfilmdicke anwenden, da dadurch auch die kritische Spannung für einen Durchschlag an der Verzahnung sinkt. Für eine gezieltere Bestimmung der Kapazitäten sollten jedoch noch weitere Messungen erfolgen, die dabei insbesondere den Einfluss der Beölung untersuchen. Ein Abgleich mit anderen Verfahren zur

Schmierfilmdickenmessung – beispielsweise optisch über Interferenz oder Fluoreszenz – wäre wünschenswert, steht jedoch vor dem Problem, dass diese Verfahren oft nur schwer oder gar nicht auf ein reales Zahnrad übertragbar sind.

Kapazität mit Korrektur an Geradverzahnung III

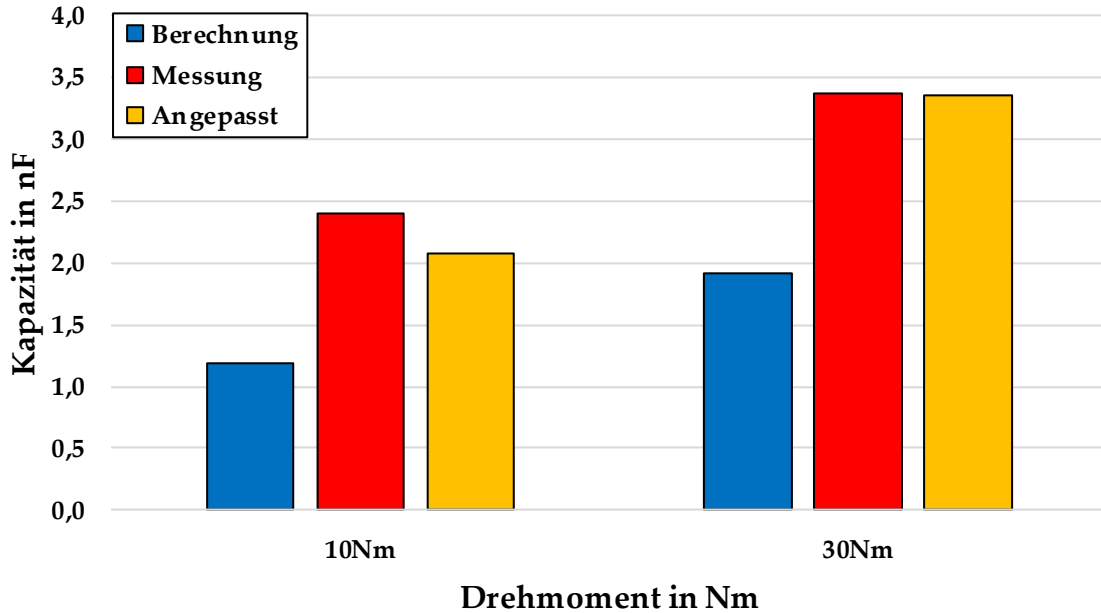


Abbildung 5-66: Vergleich der Kapazität an der Geradverzahnung III in Abhängigkeit des Drehmoments mit einem Korrekturfaktor $k_t = 1,75$

Kapazität mit Korrektur an Geradverzahnung III

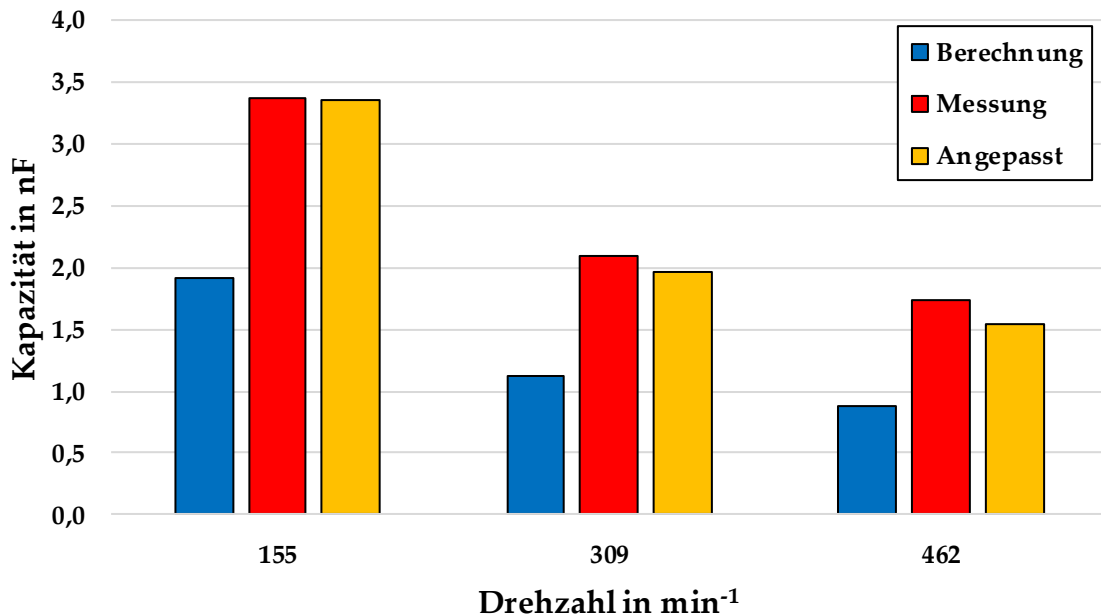


Abbildung 5-67: Vergleich der Kapazität an der Geradverzahnung III in Abhängigkeit der Drehzahl mit einem Korrekturfaktor $k_t = 1,75$

Kapazität mit Korrektur an Schrägverzahnung IV

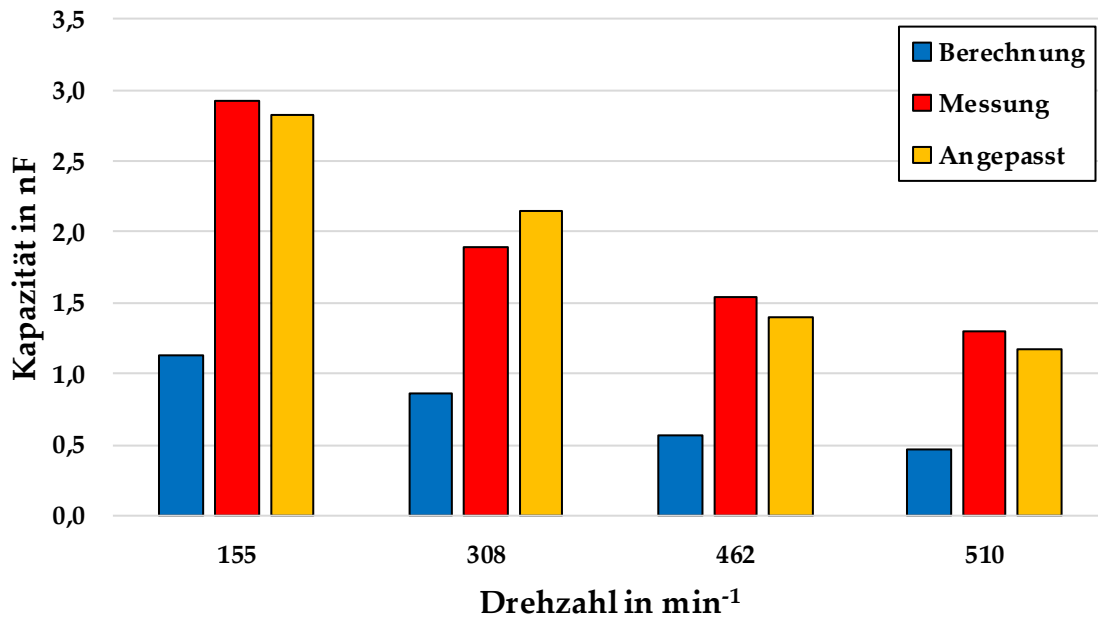


Abbildung 5-68: Vergleich der Kapazität an der Schrägverzahnung IV in Abhängigkeit der Drehzahl mit einem Korrekturfaktor $k_t = 2,5$

Kapazität mit Korrektur an Schrägverzahnung IV

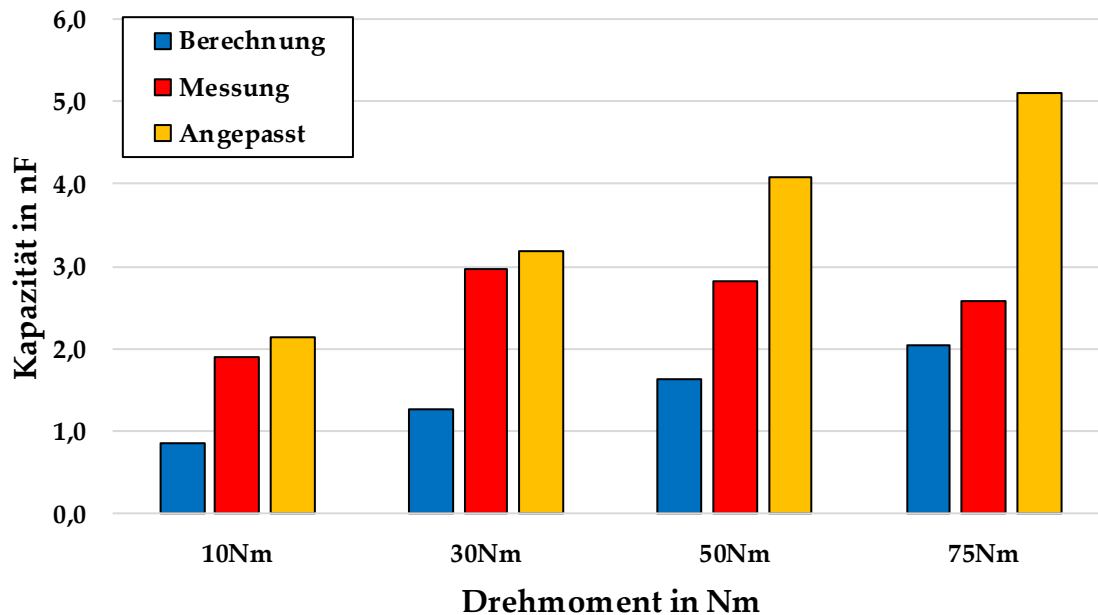


Abbildung 5-69: Vergleich der Kapazität an der Schrägverzahnung IV in Abhängigkeit des Drehmoments mit einem Korrekturfaktor $k_t = 2,5$

5.5 Strukturbauteile

5.5.1 Wellen

Die Messung des Impedanzverhaltens der Prüfwellen erfolgte mit dem in Kapitel 4.5 vorgestelltem LCR-Meter. Es wurden sowohl für die Antriebs- als die Abtriebswelle Messungen vorgenommen, wobei die folgenden Anschlusspunkte untersucht wurden:

- Wellenabsatz für den Kupplungsanschluss (A)
- Lagersitz für das Festlager (B)
- Wellenabsatz für das Zahnrad (C)
- Lagersitz für das Loslager (D)

In Abbildung 5-70 ist am Beispiel der Antriebswelle die Zuordnung dargestellt. Die Zuordnung an der Abtriebswelle ist analog dazu. Die Aufnahme zeigt die Messadapter, an denen die Messleitungen in diesem Fall an den Punkten A und C angeschlossen sind.

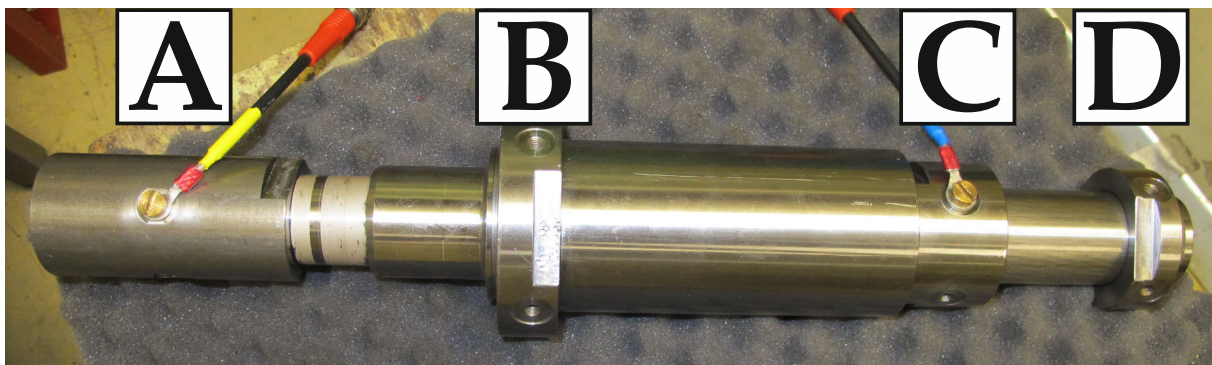


Abbildung 5-70: Zuordnung der Anschlüsse für die LCR-Messung an der Prüfwelle

Die zugehörige Messung zwischen den Punkten A und C an der Abtriebswelle für den Verlauf der Impedanz Z und des Phasenwinkels ϕ ist in Abbildung 5-71 zu sehen. Es ist deutlich zu erkennen, dass im niedrigen Frequenzbereich bis etwa 1 kHz das Verhalten der Welle hauptsächlich resistiv ist, wobei der Widerstand im Milliohm Bereich liegt. Der Phasenwinkel liegt in diesem Bereich um 0° . Ab ca. 1 kHz bis 20kHz steigt der induktive Anteil am Verhalten an bis der Phasenwinkel 90° erreicht. Gleichzeitig steigt auch die Impedanz an. Bei noch höheren Frequenzen bleibt das Verhalten weiterhin induktiv, wodurch auch die Impedanz mit der Frequenz weiter ansteigt. Erst zum Ende der Messung hin zeigt sich ein Einbruch sowohl bei Impedanz als auch Phase, der jedoch vermutlich darauf zurückzuführen ist, dass die Messleitungen für diesen Bereich nicht mehr ausgelegt sind und bei 5 MHz an ihrer Spezifikationsgrenze liegen. Die zusätzlich eingebrachten Adapter zum Anschluss an den Prüfling stellen zudem eine weitere Störquelle dar. Des Weiteren ergaben sich während der Messreihen teilweise

massive Abweichungen, wenn beispielsweise die Messleitungen nicht in gleicher Weise verlegt wurden oder wenn die Anschlüsse etwas stärker oder schwächer verschraubt wurden.

Betrachtet man alle Messungen von einem Anschluss zu allen anderen, dargestellt in Abbildung 5-72, so erkennt man, dass der grundsätzliche Verlauf bei allen Abschnitten gleich ist. Mit steigenden Abstand zwischen den Messpunkten wird zudem die Impedanz größer und der induktive Anteil wirkt bereits bei niedrigeren Frequenzen. Bei niedrigen Frequenzen, in denen die resistiven Anteile überwiegen, ist das Verhalten nicht ganz so eindeutig, da hier teilweise die kürzeren Wellenabschnitte einen größeren Widerstand darstellen als die längeren Abschnitte. Der Grund dafür ist vermutlich der Kontaktwiderstand sowohl zwischen Welle und Messhülse, als auch von der Messleitung zur Messhülse, der einen größeren Einfluss hat, als der eigentliche Widerstand des Metalls. Durch die unterschiedlichen Breiten und Durchmesser, aber auch durch Toleranzen in der Presspassung, sowie etwaigen Verunreinigungen der Passung und im Gewinde des Messanschlusses, kann es zu diesen Unterschieden zum erwarteten Verhalten kommen.

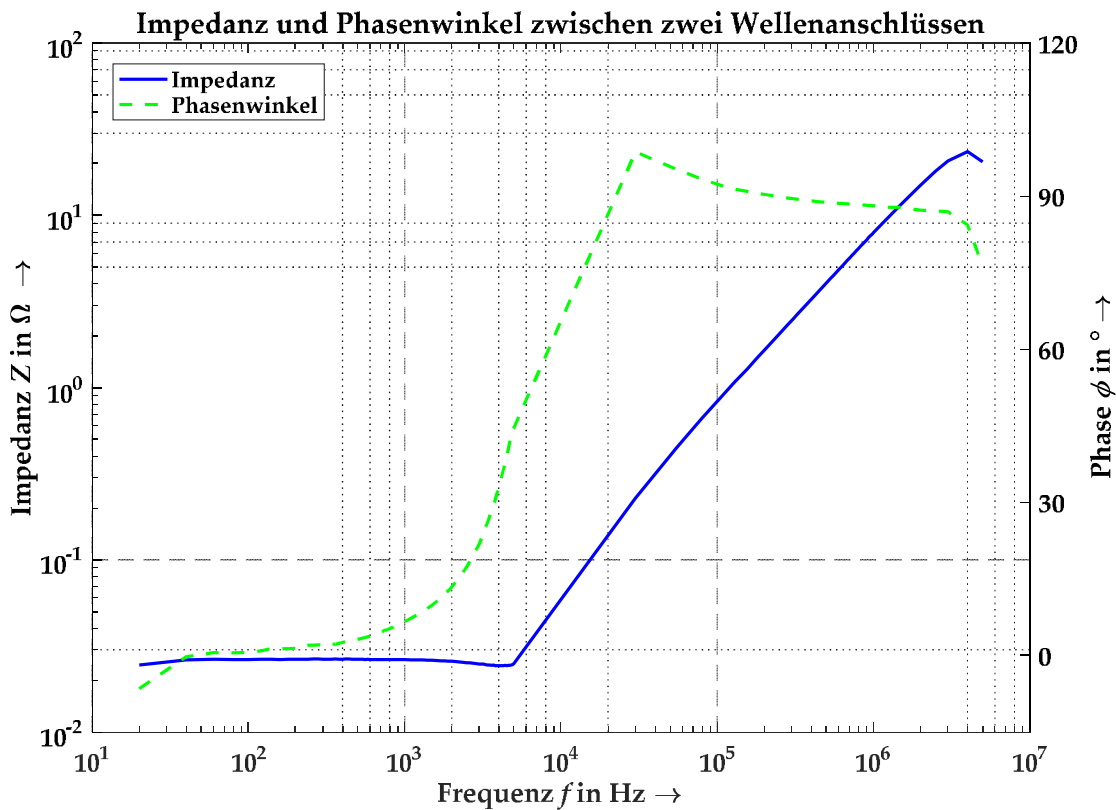


Abbildung 5-71: Gemessene Impedanz und Phasenwinkel zwischen den Anschlüssen A und C der Abtriebswelle

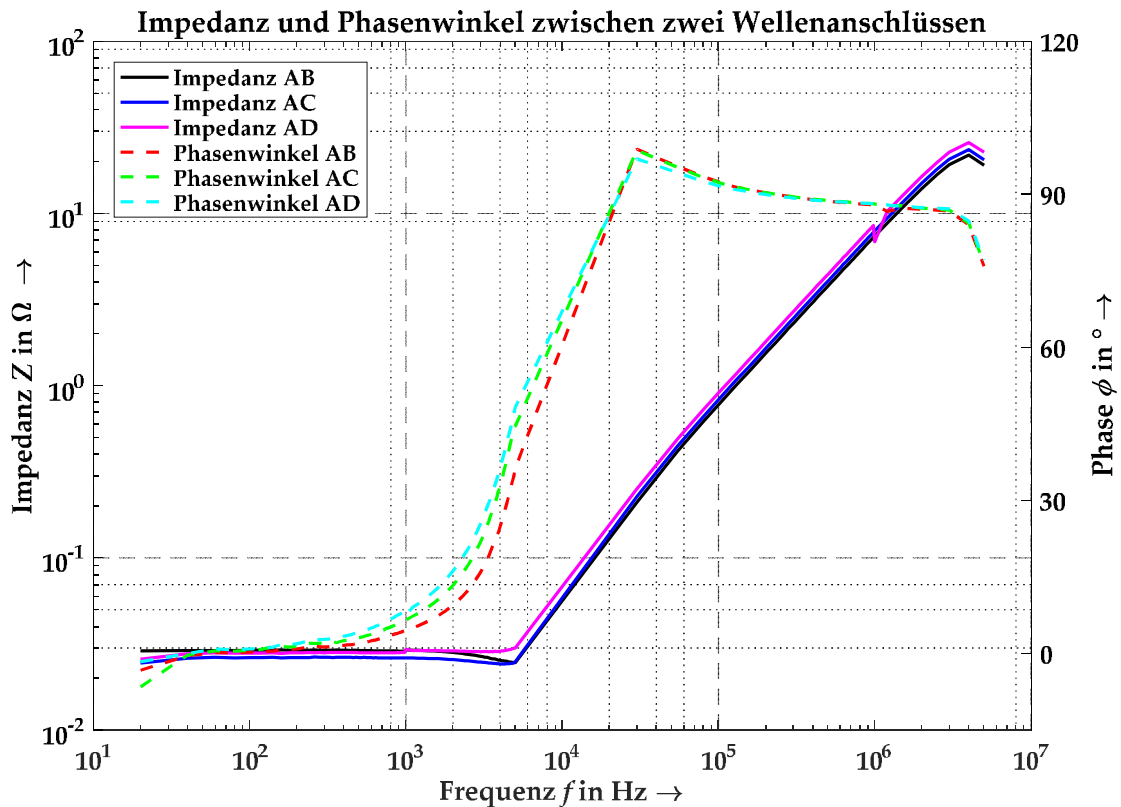


Abbildung 5-72: Gemessenes Impedanzverhalten vom Anschluss A zu allen anderen Anschlüssen

Der Vergleich zwischen den mit dem LCR-Meter gemessenen Verläufen und den beiden in Kapitel 3.2.4 vorgestellten Modellen ist Abbildung 5-73 dargestellt. Dabei fällt auf, dass zwischen Messung und Rechnung nur wenig Übereinstimmung vorhanden ist. Zwar landen sowohl bei Q3D Simulation als auch bei der LCR-Messung die Phasenwinkel bei 90° - also induktivem Verhalten – aber dieser Übergang tritt bei der Messung in einem deutlich engeren Frequenzbereich auf. Der Verlauf des Phasenwinkels RL-Modells erreicht maximal 45°, da die Modellierung ausschließlich die innere Induktivität erfasst und sich bei hohen Frequenzen die beiden Impedanzen ωL_i und R_{AC} angleichen.

Bei der Impedanz zeigen alle drei Methoden ein lineares Verhalten in der doppelt logarithmischen Darstellung, wobei zunächst ein konstantes Verhalten auftritt, das bei der Messung bis etwa 6 kHz und bei den berechneten Modellen bis ca. 1 Hz reicht. In der Höhe der Impedanz unterscheiden sich Messung und Simulation im Kilohertz bis Megahertz Bereich um etwa eine bis zwei Größenordnungen.

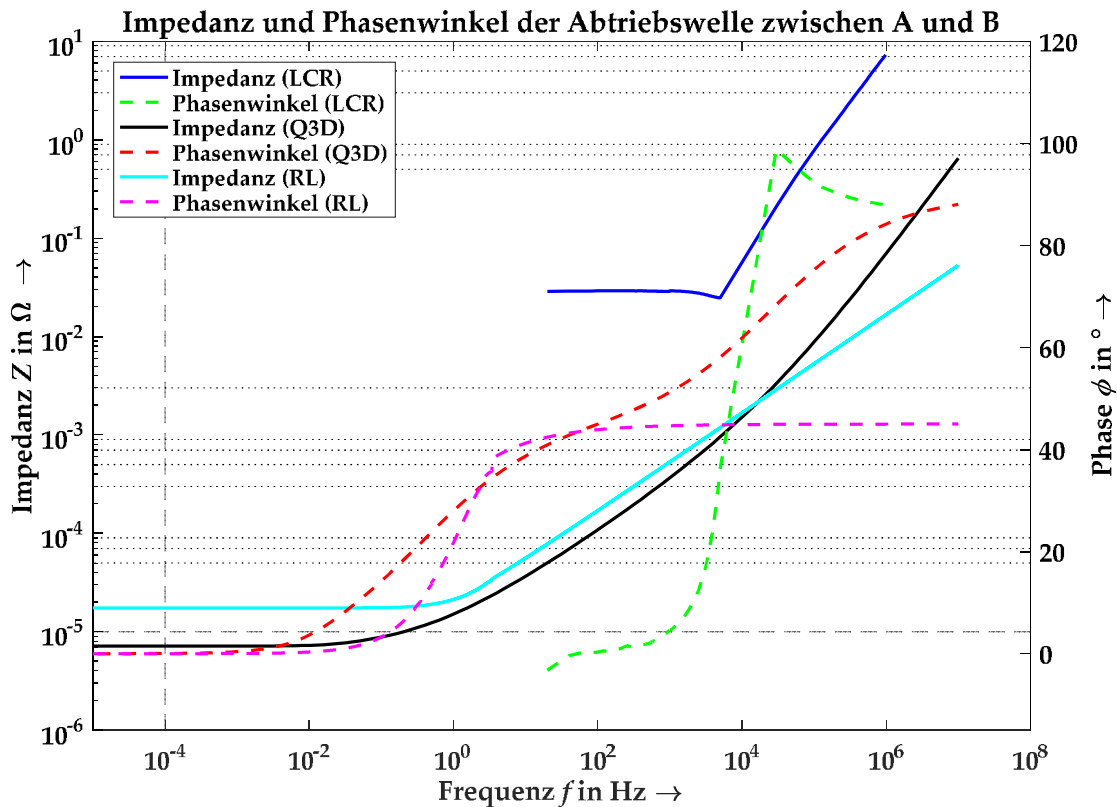


Abbildung 5-73: Vergleich zwischen gemessenem (LCR), über das RL-Modell berechnetem (RL) und simuliertem (Q3D) Verhalten vom Anschluss A zu B ($\mu_r = 220$ und $\rho_{el} = 1,9 \cdot 10^{-7} \Omega m$).

In Summe lässt sich festhalten, dass das Modell und die Messung bei der vorliegenden Konfiguration nicht aneinander abgeglichen werden können. Lediglich das grundsätzliche Verhalten – also der Wechsel von ohmsch zu induktiv – kann bestätigt werden. Ein Problem bei der Simulation stellt die Wahl der Materialparameter dar, da es für die eingesetzten Materialien nicht immer Daten zur Permeabilität und zur Leitfähigkeit gibt. Hier muss auf Basis der Zusammensetzung oft ein möglichst ähnlicher Werkstoff, für den die entsprechenden Daten vorhanden sind, aus Materialtabellen wie in [Cha00] gewählt werden. Grundsätzlich ist durch die starke Störanfälligkeit der Messungen und der dabei noch eingebrachten zusätzlichen Kontakte auch das Ergebnis der Messung in Frage zu stellen. Insbesondere der deutliche Unterschied im ohmschen Bereich könnte ein Resultat der verschiedenen Übergangswiderstände sein, die dadurch die Messung verfälschen.

Für die Anwendung sollte daher eher auf die FE-Simulation zurückgegriffen werden, auch weil der Aufwand und Materialeinsatz bei Messreihen den Aufwand der Simulation noch einmal übersteigt.

5.5.2 Gehäuse

Analog zu den Messungen an den Getriebewellen erfolgten die Messungen am Gehäuse des Prüfgetriebes. Als Messpunkte wurden die vier Gehäusebohrungen für die Lagerungen und der Anschluss für das Erdungskabel ausgewählt. Die Messung der Gehäusebohrungen stellt dabei nicht den relevanten Pfad für die später durchgeführten Messungen der Strom- und Spannungsverläufe am Prüfgetriebe dar, da dort die Lager nicht mit dem Gehäuse verbunden sind, sondern über die Messleitungen an Lagersitz anschlossen werden. Um den Bezug zur Praxis zu wahren, in der die Lagersitze den relevanten Anschluss darstellen, wurden dennoch diese als Messanschluss gewählt. Die Ergebnisse sind auszugsweise in Abbildung 5-74 und Abbildung 5-75 zu sehen für die Messungen zwischen zwei Gehäusebohrungen und zwischen einer Gehäusebohrung und dem Erdanschluss. Es zeigt sich dabei ein ähnlicher Verlauf wie bei den Messungen an der Getriebewelle. Ab etwa 5 kHz wirkt das Gehäuse eher induktiv und die zuvor nahezu konstante Impedanz steigt an.

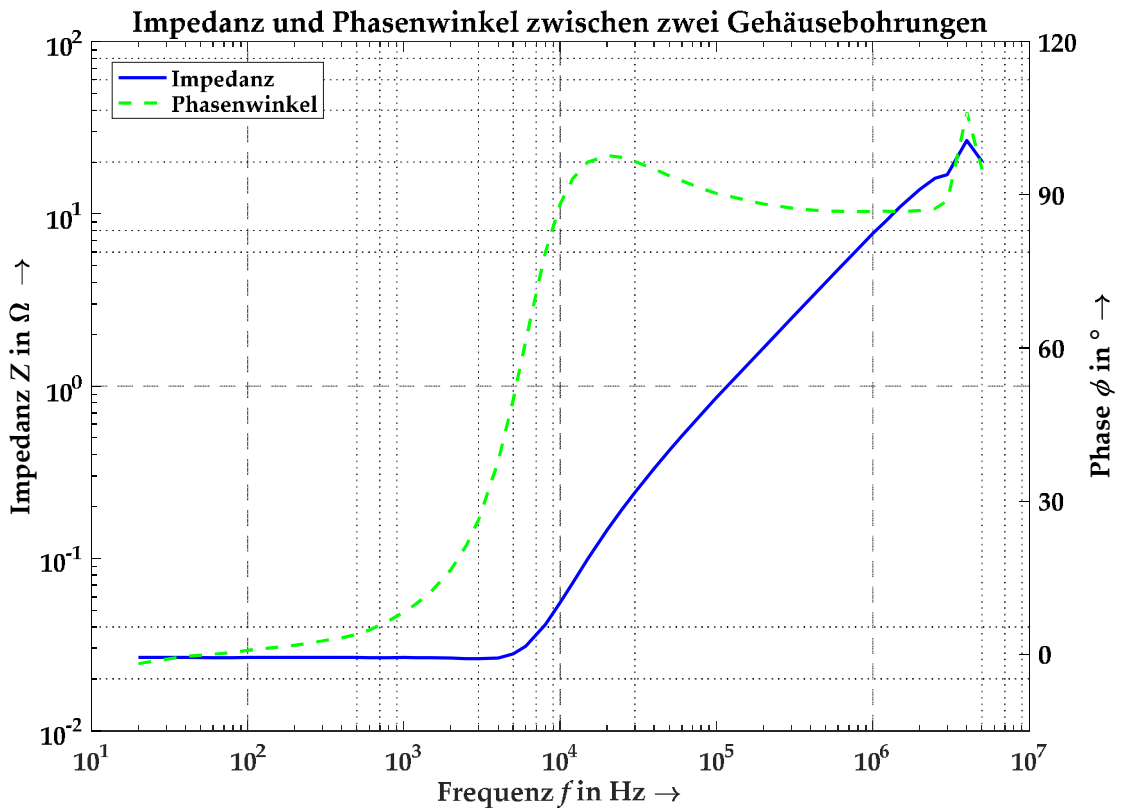


Abbildung 5-74: Gemessenes Impedanzverhalten von Gehäusebohrung GL3 zu GL4

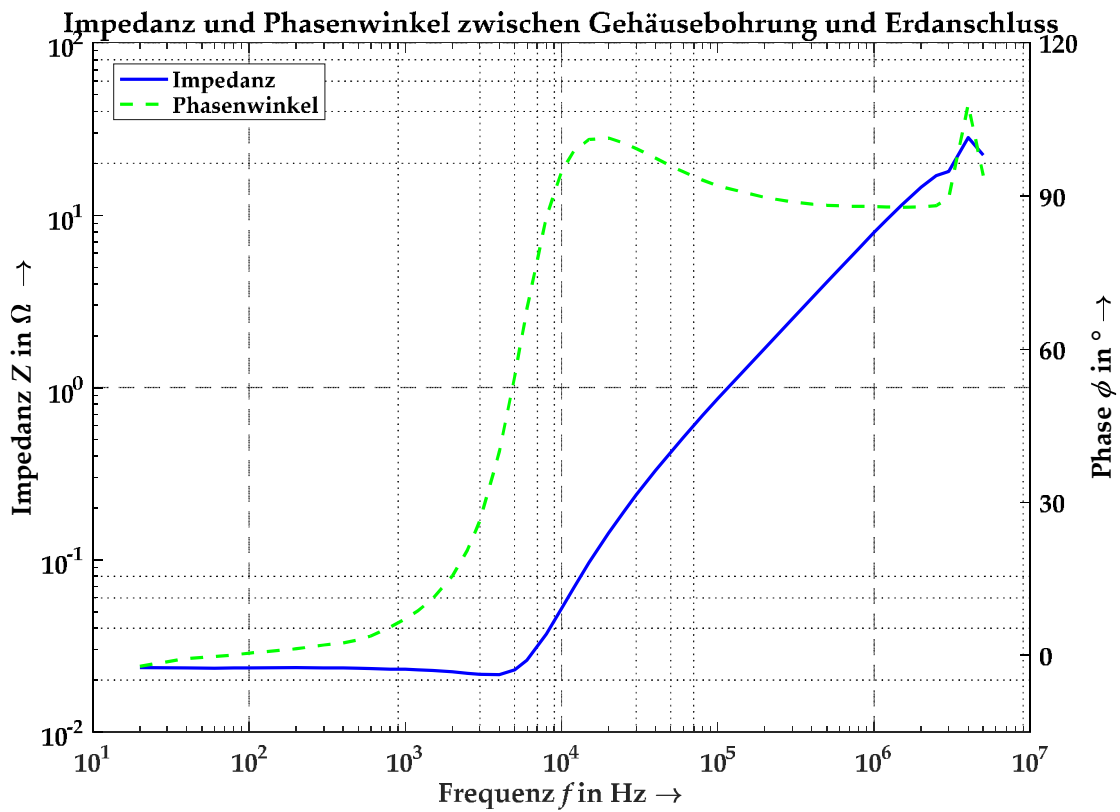


Abbildung 5-75: Gemessenes Impedanzverhalten von Gehäusebohrung GL1 zum Erdungsanschluss

Vergleicht man dieses mit den in der Simulation ermittelten Werten (Abbildung 5-76), so zeigt sich auch hier eine deutliche Diskrepanz zwischen Messung und Simulation. Auch hier lässt sich jedoch aufgrund des hohen Messaufwands, sowie der damit einhergehenden Unsicherheiten und Abweichungen zur tatsächlichen Anwendung, festhalten, dass die FE-Simulation die für die Praxis zielführendere Methode ist.

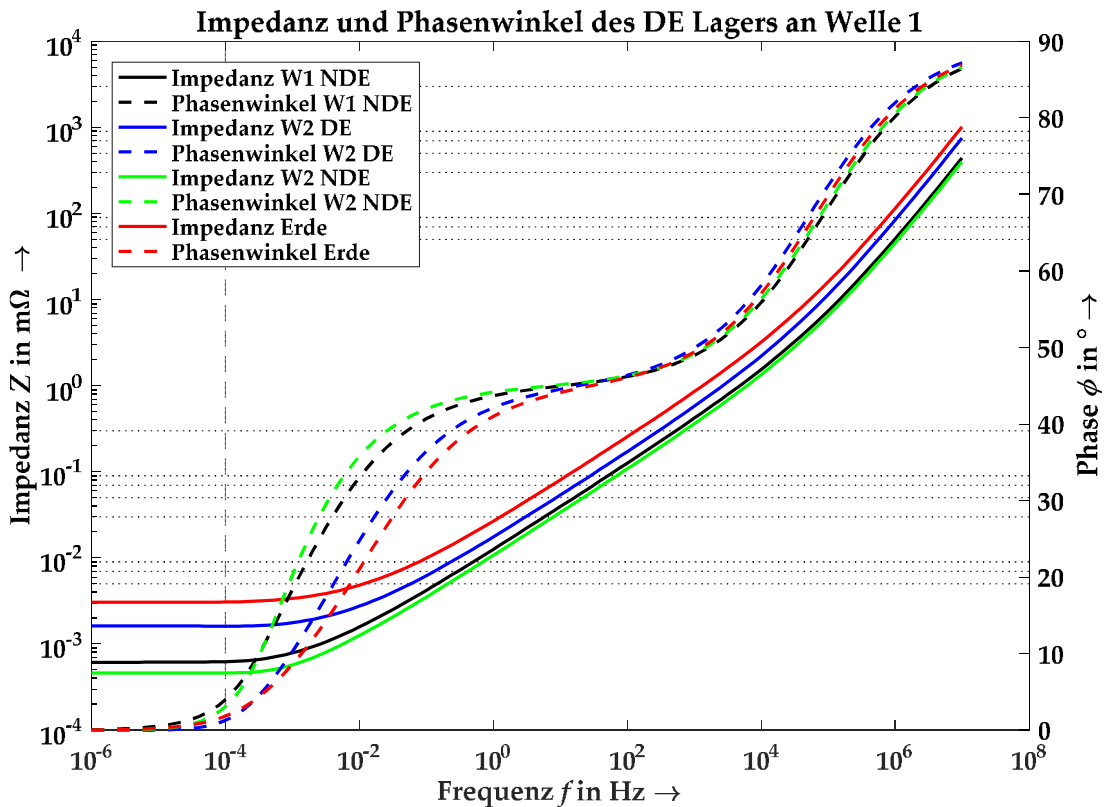


Abbildung 5-76: Mit Q3D ermitteltes Verhalten von Gehäusebohrung GL1 zu den anderen Gehäusebohrungen und dem Erdanschluss ($\mu_r = 3800$ und $\rho_{el} = 1,3 \cdot 10^{-7} \Omega m$).

5.6 Gesamtsystem

5.6.1 Messungen am Gesamtsystem

Die Messungen am Gesamtsystem erfolgten für die Verzahnungen IV und II (siehe Tabelle 27), wobei zunächst bei der Schrägverzahnung IV das Verhalten des Prüfstands untersucht wurde. Dabei wurden auch die unterschiedlichen Messmittel auf ihre Eignung hin überprüft (siehe Abschnitt 4.4). Im Folgenden werden für die untersuchten Verzahnungen die gemessenen Spannungen und Ströme dargestellt und beschrieben.

5.6.1.1 Messungen der Lagerströme und Wellenspannungen (Verzahnung IV)

Zur Untersuchung des prognostizierten Spannungsteilers wurden die Gleichtaktspannung U_{CM} , die beiden Spannungen der Getriebewellen – U_t für die Antriebswelle und U_s für die Abtriebswelle – sowie die Verzahnungsspannung U_t zwischen den Wellen gemessen. In Abbildung 5-77 und Abbildung 5-78 sind die gemessenen Verläufe bei 1200 Umdrehungen pro Minute im Vorwärts- und Rückwärtsbetrieb des Getriebes dargestellt. Es wurden dazu Messungen gewählt, die ohne Durchschläge verliefen, um den Effekt des Spannungsteilers deutlicher zu zeigen. In den Abbildungen ist zu erkennen, wie sich die

Gleichtaktspannung als reduzierte Spannungen abbildet, wobei die Amplitude zur Abtriebswelle hin abnimmt.

