

**Experimentelle und numerische Untersuchung
ein- und mehrachsiger belasteter Elastomerbuchsen
unter besonderer Berücksichtigung des Reihenfolgeinflusses**

Von der Fakultät für Ingenieurwissenschaften,
Abteilung Maschinenbau und Verfahrenstechnik
der

Universität Duisburg-Essen

zur Erlangung des akademischen Grades

eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften

Dr.-Ing.

genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. Markus Molls

aus

Krefeld

Gutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Johannes Wortberg

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Markus Stommel

Tag der mündlichen Prüfung: 04.03.2013

Für meine Eltern

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Konstruktion und Kunststoffmaschinen im Institut für Produkt Engineering der Universität Duisburg-Essen mit Unterstützung durch die Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA).

Dem Inhaber des Lehrstuhls, Herrn Professor Dr.-Ing. Johannes Wortberg, möchte ich herzlichst für die wertvollen Anregungen sowie für die gewährten Freiräume und die ausdauernde Unterstützung bei der Durchführung dieser Arbeit danken.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Markus Stommel danke ich für die Übernahme des Korreferats und die kritische Durchsicht der Arbeit. Mein Dank gilt weiterhin dem Vorsitzenden der Prüfungskommission, Herrn Prof. Dr. rer. nat. Markus Winterer, sowie dem Mitprüfer Herrn Prof. Dr.-Ing. Wojciech Kowalczyk.

Mein besonderer Dank gilt außerdem allen wissenschaftlichen und technischen Mitarbeitern des Instituts, die durch ihr tatkräftiges Mitwirken und ihre Unterstützung zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben. Dabei danke ich besonders Herrn Dr.-Ing. Rainer Hoppe für die zahlreichen fachlichen Diskussionen und Herrn Rudolf Schlitt sowie Herrn Dipl.-Ing. Dieter Hetz für ihre tatkräftige Unterstützung bei der Einrichtung der Prüfstände.

Insbesondere möchte ich Herrn Dipl.-Ing. Burkhard Gronhoff und Herrn Dipl.-Ing. Oliver te Heesen für ihre Mitarbeit bei der Durchführung der Versuche und ihre weiteren wertvollen Beiträge zu dieser Arbeit danken.

Meinen Eltern, Ingeborg und Paul-Josef Molls, danke ich ganz herzlich für ihre Unterstützung, die ich bis heute erfahren darf. Sie haben mir stets durch Rat und Tat zur Seite gestanden und dadurch auch zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Meinem lieben und geduldigen Freund Stefan Kesting danke ich ebenfalls sehr herzlich. Er hat mich nicht nur ausdauernd unterstützt, sondern mir oft den Rücken frei gehalten und mich durch seine tapfere Begleitung der zahlreichen MB immer wieder motiviert.

Adrian und Paul Martin, die sooft auf mich verzichtet haben, danke ich für ihr Verständnis und ihre Geduld, die ich besonders in Situationen erfahren durfte, in welchen meine Arbeit wichtiger war als Schlagzeug, E-Gitarre und Brio-Eisenbahn.

Meinen allerherzlichsten Dank schulde ich meiner Frau Anne. Sie hat mir die nötigen Freiräume gewährt und mich immer wieder motiviert und unterstützt. Hierbei möchte ich ihr auch für die kritische Durchsicht der Arbeit und das geduldige Ertragen der Probevorträge danken.

Krefeld, im März 2013

Markus Molls

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	1
1.1	Zielsetzungen.....	1
1.2	Vorgehensweise und Aufbau der vorliegenden Arbeit	2
2	Ausgangssituation	4
2.1	Elastomere.....	4
2.1.1	Aufbau und Zusammensetzung.....	4
2.1.2	Charakteristische Eigenschaften der Elastomere	6
2.1.3	Naturkautschuk – NR.....	8
2.2	Elastomerbuchsen	9
2.2.1	Einsatz und Anforderungen	9
2.2.2	Belastungsarten von Elastomerbuchsen	11
2.2.3	Bewertung von Bauteilzuständen	12
2.2.4	Definition der Gebrauchsdauer.....	13
2.3	Experimentelle Untersuchung von Elastomerbuchsen.....	14
2.3.1	Motivation	14
2.3.2	Auswahl geeigneter Versuchsführungen	14
2.3.3	Auswahl geeigneter Auswerteverfahren	15
2.3.4	Eigenschaftsbeschreibende Kennwerte.....	17
2.3.4.1	Einflussgrößen und Abhängigkeiten	19
2.3.4.2	Lastwechselabhängige Kennwertänderungen und Versuchsabschnitte ..	20
2.4	Elastomere und die Finite-Elemente-Methode	22
2.4.1	Grundbegriffe aus der Mechanik	26
2.4.2	Formänderungsenergie	28
2.4.3	Phänomenologische Materialmodelle	29
3	Experimentelle Untersuchung von Elastomerbuchsen	33
3.1	Versuchsprogramm.....	33
3.1.1	Prüfkörper.....	33
3.1.2	Versuchsführungen und Versuchsparameter	34
3.1.3	Versuchsaufbauten.....	36
3.1.3.1	Axialbelastung	38
3.1.3.2	Radialbelastung.....	38
3.1.3.3	Torsionsbelastung	39
3.1.3.4	Überlagerte Radial- und Torsionsbelastung	40
3.1.3.5	Überlagerte Radial- und Axialbelastung	42
3.1.4	Messwerterfassung und Versuchsauswertung	43

3.2	Versuchsergebnisse.....	45
3.2.1	Einachsige Bauteilprüfung	45
3.2.1.1	Axialbelastung – einstufig – Fall I	45
3.2.1.2	Radialbelastung – einstufig – Fall II und Fall III	48
3.2.1.3	Axialbelastung – mehrstufig – Fall IV	52
3.2.1.4	Radialbelastung – mehrstufig – Fall V	55
3.2.1.5	Torsionsbelastung – einstufig – Fall VI	56
3.2.2	Zweiachsige Bauteilprüfung.....	59
3.2.2.1	Überlagerte Radial- und Torsionsbelastung – Fall VII	59
3.2.2.2	Überlagerte Radial- und Axialbelastung – Fall VIII	71
3.3	Definition eines anwendungsorientierten Ausfallkriteriums	73
3.4	Streuungen der Versuchsergebnisse	74
3.4.1	Einachsige Bauteilprüfung	75
3.4.2	Zweiachsige Bauteilprüfung.....	79
3.5	Bewertung und Fazit	85
4	Untersuchung des Reihenfolgeinflusses	87
4.1	Mehrstufige Bauteilversuche	88
4.2	Einfluss von Sonderereignissen auf die Gebrauchsdauer.....	94
4.3	Einfluss von Belastungspausen auf die Gebrauchsdauer	99
4.4	Bewertung und Fazit	103
5	Untersuchungen mithilfe der Finite-Elemente-Methode.....	105
5.1	Bauteilmodellierung.....	105
5.1.1	Geometrie und Randbedingungen.....	105
5.1.2	Vernetzung der Modelle.....	107
5.2	Einbinden uniaxialer Versuchsdaten.....	108
5.2.1	Verwendete Versuchsdaten.....	109
5.2.2	Validierung der Materialmodelle	110
5.3	Auswertung der Simulationsergebnisse	112
5.4	Ergebnisse	114
5.4.1	Einachsige Belastungsfälle	114
5.4.1.1	Axialbelastung – Bauform B	115
5.4.1.2	Radialbelastung – Bauform B	117
5.4.1.3	Torsionsbelastung – Bauform A	119
5.4.2	Zweiachsige Belastungsfälle	121
5.4.2.1	Überlagerte Radial- und Torsionsbelastung – Bauform A.....	121
5.4.2.2	Überlagerte Radial- und Axialbelastung – Bauform B	124
5.5	Bewertung und Fazit	128

6	Schadensakkumulation für dynamisch belastete Elastomerbauteile	130
7	Zusammenfassung	137
8	Ausblick	141
9	Summary	143
10	Literaturverzeichnis	146
11	Anhang	157

Verzeichnis der verwendeten Abkürzungen und Formelzeichen

Abkürzungen

A.n.e.	Ausfallkriterium nicht erreicht
DMS	Dehnungsmessstreifen
FEM	Finite-Elemente-Methode
FKM	Forschungskuratorium Maschinenbau e. V.
FVA	Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V.
NR	Natural Rubber – Naturkautschuk
STEP	STandard for the Exchange of Product model data
VDMA	Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbauer

Lateinische Formelzeichen

Formel- zeichen

Formel- zeichen	Einheit	Bedeutung
A	[-]	Parameter der nicht linearen Schadensakkumulation
A	[mm ²]	Fläche
A_0	[mm ²]	Querschnittfläche zu Beginn, lastfrei
A_D	[J]	Dämpfungsarbeit
A_{D_n}	[-]	Dämpfungsarbeit, normiert
A_{el}	[J]	elastische Formänderungsarbeit
A_i	[mm ²]	Querschnittfläche, im Belastungszustand i
$B_{(i)}$	[-]	Beanspruchungsgröße
b, c	[-]	Parameter der nicht linearen Schadensakkumulation
C	[-]	Cauchy-Green-Tensor
C_{ij}	[-]	Materialparameter für Scherverhalten
C_{dyn}	[N/mm]	dynamische Steifigkeit
C_{dyn_n}	[-]	dynamische Steifigkeit, normiert
D_i	[-]	Materialparameter für Volumenänderung
D	[-]	Schadigungsgrad
D_N	[-]	Schadigungsgrad nach N Belastungszyklen
E	[N/mm ²]	Elastizitätsmodul
f	[1/s]	Frequenz
F	[N]	Kraft
F_A	[N]	Axialkraft
F_i	[N]	Kraft, im Belastungszustand i
F_{max}	[N]	Maximalkraft
F_{nA}	[N]	Nenn-Axialkraft
F_{nR}	[N]	Nenn-Radialkraft
F_R	[N]	Radialkraft

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
F_V	[-]	Formänderungsbetrag
G	[N/mm ²]	Schubmodul
GD	[-]	Gebrauchsdauer
GD_m	[-]	Mittelwert der Gebrauchsdauern
$GD_{m,axial}$	[-]	Mittelwert der Gebrauchsdauern, berechnet aus Axialbelastung und -verformung
$GD_{m,radial}$	[-]	Mittelwert der Gebrauchsdauern, berechnet aus Radialbelastung und -verformung
$GD_{m,torsion}$	[-]	Mittelwert der Gebrauchsdauern, berechnet aus Torsionsbelastung und -winkel
I_i	[-]	Invarianten des Cauchy-Green-Tensors
i	[-]	Ordnungszahl, Zählvariable
j	[-]	Ordnungszahl, Zählvariable
L_0, l_0	[mm]	Ausgangslänge
L_i	[mm]	Länge, im Belastungszustand i
l	[mm]	Länge
m	[kg]	Masse
$max.GD$	[-]	Maximale Gebrauchsdauer
$min.GD$	[-]	Minimale Gebrauchsdauer
M_{max}	[Nm]	maximales Antriebsmoment
N, n	[-]	Ordnungsgrad, Anzahl der (gesamten) Belastungszyklen
P_D	[W]	Dämpfungsleistung
P_{nenn}	[W]	Nennleistung
p	[-]	Ordnungszahl, Zählvariable
r_{GDm}	[-]	Verhältnis zweier gemittelter Gebrauchsdauern
S	[-]	Schadenssumme
s	[mm]	Weg
s_A	[mm]	Weg bzw. Verformung in Axialrichtung
s_{GD}	[-]	Verhältnis von max. zu min. Gebrauchsdauer
$s_{GD,radial}$	[-]	Verhältnis von max. zu min. Gebrauchsdauer, Radialbelastung
$s_{GD,torsion}$	[-]	Verhältnis von max. zu min. Gebrauchsdauer, Torsionsbelastung
s_{max}	[mm]	Weg bzw. Verformung, maximal
s_R	[mm]	Weg bzw. Verformung in Radialrichtung
t	[s]	Zeit
T	[Nm]	Torsionsmoment
T_K	[Nm]	Torsionsmoment, an der Kupplung wirkend
T_K	[Nm]	Torsionsmoment, kardanisch
$T_{k,max}$	[Nm]	maximales Torsionsmoment

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
T_P	[°C]	Prüfkörpertemperatur
$T_{P,max}$	[°C]	Prüfkörpertemperatur, maximal
T_t	[Nm]	Torsionsmoment, statisch
$T_t(t)$	[Nm]	Torsionsmoment, dynamisch
T_U	[°C]	Umgebungstemperatur
$T(\varepsilon)$	[-]	Dehnungsfunktion
v	[mm]	zurückgelegter Weg bei der Integration
W	[W]	Arbeit
W	[N/mm ²]	Formänderungsenergiedichte
z	[mm]	Länge eines Elementes

Griechische Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
β	[rad]	Torsionswinkel, kardanisch
ε	[-]	Dehnung
$\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$	[-]	Hauptnormaldehnung
ε_T	[-]	Technische Dehnung
ε_W	[-]	wahre Dehnung
φ	[rad]	Torsionswinkel
φ_n	[rad]	Versuchs-Nenn Drehwinkel
$\varphi(t)$	[rad]	Torsionswinkel, dynamisch
λ_i	[-]	Hauptverstreckgrad
ν	[-]	Querkontraktionszahl
ρ	[g/cm ³]	Dichte
σ	[N/mm ²]	Normalspannung
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	[N/mm ²]	Hauptnormalspannungen
$\sigma_{11}, ..$	[N/mm ²]	Normal- und Schubspannungen
σ_a	[N/mm ²]	Hauptnormalspannung
σ_b	[N/mm ²]	Normalspannung
σ_T	[N/mm ²]	technische Spannung
σ_V	[N/mm ²]	Vergleichsspannung
σ_W	[N/mm ²]	wahre Spannung
τ, τ_a	[N/mm ²]	Schubspannung
ψ	[-]	verhältnismäßige Dämpfung

Indizes

a	axial
m	mittel
n	normiert
r	radial
t	torsion

1 Einleitung

Elastomerbauteile werden heutzutage in vielen technischen Bereichen eingesetzt, um schwingungstechnische Problemstellungen zu lösen. Besonders die Antriebstechnik und der Fahrzeugbau bieten vielfältige Anwendungsmöglichkeiten der in der Regel im Gummi-Metall-Verbund ausgeführten Bauteile als Aggregatelager oder Verbindungselement in elastischen Kupplungen. Dort dienen sie zur Minderung von Dauerschwingungen, zum Verschieben von Resonanzfrequenzen und zur Reduzierung von Spitzenbelastungen bei Resonanzdurchfahrten. In vielen Fällen besteht zwischen der Funktionsfähigkeit der Elastomerbauteile und der Betriebsbereitschaft der Maschinenanlagen, in denen sie eingesetzt werden, ein unmittelbarer Zusammenhang. Ungeplante Bauteilschäden und unerwartete Ausfälle können nicht nur für den Anlagenbetreiber sondern auch für den Hersteller der Elastomerbauteile produktionsrelevante und damit oft kosten- und zeitintensive Instandhaltungs- und Reparaturmaßnahmen nach sich ziehen. Der beanspruchungsgerechten Auslegung dynamisch belasteter Elastomerbauteile kommt deshalb eine besondere wirtschaftliche Bedeutung zu.

Um Elastomerbauteile anforderungsgerecht und damit wirtschaftlich auslegen zu können, müssen die zulässigen Beanspruchungen bekannt sein, die vom eingesetzten Werkstoff über eine bauteilspezifisch festzulegende Dauer sicher ertragen werden können. Ein unverzichtbares Hilfsmittel zur Beschreibung des Systemverhaltens von Elastomerbauteilen ist heutzutage die Finite-Elemente-Methode. Mit hyperelastischen Materialmodellen ist sie in der Lage, das nicht lineare Spannungs-Dehnungs-Verhalten der nahezu vollständig inkompressiblen Elastomerwerkstoffe zu beschreiben. Um sichere und aussagekräftige Ergebnisse zu erlangen, muss dies auf der Basis von an Werkstoffproben versuchstechnisch ermittelten Materialparametern erfolgen.

Vor diesem Hintergrund und dem Trend der ständig kürzer werdenden Entwicklungsprozesse technischer Produkte wird die Bauteilerprobung unter realen Einsatzbedingungen immer unbedeutender. Stattdessen werden Bauteilversuche in prüftechnischen Anlagen unter vorgegebenen und gleich bleibenden Bedingungen durchgeführt, mit welchen das durch dynamische Belastung beeinflusste mechanische Werkstoffverhalten unter ausgesuchten Gesichtspunkten untersucht werden kann. Hierbei stehen Erkenntnisse zu den dynamischen Bauteileigenschaften und der Betriebsfestigkeit der geprüften Bauteile im Mittelpunkt, wobei Aussagen über zu erwartende Lebensdauern auch auf Basis großer versuchstechnischer Erfahrung schwierig sind und einschlägige Forschungsarbeiten der letzten Jahre stets durch rechnerische Methoden ergänzt werden.

1.1 Zielsetzungen

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit sollen neue Erkenntnisse im Bereich der experimentellen Untersuchungen von ein- und zweiachsig belasteten Elastomerbauteilen erarbeitet werden. Dabei ist die zentrale Fragestellung, wie sich der Bauteilzustand und die dynami-

schen Eigenschaften zyklisch belasteter Elastomerbuchsen unter verschiedenen Belastungsarten mithilfe geeigneter Versuchstechnik auf Basis eines gemeinsamen Ausfallkriteriums sicher beschreiben, vergleichen und die gewonnenen Erkenntnisse für weiterführende Untersuchungen der Bauteillebensdauer und Schadensakkumulationsrechnung nutzen lassen.

Ein weiteres Ziel der nachfolgenden Ausführungen ist die Untersuchung des Einflusses unterschiedlicher Belastungsreihenfolgen auf den Schädigungsverlauf und damit auf die eigenschaftsbeschreibenden Kennwerte, welche im Rahmen der belastungsgeführten dynamischen Bauteilprüfung bewertet werden. Lassen sich entsprechende Einflüsse durch Experimente an zylindrischen Elastomerbauteilen reproduzierbar nachweisen, so müssen diese auch in einer Schadensakkumulationsrechnung Berücksichtigung finden.

Zudem sollen mithilfe der Finite-Elemente-Methode die lokalen kritischen Beanspruchungen in der Elastomerspur unterschiedlich belasteter Bauteile identifiziert und zur Erklärung der im Versuch beobachteten Schadensbilder genutzt werden. Darüber hinaus ist die Fragestellung zu diskutieren, welche der durch die Finite-Elemente-Methode berechneten Beanspruchungsgrößen für die Nutzung im Rahmen einer weiterführenden Schadensakkumulationsrechnung geeignet sind.

1.2 Vorgehensweise und Aufbau der vorliegenden Arbeit

Im Folgenden wird die Vorgehensweise zum Erreichen der oben formulierten Ziele anhand des Aufbaus der vorliegenden Arbeit erläutert. Im Rahmen des zweiten Kapitels wird die Ausgangssituation zu Beginn der Arbeit vorgestellt und die zum Verständnis der weiteren Ausführungen erforderlichen Grundlagen beschrieben. Dies beinhaltet zunächst die Vorstellung der Elastomerwerkstoffe samt ihres Aufbaus und ihrer Zusammensetzung und darüber hinaus die Beschreibung ihrer charakteristischen Eigenschaften.

Die experimentellen und numerischen Untersuchungen dieser Arbeit werden an zylindrischen Elastomerbuchsen durchgeführt. Deshalb wird diese Bauart der Gummi-Metall-Verbundteile mit den in typischen Anwendungsfällen auf sie einwirkenden Belastungen und den an sie gestellten technischen Anforderungen vorgestellt.

Die anschließende Beschreibung des Standes der Technik im Bereich der experimentellen Untersuchung von Elastomerbuchsen beinhaltet neben den unterschiedlichen Versuchsführungen und Auswerteverfahren auch die Erläuterung der mithilfe des Hysterese-Messverfahrens ermittelten eigenschaftsbeschreibenden Kennwerte sowie deren Abhängigkeiten und Einflussgrößen.

Beim Einsatz der Finite-Elemente-Methode zur Berechnung von Beanspruchungen und Verformungen von Elastomerbauteilen sind aufgrund der typischen mechanischen Eigenschaften der Elastomerwerkstoffe besondere Materialmodelle zu verwenden. Forschungsarbeiten der letzten Jahre und aktuelle Entwicklungen auf dem Gebiet der hyperelasti-

schen Materialmodelle werden vorgestellt und die im Rahmen der vorliegenden Arbeit verwendeten Modelle beschrieben.

Im darauf folgenden dritten Kapitel werden die experimentellen Untersuchungen vorgestellt. Zunächst werden dazu das Versuchsprogramm inklusive der verwendeten Prüfstände und der eingestellten Versuchsparameter beschrieben, bevor auf die Messwerterfassung und Auswertung der Versuche eingegangen wird. Die mit Axial-, Radial- und Torsionsbelastung durchgeführten ein- und zweiachsigen Bauteilversuche werden anhand der Temperatur- und Kennwertverläufe ausgewertet und hinsichtlich der Streuungen der auf Basis des definierten Ausfallkriteriums ermittelten Gebrauchsdauern diskutiert.

Motiviert durch aufgeführte Hinweise in der Literatur und Beobachtungen bei den bis dahin erfolgten experimentellen Untersuchungen, wird im vierten Kapitel der Einfluss unterschiedlicher Belastungsreihenfolgen auf den Schädigungsverlauf und die experimentell bestimmte Gebrauchsdauer von dynamisch belasteten Elastomerbuchsen untersucht. Dazu werden unterschiedliche Varianten der Versuchsführung definiert, die im Versuchsverlauf zunehmende und abnehmende Belastungsamplituden sowie Belastungen mit regelmäßig auftretenden Sonderereignissen berücksichtigen. Auch zeitlich äquidistant auftretende Belastungspausen werden realisiert und sämtliche Versuche nach den im vorherigen Kapitel beschriebenen Methoden und Kriterien ausgewertet.

Die zuvor in den experimentellen Untersuchungen realisierten Belastungen der Elastomerbuchsen werden im fünften Kapitel mithilfe der Finite-Elemente-Methode untersucht. Dazu werden die Bauteile entsprechend ihrer Geometrie nachgebildet und ihr Werkstoffverhalten auf Basis von Versuchsdaten uniaxialer Zugversuche beschrieben. Unter Verwendung des Yeoh-Modells und des Marlow-Modells werden die innerhalb der Elastomerspur wirkenden Beanspruchungen berechnet. Die Ergebnisse werden durch die Gegenüberstellung der experimentell und numerisch ermittelten Verschiebungen sowie durch Vergleiche der berechneten lokalen, maximalen Spannungen und Dehnungen mit im Versuch beobachteten Schadensbildern bewertet.

Im anschließenden sechsten Kapitel wird der Bogen von den vorgestellten experimentellen Ergebnissen über die Untersuchungen mithilfe der Finite-Elemente-Methode zu der von Spitz in seiner Arbeit [Spi12] entwickelten nicht linearen Schadensakkumulation geschlagen. Diese wird den bei Elastomerbauteilen beobachteten Schädigungsverläufen in besonderer Weise gerecht und ist zudem in der Lage, den Einfluss unterschiedlicher Belastungsreihenfolgen zu berücksichtigen.

Die vorliegende Arbeit wird mit einer Zusammenfassung der wesentlichen Erkenntnisse und einem Ausblick auf mögliche, empfohlene und weiterführende Forschungsansätze abgeschlossen.

2 Ausgangssituation

2.1 Elastomere

2.1.1 Aufbau und Zusammensetzung

Elastomere, auch kautschukelastische Werkstoffe oder Gummi genannt, sind polymere Werkstoffe und gehören zu den Kunststoffen mit schwach vernetzten Kettenmolekülen. Im Vergleich zu den ähnlich aufgebauten Duroplasten ist ihre Netzstruktur wesentlich weitmaschiger. Die einzelnen, regellos verteilten Molekülfäden sind überwiegend durch unlösliche chemische Vernetzungsstellen dreidimensional miteinander verbunden. Durch diesen Aufbau sind Elastomere im Allgemeinen, mit Ausnahme der thermoplastischen Elastomere, nicht schmelzbar. Ihre Molekülketten sind auch bei ihrer hohen Beweglichkeit nicht in der Lage aneinander abzugleiten [Bil04, Lei04, Mic99].

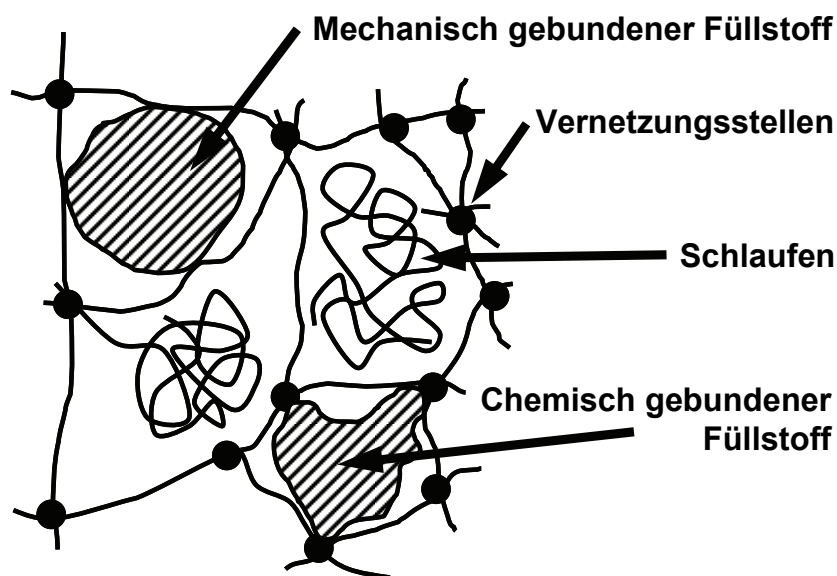


Abbildung 2.1: Schematische Struktur von Elastomeren nach [SSK+98]

Anhand von Abbildung 2.1 wird der innere Aufbau von Elastomeren schematisch dargestellt. Darin skizzieren Stommel et. al. [SSK+98] die innerhalb der grob vernetzten Molekülketten mechanisch und chemisch gebundenen Füllstoffe, Verschlaufungen und chemischen Vernetzungsstellen. Unter äußerer mechanischer Belastung wird die Netzstruktur soweit deformiert, bis ausreichend viele Molekülketten so gespannt sind, dass sie die Belastungen insgesamt aufnehmen. Unter weiter ansteigender Belastung versagt die Netzstruktur durch Zerreißen und es kommt zu Umlagerungen und Entschlafungen [SSK+98]. Bis zu diesem Zustand treten keine plastischen Effekte ein. Der Werkstoff ist dauerelastisch und weist reversibles Verformungsverhalten auf [Lei04, Mic99]. Er kann weder durch Druck noch durch Wärmeeinwirkung wesentlich bleibend verformt werden. Nach DIN 7724 [DIN93] zeigen Elastomere im Allgemeinen nur geringe Zug-Verformungsreste von unter

2 %. Zugfestigkeit, Elastizitätsmodul, Ermüdungsbeständigkeit und das Hysterese-Verhalten der Elastomere sind sehr stark von der Netzwerkdicke und Netzwerkstruktur abhängig. Elastomerwerkstoffe weisen gegenüber metallischen Werkstoffen sehr geringe Steifigkeiten und sehr hohe Elastizitäten in Verbindung mit ausgeprägten Dämpfungseigenschaften auf [RS01, Wen05].

Kautschuk ist als makromolekulares Material der Ausgangsstoff für die Herstellung von Elastomeren. Gemäß der internationalen Norm [DIN04] werden die wichtigsten Kautschuktypen aufgrund ihrer chemischen Zusammensetzung der Polymerketten klassifiziert. Sie sind fließfähig und können plastisch verformt werden. Durch Energieeintrag in die fertige, unvernetzte Kautschukmischung wird die Vernetzungsreaktion gestartet. Dieser auch Vulkanisation genannte Vorgang ist zeitabhängig und endet, wenn keine aktiven Substanzen mehr für diese chemische Reaktion zur Verfügung stehen. Zur Beschreibung dieses Ablaufs wird der Vernetzungsgrad definiert. Dabei hat die unvernetzte Kautschukmischung einen Vernetzungsgrad von 0 %. In technischen Bauteilen kann in der Regel von einer fast vollständigen Vernetzung ausgegangen werden. Hier beträgt der Vernetzungsgrad 100 %.

Der Zusammenstellung der Kautschukmischung, auch Compoundierung genannt [Wen05], schließen sich im Herstellungsprozess von Elastomerbauteilen Formgebung und Vulkanisation an. Bei Formteilen geschieht dies innerhalb eines Arbeitsschrittes in beheizten Spritzguss- oder Presswerkzeugen. Dabei wird die Mischung durch einen Kolben in eine entsprechende Form gespritzt und das entstandene Bauteil innerhalb der geschlossenen Form unter Druck einbehalten, bis der gewünschte Vulkanisationsgrad erreicht ist [Bil04]. Im Fall kontinuierlich hergestellter Produkte wie Schläuchen oder Profilen, sind Formgebung und Vulkanisation zeitlich und häufig auch räumlich voneinander getrennt [Wen05].

Elastomere sind keine einheitlichen Substanzen, sondern Gemische, für deren Zusammensetzung mehrere hundert Substanzen zur Verfügung stehen. Dabei ist Kautschuk als makromolekulares Material die elastische Komponente der Mischung und bestimmt das Niveau der mechanischen Eigenschaften maßgeblich. Durch die Zusammensetzung der Bestandteile einer Elastomermischung lassen sich unterschiedliche Beständigkeiten und die mechanischen Eigenschaften des ausvulkanisierten Werkstoffs in weiten Grenzen einstellen [Lei04, Tri04]. In den verschiedenen Spezifikationen werden die Anteile der einzelnen Zutaten in der Regel in *phr*, d. h. *parts per hundred parts rubber*, angegeben. In diesem Zusammenhang wird mit *rubber* der der Mischung zugrunde liegende, nicht ausvulkanisierte Kautschukanteil bezeichnet. Wenn dieser 100 Teile einnimmt, so werden nach [Bil04, Ren04] Füllstoffe wie Ruße oder Kreiden mit einem Anteil von 0 bis 200 phr und Weichmacher in einer Menge von 0 bis 50 phr zugegeben. Neben Alterungsschutzmitteln wie Antioxidantien, Antiozonantien, Lichtschutzwachsen, Ermüdungsschutzmitteln und Hydrolyseschutzmitteln, welche im Verhältnis 1 bis 5 phr zugemischt werden, nehmen Verarbeitungshilfsmittel wie Seifen, Glykole, Wachse oder Harze einen Anteil von 2 bis 10 phr ein. Darüber hinaus werden weitere Zusätze wie Farbstoffe, Treibmittel, Flamm- schutzmittel, Haftmittel, Geruchsstoffe oder Antistatika in modernen Elastomermischungen

eingesetzt. Die Herstellung von Mischungen und die Wirkweise weiterer Zuschlagstoffe beschreiben Hofmann und Gupta ausführlich in [HG01].

2.1.2 Charakteristische Eigenschaften der Elastomere

Das charakteristische Spannungs-Dehnungs-Verhalten der Elastomere ist zeit- und temperaturabhängig. Diese Abhängigkeiten werden als viskoelastisches Verhalten bezeichnet [Mic98, SSK+98]. Unter Belastung werden schon bei vergleichsweise geringen Spannungen beträchtliche Dehnungen hervorgerufen. Die Spannungs-Dehnungs-Kurven sind abhängig von der maximal aufgetragenen Belastungsamplitude [Mic98, SSK+98] und weisen zudem starke Nichtlinearitäten auf [Böl05]. Dies ist besonders im Fall dynamischer Belastungen bedeutend, denn die Kurven stellen in diesem Fall Hystereseschleifen dar.

Bei linear elastischen Werkstoffen, die im Belastungsfall dem Hooke'schen Gesetz folgend untereinander direkt proportionale Spannungen und Dehnungen aufweisen, wird der Elastizitätsmodul, auch E-Modul genannt, direkt aus der linearen Steigung der Spannungs-Dehnungs-Kurve bestimmt. Bei Elastomeren beschreibt der Modul hingegen eine Spannung im Werkstoff unter einer bestimmten Dehnung, was einem Punkt auf der Spannungs-Dehnungs-Kurve entspricht [Kre05].

Im Fall quasistatischer Belastungen unterscheiden sich die Spannungs-Dehnungs-Kurven für Be- und Entlastung in den ersten Belastungszyklen deutlich voneinander. Es sind geringe bleibende Deformationen zu beobachten, die durch Schädigungsmechanismen wie das Lösen schwacher Bindungen in der Netzstruktur erklärt werden. Dieses Phänomen wird als Mullins-Effekt bezeichnet und in Abschnitt 2.3.4.2 weiter erläutert. In Abbildung 5.4 wird das charakteristische Spannungs-Dehnungs-Verhalten eines Elastomers bei quasistatischer Belastung in den ersten Belastungszyklen unter verschiedenen maximalen Dehnungen dargestellt.

Erst in den weiteren, darauf folgenden Belastungszyklen, die mit gleicher maximaler Belastungsamplitude fortgesetzt werden, reduziert sich der Mullins-Effekt sehr deutlich und die Spannungs-Dehnungs-Kurven werden zunehmend deckungsgleich. Unter gleichbleibender maximaler Belastungsamplitude wird davon ausgegangen, dass der Werkstoff mit vollkommen reversibler, elastischer Dehnung reagiert [EEH05]. Dieses reversible Verhalten wird im Allgemeinen auch als hyperelastisches Verhalten bezeichnet [RHB06].

Die Fähigkeit eines Körpers, eine durch äußere Belastungen hervorgerufene Verformung nach Wegfall der Belastungen wieder rückgängig zu machen, wird als Elastizität bezeichnet. Die Elastizität der Elastomerwerkstoffe ist gemäß

$$E = f(T, v)$$

eine Funktion der Temperatur T und der Verformungsgeschwindigkeit v . Auf diesen Zusammenhang wird im nachfolgenden Abschnitt 2.3.4 weiter eingegangen.

Auch bei Elastomeren werden die Werkstoffeigenschaften insbesondere durch den molekularen Aufbau bestimmt. Wird eine unbelastete Netzwerkstruktur eines Elastomers von außen belastet, gibt es dieser Belastung so lange durch Verformung nach, bis ausreichend viele Molekülketten gespannt sind und die wirkenden Kräfte aufnehmen können. Nach Entlastung ziehen sich die gestreckten Molekülketten aufgrund der gespeicherten Formänderungsenergie wieder zusammen und versuchen, den Körper wieder in seine Ursprungsform zurück zu bringen [Mic98].

Ein weiterer für Elastomere typischer Effekt ist die Dehnungskristallisation [Tre75]. Sie tritt auf, wenn sich die Kettenmoleküle aufgrund einer Deformation ausrichten und kristallin anordnen können. In diesem Fall liegen die dabei entstehenden kristallinen Strukturen in Richtung der Deformation vor und führen zu einem steiferen Werkstoffverhalten [Gra02].

Im Fall der Elastomere wird die Härte des Werkstoffs nach Shore beschrieben. Sie ist definiert als der relative Widerstand eines Kegelstumpfs gegen das Eindringen in den Elastomerwerkstoff unter definierter Federkraft. Die Härteskala umfasst einen Bereich von 0 bis 100 Einheiten, wobei 0 der kleinsten und 100 der größten Härte entspricht. Werkstoffe der Härte 60 Shore A werden als Werkstoffe mittlerer Härte bezeichnet [Bil04, Kre05]. Da sich der Eindruck des Kegelstumpfs in der Regel als Funktion der Zeit zurückverformt, wird bei den meisten Normprüfverfahren die Härte von Elastomerwerkstoffen während des Eindringens unter Belastung bestimmt. Die Rückverformung des Eindrucks ist maßgeblich von den viskoelastischen Eigenschaften abhängig [Kre05]. Der Zusammenhang zwischen Härte und anderen Steifigkeitskennwerten wie z. B. zum Schubmodul ist nicht linear [Bil04].

Im Gegensatz zu den beträchtlichen Deformationen unter geringen Belastungen weisen Elastomere auch unter großen Kräften ein nur sehr geringes Kompressionsverhalten auf. Dieses nahezu inkompressible Verhalten wird durch Kompressionsmodule von 10.000 N/mm² bis 15.000 N/mm² und eine Querkontraktionszahl von ca. 0,5 beschrieben.

Nach Fatemi und Mars [FM02] können die Einflussfaktoren auf die mechanischen Eigenschaften von Elastomeren und damit auf die Lebensdauer von Elastomerbauteilen in vier Hauptkategorien unterteilt werden:

- äußere mechanische Belastungen
- Umwelteinflüsse
- Zusammensetzung der Kautschukmischung
- Viskoelastische Materialeigenschaften

Darin lassen sich alle Größen einordnen, die sowohl im lastfreien Zustand als auch unter statischer und dynamischer Belastung eine Schädigung des Elastomers verursachen oder zumindest begünstigen. Die Autoren bewerten die Einflüsse von Temperatur, Sauerstoff, Ozon und elektrischen Aufladungen und beschreiben neben dem Mullins-Effekt und der Dehnungskristallisation auch die Auswirkungen von statischen mechanischen Belastungen, von mehrachsigen Belastungen, von Belastungsfrequenzen, der Signalform der Belastungen und nicht zuletzt von Belastungsfolgen auf die Bauteillebensdauer.

Sie weisen in [FM02] darauf hin, dass Gent, Marteny und Sun bereits in [GMS00] die Auswirkungen schrittweiser zu- und abnehmender Dehnungsamplituden auf die Restzugfestigkeit typisch gefüllter Reifenmischungen untersuchen und belegen, dass ansteigende Dehnungen in jedem Fall die verbleibende Reißfestigkeit stärker reduzieren als die gleichen, in abnehmender Reihenfolge aufgebrauchten Dehnungen. Diese Untersuchungen erfolgen aufgrund der Fragestellung, ob die Miner-Regel als lineare Schadensakkumulationsrechnung für die Entwicklung beschleunigter Reifentests und für Haltbarkeitsprognosen geeignet ist.

2.1.3 Naturkautschuk – NR

Naturkautschuk, im englischen Sprachraum *Natural rubber (NR)* genannt, wird in vielen technischen Bereichen aufgrund seiner besonderen Eigenschaften eingesetzt. Diese sind durch Variation der Rezepturen in weiten Grenzen einstellbar und können somit an unterschiedlichste technische Anforderungen angepasst werden [Tri04].

Seine besonders hohe Elastizität und zugleich gute statische und dynamische Festigkeit machen ihn zu einem optimalen Werkstoff für die Herstellung von Formteilen, Dichtungen, Profilen und Schläuchen. Da Naturkautschuk vor der Vulkanisation sehr gute Verarbeitungseigenschaften aufweist und sich hervorragend mit anderen Kunststoffen und insbesondere mit Bauteilen aus Stahl verbinden lässt, wird er in vielfältigen Anwendungen in Gummi-Verbund-Bauteilen eingesetzt. Diese lassen sich in großen Stückzahlen als maßgeschneiderte Bauteile kostengünstig herstellen und z. B. zur Lagerung oder schwingungstechnischen Abstimmung von Maschinenteilen und Antriebssträngen einsetzen.

Aufgrund seiner guten Abriebbeständigkeit sowie der hohen Reißfestigkeit und Kerbzähigkeit werden viele Verschleißteile aus Naturkautschuk gefertigt. Als Beispiel sei der Einsatz als Plattenware zur Beschichtung und zum Verschleißschutz von Schüttgutbehältern oder auch als Förderbänder in industriellen Anwendungen genannt. Die hohe statische und dynamische Festigkeit, die besondere dynamisch-mechanische Belastbarkeit und die sehr gute Kältebeständigkeit machen Naturkautschuk zu einem unverzichtbaren Werkstoff in der Herstellung von Kraftfahrzeugreifen.

Allerdings ist Naturkautschuk unbeständig gegenüber unpolaren Flüssigkeiten und deshalb nicht für Anwendungen geeignet, die den Kontakt des Werkstoffs mit Mineralölen, Fetten, Treib- und Schmierstoffen oder Lösungsmitteln erfordern [Tri04]. Eine für viele technische Anwendungen ausreichende Alterungs-, Ozon- und Witterungsbeständigkeit ist nur bei entsprechendem Mischungsaufbau unter Zugabe von Schutzmitteln gegeben [Tri04]. Zudem ist Naturkautschuk ein schlechter elektrischer Leiter sowie ein schlechter Wärmeleiter.

2.2 Elastomerbuchsen

Elastomerbuchsen sind Gummi-Metall-Verbundteile, die aus zwei konzentrisch angeordneten Metallhülsen und einer dazwischen durch Vulkanisation festhaltend eingebrachten Elastomerspur bestehen. Neben durchgehend zylindrischen Hülsen werden auch solche mit Längsquerschnitten unterschiedlichster Geometrien eingesetzt. Häufig finden Elastomerbuchsen mit kugelähnlicher innerer Kontur der Außenhülse, entsprechend ausgeformter Außenkontur der inneren Hülse und dazwischen eingebrachter Elastomerspur Anwendung. Auch Bauformen ohne innere und/oder äußere Metallhülse werden in vielfältigen Bereichen verwendet. Als Verbindungselemente nehmen sie Bewegungen elastisch, ohne Relativbewegung zum Metall und damit verschleißfrei auf. In der Regel erfolgt die Hauptbelastung in Radialrichtung, d. h. senkrecht zur Längsachse und mittig zur Längsausdehnung. Darüber hinaus können Axialbelastungen, Torsionsbelastungen und in geringem Maße auch kardanische Auslenkungen aufgenommen werden.

2.2.1 Einsatz und Anforderungen

Aufgrund der charakteristischen Dämpfungseigenschaften, welche durch geeignete Werkstoffauswahl in weiten Grenzen einstellbar sind, werden Elastomerbuchsen zur Schwingungsisolierung und Reduzierung der Übertragung von Körperschall eingesetzt (z. B. als Lagerung von Antriebsmaschinen, Aggregaten, Getrieben etc.). Als elastische Koppelglieder finden sie zudem Anwendung in Aufhängungen und Lenkungen von Fahrzeugen sowie als Drehmomentstützen. Weiteres wichtiges Einsatzgebiet für Elastomerbuchsen sind elastische Kupplungen. Mit ihrer Hilfe lassen sich die dynamischen Eigenschaften eines Antriebsstranges und damit Resonanzfrequenzen beeinflussen sowie Axial-, Radial- und Winkelversatz ausgleichen.

Abbildung 2.2 zeigt zwei Beispiele für den Einsatz von Elastomerbuchsen in elastischen Kupplungen. Die links angeordnete Schnittdarstellung zeigt eine Kupplung mit parallel zur Längsachse auf dem Umfang angeordneten elastischen Bauteilen, über die das Drehmoment von einer Kupplungshälfte auf die andere übertragen wird. Die Elastomerbuchsen werden in ihrer Hauptbelastungsrichtung radial belastet. In dieser Anordnung können Drehmomentstöße durch die elastischen Bauteile reduziert und die o. g. Versatzarten in geringem Maße ausgeglichen werden. Die durch die mittlere Skizze und das rechte Bild der Abbildung 2.2 dargestellte Gelenkwelle weist anstelle klassischer Kreuzgelenke eine Konstruktion aus jeweils sechs durch Elastomerbuchsen elastisch gelagerten Lenkern auf, die in dieser Anordnung ausschließlich auf Zug und Druck belastet werden. Die sphärischen, axial auf den Flansch montierten Elastomerbuchsen werden aufgrund des durch die Gelenkwelle zu übertragenden Drehmoments ebenso wie die zylindrischen Buchsen, welche radial auf der Nabe angeordnet sind, gemäß ihrer Hauptbelastungsrichtung radial belastet. Infolge des Beugewinkels werden die zylindrischen Buchsen zusätzlich auf Torsion und die sphärischen Buchsen kardanisch belastet.

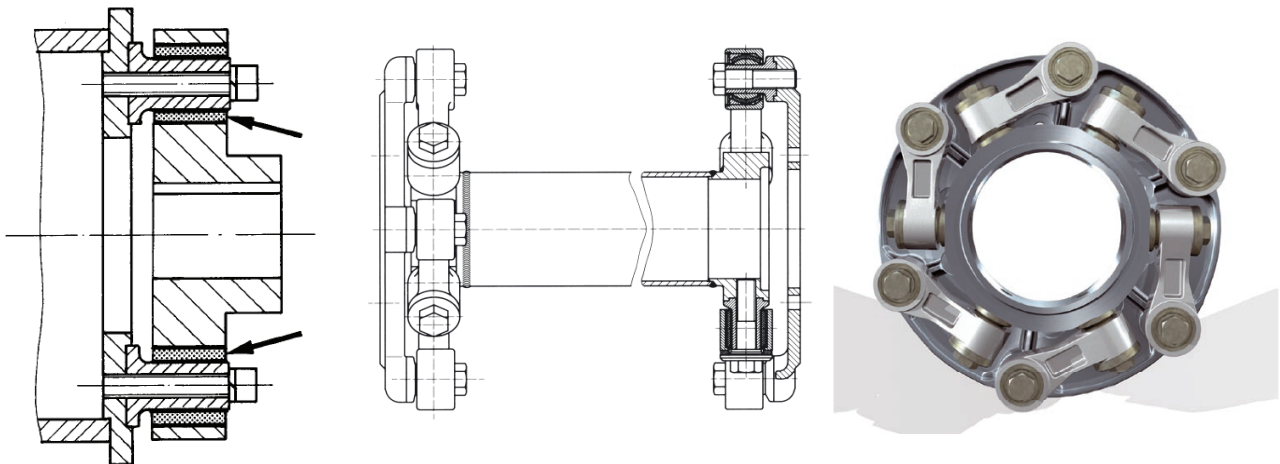


Abbildung 2.2: links: Elastische Kupplung mit Elastomerbuchsen [Hersteller: Schwab Schwingungstechnik AG], rechts: CENTALINK-Gelenkwelle [Hersteller: Fa. CENTA Antriebe Kirschey GmbH]

In der Regel sind Geometrie und Werkstoffe von Elastomerbuchsen durch Hersteller standardisiert. Sie werden als Katalogware in hohen Stückzahlen hergestellt. Im Vergleich zu den weiteren Komponenten eines Antriebsstranges verursachen sie deshalb nur geringe Kosten. Um dies auch für den Betrieb gewährleisten zu können und Folgekosten durch Wartung, Austausch oder vorzeitigem Ausfall zu vermeiden, werden Elastomerbuchsen vielfach auf Lebensdauer des Antriebsstrangs und damit wartungsfrei ausgelegt. Dabei müssen für die sich über die Einsatzdauer ändernden dynamischen Eigenschaften wie Steifigkeit und Dämpfung Toleranzen vorgegeben und im Betrieb eingehalten werden.

Elastomerbuchsen aus Naturkautschuk können in Bereichen von -30 °C bis $+70\text{ °C}$ dauerhaft eingesetzt werden. Darüber hinaus wird in vielen Gebieten der Fahrzeugtechnik eine Funktionsgarantie für tiefe Temperaturen von bis zu -45 °C gefordert. Bei geeigneter Auswahl der Elastomermischung sind kurzzeitige Einsätze bei diesen tiefen Temperaturen, aber auch in Bereichen von bis zu $+100\text{ °C}$ möglich. Die Härte der standardisierten Buchsen kann zwischen 25 und 95 Shore A eingestellt werden, wobei in der Regel ein Toleranzbereich von bis zu ± 5 Shore-Punkten anzusetzen ist. Die Federrate kann deshalb um bis zu $\pm 20\%$ schwanken. Eine Reduzierung des Toleranzfeldes der Federrate auf $\pm 10\%$ lässt sich nur durch einen kostenintensiven, deutlich erhöhten technischen Fertigungsaufwand realisieren. Die standardisierten Bauteile sind für statische Radialbelastungen von bis zu 460 kN und für Axialbelastungen von bis zu 60 kN ausgelegt. Diese Katalogwerte sind gemäß Hersteller bei dynamischer Anwendung generell um 50 % zu reduzieren.

Vielfach werden Elastomerbuchsen für die Montage mit Passungsmaßen vorgesehen. Aus diesem Grund erfolgt die Ausführung der Metallhülsen als Präzisionshülsen. Nach der Vulkanisation und anschließenden Abkühlung werden die Bauteile kalibriert: Mittels Rollen erfolgt eine plastische Verformung und damit bleibende Verringerung des Außendurchmessers der äußeren Stahlhülse. Kadlowec, Wineman und Hulbert geben eine radiale Stauchung um 4,45 % an, welche die in der Elastomerspur durch den Schrumpfprozess des Werkstoffs nach der Vulkanisation entstandenen Zugspannungen weitgehend kom-

pensieren soll [KWH03]. Laut Hersteller bewirken die sich durch die Kalibrierung einstellenden Druckvorspannungen eine deutliche Erhöhung der Lebensdauer im Vergleich zu nicht kalibrierten Bauteilen. Aus Wettbewerbsgründen werden Details zu diesem Fertigungsschritt nicht veröffentlicht.

Nach Naploszek [Nap99] werden Elastomerbauteile vielfach unter gezielt eingebrachter Druckvorspannung betrieben. Begründet wird dies u. a. mit den Ergebnissen von Theobald [The85], der zug- und schubbeanspruchte Gummi-Metall-Elemente untersucht und eine mit zunehmender Mittelspannung ansteigende Lebensdauer nachweist. Kelp [Kel72] erforscht die Auswirkung des Kalibrierzustands anhand von vier Elastomerbauteilen mit unterschiedlichem Kalibrierzustand. Unter dynamischer kardanischer Auslenkung weist das Bauteil mit der zweitniedrigsten Druckvorspannung die höchste Lebensdauer auf. Ein Zusammenhang zwischen dem Kalibrierzustand und der Lebensdauer in der Art, dass die höchste Druckvorspannung die höchste Lebensdauer bewirkt, kann mit seinen Versuchen jedoch nicht nachgewiesen werden.

2.2.2 Belastungsarten von Elastomerbuchsen

Die für Elastomerbuchsen vier wesentlichen Belastungsarten werden durch Abbildung 2.3 anschaulich dargestellt. Verformungen, welche sich unter radialer und axialer Belastung einstellen, werden durch die jeweils in Belastungsrichtung gemessenen Wege s_R und s_A beschrieben. Analog dazu erfolgt die Feststellung der Bauteilverformung unter Torsionsbelastung und kardanischer Belastung durch Messung der Verdrehwinkel φ bzw. β . Die aufgeführten Belastungsarten treten unter Einsatzbedingungen in der Regel aufgrund der kinematischen Bedingungen kombiniert, d. h. überlagert auf. Beispiel: Die in Abbildung 2.2 rechts dargestellten Buchsen werden aufgrund der zu übertragenden Drehmomente radial belastet. Erfolgt ein Winkelversatz (Beugewinkel) der durch die Lenker verbundenen Wellenenden, so werden die sphärisch und zylindrisch ausgeführten Elastomerbauteile kardanisch und auf Torsion belastet.

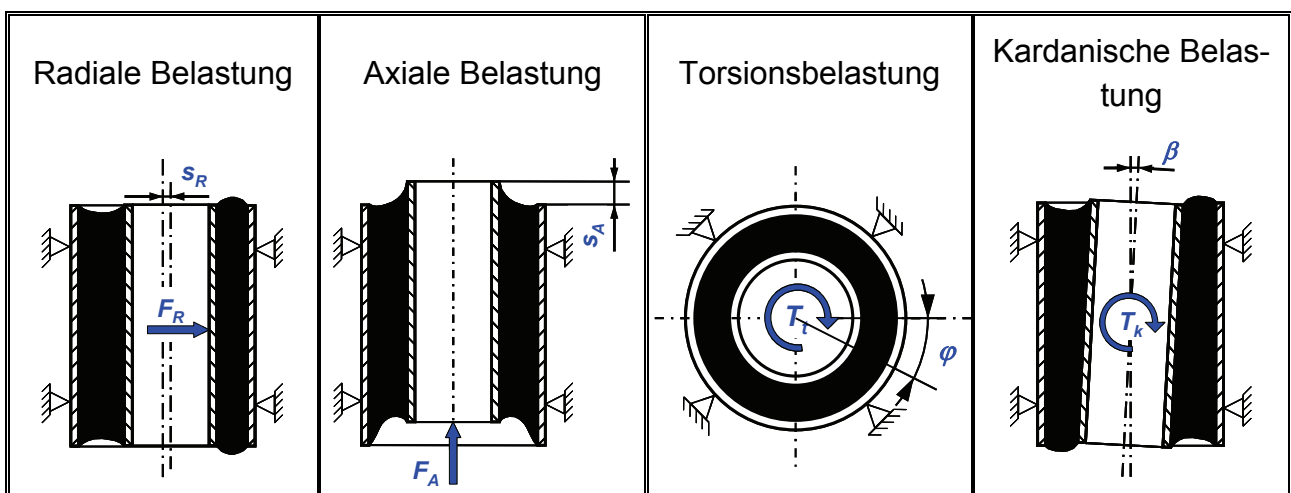


Abbildung 2.3: Typische Belastungsarten zylindrischer Elastomerbuchsen

Die aufgeführten äußeren Belastungen führen im Inneren des Elastomerwerkstoffs zu Beanspruchungen unterschiedlicher Art. Zug-, Druck- und Schubbeanspruchungen treten aufgrund der komplexen Geometrie der Elastomerspur in der Regel gemeinsam auf. Im Falle einer tordierten Buchse kommt es zudem zu einer Drehschub-Beanspruchung. Bedingt durch die Bindung des Elastomers an die Metallhülsen (Vulkanisation) und der werkstoffcharakteristischen Volumenkonstanz treten im Fall radialer Belastungen Einschnürungen und Hervortreten des Materials aus der Ausgangskontur auf. Die Bewertung der komplexen Beanspruchungszustände mithilfe der Finite-Elemente-Methode wird in Kapitel 2.4 näher erläutert.

2.2.3 Bewertung von Bauteilzuständen

Unter dynamischer Belastung verändern sich die Steifigkeit sowie die Dämpfungseigenschaften der Elastomerspur mit zunehmender Belastungsdauer. Infolge der inneren Beanspruchungen kommt es zu Rissbildung und vermehrter Rissausbreitung, welche eine sukzessive Reduzierung der Steifigkeit nach sich ziehen. Verlaufen die Risse bis zur Werkstoffoberfläche, so sind Schmierungen und das Austreten von Abrieb aus dem Inneren möglich. Elastomerbuchsen versagen demnach nicht durch ein plötzlich einsetzendes Ereignis (z. B. Abriss), sondern durch allmählich zunehmende Risse, die sich im Inneren der Elastomerspur vorborgen ausbreiten und nur zum Teil auf den sichtbaren Oberflächen beobachtet werden können. Ablösungen der Elastomerspur von den Grenzflächen der Metallhülsen treten in der Regel aufgrund von Fertigungsfehlern im Vorfeld der Vulkanisation auf (z. B. durch mangelnde Vorbereitung der Haftflächen).

Äußerlich erkennbare Schäden müssen nicht zwangsläufig den Ausfall des Bauteils bedeuten [KWS93]. So ist zum Beispiel die Übertragung von Radialkräften, bedingt durch den Formschluss, auch nach einem vollständigen Durchriss der Elastomerspur möglich. In diesem Fall können jedoch Axialkräfte und Torsionsmomente nicht mehr übertragen werden. Zudem kommt es aufgrund innerer Reibung zu erhöhtem Abrieb an den Rissflächen und schließlich zu Spiel, welches auch unter Radialbelastung kritische Betriebszustände einer Anlage verursachen kann.

Aufgrund der vielfältigen Einsatzmöglichkeit von Elastomerbuchsen und den damit verbundenen unterschiedlichen Anforderungen an ihre dynamischen Eigenschaften wurden bisher Ausfallkriterien nicht einheitlich definiert. Verschiedene Lösungen haben sich in Abhängigkeit von der angewendeten Methode zur Bewertung des Bauteilzustandes etabliert:

Einige Wartungsvorschriften sehen z. B. aufgrund der natürlichen Alterungsprozesse der Elastomerwerkstoffe den Austausch der Bauteile in fest vorgegebenen Zeitintervallen vor, unabhängig von den tatsächlich aufgebrachtten Belastungen. In der Instandhaltung von Schienenfahrzeugen werden regelmäßige Sichtprüfungen zur Bewertung des Rissbildes durchgeführt, für welche die in Lenkerkupplungen eingesetzten Elastomerbuchsen zum Teil ausgebaut werden müssen, bevor sie der optischen Bestimmung von Risslängen, Risstiefen und Rissdichte unterzogen werden können. Um einheitliche Begutachtungen

unter Werkstattbedingungen zu ermöglichen, werden Schädigungsstufen definiert, die dem Facharbeiter durch Bereitstellung von Vergleichsbildern eine objektive Beurteilung gestatten. Neben der optischen Betrachtung werden u. a. auch Kontrollen der Risstiefen durch Eindringen geeigneter Prüfmittel vorgeschrieben sowie Hinweise auf die weitere Nutzungsdauer oder den Zeitpunkt des Austauschs gegeben. Neben der Kostenintensivität sind diese Verfahren vor allem durch große Unsicherheiten gekennzeichnet, da bei den oben beschriebenen Bauformen der Elastomerbuchsen nur eine im Vergleich zum Volumen kleine Stirnfläche zur Bewertung zur Verfügung steht und Risse im Werkstoffinneren keine Berücksichtigung finden. Weitere Aufschlüsse bringt darüber hinaus die Zerlegung der Bauteile (Längsschnitt) sowie Vermessung und Bewertung der Rissbilder der Schnittflächen. Hierbei wird die untersuchte Buchse zwar zerstört und steht für den weiteren Einsatz nicht mehr zur Verfügung, die Ergebnisse ihrer Untersuchung sind in der Regel jedoch auf parallel eingesetzte Bauteile übertragbar.

Hornberger und Guth nennen den lastwechselabhängigen Rückgang der dynamischen Steifigkeit als geeignetes Versagenskriterium in automobilen Anwendungen [HG94].

Die Bewertung des Bauteilzustandes von dynamisch belasteten Elastomerbuchsen kann zudem durch Bestimmung und Auswertung eigenschaftsbeschreibender Kennwerte erfolgen, welche von Rissdichte und Rissfortschrittsgeschwindigkeit abhängig sind und die sich im Verlauf der Belastungsdauer verändern. Dieses Verfahren wird im nachfolgenden Kapitel 2.3 ausführlich vorgestellt. Es setzt neben einem umfangreichen messtechnischen Fachwissen auch den Einsatz geeigneter Messtechnik voraus, die eine ausreichend genaue Erfassung von Belastungen und Verformungen ermöglichen. Entscheidender Vorteil dieser Methode ist die Möglichkeit der objektiven Bestimmung der dynamischen Steifigkeit sowie der Dämpfungseigenschaften des Bauteils.

Die beschriebenen Vorgehensweisen verlangen unterschiedliche Kriterien, welche im Rahmen der Beurteilung von Bauteilzuständen einen Ausfall definieren. Im Falle der Sichtprüfung können dies vorgegebene Risslängen oder Rissdichten sein, während bei der Bewertung einzelner Kennwerte maximale Änderungsbeträge festgelegt werden.

2.2.4 Definition der Gebrauchsdauer

Elastomerbuchsen können in der Regel nach Erreichen eines festgelegten Ausfallkriteriums weiterhin eingesetzt werden. Die Verwendung des in der Technik weit verbreiteten Begriffs der Lebensdauer ist somit problematisch, denn die sukzessiven Änderungen des Rissbildes und der Bauteileigenschaften machen eine eindeutige Feststellung des Endes der Lebensdauer (z. B. durch vollständige Zerstörung) schwierig. Im Zusammenhang mit den untersuchten Elastomerbuchsen wird deshalb hier der Begriff **Gebrauchsdauer** verwendet, der den Zeitraum ihrer Funktionsfähigkeit gemäß den Anforderungen ihres Einsatzfalles beschreibt. Für die beschriebenen Elastomerbuchsen endet demnach die Gebrauchsdauer mit Erreichen einer definierten Risslänge, einer vorgegebenen Rissdichte oder einer maximalen Kennwertänderung.

2.3 Experimentelle Untersuchung von Elastomerbuchsen

2.3.1 Motivation

Experimentelle Untersuchungen an Elastomerbauteilen werden aufgrund unterschiedlicher Zielsetzungen durchgeführt. So dienen z. B. Versuche an neu entwickelten Bauteilen der grundsätzlichen Funktionsprüfung oder der Bestimmung statischer und dynamischer Eigenschaften, welche vor Einsatz der Bauteile in Anlagen oder Antriebssträngen nachgewiesen werden müssen. Neben konstruktiven Entwicklungen können auch neu entwickelte Werkstoffmischungen oder -kombinationen Auslöser solcher Untersuchungen sein. In letzterem Fall dienen sie vornehmlich der Bestimmung der Werkstoffeigenschaften, da Stoffkonstanten und Kennwerte aufgrund ihrer starken Abhängigkeit von Mischung und Herstellung nicht allgemeingültig angegeben werden können. Im Gegensatz zu vielen metallischen Werkstoffen liegen für Elastomerwerkstoffe bislang keine gesicherten Erkenntnisse über zulässige Beanspruchungen vor, die bei dynamisch belasteten Bauteilen sicher übertragen werden können. Die Beanspruchungsgrenzen sind daher im Bauteilversuch unter Berücksichtigung der genannten Einflussparameter zu bestimmen.

Zur Aufklärung und Beschreibung von Funktionsstörungen und Bauteilschäden werden neben dem zunehmenden Einsatz moderner Berechnungsmethoden wie z. B. der Finite-Elemente-Methode weiterhin Bauteilversuche durchgeführt. Für kritische Anwendungen von Elastomerbauteilen wird von Anlagenbetreibern häufig der Nachweis einer garantierten Einsatzdauer der Bauteile auf der Basis vorgegebener Belastungskollektive durch die Hersteller verlangt. Auch in diesem Fall sind experimentelle Untersuchungen derzeit noch unumgänglich, da diese Forderung auch mithilfe moderner Berechnungsmethoden (wie z. B. FEM oder für Elastomerwerkstoffe angepasste Schadensakkumulationsrechnungen) noch nicht ausreichend sicher erfüllt werden kann.

Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Ermittlung des statischen und dynamischen Verhaltens von Elastomerbauteilen sind seit den 1960er Jahren Gegenstand zahlreicher Forschungsarbeiten z. B. [Bei61, Kli77, WHV82, Vog96, Käs97 Böh00, KWH03, Bec06]. Bis heute werden unterschiedliche, die werkstoff-charakteristischen Besonderheiten der Elastomere berücksichtigende Prüfverfahren weiterentwickelt, um theoretische Betrachtungen zu unterstützen und zu bestätigen [WM05, WHM08, Spi12].

2.3.2 Auswahl geeigneter Versuchsführungen

Der Festlegung der Versuchsparameter kommt eine zentrale Bedeutung zu, da diese die Ergebnisse entscheidend beeinflussen. Bei ihrer Auswahl muss ein Kompromiss gefunden werden, der zum einen der Forderung nach optimaler Berücksichtigung aller Einflussgrößen der realen Einsatzbedingungen durch eine dem Einsatzfall äquivalente Versuchsführung nachkommt, zum anderen aber auch wirtschaftlich vertretbare Prüfmethode und Prüfumfänge, unter Berücksichtigung der Versuchsdauern und des Einsatzes von Apparaturen, anstrebt.

Untersuchungen an PKW-Elastomerlagern [KWS91, KWS93] zeigen, dass bei Prüfung der Bauteile im Rahmen nachgebildeter realer Strukturen gute Übereinstimmungen zu Erprobungen im Fahrzeug erreicht werden können. Klenke [KB85] weist darauf hin, dass die Ergebnisse von Lebensdauerversuchen an Elastomerbauteilen äußerst empfindlich auf Vereinfachungen bezüglich des Belastungszustandes der Prüfkörper reagieren. Vor diesem Hintergrund müssen Ergebnisse einachsiger Prüfungen von im realen Einsatzfall überwiegend mehrachsig belasteten Elastomerbauteilen kritisch bewertet werden. Als Beispiel seien hier die von Kelp [Kel72] beschriebenen einachsigen Untersuchungen an Elastomerbauteilen aus Lenker-Kupplungen genannt. Weltin et al. stellen in [WGS+98] fest, dass für die systematische Erforschung schadigungsrelevanter Einflüsse multiaxiale Prüfungen von Elastomerbauteilen unerlässlich sind.

Bauteilversuche sind durch ihren personellen, apparativen und energetischen Aufwand meist sehr kostenintensiv. In der Regel werden deshalb alle möglichen, die Prüfparameter betreffenden Vereinfachungen, welche einen geringeren apparativen Aufwand verursachen, vorgenommen. Ist jedoch die Absicherung der Versuchsergebnisse durch Wiederholung der Untersuchungen an mehreren Bauteilen erforderlich, so bleibt als Möglichkeit der Kostenreduzierung nur die Verringerung der Versuchsdauern. Dies kann durch die Erhöhung der Belastungen im Versuch gegenüber den realen Einsatzbedingungen erfolgen. Eine optimale Nutzung der Ergebnisse aus Kurzzeitversuchen zur Bestimmung von dynamischen Eigenschaften und Gebrauchsdauern setzt jedoch umfangreiche Erfahrungen voraus. Im Rahmen von Untersuchungen an Kunststoffbauteilen und Elastomerbuchsen [Ehr93, WHM08] wurden Laststeigerungsversuche durchgeführt und zur Bestimmung der Gebrauchsdauern erfolgreich eingesetzt. Die Arbeiten zeigen, dass eine Bauteilbelastung dauerhaft übertragen werden kann, wenn sie unterhalb der Laststufe im Laststeigerungsversuch liegt, welche sich als schadigungsrelevant erwiesen hat.

In der Versuchspraxis werden belastungs- und verformungsgeführte Versuche unterschieden. Erstgenannte werden durch vorgegebene, geregelte Belastungsamplituden charakterisiert. Werden Elastomerbauteile belastungsgeführten Dauerversuchen unterzogen, so verändern sich die Verformungsamplituden mit fortschreitender Belastungsdauer. Im Falle der verformungsgeführten Versuche muss die Belastungsamplitude so geregelt werden, dass der Betrag der Verformung stets gleich bleibt. Die Wahl des geeigneten Verfahrens muss auf Basis der realen Einsatzbedingungen erfolgen, damit zweckmäßige, aussagekräftige Ergebnisse erlangt werden können. Spitz stellt in [Spi12] experimentelle Untersuchungen mit geregelter Dämpfungsleistung vor. Er realisiert durch Regelung der Prüffrequenz Bauteilversuche mit gleich bleibender Dämpfungsleistung. Da die Prüfkörpertemperatur nach der Aufwärmphase nahezu konstant verläuft, können Bauteileigenschaften mit gleich bleibendem Temperatureinfluss beobachtet werden.

2.3.3 Auswahl geeigneter Auswerteverfahren

Zur Auswertung dynamischer Bauteilversuche stehen in der Versuchspraxis unterschiedliche Verfahren und Kriterien zur Verfügung. Ihre Auswahl wird stets durch das Verhältnis

von Aufwand zu Nutzen sowie das Ziel der Untersuchungen bestimmt. Oft haben auch die apparative Ausstattung des Prüflabors und wirtschaftliche Gründe erheblichen Einfluss.

Die einfachste Methode der Versuchsauswertung besteht in der Beantwortung der Frage, ob das Bauteil nach einer vorgegebenen Anzahl von Belastungszyklen noch funktionsfähig ist. Zusätzlich kann ein äußerlich erkennbares Schadensbild (Risslängen oder Rissdichte) bewertet werden. Diese Vorgehensweise findet dann Anwendung, wenn Bauteile unter vorgegebener dynamischer Belastung und Frequenz eine festgelegte Zyklenzahl ertragen müssen und dies für eine bestimmte Anzahl an Bauteilen nachzuweisen ist.

Unter Laborbedingungen werden Bauteilzustände häufig auch durch optische Verfahren (Sichtprüfung) ausgewertet, wie sie in Kapitel 2.2.3 beschrieben sind. Im Rahmen von Lebensdaueruntersuchungen an taillierten torsionsbelasteten Elastomerprüfkörpern wurde diese Vorgehensweise weiterentwickelt und automatisiert angewendet [GSB99, GSB08, GSM08]. Durch eine rechnergestützte Auswertung der Risslängen auf Basis periodisch aufgenommener Fotografien der Bauteiloberflächen werden die o. g. Nachteile des Verfahrens umgangen und objektive Ergebnisse erarbeitet, die eine zuverlässige Bewertung der Bauteilzustände zulassen. Wesentliche Voraussetzung ist hierbei, dass die höchsten Beanspruchungen an den freien, sichtbaren Oberflächen auftreten. Entstehen Risse aufgrund der vorherrschenden Beanspruchungsverteilung im Inneren eines Bauteils, so sind Rissbild, Risslängen und Rissfortschritt mit dieser Methode nicht sicher zu bewerten.

Ehrenstein [Ehr93] belegt, dass Risse in dynamisch auf Zug beanspruchten Faserverbundwerkstoffen lastwechselabhängige Änderungen des dynamischen Moduls bewirken.

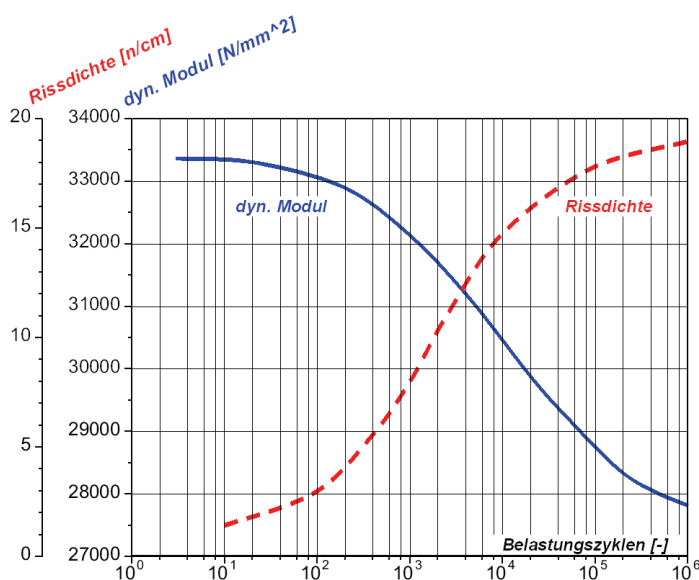


Abbildung 2.4: Verläufe des dynamischen Moduls in Abhängigkeit von Rissdichte (links) und unterschiedlicher Belastungen im Einstufenversuch (rechts) nach [Ehr93]

Mit zunehmender Anzahl an Belastungszyklen kann ein deutlicher Rückgang dieses Kennwertes infolge der ansteigenden Rissdichte beobachtet werden. In Abbildung 2.4 werden die logarithmischen Verläufe des dynamischen Moduls und der Rissdichte über den Belastungszyklen dargestellt. Die Abhängigkeit des dynamischen Moduls vom Risswachstum ist klar erkennbar: Mit steigender Zyklenzahl ist eine deutliche Verringerung des Kennwertes bei gleichzeitig zunehmender Rissdichte zu erkennen. Durch Erhöhung der inneren Spannungen durch Steigerung der äußeren Belastungen tritt ein beschleunigter Steifigkeitsabfall ein.

Analog zu diesen Untersuchungen stellt Oppermann [Opp99] lastwechselabhängige Steifigkeitsreduzierungen in Untersuchungen an Elastomer-Motorlagern fest. Benner und Platt [BP96] beschreiben lastwechselabhängige Steifig-

keitsänderungen in belastungsgeführten Bauteilversuchen und benennen den Kennwertverlauf als Indikator für die Lebensdauer von Elastomeren. Klenke [KB85] untersucht PKW-Fahrwerkslager unter zweiachsiger Bauteilbelastung. Auch er beschreibt deutliche, durch Reduzierung der dynamischen Steifigkeit und Erhöhung der Dämpfungsarbeit bedingte Änderungen der Hystereseschleifen während der Versuche. Anhand von experimentellen Untersuchungen an druckbeanspruchten Elastomerbauteilen entwickelt Käsler [WK96, Käs97] unter Anwendung des Hysterese-Messverfahrens und DIN 740 Teil 2 [Ehr93, DIN86] ein Prüfverfahren, das die charakteristischen Werkstoffeigenschaften der Elastomere bei der Kennwertermittlung berücksichtigt und zudem eine Prognose über die belastungsdauerabhängige Kennwertänderung auf der Grundlage eines Kurzzeitversuchs erlaubt. Weiterführende Untersuchungen an schubbeanspruchten Elastomerkupplungen bestätigen diese Vorgehensweise und erlauben die Angabe eines Kurzzeitprüfverfahrens für Elastomerbauteile unterschiedlicher Beanspruchungsart [WH99, WH00, WH01]. Auch Oppermann [Opp99] und Weltin [WFG99] wenden das Hysterese-Messverfahren an und bewerten die Änderungen der aus aufgezeichneten Belastungen und Verformungen abgeleiteten Hystereseschleifen.

Durch Anwendung geeigneter Messtechnik, des Hysterese-Messverfahrens und entsprechender Auswerteverfahren lassen sich die dynamischen Eigenschaften auch von Bauteilen mit komplexen Geometrien bestimmen, die z. B. aufgrund eines geringen Anteils an frei einsehbaren Oberflächen eine zuverlässige Bewertung der Rissbildes und damit des Bauteilzustandes nicht erlauben.

2.3.4 Eigenschaftsbeschreibende Kennwerte

Aufgrund des viskoelastischen Werkstoffverhaltens von Elastomeren entsteht unter dynamischer Belastung eine Phasenverschiebung zwischen dem zeitlichen Verlauf der aufgetragenen Belastung und der sich einstellenden Verformung.

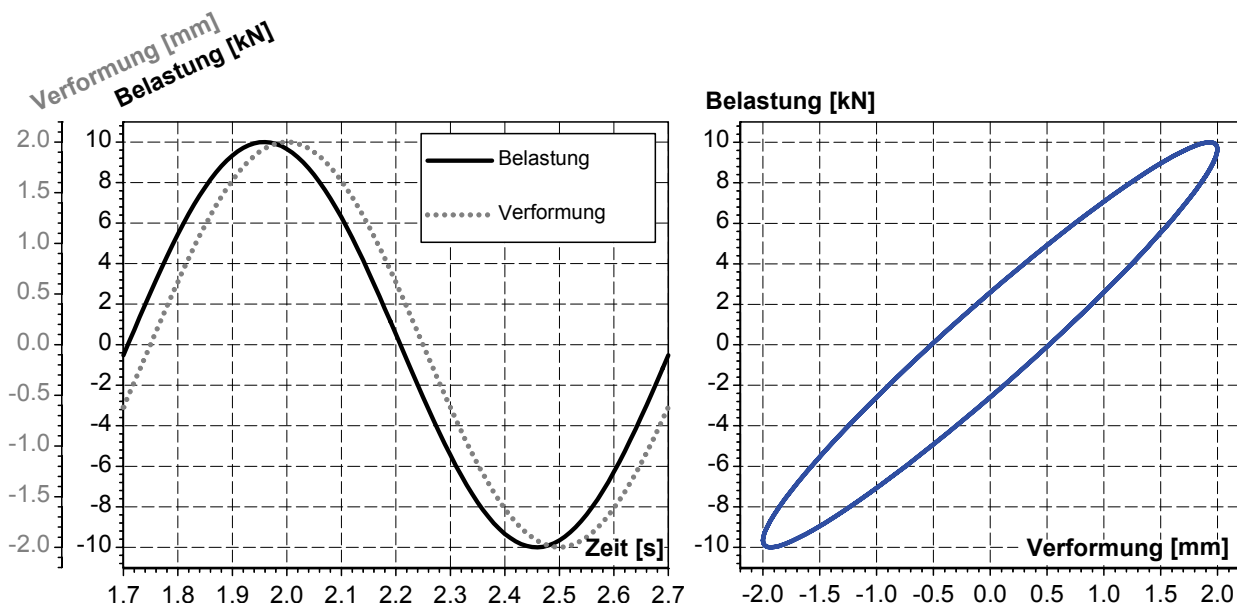


Abbildung 2.5: Phasenverschiebung von Belastungs- und Verformungssignal u. Hystereseschleife

Abbildung 2.5 zeigt dies beispielhaft anhand der im linken Diagramm für die Dauer einer Sekunde über der Zeit aufgetragenen Belastungen und Verformungen. Trägt man die Belastungen über der Verformung in einem Belastungs-Verformungs-Diagramm auf (rechts in Abbildung 2.5), so erhält man eine Hystereseschleife. Dieses Prinzip liegt dem Hysteresemessverfahren zugrunde, wie es in [Ehr93] beschrieben wird. Seine Anwendung setzt eine messtechnische Versuchsausstattung voraus, welche die Aufzeichnung von Belastungen und Verformungen mit geeigneter Auflösung ermöglicht. Die aus diesen Signalen erstellten Hystereseschleifen ändern die Steigung der Geraden zwischen den Verformungsminima und -maxima sowie ihre Form, wenn die ihnen zugrunde liegenden Signalverläufe aufgrund geänderter Werkstoffeigenschaften variieren.

DIN 740 Teil 2 [DIN86] definiert für die Berechnung und Auslegung nachgiebiger Kupplungen folgende Kennwerte, die auch zur Beschreibung der dynamischen Eigenschaften von Elastomerbauteilen eingesetzt werden können:

- dynamische Steifigkeit C_{dyn}
- Dämpfungsarbeit A_D
- elastische Formänderungsarbeit A_{el}
- verhältnismäßige Dämpfung ψ

Die folgende Abbildung 2.6 zeigt wiederum die in Abbildung 2.5 aufgetragene Hystereseschleife. Anhand dieser zweiten Darstellung lassen sich die o. g. Kennwerte und ihre Bedeutung erläutern: Die dynamische Steifigkeit C_{dyn} entspricht der Steigung der Geraden, welche durch das Verformungsminimum und das Verformungsmaximum der Schleife verläuft. Die Differenz zwischen der bei Belastung eines Elastomerbauteils aufgenommenen und bei anschließender Entlastung wieder abgegebenen Arbeit wird als Verlustarbeit oder Dämpfungsarbeit A_D bezeichnet. Der Betrag der Dämpfungsarbeit, die während eines Belastungszyklus' verrichtet wird, entspricht geometrisch der Fläche innerhalb der Hystereseschleife und ist in Abbildung 2.6 entsprechend gekennzeichnet. Die während des Zyklus' erbrachte Speicherarbeit wird auch als elastische Formänderungsarbeit A_{el} bezeichnet und ist proportional zu der im Diagramm durch die Punktlinie eingefassten Fläche. Diese liegt unterhalb der Geraden, welche durch

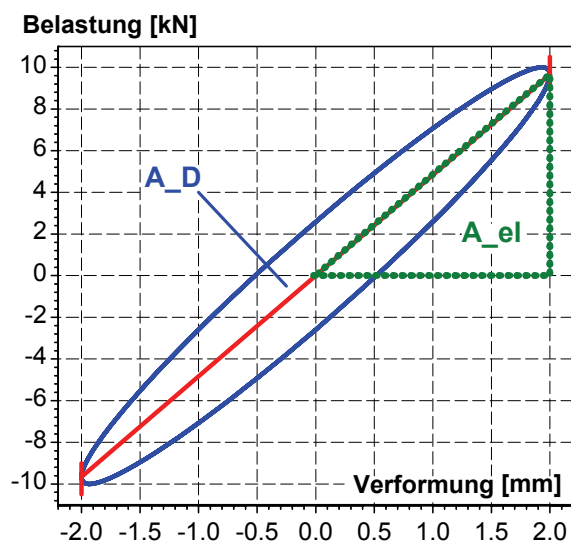


Abbildung 2.6: Hystereseschleife

läuft. Die Differenz zwischen der bei Belastung eines Elastomerbauteils aufgenommenen und bei anschließender Entlastung wieder abgegebenen Arbeit wird als Verlustarbeit oder Dämpfungsarbeit A_D bezeichnet. Der Betrag der Dämpfungsarbeit, die während eines Belastungszyklus' verrichtet wird, entspricht geometrisch der Fläche innerhalb der Hystereseschleife und ist in Abbildung 2.6 entsprechend gekennzeichnet. Die während des Zyklus' erbrachte Speicherarbeit wird auch als elastische Formänderungsarbeit A_{el} bezeichnet und ist proportional zu der im Diagramm durch die Punktlinie eingefassten Fläche. Diese liegt unterhalb der Geraden, welche durch

Verformungsminimum und -maximum verläuft und wird nach unten durch die Mittellast begrenzt. Die verhältnismäßige Dämpfung ψ ist der Quotient aus Dämpfungsarbeit und elastischer Formänderungsarbeit und wird durch die nachfolgende Gleichung (2.1) berechnet. Sie ist ein Kennwert, der zugleich Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften beschreibt.

$$\psi = \frac{A_D}{A_{el}} \quad (2.1)$$

Die Bestimmung der Kennwerte erscheint anhand der ideal dargestellten Hystereseschleife trivial. In der Realität müssen jedoch aufgrund des nicht linearen Werkstoffverhaltens und der daraus resultierenden asymmetrischen Schleifen geeignete numerische Methoden und Linearisierungsverfahren angewendet werden. Für die Berechnung der dynamischen Steifigkeit C_{dyn} werden in der Praxis die Verfahren Endpunktlinearisierung, Lineare Regression, Energiegleichgewicht und Harmonische Balance eingesetzt, wobei sich das Verfahren der Harmonischen Balance durchgesetzt hat. Die dazu relevanten theoretischen Grundlagen werden durch Wünsch und Käsler in [WK96, Käs97] sowie durch Spitz in [Spi12] ausführlich erläutert und im Rahmen der Auswertung von Bauteilversuchen angewendet.

2.3.4.1 Einflussgrößen und Abhängigkeiten

Die vielfältigen Einflussgrößen auf die Lebensdauer von Elastomerbauteilen lassen sich in die beiden Kategorien „Werkstoffqualität“ und „Betriebsbedingungen“ unterteilen. Einige Beispiele werden im Folgenden aufgeführt:

Werkstoffqualität

- Härte
- Kriechverhalten
- Alterungsverhalten
- Eigenspannungen
- Herstellprozess

Betriebsbedingungen

- Umgebungsmedien
- mech. Belastung (statische Vorlast, dynamische Amplitude, ein- oder mehrachsige Belastung)
- Belastungsfrequenz
- Temperatur

Um bei experimentellen Untersuchungen eine Separation der mechanischen Belastungen als alleinige Einflussgröße auf die Bauteileigenschaften und die Gebrauchsdauer realisieren zu können, müssen alle weiteren, die Bauteileigenschaften mitbestimmenden Parameter beherrscht werden. Deshalb werden innerhalb von Versuchsreihen Prüfkörper aus demselben Fertigungslos verwendet. Dies schließt einen Chargeneinfluss, bedingt durch Mischungsunterschiede, aus. Somit können die weiteren Einflussgrößen wie Härte, Kriech- und Alterungsverhalten als für alle Bauteile dieser Charge identisch angenommen werden. In der Regel wird in diesem Zusammenhang auch von gleichen Herstellungs- und Fertigungsbedingungen ausgegangen. Erfolgen Versuche nicht zeitnah nach der Herstellung (Vulkanisation) der Prüfkörper wie es z. B. in [DIN82] vorgegeben ist, so müssen deren Lagerungsbedingungen beachtet werden. Dauerhaft erhöhte Lagerungstemperaturen ($\gg +20\text{ °C}$), ultraviolettes Licht oder Ozon können die Werkstoffeigenschaften nachweislich deutlich negativ beeinflussen [GSM08] und sind somit zu vermeiden.

Eine zentrale betriebsbedingte Einflussgröße bilden Umgebungsmedien, welche während der Versuchsdurchführung auf Elastomerbauteile einwirken können. Im realen Einsatzfall kann der Kontakt mit unterschiedlichen Schmiermitteln wie Emulsionen, Fetten, Ölen oder auch Ölnebel, welche für den sicheren Betrieb der Anlagen unverzichtbar sind, nachteilige

Materialveränderungen, z. B. durch Quellen, bewirken. Ozonhaltige Umgebungsluft beeinflusst die Werkstoffeigenschaften im Langzeiteinsatz ebenfalls nachhaltig. In der Versuchsplanung und bei der Übertragung realer Einsatzbedingungen auf den Versuchsmaßstab müssen diese Erkenntnisse berücksichtigt und gegebenenfalls umgesetzt werden, damit Ergebnisse mit ausreichend genauer, realitätsnaher Aussagequalität erreicht werden können. Dementsprechend führen Hutter und Wölfl [HW98] Stufen- und Nachfahrversuche durch, welche durch gleichzeitiges Einwirken von Salzsprühnebel und Klimawechsel reale Umgebungsbedingungen berücksichtigen.

Unter dynamischer Belastung erwärmt sich ein Elastomerwerkstoff aufgrund der erbrachten inneren Dämpfungsleistung. Bedingt durch die ausgeprägten Temperaturabhängigkeiten der dynamischen Werkstoffeigenschaften muss die Temperaturentwicklung besonders berücksichtigt werden. Vor diesem Hintergrund behandeln Döpfer und Orschall [DO88] die Berechnung der Wärmeverteilung in den Elastomerbauteilen nachgiebiger Kupplungen. Um die erzeugte Wärmemenge zu bestimmen, wird die elastische Formänderungsenergie berechnet und in Anlehnung an die Dämpfungsdefinition [DIN86] mit einem in Messungen bestimmten Dämpfungsbeiwert sowie der Belastungsfrequenz multipliziert. In einer weiterführenden Arbeit verbessert Orschall [Ors88] das verwendete Werkstoffmodell für die Bestimmung der Formänderungsenergie durch eine erhöhte Anzahl von Werkstoffparametern. Zusätzlich wird ein Werkstoffmodell mit innerer Werkstoffreibung für nahezu inkompressible Elastomerstrukturen vorgestellt, das als Grundlage für die Berechnung der erzeugten Wärmemenge dient.

2.3.4.2 Lastwechselabhängige Kennwertänderungen und Versuchsabschnitte

Die charakteristischen Kennwerte dynamische Steifigkeit C_{dyn} , Dämpfungsarbeit A_D und verhältnismäßige Dämpfung ψ unterliegen unter dynamischer Belastung lastwechselabhängigen Veränderungen. Ursache hierfür sind Vorgänge in der Werkstoffstruktur, welche direkte Auswirkungen auf die mechanischen Eigenschaften des Werkstoffs haben: Durch die aufgeprägten äußeren Belastungen verformt sich die Struktur, und Bindungen zwischen den Kettenmolekülen brechen mit fortschreitender Anzahl an Belastungszyklen vermehrt auf. Rissdichte und Rissgrößen nehmen zu. Aufgrund der anwachsenden Rissflächen und der dadurch erhöhten Reibung erwärmt sich der Werkstoff zunehmend. Erste erkennbare Folge dieser Veränderungen ist die Minderung der dynamischen Steifigkeit.

Zudem ist der Mullins-Effekt während der ersten Belastung von Elastomerwerkstoffen zu beobachten: Umlagerungen und das Lösen schwacher Bindungen zwischen der Elastomermatrix und den Füllstoffen verändern das Werkstoffgefüge [EEH05, Hol04, KWH03, FM02]. Die Hystereseschleifen der ersten Belastungszyklen belegen dies bei gleich bleibender Belastungsamplitude durch die Zunahme der Verformungsmaxima.

Im linken Diagramm der Abbildung 2.7 sind einzelne Hystereseschleifen einer dynamisch auf Torsion belasteten Elastomerbuchse abgebildet. Das Bauteil wurde mit einem konstanten Winkel von $\varphi = \pm 15^\circ$ wechselnd verdreht. Dargestellt sind jeweils zwei Schleifen nach 5.500, 420.000, 690.000 und 777.000 aufgebrauchten Belastungszyklen. Mit fort-

schreitender Zyklenzahl verringern sich die Belastungsmaxima. Dies drückt die Verminderung der dynamischen Steifigkeit aus. Bedingt durch das im Diagramm erkennbare, mit zunehmender Zyklenzahl verstärkte Aufweiten der Hystereseschleifen vergrößern sich die jeweils eingefassten Flächeninhalte: Die Dämpfungsarbeit A_D nimmt zu.

Die Kennwertverläufe desselben Bauteilversuchs werden durch das rechte Diagramm der Abbildung 2.7 dargestellt. Auch die gemessene Temperatur des Prüfkörpers ist hierin über den Belastungszyklen aufgetragen. Alle drei Kurvenverläufe zeigen direkt nach Versuchsbeginn deutliche Änderungen: Das Bauteil wird durch die dynamische Belastung und die dadurch erbrachte Dämpfungsleistung erwärmt. Bis sich ein thermisches Gleichgewicht einstellt, verändern sich dynamische Steifigkeit und Dämpfungsarbeit deutlich. Im weiteren Versuchsverlauf stellen sich ihre Änderungen moderat dar und weisen erst nach rund 500.000 Belastungszyklen Verhalten auf, die den baldigen Ausfall des Bauteils ankündigen: Bauteiltemperatur und Dämpfungsarbeit nehmen erheblich zu, während die dynamische Steifigkeit deutlich reduziert wird.

Im rechten Diagramm sind zudem die Belastungszyklen gekennzeichnet, deren entsprechende Hystereseschleifen im linken Schaubild dargestellt sind. Der geringe Unterschied der Formen und der Belastungsamplituden zwischen den Hystereseschleifen des 5.500sten und 420.000sten Zyklus wird durch die moderaten Kennwertänderungen im rechten Diagramm ausgedrückt. Analog dazu sind die erhöhten Kennwertänderungen durch den deutlichen Flächenzuwachs und die Reduzierung der Belastungsamplituden der Schleifen nach 690.000 und 777.000 Zyklen begründet.

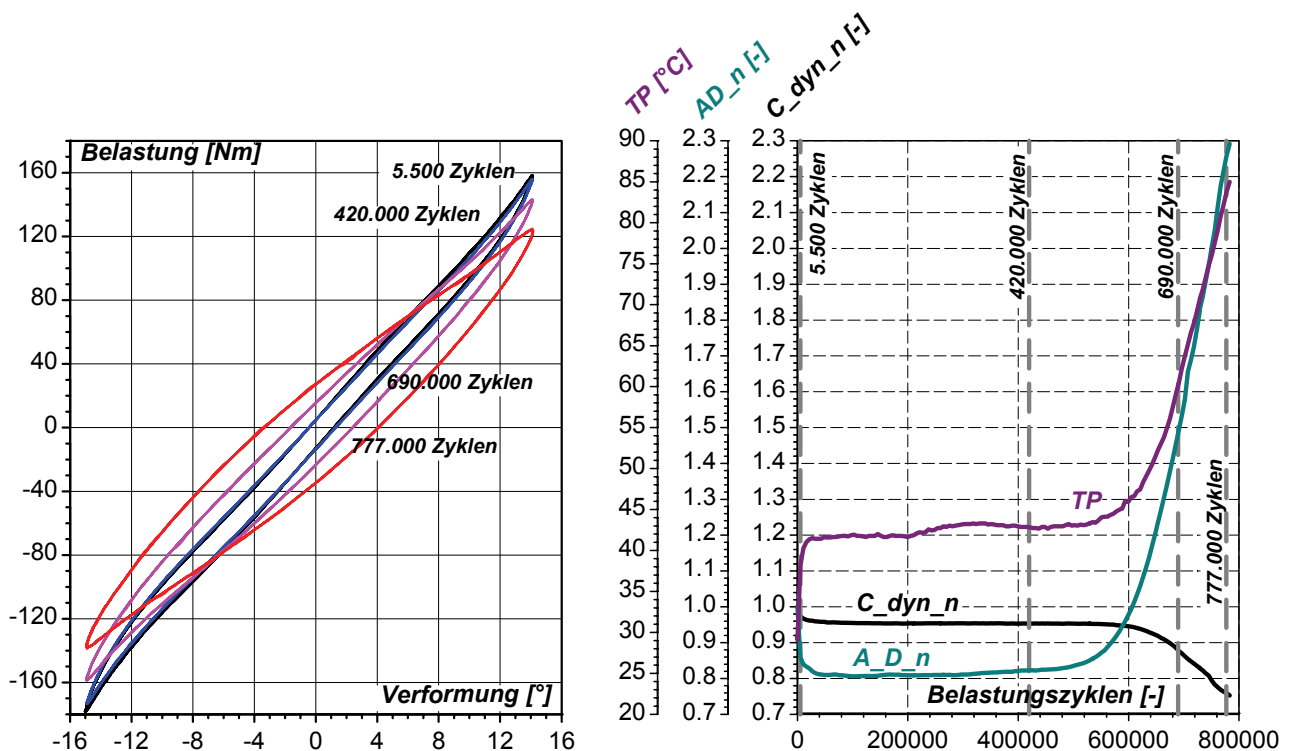


Abbildung 2.7: Hystereseschleifen und charakteristische Kennwertverläufe

Für die dynamische Bauteilprüfung typische Kennwertverläufe lassen sich allgemein durch drei Phasen charakterisieren:

1. Aufwärmphase: Durch die aufgrund der äußeren dynamischen Belastung im Werkstoffinneren erbrachte Dämpfungsleistung wird das Bauteil erwärmt. Die temperaturabhängigen Kennwerte dynamische Steifigkeit, verhältnismäßige Dämpfung und Dämpfungsarbeit weisen vom Beginn bis zum Ende der Aufwärmphase Änderungen auf. Vom Versuchsstart an fällt die dynamische Steifigkeit des Bauteils ab: Zunächst begründet durch den oben beschriebenen Mullins-Effekt, im weiteren Versuchsverlauf bedingt durch die mit steigender Temperatur einhergehende Erweichung des Materials.

2. Beharrungsphase: In Abhängigkeit von den Versuchsparametern und der Bauteilgeometrie stellt sich ein thermisches Gleichgewicht ein. Belastungsabhängig bilden sich im Inneren des Elastomers vermehrt Risse aus. Zudem vergrößern sich vorhandene Risse und verursachen ansteigende Dämpfungsarbeit und verringerte Bauteilsteifigkeit.

3. Phase des Bauteilversagens: Die fortgeschrittene Anzahl und Größe der entstandenen Risse reduziert die dynamische Steifigkeit des Bauteils zunehmend. Aufgrund der vermehrten Reibung an den Rissflächen steigen Temperatur und Dämpfungsarbeit verstärkt an. Die dynamischen Eigenschaften verändern sich in dieser Phase so deutlich, dass das Bauteil seine Aufgaben nicht mehr in gewünschter Qualität erfüllen kann.

Abhängig von Amplitude und Frequenz der aufgebrachten Belastungen treten die beschriebenen Phasen unterschiedlich stark ausgeprägt auf. Im Fall von verhältnismäßig geringen Belastungen sind Kennwertverläufe möglich, die im Rahmen eines angestrebten Versuchsumfangs von max. 2×10^6 Belastungszyklen keine Phase des Bauteilversagens aufweisen. Erfolgt hingegen eine übermäßig hohe dynamische Belastung, können die Kennwerte von Beginn an ausgeprägte Änderungen aufweisen, die nach kurzer Versuchsdauer auf Bauteilversagen hinweisen. Dabei ist keine klare Abgrenzung der einzelnen Phasen voneinander möglich. Auch aufgrund des stark ansteigenden Temperaturverlaufs kann in diesem Fall keine Beharrungsphase festgestellt werden.

2.4 Elastomere und die Finite-Elemente-Methode

Die Methode der finiten Elemente, kurz FEM genannt, hat mittlerweile in fast allen Bereichen der Technik und besonders in den vielen Fachgebieten des Maschinenbaus Einzug gehalten. Sie wird heutzutage als alltägliches Werkzeug zur Lösung komplexer Feldprobleme eingesetzt. Durch die numerische Lösung eines linearen Gleichungssystems, das das Übertragungsverhalten der miteinander verknüpften finiten Elemente des zu untersuchenden Bereichs beschreibt, können thermische, elektromagnetische und strukturmechanische Problemstellungen beschrieben werden. Mithilfe moderner Rechnersysteme und komplexer Softwarelösungen ist die Finite-Elemente-Methode zu einem wesentlichen Hilfsmittel geworden, das die Bestimmung von mechanischen Bauteileigenschaften schon in den frühen Phasen des Entwicklungsprozesses vieler Produkte ermöglicht. Vor dem Hintergrund, dass moderne Entwicklungsprozesse unter zunehmendem Zeit- und Kosten-

druck stehen und deshalb der Bau und die experimentelle Untersuchung von Prototypen immer seltener möglich sind, ist der Einsatz der FEM in der Auslegung von Bauteilen eine schnelle und kostengünstige Alternative, um kritische Beanspruchungen identifizieren und Schwachstellen gezielt aufdecken zu können. Auch in Verbesserungsprozessen findet das Verfahren seine Anwendung, wenn Bauteileigenschaften hinsichtlich der gestellten Anforderungen zu überprüfen sind.

Zur Beschreibung des nicht linearen Spannungs-Dehnungs-Verhalten der Elastomerkwerkstoffe werden heute besondere Materialmodelle eingesetzt, die die Möglichkeit schaffen, das Verhalten von Elastomerbauteilen berechnen zu können. Durch die Integration der Finite-Elemente-Methode in den Entwicklungs- und Optimierungsprozess können im Bereich der Elastomerbauteile drastische Einsparungen von Prozesszeiten und Kosten erfolgen [Hol03, LH02]. Voraussetzung für die wirtschaftliche Verwendung sind verlässliche Ergebnisse. Um diese zu gewährleisten, wird bei der Konstruktion und Berechnung ein tiefgreifendes Verständnis des spezifischen Werkstoffverhaltens und dessen Umsetzung in die FEM benötigt [Böl05, Mic98]. Im Allgemeinen führen Berechnungen von Elastomerbauteilen jedoch noch nicht zu solch aussagekräftigen Ergebnissen, dass prüftechnische Untersuchungen vollständig ersetzt werden können.

Neben der Abbildung der zu untersuchenden Geometrie mit allen Randbedingungen ist die korrekte Beschreibung des mechanischen Werkstoffverhaltens wesentlicher Bestandteil der Modellbildung im Rahmen einer Finite-Elemente-Rechnung. Im Fall eines proportionalen Spannungs-Dehnungs-Verhaltens, wie es z. B. bei den häufig eingesetzten Metallen Stahl und Aluminium auftritt, wird dieses mithilfe des E-Moduls bzw. des Hooke'schen Gesetzes beschrieben. Zeigt die Spannungs-Dehnungs-Kurve jedoch einen nicht linearen Verlauf, wie es bei Kunststoffen und insbesondere bei Elastomeren der Fall ist, so müssen andere Materialgesetze zum Einsatz kommen, die diesem Verhalten gerecht werden.

Die nahezu inkompressiblen Elastomere zeigen oft ein deutlich komplexeres mechanisches Verhalten als viele andere technische Werkstoffe [Sto99, HV07, MAS10]. Es ist zeit- und temperaturabhängig und lässt sich nur durch hyperelastische Materialmodelle beschreiben [SSK+98]. In der Literatur werden statistische und phänomenologische Materialmodelle unterschieden, die zur Beschreibung der Hyperelastizität verwendet werden [LVZ07]. Vorrangig werden die phänomenologischen Materialmodelle eingesetzt [Sto99], um auf Basis der Formänderungsenergie die durch Versuche makroskopisch erfassten elastischen Eigenschaften mathematisch zu beschreiben.

