

André Daubner

**Analyse, Modellierung und Simulation
von Verschleiß auf mehreren Skalen
zur Betriebsdauervorhersage von
Wellendichtringen aus PTFE-Compound**

D 93
ISBN 978-3-936100-56-3

Institut für Maschinenelemente

Antriebstechnik • CAD • Dichtungen • Zuverlässigkeit

Universität Stuttgart
Pfaffenwaldring 9
70569 Stuttgart
Tel. (0711) 685 – 66170

Prof. Dr.-Ing. B. Bertsche, Ordinarius und Direktor

Analyse, Modellierung und Simulation von Verschleiß auf mehreren Skalen zur Betriebsdauervorhersage von Wellendichtringen aus PTFE-Compound

Der Fakultät
Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von
Dipl.-Ing. André Daubner
geboren in Bietigheim-Bissingen

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. habil. Werner Haas
Mitberichter: Prof. Dr. rer. nat. Siegfried Schmauder

Tag der mündlichen Prüfung: 03.06.2014

Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart

2014

meinen Eltern gewidmet

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Maschinenelemente (IMA) der Universität Stuttgart. Sie wurde von der Carl Zeiss Stiftung zur Förderung des wissenschaftlichen Nachwuchses finanziert.

Mein ganz besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Werner Haas, Leiter des Fachbereichs Dichtungstechnik, für die Ermöglichung dieser Arbeit. Dies gilt vor allem für die fachliche und (doktor)väterliche Unterstützung während ihrer Entstehung sowie das mir entgegengebrachte große Vertrauen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd Bertsche, Ordinarius und Direktor des IMA, danke ich für die offene und konstruktive Arbeitsumgebung.

Herrn Prof. Dr. rer. nat. Siegfried Schmauder gilt mein Dank für die Durchsicht der Arbeit und die Übernahme des Mitberichts.

Ganz herzlich bedanke ich mich bei Herrn Dr. Martin Bernreuther vom Höchstleistungsrechenzentrum Stuttgart (HLRS) für die vielen interessanten Gespräche, die konstruktive Zusammenarbeit und die Unterstützung bei der Bewerbung für das Carl Zeiss Stipendium.

Frau Sabine Zehren danke ich für ihr großes Engagement bei der Programmierung unzähliger Code-Zeilen, mit der sie zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat.

Für die Messungen am Nanoindenter danke ich Frau Dr. Julia Deuschle vom Max-Planck-Institut für Metallforschung Stuttgart.

Herrn Raouf Jemmali vom Deutschen Luft- und Raufahrtzentrum Stuttgart, Institut für Bauweisen und Konstruktionsforschung, danke ich für die Durchführung der Messungen am Computertomographen.

Bedanken möchte ich mich ebenfalls bei allen Mitarbeitern des IMA aus Wissenschaft, mechanischer und elektrischer Werkstatt sowie Sekretariat für die Unterstützung und den freundschaftlichen Umgang. Ich werde die Zeit nie vergessen!

Meinem Mentor und späteren Bürokollegen Herrn Dr. Frank Bauer danke ich für die Förderung, die vielen Erfahrungen und die langjährige Freundschaft.

Für die kollegiale Zusammenarbeit und die sich daraus entwickelte Freundschaft danke ich im Besonderen Herrn Dr. Gert Baitinger und Herrn Simon Feldmeth.

Nicht zuletzt möchte ich mich bei Herrn Sumbat Bekgulyan bedanken, der mich als studentische Hilfskraft über die Maßen hinaus bei meiner täglichen Arbeit und im Labor unterstützt hat und nun auch am Institut für Maschinenelemente als wissenschaftlicher Mitarbeiter tätig ist.

Stuttgart, im Juni 2014

André Daubner

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	v
Tabellenverzeichnis	xi
Symbolverzeichnis	xii
Kurzzusammenfassung	xviii
Abstract	xx
1 Motivation	1
2 Stand der Wissenschaft und Technik	3
2.1 Tribologie von PTFE	3
2.2 Experimentelle Untersuchungen und Simulation	4
2.2.1 Materialmodell	4
2.2.2 Verschleißgesetz	5
2.2.3 Verschleißsimulation	6
3 Zielsetzung und Vorgehen	9
4 Theoretische Grundlagen	13
4.1 Polytetrafluorethylen	13
4.1.1 Herstellung und Verarbeitung	15
4.1.2 Thermo-mechanische Materialeigenschaften	16
4.1.3 PTFE-Compound als Dichtringmaterial	17

4.2	Tribologie	19
4.2.1	Tribologisches System	19
4.2.2	Reibung	20
4.2.3	Verschleiß	22
4.2.4	Energetische Betrachtung	25
4.3	Numerische Simulation in der Dichtungstechnik	30
4.3.1	Montagesimulation	31
4.3.2	Verschleißsimulation	37
4.3.3	Mikrostruktursimulation	40
5	Messgeräte, Prüfstände und Messmethoden	43
5.1	Messgeräte	43
5.1.1	Olympus Auflichtmikroskop	43
5.1.2	Konfokales Laser-Scanning-Mikroskop	44
5.1.3	Computertomograph	44
5.1.4	Universalprüfmaschine	45
5.1.5	Härtemessgerät	48
5.1.6	Nanoindenter	48
5.2	Prüfstände	49
5.2.1	Ring-Scheibe-Tribometer	49
5.2.2	Optik-Tribometer	56
5.2.3	Dauerlaufprüfstand für Radial-Wellendichtringe	56
5.3	Messmethoden	59
5.3.1	Zug-/ Druck-/ Relaxationsversuch	59
5.3.2	Scherversuch	62
5.3.3	Radialkraftmessung an der Universalprüfmaschine	63
5.3.4	Härtemessung	64
5.3.5	Nanoindentation	65
5.3.6	Ring-Scheibe-Tribometerversuch	69

5.3.7	Optik-Tribometersuch	70
5.3.8	Dauerlaufuntersuchung	70
6	Experimentelle Untersuchungen	71
6.1	Materialzusammensetzung	71
6.2	Härtemessung	74
6.3	Nanoindentermessung	75
6.4	Temperaturabhängige Zug-/ Relaxationseigenschaften	79
6.5	Temperaturabhängige Druckeigenschaften	81
6.6	Temperaturabhängige Schereigenschaften	83
6.7	Wärmedehnung	85
6.8	Reibungs- und Verschleißuntersuchungen	86
6.8.1	Quantitative Betrachtung	86
6.8.2	Untersuchungen am Optik-Tribometer	92
6.8.3	Tribologisches Funktionsmodell	94
7	Methode zur Verschleißsimulation	96
7.1	Geometriemodelle	96
7.2	Konzept	98
7.3	Modellaufbau	99
7.3.1	Materialmodell	100
7.3.2	Anfangs- und Randbedingungen	101
7.3.3	Implementierung der Verschleißgesetze	103
7.3.4	Darstellung der Simulationsergebnisse	104
7.4	Ablauf	105
7.4.1	Rezoning zur Volumenreduktion	107
7.4.2	Verbesserung der Netzqualität nach der Neuvernetzung	109
7.4.3	Einfluss des Neuvernetzungsalgorithmus	111
7.4.4	Schrittweitensteuerung	113
7.4.5	Validierung der Verschleißalgorithmen und Implementierung	115

8 Multiskalen-Ansatz	117
8.1 Meso-Modell	118
8.1.1 Energetisches Verschleißgesetz mit dimensionslosen Kennzahlen . . .	118
8.1.2 Validierung des Meso-Modells	123
8.2 Mikro-Modell	124
8.2.1 Modellierung des PTFE-Compound MT212	124
8.2.2 Validierung des Mikro-Modells	126
8.2.3 Parameterstudie	127
8.3 Makro-Modell	131
8.3.1 Modellierung des Seriendichtrings	131
8.3.2 Validierung des Seriendichtrings	133
8.3.3 Sensitivitätsanalyse	135
9 Bedeutung für die Praxis	139
9.1 Werkzeug zur Verschleißsimulation	139
9.2 Richtlinien zur Charakterisierung	140
9.3 Vergleich handelsüblicher PTFE-Manschettendichtringe mit Spirallille	142
9.4 Anwendung der Methode auf weitere Fragestellungen	147
9.5 Kritische Betrachtung der vorgestellten Methode	147
10 Zusammenfassung und Ausblick	148
Lebenslauf	158

Abbildungsverzeichnis

1.1	Tribologisches System Radial-Wellendichtring	1
1.2	Verschleiß an Wellendichtringen aus PTFE	2
2.1	Neuernetzungskriterien	7
2.2	Wesentliche Volumenreduktionsstrategien: Löschen/ Deaktivieren (links), adaptiv (mitte), global (rechts)	8
3.1	Multiskalen-Ansatz zur Simulation von Verschleiß	9
3.2	Vorgehen	12
4.1	PTFE-Molekül [1]	14
4.2	Verzerrte Molekülstruktur während des Gleitens [2]	15
4.3	Spannungs-Dehnungs-Verhalten (links) und Zeit-Temperatur-Äquivalenz-Prinzip (rechts)	17
4.4	Zugversuch mit anschließender Relaxation	17
4.5	Klassischer Manschettendichtring (links), formgebend hergestellter Wellendichtring (rechts)	18
4.6	Radialkraft bei Vormontage, Montage und Betrieb	19
4.7	Tribologisches System [3]	20
4.8	Stribeck-Kurve [4]	22
4.9	Adhäsiver (links), abrasiver (mitte), erosiver Verschleiß (rechts)	23
4.10	Grafische Darstellung der Verschleißgrundgleichung 4.23 aus [5]	23
4.11	Thermodynamische Betrachtung eines tribologischen Systems [3]	26
4.12	Grafische Darstellung der Gleichung 4.23 aus [5]	29

4.13	Montagesimulation eines Wellendichtrings	32
4.14	Kontaktfälle zwischen einem deformierbaren und einem Starrkörper	33
4.15	Kontakttoleranz ohne und mit Bias-Faktor	34
4.16	Spannungs-Dehnungs-Beziehung	35
4.17	Bestimmung der Gleichgewichtsfließkurve aus Relaxationsmessungen	36
4.18	Bestimmung der Modellparameter für das vereinfachte Relaxationsmodell aus der Gleichgewichtsfließkurve [6]	37
4.19	Verschiebung von Kontaktknoten zur Volumenreduktion	39
4.20	Funktionsschema der Verschleißsimulation mit Knotenketten	39
4.21	Homogenisierung der Mikrostruktur	40
4.22	Makro-Mikro-Transition vom Wellendichtring zum repräsentativen Volumen- element	41
4.23	Mikrostrukturelemente in Digimat-FE	41
5.1	Auffichtmikroskop mit Optik-Tribometer	44
5.2	Konfokales Laser-Scanning-Mikroskop Keyence VK-9700	45
5.3	Nanotom Messaufbau	45
5.4	Universalprüfmaschine Instron 5566	46
5.5	Aufbauschema der Temperierkammer	47
5.6	Probekörper	47
5.7	Härtemessgerät Bareiss digi test	48
5.8	Nanoindenter SA2 mit Dynamischem-Kontaktmodul-Messkopf (CSM)	49
5.9	Analogie von Wellendichtring- und Tribometerexperiment [7]	50
5.10	Vollschnitt des Ring-Scheibe-Tribometers	51
5.11	Gegenlauffläche (links), Triboprobe (rechts)	52
5.12	Schema Laser-Weg-Messung	54
5.13	Tribometer mit Thermographie-Erweiterung	55
5.14	Aufbau des Optik-Tribometers	57
5.15	Dauerlaufprüfstand zur Untersuchung von Radial-Wellendichtringen	58
5.16	HSK-Spannsystem mit Nadellagerinnenring	58

5.17	Spannvorrichtung für Rundproben	59
5.18	Kennwerte beim Zug-/ Druckversuch	60
5.19	Dehnungsanteile und Rückverformung	60
5.20	Zug-Druck-Asymmetrie	61
5.21	Messpunktanordnung zur Messung der Querkontraktionszahl	61
5.22	Schervorrichtung für die Universalprüfmaschine	62
5.23	Grafische Darstellung des Schubmoduls G , der Scherfließgrenze τ_{sF} und der Scherfestigkeit τ_{sB}	63
5.24	Kraftaufteilung (links), Aufnahme zur Messung der Radialkraft (rechts) . . .	64
5.25	Indentierung mit der CSM-Methode	65
5.26	Geometrie des Berkovich-Indenter: Draufsicht (links) und Mittenschnitt (rechts) [8]	66
5.27	Darstellung Nanoindenterversuch nach Oliver & Pharr [9]	68
5.28	Schematische Kraft-Eindringtiefen-Kurve: Ideal (links), mit Haltephase nach Oliver & Pharr [9] (rechts)	68
6.1	Ablaufplan zur Analyse der Materialzusammensetzung	72
6.2	Binärisierung eines Schliffbildes	73
6.3	Schichtaufnahme eines Graphit-Partikels	73
6.4	Binärisierung einer Nanotom-Schichtaufnahme	74
6.5	Härtemessung von MT212, einmalige und mehrmalige Indentierung	75
6.6	Kontaktsteifigkeit S und Nanohärte H_{nano} über der Eindringtiefe h	76
6.7	Kraft-Eindringkurvenschar für $h_{\text{max}} = 3 \mu\text{m}$	76
6.8	Elastizitätsmodul E_{nano} und plastischer Verformungsarbeitsanteil über der Eindringtiefe h	77
6.9	Verformungsenergiedichte e_{def} und Nanohärte H_{nano} über der Eindringtiefe h	78
6.10	Drei-Zonen-Modell	78
6.11	Temperaturabhängiger Zugmodul E_z und initiale Zugfließgrenze σ_{zF0}	79
6.12	Relaxation bei unterschiedlichen Maximaldehnungen	80
6.13	Relaxation bei unterschiedlichen Temperaturen	80
6.14	Temperaturabhängige Relaxationsfließkurven	81

6.15	Temperaturabhängiger Druckmodul $E_d(\vartheta)$	82
6.16	Temperaturabhängige Druckfließgrenze $\sigma_{dF}(\vartheta)$	82
6.17	Temperaturabhängiger Schubmodul G	83
6.18	Temperaturabhängige Scherfließgrenze τ_{sF}	84
6.19	Temperaturabhängige Scherfestigkeit τ_{sB}	84
6.20	Linearer Wärmeausdehnungskoeffizient α_{lin} im Dilatometerversuch	85
6.21	Verschleißausprägungen einer Triboprobe	87
6.22	Proportionalität von Reibmoment M_R und Flächenpressung p_c	87
6.23	Reibungszahl μ	88
6.24	Spezifische Heizleistung $\dot{Q}(p_c, n)$ im Trockenlauf	89
6.25	Spezifische Heizleistung $\dot{Q}(p_c, n)$ im Nasslauf	90
6.26	Temperatur am Reibkontakt $\vartheta_{R_{\text{max}}}$ im Trocken- und Nasslauf	91
6.27	Temperatur am Reibkontakt $\vartheta_{R_{\text{max}}}$ in Abhängigkeit von der spezifischen Heizleistung \dot{Q}_R im Trocken- und Nasslauf	91
6.28	Lineare Verschleißintensität im Trocken- und Nasslauf	92
6.29	Triboprobe aus Versuch DOE43 (nass, 500 U/min, 7 MPa)	93
6.30	Oberflächentopographie der Triboprobe aus Versuch DOE43 (nass, 500 U/min, 7 MPa)	94
6.31	Erweitertes tribologisches Modell für PTFE-Materialien [7, 10]	95
7.1	Übersicht über die verwendeten Geometriemodelle	97
7.2	Aufbau der MSC.Marc-Eingabedatei	98
7.3	Ablaufplan der Verschleißsimulation	99
7.4	Aufbau eines Standard-Modells zur Verschleißsimulation mit Analogiebetrachtung	100
7.5	Verfügbare Randbedingungen bei der Verschleißsimulation (Modell B)	102
7.6	Scheinbare Kontakt- und Konturkontaktbreite	105
7.7	Ablaufplan der inkrementellen Verschleißsimulation	106
7.8	Rezoning-Prozedur	107
7.9	Visualisierung des Verschleißbetrags bei der Knotenverschiebung	108
7.10	Neuvernetzung zur Sicherstellung eines konsistenten FE-Netzes	108

7.11	Ablauf der Neuvernetzung mit verformter Geometrie im eingebauten Zustand	109
7.12	Neuvernetzungskriterien	109
7.13	Graphische Darstellung des Netzglättungskriteriums	110
7.14	Beispiel zur Netzglättung	110
7.15	Variation des Vernetzungsparameters NPROPA bei Delaunay-Vernetzung [11]	111
7.16	Variation von BSPACE bei inkrementeller Vernetzung [11]	112
7.17	Inkrementeller Vernetzer mit zu gering gewähltem NVMAX [11]	113
7.18	Unterschiedliche Methoden bei der Vernetzung [11]	113
7.19	Ablaufplan der Schrittweitensteuerung	114
7.20	Berechnung des zulässigen Reibwegs	115
7.21	Modell zur Validierung der Verschleißalgorithmen	116
7.22	Ergebnisse zur Netzverfeinerungsstudie und dem Verschleißanteil	116
8.1	Scheinbare Reibungsenergiedichte im Trocken- und Nasslauf	119
8.2	Vergleich der experimentellen scheinbaren Reibungsenergiedichte mit der linearen Verschleißintensität	119
8.3	Einheitskreis [12]	121
8.4	Zusammenhang der Belastungskennzahlen	122
8.5	Vergleich der gemessenen linearen Verschleißintensität I_h mit dem energetischen Ansatz im Trocken- und Nasslauf	124
8.6	Repräsentatives Volumenelement	126
8.7	RVE mit Kegelindecker (links), Von-Mises-Vergleichsspannung (rechts) . . .	127
8.8	Vergleich von experimenteller und simulierter Eindringtiefenkurve	127
8.9	Abhängigkeit der thermischen Eigenschaften vom Füllstoffanteil	128
8.10	RVEs mit jeweils 25 % Graphit-Partikel-Anteil, aber unterschiedlicher Partikelgrößenauftellung	129
8.11	Einfluss der Füllstoff-Größenverteilung auf die Wärmeleitfähigkeit λ	129
8.12	Ausschwitzten der PTFE-Matrix bei 170 °C	130
8.13	Abstützverhalten des repräsentativen Volumenelementes	131
8.14	Arbeitsablauf in der Praxis und Analogie zur Simulation	132

8.15	Aufbau des Makro-Modells	133
8.16	Einfluss der Wärmedehnung auf Radialkraft F_R und Verschleißvolumen V_V .	134
8.17	Geometrieveränderung infolge Verschleiß in Abhängigkeit vom Reibweg s_R .	134
8.18	Scheinbare Kontaktbreiten l_s im Trocken- und Nasslauf	135
8.19	Einfluss des Verschleißanteils ξ auf die scheinbare Kontaktbreite l_s	136
8.20	Einfluss von c_{exp} auf die Radialkraft F_R	137
8.21	Einfluss von der scheinbaren Reibungsenergiedichte e_R^* auf die Radialkraft F_R	138
9.1	Aktive Rückförderung eines Manschettendichtrings mit Spiralrille	142
9.2	Manschettendichtringmodelle mit Spiralrille	143
9.3	Geometrieveränderung infolge Verschleiß	145
9.4	Verschleißvolumen nach 100 000 000 m Reibweg	146
9.5	Radialkraftverlust infolge Verschleiß	146

Tabellenverzeichnis

4.1	Vor- und Nachteile von PTFE	15
4.2	Reibungs- und Verschleißzustände [5]	30
4.3	Simulationsarten in der Dichtungstechnik	31
4.4	Gegenüberstellung manueller und automatischer Vernetzung	32
5.1	Stoffwerte von Esso Nuto H68	53
5.2	Stoffwerte von Shell Thermia A	53
6.1	Spezifische Heizleistungen im Nass- und Trockenlauf	89
7.1	Netzcharakteristik der Geometriemodelle	97
7.2	Unterprogramme zur Aktualisierung von Randbedingungen	102
7.3	ICOD-Nummern für die Verschleißsimulation wichtiger Knotengrößen	103
7.4	Aufbau der Verschleiß-Ergebnisdatei	104
7.5	Netzglättung eines Netzes mit 400 Elemente und 422 Knoten	111
7.6	Vernetzungsparameter der Vernetzungsalgorithmen	113
8.1	Materialkennwerte des repräsentativen Volumenelementes	125
8.2	Randbedingungen mit Simulationsparameter	133
9.1	Untersuchungsmethoden und Kennwerte zur tribologisch-mechanischen Materialcharakterisierung für die Verschleißsimulation	141
9.2	Annahmen bei der Geometriestudie	143
9.3	Manschettendichtringe mit Spirallrille im Vergleich	144

Symbolverzeichnis

Römische Symbole

Symbol	Bezeichnung
a_{Berk}	Projizierte Kantenlänge am Berkovich-Indenter
A	Querschnittsfläche
A_0	Ausgangsquerschnittsfläche
A_c	Konturkontaktfläche
A_i	Flächeninhalt zur Achse i
A_{proj}	Projizierte Fläche
A_s	Scheinbare Kontaktfläche
A_w	Wahre Kontaktfläche
A_R	Reibfläche
A_{tria}	Dreiecksfläche
b_{Berk}	Projizierte Kantenlänge am Berkovich-Indenter
B	Bias
c_{exp}	Proportionalitätskonstante
C_i	Diamond-Area-Function Koeffizient
d	Durchmesser
d_R	Reibdurchmesser
D	Kontakttoleranz
e	Exponentialfunktion
e_{def}	Verformungsenergiedichte
$e_{\text{def,plast}}$	Plastische Verformungsenergiedichte
e_R	Tatsächliche Reibungsenergiedichte
e_R^*	Scheinbare Reibungsenergiedichte
E_d	Druckmodul
E_{nano}	Elastizitätsmodul am Nanoindenter
E_z	Zugmodul

Symbol	Bezeichnung
f	Funktion
F	Kraft
F_{axial}	Axialkraft
F_N	Normalkraft
F_R	Reibkraft
F_S	Scherkraft
F_{sep}	Separierungskraft
g	Beliebige Kante im Dreieck
h	Eindringtiefe
h_{Berk}	Höhe des Berkovich-Indenter
h_c	Eindringtiefe unter Last
h_{exp}	Experimentelle Verschleißhöhe
h_g	Höhe im Dreieck zur Kante g
h_{ges}	Gesamteindringtiefe
h_K	Umkreisdurchmesser des Dreiecks K
h_m	Massespezifische Enthalpie
h_{max}	Maximale Eindringtiefe
h_{min}	Höhe des flachsten Dreiecks
h_s	Verschiebung der Oberfläche
H	Enthalpie
H_{nano}	Nanohärte
HT	Hauptterm
HU	Universalhärte
I_h	Lineare Verschleißintensität
inc	Inkrement
k	Verschleißkoeffizient
k_1	Verschleißkoeffizient 1 nach Weber
k_2	Verschleißkoeffizient 2 nach Weber
K	Verschleißrate nach Archard
K_1	Regressionskoeffizient 1
K_2	Regressionskoeffizient 2
l	Länge
l_0	Ausgangslänge
l_{Berk}	Projizierte Kantenlänge am Berkovich-Indenter

Symbol	Bezeichnung
l_c	Konturkontaktbreite
l_{glf}	Längenausdehnung Gegenlauffläche
l_{max}	Maximale Länge
l_{min}	Minimale Länge
l_{ptfe}	Längenausdehnung PTFE
l_s	Scheinbare Kontaktbreite
l_w	Wahre Kontaktbreite
m	Masse
M_R	Reibmoment
n	Drehzahl
\mathbf{n}	Einheitsnormalenvektor
p_c	Flächenpressung
\bar{p}_c	Mittlere Flächenpressung
P_R	Reibleistung
Q	Wärmemenge
\dot{q}	Wärmestrom
Q_{diss}	Dissipierte Wärmemenge
Q_K	Qualität eines Dreiecks
\dot{Q}_R	Spezifische Heizleistung
r_{hebel}	Hebelarm
s_{ak}	Zurückzulegender Reibweg
s_{max}	Maximaler Reibweg
s_R	Reibweg
s_{zg}	Zurückgelegter Reibweg
s_{zul}	Zulässiger Reibweg
S	Steigung
t	Zeit
U	Innere Energie
v_{rel}	Relativgeschwindigkeit
V_{Berk}	Volumen eines Berkovich-Indenters
V_{Kegel}	Kegelvolumen
V_{mod}	Modellvolumen
$V_{\text{mod},0}$	Ursprüngliches Modellvolumen
$V_{\text{mod},\text{inc}}$	Modellvolumen V_{mod} zum Zeitpunkt inc

Symbol	Bezeichnung
V_{plast}	Plastisches Verformungsvolumen
V_R	Reibungsvolumen
V_{total}	Totales Verformungsvolumen
V_V	Verschleißvolumen
\dot{V}_V	Ableitung des Verschleißvolumens nach der Zeit
$V_{V,\text{inc}}$	Verschleißvolumen V_V im Inkrement inc
w	Verschleißhöhe
\dot{w}	Verschleißrate
w_{korr}	Korrigierte Verschleißhöhe
w_{inc}	Verschleißhöhe im Inkrement inc
$w_{\text{inc}+1}$	Verschleißhöhe im Inkrement inc + 1
w_{therm}	Temperaturbedingte Verschleißhöhe
W_{diss}	Dissipierte Arbeit
W_{elast}	Elastische Verformungsarbeit
W_{plast}	Plastische Verformungsarbeit
W_R	Reibarbeit
W_{total}	Totale Verformungsarbeit
\vec{x}_{inc}	Verschiebungsvektor im Inkrement inc
$\vec{x}_{\text{inc}+1}$	Verschiebungsvektor im Inkrement inc + 1
y	Funktionswert
y_i	Abstand zur Achse i
y_s	y -Koordinate des Schwerpunktes s
z_{Berk}	Projizierte Kantenlänge am Berkovich-Indenter

Griechische Symbole

Symbol	Bezeichnung
α	Wärmeübergangskoeffizient
α_K	Normalisierungsfaktor
α_{lin}	Linearer Wärmeausdehnungskoeffizient
β_{min}	Kleinster Winkel im Dreieck
Δ	Differential-Operator
ε	Dehnung
ε_{el}	Elastische Dehnung
ε_{ges}	Gesamtdehnung
ε_H	Hencky-Dehnung
ε_{Hp}	Plastische Hencky-Dehnung
ε_p	Plastische Dehnung
ε_t	Technische Dehnung
ε_λ	Emissionskoeffizient
η	Dynamische Viskosität
ϑ	Temperatur
ϑ_{Rmax}	Maximale Reibkontakttemperatur
ϑ_W	Wandtemperatur
ϑ_∞	Temperatur mit unendlichem Wandabstand
λ	Wärmeleitfähigkeit
λ_{lin}	Linearer Ausdehnungskoeffizient
μ	Reibungszahl
μ_{nass}	Gemittelte Reibungszahl im Nasslauf
μ_{trocken}	Gemittelte Reibungszahl im Trockenlauf
ν	Kinematische Viskosität
ν_q	Querkontraktionszahl
ν_V	Verschleißzahl
ξ	Verschleißanteil
π	Kreiszahl
ρ	Dichte
ρ_K	Inkreisdurchmesser des Dreiecks K
σ	Spannung
σ_B	Festigkeit
σ_C	Cauchy-Spannung

Symbol	Bezeichnung
σ_d^*	Druckspannungsverhältnis
σ_{dB}	Druckfestigkeit
σ_{dF}	Druckfließgrenze
σ_F	Fließgrenze
σ_t	Technische Spannung
σ_{zB}	Zugfestigkeit
σ_{zF}	Zugfließgrenze
σ_{zF0}	Initiale Zugfließgrenze
σ_∞	Gleichgewichtsspannung
τ_R	Reibungsschubspannung
τ_R^*	Schubspannungsverhältnis
τ_{sB}	Scherfestigkeit
τ_{sF}	Scherfließgrenze
ϕ	Indenterspezifische Konstante
ω	Winkelgeschwindigkeit

Kurzzusammenfassung

Wellendichtringe aus Polytetrafluorethylen werden aufgrund ihrer allgemeinen Chemikalienbeständigkeit und hohen abdichtbaren Gleitgeschwindigkeiten immer dann eingesetzt wenn Wellendichtringe aus Elastomer versagen. Die Betriebsdauer wird dann allein durch abrasiven Verschleiß begrenzt.

Bedingt durch die Molekülstruktur hat PTFE eine sehr niedrige Reibungszahl aber auch einen geringen Verschleißwiderstand. In der Dichtungstechnik wird PTFE daher nahezu immer gefüllt mit Partikeln, Plättchen oder Fasern eingesetzt. Diese Füllstoffe beeinflussen das tribologische Verhalten und verbessern den Verschleißwiderstand. Gefüllte PTFE Materialien werden als PTFE-Compound bezeichnet.

Der Hauptfokus dieser Arbeit liegt auf der numerischen Beschreibung des tribologischen Systems Wellendichtung. Es besteht aus einem PTFE-Wellendichtring, einer Stahlwelle als Gegenlauffläche und einem Schmierstoff. Das PTFE-Compound selbst, der tribologische Gegenlaufpartner, der Schmierstoff und die Betriebsbedingungen bestimmen die Reibung und den Verschleiß, sodass sie bei der Modellierung berücksichtigt werden müssen. Die Betrachtung auf lediglich einer Längenskala ist zur Beschreibung und Simulation von Reibung und Verschleiß aufgrund der komplexen Wirkzusammenhänge im Dichtsystem nicht ausreichend. Es wurde daher ein Mehrskalenansatz formuliert.

Ein Bottom-Up-Ansatz beschreibt das tribologische System von der kleinsten hin zur größten Skala:

- Das Mesomodell liegt zwischen der Nano- und der Mikroskala. Es beschreibt einen analytischen Ansatz eines energetisch motivierten Verschleißgesetzes. Das Modell berücksichtigt temperaturabhängige Druck- und Scherfestigkeiten und verwendet dimensionslose Kennwerte. Die scheinbare Reibungsenergiedichte integriert den Schmierungsstatus in das Modell.
- Das Mikromodell berechnet die thermischen Materialkennwerte über ein repräsentatives Volumenelement.
- Das Makromodell enthält das geometrische Modell der Wellendichtung und die Verschleißalgorithmen zur Volumenreduktion. Ein Finite Elemente Ansatz koppelt das Meso- und das Mikromodell.

Als Basis für die Materialmodellierung wurden umfangreiche Untersuchungen des thermo-mechanischen Material- und tribologischen Verhaltens durchgeführt. Die Analysen der Materialzusammensetzung und der Mikrostruktur erfolgten mit einem Computertomograph. Härte- und Nanoindentermessungen wurden zur Identifikation von tribologische Kennwerten verwendet. Die temperaturabhängigen Spannungs-Dehnungszusammenhänge wurden im Zug-/ Druck- und Scherversuch an einer Universalprüfmaschine ermittelt. Ein Ring-Scheibe-Tribometer wurde zusammen mit einer Thermographie Kamera zur Messung von Reibung, Verschleiß und der Temperatur nahe dem Reibkontakt verwendet.

Die Validierung des vorgestellten Ansatzes erfolgte durch einen Vergleich von Wellendichtring-Dauerlaufversuch und dessen Simulation. Die simulierte Radialkraft und der Verschleiß stimmen sowohl im Trocken- als auch bei Schmierung mit den Experimenten überein. Das Potenzial der entwickelten Methode wurde an einer Auswahl handelsüblicher Wellendichtringe mit Spiralrille dargestellt. Der Multiskalensatz zur Verschleißsimulation und der Abschätzung der Betriebsdauer ist damit ein nützliches Werkzeug zur Wellendichtringoptimierung und Kostenreduktion im Produktentwicklungsprozess.

Abstract

Rotary shaft seals made of Polytetrafluorethylene (PTFE) exceed the sliding velocity and the chemical resistance of elastomeric seals. Wear is the only failure mode, which limits the life span.

PTFE possesses an extremely low frictional coefficient due to its unique molecular and morphological structure. PTFE itself has a relatively poor wear resistance due to its soft nature. To use PTFE for sealings it is usually filled with particles, small plates or fibres for example. These fillers affect the tribological behaviour and improve the wear resistance. Filled PTFE is called a PTFE-compound.

The subject of this thesis is the numerical description of the tribological system shaft seal. It consists of a shaft seal made of PTFE-compound, a steel shaft and an intermediate lubricant. The PTFE-compound itself, the tribological counterpart, the lubrication state and the operating conditions influence friction and wear; thus they must be taken into consideration. Solely one length scale is not sufficient to describe and simulate such complex interactions. A multi scale approach was set up.

Three scales were taken into account to formulate a bottom-up-approach; from the smallest to the biggest scale:

- The meso scale model is set up between the nano and micro scale. It contains an energetic approach for the calculation of the wear rate. It considers temperature-dependent compression and shear strengths using dimensionless parameters. The apparent energy density takes the lubrication state into account.
- The micro scale model calculates thermal material properties using a representative volume element.
- The macro scale model includes a geometric model of the sealing and the wear algorithms. These algorithms reduce the shaft seal model volume to simulate wear. A finite element framework is used to integrate the meso- and micro scale model.

Extensive experimental work was performed to characterise the thermo-mechanical and tribological material behaviour. These experiments are the basis for the multi scale modelling. A computer tomography scanner was used to analyse the material composition and its

microstructure. Hardness and nano indentation techniques were used to identify tribological parameters. Tensile, compression and shear tests were performed on an universal testing machine to describe the thermo-mechanical stress-strain-relation. A ring-on-disc test rig was coupled with a thermal imaging camera to measure friction, wear and the temperature nearby the friction contact.

Comparing the simulations of commercial shaft seals with experiments did the validation of this advanced approach. The simulated radial force and wear agree well to the shaft seal experiments. The capability of this method were successfully demonstrated for a variety of commercially available shaft seals with spiral groove. The multi scale approach for wear simulation to determine the life span is a useful tool for shaft seal optimisation and cost reduction.

Kapitel 1

Motivation

In vielen Bereichen der Technik ist es notwendig, Wellendurchtrittsstellen gegenüber einer drucklos anstehenden Flüssigkeit abzudichten. Hierfür werden oft Radial-Wellendichtringe (RWDR) in den verschiedensten Bauformen eingesetzt. Das tribologische System Radial-Wellendichtung besteht aus dem Radial-Wellendichtring, der Welle - abstrakt auch als Gegenlauffläche bezeichnet - und der abzudichtenden Flüssigkeit, Abbildung 1.1.

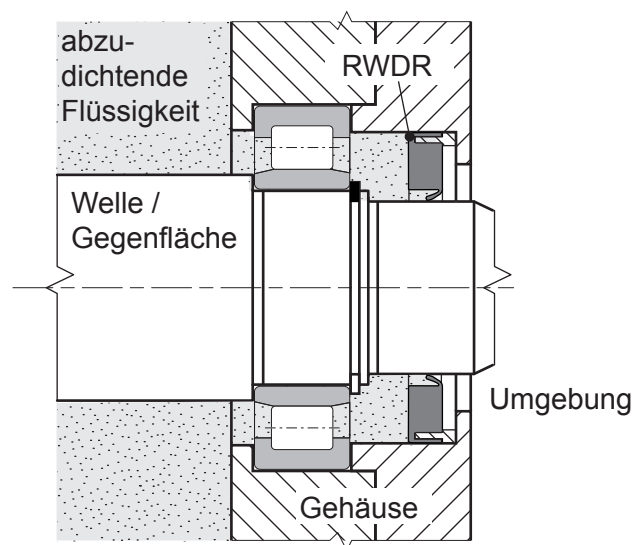


Abbildung 1.1: Tribologisches System Radial-Wellendichtring

Mit Wellendichtringen aus Elastomeren können Umfangsgeschwindigkeiten bis etwa 40 m/s drucklos beherrscht werden. Abzudichtende Fluidtemperaturen sind abhängig vom Elastomermaterial bis zu 130 °C zulässig [13]. Ist bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten und höheren Spitztemperaturen abzudichten, werden oft Wellendichtringe aus Polytetrafluor-

rethylen (PTFE) eingesetzt. Zusammen mit der sehr guten Chemikalienbeständigkeit begrenzt allein der abrasive Verschleiß die Betriebsdauer, Abbildung 1.2. Infolge des über der Betriebsdauer fortschreitenden Materialverlustes verringert sich die radiale Pressung und es kommt zur Leckage. Als Material für dynamische Wellendichtringe eignet sich reines PTFE aufgrund seiner schlechten Festigkeits- und Verschleißigenschaften daher nur sehr bedingt. Zur Verbesserung der Festigkeits- und Verschleißigenschaften werden Füllstoffe in Form von Partikeln, Plättchen und Fasern hinzugegeben. Das Material wird dann als PTFE-Compound bezeichnet.

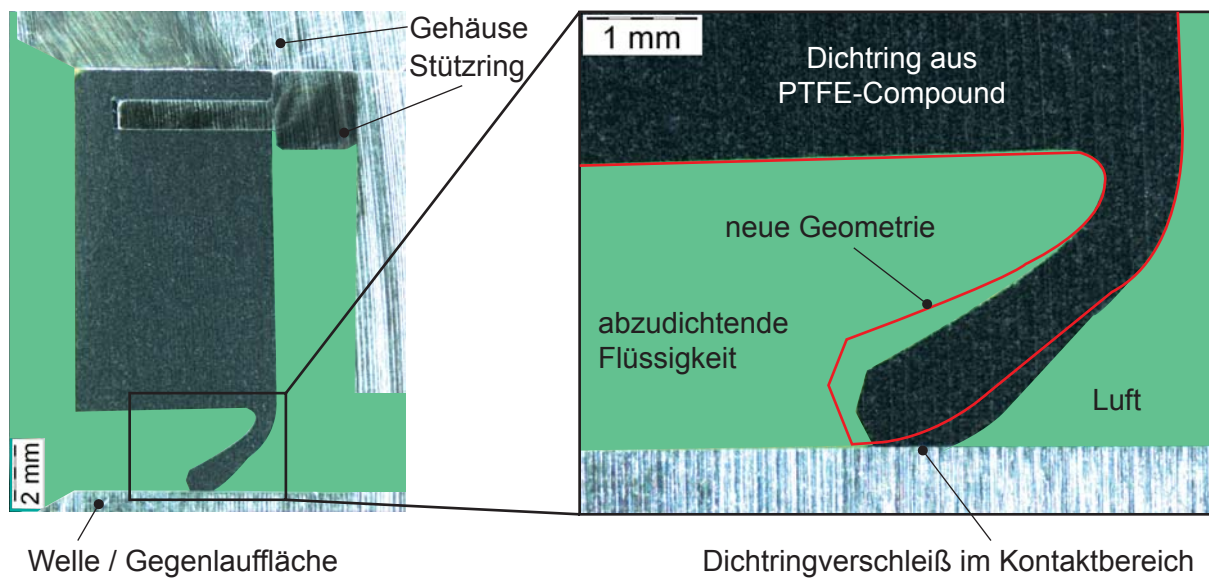


Abbildung 1.2: Verschleiß an Wellendichtringen aus PTFE

Der Ausfall eines - im Vergleich zum Rest der Maschine oder Anlage - kostengünstigen Maschinenelements ist in vielerlei Hinsicht unerwünscht. Austretende Flüssigkeit kann in die Umgebung gelangen und diese nachhaltig schädigen. Wellendichtungsausfälle verursachen Reparaturkosten und Produktionsausfälle. Eine Beschädigung der gesamten Maschine oder der Anlage kann nicht ausgeschlossen werden.

Stetig steigende Anforderungen sowie die ökologischen und ökonomischen Folgen unvorhersehbarer Ausfälle verdeutlichen die Notwendigkeit der experimentellen Erforschung des Materials und den daraus hergestellten Wellendichtringe. Über mathematische Modelle ist dann eine Betriebsdauervorhersage möglich.

Kapitel 2

Stand der Wissenschaft und Technik

Die Betriebsdauervorhersage setzt ein tief greifendes Verständnis für die physikalischen, materialwissenschaftlichen, reibungs- und verschleißspezifischen Vorgänge sowie die ingenurmäßigen Zusammenhänge voraus. Der Stand der Wissenschaft und Technik gliedert sich daher in einen allgemeinen Tribologieteil zum Material Polytetrafluorethylen (PTFE) und einen kombinierten Dichtungstechnik-Teil zur experimentellen Untersuchung und Simulation.

2.1 Tribologie von PTFE

Die wesentlichen Veröffentlichungen zum Reibungs- und Verschleißverhalten von PTFE-Materialien entstanden in den 70er und 80er Jahren nach der Entdeckung von PTFE durch Dr. Roy Joseph Plunkett 1938. 1950 wurde die erste großtechnische Produktionsanlage in Betrieb genommen [14].

Tanaka untersuchte das Reibungs- und Verschleißverhalten von reinem PTFE bei Betriebsbedingungen unterhalb [15] und oberhalb der Schmelztemperatur [16] und konzentriert sich auf die dem Verschleiß zugrunde liegenden physikalischen Mechanismen. Er identifizierte das Abgleiten von PTFE-Bändern als Hauptverschleißmechanismus und beschreibt diesen Mechanismus über die dafür notwendige Aktivierungsenergie. Durch das Erstellen einer Masterkurve und Anpassen der Arrhenius-Funktion zur Abbildung des Temperatureinflusses gelingt ihm die mathematische Beschreibung des Verschleißverhaltens unterhalb 100 °C [17]. Hornbogen [18] untersuchte die Ursachen für den Verschleiß von reinem PTFE zwischen -4 °C und 19 °C an den Kristallitumwandlungspunkten von PTFE. Er beobachtete bei 19 °C eine Bläschenbildung auf der Gleitfläche und damit verbunden einen dreimal höheren

Verschleiß, als in diesem Temperaturbereich üblich ist. Die Bläschen brechen auf und führen zu flockenförmigem Verschleiß. Der Einsatz von PTFE bei Raumtemperatur ist jedoch in der dynamischen Dichtungstechnik aufgrund der meist hohen Umfangsgeschwindigkeiten und der dadurch erzeugten Reibwärme nicht zu erwarten.

Bahadur [19] und Deli [20, 21] erkannten, dass sich das Verschleißverhalten von PTFE durch die Zugabe von Füllstoffen signifikant verbessern lässt. Haiser [7] untersuchte das tribologische Verhalten von unterschiedlichen PTFE-Compounds gegenüber Keramikgegenläuflächen an einem Ring-Scheibe-Tribometer. Er arbeitete die Zusammenhänge zwischen dem Oberflächenbearbeitungsverfahren der Gegenläufläche, den verwendeten Füllstoffen und dem tribologischen Verhalten heraus. Die Erkenntnisse wurden in ein Funktionsmodell für PTFE-Compound-Materialien überführt.

Grün [22] erkannte die Bedeutung der Mikrostruktur von gefüllten PTFE-Materialien für das tribologische Verhalten. Er untersuchte mit Bronze gefüllte PTFE-Compounds unter einem Translations-Optik-Tribometer und beobachtete die sich im Betrieb unter Belastung einstellende Kontaktsituation.

Berger [23] und Müller [10] führten umfangreiche experimentelle Untersuchungen an trockenlaufenden PTFE-Compound-Gleitlagern durch. Zur Beschreibung der Gleitlagerbelastung verwendeten sie dimensionslose Kennzahlen. Diese Kennzahlen beschreiben zum einen die geometrische Kontaktsituation über das Eingriffsverhältnis, zum anderen die Materialbelastung über temperaturabhängige Festigkeitskennwerte. Unter stationären Bedingungen gelang damit eine Abschätzung der Betriebsdauer von Gleitlagern.

2.2 Experimentelle Untersuchungen und Simulation

Numerische Verschleißuntersuchungen sind erst dann möglich, wenn das Systemverhalten experimentell verstanden, auf die wesentlichen Phänomene reduziert und letztendlich modelliert ist. Im Stand der Wissenschaft und Technik ist daher eine getrennte Betrachtung von numerischen und experimentellen Verschleißuntersuchungen nicht sinnvoll. Usus bei der Modellbildung ist die Verwendung von allgemeingültigen Kennwerten. Diese lassen sich oft durch einfache Versuche an Probenkörpern ermitteln. Nach Validierung am Probenkörper werden die Modelle auf das reale System angewendet und experimentell verifiziert.

2.2.1 Materialmodell

Pohl [24] führte experimentelle und numerische Untersuchungen an Manschettendichtringen aus glasfaserverstärktem PTFE-Compound durch. Im Betrieb wurden von ihm Temperatu-

rüberhöhungen an dem Manschettendichtring gegenüber dem Ölsumpf von bis zu 100 °C gemessen. Die Radialkraft reduzierte sich dabei um bis zu 50 %. Diese Ergebnisse verdeutlichen die Bedeutung der Temperatur für das Betriebsverhalten von Wellendichtringen aus PTFE-Compound.

Die Verschleißsimulation ist ein Sammelbegriff für Methoden zur gezielten Volumenreduktion eines Bauteiles und setzt für deren Quantifizierung ein materialspezifisches Verschleißgesetz voraus. Das Verschleißgesetz ist eine Verschleißrate, deren Betrag in der Regel von der Materialbelastung abhängt, welche aber zunächst unbekannt ist. Mittels der Finiten Elemente Analyse (FEA) und einem Materialmodell lässt sich die Bauteilbelastung numerisch bestimmen [25]. Für die Dichtungstechnik ist vor allem die Flächenpressung p_c des Wellendichtrings mit der Gegenauflfläche von Bedeutung. Das Materialmodell beschreibt den Zusammenhang zwischen den Dehnungen und den Spannungen des Materials. Strukturmechanik-Programme wie MSC.Marc stellen die gängigen Materialmodell-Formulierungen bereit und verfügen in der Regel über entsprechende Schnittstellen zur Implementierung eigener Materialmodell-Formulierungen. Markert [26], Mittendorfer [27], Olbrich [6] und Kletschkowski [28] geben einen kurzen Überblick zur Implementierung benutzerdefinierter Material-Formulierungen. Olbrich [6] stellt in seiner Dissertation drei Materialmodelle unterschiedlicher Komplexität vor. Sein Einfachstmodell A ist ein elastisch-plastisches Materialmodell mit Verfestigung, welches den Spannungszustand nach erfolgter Relaxation durch Verwendung einer Ersatzfließkurve betrachtet. Materialmodell B beschreibt das zeitabhängige Relaxationsverhalten über Prony-Reihen, während plastische Effekte nicht abgebildet werden können. Modell C kombiniert Modell A und Modell B zu einem zeitabhängigen, plastischen Materialmodell. Kletschkowski [28] formuliert ein zeitabhängiges, plastisches Überspannungsmodell durch die additive Dekomposition des Deformationsgradienten in elastische und inelastische Deformationsanteile. Die Temperatur wird über temperaturabhängige Materialmodell-Parameter berücksichtigt. Die zeitabhängigen und plastischen Dehnungsanteile werden über ihre Rate definiert, welche für den Erhalt der gewünschten Spannungs-Dehnungs-Beziehung über der Zeit integriert werden muss. Im Vergleich zum Olbrich Einfachstmodell A ist dies sehr rechenintensiv. Interessiert nur der Gleichgewichtszustand am Ende eines Relaxationsprozesses und nicht die Belastungsgeschichte, ist das Einfachstmodell A von Olbrich für die Verschleißsimulation vollkommen ausreichend.

2.2.2 Verschleißgesetz

Das Verschleißgesetz enthält, je nach Formulierung, die Flächenpressung oder die Kontaktkraft sowie reibpaarungsspezifische und von den Betriebsbedingungen abhängige Verschleißgesetzparameter. Archard's Verschleißgesetz [29] ist die Standardverschleißgleichung der Tribologie. Er erkannte die direkte Proportionalität zwischen dem Verschleißvolumen,

der Kontaktnormalkraft und dem zurückgelegten Reibweg. Da es aber keine Aussage über den Reibungszustand des tribologischen Systems macht, kann es bei ansonsten gleichen tribologischen Systemen zu unterschiedlichen Verschleißvolumina kommen. Dies beschränkt das Verschleißgesetz von Archard auf ein bestimmtes tribologisches System und macht das Ergebnis nicht auf andere Systeme übertragbar.

Hornbogen [30] greift die Ideen von Tanaka [15] zu den physikalischen Verschleißursachen von reinem PTFE auf. Er formuliert ein Verschleißgesetz, welches die Wahrscheinlichkeit der Verschleißpartikelbildung und den Reibkoeffizienten als Modellparameter enthält. Eine Übertragung auf gefülltes PTFE gelingt wegen der unterschiedlichen zugrunde liegenden Verschleißmechanismen nicht.

Fleischer [31] und Kragelski [32, 33] erkannten die verrichtete Reibungsarbeit als wesentliche Kenngröße für die tribologische Beanspruchung. Im Gegensatz zum Verschleißkoeffizienten k von Archard geht bei der energetischen Methode nach Fleischer die Reibungszahl μ des tribologischen Systems in die Gleichung mit ein. Fleischer führt den Begriff der scheinbaren Reibungsenergiegedichte e_R^* ein, welche als verschleißspezifische Reibungsarbeit verstanden werden kann und den tribologischen Systemzustand einer Materialpaarung beschreibt. Die rein theoretische Bestimmung sowohl des Verschleißkoeffizienten k von Archard, als auch der scheinbaren Reibungsenergiegedichte e_R^* nach Fleischer ist bislang noch nicht möglich.

Scherge [34] und Sadowski [35, 36, 37, 38, 39] verwenden den ersten Hauptsatz der Thermodynamik für offene Systeme zur Formulierung der Energiebilanz des tribologischen Systems. Der größte Teil der am tribologischen System verrichteten Reibarbeit bewirkt eine Zunahme der inneren Energie und damit eine Umwandlung von mechanischer in thermische Energie. Ein weiterer Anteil der Reibarbeit erzeugt Verschleiß. Alle restlichen energieverbrauchenden physikalischen und chemischen Prozesse wie beispielsweise die Veränderung der Topographie und des oberflächennahen Volumens werden in der Tribomutationsleistung zusammengefasst. Das Aufstellen einer Energiebilanz für das tribologische System ist ein sehr vielversprechender Ansatz für zukünftige Betrachtungen, wurde aber bislang noch nicht in die Praxis umgesetzt. Kuhn [40] interpretiert den energetischen Gedanken von Fleischer neu und wendet ihn auf Fette an. Im Gegensatz zu Scherge und Sadowski verwendet er vor allem den zweiten Hauptsatz der Thermodynamik und führt den Begriff der Entropieenergiegedichte zur Beschreibung der dissipativen Prozesse im Fett ein. Sein Ansatz betrachtet den Schmierstoff als separaten Körper mit eigenen Verschleißigenschaften.

2.2.3 Verschleißsimulation

Für die praktische Anwendung der Verschleißgesetze in einer Verschleißsimulation für komplexe Geometrien wie beispielsweise Wellendichtringe, ist eine entsprechende Simulation methodology notwendig. Etabliert hat sich hierbei die Erweiterung von Strukturmechanik-

Programmen wie Abaqus, ANSYS oder MSC.Marc um entsprechende Methoden zur Volumenreduktion. Man unterscheidet Methoden, bei denen ganze Elemente gelöscht bzw. deaktiviert werden und Methoden, bei denen die Volumenreduktion durch das Verschieben von im Kontakt stehenden Außenknoten erfolgt. Diese Methode wird auch als Rezoning bezeichnet. Weiterhin gibt es Methoden, bei denen der potenzielle Verschleißbereich adaptiv vernetzt wird. Dadurch wird vermieden, dass die Elemente durch die Knotenverschiebungen zu stark verzerrt werden. Das maximal mögliche, simulierbare Verschleißvolumen kann damit erheblich erhöht werden. Elemente gelten als zerstört, wenn das Seitenlängenverhältnis von kleinster l_{\min} zur größten Seitenlänge l_{\max} kleiner 0.5 ist oder ein Innenwinkel β_{\min} kleiner als 10° ist, Abbildung 2.1.

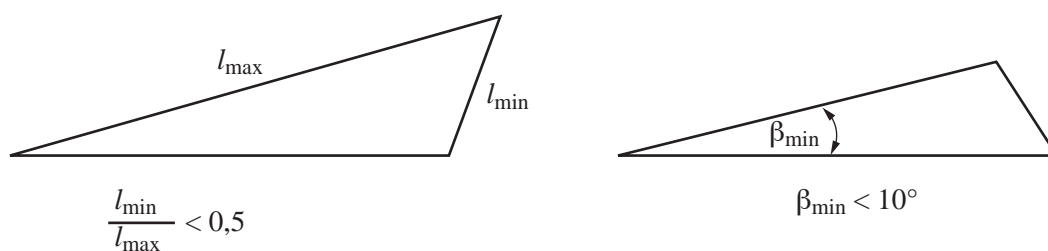


Abbildung 2.1: Neuvernetzungskriterien

Die Volumenreduktion durch Löschen bzw. Deaktivieren von Elementen ist eine in Abaqus implementierte Methode. Mit ihr lassen sich auch sehr große Verschleißvolumen abbilden, Eleöd [41]. Wie fein das Verschleißvolumen aufgelöst werden kann, hängt von der Elementgröße ab. Ein kontinuierlicher Materialverlust ist nicht modellierbar. Am Übergang von deaktivierten und aktiven Kontaktelementen und deren Knoten entstehen Flächenpressungsüberhöhungen die den Flächenpressungsverlauf verfälschen. Die Berechnung des Flächenpressungsverlaufs über der Betriebszeit ist damit nicht ohne Weiteres möglich. Diese Art der Verschleißsimulation ist daher in der Dichtungstechnik nicht einsetzbar.

Abbildung 2.2 zeigt die drei wesentlichen Volumenreduktionsstrategien. Soll die Volumenreduktion als kontinuierlicher Prozess abgebildet werden, haben sich die Rezoning-Methoden bewährt. Die Ursprünge der knotenbasierenden Netzmanipulation sind bei der Simulation von Massivumformprozessen zu finden, Döge [42]. Aufgrund hoher Umformgrade wird das Finite-Elemente-Netz sehr stark verzerrt, sodass die Lösung sehr schnell nicht mehr konvergiert. Abhilfe schafft die Adaption des Netzes durch Verschiebung von Knoten.

Seit Version 2008r1 sind in MSC.Marc Algorithmen zur Simulation von Verschleiß implementiert. Sie basieren auf der Verschiebung von Randknoten. Der potenzielle Verschleißbereich wird über eine Verschleißrandbedingung definiert. Laut MSC.Marc Handbuch [43] kann nur geringer Verschleiß simuliert werden, da eine Neuvernetzung nicht zulässig ist und die Simulation abbricht, wenn das kleinste in Kontakt mit der Gegenlauffläche stehende Element zerstört ist. Damit beschränken sich die Möglichkeiten auf sehr kleine Verschleißvolumina.

Zulässig ist weiterhin nur linear-elastisches Materialverhalten bei kleinen Verformungen. Die Simulation von Verschleiß an Wellendichtringen aus PTFE ist damit nur mit sehr starken Vereinfachungen und Einschränkungen möglich.

Bei der adaptiven Volumenreduktionsstrategie bleibt das Netz an sich erhalten. Element- und Knotennummern sowie die Zusammensetzung der Elemente ändern sich nicht. Diese Strategie wurde beispielsweise von Phdra [44, 45], Thompson [46] und Hegadekatte [47, 48, 49, 50] zur iterativen Berechnung der Geometrieveränderung verwendet. Wang [51], [52], Weber [53, 54, 55, 56] und Frölich [57] verwenden adaptive Vernetzungsstrategien zur Simulation von Wellendichtringverschleiß. Der große Vorteil dieser Methode ist, dass sich die Behandlung der Randbedingungen stark vereinfacht. Die Randbedingung liegt immer an den gleichen Knoten an und muss nicht auf ein sich änderndes Netz übertragen werden. Dem entgegen spricht der hohe manuelle Vernetzungsaufwand des adaptiven Bereiches. Der Rest der Geometrie kann automatisch vernetzt werden, sofern die Programmierung dies vorsieht. Entscheidender Nachteil ist das auf den adaptiven Bereich limitierte Verschleißvolumen. Weber [56] überprüfte in seiner Arbeit zusätzlich den Einsatz eines Delaunay-Vernetzers zur globalen Neuvernetzung der Geometrie. Er scheiterte allerdings bei der Umsetzung aufgrund eines schlechten Konvergenzverhaltens und der schlechten Netzqualität des extern eingebundenen Vernetzers Geompack.

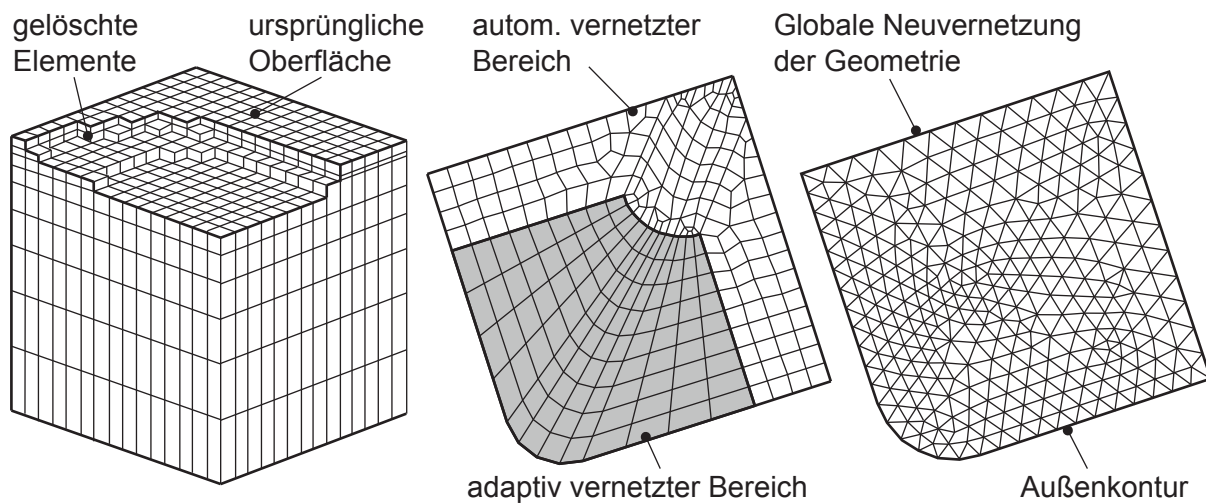


Abbildung 2.2: Wesentliche Volumenreduktionsstrategien: Löschen/ Deaktivieren (links), adaptiv (mitte), global (rechts)

Zusammenfassend ist festzustellen, dass in der Vergangenheit einige Ansätze zur Verschleißsimulation entwickelt wurden. Diese sind alle anwendungsspezifisch und aufgrund der zahlreichen Vereinfachungen oft nicht auf andere Probleme übertragbar. Eine Vereinigung aller Stärken der aufgezeigten Ansätze ist erstrebenswert.

Kapitel 3

Zielsetzung und Vorgehen

Das Ziel dieser Arbeit ist eine Methodik - im Folgenden auch als Werkzeug bezeichnet - zur Vorhersage der Betriebsdauer von Wellendichtringen, welche hauptsächlich durch abrasiven Verschleiß ausfallen. Basierend auf dem aktuellen Kenntnisstand soll ein modular aufgebauter, allgemeingültiger Ansatz zur Verschleißsimulation entwickelt werden.

Die Beschränkung der Analyse, Modellierung und Simulation auf nur eine Größenskala ist aufgrund der Komplexität des vorliegenden tribologischen Systems nicht ausreichend. Reibung und Verschleiß müssen auf der Skala betrachtet werden, auf der sie geschehen. Die Diskretisierung eines realen Bauteils bis auf die Rauheitsebene ist computertechnisch derzeit nicht möglich. In dieser Arbeit wird ein Bottom-Up Multiskalen-Ansatz formuliert, um das tribologische und das mikrostrukturabhängige Materialverhalten bei der Simulation von Verschleiß an Wellendichtringen aus PTFE in eine Simulationsmethodik zu integrieren, Abbildung 3.1.

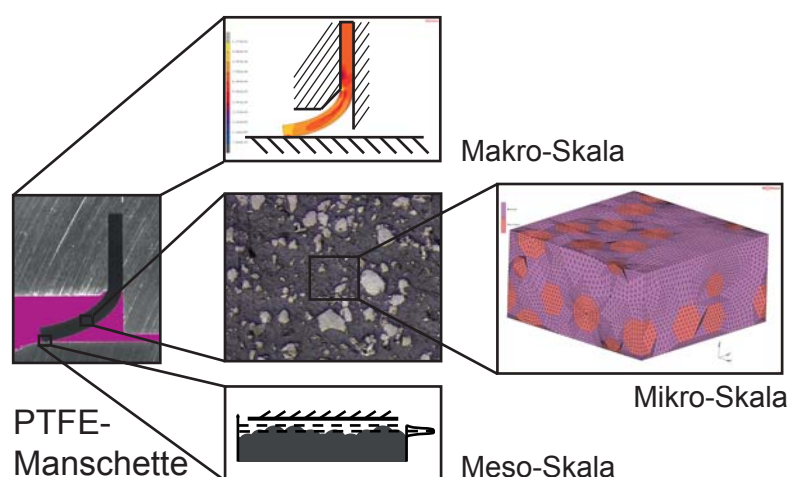


Abbildung 3.1: Multiskalen-Ansatz zur Simulation von Verschleiß

Popov [58] zeigte, dass die Berechnung der trockenen Reibung mittels zellulärer Automaten an diskreten Rauheitshügeln möglich ist. Diese Methode ist jedoch noch sehr jung, sodass die Reibung und der Verschleiß in dieser Arbeit über ein zwischen der Nano- und Mikroskala einzuordnendes Meso-Modell berücksichtigt werden. Das Ergebnis ist ein Verschleißgesetz, welches reibpaarungs- und materialspezifische, an einem Prüfkörper bestimmbare Kennwerte enthält. Es ermöglicht damit eine physikalische Interpretation des Verschleißgesetzes. Die für das tribologische und thermo-mechanische Materialverhalten verantwortliche Mikrostruktur des PTFE-Compounds wird über das Mikro-Modell berücksichtigt. Hierzu wird ein repräsentatives Volumenelement aufgebaut. Es hat die gleichen thermo-mechanischen Materialeigenschaften wie das reale Material und erlaubt damit eine detaillierte Untersuchung des Mikrostruktureinflusses. Das Makro-Modell vereinigt die Ergebnisse des Meso- und Mikro-Modells mit den Algorithmen zur Volumenreduktion und bildet die globale Geometrieänderung des Wellendichtrings ab. Es liefert zusätzlich die für den Ingenieur wichtigen Erkenntnisse zur Radialkraft, den Flächenpressungen, den Temperaturen und dem Verschleißverhalten über der Betriebsdauer.

Aufbauend auf dem Stand der Wissenschaft und Technik, den für das Verständnis notwendigen theoretischen Grundlagen und der Darstellung der verwendeten Messgeräte, Prüfstände und angewendeten Messmethoden in den Kapiteln 4 und 5, gliedert sich die Arbeit in vier Hauptabschnitte, Abbildung 3.2.

In Kapitel 6 werden die für die Modellierung des thermo-mechanischen und tribologischen Verhaltens notwendigen experimentellen Untersuchungen beschrieben. Dazu gehört die Untersuchung der Materialzusammensetzung und Mikrostruktur mit einem Computertomograph. Die Härte wird zum einen mit einem Härtemessgerät und zum anderen mit einem Nanoindenter gemessen. Mit dem Nanoindenter können im Gegensatz zur konventionellen Härtemessung die Matrix- und Füllstoffeigenschaften separat betrachtet werden. Er erlaubt damit die Charakterisierung der am Reibungsprozess beteiligten tribologisch wirksamen Oberflächen. Die Charakterisierung der Zug-/ Druck-/ Scher- und Relaxationseigenschaften wird temperaturabhängig an einer Universalprüfmaschine durchgeführt, während die Wärmedehnung im Dilatometerversuch ermittelt wird. Die tribologischen Eigenschaften der Reibpaarung Stahl/ PTFE-Compound werden im Dauerlauf an einem Ring-Scheibe-Tribometer trocken und geschmiert untersucht.

Die experimentellen Untersuchungen aus Kapitel 6 sind die Grundlage für die Multiskalen-Modellierung in den Kapiteln 7 und 8. Die verwendeten Geometriemodelle, das Konzept sowie der allgemeine Modellaufbau und der Ablauf werden in Kapitel 7 vorgestellt. Das kommerzielle Strukturmechanikprogramm MSC.Marc wird mit einem externen Vernetzer der Numerical Algorithm Group (NAG) gekoppelt und um eigene Algorithmen zur Volumenreduktion erweitert. Diese Algorithmen beinhalten Methoden zur automatischen

Neuvernetzung der Geometrie, um die Netzkonsistenz zu erhalten, sowie Methoden der Randbedingungsübertragung. Die bei anderen Ansätzen aus Kapitel 3 vorhandene Limitierung des maximal möglichen Verschleißvolumens wird damit aufgehoben. Die entstandenen Algorithmen sind sehr robust, auf beliebige Wellendichtring-Geometrien anwendbar und decken ein breites Anwendungsspektrum in der Dichtungstechnik ab. Aufgrund der starken Temperaturabhängigkeit der Material- und Verschleißkennwerte erfolgt die Simulation thermo-mechanisch gekoppelt. Das sich im stationären Betrieb einstellende Temperaturfeld wirkt sich auf die globalen Materialsteifigkeiten und den Verschleiß aus, wobei sich diese wiederum auf die Kontaktsituation und damit die Temperaturentwicklung auswirken.

Die einzelnen Modelle des Multiskalen-Ansatzes werden in Kapitel 8 detailliert beschrieben und einzeln mit experimentellen Ergebnissen validiert. Das Meso-Modell enthält die Definition eines Schädigungskriteriums und das Verschleißgesetz. Es wird ein energetisch motiviertes Verschleißgesetz entwickelt, welches mechanische Festigkeitskennwerte und einen Kennwert zur Charakterisierung des Schmierungszustandes enthält. Dimensionslose Kennzahlen werden zur Definition eines Druck- und Schubspannungsverhältnisses als Schädigungskriterien verwendet, während der Schmierungszustand über die scheinbare Reibungsenergiedichte abgebildet wird. Mit dem Mikromodell lassen sich unter anderem experimentell schwer zugängliche thermische Materialkennwerte wie die Wärmeleitfähigkeit oder die spezifische Wärmekapazität allein aus der Materialzusammensetzung und den Materialeigenschaften der Compound-Bestandteile berechnen. Das Makromodell führt das Meso- und Mikromodell mit einer realen Geometrie wie beispielsweise eines Wellendichtrings zusammen. Die an einem Seriendichtring durchgeführten Simulationen werden mit den Ergebnissen aus experimentellen Dauerlaufuntersuchungen abschließend verglichen.

Im letzten Teil wird das in dieser Arbeit entstandene Werkzeug zur Verschleißsimulation von Wellendichtringen aus PTFE-Compound zusammenfassend dargestellt. Es folgen Richtlinien zur Charakterisierung und Kennwertermittlung. Die Bedeutung für die Praxis wird durch eine Geometriestudie an verschiedenen handelsüblichen PTFE-Wellendichtringen dargestellt. Das entstandene Simulations-Werkzeug ermöglicht es dem Berechnungsingenieur, Wellendichtringe aus PTFE-Compound bezüglich der Betriebsdauer gezielt auszulegen und zu optimieren. Letzten Endes werden damit erhebliche Kosten vermieden.

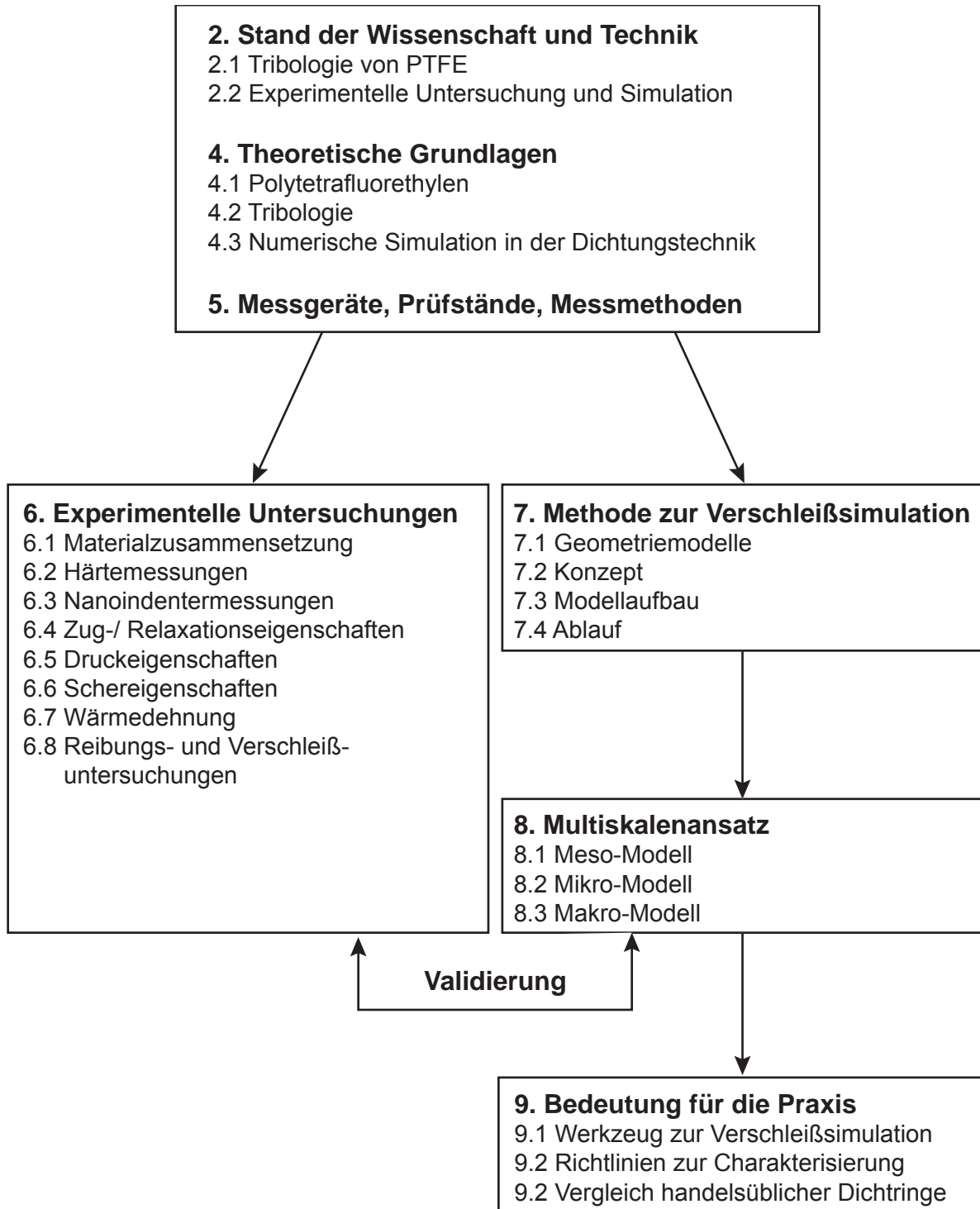


Abbildung 3.2: Vorgehen

Kapitel 4

Theoretische Grundlagen

In diesem Kapitel werden die für das Verständnis der Arbeit notwendigen theoretischen Grundlagen dargestellt. In Übereinstimmung mit Abbildung 3.2 gliedern sich diese in die Vorstellung des Materials PTFE, die Tribologie und die numerischen Simulation von Wellendichtringen.

4.1 Polytetrafluorethylen

PTFE ist der bekannteste und am häufigsten eingesetzte fluorisierte teilkristalline Kunststoff mit einem maximal möglichen Kristallinitätsgrad von bis zu 90 %. Bezüglich der Molekülstruktur handelt es sich um eine saturierte aliphatische Fluor-Kohlenstoffverbindung, welche die höchste thermische und chemische Beständigkeit aller Kunststoffe besitzt [1]. Die sehr hohe thermische Beständigkeit verdankt PTFE den hohen Bindungskräften zwischen den Kohlenstoff- und Fluor-Atomen in der Primärstruktur. Aufgrund der im Vergleich zu dem ebenfalls aliphatischen Polyethylen größeren Van-der-Waals'schen Radien sind die Fluor-Atome unter einem Torsionswinkel von 16° zu einer helikalen Primärstruktur angeordnet. Diese helikale Sekundärstruktur erfährt bei 19°C eine erste Phasenumwandlung. Unterhalb besteht ein trikliner, oberhalb ein weniger geordneter hexagonaler Kristallitenaufbau, Abbildung 4.1. Dieser erste Phasenübergang bedingt eine Volumenzunahme von 1.2 %. Eine zweite Umwandlung der kristallinen Struktur geschieht bei 30°C , jedoch mit nur einem Zehntel der bei 19°C beobachteten Volumenzunahme. Bei einer Temperatur von 70°C und einem Druck von 450 MPa gibt es eine dritte Kristallitumwandlung [59].