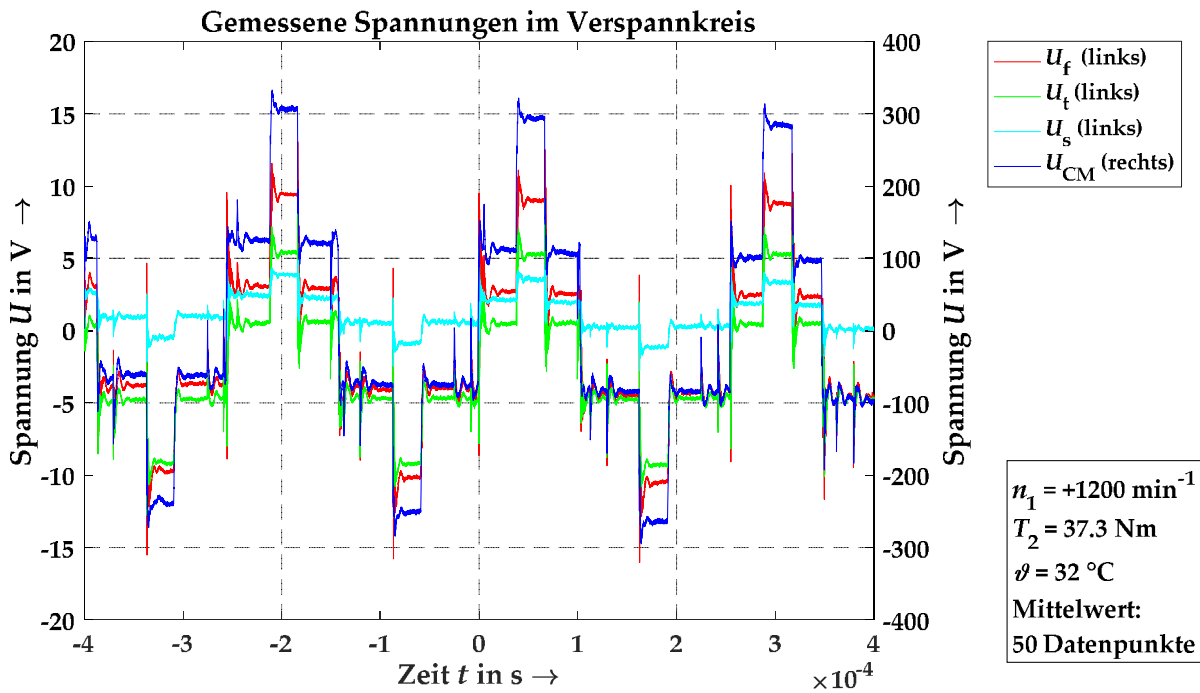


Abbildung 5-77: Verlauf der Spannungen bei Drehzahl +1200 min⁻¹, 37,3 Nm Belastung und 32°C Öltemperatur. Ein deutlicher Spannungsteiler mit sinkender Spannung zur Abtriebswelle hin ist zu erkennen. Die Messwerte wurden über 50 Messpunkte gefiltert.

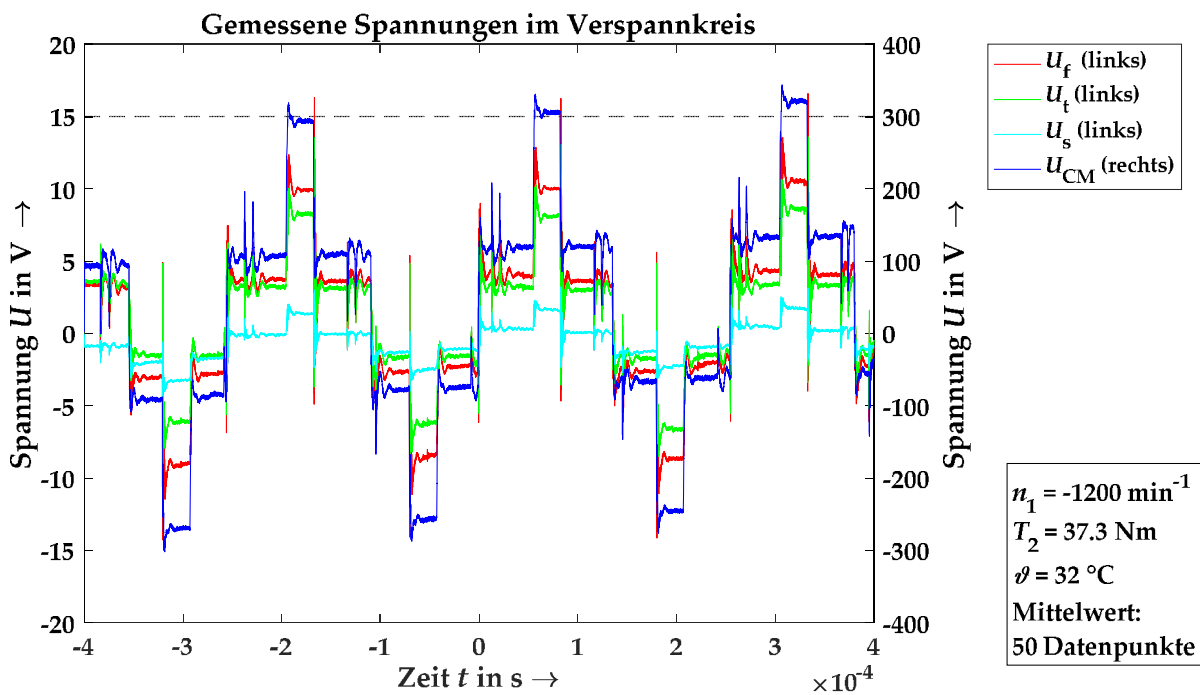


Abbildung 5-78: Verlauf der Spannungen bei Drehzahl -1200 min⁻¹, 37,3 Nm Belastung und 32°C Öltemperatur. Ein deutlicher Spannungsteiler mit sinkender Spannung zur Abtriebswelle hin ist zu erkennen. Die Messwerte wurden über 50 Messpunkte gefiltert.

Bei niedrigeren Drehzahlen – und damit auch einer niedrigeren hydrodynamischen Geschwindigkeit für den Schmierfilmaufbau – zeigt sich zwischen den beiden Drehrichtungen ein größerer Unterschied. Im Vorwärtsbetrieb (Abbildung 5-79) kann sich die Gleichtaktspannung auf U_t und U_i abbilden, während die Spannung U_s an der Abtriebswelle null bleibt. Dies deutet darauf hin, dass sich die Lager an der Abtriebswelle – oder zumindest eines der beiden Lager – in der Mischreibung befinden. Dadurch ist die Verzahnungskapazität direkt parallel zu den Lagerkapazitäten der Antriebswelle, was sich auch im Spannungsbild niederschlägt. Die Gleichtaktspannung wird gleichermaßen auf beide Spannungen abgebildet.

Im Gegensatz dazu kann sich im Rückwärtsbetrieb (Abbildung 5-80) keine Spannung am Getriebe aufbauen. Lediglich bei den Spannungssprüngen der Gleichtaktspannungen kann sich kurz bei U_t und U_i eine Spannung aufbauen, die aber nicht gehalten werden kann. Das Verhalten lässt sich damit erklären, dass der Schmierfilm in der Verzahnung nicht ausreicht und es dort zu einem Durchschlag kommt. Da sich auch die Lager der Abtriebswelle in der Mischreibung befinden, ist die Antriebswelle über diese und die Verzahnung geerdet und es kann sich auch keine Spannung aufbauen. Der Unterschied zwischen Vorwärts- und Rückwärtsbetrieb ist in der Versorgung mit Schmierstoff zu finden. Im Vorwärtsbetrieb wird durch die Ölversorgung das Öl auf die in den Zahneingriff hineinlaufenden Zähne gebracht, während es im Rückwärtsbetrieb auf die aus dem Zahneingriff herauskommenden Zähne fließt. Bei niedrigen Drehzahlen wird zudem wenig Öl verwirbelt und auch nur wenig Öl aus dem Sumpf des Getriebes bis in den Eingriff gefördert. Es steht daher vermutlich nicht genug Öl für den Schmierfilmaufbau zur Verfügung und es kommt zur Mangelschmierung.

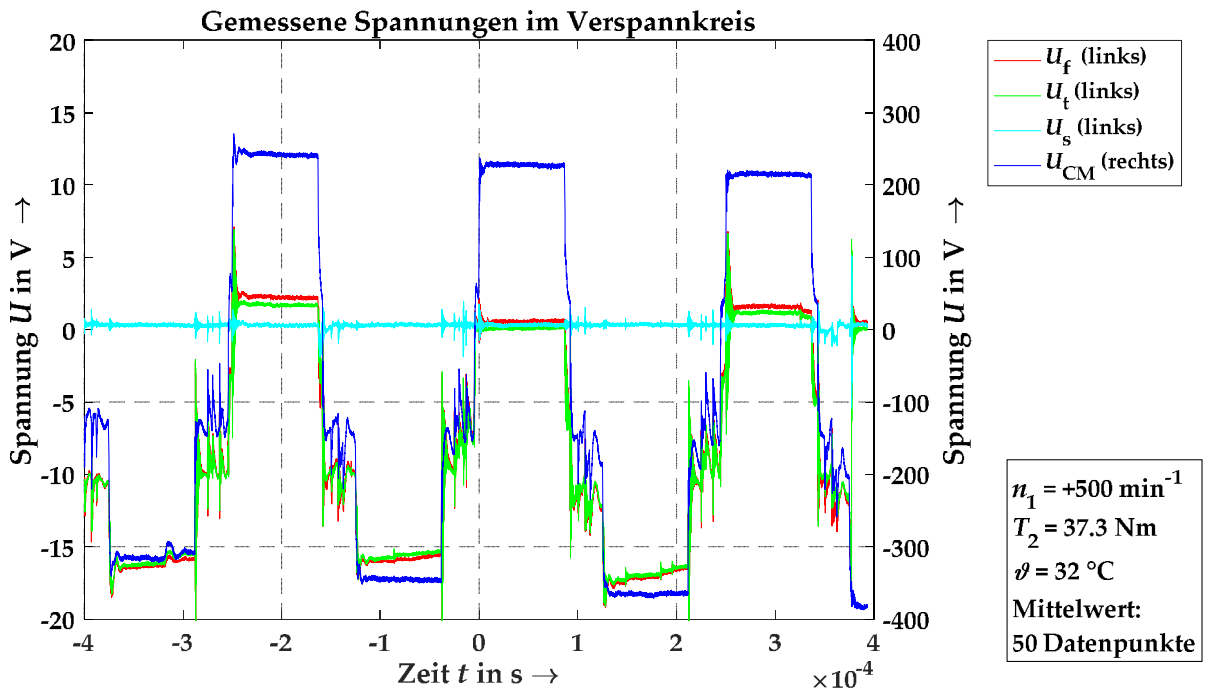


Abbildung 5-79: Verlauf der Spannungen bei Drehzahl $+500 \text{ min}^{-1}$, $37,3 \text{ Nm}$ Belastung und 32°C Öltemperatur. An der Abtriebswelle kann sich keine Spannung aufbauen und die Gleichtaktspannung wird in gleicher Höhe auf die Antriebswelle und die Verzahnung abgebildet. Die Messwerte wurden über 50 Messpunkte gefiltert.

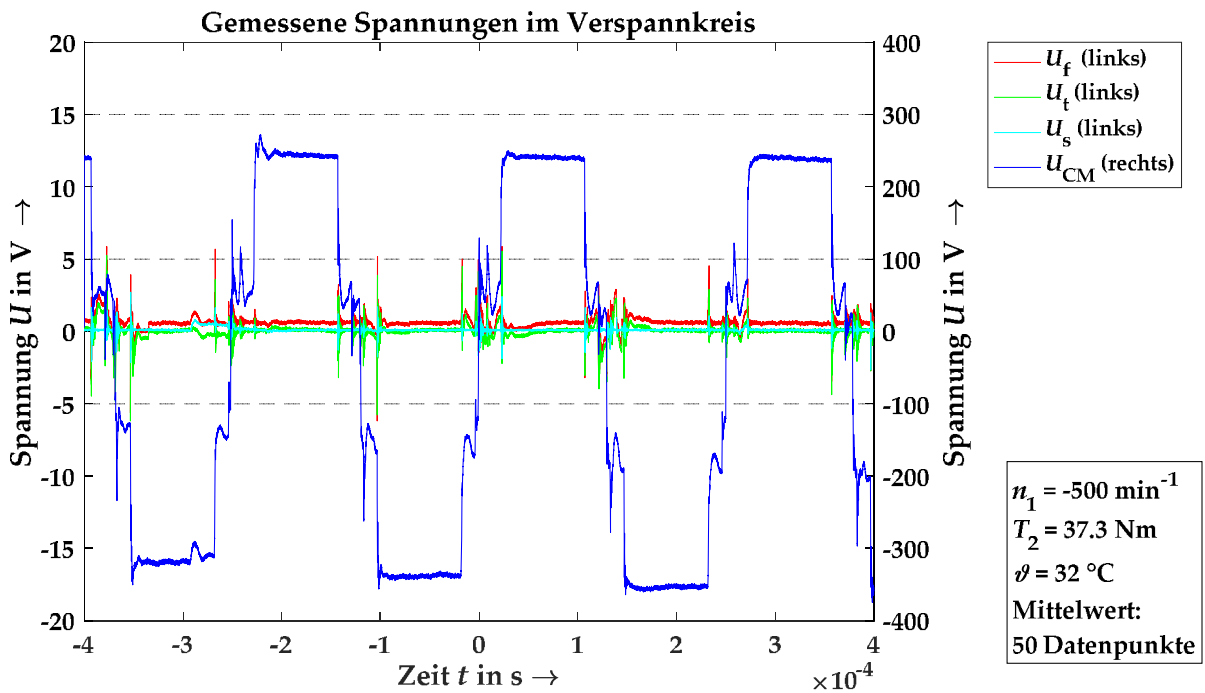


Abbildung 5-80: Verlauf der Spannungen bei Drehzahl -500 min^{-1} , $37,3 \text{ Nm}$ Belastung und 32°C Öltemperatur. Keine der Getriebespannungen kann aufgebaut werden und es gibt lediglich kurze Ansätze, an denen sich die Gleichtaktspannung an der Antriebswelle und der Verzahnung gleichermaßen abbildet. Die Messwerte wurden über 50 Messpunkte gefiltert.

Den Effekt eines Durchschlags auf die Verläufe der Spannungen zeigt sich in Abbildung 5-81 und Abbildung 5-82 sehr deutlich. Einzelne Durchschläge – und damit Entladungen der jeweiligen Kapazitäten – führen zu einer Verschiebung der Signalverläufe. Bei einem idealen System ohne Durchschläge wäre das Verhältnis der Spannungen stets konstant und das *GVR* bzw. *BVR* könnte aus den einzelnen Spannungswerten berechnet werden. Durch die Verschiebungen ist dies nicht mehr möglich und es müssen die Änderungen in der Spannung bei einem Spannungssprung der Gleichtaktspannung für die Berechnung des Spannungsteilers herangezogen werden.

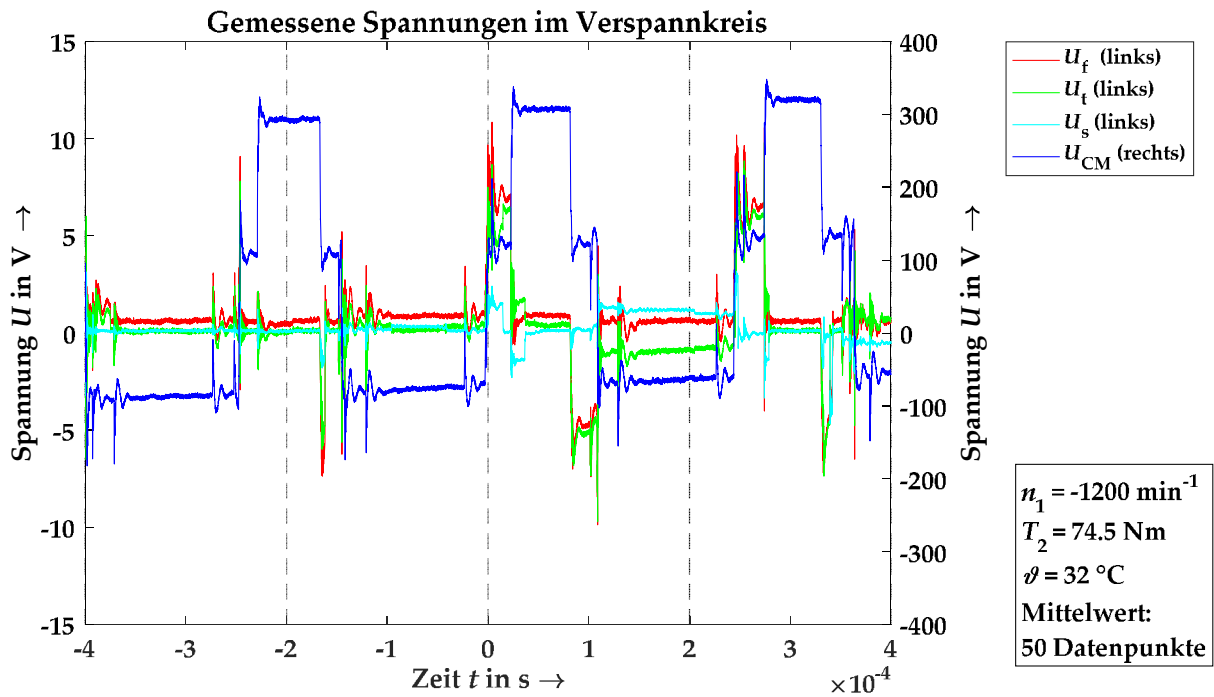


Abbildung 5-81: Verlauf der Spannungen bei Drehzahl -1200 min^{-1} , $74,5 \text{ Nm}$ Belastung und 32°C Öltemperatur. Die Spannungsteiler können sich nur für kurze Zeit aufbauen. Die Messwerte wurden über 50 Messpunkte gefiltert.

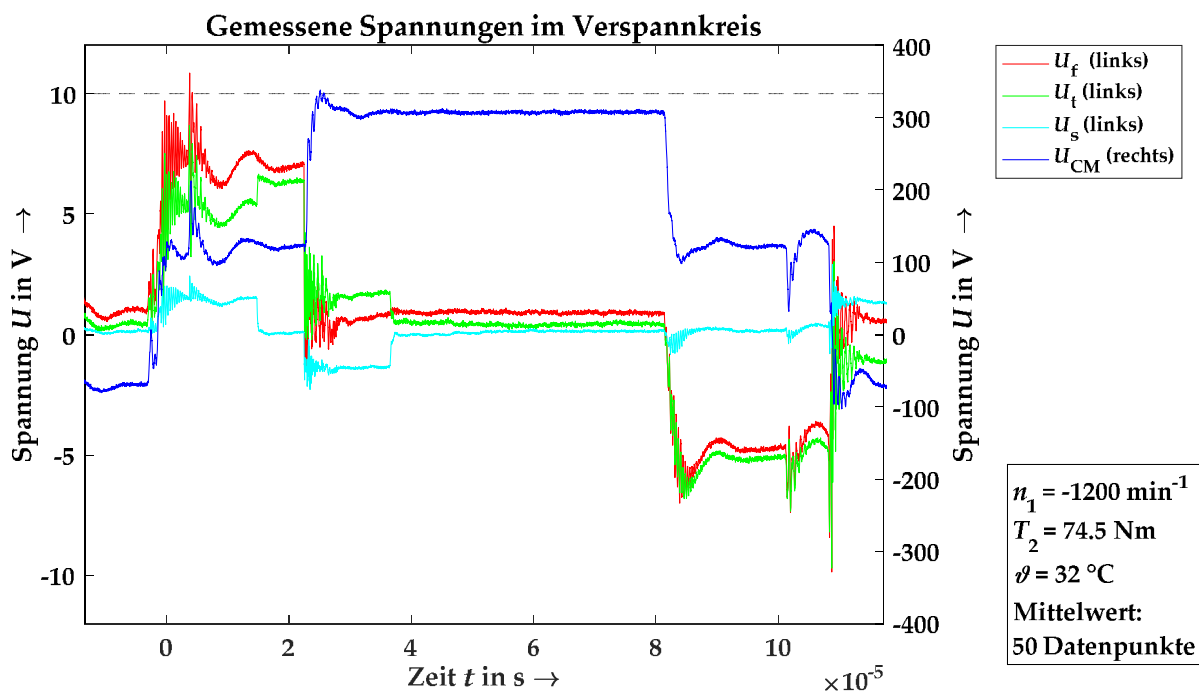


Abbildung 5-82: Detailansicht: Durch Zusammenbrüche der Spannungen kommt es zu Verschiebungen der Signale. Nach einem Zusammenbruch bei ca. $40 \mu\text{s}$ sind die Spannungen im Getriebe im Bereich 0 V . Der nächste Sprung der Gleichtaktspannung bei $80 \mu\text{s}$ von $+300$ auf $+100 \text{ V}$ führt zu einem Sprung in den Getriebespannungen auf ca. -5 V .

Das Verhalten im Moment des Durchschlags zeigen Abbildung 5-83 und Abbildung 5-84. Zu Beginn der Messung ist ein vollständiger Spannungsteiler vorhanden und die Gleichtaktspannung U_{CM} wird über der Eingangswelle, der Verzahnung und der Ausgangswelle abgebildet. Mit dem Spannungssprung der Gleichtaktspannung erreicht die Spannung am Lager GL1 die kritische Durchschlagsspannung und es kommt zur EDM-Entladung. Durch das Lager fließt ein Strom mit einer Frequenz von etwa $2,5 \text{ MHz}$, was ein eindeutiges Indiz für einen Entladestrom darstellt. Der gleiche Strom lässt sich auch im Erdungsanschluss des Getriebes messen. Im zweiten Lager der Antriebswelle ist ebenfalls ein Strom messbar, dieser ist jedoch deutlich geringer und stellt lediglich den kapazitiven Verschiebestrom beim Entladen des Kondensators dar. Als Folge der Entladung sinkt die Spannung U_t an der Eingangswelle auf null ab. Da es in der Verzahnung und den Lagern der Abtriebswelle keine Entladung gab, wird die dort in den Kapazitäten gespeicherte Energie aufgeteilt und es bildet sich eine neue Masche zwischen der Verzahnungskapazität und den Lagerkapazitäten, in denen beide eine gleich große entgegengesetzte Spannung annehmen.

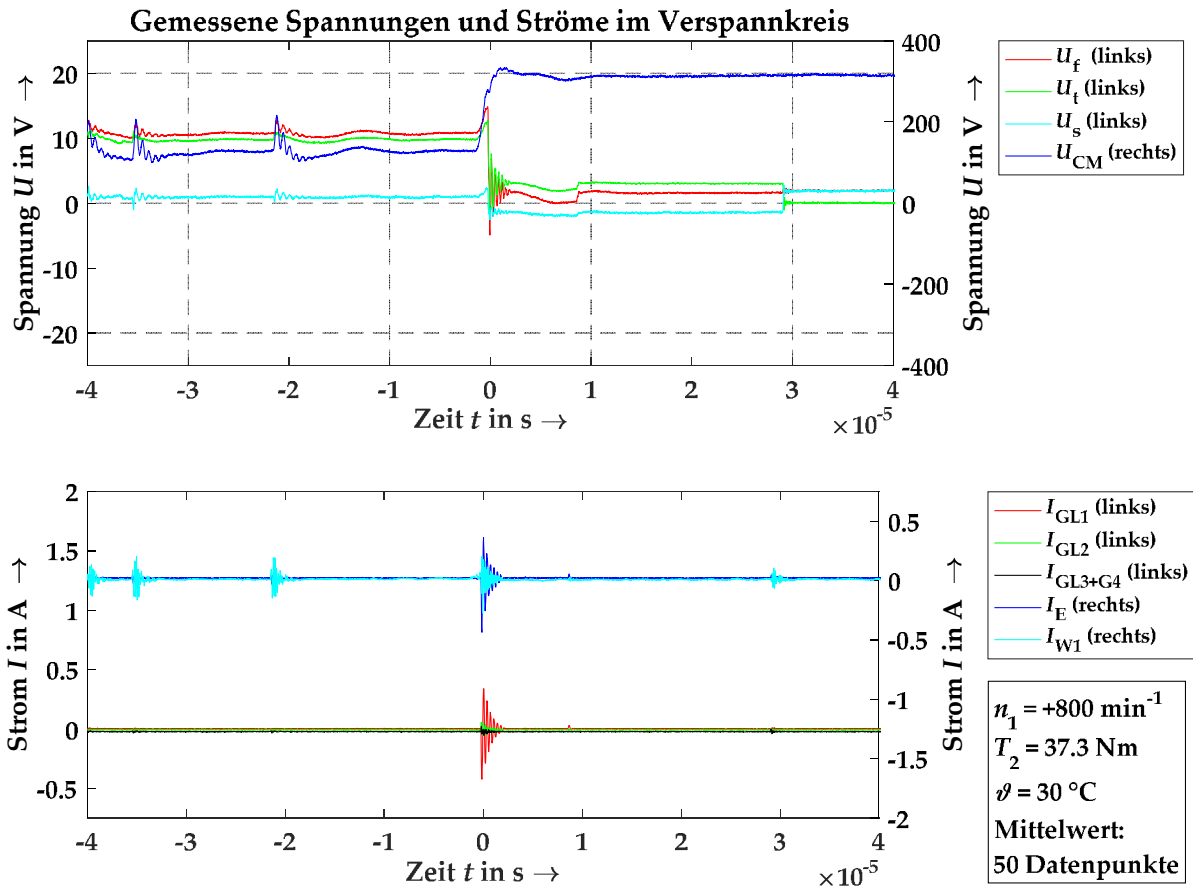


Abbildung 5-83: Verlauf der Spannungen und Ströme bei Drehzahl $+800 \text{ min}^{-1}$, $37,3 \text{ Nm}$ Belastung und 30°C Öltemperatur. Zum betrachteten Zeitpunkt ist ein Spannungsteiler über das gesamte Getriebe aufgebaut. Der Trigger wird durch den Strom durch Lager GL1 ausgelöst. Die Spannung U_s ist als Differenz der Spannungen U_t und U_f berechnet.

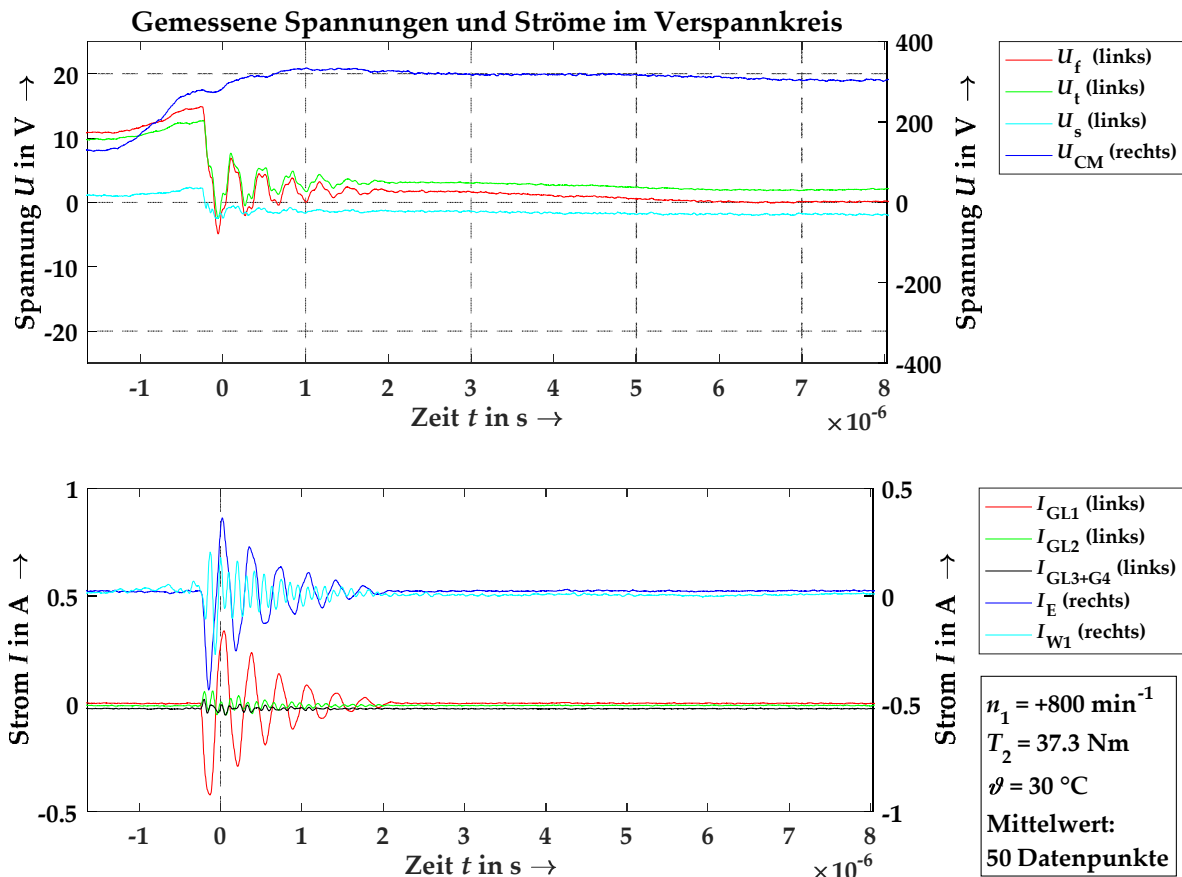


Abbildung 5-84: Detailansicht: Der Anstieg der Gleichtaktspannung führt zum Anstieg in den Wellenspannungen bis die Spannung an GL1 nicht mehr gehalten werden kann. Es kommt zur Entladung durch GL1 und über den Erdanschluss des Getriebes. Die Spannung U_t sinkt auf null. Die Spannung U_s an Welle 2 kann gehalten werden und es baut sich eine gleich hohe, aber entgegengesetzte Spannung U_t mit der Verzahnung auf. Die Frequenz des Stroms durch GL1 liegt bei ca. 2,5 MHz.

Bei Betrachtung verschiedener Messungen, bei denen der die Messung startende Trigger auf unterschiedliche Lagerströme gestellt wird, zeigt sich, dass in allen Lagern des Getriebes Entladungen auftreten können. Am häufigsten treten dabei Durchschläge im Lager GL2 – dem Rillenkugellager der Antriebswelle – auf. Das Lager GL1 weist ebenfalls ein ausgeprägtes Durchschlagsverhalten auf, das in Summe jedoch seltener zu Durchschlägen führt als das Lager GL2. Auf der Abtriebswelle treten insgesamt weniger Durchschläge auf, wenn dann jedoch vermehrt im Zylinderrollenlager GL4. Die reduzierte Anzahl an Durchschlägen auf der Abtriebswelle lässt sich zum einen in der teilweise vorliegenden Mischreibung begründen, die schon den Aufbau einer Spannung verhindert (siehe beispielsweise Abbildung 5-79), aber auch in der geringeren Spannung, die an der Welle bei intaktem Spannungsteiler anliegt.

Dieses Verhalten bestätigt sich auch in Messungen mit provozierten Rotor-Erd-Strömen, bei denen die Erdung des Motors sowohl am Stator als auch in der Zuleitung unterbrochen wurde (Abbildung 5-85). Wie aus Tabelle 28 ersichtlich wird, ist das Lager GL2 am stärksten von Rotor-Erd-Strömen betroffen,

während abhängig von den Betriebsparametern das Lager GL1 ebenfalls einem Teil der Belastung ausgesetzt ist. Bei den Lagern der Abtriebswelle treten nur vereinzelt derart hohe Ströme auf.

Im Bereich niedrigerer Drehzahlen (500 min⁻¹ und 800 min⁻¹) treten auch in diesen Lagern Ströme auf, die jedoch deutlich geringer sind als in den Lagern der Antriebswelle (Abbildung 5-86).

Tabelle 28: Häufigkeit von Lagerströmen über 2 A im Zeitraum von 4 ms

Lastmoment	Drehzahl	GL1	GL2	GL3	GL4
37,3 Nm	500 min ⁻¹	183	574	1	1
37,3 Nm	800 min ⁻¹	26	2508	0	3
37,3 Nm	1200 min ⁻¹	0	2739	0	0
37,3 Nm	1600 min ⁻¹	0	2152	0	0
74,5 Nm	1200 min ⁻¹	3	2749	0	0
112 Nm	1200 min ⁻¹	606	663	0	0



Abbildung 5-85: Rotor-Erd-Ströme aller Getriebelager bei Drehzahl +1200 min⁻¹, 37,3 Nm Belastung und 30°C Öltemperatur. Bei jeder Schalthandlung des Umrichters kommt es zu Rotor-Erd-Strömen, die hauptsächlich über das Lager GL2 abfließen.

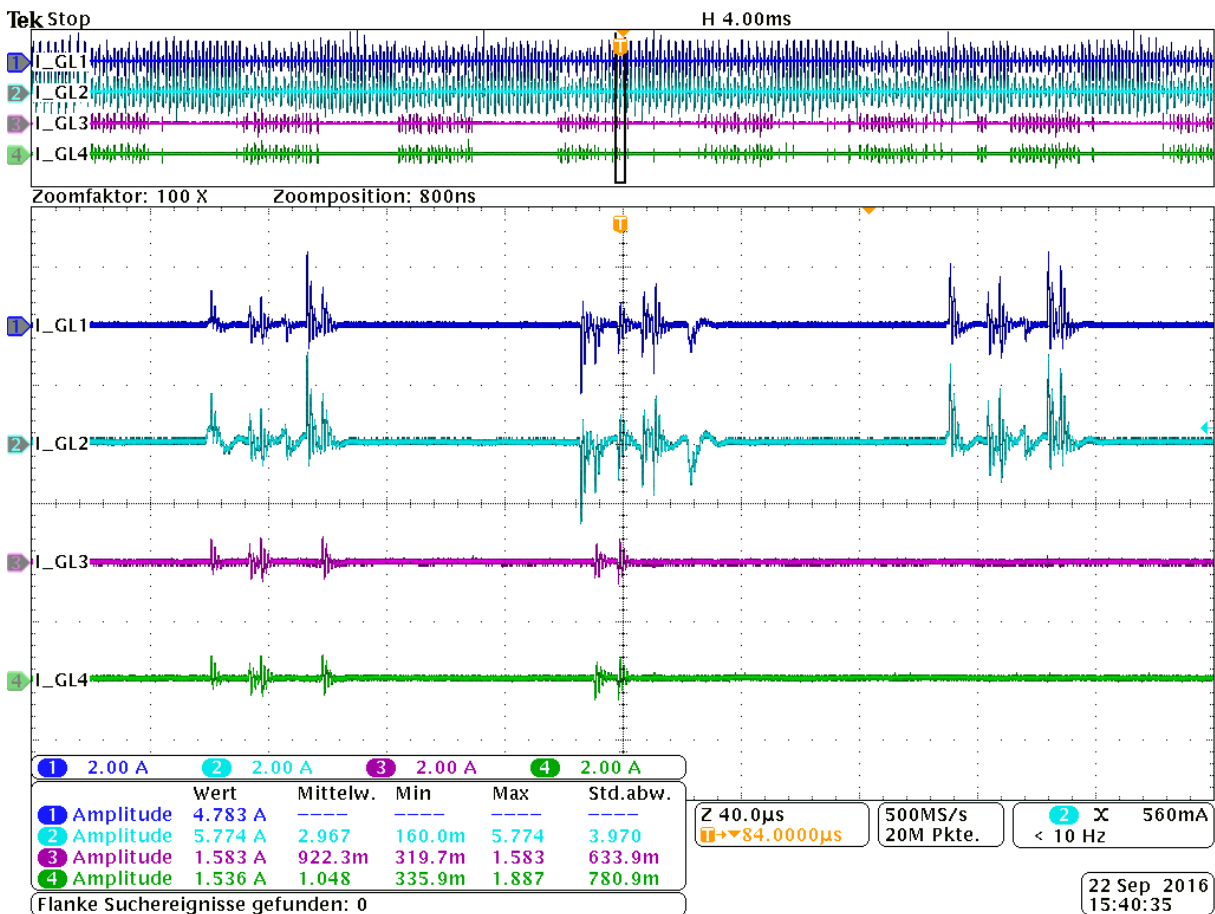


Abbildung 5-86: Rotor-Erd-Ströme aller Getriebelager bei Drehzahl +500 min⁻¹, 37,3 Nm Belastung und 30°C Öltemperatur. Bei jeder Schalthandlung des Umrichters kommt es zu Rotor-Erd-Strömen, die hauptsächlich über die Lager der Antriebswelle (GL1 und GL2) und mit geringerer Amplitude über die Lager der Abtriebswelle (GL3 und GL4) abfließen.

5.6.1.2 Messungen der Lagerströme und Wellenspannungen (Verzahnung II)

Die Messungen an der Geradverzahnung II erfolgten mit dem Ziel, den Einfluss der Isolationen und zusätzlicher Erdungen im Getriebe zu untersuchen. Bei den Messungen wurden die Lager der Antriebsmaschine isoliert, so dass Durchschläge lediglich im Getriebe stattfinden konnten und Rotor-Erd-Ströme ausgeschlossen sind. Die folgenden Messungen zeigen auszugsweise das Verhalten der Verzahnung, während bei allen Getriebelagern die Isolation überbrückt ist und keine zusätzlichen Erdungen angeschlossen sind.

In Abbildung 5-87 bis Abbildung 5-89 ist zunächst der Verlauf der Spannungen und Ströme bei geringer Antriebsdrehzahl mit 500 min⁻¹ dargestellt. Es ist deutlich zu sehen, dass sich nahezu keine Spannungen an den Wellen aufbauen können. Vereinzelt kommt es zu einem intakten Spannungsteiler, der jedoch nicht besonders stabil ist und bereits nach kurzer Zeit wieder zusammenbricht. Dabei zeigen sich sowohl Fälle, in denen nur die Verzahnung und die Lager der Antriebswelle einen Spannungsteiler mit

gleichgroßer Spannung bilden (Abbildung 5-88), als auch Fälle, in denen die an der Abtriebswelle ebenfalls eine Spannung abfällt (Abbildung 5-89). Dabei zeigt sich in Abbildung 5-89 sehr gut, wie sich die Spannungen U_f und U_t angleichen, sobald die Spannung U_s zusammenbricht und durch den resultierenden Kurzschluss der Welle 2 zur Erdung hin die Kapazitäten der Antriebswelle und der Verzahnung direkt parallelgeschaltet werden.

Bei der höheren Drehzahl 800 min^{-1} (Abbildung 5-90 und Abbildung 5-91) kann sich der Spannungsteiler über das Getriebe deutlich besser aufbauen, wobei es auch hier noch häufig zu Entladungen kommt. Dabei ist deutlich zu sehen, wie es durch einzelne Entladungen zu einem Verschieben der unterschiedlichen Spannungen kommen kann und wie sich bei einem Durchschlag in der Verzahnung die beiden Wellenspannungen angleichen oder aber eine Wellenspannung und die Verzahnungsspannung angleichen, sobald die andere Wellenspannung zusammenbricht.

Bei 1200 min^{-1} (Abbildung 5-92 und Abbildung 5-93) zeigt sich ein ähnliches Verhalten wie bei 800 min^{-1} , wobei es insgesamt seltener zu Durchschlägen kommt. Das Verschieben der Spannungen durch die Entladungen zeigt sich besonders deutlich, da in manchen Abschnitten die Verzahnungsspannung U_t ein höheres Niveau erreicht, als die Spannung U_f der Antriebswelle.