Grundsätzlich gehen hyperelastische Materialmodelle von einem ideal-elastischen Materialverhalten aus, wobei der Werkstoff homogen, isotrop, inkompressibel und rein elastisch ist sowie einer quasistatischen Belastung ausgesetzt wird [LVZ07]. Viskoelastische Effekte, wie z. B. die Spannungsrelaxation können nicht berücksichtigt werden. [Mil00 und LVZ07] führen die wichtigen Einschränkungen auf, die bei der Beschreibung des Werkstoffverhaltens durch hyperelastische Materialmodelle zu berücksichtigen sind:

Der Verlauf der Spannungs-Dehnungs-Kurve ist abhängig von der maximal erfahrenen Dehnung. Sie ist reversibel und wird für zunehmende und abnehmende Dehnungen ver-

wendet. Somit erfolgt keine Unterscheidung zwischen den beiden Fällen. Auch zwischen der ersten und den folgenden Belastungen wird nicht unterschieden, da abweichend von der Realität bei zyklischen Belastungen derselbe Spannungs-Dehnungs-Verlauf der Rechnung zugrunde liegt. Zudem können die in der Wirklichkeit auftretenden bleibenden Deformationen nicht dargestellt werden, weil von einem ideal elastischen Materialverhalten ausgegangen wird, welches im spannungslosen Zustand keine Dehnung aufweist.

Bereits 1940 entwickelte Mooney [Moo40] ein empirisch begründetes Werkstoffmodell, das unter Verwendung zweier Werkstoffparameter der Beschreibung des nicht linearen statischen Verhaltens von Elastomerwerkstoffen dient. Jedoch versagt das Mooney-Modell bei der Berechnung von druckbeanspruchten Elastomerbauteilen unter Verwendung von Werkstoffparametern aus Zugversuchen. Mit dem Ziel, eine verbesserte Beschreibung des Werkstoffverhaltens von Elastomeren zu erlangen, entstanden die Werkstoffmodelle nach Valanis und Landel [VL67] und die Ogden-Theorie [Ogd72, Ogd84]. Beide Verfahren benötigen gegenüber dem Mooney-Modell eine deutlich erhöhte Anzahl von prüftechnisch ermittelten Werkstoffparametern. Rivlin [Riv48], Rivlin und Sanders [RS51], Green und Adkins [GA68] sowie Green und Zerna [GZ60] liefern grundlegende theoretische Überlegungen auf dem Gebiet der Elastizität bei großen Verformungen, die ebenfalls für die Beschreibung des Werkstoffverhaltens von Elastomeren verwendet werden.

Trotz der großen Fortschritte innerhalb der letzten Jahrzehnte ist die Beschreibung des Materialverhaltens von Elastomeren mithilfe der Finite-Elemente-Methode auch heute noch aktuelles Forschungsgebiet. Die als Stand der Technik genannten hyperelastischen Materialmodelle werden weiter entwickelt, um die besonders bei starken Verformungen auftretenden komplexen Abläufe in Elastomerbauteilen zunehmend besser beschreiben zu können [MAS10]. Dabei steht die Anpassung an neue Erkenntnisse über das Verhalten und die Ermüdung von Elastomeren im Vordergrund, denn sämtliche Materialmodelle können die Anforderungen aus der Anwendung nicht vollständig erfüllen [BG05].

Diesem Anspruch folgend entwickelt Hohl [Hoh07] ein Stoffgesetz nach Ihlemann [Ihl03] weiter, für das er die Parameteridentifikation mithilfe der FEM beschreibt und es im Rahmen des Programms ABAQUS zur Simulation unterschiedlicher Bauteile erfolgreich einsetzt. Auch Stommel [Sto99] sowie Fatemi und Mars [FM05] leisten wesentliche Beiträge zur Verbesserung der Aussagequalität von Finite-Elemente-Rechnungen im Bereich der Elastomere. Diese hängt neben der Eignung und der Qualität des verwendeten Materialmodells auch maßgeblich von der Güte der verwendeten Materialparameter ab.

Kaliske, Timmel und Kolling [KTK04] unterstreichen, dass die möglichst genaue Erfassung der Materialeigenschaften für aussagefähige Finite-Elemente-Berechnungen eine unabdingbare Voraussetzung ist. Sie untersuchen verschiedene Materialmodelle hinsichtlich ihrer Approximationsgüte bei komplexen Strukturen und mehraxialen Beanspruchungen und weisen darauf hin, dass analytisch beschreibbare Versuchsergebnisse zur Bestimmung geeigneter Materialparameter notwendig sind.

In der Praxis werden die Parameter dieser Modelle in der Regel durch einachsige Zugversuche ermittelt. Stehen solche Versuche nicht zur Verfügung, werden die Parameter oft

auf der Basis der einfacher zu ermittelnden Härte des Werkstoffs abgeschätzt. Solche Vorgehensweisen führen allerdings oft zu erheblichen Differenzen zwischen Rechnung und Versuch, wenn mehrachsige Bauteilbelastungen betrachtet werden [MAS10].

Marotzke [Mar83] behandelt die Fragestellung, ob bei praktischen Berechnungen vielparametrische Werkstoffmodelle den versuchstechnischen Mehraufwand gegenüber einfachen Modellen rechtfertigen können. Es zeigt sich, dass Modelle höherer Ordnung bei mehrachsigen Spannungszuständen keine sinnvolle Beschreibung des Werkstoffverhaltens bieten, wenn bei der Erfassung von Modellparametern lediglich die Ergebnisse aus einachsigen Versuchen verwendet werden. Einfachere Werkstoffmodelle, wie das Neo-Hooke'sche und das Mooney-Rivlin'sche Modell, liefern für ihre Untersuchungen zufrieden stellende Ergebnisse. Sie stellen zudem fest, dass einachsige Versuche nicht ausreichen, um die Werkstoffparameter für die Modelle höherer Ordnung zu ermitteln.

Casper, Barth und Schenk berechnen mithilfe der Finite-Elemente-Methode die Maximalspannung in einer Kupplungsdrehfeder [CBS91]. An den Stellen ihres Auftretens war im begleitenden Experiment der Rissausgang zu beobachten. In diesem Anwendungsfall erweist sich die Simulation als geeignetes Werkzeug zur qualitativen Beschreibung der Spannungsverteilung in Elastomerbauteilen.

Bremer [Bre95] zeigt auf, dass mithilfe des Mooney-Rivlin-Modells das Werkstoffverhalten in guter Näherung beschrieben werden kann, wenn die Dehnungen im Bereich zwischen 30 % und 100 % liegen. Weiterhin lässt sich nach Bremer die qualitative Beanspruchungsverteilung in einem Elastomerbauteil durch die Finite-Elemente-Methode bestimmen. Laiarinandrasana, Piques und Robisson [LPR03] sowie Kim, Lee, Kim und Koh [KLK+04] untersuchen Motorlager aus Elastomerwerkstoffen und genormte Hantelproben. In ihren Simulationen berücksichtigen sie den Mullins-Effekt. Brandt und Schmachtenberg entwickeln eine nicht lineare viskoelastische Materialbeschreibung, die in das Berechnungsprogramm ABAQUS eingebunden wird [BS04]. Die Aussagekraft von Berechnungen, die diese neuen wissenschaftlichen Erkenntnisse berücksichtigen und nicht auf bis dato verwendeten Ansätzen beruhen, konnte deutlich gesteigert werden.

Ausgehend von den hyperelastischen Materialmodellen werden auch weitere Modelle für sehr spezielle Anwendungsfälle entwickelt [KH00]. In [HV07 und MAS10] wird ein Verfahren entwickelt, das auf Basis des Neo-Hooke'schen Materialmodells das Bauteilverhalten sehr genau beschreiben kann. Mithilfe von Subroutinen werden lokale Belastungszustände beschrieben und ein geeigneter Parameter berechnet, der zur Festlegung der Materialparameter eines vorhandenen hyperelastischen Modells in Abhängigkeit vom lokalen Belastungszustand verwendet wird. Der Vergleich der FEM-Berechnungen einer belasteten Hardyscheibe aus mit Ruß gefülltem Acrylatkautschuk (ACM) mit experimentell ermittelten Ergebnissen zeigt gute Übereinstimmungen. Da der verwendete Werkstoff keine Dehnungskristallisation aufweist, kann der Mullins-Effekt näher beobachtet werden.

Auch bei Anwendung des Yeoh-Modells sind die Berechnungsergebnisse wesentlich von der Kalibrierung abhängig [KTK04, BN09]. Baaser und Noll [BN09] beschreiben die Herausforderungen bei der Parameteranpassung von Materialmodellen und gehen sowohl auf

die Kalibrierung nur auf Basis uniaxialer Messdaten als auch auf die Kalibrierung auf Basis uni- und biaxialer Zugversuche in Kombination mit Pure-Shear-Versuchen ein. Dabei zeigen sich im letzteren Fall beste Übereinstimmungen zwischen Versuch und FEM-Berechnungen. Wortberg, Hoppe und Spitz wenden das Yeoh-Modell zur Berechnung von Beanspruchungen in Elastomerbuchsen in [WHS10] erfolgreich an.

Um dynamische Prozesse ausreichend durch die FEM beschreiben zu können, wird bis heute auf quasistatische Vergleichsrechnungen zurückgegriffen. Durch spezielle Auswertungsverfahren dieser Rechnungen ist eine Übertragbarkeit auf das dynamische System nur begrenzt möglich. Beispielsweise ziehen Flamm, Steinweger und Weltin solche Rechnungen für eine Bauteildimensionierung heran [FSW04].

Kadlowec, Wineman und Hulbert untersuchen in [KWH03] zylindrische Elastomerbuchsen sowohl experimentell als auch mithilfe der Finite-Elemente-Methode. Dabei werden die Bauteile radial und auf Torsion belastet, wobei dies sowohl einachsig als auch zweiachsig geschieht. In letzterem Fall werden beide Belastungen überlagert aufgebracht. Sie verwenden u. a. das Ogden- und das Arruda-Boyce-Modell für ihre FEM-Berechnungen und belegen durch den Vergleich mit den experimentellen Ergebnissen generell gute Übereinstimmungen. Das in verformungsgeführten Zweiachsversuchen beobachtete Erweichen der Buchsen in radialer Richtung bei Torsionswinkeln kleiner und gleich $\varphi = 10^\circ$ konnte durch die FEM qualitativ belegt werden.

Nachfolgend werden grundlegende Zusammenhänge aus der Mechanik sowie die Formänderungsenergie als Basis und zum Verständnis der aufgeführten Materialmodelle beschrieben.

2.4.1 Grundbegriffe aus der Mechanik

Wirken äußere Kräfte auf einen Körper, so entstehen innere Spannungen. Sie werden als Quotient der wirkenden Kraft mit der Angriffsfläche beschrieben. Dabei ist zwischen der Querschnittsfläche A_0 des zunächst unbelasteten Körpers und der sich unter Belastung einstellenden Querschnittsfläche A_i zu unterscheiden. Daraus resultieren die folgenden beiden Beziehungen:

$$\sigma_w = \frac{F_i}{A_i} \quad \text{bzw.} \quad \sigma_T = \frac{F_i}{A_0} \quad \text{Gl. 2.1}$$

σ_w :	wahre Spannung	σ_T :	technische Spannung
A_i :	Querschnittsfläche bei F_i	A_0 :	Querschnittsfläche bei $F = 0$
F_i :	wirkende Kraft		

Um Spannungen beschreiben zu können, wird ein infinitesimal kleines Objekt definiert und mithilfe eines geeigneten Koordinatensystems beschrieben. Je nach Lage dieses Koordinatensystems ändert sich auch die Beschreibung der Spannungen. Abbildung 2.8 verdeutlicht dies anhand der 2D-Darstellung eines auf Zug belasteten Stabes nach [Mic98].

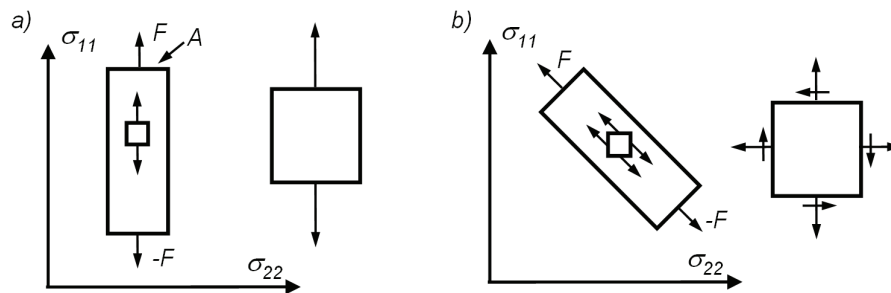


Abbildung 2.8: Spannungskomponenten in verschiedenen Koordinatensystemen nach [Mic98]

Alle an diesem Element auftretenden Spannungen werden in einem Spannungstensor zusammengefasst.

$$\sigma_a = \begin{pmatrix} \sigma_{a11} & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \qquad \sigma_b = \begin{pmatrix} \sigma_{b11} & \tau_{b12} \\ \tau_{b21} & \sigma_{b22} \end{pmatrix} \qquad \text{Gl. 2.2}$$

σ_a : Hauptnormalspannungen σ_b : Normalspannungen
 τ_b : Schubspannung

Das im linken Teil der Abbildung 2.8 unter a) gezeigte Koordinatensystem wird dabei als Hauptachsensystem bezeichnet, wobei der gesamte Spannungszustand durch die Diagonalelemente des Spannungstensors beschrieben wird. Um den Spannungszustand in dem um 45° gedrehten Koordinatensystem beschreiben zu können (Abbildung 2.8, rechts), werden alle Tensorelemente benötigt.

Als Folge der äußeren Kräfte entstehen neben den inneren Spannungen Dehnungen [Sto10]. Diese können ebenfalls mittels eines Dehnungstensors zusammengefasst werden. Hierbei wird zwischen der Dehnung in Belastungsrichtung (Längsdehnung) und der Dehnung senkrecht zur Belastungsrichtung (Querdehnung) unterschieden. Gemäß Gl. 2.3 werden die wahre Dehnung ϵ_w und die technische Dehnung ϵ_T beschrieben:

$$\epsilon_w = \int_{L_0}^{L_i} \frac{dL}{L} \qquad \text{bzw.} \qquad \epsilon_T = \frac{L_i - L_0}{L_0} \qquad \text{Gl. 2.3}$$

ϵ_w : wahre Dehnung ϵ_T : technische Dehnung
 L_0 : Anfangslänge L_i : Länge bei F_i

Der Quotient aus Quer- und Längsdehnung wird als Querkontraktionszahl ν bezeichnet. Ihr Wert liegt zwischen $\nu = 0$ (keine Querdehnung) und $\nu = 0,5$ (inkompressibler Werkstoff). Für die Mehrzahl der Metalle beträgt $\nu \approx 0,3$. Für Gummi beträgt $\nu \approx 0,5$. Der Kehrwert der Querkontraktionszahl wird Poisson'sche Zahl genannt [DD06].

Elastomere weisen unter großen Deformationen geometrische Nichtlinearitäten auf, die nach einer Beschreibung der Deformationen in anderer Form verlangen. Dazu wurde der Cauchy-Green-Tensor definiert [WS06]. Dieser Dehnungstensor wird im Hauptachsensystem vorgestellt, da die aus ihm gebildeten Größen eine Rolle für die nachfolgend beschriebenen Materialmodelle spielen. Er setzt sich wie folgt zusammen:

$$C = \begin{pmatrix} \lambda_1^2 & 0 & 0 \\ 0 & \lambda_2^2 & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_3^2 \end{pmatrix} \quad \lambda_i = \frac{L_i}{L_{0i}} = 1 + \varepsilon_T \quad \text{Gl. 2.4}$$

λ_i : Hauptverstreckgrad

Durch Quadrieren der Verstreckgrade können die Nichtlinearitäten bei großen Deformationen beschrieben werden.

Auch bei diesem Tensor sind die Parameter von dem gewählten Koordinatensystem abhängig. Aus diesem Grund werden Größen gebildet, die unabhängig von dem zugrunde liegenden Koordinatensystem sind, die sogenannten Invarianten. Mit ihrer Hilfe können Tensoren miteinander verglichen werden, auch wenn sie sich nicht auf das gleiche Koordinatensystem beziehen. Betrachtet man einen dreidimensionalen Würfel, der an den drei Achsen eines rechtwinkligen Koordinatensystems ausgerichtet ist und in diese drei Achsenrichtungen verstreckt wird, so ergibt sich für die drei Invarianten:

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \quad \text{Gl. 2.5}$$

$$I_2 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \lambda_1^2 \quad \text{Gl. 2.6}$$

$$I_3 = \det(C) = \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2 \quad \text{Gl. 2.7}$$

Dabei beschreibt die erste Invariante I_1 die Längenänderung der Raumdiagonalen des Würfels, die zweite Invariante I_2 die Änderung der Oberfläche und die dritte Invariante I_3 die Volumenänderung des Würfels. Dies zeigt, dass sich diese Größen nicht durch ein anders gewähltes Koordinatensystem ändern können [Mic98].

2.4.2 Formänderungsenergie

Wird ein Bauteil durch äußere Belastungen gedehnt, so wird dabei Arbeit verrichtet. Bei elastischen Verformungen wird diese als Formänderungsenergie durch das Bauteil gespeichert. Sie ermöglicht die Rückverformung nach Ende des Wirkens der äußeren Belastungen. Die verrichtete Arbeit wird definiert als Produkt der anliegenden Kraft mit dem Weg, den der Angriffspunkt dieser Kraft zurücklegt. Da die Kraft entlang des Weges veränderlich ist, besteht folgender Zusammenhang:

$$W = \int_v F(s) ds \quad \text{Gl. 2.8}$$

$F(s)$: Kraft

v : zurückgelegter Weg

Bei Betrachtung eines infinitesimal kleinen Elementes kann die hergeleitete Beziehung auch auf ein dreidimensionales Problem angewendet werden. Die Normalspannung σ wirkt auf die Seitenfläche mit den Abmaßen dA . Hierdurch wird eine Längenänderung des Elementes um εdz hervorgerufen. Durch Verknüpfung von Normalspannung und Angriffsfläche wird die Zugkraft beschrieben. Diese Beziehungen lassen sich zu der Formulierung

der Formänderungsenergie gemäß Gl. 2.9 zusammenfassen. Nach Umformung erhält man die spezifische Formänderungsenergie bzw. Formänderungsenergiegedichte [DD06].

$$dW = \frac{1}{2} \sigma dA \varepsilon dz = \frac{1}{2} \sigma \varepsilon dV \Leftrightarrow \frac{dW}{dV} = \frac{1}{2} \sigma \varepsilon \quad \text{Gl. 2.9}$$

dW :	Formänderungsenergie	dA :	Stirnfläche des Elementes
dz :	Länge des Elementes	ε :	Dehnung
σ :	Spannung		

In diesem Beispiel wird die Energie bei der Streckung des Elementes um εdz im Körper gespeichert und ermöglicht nach Entlastung eine Rückverformung auf die Länge dz .

2.4.3 Phänomenologische Materialmodelle

Das von **Rivlin** [Riv48, RS51] entwickelte Materialmodell basiert auf der Formulierung der Formänderungsenergie in Abhängigkeit der Invarianten des Cauchy-Green-Tensors. Für die Formulierung der Formänderungsenergie wird die Tatsache genutzt, dass man jede mathematische Funktion durch ein Polynom beschreiben kann. So wird hier die Funktion der Formänderungsenergie als Funktion der Invarianten ausgedrückt, da diese durch Versuche gut zu ermitteln sind. Der allgemeine Polynomansatz lautet:

$$W = W(I_1, I_2, I_3) = \sum_{i+j=1}^{\infty} C_{ij} (I_1 - 3)^i (I_2 - 3)^j + \sum_i \frac{1}{D_i} (I_3 - 1)^{2i} \quad \text{Gl. 2.10}$$

C_{ij} :	Materialparameter für Scherverhalten
D_i :	Materialparameter für Volumenänderung
I_i :	Invarianten des Cauchy-Green-Tensors

Die Terme (I_1-3) , (I_2-3) und (I_3-1) sind auf die Randbedingungen zurückzuführen. Im unbelasteten Fall erfährt der betrachtete Körper keine äußere Spannung und somit auch keine Dehnung. Es ist keine Formänderungsenergie im Körper gespeichert [Sim07] und es gilt:

$$\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = 1, \quad I_1 = 3, \quad I_2 = 3, \quad I_3 = 1 \quad \text{Gl. 2.11}$$

Durch Gl. 2.12 wird aus dem Polynomansatz eine allgemeine Beziehung zwischen Spannung und Dehnung hergeleitet:

$$\sigma_i = \frac{\partial W}{\partial \lambda_i} = \frac{\partial W}{\partial I_1} \frac{\partial I_1}{\partial \lambda_i} + \frac{\partial W}{\partial I_2} \frac{\partial I_2}{\partial \lambda_i} + \frac{\partial W}{\partial I_3} \frac{\partial I_3}{\partial \lambda_i} \quad \text{Gl. 2.12}$$

Diese Beziehung wird verwendet, um die nachfolgenden Materialmodelle zu kalibrieren und die Spannungs-Dehnungs-Kurve nicht linearer Werkstoffe zu beschreiben.

Rivlin stellte eine vereinfachte Form des allgemeinen Ansatzes auf. Die Tatsache, dass Elastomere ein nahezu inkompressibles Verhalten aufweisen, lässt Rivlin dazu übergehen, das Polymerverhalten als vollkommen inkompressibel zu beschreiben. Er setzt zudem voraus, dass das Werkstoffverhalten von einem unbelasteten Startpunkt aus anfangs isotrop ist. Aus diesen Annahmen folgt: $I_3=1$, somit erhält man aus Gleichung 2.10:

$$W = W(I_1, I_2, I_3) = \sum_{i+j=1}^N C_{ij} (I_1 - 3)^i (I_2 - 3)^j = W(I_1, I_2) \quad \text{Gl. 2.13}$$

N : Ordnungsgrad

Durch diese Vereinfachung ist die Formänderungsenergie nur noch von den ersten beiden Invarianten abhängig. Diese setzen sich jetzt wie folgt zusammen:

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + 1/\lambda_1\lambda_2 \quad \text{Gl. 2.14}$$

$$I_2 = 1/\lambda_1^2 + 1/\lambda_2^2 + \lambda_1^2\lambda_2^2 \quad \text{Gl. 2.15}$$

$$I_3 = \lambda_1^2\lambda_2^2\lambda_3^2 = 1 \quad \text{Gl. 2.16}$$

Somit sind die ersten beiden Invarianten nur noch von λ_1 und λ_2 abhängig [Tre75]. Diese Vereinfachungen wirken sich auch auf die Beziehung zwischen Spannung und Dehnung aus. Im Modell von Rivlin gilt nun:

$$\sigma_i = \frac{\partial W}{\partial \lambda_i} = \frac{\partial W}{\partial I_1} \frac{\partial I_1}{\partial \lambda_i} + \frac{\partial W}{\partial I_2} \frac{\partial I_2}{\partial \lambda_i} \quad \text{Gl. 2.17}$$

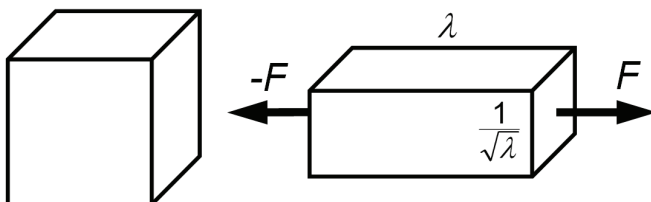
Eine Vereinfachung des Modells von Rivlin stellt das Mooney-Modell (auch **Mooney-Rivlin-Modell** genannt) dar. Hier wird der Ordnungsgrad der Reihe auf 1 beschränkt. Mit $N = 1$ erhält man:

$$W = W(I_1, I_2) = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \quad \text{Gl. 2.18}$$

Durch diesen Ansatz ist es möglich, die Abhängigkeit der Formänderungsenergie von I_1 und I_2 jeweils getrennt voneinander durch einen Materialparameter zu gewichten [Moo40].

Um die Materialmodelle zu kalibrieren und eine Aussage über deren Qualität machen zu können, wird nun eine Methode vorgestellt, wie die Materialparameter der jeweiligen Modelle an Messdaten aus einem uniaxialen Zugversuch angepasst werden können.

Wird im Fall uniaxialer Belastung ein Körper um den Wert λ verstreckt, so setzen sich die einzelnen Verstreckungen gemäß Abbildung 2.9 zusammen:



$$\lambda_1 = \lambda \quad \text{Gl. 2.19}$$

$$\lambda_2 = \frac{1}{\sqrt{\lambda}} \quad \text{Gl. 2.20}$$

$$\lambda_3 = \frac{1}{\sqrt{\lambda}} \quad \text{Gl. 2.21}$$

Abbildung 2.9: uniaxialer Zugversuch: links unbelasteter Körper, rechts um λ verstreckter Körper nach Treloar [Tre75]

Die Werte resultieren aus der Annahme, dass sich der Körper gleichmäßig einschnürt und inkompressibel ist. Es muss also Gl. 2.16 erfüllt sein.

Mit dieser Vorüberlegung kann die Spannungs-Dehnungs-Beziehung speziell für das Mooney-Modell im uniaxialen Fall in Belastungsrichtung hergeleitet werden.

$$\sigma = \frac{\partial W}{\partial \lambda} = \frac{\partial W}{\partial I_1} \frac{\partial I_1}{\partial \lambda} + \frac{\partial W}{\partial I_2} \frac{\partial I_2}{\partial \lambda} = 2\left(1 - \frac{1}{\lambda^3}\right)(\lambda C_{10} + C_{01}) \quad \text{Gl. 2.22}$$

Aus dieser Gleichung können mithilfe der uniaxialen Messdaten die Materialparameter C_{10} und C_{01} bestimmt und durch nicht lineare Regression so angepasst werden, dass die durch das Modell ermittelten Spannungen im Mittel mit den Spannungen aus dem Versuch übereinstimmen. Die Kalibrierung des Modells liefert die bestmögliche Übereinstimmung des Modells mit den Messdaten. Das Ermitteln des besten Kurvenverlaufs durch die Messpunkte wird in der Literatur auch als *curve fitting* bezeichnet. Ein Algorithmus, um diese Regression durchzuführen, ist heute in alle gängigen FEM-Programme implementiert. Bei hinterlegten Messdaten werden die Modellparameter automatisch ermittelt und können gegebenenfalls manuell angepasst werden [Mic98].

Durch die Vereinfachung des Mooney-Modells ist es nicht möglich, den für Elastomere typischen Wendepunkt der Spannungs-Dehnungs-Kurve nachzubilden. Dies ist auf den geringen Ordnungsgrad der Reihe mit $N = 1$ zurückzuführen.

Das **Neo-Hooke-Modell** kann direkt aus dem Mooney-Rivlin-Modell hergeleitet werden. Setzt man in Gl. 2.18 den Parameter $C_{01} = 0$ bzw. $j = 0$ so erhält man:

$$W = W(I_1) = C_{10}(I_1 - 3) \quad \text{Gl. 2.23}$$

Der Parameter C_{10} wird auch als Schubmodul bezeichnet. Konkret gilt:

$$C_{10} = \frac{1}{2} G \quad \text{mit } G: \text{ Schubmodul} \quad \text{Gl. 2.24}$$

Das Modell ist somit nur noch von der ersten Invarianten I_1 abhängig. Es wird davon ausgegangen, dass der Einfluss des I_2 -Terms so klein ist, dass er auch vernachlässigt werden kann. Ein Modell, dem diese Annahme zugrunde liegt, wird auch als „reduzierter“ Polynomansatz bezeichnet [Tre75].

Die Herleitung einer direkten Spannungs-Dehnungs-Beziehung und die Kalibrierung des Modells soll ebenfalls an uniaxialen Messdaten verdeutlicht werden. Auf Grund der Vereinfachungen des Modells gilt für die Spannung in Belastungsrichtung im uniaxialen Fall:

$$\sigma = \frac{\partial W}{\partial \lambda} = \frac{\partial W}{\partial I_1} \frac{\partial I_1}{\partial \lambda} = 2\left(1 - \frac{1}{\lambda^3}\right)\lambda C_{10} \quad \text{Gl. 2.25}$$

Durch nicht lineare Regression kann bei vorgegebenen Messdaten ein konkreter Wert für C_{10} berechnet werden. Allerdings ist es mithilfe des Neo-Hooke-Modells nicht möglich, den Wendepunkt der Spannungs-Dehnungs-Kurve abzubilden.

Erhöht man vom Neo-Hooke-Modell ausgehend den Ordnungsgrad des Polynoms von $N = 1$ zu $N = 3$, so erhält man das **Yeoh-Modell**. Es handelt sich ebenfalls um einen „reduzierten“ Polynomansatz.

$$W = W(I_1) = \sum_{i=1}^3 C_{i0} (I_1 - 3)^i = C_{10} (I_1 - 3) + C_{20} (I_1 - 3)^2 + C_{30} (I_1 - 3)^3 \quad \text{Gl. 2.26}$$

Für den uniaxialen Fall ergibt sich eine direkte Spannungs-Dehnungs-Beziehung zu:

$$\sigma = \frac{\partial W}{\partial \lambda} = \frac{\partial W}{\partial I_1} \frac{\partial I_1}{\partial \lambda} = 2 \left(1 - \frac{1}{\lambda^3}\right) \lambda \frac{\partial W}{\partial I_1} \quad \text{Gl. 2.27}$$

Mit C_{i0} : Materialparameter

I_1 : erste Invariante des Deformationstensors

Durch die höhere Ordnung des Modells ist es zwar möglich, den Wendepunkt nachzubilden, eine deutliche Abweichung zu den eingelesenen Messdaten besteht jedoch weiterhin. [Böl05]

Das **Marlow-Modell** [Mar03, Sim07, DS08] beschreibt die Formänderungsenergie in Abhängigkeit von der ersten Invarianten des Cauchy-Green-Tensors, ähnlich dem Neo-Hooke-Modell oder Yeoh-Modell. Es werden keine Materialparameter bestimmt, da die Energiefunktion direkt aus eingelesenen Messdaten berechnet wird. Aus diesem Grund ist eine Kalibrierung, wie in den anderen Modellen, nicht notwendig. Das Marlow-Modell integriert über die eingelesenen Messwerte und bildet so den exakten Kurvenverlauf der Messdaten ab. Aufgrund dessen müssen bei Anwendung des Modells immer Messdaten für mindestens einen Spannungszustand hinterlegt werden.

Anhand des uniaxialen Spannungszustands lässt sich die Vorgehensweise des Marlow-Modells verdeutlichen: Aus Gl. 2.5 und Gl. 2.19 – 2.21 kann die erste Invariante zu

$$I_1 = \lambda^2 + \frac{2}{\lambda} \quad \text{Gl. 2.28}$$

berechnet werden. Aus den eingelesenen Messdaten erhält man für einen bestimmten Spannungs-Dehnungs-Punkt der Kurve einen konkreten Wert für die erste Invariante \hat{I}_1 . Durch Umformen der Gl. 2.28 erhält man eine Funktion der Verstreckung $\lambda_T(\hat{I}_1)$, die für jeden dieser durch die Messdaten bestimmten Punkte zu lösen ist.

$$\lambda_T(\hat{I}_1)^3 - \hat{I}_1 \lambda_T(\hat{I}_1) + 2 = 0 \quad \text{Gl. 2.29}$$

Mit Hilfe dieses funktionalen Zusammenhangs ist es möglich, direkt über die Messdaten zu integrieren und die Formänderungsenergie zu berechnen [Mar03].

$$\int_0^{\lambda_T(\hat{I}_1)-1} T(\varepsilon) d\varepsilon \quad \text{Gl. 2.30}$$

ε : Dehnung ($\varepsilon = \lambda - 1$)

$T(\varepsilon)$: Dehnungsfunktion (Messdaten)

3 Experimentelle Untersuchung von Elastomerbuchsen

In diesem Abschnitt werden die an Elastomerbuchsen durchgeführten experimentellen Untersuchungen vorgestellt. Der Beschreibung des Versuchsprogramms folgt die Darstellung der Ergebnisse der ein- und zweiachsigen Bauteilversuche. Nach der Definition eines anwendungsorientierten Ausfallkriteriums werden die Streuungen der Versuchsergebnisse diskutiert.

3.1 Versuchsprogramm

Im Folgenden werden die verwendeten Prüfkörper, die Versuchsaufbauten, die Durchführung der Versuche selbst sowie die Messwerterfassung und Versuchsauswertung einschließlich Darstellung der Versuchsergebnisse erläutert.

3.1.1 Prüfkörper

Die nachfolgend beschriebenen Versuche werden an Elastomerbuchsen der Bauformen A und B durchgeführt, welche sich durch Geometrie, Abmessungen, Werkstoff und dynamische Eigenschaften voneinander unterscheiden. Sie stammen zudem von zwei unterschiedlichen Herstellern. Die Zusammensetzung der Werkstoffmischungen ist unbekannt.

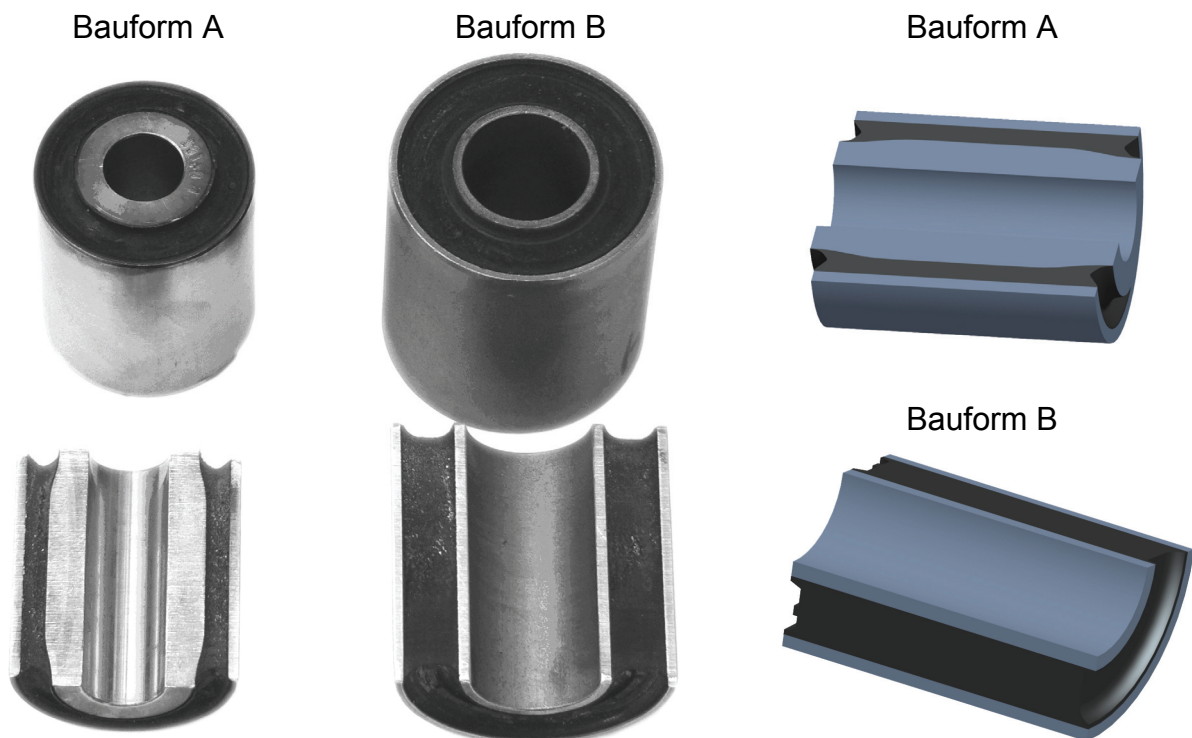


Abbildung 3.1: Draufsichten, Schnittbilder und 3D-CAD-Modelle der untersuchten Prüfkörper

Die Elastomerbuchsen der Bauform A weisen einen Außendurchmesser von 53 mm an der Außenhülse auf und sind 60 mm lang. Der Außendurchmesser der Bauform B beträgt

65 mm bei einer Länge von 70 mm. Abbildung 3.1 zeigt links und mittig beide Bauformen, jeweils in Draufsicht und Schnittbild. Die beiden aufgeschnitten abgebildeten Buchsen lassen die geometrischen Unterschiede der Elastomerspuren erkennen: Bauform A weist eine Verjüngung im mittleren Bereich der Buchse auf, die Elastomerspur der Bauform B ist dagegen durchgehend zylindrisch ausgebildet. Die Darstellungen der 3D-CAD-Modelle beider Bauformen, welche als Basis für die in Kapitel 5 beschriebenen Untersuchungen mithilfe der Finite-Elemente-Methode dienen, sind ebenfalls Bestandteil der Abbildung 3.1.

Es werden Versuche mit den beiden unterschiedlichen Naturkautschukmischungen W1 und W2 durchgeführt. Die Kombinationen aus Mischung, Shore-Härte und Bauform sind:

- Mischungsbezeichnung: W1 – Shore-Härte 65 A – Bauform A
- Mischungsbezeichnung: W2 – Shore-Härte 62 A – Bauform B

3.1.2 Versuchsführungen und Versuchsparmeter

Die oben beschriebenen Elastomerbuchsen werden im Rahmen der experimentellen Untersuchungen dynamisch belastet. Dies geschieht in Anlehnung an die realen Einsatzbedingungen der Bauteile, wie sie z. B. in Lenkerkupplungen auftreten. Um die Schadensmechanismen, welche durch die einzelnen überlagerten Belastungsfälle gemäß Abbildung 2.3 verursacht werden, getrennt voneinander untersuchen zu können, werden die Bauteile in den im Folgenden beschriebenen Versuchen zunächst einachsig belastet. Diese Vereinfachung erlaubt die Verwendung von Prüfaufbauten, die jeweils nur eine der drei Belastungsarten Axialbelastung, Radialbelastung oder Torsionsbelastung realisieren.

Da Axial- und insbesondere Radialbelastungen der Bauteile im Wesentlichen durch die von der Lenkerkupplung zu übertragenden dynamischen Drehmomente bestimmt werden, erfolgen analog dazu die unten diskutierten Versuche dieser Belastungsarten belastungsgeführt, d. h. kraftgeregelt. Die experimentellen Untersuchungen der Bauteile unter Torsionsbelastung werden hingegen verformungsgeführt, d. h. winkeligeregelt durchgeführt, da Geometrie und Kinematik der Kupplung für die Verdrehung der Buchsen maßgeblich sind. Diese werden im Betrieb nur indirekt durch das zu übertragende Drehmoment beeinflusst.

In allen Versuchen mit Axial- und Radialbelastung werden diese sinusförmig, wechselnd harmonisch und ohne statische Vorlast realisiert. Die aufgebrachte Kraft kann als Funktion der Zeit durch

$$F_A(t) = F_{nA} \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t) \quad \text{bzw.} \quad (3.1)$$

$$F_R(t) = F_{nR} \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t) \quad (3.2)$$

beschrieben werden. Dabei steht F_{nA} bzw. F_{nR} für die maximale Amplitude der Axial- bzw. Radialkraft und f für die Frequenz der Belastung während des Versuchs. Analog zu den Gleichungen 3.1 und 3.2 kann der sich in den verformungsgeführten Versuchen mit Torsionsbelastung einstellende Verdrehwinkel als Funktion der Zeit durch

$$\varphi(t) = \varphi_n \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t) \quad (3.3)$$

beschrieben werden. φ_n ist die maximale Amplitude des Verdrehwinkels und f die Frequenz. Die Mittellage des Verdrehwinkels ist stets gleich Null.

Um Belastungs- und Verformungssignal miteinander abzugleichen, wird bei allen Versuchen nach Aktivierung der Regelung zunächst die Nulllast eingehalten und das Verformungssignal des Wegmesssystems mittels Offset auf Null eingestellt. Anschließend erfolgt die dynamische Belastung des Prüfkörpers.

Damit aussagekräftige Versuchsergebnisse bei wirtschaftlich vertretbaren Versuchsdauern erreicht werden können, sind die vorgegebenen Belastungen und Verformungen aller drei Belastungsfälle gegenüber den realen Einsatzbedingungen der Bauteile deutlich überhöht.

Auf der Grundlage von Vorversuchen wird für jede Belastungsart die Versuchs-Nennbelastung bestimmt, welche die Elastomerbuchsen unter dynamischer Belastung über mehr als 2×10^6 Belastungszyklen ertragen, ehe das in Kapitel 3.3 beschriebene Ausfallkriterium eintritt. Sie werden bezeichnet als F_{nA} für Axialbelastung und F_{nR} für Radialbelastung. Für Torsionsbelastung wird der Versuchs-Nenn Drehwinkel φ_n bestimmt. Tabelle 3.1 fasst die als Vielfaches der jeweiligen Versuchs-Nennbelastung bzw. des Versuchs-Nenn Drehwinkels für alle Belastungsarten definierten Belastungsstufen zusammen. Die Belastungsstufen maximaler Amplituden sind so gewählt, dass die Kennwertverläufe der einachsigen Versuche die Kriterien gemäß Kapitel 2.3.4.2 (Aufwärmphase, Beharrungsphase, Phase des Bauteilversagens) aufweisen.

Tabelle 3.1: Bezeichnungen und Werte der einzelnen Belastungsstufen für Axial-, Radial- und Torsionsbelastung für einachsige und zweiachsige Bauteilversuche

Belastungsstufe	Axialbelastung	Belastungsstufe	Radialbelastung	Belastungsstufe	Torsion
S1-A	$1,00 \times F_{nA}$	S1-R	$0,40 \times F_{nR}$	S1-T	$0,69 \times \varphi_n$
S2-A	$2,00 \times F_{nA}$	S2-R	$1,00 \times F_{nR}$	S2-T	$1,00 \times \varphi_n$
S3-A	$2,50 \times F_{nA}$	S3-R	$1,25 \times F_{nR}$	S3-T	$1,44 \times \varphi_n$
S4-A	$3,00 \times F_{nA}$	S4-R	$1,38 \times F_{nR}$	S4-T	$1,88 \times \varphi_n$
S5-A	$4,00 \times F_{nA}$	S5-R	$1,50 \times F_{nR}$		
		S6-R	$1,75 \times F_{nR}$		
		S7-R	$2,00 \times F_{nR}$		
		S8-R	$2,30 \times F_{nR}$		
		S9-R	$2,50 \times F_{nR}$		

Auf Basis dieser Belastungsstufen sind neben den **Einstufenversuchen**, welche mit über die gesamte Versuchsdauer gleich bleibender Belastung und Frequenz durchgeführt werden, auch **Mehrstufenversuche** Bestandteil des Versuchsprogramms. Hierbei werden einzelne, in Tabelle 3.1 aufgeführte Belastungsstufen miteinander kombiniert. Der Umfang der einzelnen Stufen wird vor Versuchsbeginn durch Festlegung der aufzubringenden Belastungszyklen definiert.

Damit für sämtliche Versuche ein vergleichbarer Temperatureinfluss auf die dynamischen Werkstoffeigenschaften gegeben ist, wird ein während der Beharrungsphase einzuhalten-der Bereich für die Prüfkörpertemperatur T_P von +40 °C bis +50 °C festgelegt. Bei jeweils gegebener Belastungsamplitude wird das Einhalten dieser Grenzen durch Anpassen der zugehörigen Prüffrequenz f erreicht. Die an den Rissflächen innerhalb der Elastomerspur erzeugte Dämpfungsleistung P_D ist gemäß Gleichung 3.4 als das Produkt aus Dämpfungsarbeit A_D und der Prüffrequenz definiert.

$$P_D = A_D \cdot f \quad (3.4)$$

Durch Variation der Frequenz kann die Dämpfungsleistung und damit die Wärmeleistung im Inneren des Bauteils von außen beeinflusst werden. In Vorversuchen werden die bei entsprechender Belastung einzustellenden Frequenzen bestimmt. Hierbei werden ausschließlich ganzzahlige Werte gewählt, da nur diese von den zur Auswertung eingesetzten Auswerterroutinen verarbeitet werden können. In allen Versuchen wird die der Belastungsstufe entsprechende Prüffrequenz eingestellt und für die gesamte Dauer der Stufe unverändert beibehalten. Es ist zu berücksichtigen, dass bei dieser Vorgehensweise die Dämpfungsleistung über die Versuchsdauer nicht konstant bleibt. Gründe dafür sind die sich während der dynamischen Belastung verändernde Dämpfungsarbeit und insbesondere bei Mehrstufenversuchen die ganzzahligen Frequenzsprünge zwischen den Belastungsstufen.

Während der Versuchsdurchführung erfolgen weder eine Online-Auswertung der Messsignale noch die Berechnung der dynamischen Kennwerte des Prüfkörpers. Deshalb ist die Gebrauchsdauer erst nach Versuchsende und abgeschlossener Auswertung bestimmbar. Sie steht somit als Abschaltkriterium für die einzelnen Versuche nicht zur Verfügung. Mit der Festlegung von maximalen Verformungen als Weg- und Drehwinkelgrenzen sowie einer Maximaltemperatur von $T_{P,max} = +70$ °C werden Abschaltkriterien definiert, bei deren Eintreten sicher vom Erreichen des Ausfallkriteriums ausgegangen werden kann und der Versuchsaufbau die Prüfung automatisiert beendet.

Zudem werden neben den Einachsversuchen auch **Zweiachsversuche** mit überlagerter Radial- und Torsionsbelastung sowie überlagerter Radial- und Axialbelastung durchgeführt, um den Einfluss der Belastungsüberlagerung auf die Gebrauchsdauer der Elastomerbuchsen untersuchen zu können. In sämtlichen Zweiachsversuchen werden die beiden Belastungen zeitgleich und in Phase aufgebracht, d. h., dass bei Erreichen der maximalen Radialkraft F_R auch der maximale Verdrehwinkel φ_n bzw. die maximale Axialkraft F_A aufgebracht wird.

3.1.3 Versuchsaufbauten

Für die experimentelle Untersuchung der Elastomerbuchsen unter Axial-, Radial- und Torsionsbelastung wurden jeweils eigene, einachsig arbeitende Versuchsaufbauten ausgelegt und umgesetzt. Darin werden die Prüfkörper beider Bauformen A und B jeweils über eine innere Prüfkörperaufnahme, welche die Innenhülse der Elastomerbuchse fixiert, und eine äußere Prüfkörperaufnahme, die die äußere Stahlhülse einspannt, belastet. In allen drei

Versuchsständen wird die Belastung durch servohydraulische Antriebe, d. h. Linear- oder Drehzylinder, aufgebracht. Diese ermöglichen Prüfkräfte von deutlich mehr als $F = \pm 25$ kN und Drehmomente größer ± 200 Nm. In Kombination mit der eingesetzten digitalen Regelung vom Typ *MTS FlexTest II*m erlauben diese Konzepte äußerst flexibel zu gestaltende Belastungen [Gro08], die auch während laufender Versuche variiert werden können. Mit den jeweiligen mechanischen Aufbauten lassen sich Prüffrequenzen von bis zu $f = 20$ Hz realisieren. Die verwendete Regelung ermöglicht darüber hinaus eine automatisierte Abarbeitung voreingestellter Prüfprogramme. Hiermit lassen sich experimentelle Untersuchungen mit unterschiedlichen Versuchsabschnitten realisieren. Neben der Art des vorgegebenen Sollsignals (z. B. Sinus-, Rechteck- oder Dreieckfunktion), der Vorgabe der Versuchsführung (belastungs- oder verformungsgeführt), der Amplitude und der Frequenz lassen sich auch die Anzahl der Belastungszyklen für unterschiedliche Versuchssequenzen festlegen. Diese sind wiederum in beliebiger Reihenfolge kombinierbar.

Belastung und Verformung der Prüfkörper werden durch kalibrierte Sensoren erfasst und zur dynamischen Regelung der Versuchsaufbauten sowie zur Beschreibung der Bauteileigenschaften verwendet. Eingesetzt werden Kraftmessdosen, eine Messwelle mit applizierten Dehnungsmessstreifen zur Drehmomentmessung sowie induktive Wegaufnehmer und Drehwinkelgeber. Alle sind hinsichtlich ihres Messbereichs und ihrer Auflösung für den Anwendungsfall optimal ausgewählt und liefern elektrische Ausgangssignale, die vor ihrer Digitalisierung für den Regler als Analogsignale an einen externen Messrechner zur Messwerterfassung und -aufnahme übertragen werden.

Zur Beschreibung des Temperaturverhaltens der Prüfkörper unter dynamischer Belastung wird die Prüfkörpertemperatur T_P mittels temperaturabhängiger elektrischer Widerstände (Pt100) gemessen. Diese werden an den Prüfkörperaufnahmen der Versuchsaufbauten in unmittelbarer Nähe zu den Elastomerbuchsen appliziert.

Durch Vorversuche konnte nachgewiesen werden, dass die an der Prüfkörperaufnahme gemessene Temperatur nur geringfügig von der Temperatur im Inneren der Elastomerspur abweicht. Im Radialversuch, durchgeführt mit der Belastungsstufe S8-R und einer Prüffrequenz von $f = 8$ Hz, stellte sich nach etwa 150.000 Belastungszyklen ein thermisches Gleichgewicht ein. Die innerhalb der Elastomerspur und im Inneren der inneren Stahlhülse eines speziell präparierten Prüfkörpers der Bauform A gemessenen Temperaturen wichen ab diesem Zeitpunkt um max. 3 °C von der wie oben beschrieben gemessenen Prüfkörpertemperatur T_P ab. Diese Unterschiede sind als gering zu bezeichnen.

Die neben der Messung der Umgebungstemperatur alleinige Verwendung der Messstelle T_P bietet zwei wesentliche Vorteile: Zu einen muss diese Messstelle nur einmal hergestellt werden und ist dabei, wie die Prüfkörperaufnahmen selbst, für alle weiteren Versuche weiter verwendbar. Zu anderen müssen die untersuchten Elastomerbuchsen nicht speziell vorbereitet bzw. verändert werden. Die in die innere Stahlhülse und die Elastomerspur eingebrachten Bohrungen und die damit verbundenen Schwächungen bzw. Beschädigungen der Elastomerspur entfallen und können keinen unbekanntem Einfluss auf die mechanischen Eigenschaften der Elastomerbuchsen nehmen.

Bei den Versuchsaufbauten mit axialer Belastung wird ein zylindrischer Messfühler konzentrisch in die innere Prüfkörperaufnahme eingeschoben, während in den Prüfständen für Radial- und Torsionsbelastung Messaufnehmer auf der äußeren bzw. inneren Prüfkörperaufnahme aufgeklebt sind. In den nachfolgenden Darstellungen der Prüfaufbauten ist die Anordnung der Messstelle jeweils gekennzeichnet.

3.1.3.1 Axialbelastung

Der Versuchsaufbau für die axiale Belastung der Elastomerbuchsen der Bauform B besteht im Wesentlichen aus den Hauptkomponenten servohydraulischer Linearzylinder, Rahmen, innerer und äußerer Prüfkörperaufnahme sowie aus den Bauteilen zur Messung von Belastung, Verformung und Temperatur. Die nachfolgende Abbildung 3.2 zeigt links eine Prinzipskizze des Axialprüfstandes: Der auf das senkrecht stehende Gehäuse des Zylinders aufgeschraubte Rahmen trägt die äußere Prüfkörperaufnahme mit zwei miteinander verspannten Klemmbacken, welche die äußere Stahlhülse der Elastomerbuchse ortsfest fixieren. Über die in den Rahmen hineinragende Kolbenstange des Linearzylinders, die darauf montierte Kraftmessdose und die angeflanschte innere Prüfkörperaufnahme wird die innere Stahlhülse des Prüflings axial belastet. Diese ist auf den Bolzen der Prüfkörperaufnahme aufgeschoben und über ihre Stirnflächen mit diesem verspannt.

Der verwendete Zylinder kann Kräfte von bis zu $F_{max} = \pm 25$ kN bei einem maximalen Verformweg $s_{max} = \pm 50$ mm realisieren. Die eingebaute Kraftmessdose ist mit ihrem Messbereich von $F = \pm 25$ kN auf den Anwendungsfall abgestimmt. Zur Messung des Axialweges der inneren Stahlhülse des Prüfkörpers wird ein induktiver Wegaufnehmer eingesetzt. Die sich unter Belastung einstellenden Verformungen können durch das verwendete Messsystem im Messbereich von $s = \pm 20$ mm ausreichend genau erfasst werden.

3.1.3.2 Radialbelastung

Die Versuche mit radialer Belastung der Elastomerbuchsen der Bauformen A und B werden mit dem in Abbildung 3.2 in der Detailansicht gezeigten Versuchsaufbau durchgeführt. Hierbei kommt ein servohydraulischer Linearzylinder zum Einsatz, der Prüfkraft von bis zu $F_{max} = \pm 63$ kN aufbringen kann. Seine Kolbenstange belastet über die äußere Prüfkörperaufnahme die in horizontaler Lage eingebaute Elastomerbuchse. Diese ist auf einen Bolzen aufgeschoben, der durch den Gegenhalter und die beidseitig angeordneten Klemmbrücken ortsfest fixiert wird. Die erforderlichen Stützkräfte zum Aufbringen der Belastung über die beschriebenen mechanischen Bauteile auf den Prüfkörper werden durch einen Stahlbau-Rahmen übertragen, in welchem Zylinder und Gegenhalter konzentrisch übereinander angeordnet sind.

Die auf den Prüfkörper wirkenden Belastungen werden mithilfe der zwischen Kolbenstange und äußerer Prüfkörperaufnahme eingebauten Kraftmessdose gemessen. Die Erfassung der Radialverformung der Elastomerbuchse erfolgt durch den auf die äußere Prüfkörperaufnahme montierten induktiven Wegaufnehmer. Seine Messspitze steht dabei auf dem feststehenden Gegenhalter auf.

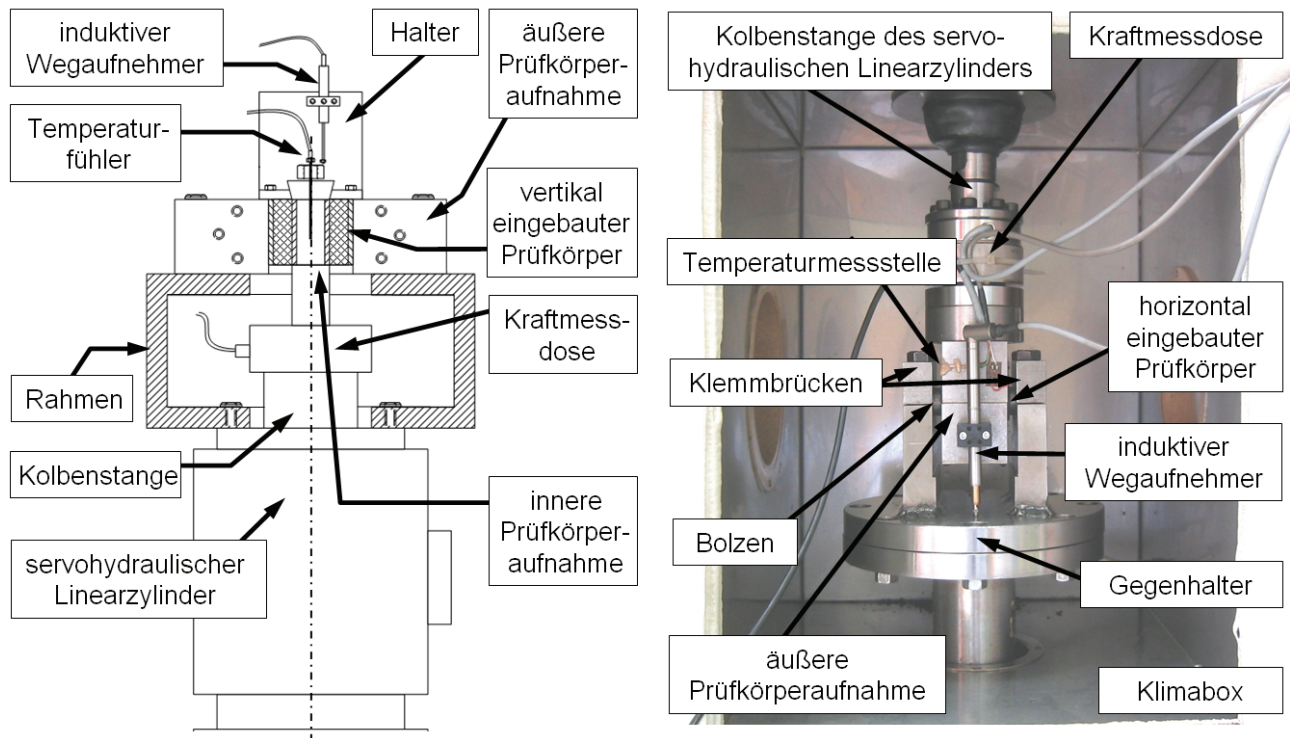


Abbildung 3.2: Prinzipskizze des Axialprüfstandes (li.) und Detailansicht Radialprüfstand (re.)

3.1.3.3 Torsionsbelastung

Die nachfolgend beschriebenen experimentellen Untersuchungen der Elastomerbuchsen der Bauform A unter Torsionsbelastung werden mithilfe des in Abbildung 3.3 gezeigten Prüfaufbaus durchgeführt. Hierbei wird das erforderliche dynamische Torsionsmoment mittels eines servohydraulischen Drehzylinders (max. Torsionsmoment $T_{k,max} = 1 \text{ kNm}$) über die Antriebswelle sowie die angeflanschte Messwelle und die innere Prüfkörperaufnahme auf den Prüfling übertragen. Dieser ist auf den Stirnflächen der Innenhülle kraftschlüssig mit der Prüfkörperaufnahme verspannt. Über die beiden Klemmbacken, welche durch Verspannung die äußere Stahlhülle gegen Verdrehen sichern und fixieren, und den Gegenhalter wird das Torsionsmoment gegen das Maschinenfundament abgestützt.

Die Messung des dynamischen Torsionsmomentes $T_i(t)$ erfolgt mittels der eigens für diesen Anwendungsfall ausgelegten Messwelle. Sie verfügt im Mittelteil über einen hohlgebohrten, kreisrunden Querschnitt, auf dessen äußerer Oberfläche vier als Vollbrücke elektrisch verschaltete Dehnmessstreifen (DMS) appliziert sind. Vor Inbetriebnahme wurde die Messwelle mechanisch kalibriert.

Der Verdrehwinkel $\varphi(t)$ der bewegten Innenhülle gegenüber der feststehenden Außenhülle wird mittels eines induktiven Drehwinkelnehmers gemessen. Dessen Gehäuse ist auf dem Gegenhalter montiert und gegen Verdrehen gesichert. Seine konzentrisch auf der Drehachse des Prüfaufbaus ausgerichtete Messwelle ist über eine elastische, verdrehstei-

fe Kupplung mit der inneren Prüfkörperaufnahme verbunden und folgt der Drehbewegung der inneren Hülse des Prüfkörpers.

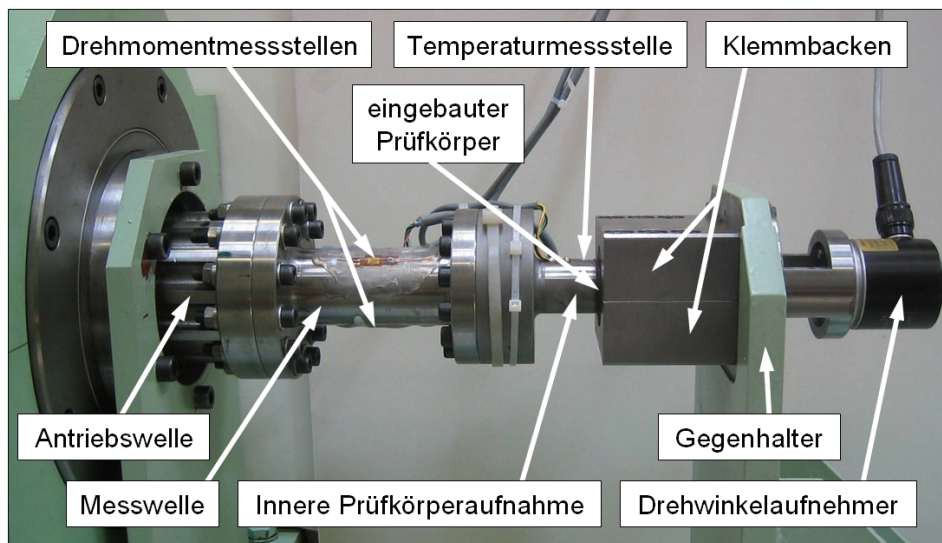


Abbildung 3.3: Detailansicht des Torsionsprüfstandes

3.1.3.4 Überlagerte Radial- und Torsionsbelastung

Für die Durchführung der zweiachsigen Bauteilversuche wird der im Folgenden beschriebene, speziell für diesen Anwendungsfall entworfene Versuchsaufbau verwendet, der die gleichzeitige belastungsgeführte Radialbelastung und verformungsgeführte Torsionsbelastung von Elastomerbuchsen der Bauform A ermöglicht. Abbildung 3.4 zeigt die Gesamtansicht des Versuchsaufbaus sowie zwei Detailansichten mit Messtechnik und mechanischem Antrieb.

Die zu untersuchende Elastomerbuchse wird mit ihrer Innenhülse auf die innere Prüfkörperaufnahme geschoben, mit dieser reibschlüssig axial verspannt und in horizontaler Lage zwischen den beiden Wellen I und II in den Prüfstand eingebaut. Die äußere Prüfkörperaufnahme wird auf die Außenhülse der Elastomerbuchse montiert und überträgt reibschlüssig von außen eingeleitete Belastungen.

Die Radialbelastung wird mittels eines servohydraulischen Linearzylinders realisiert, welcher Kräfte von bis zu $F_{max} = \pm 63$ kN bei einem Verfahrweg von max. $s_{max} = \pm 50$ mm ermöglicht. Er ist hängend im Prüfstandsrahmen montiert, sodass seine Kolbenstange senkrecht und damit radial über die äußere Prüfkörperaufnahme auf den Prüfkörper einwirkt. Abgestützt werden die aufgebrachten Belastungen über die Flansche der inneren Prüfkörperaufnahme auf die beiden Wellen I und II, die wiederum durch spielfrei eingestellte Pendelrollenlager gestützt werden. Deren Stehlagergehäuse sind auf dem Prüfstandsträger montiert, der über das Fundament den Kraftschluss zum Prüfstandsrahmen herstellt.

Um die wechselnde Torsionsbelastung auf den Prüfkörper zu realisieren, wird die durch die elektrische Antriebsmaschine erzeugte Rotationsbewegung mittels Kurbeltrieb in eine oszillierende Bewegung überführt und über Welle I und die innere Prüfkörperaufnahme auf die Elastomerbuchse übertragen. Somit rotiert deren Innenhülse um die Längsachse. Die

Abstützung des Drehmomentes erfolgt über Außenhülse, äußere Prüfkörperaufnahme und den oben genannten Linearzylinder gegen den Prüfstandsrahmen.

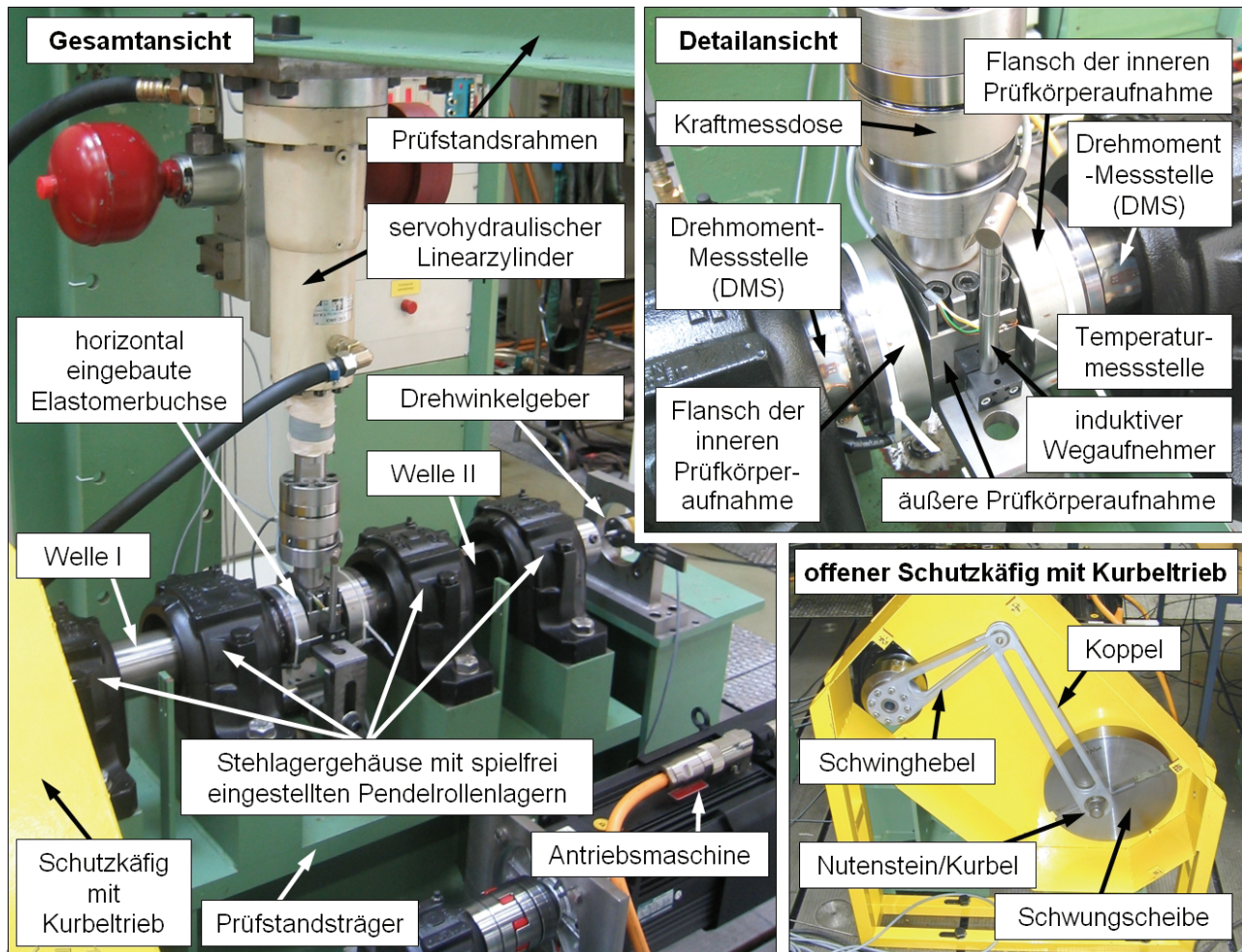


Abbildung 3.4: Prüfaufbau für die zweiachsige Bauteilprüfung von Elastomerbuchsen der Bauform A unter Radial- und Torsionsbelastung

Der Kurbeltrieb besteht aus Antriebsmaschine, Kupplung, Zwischenwelle, Schwungscheibe, Nutenstein, Koppel und Schwinghebel. Durch Veränderung des Kurbelradius' lassen sich unterschiedliche Verdrehwinkel von bis zu $\varphi_{max} = \pm 18^\circ$ einstellen. Die Torsionsbelastung kann mit diesem Aufbau nur verformungsgeführt erfolgen; eine Variation des Verdrehwinkels in laufenden Versuchen ist nicht möglich, da eine mechanische Verstellung des Kurbelradius' erforderlich ist. Da die Drehzahl der Kurbel die Prüffrequenz bestimmt, wird ein drehzahl geregelter Drehstrom-Synchronmotor mit einer Nennleistung von $P_{nenn} = 26 \text{ kW}$ und einem maximalen Antriebsmoment von $M_{max} = 84 \text{ Nm}$ eingesetzt. Die aus dem Kurbeltrieb auf den Antriebsmotor wirkende Ungleichförmigkeit im Drehmomentverlauf wird durch eine Schwungscheibe mit einer Masse von $m = 27 \text{ kg}$ weitestgehend kompensiert. Der Einsatzbereich des Kurbeltriebs bezüglich der Prüffrequenz liegt zwischen $f = 3 \text{ Hz}$ und $f = 25 \text{ Hz}$ in Abhängigkeit des jeweiligen Verdrehwinkels. Nach unten wird der nutzbare Frequenzbereich durch einen ungleichförmigen Drehmomentverlauf begrenzt, der mittels der drehenden Masse der Schwungscheibe nicht mehr ausgeglichen werden kann. Die obere Grenze wird durch die Massenkräfte im Kurbeltrieb sowie im zu

schwenkenden Antriebsstrang begrenzt. Zur Reduzierung der bewegten Massen sind Koppel und Schwinghebel des Kurbeltriebs in Leichtbauweise und die Wellen I und II als Hohlwellen ausgeführt.

Auch dieser Versuchsaufbau ist mit Messeinrichtungen ausgestattet, welche die Erfassung von Belastung und Verformung für beide Belastungsachsen realisieren. Die Detailansicht der Abbildung 3.4 zeigt die äußere Prüfkörperaufnahme sowie die damit verbundene Kraftmessdose, welche zur Messung der aufgetragenen Radialkraft dient. Die Verformung des Prüfkörpers wird mit einem induktiv arbeitenden Wegaufnehmer erfasst, der auf die äußere Prüfkörperaufnahme montiert ist und deren Weg gegenüber dem ortsfesten Prüfstandsträger misst.

Mithilfe von Dehnungsmessstreifen der mechanisch kalibrierten Drehmomentmessstellen auf den Wellen I und II wird das aus der Verdrehung der Elastomerbuchsen resultierende Drehmoment erfasst. Die Messung des Verdrehwinkels der inneren gegenüber der äußeren Stahlhülse des Prüfkörpers wird mittels eines Drehwinkelgebers vorgenommen, der am hinteren Ende der dem Kurbeltrieb abgewandten Welle II angebracht ist.

3.1.3.5 Überlagerte Radial- und Axialbelastung

Sämtliche Zweiachsversuche mit überlagelter Radial- und Axialbelastung werden mit einem speziell entworfenen Versuchsaufbau durchgeführt. Abbildung 3.5 zeigt diesen im linken Teil in der Gesamtansicht. Durch das rechts gezeichnete Modell werden die Details sichtbar gemacht und beide Belastungsrichtungen dargestellt.

Durch die äußere Prüfkörperaufnahme wird die äußere Stahlhülse des mit vertikal stehender Längsachse eingebauten Prüfkörpers ortsfest fixiert. Die radiale und axiale Belastung der Elastomerbuchse erfolgt durch Krafteinleitung über die auf die innere Prüfkörperaufnahme aufgespannte Innenhülse. Beide Belastungsachsen sind durch geeignete technische Maßnahmen voneinander entkoppelt und können unabhängig voneinander gefahren werden. Die Radialkräfte werden über eine spielfrei ausgeführte Linearführung übertragen, welche in Axialrichtung überlagerte Wege von bis zu ± 20 mm zulässt. Die Axialbelastung erfolgt über einen spielfreien Verbindungsstab, der beidseitig mit einer Biegefeder versehen ist. Durch Auslegung für diesen Anwendungsfall ist seine Steifigkeit in Radialrichtung auf deutlich unter 1 % der Steifigkeit der zu prüfenden Elastomerbuchsen eingestellt.

In beiden Achsen werden die Belastungen durch servohydraulische Linearzylinder aufgebracht, die in Radialrichtung Kräfte von bis zu $F_{max} = \pm 63$ kN und bis zu $F_{max} = \pm 25$ kN in Axialrichtung realisieren können. Die maximalen Verfahwege der Zylinder betragen $s_{max} = \pm 50$ mm. Die Regelung beider Achsen erfolgt ebenfalls über die oben genannte digitale Regelung *MTS FlexTest II*m. Für die im Folgenden beschriebenen Versuche werden beide Belastungsachsen kraft geregelt verfahren und miteinander synchronisiert. Radial- und Axialbelastung erfolgen, analog zu den beschriebenen Zweiachsversuchen mit Radial- und Torsionsbelastung, zeit- und phasengleich, d. h. mit Erreichen der maximalen Radialkraft F_R wird auch die maximale Axialkraft F_A aufgebracht.

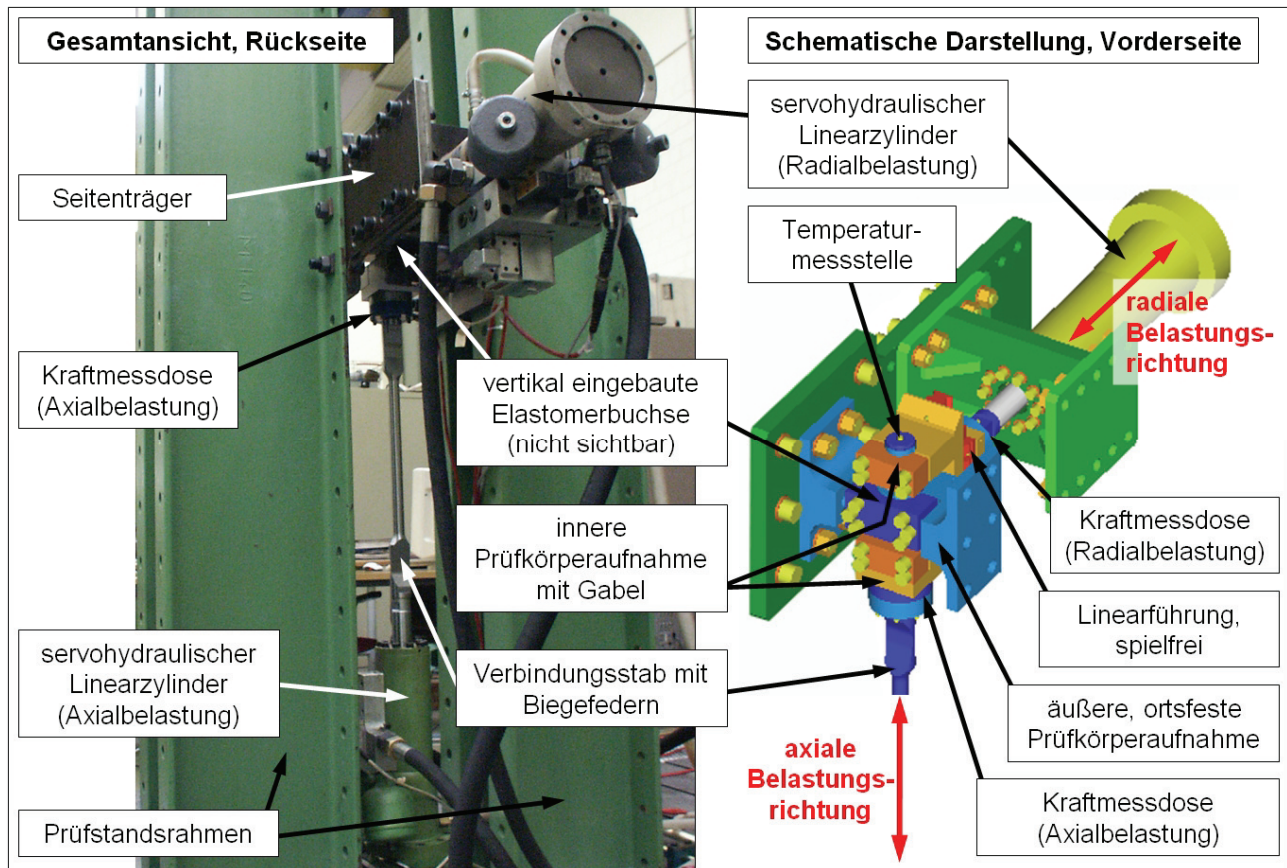


Abbildung 3.5: Prüfaufbau für die zweiachsige Bauteilprüfung von Elastomerbuchsen unter Radial- und Axialbelastung

Auch in diesem Versuchsaufbau wird in jeder Belastungsachse eine Kraftmessdose zur Erfassung der aufgebrachtten Belastung verwendet. Der radiale und axiale Weg der gegenüber der Außenhülse verschobenen Innenhülse wird mittels induktiver Wegaufnehmer gemessen.

3.1.4 Messwerterfassung und Versuchsauswertung

Die Erfassung der Messsignale erfolgt durch Rechner mit integrierter Messwerterfassungskarte. Diese digitalisieren die eingehenden analogen Spannungssignale zur Weiterverarbeitung und Aufzeichnung. Einsetzt wird dazu die Anwendungssoftware *DIAdem* der Firma *National Instruments* in der Version 8.0.

Aufgezeichnet werden für jeden Versuch jeweils sechs Kanäle: Belastung und Verformung, die mit einer Abtastrate von 1000 Hz eingelesen werden, und der dazu gehörige Zeitkanal sowie die Prüfkörper- und Umgebungstemperatur und der dazu gehörige Zeitkanal mit einer Abtastrate von 1 Hz. Messung und Aufzeichnung der Umgebungstemperatur erfolgen, um im möglichen Fall außergewöhnlicher Temperaturschwankungen einen Umgebungseinfluss nachweisen und berücksichtigen zu können.

Aufgrund der langen Versuchslaufzeiten werden die Messsignale nicht kontinuierlich aufgezeichnet, sondern Einzelmessungen mit einer Aufzeichnungsdauer von 5 Sekunden in

zeitlich gleichen Abständen von 300 bis 3.600 Sekunden durchgeführt. Die Festlegung dieser zeitlichen Abstände erfolgt auf Basis der zuvor abgeschätzten Versuchsdauer. Dieses Vorgehen erlaubt eine sinnvolle Begrenzung des auszuwertenden Datenvolumens bei gleichzeitiger Erfassung von ausreichend vielen Einzelmessungen, die eine optimale Beschreibung der Kennwertänderungen ermöglichen. Die Auswertung der Messwerte erfolgt nach Versuchsende mithilfe von Autosequenzen, die in das Programm *DIAdem* eingelesen werden. Ausgegeben wird eine Datei, welche sämtliche Messdaten des Versuchs sowie die daraus berechneten und in Kapitel 2.3.4 beschriebenen Kennwerte beinhaltet. Die relevanten theoretischen Grundlagen sowie die zur Berechnung der Kennwerte angewendeten Linearisierungs- und Integrationsverfahren werden durch [WK96, Käs97 und Ame04] umfangreich erläutert.

Anhand der berechneten und tabellarisch vorliegenden Kennwerte erfolgt die weitere Versuchsauswertung: Die dynamische Steifigkeit, die Dämpfungsarbeit und die Prüfkörpertemperatur werden in einem Diagramm mit kartesischem Koordinatensystem und linearen Skalierungen der Achsen über den Belastungszyklen aufgetragen. In dieser Form lassen sich die jeweiligen Kennwertverläufe und -änderungen anschaulich darstellen und bewerten. Um eine optimale Vergleichbarkeit der einzelnen Verläufe untereinander zu erreichen, werden die Achsen nach Möglichkeit einheitlich skaliert und eine normierte Darstellung der Kennwerte gewählt. Die Normierung erfolgt am Beispiel der dynamischen Steifigkeit gemäß Gleichung 3.5. Dabei werden alle berechneten Einzelwerte ($C_{dyn_n}(i)$) auf den Bezugswert $C_{dyn}(Messung_1)$, d. h. auf den Wert der ersten Messung, normiert.

$$C_{dyn_n}(i) = \frac{C_{dyn}(i)}{C_{dyn}(Messung_1)} \quad (3.5)$$

Die normierten Werte sind stets einheitenlos, die Prüfkörpertemperaturen werden mit ihren gemessenen Absolutwerten in der Einheit °C angegeben.

In sämtlichen Zweiachsversuchen werden Belastungen und Verformungen als Messdaten beider Belastungsachsen erfasst und für jede Belastungsart ausgewertet. Für Radial- und Torsionsbelastung sowie Radial- und Axialbelastung werden jeweils eigene Diagramme erstellt, in welchen die Kennwertverläufe der dynamischen Steifigkeit und der Dämpfungsarbeit über der Anzahl der Belastungszyklen aufgetragen werden. Der Verlauf der gemessenen Prüfkörpertemperatur wird in beiden Diagrammen aufgeführt. Um die Kennwertverläufe beider Belastungsachsen einzelner Zweiachsversuche mithilfe übersichtlicher Diagramme auswerten und vergleichen zu können, werden diese mit einheitlicher Skalierung der Ordinate (Anzahl der Belastungszyklen) untereinander stehend abgebildet.

Die Bestimmung der Gebrauchsdauer des untersuchten Prüfkörpers erfolgt auf Basis der in Kapitel 3.3 als Ausfallkriterium festgelegten Kennwertänderung. Da diese in der Regel nicht während einer Einzelmessung eintritt und somit nicht erfasst wird, muss die entsprechende Anzahl an Belastungszyklen durch lineare Interpolation zwischen den Werten der jeweils letzten Messung vor und der ersten Messung nach Erreichen der Gebrauchsdauer berechnet werden.

3.2 Versuchsergebnisse

In diesem Abschnitt werden im ersten Teil Ergebnisse aus Versuchen mit einachsiger Bauteilbelastung in sechs Fällen I bis VI voneinander unterschieden und anhand von Diagrammen mit den jeweiligen Kennwertverläufen der normierten dynamischen Steifigkeit C_{dyn_n} , der normierten Dämpfungsarbeit A_{D_n} und der absoluten Prüfkörpertemperatur T_P vorgestellt. Einstufenversuche werden als Axial-, Radial- und Torsionsversuche an Elastomerbuchsen der Bauformen A und B mit mindestens drei Belastungsstufen durchgeführt. Bei den diskutierten Mehrstufenversuchen mit jeweils drei unterschiedlichen Belastungsamplituden steht vor allem die Variation der Stufenlängen im Vordergrund. Elastomerbuchsen der Bauform B werden in diesen Fällen axial und radial belastet.

Im zweiten Teil dieses Abschnitts werden Ergebnisse aus Zweiachsversuchen mit jeweils zwei überlagerten Belastungen vorgestellt: Fünf Versuchsreihen mit Elastomerbuchsen der Bauform A, in denen sowohl die Radial- als auch die Torsionsbelastung in mindestens zwei Belastungsstufen variiert wird, bilden Fall VII. Im abschließenden Fall VIII werden Versuche mit überlagerter Radial- und Axialbelastung mit Bauform B zusammengefasst, wobei die Variation der Radialbelastung in vier Stufen im Mittelpunkt steht.

3.2.1 Einachsige Bauteilprüfung

3.2.1.1 Axialbelastung – einstufig – Fall I

Im Fall I werden Elastomerbuchsen der Bauform B einstufig axial belastet. Die ausgewählten Belastungsstufen sind S1-A, S2-A, S4-A und S5-A. Gemäß Tabelle 3.1 entsprechen deren Belastungsamplituden $1,0 \times F_{nA}$; $2,0 \times F_{nA}$; $3,0 \times F_{nA}$ und $4,0 \times F_{nA}$. Abbildung 3.6 zeigt die Kennwertverläufe von jeweils einem Versuch der vier genannten Belastungsstufen. Die Zuordnungen der Kurven zum jeweiligen Versuch (V1 bis V4) sind im Diagramm gekennzeichnet. Die Verläufe der dynamischen Steifigkeit C_{dyn_n} weisen für alle Versuche direkt nach Versuchsbeginn deutliche Veränderungen auf. Diese Aufwärmphase ist auch geprägt vom starken Anstieg der Prüfkörpertemperaturen. Bei den beiden Belastungsstufen S1-A und S2-A schließt sich eine bis zum Versuchsende anhaltende Beharrungsphase gemäß Kapitel 2.3.4.2 an. Die Steifigkeiten bleiben nahezu konstant bzw. erfahren einen leichten Anstieg um ca. 1,5 %. Die Steifigkeitskennwerte der Versuche V3 und V4 hingegen verändern sich nach der Aufwärmphase zunehmend. Die Kennwertverläufe der Dämpfungsarbeit A_{D_n} sind ebenfalls von der Aufwärmphase geprägt. Eine Beharrungsphase schließt sich bei Versuch V2 bis ca. 850.000 Belastungszyklen an, bevor A_{D_n} auf 20 % nach 1.293.000 Belastungszyklen ansteigt. Unter Belastungsstufe S1-A wird dieser Wert nach nahezu stetigem Anstieg erst mit 2.323.407 Zyklen erreicht. Bei 3,0facher und 4,0facher Belastungsamplitude (S4-A und S5-A) steigert sich die Dämpfungsarbeit bereits nach 142.787 bzw. 25.250 Belastungszyklen um 20 %. Die prozentualen Kennwertänderungen sind bei allen Versuchen für die Dämpfungsarbeit A_{D_n} deutlich größer als für die dynamische Steifigkeit C_{dyn_n} . Zudem kann beobachtet werden, dass bei gleich bleibender bzw. sich nur gering erhöhender dynamischer Steifigkeit die Dämpfungsarbeit fortlaufend

um >5 % ansteigt. Der Temperaturverlauf von Versuch V1 ist nach der Aufwärmphase ab rund 150.000 Belastungszyklen oberhalb von +40 °C nahezu konstant. Gleiches gilt für V2, wobei die Beharrungsphase mit $T_P = +61$ °C nach ca. 100.000 Belastungszyklen erreicht wird. Ein Temperaturgleichgewicht kann bei den Versuchen V3 und V4 nicht beobachtet werden. Hier nimmt T_P während der dynamischen Belastung aufgrund der hohen Dämpfungsleistung kontinuierlich zu.

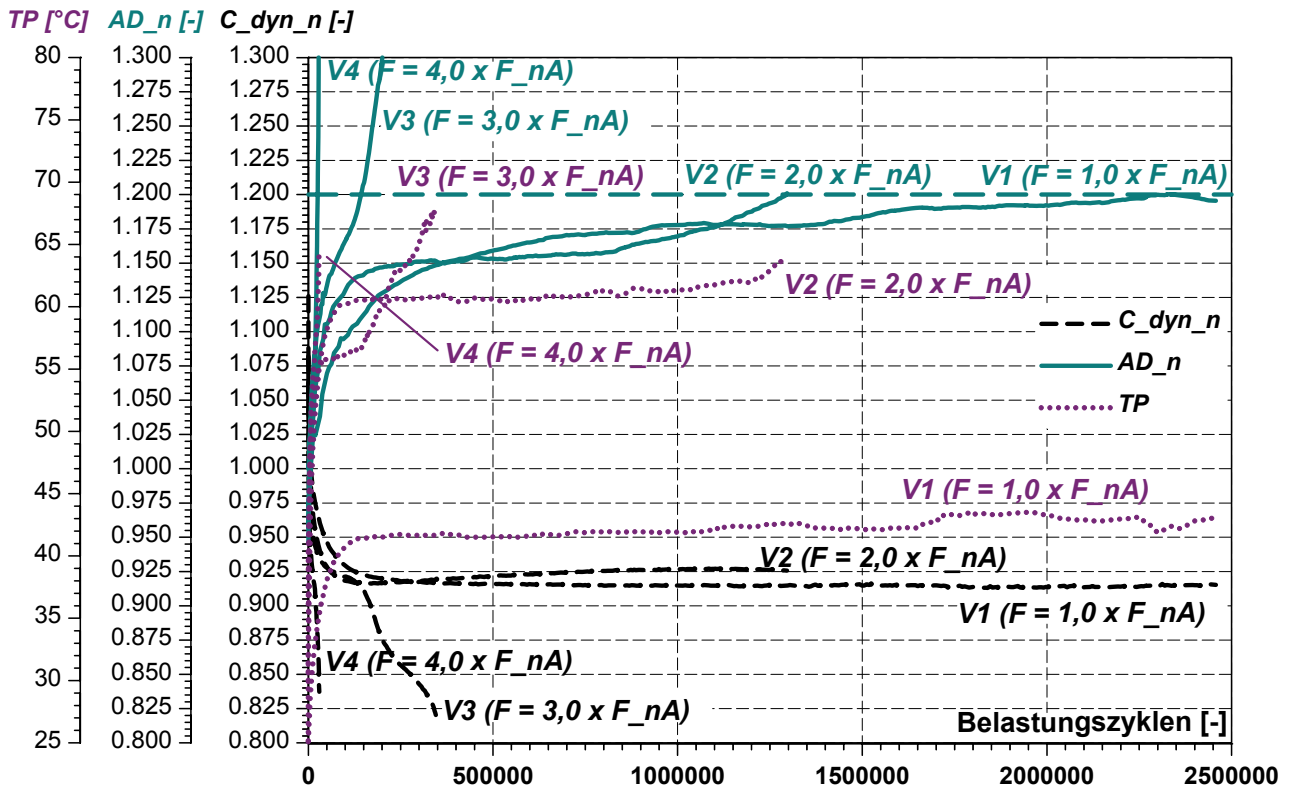


Abbildung 3.6: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Axialversuche, Belastungsstufen S1-A, S2-A, S4-A und S5-A

Versuche mit Belastungsstufe S1-A und einer Prüffrequenz von $f = 7$ Hz zeigen gemäß Abbildung 3.7 nach der Aufwärmphase nahezu konstante Steifigkeitsverläufe. Im Versuch V1 erreicht die Dämpfungsarbeit A_{D_n} ihr Maximum nach 2.323.000 Belastungszyklen, während Versuch V2 bei einer ab den ersten 500.000 Belastungszyklen langsam ansteigenden Steifigkeit C_{dyn_n} nach rund 1,5facher Versuchsdauer (3.519.000 Belastungszyklen) nur eine Änderung der Dämpfungsarbeit von 18 % aufweist. Der weitere Kurvenverlauf deutet auf eine leichte Erholung des Werkstoffes hin. Eine Erhöhung der Dämpfungsarbeit ist nicht absehbar. Unter der gewählten Prüffrequenz stellt sich nach der Aufwärmphase oberhalb von $T_P = +40$ °C ein thermisches Gleichgewicht ein. Diese Beharrungsphase weisen die Kennwertverläufe der Dämpfungsarbeit nicht auf. Abbildung 11.1 zeigt Kennwerte zweier Versuche der Belastungsstufe S2-A, durchgeführt mit einer Prüffrequenz von $f = 5$ Hz. Nach Erreichen gleich bleibender Prüfkörpertemperaturen von ca. $T_P = +61$ °C verlaufen die Dämpfungsarbeiten auf konstantem Niveau über rund 600.000 Belastungszyklen. Der im Versuch V1 nachfolgende Anstieg erreicht bei 1.293.000 Zyklen ein Maximum von 1,20. Darüber hinaus lässt sich eine allmähliche Erhöhung der dynami-

schen Steifigkeit nach den ersten 100.000 Belastungszyklen bei beiden Kennwertverläufen feststellen.

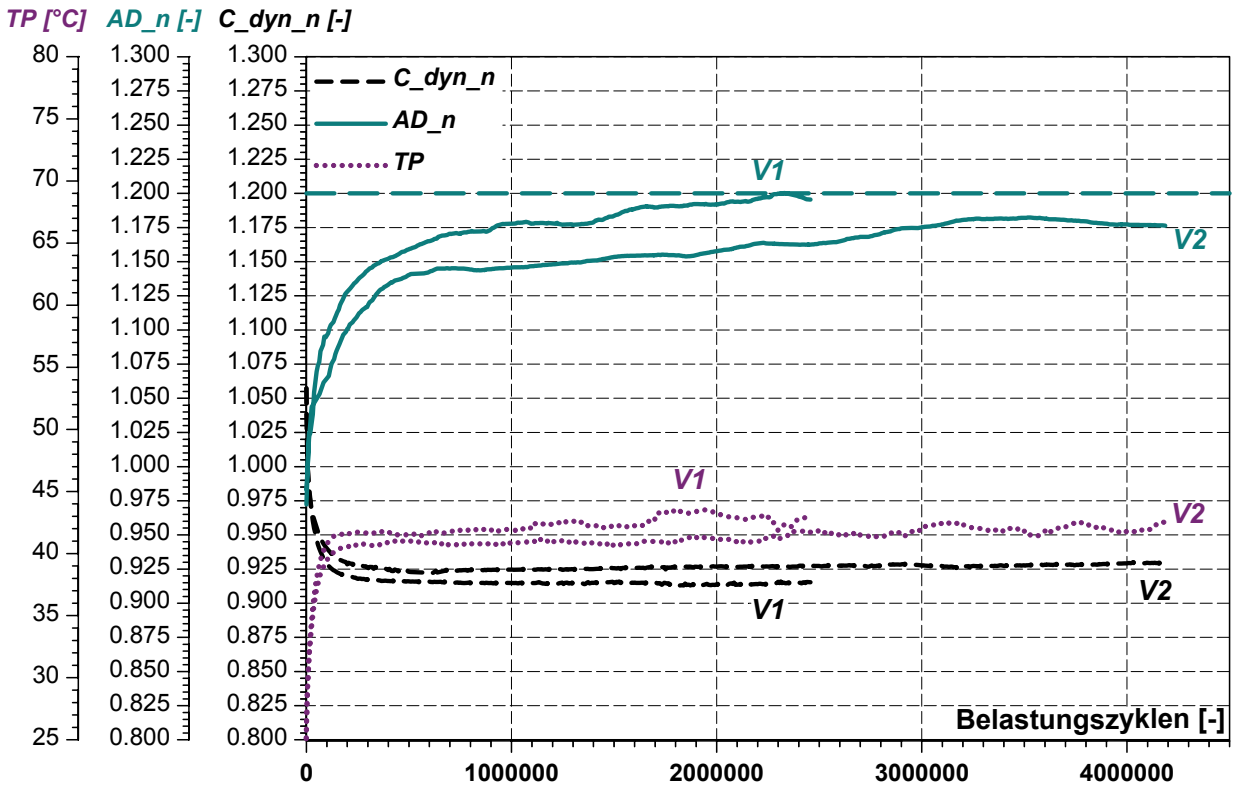


Abbildung 3.7: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Axialversuche, Belastungsstufe S1-A

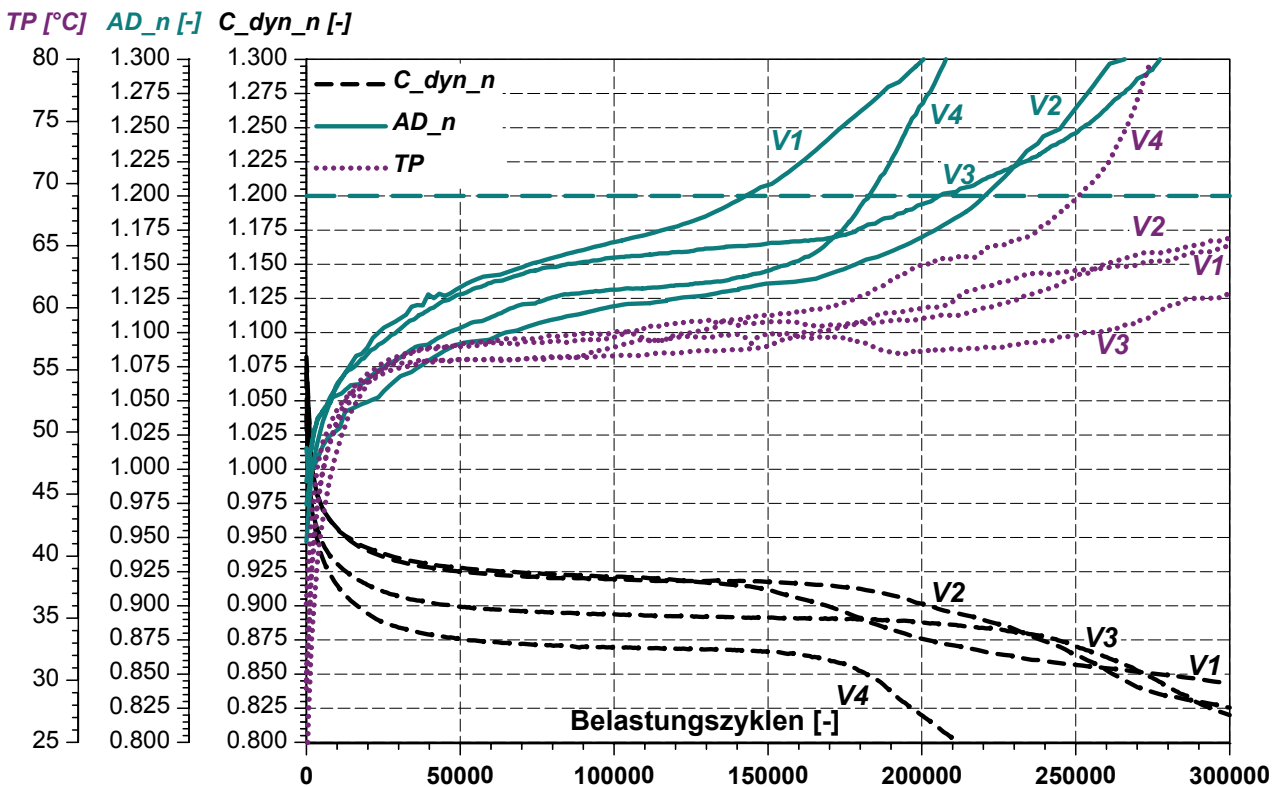


Abbildung 3.8: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Axialversuche, Belastungsstufe S4-A

Wird die max. Belastungsamplitude auf $3,0 \times F_{nA}$ erhöht (S4-A) und die Frequenz auf $f = 2$ Hz reduziert, stellen sich gemäß Abbildung 3.8 Kennwertverläufe der Dämpfungsarbeiten ein, die nach der Aufwärmphase keine konstanten Werte annehmen. Über den gesamten Versuchsverlauf nehmen die Dämpfungsarbeiten zu und bilden unterschiedliche Kurvenverläufe aus. Der charakteristische Wert von 1,2 für die normierte Dämpfungsarbeit wird zwischen 142.787 Belastungszyklen und der 1,54fachen Versuchslänge (220.442 Belastungszyklen) erreicht. Trotz der deutlichen Frequenzreduzierung steigen alle vier gemessenen Prüfkörpertemperaturen nach 50.000 Belastungszyklen auf über $+55$ °C an. Die dynamischen Steifigkeiten C_{dyn_n} weisen nach der Aufwärmphase bis zum Erreichen von ca. 150.000 Belastungszyklen grundsätzlich gleiche Kennwertverläufe auf, wobei Niveauunterschiede von 5 % festgestellt werden können. Die weiteren Verläufe fallen für alle Versuche deutlich unterschiedlich aus. Bei Temperaturverläufen aus Versuchen der Belastungsstufe S5-A ($4,0 \times F_{nA}$, $f = 1$ Hz) lassen sich die Aufwärmphasen nicht mehr eindeutig vom weiteren Verlauf abgrenzen. Die Temperaturen steigen stetig von Versuchsbeginn an (Abbildung 11.2), und die Kennwertverläufe der dynamischen Steifigkeit sowie der Dämpfungsarbeit weisen keine Beharrungsphasen auf. Bereits nach 25.250 Belastungszyklen ist die Dämpfungsarbeit des Versuchs V1 um 20 % angestiegen.

3.2.1.2 Radialbelastung – einstufig – Fall II und Fall III

Die radiale Belastung von Elastomerbuchsen der Bauform A und B ist Gegenstand der Untersuchungen, welche im Folgenden durch die beiden Fälle II und III unterschieden werden. Alle Versuche werden mit jeweils einer Belastungsstufe durchgeführt.