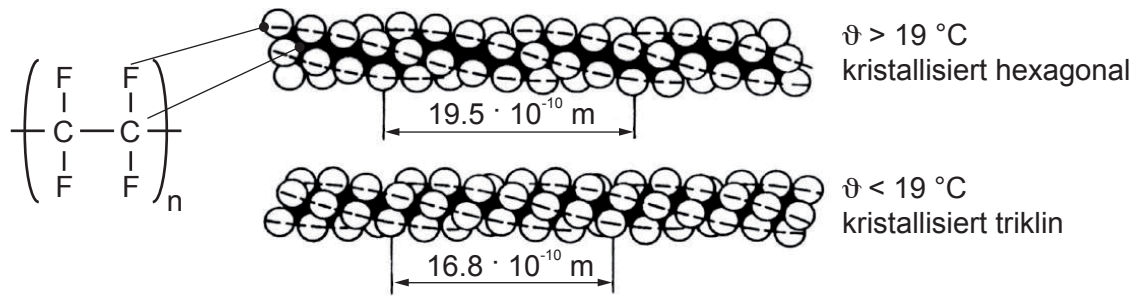


Abbildung 4.1: PTFE-Molekül [1]

In einem Temperaturbereich von 325 bis 340 °C wandelt sich das weiß-kristalline PTFE, mit einer reversiblen Volumenzunahme von 30 % in eine amorphe, transparente Substanz um. Formteile behalten ihre Form unter einem erheblichen Festigkeitsverlust bei. Das PTFE wird aber nicht flüssig. Im Tieftemperaturbereich behält PTFE seine Elastizität und versprödet selbst in flüssigem Helium bei -296 °C nicht.

Im üblichen Temperaturanwendungsbereich zeigt PTFE keinerlei thermische Alterung. Die im Vergleich zu anderen Thermoplasten relativ hohe Wärmedehnung lässt sich durch die Zugabe von Füllstoffen wie Graphit entsprechend ihrem Anteil verringern. Die spezifische Wärmekapazität und die Wärmeleitfähigkeit steigen dabei an. Die in der Literatur oft angegebene zulässige Dauereinsatztemperatur von bis zu 260 °C ist anwendungs- und belastungsunspezifisch. Dieser Wert ist damit für die Praxis unbrauchbar. Die starke Temperaturabhängigkeit der PTFE-Eigenschaften macht eine differenzierte Betrachtung der mechanischen Festigkeitskennwerte unter Berücksichtigung der Temperatur zwingend erforderlich.

Die herausragende chemische Beständigkeit ist laut Tietze [60] auf die sehr hohe Dissoziationsenergie der kovalenten Fluor-Kohlenstoff-Bindung von 504 kJ/mol und einer nahezu völligen Abschirmung der Kohlenstoffkette durch die Fluoratome zurückzuführen. Die intermolekularen Bindungskräfte zwischen den einzelnen linearen PTFE-Ketten sind dagegen nur sehr schwach ausgeprägt, was sich in einer vergleichsweise niedrigen mechanischen Festigkeit und Steifigkeit ausdrückt, Abbildung 4.2. Die Molekülketten werden parallel zur Gleitrichtung verschoben und bilden eine bandartige Struktur. Im Reibkontakt kann es daher leicht zu einem Materialübertrag auf den in der Regel härteren Gegenkörper kommen. Bei höheren Relativgeschwindigkeiten, wie sie in der Dichtungstechnik üblich sind, werden in der Regel größere Partikel herausgerissen. Diese Partikel haben eine flächenhafte bzw. folienartige Gestalt [2].

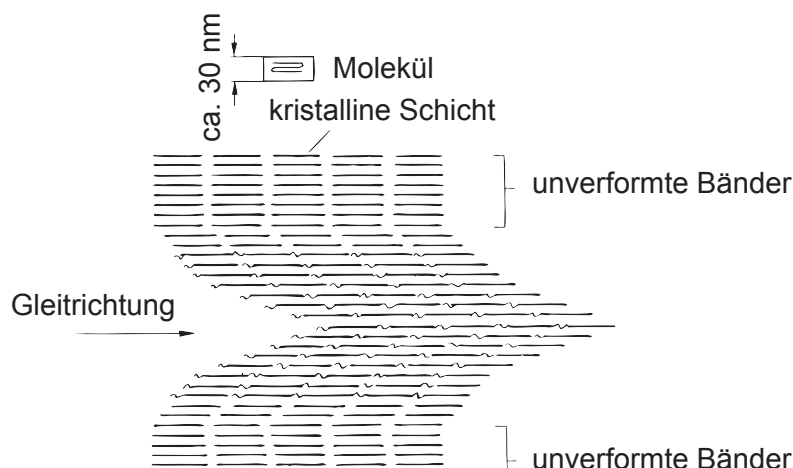


Abbildung 4.2: Verzerrte Molekülstruktur während des Gleitens [2]

Aufgrund seiner besonderen Eigenschaften wird Polytetrafluorethylen (PTFE) in der Dichtungstechnik immer dann eingesetzt, wenn elastomere Werkstoffe versagen. Die wesentlichen Vor- und Nachteile von PTFE gegenüber anderen Dichtungsmaterialien sind in Tabelle 4.1 dargestellt.

Vorteile	Nachteile
<ul style="list-style-type: none"> • Hohe chemische Beständigkeit • Hohe Temperaturbeständigkeit • Hervorragende Reibungseigenschaften • Kein Stick-Slip • Trocken-/ Notlaufeigenschaften 	<ul style="list-style-type: none"> • In höchstem Maße temperaturabhängiges Materialverhalten • Starke nicht lineare Spannungsrelaxation • Affinität zum Fließen • Geringe Druckfestigkeit • Ohne Verstärkungsstoffe geringe Verschleißfestigkeit

Tabelle 4.1: Vor- und Nachteile von PTFE

4.1.1 Herstellung und Verarbeitung

Oberhalb der Kristallitschmelztemperatur von 325 bis 340 °C hat PTFE noch immer eine vergleichsweise hohe Schmelzviskosität von 10^4 Pa·s. Zusätzlich ist das Polymerisat im amorphen Zustand sehr scherempfindlich und neigt zum Schmelzebruch. Eine Verarbeitung durch Extrusion oder Spritzgießen ist daher nicht möglich. Lediglich über einen Sinterprozess lassen sich mit spanenden Verfahren bearbeitbare Halbzeuge herstellen. Zuerst wird das pulverförmige Polymerisat bei 20 bis 30 K unterhalb der Kristallitschmelztemperatur zu einem

Vorformling verpresst. Die Erhöhung der Temperatur auf bis zu 380 °C bewirkt ein Zusammensintern der Polymerteilchen zu einer festen Gefügestruktur. Anschließendes Abkühlen der durchgesinterten Presslinge unter Beachtung genau definierter Bedingungen macht eine spätere spanende Bearbeitung möglich. Hydrostatische und -dynamische Strukturen können in einem nachgeschalteten Fertigungsprozess spanend oder prägend eingebracht werden.

Dem als Granulat vorliegenden reinen PTFE-Grundmaterial werden Füllstoffe wie kurze Glasfasern, Molybdändisulfid, Kohlefasern oder Graphit-Partikel beigemischt, wodurch eine gezielte Verbesserung spezieller thermo-mechanisch-tribologischer Eigenschaften erreicht wird. Der Füllstoffanteil liegt zwischen 5 % und 40 %, bezogen auf das Gesamtgewicht des Compounds. Je nach Füllstoff und Gewichtsanteil bewirken die Füllstoffe eine signifikante Erhöhung des Verschleißwiderstandes, eine Erhöhung des Widerstandes gegen Kriechen und Deformation bis zum Faktor 10, eine 3- bis 5-fache Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit, ein Herabsetzen der Wärmeausdehnung bis zum Faktor 5 und/ oder eine Beeinflussung der elektrischen Eigenschaften.

4.1.2 Thermo-mechanische Materialeigenschaften

Das Materialverhalten von reinem PTFE als auch von PTFE-Compound ist dehnungs-, zeit- und temperaturabhängig. Der Elastizitätsmodul ist die Steigung im elastischen Dehnungsbereich. PTFE-Materialien haben nur einen sehr kleinen elastischen Dehnungsbereich und zeigen im Vergleich zu Metallen im Zugversuch keine ausgeprägte Streckgrenze. Sie beginnen schon bei geringen Dehnungen $<1\%$ plastisch zu fließen [6, 28], Abbildung 4.3. Zwischen der Zeit beziehungsweise der Dehnrates und der Temperatur besteht ein Zusammenhang. Wird das Material mit einer höheren Dehnrates belastet verhält es sich gleich wie bei einer Erniedrigung der Temperatur und umgekehrt. Dieser Zusammenhang nennt sich Zeit-Temperatur-Äquivalenz-Prinzip.

Die Modellierung der thermo-viskoplastischen Effekte erfolgt über entsprechende Materialmodelle. Die kontinuumsmechanischen Grundlagen werden in [61] ausführlich dargestellt. Zur Charakterisierung von PTFE-Materialien eignen sich im Besonderen Relaxationsmessungen. Bei der Relaxationsmessung im Zugbereich wird ein Probenkörper auf eine bestimmte Maximaldehnung gelängt und die Dehnung im Anschluss für eine definierte Zeit konstant gehalten. Der Zustand direkt nach dem Längen ist ein Nichtgleichgewichtszustand, der durch Vorgänge auf der Molekülebene in der Phase der konstanten Dehnung einem Gleichgewichtszustand zustrebt. Die Relaxation ist abgeschlossen, wenn sich die Spannung σ im Rahmen der Messgenauigkeit nicht mehr ändert und einen Grenzwert erreicht hat. Die Steigung S geht dann entsprechend Gleichung 4.1 gegen null. Die Zeit zum Erreichen des Gleichgewichtszustandes wird als Relaxationszeit bezeichnet, Abbildung 4.4. Das Relaxationsverhalten ist

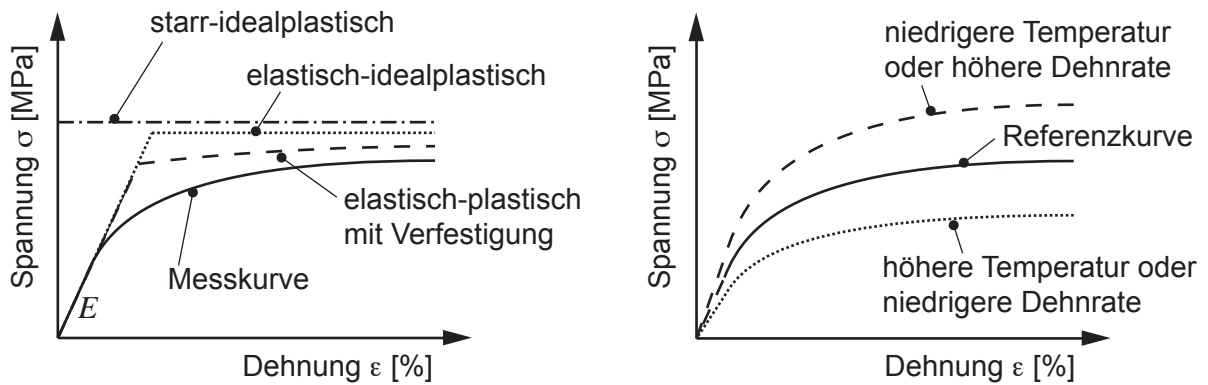


Abbildung 4.3: Spannungs-Dehnungs-Verhalten (links) und Zeit-Temperatur-Äquivalenz-Prinzip (rechts)

von der Temperatur abhängig. Je höher die Temperatur, desto kürzer ist die Relaxationszeit.

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \frac{\Delta\sigma}{\Delta t} = 0 \tag{4.1}$$

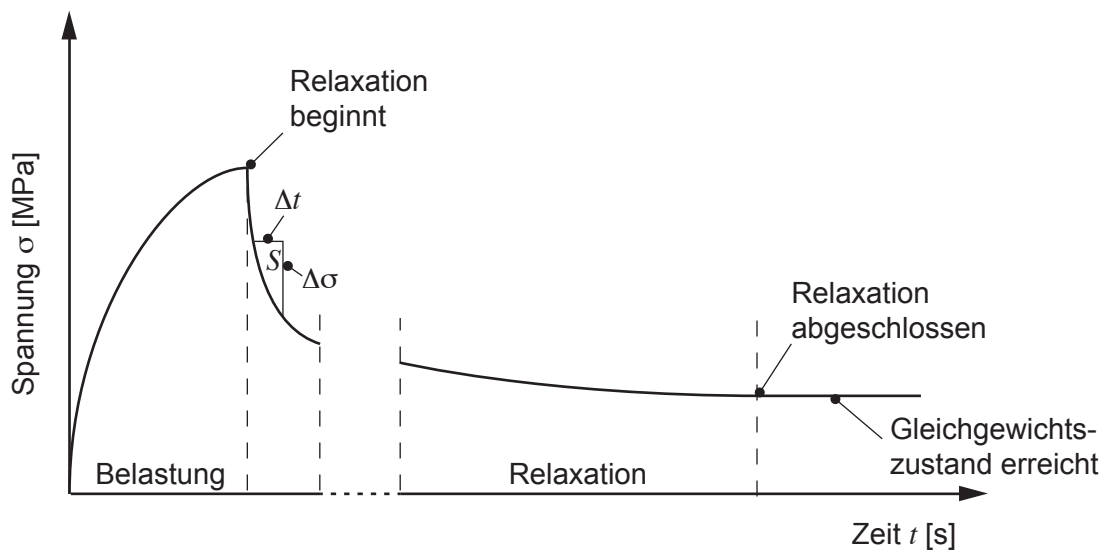


Abbildung 4.4: Zugversuch mit anschließender Relaxation

4.1.3 PTFE-Compound als Dichtringmaterial

Um den steigenden Anforderungen der Industrie nach immer höheren Leistungsdichten gerecht zu werden, steigt der Einsatz von PTFE basierten Dichtringmaterialien.

Wellendichtringe aus PTFE-Compound werden unter anderem zur Abdichtung von Welledurchtrittsstellen eingesetzt, Abbildung 4.5. Wellendichtringe lassen sich in klassische Manschettendichtringe und formgebend hergestellte Wellendichtringe unterteilen. Der klassische Manschettendichtring besteht aus einer Manschette, einem Stützring und einer Gummierung als Nebenabdichtung. Manschetten werden durch das Abstechen ebener Kreisringscheiben von einem rohrförmigen Halbzeug erzeugt. Durch das Aufschieben auf einen Kalibrierdorn wird die Dichtlippe plastisch verformt. Manschetten können eingeprägte oder eingeschnittene Strukturen aufweisen und werden am Stützring befestigt, Abschnitt 9.3. Mittels formgebender Pressverfahren lassen sich weitere Wellendichtring-Varianten mit komplexen Dichtlippengeometrien herstellen. Sie bestehen aus einem massiven PTFE-Compound Grundkörper mit Dichtlippe und Stützring. Auf die Gummierung als Nebenabdichtung kann hierbei oft verzichtet werden.

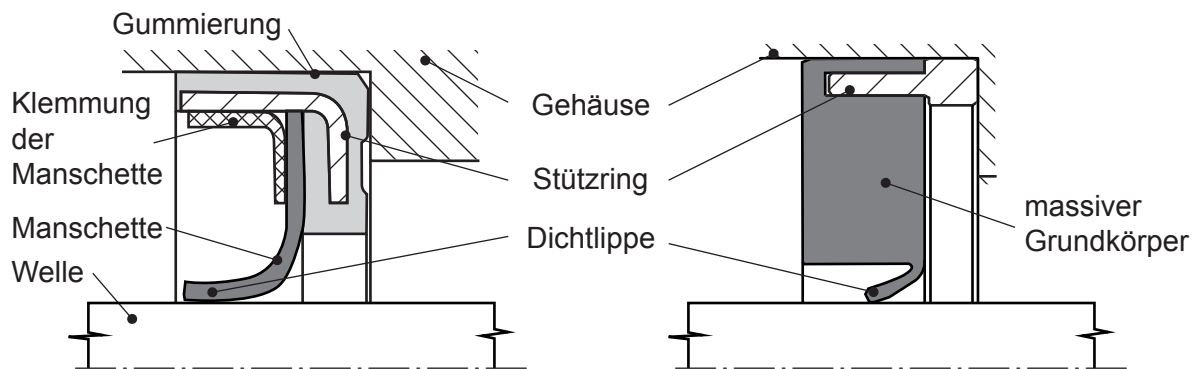


Abbildung 4.5: Klassischer Manschettendichtring (links), formgebend hergestellter Wellendichtring (rechts)

Wird ein Wellendichtring auf eine Welle aufgeschoben, weitet sich die Dichtlippe elastisch auf. Die daraus resultierende Flächenpressung verhindert maßgeblich die Leckage und wird vornehmlich von den in Umfangsrichtung wirkenden Zugspannungen hervorgerufen. Die Integration der Flächenpressung über dem Wellenumfang ergibt die Radialkraft. Sie ist im Gegensatz zu der zwischen Welle und Dichtring wirkenden Flächenpressung einfach messbar, Abschnitt 5.3.3. Die aus der Aufweitung des Wellendichtrings resultierende Radialkraft verringert sich in den ersten Stunden um ca. 50 % aufgrund der im Material einsetzenden Spannungsrelaxation, Abbildung 4.6. Nach der Demontage fällt die Radialkraft auf null. Beim Wiederaufschieben des Dichtrings auf die Welle tritt der Effekt der Spannungsrelaxation erneut, aber weniger stark ausgeprägt auf. Im Betrieb entsteht zwischen Dichtring und Welle Reibwärme. Die Temperatur steigt lokal im Reibkontakt und breitet sich durch Wärmeleitung und Konvektion aus, bis sich ein Gleichgewichtszustand ausgebildet hat. Dabei kommt es zu einem Wechselspiel aus den stark temperaturabhängigen Materialei-

genschaften, der aus diesen resultierenden Radialkraft und dem Verschleiß. Nachdem sich ein Gleichgewichtszustand eingestellt hat, resultiert der Radialkraftverlust allein aus dem Verschleiß. Die maximale Betriebsdauer kann daher als Zeitspanne definiert werden, bis die Radialkraft null ist oder einen bestimmten kritischen Betrag erreicht hat.

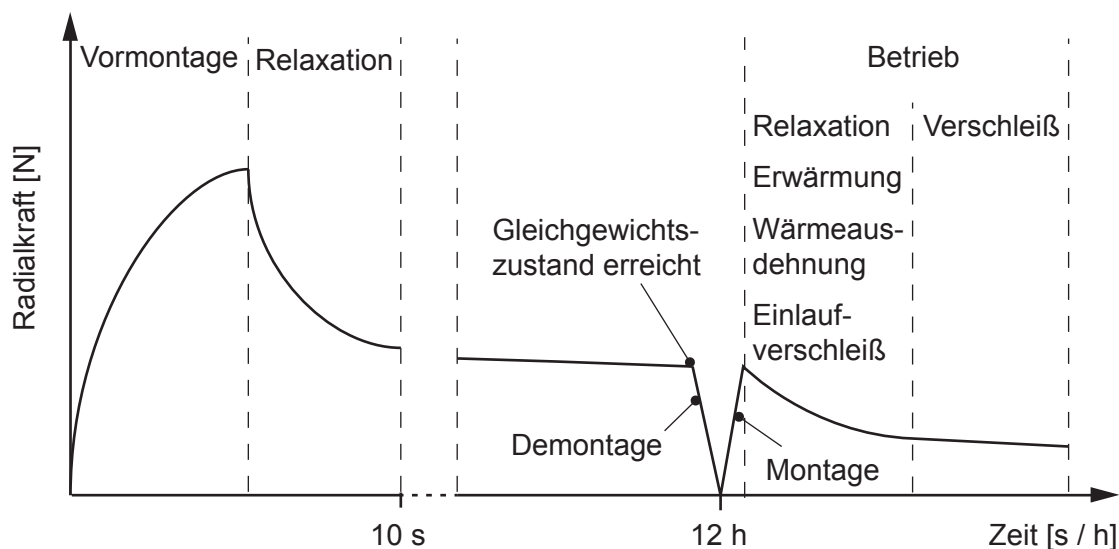


Abbildung 4.6: Radialkraft bei Vormontage, Montage und Betrieb

4.2 Tribologie

Der Begriff Tribologie (vom griechischen tribos = reiben) wird von Fleischer [31] in Anlehnung an die zurückgezogene Norm DIN 50 323-1 [62] definiert als "...Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen mit Relativbewegung". Grundsätzlich unterscheidet man im tribologischen Prozess Ursache und Wirkung, d.h. Reibungsmechanismen und den Verschleißprozess. Die Abstraktion einer Reibpaarung zur modellhaften Untersuchung der beteiligten Elemente und deren Wechselwirkungen, stellt das vereinfachte tribologische System nach DIN 50 323 [62] dar.

4.2.1 Tribologisches System

Das vereinfachte tribologische System nach DIN 50 323 [62] besteht aus einem Grundkörper, einem sich relativ dazu bewegenden Gegenkörper, einem Zwischenstoff und mind. einem Umgebungsfluid, Abbildung 4.7. Als Grundkörper wird in der Regel derjenige Körper bezeichnet, welcher den größten Verschleiß zeigt. Der Zwischenstoff kann je nach

Ausprägung entweder den Verschleiß mindern (Schmierung) oder erhöhen (Staub, harte Verschleißpartikel). Das Umgebungsfluid kann mit dem tribologischen System durch physikalisch-chemische Reaktionen direkt (Oxidation an Luft) oder indirekt (Reaktion in Kombination mit zum Beispiel dem Zwischenstoff) wechselwirken. Neben den Komponenten des tribologischen Systems spielt das Belastungskollektiv eine entscheidende Rolle da es die Energieeinbringung in das System bestimmt. Das Belastungskollektiv setzt sich aus der Relativbewegung, der Flächenpressung und den vorherrschenden Temperaturen zusammen. Bei der Berührfläche unterscheidet man die scheinbare Kontaktfläche A_s , die Konturkontaktfläche A_c und die wahre Kontaktfläche A_w . Die scheinbare Kontaktfläche bezieht sich auf die makroskopische Gestalt, während die Konturkontaktfläche die Welligkeit und die wahre Kontaktfläche die Rauheit berücksichtigt. Die Wechselwirkungen zwischen den Komponenten des tribologischen Systems sind komplex, sodass sich die Verschleißvorgänge nicht mehr mit den einzelnen Materialeigenschaften der beteiligten Komponenten erklären lassen. Ein vielversprechender Ansatz ist dann die Betrachtung des Gesamtsystems.

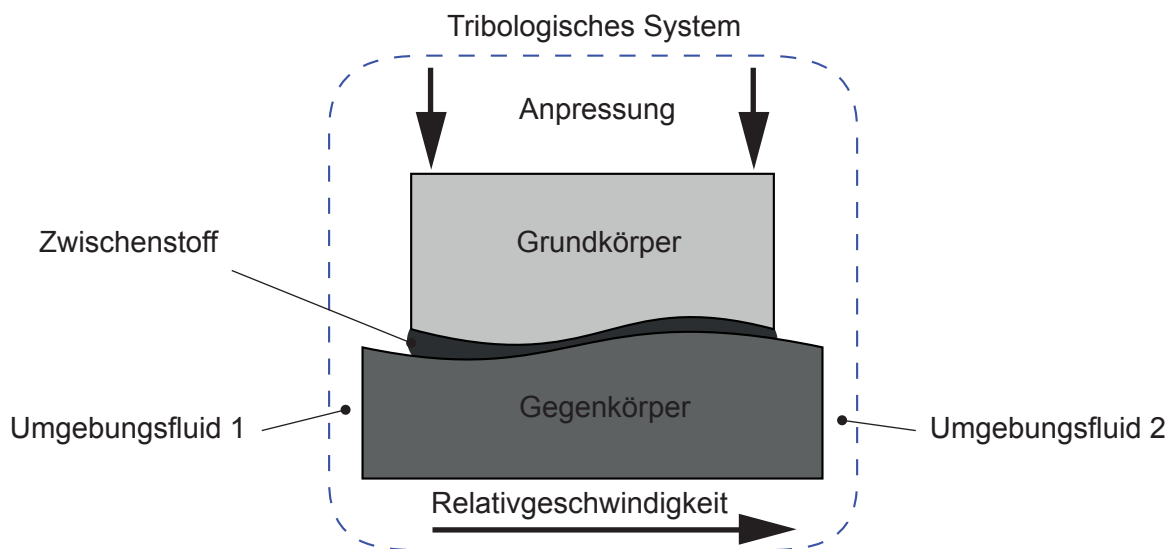


Abbildung 4.7: Tribologisches System [3]

4.2.2 Reibung

Eine grundsätzliche Definition der Reibung wird von Fleischer [31] gegeben: "Verlust an mechanischer Energie beim Ablaufen, Beginnen oder Beenden einer Relativbewegung sich berührender Stoffbereiche". Prinzipiell wird zwischen Reibungsarten und Reibungszuständen unterschieden. Zu den Reibungsarten gehören die Haftreibung, die Gleitreibung und die Rollreibung. In DIN 50 323 [62] werden die Reibungszustände entsprechend dem Aggre-

gatzustand der beteiligten Stoffbereiche als Festkörperreibung, Flüssigkeitsreibung und Gasreibung definiert. Definitionsgemäß sind alle Mischformen dieser Reibungszustände wie beispielsweise die Mischreibung aus Festkörper- und Flüssigkeitsreibung möglich.

Bei der Festkörperreibung kommt es zu elastischer und plastischer Deformation, zu Mikrobrüchen, zu chemischen Reaktionen bis hin zur Partikelübertragung. Zur Beschreibung dieser Vorgänge bei trockener Reibung wird meist der simple Zusammenhang zwischen Reibkraft F_R und Anpresskraft in Normalenrichtung F_N von Coulomb [58] verwendet. Die Proportionalitätskonstante ist die Reibungszahl μ .

$$F_R = \mu \cdot F_N \quad (4.2)$$

Der Zusammenhang aus Gleichung 4.2 gilt sowohl für Haftreibung als auch für Gleitreibung. Die Reibungszahl μ ist jedoch nicht konstant, sondern von Parametern wie den Oberflächeneigenschaften der Grund- und Gegenkörper, dem Zwischenstoff und den Betriebsbedingungen abhängig. Sie ist daher kein Materialkennwert, sondern charakterisiert die Reibpaarung unter den gegebenen Betriebsbedingungen.

Um die Reibung zu vermindern, werden seit Jahrtausenden Schmiermittel als Zwischenstoff eingesetzt [58]. Diese haften an den Reibflächen und trennen die Reibpartner teilweise oder vollständig voneinander. Der Verlauf der Reibungszahl über der Relativgeschwindigkeit bei der Anwesenheit eines Schmiermittels wird durch die Stribeck-Kurve beschrieben [13]. Im Stribeck-Diagramm wird die Reibungszahl in Abhängigkeit von der Relativgeschwindigkeit der Reibflächen dargestellt, Abbildung 4.8. Befinden sich beide Körper in Ruhe, so liegt Festkörperreibung vor. Befindet sich in den Kavitäten der Kontaktfläche ein Schmiermittel, und werden die Reibflächen nun relativ zu einander bewegt, wird das Schmiermittel teilweise mitgeschleppt und lässt die Gleitflächen etwas von einander abheben. In diesem Zustand berühren sich die Reibpartner nicht mehr vollständig. Es kommen lediglich größere Rauheitserhebungen in Kontakt, sodass die Reibungszahl sinkt. Dieser Reibungszustand wird Mischreibung genannt. Erhöht man die Relativgeschwindigkeit weiter, so fällt die Reibung auf ein Minimum, welches Ausklinkpunkt genannt wird. An dieser Stelle liegt erstmalig vollständige hydrodynamische Trennung der Reibflächen vor. Das anschließende Gebiet wird als Flüssigkeitsreibung bezeichnet, da die Schmierfilmdicke größer als die Rauheitserhebungen ist und folglich kein Festkörperkontakt mehr auftritt. Die wieder ansteigende Reibung bei Geschwindigkeitserhöhung liegt an der zunehmenden inneren Reibung in der Flüssigkeit.

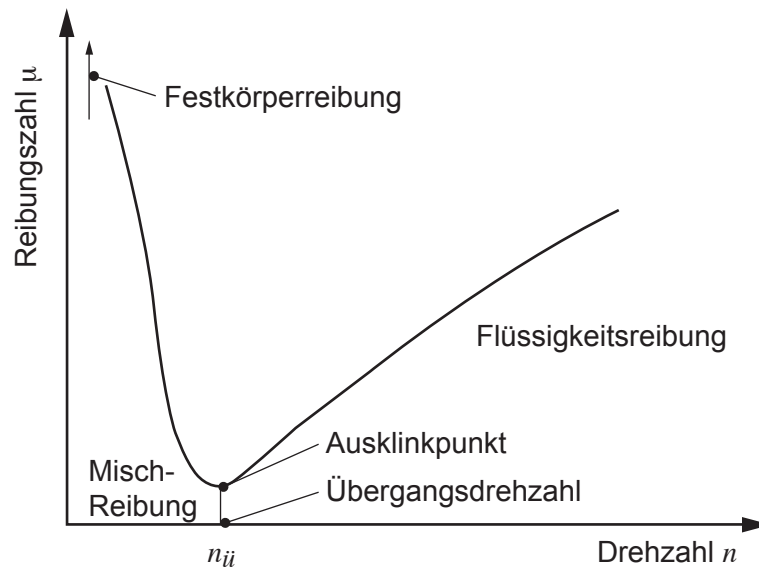


Abbildung 4.8: Stribeck-Kurve [4]

4.2.3 Verschleiß

Fleischer [31] definiert den Verschleiß als "infolge Reibung eintretender bleibender Form-, Größen-, und/ oder Stoffänderung, der die Oberfläche von Festkörpern bildenden Stoffbereichen". Der Neuzustand eines tribologischen Systems bleibt in der Regel nicht erhalten. Im Kontaktbereich zwischen dem Grundkörper und dem Gegenkörper kommt es zum Verschleiß. Die Ausprägung des Verschleißes ist dabei abhängig von den Kräften und Energien die im tribologischen Kontakt übertragen und umgewandelt werden. Die in der Dichtungstechnik relevanten Verschleißmechanismen sind der adhäsive, abrasive, erosive und der Ermüdungverschleiß.

Beim adhäsiven Verschleiß wirken zwischen den tribologischen Kontaktstellen im statischen als auch im dynamischen Fall Haftkräfte, Abbildung 4.9, links. Diese müssen bei einer Relativbewegung aufgebracht beziehungsweise gelöst werden. Während des Gleitprozesses stellt sich dann ein Gleichgewicht zwischen entstehenden und sich lösenden Kontaktstellen ein. Beim abrasiven Verschleiß kommt es infolge Mangelschmierung oder Trockenlaufs an den Kontaktstellen zu sehr hohen Energiedichten. Überschreitet die eingebrachte Energie die vom System lokal ertragbare Energiedichte, weil sie beispielsweise nicht schnell genug abgeführt werden kann, kommt es zum Herauslösen von Materialpartikeln, Abbildung 4.9, mitte. Aus der Gleitoberfläche herausgelöste Partikel verlassen den Reibkontakt nicht sofort, sondern werden noch einige Zeit im tribologischen Kontakt mitgeschleppt. Die mitgeschleppten Partikel können dann zum Materialabtrag an Grund- und Gegenkörper führen. Dies wird als erosiver Verschleiß bezeichnet. Die Partikel übertragen ihre kinetische Energie auf die Reibkörper und schädigen dessen Oberfläche, Abbildung 4.9, rechts. Erosiver Verschleiß

ist in gewisser Weise auch eine Form des Ermüdungsverschleißes, bei dem der Verschleiß nicht sofort bei der ersten Kontaktierung, sondern erst nach einer endlichen Anzahl an Kontaktierungen in Form einer Schadensakkumulation auftritt.

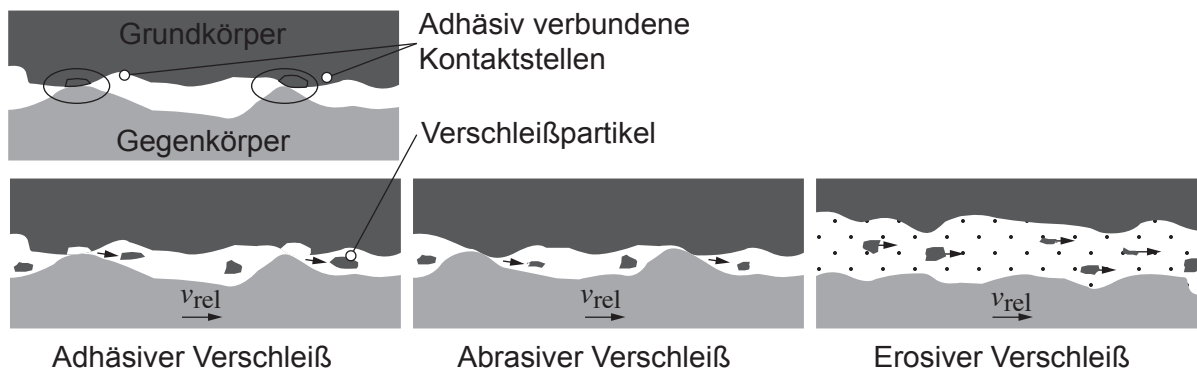


Abbildung 4.9: Adhäsiver (links), abrasiver (mitte), erosiver Verschleiß (rechts)

Der qualitative Verschleißverlauf ist in Abbildung 4.10 (links) allgemein dargestellt. Der erste Bereich I wird als Einlaufbereich bezeichnet, da sich der Grund- und Gegenkörper in diesem Bereich aufeinander einstellen. Im zweiten Bereich II herrschen konstante Verschleißbedingungen mit einer daraus resultierenden konstanten Verschleißrate. Im Bereich III steigt die Verschleißrate sehr schnell bis zum Versagen an.

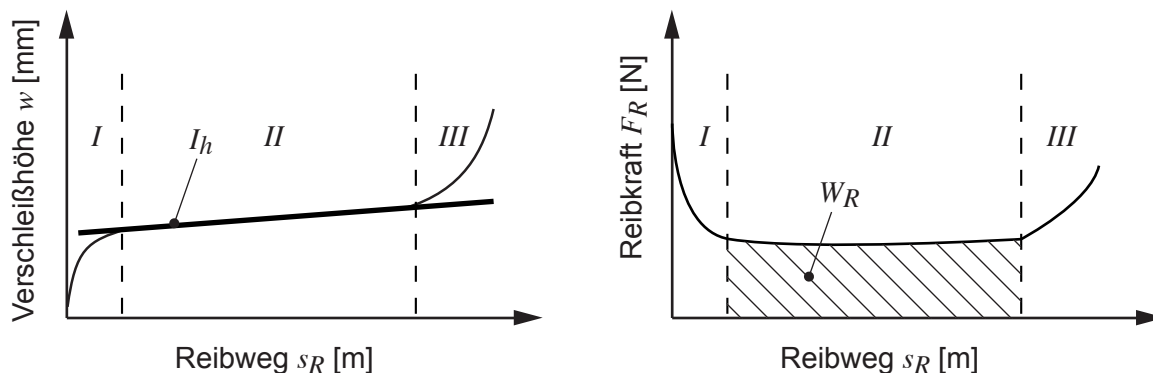


Abbildung 4.10: Grafische Darstellung der Verschleißgrundgleichung 4.23 aus [5]

Die quantitative Beschreibung von Reibungs- und Verschleißvorgängen mit tribologischen Kenngrößen erfolgt in der Regel nur im Bereich II. Maßzahlen für den Verschleiß werden als Verschleißbeträge in unterschiedlichen Dimensionen angegeben. Am Beispiel des Ring-Scheibe-Tribometers sind die Höhenänderung der Triboprobe, als auch seine Volumenabnahme möglich, Abschnitt 5.2.1. Das Verschleißvolumen V_V stellt hierbei allerdings eine indirekte Messgröße dar, welche in der Regel unter der Annahme einer konstant bleibenden

scheinbaren Kontaktfläche berechnet wird. Direkt zugänglich ist hingegen die Verschleißhöhe w . Entsprechend Gleichung 4.3 bezieht sich die Verschleißrate \dot{w} auf die Zeit t , während sich die lineare Verschleißintensität I_h entsprechend Gleichung 4.4 auf den zurückgelegten Reibweg s_R bezieht. Entsprechend Abbildung 4.10 stellt die lineare Verschleißintensität die Steigung im Verschleißhöhe-Reibweg-Diagramm im Bereich mit konstanter Verschleißrate dar. Der korrespondierende Reibkraftverlauf ist in Abbildung 4.10 (rechts) dargestellt und zeigt im Bereich II ein Reibkraftminimum. Das Integral der Reibkraft F_R über dem Reibweg s_R ist die Reibungsarbeit W_R .

$$\dot{w} = \frac{w}{t} \quad (4.3)$$

$$I_h = \frac{w}{s_R} \quad (4.4)$$

Als Verschleißreferenzgröße wird standardmäßig der Verschleißkoeffizient k nach Archard verwendet [4]. Das Verschleißvolumen V_V pro Reibweg s_R wird durch die Normalkraft F_N dividiert und ergibt damit eine auf die Belastung normierte Verschleißrate k , Gleichung 4.5. Archard [63] multipliziert k zusätzlich mit der Universalhärte HU bei Raumtemperatur des weicheren Reibkörpers, sodass die dimensionslose Größe K entsteht, Gleichung 4.6.

$$k = \frac{V_V}{F_N \cdot s_R} \quad (4.5)$$

$$K = k \cdot HU \quad (4.6)$$

Die Universalhärte HU ist der Quotient aus der zum Eindringen des Eindringkörpers in den Probenkörper notwendigen Kraft F_{\max} und der dadurch erzeugten wahren Kontaktfläche A_{HU} , Gleichung 4.7. Für metallische Werkstoffe und Beschichtungen ist die Universalhärte in DIN 50 359-1 [64] genormt. Diese Normen können nicht direkt auf Kunststoffe angewendet werden, da sich Kunststoffe in der Regel zeitabhängig und schon bei geringen Dehnungen plastisch verhalten. Die Prüfung von Kunststoffen wird in VDI/VDE 2 616 Blatt 2 [65] beschrieben. Die Universalhärte gibt einen Anhaltswert, ist aber aus oben genannten Gründen nicht zur Charakterisierung von Kunststoffen geeignet.

$$HU = \frac{F_{\max}}{A_{HU}} \quad (4.7)$$

Einsetzen von Gleichung 4.6 in Gleichung 4.5 und umstellen nach V_V ergibt das Verschleißgesetz von Archard, Gleichung 4.8.

$$V_V = K \cdot \frac{F_N \cdot s_R}{HU} \quad (4.8)$$

Eine Verallgemeinerung von Gleichung 4.8 stellte die Bayer'sche Exponential-Form [43] dar, Gleichung 4.9. Für $m = 1$ und $n = 1$ ergibt sich wieder Archard's Verschleißgesetz.

$$\dot{V}_V = k \cdot F_N^m \cdot v_{\text{rel}}^m \quad (4.9)$$

Aussagen zum viskoelastisch-plastischen Verhalten lassen sich nur mit einer instrumentierten Härteprüfung treffen. Diese ist in der DIN EN ISO 14 577-1 [66] standardisiert. Sie enthält ein Prüfverfahren zur kontinuierlichen Aufzeichnung und Auswertung der Probenbelastung und Probenentlastung. Die aufgezeichnete Kurve erlaubt neben dem Härtewert bei maximaler Prüfkraft die Berechnung weiterer Kennwerte aus dem Kurvenverlauf. Dazu gehört unter anderem die Berechnung der elastischen und plastischen Anteile der Verformungsarbeit. Die Methoden hierzu werden in den Abschnitten 5.1.5 und 5.1.6 ausführlich beschrieben.

4.2.4 Energetische Betrachtung

In der Praxis lassen sich die Reibkraftanteile nur bedingt separieren. Daher erscheint bei einer tribologischen Prozessbetrachtung im Gegensatz zur oft verwendeten Vorstellung eines Kraftschlusses die Vorstellung eines Energieschlusses der Reibpaarung sinnvoll. Nach Newton's *actio = reactio* entstehen bei Festkörperreibung gleichgroße, aber entgegengesetzte Reibungskräfte F_R . Aus Sicht der Reibungsarbeit W_R liegt allerdings kein Zwang zur gleichgroßen Aufteilung auf beide Reibkörper vor. Wie in Abschnitt 4.2.2 dargestellt, unterscheiden sich die Reibungsanteile entsprechend der Formgebung, der Verformungs- bzw. Materialeigenschaften der beteiligten Stoffbereiche [5].

Ausgangspunkt für die energetische Betrachtung des Verschleißprozesses bildet der erste Hauptsatz der Thermodynamik für offene Systeme [3], Abbildung 4.11. Am System verrichtete Arbeit ist positiv definiert. Die Energieeinbringung erfolgt ausschließlich über die Reibungsarbeit W_R . Die Wärmemenge Q und die Enthalpiemenge ΔH verlassen das System und sind damit negativ anzusetzen, Gleichung 4.10. ΔU ist die Änderung der inneren Energie U .

$$\Delta U = -\Delta H - Q + W_R \quad (4.10)$$

Gleichung 4.11 stellt eine allgemeine Gleichung zur Ermittlung der Reibungsarbeit W_R dar und berücksichtigt die zeitliche Varianz der einzelnen Faktoren μ , F_N und v_{rel} . Der Reibungskoeffizient μ wird als zeitabhängige Variable geführt, da nicht erwartet werden kann, dass immer die gleichen Reibbedingungen vorherrschen. Die Abhängigkeiten der Variablen untereinander sind in Gleichung 4.11 der Einfachheit halber nicht dargestellt.

$$W_R = \int_{t_0}^{t_1} \mu(t) \cdot F_N(t) \cdot v_{\text{rel}}(t) dt. \quad (4.11)$$

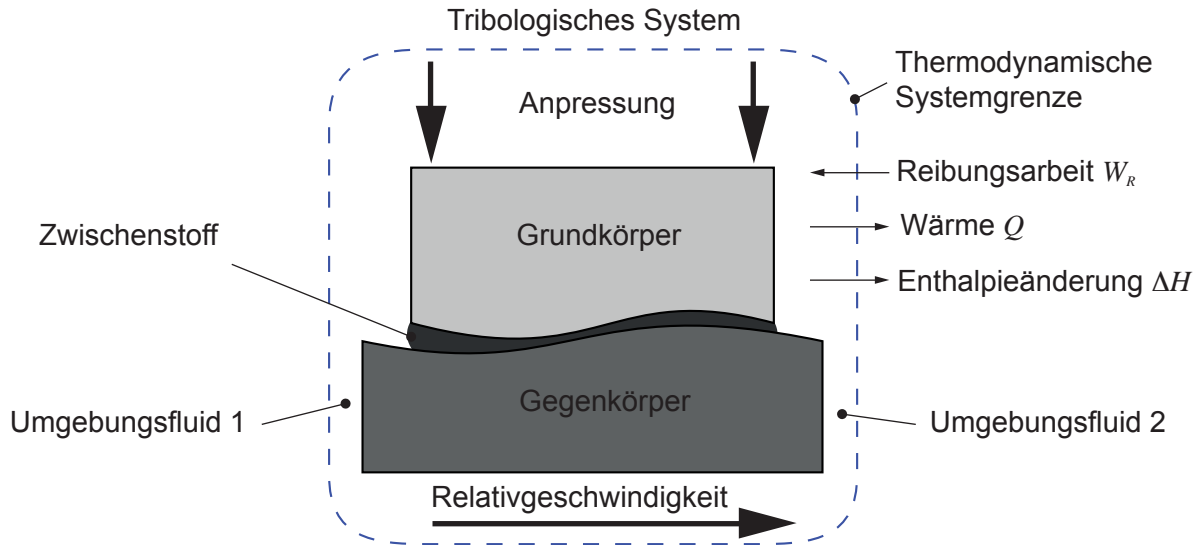


Abbildung 4.11: Thermodynamische Betrachtung eines tribologischen Systems [3]

Die Reibungsarbeit W_R in Gleichung 4.10 kann nach ihrer Wirkung im thermodynamischen System in Anlehnung an [35] aufgeteilt werden, Gleichung 4.12. Ein Anteil ist die bei der Reibung dissipierte Wärmemenge Q_{diss} , der andere die für den Verschleiß verantwortliche dissipierte mechanische Arbeit W_{diss} . Die dissipierte Wärmemenge verlässt das thermodynamische System teilweise mit der Wärmemenge Q , während ein anderer Teil die innere Energie sowie den Enthalpiestrom ändert. Im stationären Zustand, ist die Änderung der inneren Energie gleich Null $\Delta U = 0$, die Enthalpieänderung gleich der dissipierten mechanischen Arbeit $\Delta H = W_{\text{diss}}$ und die abgegebene Wärmemenge gleich der dissipierten Wärmemenge $Q = Q_{\text{diss}}$.

$$W_R = Q_{\text{diss}} + W_{\text{diss}} \quad (4.12)$$

Die Enthalpieänderung ΔH in Gleichung 4.10 stellt die Energiemenge dar, die das thermodynamische System als Verschleiß verlässt. Diese ist über die massespezifische Enthalpie h_m der Verschleißpartikel und die Verschleißmasse bestimmbar.

$$\Delta H = \Delta m \cdot h_m \quad (4.13)$$

Die Verschleißmasse Δm in Gleichung 4.13 kann durch die Dichte und das Verschleißvolumen aus Gleichung 4.14 ausgedrückt werden, sodass sich Gleichung 4.15 ergibt.

$$\Delta m = \rho \cdot V_V \quad (4.14)$$

$$\Delta H = \rho \cdot V_V \cdot h_m \quad (4.15)$$

Unter Berücksichtigung der Gleichungen 4.10 und 4.13 ist eine allgemein gültige Formulierung des Verschleißprozesses auf energetischer Basis möglich, bei der der Verschleiß von seinem Mechanismus unabhängig ist. Je größer die Reibungsarbeit und je kleiner der Zuwachs der inneren Energie sowie die abgegebenen Wärmemenge ist, desto größer ist die Verschleißmasse.

$$\Delta m = \frac{-\Delta U - Q + W_R}{h_m} \quad (4.16)$$

Unter der Annahme, dass immer Verschleiß auftritt und somit $\Delta m > 0$ gilt, lässt sich aus Gleichung 4.16 eine Ungleichung ableiten. Gleichung 4.17 bezeichnet man auch als "Grundgesetz des tribologischen Verschleißes" [35].

$$W_R > \Delta U + Q \quad (4.17)$$

Im Mittelpunkt der energetischen Theorie von Fleischer [5, 31] steht der Begriff der Reibungsenergiedichte e_R . Sie stellt den Zusammenhang zwischen der Reibungsarbeit W_R und dem Verschleißvolumen V_V her. Fleischer geht davon aus, dass zur Erzeugung einer Relativbewegung zwischen dem Reibkörper 1 und Reibkörper 2 eine gewisse Energiedichte notwendig ist. Diese Energiedichte kommt zustande, wenn ein Energieimpuls infolge der Kontaktierung von Rauheitserhebungen in das Reibvolumen V_R übertragen wird. Für den Fall, dass die so entstandene Energiedichte geringer als ein vom tribologischen System abhängiger Schwellwert ist, werden die Rauheitserhebungen elastisch deformiert. Die übertragene Energie wird beispielsweise über Molekülschwingungen dissipiert, wodurch sich die Reibkörper erwärmen. Die Rauheitserhebungen werden plastisch verformt, sobald die vorliegende Energiedichte nach einer Kontaktierung der beiden Reibkörper, diesen tribosystemabhängigen Schwellenwert überschreitet. Die mit dem Energieimpuls übertragene Energie wird jedoch nicht vollständig gespeichert, sondern wird teilweise über verschiedene Mechanismen dissipiert. Die plastische Deformation führt zu Defekten in der Atom-/Molekülanordnung, was einer irreversiblen Energiespeicherung in der Molekülstruktur entspricht. Fleischer spricht in diesem Zusammenhang auch von einer Energieakkumulation oder Schadensakkumulation [5]. Bei einem stationären Reibungsprozess gilt für die Reibenergiedichte e_R

$$e_R = \frac{W_R}{V_R}. \quad (4.18)$$

Zur Bestimmung der Reibungsenergiedichte e_R muss neben der Reibungsarbeit W_R , das am Reibungsprozess beteiligte Reibungsvolumen V_R bekannt sein. Dessen Ermittlung ist jedoch weder analytisch noch experimentell sicher möglich ist. Fleischer führt daher den Begriff der scheinbaren Reibungsenergiedichte e_R^* ein und bezieht die Reibungsarbeit auf das experimentell leicht zugängliche Verschleißvolumen V_V , Gleichung 4.19. Sie gibt an, welche Energiemenge zur Erzeugung des Verschleißvolumen V_V notwendig ist, Gleichung 4.20.

Die Verteilung der Energie im Verschleißvolumen muss allerdings nicht homogen sein. Die Einheit der scheinbaren Reibungsenergiedichte ist $\text{J} \cdot \text{mm}^{-3}$. Dies entspricht 10^3 MPa. Der Zusammenhang zwischen der Reibungsenergiedichte e_R und der scheinbaren Reibungsenergiedichte e_R^* wird über die Verschleißzahl ν_V gegeben.

$$e_R^* = \frac{W_R}{V_V} \quad (4.19)$$

$$V_V = w \cdot A_s \quad (4.20)$$

$$\nu_V = \frac{V_V}{V_R} = \frac{e_R}{e_R^*} \quad (4.21)$$

Durch Einsetzen von Gleichung 4.19 in Gleichung 4.11 und Integration ergibt sich Gleichung 4.22. Der Quotient aus Reibkraft F_R und scheinbaren Kontaktfläche A_s ist die Reibungsschubspannung τ_R .

$$e_R^* = \frac{F_R}{A_s} \cdot \frac{s_R}{w} \quad (4.22)$$

In der von Fleischer [5] benannten Verschleißgrundgleichung 4.23 ist die scheinbare Reibungsenergiedichte e_R^* die Proportionalitätskonstante zwischen der Reibungsschubspannung τ_R und der linearen Verschleißintensität I_h [5].

$$\tau_R = e_R^* \cdot I_h \quad (4.23)$$

Die Verschleißgrundgleichung ist in Abbildung 4.12 dargestellt. Sie visualisiert den Zusammenhang zwischen der linearen Verschleißintensität, der scheinbaren Reibungsenergiedichte und der Reibungsschubspannung. Fleischer unterscheidet in [5] zwischen fünf unterschiedlichen Reibungs- und Verschleißzuständen, Tabelle 4.2. Die Unterscheidung erfolgt nach dem wirksamen Mechanismus, welcher bei der Energieübertragung durch eine Kontaktierung zur Deformation des Reibkörpers führt, Tabelle 4.2.

Im Zustand der Flüssigkeitsreibung 0 spricht man auch vom Nullverschleißzustand, da die lineare Verschleißintensität sehr geringe Werte annimmt. Als Nullverschleiß betrachtet man lineare Verschleißintensitäten von weniger als $I_h = 10^{-13}$. Dies ist gleichbedeutend mit einer Verschleißhöhe von weniger als $0.1 \mu\text{m}$ bei einem Reibweg von 1000 km. Das andere Extrem des Reibungszustandes ist die Festkörperreibung 4 mit trennender Deformation und Scherung. Hierbei werden lineare Verschleißintensitäten bis in den Bereich von $I_h = 10^{-3}$ festgestellt. Dies entspricht einem Materialabtrag von 1 mm bei einem Reibweg von 1 m. Dazwischen liegen die Bereiche der Quasi-Flüssigkeitsreibung 1, der Mischreibung 2 und der Festkörperreibung mit elastischer und plastischer Deformation und Scherung 3.

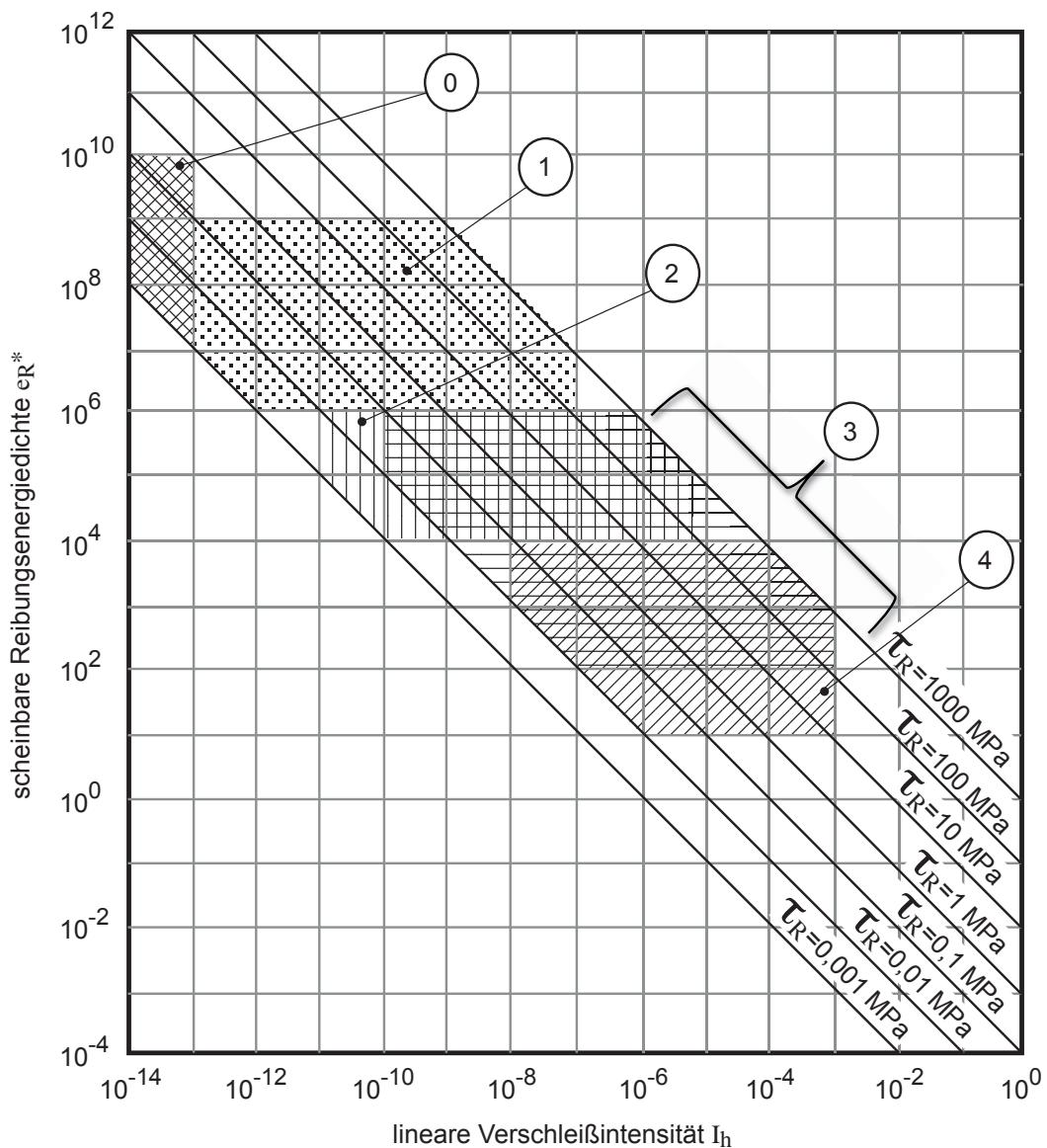


Abbildung 4.12: Grafische Darstellung der Gleichung 4.23 aus [5]

Tabelle 4.2: Reibungs- und Verschleißzustände [5]

Nr.	Reibungszustand	Verschleißzustand	Betriebsparameter		
			e_R^* [Jmm ⁻³]	τ_R [MPa]	I_h [-]
0	Flüssigkeitsreibung (rheologische Deformation + Scherung)	Null-Verschleiß	$10^{10} \dots 10^7$	$10^0 \dots 10^{-3}$	$< 10^{-13}$
1	Quasi Flüssigkeitsreibung (Mischreibung mit rheologischer + elastischer Deformation + Scherung)	Abtrag-Verschleiß Stufe 1	$10^9 \dots 10^6$	$10^3 \dots 10^{-3}$	$10^{-13} \dots 10^{-7}$
2	Mischreibung (rheologische und plastische Deformation + Scherung)	Abtrag-Verschleiß Stufe 2	$10^6 \dots 10^4$	$10^3 \dots 10^{-3}$	$10^{-11} \dots 10^{-5}$
3	Festkörperreibung (elastische und plastische Deformation + Scherung)	Abtrag-Verschleiß Stufe 3	$10^6 \dots 10^2$	$10^3 \dots 10^{-2}$	$10^{-10} \dots 10^{-3}$
4	Festkörperreibung (trennende Deformation + Scherung)	Abtrag-Verschleiß Stufe 4	$10^4 \dots 10^1$	$10^3 \dots 10^{-2}$	$10^{-8} \dots 10^{-3}$

4.3 Numerische Simulation in der Dichtungstechnik

Die Simulation spielt in der Dichtungstechnik eine zunehmend wichtigere Rolle. Als numerische Methode hat sich vor allem die Finite-Elemente-Methode zur Analyse, Bewertung und Auslegung von Wellendichtringen bewährt. Sie lässt sich bezüglich ihrem Zweck und ihrer Komplexität entsprechend Tabelle 4.3 einteilen. Den einfachsten Fall stellt eine reine Verformungssimulation eines Bauteils dar. Das Bauteil, beispielsweise ein Wellendichtring, wird über Einspannungs-Randbedingungen fixiert und mit äußeren Lasten beaufschlagt. Das Ergebnis sind die Verformungen und die inneren Spannungen. Bei der Montagesimulation handelt es sich in der Regel immer um eine Baugruppensimulation. Kontakt-Randbedingungen zwischen den Bauteilen ergänzen die Einspannungs-Randbedingungen und wirken beim Kontakt wie äußere Lasten. Die Ergebnisse sind die Verformung, die Kontaktfläche und -kraft. Die Mikrostruktursimulation integriert zusätzlich die Inhomogenität des Materials ins Modell. Es ist damit möglich den Einfluss der Füllstoffe auf

das Spannungs-Dehnungsverhalten und die Ausbildung der Kontaktsituation detailliert zu untersuchen. Die Verschleißsimulation verbindet alle bisher genannten Simulationsarten und erweitert diese um die Volumenreduktion im Kontaktbereich in Abhängigkeit von den aufgebracht Lasten. Das Ergebnis ist die veränderte Geometrie infolge Verschleiß.

Nr.	Art	Ergebnis
1	Verformungssimulation	Verformungen, Spannungen
2	Montagesimulation	Ergebnisse aus 1 + Kontaktfläche / -kraft
3	Mikrostruktursimulation	Ergebnisse aus 1 + 2 + Materialinhomogenität
4	Verschleißsimulation	Ergebnisse aus 1 + 2 + 3 + Geometrieveränderung infolge Verschleiß

Tabelle 4.3: Simulationsarten in der Dichtungstechnik

4.3.1 Montagesimulation

Montagesimulationen zwischen zwei Bauteilen wie einem Wellendichtring und einer Welle sind Standard. Hierbei ist eine axialsymmetrische Modellierung von Vorteil, da sie die numerische Konvergenz und Effizienz signifikant verbessert. Die Vernetzung der Geometrie bezeichnet den Prozess, ein begrenztes Gebiet in kleinere diskrete Elemente zu unterteilen. Rand- und Anfangsbedingungen werden entsprechend ihrem Auftreten in Lastfällen definiert. Die Materialeigenschaften werden über die Spannungs-Dehnungs-Beziehung als Materialmodell abgebildet.

Der undeformierte Wellendichtring wird über Randbedingungen entsprechend seiner realen Einbausituation fixiert. Die Montage erfolgt durch Einschieben der Welle. Das Ergebnis der Montagesimulation sind die Verformungen, die inneren Spannungen und die sich zwischen dem Dichtring und der Welle einstellende Flächenpressung. Die Flächenpressung ist der Quotient aus der Knotenkraft F_K am Kontaktknoten und der Kontaktfläche, Abbildung 4.13. Die Kontaktfläche berechnet sich über die Kontaktknotenabstände und die Modelldicke. Aufgrund der großen Steifigkeitsunterschiede zwischen Welle und Dichtring wird nur der Dichtring deformierbar, die Welle hingegen ideal starr modelliert.

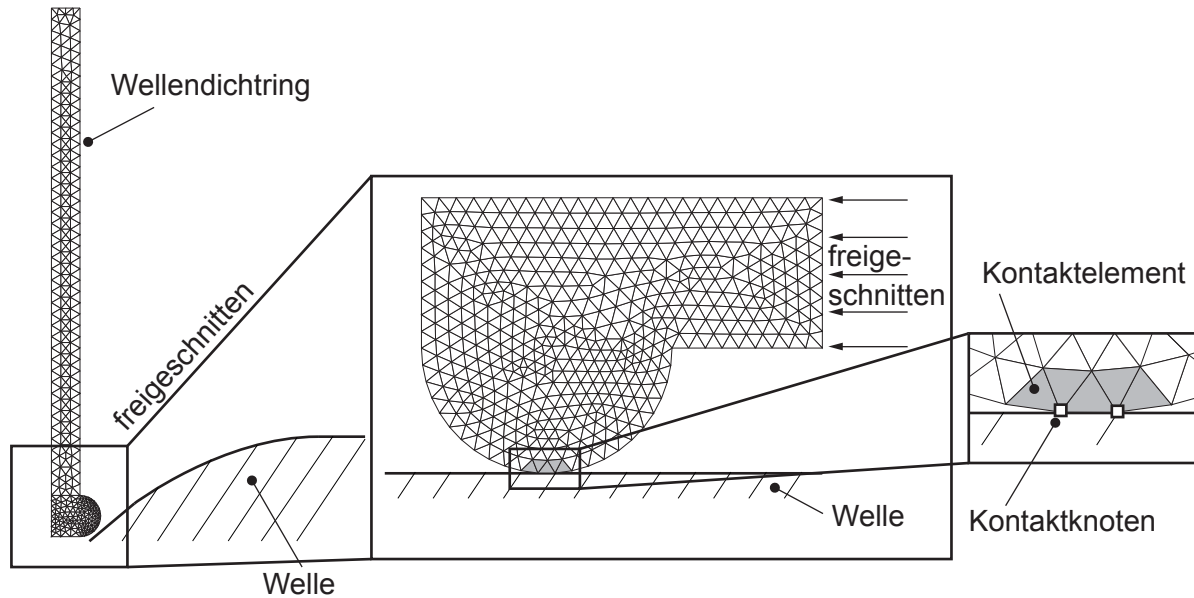


Abbildung 4.13: Montagesimulation eines Wellendichtrings

Der Prozess der Vernetzung erfolgt für hochwertige Netze im Allgemeinen noch immer manuell, da die Eigenschaften und Qualität des zugrunde liegenden Netzes für eine schnelle und gute Konvergenz der Lösung notwendige Voraussetzung sind. Den Vergleich von manueller und automatischer Vernetzung zeigt Tabelle 4.4. Erfordert das Netz aufgrund von auftretenden Konvergenzproblemen während der Simulation eine automatische Neuvernetzung, überwiegen die Vorteile bei Weitem die Nachteile. Wird die Geometrie im Laufe der Simulation neu vernetzt, ändern sich die Element- und Knotennummern, sodass die Randbedingungen des alten Netzes auf das neue Netz übertragen werden müssen.

Manuelles Vernetzen	Automatisches Vernetzen
+ strukturiertes Netz	- unstrukturiertes Netz
+ weniger Elemente	- mehr Elemente
+ gleichmäßige Flächenpressung	- teilweise ungleichmäßige Flächenpressung
- zeitintensiv	+ nahezu kein Zeitaufwand
- kompliziertere Formen bereiten oft Schwierigkeiten	+ komplizierte Formen stellen kein Problem dar

Tabelle 4.4: Gegenüberstellung manueller und automatischer Vernetzung

Kontaktrandbedingungen erfordern im Gegensatz zu Knotenfixierungen eine inkrementelle Lösungsprozedur. Der von MSC.Marc standardmäßig verwendete Kontaktfindungsalgorithmus basiert auf einer Toleranzbereichsmethode [43]. Hierbei wird die Lage jedes potenziellen

Kontaktknoten zu den Kontaktkörpern überprüft. Abbildung 4.14 zeigt die vier möglichen Fälle bei der Montagesimulation. $\Delta \mathbf{u}_A$ ist der inkrementelle Verschiebungsvektor des Knoten A , \mathbf{n} der Einheitsnormalenvektor, D die Kontakttoleranz und F_{sep} die Separierungskraft. Die Kontakttoleranz D gibt des Abstand an, innerhalb dessen ein Knoten als Kontaktknoten identifiziert wird. Die Separierungskraft F_{sep} ist die Kraft, die aufgebracht werden muss, um einen Knoten aus dem Kontakt mit einem Starrkörper zu lösen.

Liegt im Fall 1 der Knoten A gemäß der Bedingung $\Delta \mathbf{u}_A \cdot \mathbf{n} < |D - l|$ außerhalb der Kontakttoleranz, liegt kein Kontakt vor. Kontakt wird im Fall 2 und 3 erkannt, wenn sich der Knoten A gemäß $|\Delta \mathbf{u}_A \cdot \mathbf{n} - l| \leq D$ innerhalb der Kontakttoleranz befindet. Es wird hierbei unterschieden, ob sich der Knoten A oberhalb oder unterhalb der Bauteiloberfläche befindet. Im Fall 2 liegt der Knoten A außerhalb der Starrkörperoberfläche, aber innerhalb der Kontakttoleranz. Ist die Knotenkraft F_K kleiner als die Separierungskraft F_{sep} wird der Knoten durch die Kontaktbedingung zum Starrkörper gezogen. Liegt der Knoten A innerhalb der Kontakttoleranz, aber auch innerhalb des Bauteils wird der Knoten an die Oberfläche verschoben und es liegt ebenfalls Kontakt vor. Ist die Verschiebung des Knoten A so groß, dass A innerhalb des Bauteils, aber außerhalb der Kontakttoleranz gemäß der Vorschrift $\Delta \mathbf{u}_A \cdot \mathbf{n} > |D + l|$ liegt, wird das Inkrement gesplittet und die Schrittweite verringert, wodurch sich auch die inkrementelle Last reduziert. Diese Prozedur wird so lange fortgesetzt, bis der Knoten innerhalb der Kontakttoleranz liegt.

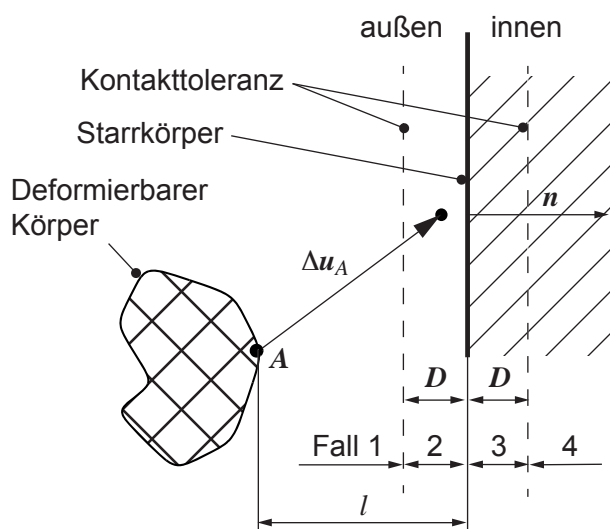


Abbildung 4.14: Kontaktfälle zwischen einem deformierbaren und einem Starrkörper

Während die Kontakttoleranz in der Grundeinstellung Bias $B = 0$ auf beiden Seiten des Starrkörpers den gleichen Betrag hat, ist es im Kontext einer Verschleißsimulation sinnvoll, die Kontakttoleranz asymmetrisch ins Bauteilinnere hinein zu verschieben, Abbildung 4.15. Das Handbuch zu MSC.Marc [43] empfiehlt generell bei Simulationen mit Reibung einen Bias-Wert von $B = 0.99$ zu verwenden. Das Toleranzfeld in dem Knoten als Kontaktknoten erkannt werden wird damit verkleinert, wodurch sich die Genauigkeit der Simulation verbessert. Weiterhin verringert sich die Häufigkeit eines Inkrementsplittings aufgrund eines zu tief ins Bauteil eingedrungenen Kontaktknotens, da die Kontakttoleranz weiter ins Bauteil hineinreicht.

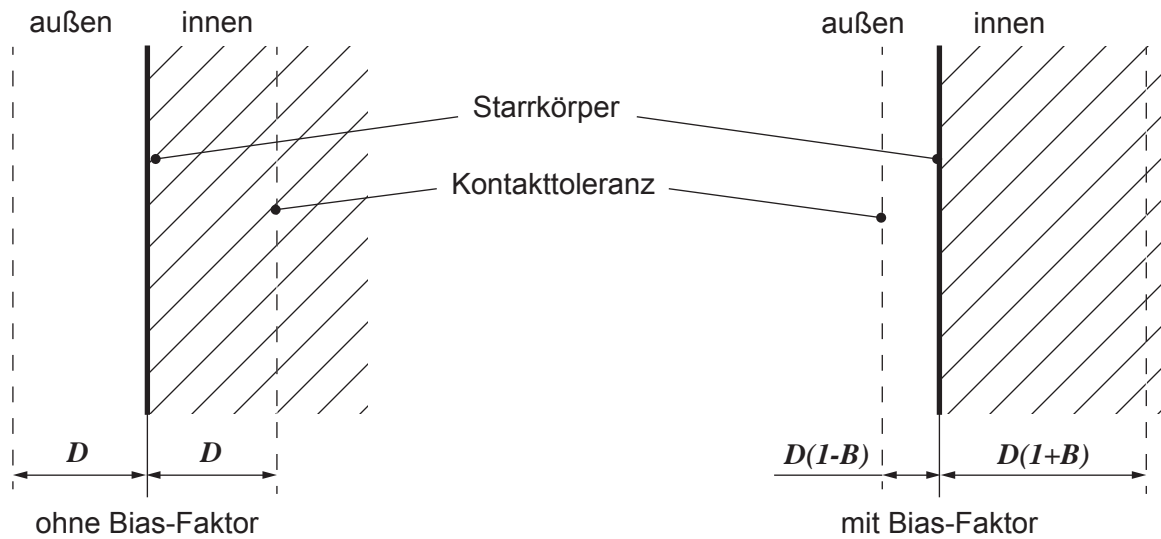


Abbildung 4.15: Kontakttoleranz ohne und mit Bias-Faktor

Das Materialverhalten wird über die Spannungs-Dehnungs-Beziehung im Materialmodell abgebildet. Die einfachste Art der Deformation ist reversibel linear-elastisch. Sie wird über das Hooke'sche Gesetz beschrieben, Gleichung 4.24. Die Spannung σ ist über dem Elastizitätsmodul E direkt proportional zur Dehnung ε .

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (4.24)$$

Im Idealfall ist der Übergang vom linear-elastischen Bereich zum plastischen Bereich klar zu erkennen und wird als Fließspannung bezeichnet, Abbildung 4.16. Oft ist der Übergang, wie bei PTFE-Materialien fließend, sodass eine Ersatzdehngrenze ε_{f0} definiert werden muss. Die durchgezogene Kurve stellt die technische Spannung σ_t dar, Gleichung 4.25. Sie bezieht die Kraft F auf den Ausgangsquerschnitt A_0 . Sobald der Punkt der Zugfestigkeit σ_{zB} überschritten ist, fällt die Kurve wieder ab, da die Zugkraft, die für das Strecken notwendig ist abnimmt. Die Volumenkonstanz der plastischen Verformung mit

einer Querkontraktionszahl $\nu_q = 0.5$ sorgt bei der Streckung für eine Verringerung des aktuellen Querschnittes A . Dies führt zu einer Abnahme der Zugkraft durch eine lokale Einschnürung. Die Berechnung der Spannung mittels Ausgangsquerschnitt A_0 ist daher nicht korrekt. Die gestrichelte Kurve stellt den wahren Spannungs-Dehnungs-Verlauf dar. Die wahre Spannung - auch Cauchy-Spannung genannt - bezieht die Kraft auf die aktuelle Querschnittsfläche A , Gleichung 4.26. Eine Umrechnung der technischen Spannung σ_t in die Cauchy-Spannung σ_C ist näherungsweise über Gleichung 4.27 möglich.