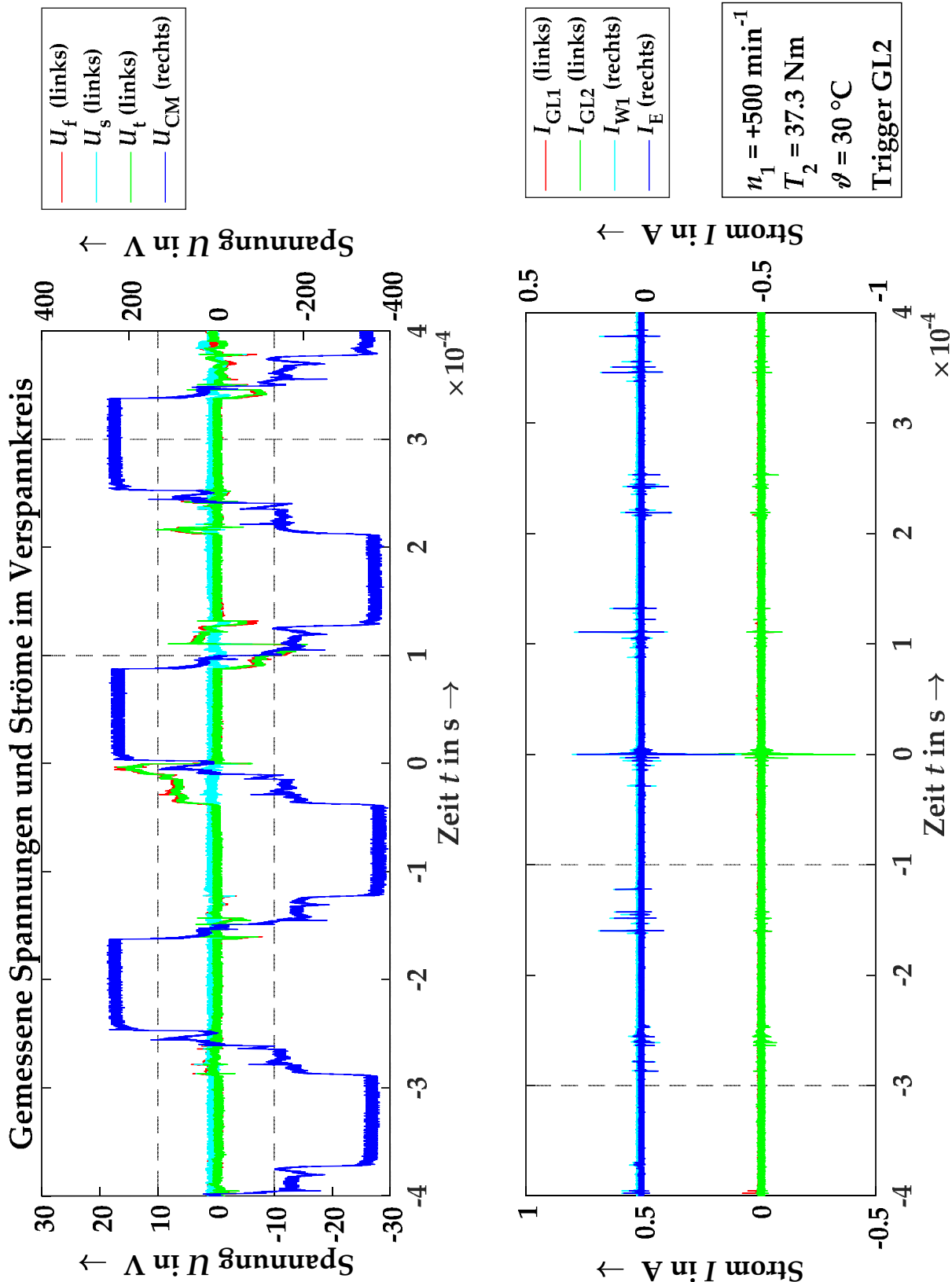


Abbildung 5-87: Verlauf der Spannungen und Ströme. Der Strom durch Lager GL2 ist Trigger. Drehzahl +500 min^{-1} , 37,3 Nm Belastung und 30°C Öltemperatur. Ein Spannungsteiler kann sich nur teilweise und dann auch nur kurzzeitig aufbauen. Neben dem detektierten Durchschlag in GL1 zeigen sich zudem Spitzen im Erdungs- und Wellenstrom, die auf Durchschläge in den Lagern der Abtriebswelle deuten.

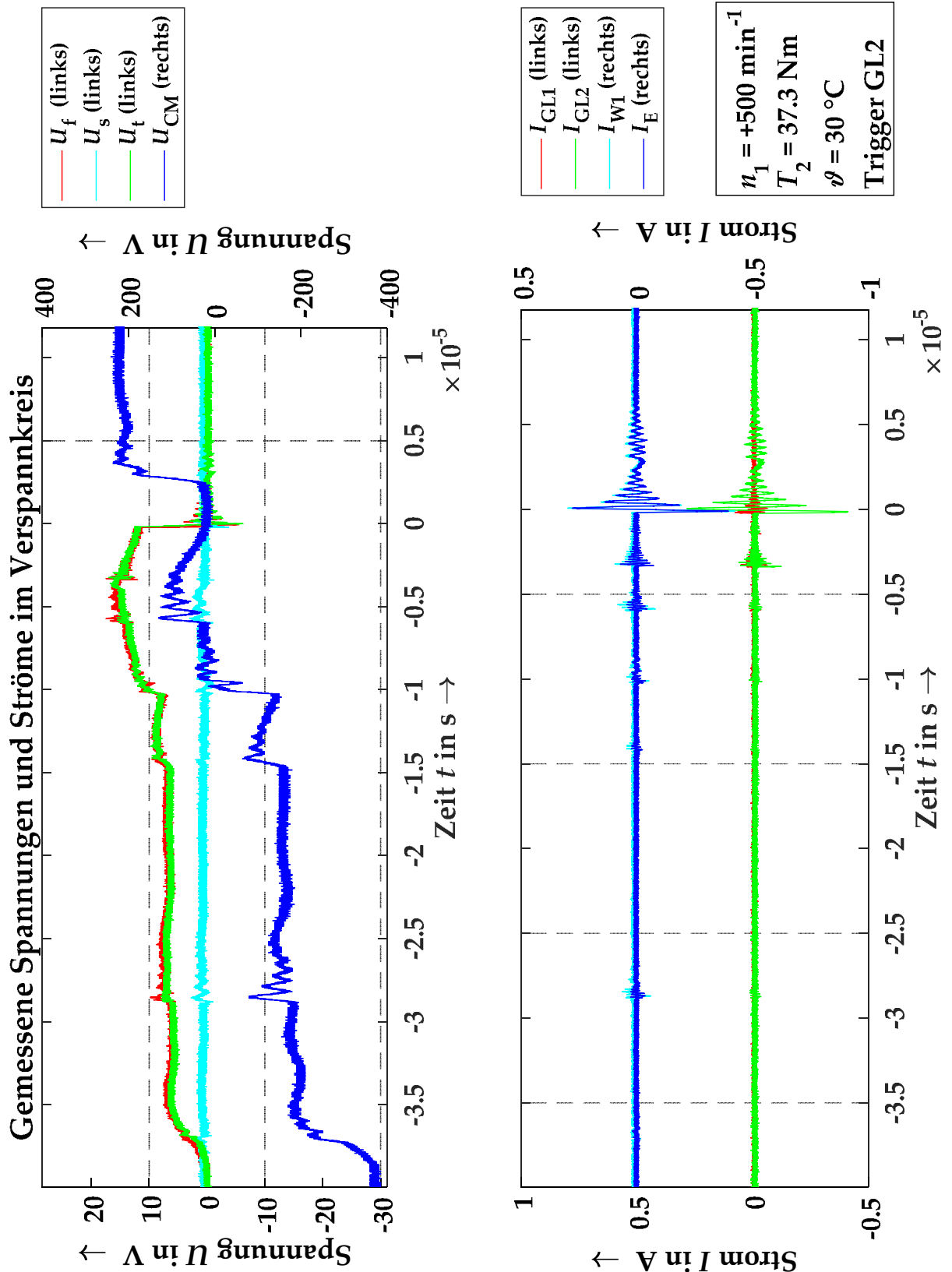


Abbildung 5-88: Detailansicht: Zu Beginn ist keine kapazitive Trennung an der Abtriebswelle vorhanden und die Gleichtaktspannung U_{CM} wird über U_t und U_f gleichermaßen abgebildet. Im Moment des Durchschlags kann die Spannung am Lager GL2 nicht gehalten werden und es kommt in diesem zu einem EDM-Strom. Der identische Verlauf von I_{GL2} , I_{W1} und I_E dient als Indiz, dass die Energie sich über GL2 und nicht über die nicht gemessenen Lager der Abtriebswelle entlädt.

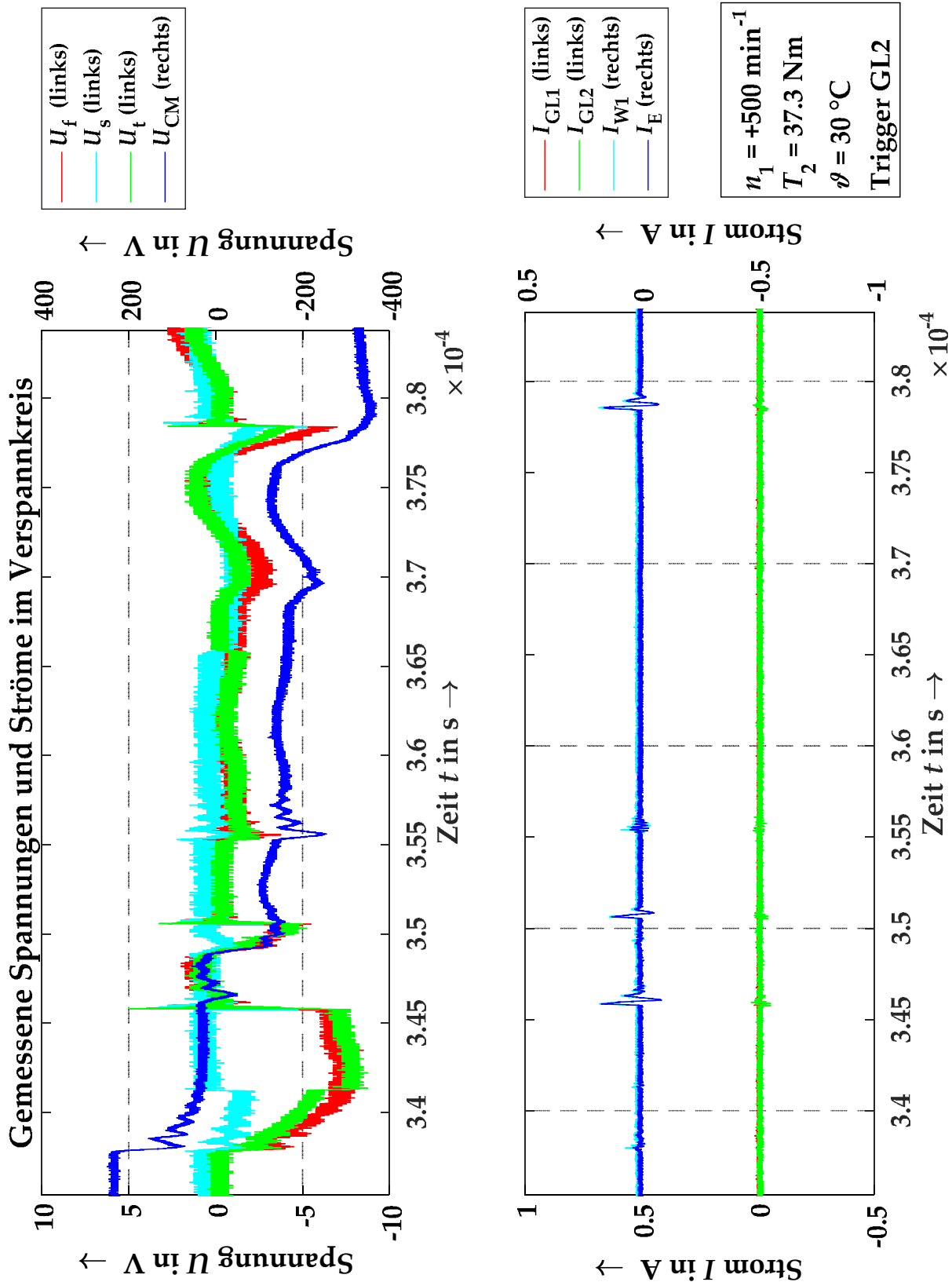


Abbildung 5-89: Detailansicht: Im Verlauf ist zu erkennen, wie sich mehrmals kurz ein Spannungsteiler bis hin zur Abtriebswelle aufbauen kann. Dieser bricht stets zusammen, wobei kein nennenswerter Stromfluss über GL1 und GL2, dafür jedoch bei I_{W1} und I_E zu messen ist. Da sowohl die Spannung U_s als auch U_t zusammenbrechen, muss es sich sowohl um einen Durchschlag in einem der beiden Lager der Abtriebswelle als auch in der Verzahnung handeln.

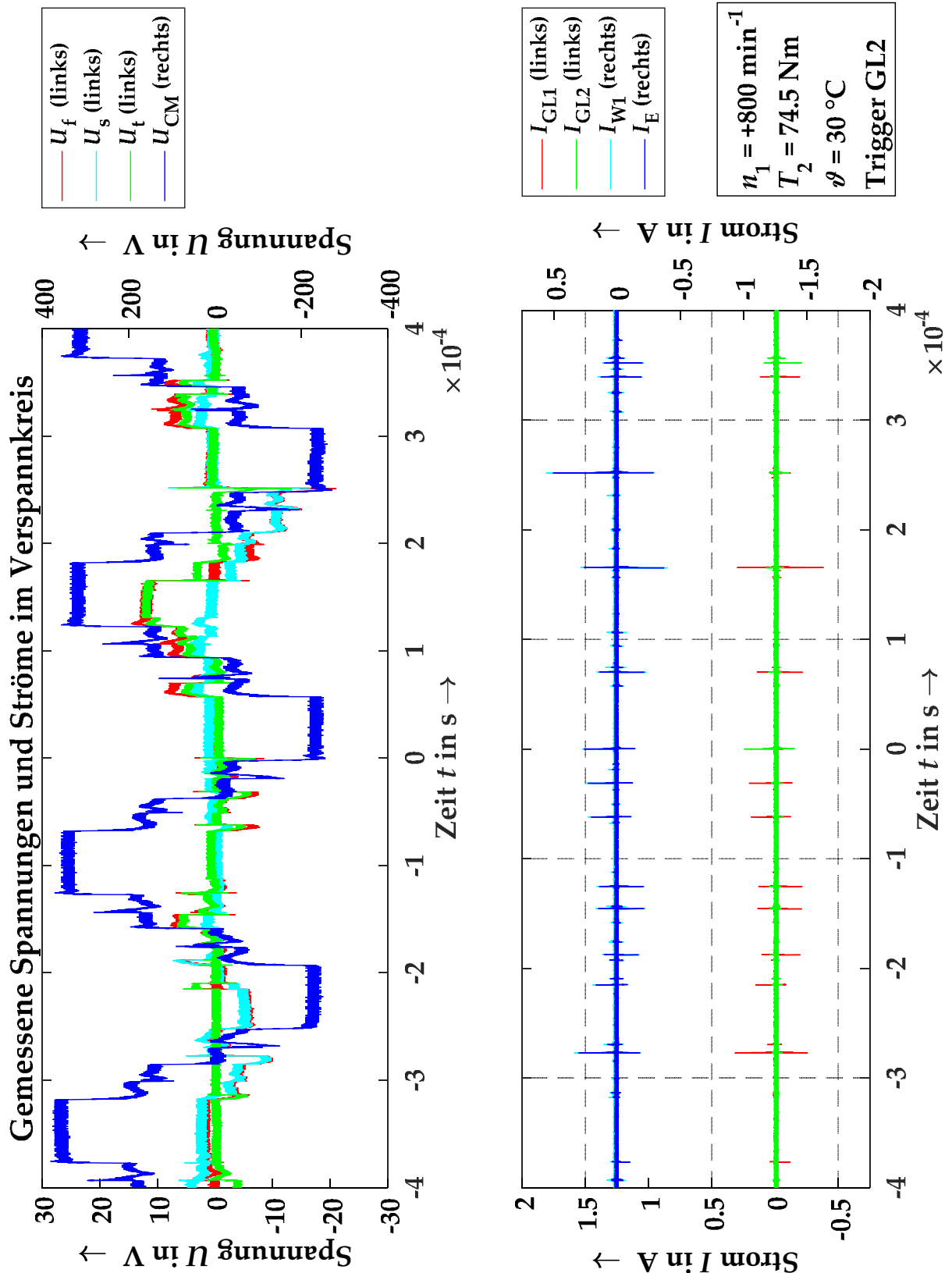


Abbildung 5-90: Verlauf der Spannungen und Ströme. Der Strom durch Lager GL2 ist Trigger. Drehzahl +800 min^{-1} , 74,5 Nm Belastung und 30°C Öltemperatur. Es kann sich immer wieder ein Spannungsteiler aufbauen, der dann stets direkt durch einen Überschlag in Lager GL1 oder GL2 wieder entladen wird.

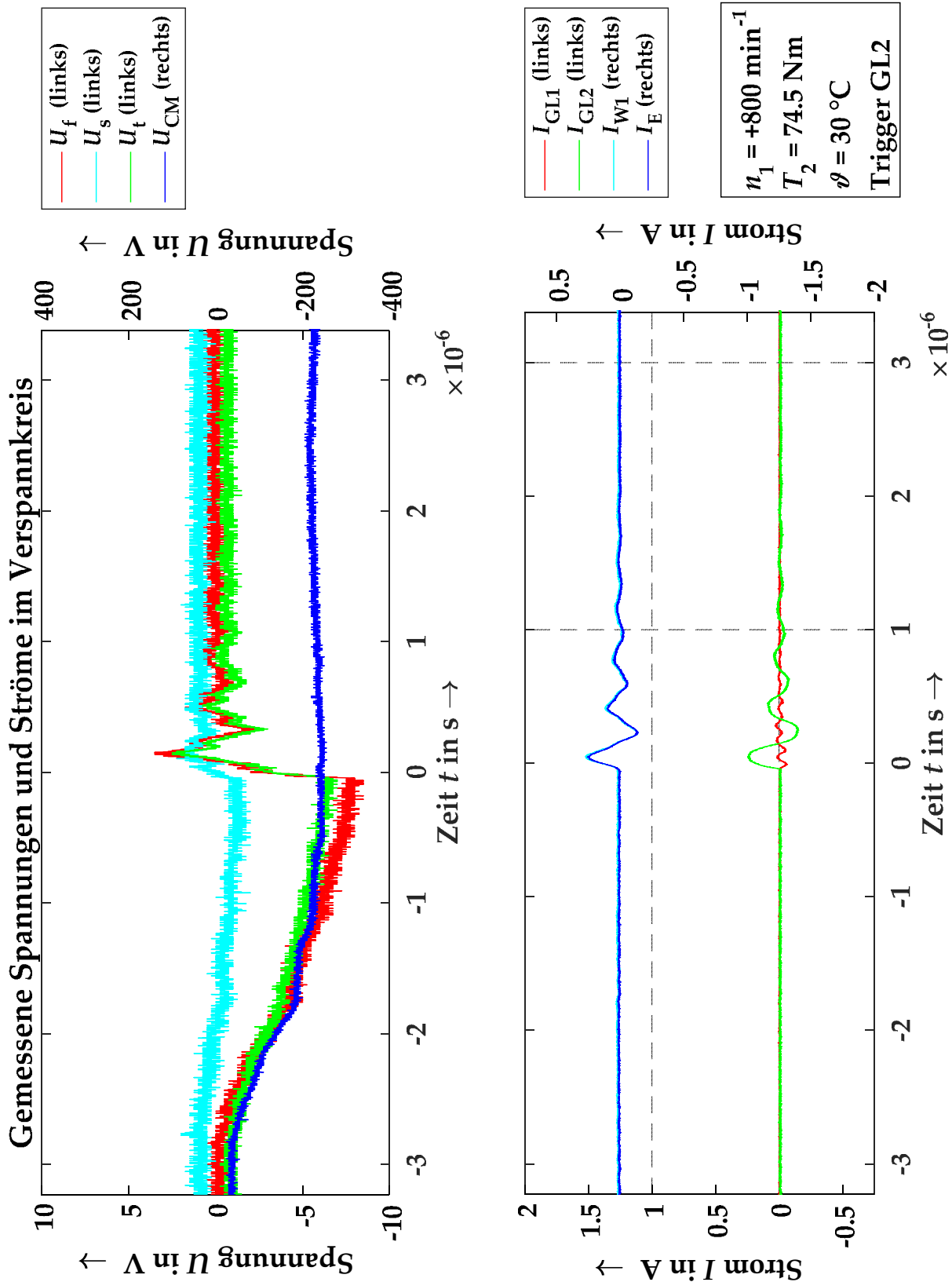


Abbildung 5-91: Detailansicht: Zu Beginn baut sich ein Spannungsteiler über das gesamte Getriebe auf. Zum Zeitpunkt des Durchschlags kann die Spannung am Lager GL2 zu groß und es kommt zum EDM-Durchschlag und die Spannung U_t baut sich ab. Die Verzahnung und die Lager der Abtriebswelle bleiben isolierend und nehmen ein gleich großes, aber entgegengesetztes Niveau an.

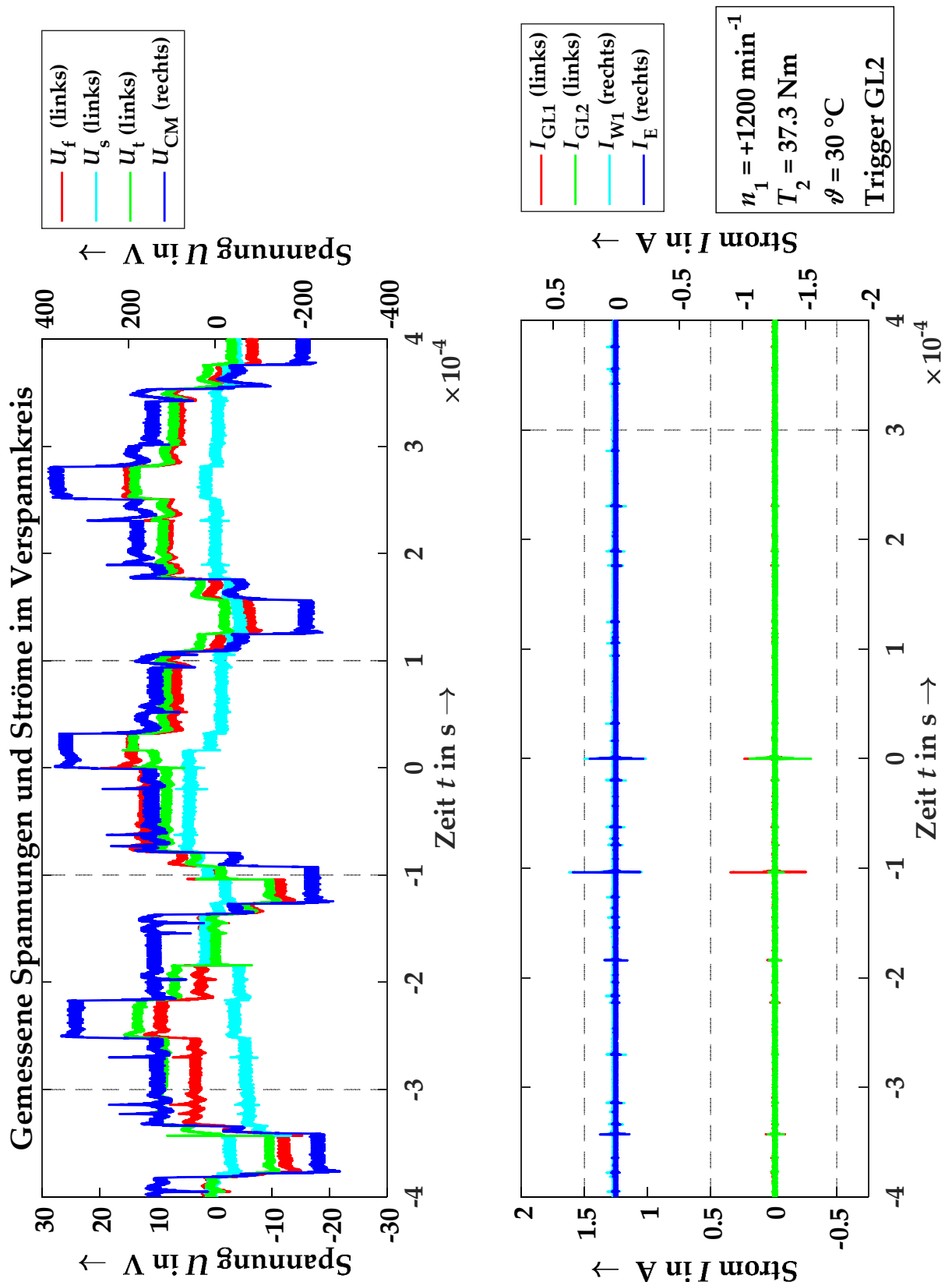


Abbildung 5-92: Verlauf der Spannungen und Ströme. Der Strom durch Lager GL2 ist Trigger. Drehzahl $+1200 \text{ min}^{-1}$, $37,3 \text{ Nm}$ Belastung und 30°C Öltemperatur. Über weite Bereiche kann sich der Spannungsteiler über das gesamte Getriebe gut aufbauen. Vereinzelt gibt es Entladungen und dadurch Verschiebungen in den Spannungsniveaus.

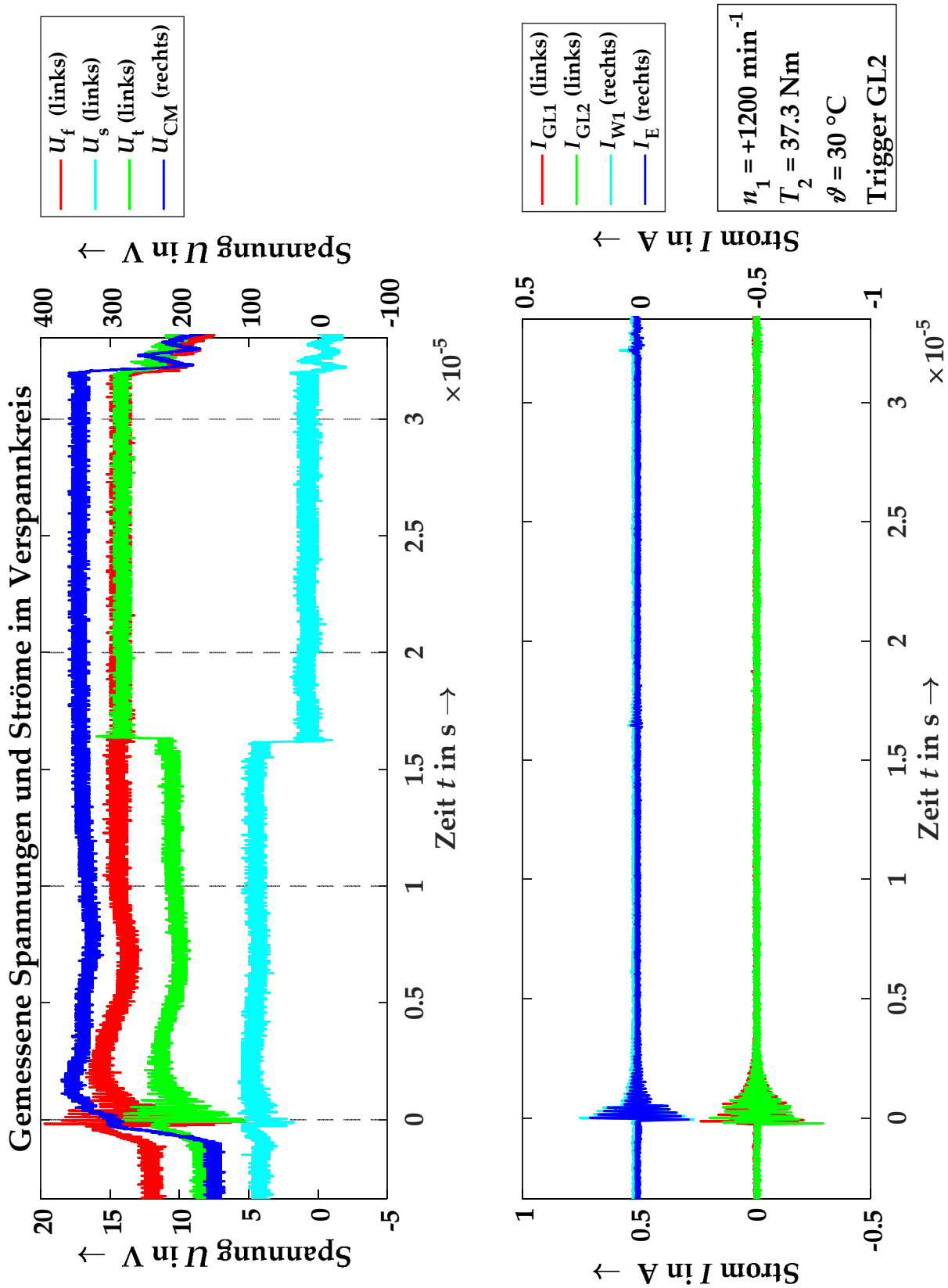


Abbildung 5-93: Detailansicht: Zu Beginn ist ein intakter Spannungsteiler vorhanden. Mit Anstieg der Gleichtaktspannung U_{CM} kommt es zu einer Art Teilentladung, die jedoch direkt wieder in einen Spannungsteiler übergeht. Mit Zusammenbruch der Spannung U_s gleichen sich die Spannungen U_f und U_t an.

5.6.1.3 Messungen mit isolierter Antriebswelle (Verzahnung II)

Um das Verhalten der zweiten Getriebewelle gezielt zu untersuchen, wurden die Messleitungen der Getriebeeingangswelle getrennt, so dass die Isolationen der beiden Lager intakt waren. Gemessen wurden dabei die Ströme durch die Lager GL3 und GL4, der Wellenstrom IW1 und der Erdstrom des Getriebes IE. Neben der Common-Mode-Spannung wurden zudem die Spannungen der Wellen und die Differenzspannung der Wellen – also die Verzahnungsspannung – gemessen. Die Messungen wurden auf das Zylinderrollenlager (GL4) getriggert, da dieses das durchschlagsgefährdetere war.

Die Messungen werden im Folgenden auszugsweise vorgestellt, wobei auf einige interessante Punkte näher eingegangen wird. Generell lässt sich zu den Messungen sagen, dass sie sehr gut die definierten Strompfade bestätigen. Es gibt stets eine sehr gute Übereinstimmung zwischen dem Wellenstrom, dem Rückstrom über die Getriebeerdung und dem Strom durch Lager GL3. Zudem kann die Änderung des Schmierzustands der Verzahnung beobachtet werden.

In Abbildung 5-94 bis Abbildung 5-100 ist das Verhalten des Systems bei niedrigen Drehzahlen dargestellt. Es ist gut zu erkennen, dass sowohl die Lager der Abtriebswelle, als auch die Verzahnung sich häufig im Bereich der Mischreibung befinden. Für den ersten Fall zeigen Abbildung 5-97 und Abbildung 5-98, wie sich über der Verzahnung eine Spannung aufbaut, während die Abtriebswelle leitend mit dem Gehäuse verbunden ist. Sobald es zum Durchschlag in der Verzahnung kommt ist dies als Stromfluss über der Eingangswelle, den Lagern der Abtriebswelle und dem Erdanschluss detektierbar und die Spannung bricht zusammen.

Den umgekehrten Fall einer leitenden Verzahnung und isolierenden Abtriebswelle zeigt Abbildung 5-100. Es wird nur eine Spannung über den Lagern der Abtriebswelle aufgebaut, die anschließend durchschlägt.

Abbildung 5-101 bis Abbildung 5-104 zeigen das Verhalten bei höheren Drehzahlen, bei denen sich der Spannungsteiler besser ausbilden kann. Hier zeigt sich insbesondere, dass sich durch vorherige Entladungen in einem Element die Spannungen der anderen Bauteile derart verändern können, dass diese kritisch werden. In Abbildung 5-104 ist zunächst ein ausgebildeter Spannungsteiler zu sehen, bei dem es dann zu einem Durchschlag in der Verzahnung kommt. Daraufhin steigt die Spannung an der Abtriebswelle, die diese nach kurzer Zeit nicht mehr halten kann und dann ebenfalls durchschlägt.

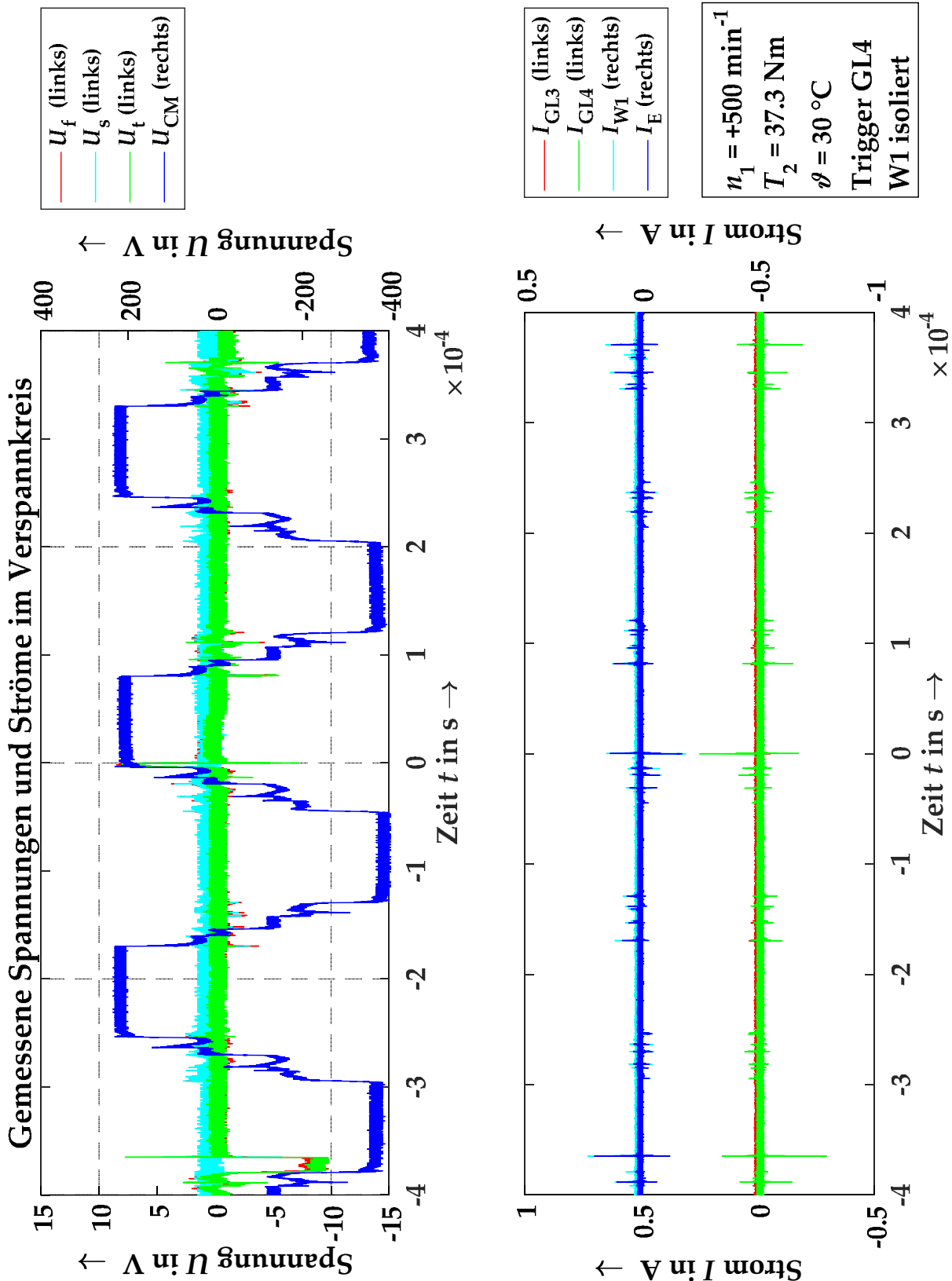


Abbildung 5-94: Verlauf der Spannungen und Ströme bei isolierter Getriebeeingangswelle. Der Strom durch Lager GL4 ist Trigger. Drehzahl $+500 \text{ min}^{-1}$, $37,3 \text{ Nm}$ Belastung und $30 \text{ }^\circ\text{C}$ Öltemperatur. Es kann sich nur vereinzelt eine Spannung über der Verzahnung und den Lagern der Abtriebswelle aufbauen.

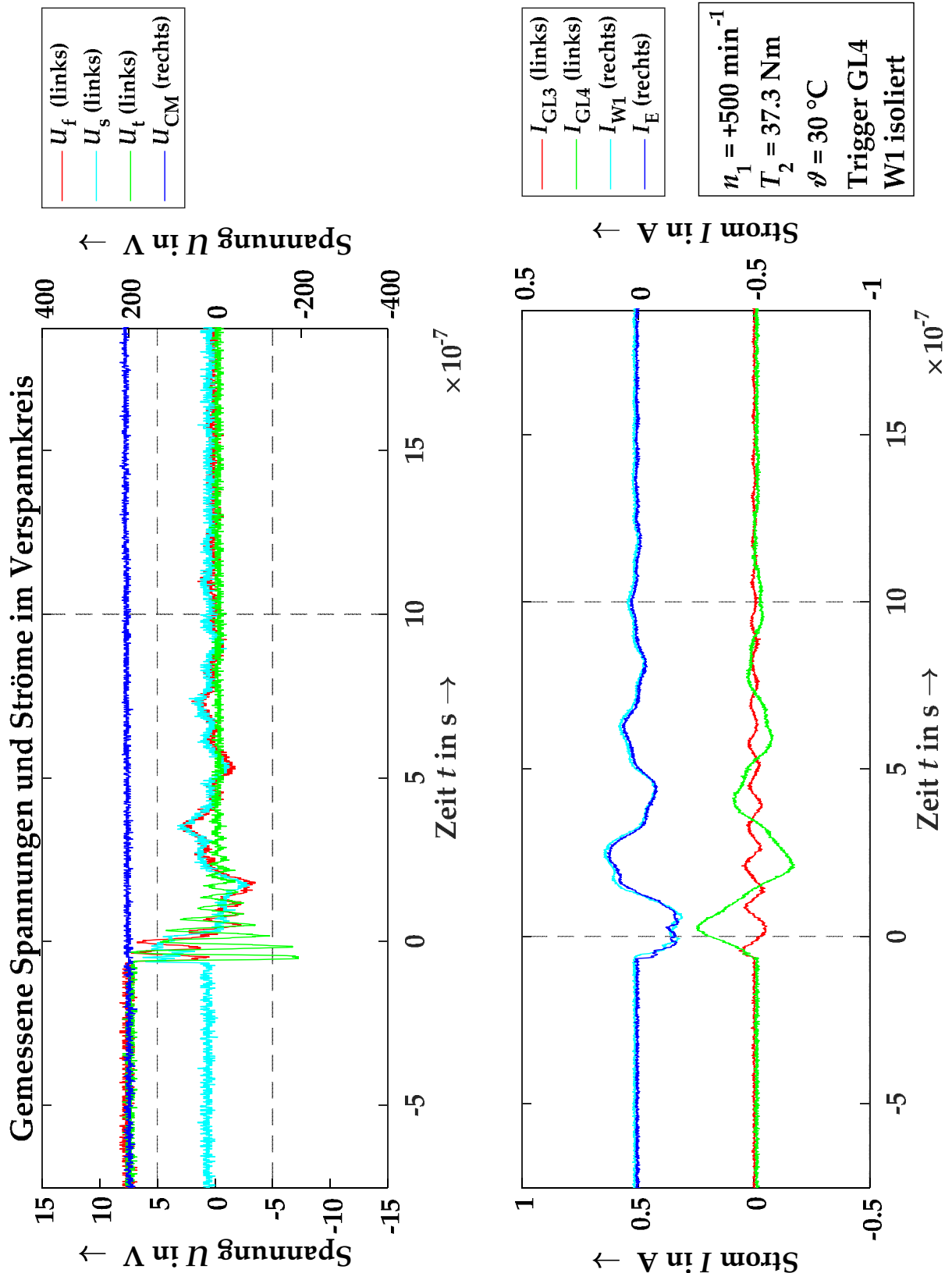


Abbildung 5-95: Detailansicht: Zu Beginn ist keine kapazitive Trennung an der Abtriebswelle vorhanden und die Gleichtaktspannung U_{CM} wird über U_t und U_f gleichermaßen abgebildet. Zum Zeitpunkt des Durchschlags in der Verzahnung entlädt sich das Kapazitätsnetzwerk und es fließt ein Strom über die Eingangswelle, die Verzahnung und GL4 zurück zur Erde und damit dem Umrichter.

