Dynamische Rissausbreitung in Elastomerwerkstoffen

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur

(Dr.-Ing.)

vorgelegt

der Fakultät für Maschinenbau der
Technischen Universität Chemnitz

von Ing. Radek Stoček
geboren am 17.02.1980 in Třebíč (Tschechische Republik)

Gutachter: Prof. Dr. Ing. Michael Gehde
Prof. Dr. rer. nat. habil. Gert Heinrich

Tag der Verleihung: 16.03.2012

Inhaltverzeichnis

Verzeichnis der verwendeten Formelzeichen und Abkürzungen

1 Einleitung und Zielstellung 1

2 Stand der Forschung zur Analyse der Rissausbreitung von Elastomeren unter dynamischer Beanspruchung 4

2.1 Materialverhalten von elastomeren Werkstoffen 4

2.1.1 Kinematik der großen Verformungen 5

2.1.2 Spannungsverhalten, Deformationsgradient und Rechts-Cauchy-Green Tensor 6

2.1.3 Energiefunktionen für inkompressible elastomere Werkstoffe 7

2.2 Dynamische Beanspruchung von Elastomeren 10

2.3 Konzepte der Bruchmechanik 13

2.3.1 Theoretische Grundlagen der linear-elastischen Bruchmechanik (LEBM) 15

2.3.2 Theoretische Grundlagen der Fließbruchmechanik (FBM) 17

2.4 Besonderheiten bei bruchmechanischer Bewertung von Elastomeren 20

2.4.1 Tensile-Prüfkörper 21

2.4.2 Pure-shear-Prüfkörper 21

2.5 Bruchmechanischer Dauerversuch 26

2.6 Stand der Technik bei der Analyse der dynamischen Rissausbreitung 27

3 Theoretische Betrachtung zur Verformung von Tensile- und Pure-shear-Prüfkörpern 32

4 FE-Analysen zur Berechnung der Reißenergie in Abhängigkeit vom Prüfkörpertyp und der Kerbgeometrie 36

5 Konstruktive Entwicklung der Prüfmethode zur Analyse der dynamischen Rissausbreitung im simultanen Tensile- und Pure-shear-Prüfmodus durch Aufrüstung des TFA 40

5.1 Aufbau eines kommerziellen TFA 40

5.2 Modifizierung des TFA für die Analyse des dynamischen Risswachstums durch simultane Prüfung von SENT- und Pure-shear-Prüfkörper 46

5.2.1 Konstruktion einer Halterung für Pure-shear-Prüfkörper 50

5.2.2 Konstruktion einer Traverse für die Prüfkörperhalterung 56

5.3 Durchführung einer Modalanalyse zur Ermittlung des Resonanzbereiches des TFA 58

5.3.1 Diskretisiertes Modell des TFA 59
5.3.2 Analyse des diskretisierten TFA-Modells mittels FE-Software 60

6 Experimentelle Untersuchungen zur Charakterisierung des dynamischen Risswachstums 64

6.1 Untersuchte Werkstoffe 64
6.2 Herstellung des Probenmaterials 65
6.2.1 Herstellung der Kautschukmischung 65
6.2.2 Vulkanisation 66
6.2.3 Details zur Prüfkörpergeometrie 67
6.3 Einfluss der verarbeitungsbedingten Molekülkettenorientierung im Vulkanisat 70
6.4 Experimentelle Untersuchungen zur Definition der Größe des Pure-shear-Bereiches 72
6.5 Einfluss der Kerbeinbringung und Kerbgeometrie auf die Rissausbreitung ... 74
6.5.1 Untersuchte Werkstoffe 77
6.5.2 Realisierung der definierten Kerbeinbringung 78
6.5.3 Quasistatischer Zugversuch an gekerbten Prüfkörpern 79
6.5.4 Durchführung der Analyse der dynamischen Rissausbreitung 79
6.6 Bruchmechanische Untersuchungen der Rissausbreitungseigenschaften von Elastomeren unter zyklischer Beanspruchung 79
6.6.1 Bestimmung der Rissausbreitungsgeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Prüfkörpertyp 80
6.6.2 Ermittlung der Reißenergie *T* aus den experimentellen Untersuchungen der simultan analysierten SENT- und Pure-shear-Prüfkörper 81
6.6.3 Untersuchung des Einflusses der Prüfkörpergeometrie und der Werkstoffzusammensetzung auf das Risswachstumsverhalten 82
6.7 Untersuchung zum Einfluss des Vernetzungsgrades auf die Rissausbreitung von Elastomeren 83

7 Ergebnisse und Diskussion 86

7.1 Bewertung des verarbeitungsbedingten Molekülkettenorientierungseinflusses auf die Rissausbreitung 86
7.2 Bestimmung der Deformationsbereiche der unterschiedlichen Prüfkörpergeometrien 88