Die technische Dehnung ε_t bezieht die Längenänderung Δl auf die Ausgangslänge l_0 entsprechend Gleichung 4.28. Das Dehnungsäquivalent zur technischen Dehnung ε_t ist die Hencky-Dehnung ε_H , Gleichung 4.29. MSC.Marc verwendet zur Eingabe der Materialkennwerte Cauchy-Spannungen und Hencky-Dehnung.

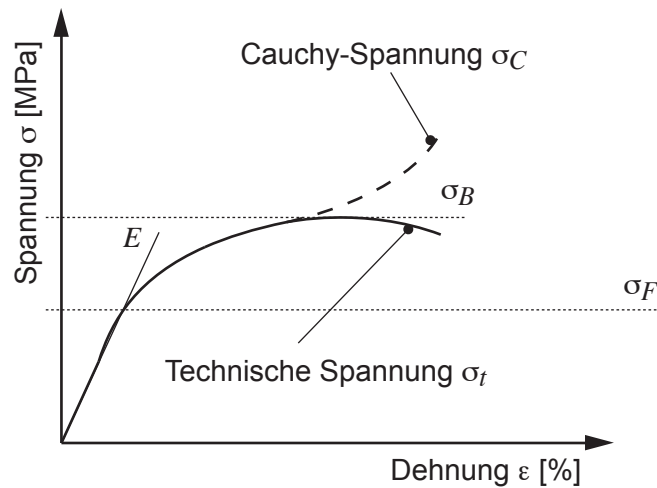


Abbildung 4.16: Spannungs-Dehnungs-Beziehung

$$\sigma_t = \frac{F}{A_0} \quad (4.25)$$

$$\sigma_C = \frac{F}{A} \quad (4.26)$$

$$\sigma_C = \sigma_t \cdot (\varepsilon_t + 1) \quad (4.27)$$

$$\varepsilon_t = \frac{\Delta l}{l_0} \quad (4.28)$$

$$\varepsilon_H = \ln(\varepsilon_t + 1) \quad (4.29)$$

Im Hinblick auf die rechenintensive Verschleißsimulation, ist das in Abschnitt 4.1 beschriebene komplexe Materialverhalten auf die Haupteffekte zu reduzieren. Hierzu zählen das nicht lineare Relaxationsverhalten, die starke Abhängigkeit aller Kennwerte von der Temperatur und die Temperaturexpansion. Olbrich [6] und Kletschkowski [28] verwenden zur Abbildung des Spannungsabbaus während der Relaxation einen Überspannungsansatz. Dabei setzt sich die aktuelle Spannung aus einem Gleichgewichtsanteil σ_∞ und einem Überspannungsanteil σ_{ov} zusammen. Die Überspannung verhält sich zeit- und temperaturabhängig und strebt gegen die Gleichgewichtsspannung, Bertram [61]. Das vereinfachte Relaxationsmodell von Olbrich [6] bildet im Gegensatz zu den viskoelastischen und viskoplastischen Relaxationsmodellen nicht den Belastungspfad, sondern nur den Zustand nach erfolgter Relaxation ab, Abbildung 4.17.

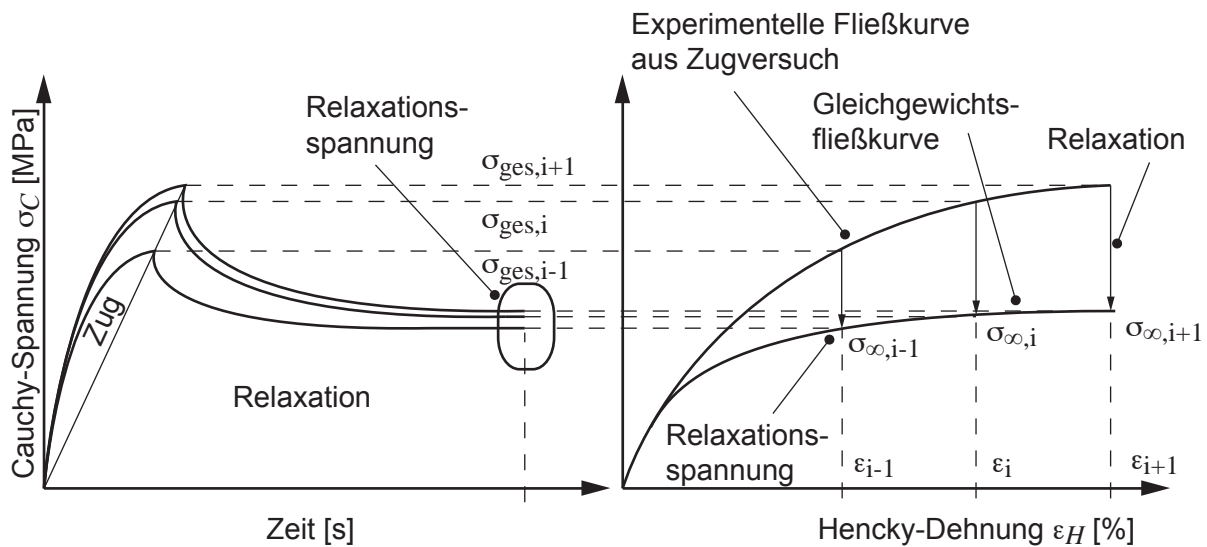


Abbildung 4.17: Bestimmung der Gleichgewichtsfliesskurve aus Relaxationsmessungen

Das vereinfachte Relaxationsmodell von Olbrich [6] erfordert die Ermittlung des temperatur- und maximaldehnungsabhängigen Elastizitätsmoduls $E(\vartheta, \varepsilon_{max})$, der Gleichgewichtsspannung $\sigma_\infty(\vartheta, \varepsilon_{max})$ und der plastische Dehnung $\varepsilon_p(\vartheta, \varepsilon_{max})$. Die Ermittlung des Elastizitätsmoduls ist aus der experimentellen Fließkurve möglich, da sie und die Gleichgewichtsfliesskurve im definierten elastischen Bereich identisch sind. Als elastischer Bereich werden $\varepsilon_{f0} = 0.5\%$ Dehnung definiert. Die zugehörige Spannung entspricht der initialen Fließspannung σ_{f0} , Abbildung 4.18.

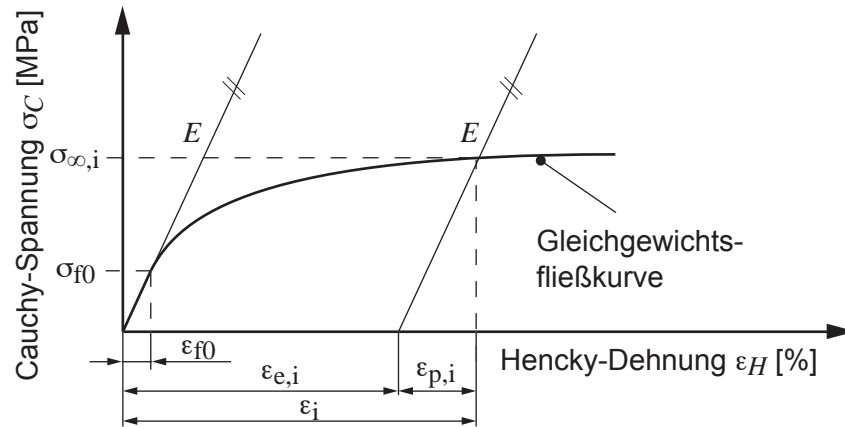


Abbildung 4.18: Bestimmung der Modellparameter für das vereinfachte Relaxationsmodell aus der Gleichgewichtsfliesskurve [6]

Die Materialverfestigung $\varepsilon_p(\vartheta, E(\vartheta), \sigma_{\infty,i})$ wird über die Abhängigkeit der plastischen Dehnung von der Temperatur, der Gleichgewichtsfliesskurve und dem Elastizitätsmodul beschrieben, Gleichung 4.30. Die Wertepaare $(\varepsilon_{p,i}, \sigma_{\infty,i}, \vartheta)$ werden in Form einer Fließfläche in MSC.Marc eingebunden.

$$\varepsilon_{p,i} = \varepsilon_{ges,i} - \varepsilon_{el,i} = \varepsilon_{ges,i} - \frac{\sigma_{\infty,i}}{E} \quad (4.30)$$

4.3.2 Verschleißsimulation

Die Verschleißsimulation ist formal eine Montagesimulation mit nachgeschalteter iterativer Volumenreduktion. Das iterative Vorgehen ist zwingend notwendig, da sich die aktuelle Kontaktsituation immer direkt auf die Knotenbelastungen und damit den Verschleiß auswirkt. Die drei wesentlichen Strategien zur Volumenreduktion wurden bereits im Stand der Wissenschaft und Technik dargestellt. Zur Simulation eines kontinuierlichen Verschleißprozesses eignet sich im Besonderen die Volumenreduktionsstrategie durch Knotenmanipulation, das Rezoning. Die Kontaktknoten als Untermenge der Außenknoten der in Abbildung 4.19 dargestellten Triboprobe werden um die Verschleißhöhe w normal zur Oberfläche ins Bauteilinnere verschoben.

Die quantitative Beschreibung des Verschleißes erfolgt über das Verschleißgesetz. Die wesentliche Funktionsweise und der grobe Ablauf einer Verschleißsimulation werden im Folgenden kurz beschrieben, Abbildung 4.20. Eine Verschleißiteration besteht aus einem Verschleiß- und einem Nullinkrement. Während im Verschleißinkrement beim Rezoning das Netz neu aufgebaut wird, dient das Nullinkrement lediglich zur Netz-Konsolidierung. Infolge einer Knotenverschiebung abgehobene Knoten kommen dabei wieder in Kontakt. Es ändert sich dabei weder die Vernetzung noch die Belastung. Im Verschleißinkrement werden die Kon-

taktknoten um die über das Verschleißgesetz berechnete Verschleißhöhe w versetzt. Ist die erste Elementhöhe w_0 verschlissen bricht die Simulation aus Konvergenzgründen ab. Die Anwendbarkeit der Verschleißsimulation beschränkt sich in dieser Form auf sehr kleine Verschleißvolumina.

Um nicht ausschließlich die Elemente an der Kontaktzone zu deformieren, wurde von Weber [55] ein adaptives Netz durch Einführung sogenannter Knotenketten generiert, mit deren Hilfe die Knoten eines ganzen Bereichs verschoben werden. Damit kann ein deutlich höherer Verschleißbetrag simuliert werden. Die Knoten werden hierbei so sortiert, dass vom Kontaktknoten an der Oberfläche entlang der Elementkanten in Richtung Bauteilmitte aufwärts gezählt wird. Jeder Verschleißlastfall beginnt mit einem Nullinkrement zur Konsolidierung des Netzes. Danach wird in jedem Block zuerst ein Verschleißinkrement mit Rezoning und anschließend wieder ein Nullinkrement durchgeführt. Die Beschränkungen der Verschleißsimulation mit adaptiver Vernetzung hinsichtlich des maximal möglichen Verschleißbetrags können nur durch eine Neuvernetzung des Geometriemodells beseitigt werden.

Das Verschleißgesetz ist in der Regel in Form der Verschleißrate \dot{w} formuliert. Je mehr Einflussgrößen berücksichtigt werden, desto präziser lässt sich der Verschleiß vorhersagen. Im einfachsten Fall wird eine experimentell ermittelte zeit- oder reibwegabhängige Verschleißrate verwendet, Abschnitt 4.2.3. Diese reibpaarungs- und belastungsspezifischen Kenngrößen beschreiben den Verschleißprozess rein empirisch, unabhängig von der Relativgeschwindigkeit v_{rel} oder der Flächenpressung p_c , Gleichung 4.31 und Gleichung 4.32.

$$\dot{w} = k \quad (4.31)$$

$$\dot{w} = \frac{w}{s_R} = I_h \quad (4.32)$$

Ein linearer Ansatz, welcher die Abhängigkeit der Verschleißrate \dot{w} von der Flächenpressung p_c , der Relativgeschwindigkeit v_{rel} und dem Verschleißkoeffizienten k abbildet, ist in Gleichung 4.33 dargestellt.

$$\dot{w} = k \cdot p_c \cdot v_{\text{rel}} \quad (4.33)$$

Neben einer konstanten Verschleißrate sind in MSC.Marc seit Version 2008r1 die Verschleißgesetze von Archard (Gleichung 4.8) und Bayer (Gleichung 4.9) implementiert. Eine Erweiterung dieses linearen Ansatzes aus Gleichung 4.33 stellt der von Weber [55] aufgestellte exponentielle Zusammenhang dar, Gleichung 4.34.

$$\dot{w} = k_1 \cdot v_{\text{rel}} \cdot e^{k_2 \cdot p_c} \quad (4.34)$$

Hierbei wird dem nicht linearen Zusammenhang von Verschleißhöhe w und Flächenpressung p_c über eine Exponentialfunktion Rechnung getragen. Die Verschleißhöhe hängt weiterhin von der Relativgeschwindigkeit v_{rel} linear ab. k_1 und k_2 sind experimentell zu bestimmenden Verschleißkoeffizienten. Während für die experimentelle Bestimmung der linearen Verschleißrate bzw. der linearen Verschleißintensität ein Versuch ausreicht, ist der experimentelle Aufwand für den nicht linearen Ansatz von Weber um ein Vielfaches größer.

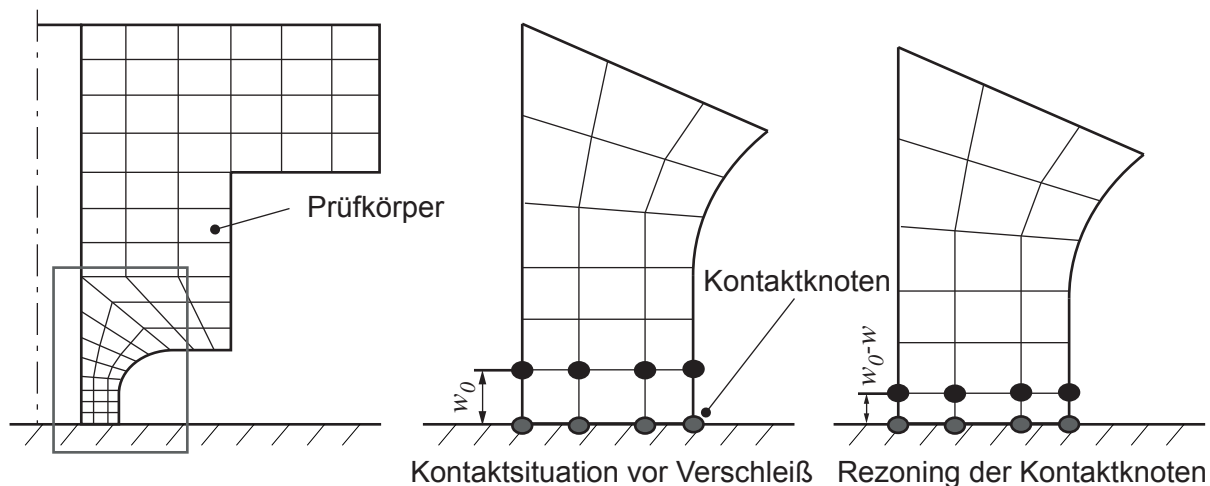


Abbildung 4.19: Verschiebung von Kontaktknoten zur Volumenreduktion

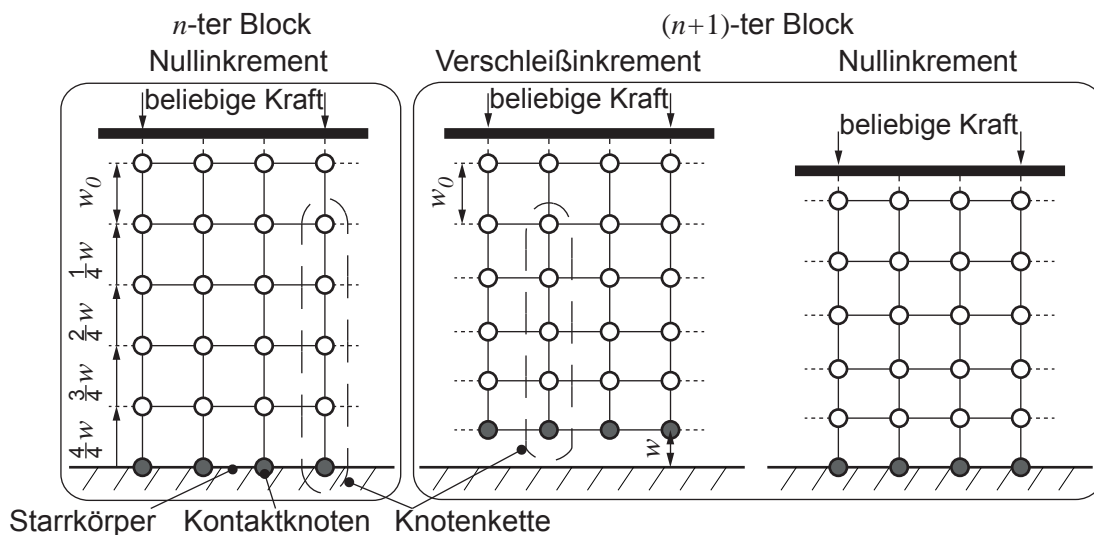


Abbildung 4.20: Funktionsschema der Verschleißsimulation mit Knotenketten

4.3.3 Mikrostruktursimulation

Für eine Montagesimulation eines makroskopischen Dichtrings mit einer Welle ist die Verwendung kontinuumsmechanischer Materialkennwerte ausreichend. Der mikroskopische Aufbau des Materials wird dabei vernachlässigt und als Kontinuum angenähert. Unter tribologischen Gesichtspunkten hat die Materialmikrostruktur jedoch nicht nur einen Einfluss auf das globale Spannungs-Dehnungs-Verhalten, sondern auch auf die Ausbildung der Kontaktsituation im Mikrokontakt.

Die Verfeinerung eines geometrischen Wellendichtring-Modells aus der Montagesimulation bis auf die Mikrostrukturskala ist selbst mit Höchstleistungsrechenclustern nicht möglich. Dies hängt mit der Modellgröße, der dafür notwendigen Diskretisierung und der schlechten Parallelisierbarkeit von Strukturmechanik- und vor allem Montagesimulationen zusammen. Ein repräsentatives Volumenelement (RVE) des Materials beschreibt hingegen nur einen kleinen, sehr effizient zu berechnenden Materialausschnitt. Das RVE wird damit zur Modellreduktion genutzt. Unter der Annahme, dass das erzeugte RVE dieselben thermo-mechanischen Eigenschaften wie das Kontinuum aufweist, lassen sich damit strukturmechanische und tribologische Simulationen durchführen.

Die Modellierung erfolgt mit Digimat-MF und Digimat-FE von eXstream [67]. Digimat-MF [68] ist ein Programm, mit dem sich das nicht lineare Verhalten von Mehrphasenmaterialien in Abhängigkeit von den konstitutiven Eigenschaften der Matrix und Füllstoffe sowie der Compound-Zusammensetzung berechnen lässt, Abbildung 4.21. Aus dem heterogenen Compound wird ein RVE abgeleitet und modelliert. Über Homogenisierungsalgorithmen nach Mori-Tanaka [69] werden die Eigenschaften eines äquivalenten homogenisierten Compounds berechnet.

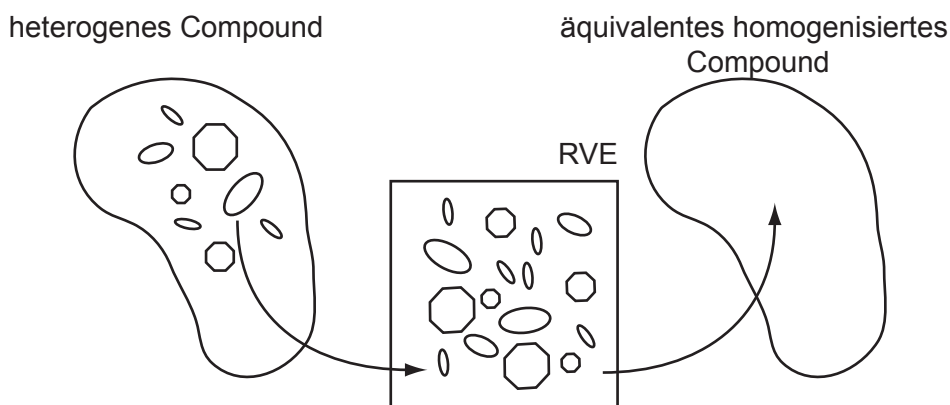


Abbildung 4.21: Homogenisierung der Mikrostruktur

Mit Digimat-FE [70] lassen sich repräsentative Volumenelemente als CAD-Datensatz erzeugen, Abbildung 4.22. Die Modellierung eines RVE mit Digimat-FE setzt dabei nicht nur die Kenntnis der thermo-mechanischen Eigenschaften der Materialbestandteile und die Materialzusammensetzung voraus, sondern auch die Füllstoffmorphologie und Füllstoffverteilung.

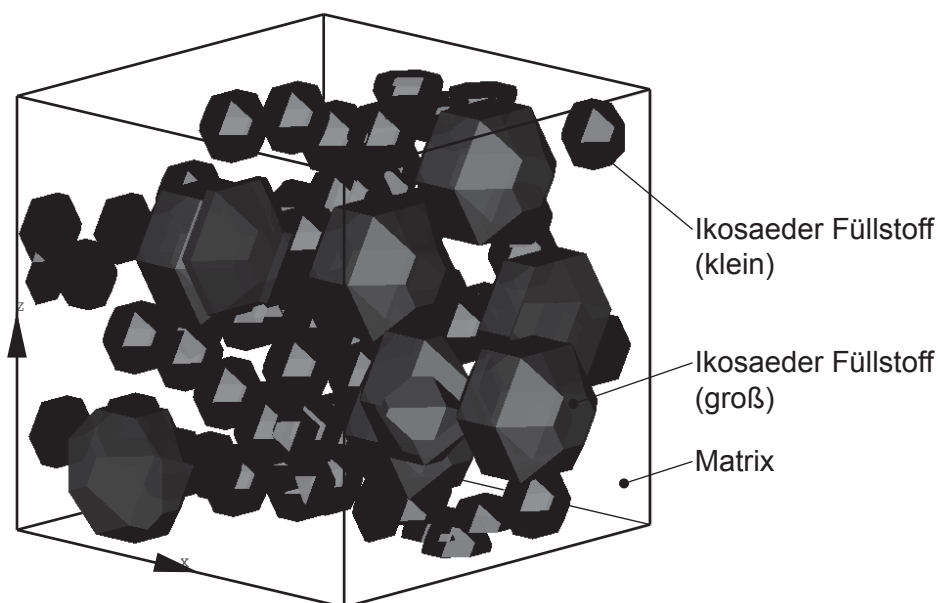


Abbildung 4.22: Makro-Mikro-Transition vom Wellendichtring zum repräsentativen Volumenelement

Diese Informationen sind in der Regel unbekannt und müssen experimentell bestimmt werden. Die in Digimat-FE verfügbaren Mikrostrukturelemente sind in Abbildung 4.23 dargestellt. Für die Verteilung der Mikrostrukturelemente können eine Vielzahl von Verteilungsoptionen gewählt werden. Mikrostrukturelemente können gleichmäßig, aber auch geclustert in der Matrix verteilt vorliegen. Die Größenverteilung kann über Definitionsskripte vorgegeben werden.

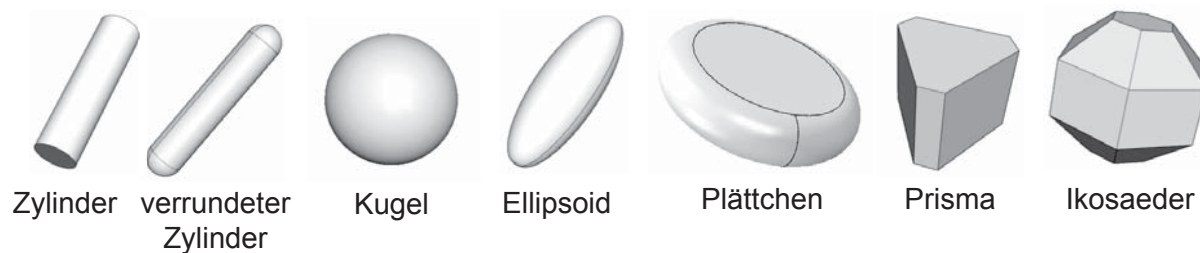


Abbildung 4.23: Mikrostrukturelemente in Digimat-FE

Das mit Digimat-FE generierte RVE wird anschließend vernetzt und mit Randbedingungen beziehungsweise Lasten beaufschlagt. Die Lösung erfolgt in MSC.Marc. Aus der Lösung lassen sich dann die für den Ingenieur interessanten homogenisierten thermo-mechanischen Materialkennwerte berechnen und in einer makroskopischen Montage- und Verschleißsimulation verwenden.

Kapitel 5

Messgeräte, Prüfstände und Messmethoden

In diesem Kapitel werden die in dieser Arbeit verwendeten Messgeräte und Prüfstände sowie die zugehörigen Messmethoden zusammenfassend dargestellt. Hierzu zählen die optischen Messgeräte zur visuellen Untersuchung von Materialproben und Wellendichtringen, Messgeräte zur Materialprüfung und Charakterisierung, ein Reibungs- und Verschleißprüfstand - auch Tribometer genannt - sowie ein Dauerlaufprüfstand für Wellendichring-Untersuchungen.

5.1 Messgeräte

Zur visuellen Begutachtung stehen ein konventionelles Auflichtmikroskop sowie ein konfokales Laser-Scanning-Mikroskop für Rauheits- und Topographiemessungen zur Verfügung. Der verwendete Computertomograph steht am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) in Stuttgart. Zur Materialcharakterisierung werden eine Universalprüfmaschine, eine Mikrohärtmessgerät und ein Nanoindenter verwendet.

5.1.1 Olympus Auflichtmikroskop

Das konventionelle Auflichtmikroskop Olympus verfügt über eine Digitalkamera ProgRes C14 von Jenoptik. Es können verschiedene Beleuchtungsarten wie Hellfeld, Dunkelfeld, DIC (Differential Interference Contrast) nach Nomarski ausgewählt werden. Es wird zusammen mit dem Optik-Tribometer aus Abschnitt 5.2.2 verwendet, Abbildung 5.1.

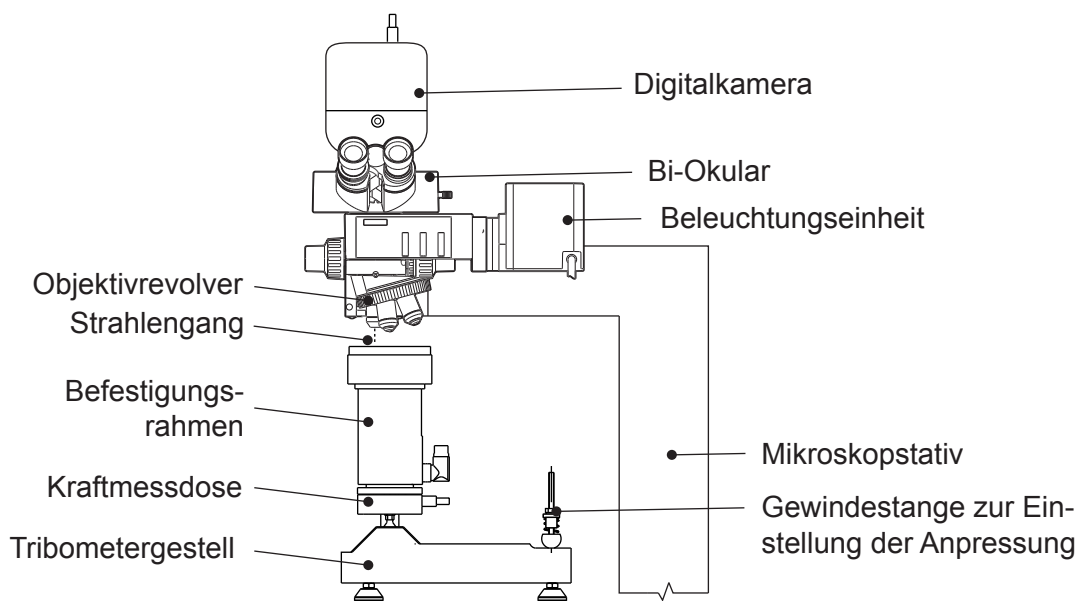


Abbildung 5.1: Auflichtmikroskop mit Optik-Tribometer

5.1.2 Konfokales Laser-Scanning-Mikroskop

Das konfokale Laser-Scanning-Mikroskop VK-9700 der Firma Keyence kombiniert die Vorteile eines konventionellen Auflichtmikroskops mit der Vergrößerung eines Rasterelektronenmikroskops (REM) von bis zu 18 000-facher Vergrößerung und den Analysefunktionen eines Oberflächen- oder Rauheitsmessgerätes mit einer Auflösung von bis zu 1 nm, Abbildung 5.2. Es verfügt über einen motorgetriebenen xy-Tisch, welcher das automatische Zusammensetzen von nebeneinander liegenden Einzelaufnahmen erlaubt. Der bei sehr großen Vergrößerungen sehr kleine Messbereich lässt sich durch die Stitching-Funktion beliebig erweitern. Das konfokale Laserscanning Mikroskop wurde hauptsächlich für die Untersuchung der Materialschliffe und Gleitflächen eingesetzt.

5.1.3 Computertomograph

Der Computertomograph Nanotom 180 nF der Firma GE Sensing & Inspection Technologies erreicht mit seiner 180 kV Röntgenröhre in Verbindung mit dem 2 300 x 2 300 Pixel großen Detektor eine maximale Voxel-Auflösung von 1 μm . Die erreichbare maximale Vergrößerung hängt vom Abstand des zu vermessenden Objektes von der Röntgenquelle ab. Je kleiner der Abstand, desto größer ist die Vergrößerung. Das zu vermessende Objekt, ein Zylinder mit einem Durchmesser von 3 mm und einer Höhe von 6 mm, wird auf einen Glasstab geklebt und im Rotationsvorschub eingespannt, Abbildung 5.3. Während der Messung rotiert die Probe langsam.

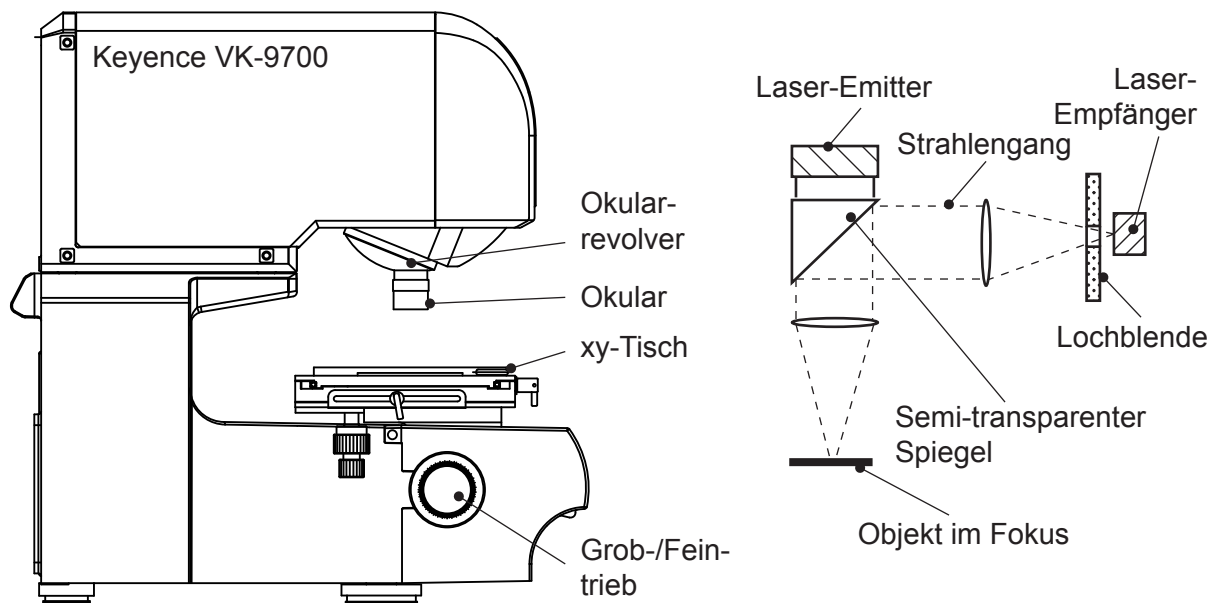


Abbildung 5.2: Konfokales Laser-Scanning-Mikroskop Keyence VK-9700

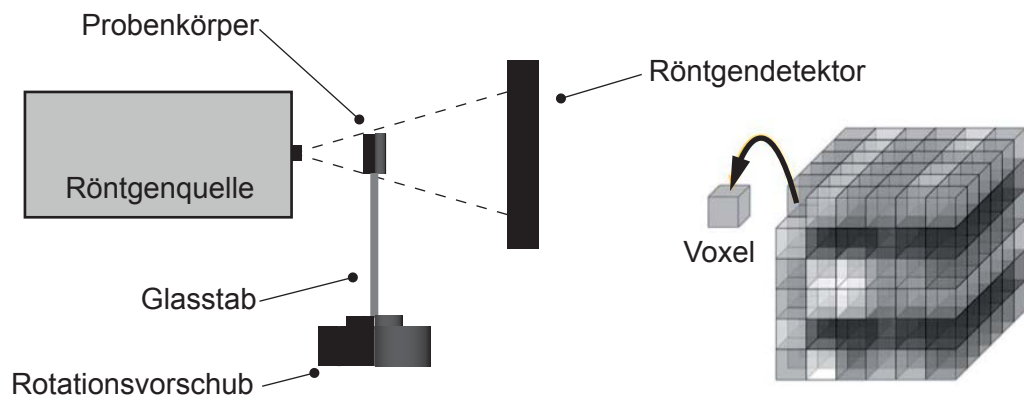


Abbildung 5.3: Nanotom Messaufbau

5.1.4 Universalprüfmaschine

Die makroskopischen Materialuntersuchungen wurden an einer Universalprüfmaschine der Firma Instron Modell 5566 durchgeführt, Abbildung 5.4. Die Tischprüfmaschine hat eine maximale Prüfkraft von 10 kN. Der Lastrahmen der Universalprüfmaschine besteht aus zwei Säulen und einer Traverse mit austauschbarer Kraftmessdose (100 N, 500 N, 10 kN). Die Dehnungen werden je nach Prüfmethode berührend mit einem Anheft-Extensometer oder berührungsfrei mit einem Video-Extensometer gemessen. Die berührungsfreie Methode

hat mehrere Vorteile. Die Probe wird im Gegensatz zum Anheft-Extensometer nicht geschädigt. Je nach der verwendeten Optik sind auch sehr große Dehnungen messbar. Die Regelung der Dehnrates erfolgt mit dem Extensometer. Durch das Auswerten der transversalen Dehnung lässt sich die Querkontraktionszahl ν_q bestimmen.

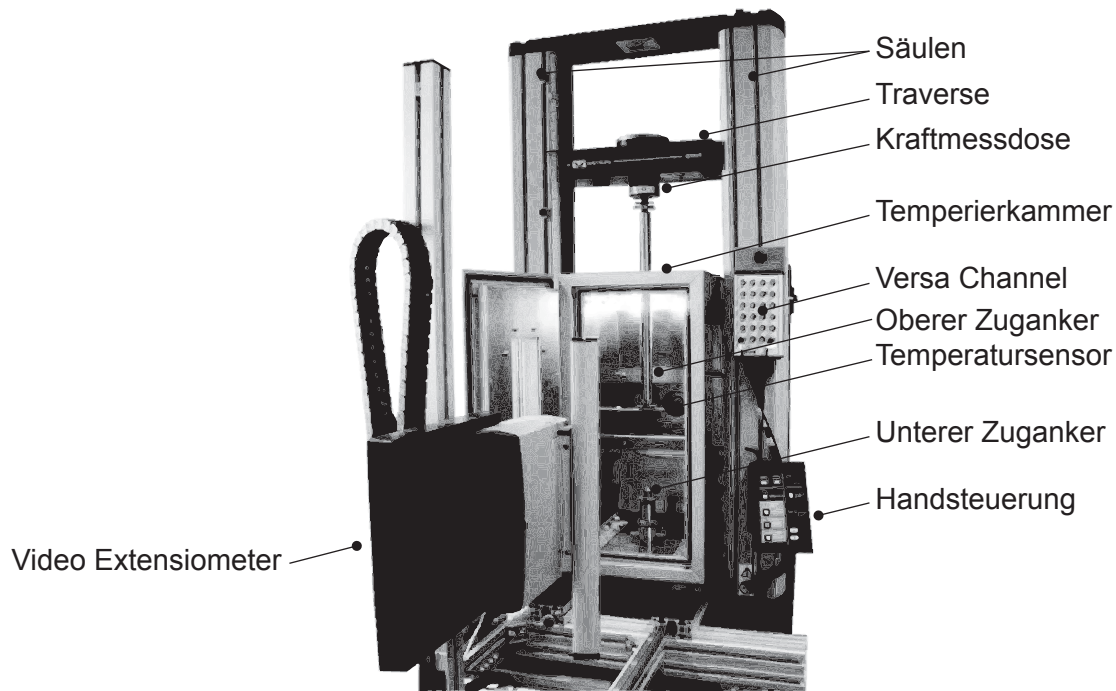


Abbildung 5.4: Universalprüfmaschine Instron 5566

Zur Untersuchung des temperaturabhängigen Materialverhaltens wurde eine Temperierkammer konstruiert und gefertigt [71], Abbildung 5.5. Durch die kompakte Bauweise und die Integration der Heiz- und Kühlelemente direkt in die Kammer ist eine sehr schnelle Temperaturführung möglich. Die Temperatur wird auf die Temperatur in Prüfkörpennähe geregelt und über die analogen Eingänge der Universalprüfmaschine messtechnisch erfasst.

Die verwendeten Probekörper sind in Abbildung 5.6 zusammengefasst. Die Hantelprobe (links) kann sowohl im Zug-, als auch eingeschränkt im Druckbereich bis zum Ausbeulen verwendet werden. Bei höheren Druckkräften zur Bestimmung der Druck-Fließeigenschaften wird die zylindrische Druckprobe (mitte), im Scherversuche die Scherprobe (rechts) verwendet.

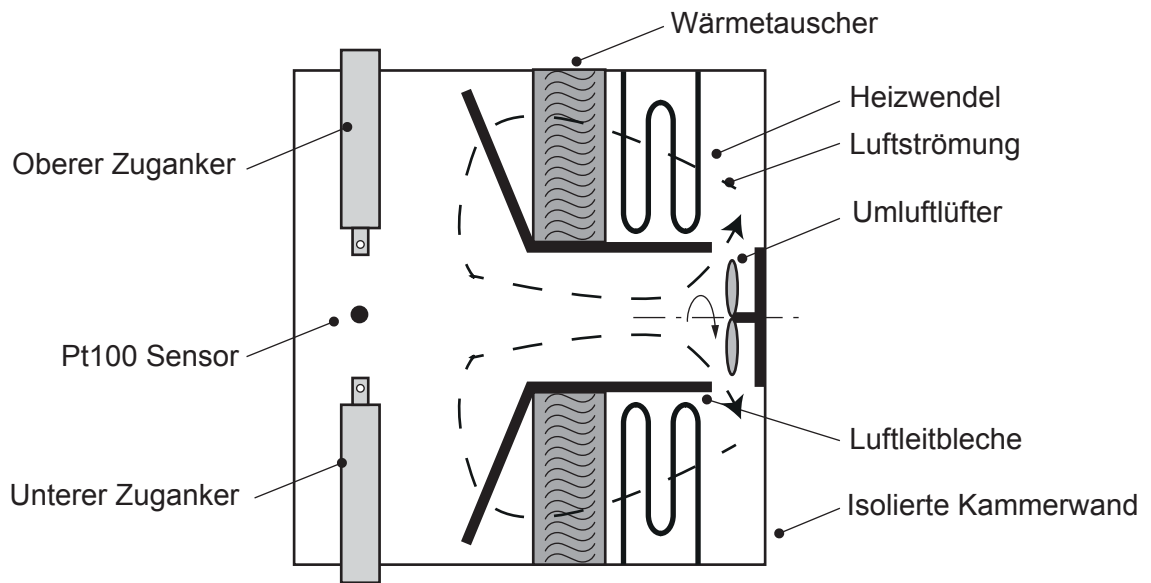


Abbildung 5.5: Aufbauschema der Temperierkammer

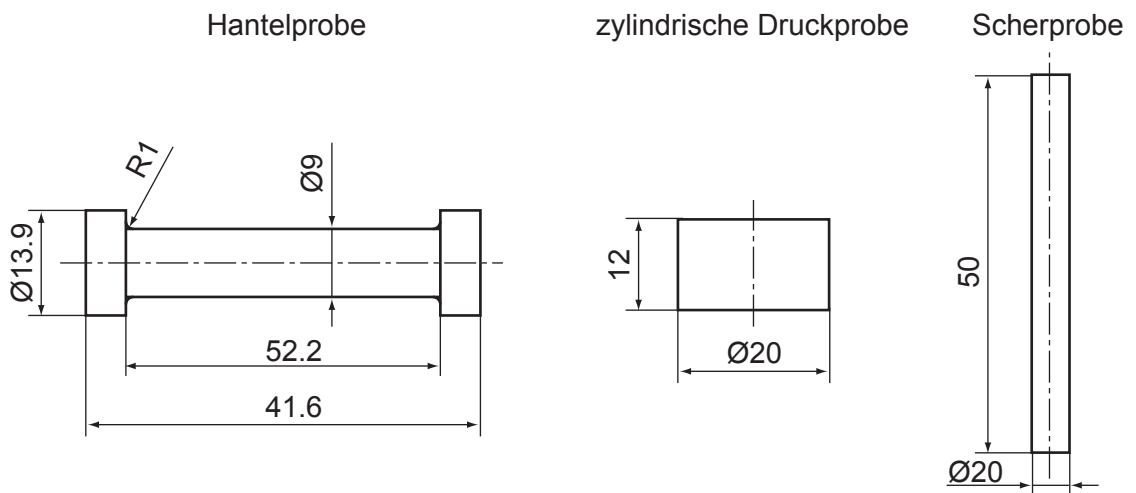


Abbildung 5.6: Probekörper

5.1.5 Härtemessgerät

Bei Elastomeren und Kunststoffen hat sich die Härtemessung zur Materialbeschreibung aufgrund seiner Einfachheit vor allem in der Praxis etabliert. Verwendet wird ein Messgerät der Firma Bareiss. Das Messgerät besteht aus einem höhenverstellbaren Probentisch, einer Aufnahme für Zusatzgewichte und dem austauschbaren Härtemessmodul, Abbildung 5.7. Zur Verfügung stehen die Shore Härte Messköpfe A, B, C, D und D0.

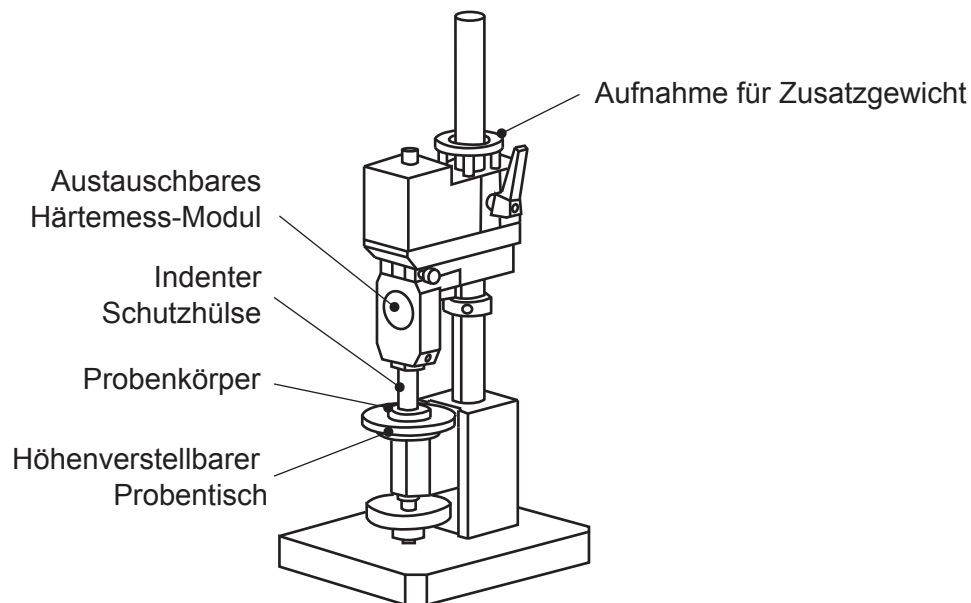


Abbildung 5.7: Härtemessgerät Bareiss digi test

5.1.6 Nanoindenter

Die Nanoindentation ist eine Form der instrumentellen Härteprüfung nach DIN EN ISO 14577 [66]. Standardmäßig wird eine dreiseitige Pyramide - ein Berkovich-Indenter [72] - verwendet. Im Gegensatz zu den sonst üblichen Härtemessverfahren werden bei der Nanoindentation die Kraft F und die Eindringtiefe h während der Be- und Entlastungsphase kontinuierlich und nicht nur am Ende der Belastungsphase gemessen. Während die Shore-Härtemessung noch immer eine Mittelung über die Mikrostruktur des Compound-Materials ist, ist mit dem Nanoindenter ein differenziertes Indentieren der Compound-Mikrostruktur möglich. Verwendet wurde der Nanoindenter SA2 von MTS Nano Instruments (Oak Ridge, TN, USA), Abbildung 5.8. Der Prüfaufbau besteht aus einem Lastrahmen, einem xy-Tisch zur Positionierung der Probe, einem Mikroskopobjektiv zur Positionierung des Indenters und dem Dynamischen-Kontaktmodul-Messkopf (CSM) mit

der Indenterspitze. Der CSM-Messkopf eignet sich besonders gut zur Indentierung von Kunststoffen, da die Auswertung der harmonischen Kontaktsteifigkeit geringere Antastkräfte als die Vorkraftmethode erlaubt und die Nullpunktbestimmung dadurch präziser ist. Bei der Nanoindentation berechnen sich alle Kennwerte aus der Eindringtiefe. Eine genauere Methode der Eindringtiefenmessung bedeutet daher eine genauere Kennwertbestimmung.

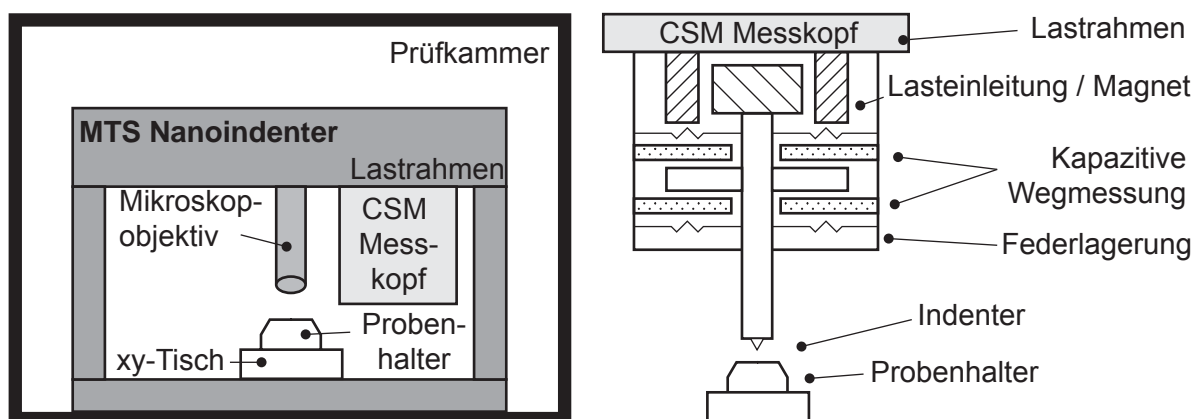


Abbildung 5.8: Nanoindenter SA2 mit Dynamischem-Kontaktmodul-Messkopf (CSM)

5.2 Prüfstände

Die quantitativen Reibungs- und Verschleißuntersuchungen werden am Ring-Scheibe-Tribometer, die optischen Untersuchungen am Optik-Tribometer durchgeführt. Die Bauteilversuche an Wellendichtringen erfolgen an einem Dauerlaufprüfstand für Radial-Wellendichtringe.

5.2.1 Ring-Scheibe-Tribometer

Quantitative Untersuchungen direkt am Wellendichtring sind äußerst schwierig, da sich die geometrischen Kontaktbedingungen im Betrieb ständig ändern und der Verschleiß nicht kontinuierlich gemessen werden kann. Das Tribometer stellt hingegen ein abstraktes Modellsystem zur präzisen Untersuchung des Reibungs- und Verschleißverhaltens unter definierten Betriebs- und Kontaktbedingungen dar. Im Gegensatz zum sonst üblichen Stift-Scheibe-Prinzip, bildet das Ring-Scheibe-Prinzip das tribologische System Wellendichtring exakt ab, Abbildung 5.9.

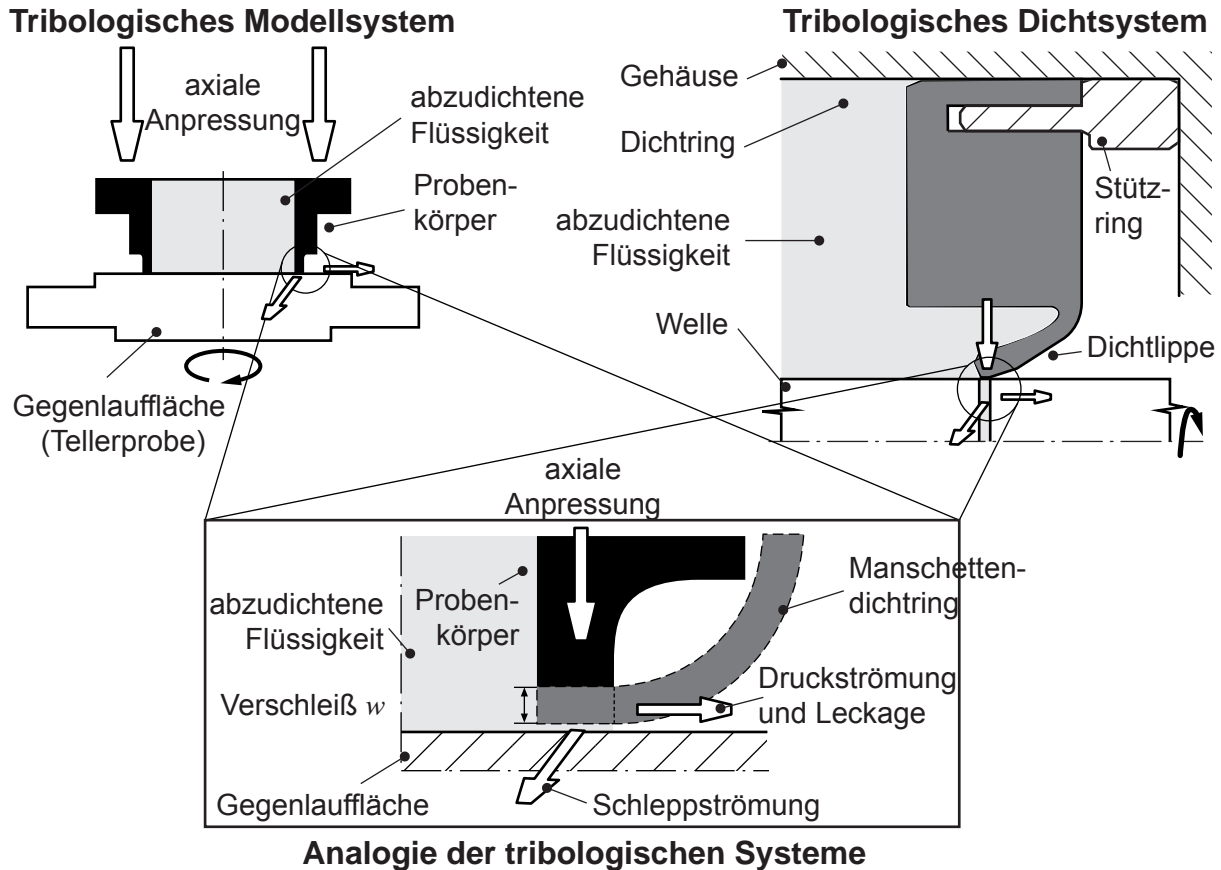


Abbildung 5.9: Analogie von Wellendichtring- und Tribometerexperiment [7]

Abbildung 5.10 zeigt die schematische Darstellung des Ring-Scheibe-Tribometers. Ein als Triboprobe bezeichneter Ringprobenkörper wird gegen eine rotierende Scheibe, die auch als Gegenauflfläche bezeichnet wird, hydraulisch gepresst. Zur fehlerfreien Messung auch kleinster Reibmomente sind die Triboprobe und die Temperierkammer radial und axial aerostatisch gelagert. Eine Kraftmessdose erfasst die Reibkraft F_R und stützt die Prüfkammer gegen ein Mitrotieren ab. Die gemessene Reibkraft wird über den Hebelarm r_{hebel} nach Gleichung 5.1 in ein Reibmoment M_R umgerechnet.

Der Betrieb des Tribometers ist sowohl trocken als auch nass möglich. Der Innenraum kann durch die Hohlwelle mit Fluiddruck beaufschlagt werden, sodass der tribologische Kontakt geschmiert wird. Als Schmiermittel wurde Esso Nuto H68 [73] verwendet. Es handelt sich dabei um verschleißminderndes, lastaufnahmefähiges Hydrauliköl mit einer sehr hohen Oxidationsstabilität und korrosions- und schaumverhindernden Wirkstoffen. Es kann mit bis zu 10 bar in den Ringraum zur Schmierung des tribologischen Kontakts gepresst werden. Austretendes Schmiermittel spritzt gegen die Wand des Auffanggefäßes. Ein Laser-Abstands-Sensor misst die Höhenabnahme des Probekörpers und damit dessen Verschleiß.

$$M_R = F_R \cdot r_{\text{hebel}} \quad (5.1)$$

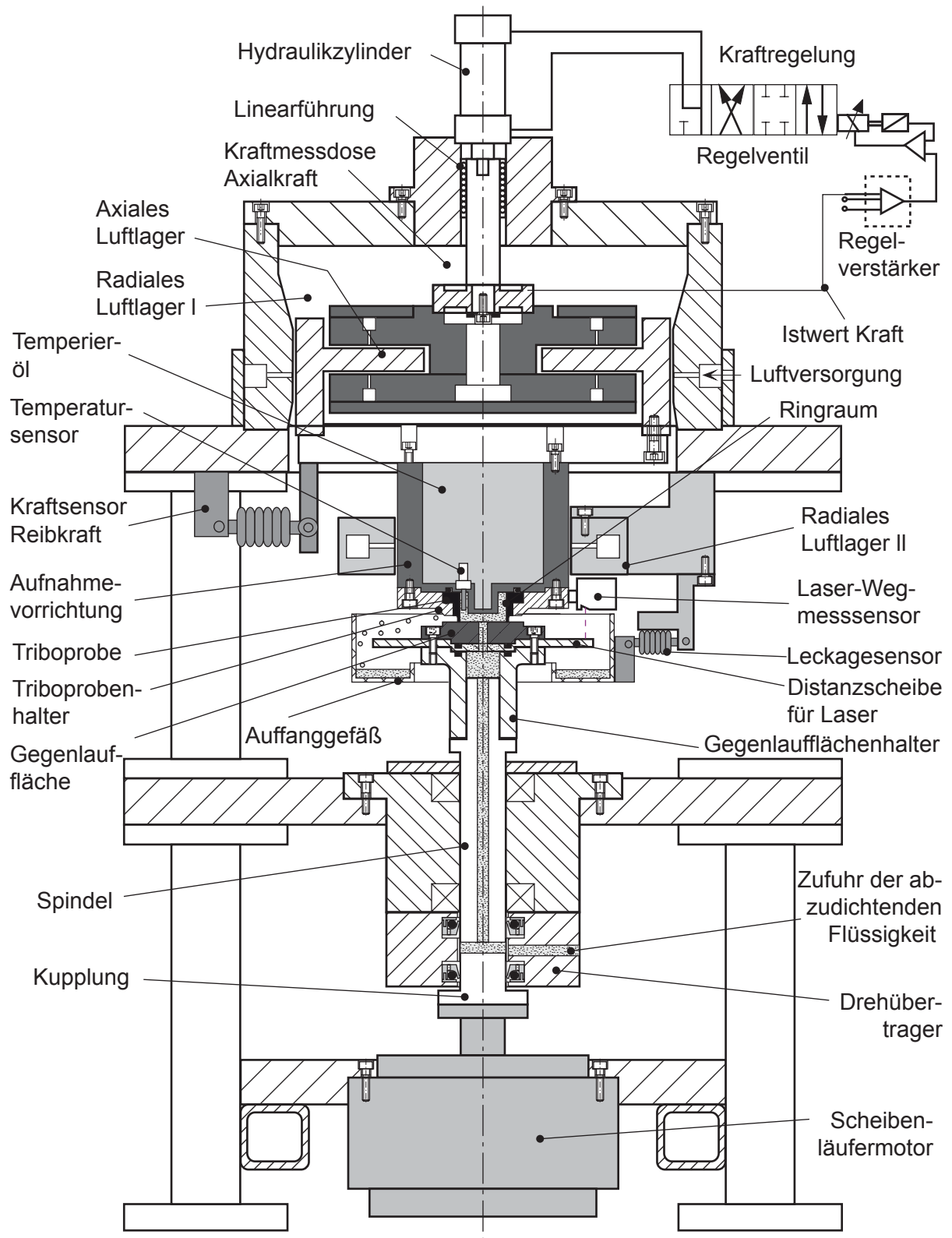


Abbildung 5.10: Vollschnitt des Ring-Scheibe-Tribometers

Die am Tribometer verwendete Verschleißprobengeometrie wurde von Haiser entwickelt und in [7, 54] erfolgreich eingesetzt. Die Gegenläufigen werden aus 16MnCr5 durch Drehbearbeitung hergestellt und anschließend durch Läppen und Polieren endbearbeitet ($R_z=1 \mu\text{m}$). Die Rockwell-Härte beträgt 60 HRC. Die geometrischen Abmaße der Gegenläufigen und der Triboprobe sind in Abbildung 5.11 dargestellt.

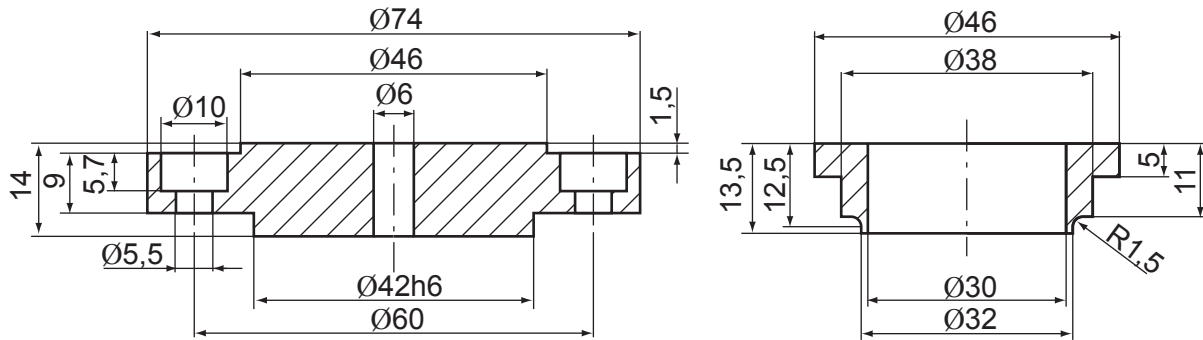


Abbildung 5.11: Gegenläufigen (links), Triboprobe (rechts)

Die Temperierung des anstehenden Hydrauliköls und der Ringprobe erfolgt indirekt durch Wärmeleitung über die Aufnahmevorrichtung, Abbildung 5.10. Ein externes Temperieraggregat mit 3 000 W Heizleistung, Wärmetauscher und Zahnradpumpe regelt die Temperatur auf den im Ringraum verbauten Pt100-Sensor in einem Temperaturbereich von 16 °C bis 120 °C). Ein Pt100-Sensor im Temperieraggregat schaltet bei 150 °C automatisch ab. Ein Schwimmersensor überwacht den Ölfüllstand. Eingesetzt wird Shell Thermia A [74].

Die temperaturabhängigen Stoffeigenschaften von Nuto H68 und Shell Thermia A sind in Tabelle 5.1 und Tabelle 5.2 zusammengefasst. Die Dichte ρ , die Wärmeleitfähigkeit λ und die spezifische Wärmekapazität c_p lassen sich über die Geradengleichung 5.2 approximieren. Die kinematische ν und die dynamische Viskosität η entsprechen einem Exponentialansatz nach Gleichung 5.3 [75]. Die Bestimmung der Parameter m, c, K_1, K_2, K_3 erfolgt über eine Ausgleichsrechnung mit dem jeweiligen Materialdatenblatt [73, 74]. y ist der Funktionswert, m die Steigung. Der Gültigkeitsbereich der beiden Funktionen ist für Nuto H68 0 bis 150 °C und für Shell Thermia A -20 bis 280 °C.

$$y = m \cdot \vartheta + c \quad (5.2)$$

$$y = K_1 \cdot \exp\left(\frac{K_2}{\vartheta + K_3}\right) \quad (5.3)$$

Esso Nuto H68						
	Einheit	K_1	K_2	K_3	m	c
Dichte	[kg/m ³]	-	-	-	-0.64	890
Wärmeleitf.	[W/(m · K)]	-	-	-	-7.09e-5	0.13
Wärmekap.	[J/(kg · K)]	-	-	-	3.62	1 794
Dyn. Visk.	[kg/(m · s)]	3.19e-2	1127	111.1	-	-
Kin. Visk.	[m ² /s]	4.05e-2	1 110	111	-	-

Tabelle 5.1: Stoffwerte von Esso Nuto H68

Shell Thermia A						
	Einheit	K_1	K_2	K_3	m	c
Dichte	[kg/m ³]	-	-	-	-0.65	903
Wärmeleitf.	[W/(m · K)]	-	-	-	-7.12e-5	0.13
Wärmekap.	[J/(kg · K)]	-	-	-	3.59	1 781
Dyn. Visk.	[kg/(m · s)]	6.09e-5	721.7	109.9	-	-
Kin. Visk.	[m ² /s]	7.75e-2	6.98e+2	109	-	-

Tabelle 5.2: Stoffwerte von Shell Thermia A

Die Verschleißmessung erfolgt mit einem Laser-Wegmesssensor Keyence LK-G5000 relativ zur rotierenden Gegenlauffläche. Aufgrund der eingeschränkten Platzverhältnisse ist für den Laser eine separate Distanzscheibe mit einem Durchmesser von 190 mm erforderlich, Abbildung 5.12. Das Messergebnis wird dadurch unabhängig von der temperaturbedingten Längenänderung der Hohlwelle, Ausdehnung der Lager und des Prüfaufbaus. Die temperaturbedingte Schwankung der Verschleißmessung reduziert sich damit auf die Längenänderung der Triboprobe Δl_{ptfe} und der Gegenlauffläche Δl_{glf} . Die temperaturbedingte Längenänderung Δl_{therm} lässt sich über die Ausgangslänge l_0 , den linearen Wärmeausdehnungskoeffizienten α_{lin} der beteiligten Bauteile und die Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta$ nach Gleichung 5.5 berechnen. Der korrigierte Verschleißweg w_{korrr} ergibt sich aus dem gemessenen Verschleißweg w_{exp} und der temperaturbedingten Längenänderung Δl_{therm} nach Gleichung 5.6.

$$\Delta l_{\text{therm}} = \Delta l_{\text{ptfe}} + \Delta l_{\text{glf}} \quad (5.4)$$

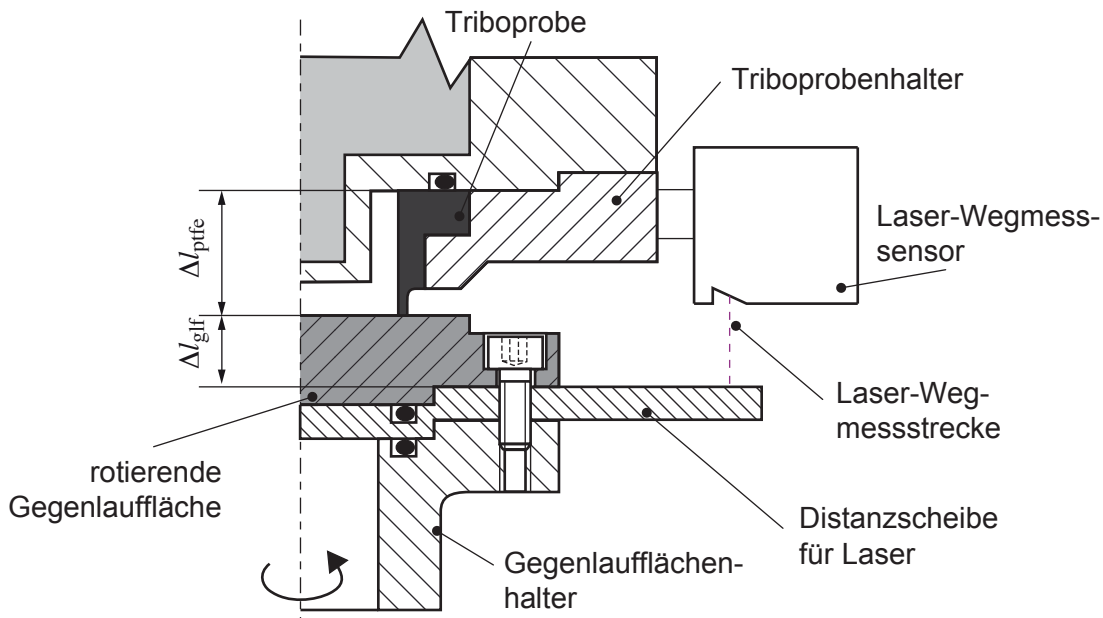


Abbildung 5.12: Schema Laser-Weg-Messung

$$\Delta l_{\text{ptfe,glf}} = \Delta l = l_0 \cdot \alpha_{\text{lin}} \cdot \Delta\vartheta \quad (5.5)$$

$$w_{\text{korrr}} = w_{\text{exp}} - \Delta l_{\text{therm}} \quad (5.6)$$

Der im Probenraum des Ring-Scheibe-Tribometers verbaute Pt100 Temperatursensor gibt lediglich einen Anhaltswert für die Temperatur im Ringraum. Die Temperatur im Reibkontakt zwischen Triboprobe und Tellerprobe ist deutlich höher. Diese Temperaturdifferenz wird als Übertemperatur bezeichnet.

Die Temperatur am Reibkontakt wird berührungsfrei im optisch zugänglichen Teil mit einer Thermographiekamera Vario Head II der Firma Infratec gemessen. Vorhanden sind ein Standardobjektiv und ein Makroobjektiv. Vergleichsmessungen haben gezeigt, dass mit dem Standardobjektiv zu geringe Temperaturen gemessen werden, sodass ausschließlich das Makroobjektiv mit einer Festbrennweite von 260 mm zu Einsatz kam. Zum komfortablen Einstellen der Brennweite ist die Thermographiekamera auf einem x-y-Tisch verschiebbar montiert, Abbildung 5.13. Die Pixelauflösung des Makroobjektivs beträgt $25 \mu\text{m}$. Alle 10 Sekunden wird ein Bild aufgenommen und zur anschließenden Analyse gespeichert. PTFE-Werkstoffe sind ein grauer Strahler, sodass der Emissionskoeffizient von $\varepsilon_\lambda = 1$ für einen schwarzen Strahler auf $\varepsilon_\lambda = 0.9$ reduziert werden muss. Der Emissionskoeffizient hängt im untersuchten Temperaturbereich nicht von der Temperatur ab.

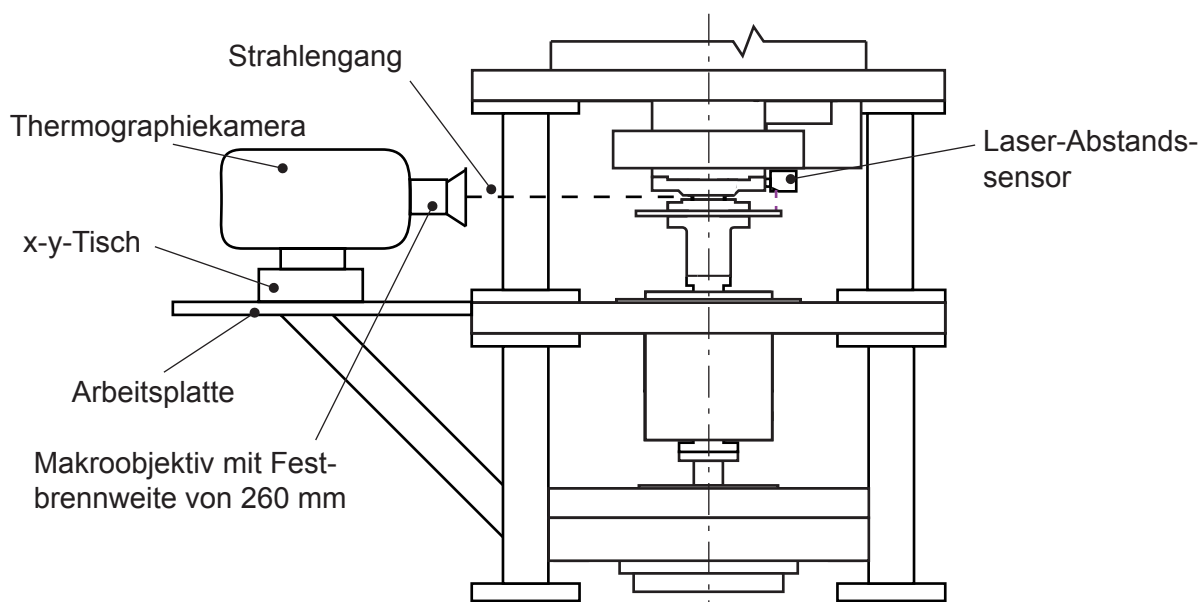


Abbildung 5.13: Tribometer mit Thermographie-Erweiterung

Die Regelung der Probenanpressung, Drehzahl und Temperierung erfolgt mit einem Labview-Programm. Die Messdaten der angebrachten Regelgrößen und Sensoren werden standardmäßig mit einer Aufzeichnungsrate von 6 min^{-1} in eine ASCII-Datei geschrieben. Maximal sind 120 min^{-1} möglich. Die Tribometermessdaten werden nach dem Versuch über ein Matlab-Skript mit den Thermographiemessdaten synchronisiert.

5.2.2 Optik-Tribometer

Die visuelle Untersuchung der Gleitfläche erfolgt an dem in [76] entwickelten Optik-Tribometer. Unter dem Olympus Auflichtmikroskop positioniert, erlaubt es einen Blick durch die transparente Kunststoffplatte in den Reibkontakt. Der Probekörper ist identisch zum Probekörper des Ring-Scheibe-Tribometers, Abbildung 5.14. Die Triboprobe wird über einen Hebelmechanismus gegen die austauschbare Kunststoffplatte gepresst (<2 MPa). Die Anpressung wird an der Gewindestange über die Federkraft mittels Mutter eingestellt. Eine Kraftmessdose misst die eingestellte Kraft und stellt diese an einem Messverstärker mit Anzeigegerät dar. Optional ist ein Einbauraum für einen Servomotor (Stöber ED401 mit Servoumrichter POSIDRIVE MDS5015) vorgesehen, welcher die Probe in Rotation versetzt.

5.2.3 Dauerlaufprüfstand für Radial-Wellendichtringe

Die Wellendichtring-Dauerlaufuntersuchungen werden an dem von Bauer [77] entwickelten Einzelmodul-Prüfstand durchgeführt, Abbildung 5.15. Der Prüfstand besteht aus einem Lagerbock mit Präzisionsspindel und Keramik-Hybrid-Kugellagern. Die Momentübertragung vom Elektromotor zur Präzisionsspindel erfolgt über einen Keilriemen. Am Lagerbock sind zwei temperierbare Prüfkammern befestigt. Über ein Hohlschaftkegel-Spannsystem (HSK) lassen sich sowohl Vollwellen als auch Wellenhülsen spannen. Der Wellendichtring sitzt im Deckel.