Im Fall II werden Buchsen der Bauform A (Werkstoff W1) mit den Belastungsstufen S7-R, S8-R und S9-R geprüft. Gemäß Tabelle 3.1 entsprechen diese Amplituden $2,0 \times F_{nR}$ sowie $2,3 \times F_{nR}$ und $2,5 \times F_{nR}$. Abbildung 3.9 zeigt die Kennwert- und Temperaturverläufe für jeweils einen Versuch jeder Belastungsstufe. Mit den Prüffrequenzen $f_{S5-R} = 10$ Hz und $f_{S6-R} = 8$ Hz ergeben sich für die beiden kleineren Belastungsamplituden nach der Aufwärmphase Temperaturverläufe zwischen $T_P = +40$ °C und $+45$ °C.

Die dynamische Steifigkeit C_{dyn_n} verhält sich im Versuch V1 nahezu konstant. Mit größer werdender Belastungsamplitude wird die Beharrungsphase reduziert. Versuch V3, mit einer Frequenz von $f_{S9-R} = 7$ Hz gefahren, weist neben einem unstetigen Temperaturverlauf oberhalb von $+45$ °C auch eine von Versuchsbeginn an abfallende dynamische Steifigkeit auf. Insgesamt lässt sich feststellen, dass die prozentualen Änderungen der dynamischen Steifigkeiten C_{dyn_n} pro Versuchsabschnitt deutlich geringer ausfallen als jene der Dämpfungsarbeiten A_{D_n} . So ist die dynamische Steifigkeit im Versuch V1 nach 6×10^6 Belastungszyklen um ca. 3,5 % reduziert, wogegen der Anstieg der Dämpfungsarbeit ca. 14 % beträgt. Beharrungsphasen mit konstanten Kennwerten zeigen alle drei aufgezeichneten Dämpfungsarbeiten nicht. Nach der Einschwingphase nach Versuchsbeginn steigen sie mit den im Diagramm gezeigten unterschiedlichen Steigungen bis Versuchsende an. Unter Belastungsstufe S7-R ist eine Steigung auf 20 % nach 6.486.526 Belastungszyklen erreicht, unter Belastungsstufe S9-R bereits nach 769.544 Zyklen.

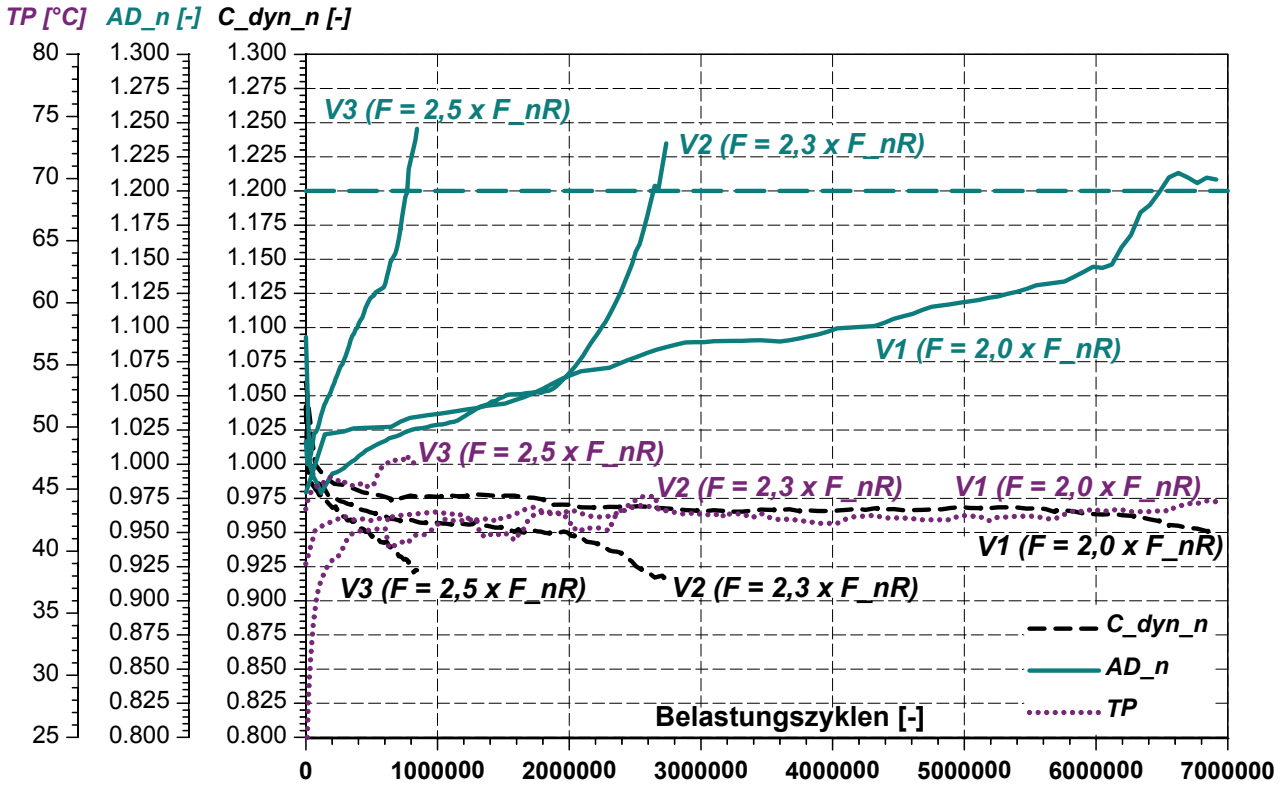


Abbildung 3.9: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Radialversuche, S7-R, S8-R, S9-R

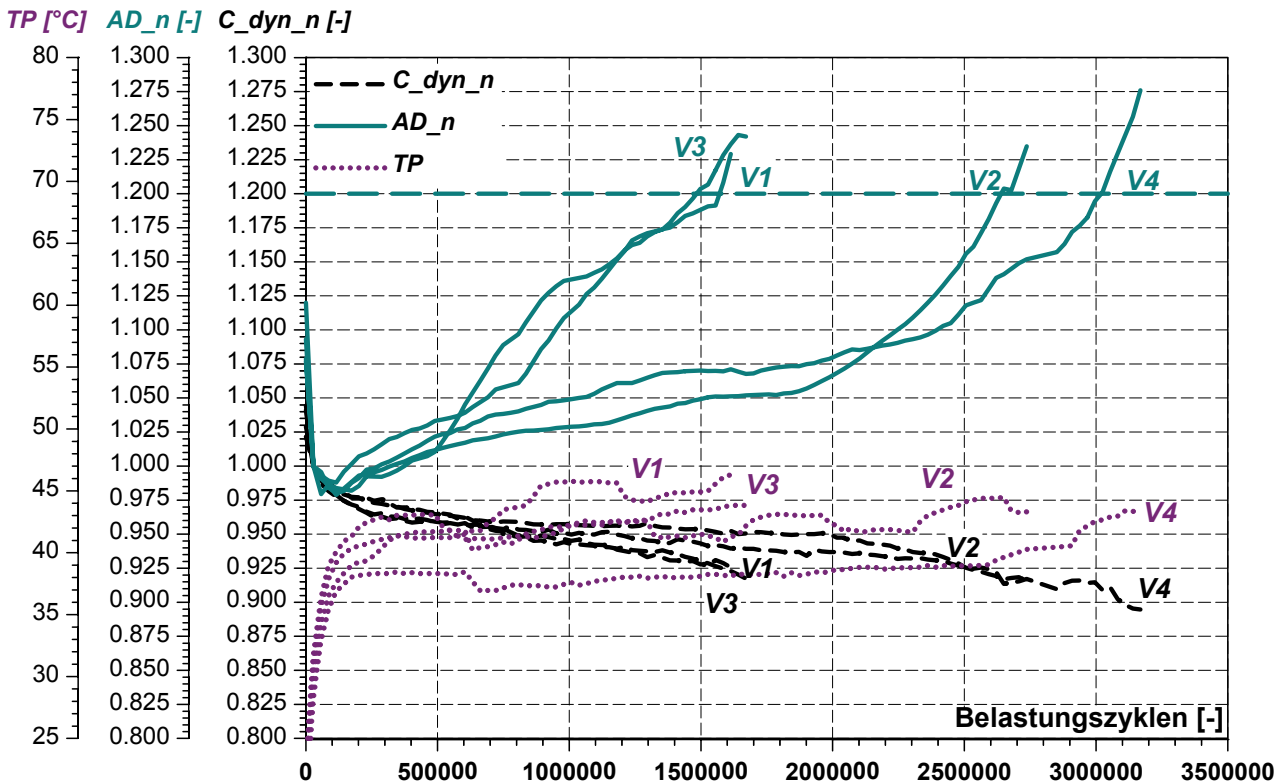


Abbildung 3.10: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Radialversuche der Belastungsstufe S8-R

Versuche mit der Belastungsstufe S8-R weisen von Beginn an stetig abfallende dynamische Steifigkeiten auf. Abbildung 3.10 zeigt Kennwertverläufe von vier Versuchen, wobei

jener von Versuch V2 im Intervall zwischen 700.000 und 1.300.000 Belastungszyklen nur einen vernachlässigbar kleinen Abfall aufweist. Die Prüffrequenz von $f = 8$ Hz führt zu Temperaturkurven, die nach den abgeschlossenen Aufwärmphasen ab rund 300.000 Belastungszyklen oberhalb von $+38$ °C bzw. $+42$ °C verlaufen. Nach dem Einschwingen steigen alle vier normierten Kurven der Dämpfungsarbeiten kontinuierlich an, wobei sich jeweils zwei ähnliche Verläufe ausbilden: Versuch 1 und Versuch 3 erreichen bereits nach rund $1,5 \times 10^6$ Belastungszyklen einen Anstieg um 20 %, Versuch 2 und Versuch 4 ertragen die Belastung über mehr als 2.650.000 Zyklen, bis A_{D_n} um diesen Betrag erhöht ist. Die im Anhang aufgeführte Abbildung 11.3 zeigt Kennwertverläufe der Belastungsstufe S7-R. Beide Versuche sind mit einer Prüffrequenz $f = 10$ Hz ausgeführt und weisen ab 2×10^6 Belastungszyklen dynamische Steifigkeiten mit gleich bleibendem Niveau auf. Dieses liegt rund 4 % unterhalb des Wertes nach Versuchbeginn. Erst nach rund $6,4 \times 10^6$ Zyklen fallen die Kennwerte um größere Beträge ab. Zu diesem Zeitpunkt haben sich die Dämpfungsarbeiten bereits um 7,5 % bzw. 19 % erhöht. Zunahmen um 20 % werden nach 6.486.000 und 7.741.000 Belastungszyklen erreicht.

Die Kurvenverläufe der dynamischen Steifigkeiten aus drei Versuchen der Belastungsstufe S9-R (Prüffrequenz $f = 7$ Hz) werden durch Abbildung 11.4 gezeigt. Hierbei ist keine Beharrungsphase erkennbar; die Werte fallen kontinuierlich mit nahezu gleich bleibender Steigung ab. Die Kurven der Dämpfungsarbeiten verlaufen auffallend unterschiedlich. Nach 400.000 Belastungszyklen beträgt ihre Differenz für die Versuche V2 und V3 ca. 10 %. Versuch V2 erfährt nach Versuchsbeginn eine ausgeprägte negative Änderung der Dämpfungsarbeit, die bei rund 130.000 Belastungszyklen ihr Minimum mit -5,5 % erreicht. Erhöhungen um 20 % treten für alle drei Versuche im Intervall zwischen 769.000 und 908.000 Belastungszyklen ein.

Im Fall III werden Elastomerbuchsen der Bauform B aus dem Werkstoff W2 radial mit 1,5facher, 2facher und 2,5facher Versuchs-Nennbelastung F_{nR} beaufschlagt. Die Belastungsstufen werden gemäß Tabelle 3.1 als S5-R, S7-R sowie S9-R bezeichnet und mit den Prüffrequenzen $f_{S5-R} = f_{S7-R} = 7$ Hz und $f_{S9-R} = 5$ Hz aufgebracht.

Für alle drei Belastungsstufen sind die Kennwert- und Temperaturverläufe jeweils eines Versuchs in Abbildung 3.11 aufgezeichnet. Einzig im Versuch V1 stellt sich nach der Aufwärmphase ein annähernd konstantes Temperaturniveau ein: Über etwa $1,1 \times 10^6$ Belastungszyklen steigt die Prüfkörpertemperatur um rund 2,5 °C an. Für die beiden größeren Belastungsstufen werden von Versuchsbeginn an bis auf über $+63$ °C stetig ansteigende Temperaturen aufgezeichnet. Sämtliche Steifigkeitsverläufe weisen einen stetigen Abfall von Versuchsbeginn an auf, wobei mit größer werdender Belastungsamplitude das Gefälle zunimmt. Auch die Kurven der Dämpfungsarbeiten zeigen keine Beharrungsphasen. Von Versuchsbeginn an steigen die Kennwerte A_{D_n} an, bei Versuch V1 mit nahezu gleich bleibender Steigung. Bei 2,5facher Nennbelastung F_{nR} wird nach 81.650 Belastungszyklen eine um 20 % erhöhte Dämpfungsarbeit erreicht. Eine 1,5fache Nennbelastung erträgt das Bauteil über 1.260.000 Zyklen, bis der Kennwert um den gleichen Betrag angestiegen ist. Auch anhand von Abbildung 3.11 wird deutlich, dass die prozentualen Kennwertänderun-

gen der Dämpfungsarbeiten $A_{D,n}$ für einen Versuchsabschnitt deutlich größer ausfallen als für die dynamischen Steifigkeiten.

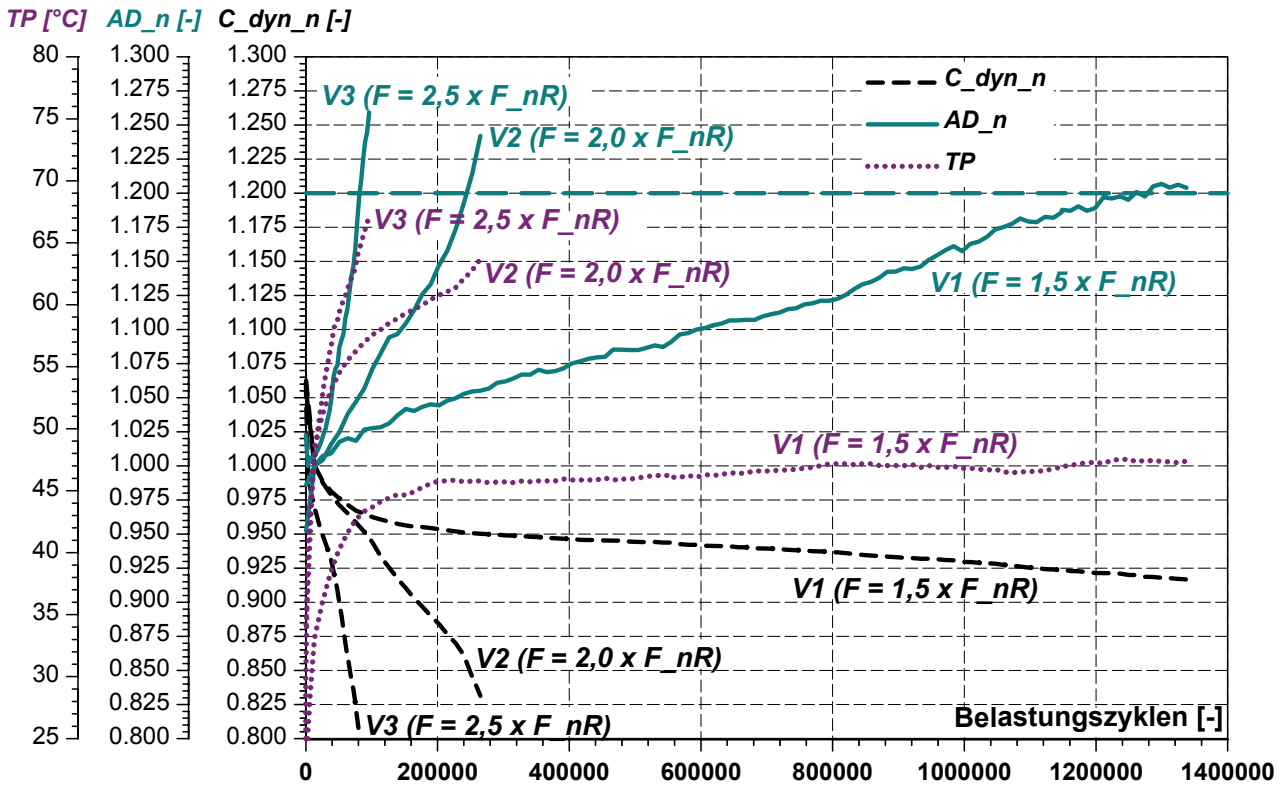


Abbildung 3.11: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Radialversuche, S5-R, S7-R, S9-R

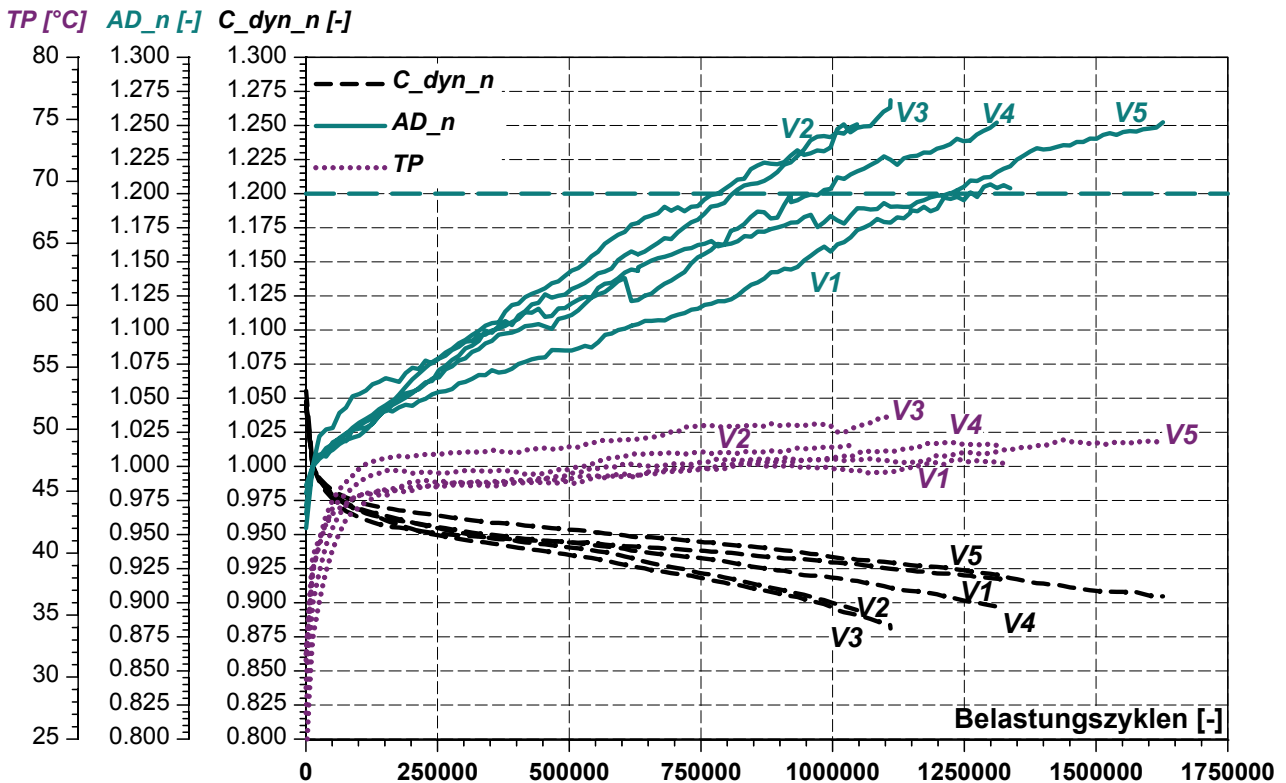


Abbildung 3.12: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Radialversuche Belastungsstufe S5-R

Abbildung 3.12 zeigt Kennwertverläufe von fünf Versuchen, in welchen die Radialbelastung der Stufe S5-R mit einer Prüffrequenz von $f = 7$ Hz aufgebracht wird. Die Temperaturverläufe weisen nach der Aufwärmphase ab rund 150.000 Belastungszyklen gleiche Charakteristika auf und unterscheiden sich um max. $3,5$ °C. Die dynamische Steifigkeit C_{dyn_n} fällt für alle Versuche von Versuchsbeginn an stetig ab, wobei die Einzelwerte nach 750.000 Belastungszyklen nur geringe Unterschiede von ca. $3,5$ % aufweisen. Innerhalb des Intervalls zwischen 782.000 und 1.260.000 Belastungszyklen erreichen alle Dämpfungsarbeiten einen Anstieg von über 20 %. Bis dahin sind ihre Verläufe über die gesamte Versuchsdauer von unterschiedlichen Steigungen und geringen Stufensprüngen gekennzeichnet.

Die im Anhang aufgeführte Abbildung 11.5 zeigt die Temperatur- und Kennwertverläufe von 5 Versuchen der Belastungsstufe S7-R, welche mit $f = 7$ Hz durchgeführt sind. Sie weisen die gleichen Charakteristika auf, wie die in Abbildung 11.6 aufgezeichneten Kurven für 3 Versuche der Belastungsstufe S9-R ($f = 5$ Hz). Sämtliche Prüfkörpertemperaturkurven werden durch einen raschen Anstieg auf über $+50$ °C und eine im weiteren Verlauf reduzierte Steigung gekennzeichnet. Die dynamische Steifigkeit fällt bei allen Versuchen von Beginn an kontinuierlich ab. Im Fall der größeren Belastungsamplitude wird eine Reduzierung um 10 % bereits nach 50.000 Belastungszyklen erreicht. Unter Belastungsstufe S7-R wird dieser Schwellenwert erst im Intervall zwischen 120.000 und 210.000 Zyklen unterschritten. Hierbei zeigen die Einzelversuche nach 100.000 Belastungszyklen Kennwertunterschiede von etwa 5 %. Die Dämpfungsarbeit steigt in allen Versuchen über die gesamte Dauer an. Mit 2,5facher Versuchs-Nennbelastung erreichen die eng beieinander verlaufenden Kennwerte nach 75.500 bis max. 83.600 Belastungszyklen einen Anstieg um 20 %. Die Kurven der Belastungsstufe S7-R weisen nach 100.000 Zyklen Unterschiede von rund 10 % auf und übertreten den Schwellenwert von 20 % nach 181.500 bis 299.900 Schwingspielen.

3.2.1.3 Axialbelastung – mehrstufig – Fall IV

Mehrstufige Axialversuche werden durch Fall IV zusammengefasst: Jeweils drei aufeinander folgende Belastungsstufen werden auf Buchsen der Bauform B des Werkstoffs W2 aufgebracht. Gemäß Tabelle 3.1 bezeichnen S2-A, S3-A und S4-A die Belastungsstufen der 2,0fachen, 2,5fachen und 3,0fachen Nenn-Axialkraft F_{nA} . Sie werden in der genannten Reihenfolge, mit der kleinsten Axialbelastung beginnend, bei sämtlichen Versuchen eingestellt. Die festgelegten Frequenzen entsprechen $f_{S2-A} = 5$ Hz, $f_{S3-A} = 4$ Hz und $f_{S4-A} = 2$ Hz. Durch Variation der Stufenlängen, d. h. durch Variation der Anzahl der Belastungszyklen, mit der jede einzelne Belastungsstufe eines Versuchs aufgebracht wird, unterscheiden sich die diskutierten Versuche, für die jeweils nur eine der mit 50.000, 100.000 und 200.000 Belastungszyklen definierten Stufenlängen verwendet wird.

Abbildung 3.13 zeigt als Übersicht die Kennwertverläufe von 3 Versuchen mit den zuvor genannten Belastungsstufen und unterschiedlichen Stufenlängen. Zudem sind die entsprechenden Temperaturen aufgezeichnet. Sie zeigen für alle drei Versuche zu Beginn je-

der neuen Belastungsstufe den für einen Aufwärmvorgang typischen Kurvenverlauf. Dies bedeutet, dass mit jeder neu begonnenen Stufe eine höhere Dämpfungsleistung erbracht werden muss und die Prüfkörpertemperatur infolge dessen ansteigt. Im Versuch V3 wird über 200.000 Belastungszyklen die Belastungsstufe S2-A aufgebracht. Nur in dieser Versuchsphase kommt es zu einem konstanten Temperaturverlauf.

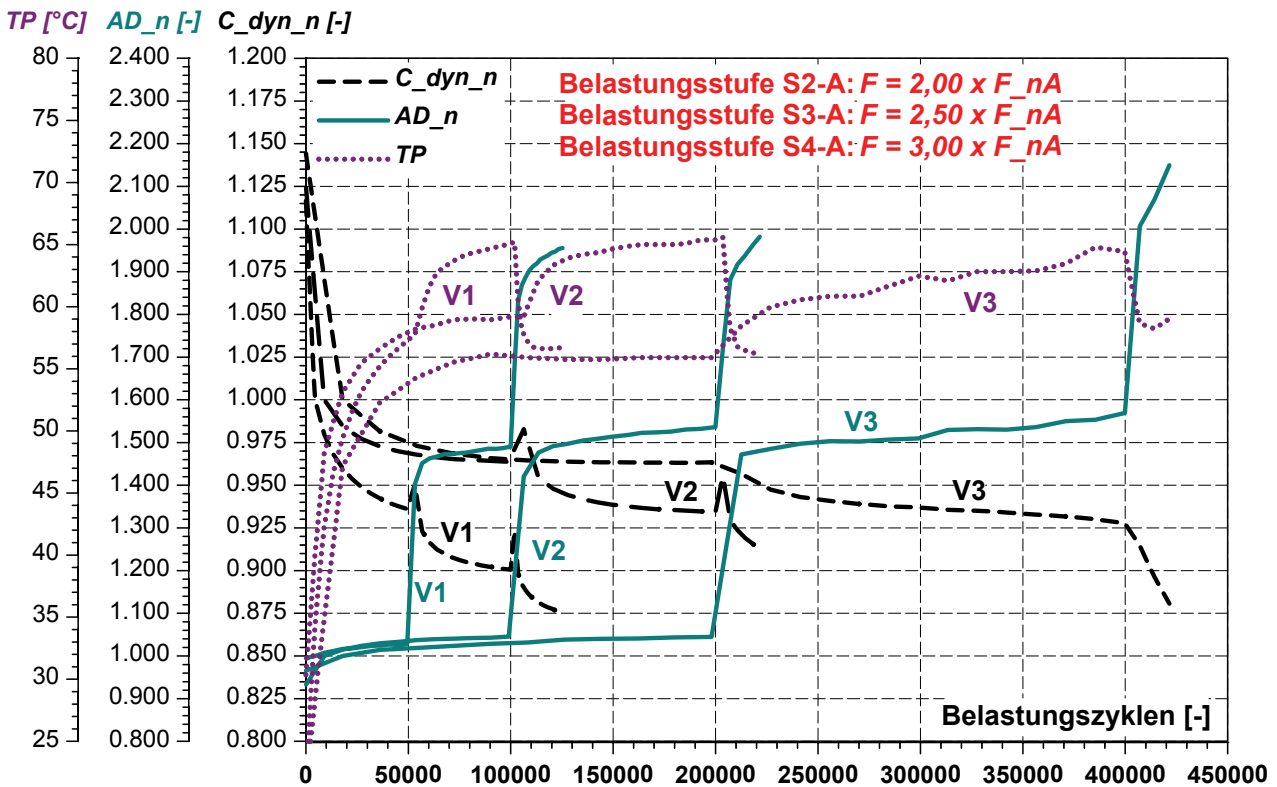


Abbildung 3.13: Temperatur- und Kennwertverläufe mehrstufiger Axialversuche, Belastungsstufen S2-A, S3-A, S4-A, Stufenlängen ca. 50.000, 100.000 und 200.000 Belastungszyklen

Die dynamischen Steifigkeiten C_{dyn_n} weisen ebenfalls die bereits oben beschriebenen typischen Kennwertverläufe auf und fallen direkt nach Versuchsbeginn sowie jeweils nach dem Start der weiteren Belastungsstufen deutlich ab. Nach diesen Einschwingvorgängen reduzieren sich die negativen Kennwertänderungen bis zum Beginn der nächsten Belastungsstufe. Hier kommt es aufgrund der erhöhten Belastungsamplitude und damit einhergehenden größeren Verformungen zunächst zu einer kurzfristigen Überhöhung der Steifigkeiten und dem weiteren beschriebenen Kurvenverlauf. Mit Ausnahme der Beharrungsphase während der ersten Belastungsstufe des Versuchs V3 sowie den kurzzeitigen Kennwert-Überhöhungen der Versuche V1 und V2 nach dem Umschalten auf die nächst höhere Belastungsstufe fallen die dynamischen Steifigkeiten C_{dyn_n} in allen Versuchen vom Aufbringen des ersten Belastungszyklus bis zum Versuchsende hin kontinuierlich ab. Die Skalierung der Ordinate in Abbildung 3.13 für die Kurven der normierten Dämpfungsarbeiten A_{D_n} ist im Vergleich zu den zuvor vorgestellten Diagrammen geändert, sodass Werte bis zu 2,4 dargestellt werden können. Von Versuchsbeginn an steigen die Kurvenverläufe der Dämpfungsarbeit A_{D_n} für alle drei aufgeführten Versuche stetig an. Die Änderungen innerhalb einer Belastungsstufe werden mit zunehmender Belastungsamplitude

größer. So weisen die Versuche V2 und V3 nach 2/3 der aufzubringenden Zyklen der Belastungsstufe S2-A konstante Dämpfungsarbeiten auf, innerhalb der Belastungsstufe S3-A steigen die Dämpfungsarbeiten über die komplette Stufenlänge hingegen deutlich an.

Die Kennwertverläufe von neun weiteren Versuchen mit Stufenlängen von 100.000 Belastungszyklen sind in Abbildung 3.14 aufgezeichnet, wobei ebenfalls alle drei vorgenannten Belastungsamplituden für jeden Versuch vorgesehen sind. Von Versuchsbeginn an bilden die Kurven der Prüfkörpertemperaturen den Aufwärmprozess ab. Nach den ersten 50.000 Zyklen treten Unterschiede zwischen den einzelnen Versuchen von bis zu 6 °C auf, bevor sich bis zum Erreichen des Umschaltens auf S3-A Temperaturen von im Mittel etwa +59 °C einstellen. Da in der zweiten Belastungsstufe größere Dämpfungsleistungen erbracht werden, steigen die Verläufe zunächst wieder verstärkt an und erreichen etwa +65 °C, bevor die Kurven nach Umschalten auf die 3,0fache Belastungsamplitude mit der kleineren Prüffrequenz von $f_{S4-A} = 2$ Hz auf etwa +59 °C bis zum Erreichen des baldigen Versuchsendes zurückfallen. Die dynamischen Steifigkeiten C_{dyn_n} und die Dämpfungsarbeiten A_{D_n} weisen allesamt die gleichen charakteristischen Verläufe auf, wie sie bereits für Abbildung 3.13 beschrieben sind. Jeweils am Ende der einzelnen Belastungsstufen unterscheiden sich die Steifigkeitskennwerte der einzelnen Versuche um bis zu 3,4 % bzw. 4,0 %. Die Änderungen der ermittelten Dämpfungsarbeiten weichen nach der Belastungsstufe S2-A bis zu 4,0 %, nach S3-A bis zu 5,9 % voneinander ab.

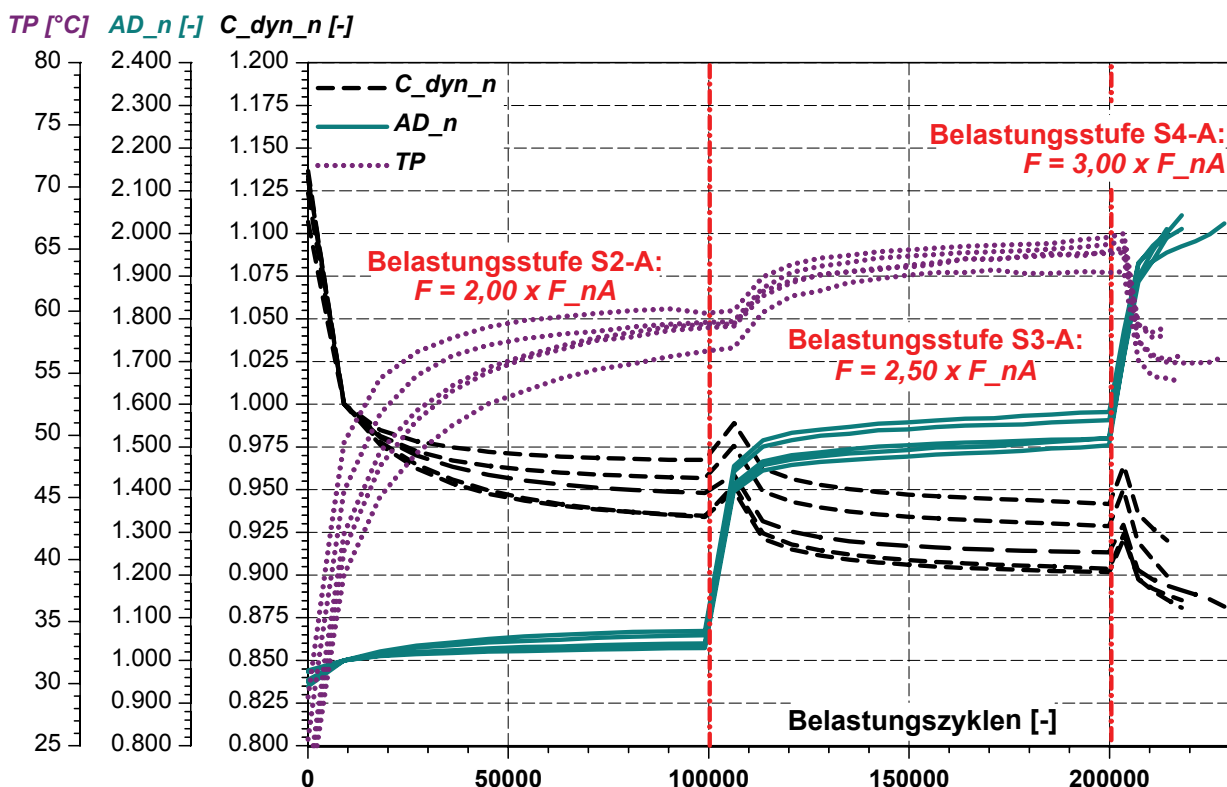


Abbildung 3.14: Temperatur- und Kennwertverläufe mehrstufiger Axialversuche, Belastungsstufen S2-A, S3-A, S4-A, Stufenlängen ca. 100.000 Belastungszyklen

Zur Ergänzung dieser Ausführungen sind im Anhang die Temperatur- und Kennwertverläufe von Versuchen mit zwei weiteren Stufenlängen aufgeführt. Abbildung 11.7 zeigt die

Kurven zweier Versuche mit 50.000 und Abbildung 11.8 Kurven zweier Versuche mit 200.000 Zyklen pro Belastungsstufe. In beiden Diagrammen weisen die Temperaturkurven die gleichen typischen Verläufe auf, wobei nach 50.000 Belastungszyklen der Aufwärmvorgang noch nicht abgeschlossen ist (Abbildung 11.7). Dies ist jedoch in Abbildung 11.8 nach 200.000 Zyklen, d. h. zum Ende der ersten Belastungsstufe, mit etwa +56 °C der Fall. Nach dem Umschalten auf die zweite Belastungsstufe S3-A setzt, bedingt durch größere Dämpfungsleistungen, in beiden Versuchsführungen ein weiteres Aufwärmen der Prüfkörper ein. Mit Beginn der dritten Belastungsstufe S4-A erfahren die Elastomerbuchsen analog zu den oben vorgestellten Versuchen in Abbildung 3.14 eine Temperaturreduzierung auf unter +60 °C. Die beiden Versuche mit Stufenlängen von 50.000 Belastungszyklen weisen für C_{dyn_n} und A_{D_n} ebenfalls die oben beschriebenen Kurvenverläufe auf. Sie unterscheiden sich bzgl. ihrer Werte nur unwesentlich voneinander. Die in Abbildung 11.8 gezeigten dynamischen Steifigkeiten der Versuche mit Stufenlängen von 200.000 Belastungszyklen zeigen nach Umschalten auf die zweite Belastungsstufe S3-A nicht die o. g. kurzzeitige Überhöhung. Aufgrund des großen zeitlichen Intervalls zwischen den Einzelmessungen im Versuch ist die erste Messung in der zweiten Belastungsstufe erst nach dem Einschwingen erfolgt. Der zweite Versuch zeigt in der Stufe mit Aufbringen der 2,5fachen Nenn-Axialkraft F_{nA} deutlich größere Kennwertänderungen als der erste Versuch und wird bereits nach 285.000 Belastungszyklen eingestellt.

3.2.1.4 Radialbelastung – mehrstufig – Fall V

Durch Abbildung 3.15 werden die Temperatur- und normierten Kennwertverläufe von fünf Mehrstufenversuchen dargestellt. In diesen werden Elastomerbuchsen der Bauform B und des Werkstoffs W2 mit den fünf unterschiedlichen Belastungsstufen S2-R, S3-R, S5-R, S6-R und S7-R radial belastet. Gemäß Tabelle 3.1 bedeutet dies die 1,0fache, 1,25fache, 1,5fache, 1,75fache bzw. 2,0fache Axial-Nennbelastung F_{nA} .

Die Belastungsstufen sind für diese Versuche jeweils auf 50.000 Zyklen begrenzt und werden mit den Prüffrequenzen $f_{S2-R} = 15$ Hz, $f_{S3-R} = 14$ Hz, $f_{S5-R} = 10$ Hz sowie $f_{S6-R} = 8$ Hz und $f_{S7-R} = 6$ Hz aufgebracht. Die Aufzeichnung der Messwerte erfolgt in zeitlich äquidistanten Intervallen, welche jeweils einer Versuchsdauer von 9.000 Belastungszyklen entsprechen. Somit werden die in Abbildung 3.15 dargestellten Kurven nur durch sechs Stützstellen im Verlauf der ersten und zweiten Belastungsstufe sowie durch 8 Stützstellen in den weiteren Stufen dargestellt.

Die gemessenen Prüfkörpertemperaturen weisen für sämtliche Versuche die o. g. charakteristischen Verläufe auf und steigen von Versuchsbeginn an stetig an. Die parallelen Verläufe zeigen nach 50.000 Belastungszyklen zwischen den einzelnen Versuchen unterschiedliche Werte von max. 5 °C, wobei dies nach Ende der zweiten Belastungsstufe bei 100.000 Zyklen auf max. 4 °C reduziert ist. Der in Abschnitt 3.1.2 festgelegte Temperaturbereich zwischen +40 °C und +50 °C wird erst in der Belastungsstufe S3-R von allen Kurven erreicht. Sie lassen in der weiteren Entwicklung das Umschalten auf die dritte Belastungsstufe S5-R nicht erkennen, sondern setzen ihren Verlauf ohne auffällige Änderung

der Steigungen über diesen Sprung fort. Die dynamischen Steifigkeiten $C_{dyn,n}$ weisen für alle Versuche gleichartige Verläufe auf: Nach Beginn erfolgt zunächst für die ersten 9.200 Belastungszyklen eine deutliche negative Änderung, wie sie im Weiteren nicht wieder auftritt. Die Kennwerte fallen danach, mit Ausnahme der kurzzeitigen geringen Anstiege nach Umschalten auf die nächst höhere Belastungsstufe, bis zum Versuchsende im Mittel um ca. 12 % ab. Für einen Versuch wird eine Änderung von insgesamt -16 % festgestellt. Vor den beiden Stufensprüngen unterscheiden sich die Steifigkeitswerte aller Versuche bei 50.000 Belastungszyklen um bis zu 1,5 % und um bis zu 2,7 % bei 100.000 Zyklen. Die Dämpfungsarbeiten $A_{D,n}$ verlaufen für alle Versuche annähernd gleich und unterscheiden sich nach 45.000 Belastungszyklen lediglich um maximal 1,22 % sowie nach 96.000 Zyklen um bis zu 1,75 %. Die auffallend großen Kennwertsprünge von 46,2 % bzw. 28,4 % entstehen jeweils durch das Umschalten der Belastungsamplitude und Prüffrequenz auf die Einstellungen der nächst höheren Belastungsstufe mit größerer Belastungsamplitude, kleinerer Frequenz und erhöhter Dämpfungsleistung.

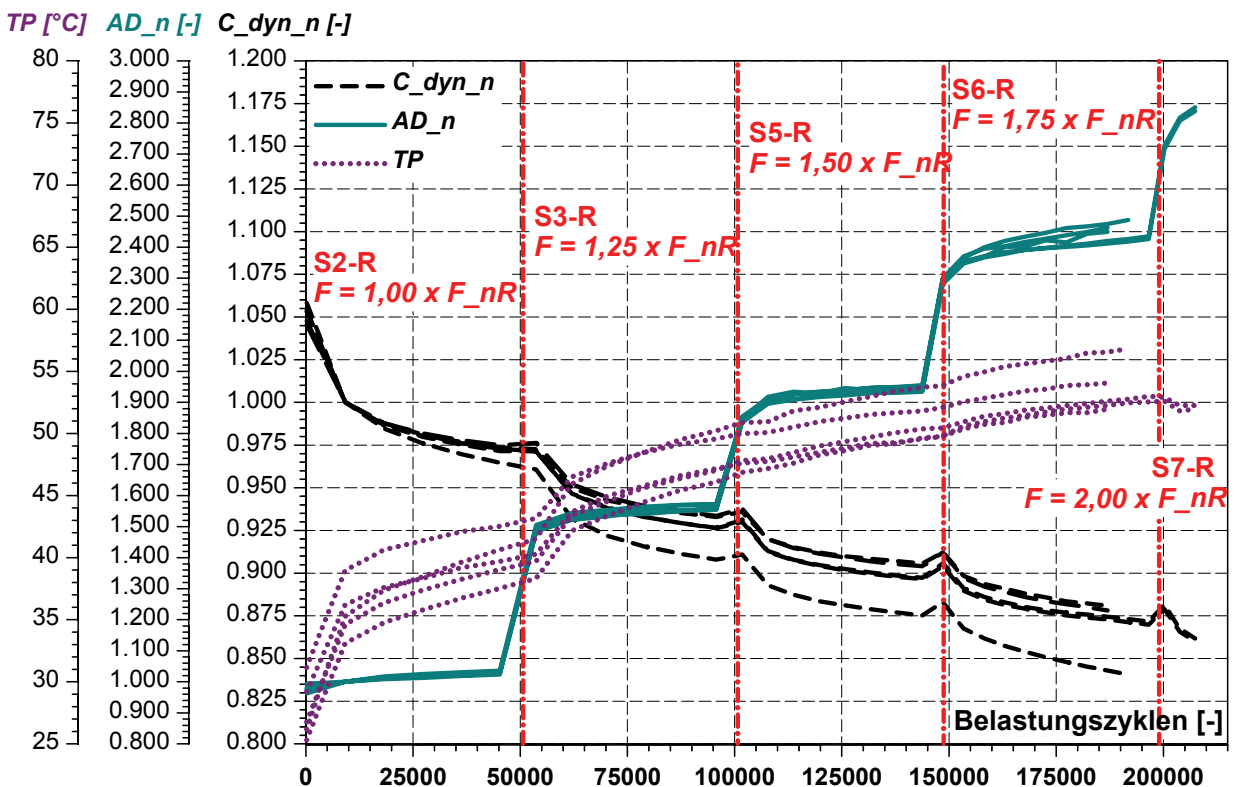


Abbildung 3.15: Temperatur- und Kennwertverläufe mehrstufiger Radialversuche, Belastungsstufen S2-R, S3-R, S5-R, S6-R, S7-R Stufenlängen ca. 50.000 Belastungszyklen

3.2.1.5 Torsionsbelastung – einstufig – Fall VI

Den nachfolgend beschriebenen Fall VI bilden einstufige verformungsgeführte Torsionsversuche mit Elastomerbuchsen der Bauform A aus dem Werkstoff W1. Gemäß Tabelle 3.1 werden drei Belastungsstufen definiert, welche die Bezeichnungen S2-T, S3-T sowie S4-T tragen und in denen jeweils der 1,0fache, 1,44fache und 1,88fache Nenndrehwinkel φ_n als Führungsgröße eingestellt wird.

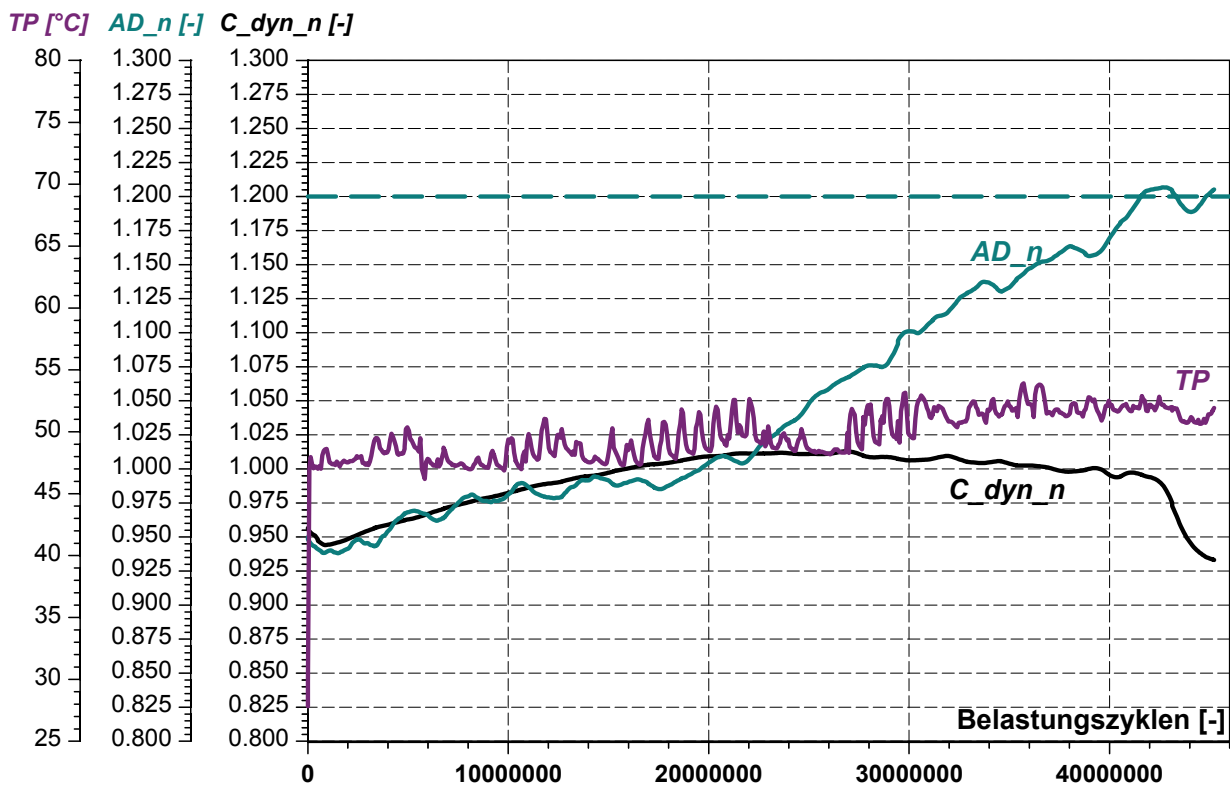


Abbildung 3.16: Temperatur- und Kennwertverläufe eines einstufigen Torsionsversuchs der Belastungsstufe S2-T

Für die Belastungsstufe S2-T sind die Temperatur- und Kennwertverläufe eines Versuchs in Abbildung 3.16 abgebildet. Dieser kommt auf einen Versuchsumfang von mehr als 45×10^6 Belastungszyklen, was bei einer Prüffrequenz von $f = 8$ Hz einer Versuchsdauer von ca. 48 Tagen entspricht. Aus wirtschaftlichen Gründen kann deshalb nur auf einen Versuch zurückgegriffen werden. Aufgrund der ausgewählten Prüffrequenz bewegt sich der Temperaturverlauf innerhalb der ersten Versuchshälfte im Mittel bei ca. $+50$ °C. Die periodische Erhöhung der gemessenen Prüfkörpertemperatur ist auf den Tag-Nacht-Zyklus der Temperatur der nicht klimatisierten Umgebung in einem Sommermonat zurückzuführen. Nachdem die Verläufe der dynamischen Steifigkeit und Dämpfungsarbeit bei etwa 10^6 Belastungszyklen ein Minimum durchschritten haben, folgt für beide ein Anstieg um ca. 6,7 % bis etwa $21,7 \times 10^6$ Belastungszyklen aufgebracht wurden. Mit Erreichen eines zunächst gleich bleibenden Steifigkeitsniveaus tritt ein erhöhter Anstieg der Dämpfungsarbeit A_{D_n} ein, der im Mittel bis zum Überschreiten der 20 %-Linie bei rund $41,56 \times 10^6$ Belastungszyklen beibehalten wird. Anschließend fällt der Kennwert C_{dyn_n} bis Versuchsende um insgesamt 7,86 % im Bezug auf sein Maximum ab, während A_{D_n} nicht weiter zunimmt.

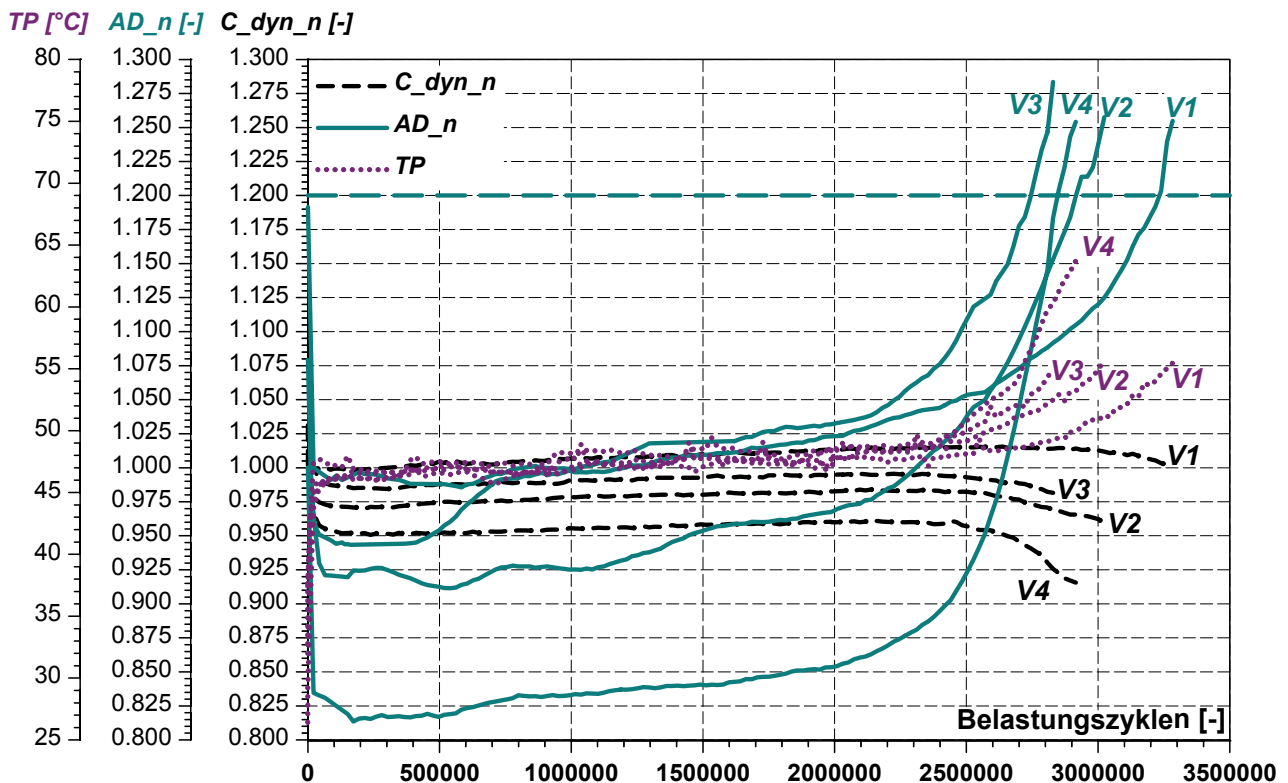


Abbildung 3.17: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Torsionsversuche, Bel.-Stufe S3-T

Abbildung 3.17 zeigt die Temperatur- und Kennwertverläufe von vier Versuchen der Belastungsstufe S3-T, welche mit einer Prüffrequenz von $f = 6$ Hz durchgeführt werden. Sämtliche Temperaturverläufe liegen bis $2,4 \times 10^6$ Zyklen im vorgesehenen Bereich zwischen $+45$ °C und $+50$ °C. Nachfolgende Temperaturerhöhungen gehen in allen Fällen mit ansteigenden Dämpfungsarbeiten einher. Alle vier Steifigkeitsverläufe weisen während der Aufwärmphase zunächst einen Abfall auf, bevor ein geringfügiger Anstieg erfolgt, der anhält, bis die zugehörige A_{D_n} um mehr als 10 % erhöht ist. Im Vergleich zum Versuch der Belastungsstufe S2-T fällt die Zunahme der Steifigkeit erheblich geringer aus. Die Steifigkeitskennwerte nach Versuchsende zeigen geringfügige Änderungen von rund -2,5 % bis -5,0 % und deuten auf noch intakte Elastomerbuchsen hin. Zieht man hingegen die parallel ermittelten Dämpfungsarbeiten zur Bewertung heran, weisen diese auf einen Bauteilzustand, der dem Ausgangszustand bei Weitem nicht mehr entspricht. Zwischen 2.745.000 und 3.233.000 Belastungszyklen erreichen die Dämpfungsarbeiten Werte, die gegenüber jenen nach Versuchsbeginn um mehr als 20 % erhöht sind. Dabei liegen die drei Versuche (V2, V3 und V4) innerhalb eines Bereichs von 175.000 Belastungszyklen. Das Temperaturniveau der drei Versuche mit Belastungsstufe S4-T liegt mit etwa $+42$ °C um ca. 3 °C niedriger als das der Versuche mit Belastungsstufe S3-T. Erst mit zunehmenden Dämpfungsarbeiten erfolgt ein starker Anstieg innerhalb der Elastomerbuchsen.

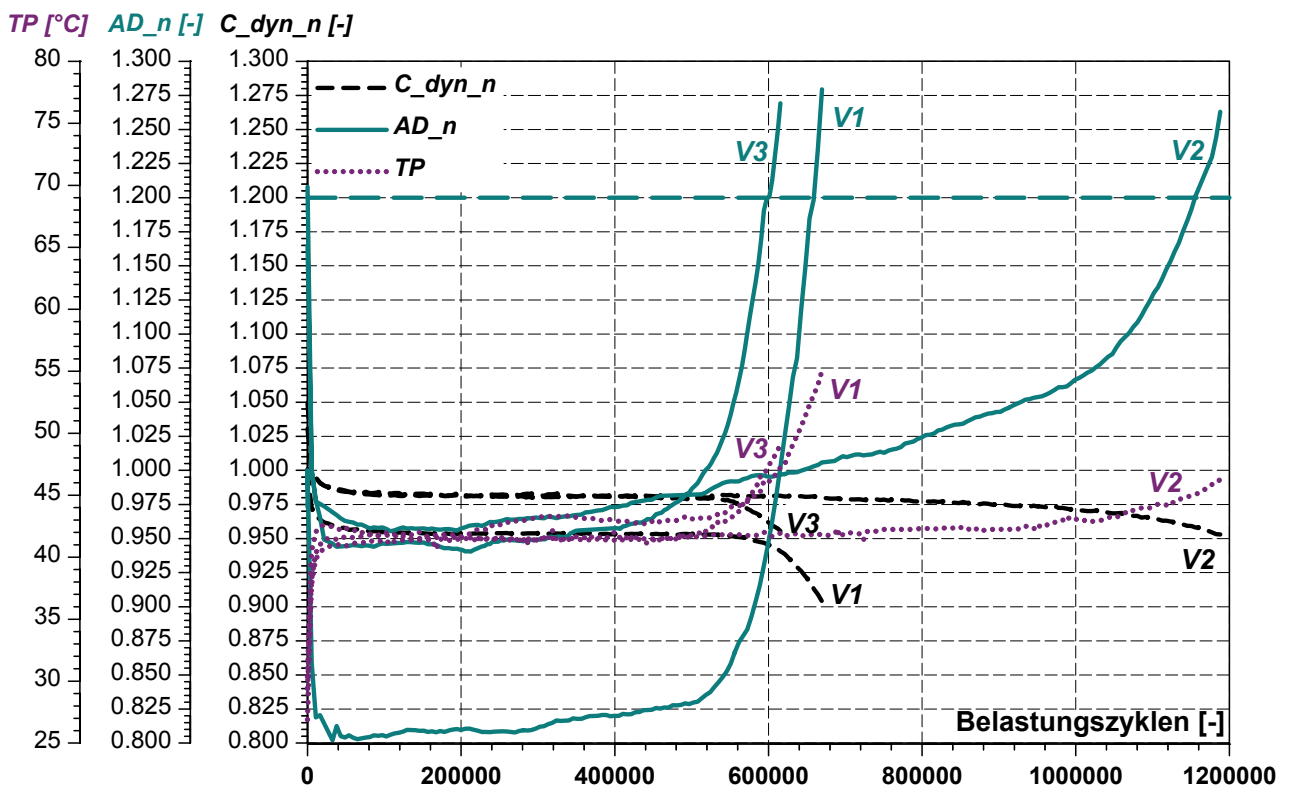


Abbildung 3.18: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Torsionsversuche, Bel.-Stufe S4-T

Die Kennwertverläufe in Abbildung 3.18 sind aus Versuchen mit einer Prüffrequenz von $f = 3$ Hz ermittelt. Bevor 540.000 Belastungszyklen aufgebracht sind, weisen ihre Steifigkeitsverläufe nur unbedeutende Änderungen auf. Danach erfolgen jedoch, analog zu den Verläufen der Dämpfungsarbeiten, zunehmend größer werdende Änderungen, welche im Fall der Steifigkeiten etwa -2,5 % bis -5,0 %, für AD_n dagegen bis größer 25 % betragen. Der Schwellenwert von 1,20 wird durch zwei der drei Kurvenverläufe für die Dämpfungsarbeit nach ca. 600.000 und ca. 660.000 Belastungszyklen überschritten, wohingegen er im dritten Versuch (V2) nach 1,92facher Versuchsdauer bei 1.155.000 Belastungszyklen erreicht wird. Dieser Versuch unterscheidet sich nicht nur bzgl. der Versuchsdauer von den zuvor genannten, sondern auch durch die bis etwa 1.040.000 Belastungszyklen mit leichter, danach mit deutlich größerer Progression ansteigende AD_n -Kurve. Insgesamt zeigen die Versuchsergebnisse, dass durch Bewertung der AD_n anstelle der C_{dyn_n} Änderungen der Bauteileigenschaften deutlich früher sicher erkannt werden können.

3.2.2 Zweiachsige Bauteilprüfung

3.2.2.1 Überlagerte Radial- und Torsionsbelastung – Fall VII

Im Fall VII werden Zweiachsversuche mit zeitgleicher Radial- und Torsionsbelastung von Elastomerbuchsen der Bauform A in fünf unterschiedlichen Versuchsreihen zusammengefasst. Hierbei steht die Untersuchung des Einflusses der überlagerten Belastungen auf die Verläufe der eigenschaftsbeschreibenden Kennwerte sowie auf die Gebrauchsdauer im Mittelpunkt. Die jeweiligen Belastungskombinationen werden durch Tabelle 3.2 wiederge-

geben. Neben den in den Einachsversuchen eingestellten Belastungsstufen werden weitere Stufen mit kleineren Belastungen verwendet, da in Vorversuchen mit Stufen höherer Belastungen wie z. B. S8-R, S9-R und S4-T Kennwertverläufe ohne Beharrungsphase festgestellt wurden.

Tabelle 3.2: Versuchsreihen und Belastungskombinationen für Zweiachsversuche mit Radial- und Torsionsbelastung

Versuchsreihe	Belastungsstufe	Radialbelastung	Belastungsstufe	Torsion
I	S7-R	$2,00 \times F_{nR}$	keine (x_1)	keine (x_1)
	keine (x_2)	keine (x_2)	S3-T	$1,44 \times \varphi_n$
	S7-R	$2,00 \times F_{nR}$	S3-T	$1,44 \times \varphi_n$
II	S7-R	$2,00 \times F_{nR}$	keine (x_1)	keine (x_1)
			S1-T	$0,69 \times \varphi_n$
			S2-T	$1,00 \times \varphi_n$
			S3-T	$1,44 \times \varphi_n$
III	keine (x_2)	keine (x_2)	S3-T	$1,44 \times \varphi_n$
	S1-R	$0,40 \times F_{nR}$		
	S2-R	$1,00 \times F_{nR}$		
	S7-R	$2,00 \times F_{nR}$		
IV	S2-R	$1,00 \times F_{nR}$	S2-T	$1,00 \times \varphi_n$
	S7-R	$2,00 \times F_{nR}$		
V	S4-R	$1,38 \times F_{nR}$	S1-T	$0,69 \times \varphi_n$
	S7-R	$2,00 \times F_{nR}$		

(x_1) – Einachsversuche mit Radialbelastung
 (x_2) – Einachsversuche mit Torsionsbelastung

In **Versuchsreihe I** werden die Ergebnisse jeweils eines Einachsversuchs mit Radial- bzw. Torsionsbelastung den Ergebnissen eines Zweiachsversuchs gleicher Belastungsstufen gegenüber gestellt. Durch Radialbelastung der Belastungsstufe S7-R werden die Versuche der Versuchsreihe II charakterisiert, wobei die überlagerte Torsionsbelastung in vier Stufen variiert wird. Im Gegensatz dazu wird in Versuchsreihe III für alle Versuche die Torsionsbelastung so eingestellt, dass die Elastomerbuchsen mit dem 1,44fachen Versuchs-Nenn Drehwinkel φ_n tordiert werden und die jeweils überlagerte Radialbelastung in vier Stufen verändert wird. In den beiden abschließenden Reihen IV und V werden Versuche mit gleichem Torsionswinkel und jeweils zwei unterschiedlichen Radialbelastungsstufen gegenübergestellt.

Im Rahmen der Versuchsreihe I werden jeweils ein Einachsversuch mit Radialbelastung und Torsionsbelastung einem Zweiachsversuch mit überlagerten Belastungen gleicher Belastungsstufen gegenübergestellt. Dabei entspricht die Radialbelastung der 2,0fach überhöhten Radial-Nennbelastung F_{nR} (S7-R) und die Torsionsbelastung der Belastungsstufe S3-T mit 1,44fachem Nenn Drehwinkel φ_n . Die Temperatur- und Kennwertverläufe, abgeleitet aus Radialbelastung und -verformung, sind in Abbildung 3.19 aufgetragen. Die in Abbildung 3.20 gezeigten Verläufe sind aus Torsionsbelastung und -winkel abgeleitet.

Die Prüfkörpertemperaturen beider Einachsversuche verlaufen nach der Aufwärmphase auf gleich bleibendem Niveau im Bereich zwischen +40 °C und +50 °C. Im Gegensatz dazu weist der Temperaturverlauf des Zweiachsversuchs keine Beharrungsphase auf. Die zyklisch belastete Elastomerbuchse erwärmt sich von Versuchsbeginn an zunehmend. Auch die Kennwertverläufe der dynamischen Steifigkeit C_{dyn_n} unterscheiden sich deutlich: Unter einachsiger Belastung kommt es nach dem Kennwertabfall in der Aufwärmphase zu geringen Anstiegen der Steifigkeiten. Im Zweiachsversuch kann in beiden ausgewerteten Belastungsachsen nach der Aufwärmphase zunächst eine geringere, später eine deutlich größere negative Änderung der Steifigkeit pro gleicher Anzahl an Belastungszyklen festgestellt werden. Alle in Abbildung 3.19 und Abbildung 3.20 aufgeführten Kennwertverläufe der Dämpfungsarbeit weisen die gleiche Charakteristik auf: Nach einem Abfall des Kennwertes in der Aufwärmphase steigt A_{D_n} zunächst mit kleinerem, später mit deutlich größerem Änderungsbetrag pro gleicher Anzahl an Belastungszyklen an. Im Zweiachsversuch wird bei Auswertung der Radialbelastung und -verformung eine Zunahme der Dämpfungsarbeit um 20 % nach 213.540 Belastungszyklen erreicht. Dies entspricht 2,76 % der Anzahl der Belastungszyklen, bei welchen der gleiche Änderungsbetrag im einachsigen Radialversuch erreicht wird. Auf Basis von Torsionsbelastung und -winkel wird dieser Änderungsbetrag nach 232.715 Belastungszyklen erreicht. Dies entspricht 8 % der Anzahl der Belastungszyklen, bei welchen eine Zunahme der Dämpfungsarbeit von 20 % im einachsigen Torsionsversuch erreicht wird.

Die durch Abbildung 3.19 und Abbildung 3.20 vorgestellten Versuche sind exemplarisch ausgesucht. Die Kennwertverläufe aus zwei weiteren Zweiachsversuchen der o. g. Belastungskombination werden durch Abbildung 11.9 (Auswertung der Radialbelastung) und Abbildung 11.10 (Auswertung der Torsionsbelastung) dargestellt. Zudem zeigen die ebenfalls im Anhang aufgeführte Abbildung 11.3 bzw. die o. g. Abbildung 3.17 Ergebnisse weiterer Einachsversuche mit Radialbelastung (Belastungsstufe S7-R) und Torsionsbelastung (Belastungsstufe S3-T).

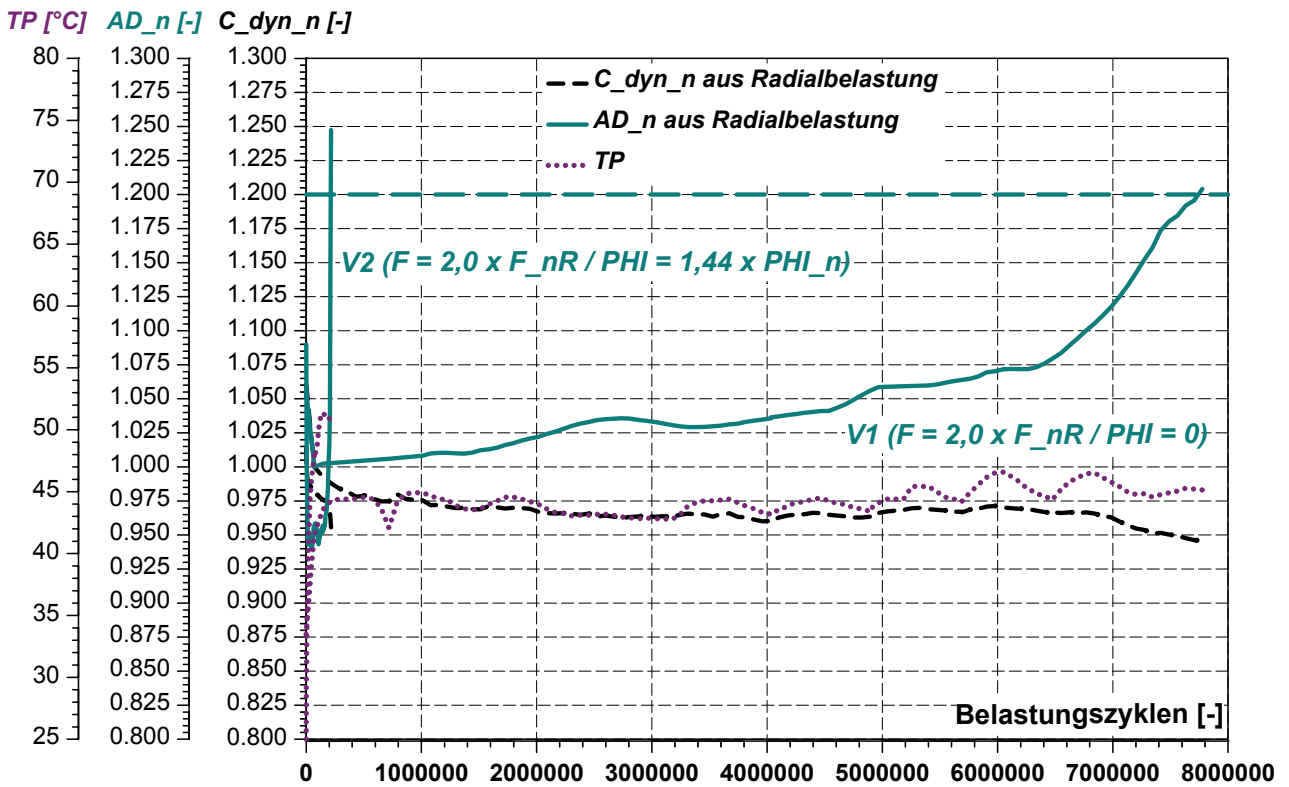


Abbildung 3.19: Versuchsreihe I – Temperatur- u. Kennwertverläufe, einstufiger Einachsversuch (V1), einstufiger Zweiachsversuch (V2), Auswertung der Radialbelastung, Belastungsstufen S7-R und S3-T

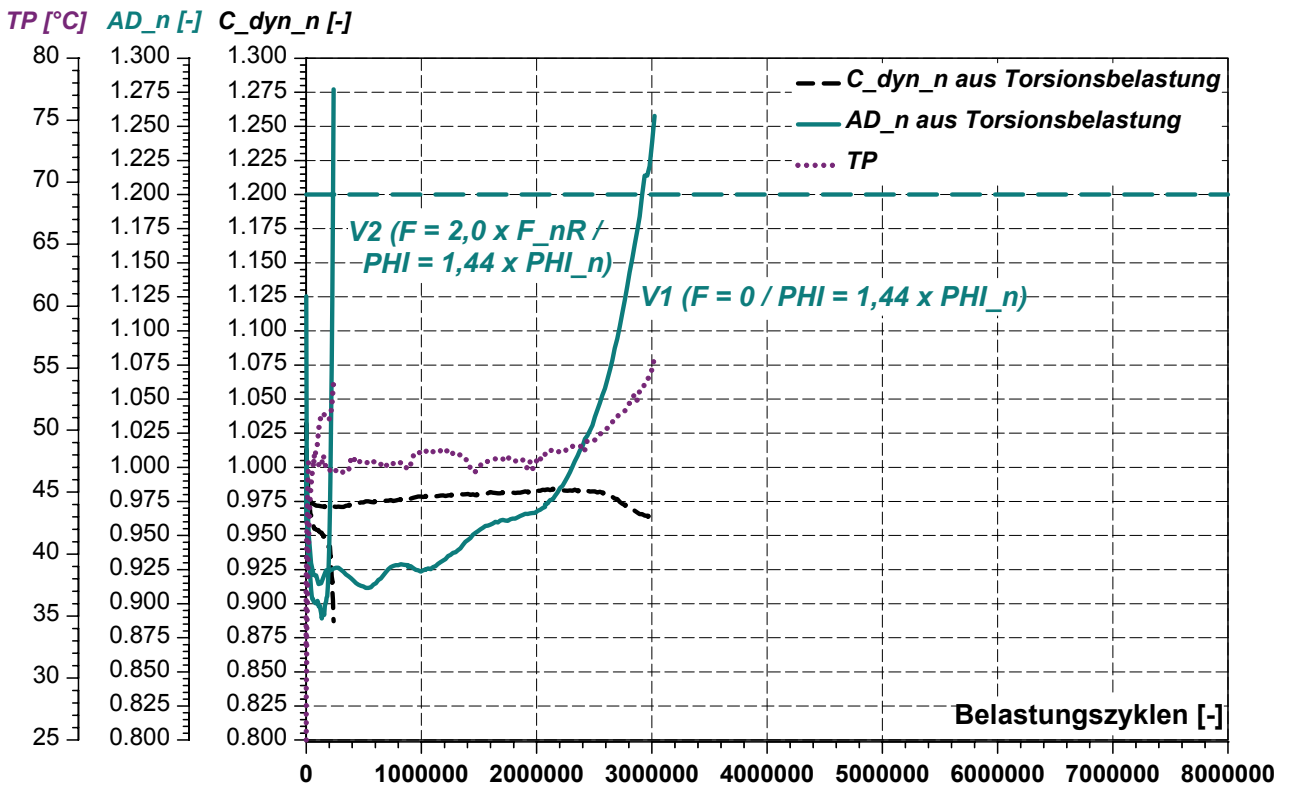


Abbildung 3.20: Versuchsreihe I – Temperatur- u. Kennwertverläufe, einstufiger Einachsversuch (V1), einstufiger Zweiachsversuch (V2), Auswertung der Torsionsbelastung, Belastungsstufen S7-R und S3-T

Sämtliche in der **Versuchsreihe II** aufgeführten Versuche weisen Radialbelastungen der Belastungsstufe S7-R auf, d. h., die Bauteile werden mit 2,0fach überhöhter Radial-Nennbelastung beaufschlagt. Darüber hinaus wirken unterschiedliche Torsionsbelastungen der Belastungsstufen S1-T (Versuch V1), S2-T (Versuch 2) und S3-T (Versuch 3). Versuch V4 weist als Einachsversuch mit Radialbelastung keine Torsionsbelastung auf. Die Temperatur- und Kennwertverläufe, abgeleitet aus Radialbelastung und -verformung, sind in Abbildung 3.21 aufgetragen und entsprechend benannt. Die in Abbildung 3.22 gezeigten Verläufe sind aus Torsionsbelastung und -winkel derselben Versuche abgeleitet.

Neben dem Temperaturverlauf des schon in Versuchsreihe I betrachteten Einachsversuchs mit Radialbelastung (V4 in Abbildung 3.21) bewegen sich die Verläufe der Versuche V1 und V2 auch im Bereich zwischen +40 °C und +50 °C, wobei die einzelnen Kurven Schwankungen um bis zu 4 °C aufweisen. Einzig im Versuch V3 steigt die Prüfkörpertemperatur von Versuchsbeginn so stark an, dass eine Temperatur von +53 °C bei Versuchsende erreicht wird. Nicht nur beim Einachsversuch ist ein leichter Anstieg der dynamischen Steifigkeit festzustellen, auch im Versuch V1 erholt sich der Elastomerwerkstoff unter Belastung, und die Steifigkeit steigt zwischenzeitlich um bis zu 1,5 % (Auswertung von Radialbelastung und -verformung) bzw. um bis zu 2,5 % (Auswertung von Torsionsbelastung und -winkel) an. Unter Belastungskombinationen mit größerem Torsionswinkel ist dies nicht zu beobachten. Zwar stagniert der aus Torsionsbelastung und -winkel abgeleitete Kennwert C_{dyn_n} im Fall des Versuchs V2 nach 600.000 Belastungszyklen. Danach zeigt er aber, wie der aus Radialbelastung und -verformung abgeleitete Verlauf und die Kurven des Versuchs V3, das gleiche, stark abnehmende Verhalten bis Versuchsende.

Beim Vergleich der Kennwertverläufe der Dämpfungsarbeit fällt deutlich auf, dass sich mit größer werdender überlagerter Torsionsbelastung die Anzahl der bis zum Anstieg des Kennwertes A_{D_n} auf 20 % ertragenen Belastungszyklen stark reduziert. Im Versuch V1 beträgt die Anzahl ca. $3,18 \times 10^6$ nach Auswertung von Radialbelastung und -verformung. Der aus Torsionsbelastung und -winkel berechnete Kennwertverlauf erreicht nach rund $3,32 \times 10^6$ Belastungszyklen einen Anstieg um 20 %. Unter den Belastungskombinationen mit S2-T bzw. S3-T ertragen die Elastomerbuchsen bis zu diesem Ereignis nur noch rund 34,5 % sowie etwa 7 % der Anzahl der im Versuch V1 ertragenen Belastungszyklen. Entfällt dagegen die Torsionsbelastung vollständig, so nimmt die Anzahl der ertragenen Belastungszyklen das 2,43fache des Versuchs 1 an. Alle dargestellten Verläufe der Dämpfungsarbeiten weisen eine Phase des Bauteilversagens, die durch einen deutlich steileren Anstieg zum Versuchsende hin geprägt ist, und einen partiellen Kennwertabfall auf. Im Versuch V1 zeigt die aus Torsionsbelastung und -winkel abgeleitete Kurve nach dem Anstieg um etwa 10 % seit Versuchsbeginn eine Reduzierung um rund 15 %.

Die vier durch Abbildung 3.21 und Abbildung 3.22 vorgestellten Versuche sind exemplarisch ausgesucht. Zur Untermauerung der Ergebnisse werden ergänzend zu den vorgeannten Versuchen die Kennwertverläufe jeweils weiterer vier Zweiachsversuche für die Belastungskombinationen S7-R und S1-T sowie S7-R und S2-T durch Abbildung 11.11 und Abbildung 11.12 sowie Abbildung 11.13 und Abbildung 11.14 dargestellt.

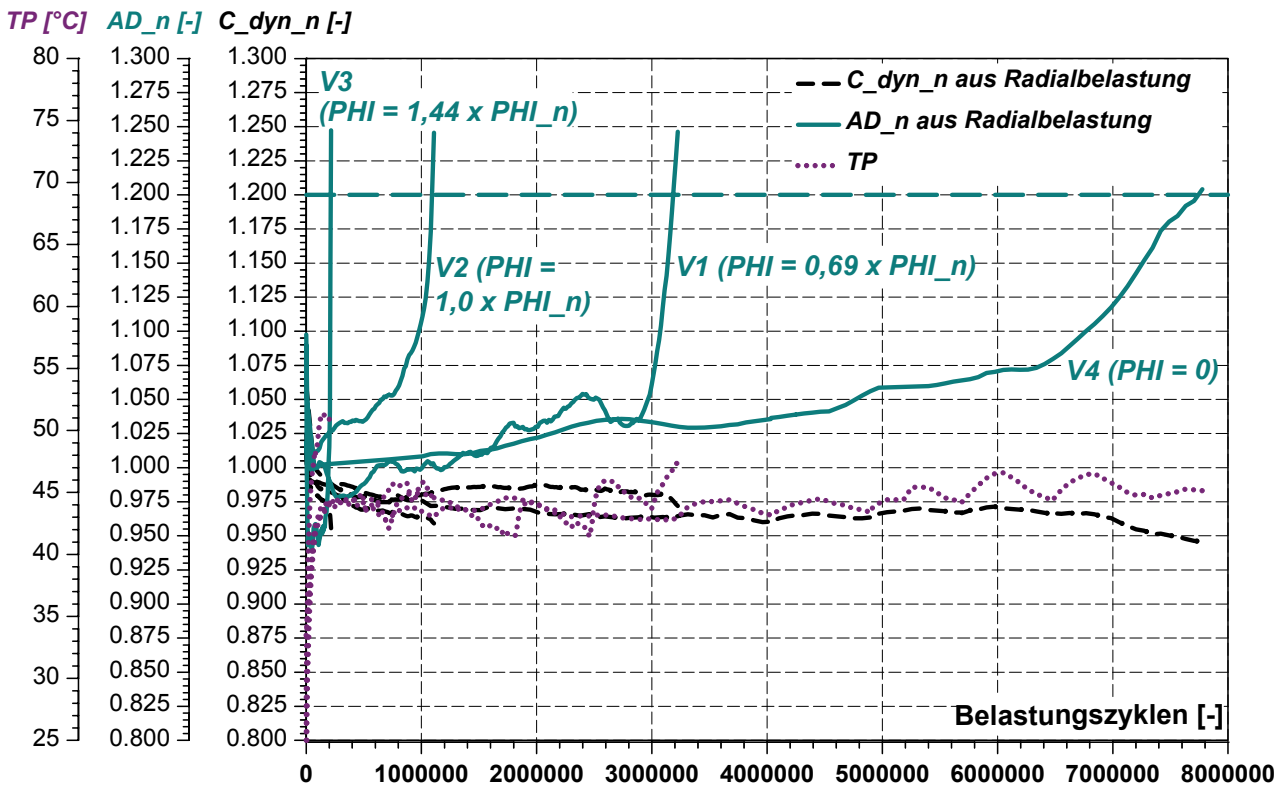


Abbildung 3.21: Versuchsreihe II – Temperatur- und Kennwertverläufe, einstufige Zweiachsversuche (V1-V3), einstufiger Einachsversuch (V4), Auswertung der Radialbelastung, Belastungsstufen: S7-R und S1-T, S2-T, S3-T

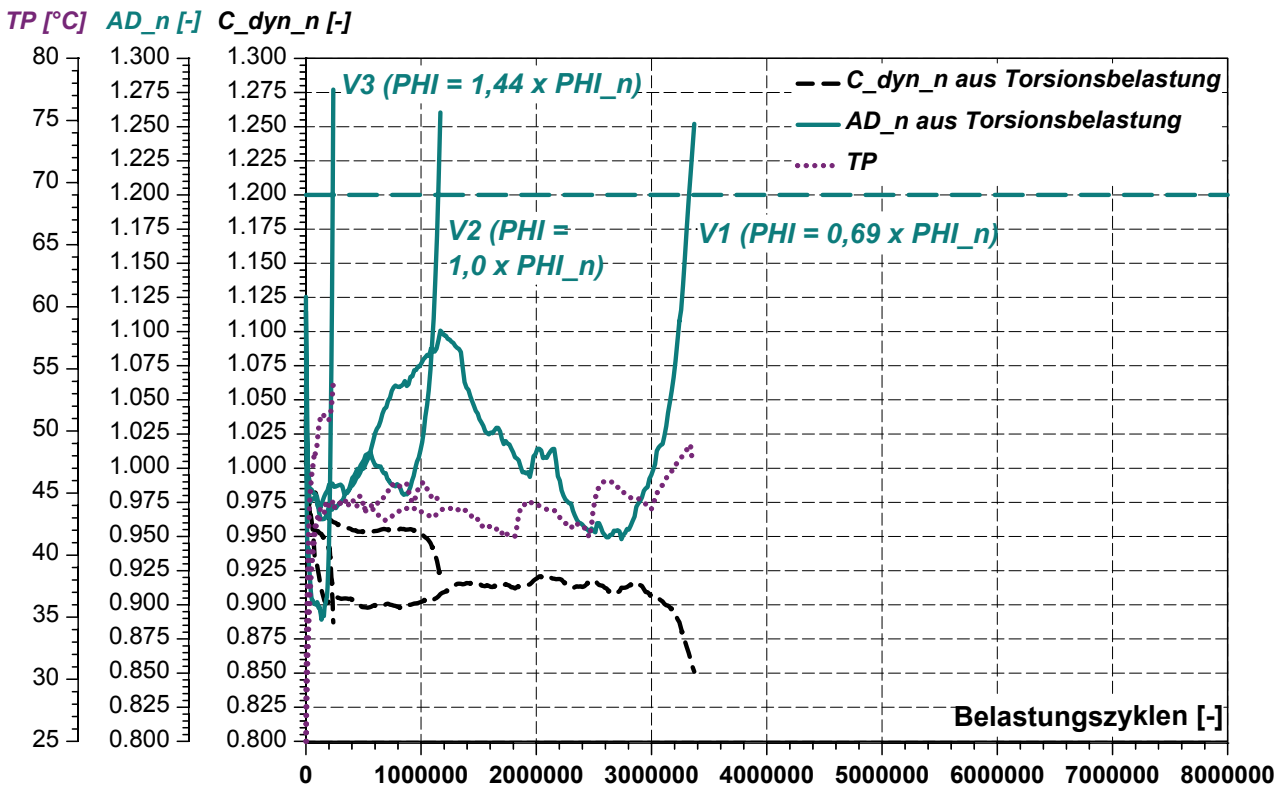


Abbildung 3.22: Versuchsreihe II – Temperatur- und Kennwertverläufe, einstufige Zweiachsversuche, Auswertung der Torsionsbelastung, Belastungsstufen: S7-R und S1-T, S2-T, S3-T

Alle Versuche der hier beschriebenen **Versuchsreihe III** werden durch eine Torsionsbelastung der Belastungsstufe S3-T charakterisiert. Darüber hinaus werden die Elastomerbuchsen radial belastet, wobei im Versuch V1 die Belastungsstufe S1-R eingestellt wird, im Versuch V2 die Belastungsstufe S2-R und im dritten Zweiachsversuch V3 die Stufe S7-R. Versuch V4 weist als Einachsversuch mit Torsionsbelastung keine Radialbelastung auf ($F_R = 0$). Die Temperatur- und Kennwertverläufe, abgeleitet aus Radialbelastung und Radialverformung, sind in Abbildung 3.23 aufgetragen und entsprechend ihrer Versuchsbezeichnung benannt. Die in Abbildung 3.24 gezeigten Verläufe sind aus Torsionsbelastung und -winkel derselben Versuche abgeleitet.

Der Temperaturverlauf des Einachsversuchs (V4) liegt von Beginn an im Bereich zwischen +40 °C und +50 °C und weist erst in Phase des Bauteilversagens einen größer werdenden Anstieg auf. Die Temperaturkurve des Versuchs V1 weist diese Charakteristik ebenfalls auf. Im Gegensatz dazu steigen die Temperaturverläufe der Versuche V2 und V3 mit der Aufwärmphase auf über +51 °C an. Die für V2 und V3 aus jeweils beiden Belastungsachsen abgeleiteten dynamischen Steifigkeiten $C_{dyn,n}$ weisen von Beginn an abfallende Kurven auf, wobei im Fall der aus Torsionsbelastung und -winkel berechneten dynamischen Steifigkeit eine Beharrungsphase über 400.000 Belastungszyklen führt, bevor ein starker Abfall des Kennwertes eintritt. Gemäß Abbildung 3.24 bilden die Kurven für die Versuche V1 und V4 jeweils über mehr als $2,2 \times 10^6$ Belastungszyklen gleich bleibende bzw. geringfügig zunehmende Werte ab. Die aus Radialbelastung und -verformung abgeleitete Kurve des Versuchs V1 weist Kennwertschwankungen von ca. 2,5 % mit drei lokalen Maxima auf, bevor auch diese Kurve ab $1,9 \times 10^6$ Belastungszyklen deutlich stärker abfällt.

In allen Versuchen steigen die aus beiden Belastungsachsen abgeleiteten Dämpfungsarbeiten um über 20 % an. In Versuch V1 erfolgt dies, abgeleitet aus Radialbelastung und Radialverformung, nach $2,495 \times 10^6$ Belastungszyklen und nach $2,916 \times 10^6$ Belastungszyklen, abgeleitet aus Torsionsbelastung und -winkel. Mit Erhöhung der Belastungsstufe auf S2-R reduzieren sich die bis zum Anstieg der Dämpfungsarbeit um 20 % ertragenen Belastungszyklen auf 26,45 % bzw. 27,85 %, bezogen auf Versuch V1. Mit den Belastungsstufen S7-R und S3-T sind es nur noch 8,56 % bzw. 9,22 % der in Versuch V1 ertragenen Zyklen. Entfällt die Radialbelastung hingegen ($F_R = 0$), so erträgt die Elastomerbuchse die Torsionsbelastung der Stufe S3-T über die 1,15fache Anzahl der Belastungszyklen des Versuchs V1. Dessen Kennwertverläufe der Dämpfungsarbeit sind jedoch auffällig, da sie vor dem abschließenden Anstieg vor Versuchsende jeweils zwei deutliche lokale Maxima aufweisen. Gemäß Abbildung 3.23 sind Änderungen zwischen dem ersten Maximum und dem letzten Minimum von 18,5 % feststellbar.

Auch hier sind die drei durch Abbildung 3.23 und Abbildung 3.24 vorgestellten Versuche exemplarisch ausgesucht. Neben den bereits unter Versuchsreihe I und II genannten ergänzenden Versuchen werden die Kennwertverläufe jeweils weiterer drei Zweiachsversuche für die Belastungskombinationen S1-R und S3-T sowie S2-R und S3-T durch Abbildung 11.15 und Abbildung 11.16 sowie Abbildung 11.17 und Abbildung 11.18 dargestellt. Die Ergebnisse weiterer drei Einachsversuche mit Torsionsbelastung der Belastungsstufe S3-T stehen zum Vergleich in Abbildung 3.17 zur Verfügung.

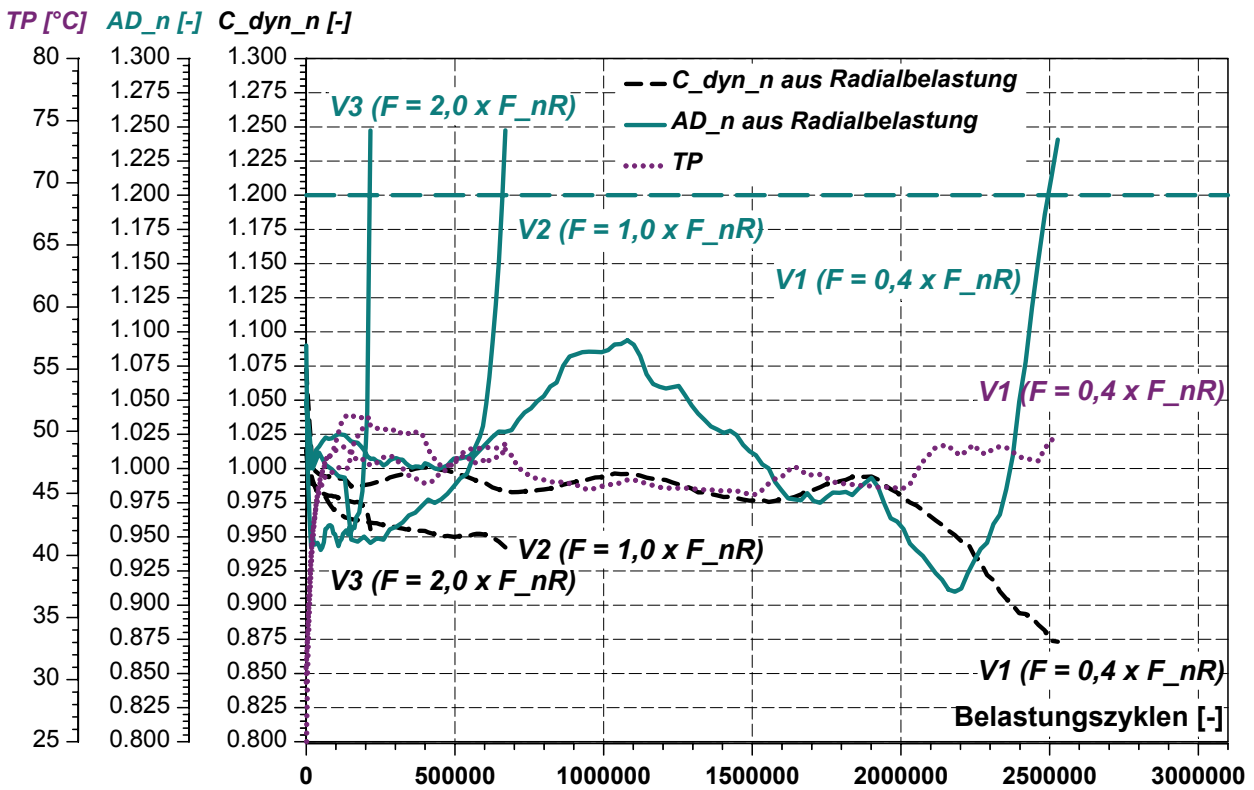


Abbildung 3.23: Versuchsreihe III – Temperatur- und Kennwertverläufe, einstufige Zweiachsversuche, Auswertung der Radialbelastung, Belastungsstufen: S1-R, S2-R, S7-R und S3-T

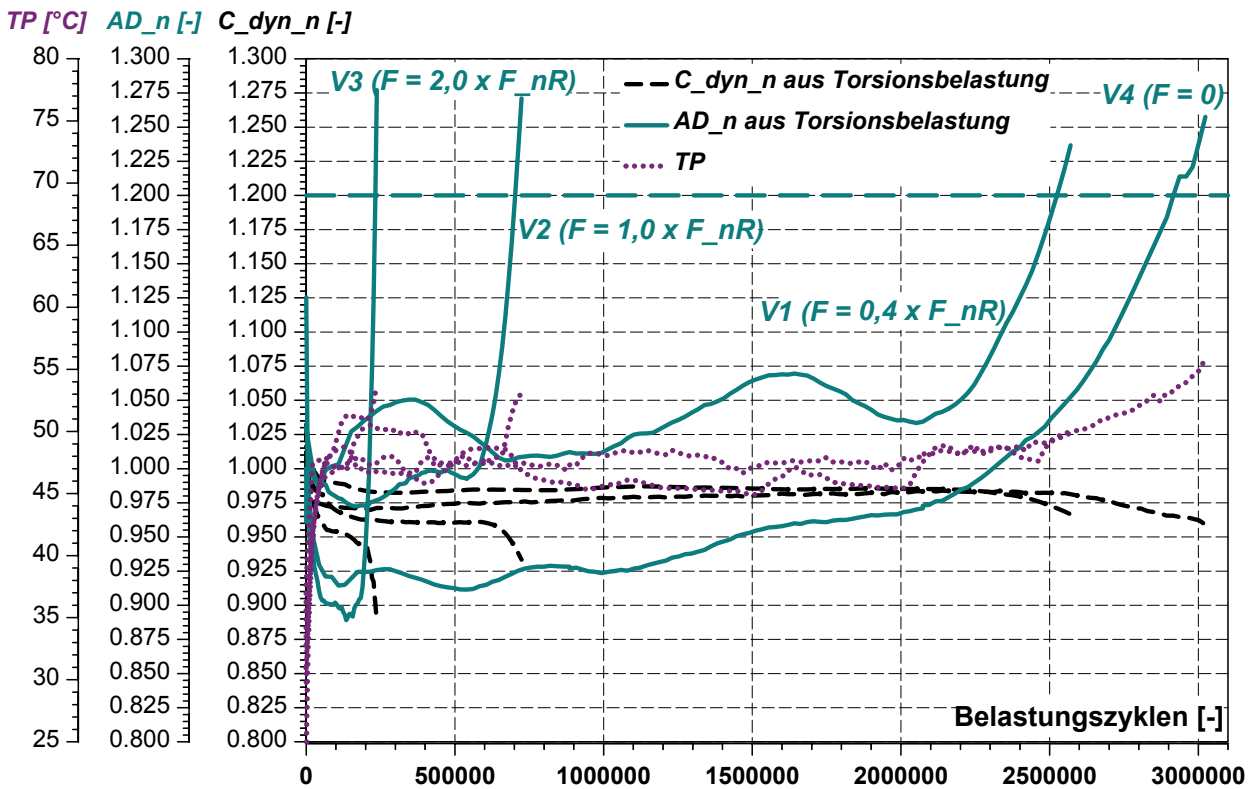


Abbildung 3.24: Versuchsreihe III – Temperatur- und Kennwertverläufe, einstufige Zweiachsversuche (V1-V3), einstufiger Einachsversuch (V4), Auswertung der Torsionsbelastung, Belastungsstufen: S1-R, S2-R, S7-R und S3-T

Die im Rahmen der **Versuchsreihe IV** betrachteten beiden Versuche weisen als Gemeinsamkeit eine Torsionsbelastung der Belastungsstufe S2-T auf. Dabei werden die Elastomerbuchsen so belastet, dass sich der einfache Versuchs-Nenn Drehwinkel φ_n einstellt. Überlagert wird im Versuch V1 eine Radialbelastung der Belastungsstufe S2-R ($F_R = 1,0 \times F_{nR}$) und im Versuch V2 eine Radialbelastung der Belastungsstufe S7-R ($F_R = 2,0 \times F_{nR}$) aufgebracht. Die Temperatur- und Kennwertverläufe, abgeleitet aus Radialbelastung und -verformung, sind in Abbildung 3.25 aufgetragen und entsprechend ihrer Versuchsbezeichnung benannt. Die in Abbildung 3.26 gezeigten Verläufe sind aus Torsionsbelastung und -winkel derselben Versuche abgeleitet.

Die Prüfkörpertemperaturen der Versuche verlaufen nach der Aufwärmphase mit Temperaturschwankungen von ca. 2,5 °C im Bereich zwischen +40 °C und +50 °C. Gemäß Abschnitt 2.3.4.2 typische Kennwertverläufe weisen nur die aus Torsionsbelastung und Verdrehwinkel abgeleiteten dynamischen Steifigkeiten auf. Nach der Beharrungsphase über etwa $3,7 \times 10^6$ Belastungszyklen im Versuch V1 und rund 500.000 Zyklen im Versuch V2 erfolgt erst in der Phase des Bauteilversagens ein signifikanter Steifigkeitsverlust. Die aus Radialbelastung und -verformung berechneten dynamischen Steifigkeiten zeigen dagegen andere Verläufe: Versuch V1 weist einen Kennwertabfall um ca. 3,2 % über $1,5 \times 10^6$ Belastungszyklen auf, der danach über etwa die gleiche Anzahl an Zyklen wieder kompensiert wird. Die Buchse weist damit nach $3,4 \times 10^6$ Zyklen die gleiche dynamische Steifigkeit auf wie bei Versuchsbeginn. Versuch V2 erfährt einen kontinuierlichen Steifigkeitsverlust, der mit Versuchsende nach $1,1 \times 10^6$ Zyklen einen Betrag von etwa 4 % annimmt.

In beiden Versuchen steigen die aus beiden Belastungsachsen abgeleiteten Dämpfungsarbeiten A_{D_n} um über 20 % an. In Versuch V1 erfolgt dies, abgeleitet aus Radialbelastung und -verformung, nach $4,1 \times 10^6$ Belastungszyklen bzw. nach $4,3 \times 10^6$ Zyklen, berechnet aus Torsionsbelastung und -winkel. Die größere überlagerte Radialbelastung der Stufe S7-R führt im Versuch V2 zu einem Anstieg der Kennwerte um 20 % nach rund 26,7 % der Anzahl der Belastungszyklen des Versuchs V1. Der Kennwertverlauf, abgeleitet aus der Radialbelastung des Versuchs V2 sowie der aus der Torsionsbelastung des Versuchs V1 abgeleitete Verlauf weisen nach der Aufwärmphase im Trend geringe Steigungen auf, bis in der Phase des Bauteilversagens ein signifikanter Anstieg der Dämpfungsarbeit um über 20 % eintritt. Anders ist dies beim Kennwertverlauf des Versuchs V1, abgeleitet aus Radialbelastung und -verformung: Bis zum signifikanten Anstieg der Dämpfungsarbeit nach rund $3,4 \times 10^6$ Belastungszyklen erfährt der Kennwert nach einem Abfall um ca. 10 % zwei herausragende lokale Maxima bei einer Schwankungsbreite von 5,5 %. Auch Versuch V2 weist bei der aus der Torsionsbelastung berechneten Dämpfungsarbeit einen nicht stetigen Verlauf bis zum Anstieg in der Phase des Bauteilversagens auf.

Die beiden durch Abbildung 3.25 und Abbildung 3.26 vorgestellten Versuche sind exemplarisch ausgesucht. Zur Untermauerung der Ergebnisse stehen mit Abbildung 11.19 und Abbildung 11.20 sowie Abbildung 11.13 und Abbildung 11.14 die Kennwertverläufe weiterer Versuche der Belastungskombinationen S2-R und S2-T sowie S7-R und S2-T zur Verfügung.