7.2.1 Einfluss der Geometrieverhältnisswertes auf die Größe des Pure-shear-Bereiches ... 88
7.2.2 Einfluss der Einspannung des Prüfkörpers mittels Wulst auf die Deformation ... 88
7.2.3 Ergänzende analytische Berechnung zur Größe des Pure-shear-Bereiches ... 91
7.3 Einfluss der Kerbeinbringung auf die Rissausbreitung in elastomeren Werkstoffen ... 94
7.3.1 Analytische Betrachtung zum Einfluss der Kerbgeometrie ... 94
7.3.2 Experimentelle Betrachtung unter quasistatischen Betrachtung zum Einfluss der Kerbgeometrie ... 96
7.4 Entwicklung eines Verfahrens und einer Vorrichtung für die definierte Kerbeinbringung in elastomere Prüfkörper ... 100
7.4.1 Kerbvorgang und Anforderungen an das Konzept ... 100
7.4.2 Konstruktion der Kerbvorrichtung ... 102
7.4.3 Prinzipieller Aufbau des Kerbvorganges ... 106
7.5 Bruchmechanische Bewertung der Rissausbreitungseigenschaften von Elastomeren unter zyklischer Beanspruchung ... 107
7.5.1 Bewertung der Rissausbreitungsgeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Prüfkörpertyp ... 107
7.5.2 Bewertung des Einflusses der Prüfkörpergeometrie und der Werkstoffzusammensetzung auf das Risswachstumsverhalten ... 113
7.6 Bewertung des Einfluss des Vernetzungsgrades auf die Rissausbreitung von Elastomeren ... 116
7.7 Ergebnisse der Untersuchung zum Einfluss der Kerbeinbringung in die Prüfkörper auf die Rissausbreitung in elastomeren Werkstoffen unter dynamischer Beanspruchung ... 117
8 Zusammenfassung ... 121
8.1 Zusammenfassung der Ergebnisse ... 121
8.2 Praktische Nutzung der Ergebnisse ... 124

Vorwort

Die vorliegende Arbeit ist während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter in den Jahren von 2006 bis 2011 am Institut für Fördertechnik und Kunststoffe, Professur Kunststoffe der Technischen Universität Chemnitz und am Leibniz Institut für Polymerforschung in Dresden entstanden. Angeregt wurde diese Arbeit durch den Inhaber der Professur Kunststoffe, Prof. Dr.-Ing. Michael Gehde, dem ich für seine Unterstützung sowie die geduldige wissenschaftliche Betreuung und nicht zuletzt für die kritische Durchsicht meiner Dissertationsschrift besonders danke.

Mein großer Dank gilt Prof. Dr. rer. nat. habil. Gert Heinrich, Leibniz Institut für Polymerforschung in Dresden, für die inspirierenden Anregungen, wertvollen Hinweise, antreibende Fachbetreuung, seinen hohen Beitrag zu meiner wissenschaftlichen Entwicklung, die stets freundliche Zusammenarbeit und auch für die Übernahme des Korreferates.

Insbesondere danke ich meinem Kollegen und Freund Dr.-Ing. Hannes Michael, für die motivierte Unterstützung, nicht nur während meiner fachlichen Tätigkeit, sondern auch im täglichen Leben.

Weiterhin danke ich allen Kollegen der DFG Forschergruppe FOR597 für die hilfsreichen Diskussionen, die wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben, namentlich Dr.-Ing. Katrin Reincke, die mich jeder Zeit sehr freundlich unterstützt und sehr sorgfältig meine Arbeit fachlich und schriftlich korrigiert hat.

Ich danke allen Mitarbeitern der Professur Kunststoffe sowohl aus dem technischen als auch dem wissenschaftlichen Bereich. Mein Dank gilt auch den Studenten (insbesondere Axel Rauschenbach) und allen sonst am Gelingen dieser Arbeit beteiligten Personen.

Die Forschungsproblematik, die dieser Dissertation zugrunde liegt, wurde von der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) initiiert und gefördert. Dieser Institution, sowie der Firma Coesfeld GmbH, die kostenlos technische Beratung zur Verfügung gestellt hat, danke ich ebenfalls.

Anschließend bedanke ich mich bei meiner Familie, dass sie mir mein Studium ermöglicht hat. Meiner Freundin Veronika Šilarová danke ich für ihr Verständnis, ihre Ermutigung und ihre Rücksichtnahme in dieser arbeitsreichen Zeit.