Um den Einfluss verschiedener Oberflächenstrukturen der Lauffläche auf Verschleiß und Leckage der Dichtungen und Verschleiß der Laufflächen selbst auszuschließen, kommen Nadellagerinnenringe mit definierter Oberfläche in Kombination mit einem HSK-Spannsatz zum Einsatz, Abbildung 5.16. Die drallfrei geschliffenen Nadellagerinnenring-Oberflächen entsprechen den Normen DIN 3760 [78] und DIN 3761 [79] für Radial-Wellendichtringe.

Der Referenzdichtring ist der Radiamatic HTS (HTS2-9535: $d_i = 80$ mm, $d_a = 110$ mm, $b = 10$ mm Material=K212) von Merkel Freudenberg [80]. Dieser Wellendichtring wird sowohl in der klassischen Antriebs- und Energietechnik als auch im allgemeinen Maschinenbau eingesetzt. Er kommt immer dann zum Einsatz, wenn höchste Anforderungen an die Medienbeständigkeit und Temperaturen gestellt werden. Das Wellendichtringmaterial K212 ist identisch zu MT212.

Nach Versuchsende werden die Wellendichtringe ausgebaut, mit Grüngold eingefärbtem Epoxid-Harz eingegossen und mit einer Trennscheibe aufgesägt. Die geschliffenen und polierten Schnittflächen werden anschließend unter dem Olympus Auflichtmikroskop visuell begutachtet und vermessen.

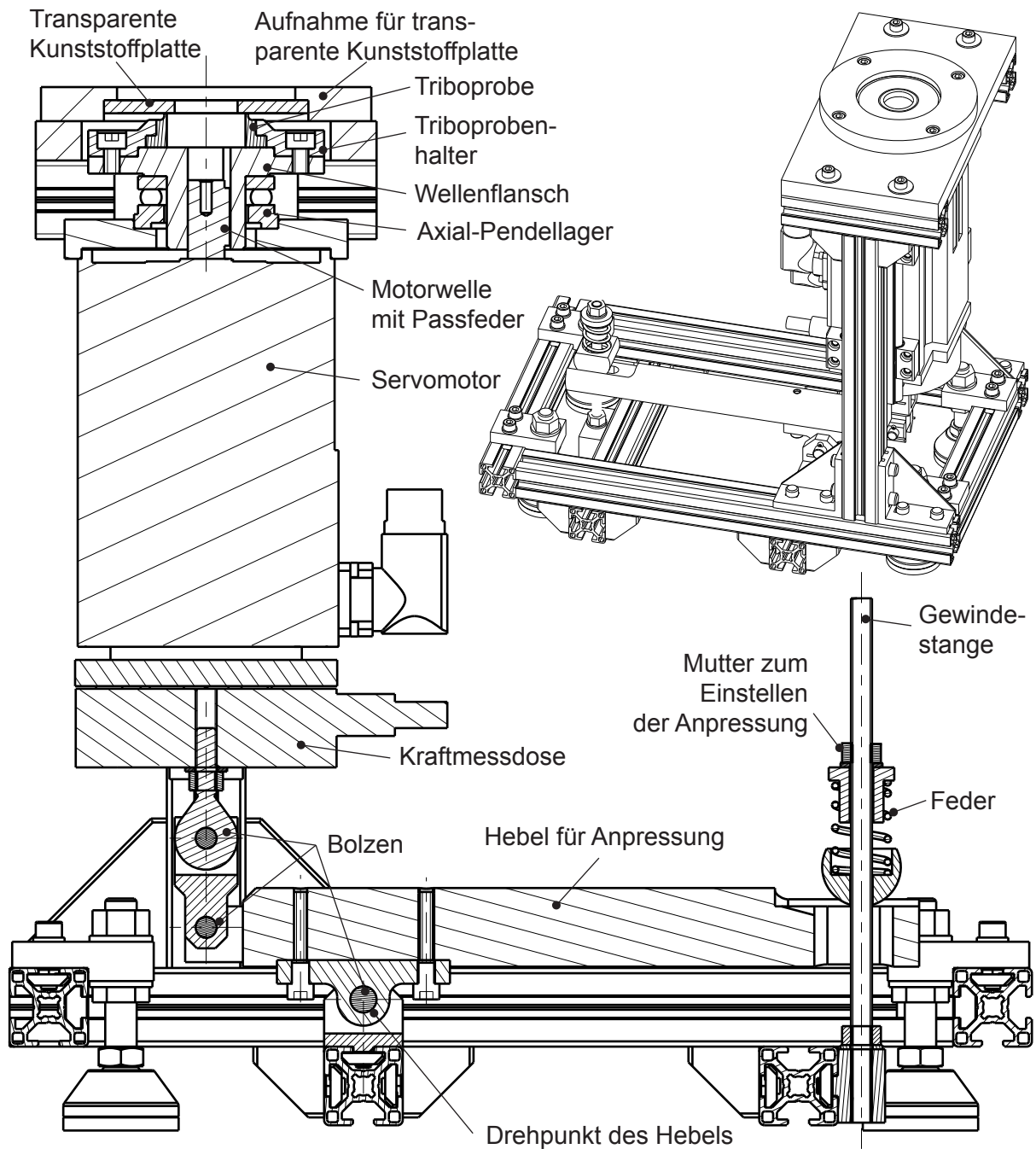


Abbildung 5.14: Aufbau des Optik-Tribometers

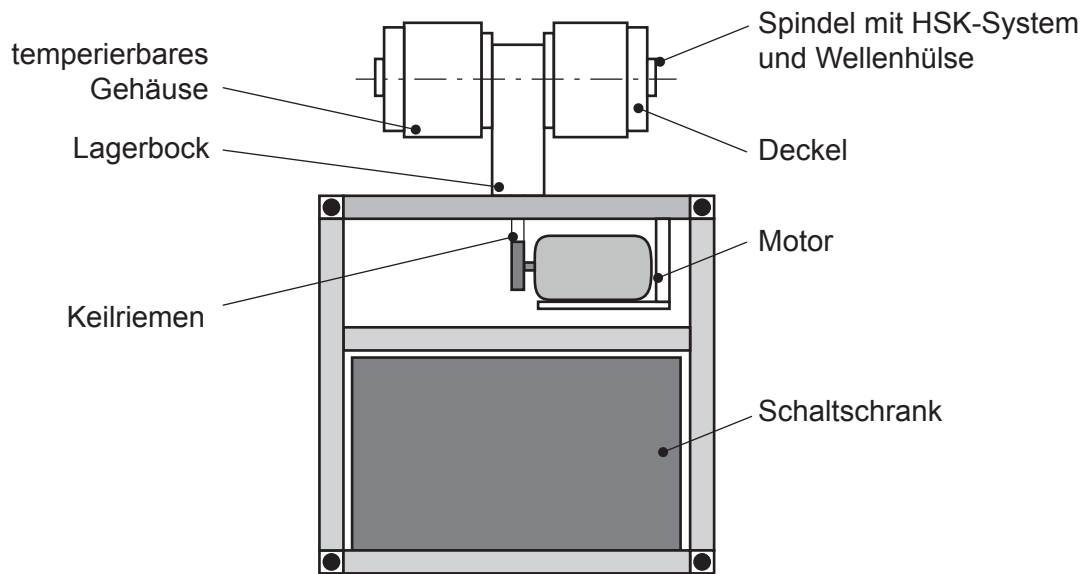


Abbildung 5.15: Dauerlaufprüfstand zur Untersuchung von Radial-Wellendichtringen

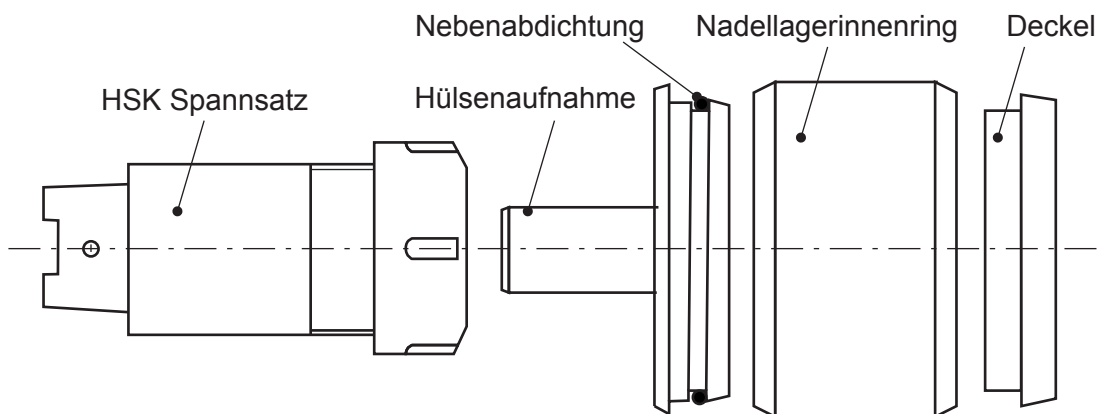


Abbildung 5.16: HSK-Spannsystem mit Nadellagerinnenring

5.3 Messmethoden

In diesem Abschnitt werden die verwendeten Messmethoden vorgestellt.

5.3.1 Zug-/ Druck-/ Relaxationsversuch

Die für die Zug-/ Druck- und Relaxationsversuche eingesetzte Probeneinspannung ist in Abbildung 5.17 schematisch dargestellt. Sie kann ebenfalls bei geringen Druckdehnungen eingesetzt werden, neigt aber zum Ausbeulen.

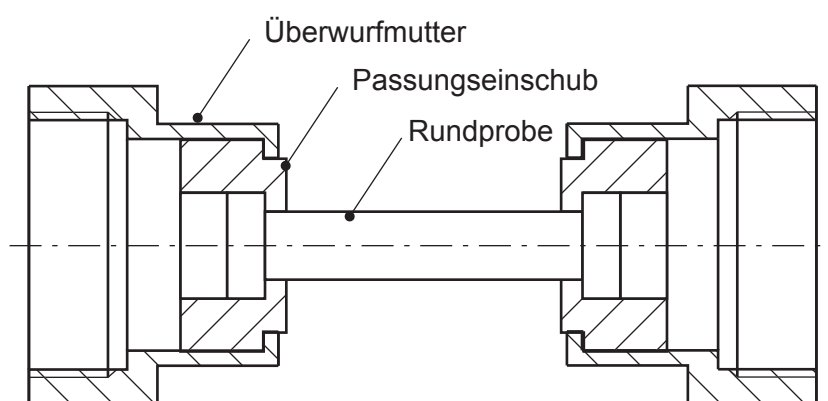


Abbildung 5.17: Spannvorrichtung für Rundproben

Beim einfachen Zug-/ Druckversuch wird der Probekörper bis zum Versagen belastet, Abbildung 5.18. Die Ursprungsgerade beschreibt den Zugmodul E_z und den Druckmodul E_d . Die Abweichung von der Ursprungsgeraden ist eine Nichtlinearität. Sie definiert die Fließgrenze σ_{zF} im Zug- bzw. σ_{dF} im Druckbereich. Das Versagen wird durch die Zug- σ_{zB} bzw. Druckfestigkeit σ_{dB} charakterisiert.

Beim Zugversuch zur Bestimmung der Zug-Fließ-Eigenschaften wird eine Dehnung ε_0 dehnungsgeregelt mit einem Anheft-Extensometer vorgegeben, für eine bestimmte Zeit t gehalten und anschließend entlastet. Die aufgebrachte Dehnung setzt sich dabei aus einem elastischen $\varepsilon_{\text{elast}}$, einem zeitverzögerten viskosen $\varepsilon_{\text{visk}}$ und einem plastischen Anteil $\varepsilon_{\text{plast}}$ zusammen, Abbildung 5.19. Die bei der Zugbelastung erzeugte Überspannung stellt einen Nichtgleichgewichtszustand dar, welcher während der Relaxation abgebaut wird. Diese Relaxationszeit ist material- und temperaturabhängig. Ändert sich die Relaxationsrate nicht mehr signifikant, wird dies als Gleichgewichtszustand betrachtet, sodass der plastische Dehnungsanteil nach der Probenentlastung gemessen werden kann.

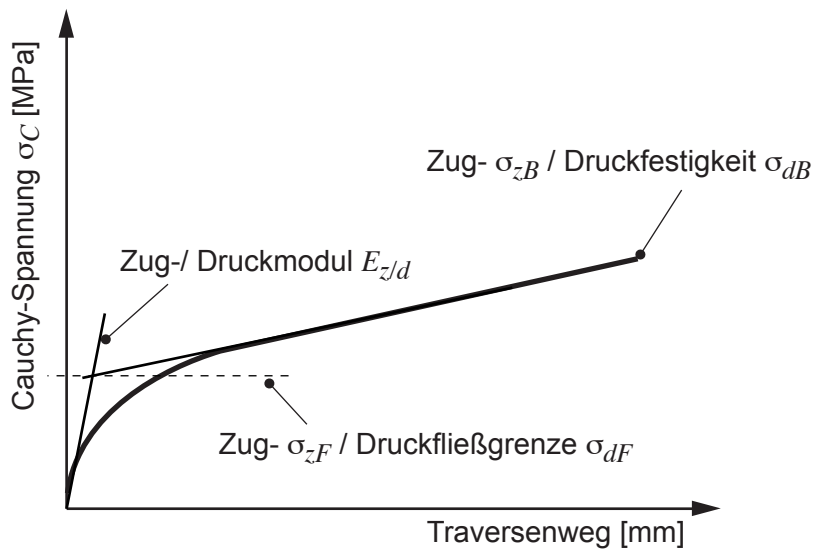


Abbildung 5.18: Kennwerte beim Zug- / Druckversuch

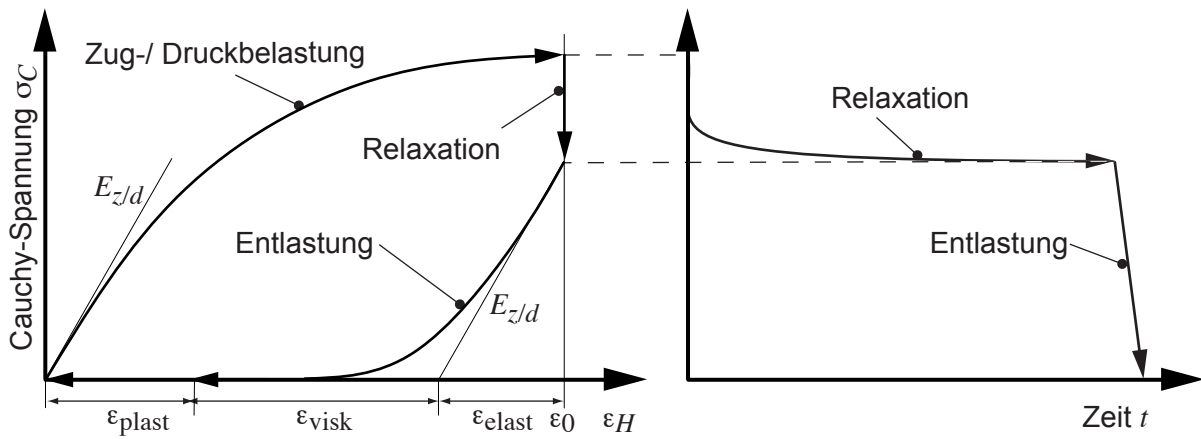


Abbildung 5.19: Dehnungsanteile und Rückverformung

Die Druckversuche erfolgen analog zum Zugbereich. Die Verstärkungsstoffe sind in der PTFE-Matrix physikalisch umklammert und nicht chemisch gebunden, sodass ihre Wirkung im Druckbereich größer ist. Aufgrund des Sinter-Herstellungsprozesses zeigen PTFE-Materialien eine über den Herstellungsprozess einstellbare Porosität. Makroskopisch äußert sich dies in Form einer Zug-Druck-Asymmetrie der mechanischen Eigenschaften, Abbildung 5.20. Die Elastizitätsmoduln im Zug- E_z und Druckbereich E_d unterscheiden sich. Bei kleinen Dehnungen ist die Zug-Druck-Asymmetrie vernachlässigbar.

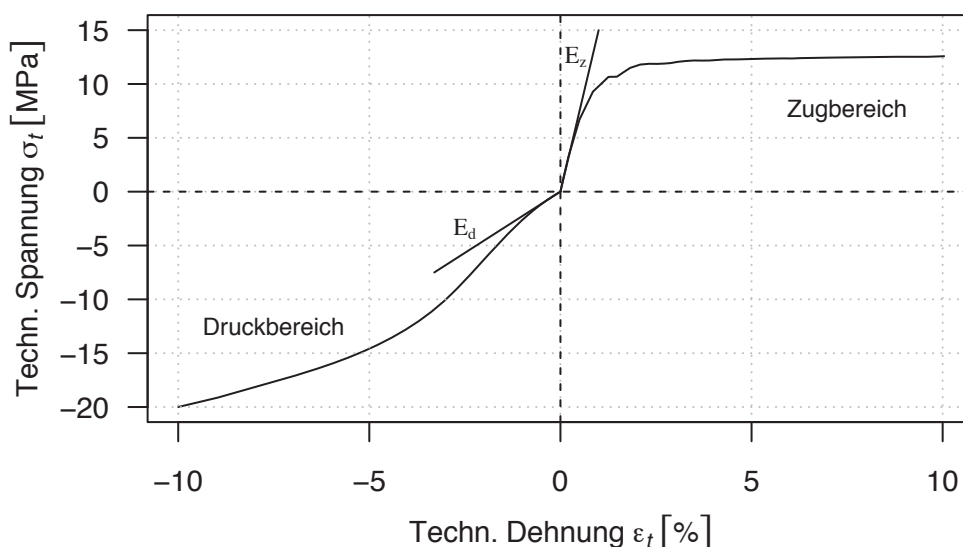


Abbildung 5.20: Zug-Druck-Asymmetrie

Die Querkontraktionszahl ν_q wird mit dem Videoextensometer gemessen. Das Videoextensometer verfolgt die Dehnungen in lateraler $\epsilon_{lateral}$ und transversaler Richtung $\epsilon_{transversal}$. Hierzu müssen jeweils zwei Messpunkte mit einem Filzstift auf die Probe, entsprechend Abbildung 5.21, aufgebracht werden. Die Querkontraktionszahl ν_q berechnet sich dann nach Gleichung 5.7.

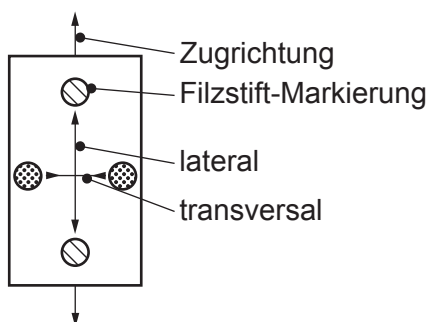


Abbildung 5.21: Messpunktanordnung zur Messung der Querkontraktionszahl

$$\nu_q = \frac{\varepsilon_{\text{lateral}}}{\varepsilon_{\text{transversal}}} \quad (5.7)$$

5.3.2 Scherversuch

Die Vorrichtung zur Prüfung der Scherfestigkeit lehnt sich an die Vorgaben der DIN 50 141 [81] zur Prüfung der Scherfestigkeit metallischer Werkstoffe an, Abbildung 5.22. Das Abscheren erfolgt zweischlägig. Im stationären Teil sind zwei Heizpatronen von jeweils 200 W und Pt100 Widerstandssensor zur Temperaturregelung eingebaut. Die Temperatur der Probe kann damit auf 1 K genau geregelt werden. Die Scherbewegung erfolgt auf Zug um eine Kollision der Zuganker zu verhindern.

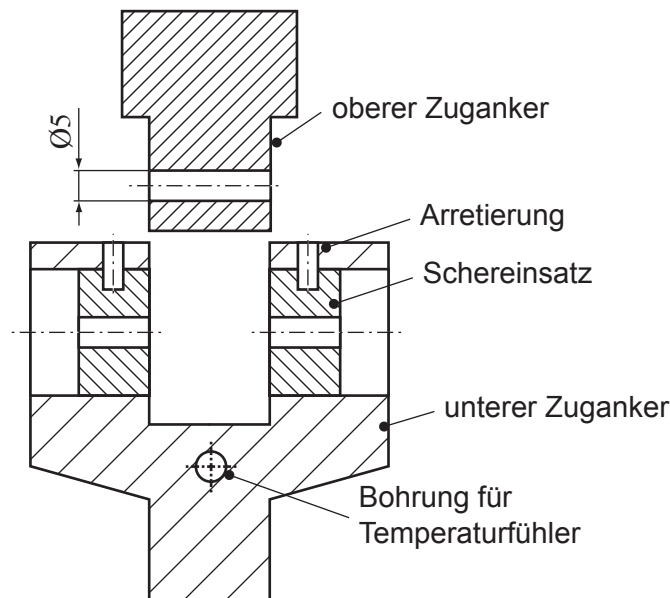


Abbildung 5.22: Schervorrichtung für die Universalprüfmaschine

Zur Ermittlung der temperaturabhängigen Scherfestigkeiten wird die Schervorrichtung auf die gewünschte Temperatur eingeregelt. Die Probe befindet sich dann im thermischen Gleichgewicht. Die Traverse verfährt so lange mit einer definierten Geschwindigkeit von 1 mm/min, bis die Probe abgeschert wird. Die Scherfestigkeit $\tau_{sB}(\vartheta)$ berechnet sich aus der gemessenen maximalen Scherkraft F_S und dem Probenquerschnitt im Ausgangszustand A_0 .

$$\tau_s(\vartheta) = \frac{F_S}{2 \cdot A_0} \quad (5.8)$$

Aus der Kraft-Weg-Kurve lassen sich weiterhin der Schubmodul G und eine Scherfließgrenze τ_{sF} definieren, Abbildung 5.23. Der Schubmodul berechnet sich über die

Ursprungssteigung im Bereich bis 0.5 % Dehnung, Gleichung 5.9. Da PTFE-Compounds keine ausgeprägte Fließgrenze zeigen, muss eine Ersatz-Scherfließgrenze berechnet werden. Sie wird definiert als Schnittpunkt zwischen der Ursprungsgeraden und dem linearen Kurvenverlauf nach Überschreiten des initialen Fließbereichs.

$$G = \frac{\tau_{sF}}{\varepsilon_{0.5}} \quad (5.9)$$

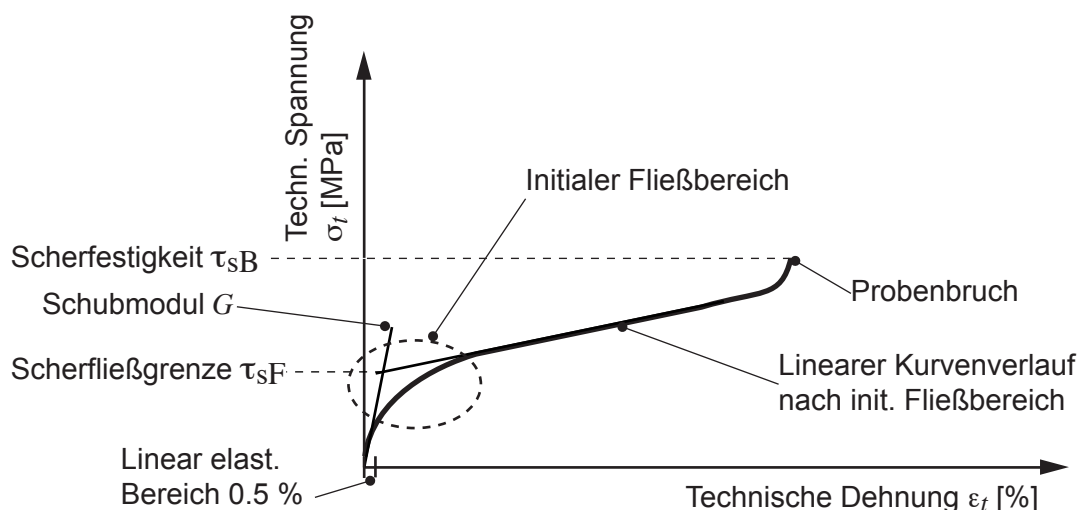


Abbildung 5.23: Grafische Darstellung des Schubmoduls G , der Scherfließgrenze τ_{sF} und der Scherfestigkeit τ_{sB}

5.3.3 Radialkraftmessung an der Universalprüfmaschine

Die Radialkraft F_{radial} ist die vom Dichtring auf eine Welle ausgeübte radiale Kraft, Abbildung 5.24, links. Das Messverfahren zur Messung der Radialkraft beruht auf dem Prinzip der geteilten Messbacken in Anlehnung an DIN 3761 [79] und wurde erstmals in [6] verwendet. Eine Messbacke ist fest, die andere ist beweglich angeordnet, Abbildung 5.24, rechts. Im Kraftfluss von der festen zur bewegten Backe ist eine Kraftmessdose angeordnet. Beim Aufschieben des Wellendichtrings wird die bewegliche Messbacke ausgelenkt, die zugehörige Kraft wird mit der Messwerterfassung aufgezeichnet. Die Universalprüfmaschine wird im Modus Position halten über das Anheft-Extensometer betrieben. Der Durchmesser wird vor jeder Messreihe eingestellt. Das Eigengewicht des Wellendichtrings, der Wellendichtringaufnahme und der oberen Messbacke werden vom Messergebnis abgezogen. Die in die Prüfkammer hineinragende Stange wird mit Druckluft gekühlt, um den Wärmefluss in die Kraftmessdose und einen damit verbundenen Temperaturdrift zu unterbinden.

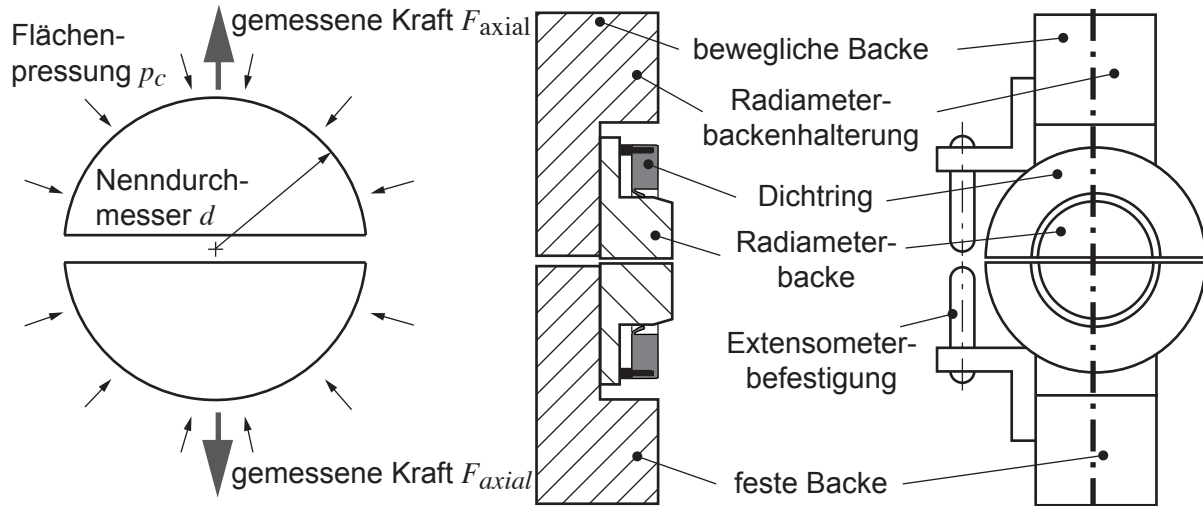


Abbildung 5.24: Kraftaufteilung (links), Aufnahme zur Messung der Radialkraft (rechts)

Für die an einem Rechtecksschulterstab gemessene Axialkraft F_{axial} gilt:

$$F_{axial} = d \cdot b \cdot p_c \iff p_c = \frac{F_{axial}}{d \cdot b} \quad (5.10)$$

Für die Flächenpressung p_c am Wellendichtring mit der Radialkraft F_{radial} und der Fläche A gilt dann

$$p_c = \frac{F_{radial}}{A} \iff F_{radial} = A \cdot p_c. \quad (5.11)$$

Mit der Mantelfläche $A = \pi \cdot d \cdot b$ gilt hierbei für die Radialkraft

$$F_R = \pi \cdot d \cdot b \cdot p_c. \quad (5.12)$$

Durch das Einsetzen von Gleichung 5.11 in Gleichung 5.12 und umformen, ergibt sich für die Umrechnung der gemessenen Axialkraft F_{axial} in eine Radialkraft F_{radial} .

$$F_{radial} = \pi \cdot d \cdot b \cdot \frac{F_{axial}}{d \cdot b} = \pi \cdot F_{axial} \quad (5.13)$$

5.3.4 Härtemessung

Die Härte eines Materials bezeichnet den Widerstand gegenüber einem Eindringkörper/ Indenter. Die Universalhärte wird auch als instrumentierte Härteprüfung bezeichnet. Im Gegensatz zur Härtemessung nach Vickers und Brinell werden die Kraft und die Eindringtiefe kontinuierlich gemessen. Die Universalhärte ist entsprechend Gleichung 4.7 als Verhältnis der Maximalkraft F_{max} zur dazugehörigen wahren Kontaktfläche A_{HU} definiert. Die Umrechnung der Eindringtiefe zur Kontaktoberfläche muss für jede Indenterform bestimmt wer-

den. Aus der kontinuierlich ermittelten Messkurve können weitere Werkstoffkennwerte wie beispielsweise der Elastizitätsmodul, das Eindringkriechen sowie elastische und plastische Verformungsarbeiten bestimmt werden.

5.3.5 Nanoindentation

Bei der Nanoindentation hängen alle ingenieurmäßigen Materialkennwerte von einer exakt bestimmten Eindringtiefe und der damit verbundenen Kontaktfläche ab. Daher kommt dem verwendeten DCM-Messkopf (Dynamic Contact Module) bei der Indentierung von weichen Materialien wie Polymeren eine besondere Bedeutung zu [82]. Dieser Messkopf ermöglicht die Prüfung nach der CSM-Methode (Continuous Stiffness Modulou). Im Gegensatz zur quasi-statischen Standard-Kraftaufbringungsmethode wird die Kraft bei der CSM-Methode dynamisch aufgebracht (konstante Deformationsrate von $5 \cdot 10^{-5} s^{-1}$ und einer Frequenz von 75 Hz). Die Kraftauflösung beträgt 50 nN, die Wegauflösung 0.01 nm.

Im Gegensatz zur Indentierung mit einer statisch aufgebracht Kraft, erfolgt die Indentierung bei der CSM-Methode mit einer überlagerten harmonischen Sinus-Schwingung, Abbildung 5.25. Aufgrund dieser dynamischen Anregung lassen sich viskoelastische Effekte sowie die Universalhärte und das Elastizitätsmodul als kontinuierliche Funktion in Abhängigkeit von der Eindringtiefe messen. Da sich die Kontaktentwicklung zwischen Indenterspitze und Material in den Steifigkeits- und Dämpfungswerten sowie den mit der dynamischen Belastung verbunden Größen und dem Phasenwinkel widerspiegelt, ist allein mit dieser Methode ein präzises Auffinden der Probenoberfläche möglich.

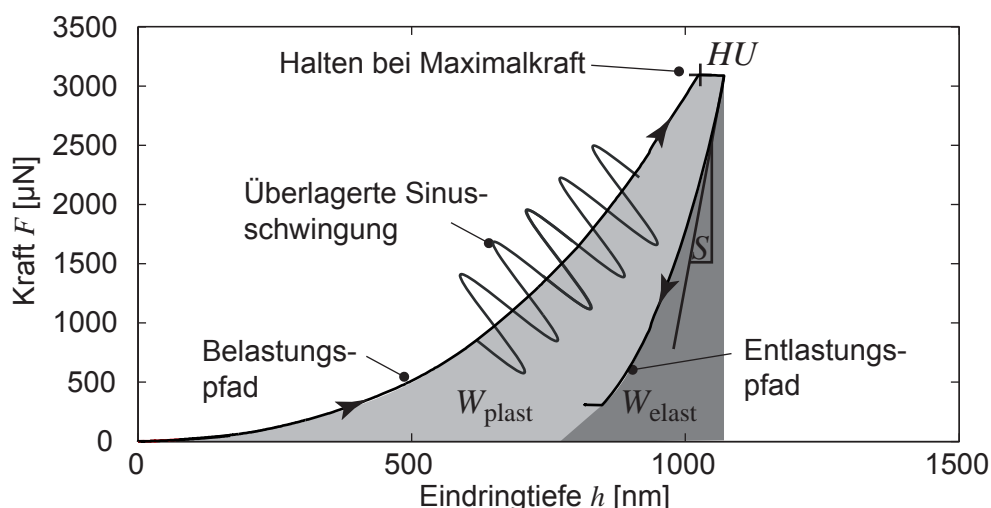


Abbildung 5.25: Indentierung mit der CSM-Methode

Für die Definition der Nanohärte H_{nano} gilt der gleiche Zusammenhang wie für die Universalhärte HU aus Gleichung 4.7. A_{proj} ist hierbei nicht die wahre Kontaktfläche wie bei der Universalhärte HU , sondern die Projektion der im Kontakt befindlichen Indenterfläche, Gleichung 5.14. Dieses Vorgehen hat gegenüber anderen Härte-Definitionen vor allem bei weichen Polymeren den Vorteil, dass es auch für Materialien angewendet werden kann, welche keinen nennenswerten Eindruck hinterlassen.

$$H_{\text{nano}} = \frac{F}{A_{\text{proj}}} \quad (5.14)$$

Bei der Nanoindentation wird eine dreiseitige Pyramide nach Berkovich als Indenter verwendet. Im Gegensatz zur vierseitigen Pyramide von Vickers, bei der ab einer bestimmten Eindringtiefe fertigungsbedingte Messfehler überwiegen, ist beim Berkovich-Indenter die Abrundung der Spitze der einzige systematische Fehler. Die zur Berechnung der Nanohärte benötigte projizierte Fläche A_{proj} des permanenten Eindrucks kann bei sehr geringen Eindringtiefen bis ca 200 nm nicht mehr optisch erfolgen. Mittels Rasterelektronenmikroskop ist die Bestimmung prinzipiell möglich, aber dafür aufwendig und teuer. Die Berechnung der projizierten Fläche erfolgt daher aus der Eindringtiefe des permanenten Eindrucks h_f . Die dreiseitige Pyramidenform hat das gleiche Verhältnis zwischen Eindringtiefe h und projizierter Fläche A_{proj} des permanenten Eindrucks h_f [83].

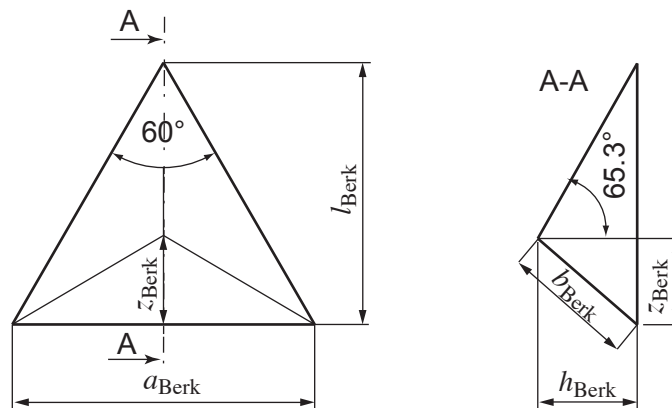


Abbildung 5.26: Geometrie des Berkovich-Indenter: Draufsicht (links) und Mittenschnitt (rechts) [8]

Ist die Kontakttiefe h_c bestimmt, lässt sich die zugehörige Fläche über die Flächenfunktion $A(h_c)$ berechnen. Es stehen damit alle Größen zur Berechnung der Nanohärte H_{nano} zur Verfügung. Die Form des Indenters ist jedoch nur nahe der idealen Geometrie. Oberflächendeformationen und die Indenterspitzenabrundung verfälschen das Messergebnis bei kleinen Eindringtiefen [9]. Die reale Indentergeometrie wird mit einer Flächenfunktion (Diamond Area Funktion DAF) berücksichtigt, Gleichung 5.15. Für den Hauptterm HT des

Berkovich-Indenters gilt $HT = 24.56$, wobei die DAF nach dem dritten Flächenkoeffizienten abgebrochen wird [82]. Die Kalibrierung der DAF über die Flächenkoeffizienten C_i erfolgt an einem Material mit bekannter Härte. In der Regel wird eine Silizium-Scheibe verwendet.

$$A(h_c) = HT \cdot h_c^2 + C_0 \cdot h_c + C_1 \cdot h_c^{\frac{1}{2}} + C_2 \cdot h_c^{\frac{1}{4}} \quad (5.15)$$

Beim Versuch nach Oliver & Pharr steigt die Kraft mit der Eindringtiefe, nach dem Erreichen der Maximalkraft F_{\max} wird die Kraft für einige Sekunden (z.B. 10 s) konstant gehalten, wobei der Indenter weiter einsinkt. Am Anschluss wird entlastet. Die sich während der Indentation einstellende Kontaktsituation zwischen Indenterspitze und dem Probekörper ist in Abbildung 5.27 dargestellt. In der Regel bleibt eine plastische Verformung. Die Gesamteindringtiefe h_{\max} kann als Summe der Kontakttiefe unter Last h_c und der Verschiebung der Oberfläche h_s , an der Grenze zur Kontaktfläche definiert werden.

$$h_{\max} = h_c + h_s \quad (5.16)$$

Für die Verschiebung der Oberfläche h_s entsprechend dem Vorgehen von Oliver & Pharr [9] gilt mit der Indentergeometrie spezifischen Konstanten $\phi = 0.76$:

$$h_s = \phi \cdot \frac{F_{\max}}{S} \quad (5.17)$$

Die Kontakttiefe h_c ist abhängig von der maximalen Eindringtiefe h_{\max} , der maximalen Kraft F_{\max} sowie der Steifigkeit S .

$$h_c = h_{\max} - \phi \cdot \frac{F_{\max}}{S} \quad (5.18)$$

Aufgrund von Einsink-Effekten ist die bleibende Eindrucksfläche größer als die mit dem Indenter in Kontakt stehende Fläche. Daher wird zur Bestimmung von der projizierten Fläche A_{proj} die Kontakttiefe h_c verwendet.

$$A_{\text{proj}} = 24.56 \cdot h_c^2 \quad (5.19)$$

Abbildung 5.28 zeigt links die schematische Darstellung einer idealen Kraft-Eindringtiefen-Kurve, rechts eine Kraft-Eindringtiefen-Kurve mit Haltephase bei maximaler Kraft. S ist die Steifigkeit. Sie ist die Steigung beim Entlasten. Der Elastizitätsmodul berechnet sich im Gegensatz zum Zugversuch aus dem Entlastungsast durch einmaliges Ableiten der Kraft nach der Eindringtiefe bei Maximalkraft F_{\max} an der Stelle h_{\max} .

$$S = \left. \frac{dF_{\max}}{dh} \right|_{h_{\max}} \quad (5.20)$$

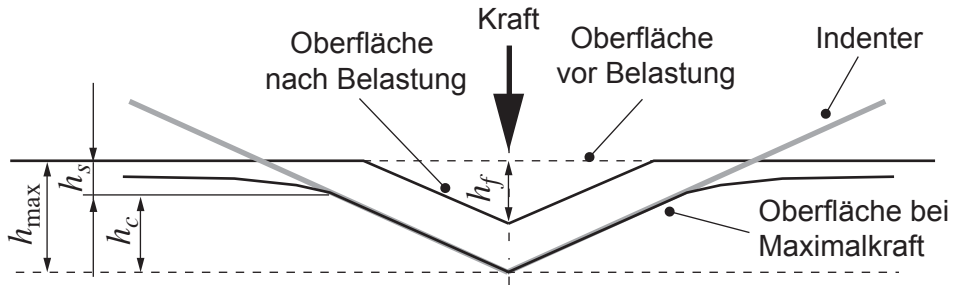


Abbildung 5.27: Darstellung Nanoindenterversuch nach Oliver & Pharr [9]

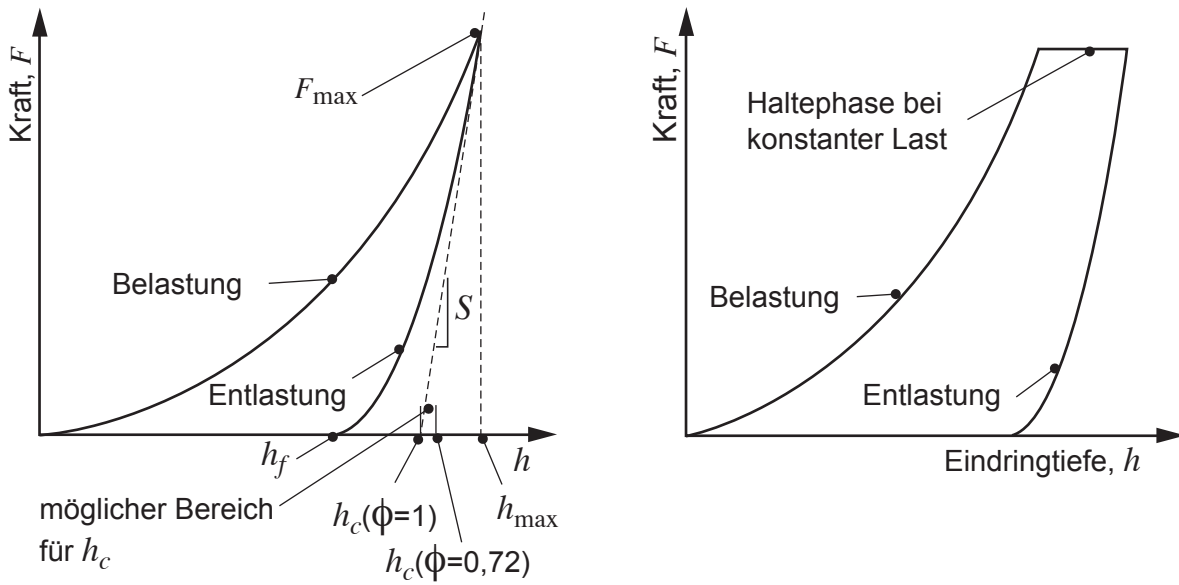


Abbildung 5.28: Schematische Kraft-Eindringtiefen-Kurve: Ideal (links), mit Haltephase nach Oliver & Pharr [9] (rechts)

Die Analyse der Kraft-Eindringtiefen-Kurven gestattet die Definition einer Verformungsenergiegedichte. Die Verformungsenergiegedichte charakterisiert die Verformungsarbeit pro verdrängtem Volumen und ist ein Maß für die Verformungsfähigkeit. Gemäß Abbildung 5.25 kann die totale Verformungsarbeit W_{total} in einen elastischen W_{elast} und einen plastischen W_{plast} Anteil aufgeteilt werden.

$$W_{\text{plast}} = W_{\text{total}} - W_{\text{elast}} \quad (5.21)$$

Die totale Verformungsarbeit W_{total} erhält man als Fläche unter der Belastungs- und Halte-Kurve

$$W_{\text{total}} = \int_0^{h_{\text{max}}} F \cdot dh. \quad (5.22)$$

Die Fläche unter der Entlastungskurve bestimmt den reversiblen elastischen Anteil der Verformung.

$$W_{\text{elast}} = \int_{h_{\text{max}}}^{h_f} F \cdot dh \quad (5.23)$$

Der scharfkantige Berkovich-Indenter ist für die Verwendung in einer Finite-Elemente-Simulation aufgrund seiner scharfen Kanten ungeeignet. Bewährt hat sich die Verwendung eines flächenäquivalenten Kegel-Indenters [82]. Das von der Indenterspitze verdrängte Volumen ergibt sich in Abhängigkeit von der Eindringtiefe h zu:

$$V_{\text{Berk}}(h) = V_{\text{Kegel}}(h) = \frac{\pi}{3} r^2 \cdot h \quad (5.24)$$

Für die Verformungsenergiegedichten ergeben sich aus den Gleichungen 5.22, 5.21, 5.23 und Gleichung 5.24 die totale Verformungsenergiegedichte e_{def} sowie die plastische Verformungsenergiegedichte $e_{\text{def,plast}}$.

$$e_{\text{def}} = \frac{W_{\text{total}}}{V_{\text{total}}} = \frac{\int_0^{h_{\text{max}}} F \cdot dh}{\frac{\pi}{3} r^2 \cdot h_{\text{max}}} \quad (5.25)$$

$$e_{\text{def,plast}} = \frac{W_{\text{total}} - W_{\text{elast}}}{V_{\text{plast}}} = \frac{W_{\text{plast}}}{V_{\text{plast}}} = \frac{\int_0^{h_{\text{max}}} F \cdot dh - \int_{h_{\text{max}}}^{h_f} F \cdot dh}{\frac{\pi}{3} r^2 \cdot h_f} \quad (5.26)$$

5.3.6 Ring-Scheibe-Tribometerversuch

Die Reibungs- und Verschleißuntersuchungen werden am Ring-Schreibe-Tribometer durchgeführt, Abschnitt 5.2.1. Für jeden Versuch wird eine neue Triboprobe verwendet. Die Triboprobe wird in den Triboprobenhalter eingepresst und in das Tribometer eingebaut. Die Aufnahmevorrichtung wird während dessen mit einem angeschlossenen Öl-Temperieraggregat auf auf 40 °C temperiert. Die Temperaturregelung erfolgt auf den in den Ringraum eingebauten Temperatursensor. Bei trockenen Versuchen wird die Triboprobe abgesenkt und der Versuch beginnt. Bei nassen Versuchen wird die Triboprobe abgesenkt und mit 0.1 MPa angepresst,

so dass der Ringraum mit Schmiermittel gefüllt werden kann. Nachdem das Schmiermittel die voreingestellte Temperatur erreicht hat, startet der nasse Versuch automatisch. Der Versuch endet nach einem bestimmten Reibweg oder einer maximalen Verschleißhöhe von 0.5 mm.

5.3.7 Optik-Tribometerversuch

Das Optik-Tribometer aus Abschnitt 5.2.2 wird ausschließlich zur Analyse der am Ring-Scheibe-Tribometer durchgeführten Versuche verwendet. Die Triboprobe wird hierzu in den Triboprobenhalter eingebaut und mit dem Wellenflansch verbunden. Über den Hebel-Mechanismus wird die Triboprobe gegen die transparente Kunststoffplatte gedrückt. Die Anpressung wird über eine Mutter eingestellt. Die Analyse der Kontaktsituation erfolgt mit dem in Abschnitt 5.1.1 beschriebenen Olympus Auflichtmikroskop.

5.3.8 Dauerlaufuntersuchung

Die Dauerlaufuntersuchungen an Radial-Wellendichtringen werden mit dem in Abschnitt 5.2.3 vorgestellten Prüfstand durchgeführt. Der Prüfstand wird mit Öltemperierung und einer konstanten Drehzahl betrieben. Um eine größtmögliche Übereinstimmung der Prüfstandsversuche mit den Simulationen zu erreichen, werden alle Wellendichtringe vor dem Versuchsstart 24 h bei 40 °C auf der stillstehenden Welle gelagert. Durch die Lagerung befindet sich der Wellendichtring bei Versuchsstart im relaxierten Zustand.

Die Auswertung der Dauerlaufversuche erfolgt über die Radialkraft und die scheinbare Kontaktbreite, Abschnitt 7.3.4. Zur Ermittlung der Kontaktbreite werden Harzeingüsse angefertigt, aufgesägt und am Laser-Scanning-Mikroskop vermessen.

Kapitel 6

Experimentelle Untersuchungen

Das in dieser Arbeit untersuchte PTFE-Compound MT212 ist in der Dichtungstechnik weit verbreitet und wird im Maschinen- und Anlagenbau eingesetzt. Reines PTFE bildet die Matrix. Graphit-Partikel werden zur Verbesserung der tribologischen Eigenschaften eingebracht. Die Materialzusammensetzung und -verteilung sind das Hersteller-Know-How. Der Anwender bekommt in der Regel lediglich Standardinformationen, wie der makroskopische Elastizitätsmodul bei Raumtemperatur und die maximale Einsatztemperatur. Für eine tribologische Auslegung im Rahmen einer Verschleißsimulation von Wellendichtringen ist dies jedoch nicht ausreichend.

In diesem Kapitel sind die zur Materialmodellierung notwendigen Materialuntersuchungen beschrieben. Es werden Kennwerte zur Beschreibung des mechanischen und tribologischen Materialverhaltens eingeführt und ermittelt.

6.1 Materialzusammensetzung

Materialschliffe sind der Standard zur Bestimmung der Zusammensetzung eines Materials. Die genaue Analyse erfolgt mit Algorithmen der digitalen Bildverarbeitung in Matlab [84]. Die einzelnen Analyseschritte sind in Abbildung 6.1 dargestellt. Die mit dem in Abschnitt 5.1.1 beschriebenen Laser-Scanning-Mikroskop aufgenommenen Rot-Grün-Blau-Farbbilder (RGB) werden in ein Graustufenbild mit 256 Graustufen konvertiert, harmonisiert und auf den zu untersuchenden Ausschnitt beschnitten. Das Harmonisieren erhöht die Graustufentiefe des Bildes nachträglich und verbessert damit die Auswertbarkeit. Bei der Binärisierung wird das Graustufenbild in ein Schwarz-Weiß-Bild konvertiert. Die Grenze zwischen weiß und schwarz wird über einen Schwellwert definiert. Besteht das Material offenkundig aus lediglich zwei Stoffen, kann die Schwellwertbestimmung automatisch

nach einem Verfahren nach Ridler, Calvard [85] erfolgen. Die eigentliche Bestimmung der Materialzusammensetzung erfolgt dann durch das Aufsummieren der Pixel bezüglich ihres Binärwertes 1 oder 0. Weiße Pixel haben den Wert 1, schwarze Pixel den Wert 0. Durch das Beschriften der Pixelbereiche lässt sich die im Materialschliff vorhandene Partikel-Anzahl und damit die Materialzusammensetzung einer Schicht bestimmen. Unter der Annahme, dass die Partikel homogen in der Matrix verteilt sind, ist die Flächenzusammensetzung gleich der Volumenzusammensetzung.

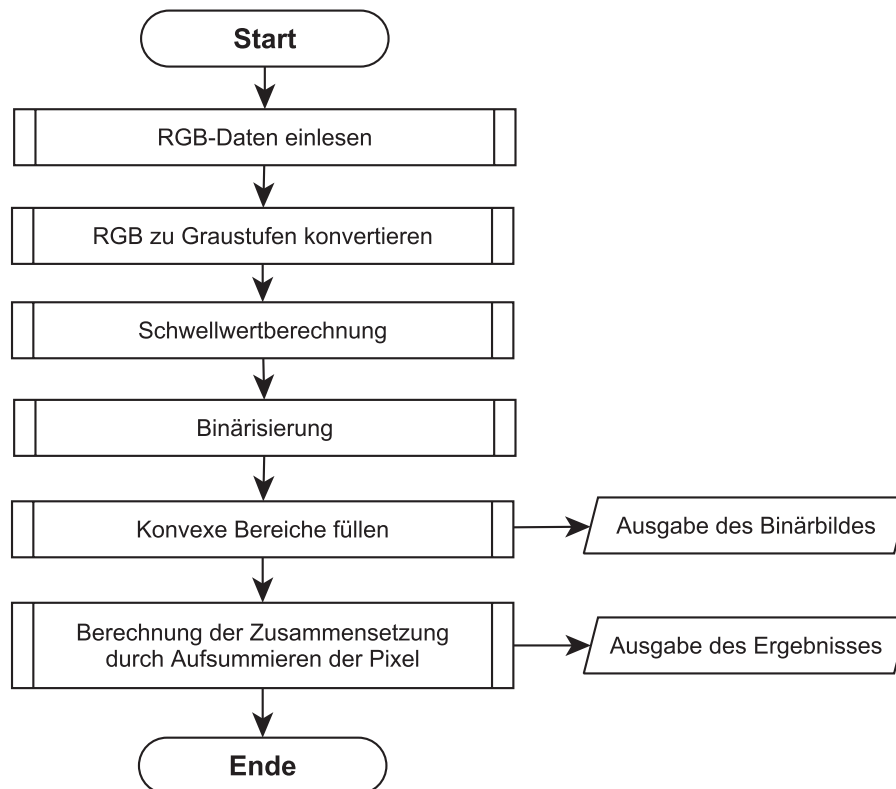


Abbildung 6.1: Ablaufplan zur Analyse der Materialzusammensetzung

Der Schwellwert des Graustufenbildes in Abbildung 6.2 berechnet sich mit dem oben dargestellten Ablaufplan zu 0.5276. Daraus ergeben sich ein PTFE-Anteil von 79.94 % und ein Graphit-Partikel-Anteil von 20.06 %. Laut Herstellerangaben sollte das Material 25 % Graphit-Partikel enthalten! Der Grund für die 5 % Abweichung wird bei der optischen Begutachtung deutlich. Die Oberflächenstruktur wird durch den Polierprozess so stark verändert, dass vor allem kleine Partikel herausgelöst und der Summenbildung entzogen werden. In der Matrix verbleiben dann überwiegend große Partikel. Eine Analyse dieser Bilder ist nicht zielführend. Präzise Analysen der Füllstoffzusammensetzung setzen eine ungeschädigte Mikrostruktur voraus.

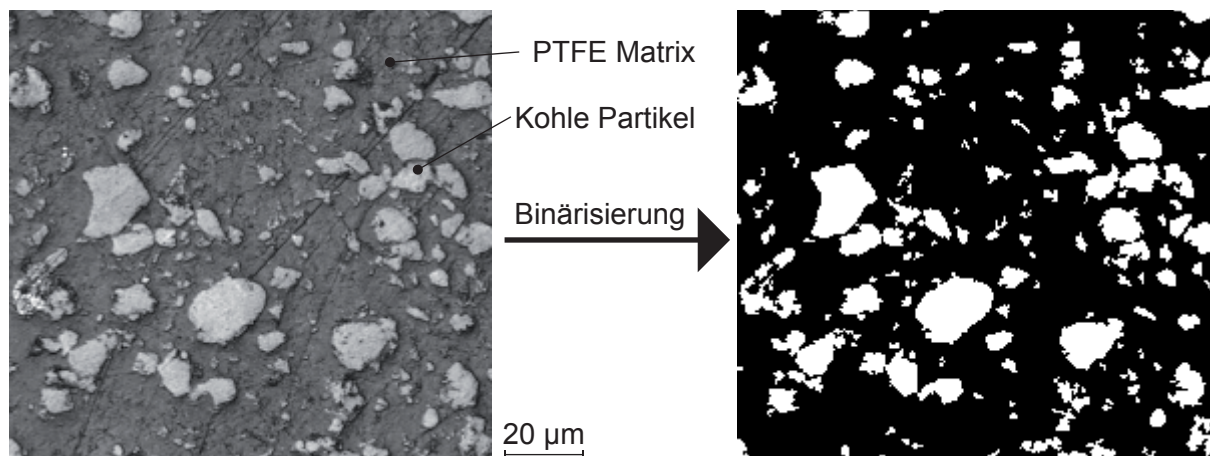


Abbildung 6.2: Binärisierung eines Schliffbildes

Ideal sind Computertomographie-Aufnahmen aus der ungeschädigten Probenmitte. Der in Abschnitt 5.1.3 vorgestellte Computertomograph löst Probenkörper mit einem Schichtabstand von 250 nm auf und erzeugt ein dreidimensionales Abbild. Die einzelnen Schichtaufnahmen werden als Bilddatei exportiert und analysieren, Abbildung 6.3.

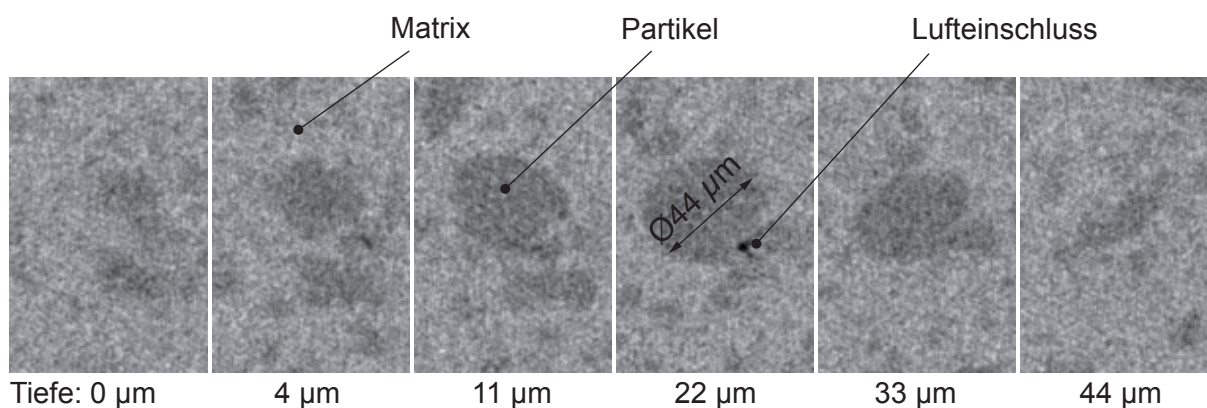


Abbildung 6.3: Schichtaufnahme eines Graphit-Partikels

Die Dichteinformation/ -verteilung des gemessenen Materialbereichs wird über 256 Graustufen als Graustufenbild dargestellt. Alle gemessenen Bilder stellen eine Materialschicht im Bilderstapel dar. Durch Mittelung über alle Bilder eines Bilderstapels ist die statistische Absicherung der berechneten Kennwerte sichergestellt, Abbildung 6.4. Nach der Umrechnung des ermittelten Volumenanteils in einen Massenanteil bestätigen die Analysen die Herstellerangabe von ca. 25 % Graphit-Partikel-Anteil.

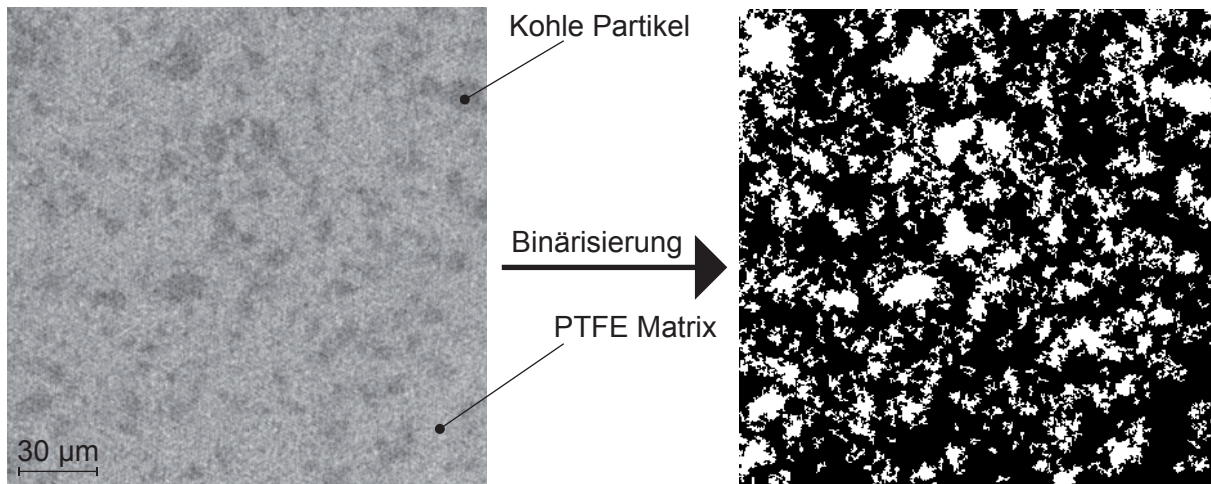


Abbildung 6.4: Binärisierung einer Nanotom-Schichtaufnahme

Durch Aufsummieren der Partikelgrößen lassen sich zwei dominante Partikelgrößen identifizieren. Kleine Partikel mit einem gemittelten Durchmesser von $2.5 \mu\text{m}$ und große Partikel mit einem gemittelten Durchmesser von $20 \mu\text{m}$. Dies führt zur Arbeitshypothese, dass die kleinen Partikel vorwiegend die Wärmeleitfähigkeit der Matrix erhöhen, wohingegen die großen Partikel vor allem die Druckfestigkeit verbessern.

6.2 Härtemessung

Schon Archard [29] verwendete die Härtemessung zur Kalibrierung des nach ihm benannten Verschleißgesetzes, Gleichung 4.8. Die aus der Metallurgie bekannte Universalhärte HU ist jedoch aufgrund des schon bei kleinen Dehnungen einsetzenden plastischen Fließens für PTFE-Materialien nicht anwendbar.

Die Shore-Härte wird vor allem bei Elastomeren und Kunststoffen eingesetzt und eignet sich daher prinzipiell zur Charakterisierung von weichen Thermoplasten wie PTFE. Für das Härtemessgerät sind entsprechend Abschnitt 5.1.5 unterschiedliche Härtemessmodule vorhanden. Für PTFE-Compounds sind, ohne dass die Messskala überschritten wird, nur die Shore-Härten D und D0 geeignet. Shore D wird mit einem Spitzkegelindenter und Shore D0 mit einem Kugel-Eindringkörper gemessen. Das Auflagegewicht beträgt 5 kg bei einer Haltezeit von 15 s.

Abbildung 6.5 zeigt fünf Einzelmessungen je Härteskala bei einmaliger Indentierung sowie den Anstieg der Härte bei wiederholter Indentierung an derselben Stelle. Dieser Anstieg wird als Verfestigung bezeichnet. Die Ergebnisse der Shore D0 Messungen liegen bei einmaliger Indentierung mit circa 95 Shore D0 schon sehr dicht an der Skalenobergrenze, sodass diese

Messmethode nicht dazu geeignet ist, die Verfestigung des Materials sichtbar zu machen. Shore D hingegen liegt bei durchschnittlich 65.1 Shore D mit einem rapiden Anstieg auf 92 Shore D bei mehrmaliger Indentierung.

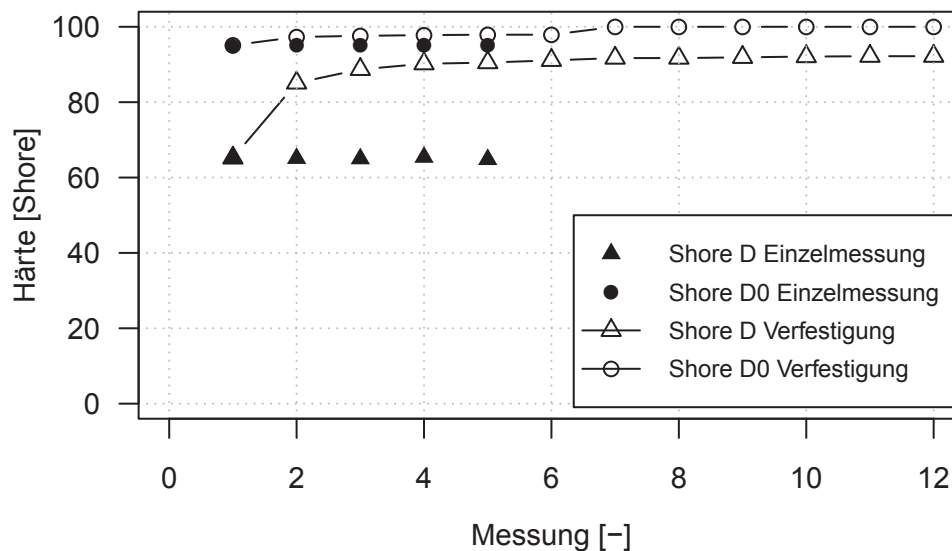


Abbildung 6.5: Härtemessung von MT212, einmalige und mehrmalige Indentierung

Härtemessungen an Proben nach einem Druckversuch bei Temperaturen von 20 °C bis 100 °C haben gezeigt, dass diese Druck-Temperatur-Vorbelastung keinen Einfluss auf die gemessenen Härten hat. Die Härtemessung ist jedoch noch immer eine eher qualitative Messmethode zum direkten Vergleich zweier vorliegender Proben und stellt eine Mittelung über die Mikrostruktur dar. Mit einer Eindringtiefe von 1-2 mm werden ausschließlich die Materialeigenschaften des Kernmaterials bestimmt. Für eine gezielte Untersuchung der im Reibungsprozess aktiven Oberfläche im Rahmen einer Kennwertermittlung ist diese Methode ungeeignet.

6.3 Nanoindentermessung

Messungen mit dem Nanoindenter bestätigen das von der Makroskala bekannte nicht lineare Materialverhalten auch für die Nanoskala. Während die mittels der CSM-Technik gemessene harmonische Kontaktsteifigkeit S linear mit der Eindringtiefe h steigt, ist die Nanohärte H_{nano} hingegen nahezu konstant, Abbildung 6.6.

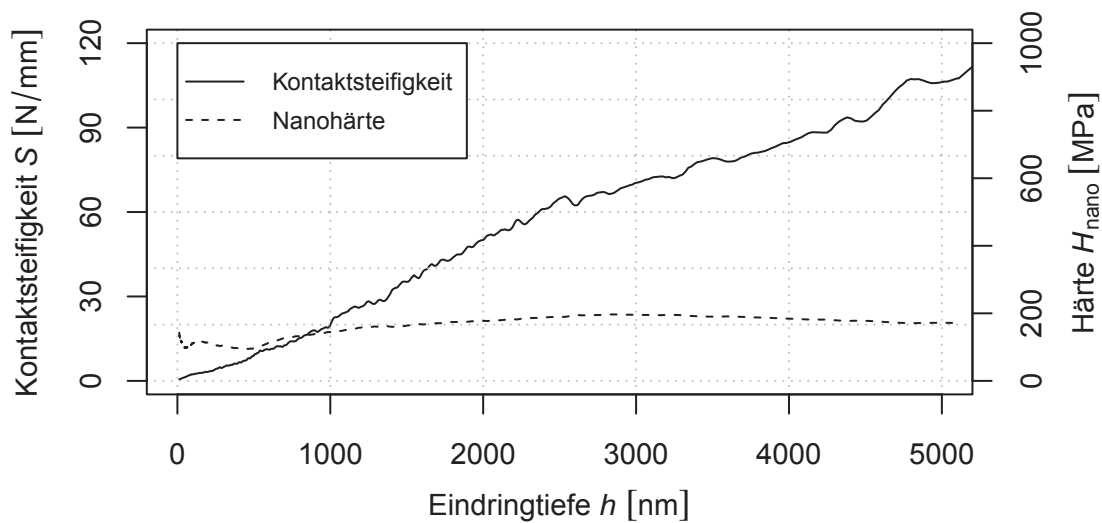


Abbildung 6.6: Kontaktsteifigkeit S und Nanohärte H_{nano} über der Eindringtiefe h

Aufgrund der hohen lateralen Auflösung des Nanoindenters ist eine eindeutige Klassifizierung der Kraft-Eindringtiefenkurven über die Kurvenform und die Maximalkraft möglich, Abbildung 6.7. Wird ausschließlich ein Partikel getroffen, erfolgt der Kraftanstieg früher und die Maximalkraft ist größer. Die Indentierung von Partikel und Matrix stellt eine Mittelung dar.

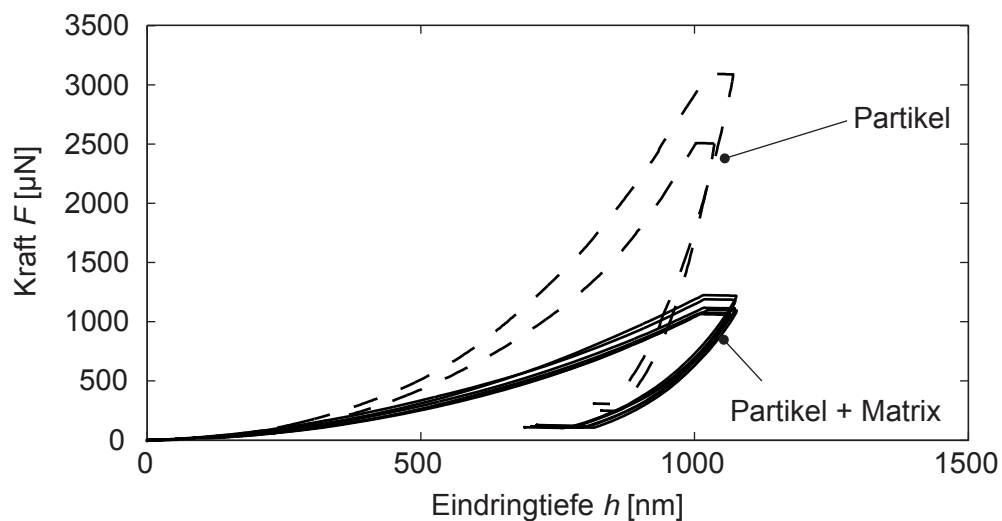


Abbildung 6.7: Kraft-Eindringkurvenschar für $h_{\text{max}} = 3 \mu\text{m}$

Der aus der Entlastungskurve berechnete Elastizitätsmodul E_{nano} und der Anteil der plastischen Verformungsarbeit W_{plast} sind in Abhängigkeit von der maximalen Eindringtiefe in Abbildung 6.8 dargestellt. $E_{\text{nano}}/ W_{\text{plast}}$ Partikel bezieht sich auf die ausschließliche Indentierung eines Partikels. Bei $E_{\text{nano}}/ W_{\text{plast}}$ Partikel + Matrix trifft der Indenter sowohl Partikel als auch Matrix. Bei den Kurven mit der Bezeichnung Compound wird ausschließlich die Matrix indentiert. Unter der Oberfläche befindliche Partikel werden dabei indirekt mitgemessen. Die Kurven Partikel + Matrix und Compound verlaufen erwartungsgemäß ähnlich.

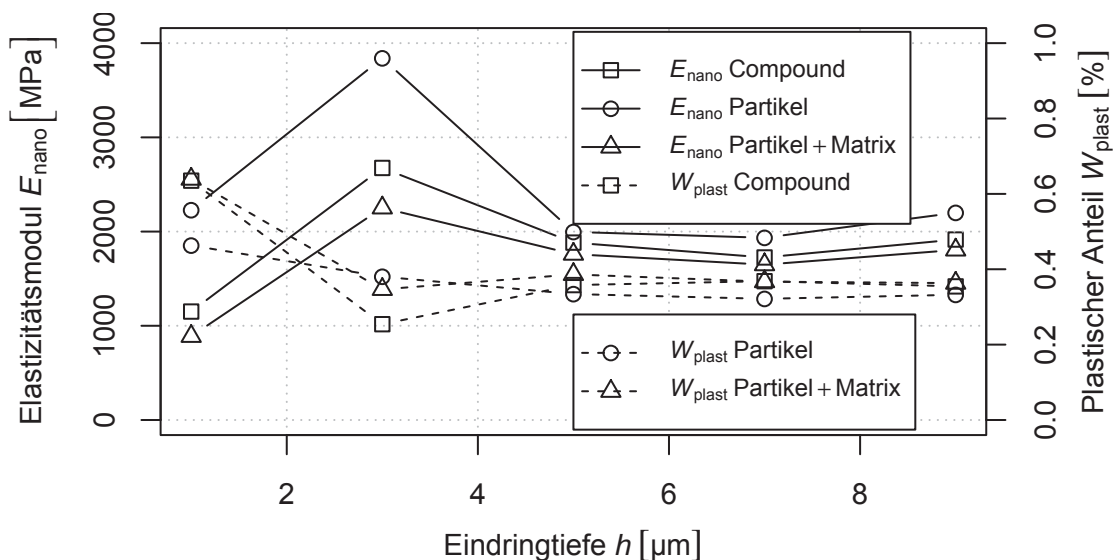


Abbildung 6.8: Elastizitätsmodul E_{nano} und plastischer Verformungsarbeitsanteil über der Eindringtiefe h

Die energetische Auswertung der Kraft-Eindringtiefenkurven hinsichtlich der in Gleichung 5.25 und Gleichung 5.26 eingeführten Verformungsenergiedichten e_{def} ist in Abbildung 6.9 dargestellt. Die gemessenen Verformungsenergiedichten e_{def} und Nanohärte H_{nano} verlaufen parallel zueinander und haben alle ihren höchsten Wert bei $3 \mu\text{m}$.

Ein Erklärungsversuch ist das Drei-Zonen-Modell unter Berücksichtigung der plastischen Verformungsenergiedichteanteile, Abbildung 6.10. In Zone eins dringt der Indenter gerade in das Material ein. Trifft er direkt auf Graphit-Partikel, so ist das Materialverhalten überwiegend elastisch. Wird kein Graphit-Partikel direkt getroffen, so ist der plastische Verformungsanteil höher. In Zone zwei trifft die Indenterspitze dann auf erste Partikel und schiebt diese etwas zusammen, sodass es zu einem schnellen Kraftanstieg kommt. In der Zone drei, ab einer Eindringtiefe von $5 \mu\text{m}$, ändern sich die gemessenen Materialkennwerte nur noch wenig. Die Kernmaterialeigenschaften sind erreicht.