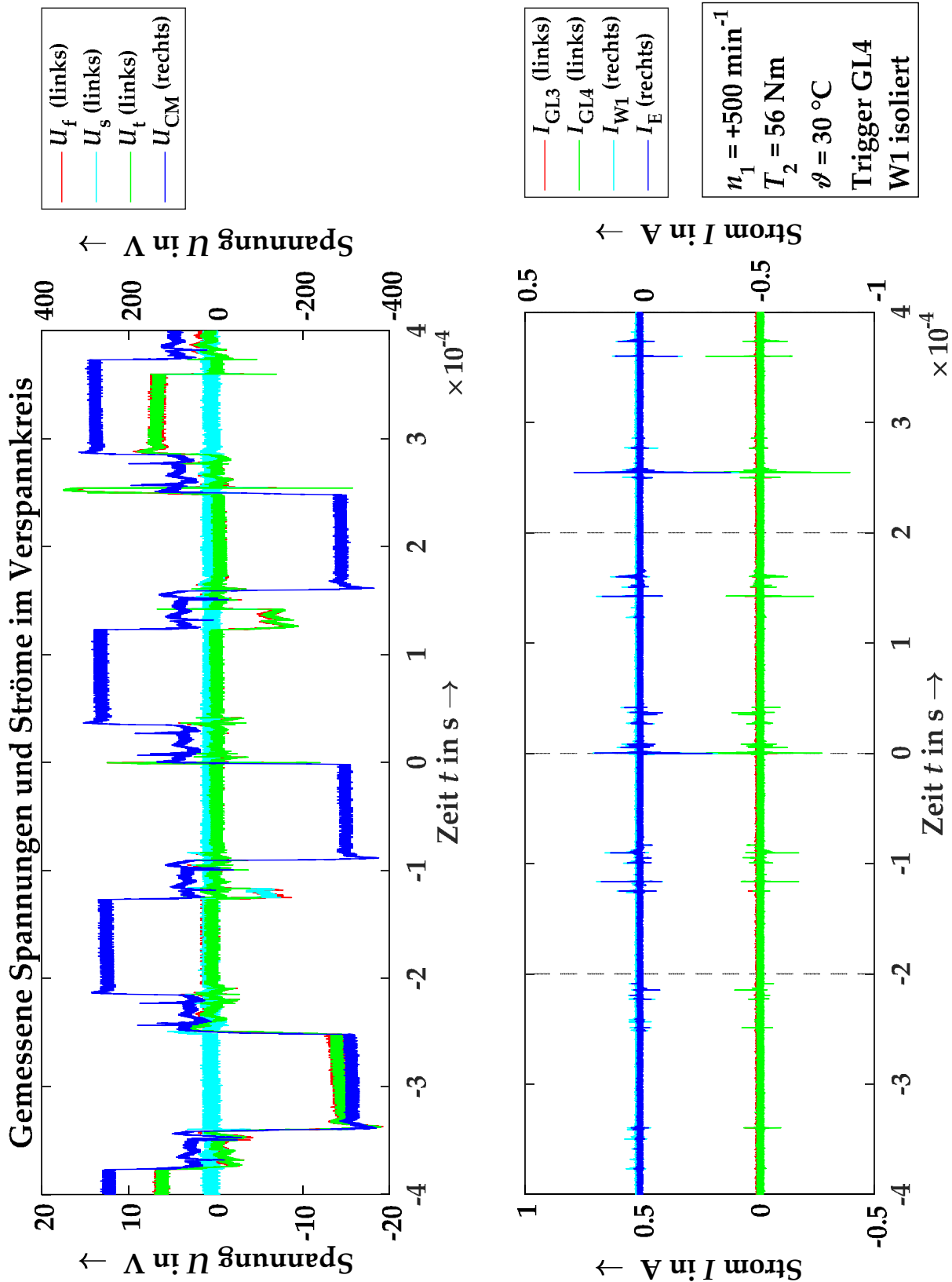


Abbildung 5-96: Verlauf der Spannungen und Ströme bei isolierter Getriebeeingangswelle. Der Strom durch Lager GL4 ist Trigger. Drehzahl $+500 \text{ min}^{-1}$, 56 Nm Belastung und $30 \text{ }^\circ\text{C}$ Öltemperatur. Es kann sich nur vereinzelt eine Spannung an der Abtriebswelle bzw. über der Verzahnung aufbauen.

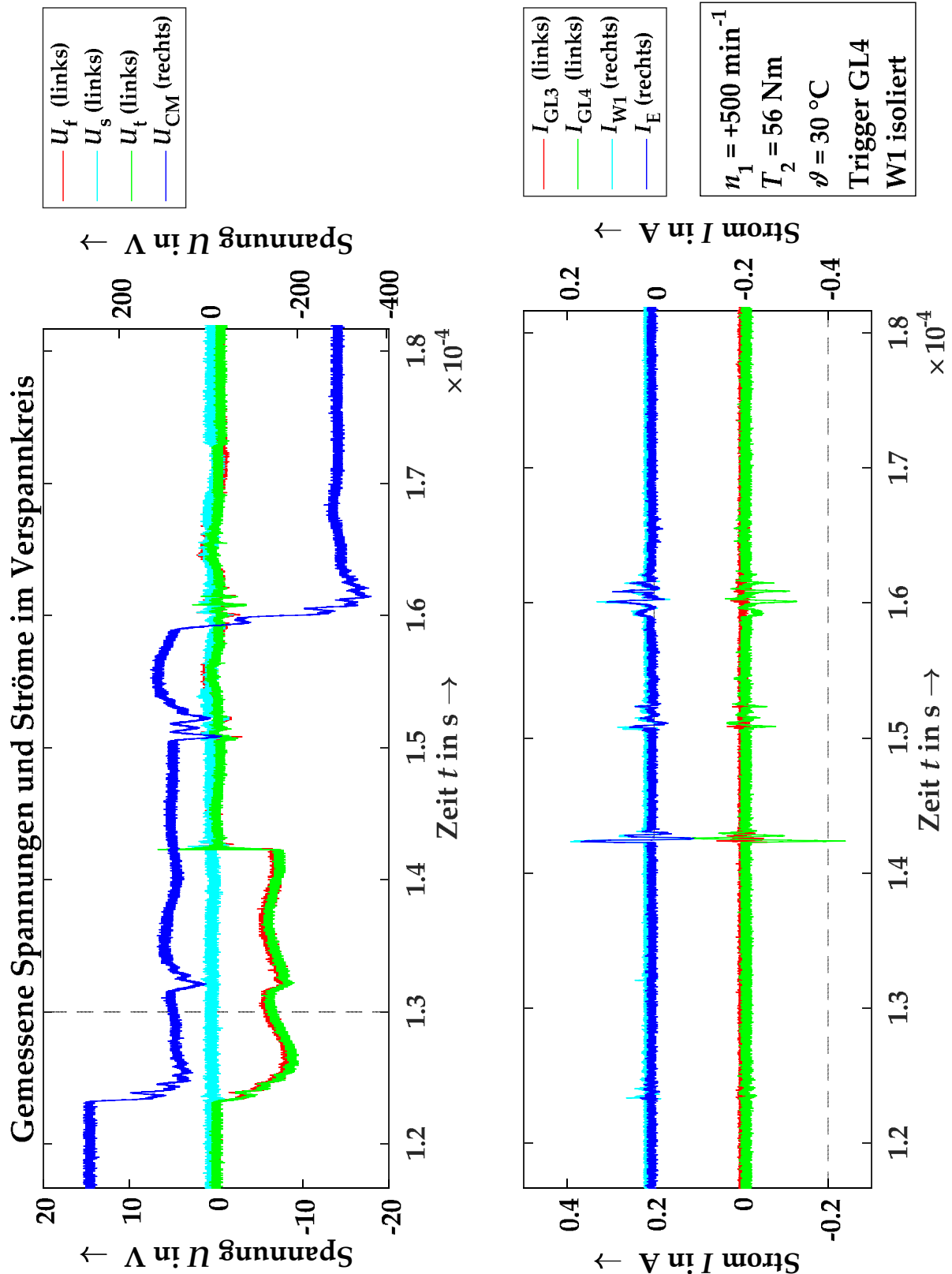


Abbildung 5-97: Detailansicht: Beim Spannungssprung von U_{CM} ist die Abtriebswelle nicht kapazitiv getrennt und es baut sich eine gleich hohe Spannung U_f und U_s auf. Anschließend kommt es zum Durchschlag in der Verzahnung und das Kapazitätsnetzwerk entlädt sich über die Antriebswelle, die Verzahnung und GL4. Beim nächsten Spannungssprung der Gleichtaktspannung kann sich noch keine Spannung aufbauen und es fließt ein ohmscher Strom aus den kapazitiven Verschiebestromen des übrigen Kapazitätsnetzwerkes.

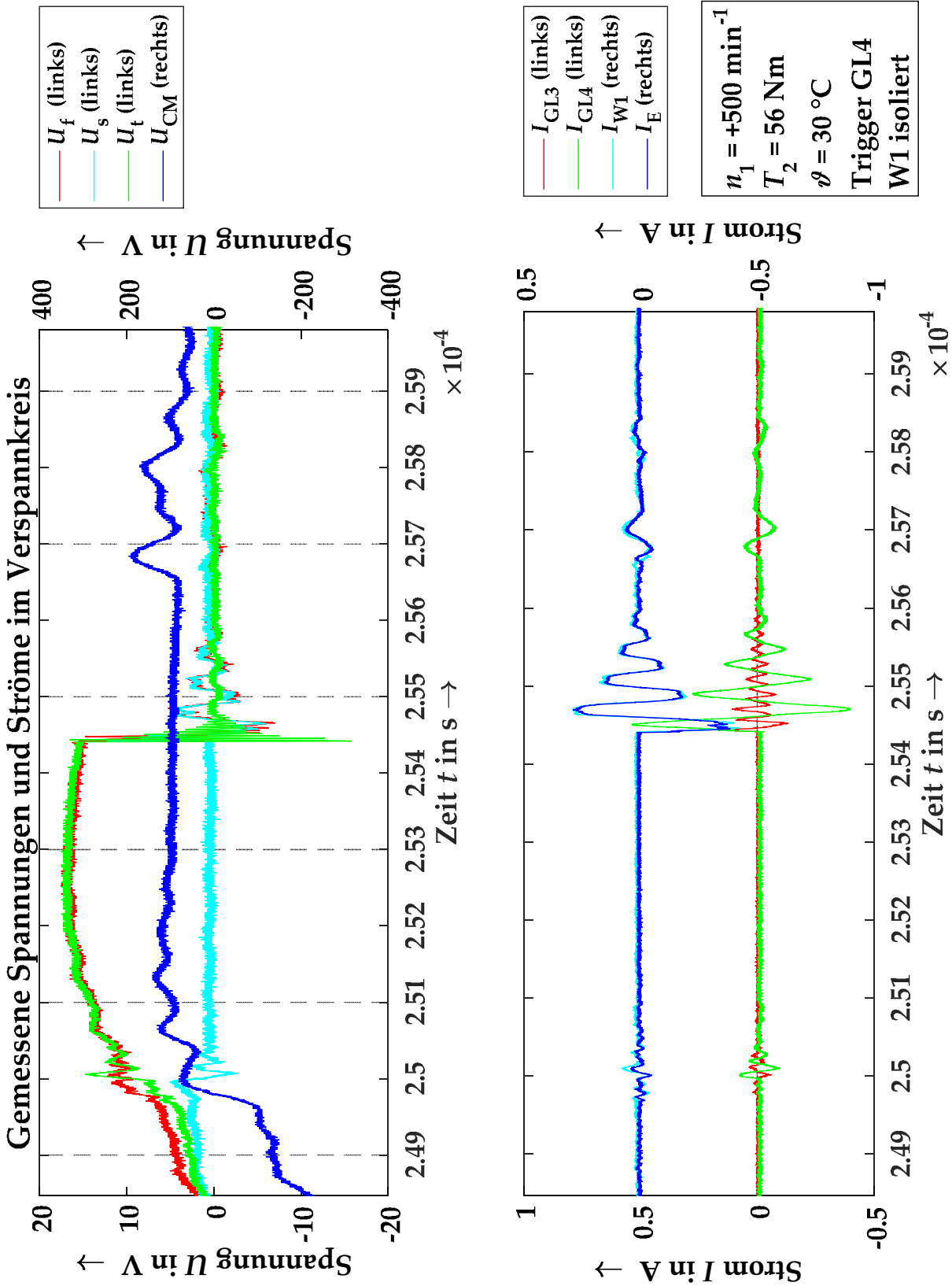


Abbildung 5-98: Detailansicht: Zu Beginn ist ein vollständiger Spannungsteiler ausgebaut, bei dem U_{CM} über U_t , U_i und U_s abgebildet wird. Die Spannung U_s bricht zusammen und U_i und U_t gleichen sich durch den weggefallenen Spannungsteiler an. Anschließend kommt es zum Zusammenbruch in der Verzahnung und das Kapazitätsnetzwerk entlädt sich über die Antriebswelle, die Verzahnung und GL4.

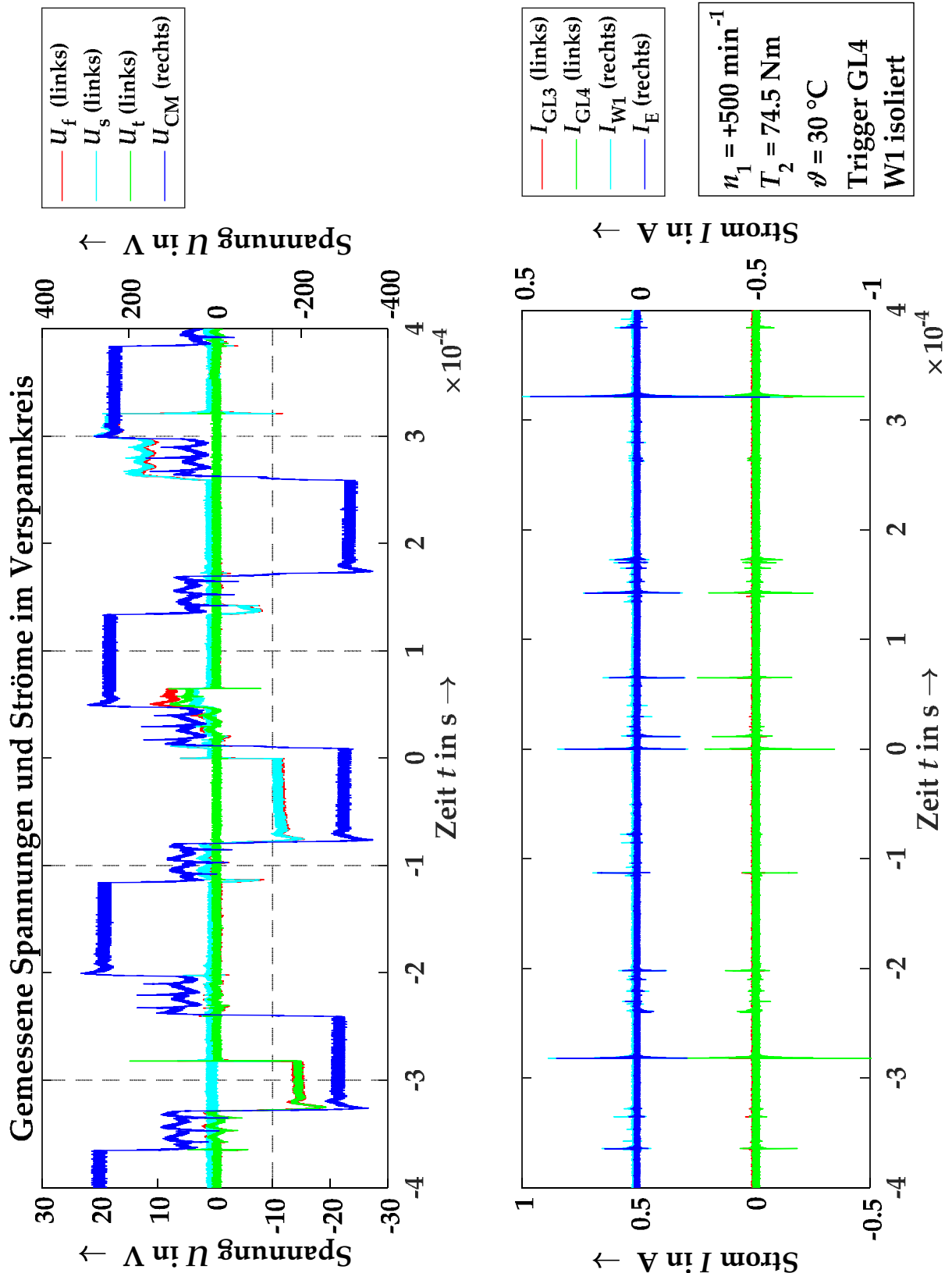


Abbildung 5-99: Verlauf der Spannungen und Ströme bei isolierter Getriebeeingangswelle. Der Strom durch Lager GL4 ist Trigger. Drehzahl $+500 \text{ min}^{-1}$, $74,5 \text{ Nm}$ Belastung und $30 \text{ }^\circ\text{C}$ Öltemperatur. Es kann sich nur vereinzelt eine Spannung an der Abtriebswelle bzw. über der Verzahnung aufbauen.

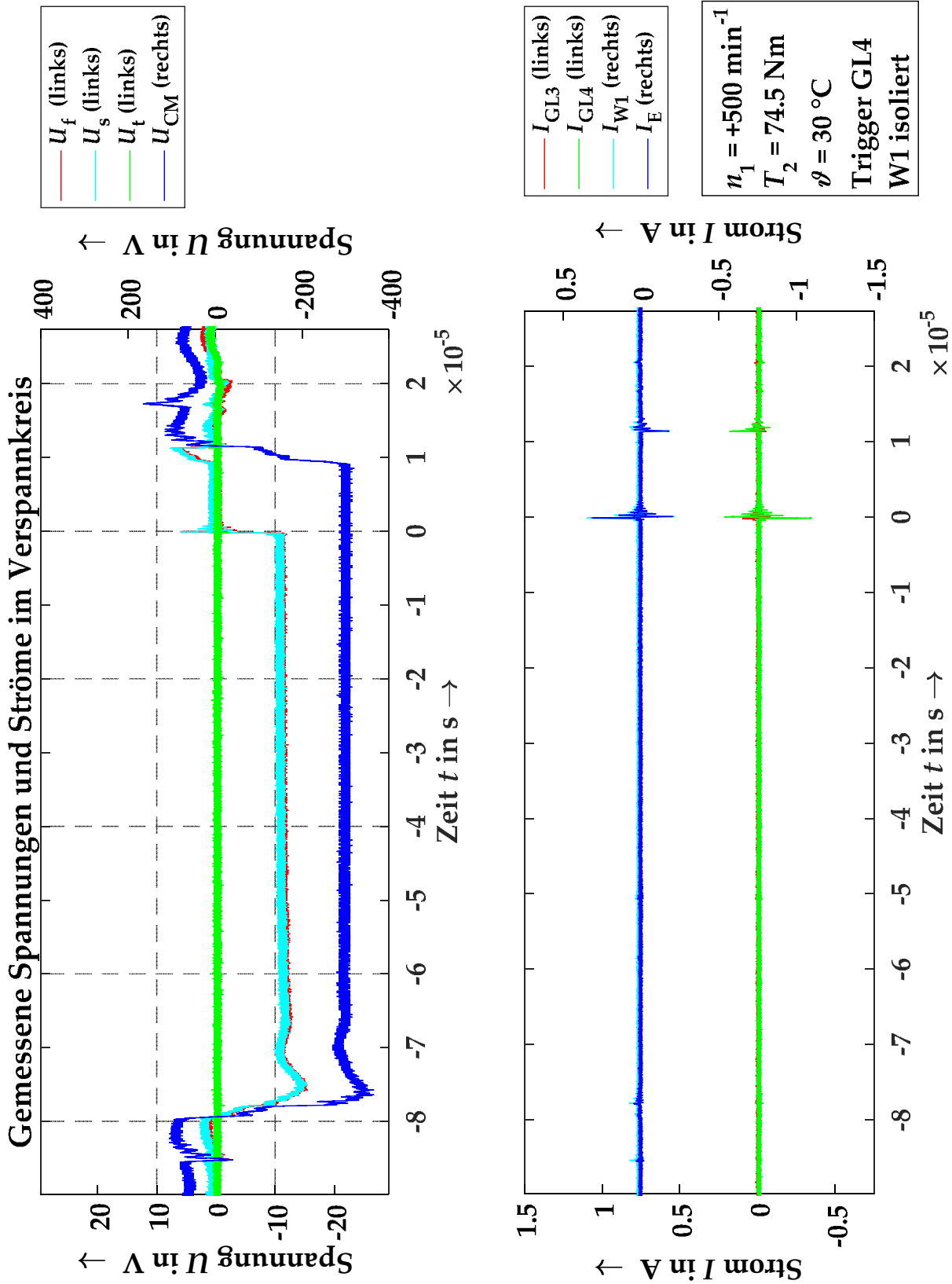


Abbildung 5-100: Detailansicht: Die Verzahnung ist in einem leitenden Zustand (keine Spannung über U_t), weshalb U_s und U_t gleich verlaufen. Kurz vor dem nächsten Spannungssprung der Gleichtaktspannung kommt es zum Durchschlag an GL4 und die Spannung wird abgebaut. Beim Spannungssprung von U_{CM} wird erneut eine Wellenspannung aufgebaut, die jedoch nur kurz gehalten wird.

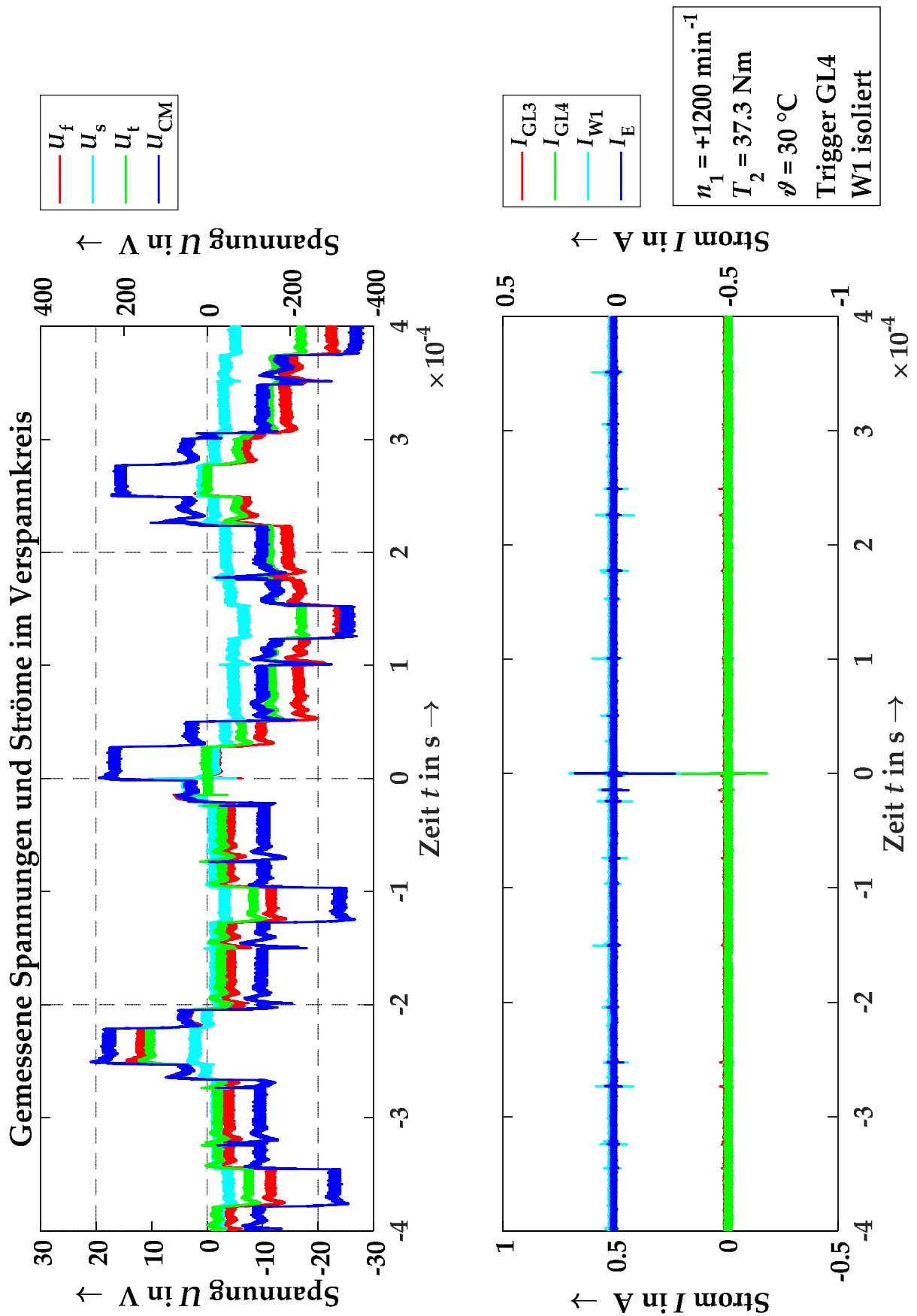


Abbildung 5-101: Verlauf der Spannungen und Ströme bei isolierter Getriebeeingangswelle. Der Strom durch Lager GL4 ist Trigger. Drehzahl $+1200 \text{ min}^{-1}$, $37,3 \text{ Nm}$ Belastung und $30 \text{ }^\circ\text{C}$ Öltemperatur. Die Spannungsteiler sind gut zu erkennen.

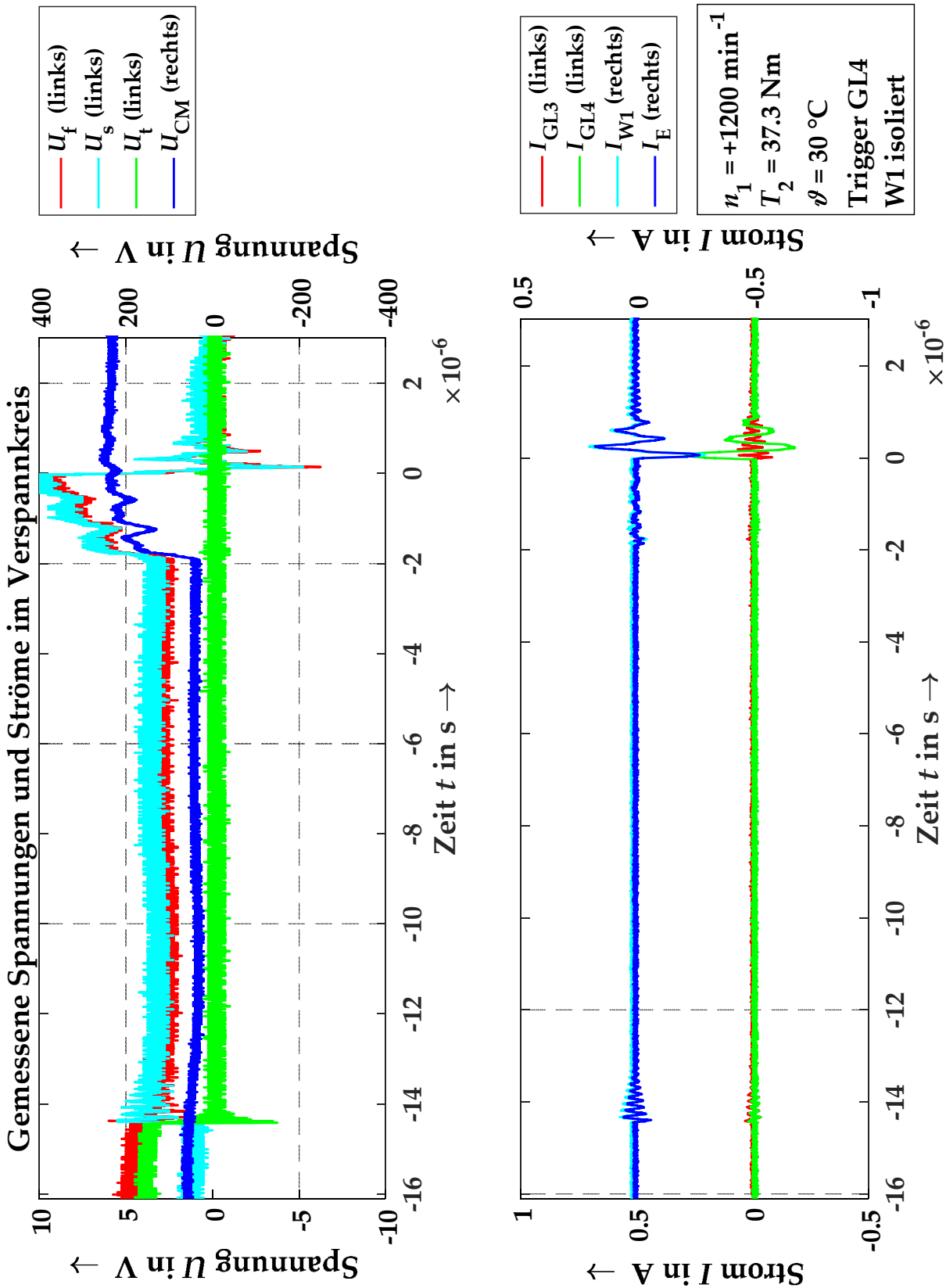


Abbildung 5-102: Detailansicht: Zu Beginn ist der Spannungsteiler voll ausgebildet, bevor es dann zum Durchschlag in der Verzahnung kommt. Anschließend gleichen sich direkt die beiden Wellenspannungen an. Beim nächsten Spannungssprung an U_{CM} steigen auch die beiden Spannungen U_t und U_s an, während die Verzahnung noch immer leitend ist. Die höhere Spannung kann nicht gehalten werden und es kommt zum Durchschlag in GL4.

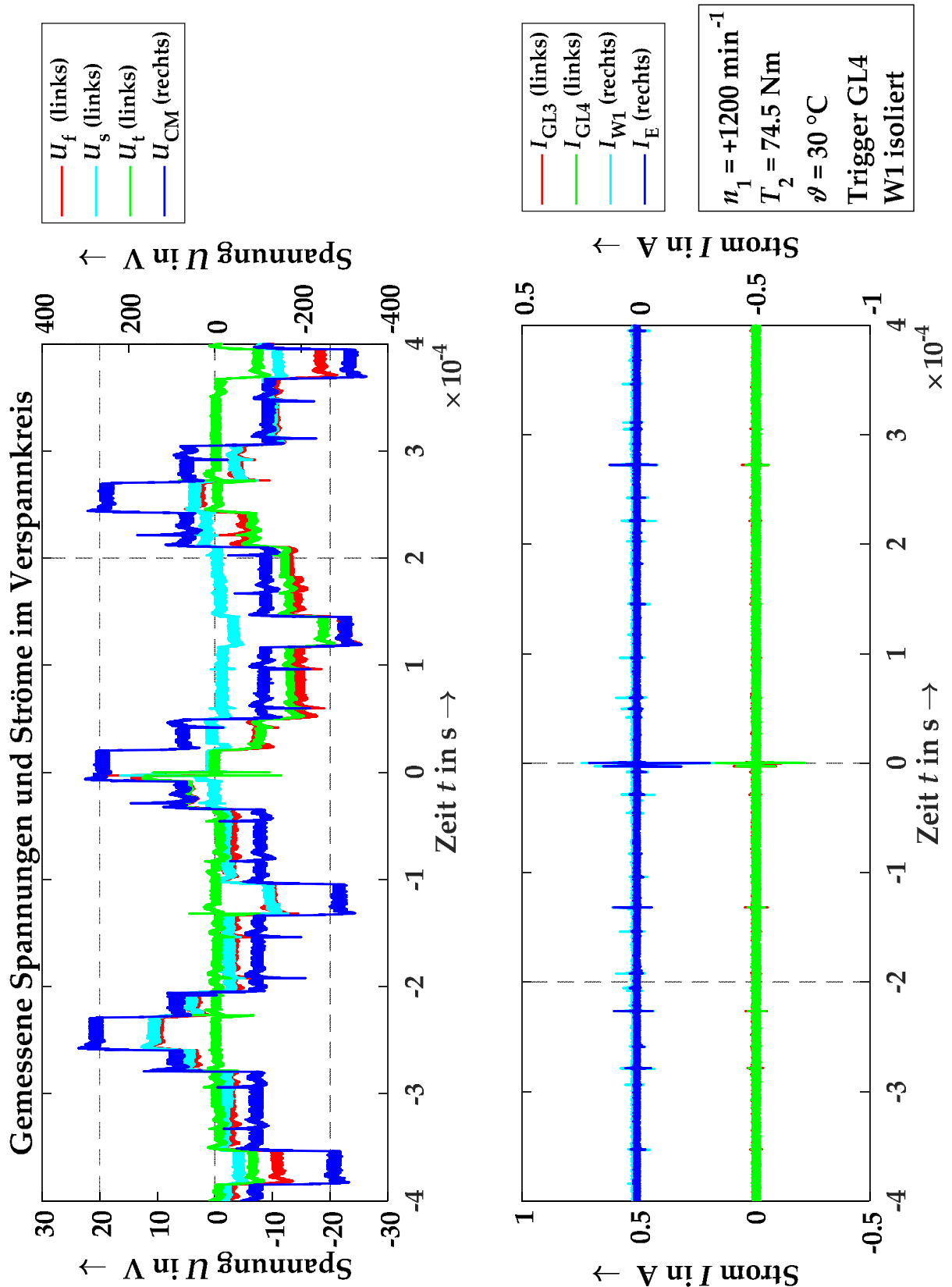


Abbildung 5-103: Verlauf der Spannungen und Ströme bei isolierter Getriebeeingangswelle. Der Strom durch Lager GL4 ist Trigger. Drehzahl $+1200 \text{ min}^{-1}$, $74,5 \text{ Nm}$ Belastung und 30°C Öltemperatur. Die Spannungsteiler sind gut zu erkennen, wobei es Bereiche gibt, in denen die Verzahnung nicht als Kondensator wirkt.

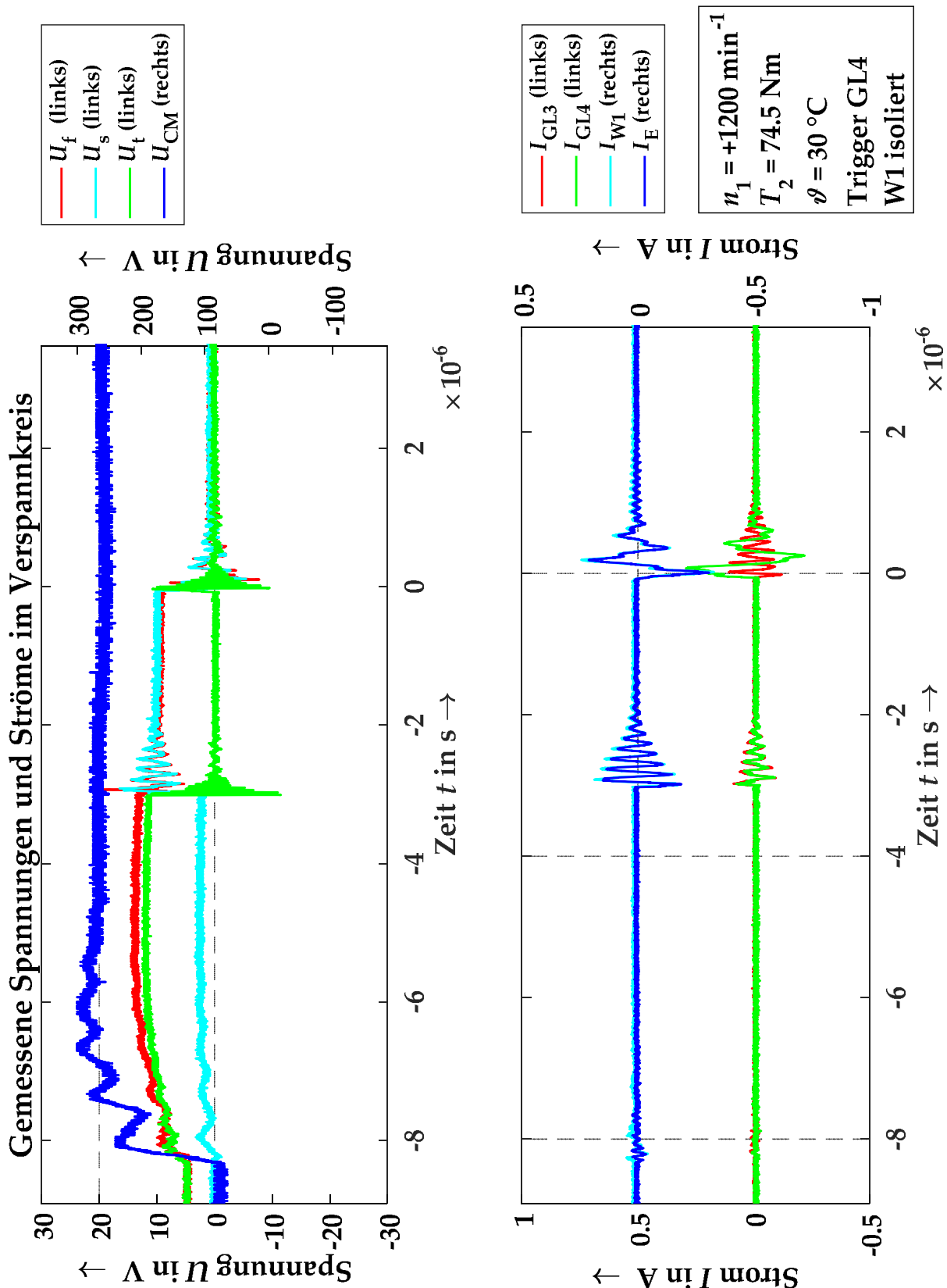


Abbildung 5-104: Detailansicht: Vor dem Triggern des Lagerstroms bricht zunächst die Spannung U_t über der Verzahnung zusammen. Im neuen Spannungsteiler sind die Lagerkapazitäten parallel und die Spannung U_s an der Abtriebswelle und U_t an der Antriebswelle gleichen sich an bis es zum Zusammenbruch kommt und der Spannungsteiler sich entlädt.