Chemnitz, im September 2011 Radek Stoček

Bibliographische Beschreibung

Radek Stoček

Dynamische Rissausbreitung in Elastomerwerkstoffen

Dissertation an der Fakultät für Maschinenbau der Technischen Universität Chemnitz, Institut für Fördertechnik und Kunststoffe, Chemnitz, 2011

147 Seiten, 103 Abbildungen, 13 Tabellen

Kurzfassung

Die bruchmechanischen Eigenschaften von Elastomerwerkstoffen zeigen eine deutliche Abhängigkeit von der Prüfkörpergeometrie. Endscheidenden Einfluss hat die Art der Beanspruchung, die der Belastung des realen Bauteils entsprechen sollte. In dieser Arbeit wird die Methode zur Analyse des dynamischen Risswachstums von Elastomeren im simultanen Tensile- und Pure-shear-Prüfmodus beschrieben. Die Methode, basierend auf der mechanischen Aufrüstung und Weiterentwicklung eines Tear and Fatigue Analyzers, stellt den Prüfmethoden übergreifende Feststellungen zu aussagekräftigen Kennwertdaten des Bruchverhaltens von Elastomeren vor. Die Schwerpunke der Arbeit wurden in zwei Hauptthemen unterteilt, wobei zuerst eine konstruktive Modifizierung des kommerziellen TFA vorgenommen wurde und anschließend die Untersuchungen zur Beschreibung der bruchmechanischen Eigenschaften von Elastomerwerkstoffen und dynamischer Beanspruchung mittels modifiziertem TFA durchgeführt wurden.

Es wurde aus den Anforderungen an die quantitative, simultane Analyse von SENT- als auch Pure-shear-Prüfkörpern eine konstruktive Modifizierung des kommerziellen TFA vorgenommen. Insbesondere die Schwerpunkte der Modifizierung wurden der Verminderung des Einflusses der Prüfkörperhalterungsfestigkeit auf die Genauigkeit der Analyse und der Untersuchung des Resonanzbereiches des TFA gewidmet.

Die hier dokumentierten Ergebnisse durch den modifizierten TFA haben deutlich das unterschiedliche Bruchverhalten in der Abhängigkeit von der Prüfkörpergeometrie nachgewiesen. Es wurden umfangreiche Untersuchungen zur Charakterisierung der Rissausbreitungsgeschwindigkeiten in Elastomeren in Abhängigkeit von der Prüfkörpergeometrie als auch von der Risslänge durchgeführt, wobei festgestellt wurde, dass die bruchmechanischen Eigenschaften nicht nur von der Risslänge, sondern auch signifikant von der Kerbgeometrie abhängen. Die Ergebnisse haben weiterhin gezeigt, dass ein großer Einfluss der Herstellungsparameter der Prüfkörper unter Berücksichtigung von Kautschukbasis und Kautschukmischungsrezeptur auf die bruchmechanischen Eigenschaften besteht.

Die vorgestellte Methode zur Bestimmung der dynamisch-bruchmechanischen Eigenschaften von Elastomeren stellt zusammen mit der Berücksichtigung der Herstellungsparameter einen genauen Vergleich zwischen den experimentell ermittelten Prüfwerten unabhängig von der Prüfkörpergeometrie dar.

Schlagworte

Elastomere; Rissausbreitung; Tear and Fatigue Analyzer; Reißenergie; SENT; Pure-shear

Abstract

The mechanical properties of rubber materials can be shown to be a function of the geometry of the test specimen. The main affecting parameters are the loading conditions. The present work proposes a new fracture mechanical testing concept for determination of dynamic crack propagation of rubber materials. This concept implements a method of simultaneous tensile- and pure-shear-mode testing. The present approach is based on an upgrade of the Tear and Fatigue Analyzers, on the fracture mechanics theory of dynamically loaded test specimens and on the definition of pure-shear states according to the test specimen's geometry ratio.

The main focus of this work can be divided in two parts. Firstly it is introduced the development of a method for analysis of dynamic crack propagation in filled rubber by simultaneous tensile- and pure shear mode testing. The servo-hydraulic machine with controlled temperature testing chamber is equipped with simultaneously operating two mode test equipment which represents a new fracture testing method.

Secondarily the analysis of crack propagation under the dynamic loading conditions is practised with this method. It is shown how the tearing energy and the crack growth rate depend on the test specimen's geometry ratio and crack length. It is also demonstrated that the values for tearing energies and also crack growth rates for short crack lengths in SENT- as well as in pure-shear test specimens are identical. Another important aspect is related to the different values of tearing energies and crack growth rates for cracks with short and large lengths in pure-shear test specimens. The results show the dependence of fracture behavior on manufacturing the test specimens.

The new fracture mechanical testing concept offers a comparison between fracture behavior of rubber materials independent of the test specimens geometry.