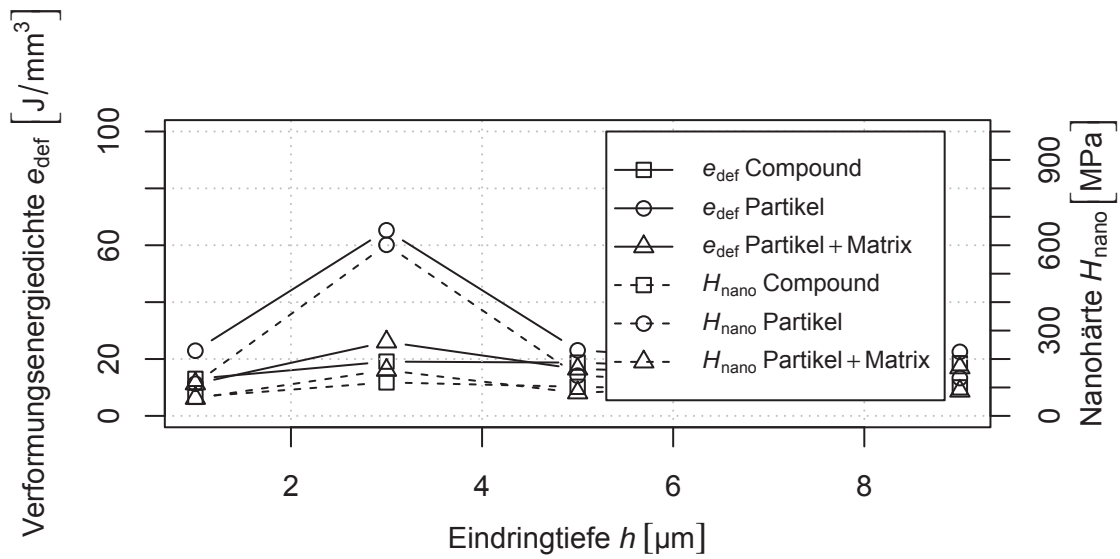


Abbildung 6.9: Verformungsenergie e_{def} und Nanohärte H_{nano} über der Eindringtiefe h

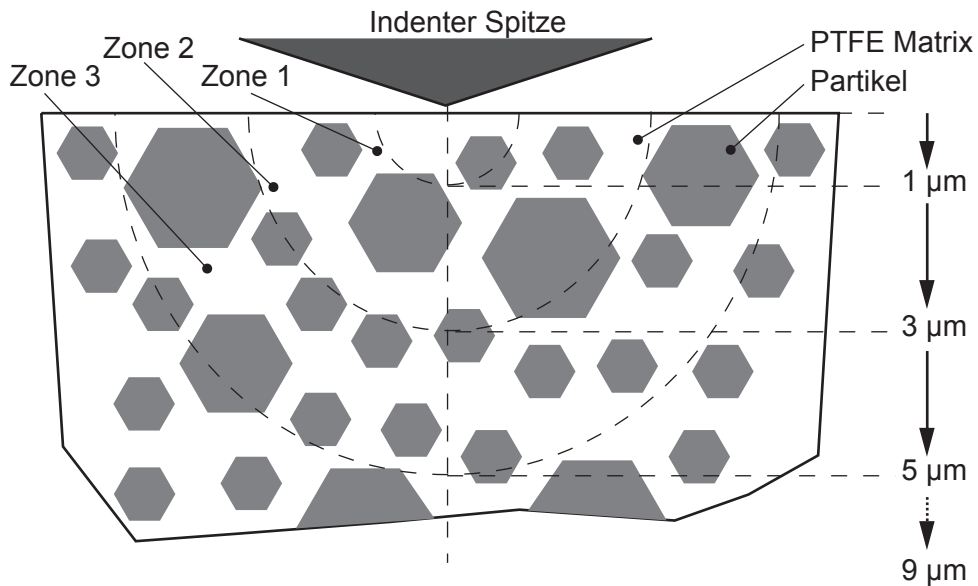


Abbildung 6.10: Drei-Zonen-Modell

6.4 Temperaturabhängige Zug-/Relaxationseigenschaften

Die Zugeigenschaften wurden mit einem berührenden Extensometer und einer Dehnrate von 10 %/min - bezogen auf die Ausgangslänge von 25 mm - entsprechend Abschnitt 5.3.1 im Temperaturbereich von 20 bis 100 °C untersucht. Sowohl der Zugmodul E_z als auch die initiale Zugfließgrenze σ_{zF0} hängen stark von der Temperatur ab. Der Zugmodul und die initiale Zugfließgrenze halbieren sich bei einer Temperaturerhöhung von 23 °C auf 100 °C, Abbildung 6.11.

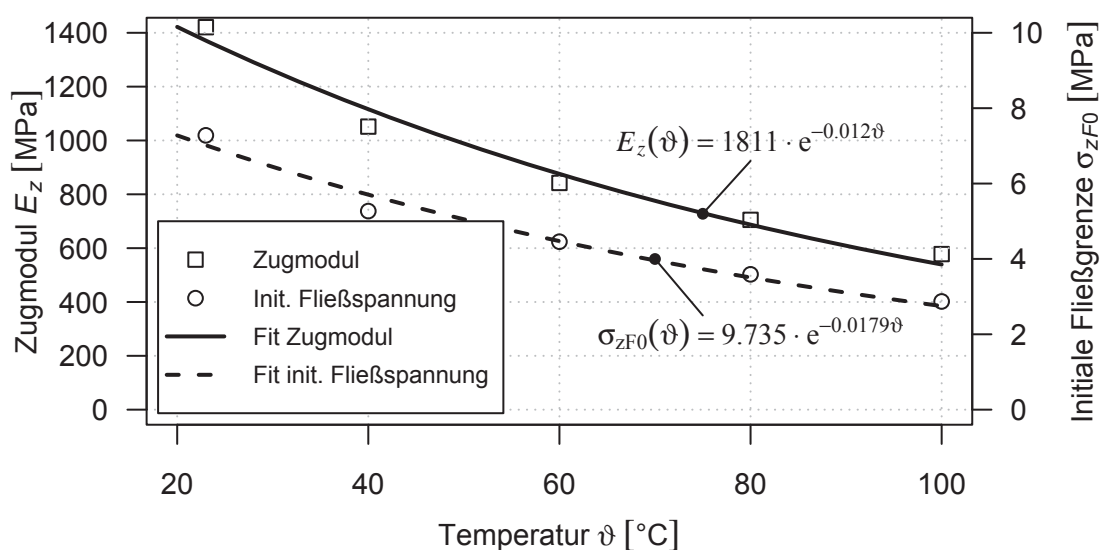


Abbildung 6.11: Temperaturabhängiger Zugmodul E_z und initiale Zugfließgrenze σ_{zF0}

Charakteristisch für Wellendichtringe aus PTFE ist ihr ausgeprägtes Relaxationsverhalten. Wird ein Wellendichtring auf eine Welle montiert, sind die Spannungen zunächst hoch und streben gegen einen geringeren Gleichgewichtszustand. Für die Verschleißsimulation sind die Relaxationseffekte zur Abbildung der korrekten Flächenpressung von Welle und Dichtring im stationären Zustand von entscheidender Bedeutung. Der Belastungspfad ist hingegen von untergeordneter Bedeutung.

Entsprechend Abbildung 5.19 gehen die zeitabhängigen Spannungsanteile für $t \rightarrow \infty$ gegen null. Die sich einstellende Spannung ist die Relaxationsspannung. Sowohl die Relaxationszeit als auch die Relaxationsspannung hängen von der Maximaldehnung und der Temperatur ab. Der Einfluss der Maximaldehnung auf die Relaxationsspannung ist in Abbildung 6.12 dargestellt.

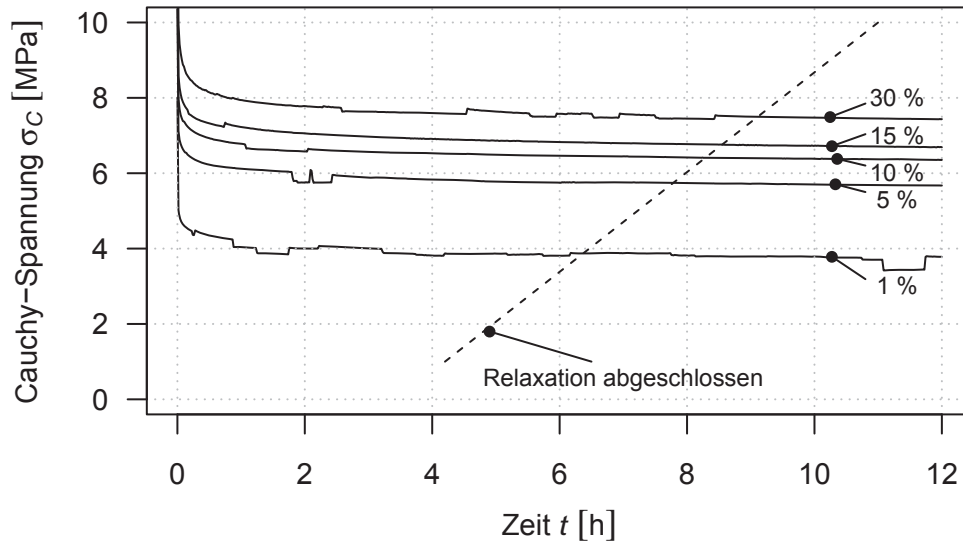


Abbildung 6.12: Relaxation bei unterschiedlichen Maximaldehnungen

Den Einfluss der Temperatur auf das Relaxationsverhalten zeigt Abbildung 6.13. Die Relaxation wird als abgeschlossen betrachtet, wenn sich die Spannung nicht mehr signifikant ändert. Die Relaxationsdauer hängt von der Temperatur ab. Bei höheren Temperaturen $> 60\text{ }^{\circ}\text{C}$ ist sie nach 2 Stunden abgeschlossen, bei Raumtemperatur erst nach ca. 12 Stunden.

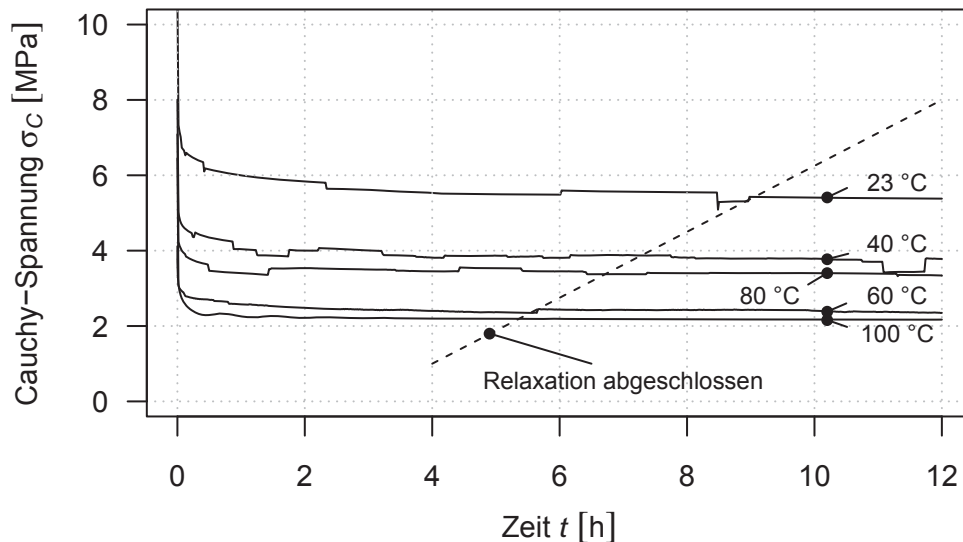


Abbildung 6.13: Relaxation bei unterschiedlichen Temperaturen

Die Einbindung des temperaturabhängigen Verfestigungsverhaltens in MSC.Marc erfolgt in Form einer Tabelle, Abbildung 6.14. Sie ordnet einem Wertepaar, bestehend aus der Temperatur ϑ und der plastischen Hencky-Dehnung ε_{Hp} , die Cauchy-Spannung σ_C nach erfolgter Relaxation zu, Abschnitt 4.18.

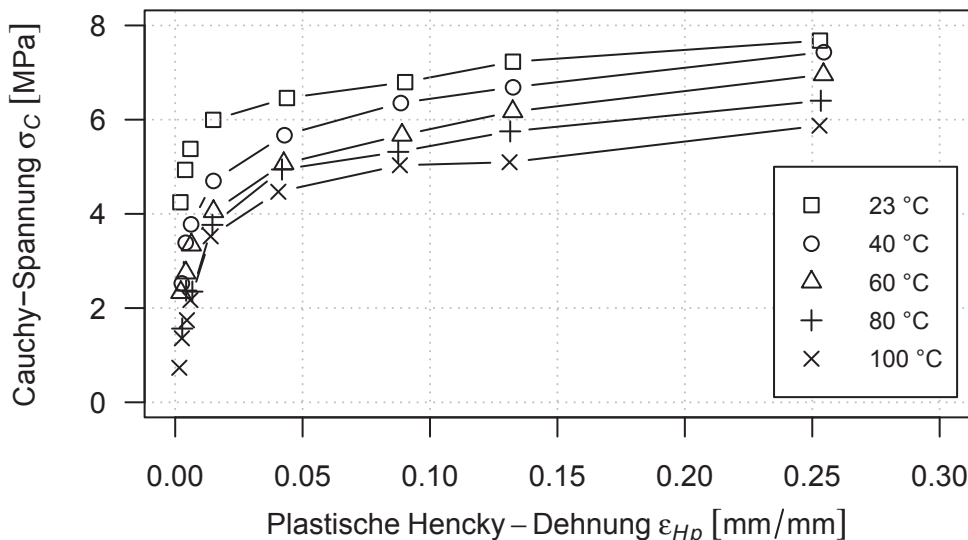
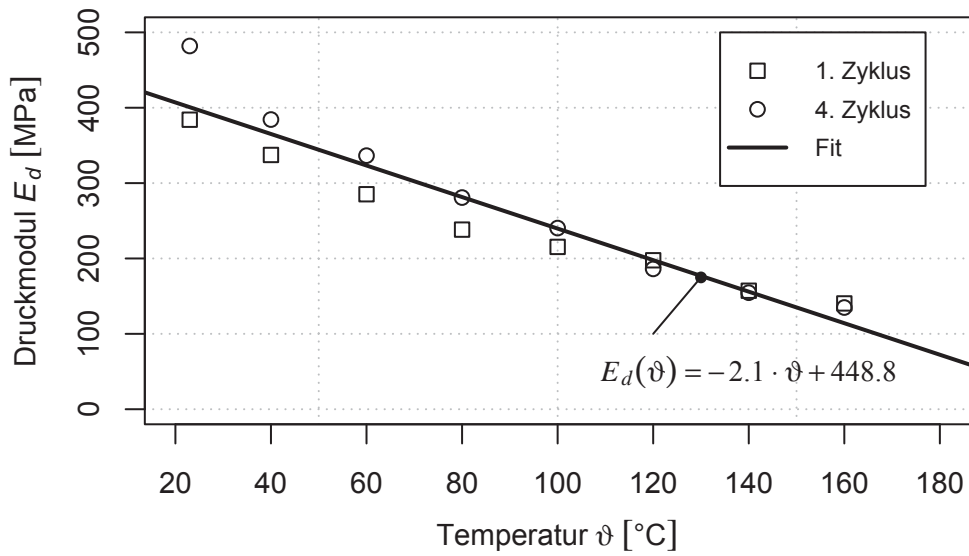
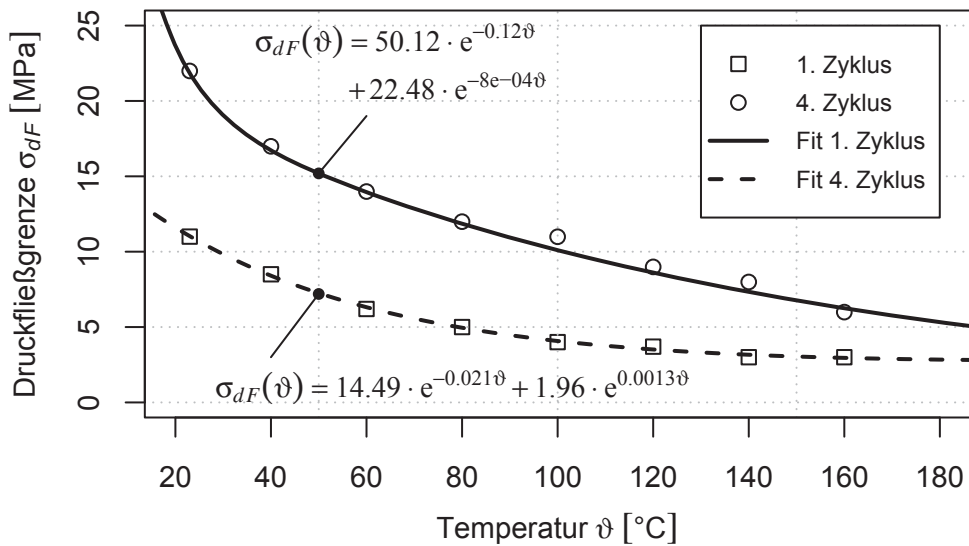


Abbildung 6.14: Temperaturabhängige Relaxationsfließkurven

6.5 Temperaturabhängige Druckeigenschaften

Der Druckbereich wird in Analogie zum Zugbereich über den Druckmodul E_d und die Druckfließgrenze σ_{dF} beschrieben, Abbildung 6.15. Der Druckmodul ist die Anfangssteigung im Druckbereich, während die Druckfließgrenze die Spannung, bei der das Material zu fließen beginnt charakterisiert. Bei Raumtemperatur ist dieser Fließübergang nicht scharf abgegrenzt, wohingegen er bei höheren Temperaturen deutlich zu erkennen ist. Die Verfestigung wurde durch mehrmalige Deformation des Probenkörpers untersucht. Nach dem vierten Deformationszyklus ändert sich die Druckfließgrenze nicht mehr. Sie hat sich im Vergleich zum ersten Deformationszyklus ungefähr verdoppelt. Der temperaturabhängige Druckmodul $E_d(\vartheta)$ und die temperaturabhängige Druckfließgrenze $\sigma_{dF}(\vartheta)$ genügen einem Exponentialansatz, Abbildung 6.16.

Abbildung 6.15: Temperaturabhängiger Druckmodul $E_d(\vartheta)$ Abbildung 6.16: Temperaturabhängige Druckfließgrenze $\sigma_{dF}(\vartheta)$

6.6 Temperaturabhängige Schereigenschaften

Die Beschreibung der Schereigenschaften erfolgt über den Schubmodul G , die Scherfließgrenze τ_{sF} und die Scherfestigkeit τ_{sB} . Der Schubmodul G bestimmt die Steifigkeit bei Scherbelastung, Abbildung 6.17.

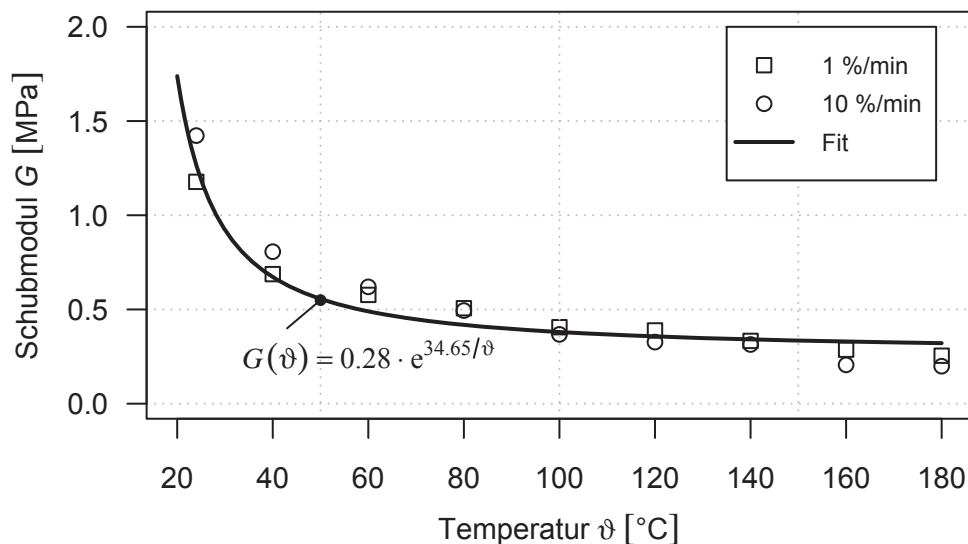
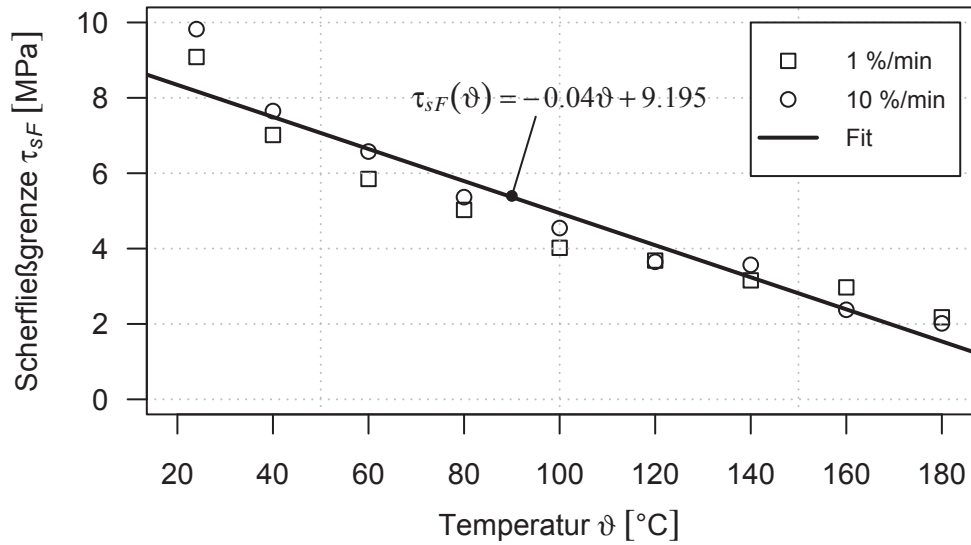
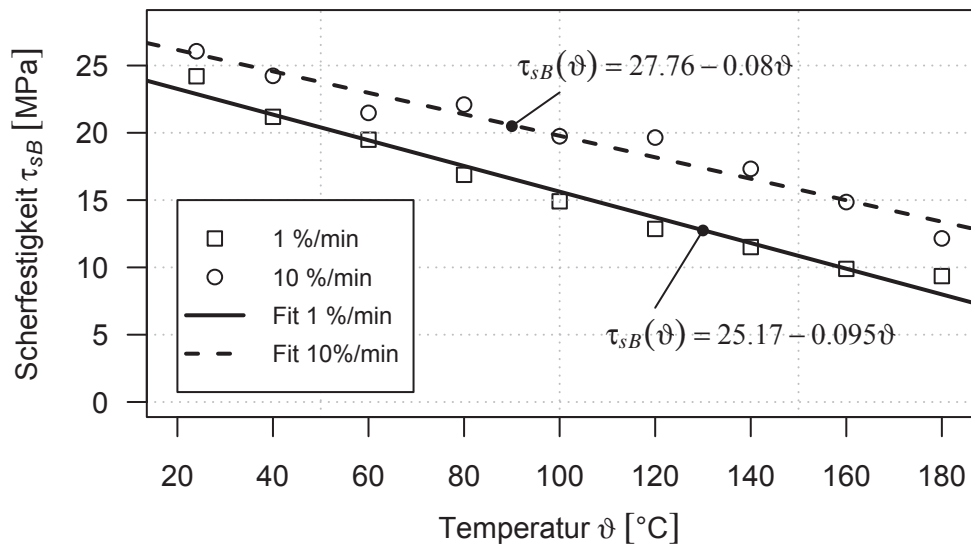


Abbildung 6.17: Temperaturabhängiger Schubmodul G

Die Scherfließgrenze τ_{sF} repräsentiert die Spannung, bei der das Material unter Scherbelastung zu fließen beginnt, Abbildung 6.18.

Beim Erreichen der Scherfestigkeit τ_{sB} versagt das Material durch einen Scherbruch, Abbildung 6.19.

Der Schubmodul hängt exponentiell, die Scherfließgrenze und die Scherfestigkeit linear von der Temperatur ab. Die Abhängigkeit der Kennwerte von der Scherrate ist im untersuchten Bereich vernachlässigbar.

Abbildung 6.18: Temperaturabhängige Scherfließgrenze τ_{sF} Abbildung 6.19: Temperaturabhängige Scherfestigkeit τ_{sB}

6.7 Wärmedehnung

Die Wärmedehnung von MT212 wurde am Institut für Kunststofftechnik (IKT) gemessen. Im Dilatometerversuch nach DIN 51045-1 [86] wird ein quaderförmiger Probenkörper von -60 °C auf $+160\text{ °C}$ temperaturgeregelt, bei gleichzeitiger Erfassung der Längenänderung, erwärmt. Zur Untersuchung einer möglichen Richtungsabhängigkeit wird die Probe axial und radial vermessen. Jeder Probenkörper wird zweimal geprüft. Im ersten Durchgang erfolgt die Vorkonditionierung, wohingegen ausschließlich der zweite Durchgang zur Kennwertbildung ausgewertet wird, Abbildung 6.20. Die Konditionierung hat keinen signifikanten Einfluss auf den linearen Wärmeausdehnungskoeffizienten α_{lin} . Das Material MT212 verhält sich nahezu isotrop. Deutlich sichtbar ist die für PTFE-Materialien typische Kristallitumwandlungstemperatur am Wendepunkt der Kurven bei 19 °C . Im Temperaturbereich von -60 °C bis 19 °C ergibt sich ein linearer Wärmeausdehnungskoeffizient von $\alpha_{\text{lin}} = 8.15\text{e-}5\text{ 1/K}$ und oberhalb der Kristallitumwandlungstemperatur im Bereich von 19 °C bis 160 °C von $\alpha_{\text{lin}} = 9.38\text{e-}5\text{ 1/K}$.

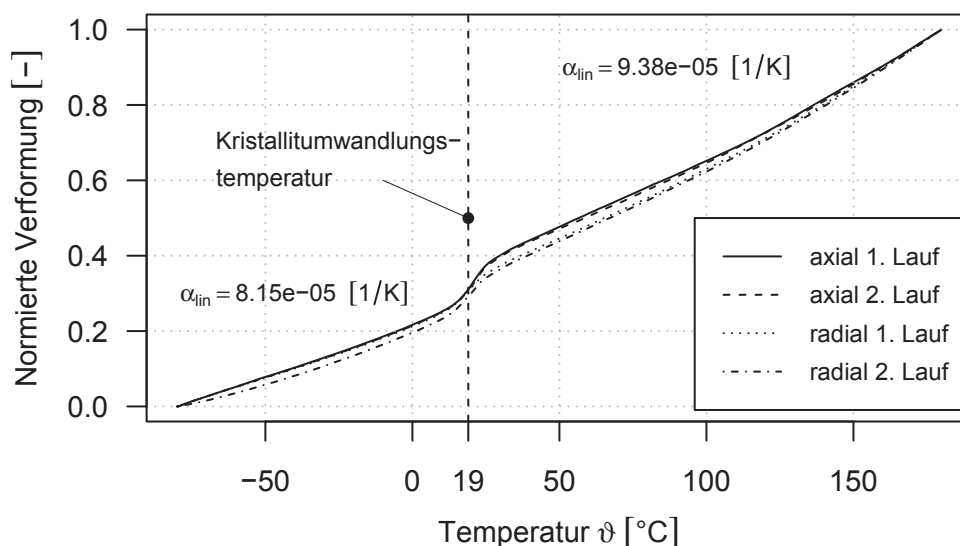


Abbildung 6.20: Linearer Wärmeausdehnungskoeffizient α_{lin} im Dilatometerversuch

6.8 Reibungs- und Verschleißuntersuchungen

Die experimentelle Untersuchung des Reibungs- und Verschleißverhaltens mit dem in Abschnitt 5.2.1 vorgestellten Ring-Scheibe-Tribometer ist die Ausgangsbasis für die tribologische Charakterisierung, die Definition eines materialspezifischen Versagenskriteriums sowie für die Modellierung und Kalibrierung eines entsprechenden Verschleißgesetzes.

Es wurden sowohl trockene als auch mit Nuto H68 geschmierte, nasse Versuche in einem Drehzahlbereich von 500 bis 3000 U/min und einem Flächenpressungsbereich von 1 bis 7 MPa durchgeführt. Der Versuchsablauf ist bei den trockenen und nassen Versuchen identisch. Nach erfolgtem Probeneinbau wird der Probenraum auf 40 °C temperiert, während die Flächenpressung bei 0.1 MPa konstant gehalten wird. In der Temperierzeit von ca. 40 bis 60 Minuten hat das Material die Möglichkeit zur Relaxation, gefolgt von einer zehninütigen Einlaufphase bei einer Flächenpressung von 1 MPa und einer Drehzahl von 500 U/min. Der Versuchsplan richtet sich nach den äquivalenten Belastungen am Wellendichtring. Bedingt durch die Probengeometrie entsteht in radialer Richtung ein Geschwindigkeitsgefälle, was zu einer über der Berührbreite ungleichmäßigen Freisetzung an Reibleistung führt. Dieser Effekt kann vernachlässigt werden, da die Gleitflächenbreite viel kleiner als der mittlere Gleitflächendurchmesser ist [10]. Das Erscheinungsbild der Verschleißpartikel reicht von feinem, pulverförmigem Abrieb bis hin zu kugelartigen, plättchenförmigen, oder netzartigen Verschleißpartikelstrukturen. Oberflächenaufnahmen werden zur Beurteilung und Qualifizierung der geschmierten Versuche verwendet. Bereiche mit Mangelschmierung stellen sich verschmiert, gut geschmierte Bereich bezüglich der Mikrostruktur klar abgegrenzt dar. In der Praxis treten die in Abbildung 6.21 dargestellten Ausprägungen der Gleitfläche auf. Asymmetrischer Verschleiß deutet immer auf einen Mangelschmierungszustand hin, wobei dieser zeitlich begrenzt sein kann.

6.8.1 Quantitative Betrachtung

Die quantitativen Reibungs- und Verschleißuntersuchungen werden trocken und geschmiert/nass durchgeführt. Die Auswertung der Experimente erfolgt unter energetischen Gesichtspunkten und berücksichtigt im Besonderen die geleistete Arbeit und die Temperatur im Reibkontakt. Die wichtigste Messgröße ist hierbei das Reibmoment. Die Umstellung von Gleichung 5.1 verdeutlicht die zu erwartende Proportionalität von Reibmoment M_R und Flächenpressung p_c bei der Annahme einer konstanten Reibungszahl μ , Gleichung 6.1.

$$M_R = \mu \cdot A_R \cdot r_{\text{hebel}} \cdot p_c \quad (6.1)$$

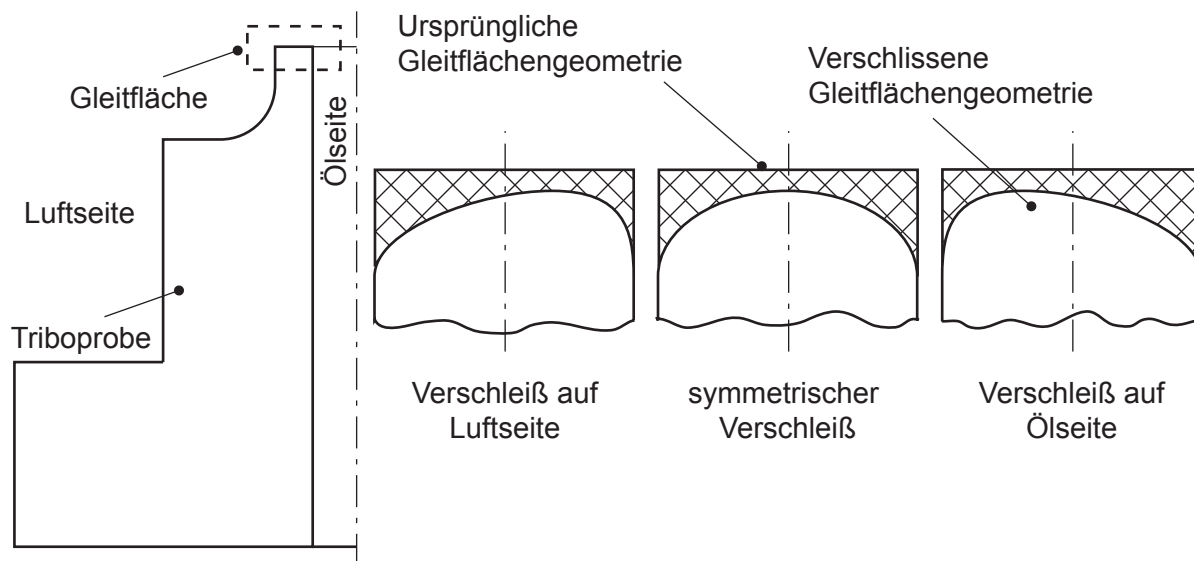


Abbildung 6.21: Verschleißausprägungen einer Triboprobe

Das Reibmoment hängt im Trocken- wie im Nasslauf stark von der Flächenpressung ab. Im Trockenlauf ist das Reibmoment doppelt so hoch wie im Nasslauf, Abbildung 6.22. Eine Abhängigkeit des Reibmoments von der Drehzahl liegt nicht vor.

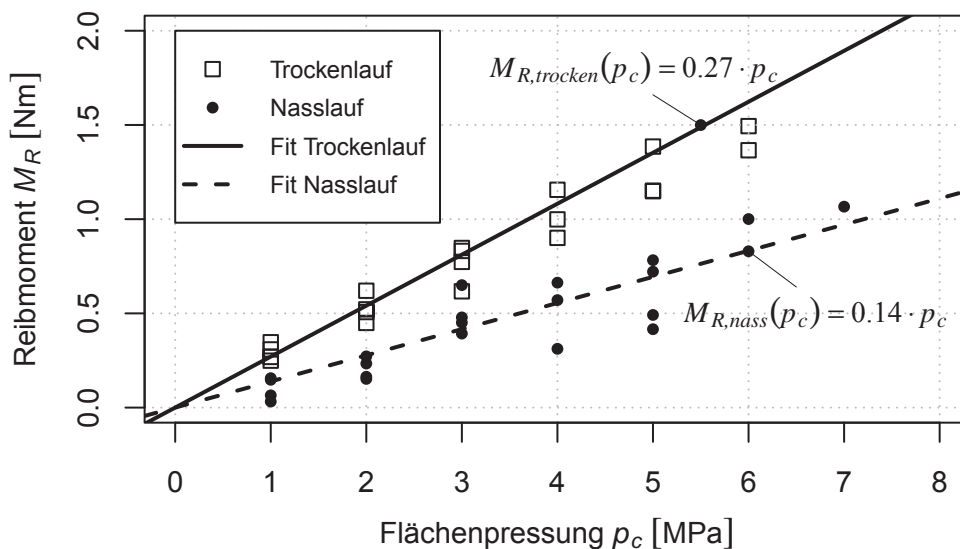


Abbildung 6.22: Proportionalität von Reibmoment M_R und Flächenpressung p_c

Unter der Annahme einer einer konstanten scheinbaren Kontaktfläche berechnet sich die Reibungszahl μ durch Umstellen von Gleichung 6.1. Die Reibungszahl μ hängt von der Flächenpressung ab, Abbildung 6.23. Ein eindeutiger Zusammenhang mit der Drehzahl

konnte nicht festgestellt werden. Mit steigender Flächenpressung nimmt die Reibungszahl im Trockenlauf ab und im Nasslauf geringfügig zu. Der arithmetische Mittelwert der Reibungszahl liegt im Trockenlauf bei $\mu_{trocken} = 0.035$ und im Nasslauf bei $\mu_{nass} = 0.018$. Die Reibungszahlen im unteren Flächenpressungsbereich sind im Trockenlauf doppelt so hoch wie im Nasslauf. Während die Reibungszahl im Trockenlauf mit steigender Flächenpressung infolge Ausbildung eines PTFE-Transferfilms minimal fällt, steigt die Reibungszahl im Nasslauf minimal aufgrund der zunehmenden Scherkräfte im dünner werdenden Fluidfilmen. Mit zunehmender Flächenpressung nähern sich die die Reibungszahlen im Trocken- und Nasslauf einander an.

Bei hohen Flächenpressungen ist die Annahme einer konstanten scheinbaren Kontaktfläche nicht mehr zutreffend. Hohe Temperaturen im Reibkontakt senken die Druckfließgrenze. Die scheinbare Kontaktfläche vergrößert sich. In Abschnitt 8.1.1 wird eine Methode beschrieben, Versuche mit überschrittener Fließgrenze zu identifizieren.

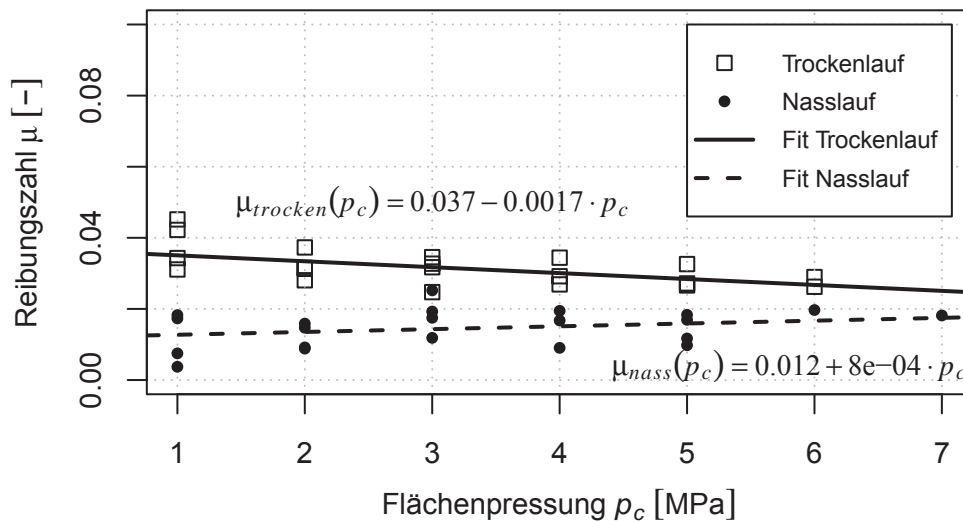


Abbildung 6.23: Reibungszahl μ

Unter der Voraussetzung, dass der Großteil der eingebrachten Arbeit in Wärme umgewandelt wird, lässt sich der durch Reibung induzierte Wärmestrom \dot{Q}_R mit Gleichung 6.2 berechnen.

$$\dot{Q}_R \approx \frac{P_R}{A_S} = \frac{M_R \cdot \omega}{A_S} = \frac{M_R \cdot 2\pi \cdot n}{A_S} \quad (6.2)$$

Da das Reibmoment linear von der Flächenpressung abhängt, hängt auch die spezifische Heizleistung linear von der Flächenpressung ab, Gleichung 6.3. Die aus Abbildung 6.24 und Abbildung 6.25 mittels linearer Regressionsanalyse ermittelten Steigungen S_x im Trockenlauf $S_x = S_T$ und Nasslauf $S_x = S_N$ sind in Tabelle 6.1 zusammengefasst. Die Steigung beziehungsweise die spezifische Heizleistung ist im Trockenlauf doppelt so hoch wie im Nasslauf. Die spezifische Heizleistung kann als Wärmequelle direkt in der Simulation verwendet werden.

$$\dot{Q}_R = S_x \cdot p_c \quad (6.3)$$

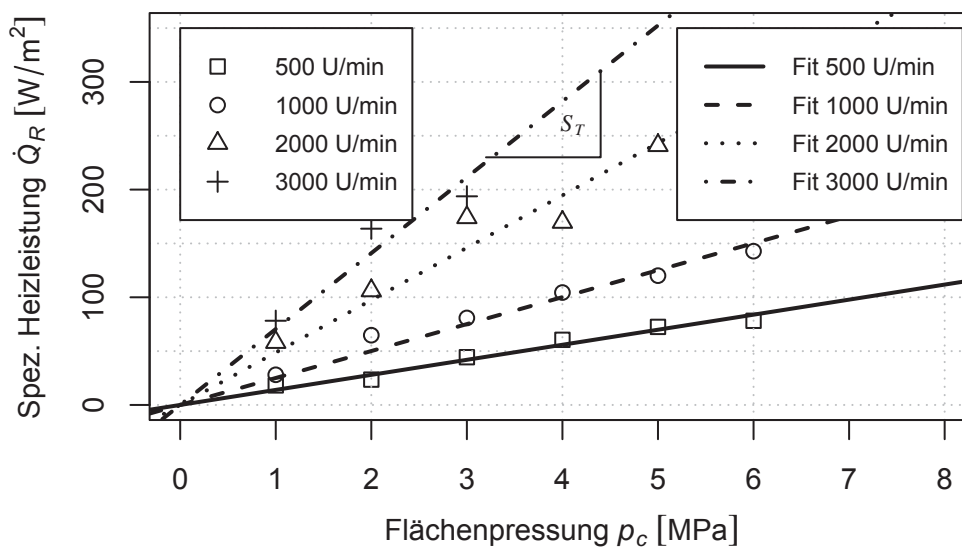


Abbildung 6.24: Spezifische Heizleistung $\dot{Q}(p_c, n)$ im Trockenlauf

Drehzahl n [U/min]	Steigung im Trockenlauf S_T [-]	Steigung im Nasslauf S_N [-]
500	13.97	6.98
1000	25.03	13.67
2000	48.66	27.73
3000	70.49	35.02

Tabelle 6.1: Spezifische Heizleistungen im Nass- und Trockenlauf

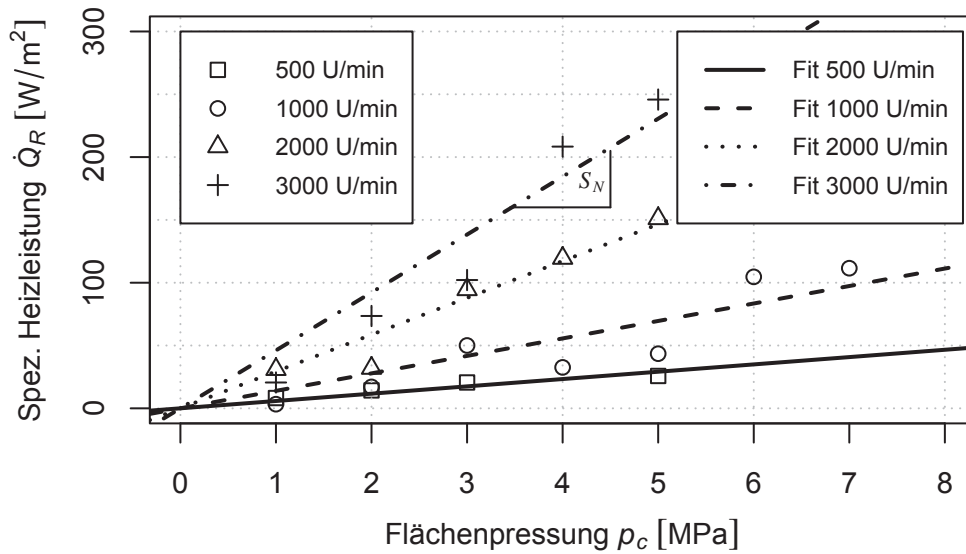


Abbildung 6.25: Spezifische Heizleistung $\dot{Q}(p_c, n)$ im Nasslauf

Durch Wärmeleitung wird die im Reibkontakt dissipierte Reibarbeit ins Gehäuse, an die abzudichtende Flüssigkeit und die Umgebungsluft abgeleitet. Je schlechter die Wärme aus dem Kontaktbereich abgeführt werden kann, umso höher ist die Temperatur im Reibkontakt. Diese wirkt sich auf die stark temperaturabhängigen mechanischen Materialkennwerte aus, welche mit steigender Temperatur stark abnehmen. Die Temperatur im Reibkontakt ϑ_{Rmax} wirkt sich damit maßgeblich auf die globale Steifigkeit aus.

Die Temperaturen im Reibkontakt steigen mit der Flächenpressung. Das Temperaturniveau ist im Nasslauf aufgrund des geringeren Reibmoments und der zusätzlichen Wärmeabfuhr durch das Schmiermittel deutlich geringer, Abbildung 6.26. Herausgeschleudertes Schmiermittel verfälscht die mit der Thermographiekamera gemessenen Temperaturen etwas.

Abbildung 6.27 zeigt den Zusammenhang zwischen der Temperatur am Reibkontakt ϑ_{Rmax} und der spezifischen Heizleistung \dot{Q}_R . Bei gleicher spezifischer Heizleistung ist die Temperatur am Reibkontakt im Trockenlauf höher als im Nasslauf. Die Differenz wird mit dem Fluid aus dem Reibkontakt abtransportiert.

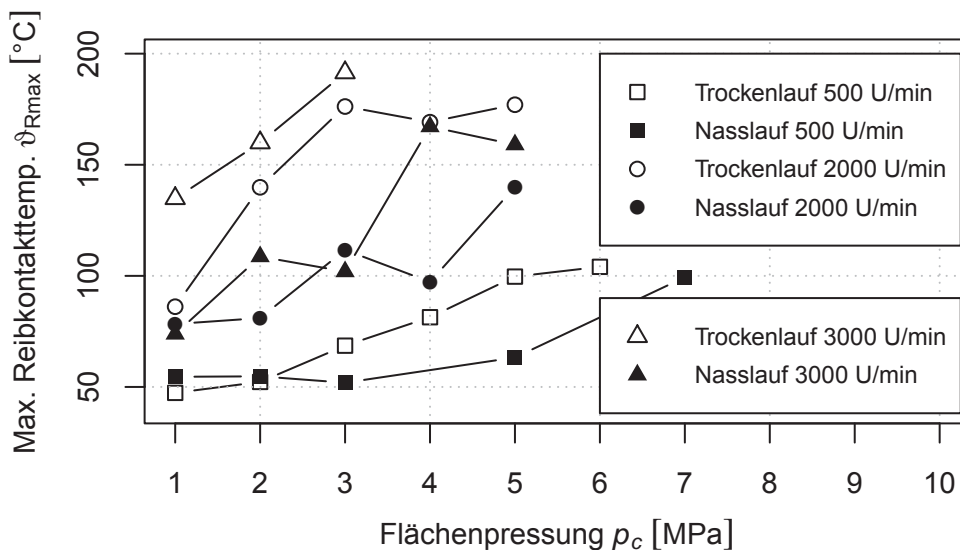


Abbildung 6.26: Temperatur am Reibkontakt ϑ_{Rmax} im Trocken- und Nasslauf

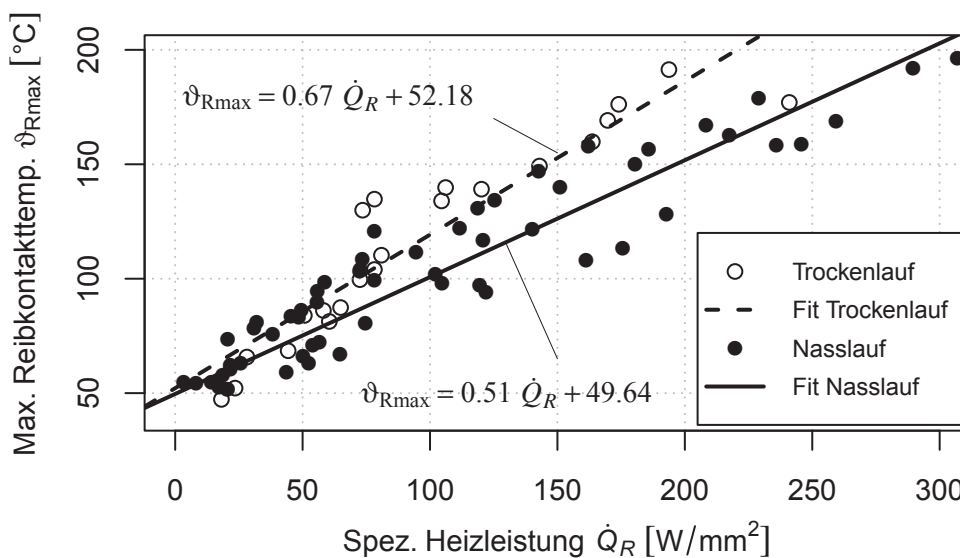


Abbildung 6.27: Temperatur am Reibkontakt ϑ_{Rmax} in Abhängigkeit von der spezifischen Heizleistung \dot{Q}_R im Trocken- und Nasslauf

Die lineare Verschleißintensität I_h ist eine auf den Reibweg bezogene dimensionslose Verschleißrate in mm/m. Sie hängt sowohl im Trocken- als auch im Nasslauf deutlich von der Flächenpressung ab. Mit steigender Flächenpressung nimmt die lineare Verschleißintensität zu. Im Trockenlauf ist die lineare Verschleißintensität um zwei Zehnerpotenzen höher wie im Nasslauf. Die Abhängigkeit von der Drehzahl ist nur im Trockenlauf deutlich zu erkennen, Abbildung 6.28.

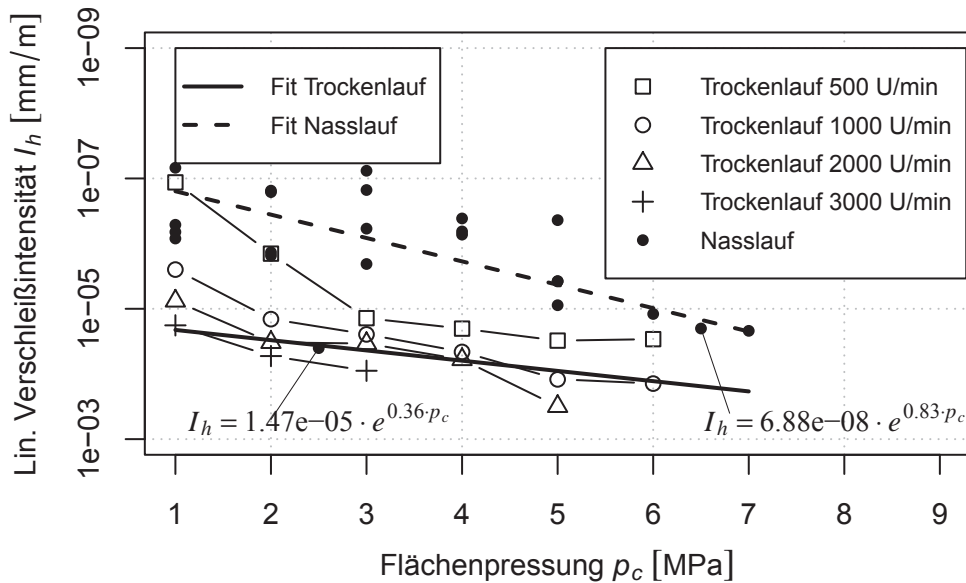


Abbildung 6.28: Lineare Verschleißintensität im Trocken- und Nasslauf

Die in diesem Abschnitt dargestellten Messergebnisse zeigen das tribologische Verhalten von MT212 im Trocken- und Nasslauf. Die Reibungszahl, das Reibmoment und damit auch die spezifische Heizleistung sind im Trockenlauf doppelt so hoch wie im Nasslauf. Der Einfluss der Flächenpressung auf die Messgrößen ist höher als der Einfluss der Drehzahl.

Während die ermittelten Messgrößen im Trockenlauf nur von den Betriebsbedingungen (Flächenpressung, Drehzahl) abhängen, hängen sie im Nasslauf zusätzlich vom Schmierungsstatus ab. Maßgebend sind dabei nicht nur die zugeführten, über die Betriebsbedingungen vorgegebenen Energien, sondern auch die vom Umfeld des tribologischen Systems abgeführten Energien. Dies führt zu einer integralen Betrachtung der Arbeiten, Wärme- und Stoffströme. Diese energetische Betrachtungsweise erlaubt dann die Übertragung der ermittelten Kennwerte auf andere tribologische Systeme.

6.8.2 Untersuchungen am Optik-Tribometer

Das Optik-Tribometer ermöglicht zusammen mit dem in Abschnitt 5.1.1 vorgestellten Olympus Auflichtmikroskop einen direkten Blick in den Reibkontakt. Die Analyse der Kontaktsituation unter Last ist damit möglich.

Als Gegenauflfläche wird eine transparente Kunststoffplatte verwendet. Aufgrund der unterschiedlichen Oberflächeneigenschaften von Kunststoffplatte und Tellerprobe ist eine Vorkonditionierung der Triboprobe am Ring-Scheibe-Tribometer notwendig. Die konditionierte Triboprobe wird gegen die transparente Kunststoffplatte gedrückt. Durch die Beleuchtungsart Hellfeld wird ausreichend Licht eingekoppelt.

Entsprechend den Flächendefinitionen aus Abschnitt 4.2.1, berührt die Triboprobe die transparente Kunststoffplatte nur mit einem Teil der scheinbaren Kontaktfläche beziehungsweise scheinbaren Kontaktbreite, der Konturkontaktbreite, Abbildung 6.29. Wird die auf die scheinbare Kontaktfläche bezogene scheinbare Flächenpressung von 0.5 MPa auf 1.7 MPa erhöht, deformieren die berührenden Rauheitsspitzen die transparente Kunststoffplatte und erzeugen ein Interferenzmuster. Dieses erlaubt die Identifikation der höchst belasteten Stellen. Die Konturkontaktbreite beträgt dann bei einer scheinbaren Flächenpressung von 1.7 MPa nur noch ca. 20 % der scheinbaren Kontaktbreite. Bezogen auf die Konturkontaktbreite entspricht dies einer Flächenpressung von 8.5 MPa. Sie liegt damit deutlich höher als die scheinbare Flächenpressung. Der tribologische Kontakt ist dort örtlich hoch belastet, während andere Bereiche entlastet werden.

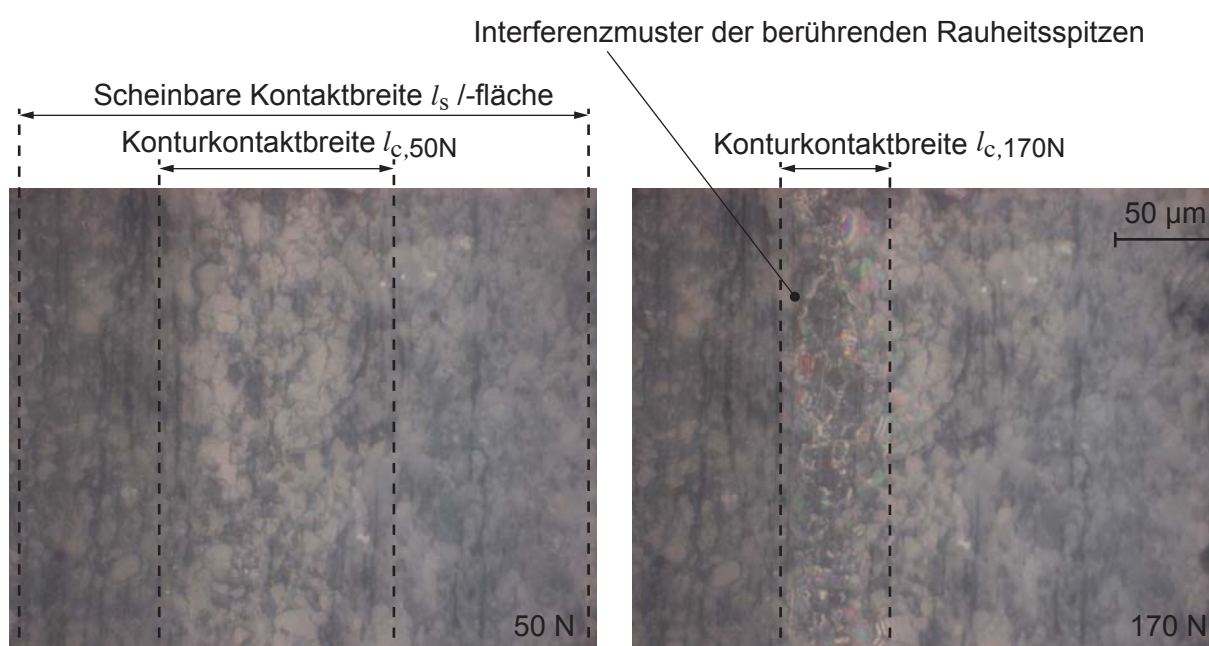


Abbildung 6.29: Triboprobe aus Versuch DOE43 (nass, 500 U/min, 7 MPa)

Abbildung 6.30 zeigt die 3D-Darstellung der Triboprobeauffläche aus Versuch DOE43. Sie ist aufgrund der relativ hohen Flächenpressung von 7 MPa asymmetrisch verschlissen. Die lasttragende Stützstruktur besteht hauptsächlich aus Graphit-Partikeln. Es kommt zu einer Füllstoffakkumulation. Der Innenbereich zeigt die für einen guten Schmierungszustand charakteristischen herausragenden Füllstoffpartikel. Die Außenseite hingegen ist stark verschlissen und wirkt verschmiert. Die Füllstoffpartikel lassen sich wie bei den trockenen Versuchen nur schwer erkennen.

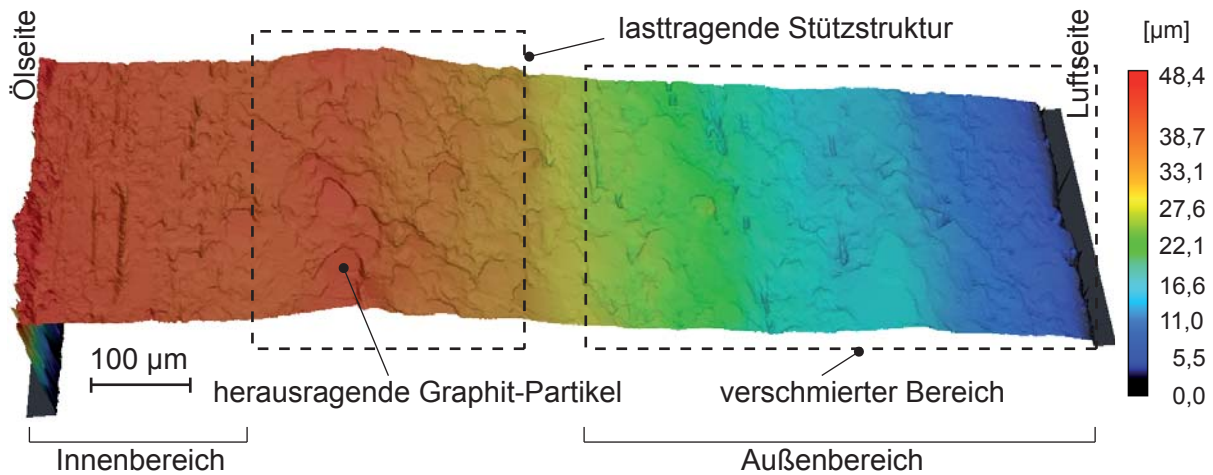


Abbildung 6.30: Oberflächentopographie der Triboprobe aus Versuch DOE43 (nass, 500 U/min, 7 MPa)

6.8.3 Tribologisches Funktionsmodell

Basierend auf den durchgeführten experimentellen Materialuntersuchungen werden im Folgenden die gesamten Ergebnisse zu einem Funktionsmodell für das PTFE-Compound zusammengeführt. Makroskopisch erscheint das Compound homogen, dennoch hat die inhomogene Mikrostruktur einen entscheidenden Einfluss auf das Reibungs- und Verschleißverhalten. Die Mikrostruktur besteht aus der PTFE-Matrix und physikalisch gebundene Graphit-Partikel. Durch ihre Kombination werden die jeweiligen Vorteile ausgenutzt. Die PTFE-Matrix dient aufgrund der hervorragenden Reibungseigenschaften als Festschmierstoff, während die eingebrachten Graphit-Partikel zum einen die Wärmeleitfähigkeit, die Druckfestigkeit und in erheblichem Maße die Verschleißbeständigkeit verbessern.

Vor allem während des Einlaufprozesses wird das PTFE-Compound örtlich hoch belastet. Die PTFE-Matrix deformiert sich dabei aufgrund ihrer sehr niedrigen Druck- und Scherfließgrenze plastisch. Das weiche PTFE wird aus dem PTFE-Compound herausgedrückt und als Transferfilm auf den härteren Gegenkörper übertragen [15]. Das PTFE lagert sich dort in den Rauheitstälern ein. An der Oberfläche des PTFE-Compound Reibkörpers akkumulieren sich Graphit-Partikeln, auf denen sich der Reibkörper abstützt und welche die Oberfläche des Gegenkörpers einebnen, Abbildung 6.31. Die Oberflächenstruktur der Gegenauflfläche spielt dabei eine wichtige Rolle. Sie darf nicht zu glatt sein, da sonst eine mechanische Verklammerung mit Transferfilmbildung nicht möglich ist. Ist die Oberflächenstruktur zu grob, reicht das zur Verfügung stehende PTFE-Volumen nicht aus, die Rauheitstäler zu füllen, um eine die Reibung mindernde Schicht zu bilden.

Zwischen der PTFE-Matrix und der Abstützung entstehen zur Gegenauflfläche hin Mikrokanäle. Eindringender Schmierstoff führt zu einer hydrodynamischen Schmierung. Erwärmt

sich die Laubschicht kommt es aufgrund der stark unterschiedlichen Temperaturexpansionskoeffizienten zum sogenannten Ausschwitzen der PTFE-Matrix [10]. Die PTFE-Matrix wird thermisch aus dem Compound gedrückt und gelangt dadurch in den tribologischen Kontakt. Dort kann es entweder auf die Gegenläufige übertragen oder in Form von Verschleiß mit dem Schmierstoff aus dem System transportiert werden.

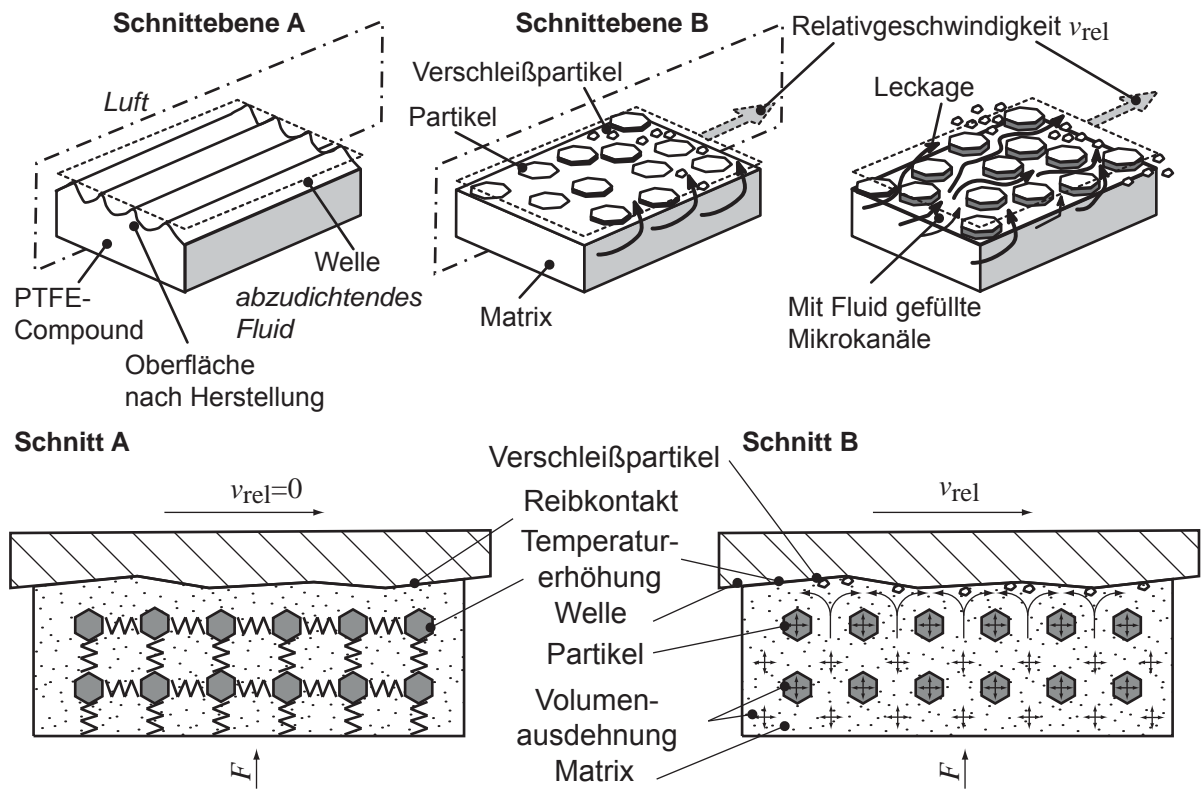


Abbildung 6.31: Erweitertes tribologisches Modell für PTFE-Materialien [7, 10]

Kapitel 7

Methode zur Verschleißsimulation

Basierend auf dem im zweiten Kapitel dargestellten Stand der Wissenschaft und Technik wird in diesem Kapitel eine robuste und universell einsetzbare Methode zur Simulation von Verschleiß vorgestellt. Sie ist unabhängig vom verwendeten Material und beinhaltet eine Schnittstelle zur Implementierung beliebiger Verschleißgesetze. Durch die Verwendung der automatischen Neuvernetzung ist das maximale Verschleißvolumen nicht mehr durch die Netzerstörung begrenzt.

7.1 Geometriemodelle

Verwendet werden vier unterschiedliche Geometriemodelle mit unterschiedlichem Abstraktionsgrad, Abbildung 7.1. Die Geometriemodelle bestehen alle aus einem deformierbaren Körper und einem Starrkörper. Der deformierbare Körper ist immer der Wellendichtring oder die Triboprobe. Der Starrkörper ist nicht deformierbar und repräsentiert die Gegenauflfläche oder Welle. Verschleiß wird im Kontaktbereich zwischen dem deformierbaren Körper und dem Starrkörper simuliert. Hierzu ist ein initialer Kontakt der beiden Körper notwendig. Der Starrkörper wird auf den deformierbaren Körper zubewegt bis sich die beiden Körper berühren. Der deformierbare Körper ist entsprechend seiner realen Einbausituation über Knotenrandbedingungen fixiert. Das Kontaktieren und das Aufbringen eventueller Druck- und Temperaturlasten werden als Montage bezeichnet.

Geometriemodell A ist ein abstrakter Wellendichtring mit handelsüblichen Abmaßen. Es reduziert die oft komplexe Geometrie handelsüblicher Wellendichtringe auf die zwei wesentlichen Bereiche Dichtlippe und Dichtkante. Zur anschaulichen Illustration der Vorgänge im Kontaktbereich wird die Dichtkante aus Modell A freigeschnitten und als Modell B bezeichnet. Die Validierung der Verschleißalgorithmen sowie die Sensitivitätsanalyse der

Verschleißgesetzparameter erfolgen an einem Modell der Triboprobe. Modell C stellt den Seriendichtring Radiamatic HTS II von Freudenberg dar. Er besteht aus demselben Material, das auch für alle anderen Untersuchungen zur Verfügung stand und wird daher für die Validierung der Simulationen auf Dichtringebene verwendet.

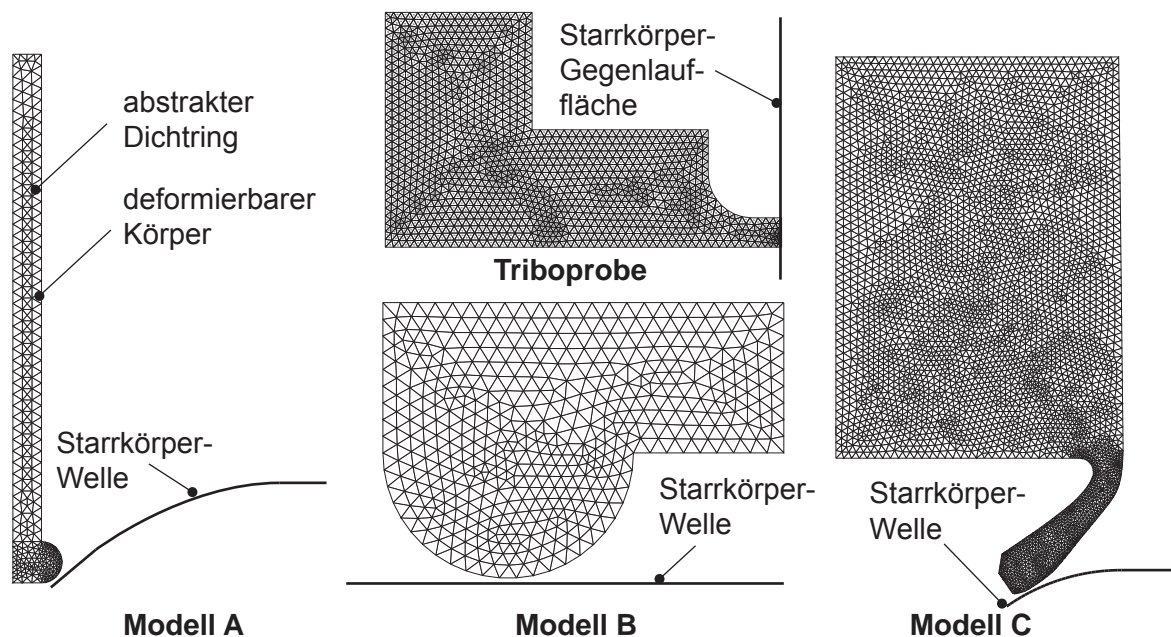


Abbildung 7.1: Übersicht über die verwendeten Geometriemodelle

Die Netzcharakteristiken der Modelle sind in Tabelle 7.1 dargestellt. Während das Modell C sehr grob diskretisiert ist, um die Geschwindigkeit der Verschleißsimulation auch bei langen Simulationszeiten zu erhalten, muss das Modell der Triboprobe zur Validierung der Verschleißalgorithmen sehr fein diskretisiert werden.

Modell-Bezeichnung	Elementanzahl	Knotenanzahl
Triboprobe	2 000	1 057
Modell A	598	365
Modell B	903	489
Modell C	6 012	3 250

Tabelle 7.1: Netzcharakteristik der Geometriemodelle

7.2 Konzept

Verschleiß geht immer mit einem Materialverlust einher. Dieser Materialverlust muss geometrisch abgebildet werden. Bei der Verschleißsimulation wird dieser Materialverlust durch eine Verkleinerung des Bauteilvolumens erzielt. Die Reduktion des Bauteilvolumens erfolgt über die Manipulation des Finiten-Elemente-Netzes auf Knoten- und Elementebene. Hierzu sind tief greifende Eingriffe in den Programmablauf notwendig. In MSC.Marc ist dies über Fortran-Schnittstellen möglich [87].

Das Konzept der Verschleißsimulation beruht auf der inkrementellen Erweiterung der MSC.Marc-Eingabedatei (MED) um weitere Lastfälle. Für die MED existieren zwei Syntax-Stile - `oldstyle` und `newstyle` - wobei zwingend `oldstyle` verwendet werden muss. Inhaltlich besteht die MED aus einem Parameter-, Modell- und Lastfall-Definitionsteil, Abbildung 7.2. Im Parameter-Definitionsteil werden die globalen Modelleigenschaften definiert, während das Finite-Elemente-Netz, die Materialeigenschaften und die Kontaktbedingungen im Modell-Definitionsteil definiert sind. Der Lastfall-Definitionsteil enthält die sequenziell abzuarbeitenden Lasten, die auf das Modell wirken. Die MED endet standardmäßig an dieser Stelle mit einer `end option`. Wird die `end option` durch ein `continue` ersetzt, erwartet MSC.Marc einen weiteren Lastfall. Hier setzt der Verschleiß-Definitionsteil an. Nach Abarbeitung des letzten Standardlastfalles wird der erste Verschleißlastfall, durch Einfügen des entsprechenden Codes in die MED, automatisiert angehängt.