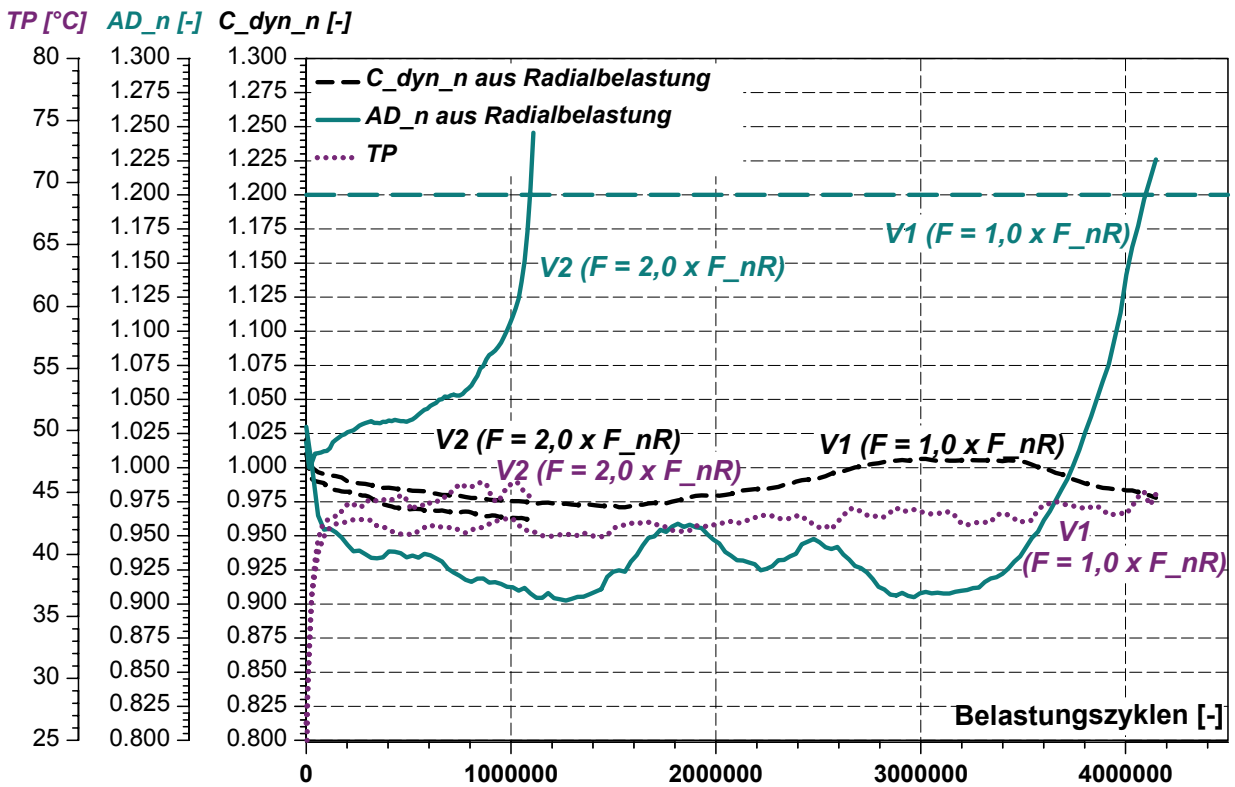


Abbildung 3.25: Versuchsreihe IV – Temperatur- und Kennwertverläufe, einstufige Zweiachsversuche, Auswertung der Radialbelastung, Belastungsstufen: S2-R, S7-R und S2-T

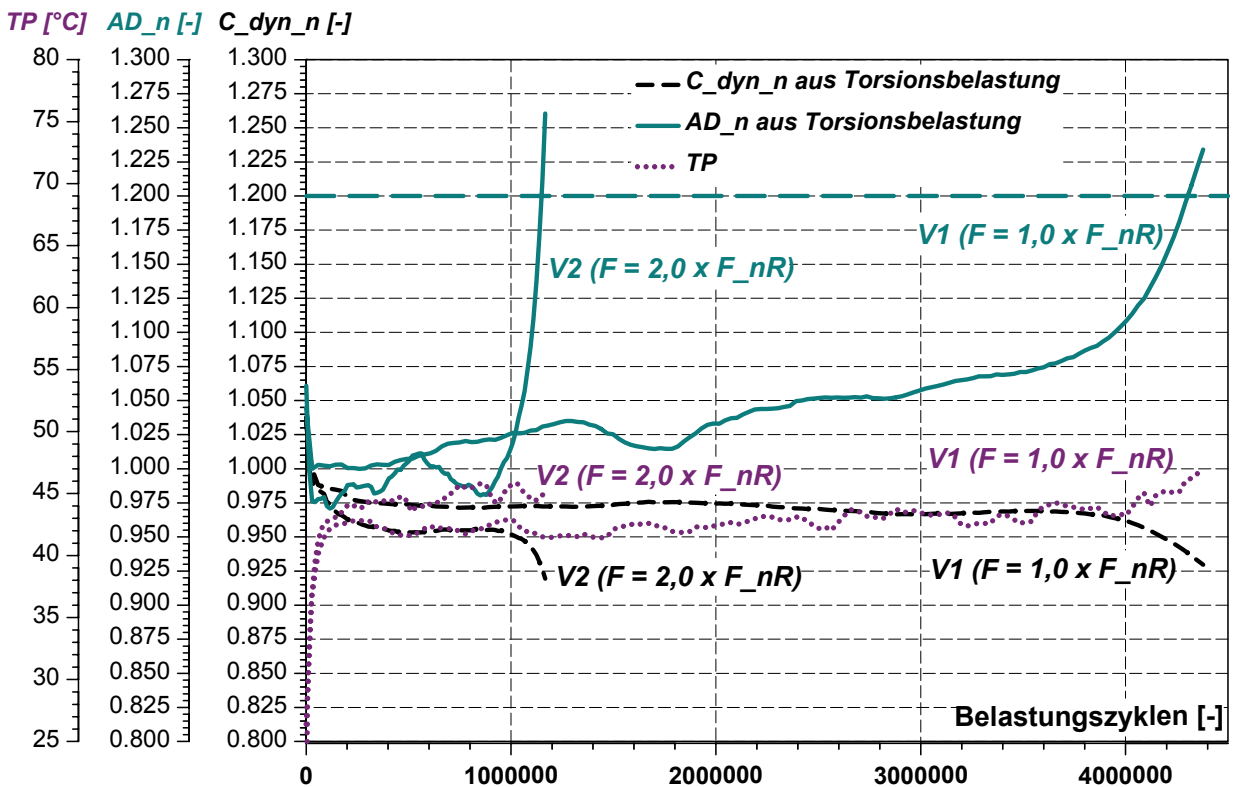


Abbildung 3.26: Versuchsreihe IV – Temperatur- und Kennwertverläufe, einstufige Zweiachsversuche, Auswertung der Torsionsbelastung, Belastungsstufen: S2-R, S7-R und S2-T

Die Versuche der **Versuchsreihe V** werden beide mit einer Torsionsbelastung der Belastungsstufe S1-T durchgeführt. Überlagert wird im Versuch V1 eine Radialbelastung der Belastungsstufe S4-R ($F_R = 1,38 \times F_{nR}$) und im Versuch V2 eine Radialbelastung der Belastungsstufe S7-R ($F_R = 2,0 \times F_{nR}$) aufgebracht. Die Temperatur- und Kennwertverläufe, abgeleitet aus Radialbelastung und -verformung, sind in Abbildung 3.27 aufgetragen und entsprechend ihrer Versuchsbezeichnung benannt. Die in Abbildung 3.28 gezeigten Verläufe sind aus Torsionsbelastung und -winkel derselben Versuche abgeleitet.

Die Temperaturverläufe beider Versuche bewegen sich im vorgesehenen Bereich zwischen $+40\text{ °C}$ und $+50\text{ °C}$, wobei die Temperatur des Versuchs V1 nach rund $5,3 \times 10^6$ Belastungszyklen phasenweise unter $+40\text{ °C}$ sinkt. Die aus Radialbelastung und Radialverformung berechneten Kennwertverläufe der dynamischen Steifigkeit beider Versuche zeigen nach Versuchsbeginn jeweils einen erwarteten Abfall, auf den jedoch in beiden Fällen ein geringer Steifigkeitsanstieg folgt. Unter der Belastungskombination S7-R und S1-T folgt nach $3,1 \times 10^6$ Zyklen ein signifikanter Abfall. Die Kurve für Versuch V1 verläuft hingegen bis zu ihrem Ende mit steigender Tendenz. Die gleiche Charakteristik weist auch der aus Torsionsbelastung und -winkel abgeleitete Kennwertverlauf auf, wobei die Elastomerbuchse zum Ende der Kurve die gleiche dynamische Torsionssteifigkeit zeigt wie bei Versuchsbeginn. In radialer Richtung beträgt die Veränderung über die Versuchsdauer ca. 2,5 %. Die aus der Torsionsbelastung abgeleitete Kurve des Versuchs V2 erfährt nach einem Abfall um 7,5 % in der Aufwärmphase einen erneuten Anstieg und nach einer Beharrungsphase über etwa $1,6 \times 10^6$ Belastungszyklen einen deutlichen Steifigkeitsverlust zum Ende des Versuchs hin. Damit ist im Versuch V2 die Veränderung der dynamischen Torsionssteifigkeit deutlich größer als jene der radialen dynamischen Steifigkeit.

Von den beiden Versuchen steigen nur die Kurven der Dämpfungsarbeiten des Versuchs V2 um über 20 % an, denn Versuch V1 wird vorab nach $6,57 \times 10^6$ Belastungszyklen beendet. Die aus der Radialbelastung des Versuchs V1 berechnete Dämpfungsarbeit ist zuvor nach $5,7 \times 10^6$ Zyklen um 13 % angestiegen, fällt aber über die letzten 670.000 Belastungszyklen wieder um rund 5 % ab. Der Kennwertverlauf, welcher aus Torsionsbelastung und -winkel desselben Versuchs abgeleitet ist, weist eine im Mittel gleichmäßige Steigung um ca. 11 % von der Aufwärmphase bis zum Versuchsende auf. Die Dämpfungsarbeiten des Versuchs V2 sind nach $3,18 \times 10^6$ Belastungszyklen (Radialbelastung) und $3,32 \times 10^6$ Belastungszyklen (Torsionsbelastung) um 20 % angestiegen und zeigen beide zum Versuchsende hin einen signifikanten Anstieg der Dämpfungsarbeit. Die aus Torsionsbelastung und -winkel abgeleitete Kurve beschreibt zudem einen Zwischenanstieg um 10 %.

Die beiden durch Abbildung 3.27 und Abbildung 3.28 vorgestellten Versuche sind ebenfalls exemplarisch ausgesucht. Zur Bestätigung der Ergebnisse sind im Anhang Abbildung 11.21 und Abbildung 11.22 aufgeführt. Sie stellen die Kennwertverläufe weiterer zwei Versuche der Belastungskombination S4-R und S1-T dar. Die bereits oben genannte Abbildung 11.11 und Abbildung 11.12 zeigen weitere Ergebnisse aus Versuchen der Belastungskombination S7-R und S1-T.

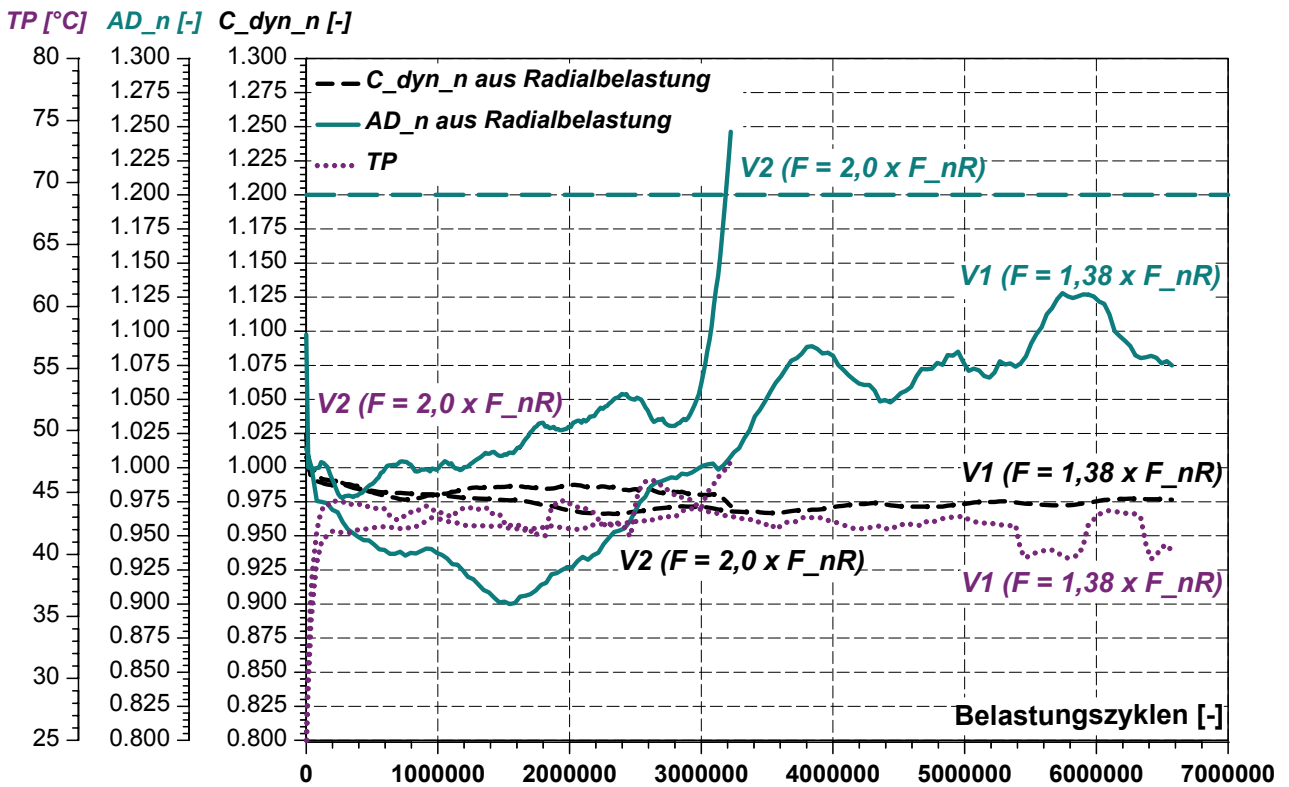


Abbildung 3.27: Versuchsreihe V – Temperatur- und Kennwertverläufe, einstufige Zweiachsversuche, Auswertung der Radialbelastung, Belastungsstufen: S4-R, S7-R und S1-T

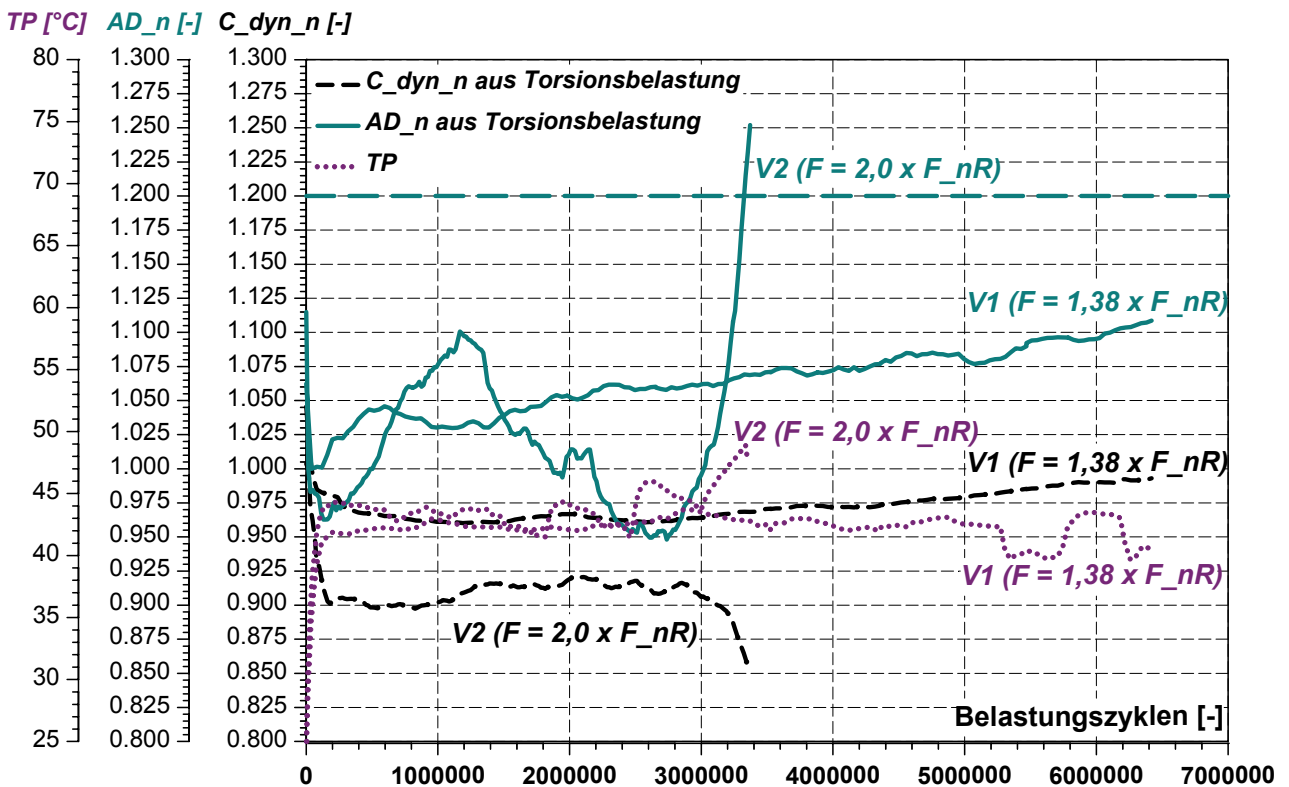


Abbildung 3.28: Versuchsreihe V – Temperatur- und Kennwertverläufe, einstufige Zweiachsversuche, Auswertung der Torsionsbelastung, Belastungsstufen: S4-R, S7-R und S1-T

3.2.2.2 Überlagerte Radial- und Axialbelastung – Fall VIII

Im Fall VIII werden Zweiachsversuche der **Versuchsreihe VI** mit zeitgleicher radialer und axialer Belastung von Elastomerbuchsen der Bauform B zusammengefasst. Sämtliche Versuche werden durch eine axiale Belastung der Belastungsstufe S2-A charakterisiert, d. h., die Prüfkörper werden mit 2,0fach überhöhter Axial-Nennbelastung F_{nA} wechselnd und ohne statische Vorlast beaufschlagt. Darüber hinaus erfolgt eine phasengleiche Radialbelastung der Belastungsstufen S2-R, S5-R oder S7-R. Alle Belastungskombinationen dieser Versuchsreihe werden durch Tabelle 3.3 zusammengefasst. Hierbei werden auch einachsige Axialversuche berücksichtigt, welche die zweiachsige Versuchsreihe mit $F_R = 0$ vervollständigen.

Tabelle 3.3: Versuchsreihe und Belastungskombinationen für Zweiachsversuche mit überlagerter Radial- und Axialbelastung

Versuchsreihe	Belastungsstufe	Radialbelastung	Belastungsstufe	Axialbelastung
VI	keine (x_3)	keine (x_3)	S2-A	$2,00 \times F_{nA}$
	S2-R	$1,00 \times F_{nR}$		
	S5-R	$1,50 \times F_{nR}$		
	S7-R	$2,00 \times F_{nR}$		

(x_3) – Einachsversuche mit Axialbelastung

Durch die beiden nachfolgenden Diagramme wird jeweils ein Versuch der in Tabelle 3.3 genannten vier Belastungskombinationen vorgestellt. Auch hierbei werden die Prüfkörpertemperaturen sowie die dynamische Steifigkeit und die Dämpfungsarbeit über den Belastungszyklen aufgetragen, wobei die Kennwertverläufe in Abbildung 3.29 aus der Radialbelastung und die Kennwertverläufe in Abbildung 3.30 aus der Axialbelastung derselben Versuche abgeleitet sind. Zur besseren Übersichtlichkeit sind die Diagramme auf beiden Achsen gleich skaliert.

Die Kennwertverläufe der dynamischen Steifigkeiten, abgeleitet aus der Radialbelastung, weisen in Abbildung 3.29 von Versuchsbeginn an einen stetigen Abfall auf, wobei sich mit steigender Radialbelastung ein zunehmend größeres Gefälle einstellt. Die Verläufe der Dämpfungsarbeiten der Versuche V2 und V3 steigen nach den ersten Belastungszyklen vom Wert 1,0 aus stetig an. Im Fall des Versuchs V1 ist eine Unstetigkeit festzustellen, die den über die gesamte Versuchsdauer anhaltenden Anstieg der Kurve unterbricht. Nach 115.000 Belastungszyklen hat der Kurvenverlauf der Dämpfungsarbeit eine Zunahme von 20 % erreicht. Wird die Radialbelastung von der Belastungsstufe S2-R auf S5-R bzw. S7-R erhöht, so reduziert sich die Versuchsdauer von Beginn bis zum Anstieg der Dämpfungsarbeit auf denselben Wert auf 49,5 % bzw. 41 % der Dauer des Versuchs V1.

Die Prüfkörpertemperaturen aller drei mit einer Prüffrequenz von $f = 5$ Hz durchgeführten Zweiachsversuche steigen von Versuchsbeginn an bis zum Ende der dargestellten Verläufe stetig an, ohne dass sich ein konstantes Temperaturniveau einstellt.

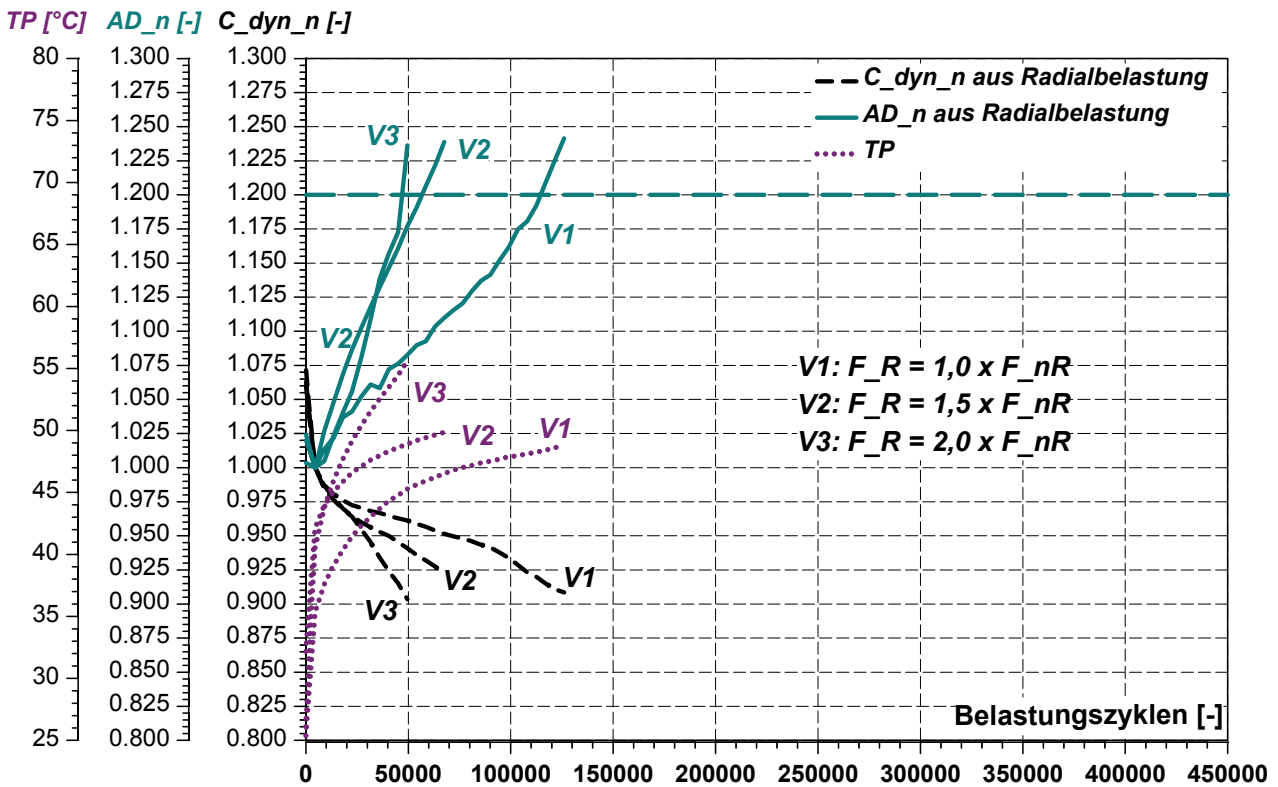


Abbildung 3.29: Versuchsreihe VI – Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Zweiachsversuche, Auswertung der Radialbelastung, Belastungsstufen: S2-R, S5-R, S7-R und S2-A

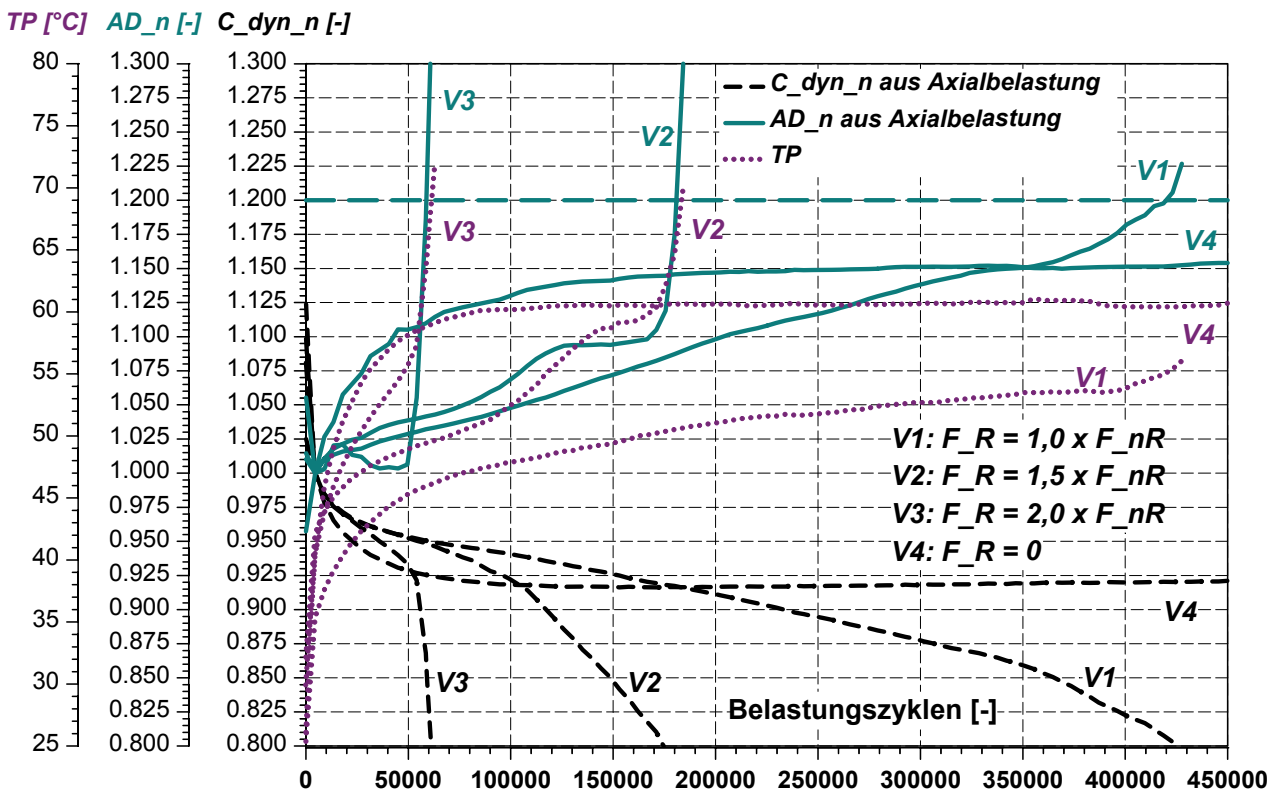


Abbildung 3.30: Versuchsreihe VI – Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Zweiachsversuche (V1-V3), einstufiger Einachsversuch (V4), Auswertung der Axialbelastung, Belastungsstufen: S2-R, S5-R, S7-R und S2-A

Prinzipiell verhalten sich die aus der Axialbelastung derselben Versuche V1 bis V3 abgeleiteten Kennwertverläufe der dynamischen Steifigkeiten und Dämpfungsarbeiten in Abbildung 3.30 identisch zu den oben beschriebenen, aus der Radialbelastung abgeleiteten Verläufen. Versuch V1 erreicht mit den Belastungsstufen S2-A und S2-R einen Anstieg der Dämpfungsarbeit um 20 % nach 420.000 Belastungszyklen, d. h. nach der 3,65fachen Anzahl der Belastungszyklen, abgeleitet aus der Radialbelastung. Durch Erhöhung der Radialbelastung auf die Stufen S5-R und S7-R wird die Anzahl der bis zum Anstieg der Dämpfungsarbeit auf 20 % ertragenen Belastungszyklen auf 43,1 % bzw. 14 % reduziert.

Wird die Radialbelastung hingegen auf $F_R = 0$ reduziert, so verlängert sich die Versuchsdauer bezogen auf Versuch V1 auf das 3,08fache. Zur Verdeutlichung sind in Abbildung 3.30 ebenfalls die Temperatur- und Kennwertverläufe eines Einachsversuchs der Belastungsstufe S2-A über die ersten 450.000 Belastungszyklen dargestellt. Die Verläufe über die gesamte Versuchsdauer sind in Abbildung 11.23 aufgezeichnet. In den drei aufgeführten Zweiachsversuchen (V1, V2 und V3) treten vergleichbare Kennwertänderungen der dynamischen Steifigkeit und der Dämpfungsarbeit in radialer Belastungsdichtung deutlich früher ein als in axialer Belastungsrichtung

Im Anhang sind Diagramme weiterer Zweiachsversuche mit überlagerter Radial- und Axialbelastung abgebildet. Abbildung 11.24 und Abbildung 11.25 zeigen die Kennwertverläufe von drei Versuchen der Belastungskombination S2-A und S2-R. Zudem werden die Temperatur- und Kennwertverläufe von drei Versuchen der Belastungskombination S2-A und S5-R sowie zwei Versuchen der Kombination S2-A und S7-R durch Abbildung 11.26 und Abbildung 11.27 sowie Abbildung 11.28 und Abbildung 11.29 dargestellt. Einachsversuche der Belastungsstufe S2-A werden durch Abbildung 11.1 dokumentiert.

3.3 Definition eines anwendungsorientierten Ausfallkriteriums

Die Definition eines Ausfallkriteriums soll eine Vergleichsbasis für die vorgestellten Bauteilversuche schaffen, welche unterschiedliche Belastungsarten und -amplituden berücksichtigen. Jeder einzelne Versuch wird unabhängig von seinen Versuchsparametern bis zum Eintreten einer definierten Eigenschaftsänderung des Prüfkörpers durchgeführt. Die bis dahin durchlaufene und somit ertragene Anzahl an Belastungszyklen wird als Gebrauchsdauer bezeichnet.

Betrachtet man den für die untersuchten Elastomerbuchsen typischen Einsatzfall in Lenkerkupplungen, so liegt die Definition eines anwendungsorientierten Ausfallkriteriums auf Basis des Kennwertes „dynamische Steifigkeit“ nahe, denn ein Austausch der Bauteile erfolgt im Allgemeinen, wenn die geforderte schwingungstechnische Abstimmung des betroffenen Antriebsstranges aufgrund der geänderten Steifigkeiten der Elastomerbuchsen nicht mehr gegeben ist.

Die zuvor vorgestellten Versuchsergebnisse zeigen, dass unabhängig von Belastungsart und -amplitude charakteristische Kennwertänderungen in Abhängigkeit von der Anzahl der

Belastungszyklen eintreten. Dabei sind in der Regel beschleunigte Kennwertänderungen im dritten Versuchsabschnitt, der Phase des Bauteilversagens, feststellbar. Im Einzelnen bedeutet dies:

- deutliche Reduzierung der dynamischen Steifigkeit C_{dyn} im Vergleich zum vorangegangenen Versuchsabschnitt 2 „Beharrungsphase“
- verstärkter Anstieg der Dämpfungsarbeit A_D
- bedeutsamer Anstieg der Prüfkörpertemperatur T_P

Der Betrag der prozentualen Kennwertänderungen fällt bei gleichen Zyklenzahlen für die Dämpfungsarbeit A_D deutlich größer aus als für die dynamische Steifigkeit C_{dyn} . Aus der Bewertung der Versuchsergebnisse kann abgeleitet werden, dass anhand der Dämpfungsarbeit der Bauteilzustand deutlich präziser beschrieben werden kann als unter Verwendung der dynamischen Steifigkeit, wenn man einen Betrag der Änderungen von 10 % ansetzt, wie es bei vielen Anwendungen üblich ist. Zudem ist zu beobachten, dass ein 10 %iger Abfall der dynamischen Steifigkeit deutlich später eintritt, als ein erkennbarer Ausfall im Rahmen einer Sichtprüfung [Ame04, WM05].

Zur Definition des Ausfallkriteriums werden deshalb die Dämpfungsarbeit und ihre prozentualen Änderungen genutzt, da sie aus diesen Gründen einen geeigneten Indikator zur Beschreibung der Rissdichte und der dynamischen Bauteileigenschaften darstellen.

Als Ausfallkriterium wird somit die

Änderung des Wertes der normierten Dämpfungsarbeit A_{D_n} um 20 % im Vergleich zu ihrem Wert nach Versuchsbeginn

festgelegt. Damit ist die Gebrauchsdauer der untersuchten Elastomerbuchsen wie folgt definiert:

Beträgt die Änderung des Wertes der normierten Dämpfungsarbeit A_{D_n} 20 % im Vergleich zu ihrem Wert nach Versuchsbeginn, so gilt das Ende der Gebrauchsdauer GD als erreicht. Sie entspricht der Anzahl der bis zum Eintreten dieses Ausfallkriteriums ertragenen Belastungszyklen.

Mithilfe dieser Definition ist die Vergleichbarkeit der Ergebnisse gegeben, und es lassen sich für alle Versuche die jeweiligen Gebrauchsdauern der Elastomerbuchsen unter den gegebenen Bedingungen und Versuchsparametern bestimmen.

3.4 Streuungen der Versuchsergebnisse

Auf Basis dieses definierten Ausfallkriteriums werden die oben beschriebenen Versuche nachfolgend betrachtet und ihre jeweiligen Gebrauchsdauern bestimmt. In den oben vorgestellten Diagrammen, welche die eigenschaftsbeschreibenden, normierten Kennwertverläufe zeigen, ist jeweils eine Strichlinie eingefügt, die den Wert 1,20 über den gesamten Versuchsumfang kennzeichnet. Mit Überschreiten dieser Markierung durch die Kurven der

Dämpfungsarbeiten ist eine Änderung um +20 % gegeben. Bei Auswertung mehrerer Versuche mit identischen Versuchsparametern werden die Spannweite der Gebrauchsdauern, d. h. die Differenz zwischen der maximalen und der minimalen Gebrauchsdauer, sowie der Mittelwert der Gebrauchsdauern GD_m betrachtet. Darüber hinaus dient das Verhältnis von maximaler zu minimaler Gebrauchsdauer s_{GD} gemäß der nachfolgenden Gleichung (3.6) als weitere Größe zur Bewertung der Versuchsergebnisse.

$$s_{GD} = \frac{\max.GD}{\min.GD} \quad (3.6)$$

3.4.1 Einachsige Bauteilprüfung

Abbildung 3.31 stellt die Gebrauchsdauern der einzelnen Axialversuche des **Falls I** durch Symbole (Dreiecke) dar. Auf der Abszisse des Diagramms sind die jeweils von den Bauteilen der Bauform B ertragenen Belastungszyklen aufgetragen, auf der Ordinate die entsprechende Belastungsstufe, welche durch das Vielfache der Nenn-Belastung F_{nA} gekennzeichnet wird. Bei Versuchen der Belastungsstufe S4-A mit 3,0facher Nenn-Axialbelastung liegt der Mittelwert der Gebrauchsdauern bei ca. 187.000 Belastungszyklen und das Verhältnis von maximaler zu minimaler Gebrauchsdauer beträgt 1,54. Für die Belastungsstufen S1-A, S2-A und S5-A liegt jeweils nur ein Versuch vor, der innerhalb der aufgetragenen Belastungszyklen das Ausfallkriterium erreicht. Die Anzahl der Belastungszyklen sind für die übrigen Versuche mit Kennwertänderungen kleiner 20 % bis zum Ende des Versuchs durch ausgefüllte Symbole (Dreiecke) und durch „A.n.e.“, d. h. „Ausfallkriterium nicht erreicht“, gekennzeichnet. Auffällig ist, dass im ersten Versuch der Belastungsstufe S1-A die Gebrauchsdauer rund $2,32 \times 10^6$ Belastungszyklen beträgt, wohingegen im zweiten Versuch nach 1,8facher Anzahl der aufgetragenen Belastungszyklen eine Zunahme der Dämpfungsarbeit um 20 % nicht erreicht wird.

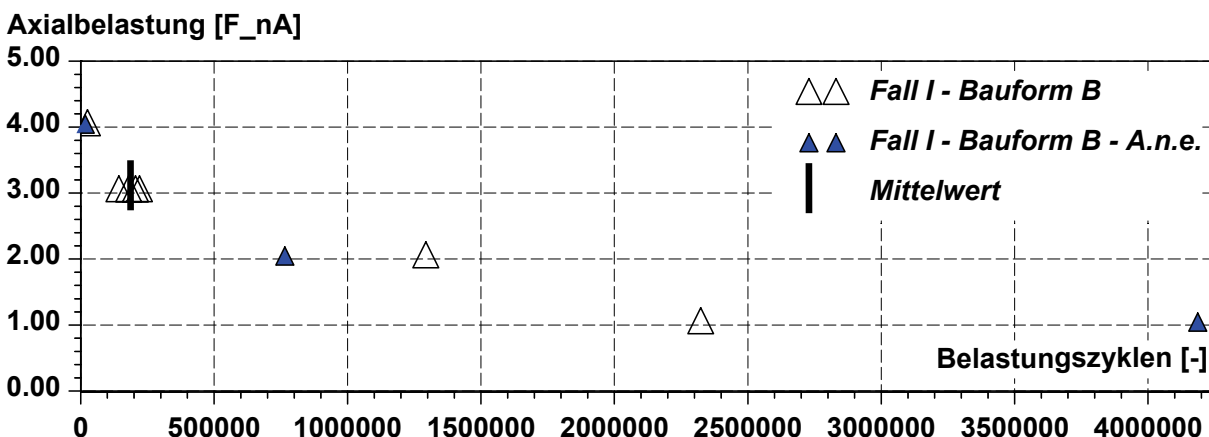


Abbildung 3.31: Fall I – Gebrauchsdauern der Belastungsstufen S1-A, S2-A, S4-A und S5-A

Fall II bilden einstufige Radialversuche an Bauteilen der Bauform A. Unter 2,0facher Versuchs-Nennbelastung F_{nR} (Belastungsstufe S7-R) erreichen die Bauteile das Ende ihrer Gebrauchsdauer gemäß Abbildung 3.32 im Mittel nach etwa $7,1 \times 10^6$ Belastungszyklen,

wobei das Verhältnis von maximaler zu minimaler Gebrauchsdauer 1,19 beträgt. Die Dämpfungsarbeiten der vier Radialversuche der Belastungsstufe S8-R ($2,30 \times F_{nR}$) erreichen Änderungen von +20 % nach 1.483.000 bis 3.020.000 Belastungszyklen. Dies bedeutet, dass die maximale Gebrauchsdauer um den Faktor 2,04 größer ist als die minimale Gebrauchsdauer dieser Belastungsstufe. Unter 2,50facher Versuchs-Nennbelastung F_{nR} liegt der Mittelwert bei ca. 830.000 Belastungszyklen, und mit einer Differenz von 138.600 Zyklen beträgt das Verhältnis von maximaler zu minimaler Gebrauchsdauer 1,18.

Radialbelastung [F_{nR}]

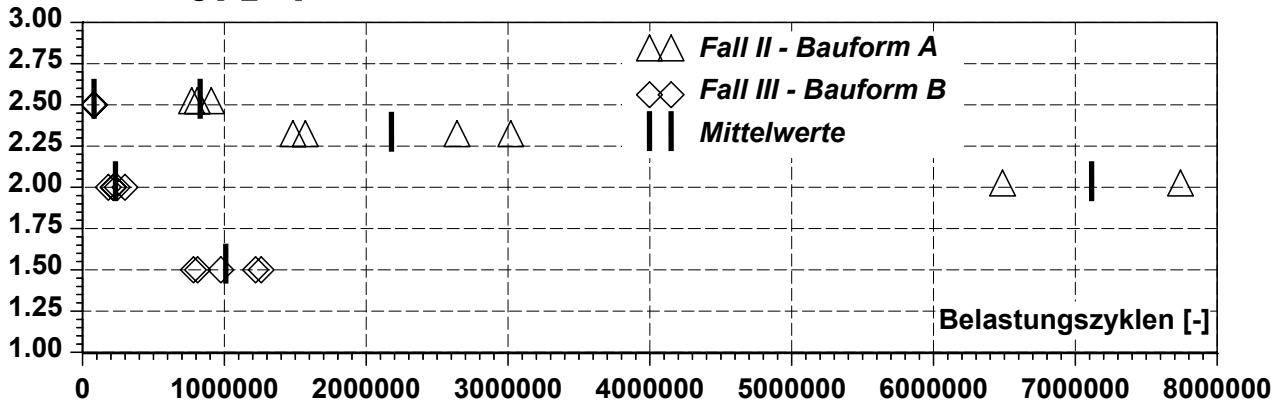


Abbildung 3.32: Fall II und Fall III – Gebrauchsdauern der Belastungsstufen S5-R, S7-R, S8-R, S9-R

In Abbildung 3.32 sind zudem die Gebrauchsdauern der Versuche des **Falls III** aufgetragen. Unter Radialbelastung in Belastungsstufe S5-R ($1,50 \times F_{nR}$) beträgt ihr Mittelwert aus fünf Versuchen etwa 1.010.000 Zyklen; unter S7-R mit 2,0facher Versuchs-Nennbelastung ertragen die Bauteile der Bauform B nur noch 231.800 Belastungszyklen, bis die Dämpfungsarbeit um 20 % angestiegen ist. Mit Erhöhung der Radialbelastung auf $2,5 \times F_{nR}$ (S9-R) reduziert sich der Mittelwert der drei Versuche auf 80.300 Zyklen. Hierbei ist das Verhältnis von maximaler zu minimaler Gebrauchsdauer 1,11, wobei es für Belastungsstufe S5-R 1,61 und für Belastungsstufe S7-R 1,65 beträgt. Letztere wird in beiden Fällen (II und III) eingestellt. Die unterschiedlichen Geometrien und Werkstoffmischungen der Elastomerbuchsen der Bauform A und B machen eine im Mittel 30,7fach längere Gebrauchsdauer der Buchsen im Fall II aus.

Für Mehrstufenversuche bilden die Kennwertverläufe der dynamischen Steifigkeit $C_{dyn,n}$ und der Dämpfungsarbeit $A_{D,n}$ beim Wechsel auf eine höhere Belastungsstufe mit größerer Belastungsamplitude und angepasster Prüffrequenz charakteristische Sprünge aus. Bei der Auswertung der Kennwertverläufe werden diese partiellen Änderungen nicht berücksichtigt, sondern nur die prozentualen Änderungen, welche sich aus der Differenz des zweiten und des letzten Wertes innerhalb einer einzelnen Belastungsstufe ergeben, betrachtet.

Für die unter dem oben beschriebenen **Fall IV** zusammengefassten Axialversuche sind die prozentualen Kennwertänderungen der Dämpfungsarbeiten $A_{D,n}$ in Abbildung 3.33 für alle drei Belastungsstufen S2-A, S3-A und S4-A in den drei Versuchsführungen mit 50.000, 100.000 und 200.000 Belastungszyklen pro Stufe aufgetragen. Zudem ist für alle

Belastungsstufen der jeweilige Mittelwert der Kennwertänderungen benannt und gekennzeichnet. Für zwei Versuche mit 50.000 Belastungszyklen pro Stufe an Elastomerbuchsen der Bauform B sind die Kennwertänderungen im linken Teil des Diagramms aufgeführt. Mit steigender Belastung nehmen auch die Einzel- und Mittelwerte zu. Die Werte aus insgesamt 9 Versuchen mit 100.000 Belastungszyklen pro Stufe und zwei Versuchen mit 200.000 Zyklen pro Stufe sind im mittleren und rechten Teil des Diagramms eingezeichnet. Es ist zu beobachten, dass bei gleicher Belastungsstufe mit größer werdender Stufenlänge die prozentualen Kennwertänderungen zunehmen. Im zweiten, mit jeweils 200.000 Zyklen pro Stufe ausgeführten Versuch wird mit einem Anstieg der Dämpfungsarbeit um 20 % das Ausfallkriterium bereits in der zweiten Stufe erreicht.

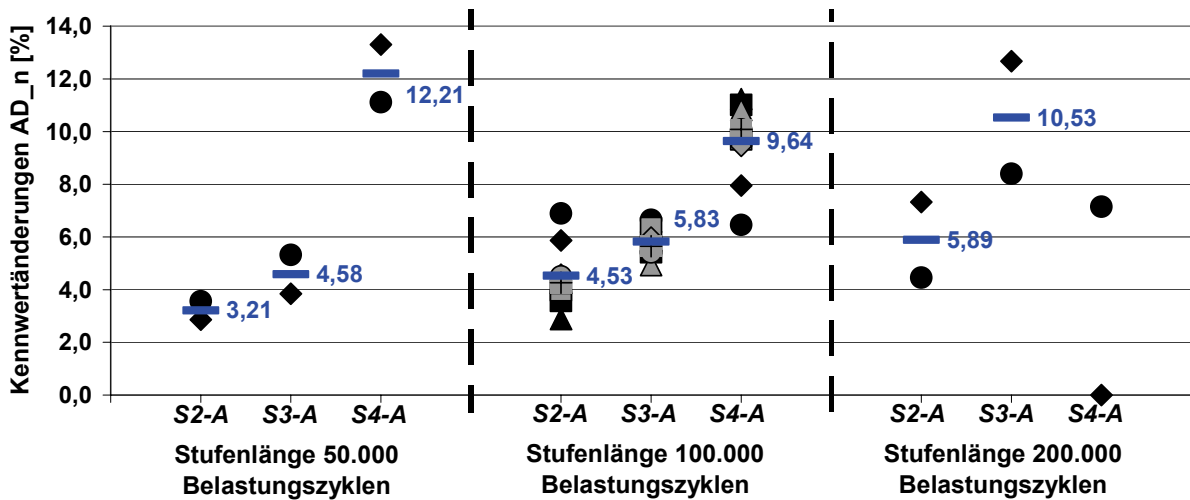


Abbildung 3.33: Fall IV – Prozentuale Kennwertänderungen der Dämpfungsarbeiten für die Belastungsstufen S2-A, S3-A und S4-A und Stufenlängen von 50.000, 100.000 und 200.000 Zyklen

Belastungszyklen in 1000 pro Belastungsstufe [-]

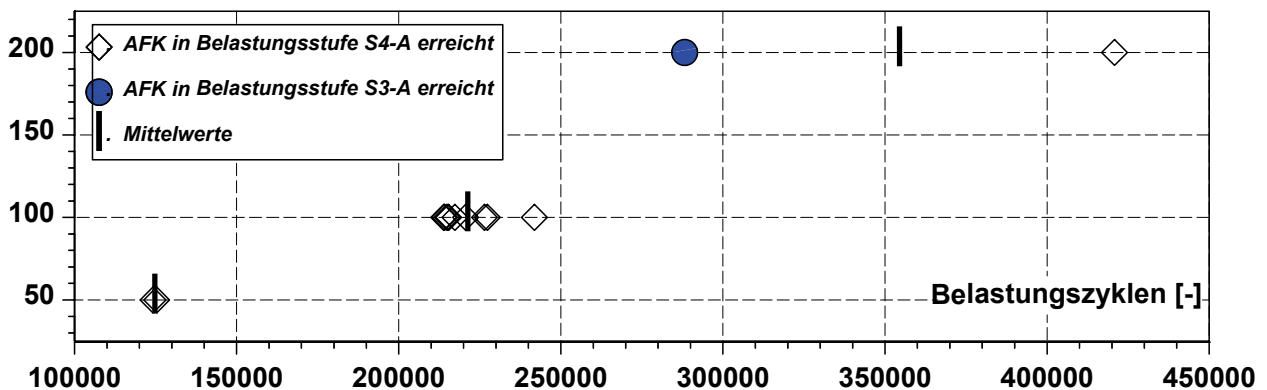


Abbildung 3.34: Fall IV – Gebrauchsdauern der Belastungsstufen S2-A, S3-A und S4-A mit Stufenlängen von 50.000, 100.000 und 200.000 Zyklen

Die Gebrauchsdauern sämtlicher Einzelversuche des Falls IV sowie die pro Versuchsreihe mit gleicher Zyklenanzahl pro Belastungsstufe berechneten Mittelwerte sind in Abbildung 3.34 aufgetragen. Mit 50.000 Zyklen pro Stufe werden im Mittel Gebrauchsdauern von ca. 124.500 Belastungszyklen, mit 100.000 Zyklen pro Belastungsstufe werden Gebrauchsdauern von rund 221.000 Zyklen erreicht. Dabei liegt das Verhältnis von maximaler zu mi-

nimaler Gebrauchsdauer bei 1,01 bzw. 1,13. Der erste Versuch mit Stufenlängen von 200.000 Zyklen erreicht das Ende seiner Gebrauchsdauer nach 421.000 Belastungszyklen in der dritten Stufe. Dies bedeutet eine 1,46fache Gebrauchsdauer im Vergleich zum zweiten Versuch, der einen Anstieg der Dämpfungsarbeit um 20 % bereits nach 288.000 Zyklen innerhalb der zweiten Belastungsstufe aufweist.

Die prozentualen Kennwertänderungen der normierten Dämpfungsarbeiten $A_{D,n}$ aus den mehrstufigen Radialversuchen des Falls V sind in Abbildung 3.35 für alle fünf Belastungsstufen S2-R, S3-R, S5-R, S6-R und S7-R aufgeführt.

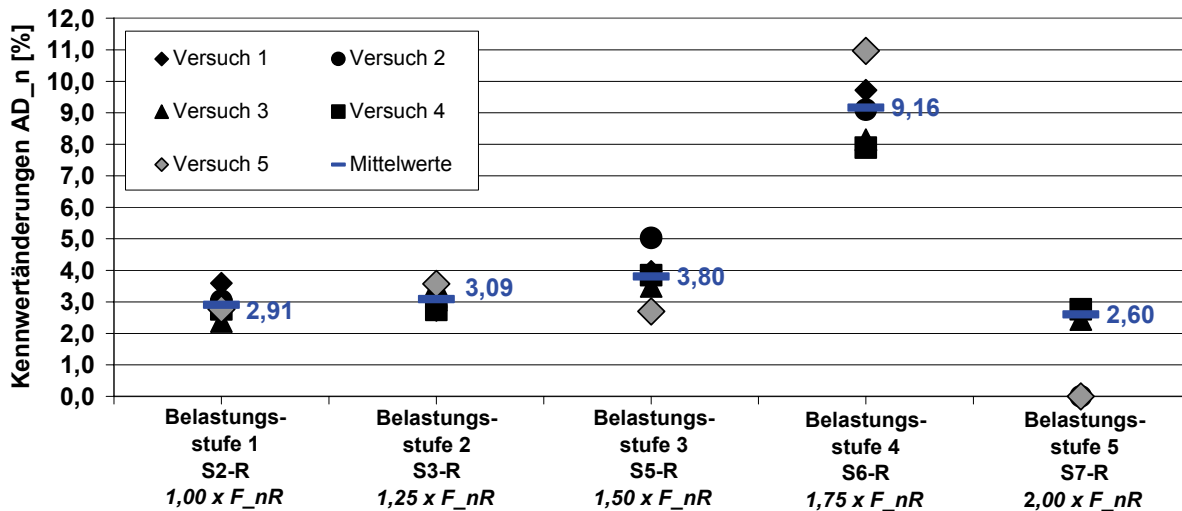


Abbildung 3.35: Fall V – Prozentuale Kennwertänderungen der Dämpfungsarbeiten der Belastungsstufen S2-R, S3-R, S5-R, S6-R und S7-R bei einer Stufenlänge von 50.000 Zyklen

Belastungszyklen in 1000 pro Belastungsstufe [-]

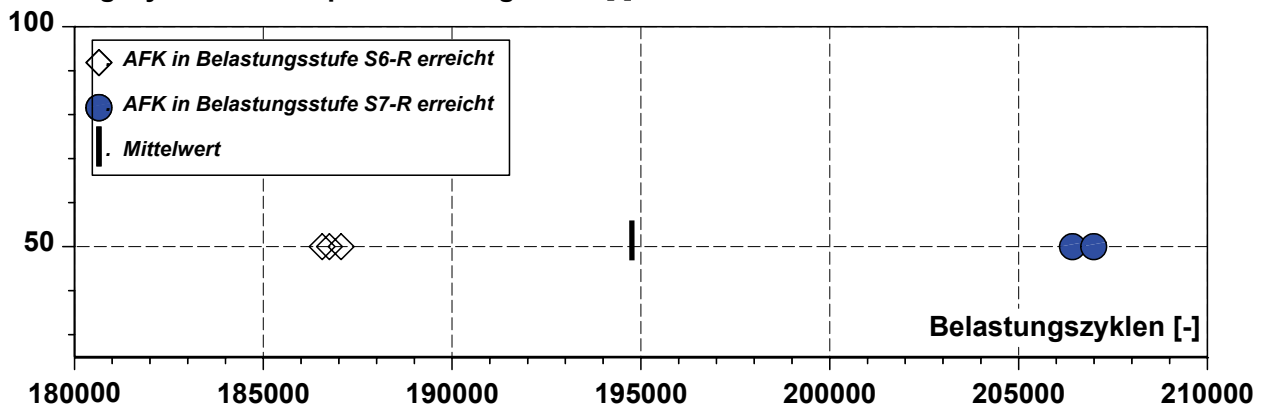


Abbildung 3.36: Fall V – Gebrauchsdauern der Belastungsstufen S2-R, S3-R, S5-R, S6-R und S7-R bei einer Stufenlänge von 50.000 Zyklen

Drei der mit Elastomerbuchsen der Bauform B durchgeführten Versuche erreichen innerhalb der vierten Belastungsstufe S6-R das Ausfallkriterium und zwei Versuche in der fünften Stufe S7-R. Die im Diagramm aufgeführten Mittelwerte der Kennwertänderungen aller Versuche pro Stufe nehmen mit steigender Belastungsamplitude zu. Für die fünfte Belastungsstufe (S7-R) beträgt der Mittelwert nur 2,60 %, weil die beiden noch in dieser Stufe laufenden Versuche nach Anstieg der Dämpfungsarbeiten um 20 % beendet werden und

eine weitere Zunahme der Kennwerte nicht aufgezeichnet wird. Versuche, die den Anstieg der Dämpfungsarbeit um 20 % bereits in der vierten Belastungsstufe erreichen, zeigen im Mittel eine Gebrauchsdauer von 186.800 Belastungszyklen. Tritt das Ausfallkriterium in der fünften Belastungsstufe ein, betragen die Gebrauchsdauern gemäß Abbildung 3.36 rund 206.000 Zyklen. Über alle Versuche gerechnet, kann die mittlere Gebrauchsdauer mit ca. 195.000 Belastungszyklen und das Verhältnis von maximaler zu minimaler Gebrauchsdauer mit 1,11 angegeben werden.

Die Gebrauchsdauern der Torsionsversuche mit Elastomerbuchsen der Bauform A (**Fall VI**) zeigt Abbildung 3.37. Mit Belastungsstufe S2-T (1,0facher Versuchs-Nennrehwinkel φ_n) ist aufgrund des oben beschriebenen großen Versuchsumfangs nur ein Versuch mit einer Gebrauchsdauer $41,56 \times 10^6$ Belastungszyklen aufgeführt. Mit einem Mittelwert von $2,93 \times 10^6$ Zyklen wird die Gebrauchsdauer für die Belastungsstufe S3-T mit 1,44fachem Versuchs-Nennrehwinkel φ_n angegeben. Dabei ist das Verhältnis maximaler zu minimaler Gebrauchsdauer 1,18. Die Kennwertverläufe der Dämpfungsarbeiten A_{D_n} unter der Belastungsstufe S4-T ($1,88 \times \varphi_n$) erreichen Änderungen von +20 % bei einer mittleren Gebrauchsdauer von 805.000 Belastungszyklen innerhalb eines Bereiches von 600.000 Zyklen. Hierbei liegt zwischen minimaler und maximaler Gebrauchsdauer der Faktor 1,93.

Torsionswinkel [PHI_n]

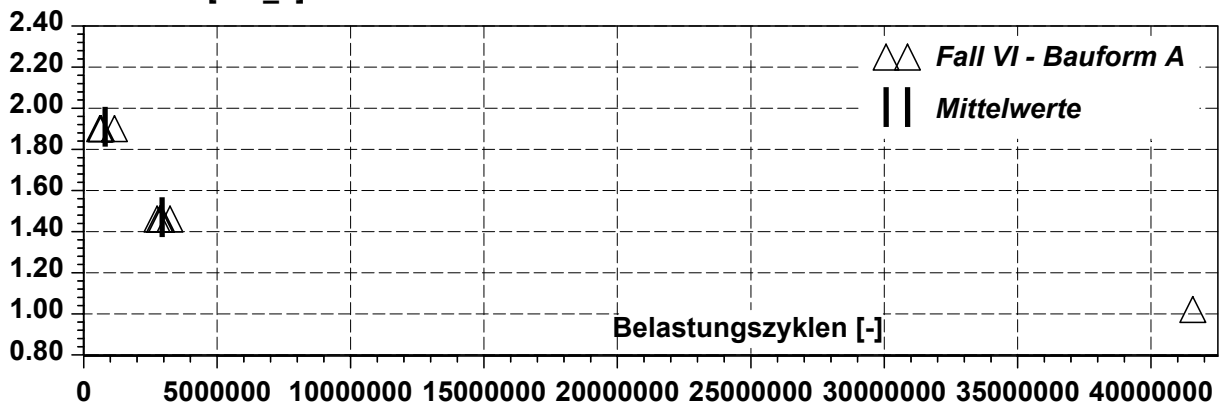


Abbildung 3.37: Fall VI – Gebrauchsdauern der Belastungsstufen S2-T, S3-T und S4-T

3.4.2 Zweiachsige Bauteilprüfung

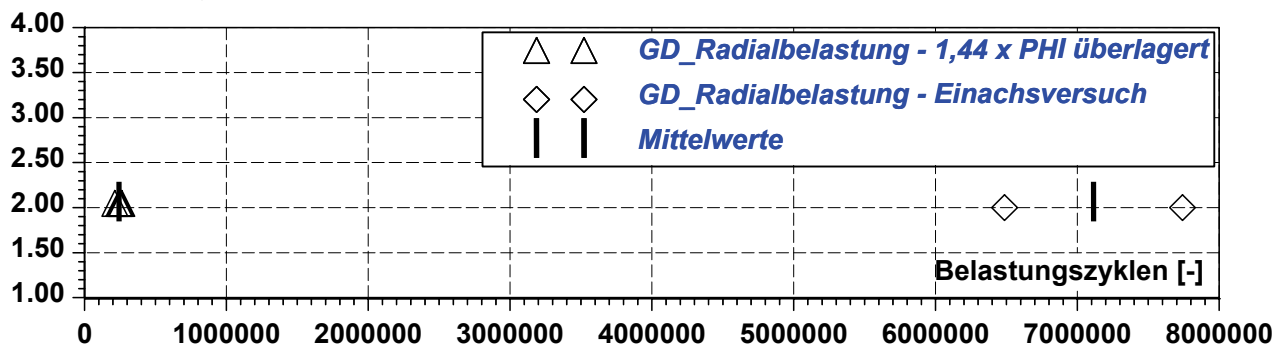
Alle zuvor betrachteten Zweiachsversuche weisen durch Auswertung beider Belastungsachsen jeweils zwei Gebrauchsdauern auf, die in den weiteren Ausführungen berücksichtigt werden. Dazu wird für jede der sechs unterschiedenen Versuchsreihen jeweils ein zweigeteiltes Diagramm abgebildet, das im oberen Teil die auf Basis von Radialbelastung und -verformung berechneten Gebrauchsdauern zeigt. Für die Versuchsreihen I bis V sind im unteren Teil die aus Torsionsbelastung und -winkel abgeleiteten Gebrauchsdauern dargestellt, für Versuchsreihe VI die aus Axialbelastung und -verformung berechneten Werte. Aus den jeweiligen Einzelwerten werden die Mittelwerte GD_m gebildet. Die Beschreibung des Verhältnisses der gemittelten Gebrauchsdauern zueinander erfolgt gemäß Gleichung (3.7) und (3.8) mit r_{GDm} .

$$r_{GDm} = \frac{GD_{m,radial}}{GD_{m,torsion}} \quad (3.7)$$

$$r_{GDm} = \frac{GD_{m,radial}}{GD_{m,axial}} \quad (3.8)$$

Zunächst werden nun die im Fall VII unterschiedenen fünf Versuchsreihen betrachtet. Abbildung 3.38 stellt die für die Versuche der **Versuchsreihe I** berechneten Gebrauchsdauern dar. Beide Diagramme zeigen, dass die Gebrauchsdauern des Zweiachsversuchs im Vergleich zu den Einachsversuchen gleicher Belastungsstufe deutlich verkürzt sind. Sie betragen nur 3,42 % (Radialbelastung) bzw. 8,82 % (Torsionsbelastung).

Radialbelastung [F_nR]



Torsionswinkel [PHI_n]

überlagerte Radialbelastung $F = 2,0 \times F_{nR}$

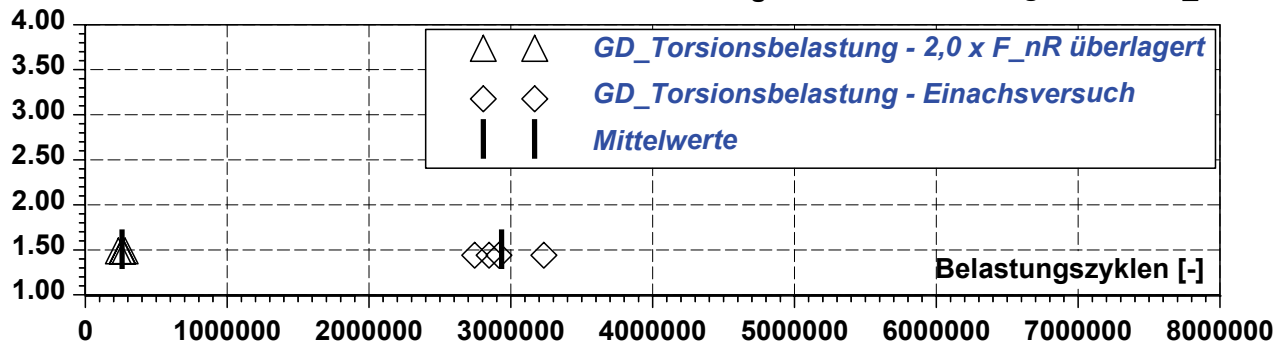


Abbildung 3.38: Versuchsreihe I – Gebrauchsdauern für Ein- und Zweiachsversuche der Belastungsstufen S7-R und S3-T – Auswertung der Radialbelastung (oben) und Torsionsbelastung (unten)

Die für **Versuchsreihe II** berechneten Gebrauchsdauern werden durch Abbildung 3.39 dargestellt. Die Diagramme zeigen, dass die aus Radialbelastung und -verformung berechneten und gemittelten Gebrauchsdauern $GD_{m,radial}$ für alle Versuche kleinere Werte annehmen als $GD_{m,torsion}$. Dabei beträgt das Verhältnis der beiden gemittelten Gebrauchsdauern für die einzelnen Belastungsstufen ca. $r_{GDm} = 0,940$. Die Spannweiten zwischen den maximalen und minimalen Gebrauchsdauern sind in allen Zweiachsversuchen für die aus Radialbelastung und -verformung abgeleiteten Werte größer als für die aus Torsionsbelastung und -winkel berechneten Beträge, d. h. $s_{GD,radial}$ ist größer als $s_{GD,torsion}$. Die entsprechenden Zahlenwerte sind in Tabelle 3.4 für alle fünf Versuchsreihen I bis V mit überlagerter Radial- und Torsionsbelastung zusammengefasst.

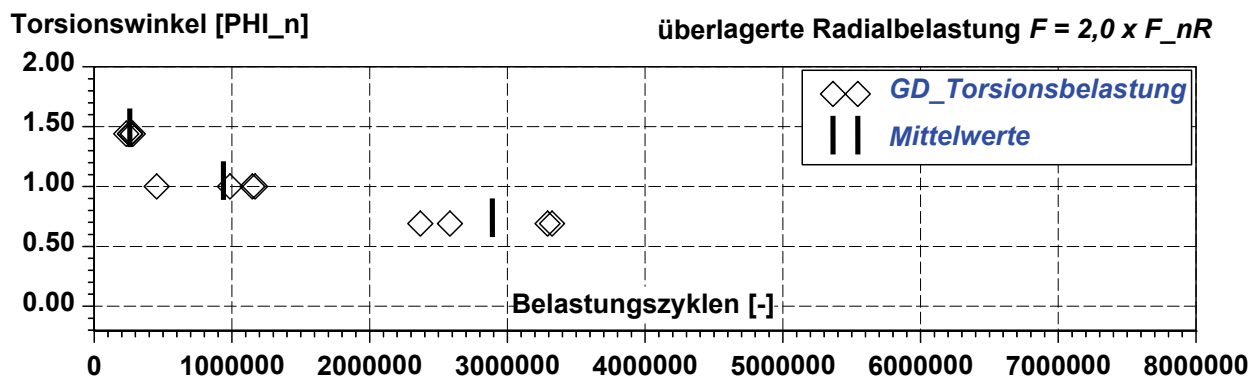
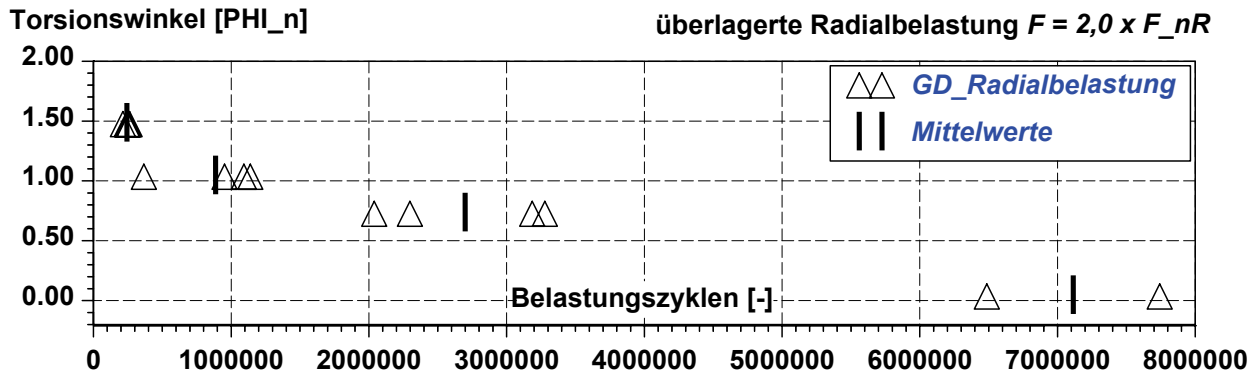


Abbildung 3.39: Versuchsreihe II – Gebrauchsdauern für Ein- und Zweiachsversuche der Belastungsstufen S7-R sowie S1-T, S2-T und S3-T – Auswertung der Radial- und Torsionsbelastung

Tabelle 3.4: Zusammenfassung der Zahlenwerte für die Versuchsreihen I bis V: mittlere Gebrauchsdauern, Verhältnisse der mittleren sowie der max. und min. Gebrauchsdauern zueinander

Versuchsreihe	Radialbelastung				Torsionsbelastung			
	Belastungsstufe	$GD_{m,radial}$ [-]	$S_{GD,radial}$ [-]	Belastungsstufe	$GD_{m,torsion}$ [-]	$S_{GD,torsion}$ [-]	r_{GDm} [-]	
I, II	S7-R, $2,00 \times F_{nR}$	7.114.017	1,19	(x_4) (x_4)	(x_4)	(x_4)	(x_4)	
I, II, III	S7-R, $2,00 \times F_{nR}$	243.486	1,23	S3-T, $1,44 \times \varphi_n$	258.976	1,21	0,940	
I, III	(x_5) (x_5)	(x_5)	(x_5)	S3-T, $1,44 \times \varphi_n$	2.935.429	1,18	(x_5)	
II, V	S7-R, $2,00 \times F_{nR}$	2.699.695	1,61	S1-T, $0,69 \times \varphi_n$	2.891.970	1,40	0,934	
II, IV	S7-R, $2,00 \times F_{nR}$	887.241	3,12	S2-T, $1,00 \times \varphi_n$	939.286	2,58	0,945	
III	S1-R, $0,40 \times F_{nR}$	(x_6) 2.465.493	1,02	S3-T, $1,44 \times \varphi_n$	(x_6) 2.534.374	1,01	0,973	
III	S2-R, $1,00 \times F_{nR}$	607.645	1,45	S3-T, $1,44 \times \varphi_n$	772.041	1,22	0,787	
IV	S2-R, $1,00 \times F_{nR}$	3.466.112	1,33	S2-T, $1,00 \times \varphi_n$	3.561.555	1,41	0,973	
V	S4-R, $1,38 \times F_{nR}$	(x_7) 6.825.775	(x_7)	S1-T, $0,69 \times \varphi_n$	(x_7) 6.825.775	(x_7)	(x_7)	

(x_4) – Einachsversuche mit Radialbelastung (x_5) – Einachsversuche mit Torsionsbelastung
 (x_6) – Auswertung ohne Ausreißer-Versuch (x_7) – Ausfallkriterium nicht erreicht

Abbildung 3.40 bildet die Gebrauchsdauern der **Versuchsreihe III** ab. Auch hier gilt für alle Versuche, dass die aus der Radialachse berechneten Gebrauchsdauern $GD_{m,radial}$ kleiner sind als die aus der Torsionsachse berechneten $GD_{m,torsion}$. Für die Belastungskombinationen S1-R und S3-T sowie S7-R und S3-T betragen die Verhältnisse zwischen

Gebrauchsdauer aus Radial- und Torsionsbelastung $r_{GDm} = 0,973$ bzw. $r_{GDm} = 0,940$. Auffällig ist, dass für die mittlere Belastungsstufe S2-R in Kombination mit der überlagerten Torsionsbelastung der Stufe S3-T $r_{GDm} = 0,787$ beträgt. Ein Wert $r_{GDm} < 0,93$ kommt für Zweiachsversuche mit Radial- und Torsionsbelastung nur in dieser Belastungskombination vor. Die aus Radialbelastung und -verformung berechneten Gebrauchsdauern weisen zudem eine größere Spannweite auf, d. h., für alle Belastungskombinationen der Versuchsreihe III gilt: $s_{GD,radial} > s_{GD,torsion}$.

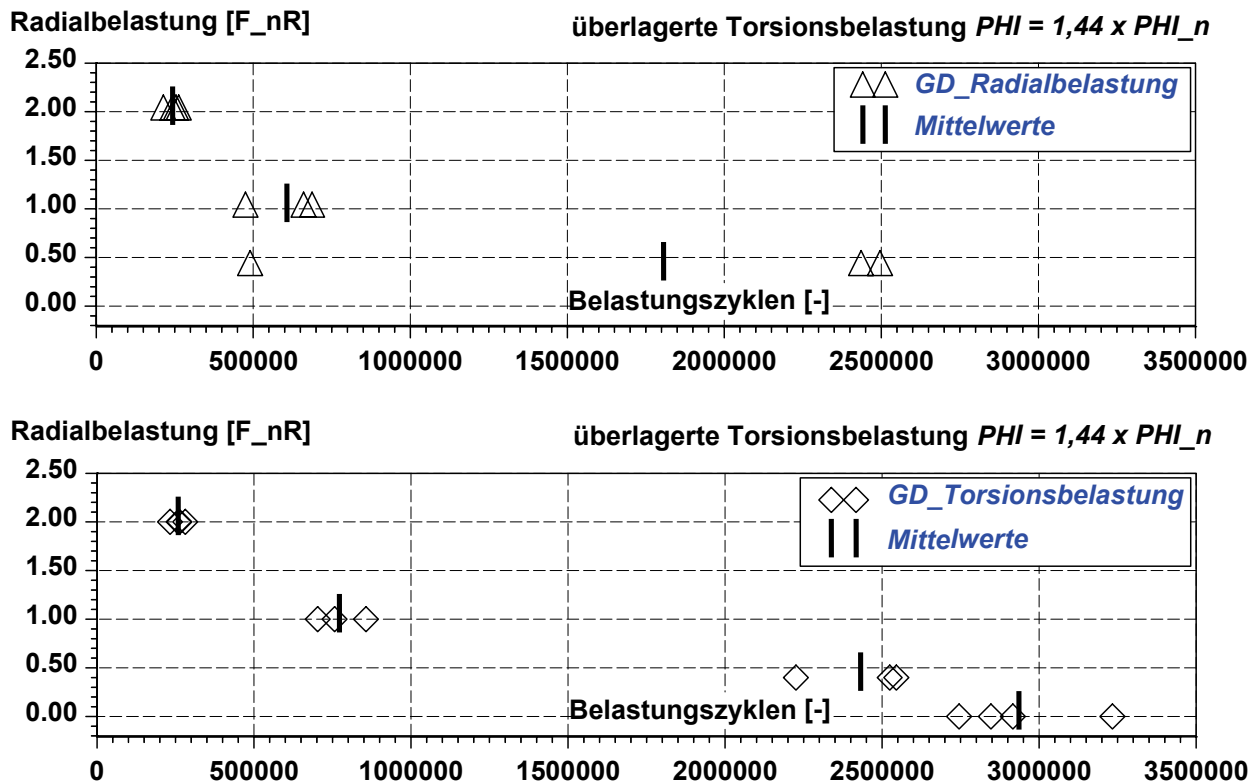


Abbildung 3.40: Versuchsreihe III – Gebrauchsdauern für Ein- und Zweiachsversuche der Belastungsstufen S-3T sowie S1-R, S2-R und S3-R – Auswertung der Radial- und Torsionsbelastung

Auch die in Abbildung 3.41 dargestellten Gebrauchsdauern der **Versuchsreihe IV** zeigen, dass ihr Ende zuerst in der Belastungsachse mit Radialbelastung, dann in der Belastungsachse mit Torsionsbelastung erreicht wird. $GD_{m,radial}$ ist kleiner als $GD_{m,torsion}$. Für den Zweiachsversuch der Belastungskombination S2-R und S2-T beträgt das Verhältnis der Gebrauchsdauern $r_{GDm} = 0,973$. Abweichend zu den Versuchen anderer Belastungskombinationen gilt für die Versuche der Kombination S2-R und S2-T, dass die aus Torsionsbelastung und -winkel berechneten Gebrauchsdauern weiter streuen als jene, die aus Radialbelastung und -verformung abgeleitet sind. Es gilt: $s_{GD,radial} < s_{GD,torsion}$.

Die schon in Versuchsreihe II aufgeführten Versuche der Belastungskombination S7-R und S1-T sind ebenfalls Bestandteil der **Versuchsreihe V**. Hierbei ist $GD_{m,radial}$ kleiner als $GD_{m,torsion}$, d. h., das Ende der Gebrauchsdauer wird in der Radialachse zuerst erreicht. Das Verhältnis der mittleren Gebrauchsdauern beträgt $r_{GDm} = 0,934$. Für die Belastungskombination S4-R und S1-T kann eine solche Aussage nicht getroffen werden, da diese

Versuche bereits vor Anstieg der Dämpfungsarbeiten um 20 % und damit vor Eintritt des Ausfallkriteriums abgeschaltet wurden.

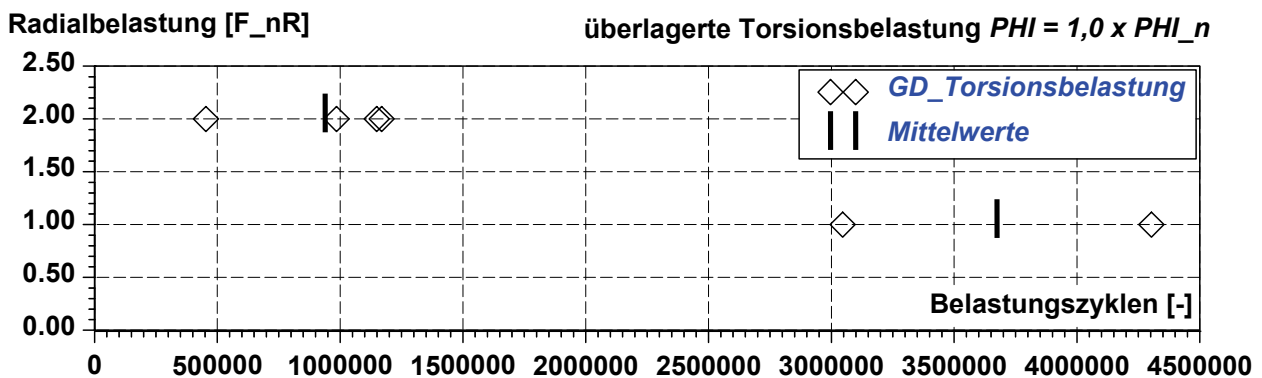
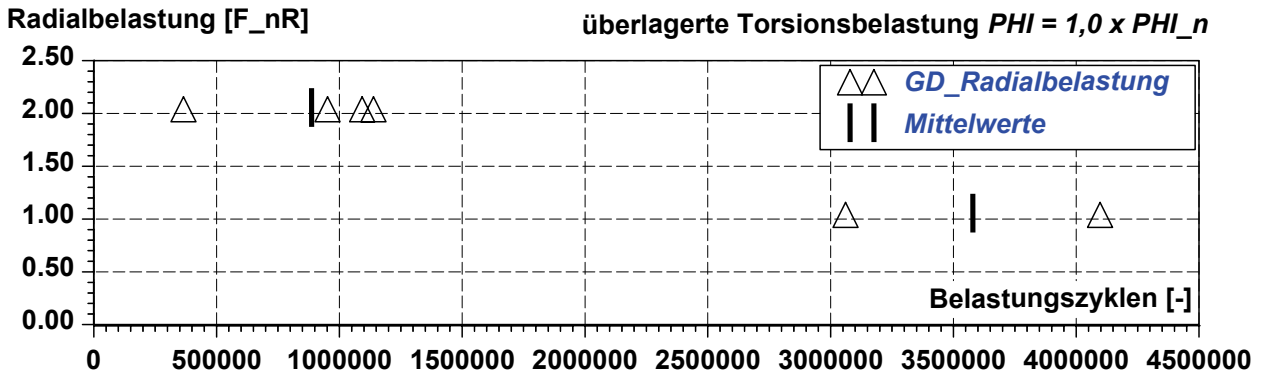


Abbildung 3.41: Versuchsreihe IV – Gebrauchsdauern für Zweiachsversuche der Belastungsstufen S-2T sowie S2-R und S7-R – Auswertung der Radialbelastung (oben) und Torsionsbelastung (unten)

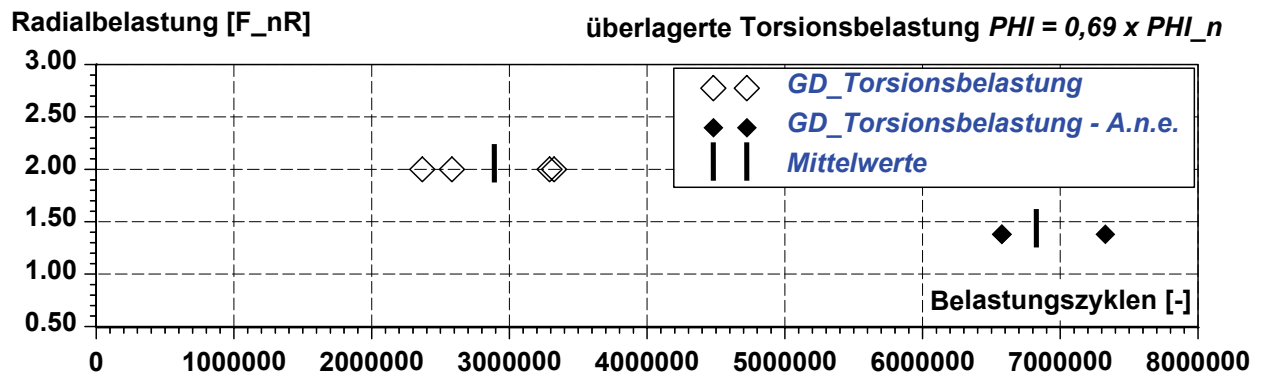
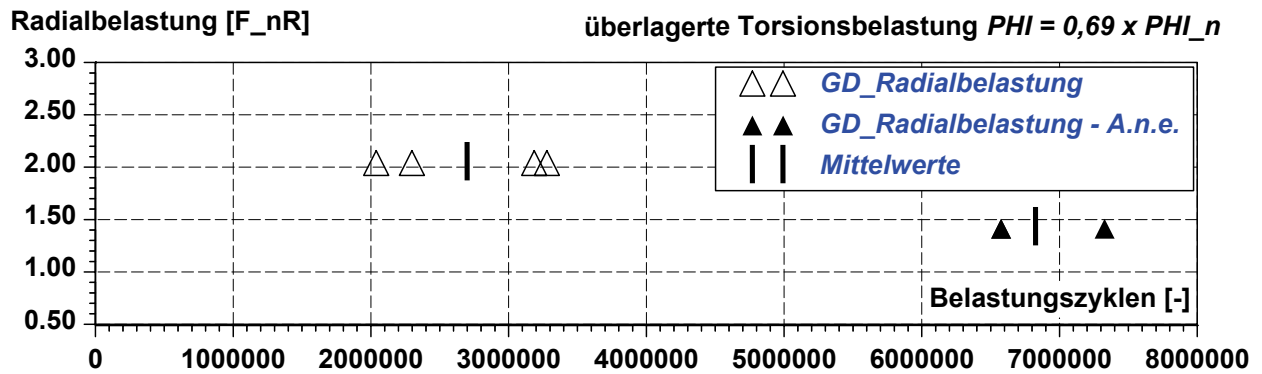


Abbildung 3.42: Versuchsreihe V – Gebrauchsdauern für Zweiachsversuche der Belastungsstufen S-1T sowie S4-R und S7-R – Auswertung der Radialbelastung (oben) und Torsionsbelastung (unten)

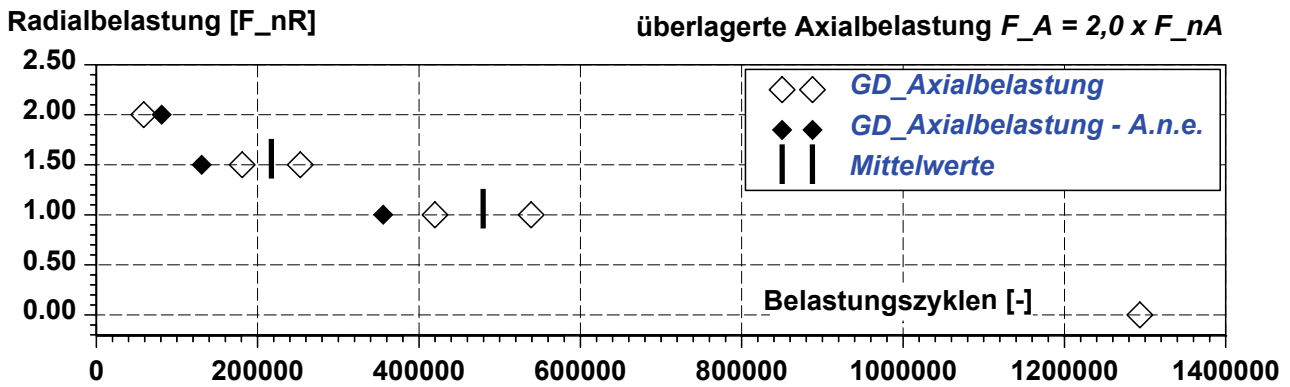
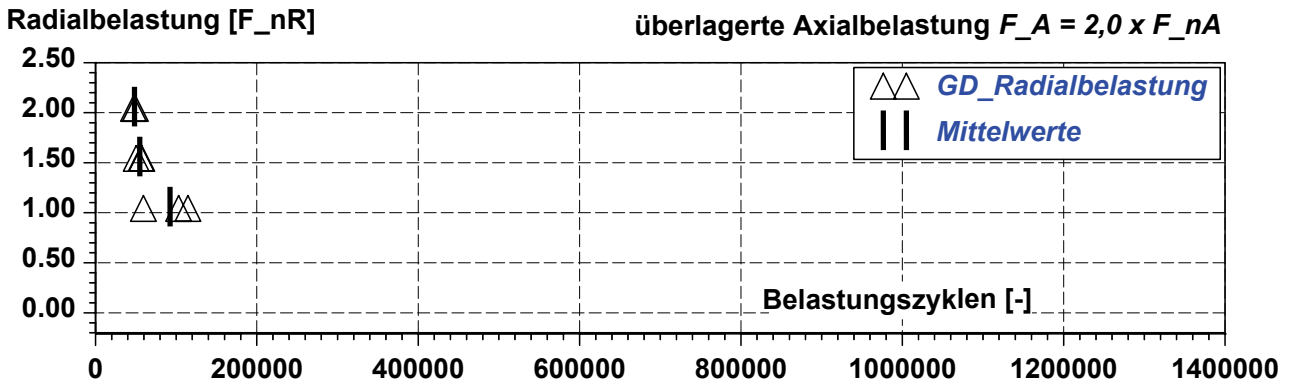


Abbildung 3.43: Versuchsreihe VI – Gebrauchsdauern für Ein- und Zweiachsversuche der Belastungsstufen S2-A sowie S2-R, S5-R, und S7-R – Auswertung der Radial- und Axialbelastung

Abschließend wird die im **Fall VIII** durchgeführte **Versuchsreihe VI** mit überlagerter Radial- und Axialbelastung betrachtet. Beide Diagramme der Abbildung 3.43 zeigen, dass auch in diesem Belastungsfall das jeweilige Ende der aus Radialbelastung und -verformung abgeleiteten Gebrauchsdauern früher eintritt als jenes, berechnet aus Axialbelastung und Axialverformung: $GD_{m,radial}$ ist für alle betrachteten Belastungskombinationen kleiner als $GD_{m,axial}$. Anders als in den zuvor gezeigten Versuchsreihen mit Radial- und Torsionsbelastung stellen sich bei überlagerter Axialbelastung deutlich kleinere Verhältnisse zwischen $GD_{m,radial}$ und $GD_{m,axial}$ ein. Sie betragen für die Belastungskombinationen S2-R und S2-A $r_{GDm} = 0,193$ und $r_{GDm} = 0,253$ für die Kombination S5-R und S2-A.

Tabelle 3.5: Zusammenfassung der Zahlenwerte für die Versuchsreihe VI: mittlere Gebrauchsdauern, Verhältnisse der mittleren sowie der max. und min. Gebrauchsdauern zueinander

Versuchsreihe	Radialbelastung				Axialbelastung			
	Belastungsstufe	$GD_{m,radial}$ [-]	$s_{GD,radial}$ [-]	Belastungsstufe	$GD_{m,axial}$ [-]	$s_{GD,axial}$ [-]	r_{GDm} [-]	
VI	(x_8) (x_8)	(x_8)	(x_8)	S2-A, $2,00 \times F_{nA}$	(x_9) 1.293.465	(x_9)	(x_8)	
VI	S2-R, $1,00 \times F_{nR}$	92.404	1,93	S2-A, $2,00 \times F_{nA}$	479.454	1,28	0,193	
VI	S5-R, $1,50 \times F_{nR}$	54.846	1,14	S2-A, $2,00 \times F_{nA}$	216.898	1,40	0,253	
VI	S7-R, $2,00 \times F_{nR}$	48.327	1,06	S2-A, $2,00 \times F_{nA}$	(x_9) 58.841	(x_9)	0,821	

(x_8) – Einachsversuche mit Axialbelastung

(x_9) – Nur 1 Versuch ausgewertet

Ausnahme bildet die Kombination S7-R und S2-A mit der größten radialen Bauteilbelastung dieser Versuchsreihe. Hier ist der Betrag von $r_{GDm} = 0,821$ ähnlich groß wie im Fall der oben betrachteten Zweiachsversuche mit überlagerter Radial- und Torsionsbelastung. Die entsprechenden Zahlenwerte werden durch Tabelle 3.5 zusammengefasst. Hier sind auch die jeweiligen Verhältnisse zwischen maximaler und minimaler Gebrauchsdauer der einzelnen Belastungskombinationen abgebildet. Ein klarer Trend kann hier nicht beobachtet werden. Für die Kombination S2-R und S2-A ist $s_{GD,radial}$ jeweils größer als $s_{GD,axial}$, wogegen für die Kombination mit der nächst größeren Radialbelastung (S5-R und S2-A) $s_{GD,radial}$ kleiner ist als $s_{GD,axial}$.

3.5 Bewertung und Fazit

Die in den vorgestellten Ein- und Zweiachsversuchen aufgebrachten Belastungsamplituden sind gegenüber den realen Belastungen deutlich erhöht, um kurze, wirtschaftlich vertretbare Versuchslaufzeiten zu realisieren. Zudem werden die Bauteile im Gegensatz zu den mehrachsigen Belastungen im realen Einsatzfall in den diskutierten Versuchsreihen einachsig bzw. maximal zweiachsig belastet. Besondere Berücksichtigung findet dabei die Radialbelastung als Hauptbelastungsrichtung der Elastomerbuchsen. Durch Messen und Aufzeichnen der Belastungen und Verformungen sowie durch Anwendung des Hysterese-Messverfahrens werden die eigenschaftsbeschreibenden Kennwerte dynamische Steifigkeit C_{dyn_n} und Dämpfungsarbeit A_{D_n} bestimmt.

Die Prüffrequenzen sind, bedingt durch die Versuchsaufbauten, deutlich geringer als in den realen technischen Anwendungen. Durch ihre Variation erfolgt die Einstellung der Prüfkörpertemperatur T_P in einem gleichen Temperaturbereich für die Beharrungsphase zwischen $+40\text{ °C}$ und $+50\text{ °C}$. Dies gelingt jedoch nicht für alle Versuche. Es treten Temperaturen außerhalb des Bereichs bzw. Verläufe mit deutlichen Temperaturunterschieden zwischen Versuchen gleicher Parameter auf.

Die aufgezeichneten Kennwertverläufe weisen überwiegend sowohl in den Einachs- als auch in den Zweiachsversuchen die wesentlichen Merkmale Aufwärmphase, Beharrungsphase und Phase des Bauteilversagens auf. In Abhängigkeit von der eingestellten Kombination aus Belastungsamplitude und Prüffrequenz sind diese Kennzeichen unterschiedlich stark ausgeprägt. Bei Versuchen mit für die Prüfkörper zu großen Dämpfungsleistungen, d. h. bei zu groß gewählten Belastungsamplituden bzw. Prüffrequenzen, kann eine deutliche Reduzierung oder gar ein Entfall der Beharrungsphase eintreten. Kombinationen aus kleinen Belastungsamplituden und Frequenzen können sich hingegen über große Anzahlen an Belastungszyklen wenig schädigungsrelevant oder gar positiv auf die dynamischen Eigenschaften der Prüfkörper auswirken und zu Kennwertverläufen mit zunehmender Steifigkeit oder abnehmender Dämpfungsarbeit führen. Die Versuchsergebnisse zeigen insgesamt, dass die prozentualen Kennwertänderungen der normierten dynamischen Steifigkeit C_{dyn_n} wesentlich geringer ausfallen als jene der Dämpfungsarbeit A_{D_n} . Aus diesem Grund wird A_{D_n} zur Definition des Ausfallkriteriums herangezogen.

Durch die Festlegung des Ausfallkriteriums wird die Gebrauchsdauer einer Elastomerbuchse definiert. Die Untersuchungen zeigen, dass in Zweiachsversuchen realisierte überlagerte Radial- und Torsionsbelastungen deutlich kürzere Gebrauchsdauern verursachen. So betragen die aus Radial- bzw. Torsionsbelastung berechneten Gebrauchsdauern im Zweiachsversuch nur ca. 3,4 % bzw. 8,8 % der jeweils unter einachsiger Belastung ermittelten Werte. Das Verhältnis zwischen aus Radial- und Torsionsbelastung berechneten Gebrauchsdauern nimmt überwiegend einen Wert von $r_{GDm} < 0,93$ ein. Im Fall der überlagerten Radial- und Axialbelastungen jedoch kleiner 0,26. Zudem treten in Zweiachsversuchen in der Phase des Bauteilversagens erheblich größere Kennwertänderungen auf als in Einachsversuchen.

Durch die experimentellen Untersuchungen werden zum Teil sehr große Spannweiten der Gebrauchsdauern nachgewiesen. Für Mehrstufenversuche mit Axialbelastung (Fall IV) beträgt das Verhältnis von maximaler zu minimaler Gebrauchsdauer $s_{GD,axial} = 1,46$. Für einstufige Axialversuche des Falls I wird es mit 1,54 bestimmt. Bei Torsionsversuchen (Fall VI) ist die maximale Gebrauchsdauer 1,93fach größer als die geringste Gebrauchsdauer der entsprechenden Versuchsreihe. Auch für die in den Fällen II und III untersuchten einstufigen Radialversuche weichen die Versuchslaufzeiten bis zum Erreichen des oben definierten Ausfallkriteriums zum Teil erheblich voneinander ab. Das Verhältnis von größter zu kleinster Versuchsdauer liegt im Fall III bei 1,65. Im Fall II führten Radialversuche mit identischen Versuchsparametern zu Gebrauchsdauern mit zum Teil doppelter Versuchslaufzeit: Das Verhältnis von maximaler zu minimaler Gebrauchsdauer wird hierbei mit 2,04 bestimmt. Für alle Zweiachsversuche werden beide Belastungsachsen getrennt voneinander ausgewertet. Versuche mit überlagerter Radial- und Torsionsbelastung weisen $s_{GD,radial} = 1,02$ bis $s_{GD,radial} = 3,12$ auf. Die auf Basis von Torsionsbelastung und -winkel berechneten Gebrauchsdauern weichen von 1,01 bis um das 2,58fache voneinander ab. Auch in Versuchen mit überlagerter Radial- und Axialbelastung werden Gebrauchsdauern nachgewiesen, die zum Teil fast um den Faktor 2 auseinander liegen ($s_{GD,radial} = 1,93$).

Nur in den Fällen, für die fünf oder mehr Versuchsergebnisse pro Belastungsfall vorliegen, kann von einer statistischen Absicherung gesprochen werden. Die oben beschriebenen Versuchsergebnisse sind somit aufgrund des hohen Kosten- und Zeitaufwandes für die zahlreichen experimentellen Untersuchungen nicht statistisch abgesicherte Einzelergebnisse und nur gültig für Elastomerbuchsen der beiden vorgestellten Bauformen.

Für alle oben aufgeführten Einachsversuche und Zweiachsversuche mit einstufiger und mehrstufiger Versuchsführung und unterschiedlichen Belastungsrichtungen, -amplituden und -frequenzen werden Kennwertverläufe abgeleitet, die die dynamischen Eigenschaften der untersuchten Elastomerbuchsen ausreichend genau qualitativ beschreiben. Das Verfahren ermöglicht – im Gegensatz zu optischen Verfahren wie z. B. der Auswertung von Risslängen und -dichten auf zugänglichen Oberflächen von Elastomerbauteilen – eine objektive Beurteilung der jeweiligen Bauteilzustände durch Bewertung der einzelnen Kennwerte und Temperaturen.

4 Untersuchung des Reihenfolgeinflusses

In den vielfältigen realen Anwendungsfällen treten Belastungen auf Elastomerbuchsen in der Regel nicht in idealisierter, gleichmäßig periodischer Form auf, wie es in der Versuchspraxis üblich ist. Belastungsamplituden und auch deren Frequenzen variieren fortlaufend während der Einsatzdauer der schwingungsdämpfend wirkenden oder Fluchtungsfehler ausgleichenden Bauteile. Gleichmäßige Belastungen mit unveränderter, einheitlicher Belastungsamplitude über z. B. 10^5 und mehr Zyklen sind dabei höchst unwahrscheinlich. Drehmomentstöße und Belastungsspitzen verursachen während des Hoch- oder Herunterfahrens und im stationären Betrieb eines Antriebstranges nicht selten überdurchschnittlich hohe Beanspruchungen der elastischen Bauteile. Auch Belastungszustände mit geringer Amplitude treten schwellend und wechselnd während des Einsatzes zu unterschiedlichen Zeitanteilen auf. Als Folge stark variierender Dämpfungsleistungen während des Betriebs treten zum Teil instationäre Temperaturverhältnisse im Bauteil auf, die wiederum veränderte Steifigkeiten bewirken.

Betrachtet man diese Gegebenheiten aus der Anwendungspraxis, so stellt sich die Frage, inwieweit eine gleiche Menge aus variierenden Belastungsamplituden und Frequenzen, jedoch in unterschiedlichen zeitlichen Reihenfolgen auf identische Versuchskörper aufgebracht, ungleiche Schädigungsverläufe und somit differierende Gebrauchsdauern von Elastomerbuchsen verursachen können. Durch die Ausführungen dieses Kapitels wird diese bereits in [WM09] diskutierte Fragestellung eingehend untersucht.

In der Versuchspraxis werden elastische Kupplungen vor der experimentellen Untersuchung einer Vorkonditionierung unterzogen. Holtmann [Hol04] stellt Verfahren zur Prüfung elastischer Kupplungsbaureihen vor und führt vor sämtlichen Kennwertbestimmungen eine Vorkonditionierung mit Belastungen durch, die ein zweifach erhöhtes Beanspruchungsnormale im Bauteil verursachen und im nachfolgenden Versuch nicht überschritten werden. Kadlowec, Wineman und Hulbert [KWH03] führen quasistatische und dynamische, verformungsgeführte Versuche an Elastomerbuchsen aus Naturkautschuk durch. Sie belasten die Prüfkörper vorab in drei Zyklen mit einer Amplitude von 115 % der im nachfolgenden Versuch eintretenden Verschiebungsamplitude. Durch diese Vorbelastung werden Veränderungen im Werkstoffgefüge (z. B. Lösung schwacher Bindungen zwischen einzelnen Polymerketten) bewirkt, die die eigenschaftsbeschreibenden Kennwerte im weiteren Versuch nachhaltig beeinflussen.

Käsler untersucht in [Käs97] u. a. ballige Elastomerfedern unter schwellender Belastung im Langzeitversuch und beschreibt die charakteristischen Verläufe der eigenschaftsbeschreibenden Elastomerkennwerte über 10^7 Belastungszyklen. Nach 3×10^6 Schwingspielen fügt er eine Belastungspause von 24 Stunden ein und setzt den Versuch anschließend mit identischen Parametern fort. Ab der Wiederbelastung der Bauteile beobachtet er „Kennwertverhalten wie zu Versuchsbeginn“ und beschreibt, dass diese Änderungen nach rund 10^4 Lastwechseln beendet sind und die Kennwerte ihre vorherigen

charakteristischen Ausprägungen wieder annehmen. Auf die Auswirkungen, welche die Belastungspause auf die Lebensdauer hat, geht Käsler jedoch nicht ein.