Keywords

Rubber materials; Crack propagation; Tear and Fatigue Analyzer; Tearing energy; SENT; Pure-shear

Verzeichnis der verwendeten Formelzeichen und Abkürzungen

Lateinische Buchstaben

a	[mm]	Risslänge
a_{at}	[nm]	abstand zwischen Atomen
a_{max}	[mm]	maximale Risslänge
a_{min}	[mm]	minimale Risslänge
a_0	[mm]	Kerbtiefe
a_{0max}	[mm]	maximale Kerbtiefe
a_{0min}	[mm]	minimale Kerbtiefe
A_B	[%]	Beanspruchungsamplitude
A_p	[mm^2]	Rissoberfläche
A_v		Der Punkt, der sich im Durchschnitt des unteren Wulstufer und der Frontfläche befindet
b	[mm]	Dicke des Tragwerkes der Prüfkörperhalterung
b_c	[-]	werkstoffabhängige Wert
B	[mm]	Dicke des Prüflörpers
B_m		Viskosendämpfungsmatrix
B_v		Der Punkt, der sich im Durchschnitt der horizontalen Achse des Prüfkörpers und Frontfläche befindet
c_c	[$J \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}$]	Wärmekapazität
C	[mm]	Breite des Pure-shear-Bereiches
C_c		Rechts-Cauchy-Green-Verzerrungstensors
ds	[mm]	Element der R-Kurve
D	[mm]	Breite des Rissspitzenbereiches
D_B	[mm]	Tragwerkdurchmesser
D_{Bmin}	[mm]	minimale Tragwerkdurchmesser
D_v		Verlustfaktor
E	[$N \cdot mm^{-2}$]	E-Modul
$E´$	[$N \cdot mm^{-2}$]	Speichermodul (Zugbeanspruchung)
$E´´$	[$N \cdot mm^{-2}$]	Verlustmodul (Zugbeanspruchung)
E_l		Green-Lagrange-Dehnungstensor
E_{diss}	[$N \cdot mm^{-2}$]	Verlustenergie
E_{kN}	[$N \cdot m$]	Restquerschnitt bezogene Brucharbeit
E_{tot}	[$N \cdot m$]	Brucharbeit
F	[N]	Kraft
F_a	[N]	Adhäsionskraft

F_h	[N]	Hysteresekraft
F_{takt}	[N]	aktuelle Kraft im Belastungszyklus des SENT- Prüfkörpers
F_{tmax}	[N]	maximale Kraft des Zyklus´ des Tensile-Prüfkörpers
F_{tmin}	[N]	minimale Kraft des Zyklus´ des Tensile-Prüfkörpers
F_{pakt}	[N]	aktuelle Kraft im Belastungszyklus des SENT- Prüfkörpers
F_{pmax}	[N]	maximale Kraft des Zyklus´ des Tensile-Prüfkörpers
F_{pmin}	[N]	minimale Kraft des Zyklus´ des Tensile-Prüfkörpers
F_z	[N]	Kraft in der z-Richtung
G	[J·m^{-2}]	Energiefreisetzungsrate
G_i	[MPa]	Schubmodul
h	[mm]	Höhe des Tragwerkes der Prüfkörperhalterung
h_m	[mm]	Kontraktion des beanspruchten Prüfkörpers
H		Kontraktionspunkt
H_S		Konstante der Symmetrie der Verformungsenergiefunktion
I_y	[m^4]	Flächenträgheitsmoment
I_1		Erste Invariante
I_2		Zweite Invariante
I_3		Dritte Invariante
j	[-]	Zahl der aufgenommenen Werte des Rissausbreitungsverlaufes
J	[N·mm^{-1}]	J-Integral
J_x	[N·mm^{-1}]	J-Integral; mathematische Beschreibung des Spannungs-Dehnungsfeldes in der x-Richtung
J_y	[N·mm^{-1}]	J-Integral; mathematische Beschreibung des Spannungs-Dehnungsfeldes in der y-Richtung
k	[-]	werkstoffabhängiger Parameter der Reißenergie
K_c	[N·mm$^{-3/2}$]	kritische Spannungsintensitätsfaktor
K_m		Steifigkeitsmatrix
K_I	[N·mm$^{-3/2}$]	Spannungsintensitätsfaktor des Modes I
K_{II}	[N·mm$^{-3/2}$]	Spannungsintensitätsfaktor des Modes II
K_{III}	[N·mm$^{-3/2}$]	Spannungsintensitätsfaktor des Modes III
l	[mm]	Länge der Prüfkörperhalterung
L	[mm]	Länge des ausvulkanisierten Prüfkörpers im beanspruchten Zustand
L_{KM}	[mm]	Länge der Kautschukmischungsplatte vor dem Vulkanisationsprozess
L_0	[mm]	Länge des ausvulkanisierten Prüfkörpers im unbelasteten Zustand