5.6.2 Vergleich mit der Systemsimulation

Im Folgenden wird ein Vergleich zwischen den gemessenen Signalverläufen und Ergebnissen aus dem in Kapitel 3.4 vorgestellten Simulationsmodell gezeigt. Als Eingangsgröße für das Modell wurde eine am Prüfstand gemessene Gleichtaktspannung verwendet, um möglichst nah an die realen Bedingungen zu kommen.

Um das Verhalten des Antriebsstrangs als Spannungsteiler zu überprüfen, wird zunächst eine Simulation durchgeführt, bei der die Durchschlagsspannung so hoch gesetzt wird, dass es zu keinem Durchschlag kommen kann. In einem zweiten Schritt werden dann die Durchschlagsspannungen auf berechnete Werte gesetzt. Die zugrunde gelegten Daten für die Simulation sind in Tabelle 29 aufgeführt:

Tabelle 29: Simulationsparameter

Parameter	Kapazität	Durchschlagsspannung	Durchschlagsspannung in V
GL1	300 pF	1000 V	11,1 V
GL2	250 pF	1000 V	9,3 V
GL3	272 pF	1000 V	7,2 V
GL4	244 pF	1000 V	4,9 V
Zahnrad min	200 pF	1000 V	6,4 V
Zahnrad max	300 pF	1000 V	8,1 V
ML1	227 pF	1000 V	13,8 V
ML2	300 pF	1000 V	14,2 V
C_{rf}	2250 pF	-	-
C_{wf}	13,3 nF	-	-
C_{rw}	100 pF	-	-

In Abbildung 5-105 ist der mit obigen Werten ermittelte Spannungsverlauf dargestellt. Der Spannungsteiler ist deutlich zu erkennen und passt sich bei jedem Spannungssprung der Gleichtaktspannung an. Der Unterschied im Spannungsteiler zwischen minimaler und maximaler Kapazität für die Verzahnung wird besonders am Unterschied zwischen U_t und U_i deutlich, der mit kleinerer Verzahnungskapazität geringer wird. Berechnet man den Spannungsteiler an verschiedenen Punkten, so zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung. Der gemessene Spannungsteiler liegt zwischen den beiden Extrema, die von der minimalen und maximalen Verzahnungskapazität gebildet werden (Tabelle 30).

Setzt man anschließend die Durchschlagsspannungen auf die rechnerisch ermittelten Werte, so ergibt sich der Verlauf aus Abbildung 5-107. Es kommt nun zu Durchschlägen am Lager A der Antriebswelle. Daraufhin baut sich die Spannung ab und es kommt zu Verschiebungen des Spannungsniveaus bei den darauffolgenden Spannungssprüngen. Durch die starren, nicht dynamischen Grenzwertvorgaben bei

der Spannungsfestigkeit zeigt die Simulation die Durchschläge nahezu immer bei Beginn eines Sprungs der Gleichtaktspannung.

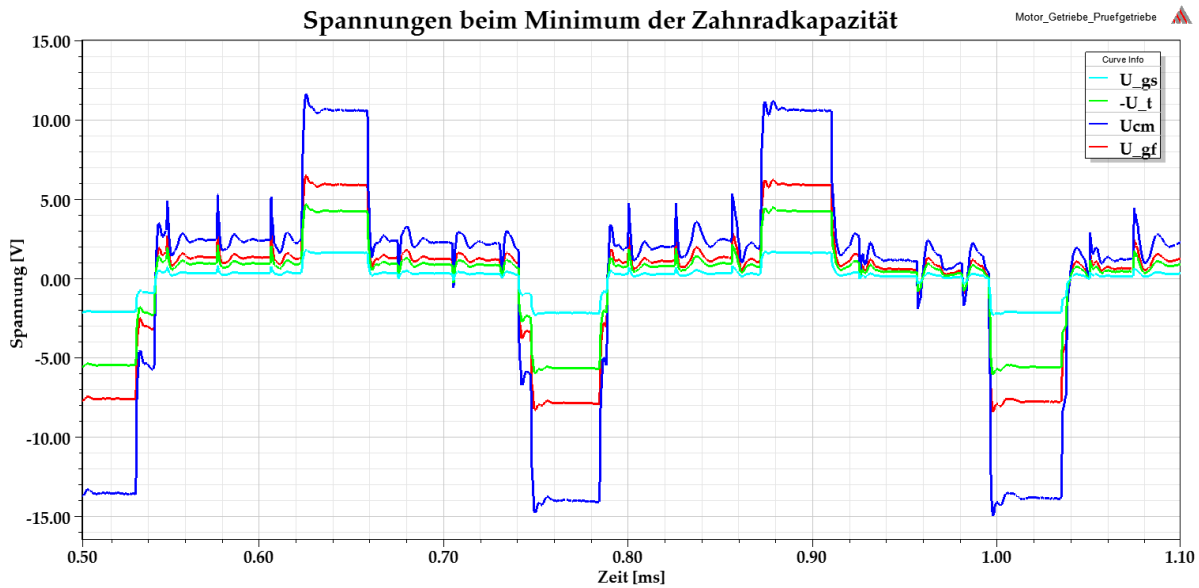


Abbildung 5-105: Berechneter Spannungsverlauf am Getriebe für die minimale Verzahnungskapazität (ohne Durchschlagmöglichkeit, U_{CM} ist auf ein Zwanzigstel reduziert)

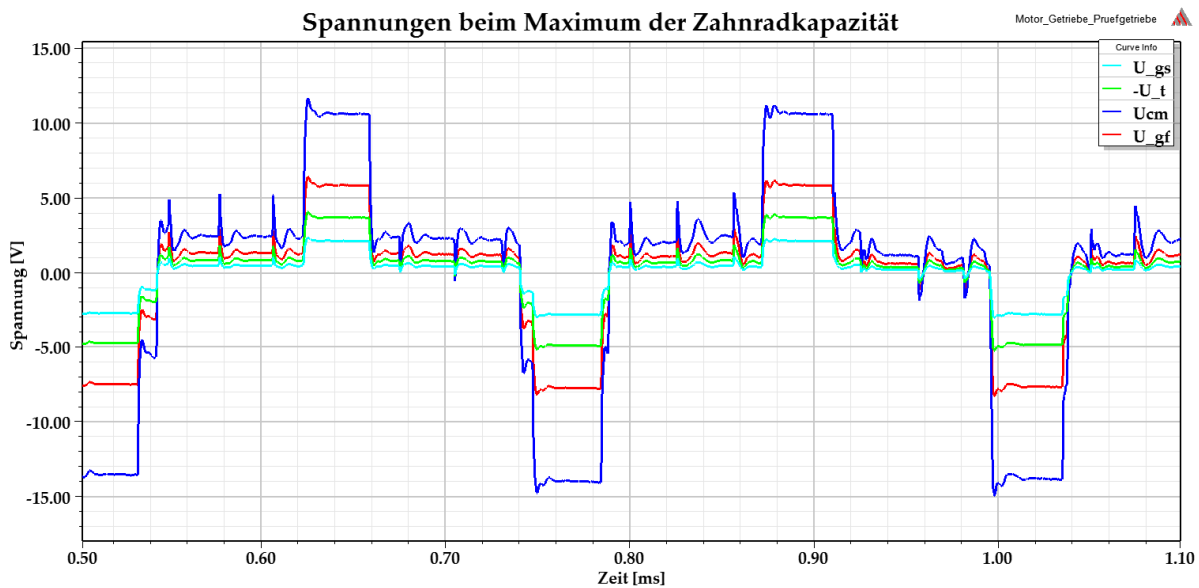


Abbildung 5-106: Berechneter Spannungsverlauf am Getriebe für die maximale Verzahnungskapazität (ohne Durchschlagmöglichkeit, U_{CM} ist auf ein Zwanzigstel reduziert)

Tabelle 30: Gemessener und in der Simulation ermittelter Spannungsteiler

Parameter	Messung	Simulation $C_{t,min}$	Simulation $C_{t,max}$
<i>BVR</i> ⁺	3,164%	2,76%	2,8%
<i>GVR</i>	29,7%	36,7%	27,9%
<i>BVR</i> _{Drivetrain}	0,94%	1,01%	0,78%

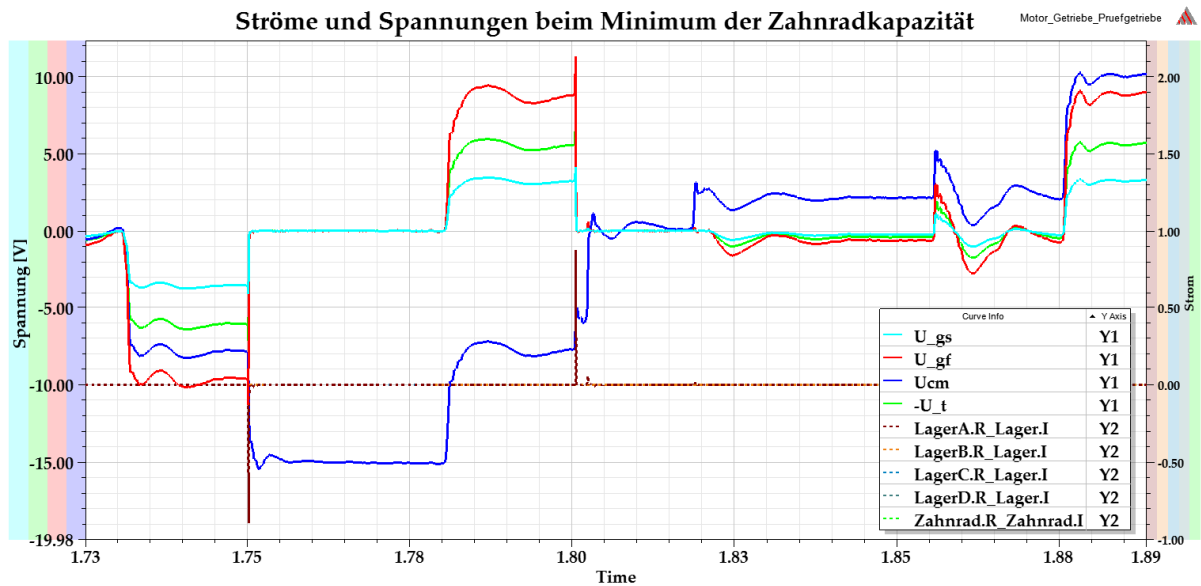


Abbildung 5-107: Berechneter Spannungsverlauf am Getriebe (mit Durchschlagmöglichkeit). Der Durchschlag im Lager A bei 1,75 ms bewirkt eine Verschiebung der Wellenspannungen vom negativen in den positiven Bereich, bei gleichen Spannungsniveaus der Gleitaktspannung U_{cm}

Betrachtet man den Fall mit isolierter Antriebswelle und isoliertem Motor (Kapitel 5.6.1.3) so zeigen sich auch in der Simulation ähnliche Effekte, wie sie auch in Messungen zu finden waren. Abbildung 5-108 und Abbildung 5-109 zeigen Einbrüche in der Simulation bei den beiden betrachteten Kapazitäten für die Verzahnung. Neben den Verschiebungen der Spannungsniveaus nach vorherigen Einbrüchen, zeigt sich auch der Effekt, dass ein vorheriger Durchschlag in einem der Lager an der Abtriebswelle ursächlich ist für einen Durchschlag in der Verzahnung, da sich das Spannungsniveau an der Verzahnung durch diesen ändert.

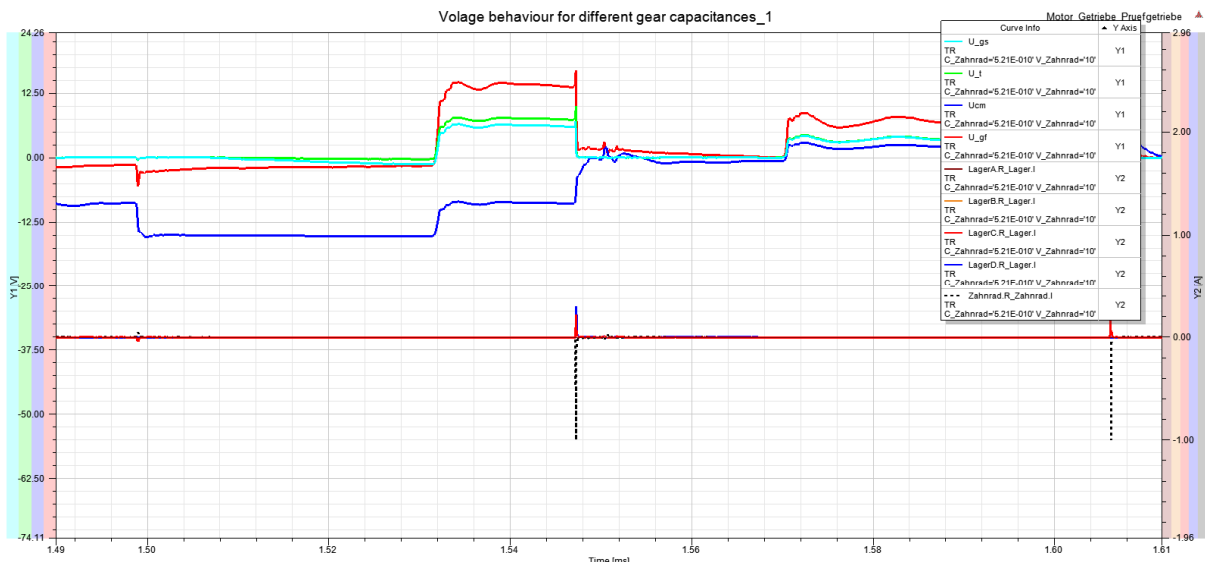


Abbildung 5-108: Simulation des Spannungsverlaufs und der Entladungen bei dem minimalen Wert der Zahnradkapazität. Simulationsparameter: Isolierte Welle 1, isolierte Motorlager. $m_1 = 1200 \text{ min}^{-1}$, $T_2 = 54 \text{ Nm}$, $30 \text{ }^\circ\text{C}$. Lager C: $C = 204 \text{ pF}$; $U_{\text{krit}} = 7 \text{ V}$. Lager D: $C = 312 \text{ pF}$; $U_{\text{krit}} = 9 \text{ V}$. Verzahnung (min): $C = 521 \text{ pF}$; $U_{\text{krit}} = 10 \text{ V}$.

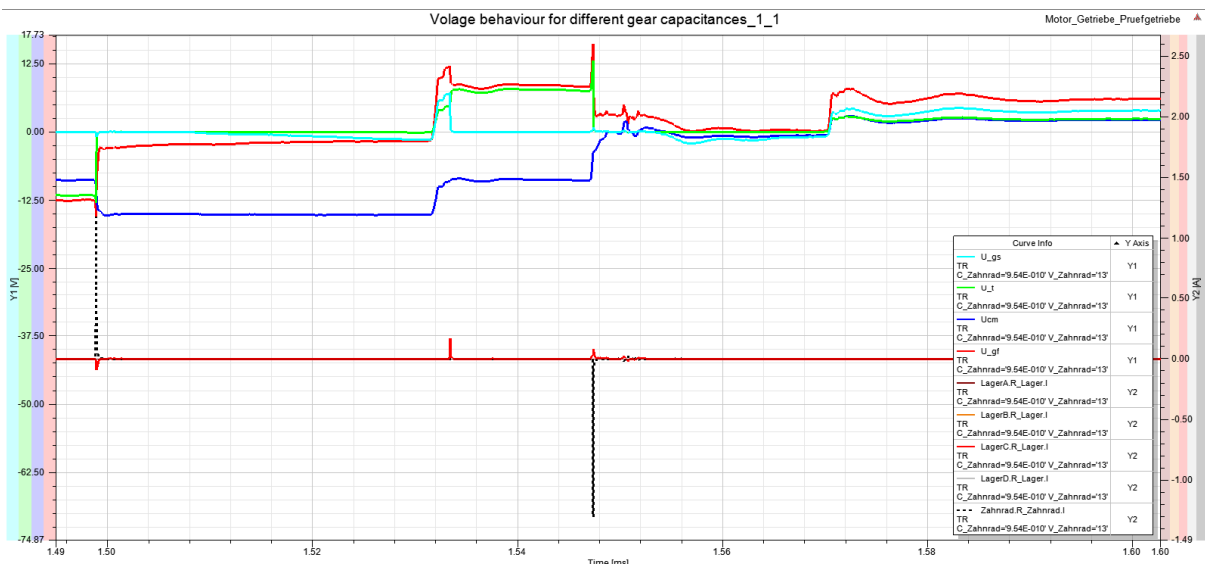


Abbildung 5-109: Simulation des Spannungsverlaufs und der Entladungen bei dem maximalen Wert der Zahnradkapazität. Simulationsparameter: Isolierte Welle 1, isolierte Motorlager. $m_1 = 1200 \text{ min}^{-1}$, $T_2 = 54 \text{ Nm}$, $30 \text{ }^\circ\text{C}$. Lager C: $C = 204 \text{ pF}$; $U_{\text{krit}} = 7 \text{ V}$. Lager D: $C = 312 \text{ pF}$; $U_{\text{krit}} = 9 \text{ V}$. Verzahnung (max): $C = 954 \text{ pF}$; $U_{\text{krit}} = 13 \text{ V}$.

Ein detaillierte Betrachtung im Zeitpunkt des Durchschlags gibt Abbildung 5-110. Zunächst erreicht die Zahnradspannung U_t ihren Grenzwert, wodurch es schlagartig zum Anstieg der Spannung U_{gs} kommt. Das Lager C schlägt ebenfalls durch, aber es kommt bedingt durch die abfließenden Ströme aus der Verzahnung zunächst zu einem weiteren Anstieg der Spannung, so dass ebenfalls die Spannungsgrenze des Lagers D erreicht wird. Anschließend bauen sich alle Spannungen ab und die Ströme sinken wieder auf null. In der Simulation lässt sich über den Zustand des Schmierfilmwiderstands die Reihenfolge des Durchschlags nachvollziehen.

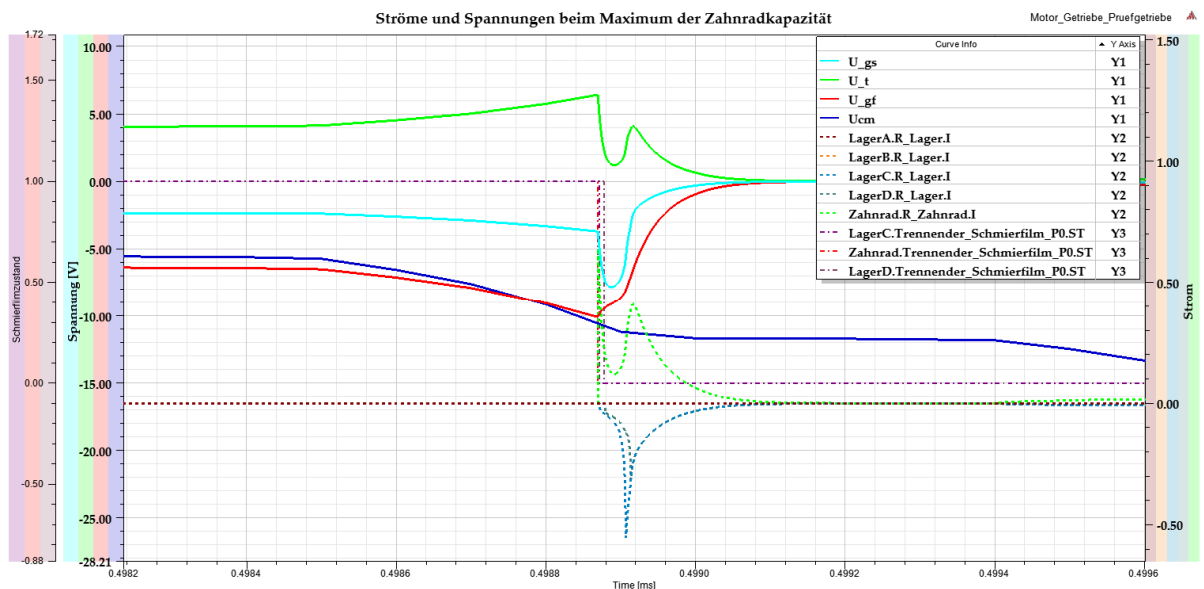


Abbildung 5-110: Simulation im Moment des Durchschlags. Der Zusammenbruch der Verzahnungsspannung lässt die Spannung der Abtriebswelle ansteigen. Dies sorgt zu einem Zusammenbruch in beiden Lagern der Abtriebswelle, woraufhin sich das gesamte System entlädt. Simulationsparameter: Isolierte Welle 1, isolierte Motorlager. $n_1 = 1200 \text{ min}^{-1}$, $T_2 = 37 \text{ Nm}$, 30 °C . Lager C: $C = 244 \text{ pF}$; $U_{\text{krit}} = 4,9 \text{ V}$. Lager D: $C = 272 \text{ pF}$; $U_{\text{krit}} = 7,2 \text{ V}$. Verzahnung (max): $C = 300 \text{ pF}$; $U_{\text{krit}} = 6,4 \text{ V}$.

5.6.3 Fazit zur Systemmessung und Simulation

Die durchgeführten Messungen am Gesamtsystem zeigen deutlich, dass es eine Vielzahl dynamischer Effekte gibt, die den exakten Verlauf der Spannungen und Ströme im System beeinflussen. Dabei ist gut zu sehen, dass sich durch die in der Realität auftretenden Schwankungen kein digitales Verhalten einstellt bezüglich des Durchschlagverhaltens, so wie es die Simulation durch die festen Parameter ermittelt. Dennoch haben bestätigt die Messungen wie auch die Simulation das prognostizierte Verhalten des Getriebes als Spannungsteiler. Die Messungen mit isolierter Antriebswelle und isolierten Motorlagern haben gezeigt, wie sich durch diese Isolationen die Durchschläge und damit die elektrische Belastung im Antriebsstrang verlagern. Dieser Effekt wird ebenfalls durch die Simulation bestätigt und macht deutlich, dass das Einbringen von Isolationen nicht unbedingt eine Lösung zur Vermeidung von elektrischer Belastung im Antriebssystem ist. Ob eine Isolation wirklich positive Effekte bringt, hängt von der restlichen Konfiguration des Systems ab und sollte daher nicht pauschal als Lösung eingesetzt werden.

Insgesamt zeigt der Vergleich der durchgeführten Messungen mit den Ergebnissen aus dem Simulationsmodell, dass dieses ein hohes Potential bietet, um das Systemverhalten qualitativ vorherzusagen. Die Simulation ermöglicht es, Aussagen zu treffen, welche Bauteile für Entladungen gefährdet sind und wie sich beispielsweise Isolationen oder andere Lager auf das Verhalten des Systems auswirken. Für

quantitative Aussagen oder sogar zeitlich korrekte Verläufe ist das Modell aufgrund der fehlenden Dynamik und der stochastischen Verteilung realer Effekte nur bedingt geeignet. Um das System beurteilen zu können, sind diese aber auch nicht erforderlich und würden den Simulations- und Modellierungsaufwand daher nur unnötig in die Höhe treiben.

6 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

6.1 Zusammenfassung

Durch den immer verbreiteteren Einsatz von Spannungszwischenkreisumrichtern nimmt die elektrische Belastung von Maschinenelementen durch parasitäre Ströme zu. Diese Ströme resultieren aus der mit einer hohen Flankensteilheit auftretenden Gleichtaktspannung und sind bei gängigen Umrichtern systemimmanent. Bisherige Untersuchungen hatten den Fokus auf den Elektromotor gelegt und dort im Lager entstehenden Schädigungen. In der vorliegenden Untersuchung wurde das Thema der Lagerströme, die aus dem Bereich der Elektromotoren schon seit langem bekannt sind, auf den elektromechanischen Antriebsstrang als Kombination aus Motor und Getriebe übertragen, da es auch in den Getriebekomponenten zu Schädigungen durch elektrische Belastung kommen kann.

Dazu wurde zunächst der Stand der Technik zur Beschreibung von EHD-Kontakten als elektrisches Ersatzschaltbild aufbereitet. Darauf aufbauend wurden Modelle entwickelt, die für Wälzlager, Gleitlager und Verzahnungen das elektrische Verhalten basierend auf der Geometrie und den Betriebsbedingungen beschreiben. Diese Modelle wurden in höherwertige Systemmodelle integriert, die eine Beschreibung eines Motors oder eines Getriebes ermöglichen.

Aus den Systemmodellen wurde schließlich eine Simulation aufgebaut, die bei Vorgabe einer Gleichtaktspannung die Verläufe der Ströme und Spannungen berechnen kann. Hierbei wurde gezielt darauf geachtet, dass das System korrekt reagiert, wenn es in einem Bauteil zu einem Durchschlag kommt. Dabei hat sich gezeigt, dass bei dem Gesamtsystem aus Motor und Getriebe der Durchschlag in einer Komponente der Auslöser für den Durchschlag in weiteren Komponenten sein kann.

Zur Validierung der aufgestellten Modelle – von der Schmierstoffebene bis hin zum Gesamtsystem – wurden verschiedene Prüfsysteme aufgebaut, die eine Messung des elektrischen Verhaltens der jeweiligen Komponenten ermöglichen. Bei der Bestimmung der Kapazitäten im EHD-Kontakt hat sich gezeigt, dass hier die gängigen Berechnungsmethoden eine noch recht große Unsicherheit bieten. Dies liegt zum einen an der Bestimmung der Schmierfilmdicke und zum anderen an der je nach Lagerart und Belastungsrichtung recht komplexen Geometrie des Kontakts und seiner Randbereiche. Bei den untersuchten hydrodynamischen Radialgleitlagern gibt es weniger Probleme und die Bestimmung der elektrischen Kapazität aus anderen Berechnungsprogrammen heraus hat sich als zuverlässig und korrekt erwiesen.

Mit Messungen an einem präparierten Antriebsstrang wurden das Systemverhalten und die Systemsimulation überprüft. Die mit der Simulation vorhergesagten Effekte wie das Auslösen eines Durchschlags durch einen anderen Durchschlag konnten im Messaufbau ebenso bestätigt werden wie das grundsätzliche Verhalten eines Getriebes als elektrischer Spannungsteiler. Zudem zeigten die Messun-

gen, dass Eingriffe in das elektrische Verhalten mit dem Ziel einer Belastungsreduktion wohl durchdacht sein müssen. Einfache Isolationen beispielsweise können anstelle einer Reduktion eines Problems dieses einfach nur verlagern.

Insgesamt wurden in der vorliegenden Arbeit eine Vielzahl an Untersuchungen zum elektrischen Verhalten verschiedener Komponenten und Systeme im elektromechanischen Antriebsstrang durchgeführt, die als Grundlage für weitere Forschungen oder als Ausgangsbasis zur Lösung von bestehenden Problemen in realen Anwendungen dienen können. Die Arbeit liefert einen Beitrag für das Verständnis des elektrischen Verhaltens der mechanischen Komponente Getriebe und der darin enthaltenen Maschinenelemente.

6.2 Ausblick

Auf Basis der vorliegenden Analysen können weitere, komplexere Antriebssysteme untersucht werden, um das Verständnis des Zusammenspiels der Komponenten zu erhöhen. Dazu zählen beispielsweise Windkraftgetriebe, die einen weiten Bereich an Geschwindigkeiten in den einzelnen Komponenten abdecken, aber auch Bahnantriebe, die direkt über den Radsatz an der Abtriebswelle geerdet sind.

Zudem bietet es sich an, die gängigen Berechnungssysteme für Maschinenelemente dahingehend zu erweitern, dass eine Bestimmung der elektrischen Eigenschaften automatisiert daraus erfolgen kann. Durch eine Integration würden diese automatisch auch in den Vorteil neuer und verbesserter Berechnungsverfahren – hier sei speziell auf die Schmierfilmdicke und die Kontaktbedingungen verwiesen – kommen, so dass die Vorhersagen an Qualität gewinnen.

LITERATURVERZEICHNIS

- [ABB01] ABB: *Lagerströme in modernen AC-Antriebssystemen : Technische Anleitung Nr. 5*. 2001
- [AGK16] AGK Hochleistungswerkstoffe GmbH (AS): *Hartpapier, Hartgewebe und Glashartgewebe: Duro-Best 110 bis 280*. URL http://www.agk.de/html/isolierwerkstoffe/durobest_110_260.htm. – Aktualisierungsdatum: 2016-10-26 – Überprüfungsdatum 2017-01-14
- [Bai04] BAIR, S.: *Roelands' missing data*. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 218 (2004), Nr. 1, S. 57–60
- [Bal07] Baldor: *Inverter-Driven Induction Motors Shaft and Bearing Current Solutions*. Industry White Paper. Fort Smith (USA), 2007. – Industry White Paper
- [Bal05] BALY, Hatem: *Reibung fettgeschmierter Wälzlager*. Hannover, Universität Hannover, Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie. Dissertation. 2005
- [Bar93] BARUS, Carl: *Isothermals, isopiestic and isometrics relative to viscosity*. In: *American journal of science* 45 (1893), Nr. 266, S. 87–96. URL <http://publikationen.ub.uni-frankfurt.de/documents/16694/E001549414.pdf>
- [Bar96] BARZ, Matthias: *Die Schmierfilmbildung in fettgeschmierten schnelllaufenden Spindellagern*. Hannover, Universität Hannover, Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Sicherheitstechnik. Dissertation. 1996
- [BBF26] BEHNKEN, H. ; BREISIG, F. ; FRAENCKEL, A. ; GÜNTHERSCHULZE, A. ; KIEBITZ, F. ; SCHUMANN, W. O. ; VIEWEG, R. ; VIEWEG, V. ; WESTPHAL, W.: *Elektrotechnik*. Berlin, Heidelberg : Springer, 1926 (Handbuch der Physik 17)
- [BKK16] BIEROŃSKI, M. ; KRASA, O. ; KOZA, M. ; KSIAŻEK, D. ; KUŚ, R.: *Evaluation of the Mechanical Properties of Gray Cast Iron Using Electrical Resistivity Measurement*. In: *Archives of Foundry Engineering* 16 (2016), Nr. 4
- [Bod84] BODE, Berthold: *Entwicklung eines Quarzviskosimeters für Messungen bei hohen Drücken*. Clausthal, TU Clausthal. Dissertation. 1984
- [Bod89] BODE, Berthold: *Modell zur Beschreibung des Fließverhaltens von Flüssigkeiten unter hohem Druck*. In: *Tribologie + Schmierungstechnik* 36 (1989), Nr. 4, S. 182–189
- [Böh89] BÖHMER, A.: *Erstellung eines Programmes zur Berechnung der Gesamtkapazität in Wälzlagern bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen*. Hannover, Universität Hannover, Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Sicherheitstechnik. Unveröffentlichte Studienarbeit. 1989

- [Bon51] BONDI, Arnold Aaron: *Physical Chemistry of Lubricating Oils* : Reinhold Publishing Corp., 1951
- [Bri75] BRINKMANN, C.: *Die Isolierstoffe der Elektrotechnik*. Berlin : Springer Berlin Heidelberg, 1975
- [BLS16] BRUCE, T. ; LONG, H. ; SLATTER, T. ; DWYER-JOYCE, R. S.: *Formation of white etching cracks at manganese sulfide (MnS) inclusions in bearing steel due to hammering impact loading*. In: *Wind Energy* (2016), S. n/a-n/a
- [Brü72] BRÜSER, Peter: *Untersuchungen über die elastohydrodynamische Schmierfilmdicke bei elliptischen Hertzschen Kontaktflächen*. Braunschweig, Technische Universität Braunschweig, Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik. Dissertation. 1972
- [Cam60] CAMERON, A.: *The viscosity–temperature characteristics of lubricating oils*. In: *J. Inst. Petrol* 46 (1960), S. 56–58
- [CC61] CAMERON, A. ; CROUCH, R. F.: *Viscosity–temperature equations for lubricants*. In: *J. Inst. Petrol* 47 (1961), S. 307–313
- [CWC92] CANN, P. M. ; WILLIAMSON, B. P. ; COY, R. C. ; SPIKES, H. A.: *The behaviour of greases in elastohydrodynamic contacts*. In: *Journal of Physics D: Applied Physics* 25 (1992), 1A, A124. URL <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/0022-3727/25/1A/020/pdf>
- [Cha00] Charles Moosbrugger (Hrsg.): *ASM ready reference : Electrical and Magnetic Properties of Metals*. 1. Aufl. : ASM International, 2000 (Materials Data Series)
- [CL97] CHEN, Shaotang ; LIPO, T. A.: *Bearing currents and shaft voltages of an induction motor under hard and soft switching inverter excitation*. In: *Conference record of the 1997 IEEE Industry Applications Conference - Thirty-Second IAS Annual Meeting : October 5-9, 1997, Hyatt Regency Hotel, New Orleans, Louisiana*. Piscataway, NJ : IEEE Service Center, 1997, S. 167–173
- [CL98] CHEN, Shaotang ; LIPO, T. A.: *Bearing currents and shaft voltages of an induction motor under hard- and soft-switching inverter excitation*. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 34 (1998), Nr. 5, S. 1042–1048
- [CLN96] CHEN, Shaotang ; LIPO, T. A. ; NOVOTNY, D. W.: *Circulating type motor bearing current in inverter drives*. In: *IAS '96. Conference Record of the 1996 IEEE Industry Applications Conference Thirty-First IAS Annual Meeting, 1996*, S. 162–167
- [CDD85a] CHITTENDEN, R. J. ; DOWSON, D. ; DUNN, J. F. ; TAYLOR, C. M.: *A Theoretical Analysis of the Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Concentrated Contacts. I. Direction of Lubricant Entrainment Coincident with the Major Axis of the Hertzian Contact Ellipse*. In: *Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences* 397 (1985), Nr. 1813, S. 245–269

- [CDD85b] CHITTENDEN, R. J. ; DOWSON, D. ; DUNN, J. F. ; TAYLOR, C. M.: *A Theoretical Analysis of the Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Concentrated Contacts. II. General Case, with Lubricant Entrainment along Either Principal Axis of the Hertzian Contact Ellipse or at Some Intermediate Angle*. In: *Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences* 397 (1985), Nr. 1813, S. 271–294
- [Cro58] CROOK, A. W.: *The Lubrication of Rollers*. In: *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences* 250 (1958), Nr. 981, S. 387–409
- [DR63] DAREING, D. W. ; RADZIMOVSKY, E. I.: *Experimental Investigation of the Minimum Oil-Film Thickness in Spur Gears*. In: *Journal of Basic Engineering* 85 (1963), Nr. 3, S. 451
- [Deu15] Deutsche Edelstahlwerke: *Werkstoffdatenblatt 42CrMo4 / 42CrMoS4 - 1.7225 / 1.7227*. URL https://www.dew-stahl.com/fileadmin/files/dew-stahl.com/documents/Publikationen/Werkstoffdatenblaetter/Baustahl/1.7225_1.7227_de.pdf
- [DJ67] DOWSON, D. ; JONES, D. A.: *Report 3: An Optical-Interference Method of Measurement of Time-Dependent Elastohydrodynamic Film Profiles*. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings* 187 (1967), Nr. 7, S. 49–52
- [DNW65] DYSON, A. ; NAYLOR, H. ; WILSON, A. R.: *The Measurement of Oil-Film Thickness in Elastohydrodynamic Contacts*. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings* 180 (1965), Nr. 2, S. 119–134
- [AGM03] AGMA INFORMATION SHEET, 925-A03: *Effect of Lubrication on Gear Surface Distress*
- [ES60] EL-SISI, S. I. ; SHAWKI, G. S. A.: *Measurement of Oil-Film Thickness Between Disks by Electrical Conductivity*. In: *Journal of Basic Engineering* 82 (1960), Nr. 1, S. 12
- [Ens13] Ensinger: *TECAPET white - Werkstoffdatenblatt : Stand: 20.03.2013*. URL http://www.ensinger-online.com/modules/public/sheet/createsheet.php?SID=830&FL=1&FILENAME=HZ_TECAPET_white_DE_DE_201303pdf – Überprüfungsdatum 2017-08-29
- [EKS95] ERDMAN, J. ; KERKMAN, R. J. ; SCHLEGEL, D. ; SKIBINSKI, G.: *Effect of PWM inverters on AC motor bearing currents and shaft voltages*. In: *1995 IEEE Applied Power Electronics Conference and Exposition - APEC'95, 1995*, S. 24–33
- [Eva13] EVANS, M-H: *White structure flaking (WSF) in wind turbine gearbox bearings : Effects of 'butterflies' and white etching cracks (WECs)*. In: *Materials Science and Technology* 28 (2013), Nr. 1, S. 3–22
- [EE37] EWELL, Raymond H. ; EYRING, Henry: *Theory of the Viscosity of Liquids as a Function of Temperature and Pressure*. In: *The Journal of Chemical Physics* 5 (1937), Nr. 9, S. 726–736

- [FO09] FALKO, Thoma ; OTTO, Michael: *RIKOR I : Erweiterung Ritzelkorrekturprogramm (RIKOR) zur Bestimmung der Lastverteilung von Stirnradgetrieben*. Forschungsvorhaben Nr. 30 VI. Frankfurt, 2009 (Forschungsheft 914)
- [FR93] FENG, R. ; RAMESH, K. T.: *On the Compressibility of Elastohydrodynamic Lubricants*. In: *Journal of Tribology* 115 (1993), Nr. 3, S. 557
- [Fer15] Ferro Ceramic: *Silicon Nitride Properties*. URL http://www.ferroceramic.com/silicon_nitride.htm. – Aktualisierungsdatum: 2015-01-16 – Überprüfungsdatum 2017-01-05
- [FCM08] FOLDYNA, Jiri ; CHMELÍK, Karel ; MIŠÁK, Stanislav: *Influence of electric discharges on bearings of electric machines*. In: *Advances in Electrical and Electronic Engineering* 07 (2008), 1-2, S. 171–174
- [FHC68] FOORD, C. A. ; HAMMANN, W. C. ; CAMERON, A.: *Evaluation of Lubricants Using Optical Elastohydrodynamics*. In: *A S L E Transactions* 11 (1968), Nr. 1, S. 31–43
- [FWW69] FOORD, C. A. ; WEDEVEN, L. D. ; WESTLAKE, F. J. ; CAMERON, A.: *Optical Elastohydrodynamics*. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 184 (1969), Nr. 1, S. 487–505
- [Fri22] FRIESE, Robert M.: *Über Durchschlagsfestigkeit von Isolierölen*. In: HARRIES, Carl Dietrich (Hrsg.): *Wissenschaftliche Veröffentlichungen aus dem Siemens-Konzern : I. Band*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 1922, S. 41–55
- [FEK40] FRISCH, David ; EYRING, Henry ; KINCAID, John F.: *Pressure and Temperature Effects on the Viscosity of Liquids*. In: *Journal of Applied Physics* 11 (1940), Nr. 1, S. 75–80
- [Fur61] FUREY, M. J.: *Metallic Contact and Friction between Sliding Surfaces*. In: *A S L E Transactions* 4 (1961), Nr. 1, S. 1–11
- [FTP16] FURTMANN, A. ; TISCHMACHER, H. ; POLL, G.: *Extended HF equivalent model of a drive train*. In: *2016 XXII International Conference on Electrical Machines (ICEM) : IEEE, 2016*, S. 2244–2250
- [FP16] FURTMANN, Alexander ; POLL, Gerhard: *Evaluation of Oil-Film Thickness Along the Path of Contact in a Gear Mesh by Capacitance Measurement*. In: *Tribology Online* 11 (2016), Nr. 2, S. 189–194 – Überprüfungsdatum 2016-05-03
- [GAM16] GAMBICA: *Variable Speed Drives & Motors - Motor Shaft Voltages and Bearing Currents Under PWM Inverter Operation : Technical Guide*. 3rd Edition. 2016
- [GSR14] GEMEINDER, Yves ; SCHUSTER, Martin ; RADNAI, Benjamin ; SAUER, Bernd ; BINDER, Andreas: *Calculation and validation of a bearing impedance model for ball bearings and the influence on EDM-currents*. In: *International Conference on Electrical Machines (ICEM), 2014 : 2 - 5 Sept. 2014, Berlin, Germany ; proceedings*. Piscataway, NJ : IEEE, 2014, S. 1804–1810