Wird ein Bauteil im Dauerversuch allein durch die innere Reibung und damit durch die erbrachte Dämpfungsleistung im Werkstoff erwärmt, so ist eine Belastungspause mit einem Abfall der Bauteiltemperatur verbunden. Die geringere Temperatur verursacht weiter eine Erhöhung der Bauteilsteifigkeit, und nach Einsetzen einer weiteren dynamischen Belastung ist im Kennwertverlauf ein Steifigkeitssprung zu verzeichnen. Auch die Auswirkungen dieser kurzzeitigen Eigenschaftsänderung sollen im Folgenden näher untersucht werden.

Wird die Gebrauchsdauer reduziert oder werden diese Effekte unter weiterführender dynamischer Bauteilbelastung durch Erholungsphänomene des Werkstoffs im entlasteten Zustand ausgeglichen? Inwiefern wird die Gebrauchsdauer beeinflusst, wenn man in zeitlich äquidistanten Abständen Belastungsspitzen aufbringt oder die Elastomerbuchse nur zu Versuchsbeginn mit überhöhter Amplitude wechselnd belastet?

Lassen sich entsprechende Einflüsse durch Experimente an zylindrischen Elastomerbauteilen reproduzierbar nachweisen, so müssen diese auch in der Schadensakkumulationsrechnung Berücksichtigung finden. Eine die zeitliche Reihenfolge der Belastungsamplituden beachtende Rechnung muss Ergebnisse liefern, die sich von denen einer linearen Schadensakkumulationsrechnung unterscheiden.

Sämtliche Versuche, die im Folgenden zur Untersuchung des Reihenfolgeeinflusses diskutiert werden, sind experimentelle Untersuchungen an zylindrischen, aus derselben Mischung hergestellten Elastomerbuchsen gleicher Geometrie. Die Bauteile werden mit jeweils einem Vielfachen der Amplitude F_{nA} axial belastet. F_{nA} ist hierbei eine definierte Axialkraft, welche die Elastomerbuchsen dynamisch über deutlich mehr als 2×10^6 Belastungszyklen bis zum Eintreten des Ausfallkriteriums (Anstieg der Dämpfungsarbeit um 20 %) ertragen. Alle Versuche erfolgen belastungsgeführt mit harmonisch wechselnder Axialkraft bis zum Erreichen der vorgegebenen Anzahl an Belastungszyklen der einzelnen Stufen. Die Auswertung erfolgt analog zu den oben beschriebenen Versuchen auf Basis der Kennwerte dynamische Steifigkeit C_{dyn_n} und Dämpfungsarbeit A_{D_n} sowie der gemessenen Temperaturverläufe.

4.1 Mehrstufige Bauteilversuche

Anhand unterschiedlich gestalteter, mehrstufiger Bauteilversuche wird in diesem Abschnitt der Einfluss der zeitlichen Reihenfolge verschiedener Belastungsstufen mit variierten Amplituden untersucht. Im Folgenden werden drei Stufen unterschieden:

In Stufe S1 werden bei zweifacher Belastungsamplitude F_{nA} und einer Prüffrequenz von $f_{S1} = 5$ Hz genau 108.000 Belastungszyklen aufgebracht. Die zweite Belastungsstufe S2 umfasst 100.800 Belastungszyklen bei 2,5-facher Amplitude F_{nA} und einer Frequenz von $f_{S2} = 4$ Hz. Die dreifache Belastungsamplitude F_{nA} , eine Prüffrequenz von $f_{S3} = 2$ Hz und

insgesamt 100.800 Zyklen kennzeichnen die dritte Stufe S3. Die einzelnen Parameter fasst Tabelle 4.1 noch einmal übersichtlich zusammen.

Anmerkung:

Die Messwerterfassung erfolgt unabhängig von der Prüfstandregelung und wird über einen in der Messsoftware aktivierten Trigger zeitlich äquidistant ausgelöst. Um die Kennwertänderungen der Belastungsstufe S1 mit dem eingestellten Zeitfenster auch zu einem letztmöglichen Zeitpunkt innerhalb der Stufe erfassen zu können, wurde die Anzahl der Belastungszyklen von 100.800 auf 108.000 angehoben.

Tabelle 4.1: Belastungsstufen und Versuchsparameter

Belastungsstufe		S1	S2	S3
Belastungsamplitude	[N]	$2,0 \times F_{nA}$	$2,5 \times F_{nA}$	$3,0 \times F_{nA}$
Belastungsfrequenz	[Hz]	5	4	2
Anzahl der Belastungszyklen	[-]	108.000	100.800	100.800

Die zuvor beschriebenen Belastungsstufen werden auf zwei Arten miteinander kombiniert und stellen so die Varianten R1 und R2 dar. Abbildung 4.1 zeigt zwei Diagramme, anhand derer die beiden Varianten erläutert werden. Aufgetragen sind jeweils die Einhüllenden der Axialkräfte über den jeweiligen Belastungszyklen. Im linken Schaubild, das die Variante R1 beschreibt, werden die Stufen in der Reihenfolge S1 – S2 – S3 aufgebracht. Dies entspricht der Vorgehensweise eines klassischen Laststeigerungsversuchs. Im rechten Schaubild wird die umgekehrte Reihenfolge der Belastungsstufen (S3 – S2 – S1) gezeigt. In Variante R2 wird ab Versuchsbeginn mit der größten Belastungsamplitude gestartet und diese in den weiteren beiden Stufen jeweils reduziert.

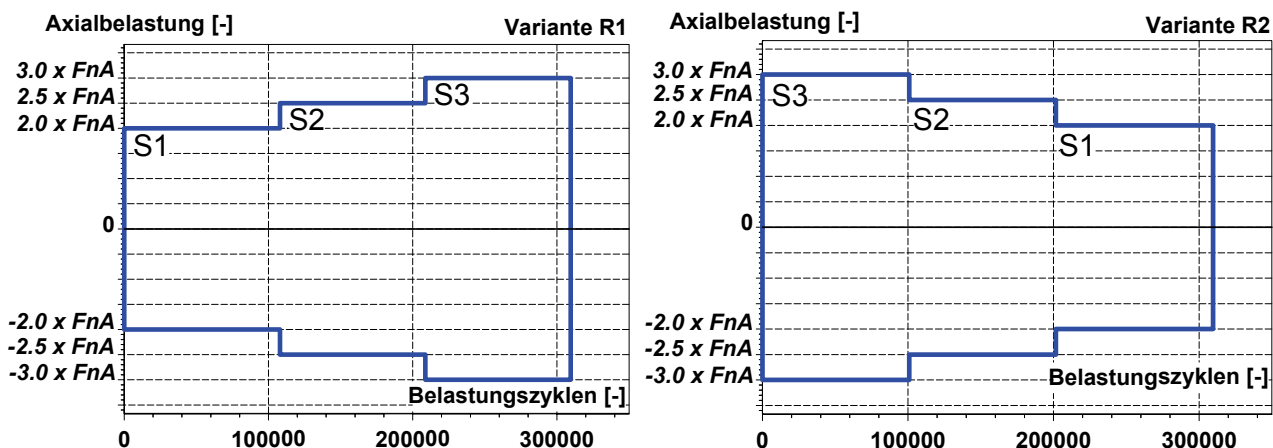


Abbildung 4.1: Variation der Reihenfolge – Varianten R1 und R2

Erkennbar sind in beiden Diagrammen der gesamte Versuchsumfang sowie die oben aufgeführten unterschiedlichen Anzahlen der Belastungszyklen. Die Stufen folgen zudem zeitlich unmittelbar aufeinander, d. h. nach Erreichen der vorgegebenen Anzahl an Zyklen wird sofort auf die jeweils nächste Stufe umgeschaltet und Belastungsamplitude und -frequenz angepasst.

Gemäß jeder Variante R1 und R2 wurden mehrere Versuche durchgeführt und ausgewertet. Im Folgenden wird das Temperatur- und Kennwertverhalten für beide Varianten beispielhaft an jeweils einem Versuch diskutiert. Für diese beiden Versuche sind die Temperatur- und Kennwertverläufe der dynamischen Steifigkeit C_{dyn_n} und der Dämpfungsarbeit A_{D_n} in Abbildung 4.2 über den aufgetragenen Belastungszyklen aufgetragen. Die Temperatur wird absolut in °C, die beiden Kennwerte normiert und somit dimensionslos aufgeführt. Die einzelnen Kurven sind neben unterschiedlichen Farbgebungen auch durch ihre Beschriftungen voneinander zu unterscheiden. Dabei steht der Anhang (R1) für Variante R1 und analog dazu (R2) für Variante R2.

Nach jeweils rund 100.000 und 200.000 Belastungszyklen sind in allen Kurven Änderungen aufgrund der Umschaltung auf die nächste Belastungsstufe erkennbar. Dies resultiert aus den Änderungen der Belastungen und Frequenzen und den somit veränderten Dämpfungsleistungen. Ansteigen und Abfallen der Kennwerte während der Sprünge bleiben unberücksichtigt, entscheidend sind die Kennwertänderungen während der Belastungsstufen. Alle Kurven enden nach 309.600 Zyklen, nach dem vollständigen Aufbringen aller drei Stufen gemäß Tabelle 4.1.

Bei der Betrachtung der Kennwertverläufe des Versuchs nach Variante R1 fallen jeweils eindeutige Tendenzen der Kurven auf: C_{dyn_n} fällt, bis auf die kurzzeitigen Anstiege in den Umschaltphasen, über die gesamte Versuchsdauer hin ab. In der dritten Belastungsstufe ist die Abnahme der Steifigkeit besonders deutlich ausgeprägt. Die parallel dazu betrachtete Dämpfungsarbeit A_{D_n} steigt in den ersten beiden Stufen erwartungsgemäß geringfügig stetig an, bis während der dritten Belastungsstufe ein schneller Anstieg einsetzt. Wird das zuvor in Kapitel 3.3 definierte Ausfallkriterium angewendet, so gilt das Bauteil in Variante R1 bereits während der dritten Belastungsstufe als ausgefallen.

Anders verhalten sich die Kennwerte des Versuchs nach Variante R2. Zunächst fällt auf, dass sowohl die dynamische Steifigkeit C_{dyn_n} als auch die Dämpfungsarbeit A_{D_n} nach Versuchsende deutlich geringere Änderungen aufweisen, als jene Kennwerte aus Variante R1. Aufgrund der größeren Belastungsamplitude fällt die dynamische Steifigkeit während der ersten Stufe in Variante R2 deutlich mehr ab (rund 11 %) als nach Variante R1 (etwa 5 %). Danach verändert sich der Kennwert nur noch unwesentlich, bis während der dritten Belastungsstufe sogar ein geringer Anstieg der Steifigkeit eintritt. Die Dämpfungsarbeit erfährt während der ersten Stufe (S3) bereits einen deutlichen Anstieg um 11,4 %. Nach Umschalten auf die weiteren Stufen mit reduzierter Belastung fallen die zu beobachtenden Änderungen jedoch nur noch äußerst gering aus.

Die Temperaturverläufe sind für beide Varianten in der ersten Belastungsstufe durch den Aufwärmvorgang geprägt. Beginnt der Versuch mit der kleinsten Belastungsamplitude S1 (Variante R1), so steigt die Temperatur nur allmählich an und erreicht innerhalb der ersten Belastungsstufe kein konstantes Temperaturniveau. Bei Start mit Stufe S3 (Variante R2) erfolgt der Temperaturanstieg deutlich schneller und erreicht zudem ein stabiles Niveau oberhalb der Temperatur nach Variante R1. Als zweite Belastungsstufe wird in beiden Varianten S2 mit identischen Parametern eingestellt. Hier zeigt sich ein deutlicher Unter-

schied in den Temperaturverläufen, der in den verschiedenen Belastungen der ersten Stufe begründet ist. In Variante R1 wird mit Umschaltung auf S2 neben der Erhöhung der Belastungsamplitude die Prüffrequenz reduziert. Insgesamt wird die Dämpfungsleistung erhöht, die Temperatur steigt an. Im Versuch nach Variante R2 hat der Werkstoff bereits seine maximalen Beanspruchungen in der ersten Stufe ertragen. Risse, die sich im Inneren des Bauteils gebildet haben, sind nach den ersten 100.000 Belastungszyklen deutlich zahlreicher und größer ausgebildet als nach gleicher Zyklenzahl in Variante R1. Aufgrund der so existierenden größeren Reibungsfläche im Bauteilinneren erwärmt sich die Gummibuchse um rund 8 °C mehr als im Versuch nach Variante R1. Nach dem Übergang in die dritte Belastungsstufe S1 (nach Variante R2) fällt die Bauteiltemperatur nur geringfügig ab, die Dämpfungsleistung wird aufgrund der geänderten Belastungsparameter nur unerheblich reduziert. Anders verhält sich der Temperaturverlauf nach Umschalten auf die dritte Belastungsstufe S3 in Variante R1: Aufgrund der Erhöhung der Belastungsamplitude und der gleichzeitigen Verringerung der Prüffrequenz um 2 Hz stellt sich eine reduzierte Dämpfungsleistung ein, welche eine deutliche Abnahme der Temperatur nach sich zieht. Nach Erreichen eines lokalen Temperaturminimums nehmen die Risse im Bauteilinneren verstärkt zu und bedingt durch die vergrößerte Reibfläche steigt die Temperatur wieder zügig an. In Kombination mit der Erhöhung der Dämpfungsarbeit ist dies ein deutlicher Hinweis auf einen schnellen Ausfall des Bauteils.

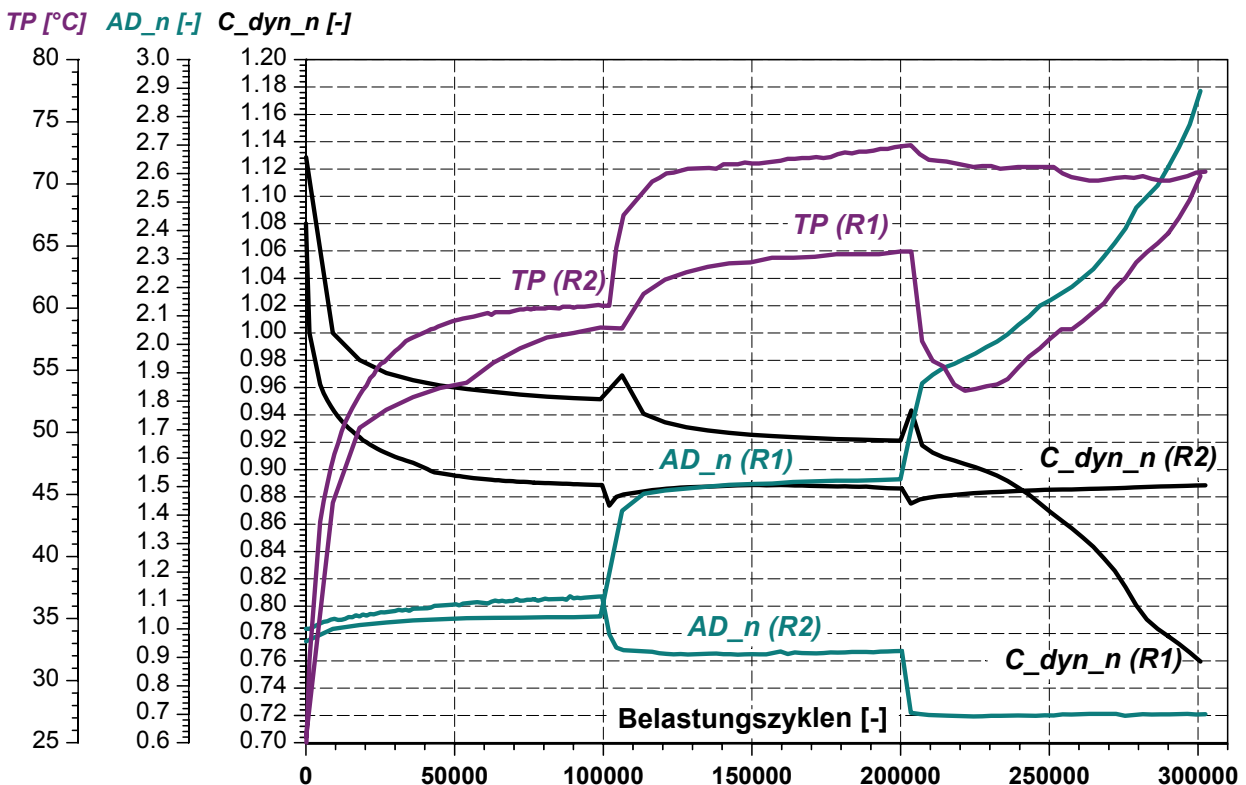


Abbildung 4.2: Temperatur- und Kennwertverläufe für die Varianten R1 und R2

Mit Abbildung 11.30 und Abbildung 11.31 sind im Anhang analog zu Abbildung 4.2 zwei Diagramme abgedruckt, die jeweils Temperatur- und Kennwertverläufe für vier Versuche der Variante R1 und R2 darstellen. Die Kurven der beiden hier diskutierten Versuche sind

jeweils gepunktet eingezeichnet und weisen dieselben charakteristischen Verläufe auf, wie die weiteren drei aufgeführten Versuche. In der folgenden Auswertung werden sämtliche Versuche berücksichtigt.

Zur übersichtlichen Darstellung der prozentualen Kennwertänderungen innerhalb der einzelnen Belastungsstufen und zum Vergleich der Varianten R1 und R2 miteinander sind im Folgenden zwei Diagramme abgebildet: In Abbildung 4.3 werden in der linken Hälfte die prozentualen Änderungen der dynamischen Steifigkeit $C_{dyn,n}$ für vier Versuche nach Variante R1 und in der rechten Hälfte für vier Versuche nach Variante R2 dargestellt. Dabei sind auf der Abszisse von links nach rechts die in Tabelle 4.1 aufgeführten Belastungsstufen gemäß ihrer zeitlichen Reihenfolge in beiden Versuchsführungen aufgeführt. Zur Bestimmung der prozentualen Änderungen innerhalb der einzelnen Stufen wurde jeweils die Differenz der Beträge des zweiten und des letzten Wertes einer Belastungsstufe gebildet. Durch diese Vorgehensweise wird der Effekt der kurzzeitigen Kennwertänderungen aufgrund der Stufenumschaltungen nicht berücksichtigt und der erste Wert im Gleichgewichtszustand der neuen Belastungssituation zugrunde gelegt. Jede berechnete Änderung wird durch ein der Legende zu entnehmendes Symbol dargestellt. Die Mittelwerte aus den jeweils vier Werten einer Belastungsstufe sind ebenfalls eingezeichnet und durch Geraden miteinander verbunden, um den Trend der Mittelwerte zwischen den einzelnen Stufen zu verdeutlichen. Analog dazu werden in Abbildung 4.4 die Kennwertänderungen der Dämpfungsarbeit $A_{D,n}$ dargestellt.

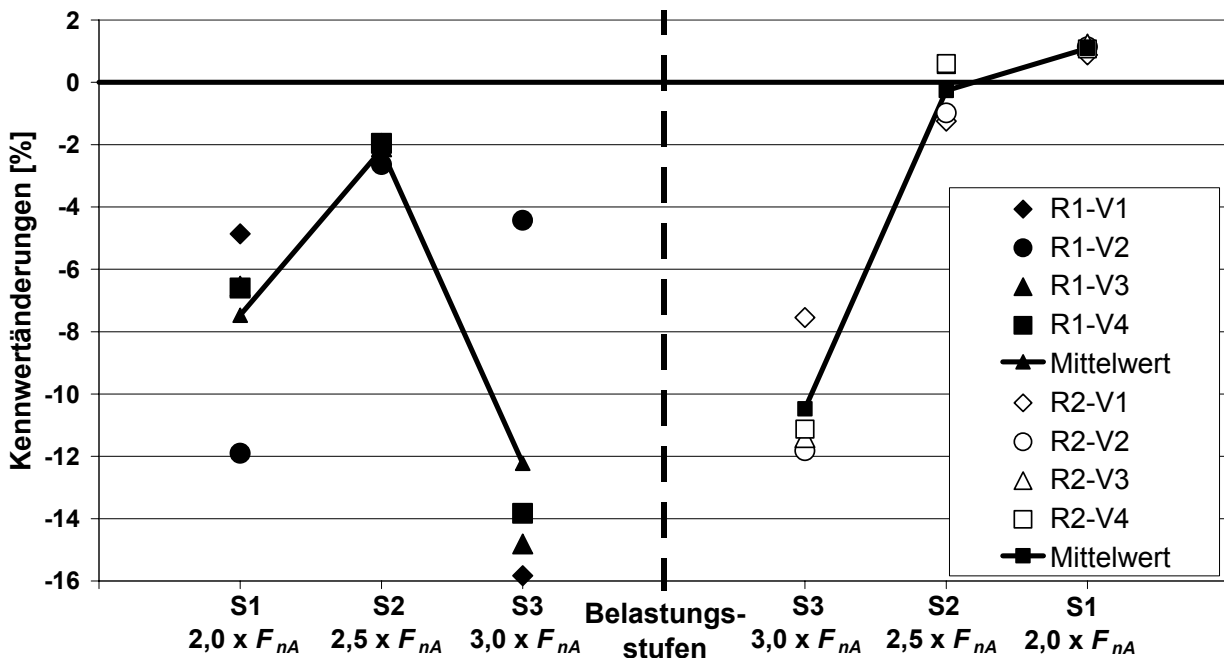


Abbildung 4.3: Prozentuale Kennwertänderungen der $C_{dyn,n}$ für Varianten R1 und R2

In Abbildung 4.3 sind für alle drei Belastungsstufen der Versuche nach Variante R1 abfallende Steifigkeiten zu beobachten. Bereits mit Ende der ersten Stufe wird eine Änderung um ca. -7,5 % erreicht. Hier sind jedoch die Effekte bei der ersten Belastung von neuen Bauteilen (Mullins-Effekt) und das Aufbrechen schwacher Bindungen im Werkstoffinneren mit berücksichtigt. Die nachfolgende Stufe S2 weist nur geringfügige Änderungen

von rund -2 % auf, bevor unter Belastung mit der größten Axialkraft ein mittlerer Steifigkeitsabfall von ca. -12 % einhergeht. Dies deutet auf den nahen Ausfall der Bauteile hin. Anders stellen sich die Kennwertänderungen der Versuche nach Variante R2 dar: Hier fällt in der ersten Belastungsstufe (S3, maximale Belastungsamplitude) der Abfall der dynamischen Steifigkeit erwartungsgemäß größer aus als in der ersten Belastungsstufe nach Variante R1 (S1, kleinste Belastungsamplitude). Nach Verringerung der Belastung in Stufe S2 stellen sich jedoch nur noch recht unwesentliche Änderungen (max. -1,5 %) ein. Nach weiterer Reduzierung der Belastungsamplitude steigen in der dritten Stufe die Steifigkeiten in allen vier Versuchen um etwa +1,0 % an.

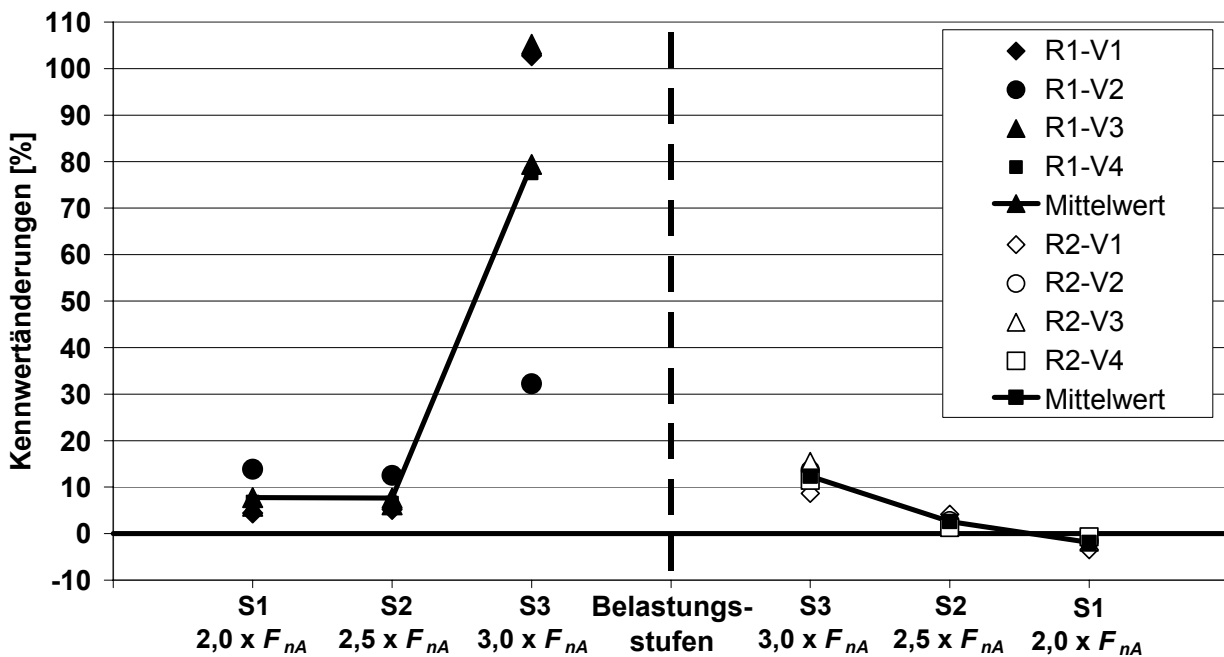


Abbildung 4.4: Prozentuale Kennwertänderungen der $A_{D,n}$ für Varianten R1 und R2

Bei der Betrachtung der prozentualen Kennwertänderungen der Dämpfungsarbeit $A_{D,n}$ in Abbildung 4.4 erkennt man für Versuche der Variante R1 Beträge von rund +8 % für die Belastungsstufe S1 und S2. Hier steigt die Dämpfungsarbeit an. Nach Erhöhung der Belastungsamplitude in Stufe S3 erfolgt eine weitere Zunahme zum Teil um den Faktor 10 und mehr. Innerhalb dieser dritten Belastungsstufe ist somit die Dämpfungsarbeit um mehr als 20 % gegenüber ihrem Startwert angestiegen und dieses Ausfallkriterium sicher erreicht. Kehrt man die Reihenfolge der Belastungsstufen um, so fallen die Kennwertänderungen in der ersten Stufe (S3, maximale Belastungsamplitude) erwartungsgemäß größer aus (etwa +12 %) als in der ersten Stufe nach Variante R1 (S1, kleinste Belastungsamplitude). Wird dann die Axialkraft in den beiden nächsten Stufen weiter reduziert, so fallen die Änderungen deutlich kleiner aus als in Variante R1. Der Abfall der Dämpfungsarbeit innerhalb der dritten Stufe deutet auf einen „stabilen“ Bauteilzustand hin, der auch das Erreichen des Ausfallkriteriums in einer Fortführung des Versuchs mit Parametern der Belastungsstufe S1 in absehbarer Zeit nicht erwarten lässt.

4.2 Einfluss von Sonderereignissen auf die Gebrauchsdauer

Im Folgenden wird der Einfluss von Sonderereignissen, welche im Versuch als einzelne oder mehrere, direkt aufeinander folgende Belastungsspitzen ausgeführt wurden, auf die Gebrauchsdauer der Elastomerbauteile untersucht. Zwei verschiedene Versuchsarten werden dazu unterschieden und nachfolgend näher erläutert:

Versuche nach Variante R3:

In dieser Variante werden die Elastomerbauteile harmonisch wechselnd mit der Amplitude F_{nA} belastet. Zusätzlich wird jeder 99ste und 100ste Belastungszyklus bei unveränderter Frequenz mit vierfach überhöhter Belastungsamplitude ($F = 4,0 \times F_{nA}$) aufgebracht. Diese beiden Zyklen stellen ein Sonderereignis dar, welches bei der eingestellten Frequenz von $f = 7$ Hz periodisch ca. alle 14,3 Sekunden eintritt. Abbildung 11.32 im Anhang zeigt den Ausschnitt einer aufgezeichneten Belastungs-Zeit-Funktion für eine Dauer von 1,5 Sekunden. Darin ist neben den einzelnen Belastungsamplituden auch der unmittelbare Übergang zwischen wechselnder Dauerbelastung ($F = F_{nA}$) und Sonderereignis ($F = 4,0 \times F_{nA}$) zu erkennen. Durch die gezielte Einstellung der Regelung wird die vorgegebene Maximalamplitude von $F = 4,0 \times F_{nA}$ jeweils durch das zweite Belastungsminimum bzw. -maximum sicher erreicht. Die nachfolgende Abbildung 4.5 zeigt im linken Teil schematisch die Hüllkurve der Axialkraft für die ersten 750 Belastungszyklen ab Versuchsstart.

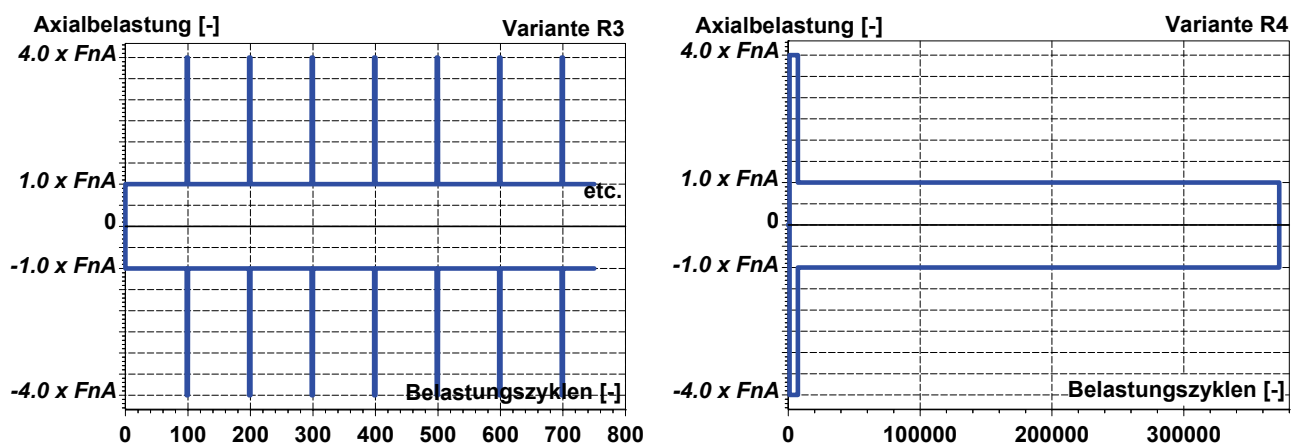


Abbildung 4.5: Variation der Reihenfolge: Variante R3 und R4

Von besonderem Interesse sind zudem Gebrauchsdauer und Kennwertverläufe für den Fall, dass die Sonderereignisse bei insgesamt gleicher Zyklenzahl allesamt ab Versuchsstart in direkter zeitlicher Reihenfolge aufgebracht werden, bevor die weitere Belastung mit geringer Amplitude fortgesetzt wird. Um dies untersuchen zu können, wurden

Versuche nach Variante R4

durchgeführt. Für diese Versuche ist die Hüllkurve der Axialbelastung in Abbildung 4.5 rechts schematisch über den Belastungszyklen aufgetragen. Zur Festlegung der Anzahl der Belastungszyklen mit erhöhter Amplitude (entsprechend den Sonderereignissen in Variante R3) wird der Mittelwert der Gebrauchsdauern der Versuche unter Variante R3 zugrunde gelegt: Nach rund 365.000 Belastungszyklen tritt das Ausfallkriterium ein. 7.300

Zyklen entsprechen dabei dem Anteil von 2 %, den die Belastungszyklen mit erhöhter Amplitude an der Gesamtanzahl einnehmen, und werden bei Variante R4 von Versuchsbeginn an aufgebracht. Danach erfolgt eine weitere, gleichmäßig wechselnde Belastung auf niedriger Belastungsstufe F_{nA} . Um die thermische Belastung der Bauteile vergleichbar mit Variante R3 zu halten, wird die Belastungsfrequenz für die ersten 7.300 Zyklen auf $f = 1$ Hz reduziert. Mit dem Umschalten auf die nachfolgend niedrige Belastungsamplitude F_{nA} wird die Frequenz auf $f = 7$ Hz erhöht.

Die nachfolgende Abbildung 4.6 zeigt die Temperatur- und Kennwertverläufe zweier Versuche, die nach Variante R3 durchgeführt wurden und sich durch die Höhe der Belastungsamplitude der Sonderereignisse ($F = 3,0 \times F_{nA}$ bzw. $F = 4,0 \times F_{nA}$) unterscheiden. Für den Versuch mit der größeren Amplitude ($F = 4,0 \times F_{nA}$) stellt sich eine um rund $5 \text{ }^\circ\text{C}$ höhere Bauteiltemperatur während des Versuchs ein, die sich nach rund 400.000 Zyklen noch einmal um weitere $3 \text{ }^\circ\text{C}$ erhöht.

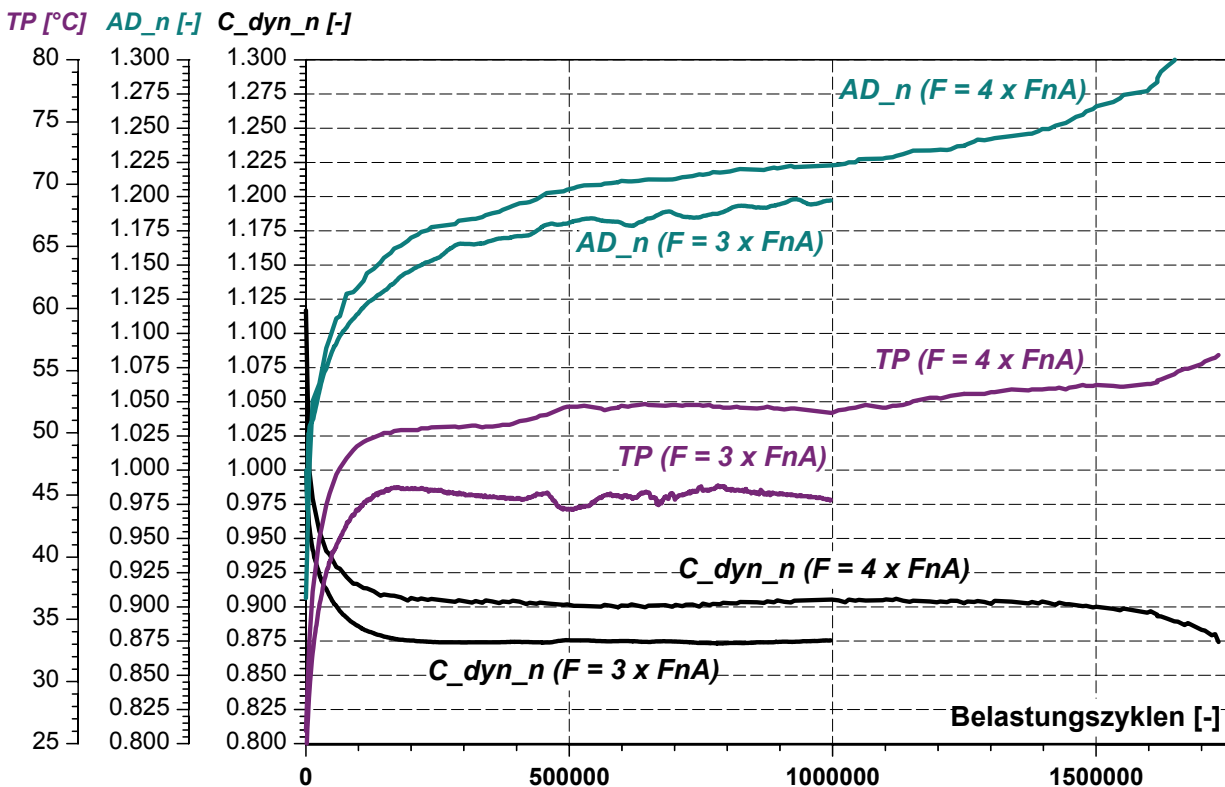


Abbildung 4.6: Temperatur- und Kennwertverläufe Variante R3 ($3,0 \times F_{nA}$ und $4,0 \times F_{nA}$)

Betrachtet man die Kennwertverläufe der dynamischen Steifigkeiten C_{dyn_n} , so ist nach rund 200.000 Belastungszyklen für den Versuch mit der kleineren Amplitude der Sonderereignisse ($F = 3,0 \times F_{nA}$) ein Abfall um ca. 12,5 % gegenüber dem Startwert feststellbar. Der zweite Versuch mit 4fach überhöhter Amplitude der Sonderereignisse weist erst nach ca. 500.000 Zyklen einen Steifigkeitsabfall von rund 10 % auf. Die Kurven für beide Versuche verhalten sich im weiteren Verlauf jedoch nahezu identisch: Die Steifigkeiten verbleiben auf fast konstantem Niveau bzw. erfahren geringfügige Anstiege. Erst nach ca. $1,5 \times 10^6$ Belastungszyklen kommt es zu einem erneuten Steifigkeitsabfall für den Versuch mit 4fach überhöhter Amplitude der Sonderereignisse.

Die Kennwertverläufe der Dämpfungsarbeit A_{D_n} weisen ebenfalls für beide Versuche grundsätzliche Übereinstimmungen auf: Nach Versuchsbeginn steigen die Werte rasch, im weiteren Versuchsverlauf geringer an. Die Kurven weisen keine Beharrungsphase auf; die Dämpfungsarbeiten steigen in beiden Fällen mit zunehmender Versuchsdauer an. Aufgrund des deutlich steileren Anstiegs der Dämpfungsarbeit erreicht das Bauteil im Versuch mit 4fach überhöhter Amplitude der Sonderereignisse das Ausfallkriterium bereits nach rund 446.000 Belastungszyklen. Unter identischen Versuchsbedingungen, jedoch mit 3fach überhöhter Amplitude der Sonderereignisse, wird eine mehr als doppelt so große Gebrauchsdauer von 930.000 Zyklen erreicht.

Die charakteristischen Temperatur- und Kennwertverläufe eines Versuchs nach Variante R4 werden in den folgenden Diagrammen der Abbildung 4.7 vorgestellt. Im ersten Versuchsteil wird das Bauteil über 7.300 Belastungszyklen mit der Amplitude $F = 4,0 \times F_{nA}$ belastet. Da dieser Versuchsabschnitt im Vergleich zum Gesamtumfang nur 1 % ausmacht und seine Kennwertverläufe in der vollständigen Darstellung über die komplette Versuchsdauer kaum erkennbar sind, werden die Verläufe für die ersten 7.500 Zyklen zunächst im linken Teil der Abbildung 4.7 in einem Ausschnitt abgebildet. Im rechten Diagramm werden die Verläufe ab Versuchsbeginn über den gesamten Versuchsumfang dargestellt.

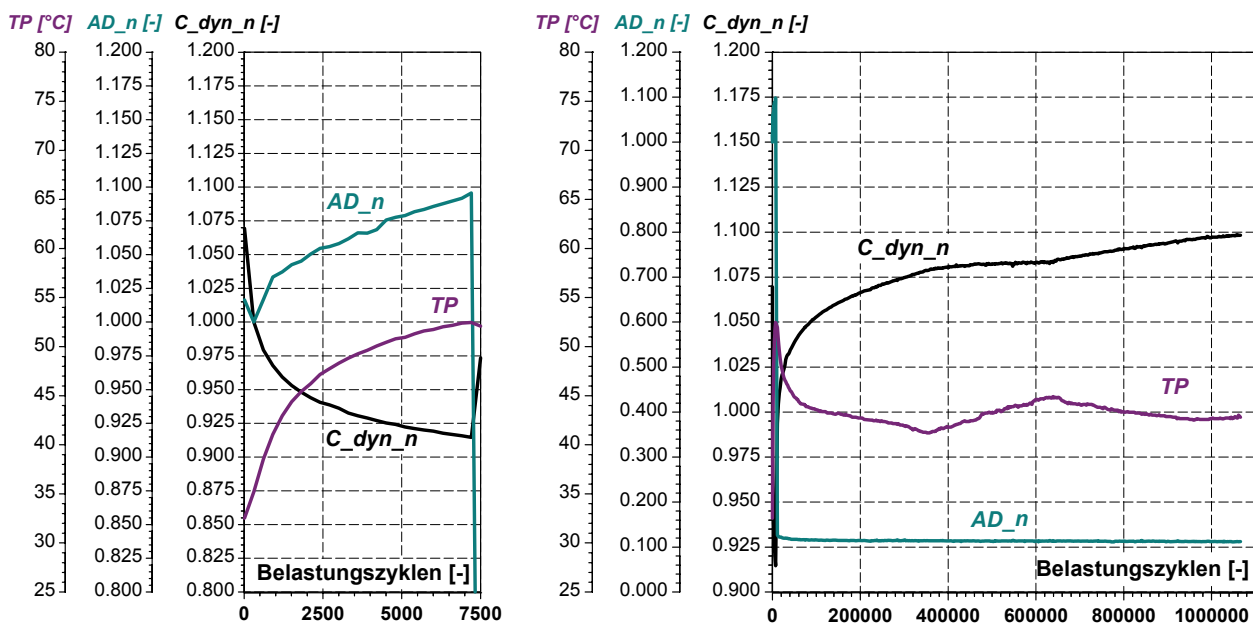


Abbildung 4.7: Temperatur- und Kennwertverläufe Variante R4

Die hohe Belastung im ersten Versuchsabschnitt unter der mit $f = 1$ Hz kleinstmöglich einzustellenden, ganzzahligen Prüffrequenz erwärmt das Bauteil deutlich mehr als die nachfolgende, geringere Belastung bei $f = 7$ Hz. Nach 7.300 Zyklen ist das Bauteil auf etwa +52 °C erwärmt und kühlt nach Einstellen der geringeren Belastungsamplitude auf ein niedrigeres Niveau von ca. +44 °C ab.

Auch die dynamische Steifigkeit C_{dyn_n} und die Dämpfungsarbeit A_{D_n} erfahren im ersten Versuchsabschnitt deutlich größere Änderungen als nach Umschaltung auf die kleine Belastungsstufe: Nach Aufbringen aller 7.300 Zyklen mit 4fach überhöhter Amplitude ist die

Dämpfungsarbeit bereits um ca. 9 % angestiegen, die dynamische Steifigkeit um etwa 7,5 % abgefallen. Im weiteren Versuchsverlauf ist neben der ansteigenden dynamischen Steifigkeit (um 10 % nach rund 10^6 Belastungszyklen) ein geringfügiger Abfall der Dämpfungsarbeit ersichtlich. Ein baldiges Ende der Gebrauchsdauer ist für diesen Versuch nicht zu erwarten. Die hohe Belastung zu Versuchsbeginn hat einen deutlichen, verlängernden Einfluss auf die Gebrauchsdauer der Elastomerbuchse.

Um den Einfluss der periodischen oder zu Versuchsbeginn konzentriert auftretenden Sonderereignisse der Varianten R3 und R4 auf die Gebrauchsdauer näher beschreiben zu können, werden zudem bereits in Kapitel 2.3 diskutierte Einstufenversuche betrachtet, die im Folgenden als

Versuche nach Variante R0

bezeichnet werden. Hierbei werden die Bauteile gleichmäßig wechselnd dynamisch mit konstanter Amplitude der Stufen $1,0 \times F_{nA}$, $3,0 \times F_{nA}$ und $4,0 \times F_{nA}$ belastet. Abbildung 3.7 zeigt für Versuch V1 den Temperaturverlauf und die Kennwerte C_{dyn_n} und A_{D_n} aufgetragen über den Belastungszyklen. Die geringe Belastungsamplitude von $1,0 \times F_{nA}$ führt zu einem ausgedehnten Versuchsumfang von $2,32 \times 10^6$ Belastungszyklen, bis die Gebrauchsdauer mit Eintreten des Ausfallkriteriums beendet ist. Nach rund 150.000 Zyklen stellt sich eine nahezu konstante Bauteiltemperatur von etwa $+42 \text{ }^\circ\text{C}$ ein. Nach rund 300.000 Zyklen steigt die Dämpfungsarbeit nach anfänglich großer Steigung nur noch geringfügig an. Die dynamische Steifigkeit verändert ihren Wert (-8% gegenüber dem Versuchsbeginn) nur unwesentlich bis zum Versuchsende.

Im Anhang sind vergleichbare Diagramme mit den Temperatur- und Kennwertverläufen für Versuche mit 3facher und 4facher Normalbelastung F_{nA} dargestellt. Abbildung 3.8 zeigt, dass bei einer Amplitude von $F = 3,0 \times F_{nA}$ die Gebrauchsdauer nach 224.500 Zyklen beendet ist. Bei einer Erhöhung auf $F = 4,0 \times F_{nA}$ erträgt das Bauteil nur rund 25.000 Belastungszyklen bis zum Ausfall (Abbildung 11.2).

Durch die Abbildung 4.8 wird ein anschaulicher Überblick der Gebrauchsdauern von Versuchen nach den Varianten R0, R3 und R4 gegeben. Die Symbole und deren Zuordnung zu den einzelnen Varianten und Belastungsamplituden sind der abgebildeten Legende zu entnehmen. Die Bezeichnungen der einzelnen Varianten werden durch die Angabe der Höhe der Belastungsamplitude ergänzt. Für die Variante R0 bezieht sich diese Angabe auf die Amplitude im Dauerversuch, bei den Versuchen der Variante R3 auf die jeweilige Amplitude der Sonderereignisse. Versuche der Variante R4 wurden ausschließlich mit Sonderereignissen mit 4facher überhöhter Belastungsamplitude durchgeführt. Die Abkürzung „A.n.e.“ steht für „Ausfallkriterium nicht erreicht“. Hier ist jeweils die Anzahl der Belastungszyklen bei Versuchsabbruch und nicht bei Erreichen des Ausfallkriteriums angegeben.

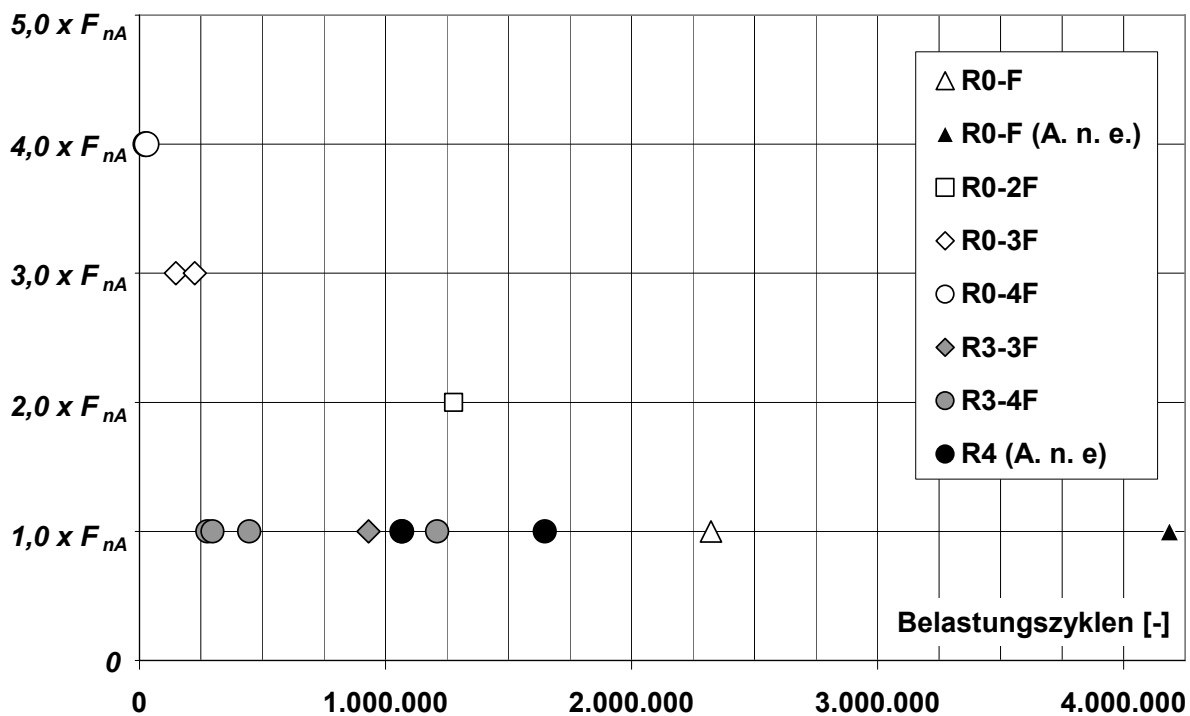


Abbildung 4.8: Übersicht der Gebrauchsdauern für die Varianten R0, R3 und R4

Zunächst werden die Gebrauchsdauern der Versuche nach Variante R0 betrachtet: Abbildung 4.8 zeigt, dass Versuche mit einer dynamisch wechselnden Axialbelastung von $F = F_{nA}$ (R0-F) die mit Abstand längste Gebrauchsdauer aufweisen. Rund $2,3 \times 10^6$ Zyklen ertragen die Bauteile, bis das Ausfallkriterium eintritt. Für einen weiteren, vor Ende der Gebrauchsdauer abgebrochenen Versuch sind ca. $4,2 \times 10^6$ Belastungszyklen aufgetragen. Bei Versuchsende war kein Anstieg der Dämpfungsarbeit zu verzeichnen, der ein baldiges Ende der Gebrauchsdauer in Aussicht stellte. Rund $1,27 \times 10^6$ Belastungszyklen erträgt die Elastomerbuchse bei einer Belastungsamplitude von $F = 2,0 \times F_{nA}$ (Versuchsbezeichnung R0-2F). Wird die Belastung weiter auf $F = 3,0 \times F_{nA}$ erhöht, reduziert sich die Gebrauchsdauer auf einen Bereich zwischen 150.000 und 225.000 Belastungszyklen. Eine weitere Erhöhung auf $4,0 \times F_{nA}$ hat Gebrauchsdauern von ca. 30.000 Zyklen zur Folge.

Im Versuch nach Variante R3-3F, in denen jeder 99ste und 100ste Belastungszyklus als Sonderereignis mit 3fach überhöhter Belastungsamplitude aufgebracht wird, erreichte das Bauteil nach etwa 930.000 Belastungszyklen das Ausfallkriterium. Abbildung 4.8 zeigt zudem für die Variante R3-4F eine mittlere Gebrauchsdauer von rund 365.000 Zyklen an, wobei es auch in Versuchen dieser Variante einen „Ausreißer“ mit gut $1,2 \times 10^6$ Zyklen zu verzeichnen gibt.

Bei der Betrachtung der Gebrauchsdauern von Versuchen der Variante R4 fällt der bereits oben beschriebene Einfluss deutlich auf: Werden zu Beginn des Versuchs zunächst deutlich überhöhte Belastungen (hier $F = 4,0 \times F_{nA}$) aufgebracht und im weiteren Verlauf die Belastung auf geringere Amplituden ($F = F_{nA}$) reduziert, so erhöht sich die Versuchsdauer bis zum Eintreten des Ausfallkriteriums um ca. den Faktor 3 im Vergleich zu Versuchen nach Variante R3-4F.

4.3 Einfluss von Belastungspausen auf die Gebrauchsdauer

In allen bisher vorgestellten Versuchen wurden die Bauteile von Versuchsbeginn an mit unterschiedlichen, zum Teil variierenden Belastungsamplituden geprüft, wobei stets $F \neq 0$ gegeben war. Wird die Belastungsamplitude im Versuchsverlauf auf $F = 0$ reduziert, so wird der Werkstoff nicht weiter dynamisch verformt und kühlt aufgrund nicht erbrachter Dämpfungsleistung aus. Dieser Zustand wird im Folgenden als Belastungspause bezeichnet. Um den Einfluss von zyklisch wiederkehrenden Belastungspausen in Dauerversuchen auf Gebrauchsdauer und Kennwertverläufe untersuchen zu können, wurden

Versuche nach Variante R5

definiert. Gemäß der in Abbildung 4.9 dargestellten Hüllkurve der Axialbelastung werden die Bauteile zunächst für 3.600 Sekunden mit einer Amplitude von $F = 3,0 \times F_{nA}$ bei einer Frequenz von $f = 2$ Hz belastet, bevor eine 1.800 Sekunden dauernde Belastungspause ($F = 0$) einsetzt. Dieser 5.400 Sekunden umfassende Zyklus wird bis zu Eintreten des Ausfallkriteriums fortlaufend wiederholt. Im folgenden Diagramm ist dies für die ersten 21.600 Sekunden eines Versuchs dargestellt.

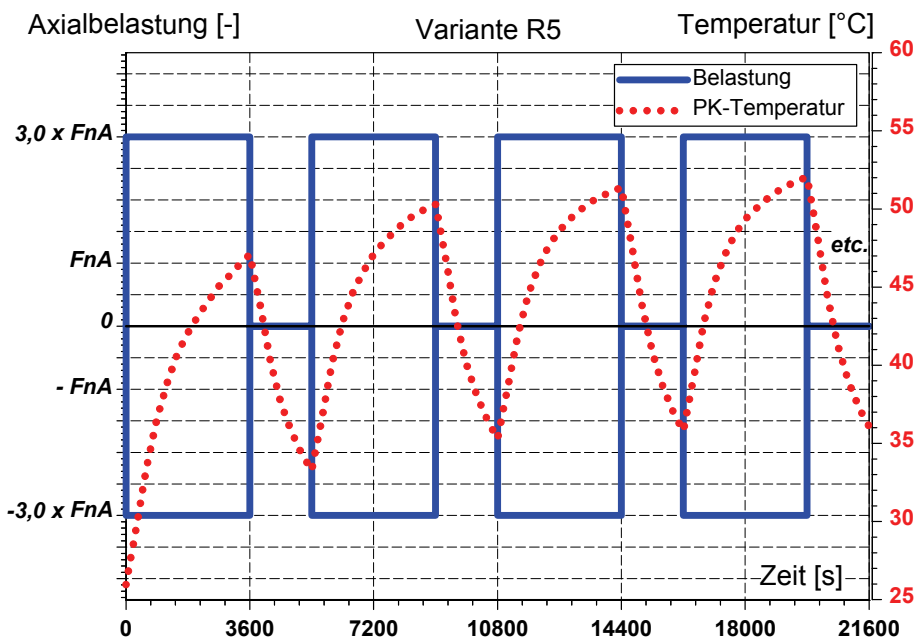


Abbildung 4.9: Reihenfolgeuntersuchung – Variante R5

Zudem ist in Abbildung 4.9 der Verlauf der Bauteiltemperatur ab Versuchsbeginn durch eine rote Punktlinie eingezeichnet. Hierbei ist zu erkennen, dass das Bauteil mit Einsetzen der Belastungspausen abkühlt, bis ein erneutes Aufwärmen mit der nächsten zyklischen Belastung einhergeht.

In der folgenden Abbildung 4.10 ist neben den Kennwertverläufen der dynamischen Steifigkeit $C_{dyn,n}$ und der Dämpfungsarbeit $A_{D,n}$ auch der Temperaturverlauf für einen Versuch nach Variante R5 abgebildet. Auch hierbei sind die Werte jeweils über den Belastungszyklen aufgetragen, sodass die während der Belastungspausen eintretenden Temperatur-

abfälle nicht abgebildet werden können. Für den vorgestellten Versuch beträgt die Temperaturdifferenz zwischen den Maximalwerten (zum Ende der jeweiligen Belastungsphasen) und den Minimalwerten (jeweils zum Ende der Belastungspausen) zwischen 16,0 °C bis 20,0 °C.

Bei der Betrachtung der dynamischen Steifigkeit C_{dyn_n} fällt ein Abfall von mehr als 10 % bereits nach 25.000 Belastungszyklen auf. Zudem sind jeweils geringe Steifigkeitssprünge von ca. 0,5 % zu Beginn jeder neuen Belastungsphase aufgrund der temporär reduzierten Bauteiltemperatur zu erkennen. Über die gesamte Versuchsdauer betrachtet nimmt der Kennwert der dynamischen Steifigkeit kontinuierlich ab.

Die Dämpfungsarbeit A_{D_n} weist nach den ersten Belastungspausen zu Beginn der jeweils weiteren Bauteilbelastung Sprünge von rund +8,5 % auf. Hier zeigt sich der deutlich größere Einfluss auf diese Kennwerte im Vergleich zum Einfluss auf C_{dyn_n} . Um die Dämpfungsarbeit A_{D_n} möglichst frei vom Einfluss der sich stets verändernden Bauteiltemperatur bewerten zu können, wird die untere Hüllkurve des Kennwertverlaufs der Dämpfungsarbeit gebildet und weiterhin betrachtet. Sie stellt alle Werte der A_{D_n} als Kurve dar, die jeweils während der temporären maximalen Bauteiltemperatur ermittelt wurden. Die so in Abbildung 4.10 fett dargestellte Kurve weist keine Beharrungsphase auf, die Dämpfungsarbeit steigt über den gesamten Versuchverlauf an. Das Bauteil erfährt somit eine deutlich schädigungsrelevante und die Kennwerte stark beeinflussende Axialbelastung. Nach rund 167.500 Belastungszyklen weist A_{D_n} eine Änderung von 20 % gegenüber ihrem Startwert auf. Das Bauteil gilt damit als ausgefallen.

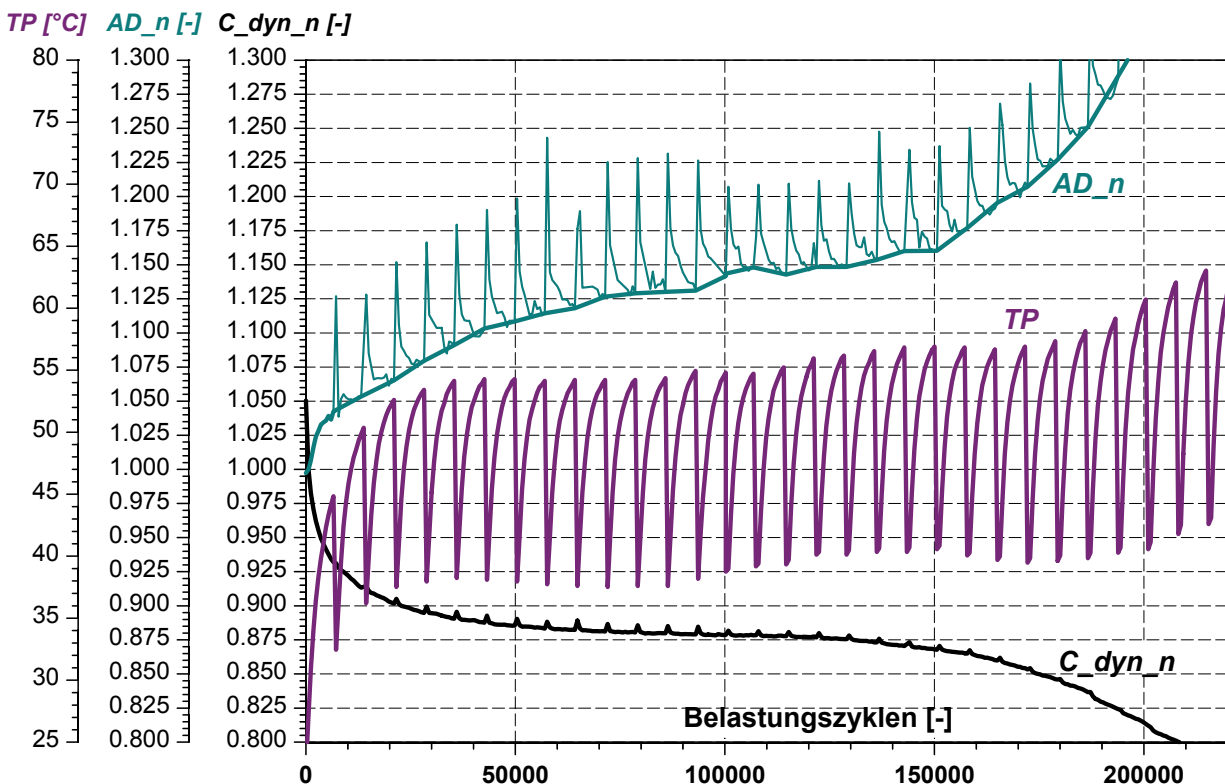


Abbildung 4.10: Temperatur- und Kennwertverläufe für Variante R5 mit $F = 3 \times F_{nA}$

Von besonderem Interesse ist der Vergleich der vorgestellten Kennwertverläufe mit Verläufen eines Versuchs, der mit identischen Versuchsparametern (Belastungsamplitude und Frequenz), jedoch ohne Belastungspausen durchgeführt wurde. Anhand der folgenden Abbildung 4.11 soll dies geschehen. Der zweite, aufgeführte Versuch ohne Belastungspausen ist mit der Bezeichnung R0 (Variante R0, einstufige Dauerversuche) versehen.

Zunächst fällt auf, dass der Temperaturverlauf des Versuchs nach Variante R0 rund 1,0 °C bis 1,8 °C oberhalb der Temperaturmaxima des Versuchs R5 liegt, was bedeutet, dass das Bauteil im Versuch ohne Belastungspausen im Mittel stärker erwärmt. Erst nachdem die innere Schädigung des Bauteils im Versuch der Variante R5 soweit fortgeschritten ist, dass die Dämpfungsarbeit um mehr als 20 % angestiegen ist, steigen die Temperaturmaxima über die Kurve des Versuchs nach Variante R0 hinaus an.

Für den Versuch mit konstanter Belastung ohne Pausen verläuft die Kurve der dynamischen Steifigkeit deutlich flacher als jene des Versuchs mit Belastungspausen. Ein Abfall von 10 % wird erst nach doppelter Anzahl an Belastungszyklen (rd. 50.000) im Vergleich zu Variante R5 erreicht. Die Dämpfungsarbeit A_{D_n} steigt jedoch deutlich schneller nach Versuchsbeginn an. Nach rund 150.000 Belastungszyklen schneiden sich die Kurven der Dämpfungsarbeit für beide Versuchsvarianten, wobei jene für Variante R0 flacher verläuft und nach ca. 209.500 Belastungszyklen das Ausfallkriterium erreicht, die Kurve für Variante R5 jedoch bereits nach 167.500 Zyklen um einen Betrag von 20 % gegenüber ihrem Startwert angestiegen ist.

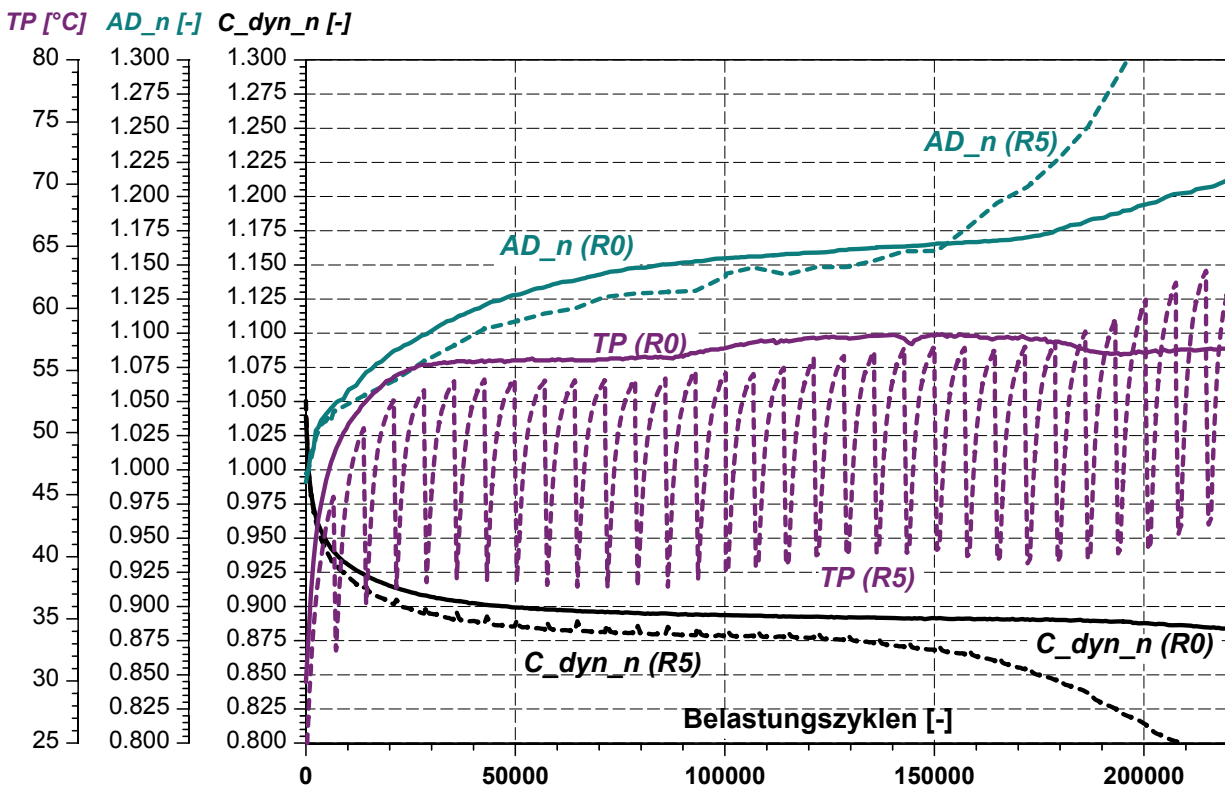


Abbildung 4.11: Temperatur- und Kennwertverläufe Varianten R0 und R5

Die Ergebnisse der diskutierten Versuche werden durch weitere Versuche untermauert, deren Temperatur- und Kennwertverläufe im Anhang abgebildet sind. Abbildung 3.8 stellt die Verläufe für vier Versuche der Variante R0 ($F = 3,0 \times F_{nA}$) dar. Der in Abbildung 4.11 vorgestellte Versuch trägt in dieser Übersicht die Bezeichnung „V3“. Abbildung 11.33 zeigt die Kennwertverläufe für vier Versuche der Variante R5 (mit Belastungspausen, $F = 3,0 \times F_{nA}$), wobei der in Abbildung 4.10 abgebildete Versuch die Bezeichnung „V8“ trägt. Aus beiden Abbildungen kann man neben den Ähnlichkeiten der Kennwertverläufe auch die beachtlichen Unterschiede zwischen den maximalen und minimalen Gebrauchsdauern ablesen.

Um den Einfluss der Belastungspausen auf die Gebrauchsdauer bewerten zu können, wurden für alle vier Versuche nach Variante R0 und alle vier Versuche nach Variante R5 die Anzahl der bis zum Eintreten des Ausfallkriteriums ertragenen Belastungszyklen bestimmt. Die so erhaltenen Gebrauchsdauern werden durch die folgende Abbildung 4.12 übersichtlich zusammengefasst und dargestellt.

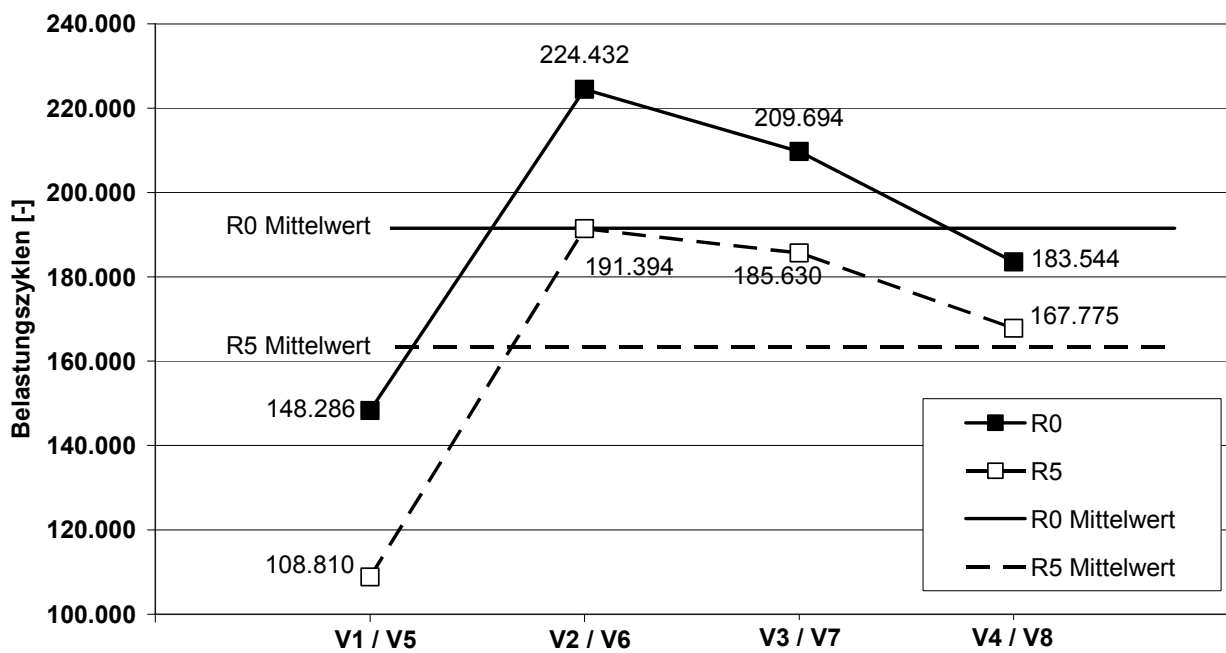


Abbildung 4.12: Gebrauchsdauern der Varianten R0 und R5 mit $F = 3 \times F_{nA}$

Über den auf der Abszisse aufgetragenen einzelnen Versuchen (V1 bis V8) sind die Gebrauchsdauern auf der Ordinate des Diagramms aufgetragen. Dabei ergeben sich zwei Kurvenzüge, jeweils einer für die Versuche V1 bis V4 nach Variante R0 und einer für die Versuche V5 bis V8 nach Variante R5. Aus den jeweils vier Werten einer Variante wurde der Mittelwert bestimmt, der somit der mittleren Gebrauchsdauer für die entsprechende Versuchsvariante entspricht, und in Abbildung 4.12 eine horizontale Linie darstellt. Die Reihenfolge der Aufzählung der einzelnen Versuche ist zufällig gewählt, ebenso der sich daraus ergebende parallele Verlauf der beiden Kurvenzüge.

Durch Betrachtung dieser Darstellung lassen sich folgende Schlüsse aus dem Vergleich der Varianten R0 und R5 ableiten: Die Belastungspausen bewirken eine mittlere Reduzie-

rung der Gebrauchsdauer um rund 14,6 % gegenüber den Versuchen mit dauerhaft wechselnder Belastung gleicher Amplitude und Frequenz. Der Unterschied fällt jedoch so gering aus, dass allein aufgrund der Gebrauchsdauer ein Versuch nicht klar einer Variante zugeordnet werden kann. Hier ist z. B. Versuch V6 nach Variante R5 zu nennen, der eine Gebrauchsdauer erreicht, die dem Mittelwert der Variante R0 entspricht, sowie Versuch V1 nach Variante R0, dessen Gebrauchsdauer deutlich unterhalb des Mittelwertes der Versuche mit Belastungspausen liegt.

4.4 Bewertung und Fazit

Durch Versuche, in denen drei unterschiedliche Belastungsstufen in zwei verschiedenen zeitlichen Reihenfolgen auf Elastomerbuchsen aufgebracht wurden, konnten von der Reihenfolge der Belastungsstufen abhängige, unterschiedlich lange Gebrauchsdauern nachgewiesen werden. Werden die Bauteile zunächst großen Belastungsamplituden ausgesetzt und diese im weiteren Versuchsverlauf deutlich reduziert, so erfahren die eigenschaftsbeschreibenden Kennwerte dynamische Steifigkeit C_{dyn_n} und Dämpfungsarbeit A_{D_n} , über die gesamte Versuchsdauer betrachtet, deutlich geringere Änderungen als bei umgekehrter Reihenfolge der Belastungsstufen.

Durch Versuche mit periodisch, jeweils doppelt auftretenden Belastungszyklen 3- und 4fach überhöhter Amplitude konnte ein deutlicher, die Gebrauchsdauer reduzierender Einfluss dieser Sonderereignisse nachgewiesen werden. Bei zeitlich direkt aufeinander folgender Aufbringung aller Sonderereignisse von Versuchsbeginn an bilden die Kennwerte im weiteren Versuchsverlauf unter geringer Belastungsamplitude nur unwesentliche Änderungen aus. Große Belastungen zu Versuchsbeginn verlängern in diesem Fall die Gebrauchsdauer einer Elastomerbuchse deutlich. Dieser Effekt wird in der Literatur auch im Zusammenhang mit der Vorkonditionierung von Elastomerkupplungen beschrieben.

Stündlich eingelegte Belastungspausen verkürzen in den vorgestellten experimentellen Untersuchungen die Gebrauchsdauer der Elastomerbuchsen um rund 14,6 % gegenüber Dauerversuchen. Als ursächlich konnten hierbei die periodisch auftretenden Abkühlvorgänge des Bauteils und die damit einhergehenden temperaturabhängigen Eigenschaftsänderungen des Werkstoffs benannt werden: Die bei Fortführung der dynamischen Belastung auftretenden Beanspruchungen im Bauteil fallen bei niedrigerer Temperatur und damit erhöhter Steifigkeit nach der Belastungspause deutlich größer aus als im wärmeren Bauteilzustand vor Beginn der Pause und bewirken einen erhöhten Schädigungseinfluss.

Weiter konnte anhand von Abbildung 4.11 eine im Dauerversuch unter den eingestellten Versuchsparametern durchschnittlich höhere Bauteiltemperatur als in Versuchen mit Belastungspausen nachgewiesen werden. Durch diese konstant höhere Temperatur erweicht der Werkstoff mehr als in den Versuchen der Variante R5 und erträgt somit eine identische Belastung über eine größere Anzahl an Belastungszyklen.

Aus diesem Zusammenhang ergibt sich für die Versuchspraxis folgende Konsequenz: Bei der Auswahl des Temperaturbereichs, in welchem Versuche durchgeführt werden sollen, sind die Temperaturen des realen Anwendungsfalls zu wählen. Sieht man anderenfalls höhere Temperaturen vor, motiviert durch die Absicht, Versuchslaufzeiten durch größere Prüffrequenzen reduzieren zu können, so sind längere Gebrauchsdauern, als unter den Bedingungen des Anwendungsfalls zu erwarten wären, durch zu weiches Bauteilverhalten aufgrund erhöhter Bauteiltemperaturen möglich. Neben der gezielten Auswahl geeigneter Belastungsamplituden und Prüffrequenzen kann somit in der Planung von Nachfahrversuchen für reale Bauteile und Proben die Einhaltung des Temperaturfensters aus dem Anwendungsfall von entscheidender Bedeutung für die Güte der Versuchsergebnisse sein.

Die Ergebnisse untermauern zudem die bereits von Wortberg und Molls in [WM08] beschriebene Argumentation für eine die Belastungshistorie berücksichtigende, nicht lineare Schadensakkumulation. Betrachtet man nur die Anzahl der Sonderereignisse und die Summe der Belastungszyklen mit geringer Amplitude während eines Versuchs, so ergibt dies bei Anwendung einer linearen Schadensakkumulation identische Ergebnisse, unabhängig davon, ob die Sonderereignisse periodisch während des gesamten Versuchsablaufs oder zu Beginn konzentriert aufgebracht werden. Dass dieser Unterschied im Experiment jedoch zu deutlich unterschiedlichen Ergebnissen führt, konnte mit den oben aufgeführten Ausführungen belegt werden. Die Berücksichtigung der Belastungsreihenfolge erscheint in der Schadensakkumulation für Elastomerbauteile als unumgänglich.

5 Untersuchungen mithilfe der Finite-Elemente-Methode

Im Rahmen der bisher beschriebenen experimentellen Untersuchungen wurden Elastomerbuchsen mit unterschiedlichen äußeren Belastungen beaufschlagt und die aufgrund dessen eintretenden Verformungen sowie die infolge der dynamischen Belastung über definierte Zeiträume eintretenden Eigenschaftsänderungen betrachtet, ohne die Beanspruchungszustände innerhalb der Bauteile zu kennen. Die nachfolgenden Ausführungen zeigen nun einen Weg auf, wie auf Basis uniaxialer Messdaten aus Versuchen mit genormten Prüfkörpern und mithilfe verschiedener Materialmodelle die entsprechenden lokalen Spannungen und Dehnungen berechnet werden können. Ziel ist zum einen die Bestimmung der in den zuvor experimentell untersuchten Belastungszuständen entstehenden kritischen Beanspruchungen, um diese bei einer weiterführenden Schadensakkumulationsrechnung einsetzen zu können. Zum anderen sollen die erarbeiteten Ergebnisse einen Beitrag zum Verständnis der im Rahmen der Versuche beobachteten Schadensbilder und Schadensmechanismen leisten.

Dazu wird zunächst die Bauteilmodellierung, inklusive der Abbildung der Bauteilgeometrien und deren Vernetzung erläutert. Bevor die Auswahl der für die unterschiedlichen Simulationen eingesetzten Materialmodelle erfolgt, werden die Messdaten zur Kalibrierung dieser Modelle vorgestellt. Im weiteren Verlauf schließt sich die Darstellung der Simulationsergebnisse für beide Geometrien in den unterschiedlichen einachsigen und zweiachsigen Belastungsfällen an.

5.1 Bauteilmodellierung

Im Folgenden werden die Abbildung der Bauteilgeometrien, deren Vernetzungen und die dazugehörigen Konvergenzuntersuchungen beschrieben.

5.1.1 Geometrie und Randbedingungen

Da Geometrie und Oberflächenkontur der Elastomerspuren einen wesentlichen Einfluss auf Gebrauchsdauer und Bauteileigenschaften haben, veröffentlichen die Hersteller der untersuchten Elastomerbuchsen aus Wettbewerbsgründen keine technischen Zeichnungen oder gleichwertige Daten. Infolgedessen wurden Bauteile der Bauformen A und B vermessen [Hee09], um die den im Folgenden vorgestellten Simulationen zugrunde liegenden Geometrien in ein 3D-CAD-Modell überführen und als Volumenkörper abbilden zu können. Die so erfassten Geometrien werden durch Abbildung 5.1 wiedergegeben.

Mittels des „STEP“-Formates erfolgt die Übergabe der Modelle in das FEM-Programm *ABAQUS*. Entsprechend den Anforderungen der verschiedenen zu simulierenden Belastungssituationen und den darin gegebenen Symmetriebedingungen werden unterschiedliche Ausschnitte exportiert. Für die Simulationen wird *ABAQUS* in der Version 6.8-1 verwendet und die weitere Modellbildung sowie FEM-Analyse und Auswertung in dieser Programmumgebung vorgenommen.

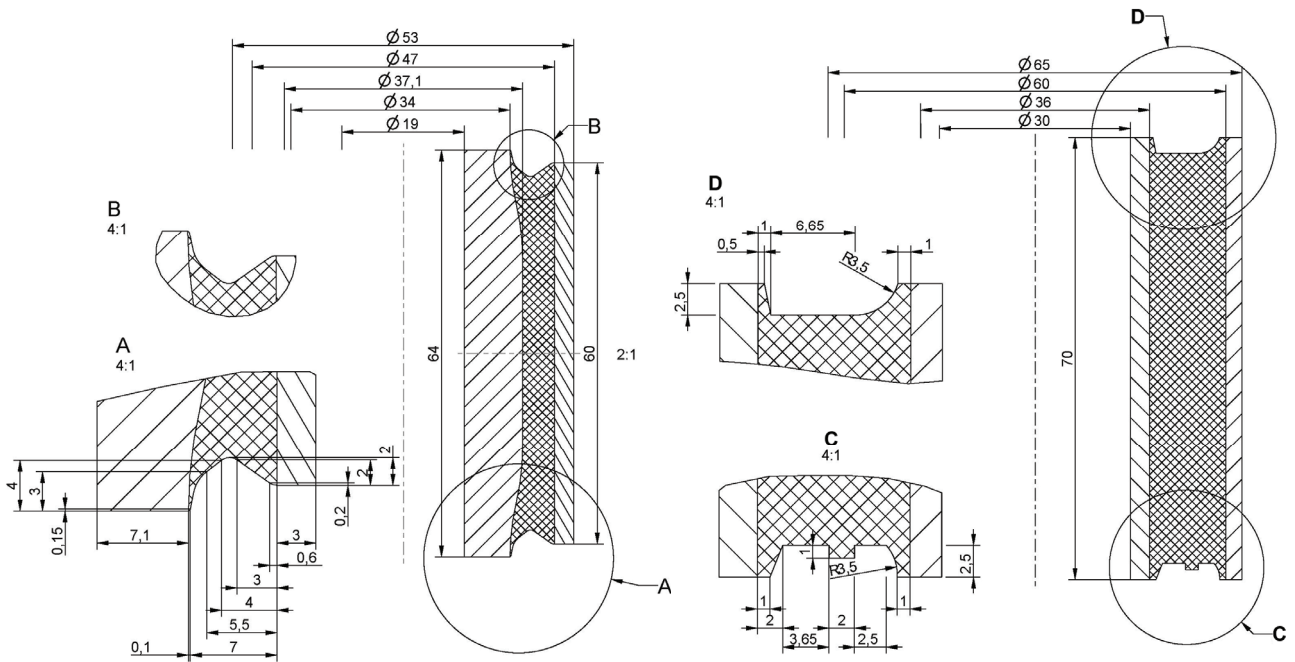


Abbildung 5.1: Ausschnitte aus den technischen Zeichnungen der Elastomerbuchsen (links Bauform A, rechts Bauform B)

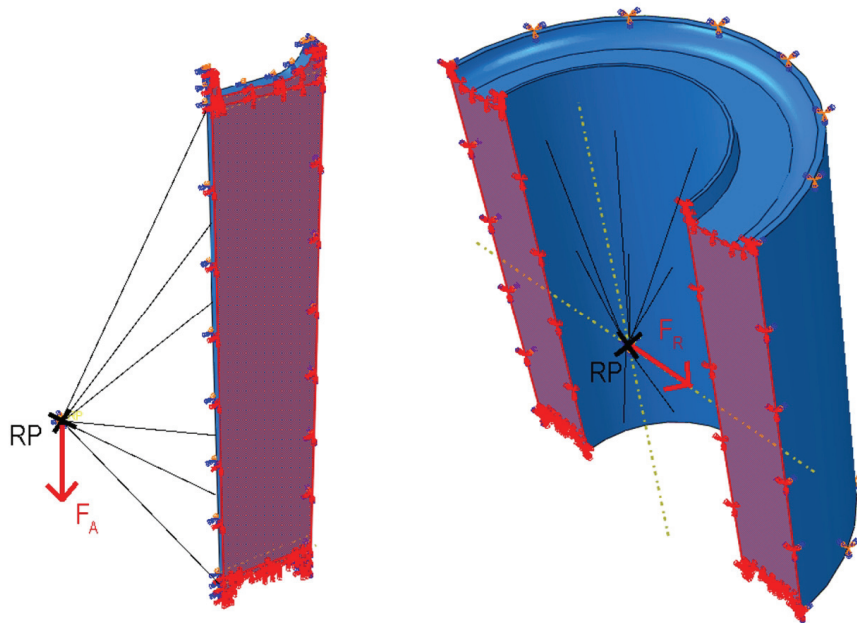


Abbildung 5.2: Randbedingungen und Lasteinleitung im Axialmodell (l.) und Radialmodell (r.)

Die Simulation auf Torsion belasteter Elastomerbuchsen (Bauform A) erfolgt anhand eines 360°-Modells. Die Elastomerspur wird an der äußeren Grenzfläche fixiert und die Belastung über einen mit der inneren Grenzfläche gekoppelten Referenzpunkt eingeleitet.

Bedingt durch die wesentlich höhere Steifigkeit der Stahlhülsen gegenüber dem Elastomerwerkstoff wird in allen Rechnungen jeweils nur die entsprechende Elastomerspur betrachtet. Den Simulationen der Buchsen der Bauform B unter Axialbelastung liegt ein 3,6°-Ausschnitt zugrunde. Der Elastomerkörper wird an der Grenzfläche zur Außenhülse fest eingespannt. Die beiden Schnittflächen werden mit Symmetriebedingungen belegt, sodass

der Werkstoff weder über diese Schnittebenen hinaus treten noch sich davon entfernen kann. Die Grenzfläche zur Innenhülse wird mit einem Referenzpunkt (RP) gekoppelt, welcher zur Kraftereinleitung in Axialrichtung dient (siehe Abbildung 5.2). Die Belastung wird entsprechend der in den Versuchen gewählten Belastungsstufen aufgebracht. Simulationen von radial belasteten Elastomerbuchsen der Bauform A werden anhand eines 180°-Ausschnitts der entsprechenden Elastomerspur realisiert. Auch in diesem Fall wird die äußere Grenzfläche fixiert und die beiden Schnittflächen mit entsprechenden Symmetriebedingungen belegt. Über einen mit der inneren Grenzfläche gekoppelten Referenzpunkt wird die entsprechende Radialbelastung aufgebracht (siehe Abbildung 5.2).

5.1.2 Vernetzung der Modelle

Um die automatischen Vernetzungs-Algorithmen des Programms nutzen zu können, werden die jeweiligen 3D-Modelle zunächst in einfache geometrische Körper zerlegt. Diese Sektionen werden durch das Programm selbstständig vernetzt und die erreichte Vernetzungsqualität gemäß [DS08, Sim07] durch den Anwender überwacht und ggf. angepasst.

Die Auswahl geeigneter Elementtypen erfolgt auf Basis von Konvergenzuntersuchungen durch Simulation einer mit Belastungsstufe S4-A ($F = 3,0 \times F_{nA}$) axial belasteten Elastomerbuchse der Bauform B. In diesem Fall treten große Verschiebungen und somit auch große Deformationen des Netzes und seiner Elemente auf.

Grundsätzlich stehen drei unterschiedliche Elementtypen für die Vernetzung der modellierten Elastomerbuchsen zur Verfügung: Quader, Prismen und Tetraeder. Der Vorteil der beiden letztgenannten Elementtypen, auch komplexe Geometrien vernetzen zu können, spielt aufgrund der erfolgten Sektionierung und der dadurch entstandenen einfachen geometrischen Körper nur eine untergeordnete Rolle. Das schon bei einfachen Problemstellungen kritische Konvergenzverhalten von Prisma- und Tetraeder-Elementen mit linearer Ansatzfunktion [Kle07, Bet97] ist der entscheidende Grund, für die Simulationen Quader-Elemente zu wählen. Es stehen dazu Elemente mit linearer Ansatzfunktion (mit jeweils 8 Knoten) und Elemente mit quadratischer Ansatzfunktion (mit jeweils 20 Knoten) zur Auswahl. Zu überprüfen ist, ob ein feineres Netz aus Elementen mit linearer Ansatzfunktion oder ein gröberes Netz aus Elementen mit quadratischer Ansatzfunktion geeigneter ist bzw. schnellere Konvergenz der Ergebnisse bewirkt. Dies geschieht – unter Berücksichtigung der mit zunehmender Elementzahl ansteigenden Rechenzeiten – anhand von Simulationen, welche sich in ihren Ausgangsbedingungen nur durch die beiden Elementtypen (entweder mit linearer oder mit quadratischer Ansatzfunktion) unterscheiden. Die Anzahl der Elemente wird über mehrere Rechnungen hinweg erhöht. Ausgewertet werden die maximalen Verschiebungen sowie die Vergleichsspannungen nach v. Mises unter maximaler Belastung.

Durch Abbildung 5.3 werden die Ergebnisse dieser Berechnungen zusammengefasst dargestellt: Im linken Diagramm sind die Verschiebungen und im rechten Bild die Vergleichsspannungen nach v. Mises über der in der jeweiligen Rechnung verwendeten An-

zahl der Elemente aufgetragen. Für beide Elementtypen (mit linearer bzw. quadratischer Ansatzfunktion) wird je ein eigener Kurvenzug abgebildet.

Für die Verwendung von Elementen mit quadratischer Ansatzfunktion liegt die Obergrenze im vorliegenden Fall bei ca. 10.000 Elementen. Darüber hinaus brechen die Rechnungen ab. Aufgrund der zu definierenden Randbedingungen (Lagerung und Einleitung der Belastung) kommt es in Kombination mit den Kontaktbedingungen in Bereichen, wo eine Einschnürung der Elastomerspur auftritt, zu deutlich überhöhten Spannungen, welche nicht mit den jeweiligen Dehnungen und Verschiebungen vereinbar sind.

Die in weiteren Berechnungen eingesetzten Quaderelemente mit linearer Ansatzfunktion zeigen im Bereich kleiner Elementanzahlen deutliche Unterschiede in ihren Ergebnissen, bevor sich ab ca. 120.000 Elementen Konvergenz für die Verschiebungen und die Vergleichsspannungen einstellt. Die sich unter den definierten Randbedingungen und den sich einstellenden Einschnürungen unauffällig verhaltenden Elemente werden für sämtliche im Folgenden aufgeführten Simulationen verwendet und tragen die Bezeichnung „C3D8RH“.

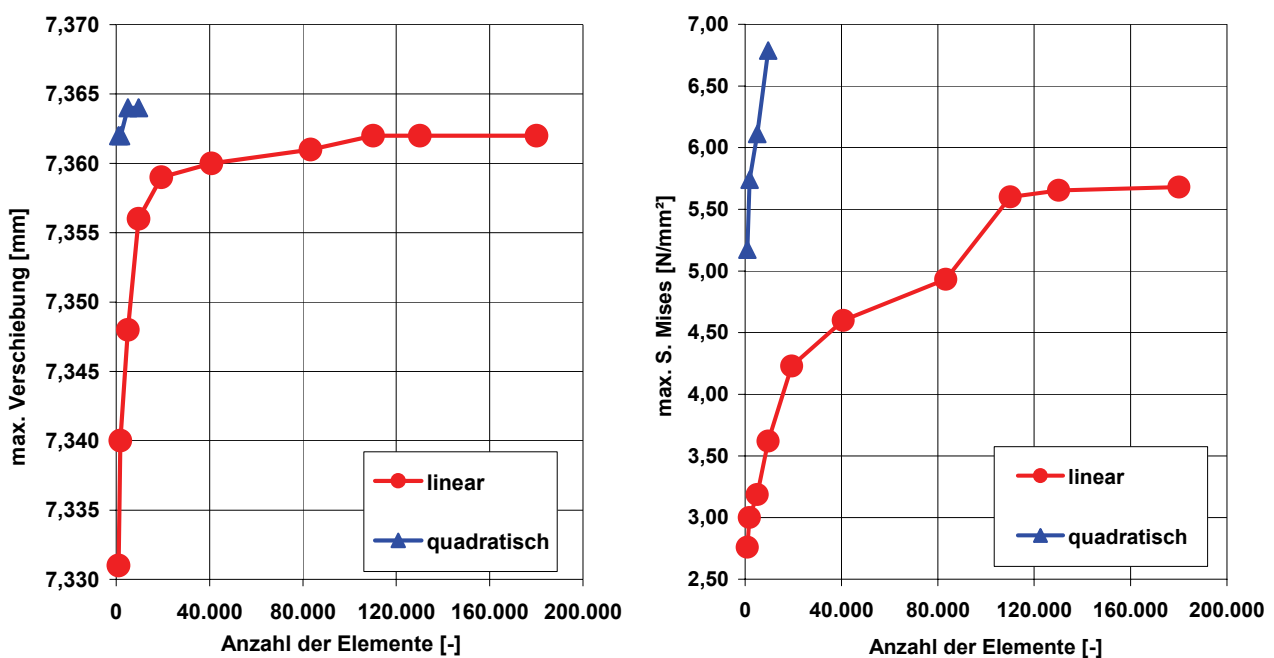


Abbildung 5.3: Konvergenzuntersuchung für Verschiebungen u. Vergleichsspannungen (v. Mises)

Die Ergebnisse der Konvergenzuntersuchungen für Radial- und Torsionsbelastung werden im Anhang durch Tabelle 11.2 und Abbildung 11.34 bis Abbildung 11.36 dokumentiert.

5.2 Einbinden uniaxialer Versuchsdaten

Im Folgenden werden die Versuchsdaten aus experimentellen Untersuchungen, welche den Kalibrierungen der verwendeten Materialmodelle zugrunde liegen, sowie die daran vorgenommenen Anpassungen vorgestellt und erläutert. Durch die weiterführende Validierung werden Abweichungen von Simulationsergebnissen mit den einzelnen Modellen untereinander im Hinblick auf die verwendeten Messdaten dargestellt.

5.2.1 Verwendete Versuchsdaten

Durch verformungsgeführte, quasistatische, uniaxiale Zugversuche wird das Spannungs-Dehnungs-Verhalten der Materialmischung, aus welcher die Elastomerbuchsen der Bauform B gefertigt sind, anhand ebenfalls aus dieser Mischung gefertigter Hantelproben untersucht [SA08]. Mit einer Geschwindigkeit von 50 mm/min werden die Proben aus Naturkautschuk der Shore-Härte 65 A verformt. Die mitgeschriebenen Messdaten Spannung und Dehnung bilden für jeden der Versuche die ersten fünf Zyklen ab: Vom ersten, spannungs- und dehnungsfreien Ausgangszustand zur maximalen Dehnung und wieder zum spannungsfreien Ausgangszustand zurück. Die durch Auftragen der Messwerte entstehenden Hystereseschleifen sind in Abbildung 5.4 für vier Versuche mit unterschiedlichen maximalen Dehnungen von 37 %; 62,5 %; 100 % und 150 % dargestellt.

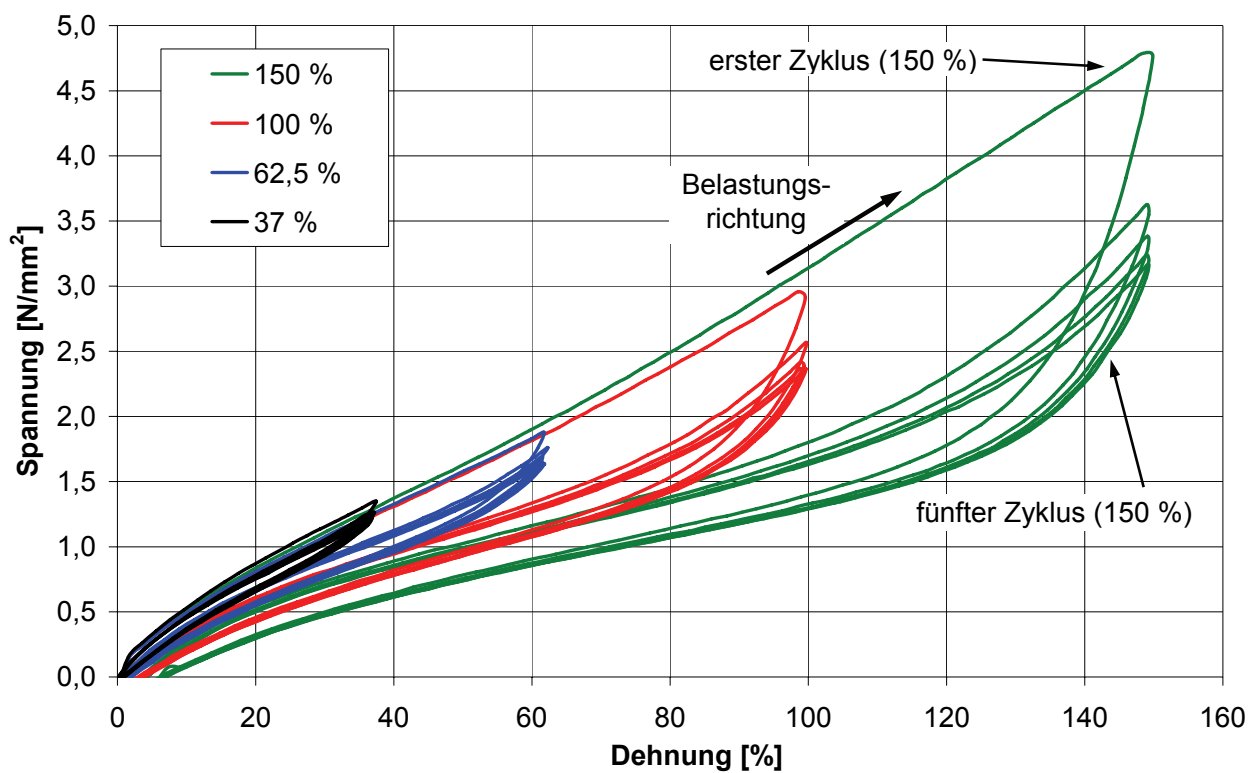


Abbildung 5.4: Spannungs-Dehnungs-Kurven aus uniaxialen Zugversuchen an Hantelprüfkörpern

Mit fortschreitender Anzahl der Belastungszyklen gleichen sich die Hystereseschleifen in Abbildung 5.4 aufgrund der fast vollständig eingestellten bleibenden Deformationen an (Mullins-Effekt). Zur Kalibrierung der Materialmodelle wird der jeweils letzte aufsteigende Kurvenzug eines Versuchs herangezogen und daraus 50 Wertepaare zur ausreichend genauen Beschreibung des Spannungs-Dehnungs-Verhaltens ausgelesen. Die damit darstellbaren Spannungs-Dehnungs-Kurven beschreiben aufgrund der o. g. bleibenden Verformungen keinen gleichzeitig spannungs- und dehnungsfreien Zustand, den die Materialmodelle jedoch voraussetzen. Deshalb werden die Kurven durch Verschieben entlang der x-Achse (durch Offset für alle Dehnungswerte) in den Ursprung angepasst. Hierdurch entsteht nur ein sehr geringer Fehler zwischen den durch die neuen Kurven beschriebenen und den realen Spannungen und Dehnungen, wobei die Kurvengeometrien weiterhin

unverändert erhalten bleiben. Im Weiteren werden die Materialmodelle mit diesen angepassten Spannungs-Dehnungs-Kurven kalibriert. Abbildung 5.5 stellt die in Tabelle 11.1 aufgeführten Werte der vier Datensätze grafisch dar. Sie werden im Folgenden gemäß ihrer maximalen Dehnung benannt: 37 %-Messdaten, 62,5 %-Messdaten, 100 %-Messdaten und 150 %-Messdaten.