m	[-]	werkstoffabhängige Wert
M	[N·m]	Biegemoment
M_m		Massematrix
n	[-]	Zyklenzahl
n_j		Normale zur R-Kurve
n_{max}	[-]	Zyklenzahl, die bei einer TFA Untersuchung maximal ist
p	[N·mm^{-2}]	hydrostatischer Druck
P_S	[-]	Strukturparameter der Werkstoffschädigung
q	[N·m^{-1}]	stetige Belastung
q_i	[-]	Konstante der Rissausbreitungsrate
r	[mm]	Radius der Prüfkörperverformung
r_k	[mm]	Rissspitzenradius
R_x	[N]	Kraftreaktion in der x-Richtung
R_z	[N]	Kraftreaktion in der z-Richtung
s	[mm]	Abstand der Klinge vor der Frontfläche des Prüfkörpers
t	[s]	Zeit
t_1, t_2, t_3		Tangente zur verformten Prüfkörperhalterung
t_{60}	[s]	Vulkanisationszeit bei 60% der maximalen Vulkanisationsdauer
t_{90}	[s]	Vulkanisationszeit bei 90% der maximalen Vulkanisationsdauer
$t_{90+1,5}$	[s]	Vulkanisationszeit bei 90% + 1,5 min der maximalen Vulkanisationsdauer
$t_{90+4,0}$	[s]	Vulkanisationszeit bei 90% + 1,5 min der maximalen Vulkanisationsdauer
t_P	[s]	dynamischer Belastungsanteil der zyklischen Beanspruchung
t_R	[s]	statischer Belastungsanteil der zyklischen Beanspruchung
t_Z	[s]	komplexe Zyklusdauer
T	[N·mm^{-1}]	Reißenergie
T_c	[N·mm^{-1}]	kritische Reißenergie
T_D	[N·mm^{-1}]	Reißenergie, die im De-Mattia-Prüfkörper ermittelt ist
T_P	[N·mm^{-1}]	Reißenergie, die im Pure-shear-Prüfkörper ermittelt ist
T_T	[N·mm^{-1}]	Reißenergie, die im SENT-Prüfkörper ermittelt ist
T_{Tr}	[N·mm^{-1}]	Reißenergie, die im Trousers-Prüfkörper ermittelt ist
T_l	[°C]	Temperatur
u	[mm]	Verschiebungsvektor

U_1		Basisvektor in der ersten Richtung
U_2		Basisvektor in der zweiten Richtung
w	[mm]	Durchbiegung
W	[mm]	Breite des ausvulkanisierten Prüfkörpers
W_A	[N·mm]	potentiellen Energie
W_{def}	[N·mm^{-2}]	Deformationsenergiedichte
W_E	[N·mm^{-2}]	elastische Verformungsenergiedichte
W_{EG}	[N·mm]	elastisch gespeicherten Energie
W_{Ep}	[N·mm^{-2}]	elastische Verformungsenergiedichte im belasteten Pure-shear-Prüfkörper
W_{Et}	[N·mm^{-2}]	elastische Verformungsenergiedichte im belasteten SENT-Prüfkörper
W_G	[N·mm]	Gesamtenergie
W_{ges}	[N·mm^{-2}]	Gesamtenergiedichte
W_{gesp}	[N·mm^{-2}]	Gesamtenergiedichte im belasteten Pure-shear-Prüfkörper
W_{gest}	[N·mm^{-2}]	Gesamtenergiedichte im belasteten SENT-Prüfkörper
W_{KM}	[mm]	Breite der Kautschukmischungsplatte vor dem Vulkanisationsprozess
W_M	[N·mm]	Verformungsnergie
W_O	[N·mm]	Oberflächenenergie
W_P	[mm]	Breite des ausvulkanisierten Pure-shear-Prüfkörpers
W_T	[mm]	Breite des ausvulkanisierten Tensile-Prüfkörpers
x	[mm]	allgemeine Koordinaten nach Verformung in der x-Richtung
x_A, y_A	[mm]	Koordinaten des Punkes A_v
x_B, y_B	[mm]	Koordinaten des Punkes B_v
x_H, y_H	[mm]	Koordinaten des Kontraktionspunktes H
x_r	[-]	relativer Wert der modalen Verformung in der x-Richtung
x_1	[mm]	Koordinaten nach Verformung in der ersten Richtung
x_2	[mm]	Koordinaten nach Verformung in der zweiten Richtung
X	[mm]	allgemeine Koordinaten im undeformierten Zustand
X_1	[mm]	Koordinaten im undeformierten Zustand in der ersten Richtung
X_2	[mm]	Koordinaten im undeformierten Zustand in der zweiten Richtung
y	[mm]	allgemeine Koordinaten nach Verformung in der y-Richtung
y_r	[-]	relativer Wert der modalen Verformung in der y-Richtung