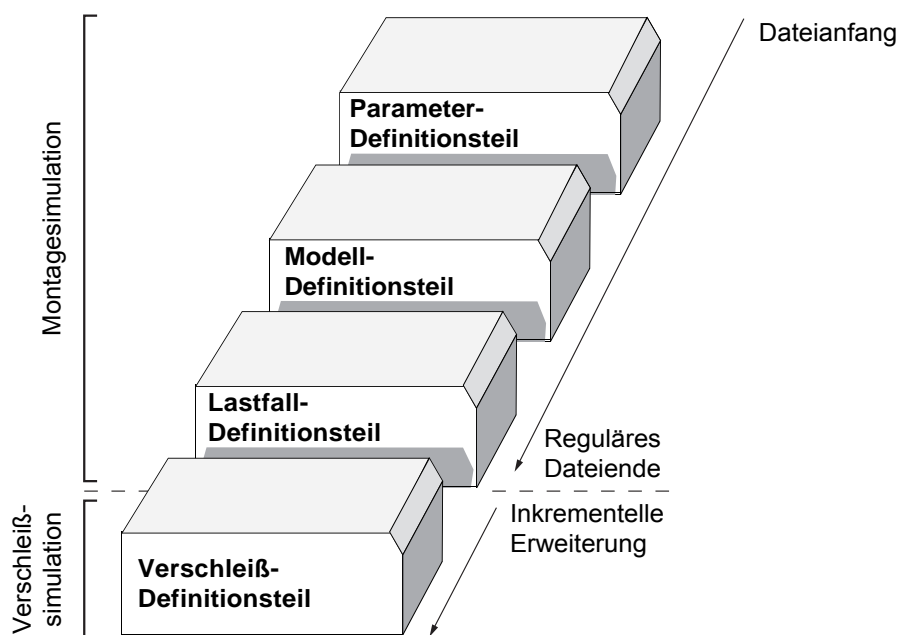


Abbildung 7.2: Aufbau der MSC.Marc-Eingabedatei

Da sich die Kontaktsituation während des Verschleißprozesses ständig ändert, ist ein inkrementelles Vorgehen erforderlich. Entsprechend Abschnitt 4.3.2 besteht ein Verschleißlastfall aus einem Verschleiß- und einem Nullinkrement. Im Verschleißinkrement werden die Randknoten zur Bauteilvolumenreduktion ins Bauteilinnere verschoben. Im Nullinkrement wird der durch das Knotenverschieben entstandene Spalt wieder geschlossen und die aktuellen Flächenpressungen für das nächste Verschleißinkrement berechnet. Durch das Knotenverschieben werden die Kontaktelemente verzerrt, sodass eine Neuvernetzung zur Sicherstellung der Konvergenz notwendig wird, Abbildung 7.3.

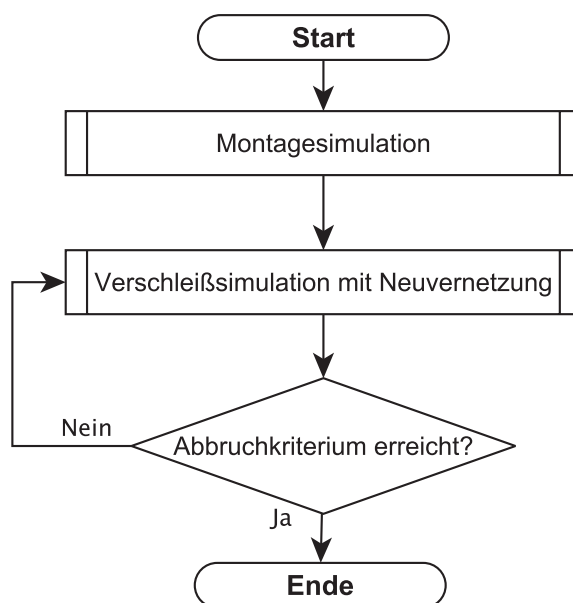


Abbildung 7.3: Ablaufplan der Verschleißsimulation

7.3 Modellaufbau

Das Simulationsmodell beinhaltet das Geometriemodell, das Materialmodell zur Abbildung der Spannungs-Dehnungs-Beziehung, die Definition der Anfangs- und Randbedingungen sowie die Einstellungen zur Ergebnisdarstellung. Der zu verschleißende Wellendichtring wird als deformierbarer Körper, die Welle als Starrkörper modelliert. Das Einbauumfeld des Wellendichtrings wird über Randbedingungen abgebildet. Die Möglichkeiten der Verschleißsimulation und deren programmtechnische Umsetzung orientieren sich an den Einsatzbedingungen realer Wellendichtringe aus PTFE-Compound, Abbildung 7.4.

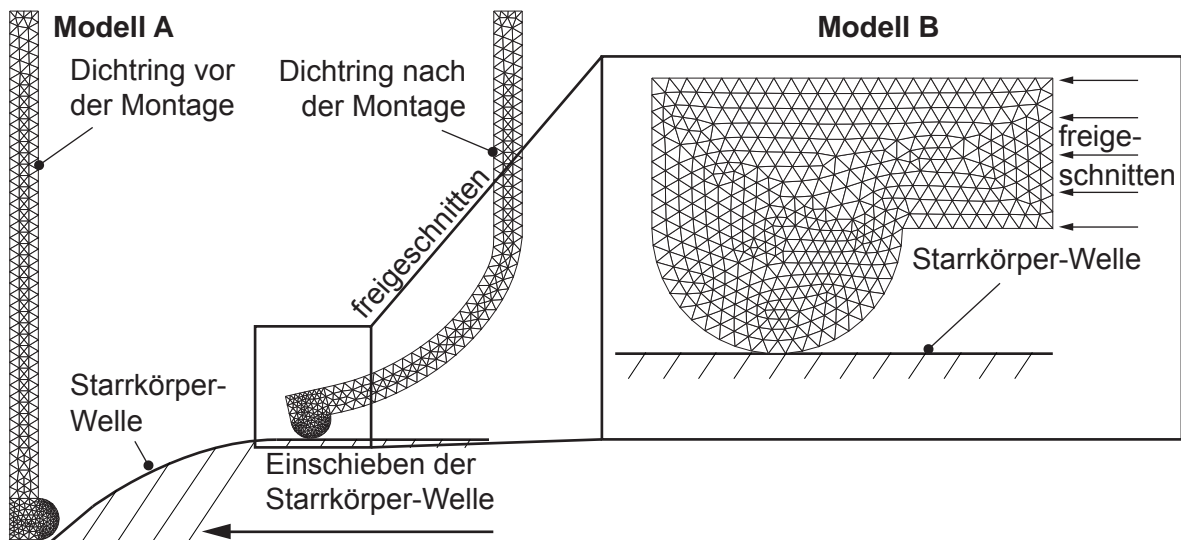


Abbildung 7.4: Aufbau eines Standard-Modells zur Verschleißsimulation mit Analogiebehandlung

Über die Datei *verschleiss.dat* können der Vernetzer und das Verschleißgesetz gewählt werden. Sie enthält weiterhin die Koeffizienten des Verschleißgesetzes sowie die Parameter der Verschleißsimulation. Da die Genauigkeit und die Stabilität der Verschleißsimulation hauptsächlich von der Genauigkeit der Flächenpressungsberechnung abhängen und sich daher ein strukturiertes Netz in den Randbereichen positiv auf die Güte der Simulation auswirkt, ist der Advancing-Front-Vernetzer voreingestellt.

7.3.1 Materialmodell

Die thermo-mechanischen Materialeigenschaften werden bei der Finite-Elemente-Analyse im Materialmodell berücksichtigt. Die Verschleißsimulation betrachtet immer einen stationären Betriebszustand. Eine durch die Montage des Wellendichtrings hervorgerufene Überspannung ist soweit abgeklungen, dass der Gleichgewichtszustand erreicht ist. Es kann daher angenommen werden, dass viskoelastische und viskoplastische Effekte vernachlässigbar sind. Wie in Kapitel 6 gezeigt wurde, hat vor allem die Temperatur einen erheblichen Einfluss auf die Steifigkeit und das Einsetzen des plastischen Fließens.

Das bei der Verschleißsimulation verwendete Materialmodell wurde von Olbrich [6] entwickelt und bildet den relaxierten Zustand nach der Montage des Wellendichtrings ab. Um die Relaxation des Materials zu berücksichtigen wird nicht die Orginalfließkurve aus dem Zugversuch, sondern eine aus diskreten Relaxationswerten erzeugte Ersatzfließkurve verwendet.

Das detaillierte Vorgehen zur experimentellen Ermittlung der Materialkennwerte ist in Abschnitt 6.4 dargestellt. Verwendet werden die Cauchy-Spannung nach 12 Stunden Relaxation und die plastische Hencky-Dehnung nach der Entlastung. Die dadurch entstandene Ersatzfließfläche wird über eine Tabelle in MSC.Marc eingebunden. Das bislang isotherme Materialmodell wurde im Hinblick auf die starke Temperaturabhängigkeit des untersuchten Materials um die Berücksichtigung eines temperaturabhängigen Elastizitätsmoduls und einer temperaturabhängigen Fließkurve erweitert.

7.3.2 Anfangs- und Randbedingungen

Anfangsbedingungen beschreiben den Anfangszustand des Simulationsmodells und werden nur bei thermo-mechanisch gekoppelten Simulationen benötigt. Die Temperaturanfangsbedingung legt die Temperatur zu Beginn der Simulation fest.

Die im Reibkontakt eingebrachte Reibarbeit wird fast vollständig in Wärme umgewandelt und erhöht durch Wärmeleitung die Temperatur des gesamten Wellendichtrings. Dieser gibt die auf die Fläche A bezogene Wärme Q über Wärmeübergangsbedingungen gemäß Gleichung 7.1 im betrachteten Zeitintervall Δt an das System ab. ϑ_W bezeichnet die Wandtemperatur am Wellendichtring, ϑ_∞ die Umgebungstemperatur und α den Wärmeübergangskoeffizienten. Der Wärmeübergangskoeffizient ist ein Proportionalitätsfaktor, der die Intensität des Wärmeübergangs an einer Grenzfläche bestimmt. Die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten mittels CFD-Simulation wird in [88] beschrieben.

$$Q = \alpha \cdot A \cdot (\vartheta_W - \vartheta_\infty) \cdot \Delta t \quad (7.1)$$

Die Verwendung der Rezoning-Möglichkeiten und die Koppelung von MSC.Marc mit den externen Vernetzern der NAG-Fortran-Bibliotheken stellen einen tiefen Eingriff in den Simulationsablauf dar. Die Übertragung der Knotengrößen vom alten auf das neue Netz erfolgt durch MSC.Marc bei jeder Rezoning-Operation automatisch. Randbedingungen werden nicht automatisch aktualisiert. Sie können jedoch vom Anwender über selbst zu schreibende Algorithmen neu gesetzt werden. Dies geschieht über die in Tabelle 7.2 zusammengefassten Unterprogramme.

Der Wellendichtring ist über eine Knotenrandbedingung fest im Raum fixiert. Die Montage des Wellendichtrings erfolgt in der Simulation durch das Einschieben einer Welle. Die Verformung des Wellendichtrings erzeugt eine Rückstellkraft. Sie wird als Radialkraft F_R bezeichnet. Entsprechend der Kontaktfläche ergibt sich die Flächenpressung p_c .

Die in Tabelle 7.2 aufgelisteten Randbedingungen sind in Abbildung 7.5 dargestellt. Anstehendes Fluid übt eine Drucklast auf den Wellendichtring aus. Auf der Ölseite liegt der Fluiddruck als Relativdruck-Randbedingung an. Die Wärmezufuhr in den Reibkontakt erfolgt alternativ durch eine feste Knotentemperatur oder einen zu definierenden flächenspe-

Randbedingung	Bezugsart	Code-Flag	Unterprogramm
Einspannung	Knoten	disp change	-
Temperatur	Knoten	temp change	forcdt
Druck	Element (-kante)	dist load	forcem
Wärmeübergang	Element (-kante)		ufilm

Tabelle 7.2: Unterprogramme zur Aktualisierung von Randbedingungen

zifischen Wärmestrom. Beide Größen müssen experimentell am Prüfstand bestimmt werden. Die Reibflächentemperatur wird gemessen, während der spezifische Wärmestrom aus dem gemessenen Reibmoment berechnet wird. Diese Reibwärme wird über die Wellendichtung, die umgebenden Fluide und das Gehäuse abgeleitet. Die Temperaturveränderung gegenüber der Montage führt zu Wärmedehnungen am Wellendichtring. Die Wärmedehnungen wiederum vergrößern das Modellvolumen und beeinflussen die Flächenpressungen bzw. die Radialkraft F_R . Die Verformung stellt sich entsprechend den temperaturabhängigen Materialkennwerten und der lokalen Temperatur ein. Die Volumenreduktion erfolgt entsprechend dem Verschleißgesetz.

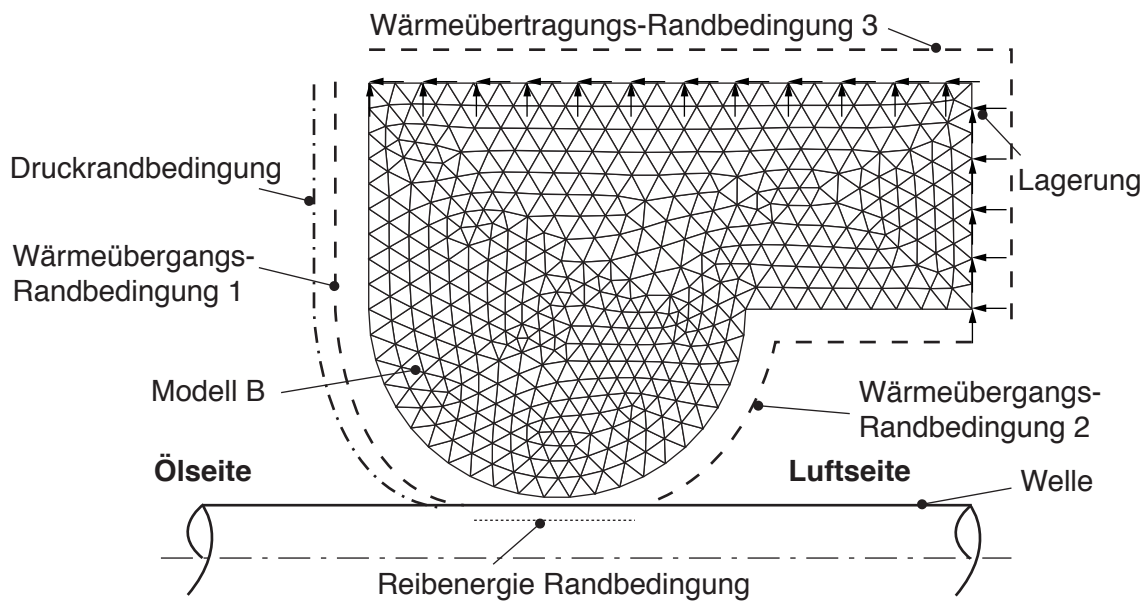


Abbildung 7.5: Verfügbare Randbedingungen bei der Verschleißsimulation (Modell B)

7.3.3 Implementierung der Verschleißgesetze

Das Verschleißgesetz beschreibt den Verschleiß mathematisch. Es wird an jedem Kontaktknoten ausgewertet, Abschnitt 7.4.4. Im einfachsten Fall ist das Verschleißgesetz eine von den Belastungen unabhängige Verschleißrate K in der Einheit mm/s oder mm/m. Aufgrund der dadurch entstehenden Geometrieunabhängigkeit der Lösung eignet sich dieser Ansatz nur zur Validierung der volumenreduzierenden Algorithmen, Abschnitt 7.4.5. Das Ergebnis der Simulation ist belastungsunabhängig.

Auf Knotenebene stehen alle Knotengrößen zum Aufstellen benutzerdefinierter Verschleißgesetze über das MSC.Marc-Unterprogramm NODVAR mit der entsprechenden ICOD-Nummer zur Verfügung. Die wichtigsten Knotengrößen sind mit ihrer ICOD-Nummer in Tabelle 7.3 aufgeführt. Die ersten Größen sind selbsterklärend. Der Kontaktstatus und die Nummer des kontaktierten Körpers können zur Identifikation der Kontaktknoten genutzt werden.

ICOD	Bezeichnung
0	Koordinaten
1	Verschiebungen
14	Temperatur
34	KontaktNormalspannung
35	KontaktNormalkraft
38	Kontaktstatus
39	Nummer des kontaktierten Körpers

Tabelle 7.3: ICOD-Nummern für die Verschleißsimulation wichtiger Knotengrößen

Ziel ist die Formulierung einer Verschleißrate \dot{w} . Das Ergebnis ist der Verschleißbetrag $w_{\text{inc}+1}$ und die neue Knotenposition $\vec{x}_{\text{inc}+1}$ für das nächste Inkrement $\text{inc} + 1$, gemäß den Gleichungen 7.2 und 7.3.

$$w_{\text{inc}+1} = w_{\text{inc}} + \dot{w} \cdot \Delta t \quad (7.2)$$

$$\vec{x}_{\text{inc}+1} = \vec{x}_{\text{inc}} + f \cdot \dot{w} \cdot \Delta t \cdot \mathbf{n} \quad (7.3)$$

Die Berechnung des Verschleißvolumens V_V erfolgt über das Modellvolumen V_{mod} in jedem Inkrement inc gemäß Gleichung 7.4.

$$V_{V,\text{inc}} = V_{\text{mod},0} - V_{\text{mod},\text{inc}} \quad (7.4)$$

Das Modellvolumen berechnet sich aus den Knotenkoordinaten. Bei ebenen Modellen wird der Flächeninhalt jedes Elements mit der Modelltiefe multipliziert und aufsummiert. Bei einem axialsymmetrischen Modell um die x-Achse werden gemäß den Guldin'schen Regeln sowohl der Flächeninhalt A_{tria} (über die Kantenlänge g und die zugehörige Höhe h) als auch der Schwerpunkt y_s jedes Elementes i benötigt.

$$A_{\text{tria}} = \frac{1}{2} \cdot g \cdot h \quad (7.5)$$

$$y_s = \frac{\sum_i A_{\text{tria},i} \cdot y_i}{\sum_i A_{\text{tria},i}} \quad (7.6)$$

Gemäß der 2. Guldin'schen Regel gilt für das Verschleißvolumen:

$$V_{\text{mod}} = 2 \cdot \pi \cdot y_s \cdot \sum_i A_{\text{tria},i} \quad (7.7)$$

7.3.4 Darstellung der Simulationsergebnisse

Die Visualisierung der MSC.Marc-Ergebnisdatei (*.t16) erfolgt mit dem Programm MSC.Mentat. Die während der Simulation erzeugte Verschleiß-Ergebnisdatei (*.res) ist eine Textdatei und kann über GNU R-Skripte automatisiert ausgewertet, in Diagrammform visualisiert und als PDF-Dokument exportiert werden. Der Aufbau der Verschleiß-Ergebnisdatei ist in Tabelle 7.4 dargestellt. Der Unterschied zwischen der scheinbaren Kontaktbreite und der Konturkontaktbreite ist in Abbildung 7.6 illustriert. Die Knoten der Kontaktelemente im Bereich l_2 haben keinen Kontakt zum Starrkörper. Die Konturkontaktbreite l_c ist die Summe aller berührenden Elementkanten, Gleichung 7.8. Die scheinbare Kontaktbreite l_s ist die maximale Breite des Kontaktbereichs, Gleichung 7.9.

Spalte	Bezeichnung	Einheit
1	Inkrement	-
2	Zurückgelegter Reibweg	m
3	Verschleißvolumen / Verschleißbetrag	mm ³ / mm
4	Axial- oder Radialkraft	N
5	Scheinbare Konturbreite	mm
6	Konturkontaktbreite	mm
7	Kontaktverhältnis ($\frac{l_c}{l_s}$)	-

Tabelle 7.4: Aufbau der Verschleiß-Ergebnisdatei

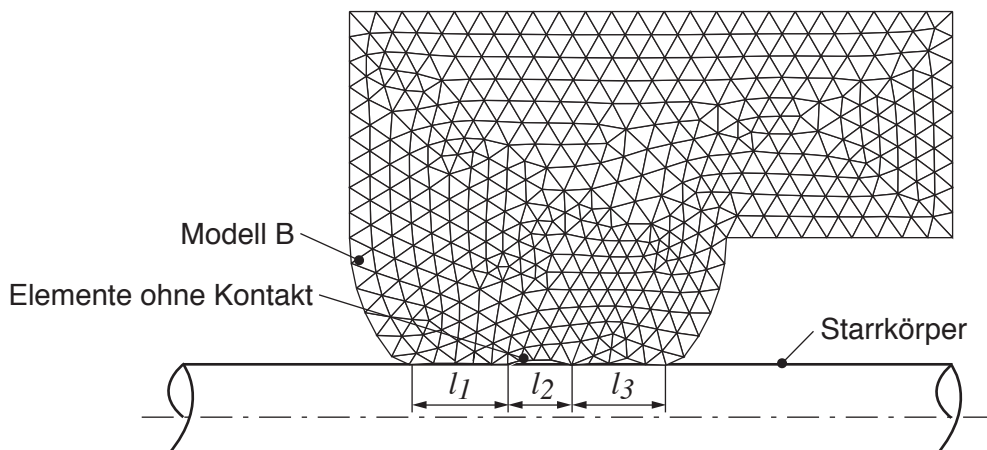


Abbildung 7.6: Scheinbare Kontakt- und Konturkontaktbreite

$$l_c = l_1 + l_3 \quad (7.8)$$

$$l_s = l_1 + l_2 + l_3 \quad (7.9)$$

7.4 Ablauf

Zu Beginn der Simulation wird der Wellendichtring durch Einschieben der Welle montiert, Abbildung 7.7. Durch das Aufdehnen des Wellendichtrings erhält dieser eine Vorspannung. Sie resultiert hauptsächlich aus in Umfangsrichtung wirkenden Zugspannungen. Anstehende Fluid-Drucklasten können über eine Druckrandbedingung aufgebracht werden. Die Fluidtemperatur wird über Temperaturanfangs- und Randbedingungen abgebildet. Nach dem Abarbeiten dieser Standardlastfälle und dem Abschluss der Montage beginnt die eigentliche Verschleißsimulation. In einer inneren Iterationsschleife wird entsprechend dem implementierten Verschleißgesetz ein Verschleißbetrag w berechnet, um welchen die mit der Welle in Kontakt stehenden Wellendichtringknoten ins Bauteilinnere verschoben werden. Das Wellendichtringvolumen reduziert sich entsprechend. Ein Verschleißschritt wird als Verschleißinkrement bezeichnet. Nach jedem Verschieben der Kontaktknoten muss der Kontakt zur Welle in einem sogenannten Nullinkrement wiederhergestellt werden. Der Wellendichtring legt sich dabei wieder an die Welle an. Ist der Kontakt wiederhergestellt, werden die neuen, aufgrund des Materialverlustes verringerten, Kontaktkräfte berechnet. Nach einer bestimmten Anzahl an Verschleißinkrementen wird das Modell in der äußeren Iterationsschleife automatisch neuvernetzt. Nach der Neuvernetzung werden die Randbedingungen aktualisiert, da sich die Nummerierung der Knoten und Elemente bei der Neuvernetzung ändert. Dieser iterative Prozess wird so lange fortgesetzt, bis das Abbruch-

kriterium der Simulation erreicht ist. Bei den Wellendichtringmodellen A, B und C ist dies ein kontaktspannungsfreier Zustand, während für das Triboprobenmodell ein maximaler Verschleißbetrag von 0.5 mm festgelegt wurde. Dieser entspricht dem zylindrischen Bereich der Triboprobe, bei dem von einer konstanten Flächenpressung ausgegangen werden kann.

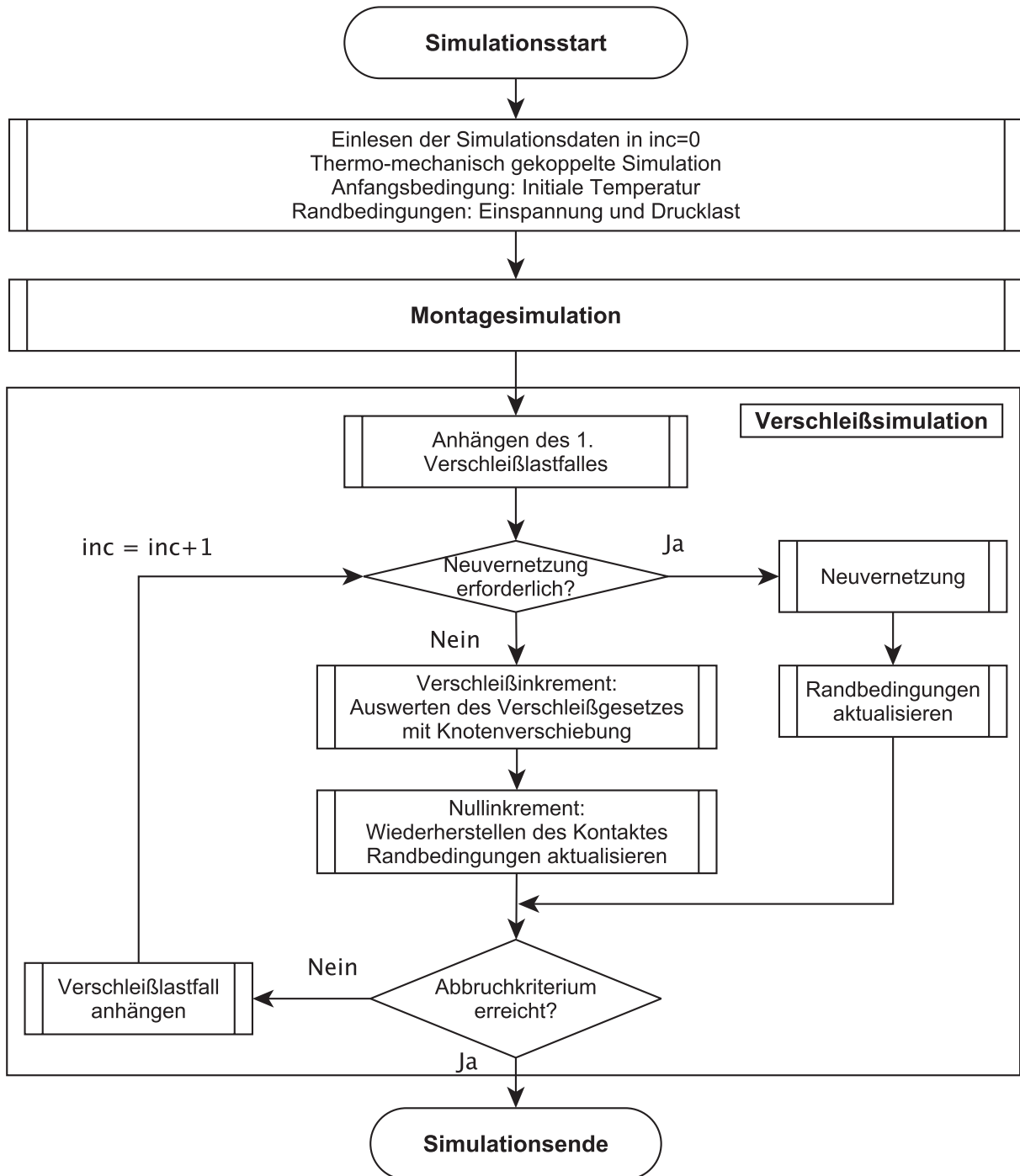


Abbildung 7.7: Ablaufplan der inkrementellen Verschleißsimulation

7.4.1 Rezoning zur Volumenreduktion

Das Rezoning ist ein Überbegriff für die Manipulation des Finite-Elemente-Netzes. Knoten und Elemente können hinzugefügt, gelöscht und undefiniert werden. Am Ende des Rezoning werden die Knotengrößen von MSC.Marc automatisch vom alten auf das neue Netz übertragen. Die Knotengrößen werden mit den Knotenkoordinaten des alten Netzes gespeichert. Der Knotenwert am neuen Knoten wird mittels Linearinterpolation berechnet [43]. Die Verschleißsimulation stellt einen Sonderfall des Rezoning dar. Ein deformierbarer Wellendichtring berührt eine als ideal starr modellierte Gegenläufige. Im Kontaktbereich stellt sich ein Flächenpressungsverlauf $p_c(x)$ ein. Das Rezoning wird nicht wie bei einer Umformsimulation üblich auf das gesamte Netz angewendet, sondern ausschließlich auf die Rand- bzw. Kontaktelemente. Entsprechend dem Verschleißgesetz werden die Kontaktknoten zur Volumenreduktion normal zur Oberfläche ins Bauteilinnere verschoben, Abbildung 7.8.

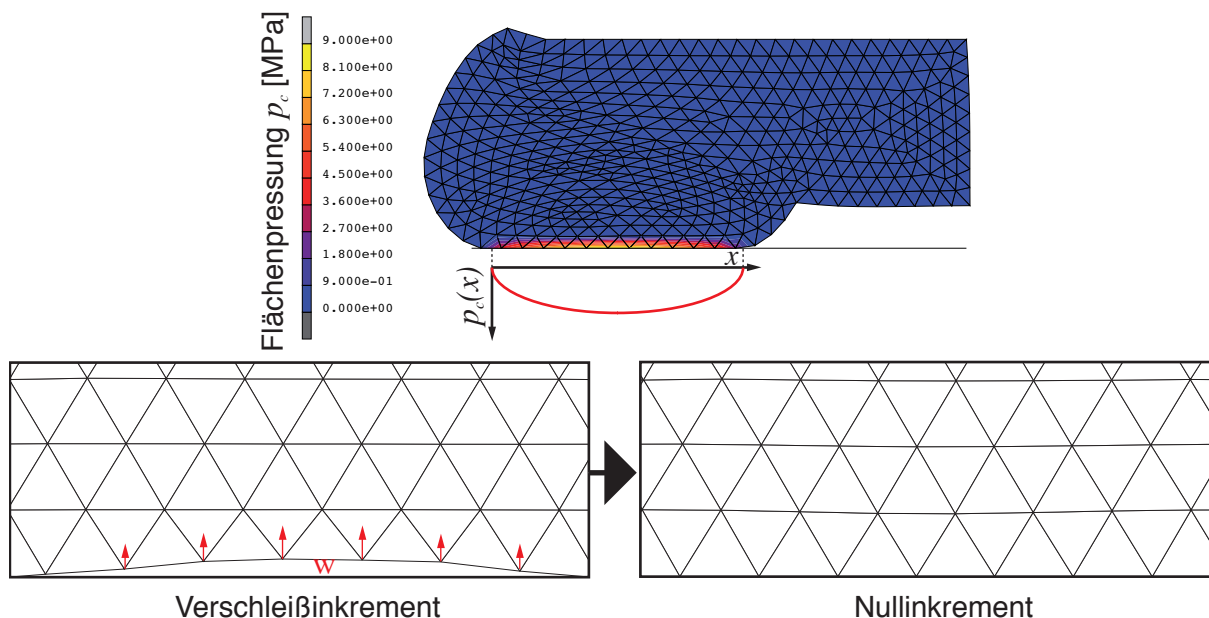


Abbildung 7.8: Rezoning-Prozedur

Der in einem Verschleißinkrement maximal mögliche Verschleißbetrag w hängt von der Höhe des kleinsten Finiten-Elements ab. Wird dieser Verschleißbetrag vollständig ausgenutzt, wird das kleinste Finite-Element zerstört, Abbildung 7.9. Die Rechnung bricht sofort ab. Es hat sich für die Stabilität der Simulation als geeignet erwiesen, nur ca. 1 % des maximal möglichen Verschleißbetrags zu verwenden. Diese maximal zulässige Verschiebung wird dann anteilig auf alle anderen Kontaktelemente angewendet. Wird dieser Verschleißanteil zu hoch gewählt, kommen manche Knoten im Nullinkrement nicht wieder in Kontakt mit der Welle. Sie befinden sich außerhalb der Kontakttoleranz, Abbildung 4.14. Im

nächsten Verschleißinkrement würde sich der Wellendichtring auf weniger Knoten auf der Welle abstützen. Die Kontaktknotenkräfte sind dann entsprechend größer, der berechnete Verschleiß überhöht. Der Wellendichtring verschleißt ungleichmäßig.

Durch das Verschieben der Kontaktknoten ins Bauteilinnere werden die zugehörigen Kontaktelemente verzerrt, Abbildung 7.10. Dies führt zum Abbruch der Simulation, da die Lösung nicht mehr konvergiert. Eine Neuvernetzung ist dann zwingend erforderlich.

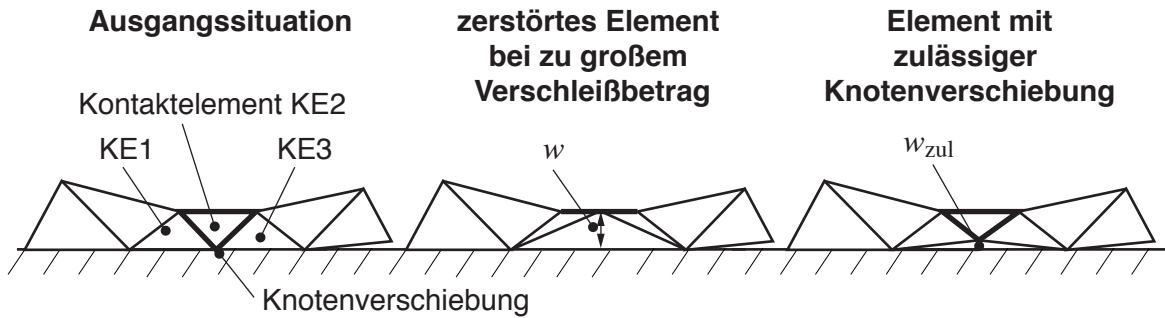


Abbildung 7.9: Visualisierung des Verschleißbetrags bei der Knotenverschiebung

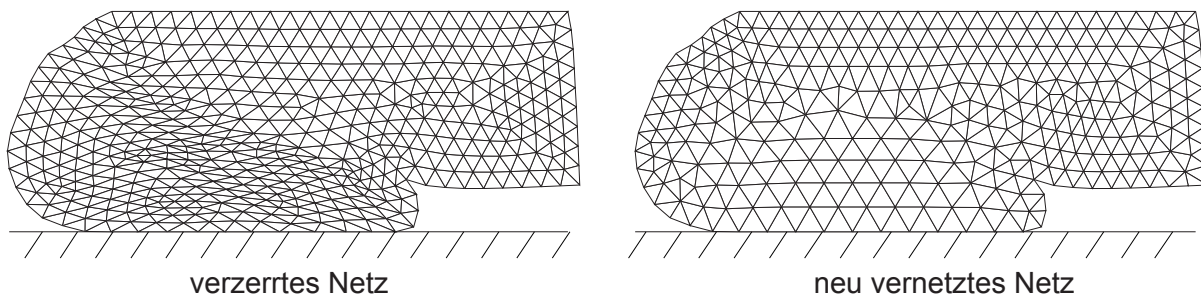


Abbildung 7.10: Neuvernetzung zur Sicherstellung eines konsistenten FE-Netzes

MSC.Marc bietet die Möglichkeit zur Neuvernetzung. Leider ist diese interne Funktion von MSC.Marc nicht mit Rezoning kombinierbar, sodass auf einen externen Vernetzer zurückgegriffen wird. Der Ablauf der Methode wird an Modell B dargestellt, Abbildung 7.11. Zu Beginn der Simulation wird das Modell gegen einen Starrkörper gedrückt, Abbildung 7.11a. Bei einem Wellendichtring spricht man dann von Montage. Das Finite-Elemente-Netz kann hierbei schon derart verzerrt sein, dass die Verschleißsimulation abbricht. Eine erste globale Neuvernetzung stellt die Netzqualität für die Verschleißsimulation sicher, Abbildung 7.11b. Während der Verschleißsimulation verringert sich das Modellvolumen sukzessive. Im Nullinkrement legt sich das Modell immer wieder an den Starrkörper an, bis alle elastischen Dehnungsanteile null sind. Das Modell hat dann keinen Kontakt mehr zum Starrkörper. Ohne Kontakt sind auch die Flächenpressungen null. Der Endzustand ist erreicht, Abbildung 7.11c dargestellt.

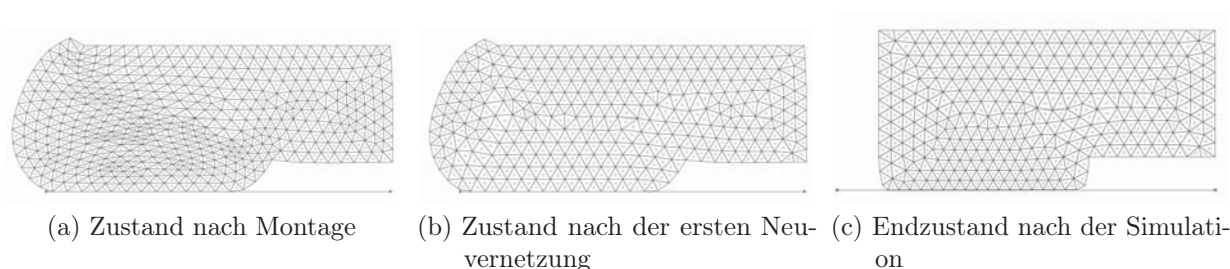


Abbildung 7.11: Ablauf der Neuvernetzung mit verformter Geometrie im eingebauten Zustand

Die verwendeten Neuvernetzungskriterien sind im Folgenden aufgelistet und teilweise in Abbildung 7.12 dargestellt sind:

- ein fest vorgegebenes Neuvernetzungsintervall
- der Innenwinkel am zweiten Knoten $<20^\circ$ oder $>135^\circ$
- der Quotient der Elementkantenlängen $\frac{l_{21}}{l_{23}} < 0.2$ oder > 5 ist

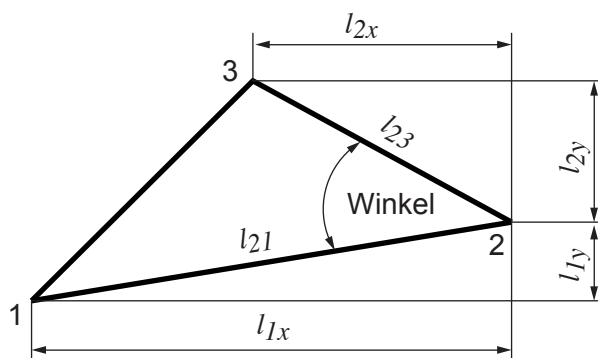


Abbildung 7.12: Neuvernetzungskriterien

7.4.2 Verbesserung der Netzqualität nach der Neuvernetzung

Zur Sicherstellung einer gleichbleibenden Netzqualität erfolgt nach jeder Neuvernetzung eine Netzglättung nach einem Schwerpunkt-Ansatz [89]. Das Optimierungsziel sind gleichseitige Dreiecke. Als Optimierungskriterium gilt für die Qualität eines Dreiecks Q_K :

$$Q_K = \alpha_K \cdot \frac{h_K}{r_K} \quad (7.10)$$

h_K ist die Länge der längsten Kante von Dreieck K und r_K der Inkreisdurchmesser, siehe Abbildung 7.13. α_K ist ein Normalisierungsfaktor. Für ihn gilt:

$$\alpha_K = \frac{\sqrt{3}}{6} \quad (7.11)$$

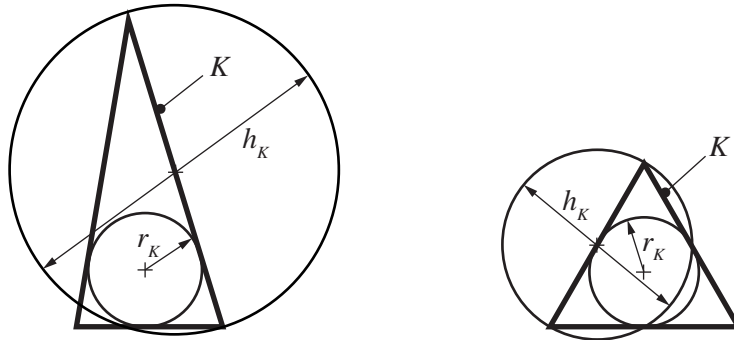


Abbildung 7.13: Graphische Darstellung des Netzglättungskriteriums

Der mathematische Zusammenhang zwischen Um- und Inkreis eines gleichseitigen Dreiecks mit $Q_K = 1$ wird über die Normalisierungsbedingung hergestellt. Q_K hat demnach einen Wertebereich von $Q_K = 1$ bei gleichseitigen Dreiecken und $Q_K \Rightarrow \infty$ bei extrem flachen, verzerrten Dreiecken. Q_K sollte für alle Dreiecke möglichst nahe bei 1 liegen. In einem iterativen Ansatz werden die Knoten gemäß einem Schwerpunktansatz gestört, um das Optimierungskriterium bestmöglich für alle Dreiecke/ Elemente zu erfüllen. Die Auswirkung einer Netzglättung ist in Abbildung 7.14 dargestellt.

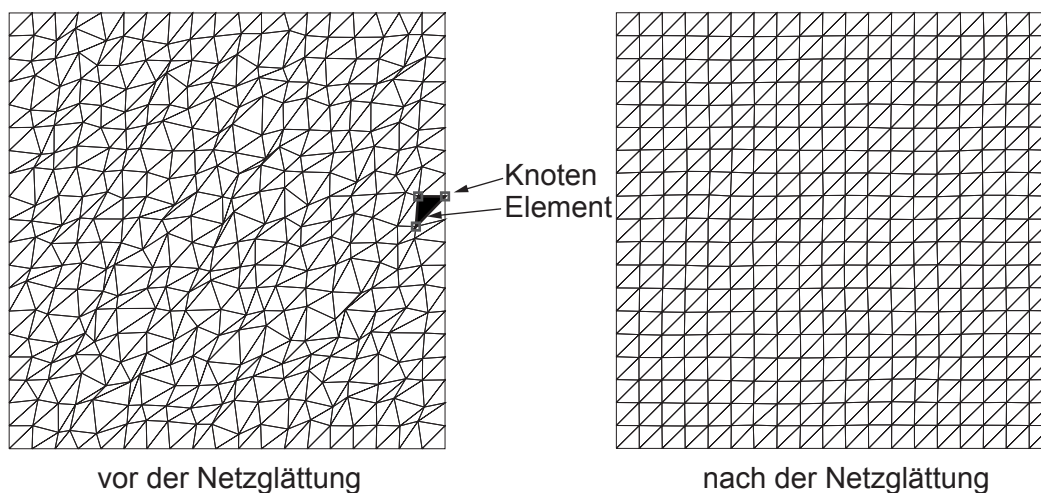


Abbildung 7.14: Beispiel zur Netzglättung

Die zu Abbildung 7.14 gehörige Netzcharakteristik, vor und nach der Netzglättung, ist in Tabelle 7.5 dargestellt. Während der Verschleißsimulation werden diese Informationen nach jedem Glättungsschritt optional in der Datei *netzcharakteristik.dat* abgespeichert.

	Vor Glättung	Nach Glättung
minimal Q_k	1.006	1.338
maximal Q_k	45.731	1.445

Tabelle 7.5: Netzglättung eines Netzes mit 400 Elemente und 422 Knoten

7.4.3 Einfluss des Neuvernetzungsalgorithmus

Sind die Kontaktelemente zu stark verzerrt, wird eine Neuvernetzung notwendig. Es stehen ein Inkrementeller, ein Delaunay- und ein Advancing-Front-Vernetzer der Numerical Algorithms Group (NAG) [90] zur Verfügung. Die Vernetzer stehen als vorkompilierte Programmbibliotheken zur Verfügung und können über einen Unterprogramm-Aufruf eingebunden werden.

Die zugrunde liegenden Algorithmen sind in [91] detailliert beschrieben. Alle drei Vernetzer wurden implementiert und können durch Angabe des entsprechenden Vernetzers verwendet werden. Ein direkter Vergleich der drei Vernetzer ist nur sehr schwer möglich, da die Vernetzer nicht dieselben Vernetzungsparameter besitzen. Der inkrementelle und der Delaunay-Vernetzer haben Vernetzungsparameter für die Elementgröße und Vernetzungsdichte. Die Vernetzungsparameter müssen vom Anwender gesetzt werden.

Abbildung 7.15 zeigt drei Delaunay-Netze, die mit unterschiedlichen Werten berechnet wurden. Die Größe *NPROPA* (propagation coefficient) bestimmt den Gradienten, mit dem der Algorithmus von einer feinen zu einer groben Vernetzung übergeht.

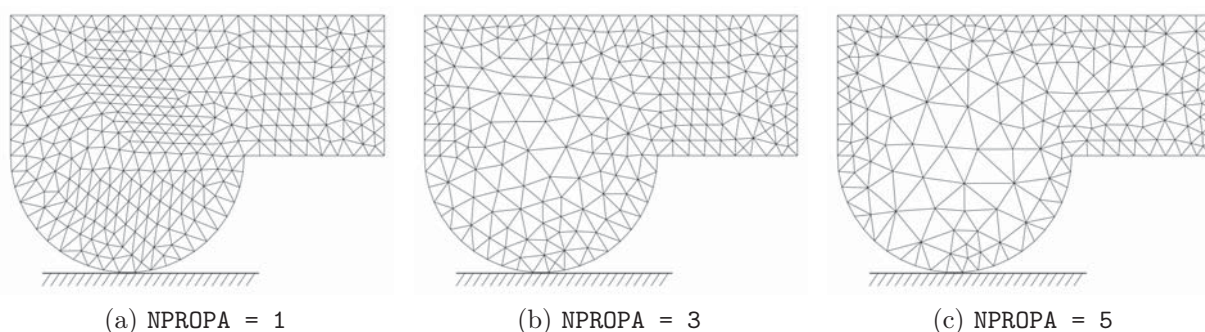


Abbildung 7.15: Variation des Vernetzungsparameters *NPROPA* bei Delaunay-Vernetzung [11]

Beim inkrementellen Vernetzer stehen für die Einstellung des Algorithmus die beiden Variablen `COEF` und `POWER` zur Verfügung. Wie `NPROPA` beim Delaunay-Vernetzer so gibt beim inkrementellen Vernetzer die Größe `POWER` vor, mit welcher Rate sich die Größe der erzeugten Elemente ändern darf. `COEF` dagegen bestimmt, wann die Erzeugung neuer innerer Knoten aus Punkt 4.2 beendet werden soll, gibt also das Abbruchkriterium für die Erzeugung des Netzes vor. Außerdem muss im Vektor `BSPACE` die gewünschte Größe der Randelemente angegeben werden. Wie sich Variationen dieser Größen auf das erzeugte Netz auswirken ist in Abbildung 7.16 veranschaulicht.

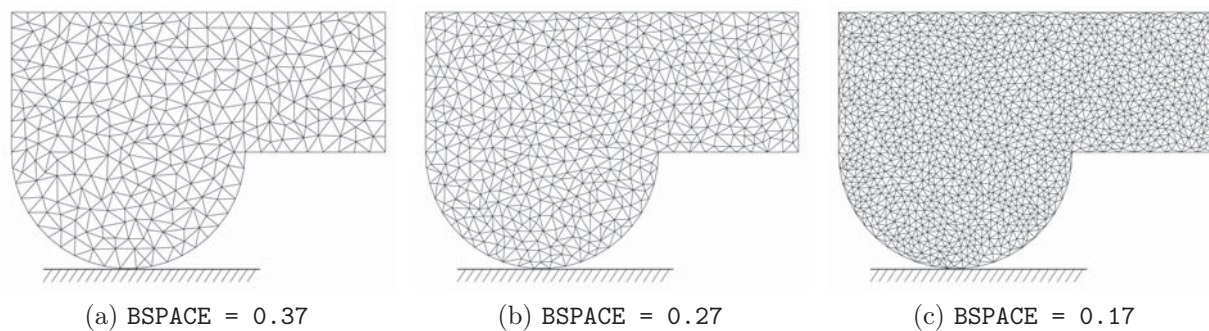


Abbildung 7.16: Variation von `BSPACE` bei inkrementeller Vernetzung [11]

Beim Advancing-Front-Vernetzer sind hingegen keine vom Anwender zu definierenden Vernetzungsparameter notwendig. Lediglich die maximal zu erzeugende Knotenanzahl muss vorgegeben werden. Das Ergebnis ist hier ausschließlich von den übergebenen Rändern abhängig.

Alle Vernetzer verwenden dieselbe Variable `NVMAX` zur Definition der maximale Knotenanzahl. Sie wird von `MSC.Marc` übergeben. Beim inkrementellen Vernetzer ist die wichtigste Einflussgröße der Vektor `BSPACE`. Wenn die darin vorgegebene Elementgröße zu klein wird und gleichzeitig `NVMAX` zu gering gewählt ist, erzeugt der Vernetzer nicht genügend Knoten, um ein gleichmäßiges Netz erzeugen zu können. Ein solcher Fall ist in Abbildung 7.17 dargestellt.

Da im Gegensatz zum inkrementellen und dem Delaunay-Vernetzer beim Advancing-Front-Vernetzer keine Vernetzungsparameter erforderlich sind, vereinfacht dies die automatisierte Anwendung sehr. Die Variablen der einzelnen Vernetzer sind in Tabelle 7.6 zusammenfassend dargestellt.

In Abbildung 7.18 sind die Vernetzungsergebnisse einer einfachen Geometrie vergleichend gegenübergestellt. Qualitativ betrachtet, erzeugen der Delaunay und der Advancing-Front-Vernetzer an den Rändern ein Finite-Elemente-Netz mit $Q_K = 1$. Aufgrund der unterschiedlichen Methoden ist das Netz des Delaunay-Vernetzers im Bauteilinneren und das Netz des Advancing-Front-Vernetzers an den Rändern strukturiert.

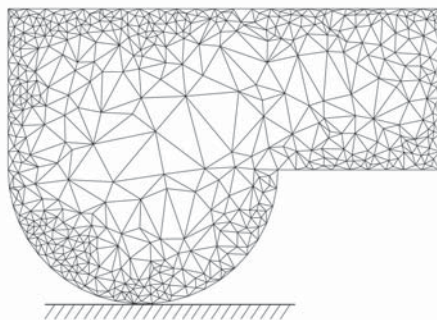


Abbildung 7.17: Inkrementeller Vernetzer mit zu gering gewähltem NVMAX [11]

Vernetzungsparameter	Vernetzer	Beschreibung
NPROPA	Delaunay	Steuerung der Elementgrößenänderung
POWER	Inkrementell	Steuerung der Elementgrößenänderung
BSPACE	Inkrementell	Steuerung der Elementgröße
COEF	Inkrementell	Abbruchkriterium für die Erzeugung innerer Knoten
NVMAX	Alle	Maximale Knotenanzahl

Tabelle 7.6: Vernetzungsparameter der Vernetzungsalgorithmen

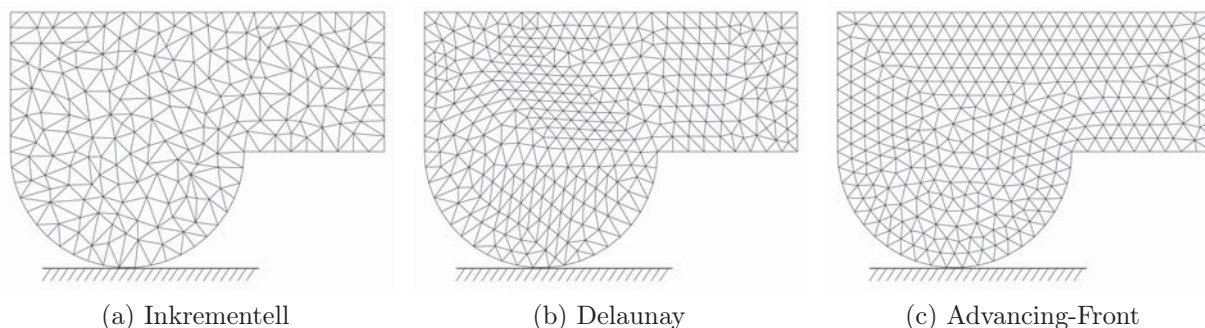


Abbildung 7.18: Unterschiedliche Methoden bei der Vernetzung [11]

7.4.4 Schrittweitensteuerung

Die Finite-Elemente-Simulation ist eine iterative numerische Methode, bei der die Lösung inkrementell erfolgt. Die Schrittweite kann entweder konstant oder variabel gesetzt werden. Da die Verschleißsimulation keinerlei Zeiteffekte berücksichtigt, kann der Reibweg s_R in jedem Verschleißinkrement zweckmäßig angepasst werden. Der in einem Verschleißinkrement zurückgelegte Reibweg ist variabel und hängt von der zulässigen Netzerstörung ab. Die Berechnung der Knotenverschiebung erfolgt in mehreren Schritten, Abbildung 7.19.

Der maximale Reibweg s_{\max} wird über die Höhe des flachsten Kontaktelements h_{\min} berechnet, Abbildung 7.20. Sie berechnet sich über die Knotenpositionen A , B , C und die Seitenlängen a , b , c eines Kontaktelements nach Gleichung 7.12. Der am flachsten Element berechnete maximale Reibweg darf allerdings nur zu einem Verschleißanteil ξ angewendet werden. Die vollständige Anwendung des Verschleißanteils ξ hat die Zerstörung des flachsten Elements zur Folge. Ist der Wert zu klein, summieren sich Rundungsfehler, ist er zu groß, werden die Knoten aus der Kontakttoleranz heraus verschoben, was einen ungleichmäßigen Verschleiß zur Folge hat. Der Wert von ξ sollte zwischen 0.01 und 0.1 liegen. Die Wahl des Verschleißanteils ξ wirkt sich auf die Simulationszeit aus. Der Verschleißanteil ist ein Simulationsparameter und muss vom Anwender in der Verschleißparameterdatei gesetzt werden. Aus Effizienzgründen ist $\xi = 0.1$ zu wählen. Der zulässige Reibweg berechnet sich damit nach Gleichung 7.13.

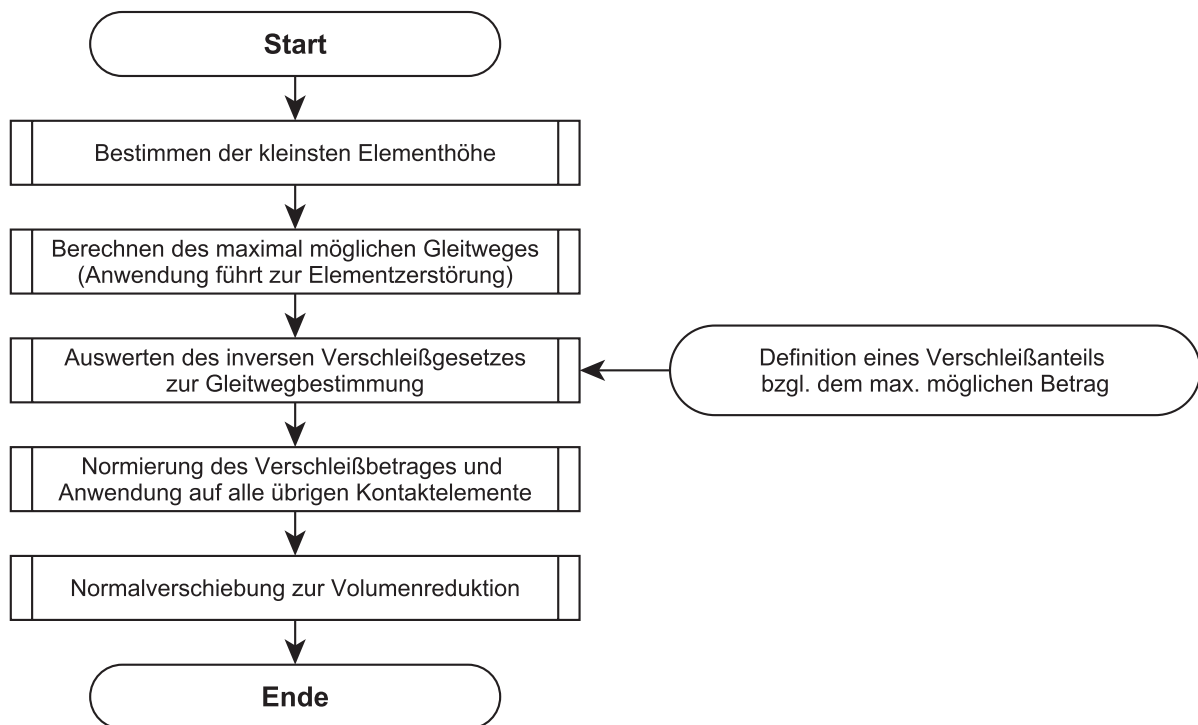


Abbildung 7.19: Ablaufplan der Schrittweitensteuerung

$$h_{\min} = \frac{\sqrt{2(a^2 \cdot b^2 + b^2 \cdot c^2 + c^2 \cdot a^2) - (a^4 + b^4 + c^4)}}{2 \cdot c} \quad (7.12)$$

$$s_{\text{zul}} = \xi \cdot s_{\max} \quad (7.13)$$

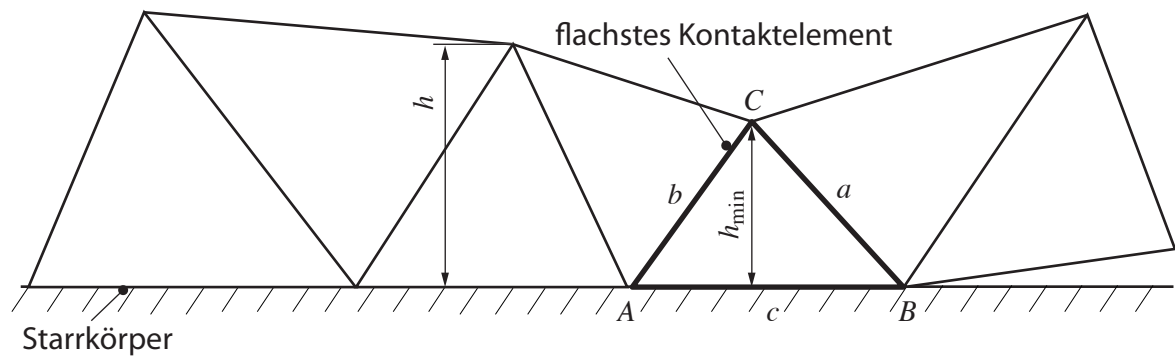


Abbildung 7.20: Berechnung des zulässigen Reibwegs

Mit dem bekannten zulässigen Reibweg s_{zul} können die einzelnen Verschleißbeträge über das Verschleißgesetz ausgewertet und die Knoten entsprechend verschoben werden. Überschreitet die Summe aus dem schon zurückgelegten Reibweg s_{zg} und dem zulässigen Reibweg s_{zul} den zurückzulegenden Reibweg s_{ak} , ist das Abbruchkriterium erreicht, Gleichung 7.14. Der zulässige Reibweg wird dann entsprechend Gleichung 7.15 gesetzt.

$$(s_{zg} + s_{zul}) > s_{ak} \quad (7.14)$$

$$s_{zul} = s_{ak} - s_{zg} \quad (7.15)$$

7.4.5 Validierung der Verschleißalgorithmen und Implementierung

Die Algorithmen zur Volumenreduktion im Rahmen der Verschleißsimulation greifen tief in den Programmablauf von MSC.Marc ein, siehe Abschnitt 7.3. Die Netzgenerierung, das Setzen der Randbedingungen sowie die Kontaktfindung werden über externe Unterprogramme gesteuert, sodass eine Validierung der Verschleißalgorithmen notwendig ist.

Die Validierung der Verschleißalgorithmen erfolgt durch den Abgleich der analytischen und numerischen Lösung einer einfachen Verschleißgeometrie, Abbildung 7.21. Ein diskretisiertes ebenes Rechteck, als Einfachstmodell bezeichnet, wird gegen einen Starrkörper mit einer definierten Anpressung gedrückt. Das Einfachstmodell ist in y -Richtung fixiert und in x -Richtung frei beweglich. Über den Abstand des Kontrollknotens vom Starrkörper lässt sich eine Verschleißrate berechnen.

Die Verschleißrate \dot{w} wird konstant auf einen ausgewählten, experimentell ermittelten Wert von $2.46e-8$ mm/m gesetzt und ist damit kontaktspannungsunabhängig. Bei einer maximalen Verschleißhöhe von 0.5 mm beträgt die analytische Lösung $2.03e+7$ m Reibweg. Im Rahmen einer Netzverfeinerungsstudie werden der Verschleißanteil ξ im Bereich 0.0001...0.5 und die Kantenlänge der Dreieckselemente im Bereich 0.025...0.1 mm untersucht, Abbildung 7.22.

Die numerischen Ergebnisse zeigen, dass die Lösung für einen Bereich von $\xi = 0.005 \dots 0.1$ unabhängig von der Elementgröße ist. Für sehr kleine Verschleißanteile $\xi < 0.001$ summieren sich Rundungsfehler der Neuvernetzung, da die Anzahl der Stellen, mit der die neuen Koordinaten in die SED geschrieben werden, begrenzt sind. Ein zu groß gewählter Verschleißanteil verschiebt die Kontaktknoten unter Umständen aus der Kontakttoleranz heraus, sodass die Lösung ungenau wird. Unter Beachtung des vorgeschlagenen Verschleißanteilbereiches wurde die korrekte Implementierung der Verschleißalgorithmen hiermit gezeigt.

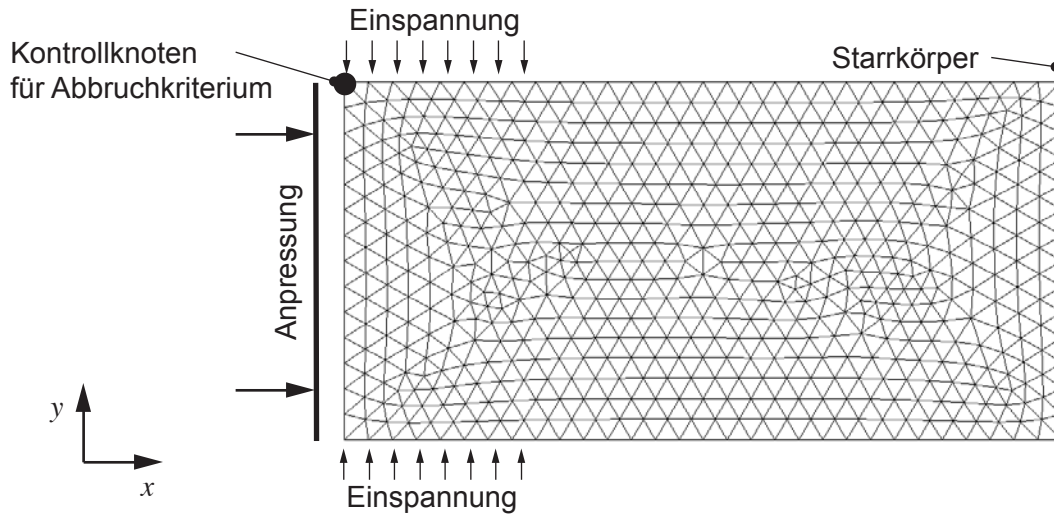


Abbildung 7.21: Modell zur Validierung der Verschleißalgorithmen

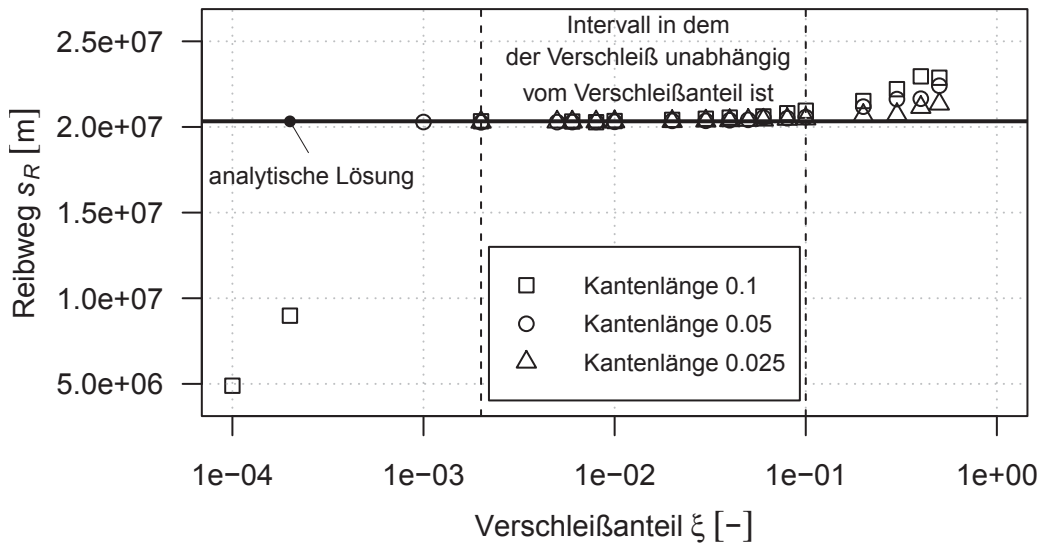


Abbildung 7.22: Ergebnisse zur Netzverfeinerungsstudie und dem Verschleißanteil

Kapitel 8

Multiskalen-Ansatz

Reibung und Verschleiß bei Wellendichtungen hängen im Wesentlichen vom verwendeten Wellendichtringmaterial, vom Material des Gegenkörpers und dessen Oberflächeneigenschaften, den Beanspruchungen und der Anwesenheit eines Schmierstoffes ab. Fleischer [31] postulierte den kausalen Zusammenhang zwischen Reibung und Verschleiß. Sehr geringen Verschleiß zeigen Reibpaarungen mit einem besonders großen Härteunterschied [4]. Während der viel härtere Gegenkörper kaum verschleißt, passiert der gesamte Materialverlust am weichen Reibkörper. Dieser ist in der Regel ein Austauschteil.

Wellendichtringe aus PTFE-Compound zeigen schon nach relativ kurzer Betriebszeit an der Dichtlippe sichtbaren Verschleiß. Die Veränderung der Dichtlippe wird über einen makroskopischen Finite-Elemente-Ansatz simuliert. Die mathematischen Modelle sind auf ihrer jeweiligen Betrachtungsskala modelliert, Abbildung 3.1.

Die für das tribologische und mechanische Materialverhalten entscheidende Mikrostruktur wird über das Mikromodell abgebildet. Mit ihm lassen sich Materialkennwerte von Compounds in Abhängig der Matrix-Füllstoff-Zusammensetzung mittels eines repräsentativen Volumenelementes (RVE) berechnen. Es handelt sich dabei um ein Finite-Elemente-Modell, in dem das Compound bis auf die Füllstoffe herunter diskretisiert ist. Jedem Compound-Bestandteil werden seine jeweiligen physikalischen Eigenschaften zugewiesen. Über Homogenisierungsalgorithmen Mori-Tanaka [69] lassen sich globale Materialeigenschaften berechnen. Reibung und Verschleiß hingegen passieren auf einer Betrachtungsskala unterhalb der Mikro-Skala, der sogenannten Nano-Skala. Eine Beschreibung der Prozesse auf der Nano-Skala ist mittels zellulärer Automaten [92] möglich. Diese Methode ist aber aufgrund ihrer Komplexität im Rahmen dieser Arbeit nicht anwendbar. Aus diesem Grund wird das Meso-Modell als Zwischenmodell eingeführt. Es liegt zwischen der Nano- und Mikroskala und bildet die Zusammenhänge zwischen Reibung und Verschleiß analytisch ab. Die scheinbare Reibungsenergiedichte aus der energetischen Theorie von Fleischer wird mit dimensionslosen Belastungskennzahlen kombiniert. Während die scheinbare Reibungsenergiedichte den Reibungs-

zustand beschreibt, bilden die dimensionslosen Kennzahlen den Zusammenhang zwischen der Normal- und der Reibungsschubspannung ab. Die Beschreibungsstrategie von der kleinsten zur größten Skala wird auch als Bottom-Up-Ansatz bezeichnet.

8.1 Meso-Modell

Das Meso-Modell beschreibt die Zusammenhänge zwischen den Material-Eigenschaften, der Temperatur und dem Verschleißverhalten. Im Gegensatz zu den in Abschnitt 4.3.2 beschriebenen Verschleißgesetzen lässt der in dieser Arbeit verwendete energetische Ansatz eine physikalische Interpretation der Ergebnisse zu.

8.1.1 Energetisches Verschleißgesetz mit dimensionslosen Kennzahlen

Der energetische Ansatz basiert auf der scheinbaren Reibungsenergiedichte e_R^* nach Gleichung 4.19. Sie setzt die Reibung und den Verschleiß in Zusammenhang. Die scheinbare Reibungsenergiedichte bezieht die am tribologischen System verrichtete Reibarbeit W_R auf das Verschleißvolumen V_V . Die scheinbare Reibungsenergiedichte stellt damit eine verschleißspezifische Reibungsarbeit dar. Sie ist gemäß Abschnitt 4.2.4 in der Lage, den Schmierungs-zustand eines tribologischen Systems zu charakterisieren. In der Regel ist die Verschleißrate im Trockenlauf höher als im Nasslauf, Abbildung 8.1. Im Trockenlauf muss für das gleiche Verschleißvolumen weniger Reibarbeit geleistet werden. e_R^* ist damit im Trockenlauf kleiner als im Nasslauf. Unabhängig von der Anpressung betragen die scheinbaren Reibungsenergiedichten im Trockenlauf gemittelt $3.6e+3 \text{ J/mm}^3$ und im Nasslauf $3.6e+4 \text{ J/mm}^3$. Mit zunehmender Anpressung und Drehzahl muss im Trockenlauf weniger Arbeit pro Verschleißvolumen geleistet werden, Abbildung 8.1. Im Nasslauf streuen die berechneten scheinbaren Reibungsenergiedichten stark. Die Abhängigkeit der scheinbaren Reibungsenergiedichte von der Anpressung bleibt erhalten. Mit zunehmender Anpressung muss im Nasslauf weniger Arbeit geleistet werden, um das gleiche Verschleißvolumen zu erzeugen. Die Zusammenfassung aller durchgeführten Versuche erfolgt in der graphischen Darstellung der Verschleißgrundgleichung, Gleichung 4.23. Wird die scheinbare Reibungsenergiedichte über der linearen Verschleißintensität aufgetragen, lassen sich daraus Rückschlüsse auf die vorherrschende Reibungsform ziehen, Abbildung 8.2. Die gemessenen scheinbaren Reibungsenergiedichten liegen exakt in dem von Fleischer in Tabelle 4.2 vorhergesagten Reibungsbereich. Der arithmetische Mittelwert der scheinbaren Reibungsenergiedichte kann mit $2.29e+4 \text{ J/mm}^3$ für die trockenen und mit $5.5e+5 \text{ J/mm}^3$ für die nassen Versuche angegeben werden. Die trockenen Versuche lassen sich entsprechend Abbildung 4.12 in Bereich 3 einordnen. Es kommt zu elas-

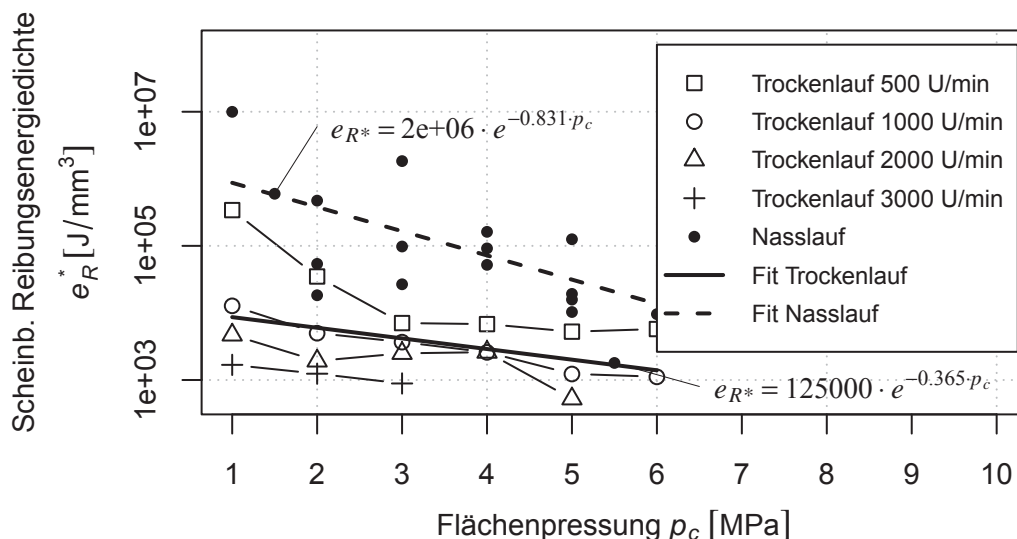


Abbildung 8.1: Scheinbare Reibungsenergiedichte im Trocken- und Nasslauf

tischen und plastischen Deformationen mit Scherung. Die nassen Versuche liegen hingegen im Mischreibungsbereich 2. Es bildet sich keine ausreichend tragfähiger Fluidfilm aus, der die Gleit- und Gegenauflfläche vollständig voneinander trennt. Einige nasse Versuche mit hoher Flächenpressung und Relativgeschwindigkeit liegen im Bereich 3. Dies deutet auf eine Mangelschmierung hin.