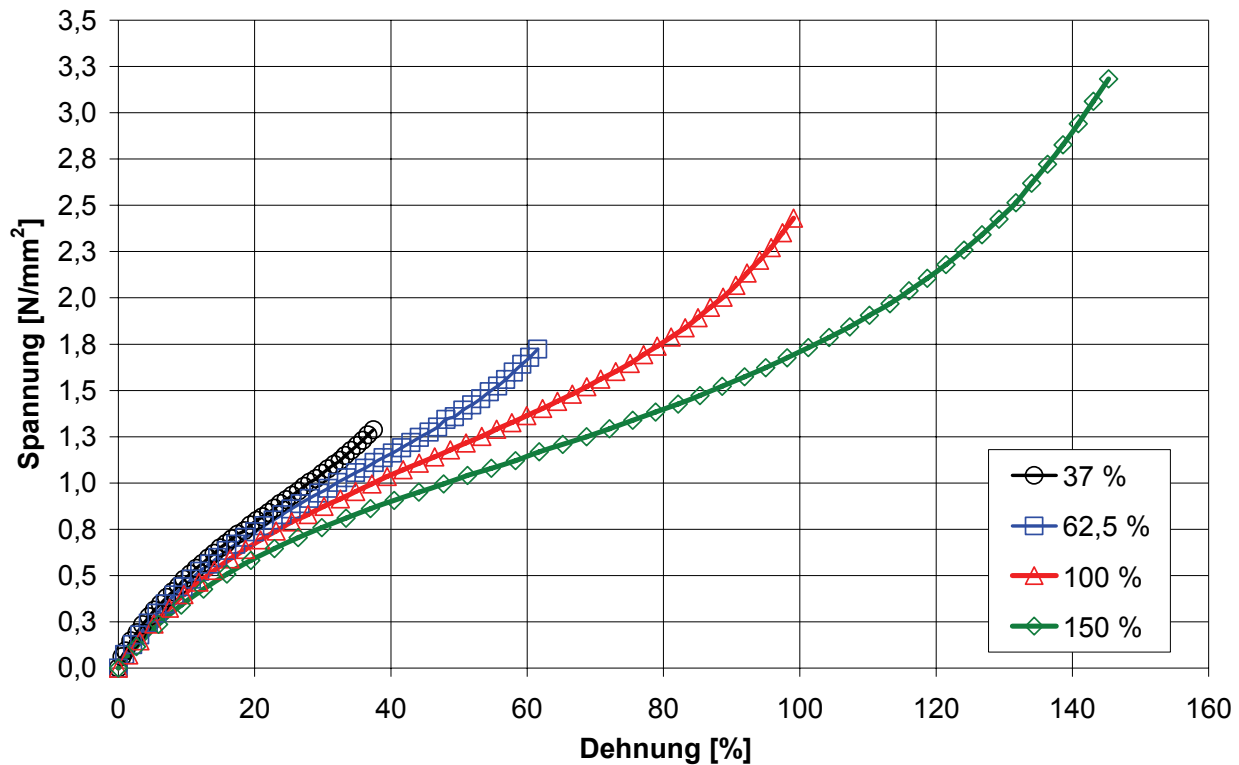


Abbildung 5.5: Angepasste Spannungs-Dehnungs-Kurven für unterschiedliche max. Dehnungen

Das eingesetzte Programm *ABAQUS* bietet bei allen phänomenologischen Materialmodellen die Möglichkeit, eine Kompressibilität des Werkstoffs zu berücksichtigen [Sim07]. Im Rahmen der weiteren Untersuchungen wird jedoch, wie in den Materialmodellen selbst, von einem inkompressiblen Werkstoffverhalten ausgegangen und dies durch Einstellen der Querkontraktionszahl auf den Wert $\nu = 0,5$ umgesetzt.

5.2.2 Validierung der Materialmodelle

Die in Kapitel 2.4.3 vorgestellten Materialmodelle von Mooney, Yeoh und Marlow werden an dieser Stelle weiterführend untersucht, um die Qualität des durch sie auf Basis der eingelesenen Messwerte abgebildeten Spannungs-Dehnungs-Verhaltens beurteilen zu können.

Zunächst werden die Modelle mit den Werten aus den uniaxialen Zugversuchen mit einer maximalen Dehnung von 37 % und 150 % kalibriert. In Abbildung 5.6 sind die daraus berechneten Spannungs-Dehnungs-Kurven sowie die Messwerte selbst aufgetragen. Der Druckbereich zeigt extrapolierte Dehnungen von bis zu -50 %. Im linken Diagramm erfolgt die Extrapolation der 37 %-Kurve bis hin zu 50 % Dehnung im Zugbereich. Hier fällt auf, dass das Yeoh-Modell Spannungswerte bei 50 % Dehnung liefert, die mehr als doppelt so

groß sind wie jene des Marlow- und des Mooney-Modells. Auch im Druckbereich zeigt das Yeoh-Modell deutliche Abweichungen vom Marlow- und vom Mooney-Modell. Wird jedoch der Dehnungsbereich der eingelesenen Messdaten auf 150 % erhöht (siehe Abbildung 5.6 rechts), so bilden die Modelle von Yeoh und Marlow das Spannungs-Dehnungs-Verhalten des Werkstoffs mit gleicher Qualität ab. Die Messwerte werden bis zu einer Dehnung von 150 % gut abgebildet. Zudem lassen sich im Druckbereich nur minimale Unterschiede erkennen. Dies zeigt, dass die Auswahl von hinsichtlich ihres Dehnungsumfangs optimalen Messwerten für die Qualität der Kalibrierung der Materialmodelle von entscheidender Bedeutung ist. Durch das Vermeiden von Extrapolationen können Abweichungen der kalibrierten Spannungs-Dehnungs-Kurven gegenüber dem realen Werkstoffverhalten reduziert werden.

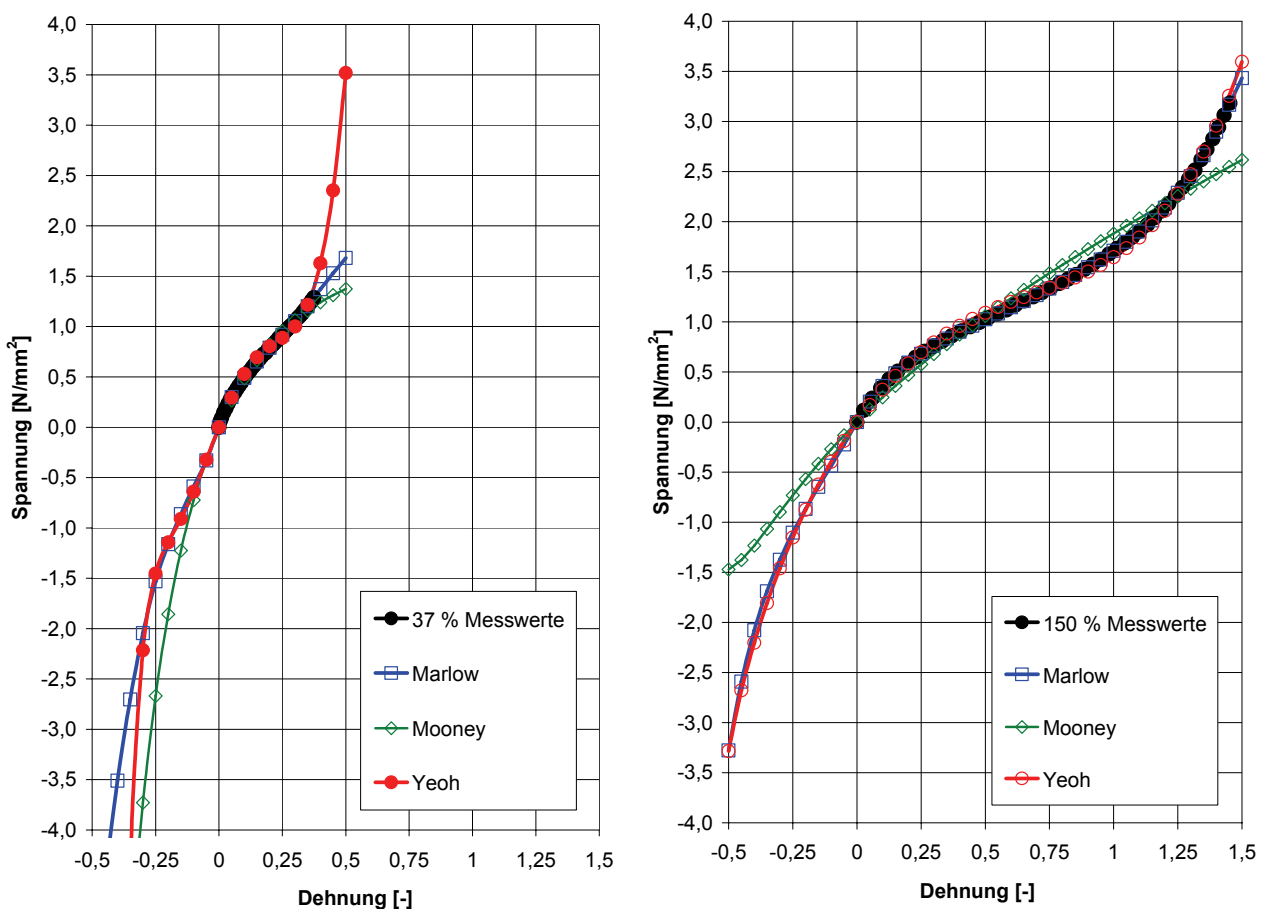


Abbildung 5.6: Spannungs-Dehnungs-Kurven, durch unterschiedliche Materialmodelle auf Basis von 37,5 %-Messdaten (links) und 150 %-Daten (rechts) abgebildet

Bei Betrachtung der durch die Materialmodelle abgebildeten planaren und biaxialen Spannungs-Dehnungs-Kurven können im vorliegenden Fall nur die durch die Modelle selbst berechneten Werte untereinander verglichen werden, da ausschließlich Messdaten aus uniaxialen Zugversuchen zur Verfügung stehen.

Nach Kalibrierung mit den 150 %-Daten weisen die biaxialen und planaren Spannungs-Dehnungs-Kurven der Materialmodelle untereinander keine großen Abweichungen auf. Die Verwendung der Modelle in Kombination mit den 37 %-Daten ergibt jedoch deutlich

unterschiedliche Kurvenverläufe (Abbildung 5.7): Das Yeoh-Modell zeigt in beiden Fällen große Abweichungen zum Marlow- und Mooney-Modell. In [Sim07] wird es als anfällig für Instabilitäten bezeichnet.

Die im Folgenden vorgestellten Simulationen unterschiedlicher Belastungsfälle werden unter Verwendung des Marlow- und des Yeoh-Modells, welche beide durch die oben vorgestellten uniaxialen Messdaten kalibriert werden, durchgeführt.

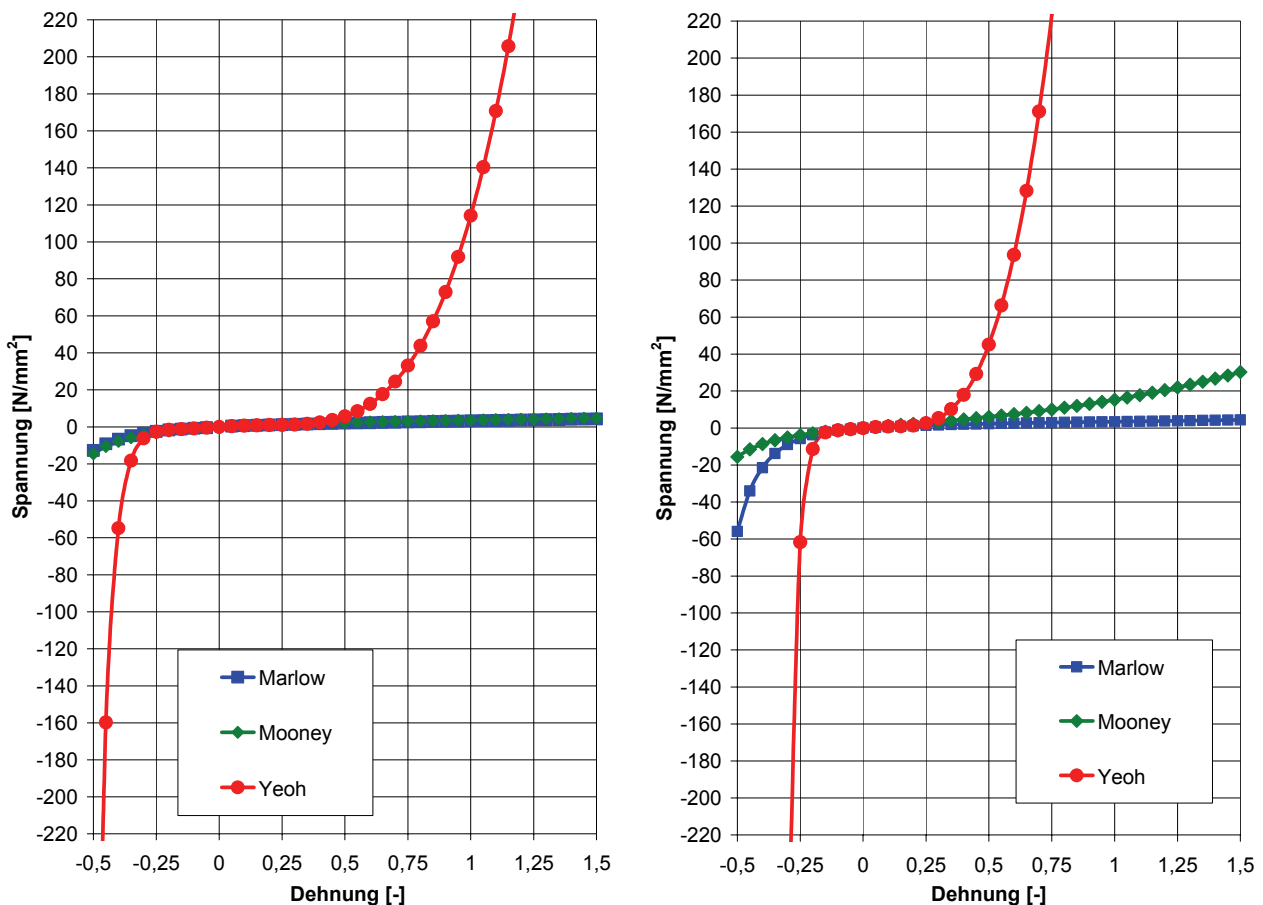


Abbildung 5.7: Spannungs-Dehnungs-Kurven, links planar, rechts biaxial, durch unterschiedliche Materialmodelle auf der Basis von 37 %-Daten abgebildet

Das Marlow-Modell bildet das reale Spannungs-Dehnungs-Verhalten im uniaxialen Zugversuch zuverlässig ab. Instabilitäten können nicht beobachtet werden. Das stets parallel verwendete Yeoh-Modell weist zum Teil deutliche Abweichungen im Bereich extrapolierter Werte auf, zeigt jedoch keine Instabilitäten, die zu unrealistischen Ergebnissen führen. Ein wesentlicher Vorteil des Yeoh-Modells ist zudem die Möglichkeit der manuellen Anpassung des abgebildeten Spannungs-Dehnungs-Verhaltens durch Variation der Materialparameter C_{10} , C_{20} und C_{30} , welche im Hinblick auf weitergehende Untersuchungen offen gehalten werden soll.

5.3 Auswertung der Simulationsergebnisse

Um Qualität und Aussagefähigkeit der nachfolgend vorgestellten Simulationen von Elastomerbuchsen verschiedener Geometrien in unterschiedlichen Belastungszuständen

bewerten zu können, werden deren Ergebnisse mit jenen aus experimentellen Untersuchungen, die mit identischen Parametern durchgeführt wurden, verglichen. Konkret werden deshalb die Belastungsamplituden den durch diese hervorgerufenen Verschiebungen gegenüber gestellt. Zunächst wird an dieser Stelle die dazu verfolgte Vorgehensweise kurz beschrieben, bevor auf die Auswertung der einzelnen Simulationen und die Darstellung ihrer Ergebnisse eingegangen wird.

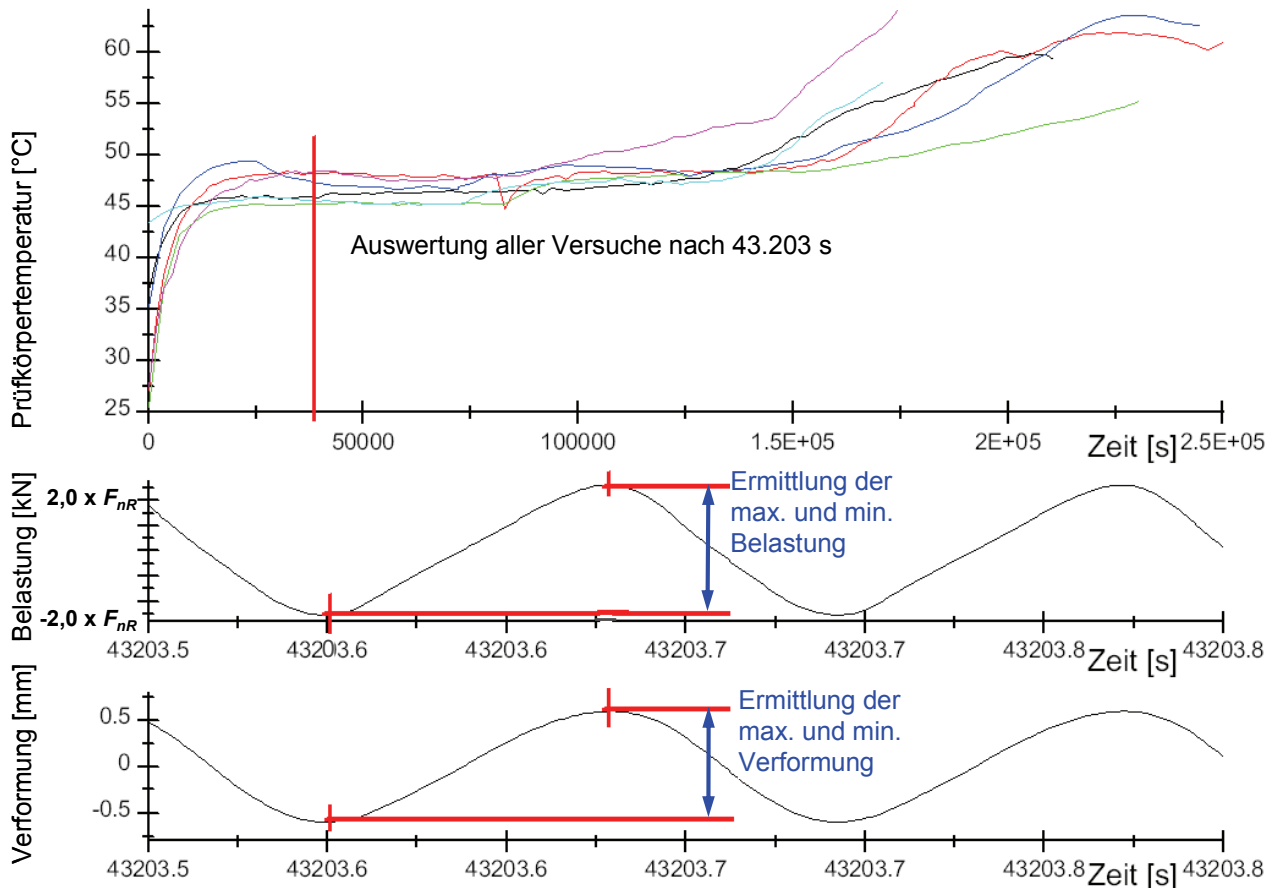


Abbildung 5.8: Bestimmung der max. und min. Belastungen und Verformungen eines Radialversuchs

Nach Auswahl geeigneter Versuche mit jeweils identischer Belastungsart, -amplitude und Prüffrequenz werden deren Verläufe der Prüfkörpertemperaturen betrachtet und die entsprechende Anzahl der Belastungszyklen bestimmt, ab welcher sich in allen Versuchen eine möglichst identische, zumindest jedoch konstante Temperatur einstellt. In diesem Fall können die minimalen und maximalen Belastungen sowie die daraus resultierenden minimalen und maximalen Verformungen unter gleichen thermischen Bedingungen bestimmt werden. Beispielhaft wird dies durch Abbildung 5.8 gezeigt. Im oberen Diagramm ist zu erkennen, dass die Temperaturverläufe aller Versuche nach 43.203 Sekunden ein konstantes Niveau angenommen haben. Zu diesem Zeitpunkt werden deshalb die Belastungs- und Verformungsamplituden aller Versuche bestimmt. In den unteren beiden Diagrammen der Abbildung 5.8, die je einen Belastungs- und Verformungsverlauf über der Zeit nachbilden, wird dies beispielhaft für einen Versuch verdeutlicht.

Nach der Ermittlung der Wertepaare aus Belastung und Verformung werden diese als Punkte in einem Diagramm grafisch dargestellt. Die durch die einzelnen Simulationen berechneten Verschiebungen der Innenhülse gegenüber der Außenhülse der Elastomerbuchsen, welche den experimentell gemessenen Verformungen entsprechen, werden ebenfalls in diesem Diagramm aufgetragen. Diese Darstellung ermöglicht den direkten Vergleich der experimentell und theoretisch bestimmten Verformungen. Zudem erfolgt die Bewertung der Qualität der Übereinstimmung anhand der prozentualen Abweichungen der mithilfe der FEM berechneten Verschiebungen vom Mittelwert der aus den Versuchsergebnissen bestimmten Verformungen.

Des Weiteren werden die geometrischen Veränderungen der Elastomerspuren unter äußerer Belastung beschrieben. Dazu gehören Effekte wie lokale Einschnürungen des Materials an der Oberfläche oder das „Wandern“ des Werkstoffs im Bauteilinneren.

Um die mittlere Dehnung der Elastomerspur betrachten zu können, wird an ausgewählten Stellen in verschiedenen Ebenen, die je nach Belastungsfall variieren, die in *ABAQUS* als „*LE max. principal*“ bezeichnete Dehnung ausgelesen. Diese ist eine räumlich gemittelte, wahre Dehnung eines Netzelementes, welche über eine Invariante des Dehnungstensors berechnet wird [DS08]. Aus den Einzelwerten wird deren Mittelwert nach Gl. 2.3 in Kapitel 2.4.1 in eine technische Dehnung umgerechnet, um eine Vergleichbarkeit mit den eingesetzten Messwerten zu erhalten. Dabei ist jedoch zu beachten, dass diese gemittelte Dehnung nur für einen Vergleich der Größenordnungen herangezogen werden darf. Durch die drei zusammengefassten räumlichen Komponenten besteht keine direkte Vergleichbarkeit mit den Daten aus dem uniaxialen Zugversuch.

Die Ergebnisse der einzelnen Simulationen werden als diskrete Zahlenwerte (maximale Vergleichsspannung nach v. Mises, wahre Dehnung, Verschiebung) vorgestellt. Zur weiteren Beurteilung der Ergebnisse erfolgt jeweils die grafische Darstellung der Spannungsmaxima der belasteten Elastomerbuchsen als Konturplot. Diesen Abbildungen werden jeweils Schadensbilder von zuvor experimentell belasteten Buchsen gegenüber gestellt, um die Übereinstimmung der berechneten kritischen Spannungszustände auf der sichtbaren Oberfläche der Elastomerspur mit dem Rissbild der untersuchten Prüfkörper bewerten zu können.

5.4 Ergebnisse

Nachfolgend werden die Ergebnisse der FEM-Berechnungen für die zuvor experimentell untersuchten Belastungsfälle vorgestellt.

5.4.1 Einachsige Belastungsfälle

Zunächst werden die drei einachsigen Belastungsfälle mit Axial-, Radial- und Torsionsbelastung von Elastomerbuchsen der Bauformen A und B beschrieben.

5.4.1.1 Axialbelastung – Bauform B

In diesem Abschnitt werden axial belastete Elastomerbuchsen der Bauform B näher untersucht. Für die in Tabelle 3.1 definierten Belastungsstufen S2-A, S3-A und S4-A sind die jeweiligen Belastungen in Abbildung 5.9 über den zugehörigen, gemäß Abschnitt 5.3 experimentell ermittelten Verschiebungen sowie die mittels der mit 100 %-Messdaten und 150 %-Messdaten kalibrierten Modelle von Yeoh und Marlow berechneten Verschiebungen aufgetragen.

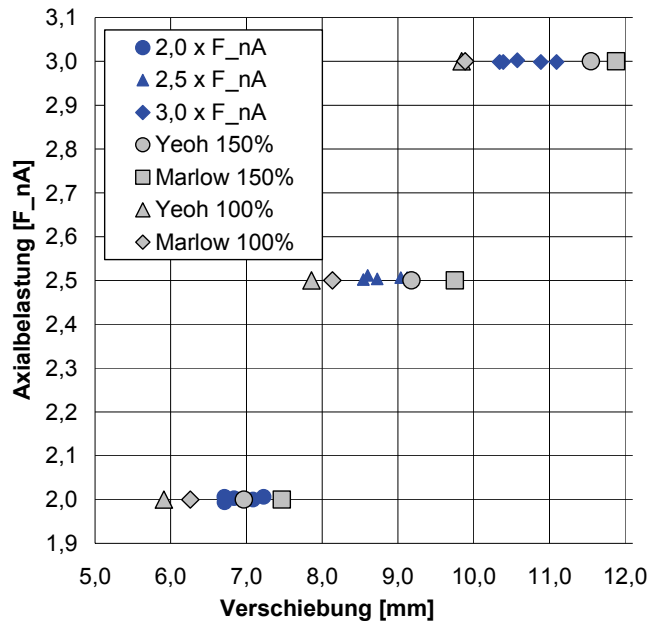


Abbildung 5.9: Axialbelastung, Bauform B – Vergleich gemessener und berechneter Verschiebungen

Grundsätzlich lassen die Diagramme für Belastungen erkennen, dass die nach Kalibrierung mit den 100 %-Messdaten berechneten Verschiebungen im Vergleich zu den gemessenen Werten ein zu steifes Bauteilverhalten abbilden. Anders ist dies nach Kalibrierung mit den 150 %-Messdaten: Gemäß diesen Berechnungen ist das Bauteil weicher und die berechneten Verschiebungen fallen größer aus. Yeoh- und Marlow-Modell liefern auf Basis der 150 %-Messdaten kleinere Abweichungen als auf Basis der 100 %-Daten. Sie betragen für das Yeoh-Modell, kalibriert mit 150 %-Messdaten, maximal 7,72 %. Das Marlow-Modell berechnet unter identischen Bedingungen Verschiebungen, die um maximal 10,29 % von den gemessenen Werten abweichen. Das Yeoh-Modell erzielt insgesamt für den gesamten Kraftbereich bessere Ergebnisse als das Marlow-Modell.

Abbildung 5.10 stellt anhand eines 3,6° großen Ausschnitts der Elastomerspur die sich unter 3fach überhöhter Axial-Nennbelastung einstellenden Verschiebungen dar. Das Yeoh-Modell berechnet sie auf Basis der 150 %-Messdaten auf 11,55 mm in 2-Richtung (Axialrichtung).

Gemäß Abschnitt 5.3 erfolgt die Bestimmung der mittleren technischen Dehnung durch Bildung des Mittelwertes aus insgesamt 51 Dehnungswerten, die aus jeweils 17 radial nebeneinander liegenden Elementen in den in Abbildung 5.10 rot eingefassten drei Bereichen ausgelesen werden. Sie sind in Tabelle 5.1 für die drei o. g. Belastungsstufen S2-A,

S3-A und S4-A mit den berechneten Maximalwerten der Vergleichsspannung nach v. Mises, der wahren Dehnung (*LE max. principal*) und der Verschiebung in Belastungsrichtung aufgeführt.

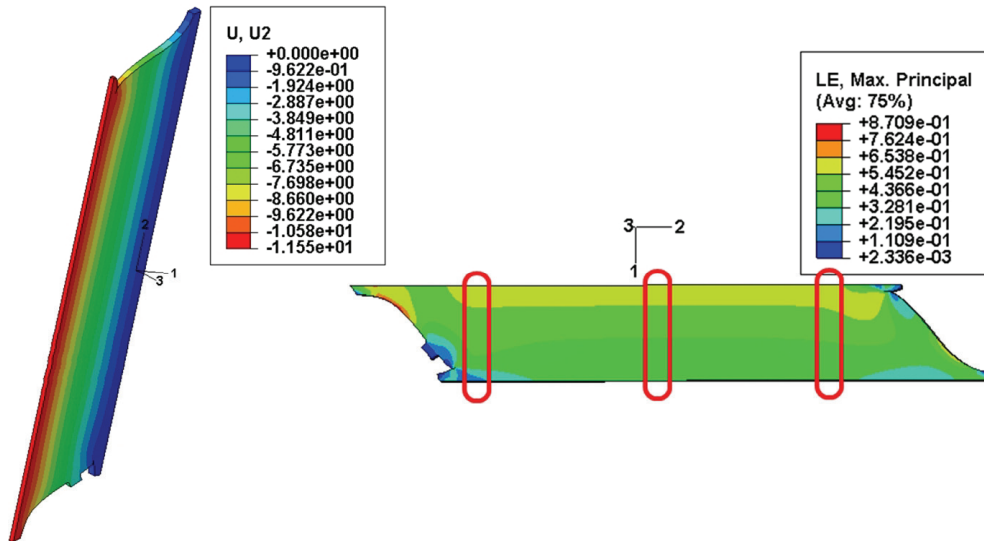


Abbildung 5.10: Axialbelastung, Bauform B, Yeoh-Modell, 150 %-Messdaten, $F = 3,0 \times F_{nA}$ – links: Verschiebungen in 2-Richtung (Axialrichtung), rechts: Ermittlung der mittleren technischen Dehnung

Tabelle 5.1: Ergebnisse für Axialbelastung, Bauform B – mittlere technische Dehnung, max. Vergleichsspannung (v. Mises), max. wahre Dehnung, max. Verschiebung

Belastungsamplitude		$2,00 \times F_{nA}$	$2,50 \times F_{nA}$	$3,00 \times F_{nA}$
Materialmodell		Yeoh, 150 %	Yeoh, 150 %	Yeoh, 150 %
mittlere technische Dehnung	[%]	33,0	44,0	64,0
Yeoh-Modell, 150 %-Messdaten				
max. Vergleichsspannung (v. Mises)	[N/mm ²]	3,37	5,05	7,58
max. wahre Dehnung	[-]	0,69	0,79	0,87
max. Verschiebung	[mm]	6,97	9,18	11,55
Marlow-Modell, 150 %-Messdaten				
max. Vergleichsspannung (v. Mises)	[N/mm ²]	3,69	5,56	6,87
max. wahre Dehnung	[-]	0,71	0,82	0,86
max. Verschiebung	[mm]	7,47	9,75	11,88

In Abbildung 11.37 werden im linken Teil die mit dem Yeoh-Modell auf Basis der 150 %-Messdaten berechneten maximalen Vergleichsspannungen nach v. Mises einer Elastomerbuchse unter 3facher Axial-Nennbelastung dargestellt. Dabei treten an den markierten Stellen der beiden Stirnflächen der Elastomerspur die größten Spannungen auf. Im rechten Teil sind Bilder einer im Prüfstand unter wirkender Axialbelastung eingespannten und sichtbar geschädigten Elastomerbuchse zu sehen. Die mithilfe der Simulation bestimmten Bereiche höchster Spannung entsprechen den Bereichen, an denen im Versuch eine erste, von außen erkennbare Rissbildung auftritt.

5.4.1.2 Radialbelastung – Bauform B

Radial belastete Elastomerbuchsen der Bauform B werden in diesem Abschnitt untersucht. Für die in Tabelle 3.1 definierten Belastungsstufen S1-R, S3-R, S5-R und S7-R sind die jeweiligen Belastungen in Abbildung 5.11 über den zugehörigen, gemäß Abschnitt 5.3 experimentell ermittelten Verschiebungen sowie die mittels der mit 100 %-Messdaten und 62,5 %-Messdaten kalibrierten Modelle von Yeoh und Marlow berechneten Verschiebungen aufgetragen.

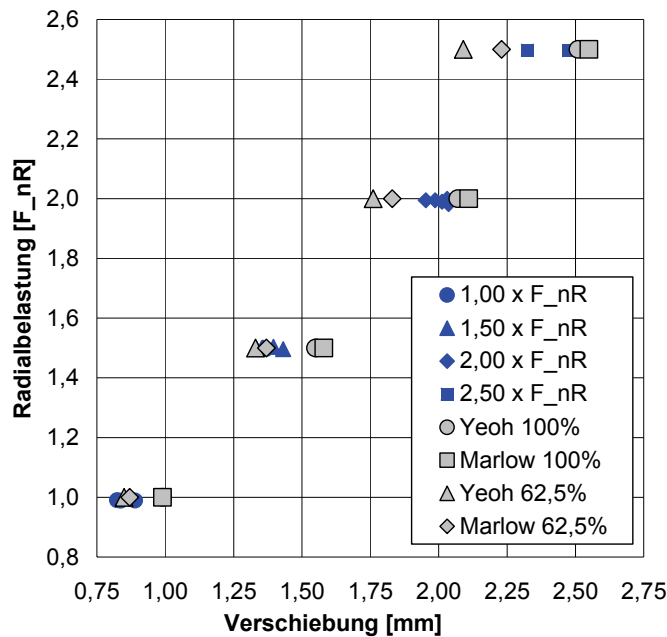


Abbildung 5.11: Radialbelastung, Bauform B – Vergleich gemessener und berechneter Verschiebungen

Abbildung 5.11 lässt für die Belastungsstufen S1-R ($F = 1,0 \times F_{nR}$) und S3-R ($F = 1,5 \times F_{nR}$) nach Kalibrierung mit den 62,5 %-Messdaten sehr gute Übereinstimmungen zwischen den berechneten und den gemessenen Verschiebungen erkennen. Unter Verwendung des Marlow-Modells betragen die Abweichungen maximal 3,68 %. In den beiden größeren Belastungsstufen ($F = 2,0 \times F_{nR}$ und $F = 2,5 \times F_{nR}$) liegen die Ergebnisse der Berechnungen auf Basis der 100 %-Messdaten näher bei den Versuchswerten. Durch Einsatz des Yeoh-Modells weichen sie nur um maximal 5,23 % voneinander ab.

Unter Radialbelastung wird die äußere geometrische Form der Elastomerspur gegenüber dem unbelasteten Zustand durch Verschiebung der äußeren gegenüber der inneren Stahlhülse stark verändert. Es kommt zu Einschnürungen und seitlichem, entgegen der Verschiebungsrichtung orientierten Ausweichen des Elastomerwerkstoffs. Diese Abläufe werden am Beispiel einer mit $2,5 \times F_{nR}$ in 1-Richtung radial belasteten Elastomerspur verdeutlicht, die in Abbildung 5.12 als Viertel des gesamten Elastomerkörpers dargestellt ist. Die Simulation mithilfe des mit 100 %-Messdaten kalibrierten Yeoh-Modells zeigt eine Verschiebung der inneren Hülse um 2,50 mm in Belastungsrichtung und das Ausweichen des Materials um 2,49 mm in negativer 1-Richtung (linkes Bild). Im rechten Bild ist zu erkennen, dass die Einschnürung von 5,72 mm im linken Bereich der dargestellten Elastomerspur eine Verdrängung des Materials im rechten Teil von 5,71 mm zur Folge hat.

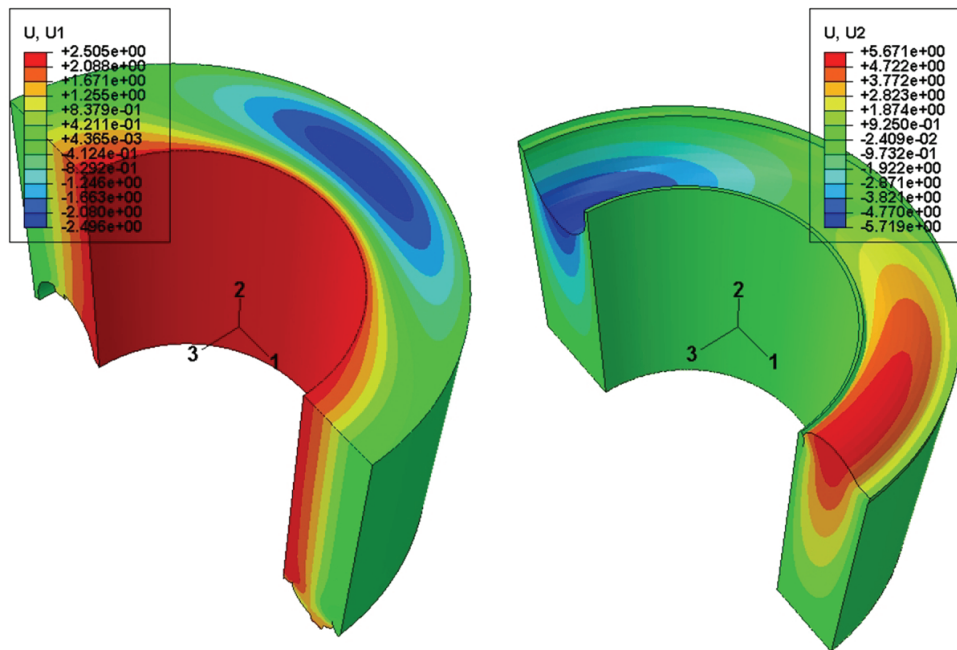


Abbildung 5.12: Radialbelastung, Bauform B, Yeoh-Modell, 100 %-Messdaten, $F = 2,5 \times F_{nr}$ – links: Verschiebungen in 1-Richtung, rechts: Verschiebungen in 2-Richtung

Zur Bestimmung der mittleren technischen Dehnung wird die radial belastete Elastomerspur im Belastungszustand in drei 1-3-Ebenen gemäß Abbildung 5.12 geschnitten. Die erste Ebene schneidet dabei genau die Mitte der Buchse, die zweite und dritte Ebene schneiden die Mitte der oberen Hälfte sowie direkt unterhalb der Oberfläche. Nach dem Auslesen von insgesamt 117 Dehnungswerten an drei je um 90° auf dem Umfang versetzten Bereichen aus jeweils 13 radial nebeneinander liegenden Elementen erfolgt die Bildung des Mittelwertes gemäß Abschnitt 5.3. Für die vier oben genannten Belastungsstufen sind diese Werte in Tabelle 5.2 mit den berechneten Maximalwerten der Vergleichsspannung nach v. Mises, der wahren Dehnung (*LE max. principal*) und der Verschiebung in Belastungsrichtung aufgeführt. Die hier ausgewerteten Dehnungen werden jeweils mit dem Modell und den Messdaten berechnet, bei denen die größten Übereinstimmungen zu den experimentell ermittelten Verschiebungen auftreten. Zudem werden die berechneten Maximalwerte der Vergleichsspannung nach v. Mises, der wahren Dehnung (*LE max. principal*) und der Verschiebung in Belastungsrichtung durch Tabelle 5.2 für unterschiedliche Belastungsstufen zusammengefasst.

In Abbildung 11.38 werden im linken Teil die mit dem Yeoh-Modell auf Basis der 100 %-Messdaten berechneten maximalen Vergleichsspannungen nach v. Mises einer Elastomerbuchse unter 2,5facher Radial-Nennbelastung dargestellt. Dabei treten an den in den beiden linken Abbildungen markierten Stellen die größten Spannungen in der Elastomerspur auf. Dies sind z. B. der Bereich des Übergangs zwischen innerer Hülse und Elastomerspur und der Übergang zwischen Elastomerspur und äußerer Stahlhülse direkt an der Oberfläche. Im rechten Teil der Abbildung 11.38 sind beide Stirnseiten einer im Versuch radial belasteten und sichtbar geschädigten Elastomerbuchse zu sehen. Die mithilfe

der Simulation bestimmten Bereiche höchster Spannung entsprechen den Bereichen, an denen auch im Versuch eine erste, von außen erkennbare Rissbildung auftritt.

Tabelle 5.2: Ergebnisse für Radialbelastung, Bauform B – mittlere technische Dehnung, max. Vergleichsspannung (v. Mises), max. wahre Dehnung, max. Verschiebung

Belastungsamplitude		1,00 × F _{nR}	1,50 × F _{nR}	2,00 × F _{nR}	2,50 × F _{nR}
Materialmodell		Marlow, 62,5 %	Marlow, 62,5 %	Yeoh, 100 %	Yeoh, 100 %
mittlere techn. Dehnung	[%]	9,0	15,0	21,0	29,0
Yeoh-Modell, 62,5 %-Messdaten					
max. Vergleichsspannung (v. Mises)	[N/mm ²]	1,79	3,67	5,78	7,84
max. wahre Dehnung	[-]	0,36	0,48	0,53	0,57
max. Verschiebung	[mm]	0,85	1,33	1,76	2,09
Marlow-Modell, 62,5 %-Messdaten					
max. Vergleichsspannung (v. Mises)	[N/mm ²]	1,86	3,46	5,14	6,77
max. wahre Dehnung	[-]	0,37	0,52	0,64	0,73
max. Verschiebung	[mm]	0,87	1,37	1,83	2,23
Yeoh-Modell, 100 %-Messdaten					
max. Vergleichsspannung (v. Mises)	[N/mm ²]	1,96	3,47	5,58	7,59
max. wahre Dehnung	[-]	0,42	0,60	0,68	0,73
max. Verschiebung	[mm]	0,99	1,55	2,07	2,51
Marlow-Modell, 100 %-Messdaten					
max. Vergleichsspannung (v. Mises)	[N/mm ²]	1,90	3,50	5,49	7,36
max. wahre Dehnung	[-]	0,42	0,60	0,70	0,77
max. Verschiebung	[mm]	0,99	1,58	2,11	2,55

5.4.1.3 Torsionsbelastung – Bauform A

In diesem Abschnitt werden auf Torsion belastete Elastomerbuchsen der Bauform A untersucht. Dazu sind zunächst in Abbildung 5.13 die Belastungen aus Versuchen über den zugehörigen Verformungen und darüber hinaus die mittels der mit 100 %-Messdaten und 150 %-Messdaten kalibrierten Modelle von Yeoh und Marlow berechneten Torsionswinkel aufgetragen.

Grundsätzlich lässt das Diagramm für alle positiven Torsionsmomente erkennen, dass die nach Kalibrierung mit den 100 %-Messdaten berechneten Verdrehwinkel im Vergleich zu den gemessenen Werten nur geringfügig voneinander abweichen. Anders ist dies nach Kalibrierung mit den 150 %-Messdaten: Gemäß diesen Berechnungen ist das Bauteil weicher und die berechneten Torsionswinkel fallen größer aus. Yeoh- und Marlow-Modell liefern auf Basis der 100 %-Messdaten kleinere Abweichungen als auf Basis der 150 %-Daten. Sie betragen für das Yeoh-Modell, kalibriert mit 100 %-Messdaten, maximal 8,78 %. Das Marlow-Modell berechnet unter identischen Bedingungen Verdrehwinkel, die um maximal 9,78 % von den gemessenen Werten abweichen. Das Yeoh-Modell erzielt insgesamt für den gesamten Belastungsbereich bessere Ergebnisse als das Marlow-Modell.

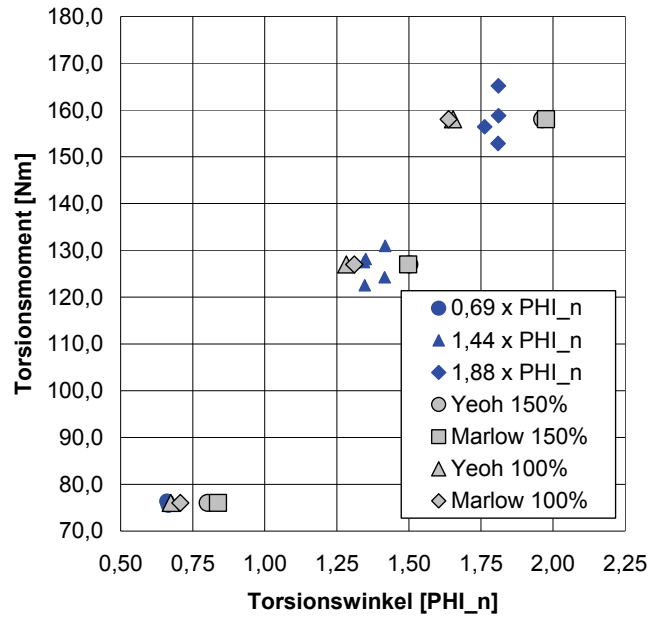


Abbildung 5.13: Torsionsbelastung, Bauform A – Vergleich gemessener und berechneter Verschiebungen

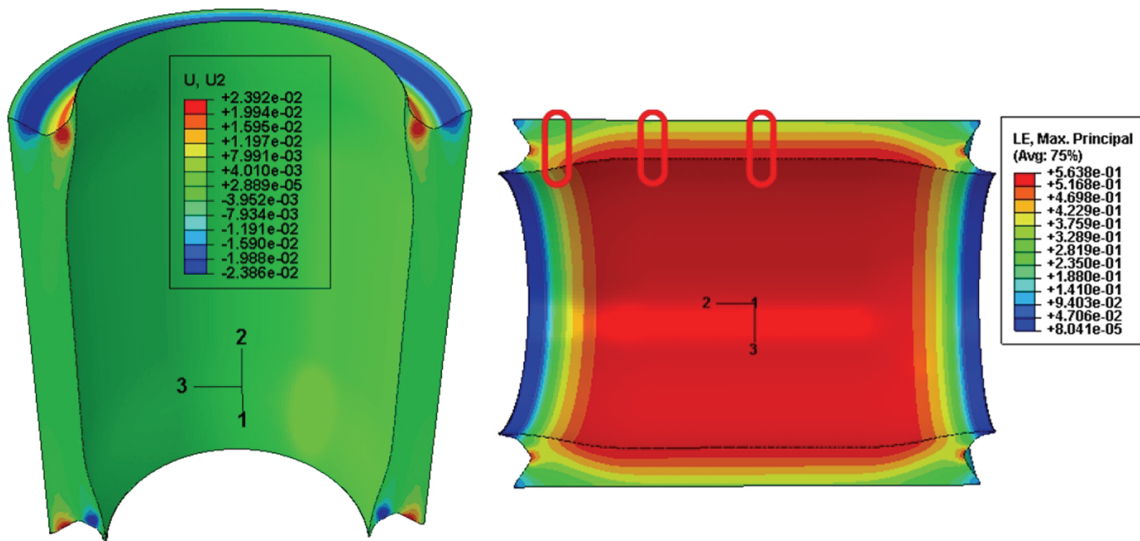


Abbildung 5.14: Torsionsbelastung, Bauform A, Yeoh-Modell, 100 %-Messdaten – links: Verschiebungen in 2-Richtung, rechts: Ermittlung der mittleren technischen Dehnung

Unter Torsionsbelastung treten nur sehr geringe Verformungen an der stirnseitigen, von außen sichtbaren Oberflächenkontur der Elastomerspur auf. Dies wird durch Abbildung 5.14 an der zur Hälfte im Längsschnitt dargestellten Elastomerspur deutlich. Im linken Bild sind die jeweiligen Verschiebungen unter Torsionsbelastung in 2-Richtung (Axialrichtung) dargestellt. Die berechnete maximale Einschnürung beträgt 0,024 mm. Die maximalen Verschiebungen treten im Bereich nahe der inneren Hülse auf, wo das Material auf Kreisbahnen in Belastungsrichtung verschoben wird.

Gemäß Abschnitt 5.3 erfolgt die Bestimmung der mittleren technischen Dehnung durch Bildung des Mittelwertes aus insgesamt 30 Dehnungswerten, die aus jeweils 10 radial nebeneinander liegenden Elementen in den in Abbildung 5.14 rot eingefassten drei Berei-

chen des zur 3-Achse symmetrischen und zur 2-Achse rotationssymmetrischen Bauteils ausgelesen werden. Sie sind in Tabelle 5.3 mit den berechneten Maximalwerten der Vergleichsspannung nach v. Mises, der wahren Dehnung (*LE max. principal*) und des Torsionswinkels aufgeführt.

Tabelle 5.3: Ergebnisse für Torsionsbelastung, Bauform A – mittlere technische Dehnung, max. Vergleichsspannung (v. Mises), max. wahre Dehnung, max. Torsionswinkel

Belastungsamplitude Torsion		[Nm]	76,0	127,0	158,0
Materialmodell			Yeoh, 100 %	Marlow, 100 %	Yeoh, 100 %
mittlere techn. Dehnung		[%]	19,0	40,0	53,0
Yeoh-Modell, 100 %-Messdaten					
max. Vergleichsspannung (v. Mises)		[N/mm ²]	1,20	2,21	2,92
max. wahre Dehnung		[-]	0,26	0,48	0,56
max. Torsionswinkel		[φ _n]	0,67	1,28	1,65
Marlow-Modell, 100 %-Messdaten					
max. Vergleichsspannung (v. Mises)		[N/mm ²]	1,20	2,21	2,91
max. wahre Dehnung		[-]	0,27	0,47	0,56
max. Torsionswinkel		[φ _n]	0,71	1,31	1,64

In Abbildung 11.39 werden im linken Teil die mit dem Yeoh-Modell auf Basis der 100 %-Messdaten berechneten maximalen Vergleichsspannungen nach v. Mises einer Elastomerbuchse unter Torsionsbelastung mit sich einstellendem 1,65fachem Nenn-Verdrehwinkel φ_n dargestellt. Dabei treten in den beschrifteten Bereichen im Übergang zwischen der inneren, nicht dargestellten Hülse und der Elastomerspur die größten Spannungen auf. Im rechten Teil sind Bilder einer unter Torsionsbelastung geprüften und geschädigten Elastomerbuchse zu sehen. Die im Längsschnitt erkennbaren Risse verlaufen aus dem beschriebenen Bereich höchster Spannungen bis hinaus zur stirnseitigen Oberfläche. Die Ansicht der Elastomerbuchse im rechten unteren Bild weist hier Oberflächenrisse an mehreren Stellen auf der umlaufenden Kreisbahn auf. Die mithilfe der Simulation bestimmten Bereiche höchster Spannung entsprechen den Bereichen, an denen im Versuch eine erste, von außen erkennbare Rissbildung auftritt.

5.4.2 Zweiachsige Belastungsfälle

Nachfolgend werden die Ergebnisse der Berechnungen von Elastomerbuchsen unter überlagerter Radial- und Torsionsbelastung sowie Radial- und Axialbelastung vorgestellt.

5.4.2.1 Überlagerte Radial- und Torsionsbelastung – Bauform A

Zunächst werden Elastomerbuchsen der Bauform A unter gleichzeitig wirkender Radial- und Torsionsbelastung untersucht. Hierbei finden die Belastungsstufen S7-R mit 2,0facher Radial-Nennbelastung sowie die Stufen S1-T, S2-T und S3-T mit 0,69fachem, 1,0fachem

und 1,44fachem Versuchs-Nennrehwinkel φ_n Berücksichtigung. Zunächst werden die experimentell bestimmten sowie die mithilfe der Finite-Elemente-Methode berechneten Radialverschiebungen und Torsionswinkel einander gegenübergestellt. Dies geschieht anhand der beiden in Abbildung 5.15 zusammengefassten Diagramme.

Im linken Diagramm sind die experimentell ermittelten Radialverschiebungen für die drei Belastungskombinationen aufgetragen. Sie sind durch unterschiedliche Symbole und Farben gekennzeichnet. Innerhalb einer Belastungskombination weichen die Werte um bis zu 0,12 mm voneinander ab. Dies ist unter den gegebenen Belastungen für Elastomerbuchsen dieser Bauart als gering zu betrachten. Anders als bei den mithilfe der 150 %-Messdaten berechneten Verschiebungen kann man bei den experimentell ermittelten Werten keine eindeutige Abhängigkeit vom gleichzeitig eingestellten Torsionswinkel erkennen. Insgesamt weisen die Berechnungsergebnisse auf Basis der 100%-Messdaten mit dem Marlow- und dem Yeoh-Modell deutlich geringere Abweichungen zu den experimentell ermittelten Verschiebungen auf, als jene auf Basis der 150 %-Messdaten.

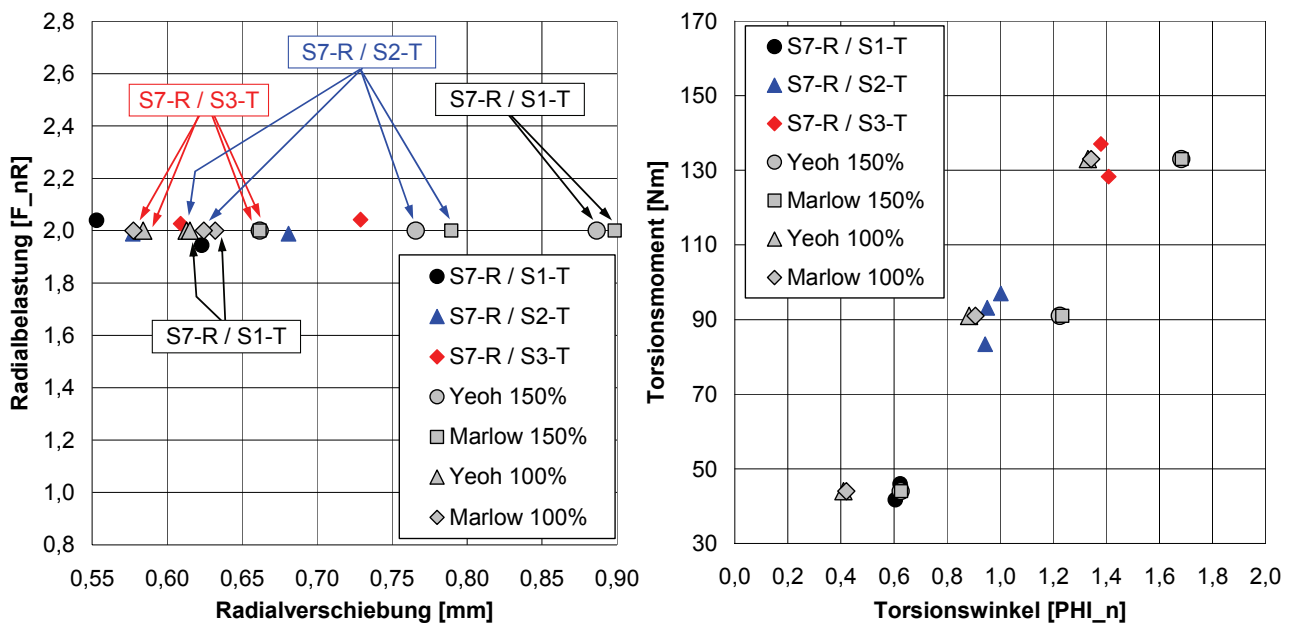


Abbildung 5.15: Überlagerte Radial- und Torsionsbelastung, Bauform A – Vergleich gemessener und berechneter Radialverschiebungen (links) – Vergleich gemessener und berechneter Torsionswinkel (rechts)

Im rechten Diagramm sind die Torsionsmomente über den sich einstellenden Torsionswinkeln aufgetragen. Die experimentell ermittelten Werte sind auch hierbei durch unterschiedliche Symbole und Farben gekennzeichnet. Für die beiden Belastungskombinationen mit S2-T und S3-T bilden die Berechnungsergebnisse beider Modelle auf Basis der 100 %-Messdaten die im Versuch gemessenen Torsionswinkel mit nur geringen Abweichungen nach. Anders ist dies im Fall der Belastungskombination S7-R / S1-T. Hier werden durch Kalibrierung mit den 150 %-Messdaten Ergebnisse erzielt, welche die experimentell bestimmten Torsionswinkel genau nachbilden.

Die bei überlagerter Radial- und Torsionsbelastung auftretenden Materialbewegungen in der Elastomerspur werden durch Abbildung 5.16 verdeutlicht. Sie stellt die mithilfe des mit 100 %-Messdaten kalibrierten Yeoh-Modells berechneten Verschiebungen in 1-, 2- und 3 Richtung unter 2,0facher Radial-Nennbelastung F_{nR} und einem gleichzeitig aufgebracht Torsionsmoment von $T = 133 \text{ Nm}$ farblich dar. Radialkraft und Torsionsmoment werden auf die Kontaktfläche zwischen der Elastomerspur und der inneren Stahlhülse aufgebracht. Durch die Radialbelastung in 1-Richtung treten Einschnürungen und Materialverdrängungen auf. Dies bewirkt z. B. die Veränderung der Außenkontur der Elastomerspur um 1,642 mm in 2-Richtung. Zudem treten Verschiebungen des Werkstoffs in Umfangsrichtung auf, die mit den Bewegungen bei reiner Torsionsbelastung vergleichbar sind. Die innere Kontaktfläche zur inneren Stahlhülse wird um $1,33 \times \varphi_n$ verdreht.

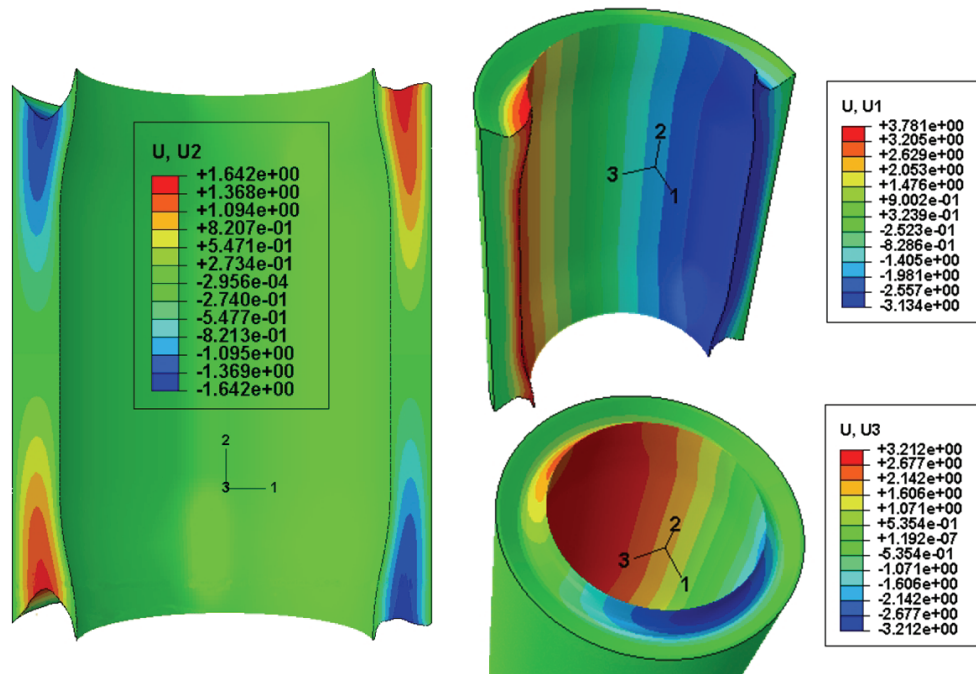


Abbildung 5.16: Überlagerte Radial- und Torsionsbelastung – Bauform A – Yeoh-Modell, 100 %-Messdaten, Belastungsstufen S7-R und S3-T – links: Verschiebungen in 2-Richtung, rechts: Verschiebungen in 1-Richtung und 3-Richtung

Die Bestimmung der mittleren technischen Dehnung erfolgt analog zu dem in Abschnitt 5.4.1.2 beschriebenen Verfahren für die radial belasteten Elastomerbuchsen. Die ausgewerteten Dehnungen werden jeweils mit dem mittels der 100 %-Messdaten kalibrierten Yeoh-Modell berechnet. In drei Ebenen werden an jeweils vier Stellen 14 Dehnungswerte in radialer Richtung ausgelesen und aus diesen insgesamt 168 Werten der Mittelwert gebildet, der die mittlere technische Dehnung in der Elastomerspur darstellt. Neben den gerundeten Werten sind in Tabelle 5.4 ebenfalls die beiden Belastungsamplituden für Radial- und Torsionsbelastung, die Maximalwerte der Vergleichsspannung nach v. Mises, der wahren Dehnung ($LE \text{ max. principal}$), der Radialverschiebung und des sich einstellenden Torsionswinkels als Vielfaches des Nenndrehwinkels φ_n aufgeführt. Die Unterschiede zwi-

schen den mithilfe des Marlow- und des Yeoh-Modells berechneten Ergebnissen fallen, bezogen auf die Abweichungen von den experimentell bestimmten Mittelwerten der Verschiebungen, sehr gering aus.

Tabelle 5.4: Ergebnisse der überlagerten Radial- und Torsionsbelastung, Bauform A – mittlere technische Dehnung, max. Vergleichsspannung (v. Mises), max. wahre Dehnung, max. Verschiebung Radial und max. Torsionswinkel

Belastungsamplitude Radial		$2,0 \times F_{nR}$	$2,0 \times F_{nR}$	$2,0 \times F_{nR}$	
Belastungsamplitude Torsion		[Nm]	44,0	91,0	133,0
Materialmodell		Yeoh, 100 %	Yeoh, 100 %	Yeoh, 100 %	
mittlere techn. Dehnung	[%]	19,0	32,0	46,0	
Yeoh-Modell, 100 %-Messdaten					
max. Vergleichsspannung (v. Mises)	[N/mm ²]	2,71	4,03	5,46	
max. wahre Dehnung	[-]	0,54	0,63	0,69	
max. Verschiebung Radial	[mm]	0,61	0,62	0,58	
max. Torsionswinkel	[φ_n]	0,41	0,88	1,33	
Yeoh-Modell, 150 %-Messdaten					
max. Vergleichsspannung (v. Mises)	[N/mm ²]	3,19	4,47	5,67	
max. wahre Dehnung	[-]	0,64	0,75	0,84	
max. Verschiebung Radial	[mm]	0,89	0,77	0,66	
max. Torsionswinkel	[φ_n]	0,63	1,23	1,68	

Die mithilfe des mit den 100%-Messdaten kalibrierten Yeoh-Modells berechneten Vergleichsspannungen nach von Mises werden im linken Teil der Abbildung 11.40 für die Belastungskombination S7-R und S3-T farblich dargestellt. Infolge der aufgebrachten 2,0fachen Radial-Nennbelastung und des Torsionsmoments von $T = 133 \text{ Nm}$ wird die Kontaktfläche zwischen der inneren Stahlhülse und der Elastomerspur in 1-Richtung radial verschoben und rotiert darüber hinaus um die verschobene 2-Achse. Der Bereich der höchsten Spannungen mit $5,5 \text{ N/mm}^2$ ist rot eingefärbt und entsprechend gekennzeichnet. Er liegt auf der inneren Seite der Elastomerspur am Übergang zur inneren Stahlhülse. Für alle weiteren Bereiche werden deutlich geringere Spannungen berechnet. Auch auf der Oberfläche der Elastomerspur, die in den Schadensbildern fast zur Hälfte umlaufende Risse zeigen, treten Spannungen von maximal $2,5 \text{ N/mm}^2$ auf. Dies zeigt, dass die Rissausbreitung aus dem Inneren zur Oberfläche hin erfolgt.

5.4.2.2 Überlagerte Radial- und Axialbelastung – Bauform B

Im zweiten zweiachsigen Belastungsfall werden phasengleich radial und axial belastete Elastomerbuchsen der Bauform B mithilfe der Finite-Elemente-Methode untersucht. Berücksichtigung finden dabei die Belastungsstufen S2-R, S5-R und S7-R gemäß Tabelle 3.1 mit einfacher, 1,5facher und 2,0facher Radial-Nennbelastung F_{nR} sowie S2-A mit 2,0facher Axial-Nennbelastung F_{nA} .

Im linken Diagramm der Abbildung 5.17 sind die Radialbelastungen über den sich einstellenden, sowohl experimentell als auch durch FEM-Rechnungen ermittelten Radialverschiebungen aufgetragen. In allen Fällen wirkt die überlagerte Axialbelastung der Belastungsstufe S2-A. Das rechte Diagramm zeigt analog dazu die Axialverschiebungen unter gleicher Axialbelastung und variierten Radialbelastungen. Die jeweiligen Belastungskombinationen sind dabei im Diagramm gekennzeichnet.

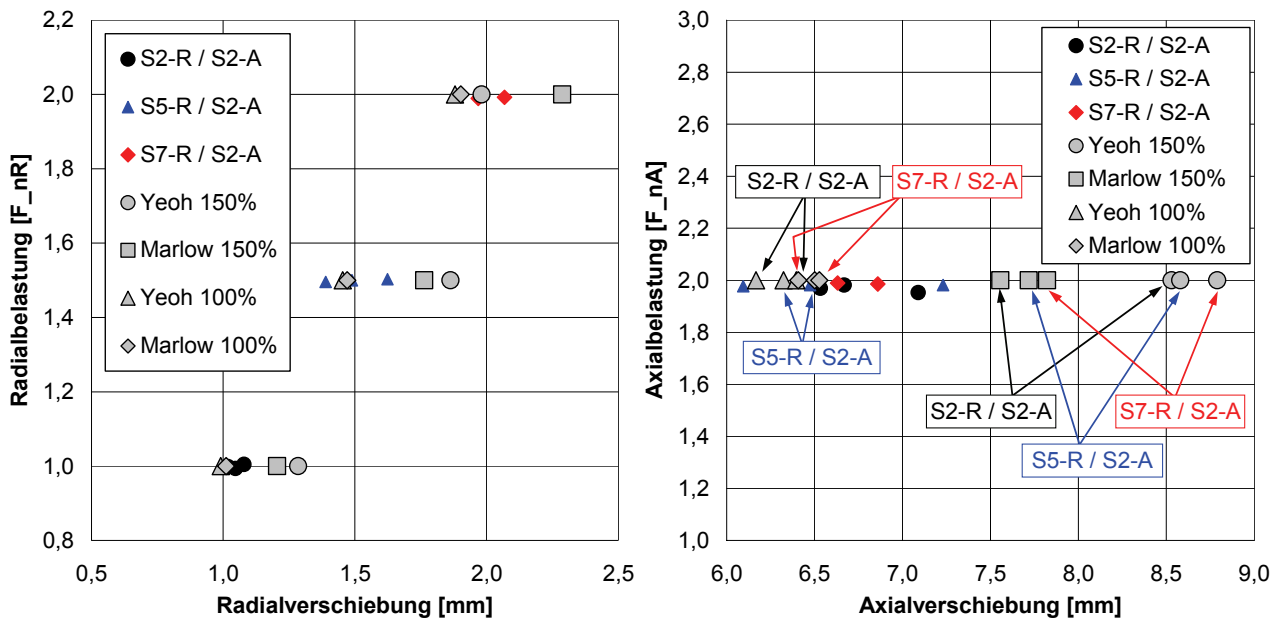


Abbildung 5.17: Überlagerte Radial- und Axialbelastung, Bauform B – Vergleich gemessener und berechneter Radialverschiebungen (links) – Vergleich gemessener und berechneter Axialverschiebungen (rechts)

Die Berechnungen mithilfe des Marlow- und des Yeoh-Modells zeigen bei Kalibrierung mit 100 %-Messdaten und mit 150 %-Messdaten Axialverschiebungen, die mit zunehmender Radialbelastung ansteigen. Auf die experimentell ermittelten Axialverschiebungen ist der Einfluss der gleichzeitig wirkenden Radialbelastung in Abbildung 5.17 rechts hingegen nicht erkennbar. Hierbei sind allerdings Unterschiede von bis zu 1,1 mm festzustellen. Durch Verwendung des mit den 100 %-Messdaten kalibrierten Marlow-Modells werden die realen Verschiebungen insgesamt mit den geringsten Abweichungen nachgebildet.

Berechnungen mit den beiden durch die 100 %-Messdaten kalibrierten Materialmodellen führen zu Radialverschiebungen, die vom Mittelwert der experimentell bestimmten Verschiebungen um 6,10 % (Marlow-Modell) bzw. 7,34 % (Yeoh-Modell) abweichen. Der Einsatz der 150 %-Messdaten führt, mit der Ausnahme der Verwendung des Yeoh-Modells bei der Belastungskombination S7-R / S2-A, zu größeren Abweichungen zwischen den experimentell ermittelten und berechneten Radialverschiebungen.

Die sich durch die phasengleiche radiale und axiale Belastung einstellenden Verformungen der Elastomerspur lassen sich als Kombination der bereits oben beschriebenen Verformungen unter einachsiger radialer bzw. axialer Belastung beschreiben. Die auf Basis der 100 %-Messdaten mithilfe des Marlow-Modells berechneten Verschiebungen einer ra-

dial mit $F_R = 2,0 \times F_{nR}$ und axial mit $F_A = 2,0 \times F_{nA}$ belasteten Elastomerbuchse der Bauform B werden durch Abbildung 5.18 verdeutlicht: Durch die radiale Belastung der Kontaktfläche der Elastomerspur zur inneren Stahlhülse in 1-Richtung findet neben der Verschiebung von 1,90 mm in positiver 1-Richtung ein seitliches Wandern des Materials von 2,17 mm in negative 1-Richtung statt. Dieses Verhalten ist ebenfalls bei reiner Radialbelastung zu beobachten (siehe Abschnitt 5.4.1.2). Die zeitgleichen Axialverschiebungen in 2-Richtung zeigen aufgrund der Beeinflussung durch die aus der Radialbelastung resultierenden Verschiebungen andere Ausprägungen als bei reiner Axialbelastung. Dies ist im rechten Teil der Abbildung zu erkennen.

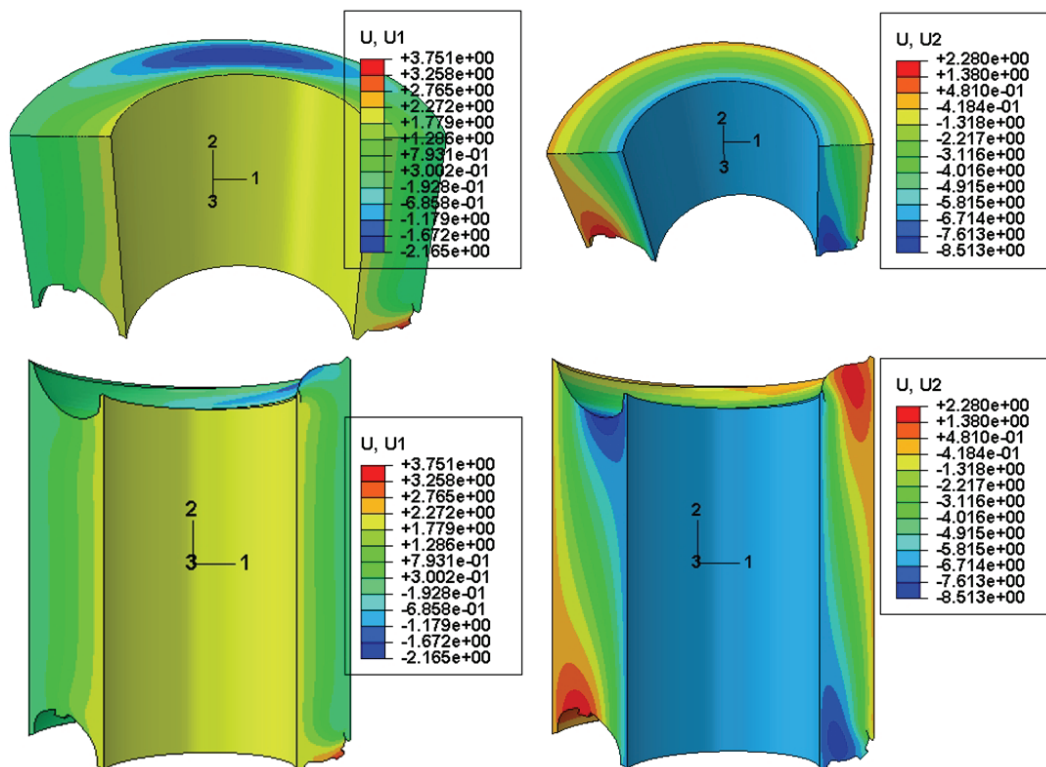


Abbildung 5.18: Überlagerte Radial- und Axialbelastung – Bauform B – Marlow-Modell, 100 %-Messdaten, Belastungsstufen S7-R und S2-A – links: Radialverschiebungen in 1-Richtung, rechts: Axialverschiebungen in 2-Richtung

Die Bestimmung der mittleren technischen Dehnung erfolgt analog zu dem in Abschnitt 5.4.1.2 beschriebenen Verfahren für die radial belasteten Elastomerbuchsen. Die ausgewerteten Dehnungen werden jeweils mit dem mittels der 100 %-Messdaten kalibrierten Marlow-Modell berechnet, da in dieser Kombination die größten Übereinstimmungen zu den experimentell ermittelten Verschiebungen eintreten. Durch Tabelle 5.5 werden die ermittelten Zahlenwerte für die mittlere technische Dehnung und weitere Werte der FEM-Rechnungen für die verschiedenen Belastungskombinationen zusammengefasst: Aufgeführt sind jeweils die Maximalwerte der Vergleichsspannung nach v. Mises, der wahren Dehnung ($LE_{max. principal}$) und der Verschiebungen in Radial- und in Axialrichtung.

Tabelle 5.5: Ergebnisse der überlagerten Radial- und Axialbelastung, Bauform B – mittlere technische Dehnung, max. Vergleichsspannung (v. Mises), max. wahre Dehnung, max. Verschiebungen

Belastungsamplitude Radial		1,0 x F _{nR}	1,5 x F _{nR}	2,0 x F _{nR}
Belastungsamplitude Axial		2,0 x F _{nA}	2,0 x F _{nA}	2,0 x F _{nA}
Materialmodell		Marlow, 100 %	Marlow, 100 %	Marlow, 100 %
mittlere techn. Dehnung	[%]	32,0	37,0	41,0
Yeoh-Modell, 100 %-Messdaten				
max. Vergleichsspannung (v. Mises)	[N/mm ²]	5,78	7,82	9,86
max. wahre Dehnung	[-]	0,68	0,73	0,76
max. Verschiebung Radial	[mm]	0,99	1,45	1,88
max. Verschiebung Axial	[mm]	6,17	6,32	6,40
Marlow-Modell, 100 %-Messdaten				
max. Vergleichsspannung (v. Mises)	[N/mm ²]	5,83	7,63	9,37
max. wahre Dehnung	[-]	0,71	0,78	0,84
max. Verschiebung Radial	[mm]	1,01	1,47	1,90
max. Verschiebung Axial	[mm]	6,41	6,50	6,53
Yeoh-Modell, 150 %-Messdaten				
max. Vergleichsspannung (v. Mises)	[N/mm ²]	6,25	8,02	8,41
max. wahre Dehnung	[-]	0,87	0,99	1,02
max. Verschiebung Radial	[mm]	1,29	1,86	1,98
max. Verschiebung Axial	[mm]	8,53	8,58	8,79
Marlow-Modell, 150 %-Messdaten				
max. Vergleichsspannung (v. Mises)	[N/mm ²]	6,15	8,18	10,17
max. wahre Dehnung	[-]	0,83	0,90	0,95
max. Verschiebung Radial	[mm]	1,21	1,76	2,29
max. Verschiebung Axial	[mm]	7,56	7,72	7,82

Im Vergleich zur Kalibrierung mit den 150 %-Messdaten fallen die Abweichungen der mithilfe des Marlow- und des Yeoh-Modells berechneten Maximalwerte nach Kalibrierung mit den 100 %-Messdaten insgesamt wesentlich geringer und mit steigender Belastung kleiner werdend aus.

In Abbildung 11.41 sind die nach Kalibrierung mit den 100 %-Messdaten mithilfe des Marlow-Modells berechneten maximalen Vergleichsspannungen nach v. Mises in einer radial mit $F_R = 2,0 \times F_{nR}$ und axial mit $F_A = 2,0 \times F_{nA}$ belasteten Elastomerbuchse dargestellt. Die Kontaktfläche der Elastomerspur zur inneren Stahlhülse wird radial in 1-Richtung und axial in negativer 2-Richtung verschoben. Die größten Spannungen treten diagonal gegenüberliegend, auf bzw. direkt unterhalb der Oberfläche der Elastomerspur in den Randbereichen zur inneren und äußeren Stahlhülse, auf. Die ebenfalls durch Abbildung 11.41 gezeigten Schadensbilder einer experimentell untersuchten Elastomerbuchse zeigen Risse an den entsprechenden Stellen in der Elastomerspur: Im Bild rechts oben verläuft ein Riss auf der rechten Seite der inneren Hülse und ein weiterer Riss auf der linken Seite der inne-

ren Hülse, im Randbereich zur Außenhülse. Dieselbe Buchse zeigt auf der gegenüberliegenden Stirnseite das entgegengesetzte Bild, welches rechts unten abgebildet ist. Die mithilfe der Simulation bestimmten Bereiche höchster Spannung entsprechen den Bereichen, an denen auch im Versuch eine erste, von außen erkennbare Rissbildung auftritt.

5.5 Bewertung und Fazit

Die durch das Yeoh-Modell und das Marlow-Modell berechneten Vergleichsspannungen nach von Mises und wahren Dehnungen bestätigen den in der Validierung der Materialmodelle beschriebenen geringen Unterschied zwischen den Modellen, wenn beide auf Basis uniaxialer Messdaten kalibriert werden und eine Extrapolation über den Bereich der eingelesenen Werte hinaus nicht erfolgt.

Der qualitative Vergleich der mittleren technischen Dehnungen innerhalb der Elastomerspuren mit den maximalen Dehnungswerten der eingesetzten Messdaten weist beträchtliche Unterschiede zwischen diesen auf. Aufgrund des temperatur- und frequenzabhängigen Spannungs-Dehnungs-Verhaltens der Elastomerwerkstoffe ist eine Auswahl der zu verwendenden Messdaten für die Kalibrierung der Materialmodelle auf Basis der zu erwartenden mittleren Dehnungen im Bauteil nur möglich, wenn die Messdaten temperatur- und geschwindigkeitsabhängigen Zugversuchen entstammen. Da die oben verwendeten Messdaten dieser Vorgabe nicht entsprechen, ist die Auswahl der optimalen Messdaten nur durch den Vergleich der berechneten Verschiebungen mit den experimentell ermittelten Verschiebungen möglich.

Auf Basis grafischer Darstellungen der Berechnungsergebnisse können die Bereiche maximaler Vergleichsspannungen nach von Mises identifiziert werden. In allen oben betrachteten einachsigen und zweiachsigen Belastungsfällen der Elastomerbuchsen entsprechen die so lokalisierten Bereiche innerhalb der Elastomerspuren den Bereichen, an welchen im Versuch eine erste, von außen erkennbare Rissbildung auftritt. Die berechneten Bauteilzustände werden somit durch die im Schadensbild der experimentell untersuchten Elastomerbuchsen sichtbaren Risse bestätigt.

Beim Vergleich der Ergebnisse quasistatischer Bauteilberechnungen mit dem dynamischen Bauteilverhalten aus experimentellen Untersuchungen entsteht ein Fehler, der für alle oben behandelten Belastungsarten gleich ist. Er wird allerdings durch die Auswahl der Messdaten auf Basis des Vergleichs mit den jeweils resultierenden Verschiebungen für die Bauteilbereiche kompensiert, die die maßgebliche Verschiebung bzw. Verdrehung zwischen der inneren und der äußeren Hülse erfahren.

Darüber hinaus geht die Simulation von einem spannungsfreien Bauteilzustand aus, der bei den experimentell untersuchten Elastomerbuchsen bereits im Neuzustand nach der Vulkanisation nicht gegeben ist. Durch nachfolgende Bearbeitungsschritte, wie z. B. das mechanische Kalibrieren, wird das Bauteilverhalten durch Einstellen von Druckspannungen in der Elastomerspur bewusst beeinflusst.

Im Fall dynamischer zweiachsiger Bauteilbelastungen sind die Ergebnisse quasistatischer FEM-Berechnungen auf Grundlage uniaxialer Spannungs-Dehnungs-Werte nicht geeignet, um die im Bauteil wirkenden planaren und biaxialen Spannungszustände ausreichend genau zu beschreiben. Um das Bauteilverhalten, welches sich im Inneren deutlich vom uniaxialen Zustand unterscheidet, realitätsnäher beschreiben zu können, sollten gemäß [Bat90, Bro06, Wri08, BN09, KWH03 und DM00] Messdaten aus weiteren, mehrachsigen Werkstoffversuchen eingepflegt werden. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit stehen solche Daten allerdings nicht zur Verfügung.

In weitergehenden Untersuchungen sollte die durchgehende Verwendung eines Materialmodells angestrebt werden. Dieses kann entweder direkt auf der Basis von Bauteilversuchen oder mit Messdaten kalibriert werden, die aus ein- und mehrachsigen Werkstoffversuchen stammen. Hierbei besteht die Möglichkeit durch Anwendung spezieller Curve-Fitting-Verfahren das kalibrierte Materialmodell weiter optimal auf das Bauteilverhalten hin abzustimmen.

Abschließend kann festgestellt werden, dass – auch unter Berücksichtigung der diskutierten Fehler – die Aussagen der quasistatischen Finite-Elemente-Rechnungen durch den Vergleich mit den experimentell ermittelten Verschiebungen und Schadensbildern abgesichert werden. Für die im Folgenden beschriebene Verwendung der berechneten Spannungen und Dehnungen im Rahmen der zu entwickelnden nicht linearen Schadensakkumulation sind die Simulationsergebnisse ausreichend genau.

6 Schadensakkumulation für dynamisch belastete Elastomerbauteile

Die Abschätzung der Restlebensdauer von dynamisch belasteten Bauteilen spielt in der modernen Instandhaltung eine entscheidende Rolle. Durch aussagekräftige Ergebnisse sind vorbeugende Instandhaltungsmaßnahmen planbar und helfen, negative Auswirkungen auf die Qualität von erzeugten Produkten, ungeplante Stillstände sowie Schaden oder gar Ausfall von Anlagen zu vermeiden [BHB08].

In der Betriebsfestigkeit ist die Regel von A. M. Miner aus dem Jahr 1945 ein weit verbreitetes Werkzeug zur Berechnung von Schadenssummen und Lebensdauern. Sie wurde für metallische Werkstoffe entwickelt und durch umfangreiche Forschungsarbeiten stetig optimiert [Hai02, FKM02]. Gleichung 6.1 zeigt die mathematische Formulierung nach Miner, in der S für die Schadenssumme steht. Wenn diese den Wert $S = 1$ erreicht, tritt rechnerisch der Ausfall des Bauteils ein.

$$S = \sum_{i=1}^p \left(\frac{n_i}{N_i} \right) \quad \text{Gl. 6.1}$$

Dabei sind n_i die Anzahl der im Betrieb auftretenden Lastwechsel der Laststufe i und N_i die Anzahl der vom Werkstoff ertragbaren Lastwechsel der Laststufe i bis zum Eintreten des Ausfalls. Die Anzahl der Laststufen wird durch p angegeben.

Im Bereich der Betriebsfestigkeit von Elastomeren ist die Miner-Regel heute ebenfalls verbreitet und wird in zahlreichen Forschungsarbeiten angewendet. Als wichtige Beispiele sind die Untersuchungen von Bremer [Bre95] und Böhm [Böh00], Flade, Idelberger, Schöpfel und Schütz [FIS+96] sowie von Flamm, Gross, Steinweger und Weltin [FSW02, FSW05, WFG99] zu nennen. Lebensdauerprognosen für dynamisch belastete Elastomerbauteile beschreiben Eckwert, Frohn, Meyer und Neitzel in ihren Ausführungen [EN01, EF04, EMN03] und nennen die besonderen, unterschiedlichen Schwierigkeiten, welche bei der Anwendung der Miner-Regel im Zusammenhang mit Elastomeren auftreten.

Viele aktuelle Forschungsarbeiten wie z. B. [GSM08, FSW09 und SSP+10] beschäftigen sich mit der Prognose von Lebensdauern dynamisch belasteter Elastomerbauteile vor dem Hintergrund unterschiedlichster Fragestellungen.

Durch experimentelle Untersuchungen konnte im Rahmen der vorliegenden Arbeit der Einfluss unterschiedlicher Belastungsreihenfolgen auf den Schadensverlauf und die eigenschaftsbeschreibenden Kennwertverläufe nachgewiesen werden. Auf der Basis des in Abschnitt 3.3 definierten Ausfallkriteriums werden für unterschiedliche Belastungsreihenfolgen deutlich voneinander abweichende Gebrauchsdauern ermittelt. Im Rahmen einer linearen Schadensakkumulation sind solche Unterschiede nicht darstellbar. Der Ansatz nach Miner erscheint vor dem Hintergrund der berichteten Untersuchungsergebnisse zur Beschreibung des Schädigungsverlaufs von Elastomerbauteilen unter Berücksichtigung des Reihenfolgeinflusses somit als nicht ausreichend.

Obwohl Gent, Marteny und Sun in [GMS00] nachweisen, dass aus bruchmechanischer Sicht die Reihenfolge der Beanspruchungen durchaus einen Einfluss auf die Lebensdauer von Elastomerbauteilen haben kann, werden derzeit Lebensdauervorhersagen für Elastomerbauteile in der Regel immer noch ohne die Berücksichtigung der zeitlichen Reihenfolge der aufgetragenen Belastungen durchgeführt. Spitz [Spi12] berichtet, dass nicht lineare Schadensakkumulationshypothesen in der Lebensdauerberechnung von Elastomerbauteilen derzeit nicht angewendet werden und entwickelt daraufhin den von Wortberg, Hoppe und Spitz in [WHS10] beschriebenen Ansatz weiter.

Der Schädigungsgrad D_N ist die Summe aus N Schadensanteilen, die für jeden Belastungszyklus i berechnet werden. Die einzelnen Schadensanteile hängen von den zu kalibrierenden Parametern A , b und c , von der Beanspruchungsgröße $B_{(i)}$ und von dem bereits während des betrachteten Belastungszyklus' vorliegenden Schädigungsgrad D_i ab. Da die einzelnen Schadensanteile i stets auf Basis der Vorschädigung bewertet werden, wird für den zweiten von zwei hintereinander aufgetragenen Zyklen gleicher Belastung ein höherer Schadensanteil berechnet als für den ersten. Durch diesen Aufbau der Gleichung wird die Belastungsreihenfolge berücksichtigt.

$$D_N = A \cdot \sum_{i=1}^N e^{b \cdot B_{(i)} \cdot (D_{i-1} + 1)^c} \quad \text{Gl. 6.2}$$

mit: D_N : Schädigungsgrad nach N Belastungszyklen
 A, b, c : Parameter
 N : Anzahl der gesamten Belastungszyklen
 i : Zählvariable
 $B_{(i)}$: Beanspruchungsgröße des Belastungszyklus' i

Spitz setzt im Rahmen der Entwicklung seines Modells die im jeweiligen Belastungszyklus wirkende Belastungsamplitude als Beanspruchungsgröße $B_{(i)}$ ein. Damit berücksichtigt er zunächst nur den die Materialschädigung verursachenden äußeren Einfluss und rechnet unabhängig von den in den jeweiligen Belastungszyklen herrschenden inneren schadenswirksamen maximalen Materialbeanspruchungen.

Durch Einsatz der Finite-Elemente-Methode kann für unterschiedliche, sich aufgrund vorgegebener äußerer Belastungen einstellende innere Beanspruchungen auf die resultierenden Materialbeanspruchungen geschlossen werden [WHS10]. Der Einsatz einer die innere Materialbeanspruchung beschreibenden Größe im Rahmen der nicht linearen Schadensakkumulation stellt eine Beziehung zwischen dem Schädigungsverlauf und der materialspezifischen Größe her. Damit ist es möglich, alle Einflüsse, die bauteil- und materialspezifisch sind (z. B. Herstellungseinflüsse oder Anisotropien), im Rahmen der Berechnung des Schädigungsgrades zu berücksichtigen. In diesem Fall kann das Modell anhand realer Bauteile kalibriert und für die Berechnung geometrisch ähnlicher Bauteile eingesetzt werden. Bezogen auf die heutige Versuchspraxis kann dies mittelfristig eine Reduzierung von Versuchen mit Probekörpern und vor allem mit Bauteilen bedeuten.

In der Anwendung der Finite-Elemente-Methode im Bereich der Elastomere nimmt, neben der Modellierung und der Auswahl geeigneter Materialmodelle, die Auswertung und Interpretation der Ergebnisse eine entscheidende Rolle ein. Insgesamt stehen auswertbare Größen aus den sieben verschiedenen Kategorien

- ⇒ Verschiebungen
- ⇒ Energie
- ⇒ Spannungen
- ⇒ Temperaturen
- ⇒ Dehnungen
- ⇒ Orientierungen
- ⇒ Kräfte

zur Verfügung, die unterschiedlichen Betrachtungsweisen eines Problems gerecht werden. An dieser Stelle sind geeignete Größen aufzuzeigen, welche die Materialbeanspruchungen im Bauteil aussagekräftig wiedergeben können. Dies können Spannungen, Dehnungen und energetische Größen sein. In der Literatur werden unterschiedliche Lösungsansätze zu dieser Fragestellung beschrieben, wobei die auszuwertenden Größen in der Regel nach problemspezifischen Gesichtspunkten ausgewählt werden [Dui09, FSW09, SSK11, Sto99]. Eine allgemeingültige Größe, vergleichbar der im Bereich der Metalle verwendeten Vergleichsspannung nach von Mises, wird bis dato nicht beschrieben. Im Folgenden werden die wesentlichen etablierten Größen erläutert, welche in der Literatur beschrieben werden.

Vergleichsspannungen nach von Mises

Die nach von Mises bezeichnete Vergleichsspannung σ_V wird auf Basis der Gestaltänderungsenergiehypothese nach Gl. 6.3 und 6.4 berechnet:

$$\sigma_V = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad \text{Gl. 6.3}$$

$$\sigma_V = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2] + 3(\sigma_{12}^2 + \sigma_{23}^2 + \sigma_{31}^2)} \quad \text{Gl. 6.4}$$

mit: σ_V :	Vergleichsspannung
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$:	Hauptnormalspannungen
$\sigma_{11}, \sigma_{22}, \sigma_{33}, \sigma_{12}, \sigma_{23}, \sigma_{31}$:	Normal- und Schubspannungen

Durch das Quadrieren innerhalb der Gleichungen werden die einzelnen Terme positiv, d. h., es wird im Ergebnis nicht zwischen positiver Spannung (Zug) und negativer Spannung (Druck) unterschieden. Damit behandelt die Vergleichsspannung Zug- und Druckbeanspruchungen in ihrem Einfluss gleichwertig. In der Literatur werden Druckspannungen jedoch im Vergleich zu Zugsspannungen im Hinblick auf ihren Schädigungseinfluss als deutlich unkritischer bezeichnet. Es wird empfohlen, bei Materialbeanspruchungen gemäß der skalaren Vergleichsspannungen zusätzlich die Hauptnormalspannungsverteilung zu berücksichtigen [SSK+98, SSK11].

Hauptnormalspannungen

In dreidimensionalen Beanspruchungen sind die Hauptnormalspannungen σ_1 , σ_2 und σ_3 stets orthogonal zueinander stehende Vektoren, welche die Richtungen in einem belasteten Körper angeben, in welchem ausschließlich Normalspannungen und somit keine Schubspannungen bestehen. Die drei Einzelkomponenten einer Hauptnormalspannung zeigen einen Vektor auf, dem sozusagen die örtliche Kraftlinie innerhalb des Körpers folgt. Anhand der Indizes 1, 2 und 3 werden die Hauptnormalspannungen ihrer Größe nach von klein (1) nach groß (3) geordnet.

Hauptnormaldehnungen

Als wichtige dehnungsbezogene Auswertegröße werden Hauptnormaldehnungen bezeichnet, die analog zu den Hauptnormalspannungen mit ε_1 , ε_2 und ε_3 benannt werden und ebenfalls senkrecht zueinander stehende Vektoren darstellen.

Formänderungsenergiedichte

Gemäß Abschnitt 2.1.1 sind Elastomerwerkstoffe als Netzwerke aus chemisch gebundenen Makromolekülen aufgebaut. Eine mechanische Zerstörung dieser Struktur bedeutet, dass die chemische Bindungsenergie zwischen den Molekülen überwunden ist. Die dazu notwendige mechanische Energie stellt die Formänderungsenergiedichte dar. Diese volumenspezifische Energie entspricht der Fläche unterhalb der Spannungs-Dehnungs-Kurve. Die Formänderungsenergiedichte hat sich hinsichtlich des Werkstoffversagens im Falle mehraxialer Beanspruchungszustände als besonders aussagekräftig erwiesen. Sie wird für den uniaxialen Beanspruchungsfall durch Gleichung 6.5 und für den dreidimensionalen Beanspruchungsfall durch Gleichung 6.6 beschrieben.

$$W = \int_0^{\varepsilon_{\max}} \sigma \cdot d\varepsilon \quad \text{Gl. 6.5}$$

mit: σ : Spannung
 ε : Dehnung
 W : volumenspezifische Energie, Formänderungsenergiedichte

$$W = \int_0^{\varepsilon_{\max}} \sigma \cdot d\varepsilon = \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 \int_0^{\varepsilon_{\max}} \sigma_{ij} \cdot d\varepsilon_{ij} \quad \text{Gl. 6.6}$$

mit: σ_{ij} : Spannungstensor
 ε_{ij} : Dehnungstensor

Formänderungsbetrag

Darüber hinaus werden Beanspruchungszustände von Elastomeren auch mittels des Formänderungsbetrags bewertet. Er stellt nach [Sto99 und SSK+98] ausschließlich ein Maß für die Verstreckung der Makromolekülketten eines Elastomers dar. Diese stellt sich aufgrund der durch äußere Belastungen hervorgerufenen Deformationen ein. Gemäß der nachfolgenden Gleichung Gl. 6.7 wird der Formänderungsbetrag bestimmt.

$$F_V = \sqrt{\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 + \varepsilon_3^2} \quad \text{Gl. 6.7}$$

mit: F_V : Formänderungsbetrag
 $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$: Hauptnormaldehnungen

Da sich unter Belastung erhebliche Dehnungen einstellen, werden keine technischen, also auf einen konstanten Querschnitt bezogenen Dehnungen, sondern wahre Dehnungen berücksichtigt. Die Umrechnung erfolgt anhand des folgenden Zusammenhangs (Gl. 6.8):

$$\varepsilon_w = \ln \lambda = \ln (\varepsilon_t + 1) \quad \text{Gl. 6.8}$$

mit: λ : Verstreckgrad
 ε_t : technische Dehnung $\Delta l/l_0$

Kadlowec, Wineman und Hulbert untersuchen in [KWH03] das Bauteilverhalten zylindrischer Elastomerbuchsen. Sie führen verformungsgeführte quasistatische Versuche mit Radial- und Torsionsbelastung durch, welche sie sowohl einachsig als auch zweiachsig aufbringen. Berechnungsergebnisse, die mithilfe der Finite-Elemente-Methode erzielt werden, zeigen im Vergleich mit den Versuchen gute Übereinstimmungen. Als Auswertegrößen dienen ausschließlich Belastungen und Verformungen.

Caspers, Barth und Schenk untersuchen in [CBS91] eine Drehfeder und werten die Ergebnisse der Simulation des Elastomerbauteils u. a. anhand maximaler Dehnungen und Scherungen sowie der Vergleichsspannungen nach von Mises aus. Sie bilden die Vergleichsspannungen im Konturplot durch Isolinien ab. Die dabei identifizierten Stellen lokaler Spannungsspitzen entsprechen im Versuch den Stellen des Rissbeginns. Ihre Lebensdauervorhersagen auf Basis der maximalen Hauptnormalspannung und der maximalen Vergleichsspannung nach von Mises korrelieren gut mit den experimentellen Ergebnissen. Auch Guth [Gut96] erzielt mit gleicher Vorgehensweise gute Ergebnisse in der Lebensdauerauslegung von Kupplungselementen.

Bremer geht in [Bre95] davon aus, dass die größte Hauptspannung die für die Werkstoffschädigung maßgebliche Größe ist. Im Rahmen seiner Arbeit zeigen sich auf Basis der maximalen Hauptspannung und der Vergleichsspannung nach von Mises gegensätzliche Ergebnisse zu [CBS91 und Gut96].

Flade, Idelberger, Schöpfel und Schütz sowie Duisen und auch Flamm, Steinweger und Weltin erzielen in [FIS+96, Dui09 und FSW09] sehr gute Ergebnisse mit der Beschreibung der Materialbeanspruchung durch die maximal auftretenden Hauptspannungen, wogegen die Anwendung von dehnungsbasierten Größen wie z. B. der maximalen Hauptnormaldehnung zur Beschreibung mehraxialer Beanspruchungszustände nur zu mäßigen Ergebnissen führt [FIS+96].

Stommel berichtet in [Sto99], dass die Formänderungsenergiedichte und der Formänderungsbetrag im Rahmen der Abschätzung der Betriebsfestigkeit und des Bruchverhaltens von Elastomerbauteilen geeignete Größen für die Umrechnung mehraxialer Werkstoffbe-

anspruchungen in einen äquivalenten Vergleichswert sind. Im Rahmen seiner Untersuchungen an quasistatisch belasteten Gummi-Metall-Motorlagern stellt er deshalb die maximale örtliche Werkstoffbeanspruchung durch den Formänderungsbetrag und die Formänderungsenergiedichte dar und bezeichnet den auf dieser Basis berechneten Versagenszeitpunkt der auf Zug belasteten Bauteile als ausreichend genau.

Die in Kapitel 5 dieser Arbeit vorgestellten Finite-Elemente-Rechnungen werden anhand der nachfolgenden Kriterien ausgewertet:

- ⇒ maximale Verschiebung
- ⇒ mittlere technische Dehnung
- ⇒ maximale Vergleichsspannung nach von Mises
- ⇒ maximale wahre Dehnung.

Bei Betrachtung der im Abschnitt 5.4 aufgeführten Tabellen mit den ermittelten Einzelwerten dieser Verschiebungen und Beanspruchungsgrößen fällt auf, dass zwischen der jeweiligen Belastungsamplitude und dem dazu ausgegebenen Wert ein Zusammenhang besteht, der durch eine stetige Funktion beschrieben werden kann. Um dies zu verdeutlichen, werden die o. g. Verschiebungen und Beanspruchungsgrößen bezogen auf ihren jeweiligen Wert bei der kleinsten berücksichtigten Belastungsamplitude normiert und über der als Vielfaches der gemäß Tabelle 3.1 entsprechenden Versuchs-Nennbelastung ausgedrückten Belastungsamplitude aufgetragen. Das in Abbildung 6.1 links gezeigte Diagramm stellt die entsprechenden Kurven für axial belastete Elastomerbuchsen dar; im rechten Diagramm sind die normierten Beanspruchungsgrößen für radial belastete Bauteile aufgeführt.

Beide Diagramme zeigen für die ausgewerteten Größen einen ähnlichen Trend und belegen einen nicht linearen Zusammenhang, denn mit ansteigender Belastungsamplitude nehmen sämtliche Beanspruchungsgrößen größere Werte an.

Aufgrund dieses Zusammenhangs erscheinen alle in Abbildung 6.1 aufgeführten Größen geeignet zu sein, um im mathematischen Ansatz nach Gleichung 6.2 als Beanspruchungsgröße $B_{(i)}$ eingesetzt zu werden und qualitativ vergleichbare Ergebnisse zu erzielen, wie Spitz sie durch Einsetzen der Belastungsamplitude in [Spi12] erreicht hat. Zudem empfiehlt sich die Vergleichsspannung nach von Mises aufgrund der betragsmäßig größten Unterschiede zwischen den einzelnen Wertepaaren in den Diagrammen der Abbildung 6.1, wenn gemäß der oben zitierten Empfehlung [SSK+98, SSK11] die Hauptnormalspannungsverteilung berücksichtigt und damit ausgeschlossen wird, dass hohe Vergleichsspannungswerte aus größeren Druckspannungen statt aus Zugspannungen resultieren.