Griechische Buchstaben

α	[°]	Winkel der Verdrehung der Kerboberfläche in der xy-Ebene
α_G		numerischer Faktor
α_i		Ogden Konstanten
α_1		Ogden Konstanten
α_2		Ogden Konstanten
α_3		Ogden Konstanten
β	[°]	Winkel der Verdrehung der Kerboberfläche in der yz-Ebene
γ	[°]	Winkel der Verdrehung der Abszisse der Kerbfront
γ_0	[$mN \cdot m^{-1}$]	zur Rissoberfläche bezogene spezifische Oberflächenenergie
δ	[Rad]	Phasenverschiebung
δ_t	[mm]	Rissöffnung
δ_{tc}	[mm]	materialspezifischen Grenzwert der Rissöffnung
δ_1, δ_2, δ_3	[Rad]	Winkel der zugehörigen Tangenten der verformten Prüfkörperhalterung
Δa	[mm]	Risswachstum
ΔL	[mm]	Längenänderung
ε	[-]	Dehnung
ε_0	[-]	Dehnung in der Anfangsposition der Beanspruchung
κ	[-]	Faktor zur Beschreibung des Dehnamplitudeneinflusses
λ	[-]	Verstreckungsgrad
λ_1	[-]	Verstreckung in die erste Richtung
λ_2	[-]	Verstreckung in die zweite Richtung
λ_3	[-]	Verstreckung in die dritte Richtung
μ_i		Ogden Konstanten
μ_1		Ogden Konstanten
μ_2		Ogden Konstanten
μ_3		Ogden Konstanten
ν		Poisson-Zahl
ξ_P	[°]	Winkel der Tangente des Risswachstumsverlaufes im Pure-shear-Prüfkörper
ξ_T	[°]	Winkel der Tangente des Risswachstumsverlaufes im SENT-Prüfkörper
σ	[MPa]	Spannung
σ_0	[MPa]	Nennspannung
σ_{ij}	[MPa]	Spannung in der i- und y-Richtung zur Rissausbreitung

σ_{krit}	[MPa]	kritische Spannung, bei der ein Bauteil versagt
σ_0	[MPa]	Spannung in der Anfangsposition der Beanspruchung
ω	[Hz]	Kreisfrequenzen
ω_g	[Hz]	Frequenz des Glaszustandes
ω_1	[Hz]	erste Eigenfrequenzen
ω_2	[Hz]	zweite Eigenfrequenzen
ω_{1v}	[Hz]	erste Eigenfrequenzen des versteiften Modells

Abkürzungen

ASM	Alterungsschutzmittel
CAD	Computer aided design
CAM	Computer aided manufacturing
CTOD	crack tip opening displacement
DENT	double-edge-notched-test specimen
EPDM	Ethylen-Propyen-Dien-Kautschuk
EPROM	Erasable programmable read-only memory
FEM	Finite-Elemente-Methode / Methode der finiten Elemente
FBM	Fließbruchmechanik
LEBM	linear-elastische Bruchmechanik
NR	Naturkautschuk
phr	Parts per Hundred Parts of Rubber
RAM	Random access memory
SENT	single-edge-notched-test specimen
TFA	Tear and Fatigue Analyzer

1 Einleitung und Zielstellung

Technische Elastomere sind hoch gefüllte und vernetzte Polymerblendsysteme. Sie besitzen aufgrund ihrer rezepturspezifisch einstellbaren elastischen und dämpfenden Eigenschaften weite Einsatzbereiche in Industrie und Technik, z. B. in Reifen, Keilriemen, Förderbändern, Schläuchen, Dichtungen, Federn, Kupplungen usw. Die für diese Formteile aus Elastomeren typischen hohen dynamischen Beanspruchungsbedingungen stellen im Einsatzfall an den Werkstoff extreme Anforderungen bzgl. Verminderung von Prozessen, die zur Rissbildung und Rissausbreitung führen können. Diese Schädigungen verringern die Zuverlässigkeit, begrenzen die Lebensdauer und verursachen höhere Kosten durch geringere Nutzungsdauer der Elastomerformteile. In diesem kritischen Fall kann nur durch den Austausch der defekten Elastomerteile der Ausfall von Maschinen, Geräten und Anlagen verhindert werden. Zu den hochdynamisch und komplex belasteten Elastomerformteilen, die in Verbindung mit Menschenleben stehen, zählen besonders die Kraftfahrzeugreifen. Eine herausragend große Rolle spielt dabei die Kontaktstelle zwischen Reifen und Fahrbahn, die für die Kraftübertragung und Sicherheit der Fahrzeugbewegung überaus wichtig ist. Die Mikro- und Makrorauhigkeit, die fahrbahntypische Partikel, wie z. B. Steine, aufweisen, haben meistens eine lokale dynamische Auswirkung auf die globale Struktur des Reifens. Aufgrund der dynamischen gepulsten Belastung des Reifens kann jede auftretende Störung eine Reifenschädigung verursachen und die auf Basis konstruktiver, technologischer und stofflicher Optimierung erreichten und geforderten Reifeneigenschaften aus dem Gleichgewichtszustand bringen. Solche Reifenschädigungen können im einfachen Fall zur Veränderung des Fahrverhaltens und im kritischen Fall zum Ausfall bzw. sogar Unfall des Fahrzeuges führen. Die besondere Schwierigkeit der Forschungsarbeiten an dieser Stelle liegt in den speziellen viskoelastischen Eigenschaften der Elastomerwerkstoffe, die eine komplizierte Auswirkung auf die Bildung, Initiierung wie auch Ausbreitung von Rissen aufweisen, zur Folge haben [1].