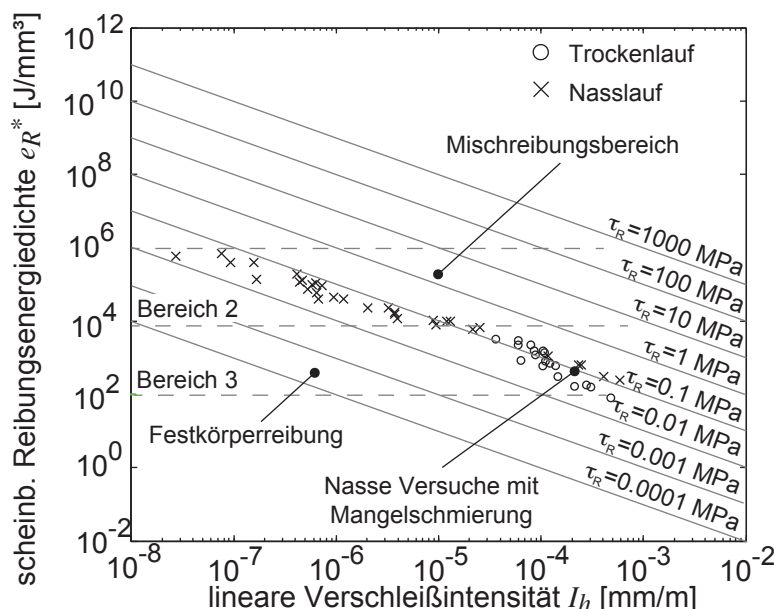


Abbildung 8.2: Vergleich der experimentellen scheinbaren Reibungsenergiedichte mit der linearen Verschleißintensität

Die experimentellen Untersuchungen in Abschnitt 6.8 zeigen, dass sich das Versagen von PTFE-Materialien hauptsächlich auf das Überschreiten einer Druckfließ- und Scherfließgrenze zurückführen lässt. Beide Fließgrenzen hängen sehr stark von der Temperatur ab, Abschnitt 6.5 und Abschnitt 6.6. Die ermittelten temperaturabhängigen Materialkennwerte Elastizitätsmodul, Druck- und Scherfließgrenze werden zur Definition dimensionsloser Kennzahlen verwendet. Die im Folgenden dargestellten dimensionslosen Belastungskennzahlen stammen aus der Gleitlagertechnik [23], [10] und werden aufgrund der geometrischen und kinematischen Ähnlichkeit zwischen Gleitlagern und der Triboprobe beziehungsweise Wellendichtungen angewendet.

Zur Analyse der experimentellen Tribometerdaten werden zwei Belastungskennzahlen definiert, das Schubspannungsverhältnis τ_R^* und das Druckspannungsverhältnis σ_p^* . Diese Belastungskennzahlen beziehen die aktuelle Materialbelastung auf experimentell zu ermittelnde Festigkeitskennwerte. Der Quotient von Materialbelastung und Festigkeitskennwert ist dimensionslos.

Das Schubspannungsverhältnis τ_R^* beschreibt das Verhältnis von reibungsbedingter Scherspannung - auch als Reibungsschubspannung τ_R bezeichnet - zur temperaturabhängigen Scherfließgrenze $\tau_{sF}(\vartheta)$.

$$\tau_R^* = \frac{\tau_R}{\tau_{sF}(\vartheta)} = \frac{F_R}{\tau_{sF}(\vartheta) \cdot A_0} \quad (8.1)$$

Das Druckspannungsverhältnis σ_D^* stellt das Verhältnis zwischen Flächenpressung p_c und der temperaturabhängigen Druckfließgrenze $\sigma_{dF}(\vartheta)$ dar.

$$\sigma_D^* = \frac{p_c}{\sigma_{dF}(\vartheta)} \quad (8.2)$$

Für beide Belastungskennzahlen ist der Grenzwert = 1. Mit dem Mittelpunkt im Koordinatenursprung und dem Radius = 1 kann ein Einheitskreis konstruiert werden [12], Abbildung 8.3. Belastungskennzahlen innerhalb des Einheitskreises resultieren aus elastischem Materialverhalten, wohingegen Wertepaare außerhalb des Einheitskreises einer inelastischen Beanspruchung entsprechen. Die Reibungszahl μ steigt dann unabhängig vom Material bei $\tau_R^* > 1$ an [23]. Das Material beginnt bei einem Druckspannungsverhältnis > 1 zu fließen. Belastungskennzahlen > 1 stellen damit eine Überlastung des Materials dar. Der Betriebsbereich sollte daher immer so gewählt werden, dass die dimensionslosen Kennzahlen kleiner eins sind. Die Belastungskennzahlen werden als Schädigungskriterium interpretiert.

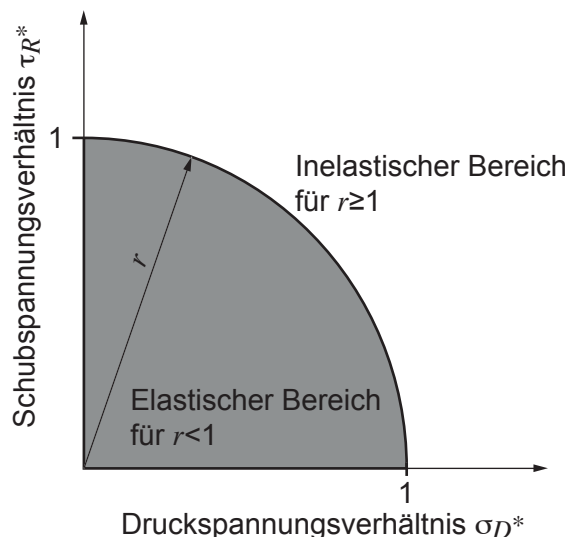


Abbildung 8.3: Einheitskreis [12]

Ausgangspunkt der Herleitung des Verschleißgesetzes ist die Reibungsschubspannung aus der Verschleißgrundgleichung von Fleischer, Gleichung 4.23. Für die Reibungsschubspannung τ_R und das eingeführte Schubspannungsverhältnis τ_R^* mit der temperaturabhängigen Scherfließgrenze $\tau_{sF}(\vartheta)$ gilt:

$$\frac{F_R}{A_c} = \tau_R = \frac{\tau_R}{\tau_{sF}(\vartheta)} \cdot \tau_{sF}(\vartheta) = \tau_R^* \cdot \tau_{sF}(\vartheta) \quad (8.3)$$

Mit der Kenntnis der temperaturabhängigen Scherfließgrenze $\tau_{sF}(\vartheta)$ des Materials und dem Schubspannungsverhältnis τ_R^* lässt sich die Reibkraft berechnen.

$$F_R = \tau_R^* \cdot \tau_{sF}(\vartheta) \cdot A_c \quad (8.4)$$

Die temperaturabhängige Scherfließgrenze kann experimentell bestimmt werden, Abschnitte 5.3.2 und 6.6. Das Schubspannungsverhältnis hängt von den Belastungsparametern Flächenpressung p_c , Reibkraft F_R und Temperatur ϑ ab und ist nicht direkt zugänglich. Eine Möglichkeit stellt die Verwendung des Druckspannungsverhältnisses unter der Annahme eines funktionalen Zusammenhangs dar, Gleichung 8.5.

$$\tau_R^* = f(\sigma_D^*) \quad (8.5)$$

Wird das Schubspannungsverhältnis über dem Druckspannungsverhältnis aufgetragen, erkennt man einen linearen Zusammenhang, Abbildung 8.4. Die Proportionalitätskonstanten c_{exp} ergibt sich dann entsprechend Gleichung 8.6. Der Vergleich der Achsenskalierung in Abbildung 8.4 zeigt, dass das Schubspannungsverhältnis im Vergleich zum Druckspannungsverhältnis sehr klein ist.

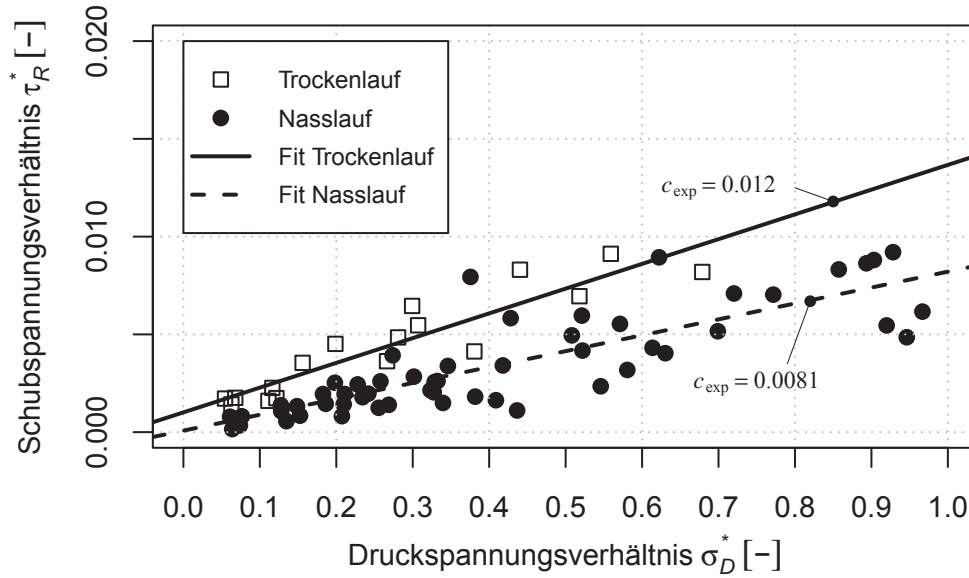


Abbildung 8.4: Zusammenhang der Belastungskennzahlen

$$\tau_R^* = c_{\text{exp}} \cdot \sigma_D^* \quad (8.6)$$

Einsetzen von Gleichung 8.2 in Gleichung 8.6 ergibt

$$\tau_R^* = c_{\text{exp}} \cdot \frac{p_c}{\sigma_{dF}}. \quad (8.7)$$

Umstellen von Gleichung 8.7 nach der gesuchten Reibungsschubspannung liefert

$$\tau_R = c_{\text{exp}} \cdot \frac{p_c \cdot \tau_{sF}(\vartheta)}{\sigma_{dF}(\vartheta)}. \quad (8.8)$$

Die Werte für $\tau_{sF}(\vartheta)$ und $\sigma_{dF}(\vartheta)$ müssen experimentell ermittelt werden. Die aktuelle Temperatur wird mit einer Thermographiekamera am Reibkontakt gemessen. Eine lineare Regressionsanalyse identifiziert die Proportionalitätskonstante c_{exp} . Die lineare Regression darf nur diejenigen Versuche berücksichtigen, bei denen die Belastungskennzahlen < 1 waren, da die lineare Verschleißintensität I_h nur in diesem Bereich als konstant angenommen werden kann. Mit Gleichung 8.8 steht damit eine Beziehung zur Verfügung, die Reibungsschubspannung über die Proportionalitätskonstante c_{exp} , die Belastungsparameter Flächenpressung p_c , Temperatur ϑ und die temperaturabhängigen Materialkennwerte zu berechnen.

Gemäß der Verschleißgrundgleichung 4.23 ist die durch die Reibkraft F_R hervorgerufene Reibungsschubspannung τ_R proportional zur linearen Verschleißintensität I_h . Die Kopplung erfolgt über die scheinbare Reibungsenergiedichte e_R^* . Sie kann entweder experimentell bestimmt oder mit Abbildung 4.12 abgeschätzt werden.

Zur Formulierung eines Verschleißgesetzes wird die Verschleißgrundgleichung nach der linearen Verschleißintensität umgestellt. Die lineare Verschleißintensität ist eine auf den Reibweg s_R bezogene Verschleißhöhe w .

$$I_h = \frac{w}{s_R} = \frac{\tau_R}{e_R^*} \quad (8.9)$$

Der Reibweg s_R ist das Produkt aus der Relativgeschwindigkeit v_{rel} und der Zeit t , Gleichung 8.10. Die Relativgeschwindigkeit ihrerseits berechnet sich bei einer rotatorischen Bewegung über den Reibdurchmesser d_R und die Drehzahl n entsprechend Gleichung 8.11.

$$s_R = \int_0^{t_R} v_{\text{rel}} \cdot dt \quad (8.10)$$

$$v_{\text{rel}} = d_R \cdot \pi \cdot n \quad (8.11)$$

Umstellen von Gleichung 8.9 nach der Verschleißhöhe w sowie einsetzen der Gleichungen 8.8, 8.10 und 8.11 ergibt das Verschleißgesetz, Gleichung 8.12. Die Reibungsschubspannung hängt von der Drehzahl n ab, welche sich direkt auf die Temperatur ϑ auswirkt und damit Einfluss auf die thermo-mechanischen Eigenschaften ausübt.

$$w = \int_0^{t_R} \frac{p_c}{\sigma_{dF}(\vartheta)} \cdot c_{\text{exp}} \cdot \frac{\tau_{sF}(\vartheta) \cdot (d_R \cdot \pi \cdot n)}{e_R^*} \cdot dt \quad (8.12)$$

Gleichung 8.12 in eine inkrementelle Finite-Elemente-Formulierung transformiert ergibt das energetische Verschleißgesetz, Gleichung 8.13. Es enthält temperaturabhängige Druck- und Scherfestigkeiten zur Beschreibung der Materialeigenschaften, die Proportionalitätskonstante c_{exp} sowie die scheinbare Reibungsenergiedichte, welche den Schmierungszustand des Systems charakterisiert.

$$w = \frac{p_c}{\sigma_{dF}(\vartheta)} \cdot c_{\text{exp}} \cdot \frac{\tau_{sF}(\vartheta) \cdot (d_R \cdot \pi \cdot n)}{e_R^*} \cdot \Delta t \quad (8.13)$$

8.1.2 Validierung des Meso-Modells

Die Validierung des in Abschnitt 8.1.1 entwickelten Verschleißgesetzes mit einem Schädigungskriterium für PTFE-Materialien erfolgt durch den Vergleich von berechneten und experimentell ermittelten Verschleißraten I_h , Abbildung 8.5. Der energetische Ansatz mit den temperaturabhängigen Scher- und Druckfestigkeiten sowie der scheinbaren Reibungsenergiedichte beschreibt den absoluten Kurvenverlauf sehr gut. Während sich die temperaturabhängigen Scher- und Druckfestigkeiten experimentell einfach ermitteln lassen, sind für die von der Flächenpressung abhängige scheinbare Reibungsenergiedichte $e_R^*(p_c)$ zeitaufwendige Experimente an einem Tribometer notwendig. Die Reduktion der Experimen-

te durch die Annahme einer konstanten, von der Flächenpressung unabhängigen scheinbaren Reibungsenergiedichte e_R^* ist vor allem für die Praxis interessant. Die Abweichung zwischen Simulation und Experiment liegt unter dieser Annahme innerhalb einer Zehnerpotenz und ist damit in einem akzeptablen Rahmen. Es ist daher nicht zwingend notwendig die scheinbare Reibungsenergiedichte aufwendig in Abhängigkeit von der Flächenpressung experimentell zu messen. Der experimentelle Aufwand am Tribometer reduziert sich damit enorm.

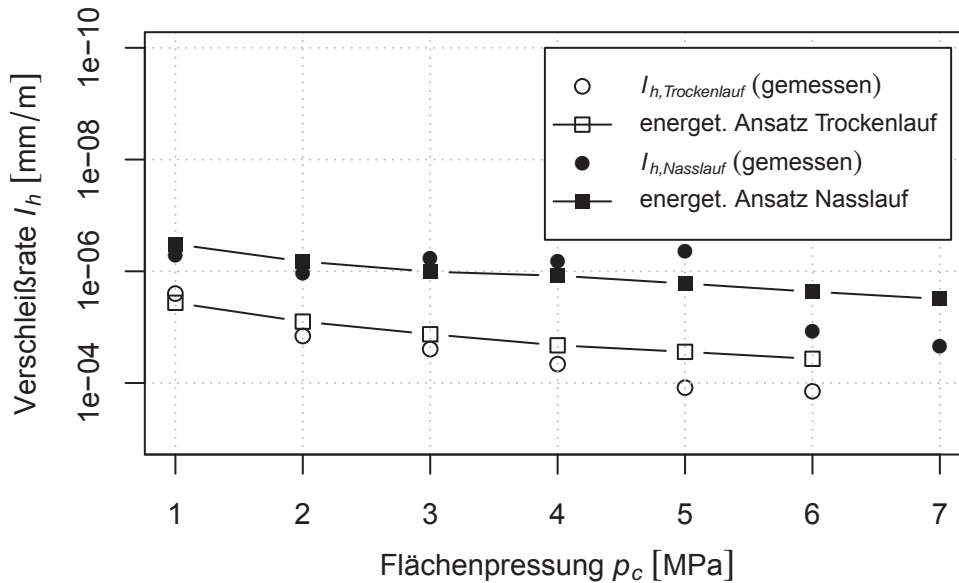


Abbildung 8.5: Vergleich der gemessenen linearen Verschleißintensität I_h mit dem energetischen Ansatz im Trocken- und Nasslauf

8.2 Mikro-Modell

Während das Meso-Modell in Abschnitt 8.1 das Reibungs- und Verschleißverhalten analytisch abbildet, handelt es sich bei dem Mikro-Modell um ein diskretes Geometriemodell. Das Geometriemodell wird auch repräsentatives Volumenelement (RVE) genannt, da es die gleichen Eigenschaften wie das reale Material hat. Mit dem Programm Digimat-FE wird die Mikrostruktur modelliert um deren Einfluss auf das thermo-mechanische Materialverhalten zu simulieren.

8.2.1 Modellierung des PTFE-Compound MT212

Die für den Aufbau des Mikro-Modells benötigte Materialzusammensetzung wird entsprechend Abschnitt 6.1 mittels digitaler Bildverarbeitung zu 25 % Graphit-Anteil und

75 % PTFE-Anteil bestimmt. Die größte Ähnlichkeit zu den im Material MT212 enthaltenen Graphit-Partikel haben Ikosaeder. Zur geometrischen Ähnlichkeit weisen Ikosaeder weiterhin günstige Vernetzungseigenschaften auf. Die Größe des RVE beträgt $100 \times 100 \times 80 \mu\text{m}$, Abbildung 8.6. Die Untersuchung der Partikelgrößen identifizierte zwei Partikelgrößen. Der überwiegende Teil hat einen Durchmesser von $2.5 \mu\text{m}$ und einige große Partikel mit einem gemittelten Durchmesser von $20 \mu\text{m}$. An den Rändern des RVE werden Symmetrie-Randbedingungen angesetzt. Die Anhäufung von Partikeln wird unterbunden, da dies zu sehr kleinen Elementen zwischen aneinandergrenzenden Partikeln führen kann. Diese kleinen Elemente verzerren bei einer mechanischen Simulation als erstes, sodass die Berechnung dann nicht mehr konvergiert. Eine automatische Neuvernetzung ist in MSC.Marc bei Modellen mit mehreren Materialien nicht möglich. Eine Alternative zum MSC.Marc Vernetzer wäre ein externer Vernetzer, wie er bei der Verschleißsimulation verwendet wird. Dieses Vorgehen stellt allerdings einen ebenso großen Eingriff in die Simulation dar wie das Rezoning und ist deshalb nicht Teil dieser Arbeit.

Die PTFE-Matrix wird über ein elastisch-idealplastisches, die Graphit-Partikel über ein rein elastisches Materialmodell kontinuumsmechanisch beschrieben. Die Materialkennwerte Elastizitätsmodul E , Querkontraktionszahl ν_q und die Fließgrenze im Druckbereich σ_{dF} wurden entsprechend Abschnitt 5.3.1 für das reine PTFE-Material ermittelt. Die Dichte ρ sowie die thermischen Materialkennwerte Wärmeleitfähigkeit λ , spezifische Wärmekapazität c_p und linearer Wärmeausdehnungskoeffizient α_{lin} sind der Literatur entnommen [93]. Die Materialkennwerte für Graphit wurden aufgrund des sehr großen Härte- und Festigkeitsunterschieds zu PTFE ebenfalls der Literatur entnommen [93]. Eine zusammenfassende Darstellung der verwendeten Materialkennwerte gibt Tabelle 8.1.

Materialkennwert	Variable	Einheit	Matrix	Partikel
Druckmodul	E_d	N/mm ²	580	10 000
Querkontraktionszahl	ν	-	0.46	0.2
Dichte	ρ	kg/m ³	2 200	1 790
Druckfließgrenze	σ_{dF}	N/mm ²	7	-
Wärmeleitfähigkeit	λ	W/(m K)	0.2	92
Spezifische Wärmekapazität	c_p	J/(kg K)	1 000	709
Linearer Wärmeausdehnungskoeffizient	α_{lin}	1/K	9.5e-5	5.5e-6

Tabelle 8.1: Materialkennwerte des repräsentativen Volumenelementes

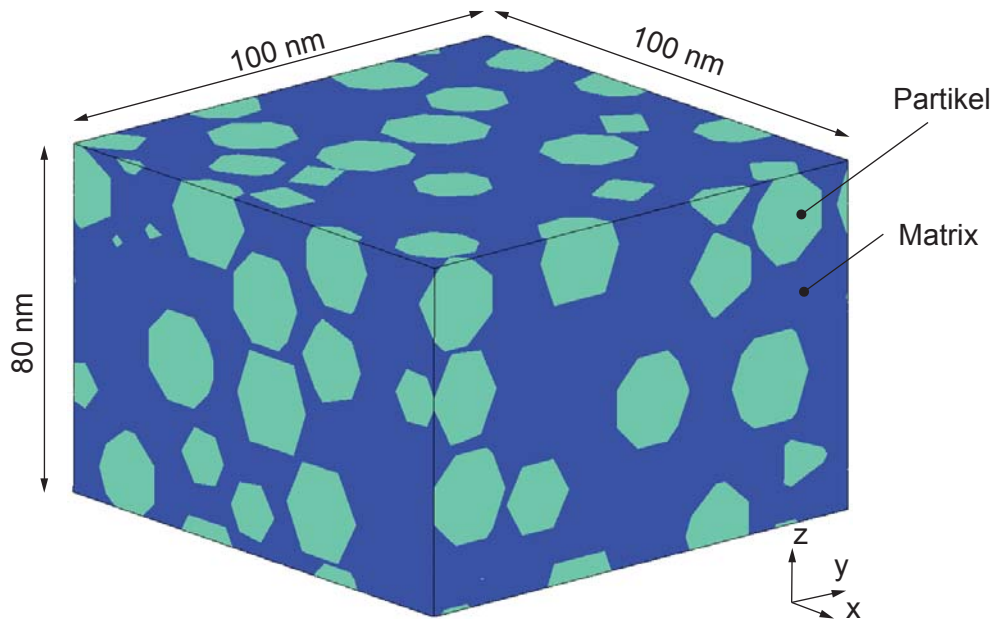


Abbildung 8.6: Repräsentatives Volumenelement

8.2.2 Validierung des Mikro-Modells

Zur realistischen Abbildung des thermo-mechanischen Materialverhaltens ist, neben der korrekten Abbildung der Mikrostruktur, die Verwendung eines adäquaten Materialmodells mit entsprechenden Kennwerten entscheidend. Zur Validierung der gemessenen Materialzusammensetzung der Mikrostruktur und den verwendeten Materialmodellen werden die Simulationsergebnisse mit experimentellen Messungen am Nanoindenter verglichen.

Der Elastizitätsmodul und die Fließgrenze von unverstärktem PTFE werden experimentell an einer Universalprüfmaschine bestimmt. Der Elastizitätsmodul beträgt 400 MPa, die Querkontraktionszahl 0.46 und die Fließspannung 7 bis 9 MPa. Experimentelle Untersuchungen an unverstärktem PTFE bestätigen die Annahme, dass die Verfestigung beim PTFE-Compound zum Großteil durch das Verkeilen der Graphit-Partikel entsteht. Entsprechend Gleichung 5.24 wird aus numerischen Konvergenzgründen ein zum Berkovich-Indenter flächenäquivalenter Kegelindenter mit einem Öffnungswinkel von 70.3° verwendet. Dieser dringt quasi-statisch bis zu einer Tiefe von $5 \mu\text{m}$ ein und wird dann zurückgezogen, Abbildung 8.7. Das Ergebnis ist die Last-Eindringtiefenkurve, der Elastizitätsmodul bei der Entlastung und die bleibende Verformung.

Die Eindringungssimulation erfolgt mittig auf dem RVE, sodass Einspannungseffekte ausgeschlossen werden können. Unter dem Indenter befinden sich Matrix und Partikelanteile. Der Vergleich von Eindringungssimulation und experimenteller Nanoindenterkurve zeigt sowohl für das unverstärkte PTFE als auch für das Compoundmaterial MT212 eine sehr gute

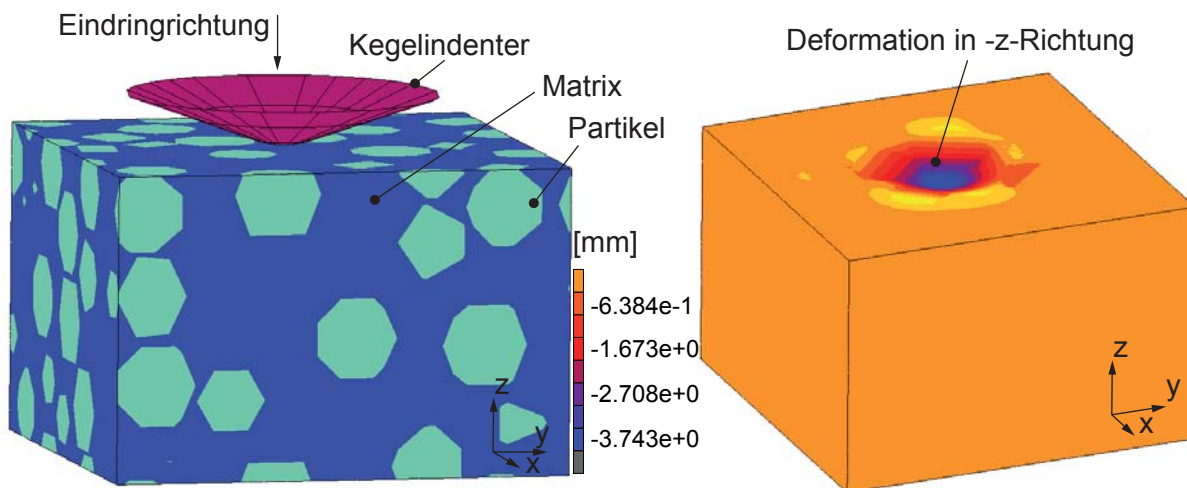


Abbildung 8.7: RVE mit Kegellindenter (links), Von-Mises-Vergleichsspannung (rechts)

Übereinstimmung, Abbildung 8.8. Wird hingegen ein Partikel getroffen, ist der Kraftanstieg zunächst groß, bis die Matrixanteile immer mehr zum Tragen kommen. Das RVE gilt damit als verifiziert und kann für weiterführende virtuelle Experimente verwendet werden.

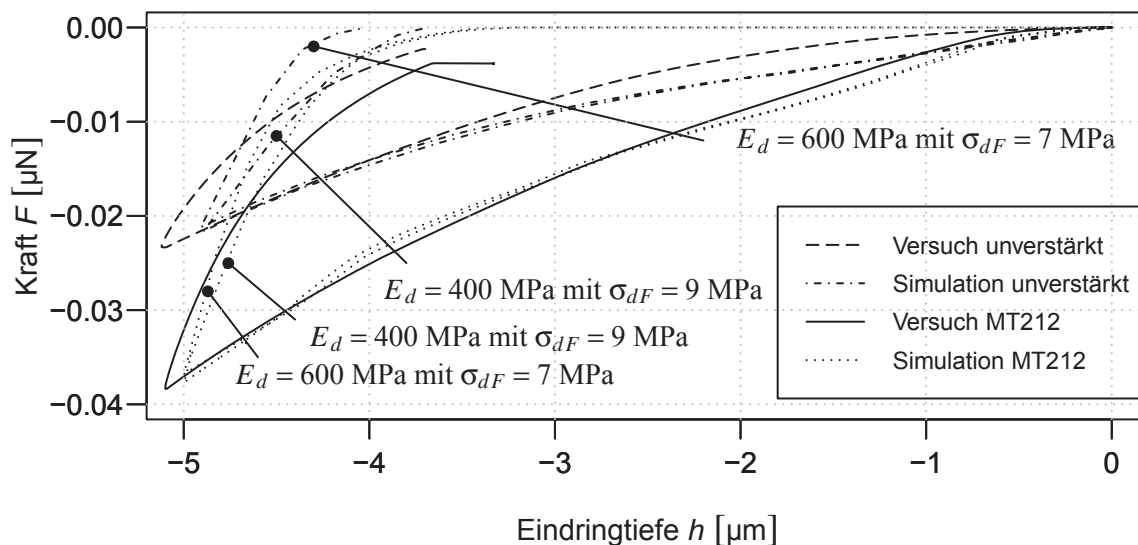


Abbildung 8.8: Vergleich von experimenteller und simulierter Eindringtiefenkurve

8.2.3 Parameterstudie

Das in Abschnitt 8.2.1 modellierte und in Abschnitt 8.2.2 validierte Mikro-Modell wird im Folgenden für Parameterstudien zur Untersuchung des Mikrostruktureinflusses herangezogen.

gen. Da Reibung und Verschleiß nach Fleischer [5] auch immer ein Wärmeableitungsproblem darstellen, wird im Folgenden speziell auf die thermischen Materialeigenschaften und den Einfluss der Mikrostruktur auf den tribologischen Kontakt eingegangen.

Mit steigendem Füllstoffanteil steigt auch die Wärmeleitfähigkeit λ des Compounds. Die spezifische Wärmekapazität c_p fällt hingegen linear, da die Wärme mit einem Anstieg der Wärmeleitfähigkeit besser abgeführt werden kann, Abbildung 8.9.

Der Vergleich dieser simulierten Wärmeleitfähigkeiten des Compounds mit den thermischen Materialkennwerten von unverstärktem PTFE zeigt, dass sich der Füllstoffanteil stärker auf die Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit, als auf die Verringerung der spezifischen Wärmekapazität auswirkt.

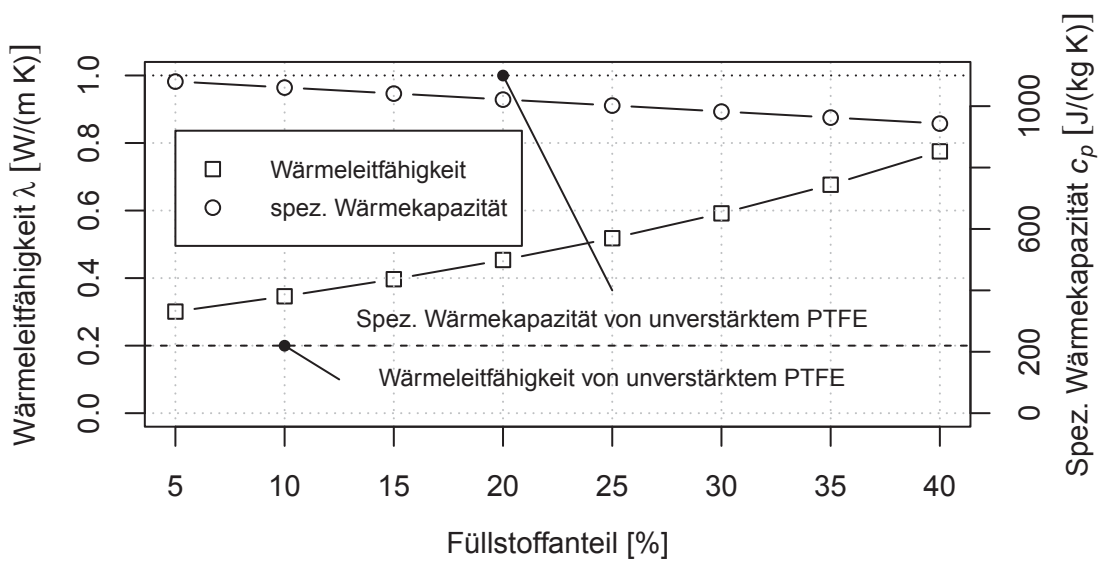


Abbildung 8.9: Abhängigkeit der thermischen Eigenschaften vom Füllstoffanteil

Die thermischen Materialeigenschaften hängen nicht nur vom Partikelanteil, sondern auch von der Partikelgröße ab. Zu dessen simulativen Untersuchung wird ein RVE mit gleichbleibendem Massenanteil von 25 % mit unterschiedlichen Partikelgrößenaufteilung simuliert. Bei anisotropen Füllstoffen wie beispielsweise Glasfasern hat auch die Füllstoffausrichtung einen Einfluss auf die thermo-mechanischen Materialeigenschaften. Der Einfluss anisotroper Füllstoffe wurde in dieser Arbeit nicht untersucht, da sich die verwendeten Graphit-Partikel isotropen auswirken. Abbildung 8.10 zeigt drei RVE mit 25 % Graphit-Partikelanteil, aber unterschiedlicher Partikelgrößenaufteilung.

Wie Abbildung 8.11 deutlich zeigt, hat die Partikelgrößenaufteilung einen erheblichen Einfluss auf die Wärmeleitfähigkeit des Compound-Materials. Viele kleine Partikel erhöhen die makroskopische Wärmeleitfähigkeit sehr viel stärker als wenige große Partikel bei gleichem Massenanteil.

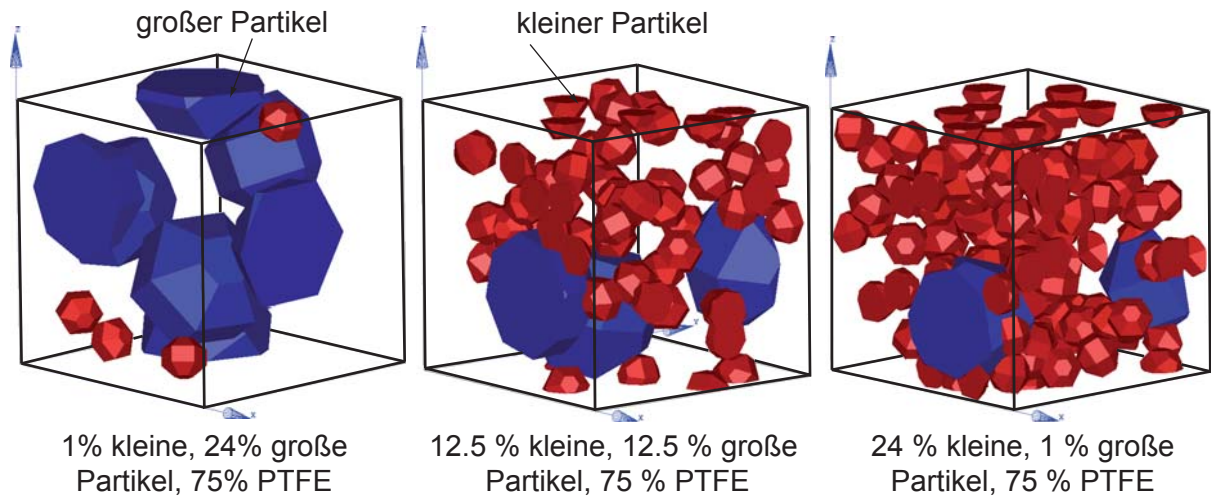


Abbildung 8.10: RVEs mit jeweils 25 % Graphit-Partikel-Anteil, aber unterschiedlicher Partikelgrößenaufteilung

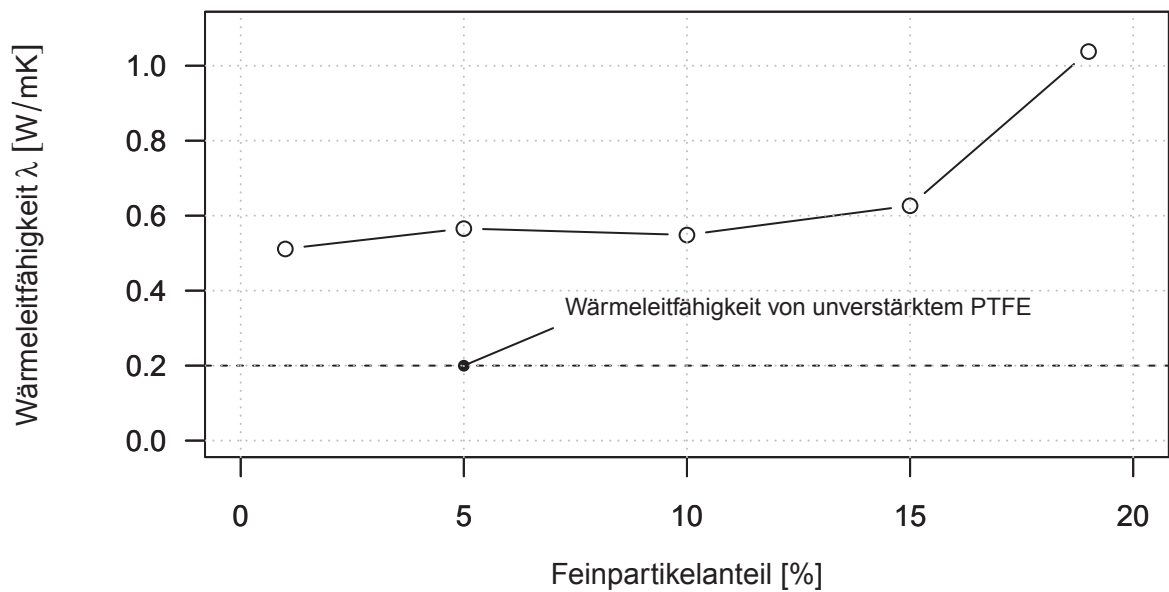


Abbildung 8.11: Einfluss der Füllstoff-Größenverteilung auf die Wärmeleitfähigkeit λ

Im Tribometerversuch aus Abschnitt 6.8.1 wurde eine Erwärmung der Gleitflächen im Betrieb auf bis zu ca. 170 °C beobachtet. In einer thermo-mechanisch gekoppelten Simulation wird die Temperatur des RVE von Raumtemperatur auf 170 °C erhöht. Abbildung 8.12 zeigt das durch die unterschiedlichen linearen Wärmeausdehnungskoeffizienten von Matrix und Partikel ausgelöste "Ausschwitzten" der PTFE-Matrix. Der lineare Wärmeausdehnungskoeffizient von der Matrix PTFE ist fast 20-mal höher als der lineare Wärmeausdehnungskoeffizient der Graphit-Partikel. Die Flächenpressung an der herausquellenden PTFE-Matrix erhöht sich, sodass dessen Verschleißrate ansteigt, was wiederum tiefer liegende Partikel an die Oberfläche bringt. In Übereinstimmung mit den experimentellen Untersuchungen am Optik-Tribometer sammeln sich die Partikel bis zu einem bestimmten Grad an der Oberfläche an, was als Füllstoffakkumulation bezeichnet wird.

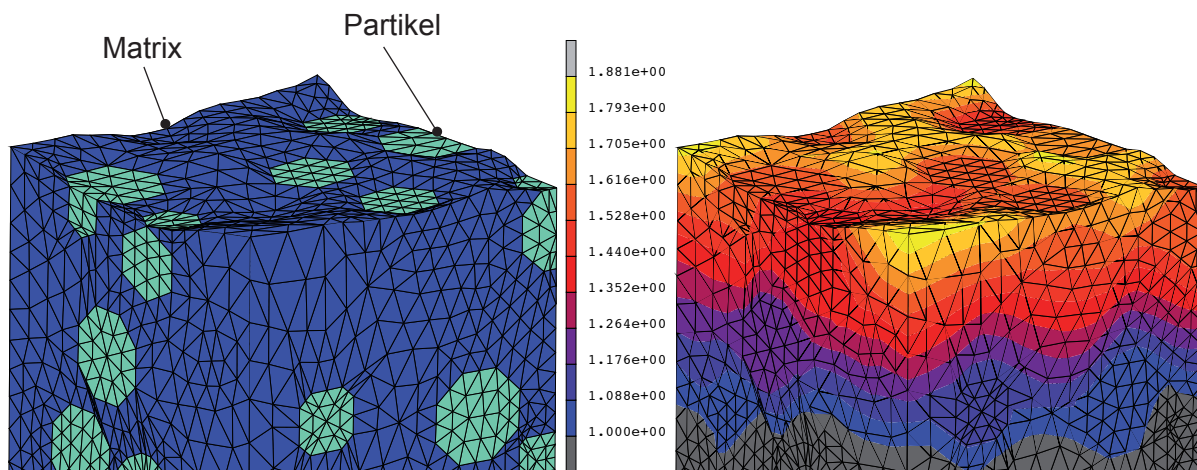


Abbildung 8.12: Ausschwitzten der PTFE-Matrix bei 170 °C

Während die kleineren Partikel die Wärmeleitfähigkeit der schlecht wärmeleitenden Matrix erhöhen, sind die großen Partikel als "Gleitschuhe" des Compound-Materials zu verstehen. Auf ihnen stützt sich das Compound mit einer entsprechend höheren Kontaktsteifigkeit ab, Abbildung 8.13. Selbst die Partikel nahe der Oberfläche tragen dazu bei. Aufgrund der dort herrschenden höheren Flächenpressungen wird die darüber liegende PTFE-Matrix-Schicht schnell verschleifen, sodass die darunter liegenden Partikel freigelegt werden und wiederum als "Gleitschuhe" fungieren. Es kommt zur Füllstoffakkumulation an der Oberfläche. Die postulierte Füllstoffakkumulation konnte damit auch simulativ bestätigt werden.

Repräsentative Volumenelemente machen die Mikrostruktur simulierbar. Es lässt sich der Einfluss der Mikrostruktur auf die thermo-mechanischen und tribologischen Eigenschaften simulieren. Vergleichbare Experimente sind dagegen zeitaufwendig, kostenintensiv und ohne entsprechende Einrichtung oft nicht möglich. Mit dem Mikro-Modell ist es möglich, die

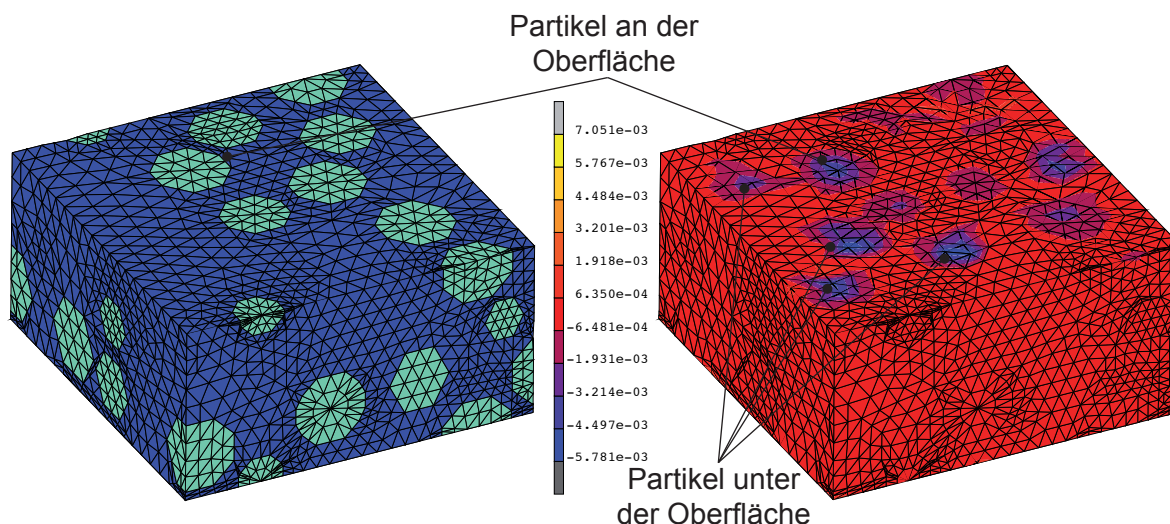


Abbildung 8.13: Abstützverhalten des repräsentativen Volumenelementes

Materialeigenschaften von Compounds allein über die Materialzusammensetzung und die Eigenschaften der Compound-Bestandteile zu berechnen. Um die mit dem Mikromodell berechneten Materialkennwerte am realen Bauteil anwenden zu können, ist das Makromodell nötig.

8.3 Makro-Modell

Das Makro-Modell beschreibt die Verformung und den Verschleiß auf Dichtringebene mit einem Finiten-Elemente-Ansatz. Es integriert das Meso-Modell zur Beschreibung des Reibungs- und Verschleißverhaltens sowie das Mikro-Modell zur Abbildung der Mikrostruktur über homogenisierte Kennwerte.

Im Gegensatz zu der in Abschnitt 7.4.5 verwendeten, idealisierten Triboprobe, ist der Flächenpressungsverlauf des Radial-Wellendichtrings in Achsrichtung nicht konstant, sodass eine analytische Lösung nicht möglich ist. Zur Validierung des Makro-Modells und des Multiskalen-Ansatzes werden die Simulationsergebnisse mit experimentellen Prüfstandsuntersuchungen an einem Seriendichtring verglichen.

8.3.1 Modellierung des Seriendichtrings

Der Simulationsablauf orientiert sich am Arbeitsablauf in der Praxis und überträgt diesen durch eine Analogiebetrachtung, Abbildung 8.14. Der Arbeitsablauf in der Praxis beginnt mit der Montage des Wellendichtrings und dem Befüllen des Prüfstands mit Öl. Nach erfolgter Temperierung auf die gewünschte Ölsumpftemperatur wird der Motor gestartet.

Im Reibkontakt wird Energie dissipiert, größtenteils in Wärme und Verschleiß umgewandelt. Die entstehende Wärme wird über die umgebenden Fluide und das Gehäuse aus dem System abgeführt. Nach Erreichen der vorgegebenen Betriebsdauer wird der Prüfstand abgeschaltet und kühlt auf Raumtemperatur ab. Das Öl wird abgelassen und der Wellendichtring wird demontiert. Um eine Vorbelastung des Wellendichtrings und deren Einfluss auf das Versuchsergebnis ausschließen zu können, wird für jeden Versuch ein neuer Wellendichtring verwendet.

Übertragen auf die Simulation entspricht dieses Vorgehen dem Einschieben der Starrkörper-Welle zur Montage des Wellendichtrings. Die Drucklast des abzudichtenden Fluids wird aufgebracht. Die Temperatur des Prüfstandes wird von Raumtemperatur auf die Temperatur, wenn sich der Prüfstand im thermischen Gleichgewicht befindet erhöht. Im Kontaktbereich wird Reibenergie zugeführt und der Verschleiß berechnet. Nachdem eines der Abbruchkriterien erreicht ist, wird die Temperatur wieder auf Raumtemperatur abgesenkt, die Drucklast entfernt und die Starrkörper-Welle herausgefahren. Die Simulation ist beendet.

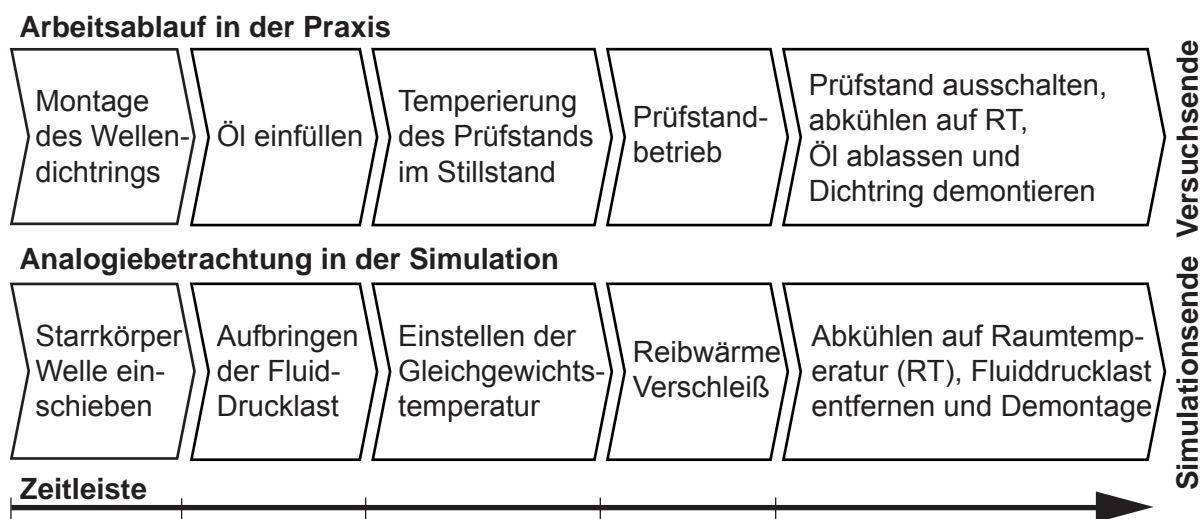


Abbildung 8.14: Arbeitsablauf in der Praxis und Analogie zur Simulation

Der Montagezustand des Wellendichtrings ist zusammen mit den im Simulationsablauf aufgebrachten Randbedingungen in Abbildung 8.15 dargestellt. Eine Zusammenfassung der verwendeten Simulationsparameter gibt Tabelle 8.2. Das Gehäuse und der Stützring werden im Makro-Modell durch eine feste Knoteneinspannung ersetzt. Die Verschiebungen in x - und y -Richtung $disp_{x,y}$ sind dann null. Auf der Ölseite wirkt eine Drucklast relativ zur Luftseite. Sowohl auf der Öl- als auch auf der Luft- und Gehäuseseite sind Wärmeübergänge definiert. Die Temperaturen ϑ_∞ definieren die Temperatur bei unendlichem Abstand zur Geometrie. Im Kontaktbereich zwischen Dichtlippe und Starrkörper-Welle wird die Reibwärme in Form einer Knotenrandbedingung eingebracht. Der Wellendichtring verschleißt dort.

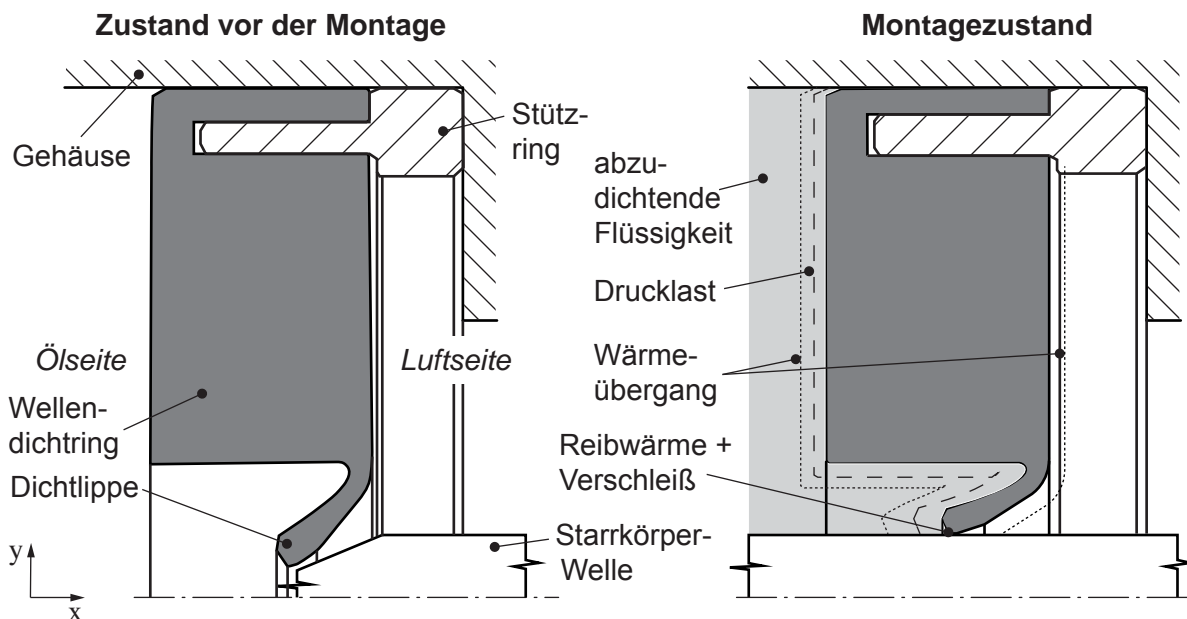


Abbildung 8.15: Aufbau des Makro-Modells

Randbedingungsart	Aufbringungsort	Wert	Einheit
Knoteneinspannung x,y	Gehäuse	$disp_x = 0, disp_y = 0$	mm
Drucklast	Ölseite	0.01	MPa
Wärmeübergang	Ölseite	0.04	$W/(m^2 \cdot K)$
Wärmeübergang	Luftseite	0.01	$W/(m^2 \cdot K)$
Wärmeübergang	Gehäuse	0.04	$W/(m^2 \cdot K)$
Wärmeübergang ϑ_∞	Ölseite	50	$^\circ C$
Wärmeübergang ϑ_∞	Luftseite	20	$^\circ C$
Wärmeübergang ϑ_∞	Luftseite	50	$^\circ C$
Knotentemperatur	Reibkontakt	70	$^\circ C$

Tabelle 8.2: Randbedingungen mit Simulationsparameter

8.3.2 Validierung des Seriendichtrings

Die im Reibkontakt erzeugte Wärme führt zu einer Temperaturerhöhung im Reibkontakt und der Dichtlippe. Die Temperaturerhöhung beeinflusst die Steifigkeiten beziehungsweise die Radialkraft der Dichtlippe, Abbildung 8.16. Wird die Wärmedehnung (WD) nicht berücksichtigt, ist die Radialkraft höher und der Verschleiß steigt sofort an. Wird die Wärmedehnung jedoch berücksichtigt, weitet sich die Dichtlippe und die Radialkraft verringert

sich. Die Volumenzunahme entspricht einem negativen Verschleißvolumen. Die Volumenzunahme ist dann abgeschlossen, wenn sich ein thermisches Gleichgewicht am Wellendichtring eingestellt hat.

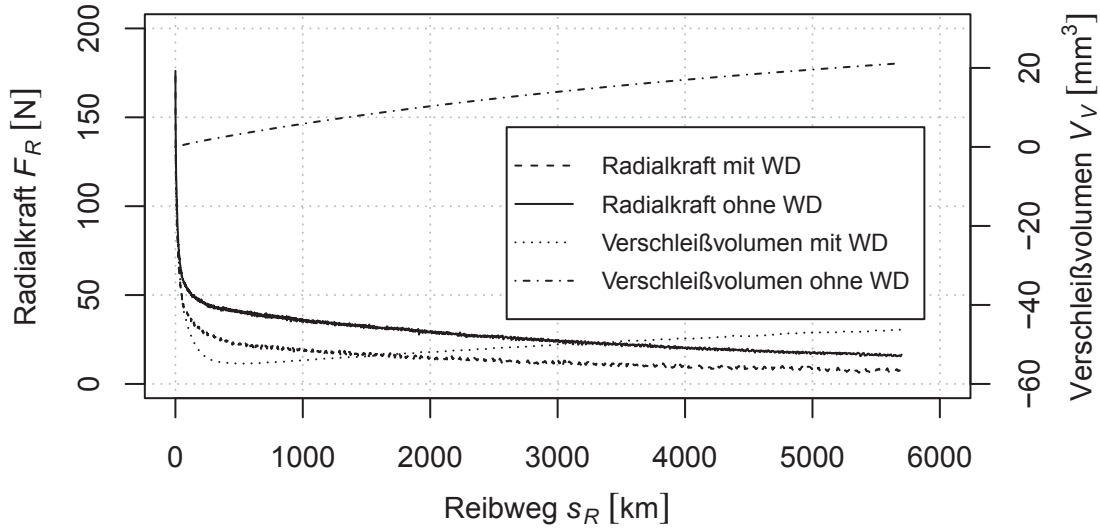


Abbildung 8.16: Einfluss der Wärmedehnung auf Radialkraft F_R und Verschleißvolumen V_V

Die simulierte Veränderung der Kontur nach einer Betriebsdauer von 6 000 km ist in Abbildung 8.17 dargestellt. Deutlich ist die Verbreiterung des Kontaktbereiches von 0.1 mm auf 0.58 mm zu erkennen.

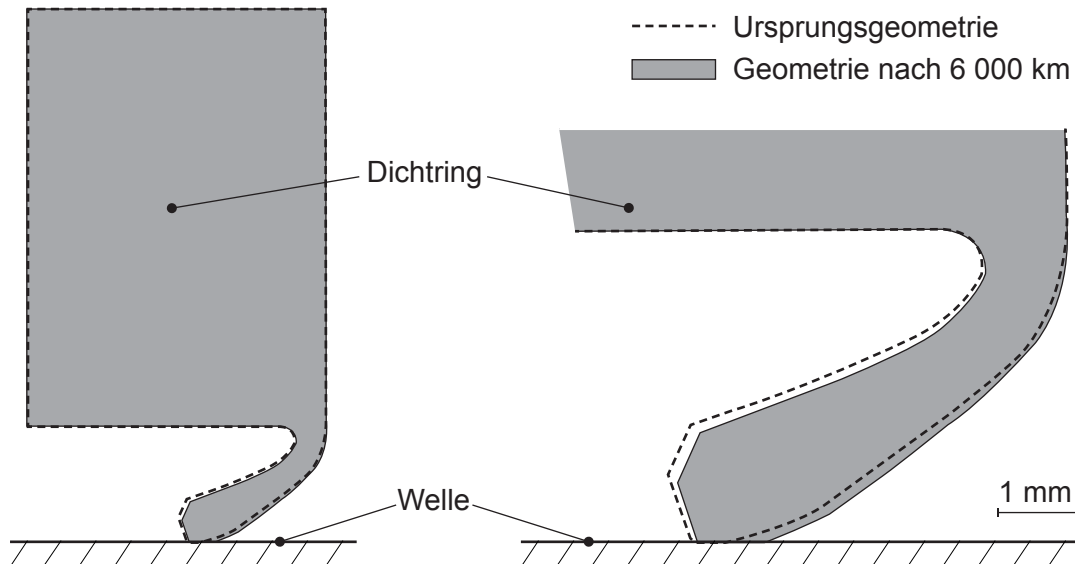


Abbildung 8.17: Geometrieänderung infolge Verschleiß in Abhängigkeit vom Reibweg s_R

Der Vergleich von simulativ und experimentell ermittelter scheinbarer Kontaktbreiten zeigt das Potenzial der entwickelten Modelle, Abbildung 8.18. Festgelegt wurde ein Reibweg von 6000 km bei 1000 U/min und 80 mm Wellendurchmesser. Die Simulation und die Dauerlaufuntersuchung decken sich hervorragend. Der Versuch ist im Trockenlauf infolge extensiven Verschleißes schon nach ca. 400 km beendet. Der Dichtring hat dann keine Flächenpressung mehr. Die finale scheinbare Kontaktbreite kann ausgewertet werden. Im Nasslauf hatte der Dichtring den definierten Reibweg von 6000 km erreicht. Der Versuch wurde abgebrochen und der Dichtring zum Vergleich vermessen.

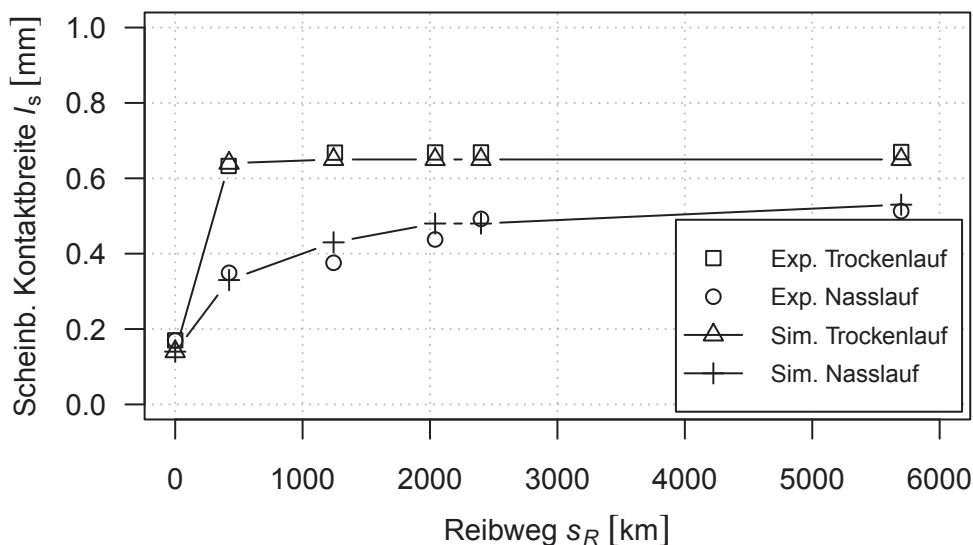


Abbildung 8.18: Scheinbare Kontaktbreiten l_s im Trocken- und Nasslauf

8.3.3 Sensitivitätsanalyse

Eine Sensitivitätsanalyse zur Verschleißsimulation soll den Einfluss einzelner Parameter des Verschleißgesetzes aus Gleichung 8.13 veranschaulichen. Von praktischem Interesse ist der Einfluss des gewählten Verschleißanteils ξ , der Einfluss der Proportionalitätskonstanten c_{exp} und der scheinbaren Reibungsenergiedichte e_R^* . Die temperaturabhängige Druck- und Scherfestigkeit sind vom Material abhängig.

Der Verschleißanteil ξ ist ein Simulationsparameter und muss vom Anwender gesetzt werden, Abschnitt 7.4.4. Er wird auf den im Verschleißgesetz berechneten Verschleißbetrag angewendet. Je kleiner der Verschleißanteil gewählt wird, desto präziser aber auch rechenintensiver ist das Ergebnis, Abbildung 8.19. Während die Voruntersuchungen an einfachen Geometrien gezeigt haben, dass sich die Simulationsergebnisse für Werte < 0.1 nur noch wenig ändern, decken sich hier die Simulationsergebnisse bei einem Verschleißanteil von 0.001 besonders gut. Die Rechenzeit erhöht sich bei einer Verkleinerung des Verschleißanteils von 0.1 auf 0.001 um den Faktor 40.

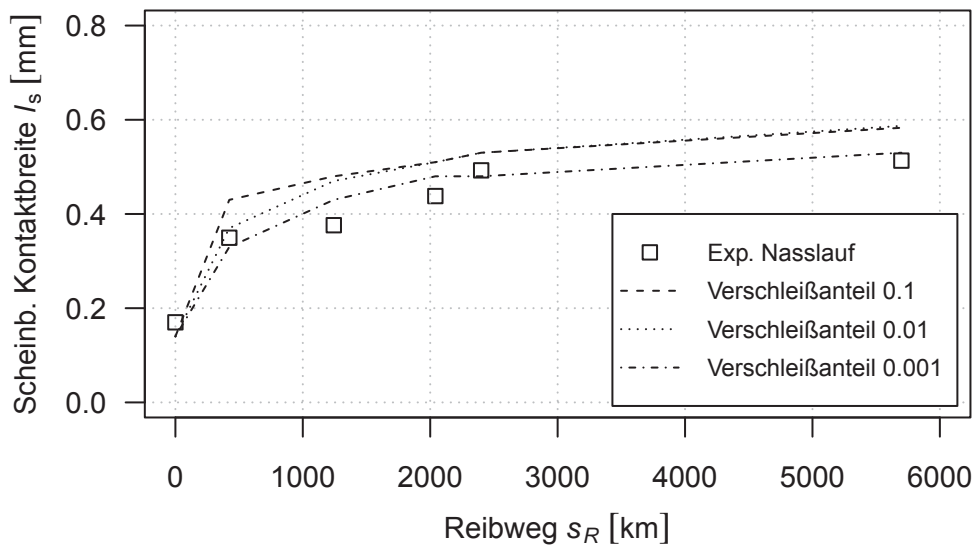
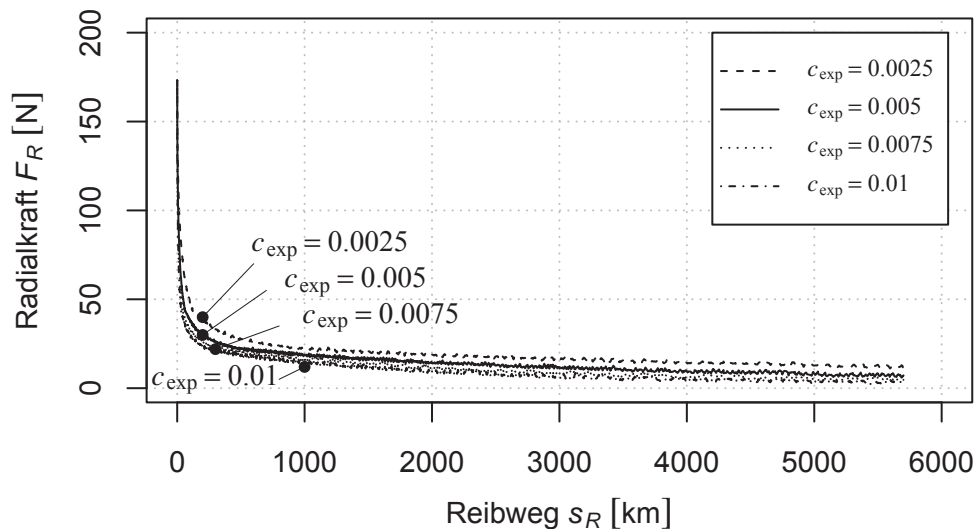


Abbildung 8.19: Einfluss des Verschleißanteils ξ auf die scheinbare Kontaktbreite l_s

Die Proportionalitätskonstante c_{exp} stellt den Zusammenhang zwischen Reibung und Verschleiß beziehungsweise den dimensionslosen Belastungskennzahlen her. Sie hängt damit vom tribologischen System ab. Im Experiment ergaben sich für die Proportionalitätskonstante c_{exp} Werte im Trockenlauf von 0.012 und im Nasslauf von 0.0048. Um ihren Einfluss auf die Radialkraft zu bestimmen wurden Werte zwischen 0.0025 und 0.1 untersucht. Je größer c_{exp} gewählt wird, desto größer wird der Einfluss des dimensionslosen Schubspannungsverhältnisses im Vergleich zum dimensionslosen Druckspannungsverhältnis, Abbildung 8.20. Größer werdendes c_{exp} führt zu geringeren Radialkräften infolge größerem Verschleiß. Absolut betrachtet ist der Einfluss der Proportionalitätskonstante c_{exp} auf die Radialkraft F_R vernachlässigbar.

Abbildung 8.20: Einfluss von c_{exp} auf die Radialkraft F_R

Die scheinbare Reibungsenergiedichte e_R^* ist die auf das Verschleißvolumen bezogene Reibarbeit. Sie charakterisiert den Schmierungsstatus im tribologischen System. Im Experiment wurden für den Trockenlauf Werte von $e_R^* = 100 \dots 6000 \text{ J/mm}^3$ und für den Nasslauf Werte von $e_R^* = 20000 \dots 800000 \text{ J/mm}^3$ gemessen, Abschnitt 6.8.1. Um den Einfluss der scheinbaren Reibungsenergiedichte auf die Radialkraft und das Verschleißvolumen herauszufinden, wurde e_R^* zwischen 10 und 100000 variiert, Abbildung 8.21. Simulationen mit e_R^* -Werten $< 1000 \text{ J/mm}^3$ führen zu hohem abrasiven Verschleiß mit entsprechend schnellem Radialkraftverlust und einer sehr schnellen Zunahme des Verschleißvolumens. Bei Werten zwischen $e_R^* = 1000 \dots 10000 \text{ J/mm}^3$ wird der vorgegebene Reibweg von 6000 km mit entsprechend hohem Verschleißvolumen erreicht. Entsprechend Tabelle 4.2 liegt Festkörperreibung mit elastisch-plastischer Deformation und Scherung vor. Die Simulationen mit einer scheinbaren Reibungsenergiedichte von $e_R^* > 10000 \text{ J/mm}^3$ zeigen einen niedrigeren Radialkraftverlust.

Die Sensitivitätsanalyse zeigt, dass alle Parameter einen Einfluss auf das Simulationsergebnis haben. Der Parameter Verschleißanteil ξ ist vom Anwender zu definieren und muss sinnvoll gewählt werden, da es sonst zu sehr langen Rechenzeiten kommt. Die Genauigkeit kann durch ein sehr kleines ξ nicht erhöht werden. In Abschnitt 7.4.5 konnte gezeigt werden, dass sich Rundungsfehler bei zu klein gewähltem Verschleißanteil aufsummieren und die Lösung abhängig von der gewählten Vernetzung ist. Es sollte daher bei einer Elementkantenlänge von 0.025 bis 0.1 mm ein Verschleißanteil $\xi = 0.1 \dots 0.001$ gewählt werden.

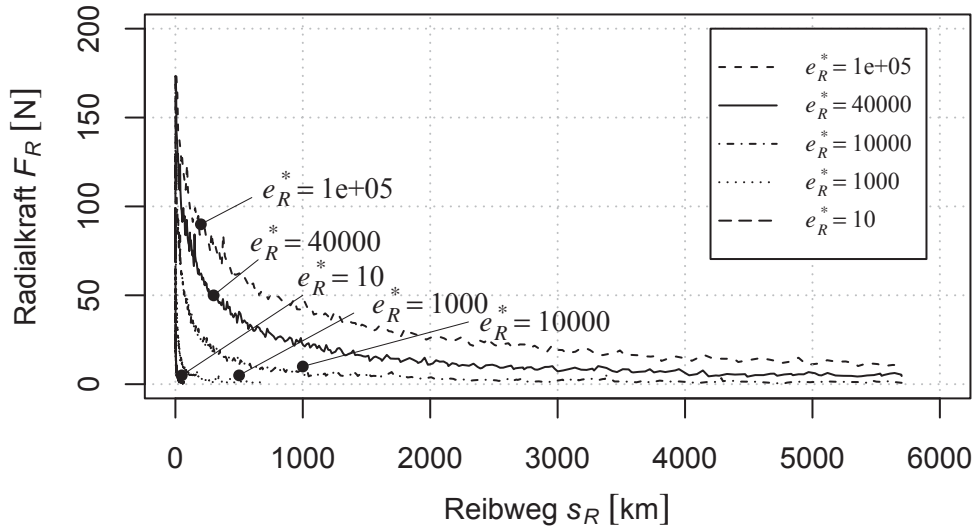


Abbildung 8.21: Einfluss von der scheinbaren Reibungsenergiedichte e_R^* auf die Radialkraft F_R

Die Proportionalitätskonstante c_{exp} und die scheinbare Reibungsenergiedichte e_R^* sind beide Parameter des Verschleißgesetzes. Durch Auflösen von Gleichung 8.8 und Einsetzen des Coulomb'schen Reibgesetzes ergibt sich Gleichung 8.14. Die Druckfließgrenze $\sigma_{dF}(\vartheta)$ und die Scherfließgrenze $\tau_{sF}(\vartheta)$ sind temperaturabhängige Materialkennwerte, welche die Reibungszahl μ skalieren. Da sich die absoluten Reibungszahlen im Trocken- und Nasslauf nur wenig unterscheiden, hat die Proportionalitätskonstante c_{exp} nur einen geringen Einfluss auf die Radialkraft.

$$c_{\text{exp}} = \mu \cdot \frac{\sigma_{dF}(\vartheta)}{\tau_{sF}(\vartheta)} \quad (8.14)$$

Die scheinbare Reibungsenergiedichte e_R^* hat den größten Einfluss auf den Verschleiß und damit auch auf die Radialkraft. Entsprechend den Größenordnungen der in Tabelle 4.2 zusammengefassten Reibungszuständen lassen sich damit die unterschiedlichen Schmierzustände im Makromodell abbilden.

Kapitel 9

Bedeutung für die Praxis

In Kapitel 8 wurde ein Multiskalen-Ansatz zur Simulation von Verschleiß vorgestellt und an mehreren abstrakten Modellen und einem Seriidichtring validiert. Die entwickelten Methoden stellen zusammen das Werkzeug zur Simulation von Verschleiß dar. Die dafür notwendigen Experimente und zu bestimmende Kennwerte sind nachfolgend in Richtlinien zur Charakterisierung zusammengefasst.

Die Bedeutung für die Praxis wird anhand eines Vergleichs von mehreren handelsüblichen Manschettendichtringen mit Spiralrille dargestellt. Die Ergebnisdarstellung zeigt das Potenzial der Verschleißsimulation zur Optimierung der Betriebsdauer.

Die Verschleißsimulation beschränkt sich nicht ausschließlich auf Dichtringe aus PTFE. Sie kann aufgrund der Allgemeingültigkeit des Ansatzes auf viele weitere tribologische Fragestellungen im Mischreibungsbereich angewendet werden.

9.1 Werkzeug zur Verschleißsimulation

Die Beschreibungsstrategie von der kleinsten zur größten Skala wird als Bottom-Up-Ansatz bezeichnet. Das Meso-Modell ist bidirektional mit dem Makro-Modell verbunden, während das Mikro-Modell nur unidirektional, in Richtung der größten Skala eingebunden ist.