- [GÖP16] GUTZMAN, Francisco ; ÖZEL, Mehmet ; PINARD, Philippe: *FVA 707 II: Risse auf Lagerringen : Gefügeveränderungen in Wälzlagerringen mit Rissen als Folgeschaden*. vorläufiger Abschlussbericht. 2016. – vorläufiger Abschlussbericht
- [Hag15] HAGEMANN, Thomas: *Radialgleitlagerberechnungsprogramm COMBROS R : Dokumentation*. Clausthal, 2015
- [Häh42] HÄHNEL, A.: *Der elektrische Durchschlag in Isolieröl*. In: *Archiv f. Elektrotechnik (Archiv für Elektrotechnik)* 36 (1942), Nr. 12, S. 716–734
- [HSJ04] HAMROCK, Bernard J. ; SCHMID, Steven R. ; JACOBSON, Bo O.: *Fundamentals of fluid film lubrication*. 2nd ed. New York : Marcel Dekker, 2004 (Mechanical engineering 169)
- [Har14] HARTEN, Ulrich (Hrsg.): *Physik : Eine Einführung für Ingenieure und Naturwissenschaftler*. 6. Aufl. Berlin : Springer Vieweg, 2014 (Springer-Lehrbuch)
- [HS00a] HAUSBERG, V. ; SEINSCH, H. O.: *Kapazitive Lagerspannungen und -ströme bei umrichter gespeisten Induktionsmaschinen*. In: *Electrical Engineering (Archiv für Elektrotechnik)* 82 (2000), 3-4, S. 153–162
- [Hau02] HAUSBERG, Volkmar: *Elektrische Lagerbeanspruchung umrichter gespeister Induktionsmaschinen*. Dissertation. Düsseldorf : VDI-Verl., 2002 (Fortschritt-Berichte VDI Reihe 21, Elektrotechnik 324)
- [HS00b] HAUSBERG, Volkmar ; SEINSCH, Hans Otto: *Wellenspannungen und zirkulierende Lagerströme bei umrichter gespeisten Induktionsmaschinen*. In: *Electrical Engineering (Archiv für Elektrotechnik)* 82 (2000), Nr. 6, S. 313–326
- [HO02] HERTTER, T. ; OSTER, P.: *Lager2 : EDV-Unterprogramm zur Berechnung der Steifigkeit und der Lebensdauer von Wälzlagern*. Forschungsvorhaben 364 I. Frankfurt, 2002 (Forschungsheft 674)
- [HL97] HÖGLUND, Erik ; LARSSON, Roland: *Modelling Non-Steady EHL with Focus on Lubricant Density*, Bd. 32. In: TAYLOR, C.; FLAMAND, L.; DALMAZ, G. (Hrsg.): *Elastohydrodynamics : '96 ; Fundamentals and Applications in Lubrication and Traction*. 1. Aufl. s.l. : Elsevier textbooks, 1997 (Tribology, v.32), S. 511–521
- [IYT05] ISO, Kenichi ; YOKOUCHI, Atsushi ; TAKEMURA, Hiromichi: *Research Work for Clarifying the Mechanism of White Structure Flaking and Extending the Life of Bearings*. In: *SAE 2005 World Congress & Exhibition : SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2005 (SAE Technical Paper Series)*.
- [DIN96] DIN EN, 60156:1996-03: *Isolierflüssigkeiten - Bestimmung der Durchschlagsspannung bei Netzfrequenz; Prüfverfahren*

- [DIN78] DIN, 57370-1:1978-12: *Isolieröle - Neue Isolieröle für Transformatoren, Wandler und Schaltgeräte*
- [JGB12] JABLONKA, Karolina ; GLOVNEA, Romeo ; BONGAERTS, Jeroen: *Evaluation of EHD films by electrical capacitance*. In: *Journal of Physics D: Applied Physics* 45 (2012), Nr. 38, S. 385301
- [Jag05] JAGENBREIN, Andreas: *Investigations of bearing failures due to electric current passage*, 2005
- [JO15] JURKSCHAT, Thomas ; OTTO, Michael: *Lebensdauer-Industriegetriebe-Wälzlager : Erweiterung von LAGER2 zur Dimensionierung von Wälzlagern in Industriegetrieben: Verlustleistung und Betriebstemperatur*. Forschungsvorhaben Nr. 364 IV. Frankfurt, 2015 (Forschungsheft 1145)
- [KER16] KERN: *Technisches Datenblatt Acrylnitril/Butadien/Styrol (ABS)*. URL http://www.kern.de/de/technisches-datenblatt/acrylnitril-butadien-styrol-abs?n=2110_1. – Aktualisierungsdatum: 2016-12-08 – Überprüfungsdatum 2017-01-11
- [KK85] KIND, Dieter ; KÄRNER, Hermann: *High-Voltage Insulation Technology : Textbook for Electrical Engineers*. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 1985
- [KFT07] KOCH, Maik ; FISCHER, Markus ; TENBOHLEN, Stefan: *The Breakdown Voltage of Insulation Oil under the Influences of Humidity, Acidity, Particles and Pressure*. In: *Institut Elektrotechniki; Komitet Badań Naukowych (Hrsg.): APTADM 2007 : III International Conference on Advances in Processing, Testing and Application of Dielectric Materials*. Wrocław, Poland : Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2007
- [Kre09] KREIL, Oliver: *Einfluss der Oberflächenstruktur auf Druckverteilung und Schmierfilmdicke im EHD-Kontakt*. München, Technische Universität München, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau. Dissertation. 2009
- [KWG10] KRIESE, M. ; WITTEK, E. ; GATTERMANN, S. ; TISCHMACHER, H. ; POLL, G. ; PONICK, B.: *Prediction of motor bearing currents for converter operation*. In: *2010 XIX International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, 2010, S. 1–6
- [KWG12] KRIESE, M. ; WITTEK, E. ; GATTERMANN, S. ; TISCHMACHER, H. ; POLL, G. ; PONICK, B.: *Influence of bearing currents on the bearing lifetime for converter driven machines*. In: *2012 XXth International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, 2012, S. 1735–1739
- [Küc09] KÜCHLER, Andreas: *Hochspannungstechnik : Grundlagen, Technologie, Anwendungen*. 3. Aufl. s.l. : Springer-Verlag, 2009 (VDI-Buch)
- [Kuh09] KUHLMANN, Jens: *Tribologische Eigenschaften von Wälzlagerschmierfetten bei dauerhaft niedrigen Betriebstemperaturen*. Hannover, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie. Dissertation. 2009

- [Kun14] KUNDEL, Achim, AGK GmbH: *Auskunft zur Permittivität von DuroBest 155 und DuroBest180*. E-Mail. 29.08.2014. FURTMANN, Alexander (Adressat)
- [KMR13] KÜPFMÜLLER, Karl ; MATHIS, Wolfgang ; REIBIGER, Albrecht: *Theoretische Elektrotechnik : Eine Einführung*. 19., aktual. Aufl. 2013. Berlin Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2013 (Springer-Lehrbuch)
- [Kus82] KUSS, Eduard: *pVT-Daten und Druckviskosität von ausgesuchten Mineralölen*. Hamburg : DGMK, 1982 (DGMK-Forschungsbericht 198)
- [LS78] LANG, Otto R. ; STEINHILPER, Waldemar: *Gleitlager : Berechnung und Konstruktion von Gleitlagern mit konstanter und zeitlich veränderlicher Belastung*. Berlin u.a. : Springer, 1978 (Konstruktionsbücher 31)
- [Lew55] LEWICKI, W.: *Some Physical Aspects of Lubrication in Rolling Bearings and Gears*. In: *The Engineer* (1955), Nr. 200, 176-178, 212-215
- [LB10] LINKE, Heinz ; BÖRNER, Jörg: *Stirnradverzahnung : Berechnung - Werkstoffe - Fertigung*. 2., vollst. überarb. Aufl. München : Hanser, 2010
- [Loo14] LOOS, Joerg: Einfluss der Reibbeanspruchung auf die WEC-Bildung in Wälzlagern. In: Gesellschaft für Tribologie e.V. (Hrsg.): *55. Tribologie Fachtagung 2014*, 2014, 23/1 - 23/13
- [LBG16] LOOS, Joerg ; BERGMANN, Iris ; GOSS, Matthias: *Influence of Currents from Electrostatic Charges on WEC Formation in Rolling Bearings*. In: *Tribology Transactions* 59 (2016), Nr. 5, S. 865-875
- [LGB14] LOOS, Joerg ; GOß, Matthias ; BERGMANN, Iris: Einfluss von Strömen aus elektrostatischen Aufladungen auf die WEC-Bildung in Wälzlagern. In: Gesellschaft für Tribologie e.V. (Hrsg.): *55. Tribologie Fachtagung 2014*, 2014, 07/1-07/14
- [LKB15] LOOS, Joerg ; KRÜHOEFFER, Wolfram ; BREUTINGER, Falk ; RUPPRECHT, Michael: Einfluss einer Axialschwingung und der Rauheit auf die WEC-Bildung in der Mischreibung. In: Gesellschaft für Tribologie e.V. (Hrsg.): *56. Tribologie Fachtagung 2015*, 2015, 52/1 - 52/10
- [MC60] MACCONOCHIE, I. O. ; CAMERON, A.: *The Measurement of Oil-Film Thickness in Gear Teeth*. In: *Journal of Basic Engineering* 82 (1960), Nr. 1, S. 29
- [Mac16] MACH, Jan-Niklas: *Einfluss von Oberflächenstrukturen auf das Betriebsverhalten stufenloser Umschlingungsgetriebe*. Hannover, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie. Dissertation. 2016

- [MGB11] MAGDUN, Oliver ; GEMEINDER, Yves ; BINDER, Andreas ; REIS, Kersten: Calculation of bearing and common-mode voltages for the prediction of bearing failures caused by EDM currents. In: *2011 IEEE International Symposium on Diagnostics for Electric Machines, Power Electronics & Drives (SDEMPED 2011) : Bologna, Italy, 5 - 8 September 2011*. Piscataway, NJ : IEEE, 2011, S. 462–467
- [MSB16] MARQUART, M. ; SCHÜRMAN, T. ; BRAUN, J. ; SEYFERT, C.: Einfluss von Schmierstoffen auf die Bildung von WEC. In: Gesellschaft für Tribologie e.V. (Hrsg.): *57. Tribologie Fachtagung 2016*, 2016, 13/1 - 13/9
- [Mey10] MEYER, Carsten: *Reibung in hoch belasteten EHD-Wälzkontakten*. Hannover, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie. Dissertation. 2010
- [Mic11] MICHAELIS, Klaus: *Zahnradschäden und deren Einflussgrößen* (FVA Vertiefungsseminar). 2011
- [MW75] MURCH, L. E. ; WILSON, W. R. D.: *A Thermal Elastohydrodynamic Inlet Zone Analysis*. In: *Journal of Lubrication Technology* 97 (1975), Nr. 2, S. 212
- [Müt04] MÜTZE, Annette: *Bearing currents in inverter fed AC motors*. Dissertation. Aachen : Shaker, 2004 (Berichte aus der Elektrotechnik)
- [Müt11] MÜTZE, Annette: *Thousands of hits : On inverter-induced bearing currents, related work, and the literature*. In: *e & i Elektrotechnik und Informationstechnik* 128 (2011), 11-12, S. 382–388
- [MB03] MÜTZE, Annette ; BINDER, Andreas: *Elektrische Lagerbeanspruchung bei umrichter gespeisten Maschinen : Abschlussbericht*. Darmstadt, TU Darmstadt, Institut für Elektrische Energiewandlung - FB 18 - Elektrotechnik und Informationstechnik. AIF12584. 2003
- [Pra91] PRASHAD, H.: *Theoretical Evaluation of Capacitance, Capacitive Reactance, Resistance and Their Effects on Performance of Hydrodynamic Journal Bearings*. In: *Journal of Tribology* 113 (1991), Nr. 4, S. 762
- [Pra06] PRASHAD, Har: *Tribology in electrical environments*. Amsterdam : Elsevier, 2006 (Tribology and interface engineering series 49)
- [Pre02] PREISINGER, Gerwin: *Cause and effect of bearing currents in frequency converter driven electrical motors : investigations of electrical properties of rolling bearings*. Dissertation : Wien, 2002
- [Rad16] RADNAI, Benjamin: *Wirkmechanismen in spannungsbeaufschlagten Wälzlagern*. Dissertation. Kaiserslautern : Technische Universität Kaiserslautern, 2016

-
- [RGK15] RADNAI, Benjamin ; GEMEINDER, Yves ; KIEKBUSCH, Timo ; SAUER, Bernd ; BINDER, Andreas: *Schädlicher Stromdurchgang : Untersuchung des Schädigungsmechanismus und der zulässigen Lagerstrombelastung von Wälzlagern in E-Motoren und Generatoren verursacht durch parasitäre hochfrequente Lagerströme*, 2015 (Forschungsheft 1127)
- [Reu77] REUSNER, Helmut: *Druckflächenbelastung und Oberflächenverschiebung im Wälzkontakt von Rotationskörpern*. Karlsruhe, Technische Hochschule Karlsruhe. Dissertation. 1977
- [Roe66] ROELANDS, C.J.A.: *Correlational aspects of the viscosity-temperature-pressure relationship of lubricating oils*, 1966
- [Rue14] RUELLAN DU CREHU, Arnaud: *Tribological analysis of White Etching Crack (WEC) failures in rolling element bearings*. INSA de Lyon. Dissertation. 2014. URL <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-01153235/document>
- [Rui15] RUI, Francesco: *Numerical Analysis of Inhomogeneous Inductive Heating of Forging Parts*. Hannover, Padua, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover; Università degli Studi di Padova. Studienarbeit. 2015. URL http://tesi.cab.unipd.it/49674/1/Rui_Francesco_1063835.pdf
- [Sch88] SCHRADER, Reinhard: *Zur Schmierfilmbildung von Schmierölen und Schmierfetten im elastohydrodynamischen Wälzkontakt*. Hannover, Universität Hannover, Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Sicherheitstechnik. Dissertation. 1988
- [Smo12] SMOLORZ, Georg: *Vermeidung von Stromdurchgangsschäden durch spezielle Wälzlager*. In: *Tribologie + Schmierungstechnik* 59 (2012), Nr. 1, S. 42–45
- [SDC16] SOLANO-ALVAREZ, W. ; DUFF, J. ; C. SMITH, M. ; K. D. H. BHADESHIA, H.: *Elucidating white-etching matter through high-strain rate tensile testing*. In: *Materials Science and Technology* (2016), S. 1–4
- [SS13] STADLER, Kenred ; STUBENRAUCH, Arno: *Vorzeitige Lagerausfälle in Windgetrieben und „White Etching Cracks“ (WEC)*. 13.3.2013 (Evolution SKF)
- [SVE16] STADLER, Kenred ; VEGTER, Erik ; ERSSON, Marica ; VAES, David: *Causes for premature bearing failures and the role of white etching cracks*. In: Gesellschaft für Tribologie e.V. (Hrsg.): *57. Tribologie Fachtagung 2016*, 2016, 12/1 - 12/10
- [SS12] STEINHILPER, Waldemar ; SAUER, Bernd: *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2 : Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben*. 7. Aufl. 2012. Berlin Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2012 (Springer-Lehrbuch 2)
- [Str55] STRIGEL, R.: *Elektrische Stoßfestigkeit*. Zweite neubearbeitete Auflage. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 1955
-

- [Tis17] TISCHMACHER, Hans: *Systemanalysen zur elektrischen Belastung von Wälzlagern bei umrichter gespeisten Elektromotoren*. Hannover, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Institut für Antriebssysteme und Leistungselektronik. Dissertation. 2017
- [TG10] TISCHMACHER, Hans ; GATTERMANN, Sven: Bearing currents in converter operation. In: *2010 XIX International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, 2010, S. 1–8
- [TGG10] TISCHMACHER, Hans ; GATTERMANN, Sven ; KRIESE, Michael ; WITTEK, Eike Christian: Bearing wear caused by converter-induced bearing currents. In: *IECON 2010 - 36th Annual Conference of IEEE Industrial Electronics*, 2010, S. 784–791
- [TK14] TISCHMACHER, Hans ; KARTASHOV, Oleksandr: Simulation von Lichtbogenentladungen in Wälzlagern von Elektromotoren zur Interpretation von experimentellen Ergebnissen an einem Lagerversuchsstand. In: *ANSYS Conference (Hrsg.): 32. CADFEM Users' Meeting 2014*, 2014
- [TTF15] TISCHMACHER, Hans ; TSOMAS, I. P. ; FURTMANN, Alexander: Extended probability model for discharge activities in the drive train of converter-fed electric motors. In: *2015 17th European Conference on Power Electronics and Applications (EPE'15 ECCE-Europe)* : IEEE, 2015, S. 1–10
- [Uya11] UYAMA, Hideyuki: *The Mechanism of White Structure Flaking In Rolling Bearings* (2011 Wind Turbine Tribology Seminar). Renaissance Boulder Flatiron Hotel, Bloomfield, CO, USA, 16. November 2011
- [UYH11] UYAMA, Hideyuki ; YAMADA, Hiroki ; HIDAHA, Hideyuki ; MITAMURA, Nobuaki: *The Effects of Hydrogen on Microstructural Change and Surface Originated Flaking in Rolling Contact Fatigue*. In: *Tribology Online* 6 (2011), Nr. 2, S. 123–132
- [Vog21] VOGEL, H.: *Das Temperaturabhaengigkeitsgesetz der Viskositaet von Fluessigkeiten*. In: *Physikalische Zeitschrift* 22 (1921), S. 645–646
- [Vog67] VOGELPOHL, Georg: *Betriebssichere Gleitlager : Berechnungsverfahren für Konstruktion und Betrieb*. 2nd ed. Berlin : Springer Berlin Heidelberg, 1967
- [Wal04] WALBECK, Thomas Robert: *Das Viskositätsverhalten und die Schmierfilmbildung von Schmierstoffen in Abhängigkeit von Druck und Temperatur*. Zugl.: Aachen, Techn. Hochsch., Diss., 2004. 1. Aufl. Aachen : Mainz, 2004 (IME)
- [Wal31] WALTHER, C.: *Anforderungen an Schmiermittel*. In: *Z. Maschinenbau* 10 (1931), S. 670–675
- [Wit16] WITTEK, Eike Christian: *Charakterisierung des Schmierungs Zustandes im Rillenkugellager mit dem kapazitiven Messverfahren*. Hannover, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie. Dissertation. 2016

- [WBP15] WITTEK, Eike Christian ; BADER, Norbert ; POLL, Gerhard: Die Beurteilung des Schmierungs-
zustandes in Wälzlagern mit elektrischen Messverfahren. In: Gesellschaft für Tribologie e.V.
(Hrsg.): *56. Tribologie Fachtagung 2015*, 2015, 75/1 - 75/12
- [WKT10] WITTEK, Eike Christian ; KRIESE, Michael ; TISCHMACHER, Hans ; GATTERMANN, Sven ;
PONICK, Bernd ; POLL, Gerhard: Capacitances and lubricant film thicknesses of motor bea-
rings under different operating conditions. In: *2010 XIX International Conference on Electrical
Machines (ICEM)*, 2010, S. 1–6
- [WKT12] WITTEK, Eike Christian ; KRIESE, Michael ; TISCHMACHER, Hans ; GATTERMANN, Sven ; PON-
ICK, Bernd ; POLL, Gerhard: Capacitance of bearings for electric motors at variable mechani-
cal loads. In: *2012 XXth International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, 2012, S. 1602–
1607
- [WP14] WITTEK, Eike Christian ; POLL, Gerhard: *Fuel Economy Öle in Wälzlagern : Tribologisches
Verhalten neuartiger Fuel Economy Öle in Wälzlagern*. Frankfurt, 2014 (Forschungsheft 1083)

STUDIENARBEITEN

In Verbindung mit dieser Arbeit entstanden folgende studentische Arbeiten:

HAUERTMANN, Carsten: *Berechnungsprogramm zur Ermittlung der elektrischen Kennwerte von Verzahnungen, Lagern und dynamischen Wellendichtungen*. Hannover, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie. Projektarbeit. 2015

HAUERTMANN, Carsten: *Validierung eines Berechnungstools zur Ermittlung der elektrischen Kenngrößen von Maschinenelementen*. Hannover, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie. Projektarbeit. 2017

MELCHERT, Nils: *Entwicklung einer Prüfstandssteuerung zur Ermittlung der elektrischen Kenngrößen eines Getriebes und insbesondere der Schmierfilmdicke von Verzahnungen*. Hannover, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie. Bachelorarbeit. 2015

MÖBES, Giovanni: *Entwicklung und Inbetriebnahme eines automatisierten Messsystems zur Charakterisierung der Durchschlagsfestigkeit von Schmierstoffen*. Hannover, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie. Diplomarbeit. 2015

ÖZ, Sören: *Inbetriebnahme eines Reibungsversuchsstands zur Ermittlung der Reibung und Schmierfilmdicke hydrodynamischer und hydrostatischer Gleitlager*. Projektarbeit. Hannover, 2016. – Projektarbeit

SAHLFELD, Peter: *Aufbau eines Versuchsstandes zur Messung parasitärer umrichterinduzierter Ströme in Antriebssträngen*. Hannover, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie. Masterarbeit. 2016

SCHWACK, Fabian: *Konstruktion und Auslegung eines Prüfstandes inklusive zugehöriger Prüflager zur kapazitiven Schmierfilmmessung radial belasteter hydrodynamischer und hydrostatischer Gleitlager*. Masterarbeit. Hannover, 2015. – Masterarbeit

TJIE, Irvan: *Untersuchung der Durchschlagsfestigkeit von Ölen und Erweiterung der Prüfmethodik um den Einfluss von DC-Stoßspannungen*. Hannover, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie. Bachelorarbeit. 2016

WANG, Qiaofa: *Konstruktion und Aufbau eines Prüfgetriebes zur Untersuchung der Getriebeimpedanz*. Hannover, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie. Diplomarbeit. 2014

A ANHANG**Anlagenverzeichnis**

A.1	BERECHNUNG DER KONTAKTKAPAZITÄT IM ZYLINDERROLLENLAGER.....	IV
A.2	BERECHNUNG DER FLÄCHEN ZWISCHEN BORD UND WÄLZKÖRPER.....	IX
A.3	ELEKTRISCHE EIGENSCHAFTEN VERSCHIEDENER METALLE.....	XI
A.4	LCR METER ST2826	XII
A.5	BERECHNUNG DER STÜTZLAGERKAPAZITÄT	XII
A.6	BERECHNUNG DER STÖRKAPAZITÄTEN AM GLEITLAGERPRÜFSTAND	XV
A.7	FERTIGUNGSZEICHNUNG DER UNTERSUCHTEN GLEITLAGER MIT BREITE 40 MM.....	XVIII
A.8	DATENBLATT TECAPET	XIX
A.9	DATENBLATT DER FASERVERSTÄRKTEN KUNSTSTOFFE.....	XX
A.10	DATEN ZU DEN GENUTZTEN MESSGERÄTEN AM VERSPANNUNGSPRÜFSTAND	XXI
A.11	HOCHDRUCKMESSUNGEN DER VERSUCHSSCHMIERSTOFFE	XXV

A.1 Berechnung der Kontaktkapazität im Zylinderrollenlager

Die Berechnung erfolgt nach Böhmer [Böh89], dessen Vorgehensweise hier in Auszügen²³ und modifiziert dargestellt sei. Das dort über die gesamte Rollenlänge angewandte Modell, welches wiederum auf den Vorarbeiten von Brüser [Brü72] und Dyson [DNW65] basiert, wird auf ein Scheibenmodell reduziert, so dass neben den Veränderungen in x- und y-Ebene auch Abhängigkeiten der Geometrie und Belastungssituation in z-Richtung berücksichtigt werden können.

Für vier grundlegende Fälle wird darin die Kapazität zwischen zwei konformen bzw. kontraformen Kreiskörpern mit oder ohne Hertzscher Abplattung bestimmt, wobei die räumliche Ausdehnung in z-Richtung sehr klein ist.

Die vier nachfolgend vorgestellten Fälle sind:

- unbelastete, konforme Kontakte in Bewegungsrichtung
- unbelastete, kontraforme Kontakte in Bewegungsrichtung
- belastete, konforme Kontakte in Bewegungsrichtung
- belastete, kontraforme Kontakte in Bewegungsrichtung

Anmerkung zur Formeldarstellung und Berechnungsmethodik

Die im folgenden Modell vorgestellten Formeln werden aus Gründen der besseren Lesbarkeit ohne zusätzliche Indizierung für die Wälzkörpernummer, Wälzkörperreihe und Scheibennummer dargestellt, auch wenn diese natürlich aufgrund der mit ihnen einhergehenden Änderungen wichtiger Parameter, wie beispielsweise Druck oder Schmierfilmdicke, nicht zu vernachlässigen sind.

Veränderungen der Geometrie über der Rollenbreite durch Profilierung von Wälzkörper oder Laufbahn sind im vorgestellten Modell nicht berücksichtigt.

Belastete, konforme Kontakte in Bewegungsrichtung

Der Kontakt zwischen abrollendem Wälzkörper und Außenring bei Zylinderrollenlagern stellt einen konformen Kontakt dar, bei dem die beiden Körper im Bereich außerhalb des Kontakts nur geringfügig auseinanderdriften. In Abbildung 6-1 sind die wichtigsten geometrischen Größen für den belasteten Außenringkontakt dargestellt.

²³ Dargestellt sind in modifizierter und erweiterter Form die Kapitel 4.7.2 bis 4.7.5 von den Seiten 48 bis 51.

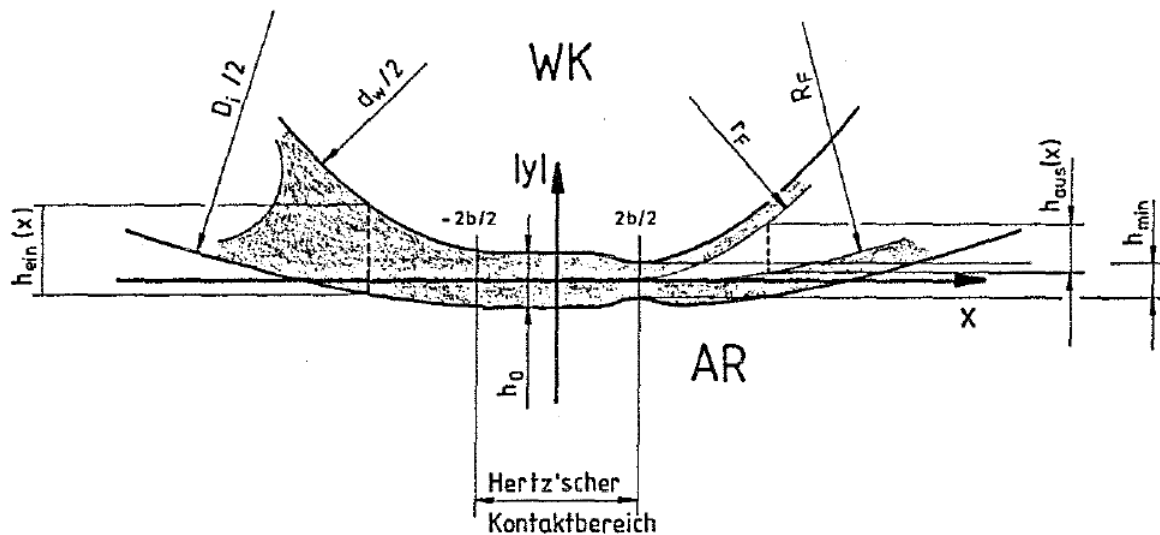


Abbildung 6-1: Geometrische Größen für den konformen, belasteten Kontakt nach Böhmer [Böh89]

Die Kapazität $C_{\text{ein, bel, a}}$ der Einlaufzone am Außenringkontakt bestimmt sich zu:

$$C_{\text{ein, bel, a}} = \varepsilon_0 \cdot \varepsilon_r(\vartheta) \cdot l_s \cdot \int_{-0,45 \cdot d_w}^{-b_a} \frac{dx}{h_{\text{ein, bel, a}}(x)}$$

mit der lokalen Spalthöhe im Einlauf $h_{\text{ein, bel, a}}$, der Scheibenbreite l_s , dem Wälzkörperdurchmesser d_w und der Hertz'schen Abplattungsbreite b_a .

Die lokale Spalthöhe im Einlauf berechnet sich zu:

$$h_{\text{ein, bel, a}}(x) = \frac{d_w}{2} - \sqrt{\frac{d_w^2}{4} - x^2} - \frac{D_i}{2} + \sqrt{\frac{D_i^2}{4} - x^2} + h_{0, a} - \frac{\delta_w}{2}$$

mit der D_i als Laufbahndurchmesser am Außenring, $h_{0, a}$ als zentrale Schmierfilmdicke am Außenringkontakt und δ_w als Verformung des Kontakts.

Die Kapazität des Hertz'schen Kontakts ergibt sich analog zu den bisherigen Annahmen zu:

$$C_{\text{Hertz, bel, a}} = \varepsilon_0 \cdot \varepsilon_r(p, \vartheta) \cdot l_s \cdot \frac{2b_a}{h_{0, a}}$$

Für die Kapazität $C_{\text{aus, bel, a}}$ der Auslaufzone wird noch berücksichtigt, dass nicht der gesamte Spalt mit Schmierstoff gefüllt ist. Hier wird angenommen, dass sich die Filmdicke des engsten Spalts gleichmäßig an beiden Kontaktpartnern weiter verläuft und der Rest des Spalts mit Luft ($\varepsilon_r = 1$) gefüllt ist.

$$C_{\text{aus, bel, a}} = \varepsilon_0 \cdot l_s \cdot \int_{b_a}^{0,45 \cdot d_w} \frac{dx}{h_{\text{aus, a}}(x) + \frac{h_{0, a}}{\varepsilon_r(\vartheta)}}$$

mit

$$h_{\text{aus, bel, a}}(x) = \frac{d_w}{2} - \sqrt{r_{F, a}^2 - x^2} - \frac{D_i}{2} + \sqrt{R_{F, a}^2 - x^2} + h_{0, a} - \frac{\delta_w}{2}$$

mit dem Schmierfilmradius am Außenring $R_{F,a}$ und dem Schmierfilmradius am Wälzkörper $r_{F,a}$, die sich wie folgt bestimmen:

$$r_{F,a} = \left(\frac{d_w}{2} + \frac{h_{\min,a}}{2} \right) \text{ und } R_{F,a} = \left(\frac{D_i}{2} - \frac{h_{\min,a}}{2} \right)$$

mit der minimalen Schmierfilmdicke $h_{\min,a}$ am Außenringkontakt.

Die Gesamtkapazität einer Scheibe am belasteten Außenringkontakt bestimmt sich zu:

$$C_{\text{Gesamt, bel, a}} = C_{\text{Hertz, bel, a}} + C_{\text{ein, bel, a}} + C_{\text{aus, bel, a}}$$

Der lokale k_C Faktor lässt sich ausdrücken als:

$$k_{C, \text{bel, a}} = \frac{C_{\text{Gesamt, bel, a}}}{C_{\text{Hertz, bel, a}}} = \frac{C_{\text{Hertz, bel, a}} + C_{\text{ein, bel, a}} + C_{\text{aus, bel, a}}}{C_{\text{Hertz, bel, a}}}$$

Belastete, kontraforme Kontakte in Bewegungsrichtung

Der Kontakt zwischen abrollendem Wälzkörper und Innenring bei Zylinderrollenlagern stellt einen kontraformen Kontakt dar, bei dem die beiden Körper im Bereich außerhalb des Kontakts stark auseinanderdriften. In Abbildung 6-2 sind die wichtigsten geometrischen Größen für den belasteten Innenringkontakt dargestellt.

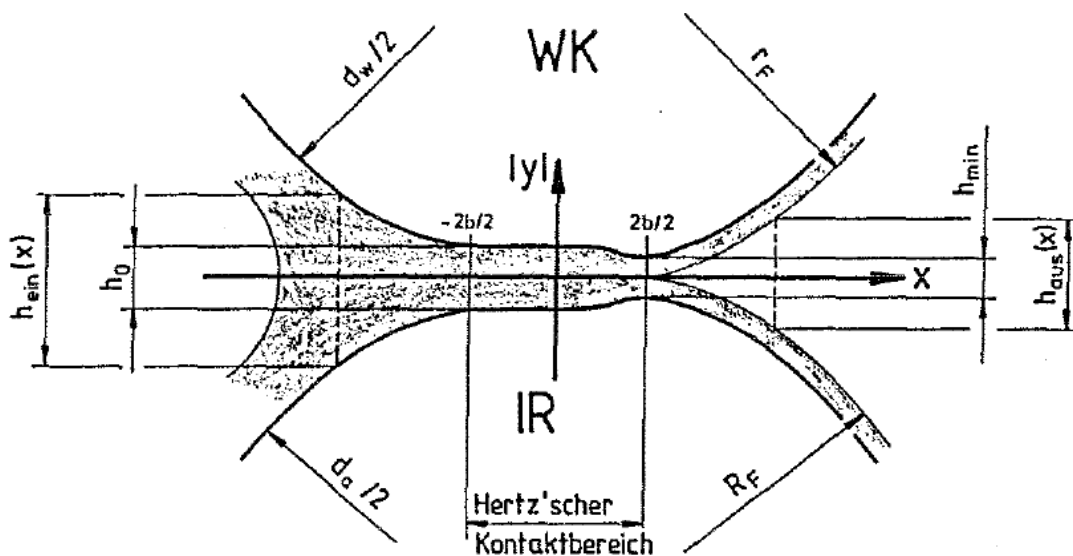


Abbildung 6-2: Geometrische Größen für den kontraformen, belasteten Kontakt nach Böhmer [Böh89]

Die Kapazität $C_{\text{ein, bel, i}}$ der Einlaufzone des Innenringkontakts bestimmt sich zu:

$$C_{\text{ein, bel, i}} = \epsilon_0 \cdot \epsilon_r(\vartheta) \cdot l_s \cdot \int_{-0,45 \cdot d_w}^{-b_i} \frac{dx}{h_{\text{ein, bel, i}}(x)}$$

mit der lokalen Spalthöhe im Einlauf $h_{\text{ein, bel, i}}$, der Scheibenbreite l_s , dem Wälzkörperdurchmesser d_w und der Hertz'schen Abplattungsbreite b_i .

Die lokale Spalthöhe im Einlauf des Innenringkontakts berechnet sich zu:

$$h_{\text{ein, bel, i}}(x) = \frac{d_w}{2} - \sqrt{\frac{d_w^2}{4} - x^2} + \frac{d_a}{2} - \sqrt{\frac{d_a^2}{4} - x^2} + h_{0, i} - \frac{\delta_w}{2}$$

Hierin ist d_a der Laufbahndurchmesser des Innenrings und $h_{0, i}$ die zentrale Schmierfilmdicke des Innenringkontakts.

Die Kapazität des Hertzschen Kontakts am Innenringkontakt ergibt sich analog zu den bisherigen Annahmen zu:

$$C_{\text{Hertz, bel, i}} = \varepsilon_0 \cdot \varepsilon_r(p, \vartheta) \cdot l_S \cdot \frac{2b_i}{h_{0, i}}$$

Für die Kapazität $C_{\text{aus, bel, i}}$ der Auslaufzone des Innenringkontakts ergibt sich:

$$C_{\text{aus, bel, i}} = \varepsilon_0 \cdot l_S \cdot \int_{b_i}^{0,45 \cdot d_w} \frac{dx}{h_{\text{aus, bel, i}}(x) + \frac{h_{0, i}}{\varepsilon_r(\vartheta)}}$$

mit

$$h_{\text{aus, i}}(x) = \frac{d_w}{2} - \sqrt{r_{F, i}^2 - x^2} + \frac{d_a}{2} - \sqrt{R_{F, i}^2 - x^2} + h_{0, i} - \frac{\delta_w}{2}$$

mit dem Schmierfilmradius am Innenring $R_{F, i}$ und dem Schmierfilmradius am Wälzkörper $r_{F, i}$, die sich wie folgt bestimmen:

$$r_{F, i} = \left(\frac{d_w}{2} + \frac{h_{\text{min, i}}}{2} \right) \text{ und } R_{F, i} = \left(\frac{d_a}{2} - \frac{h_{\text{min, i}}}{2} \right)$$

Die Gesamtkapazität einer Scheibe am belasteten Innenringkontakt bestimmt sich zu:

$$C_{\text{Gesamt, bel, i}} = C_{\text{Hertz, bel, i}} + C_{\text{ein, bel, i}} + C_{\text{aus, bel, i}}$$

Der lokale k_C Faktor lässt sich ausdrücken als:

$$k_{C, \text{bel, i}} = \frac{C_{\text{Gesamt, bel, i}}}{C_{\text{Hertz, bel, i}}} = \frac{C_{\text{Hertz, bel, i}} + C_{\text{ein, bel, i}} + C_{\text{aus, bel, i}}}{C_{\text{Hertz, bel, i}}}$$

Unbelastete, konforme und kontraforme Kontakte in Bewegungsrichtung

Bei unbelasteten Wälzkörpern wird für dieses Modell angenommen, dass sich der Wälzkörper mittig innerhalb des radialen Lagerspiels zwischen Innenring und Außenring befindet. Der dadurch entstehende Spalt wird so betrachtet, als ob dieser mit Schmierstoff gefüllt sei. Analog zum belasteten Kontakt können so die Ein- und Auslaufkapazitäten bestimmt werden, wobei als zentrale Schmierfilmdicke das halbe radiale Spiel zum Tragen kommt. In Abbildung 6-3 ist das Prinzip am Beispiel des kontraformen Kontakts am Innenring dargestellt. Der konforme Fall ist analog dazu mit den geometrischen Größen aus Abbildung 6-1.