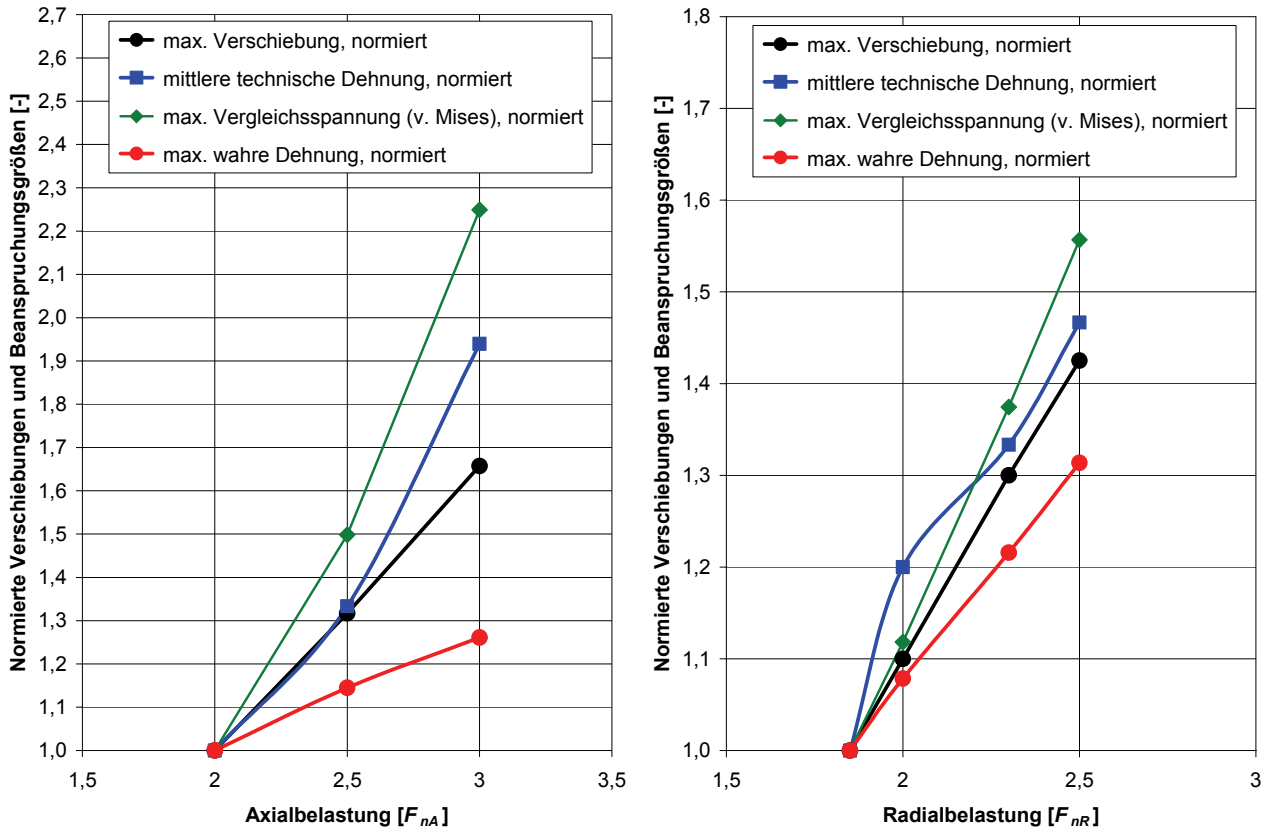


Abbildung 6.1: Normierte Verschiebungen und Beanspruchungsgrößen aus den Finite-Elemente-Rechnungen axial und radial belasteter Elastomerbuchsen

Durch Einbinden von Messdaten, die die uniaxialen und mehraxialen Beanspruchungszustände des verwendeten Materials ausreichend genau beschreiben, und durchgängige Verwendung eines hyperelastischen Materialmodells für alle Belastungszustände sind Ergebnisse zu erwarten, die das Bauteil- und Materialverhalten im Vergleich zu den vorgestellten Ergebnissen treffender wiedergeben. In diesem Fall ist eine Neukalibrierung des nicht linearen Schadensakkumulationsmodells auf Basis der ausgesuchten Beanspruchungsgröße vielversprechend, besonders im Hinblick auf eine mögliche Übertragbarkeit auf andere Baugrößen oder geometrisch ähnliche Bauteile.

7 Zusammenfassung

Aufgrund ihrer besonderen mechanischen Eigenschaften werden Elastomerbauteile in vielen technischen Anwendungen zur Lösung schwingungstechnischer Aufgabenstellungen eingesetzt. Gummi-Metall-Verbund-Bauteile werden nicht nur als dämpfende Aggregatelaager für Maschinenteile verwendet, sie dienen auch als Verbindungselemente in Kupplungen. Die auf sie einwirkenden dynamischen Belastungen beeinflussen die Dauer ihres Einsatzes bis zu ihrem Ausfall maßgeblich. Der betriebssicheren Auslegung der im Vergleich zu anderen Maschinenelementen kostengünstig erscheinenden Bauteile kommt insofern eine besondere Bedeutung zu, da ungeplante Ausfälle die Anlagenverfügbarkeit reduzieren und in der Regel produktionsrelevante und damit oft kosten- und zeitintensive Instandhaltungs- und Reparaturmaßnahmen nach sich ziehen.

Die Finite-Elemente-Methode ist in den letzten Jahren zu einem zentralen und unverzichtbaren Werkzeug für die Entwicklung und Verbesserung von Elastomerbauteilen entwickelt worden. Kritische Beanspruchungen innerhalb des Werkstoffs und das Bauteilverhalten an sich lassen sich berechnen und simulieren. Aufgrund des nicht linearen Spannungs-Dehnungs-Verhaltens, der fast vollständigen Inkompressibilität und der besonderen zeit- und temperaturabhängigen Effekte, die bei Elastomerwerkstoffen auftreten, sind die Berechnungsergebnisse allerdings oft mit großen Unsicherheiten verbunden. Die Weiterentwicklung von Ansätzen zur Beschreibung der genannten Effekte ist deshalb weiterhin Gegenstand aktueller Forschungsarbeiten.

Vor diesem Hintergrund werden auch im Rahmen aktueller Produktentwicklungen noch Bauteilversuche durchgeführt, die zur Bestätigung des rechnerisch ermittelten Bauteilverhaltens und möglicher Aussagen im Rahmen von Lebensdauerabschätzungen dienen. Die vorliegende Arbeit liefert neue Erkenntnisse zur Beschreibung des Bauteilzustandes dynamisch belasteter Elastomerbuchsen durch Bewertung von mithilfe des Hysterese-Messverfahrens ermittelten Kennwertverläufen und zum Einfluss unterschiedlicher Belastungsreihenfolgen auf den Schädigungsverlauf.

Im Rahmen der vorgestellten experimentellen Untersuchungen werden zylindrische Elastomerbuchsen in unterschiedlichen Versuchsführungen harmonisch wechselnd belastet. Dies geschieht in allen Versuchen ohne Mittellast und mit über die jeweiligen Belastungsstufen konstanten Prüffrequenzen. Im Vergleich zu den realen Einsatzfällen der Elastomerbuchsen werden zum Teil deutlich überhöhte Belastungsamplituden gewählt, um kurze, wirtschaftliche Versuchslaufzeiten mit einem Richtwert von max. 2×10^6 Belastungszyklen realisieren zu können. Die Auswertung der Versuche erfolgt neben der Beschreibung der gemessenen Prüfkörpertemperatur insbesondere durch Bewertung der Verläufe der eigenschaftsbeschreibenden Kennwerte dynamische Steifigkeit $C_{dyn,n}$ und Dämpfungsarbeit $A_{D,n}$. Diese werden durch die Anwendung des Hysterese-Messverfahrens aus den jeweils gemessenen Belastungen und Verformungen berechnet.

Die im Versuch bis zum Eintreten einer festgelegten Eigenschaftsänderung des Prüfkörpers durchlaufene und somit ertragene Anzahl an Belastungszyklen wird als Gebrauchsdauer definiert. Aus den vorliegenden Versuchsergebnissen wird abgeleitet, dass der Bauteilzustand anhand der Dämpfungsarbeit deutlich präziser beschrieben werden kann als anhand der dynamischen Steifigkeit. Nach der Definition des Ausfallkriteriums *Änderung des Wertes der normierten Dämpfungsarbeit um 20 %* werden die Gebrauchsdauern sämtlicher Versuche auf dieser Basis ermittelt und diskutiert.

Sowohl aus belastungsgeführten einachsigen Bauteilversuchen mit Axial- und Radialbelastung als auch aus verformungsgeführten Torsionsversuchen werden Kennwertverläufe abgeleitet, deren unterschiedlich stark ausgeprägte Änderungen von den eingestellten Kombinationen aus Belastungsamplitude und -frequenz abhängig sind. Dabei weisen die Verläufe mehrheitlich eine Aufwärmphase, eine Beharrungsphase und eine Phase des Bauteilversagens auf.

Ergänzt wird das Versuchsprogramm durch mehrstufige Einachsversuche, wobei die Belastungsamplitude stets, von der ersten Belastungsstufe ausgehend, vergrößert wird. Darüber hinaus werden die Stufenlängen, d. h. die Anzahl der innerhalb einer Belastungsstufe aufzubringenden Belastungszyklen variiert, wobei sämtliche Stufen innerhalb eines Versuchs die gleiche Anzahl an Belastungszyklen aufweisen.

Die ermittelten Gebrauchsdauern zeigen innerhalb der einzelnen Versuchsreihen große Spannweiten. Unter gleichen Versuchsbedingungen beträgt das Verhältnis von größter zu kleinster Gebrauchsdauer zwischen 1,46 (mehrstufige Axialversuche) und 2,04 (Radialversuche). Zudem werden Effekte aufgezeigt, die zu Steifigkeitsanstiegen unter dynamischer Bauteilbelastung führen. Hier sind insbesondere Axial- und Torsionsversuche mit kleiner Belastungsamplitude hervorzuheben.

Mittels speziell für diesen Anwendungsfall entwickelter Versuchsaufbauten werden im Rahmen der zweiachsigen Bauteilprüfung Elastomerbuchsen sowohl mit überlagerter Radial- und Torsionsbelastung als auch mit überlagerter Radial- und Axialbelastung beaufschlagt. In beiden Fällen treten die zeitgleichen Belastungen phasengleich auf. Durch die überlagerten Belastungen werden gegenüber den Einachsversuchen mit gleichen Belastungsstufen deutlich reduzierte Gebrauchsdauern festgestellt. Die aus Radial- und Torsionsbelastung berechneten Gebrauchsdauern betragen nur ca. 3,4 % bzw. 8,8 % der jeweils unter einachsiger Belastung ermittelten Werte. Insgesamt kann festgehalten werden, dass sich kleine, einachsig aufgebrachte wechselnde Belastungsamplituden wenig schädigungsrelevant auswirken. Sobald sie jedoch kombiniert, d. h. zweiachsig und damit überlagert auftreten, beeinflussen sie die Schadensentwicklungen im Werkstoff deutlich.

Für alle Versuche werden Kennwertverläufe abgeleitet, die die dynamischen Eigenschaften der untersuchten Bauteile qualitativ gut beschreiben. Das angewendete Hysterese-Messverfahren in Kombination mit den festgelegten Auswertekriterien ermöglicht die objektive Bewertung der jeweiligen Bauteilzustände.

Der Einfluss unterschiedlicher Belastungsreihenfolgen auf den Schädigungsverlauf und damit auf die Kennwertverläufe der dynamischen Steifigkeit C_{dyn_n} und der Dämpfungsarbeit A_{D_n} wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit erstmals an belastungsgeführten Axialversuchen untersucht und belegt. Dazu werden unterschiedliche Versuchsvarianten definiert, die sich durch die Reihenfolge der aufgetragenen Belastungsstufen unterscheiden.

Es wird nachgewiesen, dass drei Belastungsstufen, die sich durch Belastungsamplitude und -frequenz unterscheiden und im Versuch mit vorgegebener Anzahl von Belastungszyklen in unterschiedlichen Reihenfolgen aufgebracht werden, zu deutlich abweichenden Gebrauchsdauern führen. Analog zu der in der Literatur zitierten Vorkonditionierung führen größere Belastungsamplituden zu Beginn einer Belastungsfolge im weiteren Verlauf unter kleiner werdenden Belastungen zu erheblich kleineren Kennwertänderungen sowie zu deutlich längeren Gebrauchsdauern im Vergleich zu Versuchen mit von Beginn an zunehmenden Belastungsamplituden. Auch Versuche mit Sonderereignissen, d. h. mit jeweils doppelt auftretenden 3fach oder 4fach überhöhten Belastungsamplituden, die mit einem Anteil von 2 % der Belastungszyklen zeitlich gleichmäßig verteilt aufgebracht werden, weisen kürzere Gebrauchsdauern auf als Versuche, in denen die überhöhten Belastungsamplituden zu Versuchsbeginn zeitlich direkt aufeinanderfolgend aufgebracht werden.

Im Dauerversuch stündlich wiederkehrende Belastungspausen beeinflussen ebenfalls den Schadensverlauf und verkürzen die Gebrauchsdauer der untersuchten Elastomerbuchsen gegenüber Versuchen mit wechselnder Belastung ohne Unterbrechungen um rund 14,6 %. Die periodisch auftretenden Abkühlvorgänge und damit einhergehenden temperaturabhängigen Eigenschaftsänderungen des Werkstoffs beeinflussen den Schädigungsverlauf deutlich.

Für alle zuvor experimentell untersuchten Belastungsfälle werden die in den belasteten Elastomerbuchsen auftretenden Deformationen und Beanspruchungen mithilfe der Finite-Elemente-Methode berechnet. Dazu werden das Yeoh-Modell und das Marlow-Modell in Kombination mit uniaxialen Messwerten eingesetzt. Im ersten Schritt der Auswertung werden die berechneten Verschiebungen den im Versuch ermittelten Werten gegenübergestellt. Die lokalen kritischen Beanspruchungen werden anhand grafischer Darstellungen als Konturplot abgebildet. Dabei werden die in den einzelnen Raumachsen innerhalb der Elastomerspur auftretenden Verschiebungen, die mittlere technische Dehnung sowie die Vergleichsspannung nach von Mises berücksichtigt.

Die Vergleiche mit Schadensbildern von zuvor experimentell belasteten Buchsen zeigen für alle Belastungsfälle, dass die innerhalb der Elastomerspuren mithilfe der FEM lokalisierten Bereiche höchster Spannungen und Dehnungen den Bereichen entsprechen, von welchen im Experiment eine erkennbare Rissbildung ausgeht. Die Berechnungsergebnisse werden durch die Vergleiche mit den experimentell ermittelten Verschiebungen und Schadensbildern qualitativ bestätigt und abgesichert. Dabei unterscheiden sich die Resultate der mit dem Yeoh-Modell und mit dem Marlow-Modell berechneten Beanspruchungen nur geringfügig.

Für die durchgeführten Untersuchungen standen nur Messdaten zur Verfügung, die in uniaxialen Zugversuchen an Hantelprüfkörpern ermittelt wurden. Im Fall der zweiachsigen Bauteilbelastung beschreiben die Berechnungsergebnisse die im Bauteil wirkenden mehrachsigen Spannungszustände deshalb nur unzureichend. Es zeigt sich, dass für eine treffendere Beschreibung des komplexen Materialverhaltens innerhalb der Bauteile mit den ausgewählten Materialmodellen Messdaten aus mehrachsigen Werkstoffversuchen berücksichtigt werden müssen.

Zur Vorhersage von Lebensdauern werden in der Technik fast ausschließlich lineare Berechnungsansätze verfolgt, die in der Regel ausreichend gute Ergebnisse liefern. Die in dieser Arbeit durch experimentelle Untersuchungen gewonnenen Erkenntnisse bezüglich der vielfältigen Kennwertverläufe sowie der ebenfalls durch Versuche belegte Einfluss der Belastungsreihenfolge auf den Schadensverlauf verlangen nach einem Berechnungsverfahren, das diesen Einflüssen gerecht wird. Hierzu erarbeitet Spitz [Spi12] einen mathematischen Ansatz, der die formulierten Anforderungen erfüllt. Es wird diskutiert, wie durch Ersatz der in diesem Modell zunächst als Beanspruchungsgröße eingesetzten Bauteilbelastungen durch die mithilfe der Finite-Elemente-Methode berechneten Beanspruchungsgrößen Ergebnisse erzielt werden können, die unabhängig von der Baugröße der untersuchten Elastomerbuchsen sind.

8 Ausblick

Die diskutierten experimentellen Untersuchungen stellen einen beträchtlichen zeit- und kostenintensiven Aufwand dar. Die daraus abgeleiteten Erkenntnisse sind in weiten Teilen nicht allgemeingültig, sondern ausschließlich für die vorgestellten Anwendungsfälle relevant. Da auch in heutigen, von theoretischen und numerischen Berechnungsverfahren geprägten Produktentwicklungsprozessen nicht vollständig auf Bauteilversuche verzichtet werden kann, kommt der Verbesserung aktueller Prüfverfahren weiterhin eine wichtige Bedeutung zu. Hier ist die zentrale Fragestellung, wie der Versuchsaufwand bei gleich bleibendem Nutzen möglichst reduziert werden kann.

Untersuchungen, welche die Beschreibung der sich unter dynamischer Belastung verändernden mechanischen Eigenschaften durch Kurzzeitversuche zum Gegenstand haben, liefern in der Bewertung von Kennwertverläufen im Sinne der hier vorgestellten Dauerversuche vielversprechende Ergebnisse [WHM08]. Hier ist eine Weiterentwicklung, auch unter Berücksichtigung des Frequenz- und Temperatureinflusses z. B. durch ergänzende Versuche mit konstanter Dämpfungsleistung, weiterhin Erfolg versprechend.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird der Einfluss von unterschiedlichen Belastungsreihenfolgen auf die dynamischen Eigenschaften der untersuchten zylindrischen Elastomerbuchsen belegt. Dies stellt einen interessanten Ausgangspunkt für weiterführende Arbeiten dar, in welchen die gewonnenen Erkenntnisse im Hinblick auf ihre Gültigkeit für weitere Belastungsfälle und andersartige, komplexe Elastomerbauteile untersucht werden sollten. Darüber hinaus ist die Bedeutung dieser Ergebnisse für die Auslegung von Bauteilen aus Elastomerwerkstoffen und für die Versuchspraxis zu diskutieren.

In den vorgestellten Untersuchungen werden die Elastomerbuchsen entweder einachsig oder zweiachsig, d. h. mit zwei gleichzeitig wirkenden, phasengleichen Belastungen geprüft. Zweiachsversuche mit identischen Versuchsparametern, jedoch nicht gleichzeitig aufgebrachten Belastungen, können einen weiteren Beitrag zum besseren Verständnis des Werkstoffverhaltens unter mehrachsigen Belastungen leisten.

Die vorgestellten Berechnungen des Bauteilverhaltens mithilfe der Finite-Elemente-Methode bieten ebenfalls Ansatzpunkte zur Weiterentwicklung in nachfolgenden Arbeiten. So können neben der durchgängigen Verwendung eines hyperelastischen Materialmodells die Nutzung von Werkstoffdaten aus uniaxialen und mehraxialen Werkstoffversuchen Arbeitsschwerpunkte sein, um zukünftig mehrachsige Belastungszustände realitätsnah und sicher beschreiben zu können. Käsler beschreibt in [Käs97], dass größere Bauteile generell stärkere relative Änderungen der eigenschaftsbeschreibenden Kennwerte erfahren. Die weiterführende Untersuchung dieses Größeneinflusses mithilfe der Finite-Elemente-Methode stellt sich auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse als vielversprechend dar.

Darüber hinaus ist die Anwendung der im Kapitel 6 vorgestellten nicht linearen Schadensakkumulationsrechnung auf die vorgestellten Belastungsfälle der zylindrischen Elastomerbuchsen von besonderem Interesse. Hier sind die Fragen zu stellen, inwieweit der Einfluss unterschiedlicher Belastungsreihenfolgen mithilfe des mathematischen Ansatzes abgebildet werden kann und ob durch Einsatz der oben diskutierten Beanspruchungsgrößen anstelle der eingestellten Belastungsamplituden verbesserte Ergebnisse erzielt werden können.

9 Summary

Due to their special mechanical properties, elastomeric parts are used in many technical applications to solve vibration control problems. Furthermore, rubber-metal component parts are used not only as damping mounts for machine parts, they also serve as transmission elements in couplings. The dynamic loads acting on them affect the period of operation until their failure significantly. The reliable design of these parts is therefore of special significance, since unplanned failures reduce plant availability and usually entail production related repair and maintenance measures which are expensive as well as time-consuming.

The finite element method has been developed in recent years to become a central and indispensable tool for the development and improvement of elastomer parts. Critical strains within the material and component behaviour itself can be calculated and simulated. Due to the non-linear stress-strain behaviour, the almost complete incompressibility, and the characteristic time- and temperature-dependent effects of elastomer materials, calculation results, however, often include great uncertainty. The development of approaches for the description of these effects is therefore still the subject of current research.

Consequently, in the context of current product developments, component tests are still performed to confirm the calculated component behaviour and also life cycle periods. The present work provides new insights into the description of the condition of dynamically loaded elastomer bushings by using the evaluation of characteristic values found on the basis of the hysteresis measuring method. The study also shows the influence of different load sequences on the damage process.

In different tests, harmonically alternating loads are applied on cylindrical elastomer bushings. This is done in all experiments without mid-load and with non-varying test frequencies during all load levels. In comparison to the real-life application of elastomer bushings, considerably higher load amplitudes are applied. This is to realize short, economic test durations with a maximum of approximately 2×10^6 load cycles. The experiments are evaluated by describing the measured temperature of the tested elastomer part and by assessing the development of the characteristic values dynamic stiffness $C_{dyn,n}$ and damping work $A_{D,n}$. These are obtained by using the hysteresis measuring method on the measured loads and deformations.

The number of load cycles the tested parts endure until the occurrence of a specified change of its material characteristics is defined as life cycle period. The presented experimental results lead to the conclusion that the component state can be described much more precisely on the basis of the damping work than on the basis of the dynamic stiffness. After definition of the failure criterion 'change in the value of the standardized damping work by 20 %', the life cycle periods of all the tests are calculated and discussed on this basis.

Curves of characteristic values are generated from load controlled radial and axial tests as well as displacement controlled torsional tests. Different combinations of load amplitude and load frequency result in different trends of these curves, whereas their majority show a warm-up phase, an inertia phase and a phase of component failure.

The test program is completed with multi-stage uniaxial tests, during which the load amplitude is steadily increased starting from the first load level. Beyond that, the stage lengths vary, i.e. the number of applied load cycles within a load level. All the levels of an experiment have the same number of load cycles.

The calculated life cycle periods within each test run show wide variations. Under the same experimental conditions, the ratio of largest to smallest life cycle period is between 1.46 (multi-stage axial tests) and 2.04 (radial tests). In addition, effects leading to an increase of stiffness under dynamic loading of parts are being observed especially in axial and torsional tests with small load amplitude.

Using experimental setups specially developed for these applications, elastomer bushings are subjected to different loads both with superimposed radial and torsional load and with superimposed radial and axial load. The simultaneous loads are in both cases in phase. As a result of the superimposed loads, significantly reduced life cycle periods are observed compared to the uniaxial tests with the same load levels. The life cycle periods calculated from radial and torsional loading are only about 3.4 % resp. 8.8 % of the values determined under uniaxial loading. Overall, it can be stated that small, alternating, uniaxially applied load amplitudes cause less damage. However, once the load amplitudes occur combined, i.e. biaxially and superimposed, they influence the damage process in the material significantly.

For all tests, characteristic curves are derived describing the dynamic characteristic values of the examined parts with good quality. The hysteresis measuring method applied in combination with the defined evaluation criteria permits an objective assessment of the individual component states.

The influence of different load sequences on the damage process and thus on the characteristic curves (dynamic stiffness C_{dyn_n} and damping work A_{D_n}) is examined and proven in this study for the first time on load controlled axial component tests. For this purpose, different test sequences are defined, which differ in the order of the applied load levels.

It is shown that three load levels that differ in load amplitude and load frequency and which are applied in different orders with a given number of load cycles during the test lead to substantially different life cycle periods. In analogy to the preconditioning cited in the literature, higher load amplitudes at the beginning of a loading sequence followed by smaller ones in the further course of a test lead to considerably smaller changes of the characteristic values as well as to significantly longer life cycle periods in comparison to tests with load amplitudes increasing from the start. Further tests are performed with twice occurring load peaks, which are three or four times increased compared to the standard load. These peaks are applied with a share of 2 % of all load cycles and evenly distributed over the

time. The results show shorter life cycle periods than those tests in which the excessive load amplitudes are applied at the beginning in direct order.

In long-term tests, hourly recurring load breaks also affect the damage process and shorten the life cycle period of the examined elastomer bushings by around 14.6 % compared to tests with alternating loads without interruption. The periodical cooling processes and associated temperature-dependent changes of the material characteristics affect the damage process considerably.

For all examined loading cases, the deformations and strains occurring in the loaded elastomer bushings are calculated using the finite element method. For this purpose, the Yeoh model and the Marlow model are used in combination with uniaxial test results. The calculated displacements are compared with the experimentally obtained values and the local critical strains are represented as contour plots. The displacements occurring in each axis within the elastomer, the average nominal strain, and the von Mises equivalent stress are being considered.

Comparisons with damage patterns of experimentally loaded bushings show for all loading cases that the areas of maximum stress and strain localized within the elastomer using FEM correspond to the areas from which a recognizable cracking starts during the experiment. The calculation results are qualitatively confirmed by the comparison with the experimentally detected displacements and damage patterns. The results calculated with the Yeoh model and the Marlow model differ only slightly.

For these surveys, only those data were available which were determined in uniaxial tensile tests on dumbbell test specimen. In the case of biaxial loading of parts, though, the calculation results describe only insufficiently the multiaxial stress conditions working on the component part. Consequently, for an accurate description of the complex material behaviour with the selected material models, data from multi-axial tests should be considered.

Generally, to predict life cycle periods almost exclusively linear calculation approaches are used. They usually provide sufficiently accurate results. But the conclusions found in this study concerning the varied characteristic curves and the influence of the load sequences on the damage process demand a calculation method which takes into account these influences. For this purpose, Spitz [Spi12] developed a mathematical approach that satisfies the formulated requirements and which serves to perform a cumulative damage calculation based on the load amplitude of each load cycle. In the present study the possibility of replacing the load amplitude by an FEM-calculated value is discussed with the aim to get results which are independent of the size of the examined elastomer bushings.

10 Literaturverzeichnis

- [Bat90] **Bathe, K.-J.:** *Finite-Elemente-Methoden*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1990.
- [Bec06] **Becker, M. K.:** *Beanspruchungsgerechte Lebensdauerdimensionierung von dynamisch auf Drehschub belasteten Elastomerkupplungen*. Dissertation, RWTH Aachen, 2006.
- [Bei61] **Beitz, W.:** *Untersuchungen der elastischen und der dämpfenden Eigenschaften drehelastischer Kupplungen und ihrer Dauerfestigkeit*. Dissertation, TU Berlin, 1961.
- [Bet97] **Betten, J.:** *Finite Elemente für Ingenieure 1*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1997.
- [BG05] **Besdo, D.; Gödde, P.:** *FVA-DFG Forschungspaket Elastomere, Einleitung zum Gesamtprojekt*. Forschungsheft Nr. 846 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (FVA), Frankfurt a. M., 2008.
- [BHB08] **Bauer, M.; Horch, A.; Blank, F.:** *Abschätzung der Restlebensdauer zur prädiktiven Instandhaltung*. In: Technische Überwachung, Band 49, Nr. 9, S. 39-43, Springer VDI Verlag, Düsseldorf, 2008.
- [Bil04] **Bille, H.:** *Werkstoffkunde der Polymere*. Druckschrift zum SKZ-Seminar *Werkstoffkunde der Elastomere*, Das Kunststoff-Zentrum (SKZ), Würzburg, 4./5. Mai 2004.
- [BN09] **Baaser, H.; Noll, R.:** *Simulation von Elastomerbauteilen - Materialmodelle und Versuche zur Parameterbestimmung*. Vortrag beim DVM-Tag Elastomerbauteile 2009, Berlin, 2009.
- [Böh00] **Böhm, R. P.:** *Lebensdauer von schubbelasteten Gummikupplungen*. Dissertation, RWTH Aachen, 2000.
- [Böl05] **Böl, M.:** *Numerische Simulation von Polymernetzwerken mit Hilfe der Finiten-Elemente-Methode*. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, 2005.
- [BP96] **Benner, J.; Platt, W.:** *Dynamisches Verhalten drehelastischer Kupplungen unter Berücksichtigung allgemeiner Materialgleichungen und Einbeziehung von Ausfallkriterien*. Forschungsheft Nr. 221 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (FVA), Frankfurt a. M., 1996. Das Vorhaben wurde aus Mitteln des BMWi unter der Nr. 5240 gefördert.
- [Bre95] **Bremer, G.:** *Betriebsfestigkeit von Metall-Gummilagern*. Dissertation, TU Clausthal, 1995.

- [Bro06] **Brown, R.:** *Nonlinear Finite Element Methods*. 4th Edition, Springer Science+Business Media, Inc., New York, 2006.
- [BS04] **Brandt, M.; Schmachtenberg, E.:** *Nicht-lineare Viskoelastizität*. In: *Kunststoffe*, Ausgabe 6, S. 89-93, Carl Hanser Verlag, München, 2004.
- [CBS91] **Caspers, M.; Barth, T.; Schenk, R.:** *Lebensdauervorhersage von Gummi-Metall-Bauteilen mit Hilfe der FEM*. In: *KGK – Kautschuk Gummi Kunststoffe*, Internationale Fachzeitschrift für polymere Werkstoffe, 44. Jahrgang, Nr. 7/91, S. 659-662, Hüthig Verlag, Heidelberg, 1991.
- [DD06] **Dankert, H.; Dankert, J.:** *Technische Mechanik. Statik, Festigkeitslehre, Kinematik/Kinetik*. 4. Auflage, Teubner Verlag, Wiesbaden, 2006.
- [DIN04] **DIN ISO 1629:** *Kautschuk und Latices – Einteilung, Kurzzeichen*. Hrsg.: Deutsches Institut für Normung, Beuth Verlag, Berlin, 2004.
- [DIN82] **DIN 53 535:** *Prüfung von Kautschuk und Elastomeren. Grundlagen für dynamische Prüfverfahren*. Hrsg.: Deutsches Institut für Normung, Beuth Verlag, Berlin, 1982.
- [DIN86] **DIN 740 Teil 2:** *Antriebstechnik, Nachgiebige Wellenkupplungen. Begriffe und Berechnungsgrundlagen*. Hrsg.: Deutsches Institut für Normung, Beuth Verlag, Berlin, 1986.
- [DIN93] **DIN 7724:** *Polymere Werkstoffe, Gruppierung polymerer Werkstoffe aufgrund ihres mechanischen Verhaltens*. Hrsg.: Deutsches Institut für Normung, Beuth Verlag, Berlin, 1993.
- [DM00] **Day, J.; Miller, K.:** *Equibiaxial Stretching of Elastomeric Sheets, An Analytical Verification of Experimental Technique*. Paper der Axel Products, Inc., Ann Arbor, USA, 2000.
- [DO88] **Döpfer, R.; Orschall, B.:** *Bestimmung von Wärmenestern in drehnachgiebigen Wellenkupplungen*. Forschungsheft Nr. 299 zum Forschungsvorhaben Nr. 123/I der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (FVA), Frankfurt a. M., 1988. Förderung des Vorhabens durch das BMWi unter der AIF-Nr. 6185.
- [DS08] **Dassault Systèmes:** *Abaqus Online Documentation*. Version 6.8, April 2008.
- [Dui09] **Duisen, F.:** *Angewandte Betriebsfestigkeitsberechnungen an ein- und zweiachsig belasteten Fahrwerkslagern*. Vortrag beim DVM-Tag Elastomerbauteile 2009, Berlin, 2009.
- [EEH05] **Eyerer, P.; Elsner, P.; Hirth, T.:** *Die Kunststoffe und ihre Eigenschaften*. 6. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2005.

- [EF04] **Eckwerth, P.; Frohn, J.:** *Elastische Lagerungen in der Verkehrstechnik*. In: ZEVrail Glasers Annalen, Zeitschrift für das gesamte System Bahn, 128. Jahrgang, Januar-Februar/2004, S. 48-57, Georg Siemens Verlag, Berlin, 2004.
- [Ehr93] **Ehrenstein, G. W. (Hrsg.):** *Hysteresis-Messverfahren – das flexible Verfahren zur dynamischen Werkstoff- und Bauteilprüfung nach R. Renz*. Fachseminar am Lehrstuhl für Kunststofftechnik, Universität Nürnberg-Erlangen, Prof. Dr.-Ing. G. W. Ehrenstein, Erlangen, 1993.
- [EMN03] **Eckwerth, P.; Meyer, R.; Neitzel, E.:** *Lebensdauerprognose für Elastomerbauteile*. In: ZEVrail Glasers Annalen, Zeitschrift für das gesamte System Bahn, 127. Jahrgang, März-April/2003, S.140-148, Georg Siemens Verlag, Berlin, 2003.
- [EN01] **Eckwerth, P.; Neitzel, E.:** *Lebensdauerprüfung von Elastomerbauteilen*. In: KGK – Kautschuk Gummi Kunststoffe, Internationale Fachzeitschrift für polymere Werkstoffe, 54. Jahrgang, Nr. 11/2001, S.578-584, Hüthig Verlag, Heidelberg, 2001.
- [FM02] **Fatemi, A.; Mars, W. V.:** *Factors that affect the fatigue life of Rubber: a literature survey*. Presented at the spring ACS Rubber Division Meeting, Savannah, Georgia, 2002.
- [FM05] **Fatemi, A.; Mars, W. V.:** *Multiaxial fatigue of rubber: Part I: Equivalence criteria and theoretical aspects, Part II: experimental observations and live predictions*. Journal of Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, Volume 28, S. 523-538, 2005.
- [FIS+96] **Flade, D.; Idelberger, H.; Schöpfel, A.; Schütz, D.:** *Betriebsfestigkeit von Elastomerbauteilen*. Vortrag beim DVM-Tag Elastomerbauteile, Berlin, 1996.
- [FKM02] **FKM-Richtlinie:** *Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile*. Forschungskuratorium Maschinenbau, VDMA-Verlag, Frankfurt, 2002.
- [FSW02] **Flamm, M.; Steinweger, T.; Weltin, U.:** *Schadensakkumulation bei Elastomeren*. In: KGK – Kautschuk Gummi Kunststoffe, Internationale Fachzeitschrift für polymere Werkstoffe, 55. Jahrgang, Nr. 12/2002, S. 665-668, Hüthig Verlag, Heidelberg, 2002.
- [FSW04] **Flamm, M.; Steinweger, T.; Weltin, U.:** *Schadensberechnung mehrachsig stochastisch belasteter Elastomerbauteile*. In: KGK – Kautschuk Gummi Kunststoffe, Internationale Fachzeitschrift für polymere Werkstoffe, 57. Jahrgang, Nr. 5/2004, S. 248-251, Hüthig Verlag, Heidelberg, 2004.

- [FSW05] **Flamm, M.; Steinweger, T.; Weltin, U.:** *Schädigungsrechnung für Elastomerbauteile im Entwicklungsprozess.* In: Konstruktion, Jahrgang 2005, April, S. 78-82, Springer VDI Verlag, Düsseldorf, 2005.
- [FSW09] **Flamm, M.; Steinweger, T.; Weltin, U.:** *Lebensdauerabschätzung auf Basis eines lokalen Konzeptes.* Vortrag beim DVM-Tag Elastomerbauteile 2009, Berlin, 2009.
- [GA68] **Green, A. E.; Adkins, J. E.:** *Large elastic deformations.* Clarendon Press, Oxford, 1968.
- [GMS00] **Gent, A. N.; Marteny, P.; Sun, C.:** *Effect of Fatigue Step Loading Sequence on Residual Strength.* In: Tire, science and technology, Vol. 28, Nr. 3, July/2000, S. 196-208, 2000.
- [Gra02] **Grambow, A.:** *Bestimmung der Materialparameter gefüllter Elastomere in Abhängigkeit von Zeit, Temperatur und Beanspruchungszustand.* Dissertation, RWTH Aachen, 2002.
- [GSB99] **Gold, P. W.; Schelenz, R.; Becker, M.:** *Elastomerkupplungen.* In: FVA Forschungsreport 1999, Teil 2, Forschungsvorhaben 347/I u. II. Würzburg: FVA-Informationstagung, 1999. Hrsg.: Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (FVA), Frankfurt a. M., 1999.
- [GSB08] **Gold, P. W.; Schelenz, R.; Bauermeister, R.:** *Wöhlerlinienkonzept.* Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben FVA 437/I, Forschungsheft Nr. 846 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (FVA), Frankfurt a. M., 2008.
- [GSM08] **Gold, P. W.; Schelenz, R.; Mödder, R.:** *Erweiterung des Wöhlerlinienkonzeptes zur Lebensdaueroptimierung von dynamisch belasteten Elastomerbauteilen unter Berücksichtigung von Alterungseinflüssen durch Temperaturbelastung sowie Umgebungseinflüssen.* Forschungsheft Nr. 872 zum Forschungsvorhaben Nr. 437/II der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (FVA), Frankfurt a. M., 2008.
- [Gut96] **Guth, W.:** *Lebensdauerlegung von Gummi-Metall-Bauteilen.* In: Konstruktion, 48. Jahrgang, S. 163-166, Springer VDI Verlag, Düsseldorf, 1996.
- [GZ60] **Green, A. E.; Zerna, W.:** *Theoretical Elasticity.* Clarendon Press, Oxford, 1960.
- [Hai02] **Haibach, E.:** *Betriebsfestigkeit.* Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2002.
- [HG01] **Hofmann, W.; Gupta, H. (Hrsg.):** *Handbuch der Kautschuktechnologie.* Dr. Gupta Verlag, Ratingen, 2001.

- [HG94] **Hornberger, K.; Guth, W.:** *Numerische Berechnung zur Lebensdaueranalyse von Elastomer- und Elastomerverbundteilen im Automobilbau.* VDI-Tagungen: Berechnungen im Automobilbau, Würzburg, September 1994.
- [Hoh07] **Hohl, C.:** *Anwendung der Finite-Elemente-Methode zur Parameteridentifikation und Bauteilsimulation bei Elastomeren mit Mullins-Effekt.* Dissertation, Leibniz Universität Hannover, 2007.
- [Hol03] **Holt, D.:** *Schneller zum besseren Produkt.* In: KGK – Kautschuk Gummi Kunststoffe, Internationale Fachzeitschrift für polymere Werkstoffe, 56. Jahrgang, Nr. 12/2003, Hüthig Verlag, Heidelberg, 2003.
- [Hol04] **Holtmann, M.:** *Umrechnung von statischen und dynamischen Steifigkeitskennlinien innerhalb von Elastomerkupplungsbaureihen.* Dissertation, Universität Duisburg-Essen, 2004.
- [HV07] **Haberstroh, E.; Vöhringer, M.:** *Methode zur Bestimmung der Materialparameter. Simulation komplexer Beanspruchungszustände von Elastomeren.* In: KGK – Kautschuk Gummi Kunststoffe, Internationale Fachzeitschrift für polymere Werkstoffe, 60. Jahrgang, Nr. 6/2007, S. 312-321, Hüthig Verlag, Heidelberg, 2007.
- [HW98] **Hutter, W.; Wölfel, A.:** *Elastomerlager im PKW.* In: KGK – Kautschuk Gummi Kunststoffe, Internationale Fachzeitschrift für polymere Werkstoffe, 51. Jahrgang, Nr. 7/1998, S. 506-511, Hüthig Verlag, Heidelberg, 1998.
- [Ihl03] **Ihlemann, J.:** *Kontinuumsmechanische Nachbildung hochbelasteter technischer Gummiwerkstoffe.* Dissertation, Leibniz Universität Hannover, 2003.
- [Käs97] **Käsler, R.:** *Standardisiertes Prüfverfahren zur Kennwertermittlung und Dimensionierung von Elastomerelementen in nachgiebigen Verbindungen.* Dissertation, Gerhard-Mercator-Universität GH, Duisburg, 1997.
- [KB85] **Klenke, D.; Beste, A.:** *Absicherung der Lebensdauer von Gummilagern.* Beitrag zum Berichtsband der 11. Sitzung des DVM-Arbeitskreises Betriebsfestigkeit, Deutscher Verband für Materialforschung und -prüfung e. V. (DVM), Köln, 1985.
- [Kel72] **Kelp, V.:** *Verhalten und Einsatz von Gelenkwellen mit Gummi-Kugелеlementen.* Dissertation, TH Darmstadt, 1972.
- [KH00] **Kaliske, M.; Heinrich, G.:** *Eine Formulierung von Gummielastizität und Viskoelastizität mit Schädigung für Finite-Elemente-Simulation.* In: KGK – Kautschuk Gummi Kunststoffe, Internationale Fachzeitschrift für polymere Werkstoffe, 53. Jahrgang, Nr. 3/2000, S. 110-117, Hüthig Verlag, Heidelberg, 2000.

- [Kle07] **Klein, B.:** *FEM. Grundlagen und Anwendungen der Finite-Elemente-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau.* 7. Auflage, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2007.
- [Kli77] **Klingenberg, R.:** *Experimentelle und analytische Untersuchungen des dynamischen Verhaltens drehnachgiebiger Kupplungen.* Dissertation, TU Berlin, 1977.
- [KLK+04] **Kim, W. D.; Lee, H. J.; Kim, J. Y.; Koh, S.-K.:** *Fatigue life estimation of an engine rubber mount.* In: International Journal of Fatigue, Volume 26, Issue 5, p. 553-560, May 2004.
- [Kre05] **Kreiselmaier, R.:** *Schadensanalyse mit Hilfe Physikalischer Prüfverfahren.* Druckschrift zum VDI-Praktikum *Schadensanalyse an Elastomerbauteilen*, Weinheim, 14./15. November 2005.
- [KTK04] **Kaliske, M.; Timmel, M.; Kolling, S.:** *Modellierung gummiartiger Materialien bei dynamischer Beanspruchung.* Vortrag beim 3. LS-DYNA Forum, Bamberg, 2004.
- [KWH03] **Kadowec, J.; Wineman, A.; Hulbert, G.:** *Elastomer bushing response: experiments and finite element modeling.* Acta Mechanica, Volume 163, Numbers 1-2, S. 23-38, Springer-Verlag, Heidelberg, Berlin, 2003.
- [KWS91] **Kötzle, H.; Weiblen, W.; Schmid, A.:** *Schwingungsisolierende Elastomerbauteile in Pkw – Kennwertermittlung und Lebensdauererprobung.* In: KGK – Kautschuk Gummi Kunststoffe, Internationale Fachzeitschrift für polymere Werkstoffe, 44. Jahrgang, Nr. 9/1991, S. 856-860, Hüthig Verlag, Heidelberg, 1991.
- [KWS93] **Kötzle, H.; Weiblen, W.; Schmid, A.:** *Einfluss einer mehraxialen Beanspruchung auf die dynamischen Kennwerte und die Lebensdauer von Gummi/Metall-Bauteilen.* In: KGK – Kautschuk Gummi Kunststoffe, Internationale Fachzeitschrift für polymere Werkstoffe, 46. Jahrgang, Nr. 6/1993, S. 478-484, Hüthig Verlag, Heidelberg, 1993.
- [Lei04] **Leibbrandt, F.:** *Einführung in die Elastomerwerkstoffe.* Druckschrift zum SKZ-Seminar *Werkstoffkunde der Elastomere*, Das Kunststoff-Zentrum (SKZ), Würzburg, 4./5. Mai 2004.
- [LH02] **Liu, X.; Hammele, W.:** *Die Entwicklung von Sauggreifern mit Hilfe der Finiten-Elemente-Methode.* In: KGK – Kautschuk Gummi Kunststoffe, Internationale Fachzeitschrift für polymere Werkstoffe, 55. Jahrgang, Nr. 10/2002, Hüthig Verlag, Heidelberg, 2002.

- [LPR03] **Laiarinandrasana, L.; Piques, R.; Robissen, A.:** *Visco-hyperelastic model with internal state variable coupled with discontinuous damage concept under total Lagrangian formulation.* In: International Journal of Plasticity, Volume 19, Issue 7, p. 977-1000, July 2003.
- [LVZ07] **Liebchen, J. H.; Viering, M. G.; Zanner, C. (Hrsg.):** *Baumanagement und Bauökonomie, Aktuelle Entwicklungen.* 1. Auflage, Vieweg Teubner Verlag, Wiesbaden, 2007.
- [Mar03] **Marlow, R. S.:** *A general first-invariant hyperelastic constitutive model.* In: Constitutive Models for Rubber III, 2003, S.157-160, Swets & Zeitlinger, Lisse, 2003.
- [Mar83] **Marotzke, C.:** *Untersuchung von Werkstoffgesetzen für Elastomere und Lösung von damit zusammenhängenden Randwertproblemen der nichtlinearen finiten Elastizitätstheorie mit Hilfe der Methode der Finiten Elemente.* Dissertation, TU Berlin, 1983.
- [MAS10] **Michaeli, W.; Arping, T.; Schobel, A.:** *Mechanical FEA simulations of rubber parts tailored to the load condition.* Proceedings of the Polymer Processing Society, 26th Annual Meeting, PPS-26, Banff (Canada), 2010.
- [Mic98] **Michaeli, W. (Hrsg.):** *FEM für die mechanische Auslegung von Kunststoff- und Elastomerbauteilen.* Springer VDI Verlag, Düsseldorf, 1998.
- [Mic99] **Michaeli, W.:** *Einführung in die Kunststoffverarbeitung.* 5. Auflage, Carl Hanser Verlag, München, Wien, 2006.
- [Mil00] **Miller, K.:** *Testing Elastomers for Hyperelastic Material Models in Finite Element Analysis.* Paper der Axel Products, Inc., Ann Arbor, USA, 2000.
- [Moo40] **Mooney, M.:** *A theory of large elastic deformation.* In: Journal of Applied Physics, Vol. 11, September 1940.
- [Nap99] **Naploszek, H.:** *Vorgespannte Elastomer-Lager zur Reduktion von Nebenfederraten.* In: Motortechnische Zeitschrift (ATZ), Band 101, Nr. 2, Springer Vieweg, Wiesbaden, 1999.
- [Ogd72] **Ogden, R. W.:** *Large deformation isotropic elasticity – on the correlation of theory and experiment for incompressible rubberlike solids.* Proc. Roy. Soc., A 326, Seite 565-584, 1972.
- [Ogd84] **Ogden, R. W.:** *Non-Linear Elastic Deformation.* Publishing and Company, Canada, 1984.
- [Opp99] **Oppermann, B.:** *Lebensdauervorhersagen für Elastomerlager auf Basis gemessener Lastkollektive.* Deutsche Kautschuk-Gesellschaft e. V., Fachtagung, Fulda, 1999.

- [Ors88] **Orschall, B.:** *Bestimmung von Wärmenestern in drehnachgiebigen Wellenkupplungen.* Forschungsheft Nr. 332 zum Forschungsvorhaben Nr. 123/II der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (FVA), Frankfurt a. M., 1988. Förderung des Vorhabens durch das BMWi unter der AIF-Nr. 6185.
- [Ren04] **Rennar, N.:** *Compoundierung von Kautschuken.* Druckschrift zum SKZ-Seminar *Werkstoffkunde der Elastomere*, Das Kunststoff-Zentrum (SKZ), Würzburg, 4./5. Mai 2004.
- [RHB06] **Rösler, J.; Harders, H.; Bäker, M.:** *Mechanisches Verhalten der Werkstoffe.* Teubner Verlag, Wiesbaden, 2006.
- [Riv48] **Rivlin, R. S.:** *Large elastic deformations of isotropic materials I-IV.* Trans. Roy. Soc., Vol. 240, Seite 459-490 (1948), Vol. 240, Seite 491-508 (1948), Vol. 240, Seite 509-525 (1948), Vol. 241, Seite 379-397 (1948), Proc. Roy. Soc., Vol. 195 Seite 463-473 (1949), Phil. Trans. Roy. Soc., Vol. 242, Seite 173-195, (1949).
- [RS01] **Röthemeyer, F.; Sommer, F.:** *Kautschuktechnologie.* Carl Hanser Verlag, München, Wien, 2001.
- [RS51] **Rivlin, R. S.; Saunders, D. W.:** *Large elastic deformations of isotropic materials VII.* Phil. Trans Roy. Soc., 243, Seite 251-288, 1951.
- [SA08] **Schuster, R. H.; Alshuth, T.:** *Ermüdung von Elastomerwerkstoffen – Belastungsabhängigkeit, Kriterien und Kennwerte.* Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben FVA 438/I, Forschungsheft Nr. 846 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (FVA), Frankfurt a. M., 2008.
- [Sim07] **Simulia:** *Modeling Rubber and Viscoelasticity with Abaqus.* Druckschrift zum Seminar, 2007.
- [Spi12] **Spitz, M.:** *Modellbasierte Lebensdauerprognose für dynamisch beanspruchte Elastomerbauteile.* Dissertation, Universität Duisburg-Essen, 2012.
- [SSK+98] **Stommel, M.; Stojek, M.; Korte, W.; Michaeli, W. (Hrsg.):** *FEM für die mechanische Auslegung von Kunststoff- und Elastomerbauteilen.* Springer VDI Verlag, Düsseldorf, 1998.
- [SSK11] **Stommel, M.; Stojek, M.; Korte, W.:** *FEM zur Berechnung von Kunststoff- und Elastomerbauteilen.* Carl Hanser Verlag, München, 2011.
- [SSP+10] **Schmid, A.; Seufert, B.; Pezelj, Z.; Weltin, U.; Spreckels, J.:** *Kundennaher Betriebsfestigkeitsnachweis von Elastomerbauteilen im Fahrwerksbereich unter Berücksichtigung von Alterung und Ermüdung.* In: MP Materials Testing, 52. Jahrgang, 7.+8. Ausgabe, S. 534-548, Carl Hanser Verlag, München, 2010.

- [Sto10] **Stöcker, H.:** *Taschenbuch der Physik*. 6. Auflage, Verlag Harri Deutsch, Frankfurt a. M., 2010.
- [Sto99] **Stommel, M.:** *Beschreibung der viskoelastischen Eigenschaften, der Betriebsfestigkeit und des Bruchverhaltens von Elastomerbauteilen mit der Finite-Elemente-Methode*. Dissertation, RWTH Aachen, 1999.
- [The85] **Theobald, G.:** *Lebensdauer von Gummi-Metall-Elementen in Abhängigkeit von verschiedenen Parametern*. Beitrag zum Berichtsband der 11. Sitzung des DVM-Arbeitskreises Betriebsfestigkeit, Deutscher Verband für Materialforschung und -prüfung e. V. (DVM), Köln, 1985.
- [Tre75] **Treloar, L. R. G.:** *The physics of rubber elasticity*. Third Edition, Clarendon Press, Oxford, 1975.
- [Tri04] **Trimbach, J.:** *Klassische Polymere im Überblick, Eigenschaften und Anwendungen*. Druckschrift zum SKZ-Seminar *Werkstoffkunde der Elastomere*, Das Kunststoff-Zentrum (SKZ), Würzburg, 4./5. Mai 2004.
- [VL67] **Valanis, C. K.; Landel, R. F.:** *The strain-energy function of a hyperelastic material in terms of the extension ratios*. Journal of Applied Physics, Vol. 38.7, Seite 2997-3003, 1967.
- [Vog96] **Voge, M.:** *Entwicklung eines erweiterten Wirkmodells für elastische Kuppelungen und seine anwendungsorientierte Erfassung*. Forschungsheft Nr. 318 zum Forschungsvorhaben Nr. 139/I der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (FVA), Frankfurt a. M., 1996. Förderung des Vorhabens durch das BMWi unter der AiF-Nr. 7071.
- [Wen05] **Wenneis, W.:** *Was ist beim Werkstoff Gummi anders?* Druckschrift zum VDI-Praktikum *Schadensanalyse an Elastomerbauteilen*, Weinheim, 14./15. November 2005.
- [WFG99] **Weltin, U.; Flamm, M.; Gross, E.:** *Lebensdauererprobung von Elastomerbauteilen*. Deutsche Kautschuk-Gesellschaft e. V., Fachtagung, Fulda, 1999.
- [WGS+98] **Weltin, U.; Gross, E.; Steinweger, T.; Flamm, M.:** *Bis zum bitteren Ende. Multiaxiale Prüfung von Elastomerlagern*. In: spektrum Oktober '98, Magazin der Technischen Universität Hamburg-Harburg, 1998.
- [WH00] **Wünsch, D.; Holtmann, M.:** *Standardisierte Prüfverfahren zur Qualitätssicherung von Elastomerelementen in nachgiebigen Verbindungen*. Forschungsheft Nr. 605 zum Forschungsvorhaben Nr. 189/II der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (FVA), Frankfurt a. M., 2000.

- [WH01] **Wünsch, D.; Holtmann, M.:** *Standardisierte Prüfverfahren zur Qualitätssicherung von Elastomerelementen in nachgiebigen Verbindungen.* Forschungsheft Nr. 641 zum Forschungsvorhaben Nr. 189/III der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (FVA), Frankfurt a. M., 2001.
- [WH99] **Wünsch, D.; Holtmann, M.:** *Standardisierte Prüfverfahren zur Qualitätssicherung von Elastomerelementen in nachgiebigen Verbindungen.* In: FVA Forschungsreport 1999, Teil 2, Forschungsvorhaben 189/III. Würzburg: FVA-Informationstagung, 1999. Hrsg.: Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (FVA), Frankfurt a. M., 1999.
- [WHS10] **Wortberg, J.; Hoppe, R.; Spitz, M.:** *Nicht lineare Schadensakkumulation an Elastomerbauteilen auf Basis der Vorhaben AiF 12904 N (FVA 399), AiF 13608 N (FVA 435), AiF 13610 N (FVA 437), FVA 438 sowie erweiterter Reihenfolgeuntersuchungen.* Forschungsheft Nr. 934 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (FVA), Frankfurt a. M., 2010.
- [WHV82] **Wünsch, D.; Harmeyer, G.; Vogel, R.:** *Drehsteifigkeit und Dämpfung drehelastischer Kupplungen. Elastische Kupplungen.* Forschungsheft Nr. 109 zum Forschungsvorhaben Nr. 123/I der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (FVA), Frankfurt a. M., 1982. Förderung des Vorhabens durch das BMWi unter der AIF Nr. 3090.
- [WK96] **Wünsch, D.; Käsler, R.:** *Standardisierte Prüfverfahren zur Qualitätssicherung von Elastomerelementen in nachgiebigen Verbindungen.* Forschungsheft Nr. 501 zum Forschungsvorhaben Nr. 189/I der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (FVA), Frankfurt a. M., 1996.
- [Wri08] **Wriggers, P.:** *Physical Testing of Rubber.* Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2008.
- [WS06] **Wissmann, J.; Sarnes, K.-D.:** *Finite Elemente in der Strukturmechanik.* Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2006.

Eigene Veröffentlichungen

- [WM05] **Wortberg, J.; Molls, M.:** *Beanspruchungsgerechte Dimensionierung von dynamisch belasteten Elastomerfederelementen.* Forschungsheft Nr. 847 zum Forschungsvorhaben Nr. 399 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (FVA), Frankfurt a. M., 2005.
- [WHM08] **Wortberg, J; Hoppe, R.; Molls, M.:** *Kurzzeitprüfung zur Ermittlung der mechanischen Belastbarkeitsgrenze dynamisch belasteter Elastomerbauteile.* Forschungsheft Nr. 846 zum Forschungsvorhaben FVA 435/I der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (FVA), Frankfurt a. M., 2008.
- [WM08] **Wortberg, J; Molls, M.:** *Nicht lineare Schadensakkumulation bei Elastomerbauteilen.* In: KGK – Kautschuk Gummi Kunststoffe, Internationale Fachzeitschrift für polymere Werkstoffe, 61. Jahrgang, 6. Ausgabe, S. 312-316, Hüthig Verlag, Heidelberg, 2008.
- [WM09] **Wortberg, J; Molls, M.:** *Analysis of the influence of different load sequences on the life cycle of dynamically loaded elastomer bushings.* In: University Session, International Rubber Conference 2009, Nürnberg, 29. Juni - 02. Juli 2009.

Unveröffentlichte Studienarbeiten

- [Ame04] **Amerkamp, S.:** *Experimentelle Untersuchung des dynamischen Verhaltens von Elastomerbauteilen unter Anwendung des Hysteresis-Messverfahrens zur Ableitung von Ausfallkriterien.* Studienarbeit, Universität Duisburg-Essen, Dezember 2004.
- [Gro08] **Gronhoff, B.:** *Entwicklung, Konstruktion und Inbetriebnahme eines Prüfstandes für die zweiachsige Prüfung von Zwischenwellenlagern.* Studienarbeit, Universität Duisburg-Essen, Januar 2008.
- [Hee09] **te Heesen, O.:** *Simulation statisch belasteter Elastomerhülsen mithilfe der Finite-Elemente-Simulation (FEM).* Studienarbeit, Universität Duisburg-Essen, Januar 2009.

11 Anhang

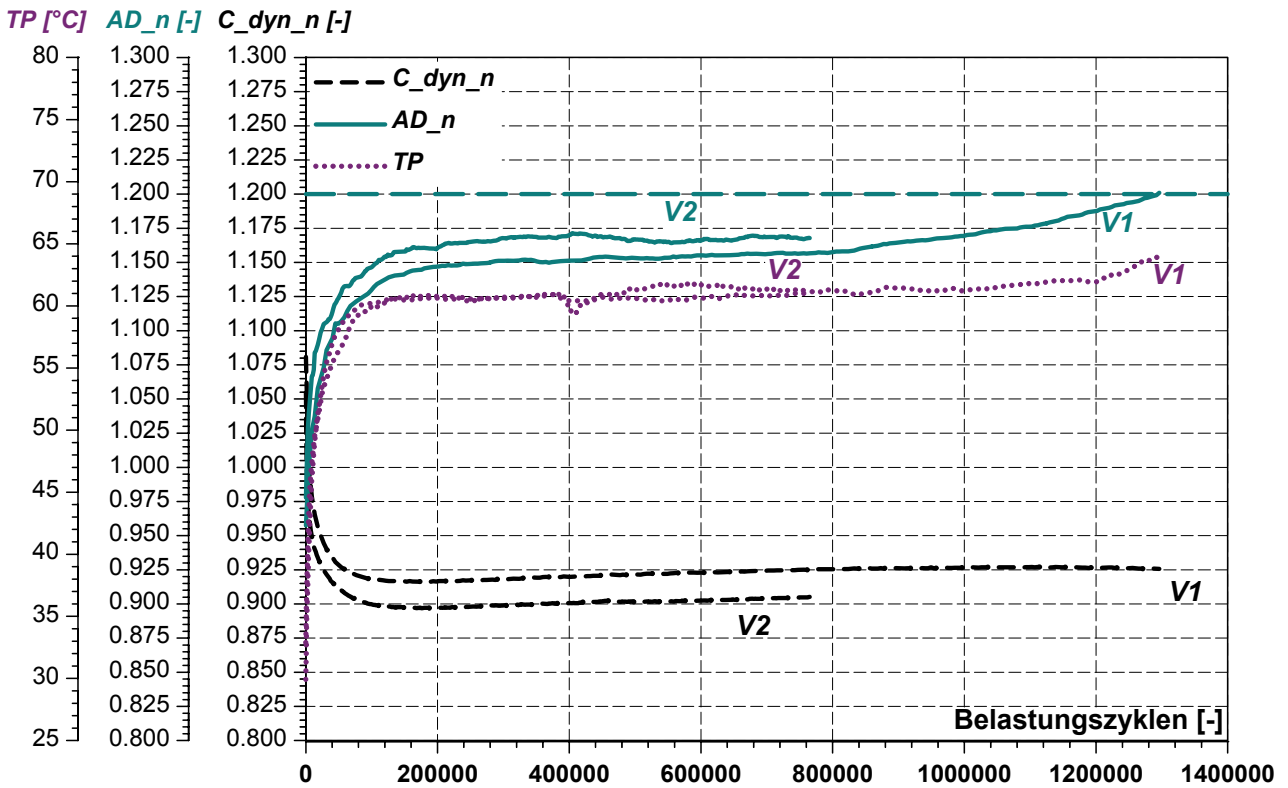


Abbildung 11.1: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Axialversuche, Belastungsstufe S2-A

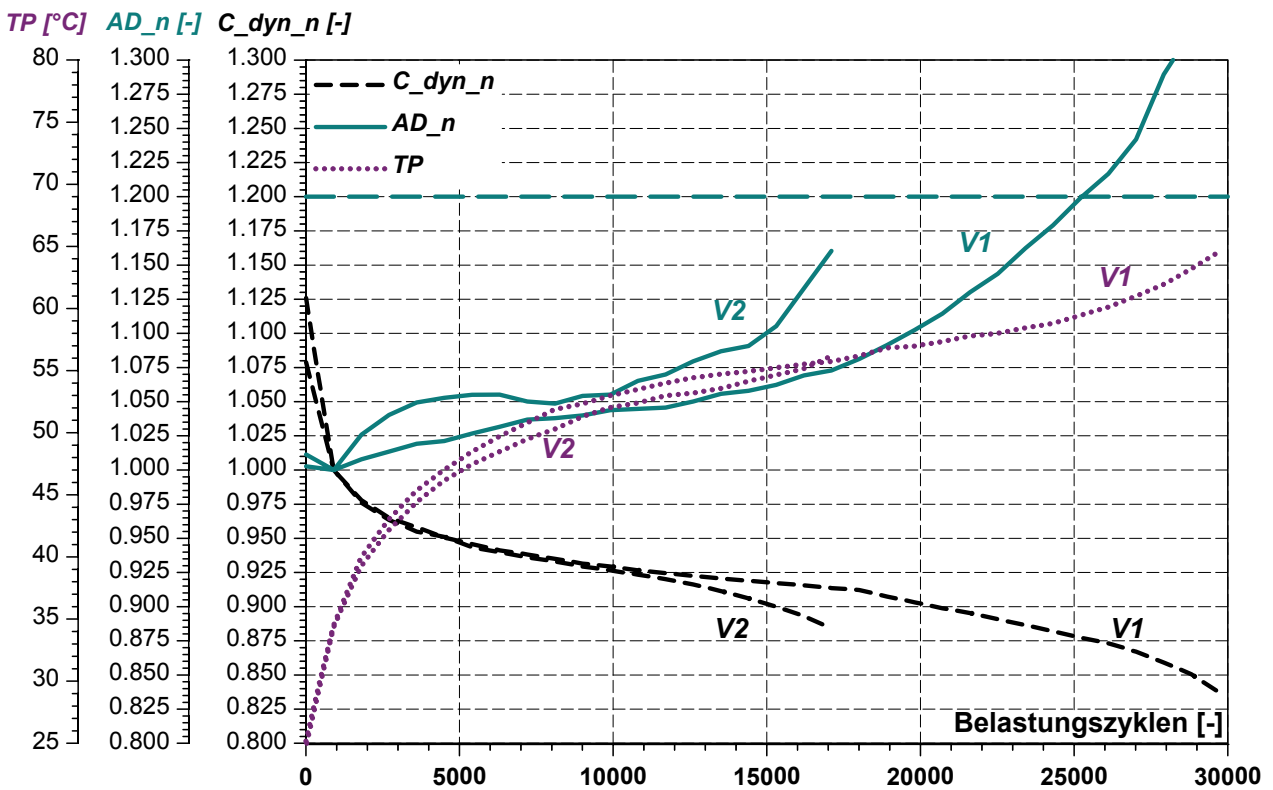


Abbildung 11.2: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Axialversuche, Belastungsstufe S5-A

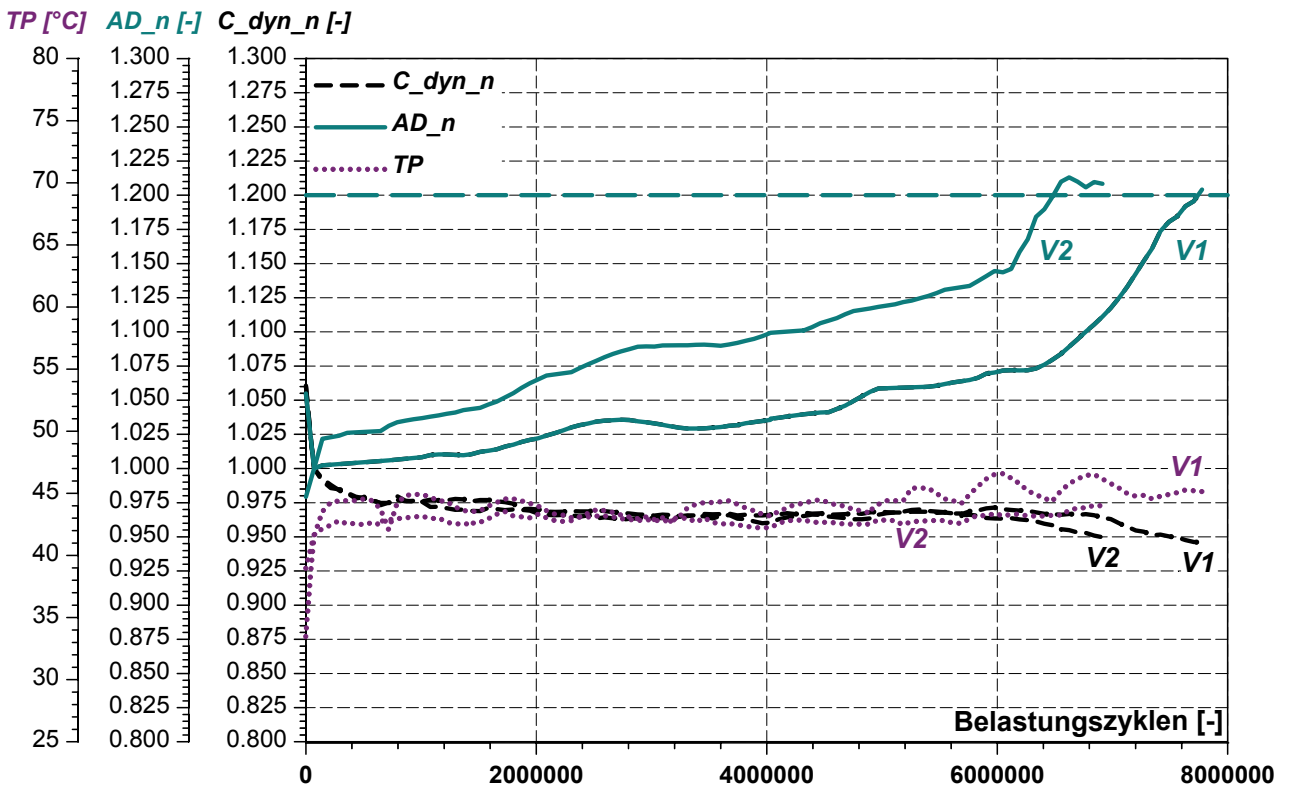


Abbildung 11.3: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Radialversuche der Belastungsstufe S7-R an Elastomerbuchsen der Bauform A

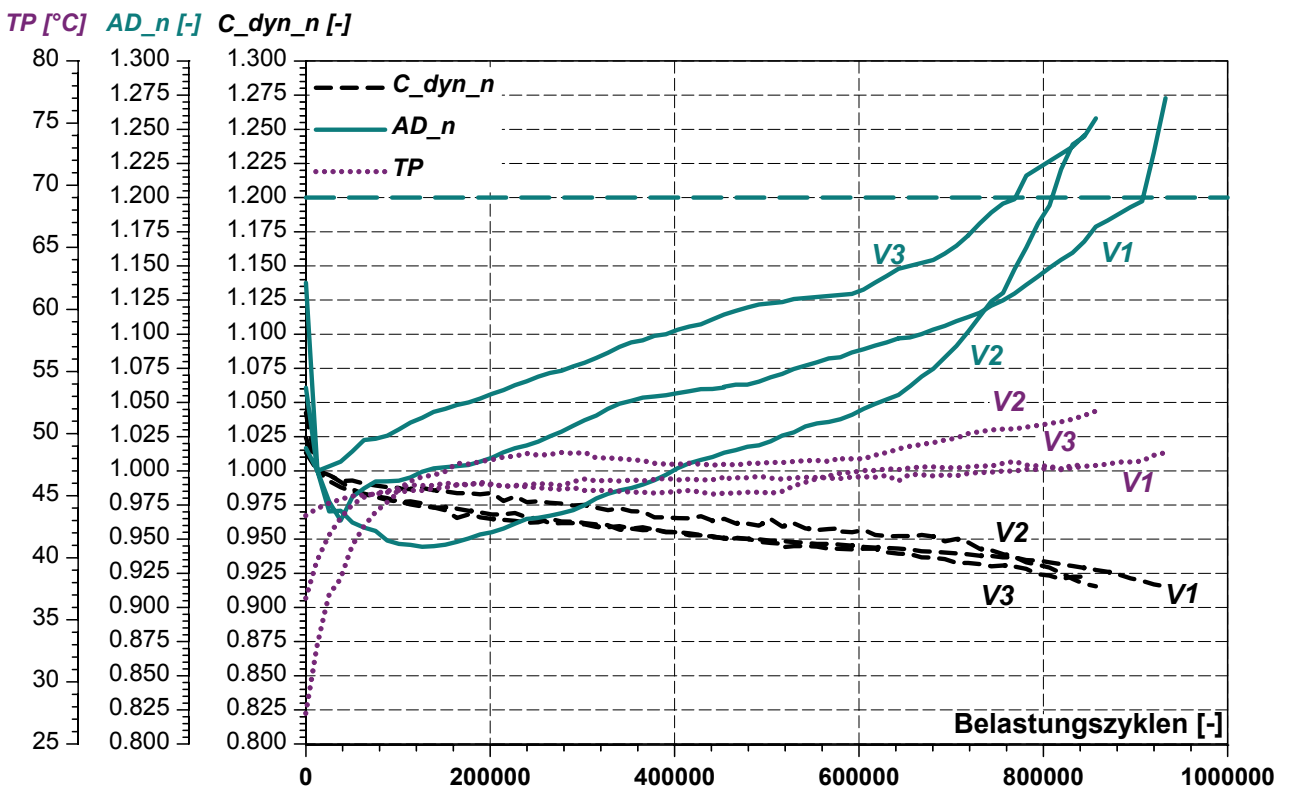


Abbildung 11.4: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Radialversuche der Belastungsstufe S9-R an Elastomerbuchsen der Bauform A

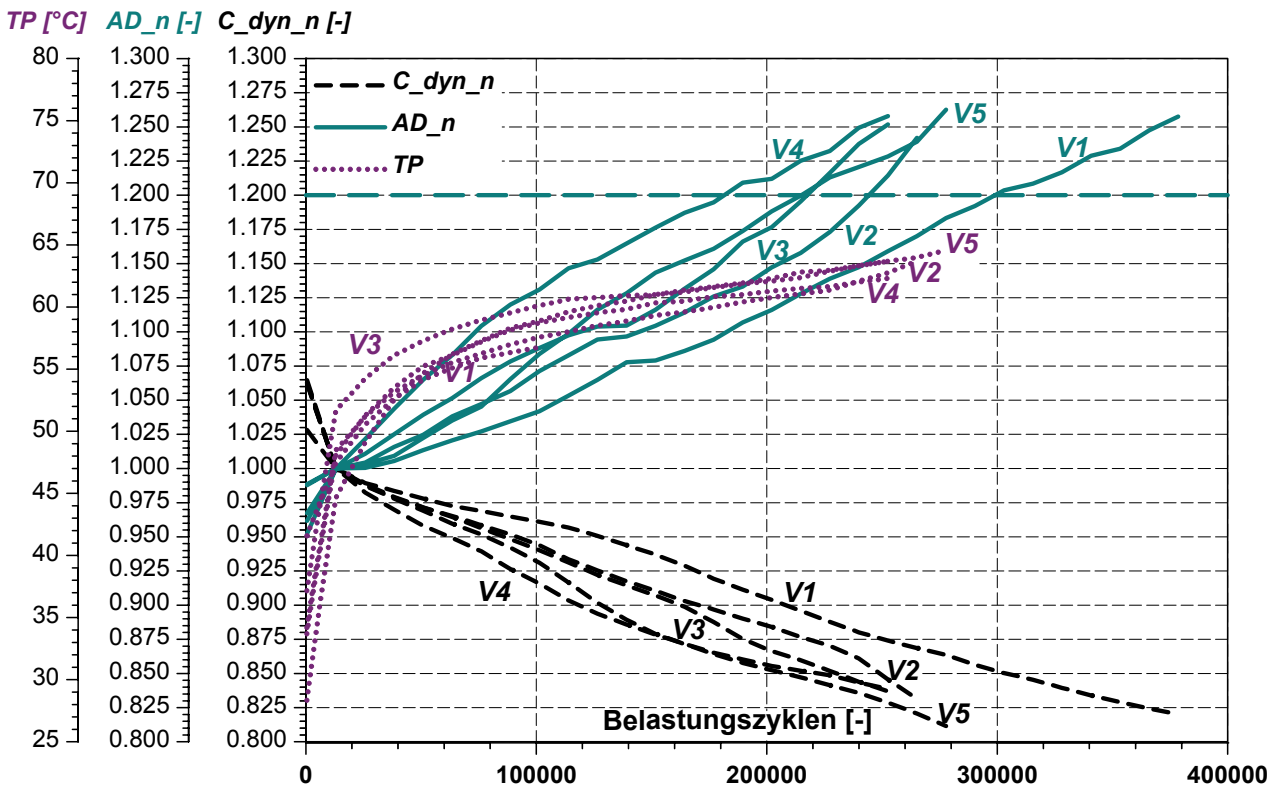


Abbildung 11.5: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Radialversuche der Belastungsstufe S7-R an Elastomerbuchsen der Bauform B

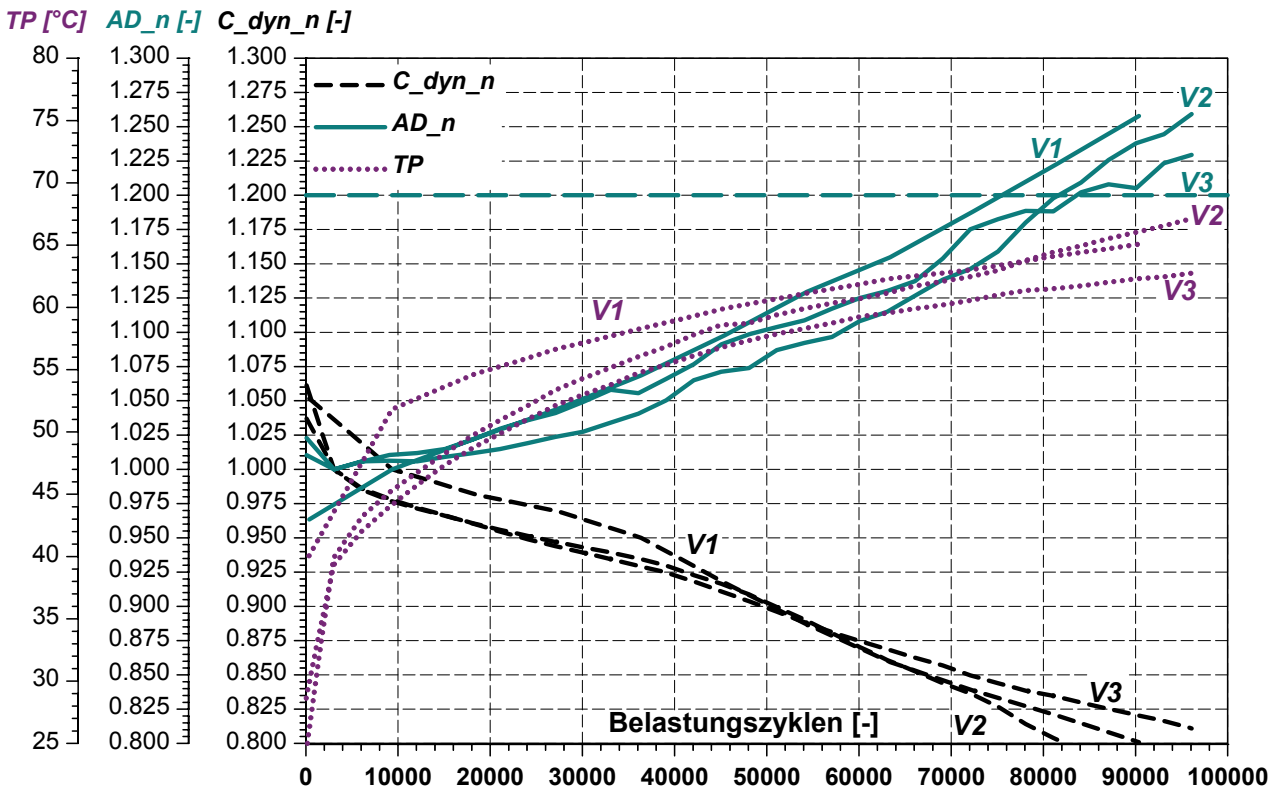


Abbildung 11.6: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Radialversuche der Belastungsstufe S9-R an Elastomerbuchsen der Bauform B

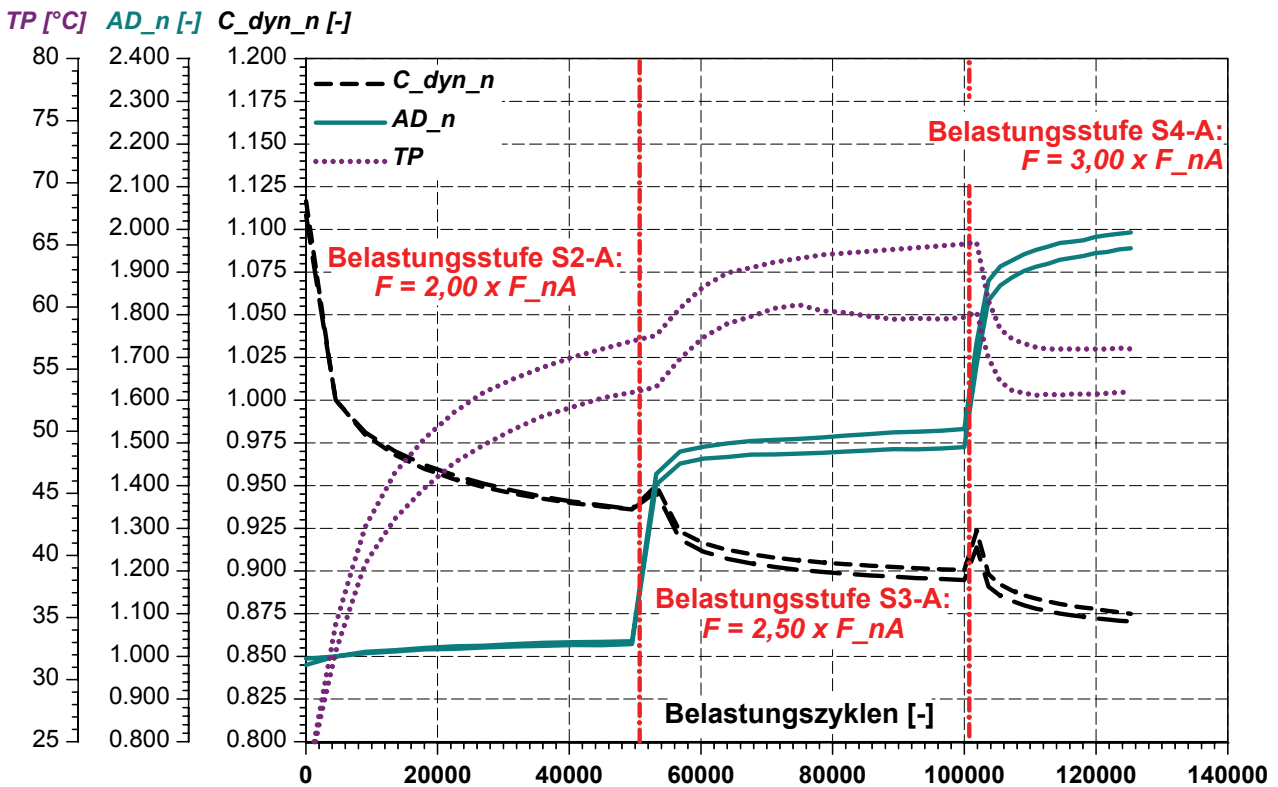


Abbildung 11.7: Temperatur- und Kennwertverläufe mehrstufiger Axialversuche, Belastungsstufen S2-A, S3-A, S4-A, Stufenlängen ca. 50.000 Belastungszyklen, Bauform B

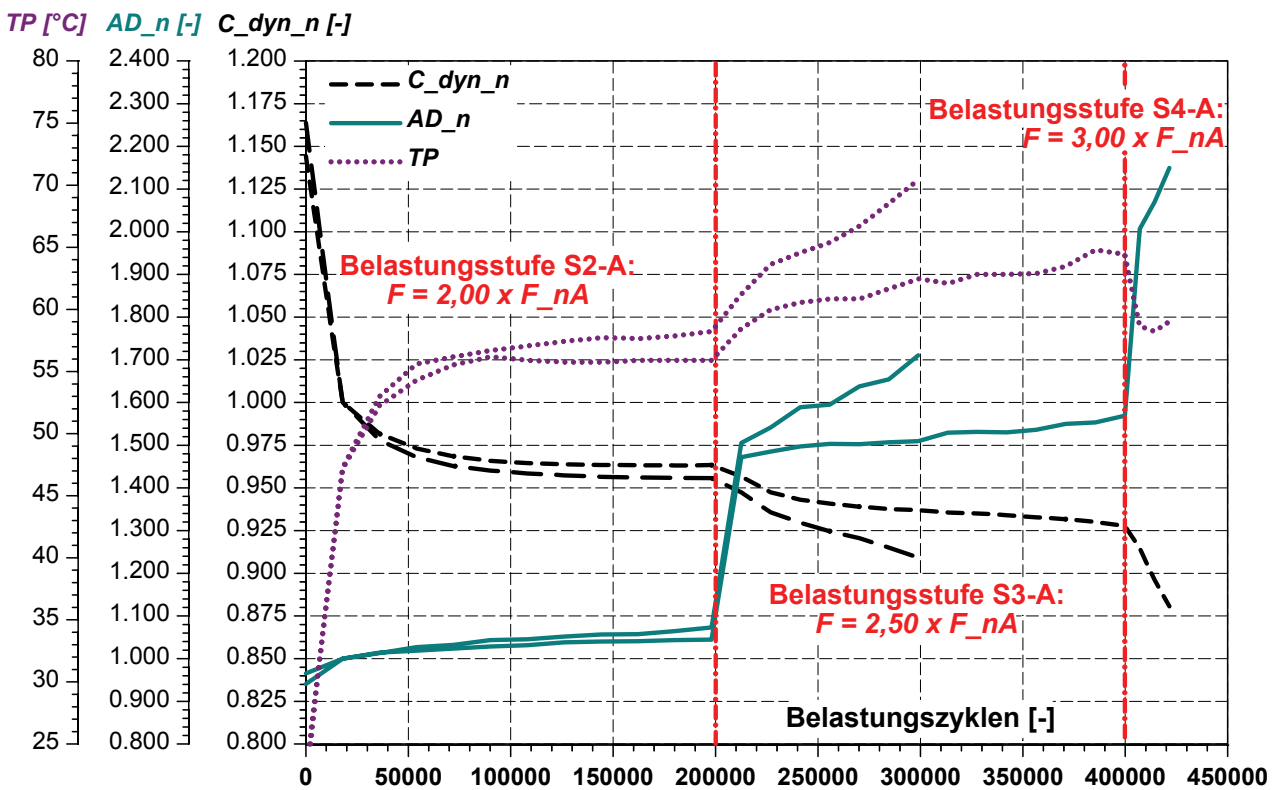


Abbildung 11.8: Temperatur- und Kennwertverläufe mehrstufiger Axialversuche, Belastungsstufen S2-A, S3-A, S4-A, Stufenlängen ca. 200.000 Belastungszyklen, Bauform B

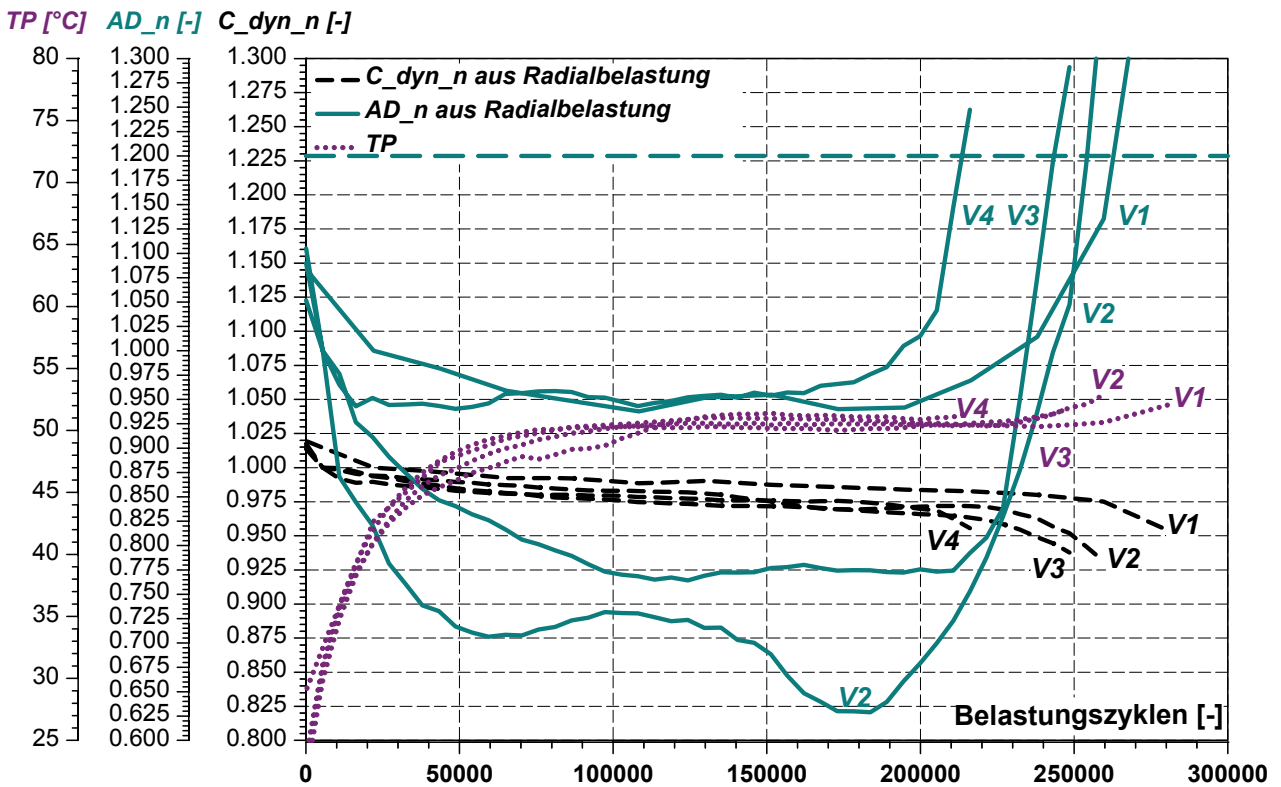


Abbildung 11.9: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Zweiachsversuche, Auswertung der Radialbelastung, Belastungsstufen S7-R und S3-T, Bauform A

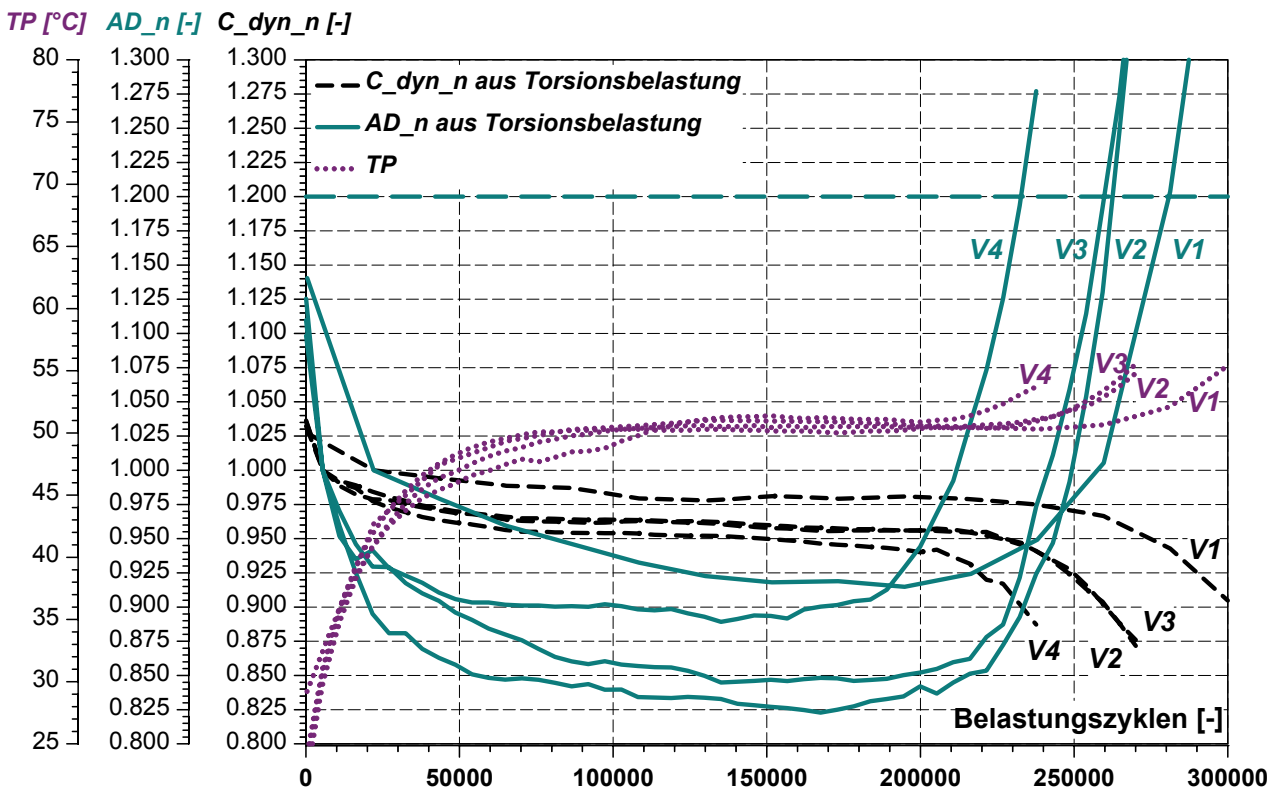


Abbildung 11.10: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Zweiachsversuche, Auswertung der Torsionsbelastung, Belastungsstufen S7-R und S3-T, Bauform A

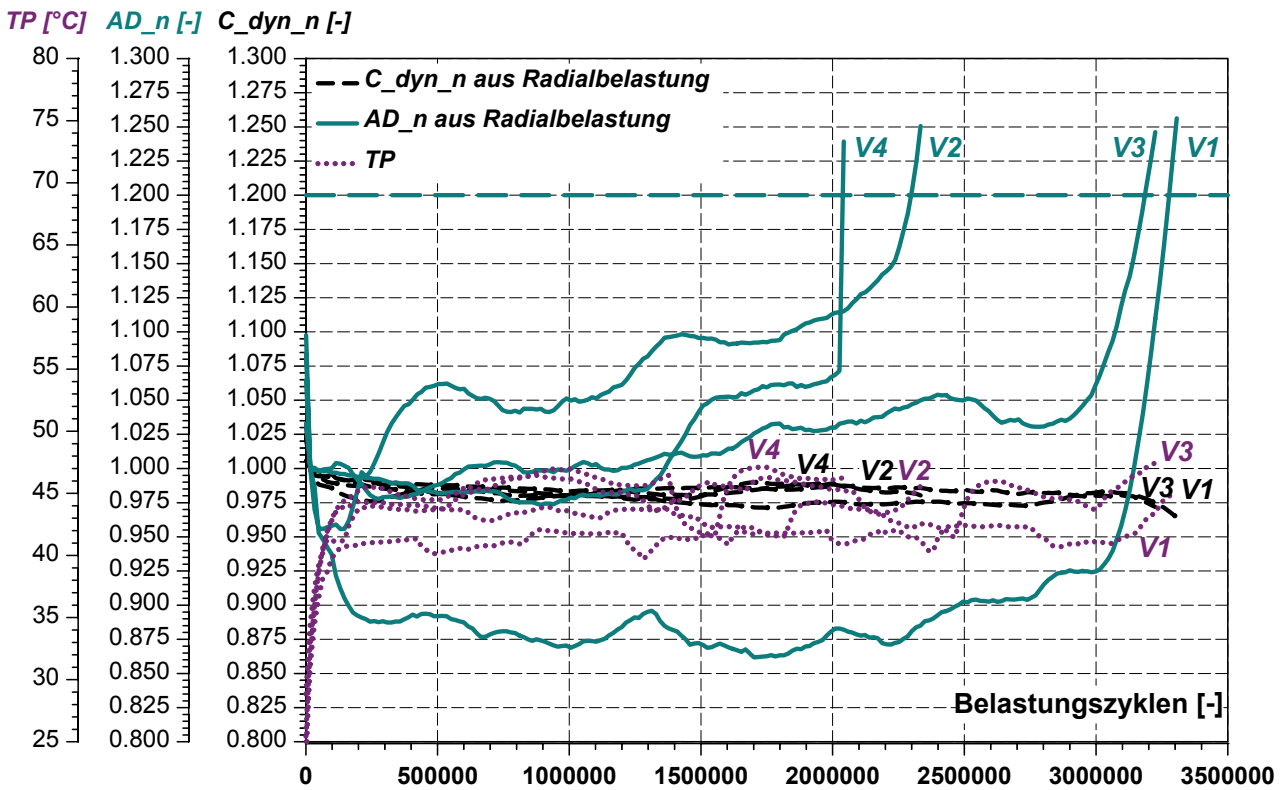


Abbildung 11.11: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Zweiachsversuche, Auswertung der Radialbelastung, Belastungsstufen S7-R und S1-T, Bauform A

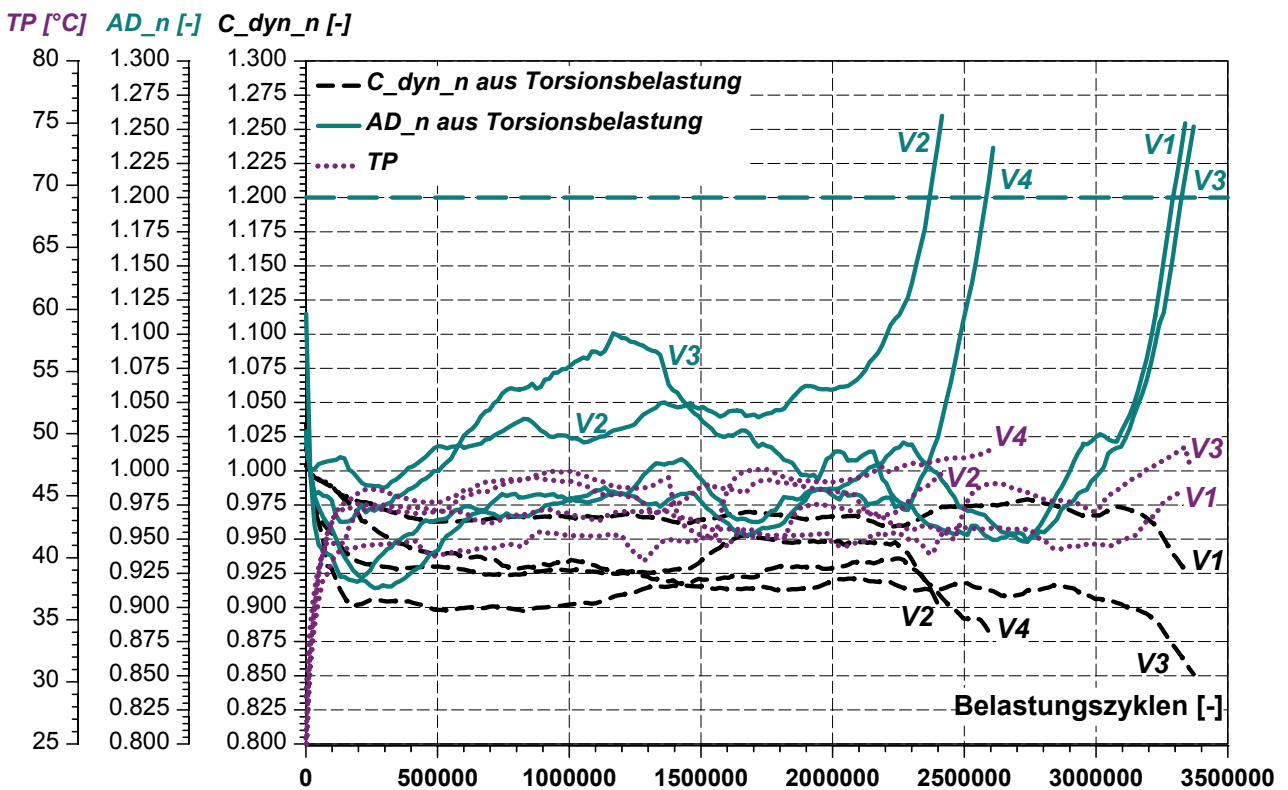


Abbildung 11.12: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Zweiachsversuche, Auswertung der Torsionsbelastung, Belastungsstufen S7-R und S1-T, Bauform A

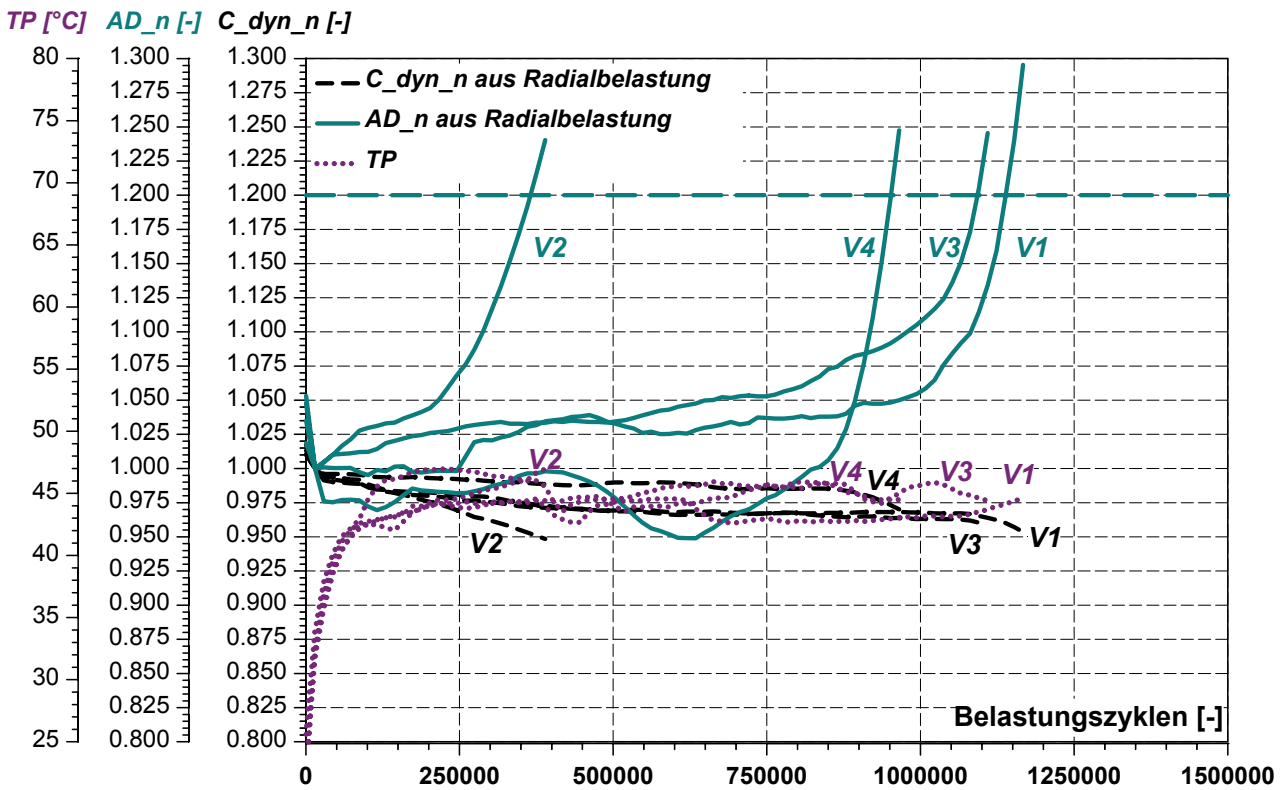


Abbildung 11.13: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Zweiachsversuche, Auswertung der Radialbelastung, Belastungsstufen S7-R und S2-T, Bauform A