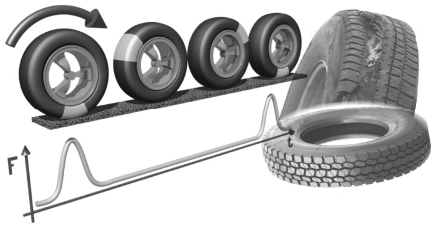


Bild 1: Schematische Darstellung der zur Rissbildung führenden dynamischen Reifenbelastung

Risse in Reifen sind sowohl von deren Beanspruchungsbedingungen, Kontaktstellen zwischen Reifen und Fahrbahn und auch von der Herstellung und Rezeptur der Kautschukmischung abhängig. Neben der Analyse und der Optimierung dieser Beanspruchungsbedingungen besteht eine effektive Möglichkeit der Einflussnahme auf die Lebensdauer und die Eigenschaftscharakteristik der Elastomerwerkstoffe durch die Modifizierung der Kautschukmischungsrezeptur. Speziell bedeutet das, dass für die Verminderung der Rissinitiierung und Rissausbreitung die technisch bedeutsamen Elastomerwerkstoffe mit aktiven Füllstoffen zu versehen sind. Von diesen wiederum sind die wichtigsten die aktiven Ruße und die gefällte Kieselsäure. Der Grad der Verbesserung der mechanischen Eigenschaften, wie z. B. Reißfestigkeit bzw. Weiterreißwiderstand, hängt dann stark von den auftretenden Polymer-Füllstoff- und Füllstoff-Füllstoff-Wechselwirkungen ab [1] und wurde zahlreich z. B. in [3], [4] wissenschaftlich nachgewiesen. Die rezepturspezifischen Zusammenhänge der auftretenden Wechselwirkungen und bruchmechanischen Eigenschaften der Reifen sind dann nur mit speziellen

experimentellen Methoden beschreibbar, wenn die Untersuchung der Rissinitiierung bzw. Ausbreitung an realen Reifen realisiert wird. Die experimentellen Beanspruchungsmöglichkeiten beschränken sich darauf, Prüfkörper unter dynamischer Beanspruchung zu untersuchen, um solche bruchmechanischen Kennwerte zu ermitteln, die das Rissinitiierungs- und Rissausbreitungsverhalten quantitativ beschreiben.

In der Fachliteratur wurden verschiedene Prüfmethoden und entsprechende Prüfapparaturen zur Beurteilung des dynamischen Risswachstums für Elastomere diskutiert z. B. in [1], [3], [3], [4], [5], wobei aber zur realitätsnahen Beschreibung der bruchmechanischen Eigenschaften von Elastomeren nur Zug- und Pure-shear-Prüfkörper eingesetzt wurden.

Für die Analyse der Rissausbreitung in Elastomerwerkstoffen unter dynamischer Beanspruchung ist die industrielle Prüfpraxis prüfmethodisch relativ beschränkt. Probleme basieren insbesondere auf der Prüfung von Elastomeren mit nichtlinear-viskoelastischem Verformungsverhalten. Dieses Verhalten ist Ursache dafür, dass die bekannten Konzepte der Fließbruchmechanik nur unter Einschränkungen auf diese Werkstoffe übertragen werden können [1], [5]. Es wurden sowohl Prüfapparaturen mit einer kompakten Ausstattung für die Prüfung einzelner Prüfkörper als auch Prüfapparaturen mit komplexer Ausstattung für die quantitative Prüfung mehrerer Prüfkörper konzipiert und gebaut. Damit ist die Analyse des dynamischen Risswachstums, die dem Konzept der Fließbruchmechanik entspricht, möglich [1]. Diese Prüfapparaturen sind jedoch einzeln immer nur für eine fest definierte Prüfkörpergeometrie nach dem Tensile- oder Pure-shear-Modus geeignet. Die Prüfkörpergeometrie begrenzt in jedem Fall die unabhängige Beschreibung der realen bruchmechanischen Eigenschaften als auch deren Übertragung auf die realen elastomeren Formteile. Die Aussagekräftigkeit der quantitativen Analyse der bruchmechanischen Kennwerte bildet eine prüfmethodiche Basis für die Untersuchung der Rissausbreitung von Elastomeren. Sie ist zurzeit nur auf die Tensile-Prüfmethode beschränkt. Für die Analyse der Rissausbreitung in Pure-shear-Prüfkörpern steht zurzeit nur eine sehr beschränkte Prüfapparaturbasis zur Verfügung. Außerdem muss bemerkt werden, dass diese Prüfapparaturen nicht für quantitative Analyse einsetztbar sind.