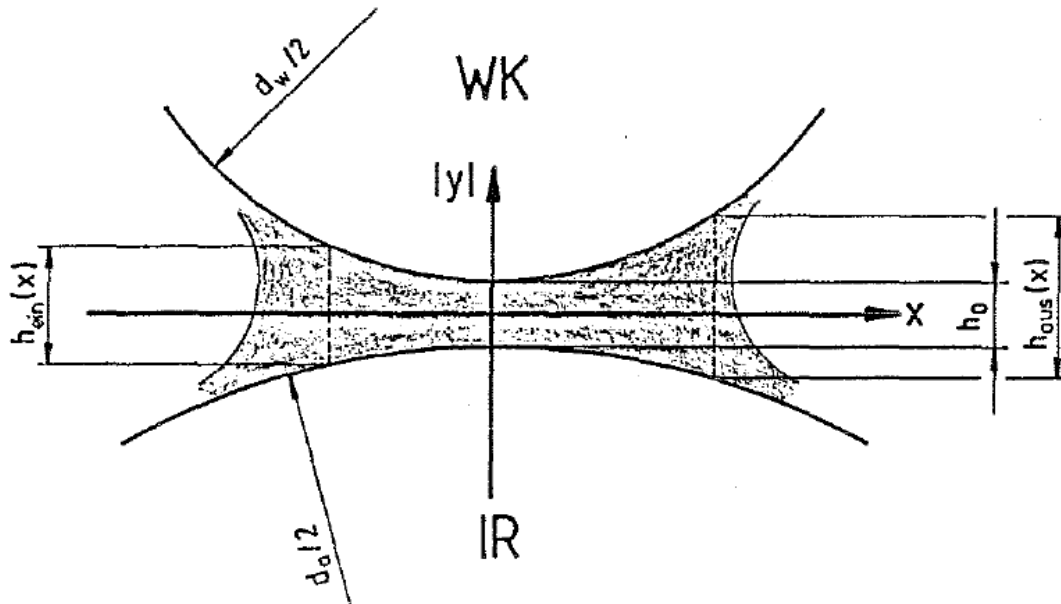


Abbildung 6-3: Geometrische Größen für den kontraformen, unbelasteten Kontakt nach Böhmer [Böh89]

Die Kapazität der Einlaufzone des konformen Kontakts bestimmt sich ähnlich dem belasteten Fall, wobei jedoch keine Abplattung vorliegt:

$$C_{\text{ein,unb,a}} = \varepsilon_0 \cdot \varepsilon_r(\vartheta) \cdot l_S \cdot \int_{-0,45 \cdot d_w}^0 \frac{dx}{h_{\text{ein,unb,a}}(x)}$$

wobei die lokale Spalthöhe sich folgendermaßen berechnet:

$$h_{\text{ein,unb,a}}(x) = \frac{d_w}{2} - \sqrt{\frac{d_w^2}{4} - x^2} - \frac{D_i}{2} + \sqrt{\frac{D_i^2}{4} - x^2} + \frac{e_{\text{radial}}}{2}$$

Da der gesamte Spalt als gefüllt betrachtet wird, bestimmt sich die Kapazität des Auslaufs zu:

$$C_{\text{aus,unb,a}} = C_{\text{ein,unb,a}}$$

Die Gesamtkapazität einer Scheibe am unbelasteten Außenringkontakt bestimmt sich damit zu:

$$C_{\text{Gesamt,unb,a}} = C_{\text{ein,unb,a}} + C_{\text{aus,unb,a}}$$

Für den kontraformen Kontakt bestimmt sich die Kapazität des Einlaufs wie folgt:

$$C_{\text{ein,unb,i}} = \varepsilon_0 \cdot \varepsilon_r(\vartheta) \cdot l_S \cdot \int_{-0,45 \cdot d_w}^0 \frac{dx}{h_{\text{ein,unb,i}}(x)}$$

mit der lokalen Spalthöhe:

$$h_{\text{ein,unb,i}}(x) = \frac{d_w}{2} - \sqrt{\frac{d_w^2}{4} - x^2} + \frac{d_a}{2} - \sqrt{\frac{d_a^2}{4} - x^2} + \frac{e_{\text{radial}}}{2}$$

Die Kapazität im Auslauf berechnet sich analog der bisherigen Annahmen zu:

$$C_{\text{aus,unb,i}} = C_{\text{ein,unb,i}}$$

Die Gesamtkapazität einer Scheibe am unbelasteten Innenringkontakt bestimmt sich damit zu:

$$C_{\text{Gesamt,unb,i}} = C_{\text{ein,unb,i}} + C_{\text{aus,unb,i}}$$

Lokale k_c Faktoren lassen sich aufgrund der nicht vorhandenen Hertzchen Kapazität im unbelasteten Fall nicht bestimmen.

A.2 Berechnung der Flächen zwischen Bord und Wälzkörper

Die Berechnung erfolgt nach Böhmer [Böh89], dessen Vorgehensweise hier in Auszügen²⁴ dargestellt sei:

Wälzkörper-Bord-Kapazitäten am Außenring

Der Wälzkörper-Bord-Kontakt kann als Plattenkondensator mit dem Plattenabstand $s_{\text{ax}}/2$ dargestellt werden, dessen Kapazität sich folgendermaßen berechnet:

$$C = \varepsilon_0 \cdot \varepsilon_r \cdot \frac{2A_c}{s_{\text{ax}}}$$

mit s_{ax} als axialem Spiel der Wälzkörper zwischen den Borden und A_c als Kondensatorfläche (siehe Abbildung 6-4).

Unter Vernachlässigung der Abplattung der Kontaktpartner, die als ideal rund gelten sollen, kann die von der Schmierstalthöhe abhängige Fläche über zwei Kreisabschnitte mit den Flächeninhalten A_1 und A_2 berechnet werden.

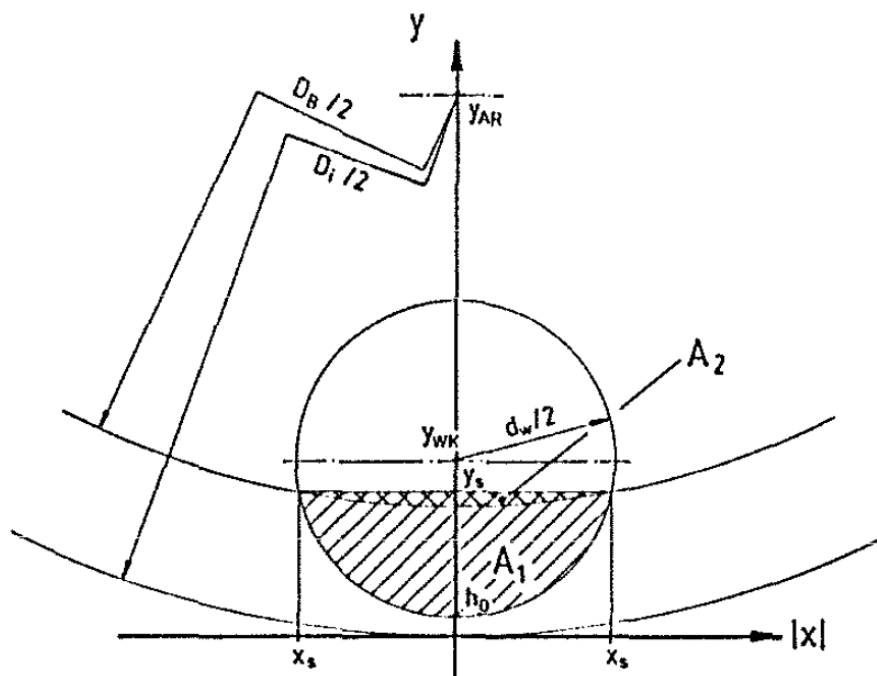


Abbildung 6-4: Fläche der Wälzkörper-Bord-Kapazität am Außenring

In Anlehnung an die obige Abbildung gilt:

²⁴ Dargestellt sind in leicht abgewandelter Form die Kapitel 4.7.6 und 4.7.7 von den Seiten 52 bis 55.

$$y_s = \frac{\frac{D_B^2}{4} - \frac{d_W^2}{4} + y_{WK}^2 - y_{AR}^2}{2(y_{WK} - y_{AR})}$$

$$x_s = \sqrt{\left(\frac{d_W}{2}\right)^2 - (y_s - y_{WK})^2}$$

mit x_s und y_s als Schnittpunkt-Koordinaten, D_B als Außenring-Borddurchmesser, d_W als Wälzkörperdurchmesser, y_{WK} als Koordinate des Wälzkörpermittelpunkts und y_{AR} als Koordinate des Außenringmittelpunkts.

Für die beiden Koordinaten gilt:

$$y_{WK} = \frac{d_W}{2} + h_{0,a} \quad \text{und} \quad y_{AR} = \frac{D_i}{2}$$

mit $h_{0,a}$ als zentraler Schmierfilmhöhe am Außenring und D_i als Außenring-Innendurchmesser.

Hiermit folgen die Kreisabschnittshöhen h_1 und h_2 :

$$h_1 = y_s - h_{0,a} \quad \text{und} \quad h_2 = y_s + \frac{D_B - D_i}{2}$$

Mit der allgemeinen Berechnungsgleichung für die Fläche eines Kreisabschnittes folgen die Flächeninhalte A_1 und A_2 . Die für die Wälzkörper-Bord-Kapazität relevante Fläche A_c ergibt sich dann über Subtraktion der Teilflächen A_1 und A_2 :

$$A_c = \frac{h_1}{12x_s} (3h_1^2 + 16x_s^2) - \frac{h_2}{12x_s} (3h_2^2 + 16x_s^2) = A_1 - A_2$$

Damit lässt sich nun die Kapazität des Wälzkörper-Bord-Kontakts am Außenring bestimmen.

Wälzkörper-Bord-Kapazitäten am Innenring

In Abbildung 6-5 ist erkennbar, dass die zur Kapazitätsberechnung nötige Fläche des planparallelen Kondensators über die Addition zwei Teilflächen bestimmbar ist.

Am Innenring-Wälzkörper-Kontakt gilt nach Abbildung 6-5:

$$y_s = \frac{\frac{d_B^2}{4} - \frac{d_W^2}{4} + y_{WK}^2 - y_{IR}^2}{2(y_{WK} + y_{IR})}$$

$$x_s = \sqrt{\left(\frac{d_W}{2}\right)^2 - (y_s - y_{WK})^2}$$

mit x_s und y_s als Schnittpunkt-Koordinaten, d_B als Innenring-Borddurchmesser, d_W als Wälzkörperdurchmesser, y_{WK} als Koordinate des Wälzkörpermittelpunkts und y_{IR} als Koordinate des Innenringmittelpunkts.

Für die beiden Koordinaten gilt:

$$y_{WK} = \frac{d_W}{2} + h_{0,i} \quad \text{und} \quad y_{IR} = \frac{d_a}{2}$$

mit $h_{0,i}$ als zentraler Schmierfilmhöhe am Innenring und d_a als Innenring-Außendurchmesser.

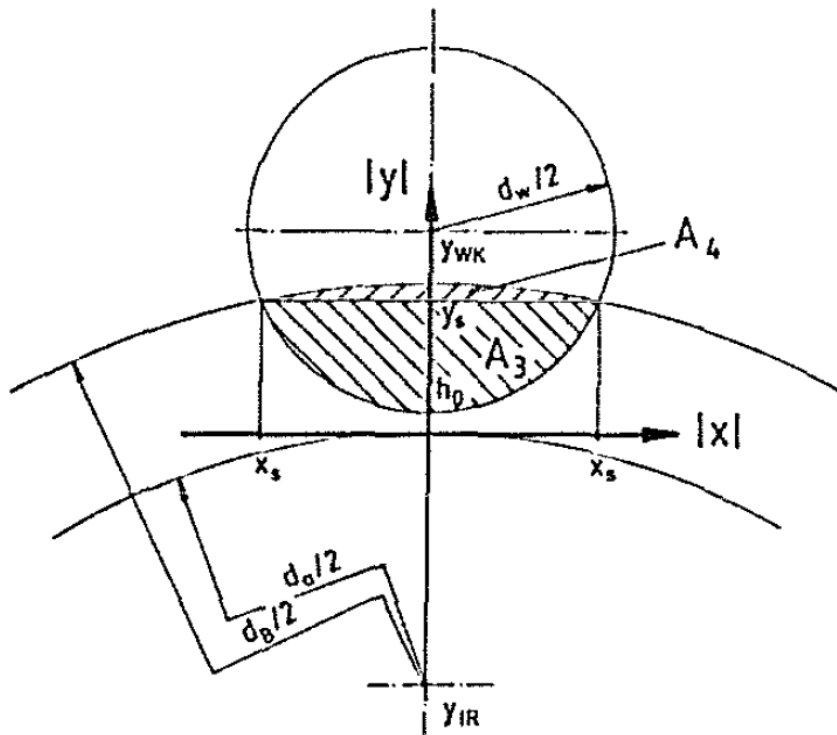


Abbildung 6-5: Fläche der Wälzkörper-Bord-Kapazität am Innenring

Hiermit folgen die Kreisabschnittshöhen h_3 und h_4 :

$$h_3 = y_s - h_{0,i} \quad \text{und} \quad h_4 = \frac{d_B - d_a}{2} - y_s$$

Somit folgt über die Addition der Teilflächen A_3 und A_4 :

$$A_c = \frac{h_3}{12x_s} (3h_3^2 + 16x_s^2) + \frac{h_4}{12x_s} (3h_4^2 + 16x_s^2) = A_3 + A_4$$

Damit lässt sich nun die Kapazität des Wälzkörper-Bord-Kontakts am Innenring bestimmen.

A.3 Elektrische Eigenschaften verschiedener Metalle

Tabelle 31: Widerstand und relative Permeabilität

Werkstoff	spezifischer Widerstand ρ_{el} in Ωm	Quelle	relative Permeabilität μ_r	Quelle
42CrMo4 (UNS: G41400)	$1,9 \cdot 10^{-7}$ $2,22 \cdot 10^{-7}$	[Deu15] [Cha00]	220	[Rui15]
C10 (UNS: G10100)	$1,3 \cdot 10^{-7}$	[Cha00]	3800	[Cha00]
Grauguss	$\sim 7 \cdot 10^{-7}$ $1 - 2,4 \cdot 10^{-6}$	[BKK16] [Cha00]	9000	[Cha00]

A.4 LCR Meter ST2826

Das verwendete LCR-Meter ist vom Hersteller Sourcetric und hat die Typenbezeichnung ST2826.

Folgende Messleitungen wurden eingesetzt:

- Kelvin Messadapter ST26011B
- 4-Leiter Messadapter auf 2 BNC-Anschlüsse (ähnlich ST26011B)

Vor jeder Messung muss die verwendete Messleitung passend für das zu messende Ersatzschaltbild im offenen und kurzgeschlossenen Zustand kalibriert werden.

Tabelle 32: Technische Daten zum LCR Meter ST2826

Messparameter	C, L, R, Z, Y, X, B, G, D, Q, θ , DCR	
Testfrequenz	20 Hz - 5 MHz, mit einer Auflösung von 10 mHz	
Test Level	$f \leq 1\text{MHz}$	10 mV - 5 V, $\pm(10\%+10\text{ mV})$
	$f > 1\text{MHz}$	10 mV - 1 V, $\pm(20\%+10\text{ mV})$
Ausgangswiderstand	10 Ω , 30 Ω , 50 Ω , 100 Ω	
Genauigkeit	0,1%	
Anzeigebereich	L	0,0001 μH – 9,9999 kH
	C	0,0001 pF – 9,9999 F
	R,X,Z,DCR	0,0001 Ω – 99,999 M Ω
	Y, B, G	0,0001 nS – 99,999 S
	D	0,0001 – 9,9999
	Q	0,0001 - 99999
	θ	-179,99° - 179,99°
Messgeschwindigkeit (Messungen/sek)	Fast: 200 ($f > 30\text{ kHz}$), 100 ($f > 1\text{ kHz}$); Med: 25; Slow: 5	
Kalibrierfunktion	Open/ Short/ load	
Ersatzschaltung	Seriell, Parallel	
Interne DC bias Quelle	Spannungsbereich	-5 V - +5 V, $\pm(10\%+10\text{ mV})$, mit einer Auflösung von 1 mV
	Strombereich (Interner 50 Ω Widerstand)	-100 mA - +100 mA, $\pm(10\%+0,2\text{ mA})$, mit einer Auflösung von 20 μA

A.5 Berechnung der Stützlagerkapazität

Die elektrische Kapazität der von Hybridlagern ist hauptsächlich von den keramischen Wälzkörpern abhängig. Im Folgenden wird ein vereinfachter Ansatz vorgestellt, um die Kapazität der Lager abzuschätzen.

Das betrachtete Lager ist ein Hybridlager C6008 mit Wälzkörpern aus Siliziumnitrid (Si3N4). Die für die Abschätzung wichtigen Kenngrößen sind in Tabelle 33 aufgeführt. Die Abschätzung basiert auf einer Aufteilung des Zylinderkondensators zwischen Außenring und Innenring in einen Anteil mit Luft und einen Anteil mit Keramik als Dielektrikum:

$$C_{\text{Hybrid}} = C_{\text{Keramik}} + C_{\text{Luft}}$$

Die beiden Einzelkapazitäten können mit den folgenden Formeln ermittelt werden:

$$C_{\text{Keramik}} = \epsilon_0 \epsilon_{r,\text{Si3N4}} \frac{B}{\ln R_a/R_i} * a_{\text{Keramik}}$$

$$C_{\text{Luft}} = \epsilon_0 \epsilon_{r,\text{Luft}} \frac{B}{\ln R_a/R_i} * a_{\text{Luft}}$$

Wobei a_{Keramik} und a_{Luft} die jeweiligen Anteile am Gesamtumfang des Zylinderkondensators darstellen.

Der Keramikanteil wird über die Formel

$$a_{\text{Keramik}} = 1 - a_{\text{Luft}} = \frac{N * D_{\text{WK}}}{\pi * D_{\text{W}}}$$

angenähert. Dabei wird vereinfacht angenommen, dass in diesen Abschnitten der gesamte Raum zwischen Innenring und Außenring mit der Keramik gefüllt ist. In Abbildung 6-6 ist das Prinzip grafisch dargestellt, wobei der blaue Bereich mit Luft als Dielektrikum gerechnet wird, während der Wälzkörper (grün) und seine Umgebung (gelb) als Keramik gerechnet werden.

Während durch den vergrößerten Keramikanteil bei den Wälzkörpern die Kapazität überschätzt wird, werden gleichzeitig zusätzliche Effekte, wie beispielsweise ein metallischer Käfig oder der Schmierstoff, ignoriert. Für das Lager C6008 ergibt sich so eine Kapazität von 12 pF (vgl. Tabelle 34)

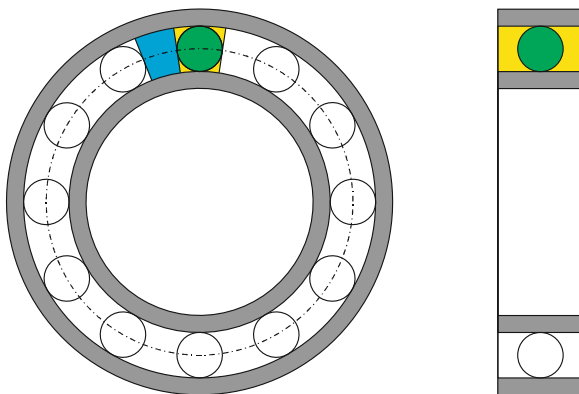


Abbildung 6-6: Modell zur Abschätzung der Kapazität von Hybridlagern

Tabelle 33: Geometrie- und Materialkennndaten zum Wälzlager C6008

Parameter	Formelzeichen	Wert [Einheit]	Quelle
Teilkreisdurchmesser	D_{PW}	54 mm	
Wälzkörperdurchmesser	D_{WK}	8 mm	
Laufbahnradius außen	R_a	31 mm	
Laufbahnradius innen	R_i	23 mm	
Lagerbreite	B	15 mm	
Wälzkörperanzahl	N	12	
Permittivität (Si3N4)	$\epsilon_{r,Si3N4}$	7,0	[Fer15]
Permittivität (Luft)	$\epsilon_{r,Luft}$	1,000576	[Har14]
Elektrische Feldkonstante	ϵ_0	8,85419 e ⁻¹² Vs/Am	

Tabelle 34: Ergebnisse zur Berechnung der Hybridlagerkapazität

Parameter	Formelzeichen	Wert [Einheit]
Lagerumfang	U	169,6 mm
Aufgereichte Wälzkörperlänge	L_{WK}	96 mm
Luftanteil	a_{Luft}	0,434
Keramikanteil	$a_{Keramik}$	0,566
Kapazität des Luftanteils	C_{Luft}	1,2 pF
Kapazität des Keramikanteils	$C_{Keramik}$	11,1 pF
Lagerkapazität	C_{Hybrid}	12,3 pF

Zum Abgleich der Berechnung wurden Messungen an einem realen Hybridlager C6008 von der Firma SLF durchgeführt. Dazu wurde mit einem LCR Meter ST2826 (siehe A.4) zwischen Innenring und Außenring des Lagers die Kapazität gemessen. Zur Kontaktierung wurden Kelvin Klemmen in Vierleiterschaltung verwendet (siehe Abbildung 6-7). Der Verlauf der Kapazität über der Messfrequenz ist in Abbildung 6-8 dargestellt. Bis ca. 100 kHz ist diese sehr konstant bei 10,5 pF und steigt erst danach leicht an. Dies ist darauf zurückzuführen, dass bei höheren Frequenzen das gewählte C_p - R_p Ersatzschaltbild verstärkt von parasitären Anteilen (beispielsweise Induktivitäten) gestört wird.

Insgesamt zeigt sich jedoch eine sehr gute Übereinstimmung zwischen der überschlägigen Berechnung und der Messung.



Abbildung 6-7: Messung der Lagerkapazität zwischen Innen- und Außenring am Hybridlager C6008

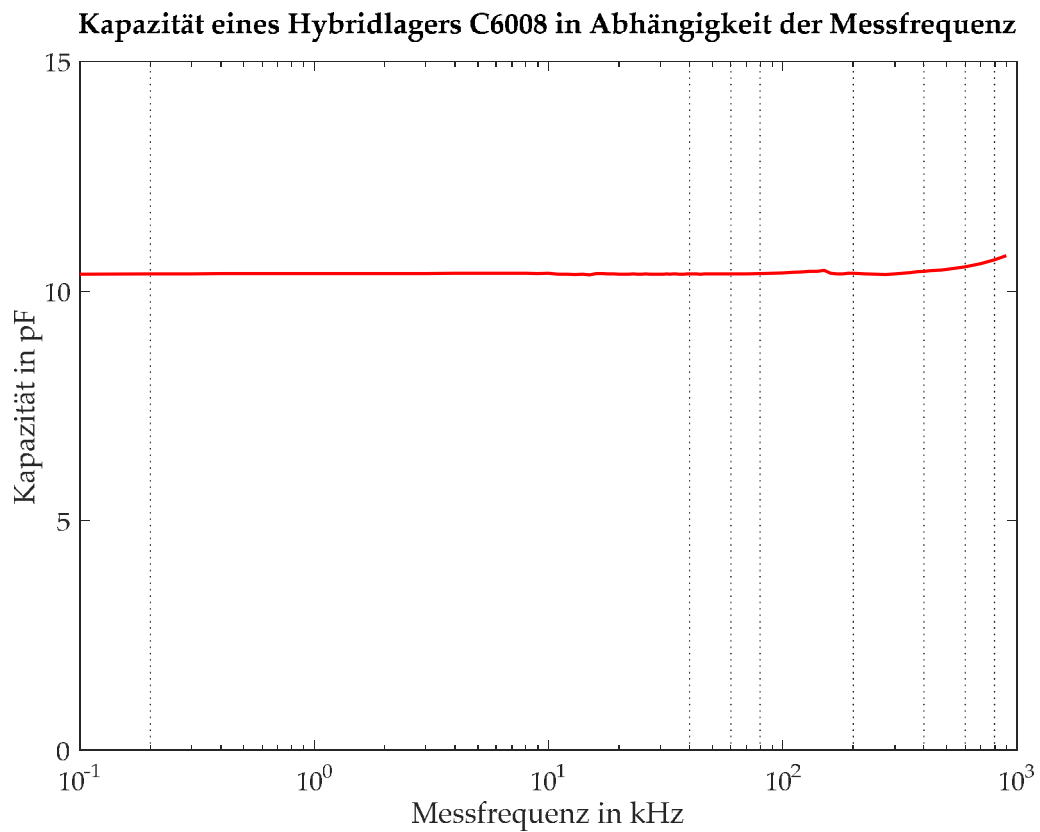


Abbildung 6-8: Gemessene elektrische Kapazität an einem Lager C6008

A.6 Berechnung der Störkapazitäten am Gleitlagerprüfstand

Zur Bestimmung der Störkapazitäten zwischen Welle und Gehäuse, sowie zwischen Welle und Kuppung, werden nur die Geometrieabschnitte genutzt, die einen relevanten Einfluss erwarten lassen. Das

heißt, dass Bereiche mit großen Flächen bei kleinem Abstand näher betrachtet werden müssen. Für die Prüfwellen werden die in Abbildung 6-9 markierten Bereiche berechnet. Jeder Bereich wird als Zylinderkondensator betrachtet, wobei für den Kupplungsbereich die Permittivität des Kunststoffes genutzt wird und für die restlichen Bereiche die Permittivität der Luft. Da sich der betrachtete Bereich hinter dem Radialwellendichtring befindet, kann der Einfluss von Öl auf die Kapazität an dieser Stelle vernachlässigt werden. Die

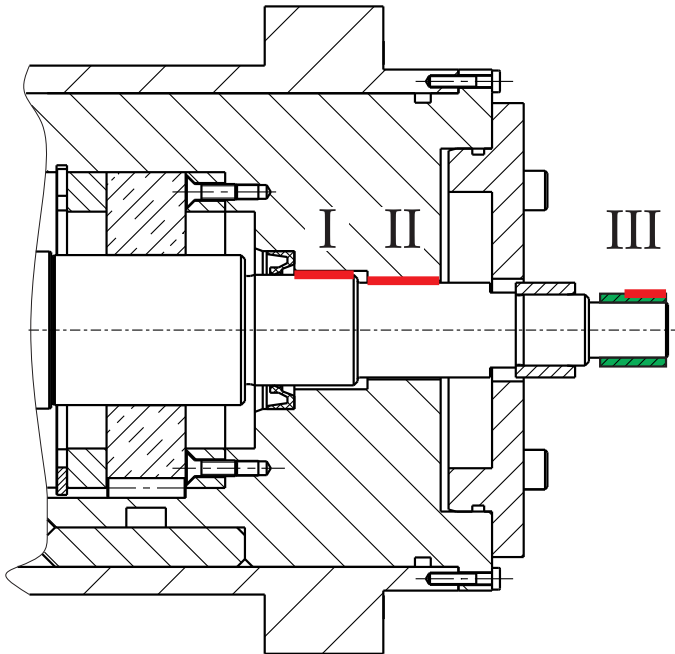


Abbildung 6-9: Relevante Bereiche I – III für die Störkapazitäten am Gleitlagerprüfstand

Tabelle 35: Berechnung der Störkapazitäten

Abschnitt	Parameter	Formelzeichen	Wert [Einheit]	Quelle
I	Innendurchmesser I	$d_{i,I}$	24 mm	
	Außendurchmesser I	$d_{a,I}$	25 mm	
	Länge I	l_I	18,5 mm	
	Permittivität (Luft)	$\epsilon_{r,Luft}$	1,000576	[Har14]
	Kapazität I	C_I	25,2 pF	
II	Innendurchmesser II	$d_{i,II}$	28 mm	
	Außendurchmesser II	$d_{a,II}$	30 mm	
	Länge II	l_{II}	16 mm	
	Permittivität (Luft)	$\epsilon_{r,Luft}$	1,000576	[Har14]
	Kapazität II	C_{II}	12,9 pF	
III	Innendurchmesser III	$d_{i,III}$	14 mm	
	Außendurchmesser III	$d_{a,III}$	20 mm	
	Länge III	l_{III}	10 mm	
	Permittivität (ABS)	$\epsilon_{r,ABS}$	2,9	[KER16]
	Kapazität III	C_{III}	4,5 pF	
	Störkapazität	C_{Stoer}	42,6 pF	

A.8 Datenblatt Tecapet

Zur Isolation der nicht drehmomentbelasteten Bauteile wurde als Material das Polyethylen TECAPET white genutzt:

Tabelle 36: Datenblatt TECAPET white (Stand 20.3.2013) [Ens13]

Mechanische Eigenschaften	Mess-Parameter	Wert	Einheit
Zug-Elastizitätsmodul	1mm/min	3100	MPa
Zugfestigkeit	50mm/min	79	MPa
Streckspannung	50mm/min	79	MPa
Streckdehnung	50mm/min	5	%
Bruchdehnung	50mm/min	10	%
Biegefestigkeit	2mm/min, 10 N	121	MPa
Biege-Elastizitätsmodul	2mm/min, 10 N	3200	MPa
Druckfestigkeit	1% / 2% 5mm/min, 10 N	19 / 35	MPa
Druck-Elastizitätsmodul	5mm/min, 10 N	2700	MPa
Schlagzähigkeit (Charpy)	max. 7,5 J	81	kJ/m ²
Kerbschlagzähigkeit (Charpy)	max. 7,5 J	4	kJ/m ²
Kugeldruckhärte		175	MPa
Thermische Eigenschaften	Mess-Parameter	Wert	Einheit
Glasübergangstemperatur		81	°C
Schmelztemperatur		244	°C
Einsatztemperatur	kurzzeitig	170	°C
Einsatztemperatur	dauernd	110	°C
Wärmeleitfähigkeit		0,31	W/(K*m)
Elektrische Eigenschaften	Mess-Parameter	Wert	Einheit
spezifischer Oberflächenwiderstand		10 ¹⁴	Ω
spezifischer Durchgangswiderstand		10 ¹⁴	Ω*cm
Kriechstromfestigkeit (CTI)		600	V
Permittivität (telefonische Herstellerankunft)		3,2	-

A.9 Datenblatt der faserverstärkten Kunststoffe

Zur Isolation der drehmomentübertragenden Bauteile wurden als Materialien die Werkstoffe DuroBest® DB 155 und DB 180 genutzt:

Tabelle 37: Datenblatt DuroBest® [AGK16]

Eigenschaft	Einheit	DB 155	DB 180
Normung		UPGM203	EPGC202
Matrix		Glasmatte	Glasfilament
Harzart		Polyester	Epoxid
Größe (max.)	mm	1250x2400	1230x2800
Stärke	mm	1-100	0,2-100
Dichte	kg/dm ³	1,82	2,0
Druckfestigkeit	N/mm ²	250	600
Biegefestigkeit	N/mm ²	130	350
Zugfestigkeit	N/mm ²	70	240
Schlagzähigkeit	// kJ/m ²	44	33
Grenztemperatur	°C	155	180
Wärmeleitfähigkeit	W/(m K)	0,3	0,3
Ausdehnungskoeffizient	10 ⁻⁶ K ⁻¹	15-30	10-20
Durchschlagsfestigkeit	kV/mm	12	13
Lichtbogenfestigkeit	s	L2	-
Wasseraufnahme	%	0,3	0,3
Prüfzahl der Kriechwegbildung	CTI	600	200
Permittivität nach [Kun14]	-	4,5	5,5

A.10 Daten zu den genutzten Messgeräten am Verspannungsprüfstand

Auszug aus den Spezifikationen des Oszilloskops Tektronix MD4054C (gesamtes Datenblatt auf dem beigefügten Datenträger):

Tabelle 38: Datenblatt Oszilloskop Tektronix MDO4054C

MDO4054C	
Analog channels	4
Analog channel bandwidth	500 MHz
Rise time	700 ps
Sample rate (1 ch)	2.5 GS/s
Sample rate (2 ch)	2.5 GS/s
Sample rate (4 ch)	2.5 GS/s
Record length (1 ch)	20 M
Record length (2 ch)	20 M
Record length (4 ch)	20 M
Digital channels with MDO4MSO option	16
Arbitrary Function Generator outputs with MDO4AFG option	1
Spectrum analyzer channels with option SA3 or SA6	1
Spectrum analyzer frequency range	
With Option SA3	9 kHz - 3 GHz
With Option SA6	9 kHz - 6 GHz

Tabelle 39: Datenblatt Stromwandler Pearson Model 6595

Pearson Current Monitor Model 6595	
Sensitivity	0.5 V/A \pm 1%
	0.25 V/A into 50 Ω
Output resistance	50 Ω
Maximum peak current	1000 A
Maximum rms current	20 A
Droop rate	0.1 %/ μ s
Useable rise time	2.5 ns
Maximum I*t typical	0.008 A s
Low frequency 3 dB cutt-off	100 Hz
High frequency \pm 3 dB	150 MHz (approximate)
Maximumg I ² t / pulse	20 A ² s
Output connector	BNC (UG-290A/U)
Operating temperature	0 to 65 °C
Weight	0.68 kg

Tabelle 40: Datenblatt Stromzange Tektronix TCP0030A

Electrical characteristics	
Bandwidth	DC to ≥ 120 MHz
Rise time	≤ 2.92 ns
Maximum DC current	30 A
Maximum RMS current	30 A
Maximum peak pulse current	50 A
Maximum bare wire voltage	150 V CAT II, (insulated wire 300 V CAT II)
Sensitivity	1 mA (on oscilloscopes that support 1 mV/div setting)
DC accuracy	$\pm 3\%$ warranted
Accuracy, typical	DC: $\pm 1\%$ of reading; DC to 60 Hz, ≤ 5 A: $\pm 1\%$ 60 Hz – 5 kHz, ≤ 5 A: $\pm 1.5\%$; DC – 5 kHz, > 5 A: $\pm 1.5\%$
Maximum Amp-Second product	500 A $\cdot\mu$ s (in 30 A range)
Insertion impedance	1 m Ω at 10 kHz; 3.5 m Ω at 100 kHz 0.08 Ω at 1 MHz; 0.15 m Ω at 10 MHz 0.7 Ω at 100 MHz; 0.85 Ω at 120 MHz
Signal delay	14.5 ns
Current ranges	5 A and 30 A
Power requirements	TCP0030A is powered directly by oscilloscopes with the TekVPI™ interface.
Physical characteristics	
Probe head	Length: 20 cm (7.77 in) Width: 1.6 cm (0.625 in) Height: 3.2 cm (1.25 in)
Maximum conductor size	5 mm (0.197 in)
Cable length	200 cm (79 in)
Shipping weight	1.55 kg (3.44 lb)
EMC environment and safety	
Temperature	Operating: 0 °C to 50 °C (32 °F to 122 °F) Nonoperating: -40 °C to +75 °C (-40 °F to 167 °F)
Humidity	Operating: 5% to 95% Relative Humidity (RH) at up to +30 °C; 5% to 85% RH above 30 °C up to +50 °C, noncondensing Nonoperating: 5% to 95% Relative Humidity (RH) at up to +30 °C; 5% to 85% RH above 30 °C up to +75 °C, noncondensing
Altitude	Operating: Up to 3,000 m (10,000 ft.) Nonoperating: Up to 12,192 m (40,000 ft.)
Compliance labeling	CE (European Union), WEEE (European Union)

Tabelle 41: Datenblatt Rogowski-Spule

Rogowski coil CWT06R/4/500	
Measuring from:	300 mA
Sensitivity	200 mV/A
Peak current	120 A
Peak di/dt	800 A/ μ s
Nois max	3.0 mV _{pk-pk}
Droop, typical	70 %/ ms
Low frequency (3 dB)bandwidth, typical	80 Hz
Phase lead at 50Hz, typical	2.0° @ 3 kHz
High frequency (3 dB) bandwidth, typical	Coil length 300 mm: 16 MHz
	Coil length 700 mm: 10 MHz
Absolute maximum values of di/dt	peak: 40.0 kA/ μ s
	rms: 1.2 kA/ μ s @ 70 °C
Typical accuracy	\pm 0.2% (conductor central in loop)
	\pm 1% (variation of conductor position)
Typical linearity	\pm 0.05% (Full scale)
Peak coil voltage isolation	10 kV
Operating temperature (coil and cable)	-20 °C to 100 °C
Operating temperature (integrator)	0 °C to 40 °C
Min. output loading	100 k Ω (for rated accuracy)
output socket	BNC (output impedance 50 Ω)

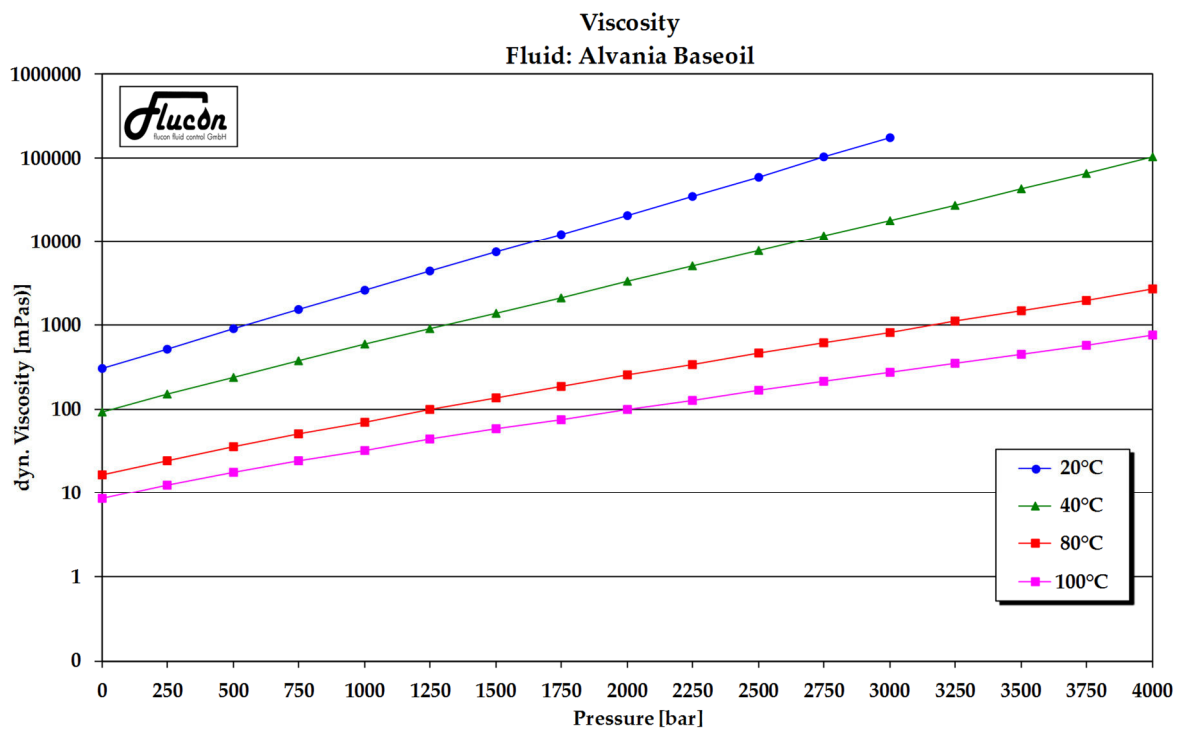
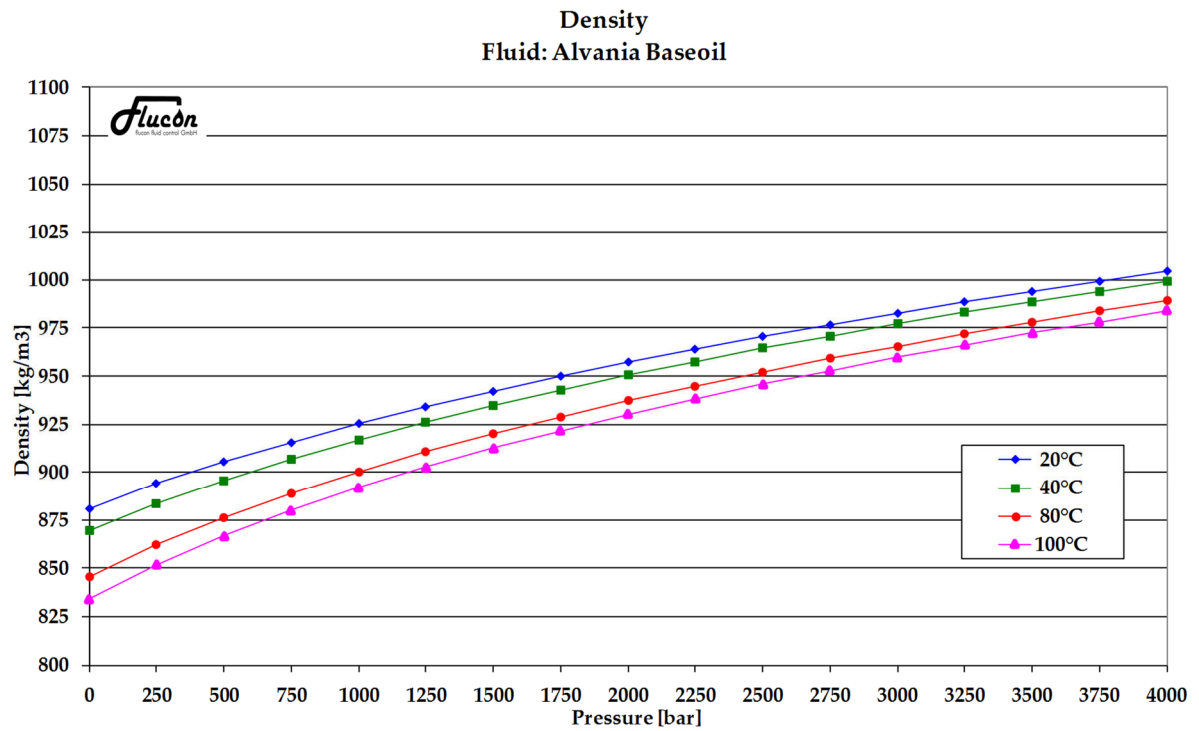
Tabelle 42: Datenblatt Tektronix Differential-Spannungstastköpfe