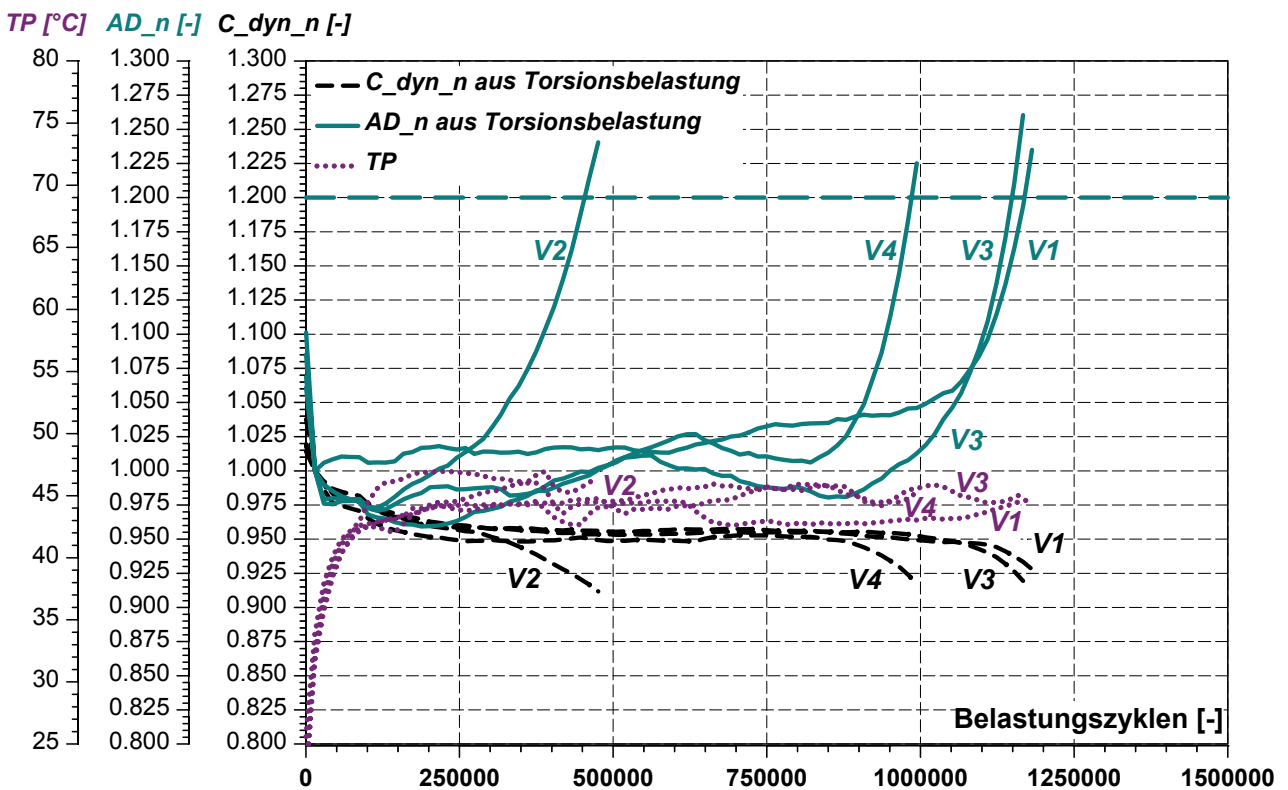


Abbildung 11.14: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Zweiachsversuche, Auswertung der Torsionsbelastung, Belastungsstufen S7-R und S2-T, Bauform A

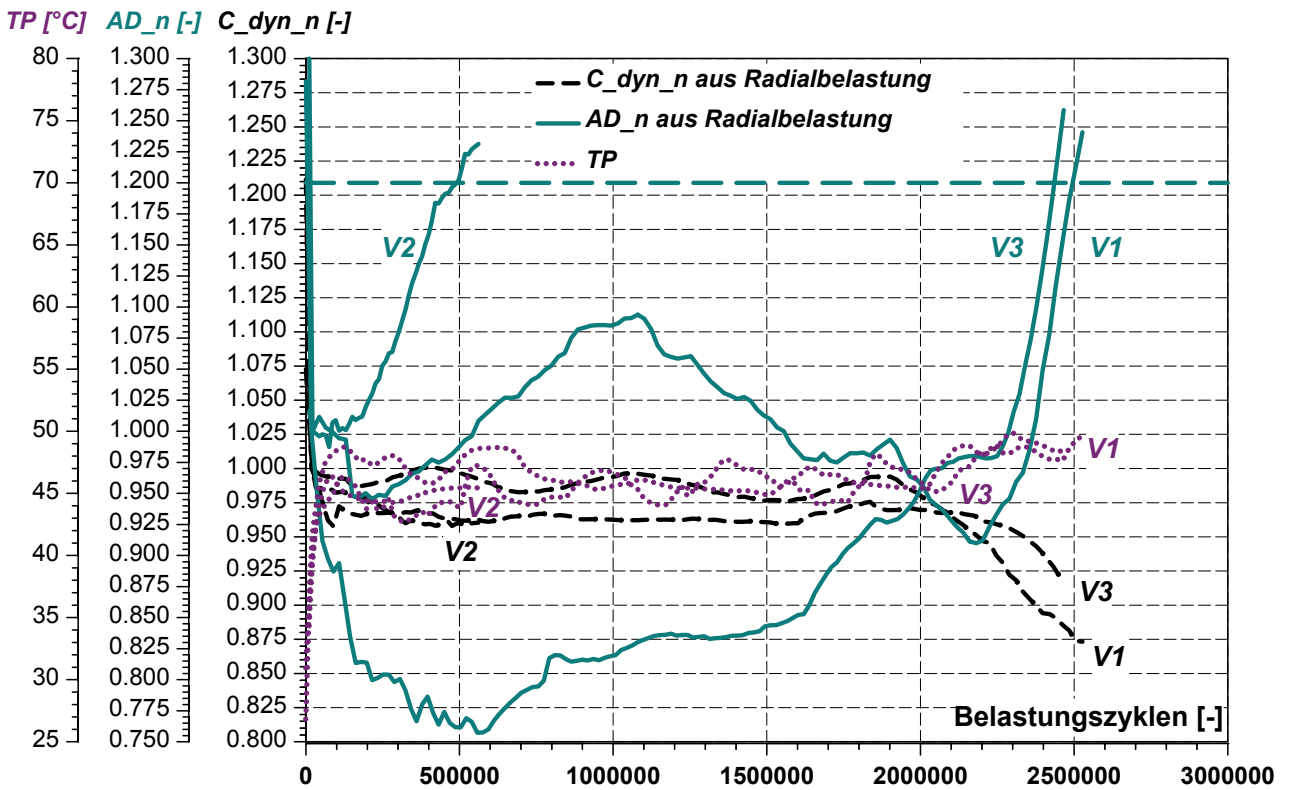


Abbildung 11.15: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Zweiachsversuche, Auswertung der Radialbelastung, Belastungsstufen S1-R und S3-T, Bauform A

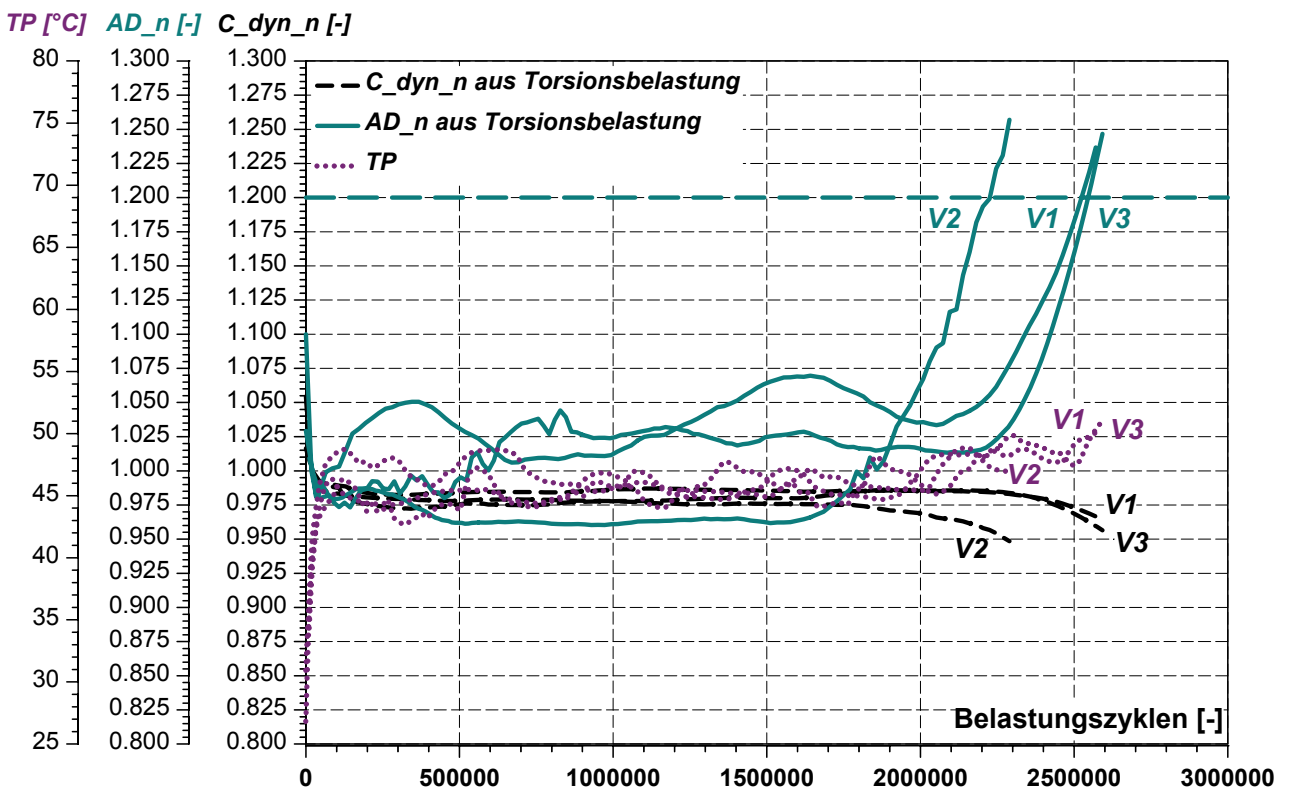


Abbildung 11.16: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Zweiachsversuche, Auswertung der Torsionsbelastung, Belastungsstufen S1-R und S3-T, Bauform A

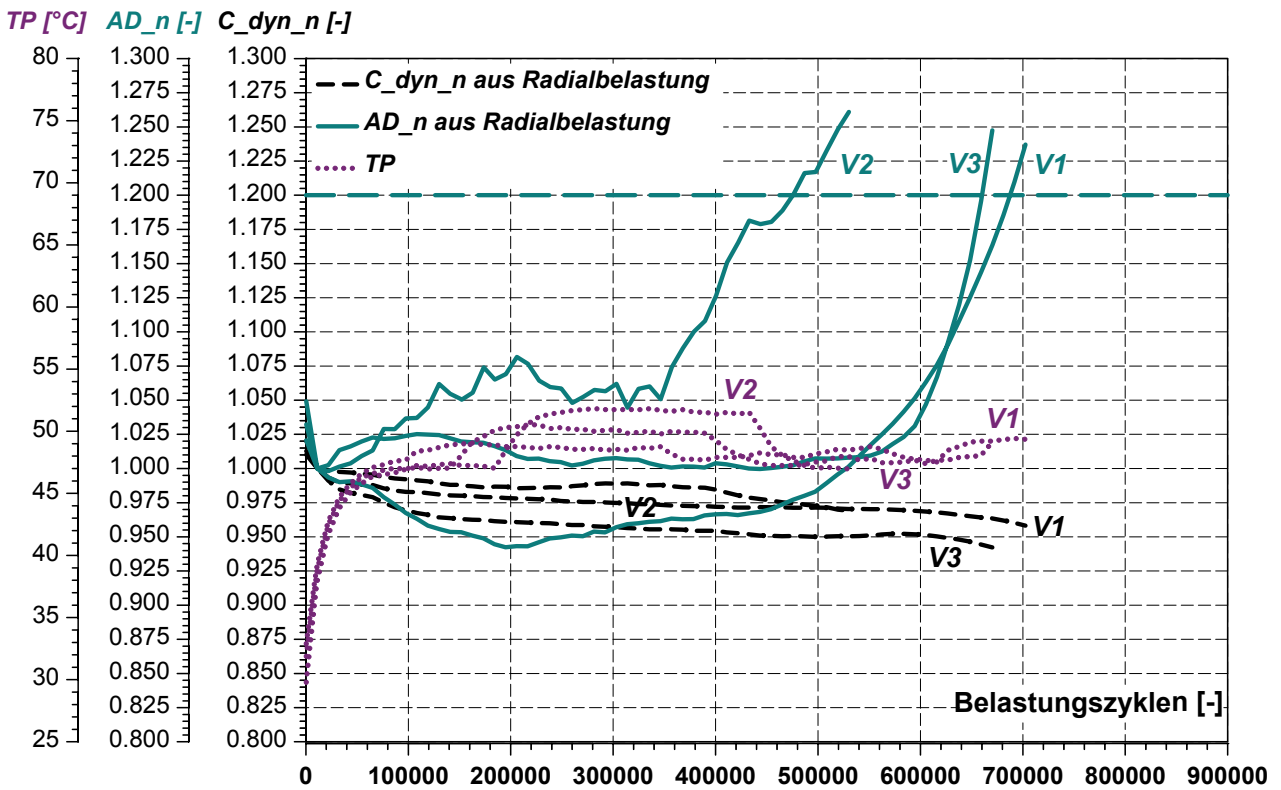


Abbildung 11.17: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Zweiachsversuche, Auswertung der Radialbelastung, Belastungsstufen S2-R und S3-T, Bauform A

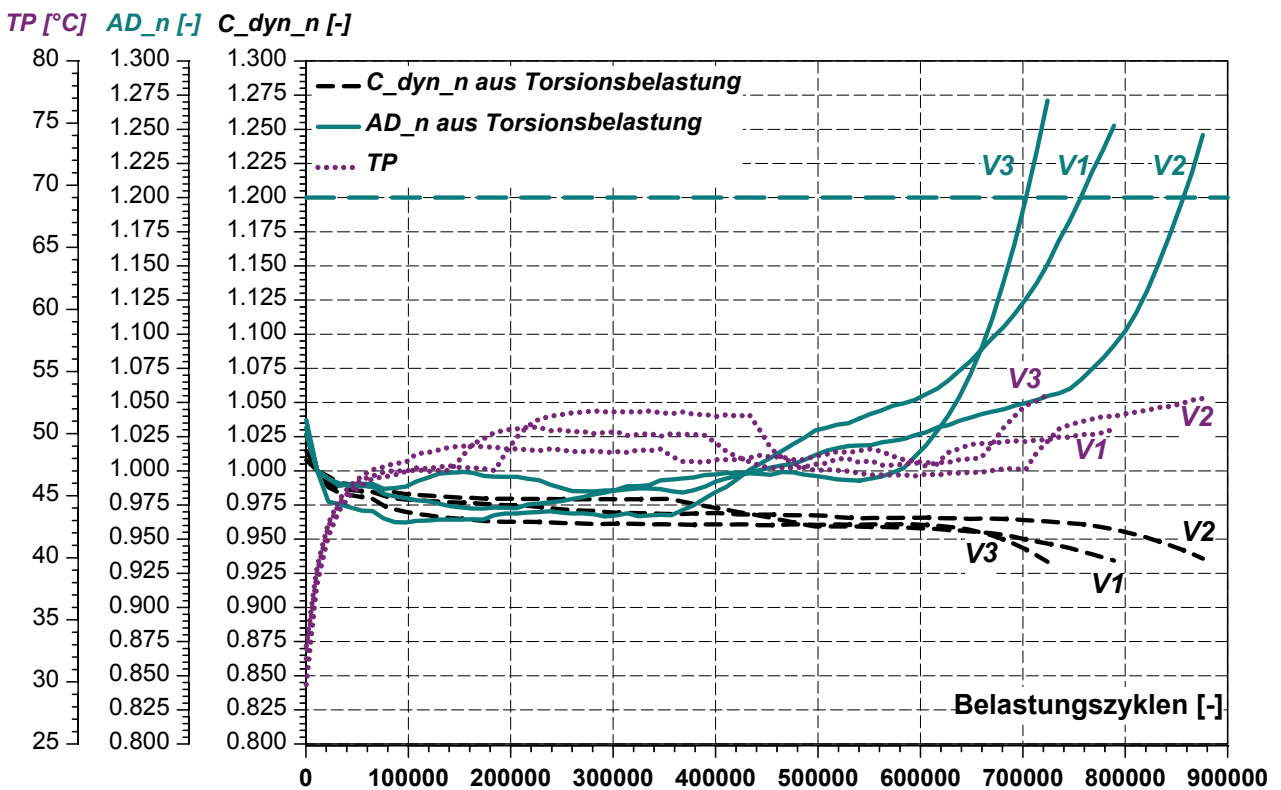


Abbildung 11.18: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Zweiachsversuche, Auswertung der Torsionsbelastung, Belastungsstufen S2-R und S3-T, Bauform A

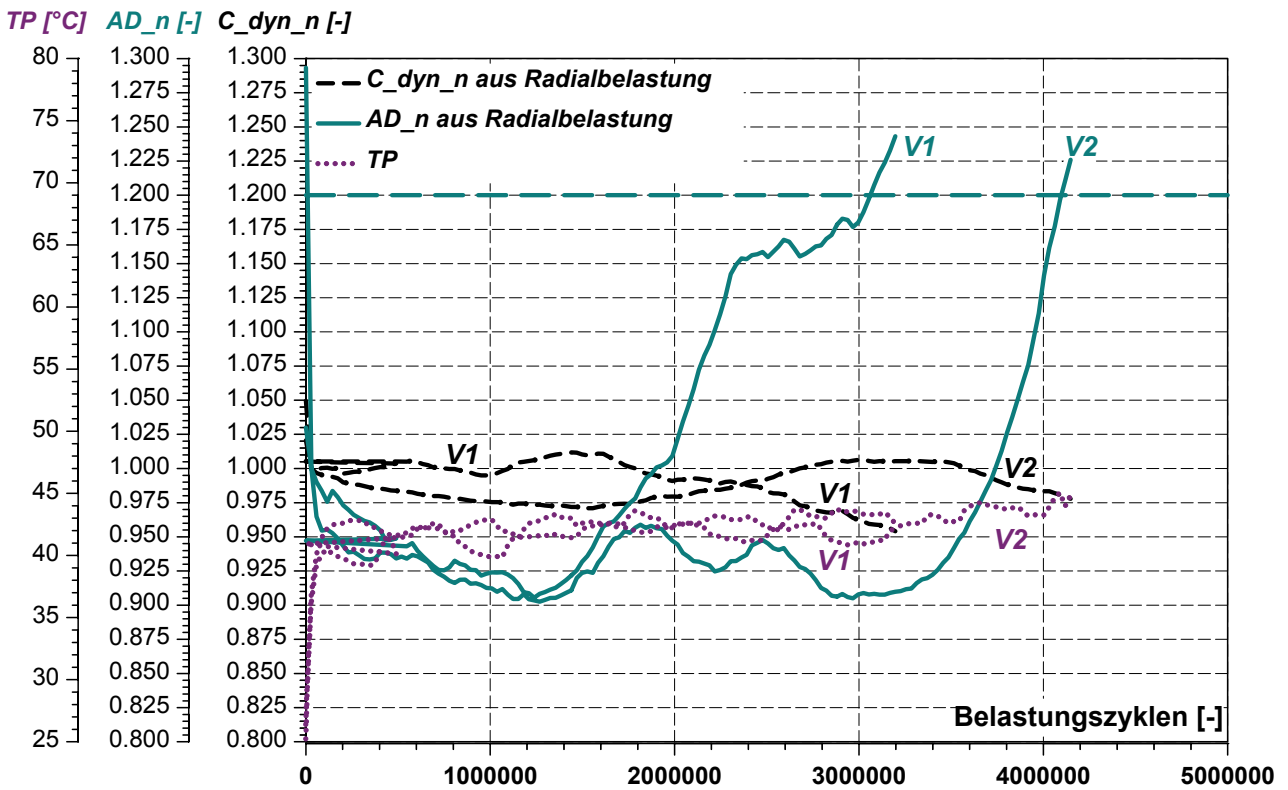


Abbildung 11.19: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Zweiachsversuche, Auswertung der Radialbelastung, Belastungsstufen S2-R und S2-T, Bauform A

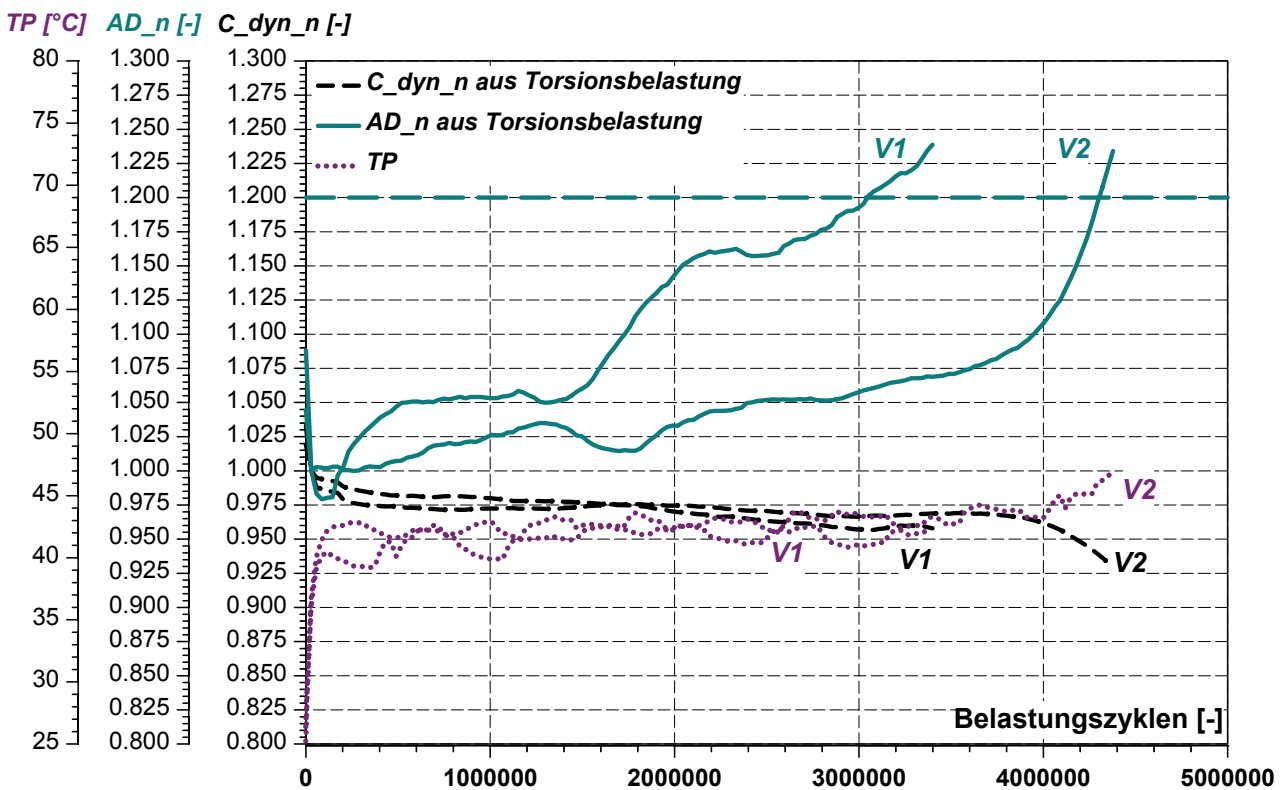


Abbildung 11.20: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Zweiachsversuche, Auswertung der Torsionsbelastung, Belastungsstufen S2-R und S2-T, Bauform A

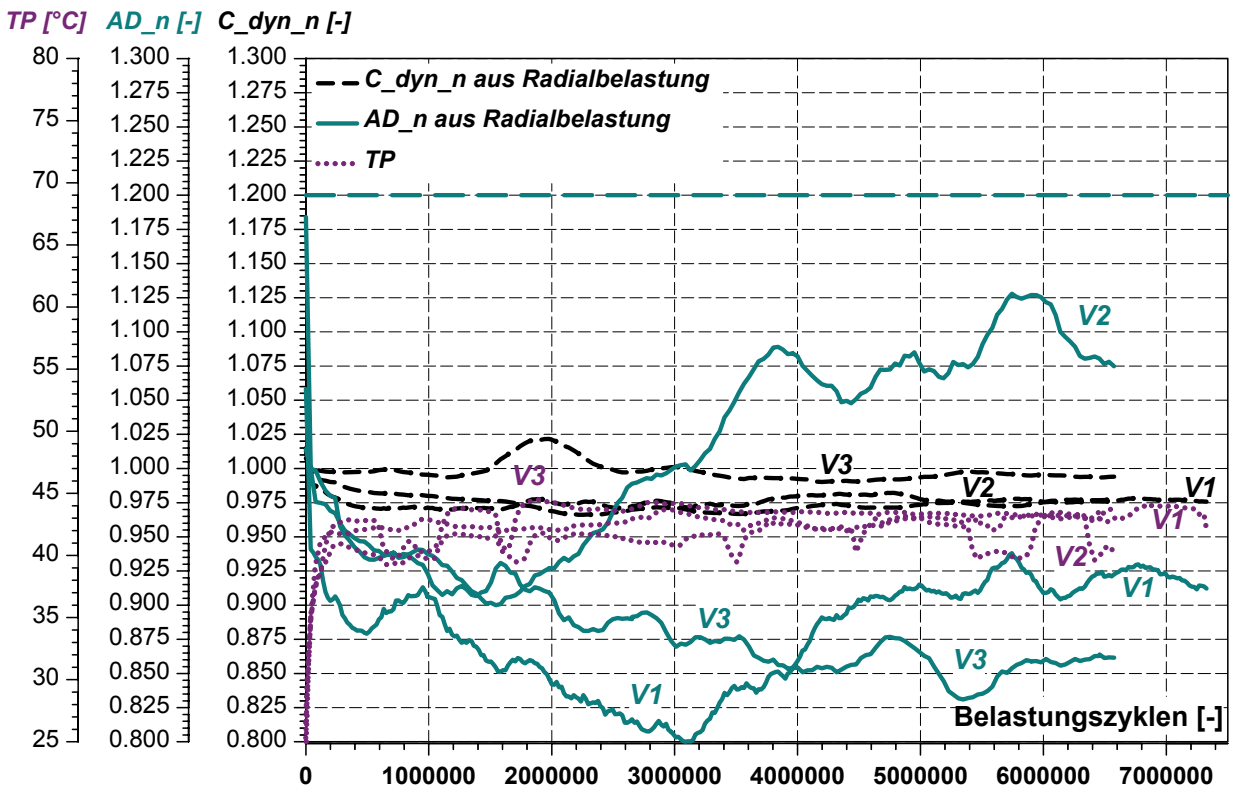


Abbildung 11.21: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Zweiachsversuche, Auswertung der Radialbelastung, Belastungsstufen S4-R und S1-T, Bauform A

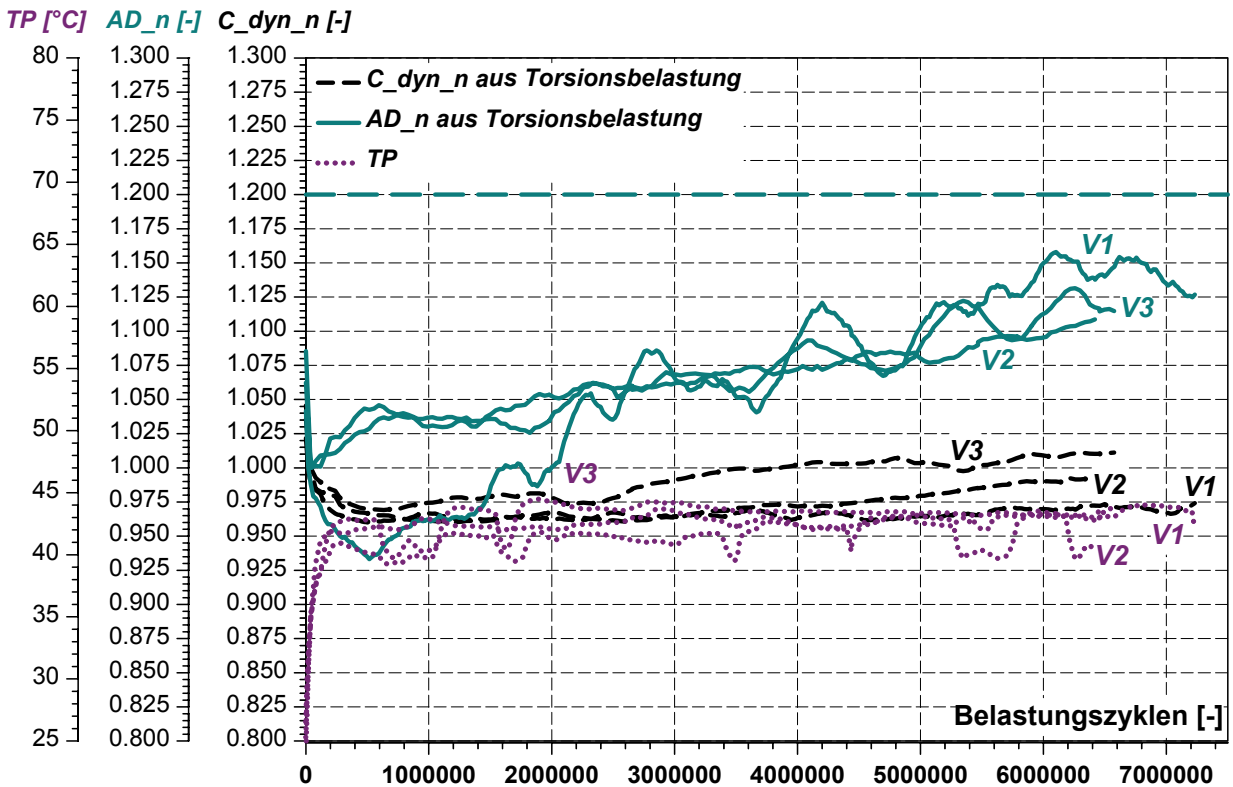


Abbildung 11.22: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Zweiachsversuche, Auswertung der Torsionsbelastung, Belastungsstufen S4-R und S1-T, Bauform A

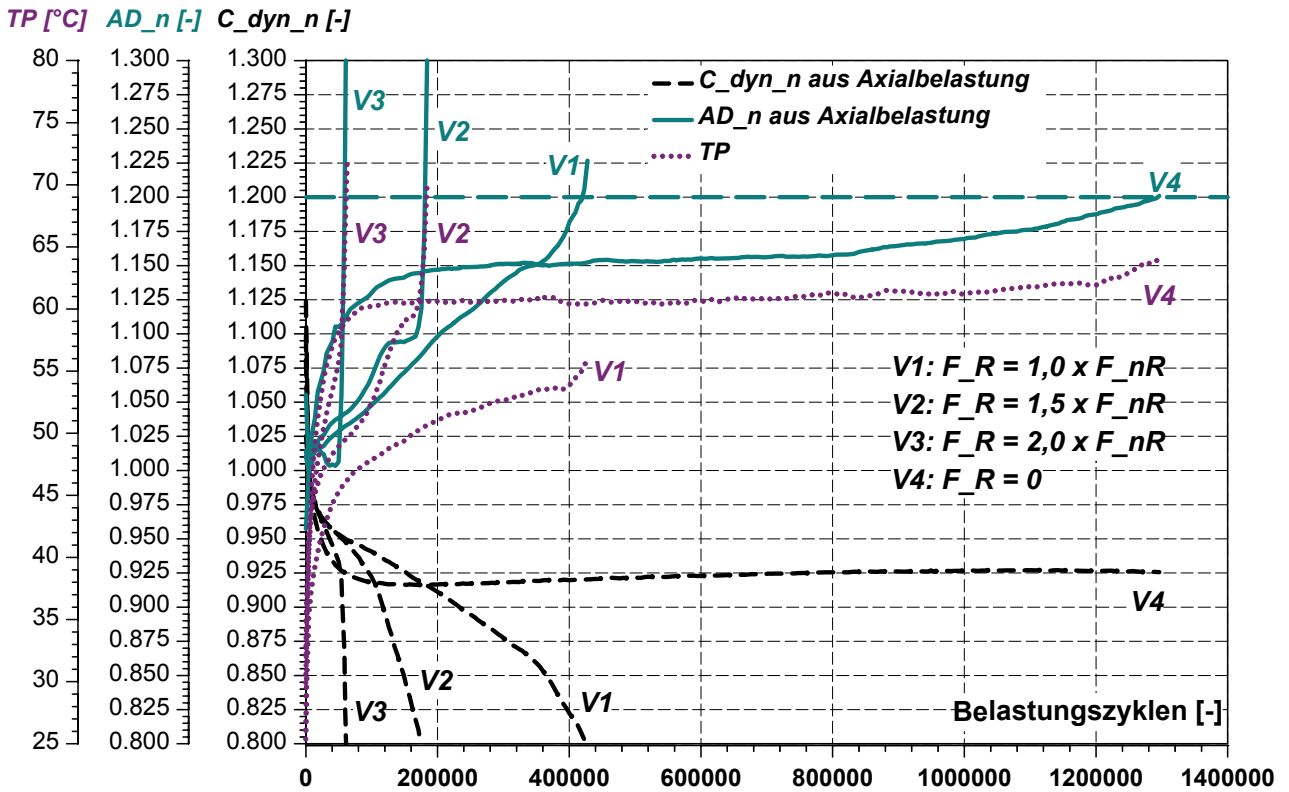


Abbildung 11.23: Versuchsreihe VI – Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Zweiachsversuche (V1 - V3), einstufiger Einachsversuch (V4), Auswertung der Axialbelastung, Belastungsstufen: S2-R, S5-R, S7-R und S2-A, Bauform B

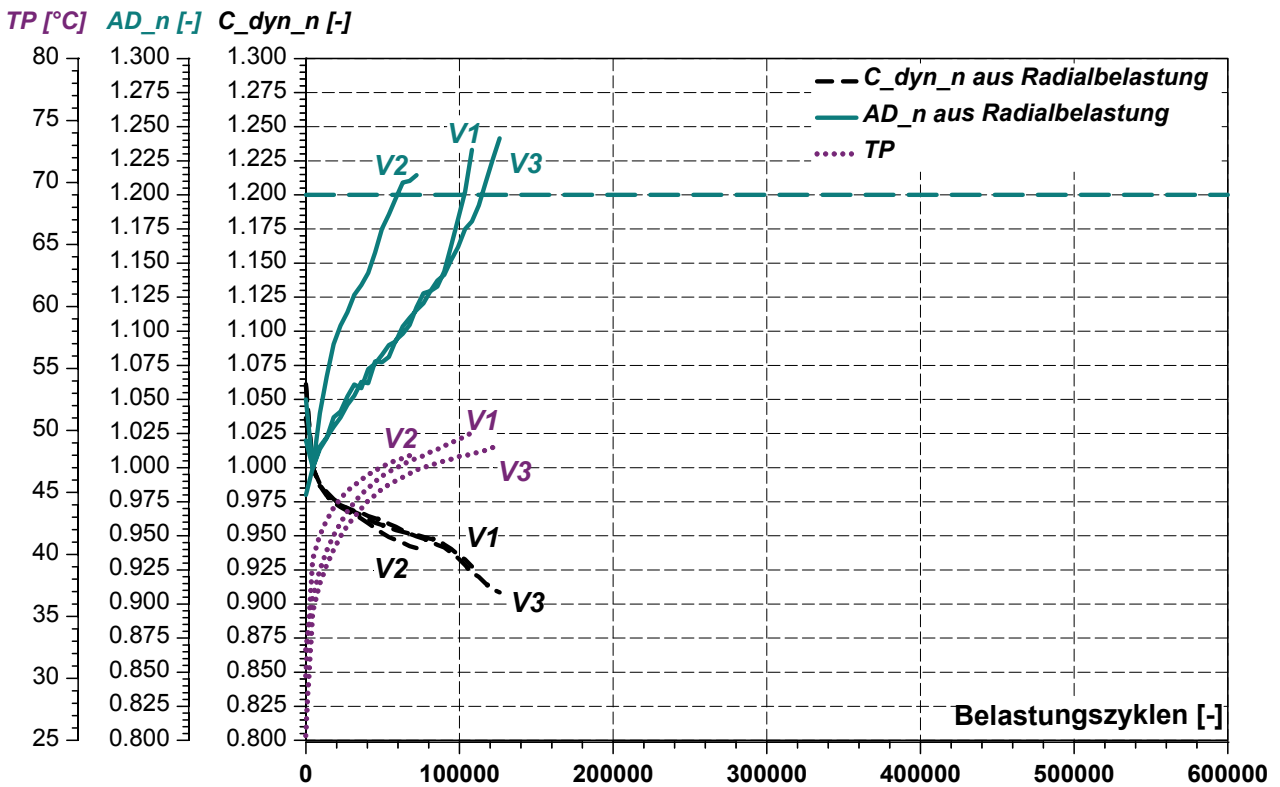


Abbildung 11.24: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Zweiachsversuche, Auswertung der Radialbelastung, Belastungsstufen S2-R und S2-A, Bauform B

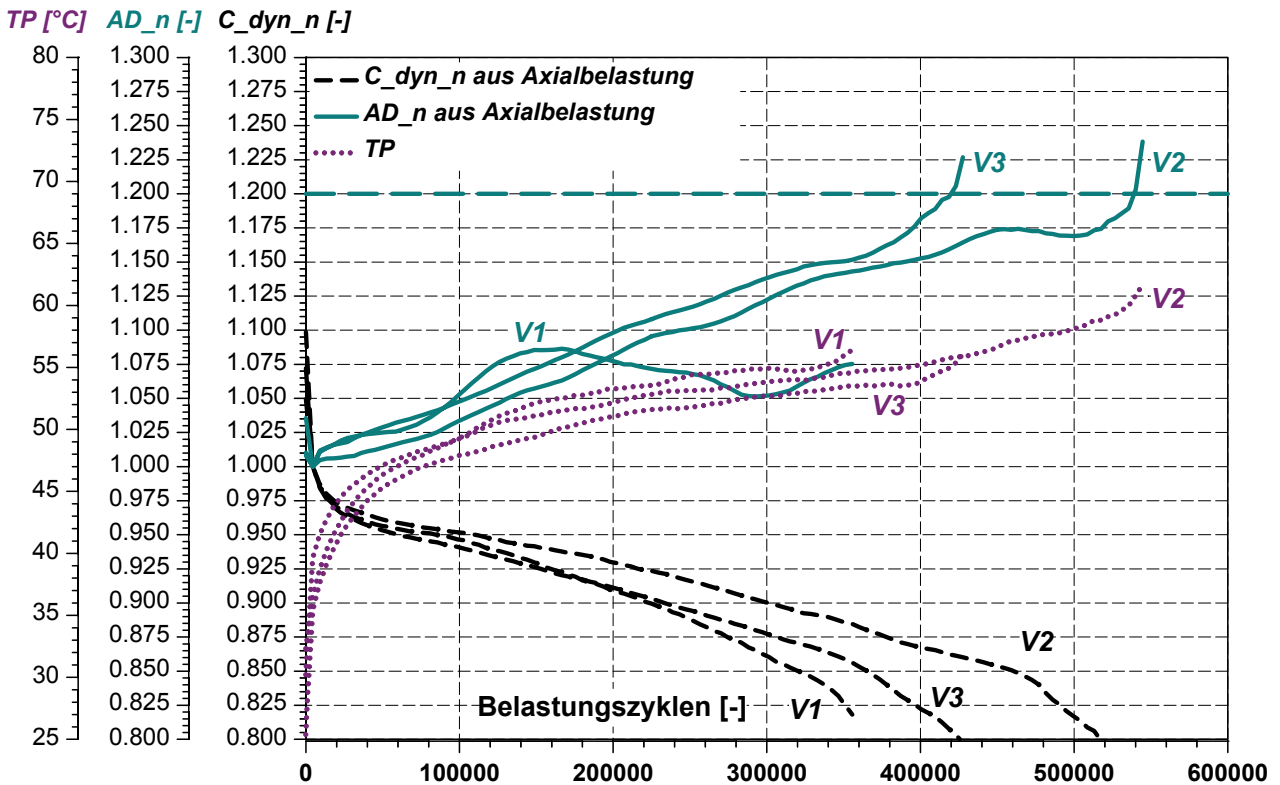


Abbildung 11.25: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Zweiachsversuche, Auswertung der Axialbelastung, Belastungsstufen S2-R und S2-A, Bauform B

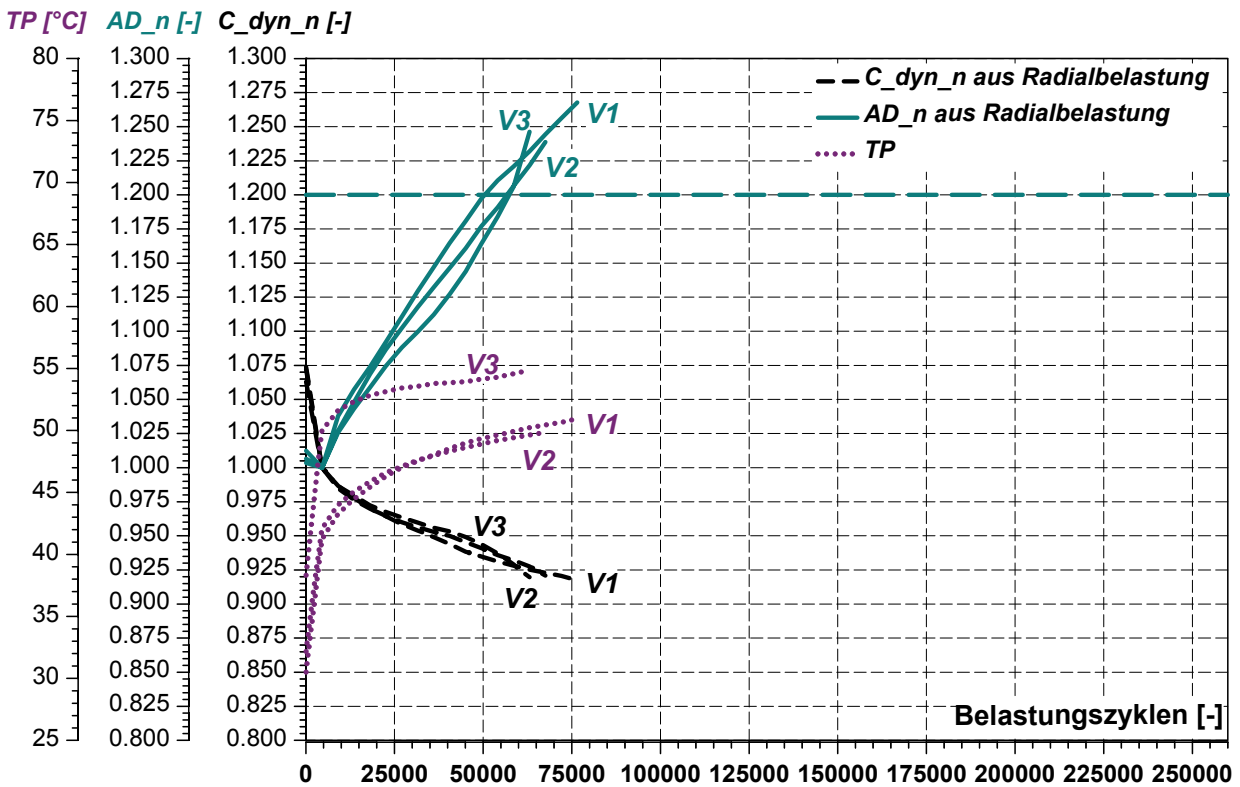


Abbildung 11.26: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Zweiachsversuche, Auswertung der Radialbelastung, Belastungsstufen S5-R und S2-A, Bauform B

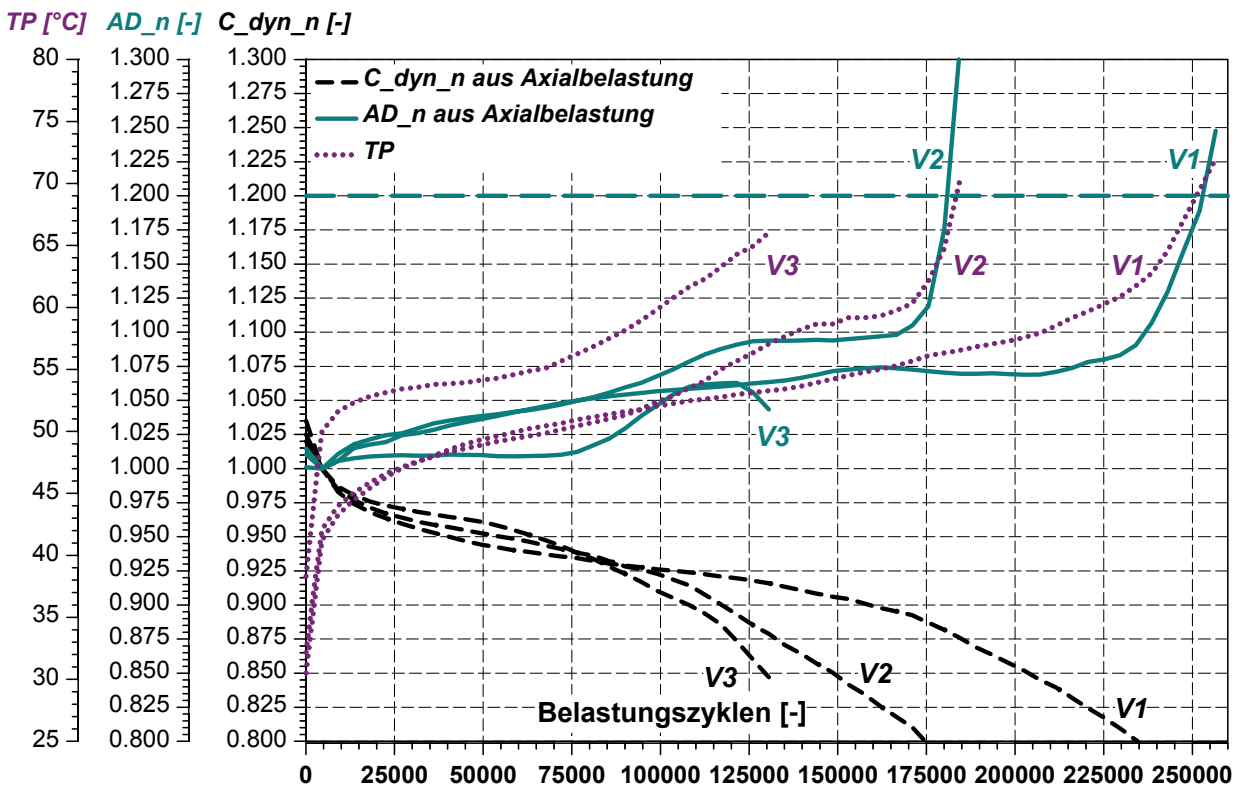


Abbildung 11.27: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Zweiachsversuche, Auswertung der Axialbelastung, Belastungsstufen S5-R und S2-A, Bauform B

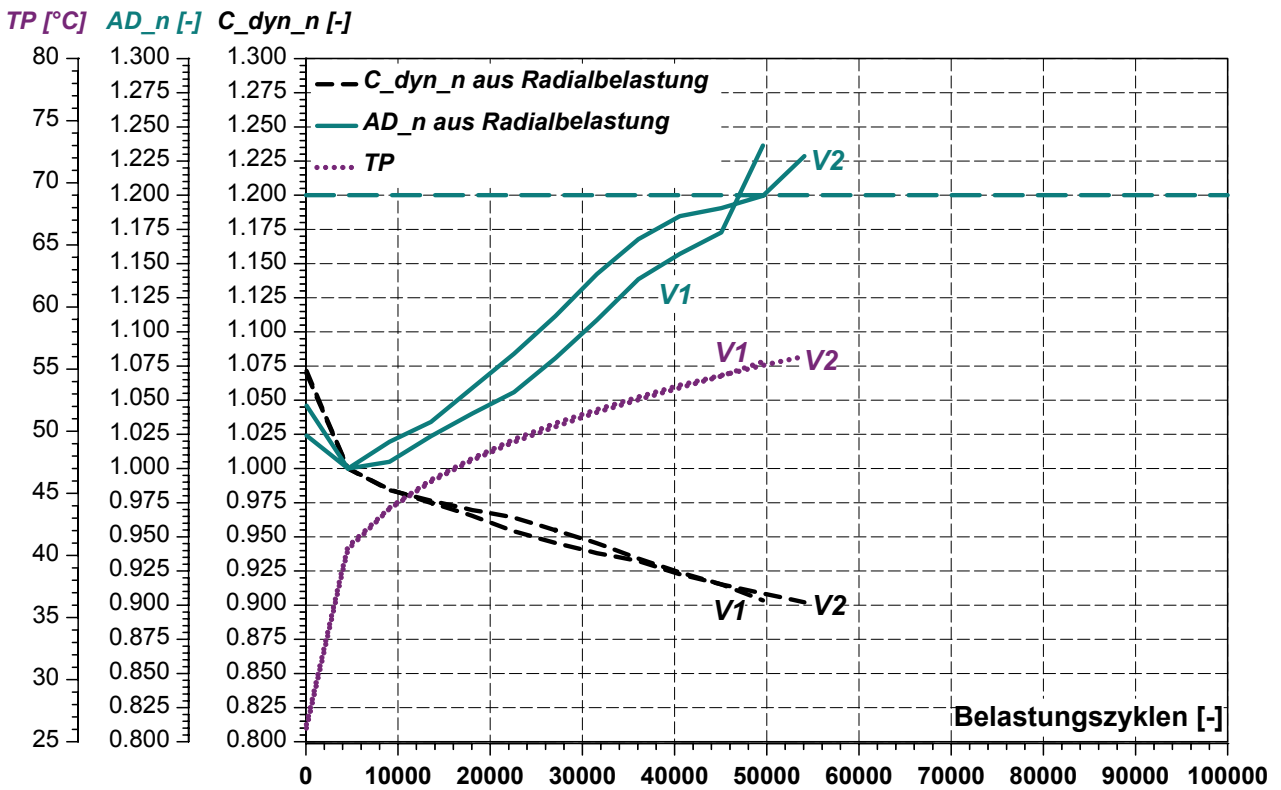


Abbildung 11.28: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Zweiachsversuche, Auswertung der Radialbelastung, Belastungsstufen S7-R und S2-A, Bauform B

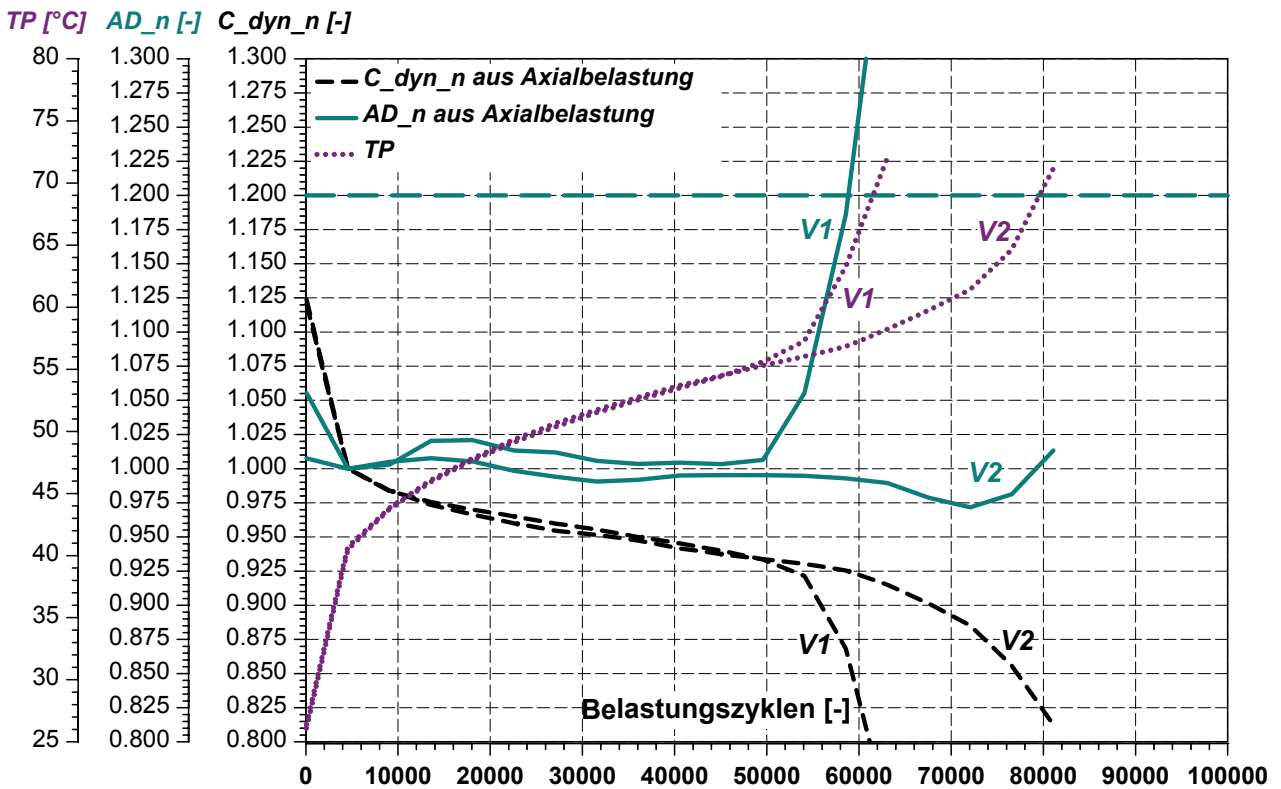


Abbildung 11.29: Temperatur- und Kennwertverläufe einstufiger Zweiachsversuche, Auswertung der Axialbelastung, Belastungsstufen S7-R und S2-A, Bauform B

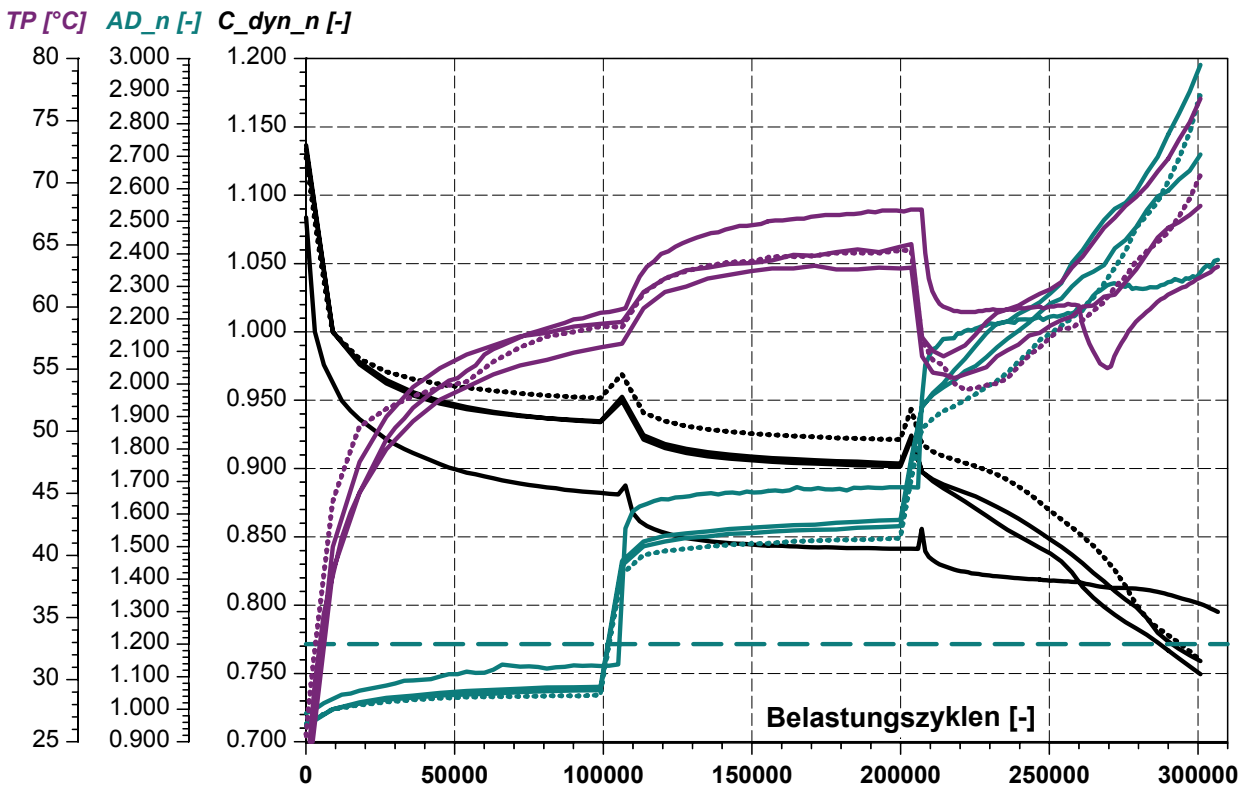


Abbildung 11.30: Temperatur- und Kennwertverläufe für Variante R1

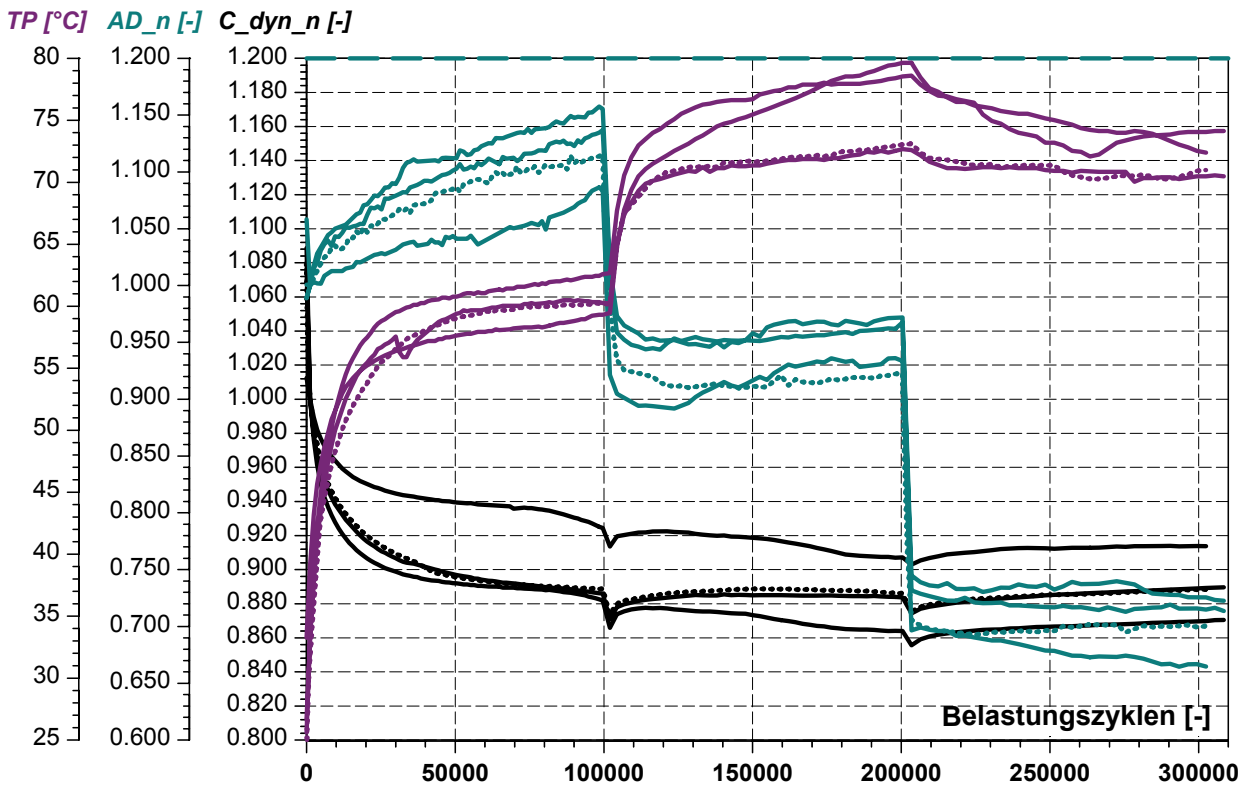


Abbildung 11.31: Temperatur- und Kennwertverläufe für Variante R2

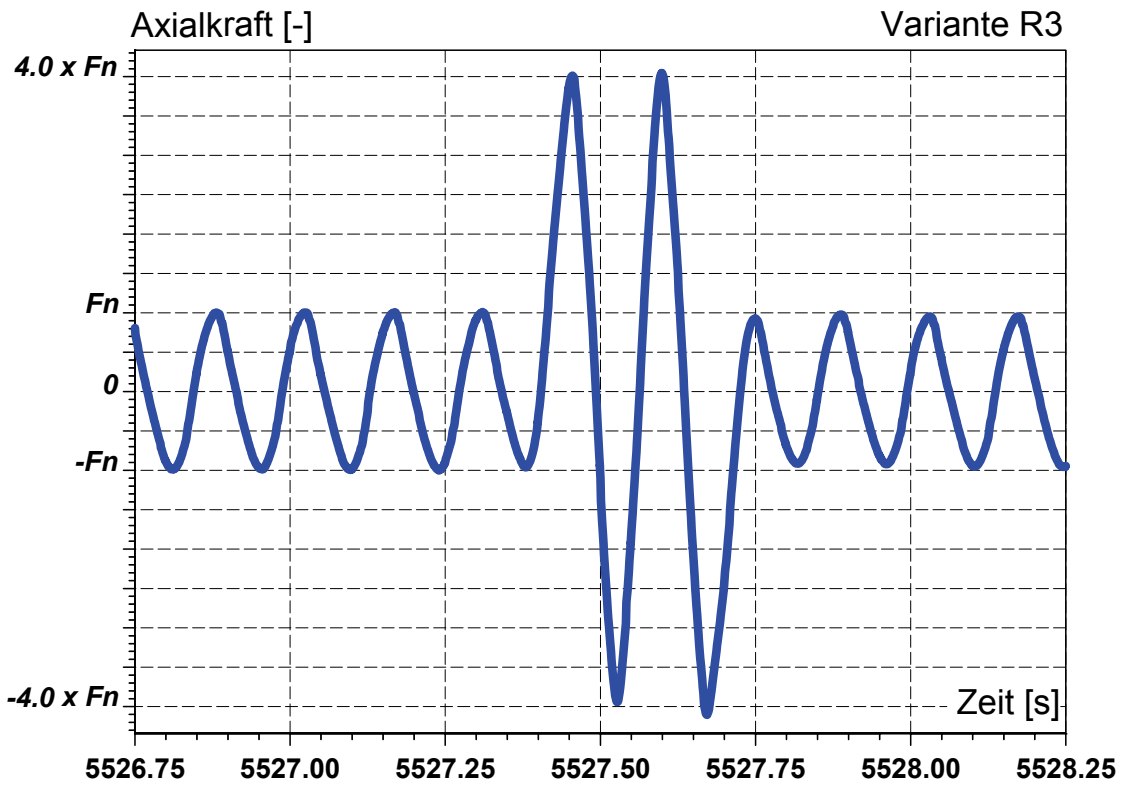


Abbildung 11.32: Ausschnitt Belastungsverlauf mit Sonderereignis Variante R3

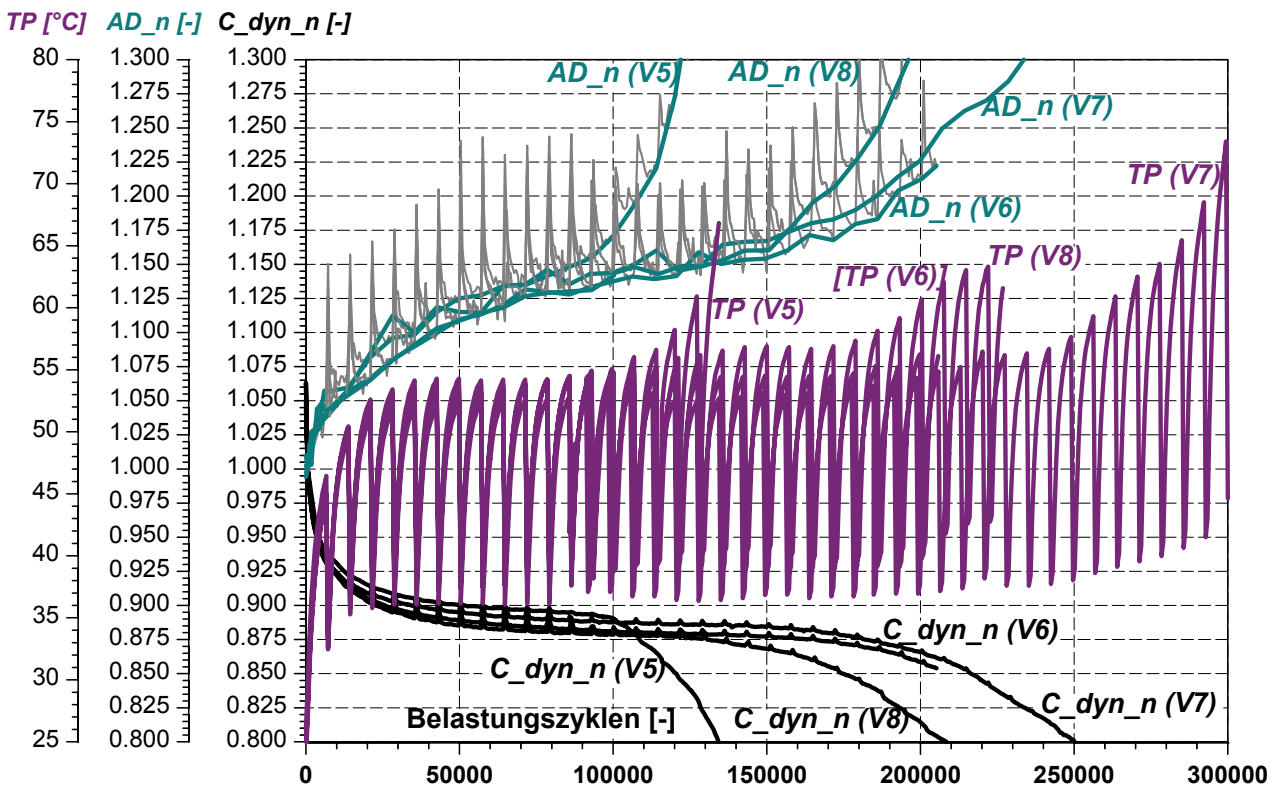


Abbildung 11.33: Temperatur- und Kennwertverläufe für vier Versuche der Variante R5

Tabelle 11.1: Messdaten aus uniaxialen Zugversuchen an Hantelproben mit unterschiedlichen Maximaldehnungen von 150 %, 100 %, 62,5 % und 37 %

150%		100%		62,00%		37%	
Spannung [MPa]	Dehnung [%]	Spannung [MPa]	Dehnung [%]	Spannung [MPa]	Dehnung [%]	Spannung [MPa]	Dehnung [%]
0	0	0	0	0	0	0	0
0,11694746	2,66966	0,0714774	1,522339238	0,07249853	0,9254531	0,0612664	0,551793321
0,23594646	5,91314	0,1470393	3,169449238	0,1266172	2,1079731	0,0918996	1,053427321
0,33955846	9,23154	0,2389386	5,240829238	0,1797145	3,1362431	0,1470395	1,856027321
0,42675546	12,50004	0,3236906	7,486899238	0,2430235	4,4215931	0,1909465	2,784047321
0,50779846	15,94314	0,3972106	9,608189238	0,2971415	5,6812331	0,2338335	3,586657321
0,58165946	19,43614	0,4646036	11,82929924	0,3471765	6,9151631	0,2777405	4,514677321
0,64628846	22,90424	0,5279116	14,10029924	0,3951685	8,2262231	0,3124585	5,292197321
0,70476246	26,37224	0,5901996	16,39629924	0,4390755	9,5115731	0,3461545	6,195137321
0,75913246	29,86524	0,6412546	18,66729924	0,4799195	10,7454831	0,3808725	7,098067321
0,81042546	33,43314	0,6923096	20,86349924	0,5228065	11,9536831	0,4125265	7,950837321
0,86171846	37,00104	0,7403016	23,15949924	0,5616085	13,3932831	0,4441815	8,853777321
0,90583046	40,49404	0,7893146	25,45549924	0,5973475	14,6015831	0,4788985	9,631297321
0,95096746	44,08684	0,8301596	27,85129924	0,6351275	15,9382831	0,5074895	10,58439732
0,99507946	47,72954	0,8740666	30,19719924	0,6688245	17,2236831	0,5381225	11,43719732
1,04124146	51,24754	0,9138896	32,59299924	0,7066055	18,6117831	0,5646715	12,34009732
1,07920146	54,74054	0,9537126	34,81409924	0,7362175	20,0256831	0,5942835	13,21799732
1,12023146	58,28344	0,9945576	37,20989924	0,7688925	21,3624831	0,6198115	14,07069732
1,16845146	61,77644	1,0354016	39,45599924	0,7995265	22,7506831	0,6494235	14,92349732
1,20846146	65,21954	1,0711406	41,80179924	0,8281175	24,0359831	0,6729085	15,85149732
1,24949146	68,71254	1,1068756	44,14769924	0,8587505	25,3470831	0,6984365	16,67919732
1,29258146	72,05584	1,1415956	46,41879924	0,8873415	26,7094831	0,7239645	17,55709732
1,33874146	75,49904	1,1793756	48,71479924	0,9159325	28,0462831	0,7413235	18,51019732
1,38285146	78,84234	1,2161356	51,03569924	0,9445235	29,4344831	0,7729775	19,38799732
1,42594146	82,13574	1,2518756	53,33169924	0,9710715	30,7968831	0,7974835	20,31599732
1,47210146	85,35434	1,2906756	55,50289924	1,0027265	32,1850831	0,8168845	21,14369732
1,52237146	88,62274	1,3264156	57,74889924	1,0282535	33,4961831	0,8403705	22,04669732
1,57366146	91,89124	1,3641956	59,94509924	1,0558235	34,8071831	0,8638555	22,89939732
1,62290146	95,00994	1,4019756	62,26599924	1,0793135	36,1696831	0,8893835	23,72709732
1,67625146	98,15334	1,4407856	64,43719924	1,1099435	37,5578831	0,9098055	24,65509732
1,73164146	101,24734	1,4795856	66,60839924	1,1364935	38,8688831	0,9332915	25,50789732
1,78601146	104,29134	1,5204256	68,72969924	1,1620235	40,2313831	0,9567765	26,43589732
1,84346146	107,31034	1,5612756	70,80109924	1,1906135	41,5680831	0,9812835	27,26359732
1,90604146	110,22934	1,6021156	72,99729924	1,2192035	42,9305831	1,0037475	28,11639732
1,96861146	113,22334	1,6460256	75,11849924	1,2457535	44,1902831	1,0231485	29,01929732
2,03837146	116,01834	1,6929956	77,09009924	1,2743435	45,6040831	1,0507215	29,89719732
2,10505146	118,71234	1,7389456	79,06159924	1,3019135	46,8637831	1,0762415	30,77499732
2,17994146	121,43234	1,7879556	81,10809924	1,3427535	48,0719831	1,0997315	31,67799732
2,25791146	124,07734	1,8379956	83,17939924	1,3580735	49,3058831	1,1221915	32,58089732
2,34100146	126,72134	1,8931356	85,07609924	1,3938135	50,5655831	1,1477215	33,28319732
2,42512146	129,24134	1,9492956	86,87299924	1,4224035	51,8765831	1,1752915	34,16099732
2,51437146	131,71134	2,0044356	88,74469924	1,4550735	53,1876831	1,2028615	35,03889732
2,61901146	134,03234	2,0677356	90,61639924	1,4928535	54,4472831	1,2304315	35,86659732
2,72159146	136,35234	2,1341156	92,26349924	1,5234935	55,6554831	1,2600415	36,61899732
2,82726146	138,62234	2,2035456	94,08539924	1,5592335	56,8380831	1,2876115	37,44669732
2,94112146	140,86834	2,2719656	95,80729924	1,5990535	57,9691831		
3,06218146	143,06434	2,3516056	97,45449924	1,6409135	59,2287831		
3,18323146	145,30934	2,4302356	99,07659924	1,7236235	61,5423831		

Tabelle 11.2: Zahlenwerte der Konvergenzuntersuchungen für unterschiedliche Belastungsarten und Geometrien – max. Verschiebungen (bzw. max. Verdrehwinkel) und max. Vergleichsspannungen (v. Mises)

Axialbelastung, Bauform B, $F = 3,0 \times F_{nA}$, 37%-Messdaten, Marlow, Elementtyp: C3D8RH		
Anzahl der Elemente [-]	max. Vergleichsspannung (v. Mises) [N/mm ²]	max. Verschiebungen [mm]
986	2,759	7,331
1.766	3,001	7,340
5.019	3,186	7,348
9.585	3,619	7,356
19.344	4,229	7,359
40.805	4,599	7,360
83.272	4,932	7,361
110.103	5,601	7,362
130.137	5,653	7,362
180.112	5,679	7,362

Torsionsbelastung, Bauform A, $T = 2,7 \times T_n$, 100%-Messdaten, Marlow, Elementtyp: C3D8RH		
Anzahl der Elemente [-]	max. Vergleichsspannung (v. Mises) [N/mm ²]	max. Verdrehwinkel [°]
46.138	3,749	15,88239
81.216	3,831	15,89384
157.688	3,868	15,89958
193.600	3,876	15,90531
231.296	3,921	15,91104
295.568	3,923	15,91104
364.808	3,922	15,91104

Radialbelastung, Bauform A, $F = 2,5 \times F_{nR}$, 100%-Messdaten, Marlow, Elementtyp: C3D8RH		
Anzahl der Elemente [-]	max. Vergleichsspannung (v. Mises) [N/mm ²]	max. Verschiebungen [mm]
13.515	2,351	0,4534
60.974	2,710	0,4550
78.384	2,779	0,4624
96.798	2,785	0,4668
133.812	2,879	0,4690
199.458	2,921	0,4730
238.922	2,953	0,4734
304.500	2,955	0,4747
367.040	2,959	0,4750

Radialbelastung, Bauform B, $F = 2,5 \times F_{nR}$, 37%-Messdaten, Marlow, Elementtyp: C3D8RH		
Anzahl der Elemente [-]	max. Vergleichsspannung (v. Mises) [N/mm ²]	max. Verschiebungen [mm]
20.304	7,075	2,0890
41.292	7,248	2,0860
88.290	8,052	2,0850
161.200	10,310	2,0840
259.260	11,330	2,0820
451.764	11,350	2,0820

Torsionsbelastung, Bauform A

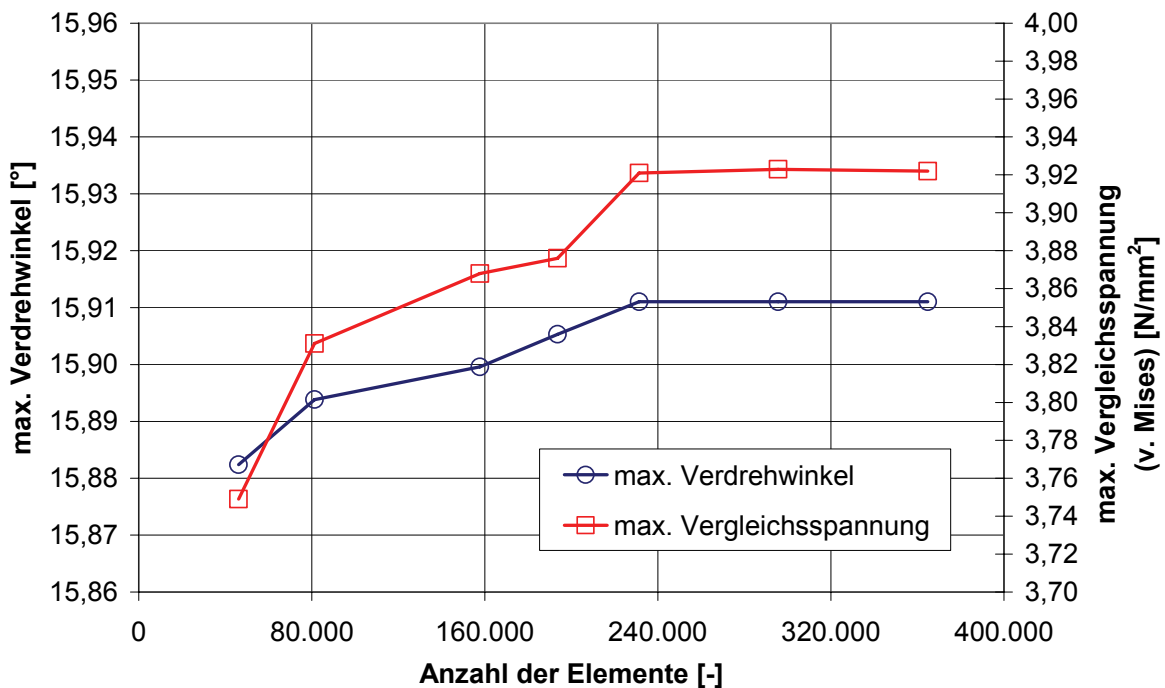


Abbildung 11.34: Torsionsbelastung, Bauform A: Grafische Darstellung der Ergebnisse der Konvergenzuntersuchungen – max. Verdrehwinkel und max. Vergleichsspannungen (v. Mises)

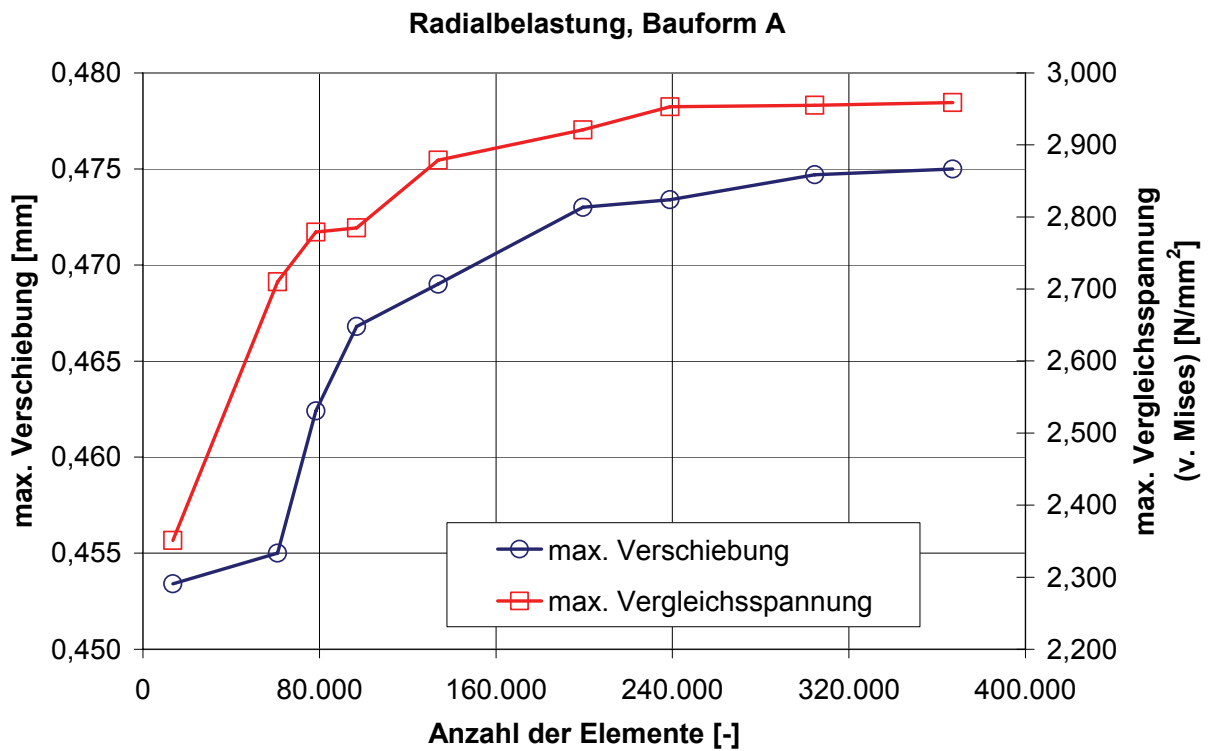


Abbildung 11.35: Radialbelastung, Bauform A: Grafische Darstellung der Ergebnisse der Konvergenzuntersuchungen – max. Verschiebungen und max. Vergleichsspannungen (v. Mises)

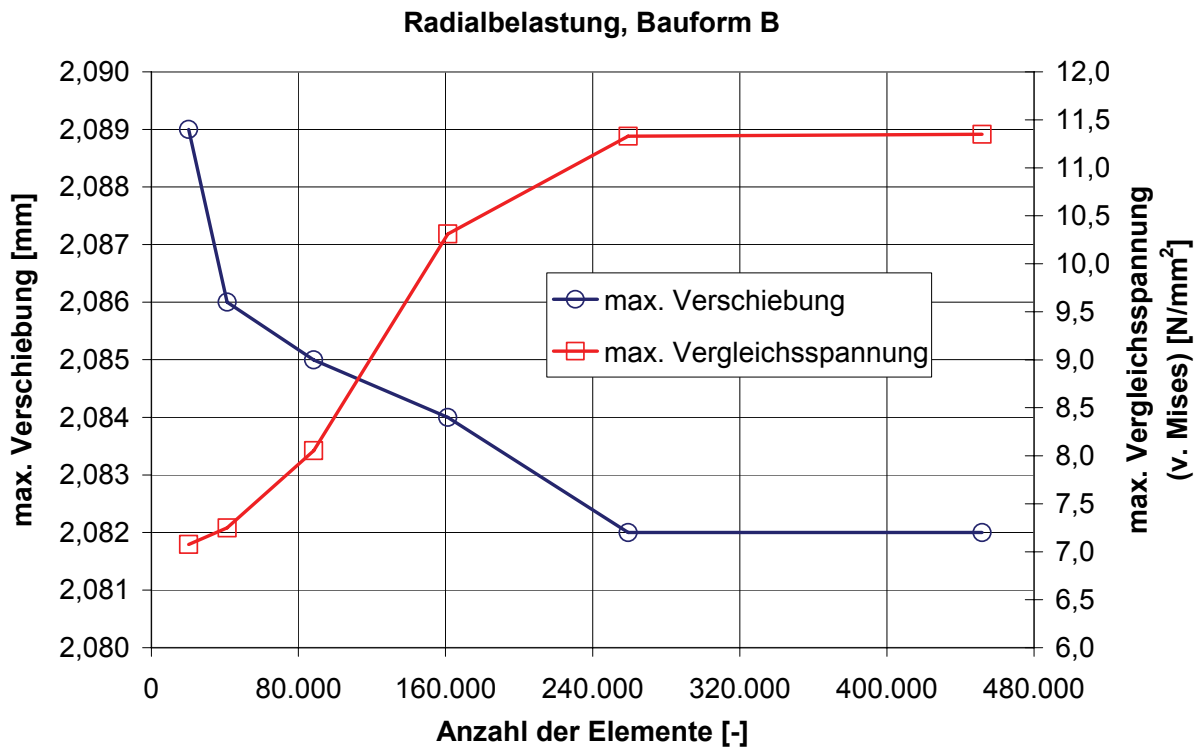


Abbildung 11.36: Radialbelastung, Bauform B: Grafische Darstellung der Ergebnisse der Konvergenzuntersuchungen – max. Verschiebungen und max. Vergleichsspannungen (v. Mises)

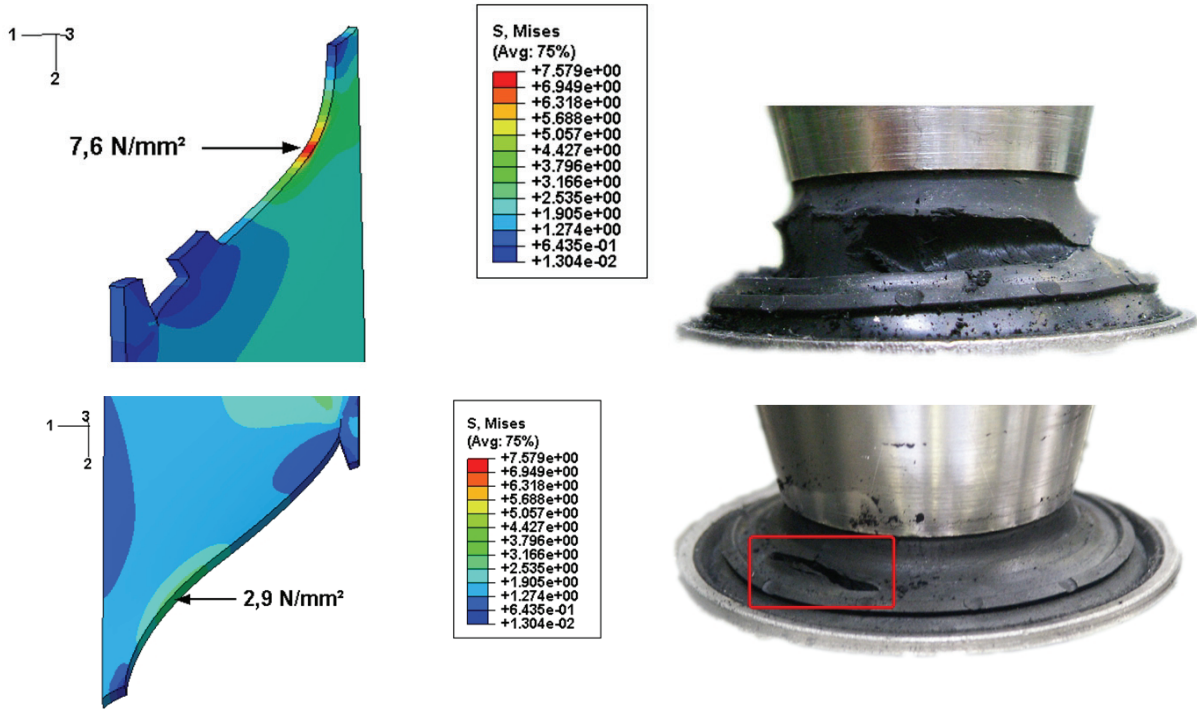


Abbildung 11.37: Axialbelastung, Bauform B, Yeoh-Modell, 150 %-Messdaten, $F = 3,0 \times F_{nA}$ – Vergleich berechneter Spannungsmaxima mit Schadensbildern aus dem Versuch

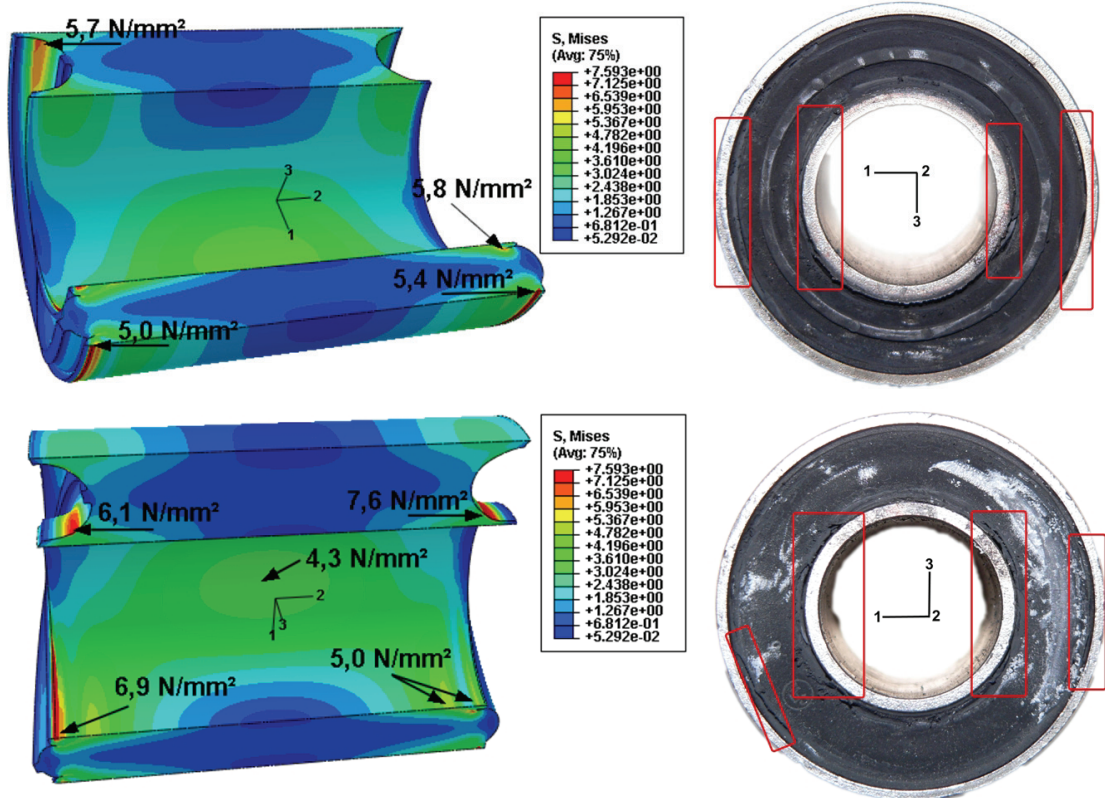


Abbildung 11.38: Radialbelastung, Bauform B, Yeoh-Modell, 100 %-Messdaten, $F = 2,5 \times F_{nR}$ – Vergleich berechneter Spannungsmaxima mit Schadensbildern aus dem Versuch

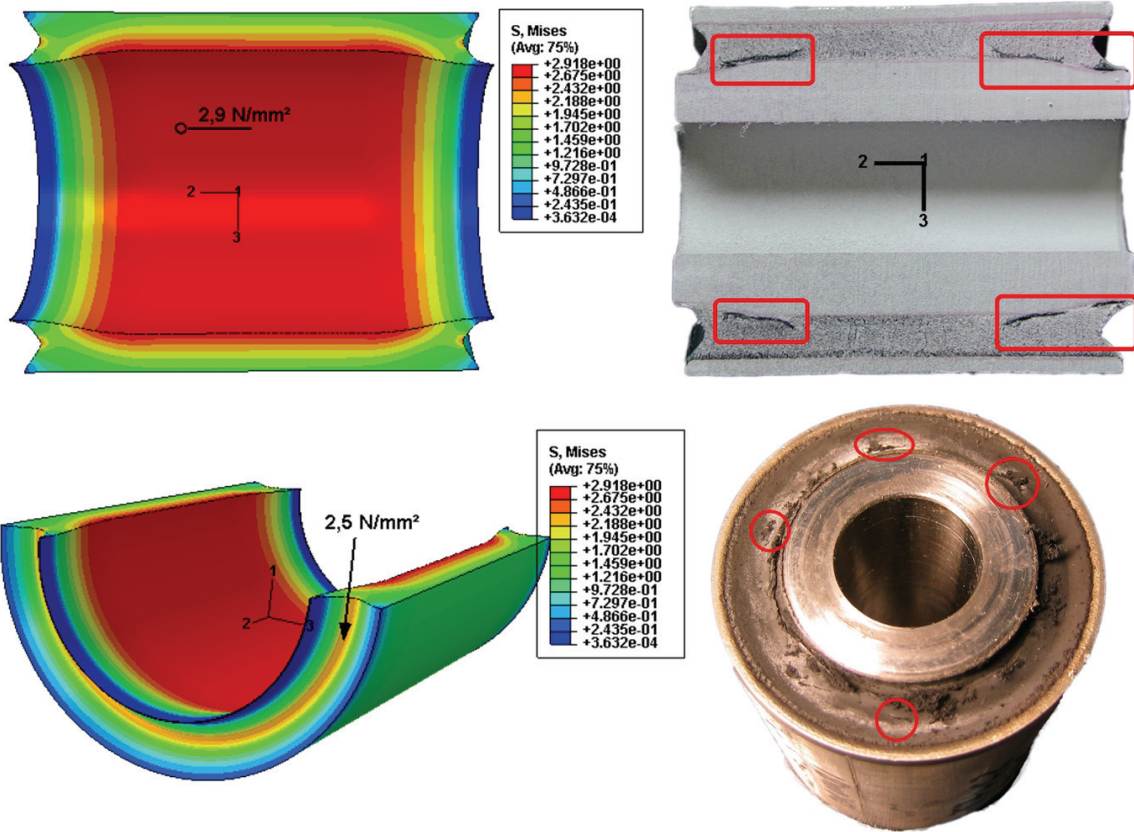


Abbildung 11.39: Torsionsbelastung, Bauform A, Yeoh-Modell, 100 %-Messdaten – Vergleich berechneter Spannungmaxima mit Schadensbildern aus dem Versuch

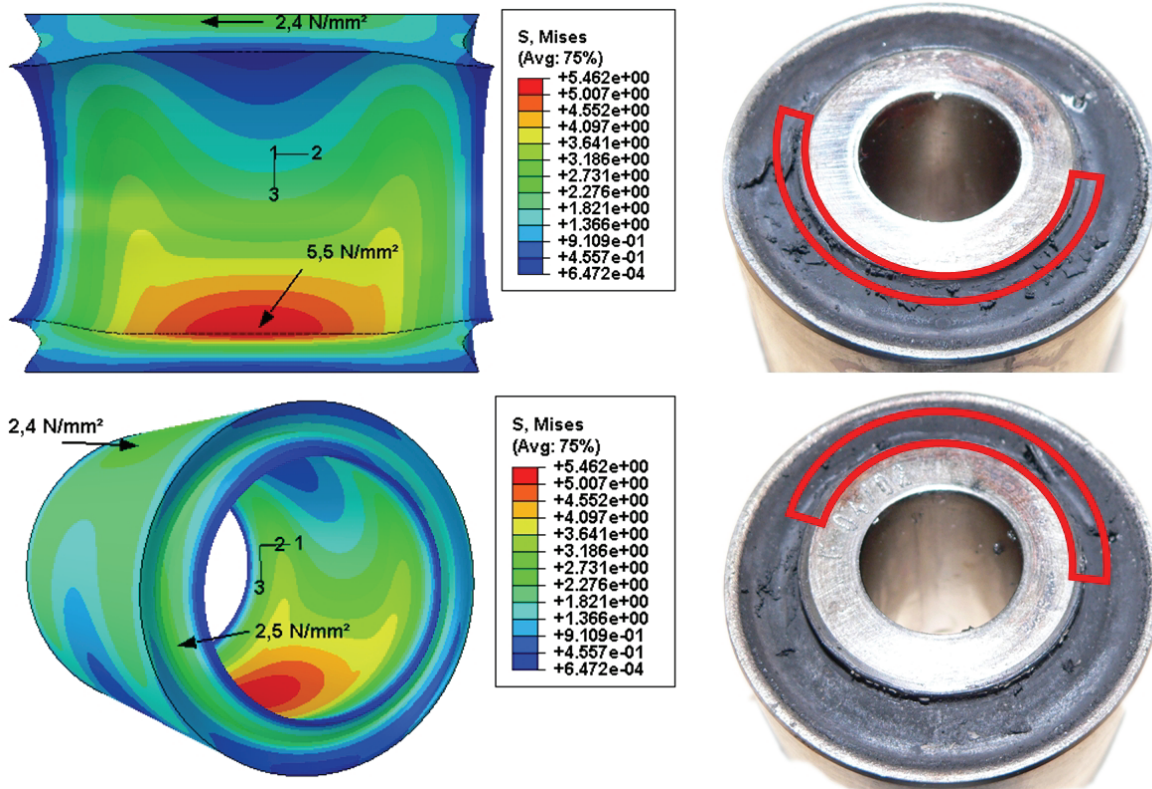


Abbildung 11.40: Überlagerte Radial- und Torsionsbelastung, Bauform A, Yeoh-Modell, 100 %-Versuchsdaten – Vergleich berechneter Spannungmaxima mit Schadensbildern aus dem Versuch

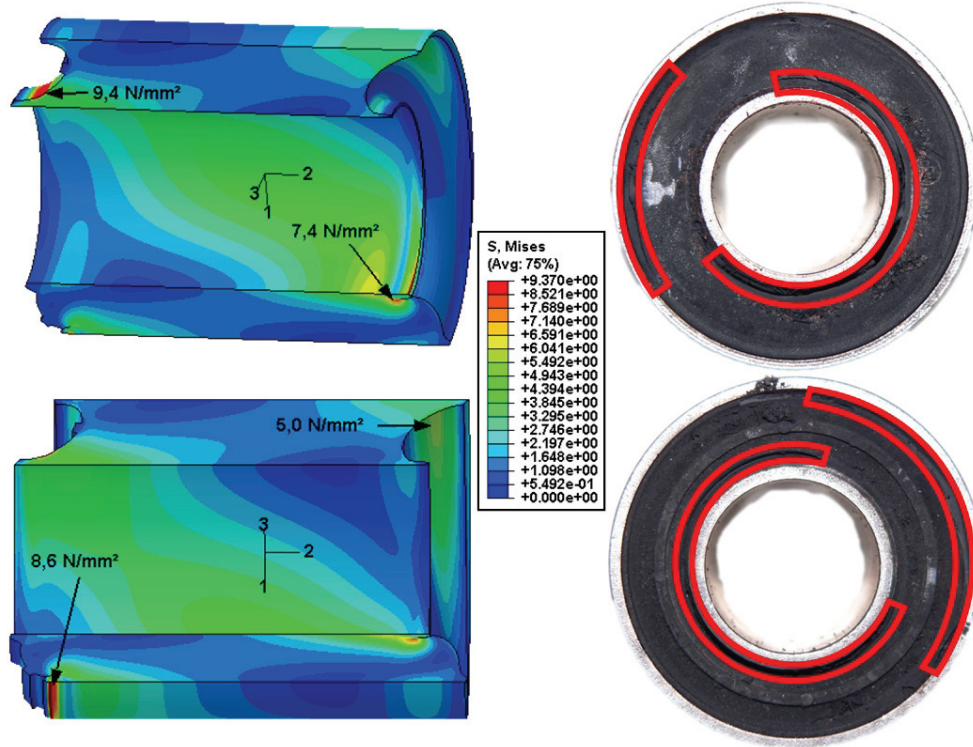


Abbildung 11.41: Überlagerte Radial- und Axialbelastung, Bauform B, Marlow-Modell, 100 %-Versuchsdaten – Vergleich berechneter Spannungsmaxima mit Schadensbildern aus dem Versuch

Lebenslauf

Der Lebenslauf ist in der Online-Version aus Gründen des Datenschutzes nicht enthalten.