Die Meso-Skala mit dem Meso-Modell integriert über die Proportionalitätskonstante c_{exp} den Zusammenhang zwischen der Schubspannung und der Druckspannung. Die scheinbare Reibungsenergiedichte e_R^* beschreibt den Schmierungszustand.

Über das Mikro-Modell werden unbekannte Compound-Materialkennwerte, basierend auf den Eigenschaften der Compound-Bestandteile berechnet. Dafür notwendig sind die Materialzusammensetzung, die Kenntnis der Füllstoffe, die Füllstoffverteilung und die thermo-mechanischen Eigenschaften der Compound-Bestandteile. Die mit dem Mikro-Modell berechneten homogenisierten Materialkennwerte werden dann im Makro-Modell verwendet.

Das Makro-Modell besteht aus einem Finite-Elemente-Geometriemodell und den Algorithmen zur Volumenreduktion und Neuvernetzung. Es setzt die Kenntnis des tribologischen, mechanischen und thermischen Verhaltens voraus. Das Makro-Modell integriert das Meso- und Mikro-Modell zu einem Multiskalen-Ansatz zur Verschleißsimulation.

9.2 Richtlinien zur Charakterisierung

Der Bottom-Up-Ansatz erfordert experimentell zu bestimmende Kennwerte. Diese sind in Tabelle 9.1 zusammenfassend dargestellt.

Zur Kalibrierung des Meso-Modells müssen Druck- und Scherversuche an einer Universalprüfmaschine sowie Tribometerexperimente durchgeführt werden. Die Druck- und Scherversuche dienen der Bestimmung der temperaturabhängigen Druck- und Scherfestigkeiten, Abschnitt 6.5 und Abschnitt 6.6. Unter der Annahme, dass die mit deren Hilfe berechneten dimensionslosen Belastungskennzahlen proportional zueinander sind, wird die Proportionalitätskonstante c_{exp} bestimmt.

In Analogie zum tribologischen System Wellendichtung wird ein Ring-Scheibe-Tribometer für die Reibungs- und Verschleißuntersuchungen verwendet. Es bildet das komplexe System mit einer über der Berührbreite nahezu konstanten Flächenpressung vereinfachend ab, Abschnitt 6.8. Das Reibmoment, die Verschleißhöhe und die Temperatur können kontinuierlich gemessen werden. Variiert werden die Betriebsbedingungen Flächenpressung, Drehzahl und der Schmierzustand. Das Ergebnis ist die von den Betriebsbedingungen abhängige lineare Verschleißintensität, das Reibmoment und die Temperatur im beziehungsweise am Reibkontakt, welche beispielsweise mit einer Thermographiekamera zu messen ist.

Die Tribometerexperimente müssen bezüglich der Reibarbeit und dem Verschleißvolumen ausgewertet werden. Der Quotient ist die scheinbare Reibungsenergiedichte, Abschnitt 4.2.4. Sie charakterisiert den Schmierzustand im tribologischen Kontakt. Die Verschleißrate berechnet sich durch die Auswertung des energetischen Verschleißgesetzes, Gleichung 8.13.

Der lineare Wärmeausdehnungskoeffizient, die Wärmeleitfähigkeit und die spezifische Wärmekapazität werden über das Mikromodell berechnet und integriert. Das Makromodell setzt die thermo-mechanischen Materialkennwerte für das verwendete Materialmodell voraus. Für eine erste Abschätzung können die im Mikromodell berechneten Modellparameter des elastisch-idealplastischen Materialmodells verwendet werden. Eine genauere Analyse inklusive der Berücksichtigung der Relaxation erfordert ein elasto-plastisches Materialmodell mit Verfestigung [6].

Unter der Vernachlässigung einer Zug-Druck-Asymmetrie werden je Temperaturstufe zehn Zugversuche bei unterschiedlichen Maximaldehnung im Bereich 0.25 % - 30 % und anschließender Spannungsrelaxation benötigt, siehe Abschnitt 6.4. Eine Relaxationsdauer von zwölf Stunden ist bei Raumtemperatur ausreichend. Bei höheren Temperaturen ist eine Reduzierung möglich. Das Ergebnis ist ein temperaturabhängiges Zugmodul E_z und eine Relaxationsfließfläche in Abhängigkeit der Temperatur ϑ und der plastischen Hencky-Dehnung $\varepsilon_{H,pl}$. Das Kennzeichen des in dieser Arbeit entwickelten Multiskalen-Ansatz zur Verschleißsimulation ist die effiziente Kombination von Simulation und Experiment. Experimentell schwer zugängliche thermische Materialkennwerte werden simuliert, während die einfacher zu bestimmenden mechanischen Materialkennwerte experimentell bestimmt werden. Auf Tribometerexperimente kann zu diesem Zeitpunkt noch nicht verzichtet werden, doch ist mit den Erkenntnissen aus Abschnitt 6.8.1 eine Reduktion des Versuchsaufwandes auf einige wenige Versuche möglich. Dies reduziert Versuchszeit und Kosten.

<i>Meso-Modell</i>	
Untersuchungsmethode	Erkenntnisse
Druckversuch	Druckmodul, Druckfestigkeit (temperaturabhängig)
Scherversuch	Schubmodul, Scherfestigkeit (temperaturabhängig)
Tribometermessungen	Scheinbare Reibungsenergiedichte, Temperatur im Reibkontakt
<i>Mikro-Modell</i>	
Untersuchungsmethode	Erkenntnisse
Nanotom, digitale Bildverarbeitung	Materialzusammensetzung, Mikrostrukturelemente, Füllstoff-Verteilung
Universalprüfmaschine oder Literatur	Zugmodul, Querkontraktionszahl, Fließgrenze der PTFE-Compound-Bestandteile
Literatur	Wärmeleitfähigkeit, spezifische Wärmekapazität, Dichte der PTFE-Compound-Bestandteile
<i>Makro-Modell</i>	
Untersuchungsmethode	Erkenntnisse
Zugversuch	Zugmodul, Querkontraktionszahl, Relaxationsfließfläche des PTFE-Compounds
Thermographiekamera	Temperatur im Reibkontakt im Tribometerversuch
Mikro-Modell	Wärmeleitfähigkeit, spezifische Wärmekapazität, Dichte des PTFE-Compounds
Meso-Modell	Verschleißhöhe

Tabelle 9.1: Untersuchungsmethoden und Kennwerte zur tribologisch-mechanischen Materialcharakterisierung für die Verschleißsimulation

9.3 Vergleich handelsüblicher PTFE-Manschettendichtringe mit Spiralrille

Die Validierung der in dieser Arbeit entwickelten Methode zur Verschleißsimulation erfolgte in Abschnitt 8.3.1 am Beispiel eines Serienwellendichtrings. Der Nutzen für die Praxis wird über eine Geometriestudie an PTFE-Manschettendichtringen mit Spiralrille dargestellt [77]. Ein Manschettendichtring wird nach Herstellung des rohrförmigen Halbzeuges durch Abstechen dünner Kreisringscheiben gewonnen. Die Kreisringscheibe wird in eine Haltevorrichtung eingepasst, über einen kegelförmigen Montagedorn auf eine Welle aufgezogen und dort für eine bestimmte Zeit kalibriert. Dabei verformt sich der Dichtring plastisch und relaxiert. Die aus der Kalibrierung des Manschettendichtrings resultierende Flächenpressung verhindert Leckage.

Dichtringe aus PTFE bilden im Gegensatz zu Dichtringen aus Elastomer keine aktive Flüssigkeitsrückförderstruktur aus. Nimmt die Radialkraft infolge von Temperatur-, Relaxationseffekten oder Verschleiß ab, wird die Dichtstelle leck.

Durch Schneiden oder Prägen können förderaktive Strukturen in Manschettendichtringe eingebracht werden. Ähnlich einer Gewindewellendichtung pumpt eine eingebrachte Spiralrille drehrichtungsabhängig austretende Flüssigkeit zurück in den Ölraum, Abbildung 9.1. Das abzudichtende Fluid wird von der rotierenden Welle mitgeschleppt und an den Dämmen zurück in den Ölraum abgelenkt. Die Dichtung ist im dynamischen Betrieb dicht.

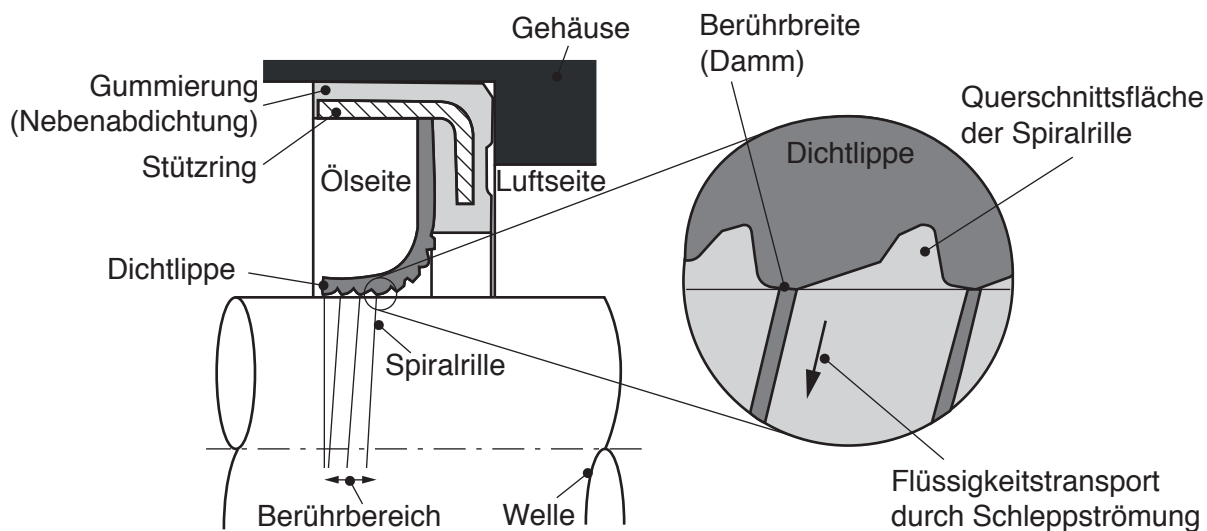


Abbildung 9.1: Aktive Rückförderung eines Manschettendichtrings mit Spiralrille

Die dreidimensionale Gestalt der Spiralschlitz kann in einer axialsymmetrischen Simulation nicht abgebildet werden. Da die Kontaktverhältnisse eines jeden Querschnittes sehr ähnlich sind und die Simulation keinerlei Strömungen berücksichtigt, kann die dritte Dimension vernachlässigt werden. Eine axialsymmetrische Simulation ist damit zulässig.

Alle vier Manschettendichtringe A, B, C und D sind für einen Wellendurchmesser von 80 mm ausgelegt und unterscheiden sich in der Manschettendicke, der Spiralschlitzform und dem verwendeten PTFE-Compound, Abbildung 9.2. Manschettendichtring A hat auf beiden Seiten der Kreisringscheibe eine eingeprägte Spiralschlitzstruktur, während die Manschettendichtringe B, C und D nur einseitig geprägt sind.

Manschettendichtring D ist eine von Bauer [77] vorgeschlagene parametrisierbare Manschettendichtring-Form, bei der die Radialkraft, durch Positionierung des Aufsatzes, gezielt eingestellt werden kann. Die für den Vergleich getroffenen Annahmen sind in Tabelle 9.2 zusammengefasst.

Annahme	Modellbezug	Kennwert
Gleiches Material	Materialmodell	-
Gleicher Schmierzustand	Verschleißgesetz	e_R^*
Gleiches Druck-Schub-Temp.-Verhalten	Verschleißgesetz	$c_{exp}, \tau_R^*, \sigma_D^*$
Gleiche Reibkontakttemperatur	Verschleißgesetz	ϑ

Tabelle 9.2: Annahmen bei der Geometriestudie

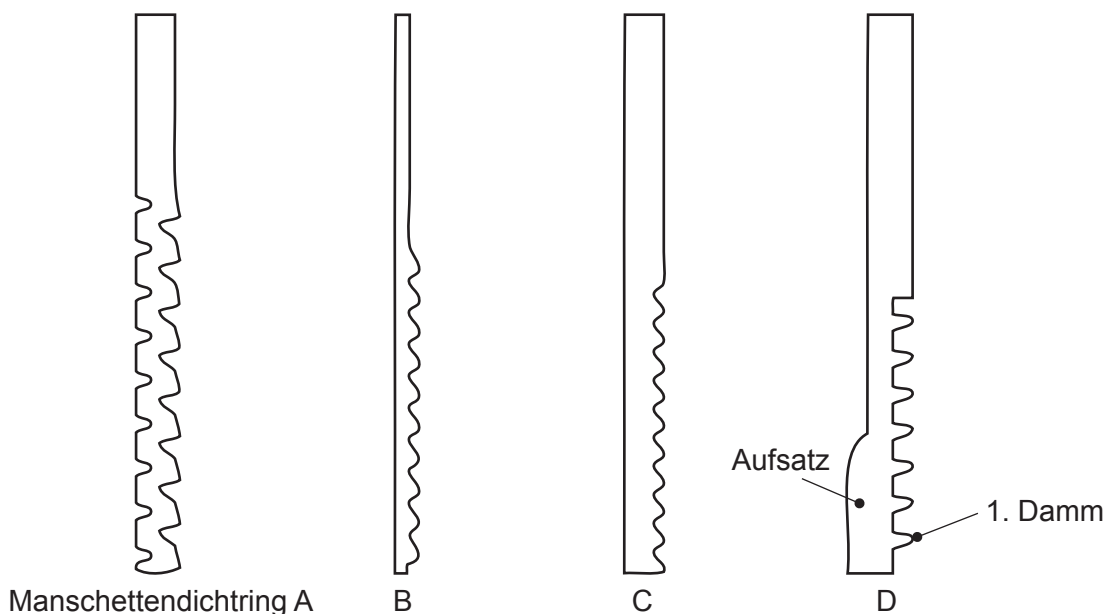


Abbildung 9.2: Manschettendichtringmodelle mit Spiralschlitz

Für einen Vergleich werden die Manschettendichtringe (MDR) in der Simulation auf die Welle montiert (0 km) und bis zum Versagen betrieben. Die Vergleichskriterien sind das Verschleißvolumen in Abbildung 9.4, die Radialkraft in Abbildung 9.5 und die Verformung und Anlage des Manschettendichtrings an die Welle, Abbildung 9.3. Der Manschettendichtring gilt als vorzeitig ausgefallen, wenn die Dämme vor dem Erreichen des eingestellten Reibwegs verschlissen sind.

Die Bewertung in Tabelle 9.3 erfolgt nach dem Schulnotensystem. 1 entspricht beim jeweiligen Vergleichskriterium der besten, 4 der schlechtesten Manschette.

Das geringste Verschleißvolumen haben Manschettendichtring A und B. Es ist im Vergleich zu MDR C und D nur halb so groß. MDR A und B haben die geringste initiale Radialkraft und kaum einen Radialkraftverlust. Im Gegensatz dazu reduziert sich die Radialkraft bei MDR C und D sehr schnell auf die Hälfte.

Die Verformbarkeit hängt bei gleichem Dichtringmaterial nur noch von der Manschettendicke ab. MDR mit dünnerem Querschnitt legen sich über einen größeren Bereich an die Welle an. Die Last verteilt sich damit gleichmäßig, sodass es zu keinen hohen lokalen Flächenpressungen kommt. MDR A passt sich aufgrund der Faltenbalg-Struktur ebenso gut an die Welle an wie der dünnere MDR B. Es kommt zu keinen Radialkraftspitzen mit hohen Flächenpressungen, die zu hohem Verschleiß führen würden.

Dickere Manschettendichtringe sind steifer und haben eine höhere Radialkraft. Aufgrund der höheren Steifigkeit legen sie sich schlechter an die Welle an. Dies führt zu höheren Flächenpressungen und hohem Verschleiß. Bei MDR D ist die initiale volumetrische Verschleißrate am größten, da zu Beginn der Simulation nur ein Damm anliegt. Infolge des Verschleißes kommen mehr Dämme in den Eingriff, sodass sich die Last besser verteilt und sich die lokale Flächenpressung verringert. Die Wirkung des parametrisierbaren Aufsatzes in der untersuchten Form ist so groß, dass der erste Damm besonders stark verschleißt und der MDR D vorzeitig nach $3 \cdot 10^7$ Stunden Betriebszeit ausfällt.

Vergleichskriterium	MDR A	MDR B	MDR C	MDR D
Verschleißvolumen	2	1	3	4
Radialkraftverlust	1	1	3	4
Verformungsfähigkeit	1	3	4	2
Anlage an Welle	1	2	3	4

Tabelle 9.3: Manschettendichtringe mit Spiralrille im Vergleich

Die durchgeführte Geometriestudie zeigt, dass das in dieser Arbeit entwickelte Werkzeug auch ohne spezifische Materialdaten vergleichend nutzbar ist. Mit dem Werkzeug lässt sich der Einfluss der Geometrie auf das Verschleißvolumen und die Radialkraft ermitteln. Für den Vergleich der Simulationen mit experimentellen Prüfstandsuntersuchungen sind die Materialkennwerte entsprechend dem in Kapitel 6 beschriebenen Vorgehen zu bestimmen.

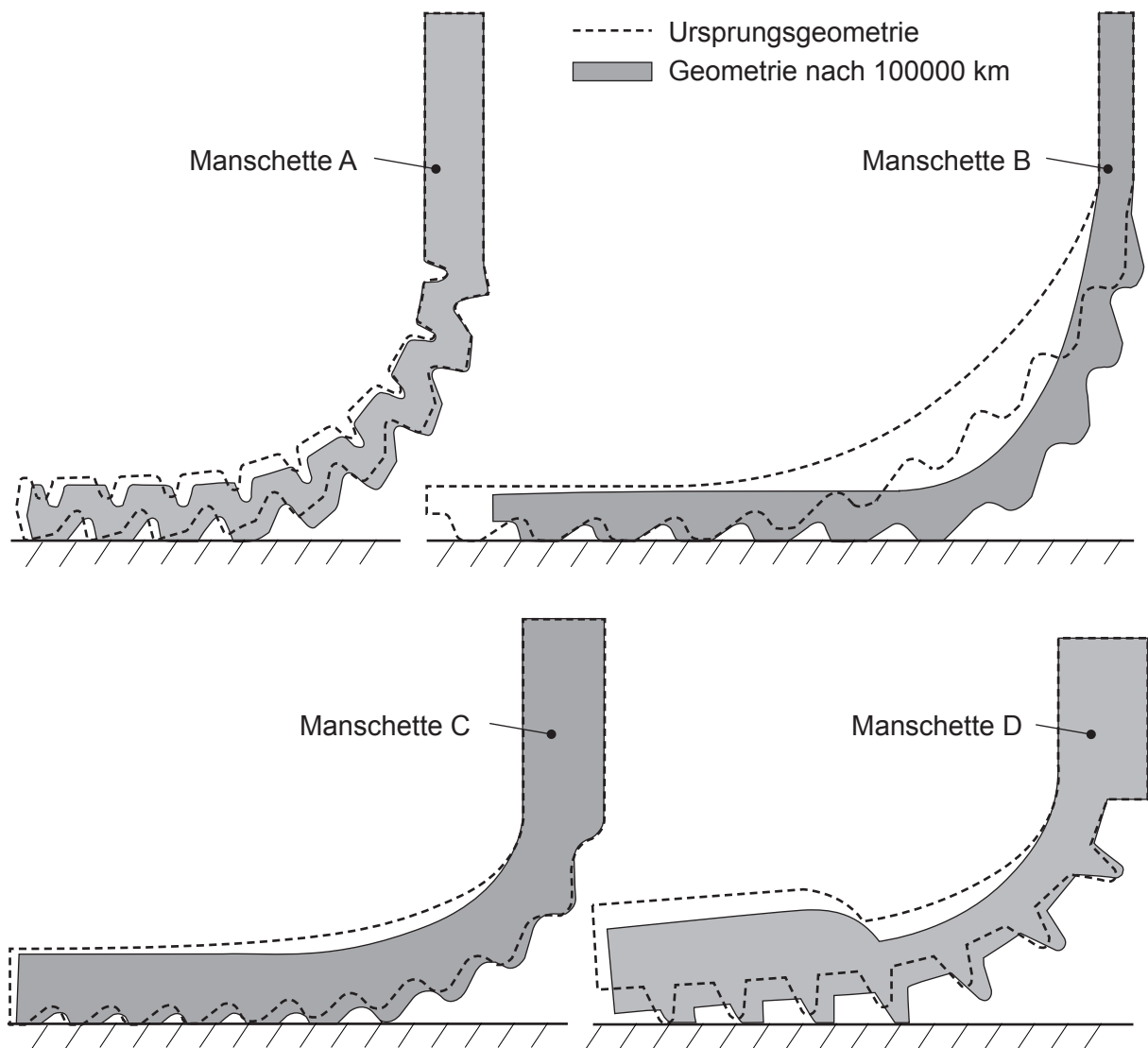


Abbildung 9.3: Geometrieänderung infolge Verschleiß

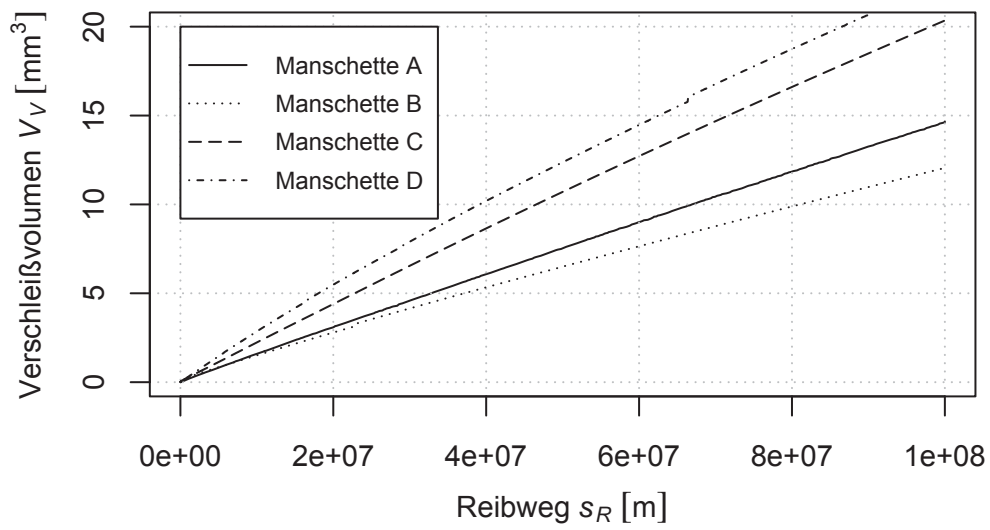


Abbildung 9.4: Verschleißvolumen nach 100 000 000 m Reibweg

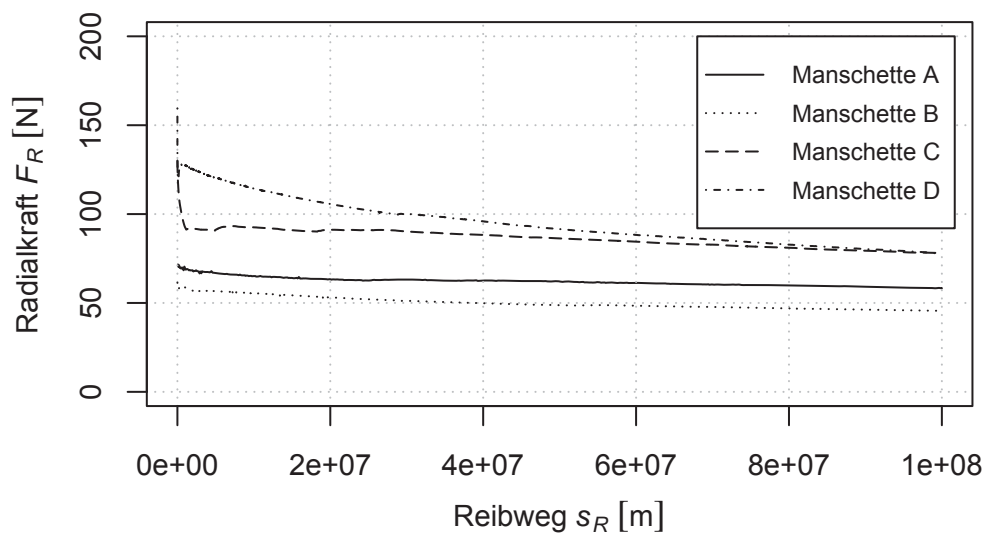


Abbildung 9.5: Radialkraftverlust infolge Verschleiß

9.4 Anwendung der Methode auf weitere Fragestellungen

Die in Abschnitt 9.2 vorgestellten Richtlinien zur Charakterisierung von Materialien zur Verschleißsimulation sind materialspezifisch. Sie gelten erst einmal nur für das untersuchte PTFE-Compound. Möglich ist allerdings eine Anwendung auf Materialien mit ähnlichem tribo-thermo-mechanischem Verhalten. Zu überprüfen ist dann die Gültigkeit des Verschleißgesetzes und der Schädigungskriterien.

Die entwickelte numerische Methode ist nicht auf die Simulation von Dichtringverschleiß beschränkt. Sie ist ein universelles Werkzeug zur Finiten Elemente basierten Volumenreduktion von ebenen und rotationssymmetrischen Bauteilen. Die Möglichkeit einer dreidimensionalen Verschleißsimulation wurde von Weber [56] aufgezeigt. Sie konnte aber aufgrund des viel höheren Berechnungsaufwandes und der Beschränktheit des dort verwendeten adaptiven Vernetzungsansatzes nur Modelle mit einfacher Geometrie und einer geringen Elementanzahl angewendet werden. Der verwendete Bottom-Up-Ansatz besitzt Allgemeingültigkeit.

Der modulare Aufbau des Programmcodes erlaubt das einfache Hinzufügen von beliebigen Randbedingungen. Die Routine, welche das Verschleißgesetz enthält, stellt eine Schnittstelle zur Einbindung weiterer Verschleißgesetze für beliebige Materialien dar.

9.5 Kritische Betrachtung der vorgestellten Methode

Die Richtlinien zur Charakterisierung von Materialien zur Verschleißsimulation erfordern eine Vielzahl von experimentellen Untersuchungen. Diese müssen zeit- und kostenintensiv experimentell ermittelt werden. Die entwickelte Vorgehensweise erlaubt eine erste Dimensionierung und Abschätzung des zu erwartenden geometrieabhängigen Verschleißverhaltens auch ohne spezielle Materialkennwerte. Das Vorgehen wurde durch einen Vergleich handelsüblicher PTFE-Manschettendichtringe mit Spiralrille erläutert. Für eine Auslegung bezüglich der maximalen Betriebsdauer ist die vorgeschlagene Methodik der Kennwertermittlung anzuwenden.

Das entwickelte Werkzeug zur Finiten Elemente basierten Volumenreduktion koppelt MSC.Marc mit den Neuvernetzungsalgorithmen von NAG über selbst geschriebene Fortran Unterprogramme. Die modulare Programmierung erleichtert das Verständnis, das Modifizieren und die Erweiterung des Werkzeuges auf Quellcode-Ebene. Aufgrund der Komplexität dieses Werkzeuges sind fortgeschrittene Numerik- und Programmierkenntnisse erforderlich.

Kapitel 10

Zusammenfassung und Ausblick

Die Betriebsdauer von Wellendichtringen aus PTFE-Compound wird ausschließlich durch Verschleiß begrenzt. Bisherige Ansätze bilden das komplexe tribologische Verhalten bei Festkörper- und Mischreibung nicht ausreichend ab. Zudem verhält sich das Material in hohem Maße nicht linear, die Materialeigenschaften hängen stark von der Temperatur ab und über der Betriebsdauer tritt hoher Verschleiß auf. Es existieren keine aussagekräftigen Kennwerte, die für eine Auslegung oder Optimierung verwendet werden können. Eine einzige Betrachtungsskala ist zur Beschreibung und Modellierung nicht ausreichend.

In der vorliegenden Arbeit wurde ein Multiskalen-Ansatz zur Simulation von Verschleiß an Wellendichtringen aus PTFE-Compound (Polytetrafluorethylen) vorgestellt. Alle Erkenntnisse vereinigen sich in einem Simulations-Werkzeug. Wellendichtringe aus PTFE-Compound können hinsichtlich der Betriebsdauer unter realen Betriebsbedingungen ausgelegt und optimiert werden. Das entstandene Simulations-Werkzeug wurde auf Wellendichtringe aus PTFE-Compound des Maschinen- und Anlagenbaus ausgerichtet, welche hauptsächlich durch abrasiven Verschleiß ausfallen.

Im Vorfeld der Modellbildung wurden umfangreiche experimentelle Untersuchungen zur Materialzusammensetzung sowie dem temperaturabhängigen mechanischen Material-, Reibungs- und Verschleißverhalten durchgeführt.

Die Materialzusammensetzung wurde mit einem Computertomograph gemessen und mit Algorithmen der digitalen Bildverarbeitung analysiert. Das untersuchte Compound besteht aus einem PTFE-Matrix-Massenanteil von 75 % und einem Graphit-Partikel-Massenanteil von 25 %. Die Analyse der Partikelgröße identifizierte überwiegend kleine Partikel mit einem durchschnittlichen Durchmesser von $2.5 \mu\text{m}$ und große Graphit-Partikel mit einem gemittelten Durchmesser von $20 \mu\text{m}$. Das stark temperaturabhängige mechanische

Materialverhalten wurde an einer Universalprüfmaschine untersucht. Die Messung von Reibung und Verschleiß erfolgte an einem Ring-Scheibe-Tribometer mit Thermographiekamera. Die Laufflächen dieser Triboproben wurden zusätzlich an einem Optik-Tribometer analysiert.

Ein Bottom-Up Multiskalen-Ansatz wurde formuliert. Er bildet das tribo-thermo-mechanische Verhalten von der kleinsten Skala zur größten Skala ab.

Der Verschleiß wurde im Meso-Modell über einen energetischen Ansatz beschrieben. Das darin formulierte Verschleißgesetz basiert auf der scheinbaren Reibungsenergiedichte c_R^* . Sie stellt eine verschleißspezifische Arbeit dar und charakterisiert den Schmierungsstatus. Die Schädigung des Materials wurde über zwei dimensionslose Kennzahlen beschrieben, das Schubspannungsverhältnis τ_R^* und Druckspannungsverhältnis σ_D^* . Sie beziehen die aktuell wirkende Reibungsschubspannung τ_R und die Druckspannung p_c auf experimentell an einer Universalprüfmaschine bestimmte temperaturabhängige Druck- σ_{dF} und Scherfestigkeiten τ_{sF} . Die Proportionalitätskonstante c_{exp} verknüpft die beiden dimensionslosen Kennzahlen miteinander. Die Reibwärme geht über die Reibkontakttemperatur ins Verschleißgesetz ein und wirkt sich damit auf die Scher- und Druckfestigkeit aus.

Das Mikro-Modell beschreibt die Mikrostruktur des Compounds über ein repräsentatives Volumenelement (RVE). Darunter versteht man einen kleinen Materialausschnitt, welcher die zuvor experimentell bestimmte Matrix-Füllstoff-Zusammensetzung des Compounds aufweist und die gleichen thermo-mechanischen Materialeigenschaften hat. Das RVE wurde mit Digimat-FE erzeugt. Es konnte der Einfluss der Partikelgröße auf die thermischen Materialeigenschaften und auf das tribologische Verhalten herausgestellt werden. Die kleinen Graphit-Partikel verbessern die sonst schlechte Wärmeleitfähigkeit der Matrix. Die großen Graphit-Partikel kommen vornehmlich im geschmierten tribologischen Kontakt als Gleitschuhe zum Tragen und erhöhen die Druckfestigkeit und die scheinbare Reibungsenergiedichte. Die im Ring-Scheibe-Experiment beobachtete Füllstoffakkumulation konnte mit dem RVE nachgewiesen werden. Im geschmierten tribologischen Kontakt sammeln sich große Graphit-Partikel an der Oberfläche.

Das Makro-Modell beinhaltet ein Finite-Elemente-Geometriemodell mit anwendungsspezifischen Anfangs- und Randbedingungen. Es integriert das Meso- und Mikro-Modell zu einem Bottom-Up Multiskalen-Ansatz. Die Kopplung des Meso-Modells erfolgte über Fortran-Schnittstellen des Simulationsprogramms MSC.Marc. Der Simulationsablauf entspricht den Belastungsschritten des Dichtrings in der Realität. Der Dichtring wird montiert und relaxiert auf der Welle. Nach erfolgter Temperierung, beginnt sich die Welle zu drehen, und der Dichtring verschleißt. Der Reibweg, die Betriebsdauer oder ein Verschleißbetrag können als Abbruchkriterium definiert werden.

Das Ziel der Multiskalen-Modellierung war die Entwicklung eines Werkzeugs zur Verschleißsimulation. Hierzu wurden die Vor- und Nachteile der verschiedenen Strategien zur Volumenreduktion diskutiert und bewertet. Die ausgewählte Volumenreduktionsstrategie basiert auf der Manipulation der im Kontakt stehenden Knoten. Diese werden entsprechend dem im Meso-Modell enthaltenen Verschleißgesetz, normal zur Kontaktfläche, ins Bauteilinnere verschoben. Infolge der Knotenverschiebungen werden die verschleißenden Kontaktelemente immer flacher, so dass MSC.Marc nicht mehr konvergiert. An dieser Stelle wird eine automatische Neuvernetzung erforderlich. Der Auswahl des Neuvernetzungsalgorithmus gingen umfangreiche Parameterstudien mit Variation der Neuvernetzungseinstellungen voraus. Der Vernetzer trägt wesentlich zur Stabilität und Robustheit der gesamten Verschleißsimulation bei. Die Qualitätskriterien waren die Qualität der generierten Dreiecke Q_K , die harmonische Struktur an den Rändern des zu vernetzenden Bereichs und ein stetiger Flächenpressungsverlauf. Die besten Ergebnisse wurden mit dem Advancing-Front-Vernetzer der Numerical Algorithm Group (NAG) erzielt. Bei den durchgeführten thermo-mechanisch gekoppelten Simulationen mussten sowohl die thermischen als auch die mechanischen Randbedingungen bei jeder Neuvernetzung vom alten auf das neue Netz übertragen werden. Dies erfolgte mit selbstgeschriebenen Fortran-Unterprogrammen. Die in das System eingebrachte Reibarbeit wird zu einem Großteil in Wärme umgewandelt. Diese wirkt sich direkt auf die Materialeigenschaften und damit auf die Flächenpressungen aus, welche sich wiederum im Verschleißgesetz wiederfinden. Eine thermo-mechanisch Kopplung ist für die Verschleißsimulation notwendig.

Die Güte des in dieser Arbeit entstandenen Simulations-Werkzeugs wurde am Beispiel eines Seriidichtrings aus dem untersuchten Dichtringmaterial MT212 umfassend dargestellt. Die Simulationsergebnisse wurden mit experimentellen Dichtringuntersuchungen an einem Dauerlaufprüfstand im Trocken- und Nasslauf verglichen. Die Simulationsergebnisse stimmen bezüglich der Betriebsdauer und der Berührbreite sehr gut mit den experimentellen Ergebnissen überein.

Das Potenzial des Simulations-Werkzeugs wurde im Rahmen einer Geometriestudie an PTFE-Manschetten mit Spiralrille aufgezeigt. Die Genauigkeit, Effizienz und numerische Stabilität machen die in dieser Arbeit entwickelten Methoden und Modelle zu einem geeigneten Werkzeug für die Produktentwicklung. Es gestattet dem Entwicklungsingenieur vergleichende Simulationen zu unterschiedlichen Geometrievarianten indem die Radialkraft, das Verschleißvolumen, der maximal mögliche Reibweg und die Veränderung der Dichtringgeometrie quantifiziert werden. Für eine vergleichende Abschätzung ist die Methodik auch ohne konkrete Materialkennwerte nutzbar. Eine Betriebsdauervorhersage ist somit möglich.

Offen bleibt die Frage nach einem numerischen Berechnungsansatz der Reibung auf Rauheitsebene. Ziel muss die Substitution des Meso-Modells durch ein physikalisches Reibungsmodell zur Vorhersage des Verschleißes auf der Rauheitsebene beziehungsweise Nanoskala sein. Die am Reibprozess beteiligten Oberflächen könnten über repräsentative Oberflächenelemente beschrieben werden. Mit den Methoden der numerischen Strömungsmechanik ließe sich der hydrodynamische Druckaufbau zwischen den relativ zueinander bewegten repräsentativen Oberflächenelementen berechnen. Die im Mischreibungsbereich resultierende Reibkraft müsste dann in ihren hydrodynamischen Anteil und Festkörperanteil aufgeteilt werden. Mit diesen Erweiterungen, des in dieser Arbeit entstandenen Ansatzes, ließe sich die Genauigkeit und Aussagekraft der Simulation erheblich steigern. Der Umfang und zeitliche Aufwand der Prüfstandsuntersuchungen könnte dann noch einmal deutlich verringert werden.

Schließen möchte ich meine Arbeit mit einem Zitat von Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Gerd Fleischer [40]: "Wesentlich erscheint die quantitative Beschreibungsmöglichkeit der Zusammenhänge, so dass diese der Berechnung immer besser zugänglich werden. Das Arbeits- und Forschungsfeld der Energetik der Reibung lohnt sich also weiter zu vervollkommen."

Literaturverzeichnis

- [1] BAUR, E.; SAECHTLING, H.: *Saechtling Kunststoff-Taschenbuch*. Hanser, 2007
- [2] UETZ, H.; WIEDEMAYER, J.: *Tribologie der Polymere*. Hanser, 1985
- [3] HAHNE, E.: *Technische Thermodynamik - Einführung und Anwendung*. 5. Auflage. Oldenbourg, 2010
- [4] HABIG, K.-H.; CZICHOS, H.: *Tribologie-Handbuch*. Vieweg+Teubner, 2010
- [5] FLEISCHER, G.: *Zur Energetik der Reibung*. In: Wissenschaftliche Zeitschrift der Technischen Universität Magdeburg 8 (1990), S. 55–66
- [6] OLBRICH, M.: *Werkstoffmodelle zur Finiten Elemente Analyse von PTFE Wellendichtungen*, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Diss., 2002
- [7] HAISER, H. B.: *PTFE-Compounds im dynamischen Dichtkontakt bei druckbelastbaren Radial-Wellendichtungen*, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Diss., 2001
- [8] TAKADOUM, J.: *Materials and Surface Engineering in Tribology*. WILEY, 2008
- [9] OLIVER, W. C.; PHARR, G. M.: *An Improved Technique for Determining Hardness and Elastic Modulus Using Load and Displacement Sensing Indentation Experiments*. In: Journal of Material Research 7 (1992), S. 1564–1583
- [10] MÜLLER, F.: *Untersuchungen an wartungsfreien trockenlaufen Kunststoffgleitlagern*, Universität Magdeburg, Institut für Maschinenelemente und Tribologie, Diss., 2003
- [11] SIMADER, C.: *Automatisierte Netzgenerierung für die Verschleißsimulation mittels Finite-Elemente-Analyse*., Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Studienarbeit, 2007
- [12] MERZIGER, G.; WIRTH, T.: *Repetitorium höhere Mathematik*. Binomi, 2010
- [13] MÜLLER, H.-K.: *Dichtungstechnik*. Medienverlag Ursula Müller, 2002

- [14] KORINEK, P. M.: *Fluorkunststoffe*. In: *Kunststoffe* 10/80 (1990), S. 1137–1141
- [15] TANAKA, K.; UCHIYAMA, Y.; TOYOOKA, S.: *The Mechanism of Wear of Polytetrafluoroethylene*. In: *Wear* 23 (1973), S. 153–172
- [16] TANAKA, K.; UEDA, S.: *The Mechanism of Wear of Polytetrafluoroethylen Above the Melting Point*. In: *Wear* 39 (1976), S. 323–333
- [17] UCHIYAMA, Y.; TANAKA, K.: *Wear Laws for Polytetrafluoroethylene*. In: *Wear* 58 (1980), Nr. 2, S. 223–235
- [18] HORNBOKEN, E.; KARSCH, U. A.: *Ursachen für den Verschleiß von PTFE zwischen 4 °C und 19 °C*. In: *Kunststoffe* 3 (1987), S. 277–280
- [19] BAHADUR, S.; TABOR, D.: *The Wear of Filled Polytetrafluoroethylene*. In: *Wear* 98 (1984), S. 1–13
- [20] DELI, G.; BING, Z.; QUN-JI, X.; HONG-LI, W.: *Investigation of Adhesion Wear of Filled Polytetrafluoroethylene by ESCA, AES and XRD*. In: *Wear* 137 (1990), Nr. 1, S. 25–39
- [21] DELI, G.; QUNJI, X.; HONGLI, W.: *Physical Models of Adhesive Wear of Polytetrafluoroethylene and its Composites*. In: *Wear* 147 (1991), Nr. 1, S. 9–24
- [22] GRÜN, F.; GÄNSER, H.P.; GODOR, I.; SAILER, W.: *Design of a Novel Methodology for In-Situ-Investigation of Contact Conditions*. In: *NORDTRIP 2010 Lulea 1* (2010), S. 1–8
- [23] BERGER, M.: *Untersuchungen an wartungsfreien trockenlaufen Verbundgleitlagern*, Universität Magdeburg, Institut für Maschinenelemente und Tribologie, Diss., 2000
- [24] POHL, H.: *Computerunterstützte und experimentelle Untersuchungen von Manschetendichtungen aus glasfaserverstärktem PTFE-Compound*, Universität der Bundeswehr Hamburg, Fachbereich Elektrotechnik, Diss., 1999
- [25] KLEIN, B.: *Grundlagen und Anwendungen der Finite Element Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau*. Vieweg+Teubner, 2010
- [26] MARKERT, B.: *Ein viskoelastisches Modell der Kontinuumsmechanik mit Anwendung in der Theorie poröser Medien*, Universität Stuttgart, Institut für Mechanik (Bauwesen), Diplomarbeit, 1998
- [27] MITTENDORFER, M.: *Interne Differentiation nichtlinearer anelastischer Materialmodelle*, Leopold-Franzens-Universität Innsbruck, Institut für Mathematik, Diplomarbeit, 2006

- [28] KLETSCHKOWSKI, T.: *Finite Thermoviskoplastizität von Kompositen aus Polytetrafluorethylen mit Zug-Druck-Asymmetrie und plastischem Gedächtnis*, Universität der Bundeswehr Hamburg, Diss., 2004
- [29] ARCHARD, J. F.: *Contact and Rubbing of Flat Surfaces*. In: *Journal of Applied Physics* 24 (1953), Nr. 8, S. 981–988
- [30] HORNBOGEN, E.; KARSCH, U. A.: *Frictional Wear of Polytetrafluoroethylene (PTFE)*. In: *Journal of Materials Science Letters* 2 (1983), S. 777–780
- [31] FLEISCHER, G.: *Verschleiß und Zuverlässigkeit*. VEB Verlag Technik, 1980
- [32] KRAGELSKI, I. W.: *Reibung und Verschleiß*. Hanser, 1971
- [33] KRAGELSKI, I.V.; DOBYČIN, M.N.; KOMBALOV, V.S.; POLZER, G.; WOLF, L.: *Grundlagen der Berechnung von Reibung und Verschleiß*. VEB Verlag Technik, 1982
- [34] SCHERGE, M.: *Verschleißmechanismen bei moderater und extremer Grenzreibung*. In: *Mat.-wiss. u. Werkstofftech.* 35, No. 10/11 (2004), S. 610–613
- [35] SADOWSKI, J.: *Thermodynamische Grundgesetze des tribologischen Verschleiß*. In: *Tribologie + Schmierungstechnik* 2 (1990), S. 105–107
- [36] SADOWSKI, J.: *Untersuchungen zur maximalen Verschleißfestigkeit fester Körper*. In: *Tribologie + Schmierungstechnik* 3 (1990), S. 171–174
- [37] SADOWSKI, J.: *Energie- und Verschleißverteilung zwischen den Festkörpern während der Reibung*. In: *Tribologie + Schmierungstechnik* 3 (1995), S. 131–134
- [38] SADOWSKI, J.: *Ein Beitrag über die Gleitreibungskräfte und das Wesen ihrer Arbeit*. In: *Tribologie + Schmierungstechnik* 4 (1998), S. 32–34
- [39] SADOWSKI, J.: *Thermodynamische Theorie von Reibung und Verschleiß*. In: *Tribologie + Schmierungstechnik* 6 (2002), S. 41–47
- [40] KUHN, E.: *Zur Tribologie der Schmierfette*. Expert, 2009
- [41] ELEÖD, A.: *Numerische Tribologie: Strukturveränderungs- und Verschleißsimulation mit Hilfe der Finiten Elementen Methode*. In: 48. Tribologie-Fachtagung der Gesellschaft für Tribologie (2007), S. 7/1 – 7/10
- [42] DOEGE, E.; MEINEN, J.: *FEM-Simulation von Massivumformprozessen mit adaptiver Netzverfeinerung*. In: *Konstruktion* 51 (1999), S. 43–46
- [43] MSC: *Marc Volume A - Theory and User Information*. MSC Software Corporation, 2008

- [44] PODRA, P.: *FE Wear Simulation of Sliding Contacts*, KTH Royal Institute of Technology, Department of Machine Design, Diss., 1997
- [45] PODRA, P.; ANDERSSON, S.: *Simulating Sliding Wear with Finite Element Method*. In: Tribology International 32 (1999), S. 71–81
- [46] THOMPSON, J. M.: *A Proposal for the Calculation of Wear*, Massachusetts Institute of Technology, Department of Mechanical Engineering, Diplomarbeit, 2006
- [47] HEGADEKATTE, V.; HUBER, N.; KRAFT, O.: *Finite Element Based Simulation of Dry Sliding Wear*. In: Modelling and Simulation in Materials Science and Engineering 13 (2005), S. 57–75
- [48] HEGADEKATTE, V.; HUBER, N.; KRAFT, O.: *Modeling and Simulation of Wear in a Pin on Disc Tribometer*. In: Tribology Letters 24 (2006), Nr. 1, S. 51–60
- [49] HEGADEKATTE, V.; KURZENHAUSER, S.; HUBER, N.; KRAFT, O.: *A Predictive Modeling Scheme for Wear in Tribometers*. In: Tribology International 41 (2008), Nr. 11, S. 1020–1031
- [50] HEGADEKATTE, V.; HILGERT, J.; KRAFT, O.; HUBER, N.: *Multi Time Scale Simulations for Wear Prediction in Micro-Gears*. In: Wear 268 (2010), Nr. 1-2, S. 316–324
- [51] WANG, Z.; DRAPER, D.; HODAPP, T.: *Radial Lip Seal Simulation Using ANSYS Non-Standard Procedures*. In: International ANSYS Conference, Pittsburgh (2006)
- [52] WANG, Z.: *Predicting Wear in Radial Seals*. In: ANSYS Advantage II (2008), S. 27
- [53] HAAS, W.; WEBER, D.: *Simulation von Verschleiß mit Hilfe der Finite Elemente Methode*. In: 12. Internationale Dichtungstagung 1 (2002), S. 1–8
- [54] HAAS, W.; WEBER, D.: *Verschleißsimulation an Radial-Wellendichtringen aus PTFE Compound*. In: Jahrbuch der Dichtungstechnik 15 (2004), S. 1–8
- [55] HAAS, W.; WEBER, D.: *Wear Behaviour of PTFE Lip Seals with Different Sealing Edge-Design in Testing and Simulation*. In: Sealing Technology 2 (2007), S. 7–12
- [56] WEBER, D.: *Numerische Verschleißsimulation auf Basis tribologischer Untersuchungen am Beispiel von PTFE Wellendichtungen*, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Diss., 2012
- [57] FRÖLICH, D.; FODOR, B.; SAUER, B.: *Untersuchung des Verschleißverhaltens von Elastomeren an Radialwellendichtring und Ersatzsystem*. In: Fachtagung der GfT Band 1 (2011), S. 55/1 – 55/18

- [58] POPOV, V. L.: *Kontaktmechanik und Reibung - Ein Lehr- und Anwendungsbuch von der Nanotribologie bis zur numerischen Simulation*. Springer, 2009
- [59] DOMININGHAUS, H.: *Kunststoffe - Eigenschaften und Anwendungen*. Springer, 2008
- [60] TIETZE, W.: *Handbuch Dichtungspraxis*. Vulkan, 2002
- [61] BERTRAM, A.: *Elasticity and Plasticity of Large Deformations: An Introduction*. Springer, 2008
- [62] *DIN 50323: Tribologie-Begriffe*. Beuth, 1988
- [63] ARCHARD, J. F.: *Wear Theory and Mechanisms*. In: *Wear Control Handbook 1* (1980), S. 35–80
- [64] *DIN 50359: Härteprüfung metallischer Werkstoffen - Universalhärteprüfung*. Beuth, 1997
- [65] VDI/VDE: *VDI/VDE 2616-2 Härteprüfung an Kunststoffen und Elastomeren*. 12 2012
- [66] *DIN EN ISO 14577-1: Instrumentierte Eindringprüfung zur Bestimmung der Härte und anderer Werkstoffparameter*. Beuth, 2003
- [67] DIGIMAT: *DIGIMAT 4.0.1 - Digimat Documentation*. 2010
- [68] DIGIMAT: *DIGIMAT 4.0.1 - Digimat-MF Documentation*. 2010
- [69] TAN, H.; HUANG, Y.; LIU, C.; GEUBELLE, P. H.: *The Mori-Tanaka Method for Composite Materials with Nonlinear Interface Debonding*. In: *International Journal of Plasticity* 21 (2005), Nr. 10, S. 1890–1918
- [70] DIGIMAT: *DIGIMAT 4.0.1 - Digimat-FE Documentation*. 2010
- [71] KLING, W.: *Konstruktion und Bau einer Temperiereinrichtung für eine Zugprüfmaschine*. Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Studienarbeit, 2010
- [72] OYEN, M. L.; COOK, R. F.: *A Practical Guide for Analysis of Nanoindentation Data*. In: *Journal of Mechanical Behaviour of Biomedical Materials* 2 (2009), S. 396–407
- [73] *Nuto H68 EXXON Sicherheitsdatenblatt*. 2001
- [74] *Shell Thermia A Sicherheitsdatenblatt*. 2001
- [75] MATEK, W.; MUHS, D.; WITTEL, H.; BECKER, M.; JANNASCH, D.: *Maschinenelemente*. Vieweg, 2001

- [76] BEKGULYAN, S.: *Konstruktion einer Vorrichtung für optische Untersuchungen der Oberflächenmikrostruktur eines Ringprobekörpers unter axialer Belastung*. Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, 2011
- [77] BAUER, F.: *PTFE-Manschettendichtungen mit Spirarille - Analyse, Funktionsweise und Erweiterung der Einsatzgrenzen*, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Diss., 2008
- [78] *DIN 3760: Radial-Wellendichtringe*. Beuth, 1996
- [79] *DIN 3761: Radial-Wellendichtringe für Kraftfahrzeuge*. Beuth, 1984
- [80] *Freudenberg Radiamatic II Datenblatt*. 2007
- [81] *DIN 50141: Prüfung metallischer Werkstoffe - Scherversuch*. Beuth, 1982
- [82] DEUSCHLE, J.: *Mechanics of Soft Polymer Indentation*, Max-Planck-Institut für Metallforschung Stuttgart, Diss., 2008
- [83] HÄSE, A.: *Miniaturmessverfahren zur Bestimmung mechanischer Kennwerte von Lotwerkstoffen aus der Mikroelektronik*, TU Berlin, Diss., 2006
- [84] MATLAB: *Image Processing Toolbox 7 User's Guide*. Mathworks, 2010
- [85] CALVARD, S.; RIDLER, T. W.: *Picture Thresholding Using an Iterative Selection Method*. In: IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics 8 (1978), S. 630–632
- [86] *DIN 51045-1: Bestimmung der thermischen Längenänderung fester Körper*. Beuth, 2005
- [87] MSC: *Marc Volume C - Program Input*. MSC Software Corporation, 2008
- [88] FELDMETH, S.: *Berechnung von Wärmeübergangskoeffizienten mittels CFD-Simulation zur Ermittlung der Temperaturüberhöhung im Dichtspalt*. Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Studienarbeit, 2009
- [89] NAG: *D06CAF - Mesh Smoothing*. Numerical Algorithms Group Limited, 2006
- [90] NAG: *Library Manual*. Numerical Algorithms Group Limited, 2006
- [91] GEORGE, P. L.; BOROUCAKI, H.: *Delaunay Triangulation and Meshing*. Hermes, 1998
- [92] DMITRIEV, A. I.; SMOLIN, A.Y.; POPOV, V. L.; PSAKHIE, S. G.: *A Multilevel Computer Simulation of Friction and Wear by Numerical Methods of Discrete Mechanics and a Phenomenological Theory*. In: Physical Mesomechanics 12 (2009), Nr. 1-2, S. 11–19
- [93] VDI-GESELLSCHAFT VERFAHRENSTECHNIK UND CHEMIEINGENIEURWESEN: *VDI Wärmetlas*. Springer Vieweg, 2013

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: André Daubner

Geburtsdatum /-ort: 23.12.1982 in Bietigheim-Bissingen

Familienstand: ledig

Eltern: Heinz und Monika Daubner

Schulbildung

09.1989 - 07.1993 Grundschule Kirbachtal

09.1993 - 07.2002 Allgemein bildende Gymnasien im Ellental

Hochschulstudium

10.2002 - 02.2007 Studium des Maschinenwesens an der Universität Stuttgart

Praktische Tätigkeit

02.2003 - 04.2003 Praktikum bei der Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, Stuttgart

11.2005 - 12.2005 Praktikum bei der Spinner Automation GmbH

01.2006 - 04.2006 Praktikum bei der Spinner Automation GmbH

02.2003 - 08.2006 Studentische Hilfskraft am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart

Berufstätigkeit

03.2007 - 11.2011 Akademischer Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart

Seit 01.01.2012 Entwicklungsingenieur bei der Konzelmann GmbH in Löchgau

Liste der bisher erschienenen Berichte aus dem IMA:

Nr.	Verfasser	Titel
1	H.K. Müller	Beitrag zur Berechnung und Konstruktion von Hochdruckdichtungen an schnellaufenden Wellen
2	W. Passera	Konzentrisch laufende Gewinde-Wellen-Dichtung im laminaren Bereich
3	K. Karow	Konzentrische Doppelgewindewellendichtung im laminaren Bereich
3	F.E. Breit	Die Kreiszyinderschalendichtung: Eine Axialspaltdichtung mit druckabhängiger Spaltweite
	W. Sommer	Dichtungen an Mehrphasensystemen: Berührungsfreie Wellendichtungen mit hochviskosen Sperrflüssigkeiten
4	K. Heitel	Beitrag zur Berechnung und Konstruktion konzentrisch und exzentrisch betriebener Gewindewellendichtungen im laminaren Bereich
5	K.-H. Hirschmann	Beitrag zur Berechnung der Geometrie von Evolventenverzahnungen
6	H. Däuble	Durchfluß und Druckverlauf im radial durchströmten Dichtspalt bei pulsierendem Druck
7	J. Rybak	Einheitliche Berechnung von Schneidrädern für Außen- und Innenverzahnungen. Beitrag zu Eingriffsstörungen beim Hohlrad-Verzahnern mittels Schneidräder
8	D. Franz	Rechnergestütztes Entwerfen von Varianten auf der Grundlage gesammelter Erfahrungswerte
9	E. Lauster	Untersuchungen und Berechnungen zum Wärmehaushalt mechanischer Schaltgetriebe
10		Festschrift zum 70. Geburtstag von Prof. Dr.-Ing. K. Talke
11	G. Ott	Untersuchungen zum dynamischen Leckage- und Reibverhalten von Radialwellendichtringen
12	E. Fuchs	Untersuchung des elastohydrodynamischen Verhaltens von berührungsfreien Hochdruckdichtungen
13	G. Sedlak	Rechnerunterstütztes Aufnehmen und Auswerten spannungsoptischer Bilder
14	W. Wolf	Programmsystem zur Analyse und Optimierung von Fahrzeuggetrieben
15	H. v. Eiff	Einfluß der Verzahnungsgeometrie auf die Zahnfußbeanspruchung innen- und außenverzahnter Geradstirnräder
16	N. Messner	Untersuchung von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen
17	V. Schade	Entwicklung eines Verfahrens zur Einflanken-Wälzprüfung und einer rechnergestützten Auswertemethode für Stirnräder
18	A. Gührer	Beitrag zur Optimierung von Antriebssträngen bei Fahrzeugen
19	R. Nill	Das Schwingungsverhalten loser Bauteile in Fahrzeuggetrieben
20	M. Kammüller	Zum Abdichtverhalten von Radial-Wellendichtringen
21	H. Truong	Strukturorientiertes Modellieren, Optimieren und Identifizieren von Mehrkörpersystemen
22	H. Liu	Rechnergestützte Bilderfassung, -verarbeitung und -auswertung in der Spannungsoptik
23	W. Haas	Berührungsfreie Wellendichtungen für flüssigkeitsbespritzte Dichtstellen
24	M. Plank	Das Betriebsverhalten von Wälzlagern im Drehzahlbereich bis 100.000/min bei Kleinstmengenschmierung
25	A. Wolf	Untersuchungen zum Abdichtverhalten von druckbelastbaren Elastomer- und PTFE-Wellendichtungen
26	P. Waidner	Vorgänge im Dichtspalt wasserabdichtender Gleitringdichtungen
27	Hirschmann u.a.	Veröffentlichungen aus Anlaß des 75. Geburtstags von Prof. Dr.-Ing. Kurt Talke
28	B. Bertsche	Zur Berechnung der Systemzuverlässigkeit von Maschinenbau-Produkten
29	G. Lechner;	Forschungsarbeiten zur Zuverlässigkeit im Maschinenbau
	K.-H.Hirschmann;	
	B. Bertsche	
30	H.-J. Prokop	Zum Abdicht- und Reibungsverhalten von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen
31	K. Kleinbach	Qualitätsbeurteilung von Kegelradsätzen durch integrierte Prüfung von Tragbild, Einflankenwälzabweichung und Spielverlauf
32	E. Zürn	Beitrag zur Erhöhung der Meßgenauigkeit und -geschwindigkeit eines Mehrkoordinatentasters
33	F. Jauch	Optimierung des Antriebsstranges von Kraftfahrzeugen durch Fahrsimulation
34	J. Grabscheid	Entwicklung einer Kegelrad-Laufprüfmaschine mit thermografischer Tragbilderfassung
35	A. Hölderlin	Verknüpfung von rechnerunterstützter Konstruktion und Koordinatenmeßtechnik
36	J. Kurfess	Abdichten von Flüssigkeiten mit Magnetflüssigkeitsdichtungen
37	G. Borenius	Zur rechnerischen Schädigungsakkumulation in der Erprobung von Kraftfahrzeugteilen bei stochastischer Belastung mit variabler Mittellast
38	E. Fritz	Abdichtung von Maschinenspindeln
39	E. Fritz; W. Haas;	Berührungsfreie Spindelabdichtungen im Werkzeugmaschinenbau. Konstruktionskatalog
	H.K. Müller	

Nr.	Verfasser	Titel
40	B. Jenisch	Abdichten mit Radial-Wellendichtringen aus Elastomer und Polytetrafluorethylen
41	G. Weidner	Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben
42	A. Herzog	Erweiterung des Datenmodells eines 2D CAD-Systems zur Programmierung von Mehrkoordinatenmeßgeräten
43	T. Roser	Wissensbasiertes Konstruieren am Beispiel von Getrieben
44	P. Wäschle	Entlastete Wellendichtringe
45	Z. Wu	Vergleich und Entwicklung von Methoden zur Zuverlässigkeitsanalyse von Systemen
46	W. Richter	Nichtwiederholbarer Schlag von Wälzlageeinheiten für Festplattenlaufwerke
47	R. Durst	Rechnerunterstützte Nutprofilentwicklung und clusteranalytische Methoden zur Optimierung von Gewindewerkzeugen
48	G.S. Müller	Das Abdichtverhalten von Gleitringdichtungen aus Siliziumkarbid
49	W.-E. Krieg	Untersuchungen an Gehäuseabdichtungen von hochbelasteten Getrieben
50	J. Grill	Zur Krümmungstheorie von Hüllflächen und ihrer Anwendung bei Werkzeugen und Verzahnungen
51	M. Jäckle	Entlüftung von Getrieben
52	M. Köchling	Beitrag zur Auslegung von geradzahnten Stirnrädern mit beliebiger Flankenform
53	M. Hildebrandt	Schadensfrüherkennung an Wälzkontakten mit Körperschall-Referenzsignalen
54	H. Kaiser	Konstruieren im Verbund von Expertensystem, CAD-System, Datenbank und Wiederholteil-suchsystem
55	N. Stanger	Berührungsfrei abdichten bei kleinem Bauraum
56	R. Lenk	Zuverlässigkeitsanalyse von komplexen Systemen am Beispiel PKW-Automatikgetriebe
57	H. Naunheimer	Beitrag zur Entwicklung von Stufenlosgetrieben mittels Fahrsimulation
58	G. Neumann	Thermografische Tragbilderfassung an rotierenden Zahnrädern
59	G. Wüstenhagen	Beitrag zur Optimierung des Entlasteten Wellendichtrings
60	P. Brodbeck	Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Bauteilzuverlässigkeit und zur Systemberechnung nach dem Booleschen Modell
61	Ch. Hoffmann	Untersuchungen an PTFE-Wellendichtungen
62	V. Hettich	Identifikation und Modellierung des Materialverhaltens dynamisch beanspruchter Flächen-dichtungen
63	K. Riedl	Pulsationsoptimierte Außenzahnpumpen mit ungleichförmig übersetzenden Radpaaren
64	D. Schwuchow	Sonderverzahnungen für Zahnpumpen mit minimaler Volumenstrompulsation
65	T. Spörl	Modulares Fahrsimulationsprogramm für beliebig aufgebaute Fahrzeugtriebstränge und Anwendung auf Hybridantriebe
66	K. Zhao	Entwicklung eines räumlichen Toleranzmodells zur Optimierung der Produktqualität
67	K. Heusel	Qualitätssteigerung von Planetengetrieben durch Selektive Montage
68	T. Wagner	Entwicklung eines Qualitätssystem für die Konstruktion
69	H. Zelßmann	Optimierung des Betriebsverhaltens von Getriebeentlüftungen
70	E. Bock	Schwimmende Wellendichtringe
71	S. Ring	Anwendung der Verzahnungstheorie auf die Modellierung und Simulation des Werkzeug-schleifens
72	M. Klöpfer	Dynamisch beanspruchte Dichtverbindungen von Getriebegehäusen
73	C.-H. Lang	Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
74	W. Haas	Berührungsfreies Abdichten im Maschinenbau unter besonderer Berücksichtigung der Fang-labyrinth
75	P. Schiberna	Geschwindigkeitsvorgabe für Fahrsimulationen mittels Verkehrssimulation
76	W. Elser	Beitrag zur Optimierung von Wälzgetrieben
77	P. Marx	Durchgängige, bauteilübergreifende Auslegung von Maschinenelementen mit unscharfen Vorgaben
78	J. Kopsch	Unterstützung der Konstruktionstätigkeiten mit einem Aktiven Semantischen Netz
79	J. Rach	Beitrag zur Minimierung von Klapper- und Rasselgeräuschen von Fahrzeuggetrieben
80	U. Häussler	Generalisierte Berechnung räumlicher Verzahnungen und ihre Anwendung auf Wälzfräherherstellung und Wälzfräsen
81	M. Hüsges	Steigerung der Tolerierungsfähigkeit unter fertigungstechnischen Gesichtspunkten
82	X. Nastos	Ein räumliches Toleranzbewertungssystem für die Konstruktion
83	A. Seifried	Eine neue Methode zur Berechnung von Rollenlagern über lagerinterne Kontakt-Beanspruchungen
84	Ch. Dörr	Ermittlung von Getriebebelastkollektiven mittels Winkelbeschleunigungen
85	A. Veil	Integration der Berechnung von Systemzuverlässigkeiten in den CAD-Konstruktionsprozeß
86	U. Frenzel	Rückenstrukturierte Hydraulikstangendichtungen aus Polyurethan
87	U. Braun	Optimierung von Außenzahnpumpen mit pulsationsarmer Sonderverzahnung
88	M. Lambert	Abdichtung von Werkzeugmaschinen-Flachführungen
89	R. Kubalczyk	Gehäusegestaltung von Fahrzeuggetrieben im Abdichtbereich

Nr.	Verfasser	Titel
90	M. Oberle	Spielbeeinflussende Toleranzparameter bei Planetengetrieben
91	S. N. Dogan	Zur Minimierung der Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
92	M. Bast	Beitrag zur werkstückorientierten Konstruktion von Zerspanwerkzeugen
93	M. Ebenhoch	Eignung von additiv generierten Prototypen zur frühzeitigen Spannungsanalyse im Produktentwicklungsprozess
94	A. Fritz	Berechnung und Monte-Carlo Simulation der Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit technischer Systeme
95	O. Schrems	Die Fertigung als Versuchsfeld für die qualitätsgerechte Produktoptimierung
96	M. Jäckle	Untersuchungen zur elastischen Verformung von Fahrzeuggetrieben
97	H. Haiser	PTFE-Compounds im dynamischen Dichtkontakt bei druckbelastbaren Radial-Wellendichtungen
98	M. Rettenmaier	Entwicklung eines Modellierungs-Hilfssystems für Rapid Prototyping gerechte Bauteile
99	M. Przybilla	Methodisches Konstruieren von Leichtbauelementen für hochdynamische Werkzeugmaschinen
100	M. Olbrich	Werkstoffmodelle zur Finiten-Elemente-Analyse von PTFE-Wellendichtungen
101	M. Kunz	Ermittlung des Einflusses fahrzeug-, fahrer- und verkehrsspezifischer Parameter auf die Getriebelastkollektive mittels Fahrsimulation
102	H. Ruppert	CAD-integrierte Zuverlässigkeitsanalyse und -optimierung
103	S. Kilian	Entwicklung hochdynamisch beanspruchter Flächendichtverbindungen
104	A. Flaig	Untersuchung von umweltschonenden Antriebskonzepten für Kraftfahrzeuge mittels Simulation
105	B. Luo	Überprüfung und Weiterentwicklung der Zuverlässigkeitsmodelle im Maschinenbau mittels Mono-Bauteil-Systemen
106	L. Schüppenhauer	Erhöhung der Verfügbarkeit von Daten für die Gestaltung und Berechnung der Zuverlässigkeit von Systemen
107	J. Ryborz	Klapper - und Rasselgeräuschverhalten von Pkw- und Nkw- Getrieben
108	M. Würthner	Rotierende Wellen gegen Kühlschmierstoff und Partikel berührungsfrei abdichten
109	C. Gitt	Analyse und Synthese leistungsverzweigter Stufenlosgetriebe
110	A. Krolo	Planung von Zuverlässigkeitstests mit weitreichender Berücksichtigung von Vorkenntnissen
111	G. Schöllhammer	Entwicklung und Untersuchung inverser Wellendichtsysteme
112	K. Fronius	Gehäusegestaltung im Abdichtbereich unter pulsierendem Innendruck
113	A. Weidler	Ermittlung von Raffungsfaktoren für die Getriebeerprobung
114	B. Stiegler	Berührungsfreie Dichtsysteme für Anwendungen im Fahrzeug- und Maschinenbau
115	T. Kunstfeld	Einfluss der Wellenoberfläche auf das Dichtverhalten von Radial-Wellendichtungen
116	M. Janssen	Abstreifer für Werkzeugmaschinenführungen
117	S. Buhl	Wechselbeziehungen im Dichtsystem von Radial-Wellendichtring, Gegenlaufläche und Fluid
118	P. Pozsgai	Realitätsnahe Modellierung und Analyse der operativen Zuverlässigkeitskennwerte technischer Systeme
119	H. Li	Untersuchungen zum realen Bewegungsverhalten von Losteilen in Fahrzeuggetrieben
120	B. Otte	Strukturierung und Bewertung von Eingangsdaten für Zuverlässigkeitsanalysen
121	P. Jäger	Zuverlässigkeitsbewertung mechatronischer Systeme in frühen Entwicklungsphasen
122	T. Hitziger	Übertragbarkeit von Vorkenntnissen bei der Zuverlässigkeitstestplanung
123	M. Delonga	Zuverlässigkeitsmanagementsystem auf Basis von Felddaten
124	M. Maisch	Zuverlässigkeitsorientiertes Erprobungskonzept für Nutzfahrzeuggetriebe unter Berücksichtigung von Betriebsdaten
125	J. Orso	Berührungsfreies Abdichten schnelllaufender Spindeln gegen feine Stäube
126	F. Bauer	PTFE-Manschettendichtungen mit Spiralrille - Analyse, Funktionsweise und Erweiterung der Einsatzgrenzen
127	M. Stockmeier	Entwicklung von Klapper- und rasselgeräuschfreien Fahrzeuggetrieben
128	M. Trost	Gesamtheitliche Anlagenmodellierung und -analyse auf Basis stochastischer Netzverfahren
129	P. Lambeck	Unterstützung der Kreativität von verteilten Konstrukteuren mit einem Aktiven Semantischen Netz
130	K. Pickard	Erweiterte qualitative Zuverlässigkeitsanalyse mit Ausfallprognose von Systemen
131	W. Novak	Geräusch- und Wirkungsgradoptimierung bei Fahrzeuggetrieben durch Festradentkopplung
132	M. Henzler	Radialdichtungen unter hoher Druckbelastung in Drehübertragern von Werkzeugmaschinen
133	B. Rzepka	Konzeption eines aktiven semantischen Zuverlässigkeitsinformationssystems
134	C.G. Pflüger	Abdichtung schnelllaufender Hochdruck-Drehübertrager mittels Rechteckring und hocheffizient strukturierter Gleitfläche
135	G. Baitinger	Multiskalenansatz mit Mikrostrukturanalyse zur Drallbeurteilung von Dichtungsgegenläufigen Flächen

Nr.	Verfasser	Titel
136	J. Gäng	Berücksichtigung von Wechselwirkungen bei Zuverlässigkeitsanalysen
137	Ch. Maisch	Berücksichtigung der Ölalterung bei der Lebensdauer- und Zuverlässigkeitsprognose von Getrieben
138	D. Kirschmann	Ermittlung erweiterter Zuverlässigkeitsziele in der Produktentwicklung
139	D. Weber	Numerische Verschleißsimulation auf Basis tribologischer Untersuchungen am Beispiel von PTFE-Manschettendichtungen
140	T. Leopold	Ganzheitliche Datenerfassung für verbesserte Zuverlässigkeitsanalysen
141	St. Jung	Beitrag zum Einfluss der Oberflächencharakteristik von Gegenauflflächen auf das tribologische System Radial-Wellendichtung
142	T. Prill	Beitrag zur Gestaltung von Leichtbau-Getriebegehäusen und deren Abdichtung
143	D. Hofmann	Verknüpfungmodell zuverlässigkeitsrelevanter Informationen in der Produktentwicklung mechatronischer Systeme
144	M. Wacker	Einfluss von Drehungleichförmigkeiten auf die Zahnradlebensdauer in Fahrzeuggetrieben
145	B. Jakobi	Dichtungsgeräusche am Beispiel von Pkw-Lenkungen – Analyse und Abhilfemaßnahmen
146	S. Kiefer	Bewegungsverhalten von singulären Zahnradstufen mit schaltbaren Koppelungseinrichtungen
147	P. Fietkau	Transiente Kontaktberechnung bei Fahrzeuggetrieben
148	B. Klein	Numerische Analyse von gemischten Ausfallverteilungen in der Zuverlässigkeitstechnik
149	M. Klaiber	Betriebs- und Benetzungseigenschaften im Dichtsystem Radial-Wellendichtung am Beispiel von additivierten synthetischen Schmierölen
150	A. Baumann	Rasselgeräuschminimierung von Fahrzeuggetrieben durch Getriebeöle
151	M. Kopp	Modularisierung und Synthese von Zuverlässigkeitsmethoden
152	M. Narten	Abdichtung von fließfettgeschmierten Getrieben mit Radialwellendichtungen – Reibungsminderung durch Makrostrukturierung der Dichtungsgegenauflfläche
153	P. Schuler	Einfluss von Grenzflächeneffekten auf den Dichtmechanismus der Radial-Wellendichtung
154	A. Romer	Anwendungsspezifischer Zuverlässigkeitsnachweis auf Basis von Lastkollektiven und Vorwissen