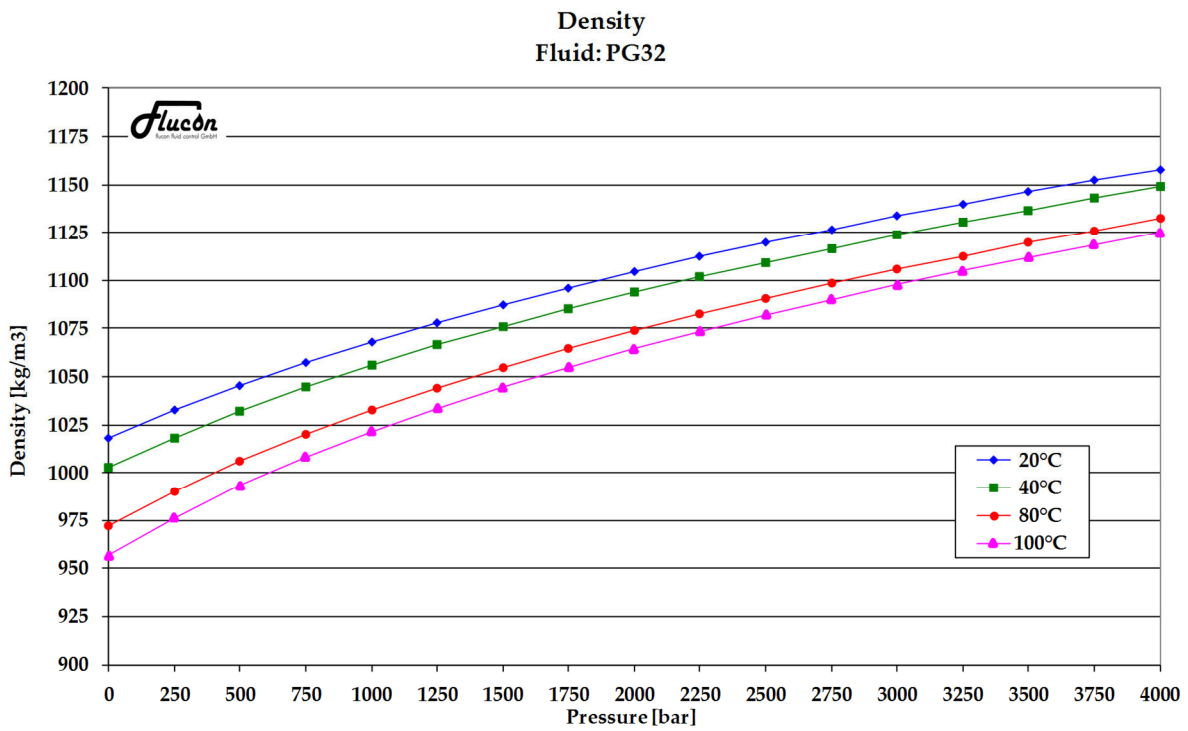
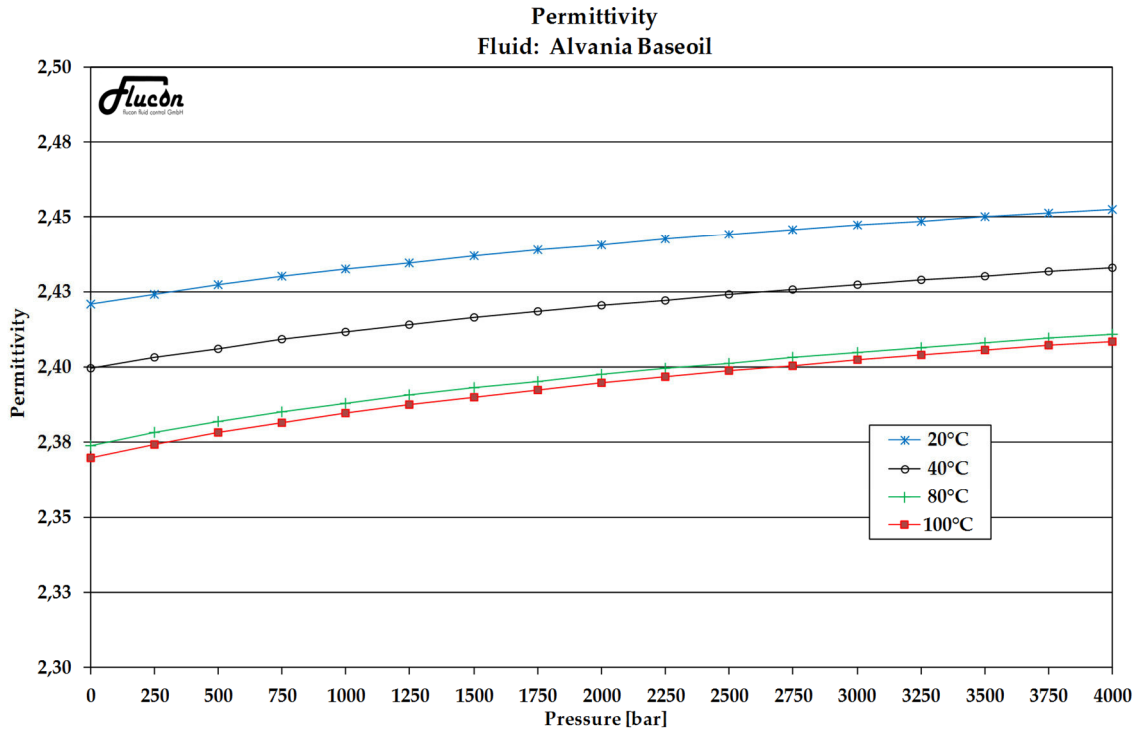
Technische Daten		
Tastköpfe mit der Schnittstelle TekVPI®		
Merkmal	TMDP0200	THDP0200
Dämpfung	25fach/250fach	50fach/500fach
Differentialspannung	250fach: ± 750 V 25fach: ± 75 V	500fach: ± 1500 V 50fach: ± 150 V
Gleichtaktspannung	± 750 V	± 1500 V
Max. Eingangsspannung gegen Erde	550 V CAT I 300 V CAT III	1000 V CAT II 600 V CAT III
Bandbreite	200 MHz	200 MHz
Anstiegszeit	< 1,8 ns	< 1,8 ns
Flankensteilheit	< 275 V/ns bei Verstärkung 1/250	< 650 V/ns bei Verstärkung 1/500
Eingangsimpedanz an der Tastkopfspitze	5 M Ω < 2 pF	10 M Ω < 2 pF
Typisches Gleichtaktunterdrückungsverhältnis (CMRR)	DC: > -80 dB 1 MHz: > -60 dB 3,2 MHz: > -30 dB 50 MHz: > -26 dB	DC: > -80 dB 1 MHz: > -60 dB 3,2 MHz: > -30 dB 50 MHz: > -26 dB
Kabellänge	1,5 m	1,5 m

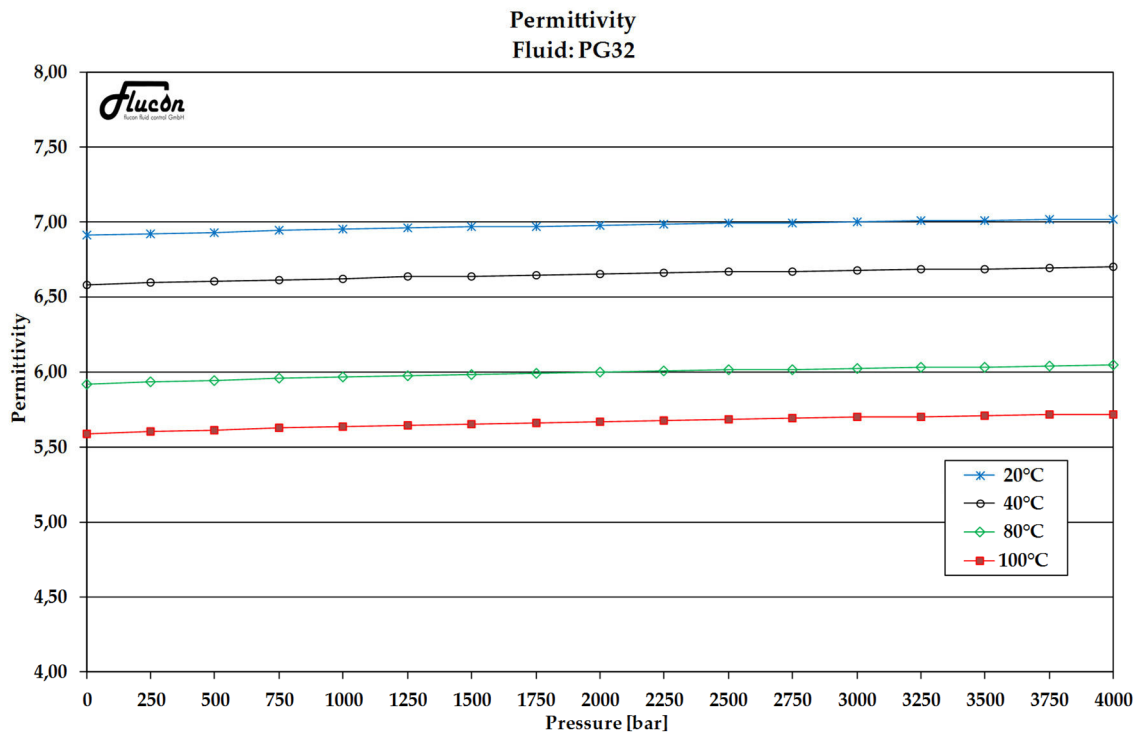
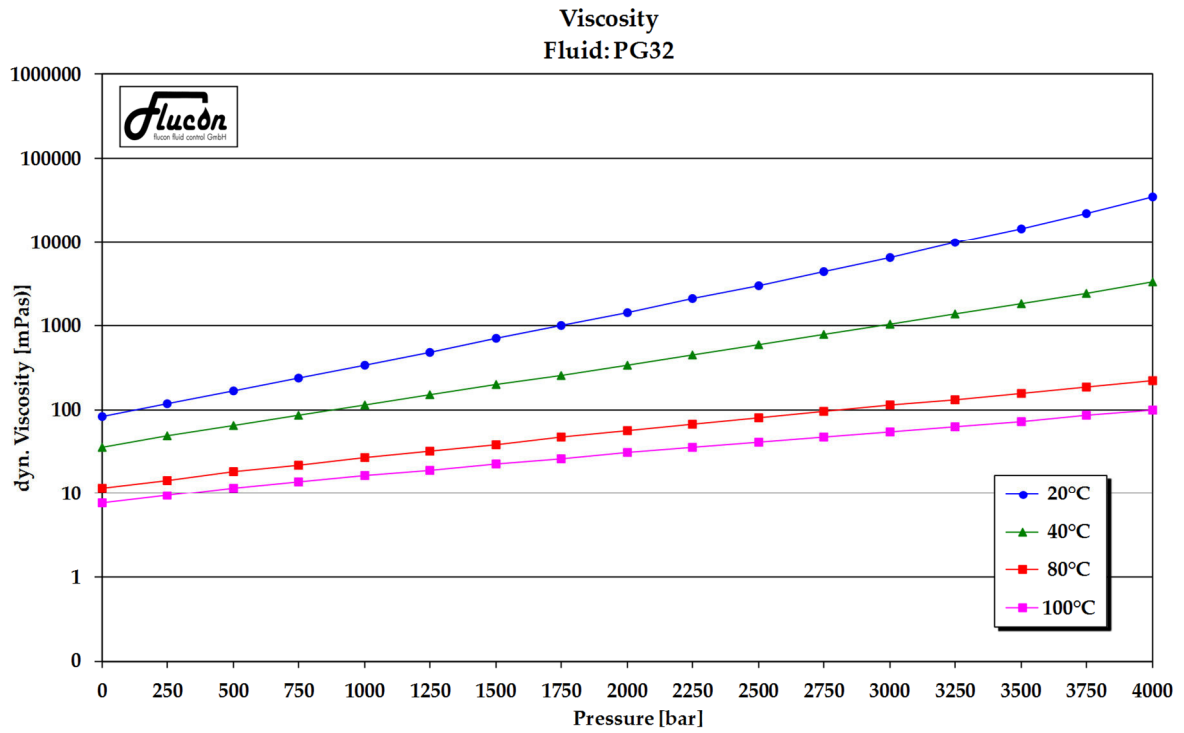
Tabelle 43: Datenblatt Yokogawa Sternpunktadapter

Technische Daten	
Eingänge	3 Spannungseingänge, Sicherheits-Bananenbuchsen, 4mm
Ausgänge	3x2 Spannungsausgänge, 4mm Bolzen passend zu WT/PZ, künstlicher Sternpunkt über Buchse herausgeführt.
Betriebsspannung	Max. 1000 V _{eff} (Phase/Phase)
Eingangsimpedanz	300 k Ω // 220 pF (Phase/KSTP)
Sonstiges	Bei WT230 muss der rechte, obere Standfuß an der Rückwand abgeschraubt werden. Bei WT1600 (S) / WT1800 / WT3000 und Verwendung der Elemente 1, 2, 3 muss der rechte, obere Standfuß an der Rückwand abgeschraubt werden (verkürzte Schraube im Zubehör). Bei WT500 und WT1800 ist zu unterscheiden, ob externe Sensoreingänge (Option /EX) vorhanden sind oder nicht.

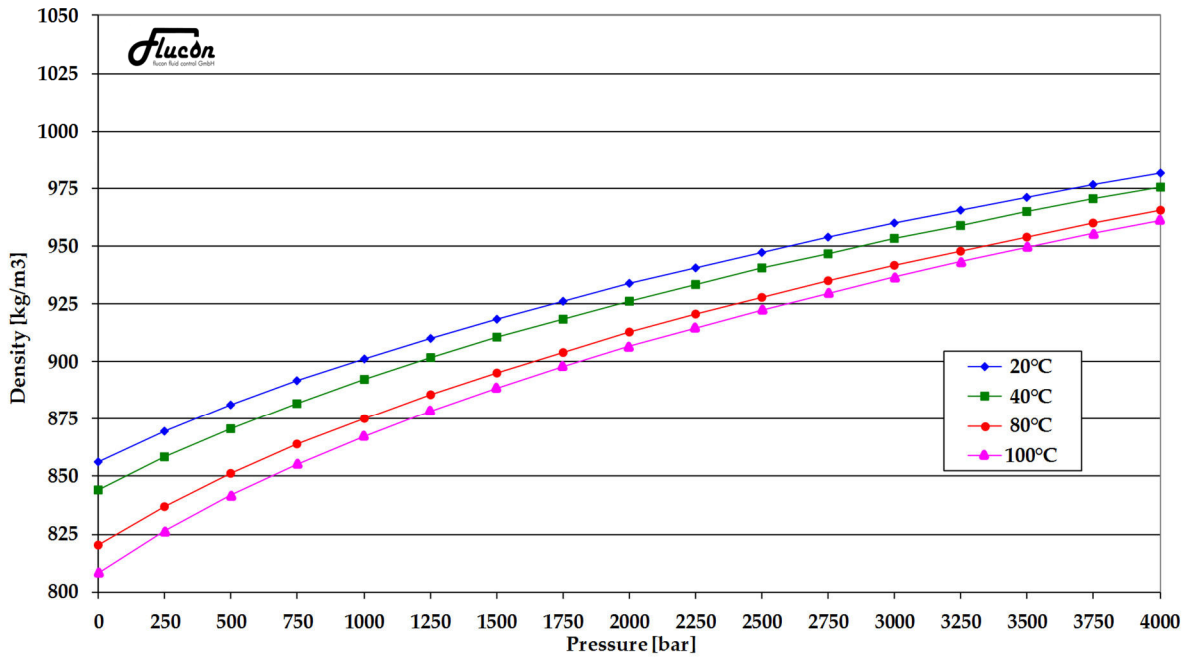
A.11 Hochdruckmessungen der Versuchsschmierstoffe



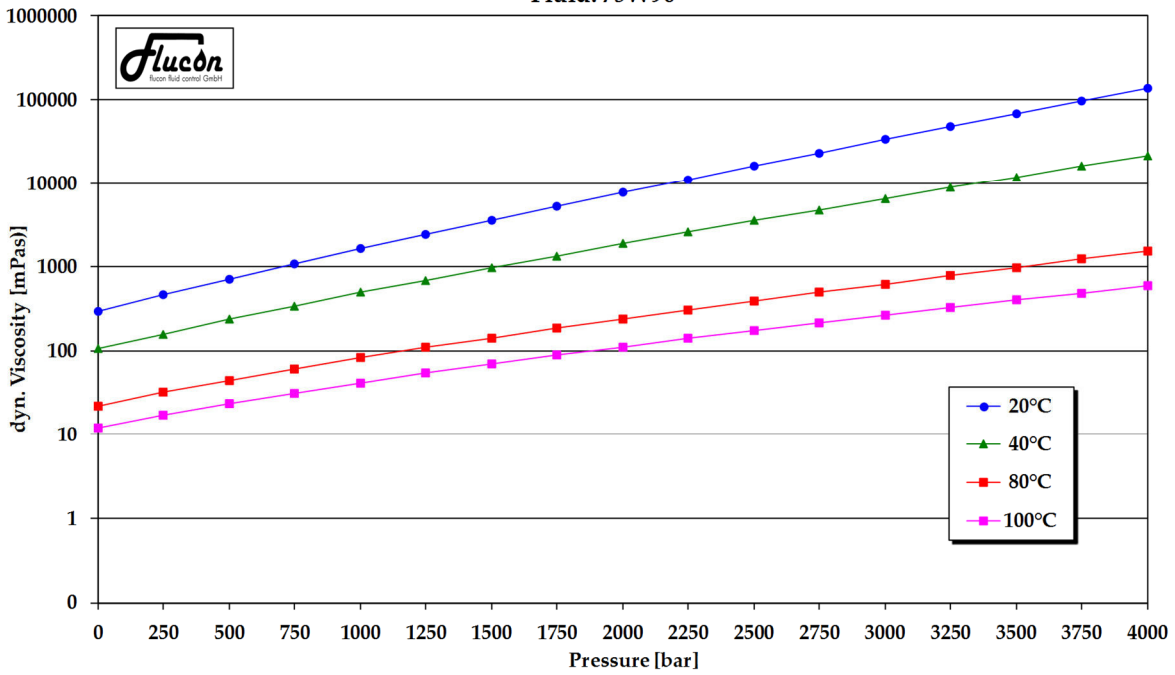


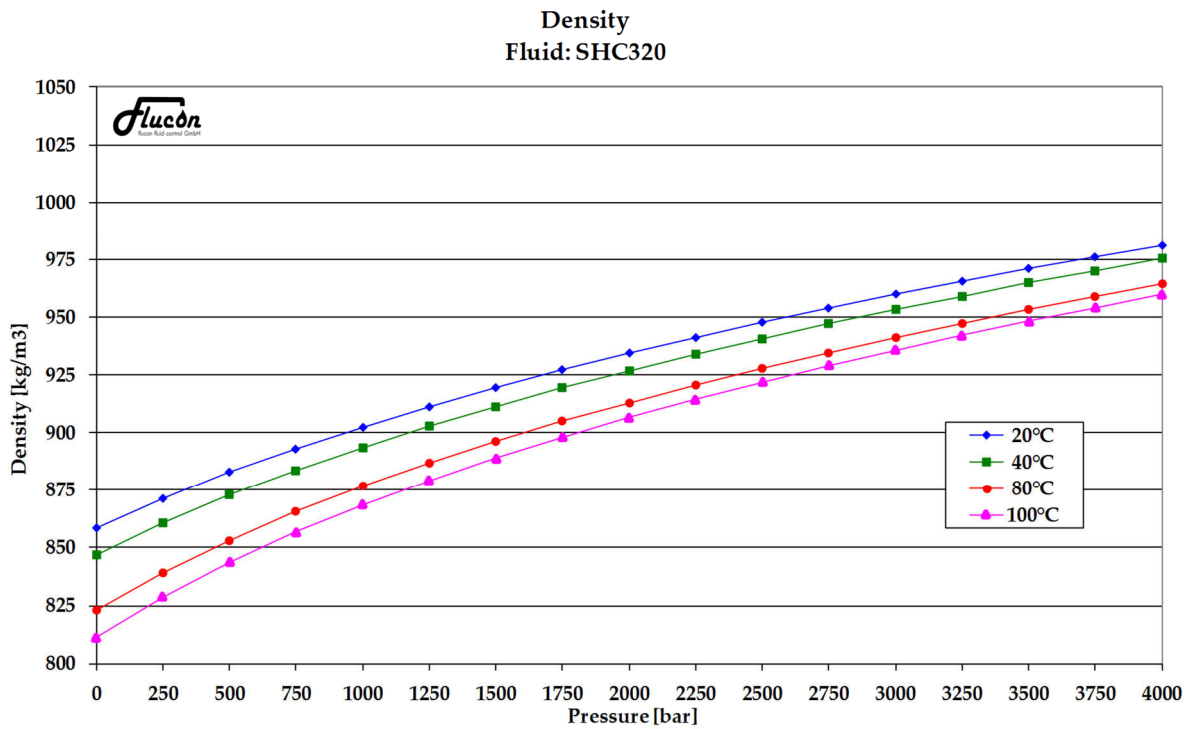
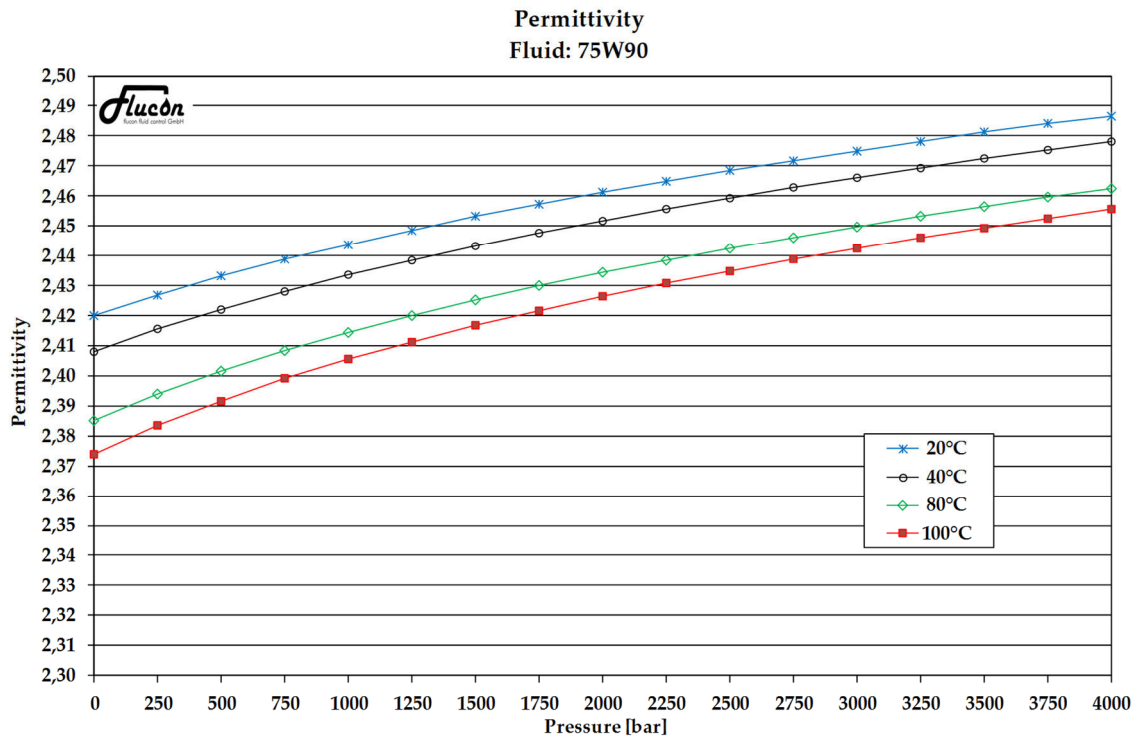


Density
Fluid: 75W90

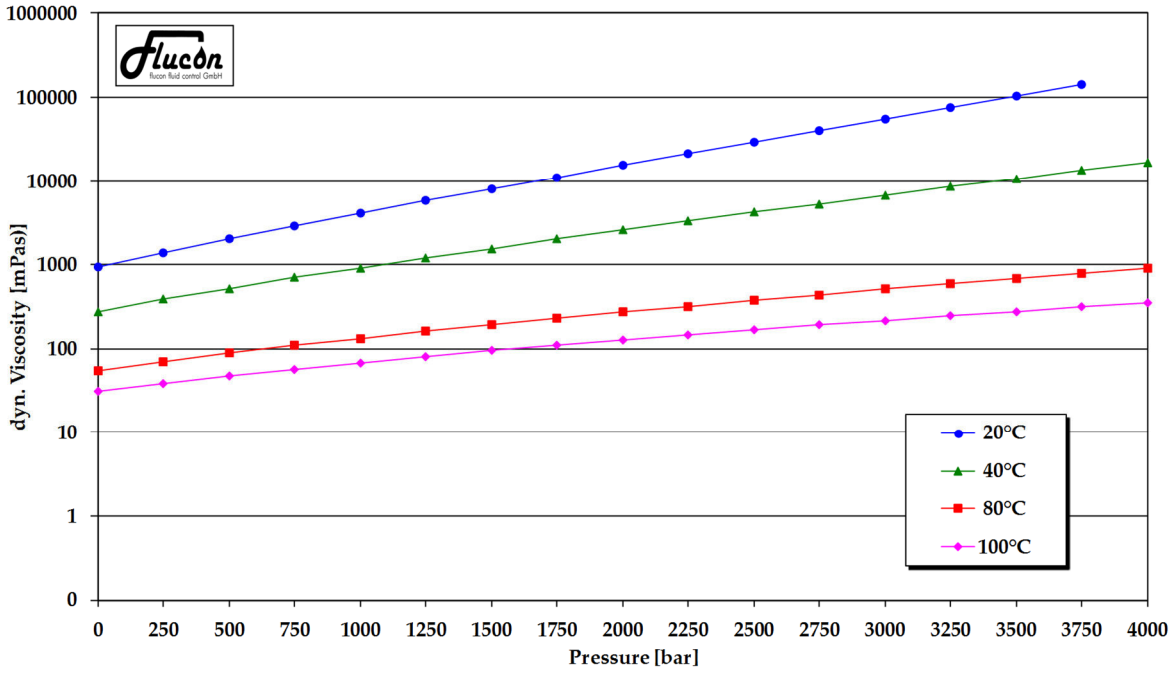


Viscosity
Fluid: 75W90

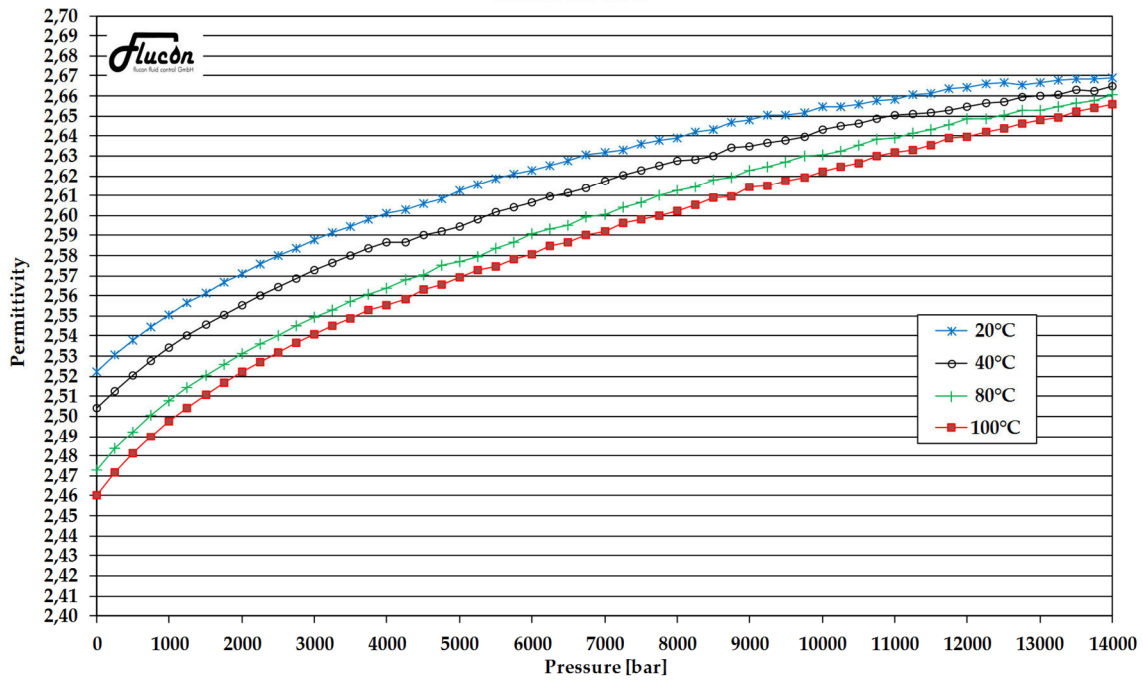




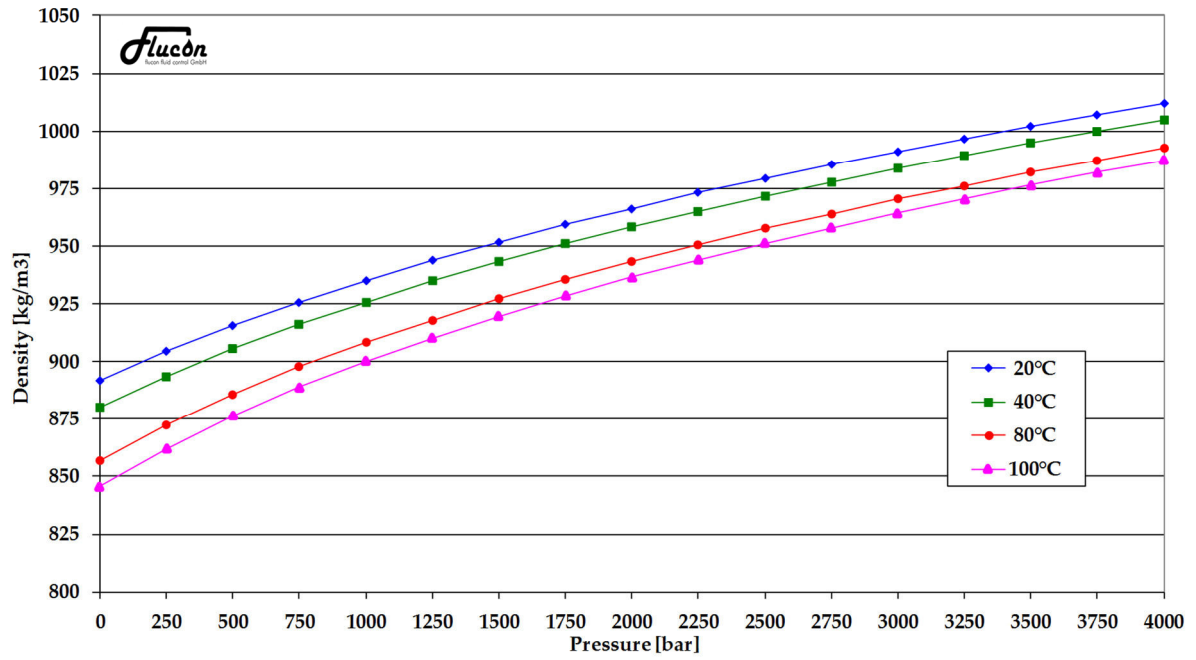
Viscosity
Fluid: SHC320



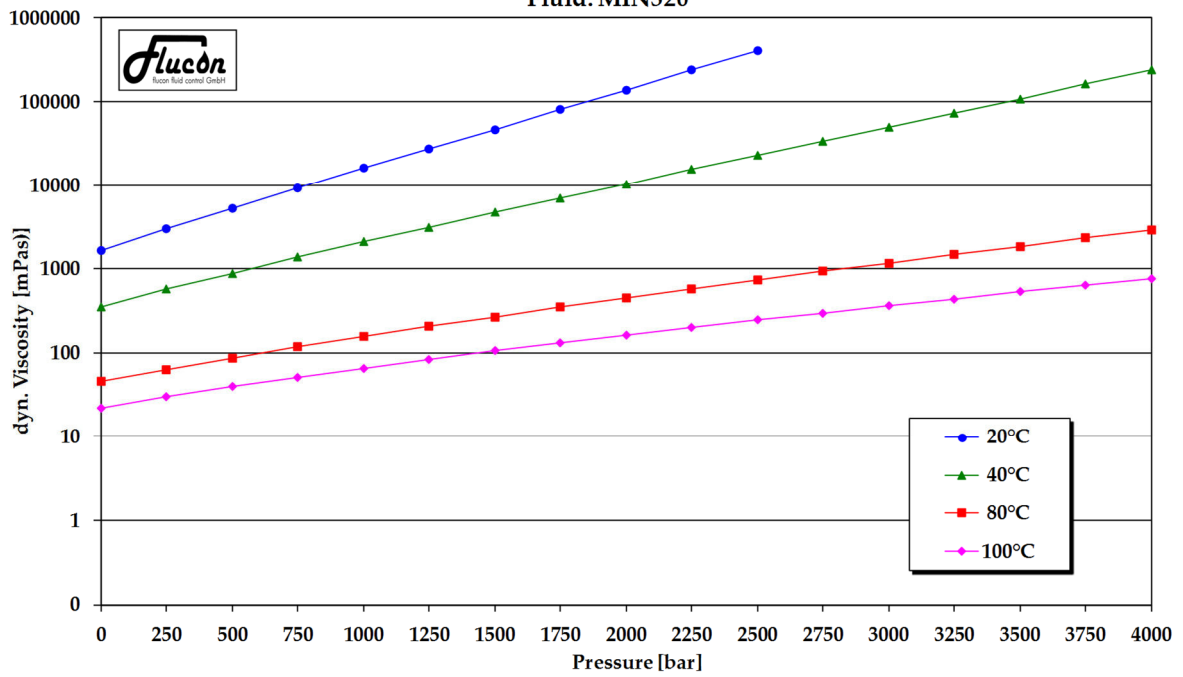
Permittivity
Fluid: SHC320



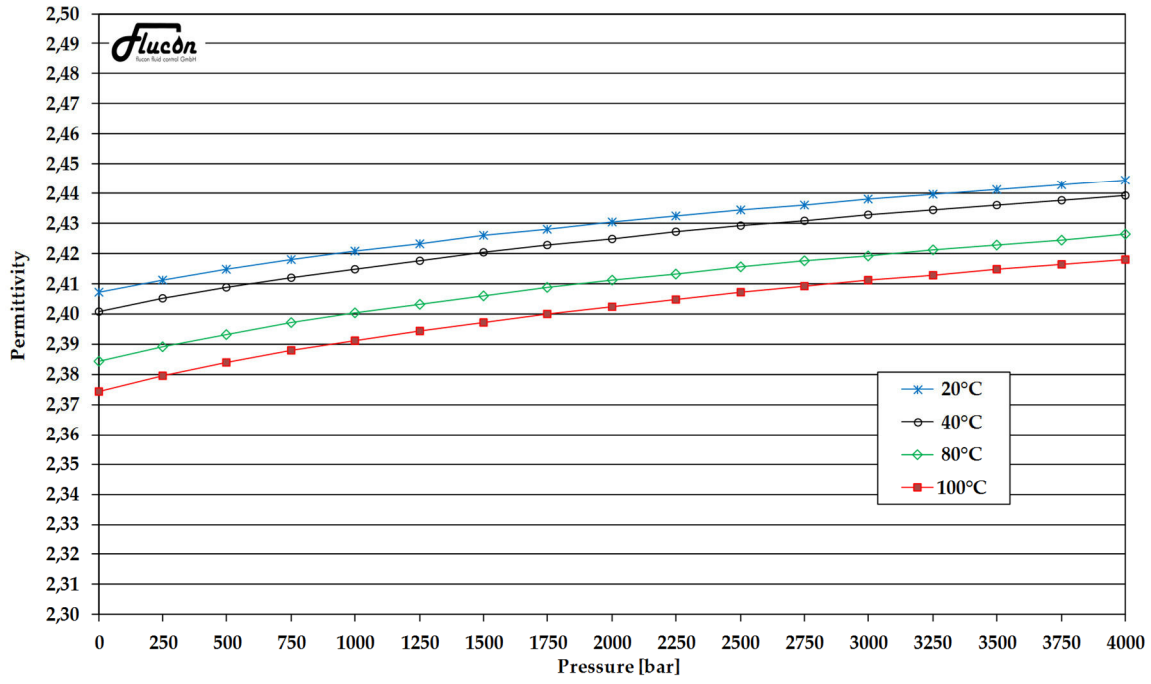
Density
Fluid: MIN320



Viscosity
Fluid: MIN320



Permittivity
Fluid: MIN320



LEBENS LAUF

Persönliche Daten

Name: Alexander Furtmann
Geburtsdatum, -ort: 19. November 1987 in Borken
Familienstand: verheiratet
Nationalität: deutsch

Berufstätigkeit

seit 04/2017: Mitarbeiter der Siemens AG, Mechanical Drives in Bocholt
10/2013 – 03/2017: Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
09/2007 – 09/2013: Ausbildung zum technischen Zeichner mit parallelem Studium der Mechatronik bei der Siemens AG, Mechanical Drives in Bocholt

Studium

09/2011– 08/2013: Masterstudium der Mechatronik an der Westfälischen Hochschule Abt. Bocholt
Abschluss: Master of Engineering
09/2007 – 08/2011: kooperatives Bachelorstudium der Mechatronik an der Fachhochschule Gelsenkirchen Abt. Bocholt
Abschluss: Bachelor of Engineering

Schule

1998 – 2007: bischöfl. St. Josef Gymnasium Bocholt, Abitur
1994 - 1998: Ludgerus Grundschule in Rhede