Die Bestimmung der bruchmechanischen Zähigkeitskennwerte der Elastomere muss unter Berücksichtigung der Geometrie des verwendeten Prüfkörpers erfolgen. Die These des funktionalen Zusammenhanges zwischen Geometrie und Prüfmethode wurde von Rivlin und Thomas [6] aufgestellt. Sie ermöglicht den unterschiedlichen Zugang zu den bruchmechanischen Kennwerten der dynamischen Rissausbreitung ausgehend vom gleichen elastomeren Werkstoff und bildet eine wissenschaftliche Basis für die präzise analytische und experimentelle Beschreibung der bruchmechanischen Eigenschaften. Diese stark auf die Prüfkörpergeometrie zurückgeführte Theorie begrenzt die Aussagekräftigkeit der bruchmechanischen Kennwerte. Dies gilt auch als Grund dafür, dass es sowohl im analytischen als auch im experimentellen Nachweis, der über den Vergleich der Kennwerte, die mittels unterschiedlichen Prüfmethoden ermittelt wurden, noch Unstimmigkeiten gab. Einen theoretischen und experimentellen Zugang zu den von der Prüfkörpergeometrie unabhängigen bruchmechanischen Eigenschaften von Elastomeren wird dann ein grundlegender Beitrag zur präzisen Beschreibung der Rissausbreitung in elastomeren Werkstoffen leisten.Dieser neuartige Zugang zurLösung des wissenschaftlichen Problemsder Rissausbreitung von Elastomeren berücksichtigt die beiden Theorien und könnte eine grundlegende theoretische Basis für den Übergang zwischen den bruchmechanischen Kennwerten

von elastomeren Prüfkörpern zu den Kennwerten von realen elastomeren Formteilen unterstützen.

Hauptziel dieser Arbeit ist es, sowohl ein Prüfmethoden übergreifendes komplexes Konzept als auch einen theoretischen Hintergrund zur quantitativen Analyse der dynamischen Rissausbreitung für die von der Geometrie unabhängigen Elastomerprüfkörper zu schaffen. Dies erfolgte unter Nutzung der simultanen Analyse von SENT- und Pure-shear-Prüfkörpern. Damit empfiehlt sich dieses Konzept prüfmethodisch und mit geeigneten Prüfgeräten für den industriellen Einsatz.

Es wird in dieser Arbeit eine Methodik vorgestellt, die die gesamte Problematik der Analyse der Rissausbreitung von Elastomerwerkstoffen unter dynamischer Beanspruchung komplex in einem analytischen Hintergrund und unter Nutzung der experimentellen Analyse umfasst. Dazu zählen die komplexen FE-Analysen der ungekerbten und gekerbten von Geometrie unabhängigen Prüfkörpern, die Gestaltung der Prozessstrategie zur Herstellung der für die bruchmechanischen Untersuchungen geeigneten Elastomerprüfkörper. Dies erfolgt unter Berücksichtigung der möglichen Einflüsse auf die bruchmechanischen Eigenschaften des Prüfkörpers. Schwerpunkte der Arbeiten zur Prüfstrategie bilden auch die Formulierung des Verfahrens zur Herstellung einer optimalen von der Prüfkörpergeometrie unabhängigen Kerbe sowie der Entwurf eines Konzeptes für die Kerbvorrichtung. Nicht zuletzt zählt auch die Aufrüstung eines vorhandenen Prüfgerätes zur Realisierung der neuartigen Prüfmethode bis hin zur systematischen Beschreibung des Prüfvorganges zu den wissenschaftlich–technischen Arbeiten. Als Schlussfolgerung nutzt diese Arbeit die weiterentwickelte bruchmechanische Theorie, um einen experimentellen Vergleich der Ergebnisse der beiden unterschiedlichen Prüfmoden durchzuführen und zu bewerten.

Die übergreifenden Ziele der vorliegenden Arbeit sind die Entwicklung und die Handlungsempfehlung betr. Nutzung dieser Prüfmethodik zur quantitativen Analyse der dynamischen Rissausbreitung in Elastomerwerkstoffen im simultanen Tensile- und Pure-shear-Prüfmodus.

2 Stand der Forschung zur Analyse der Rissausbreitung von Elastomeren unter dynamischer Beanspruchung

2.1 Materialverhalten von elastomeren Werkstoffen

Die elastomeren Werkstoffe besitzen aufgrund ihres molekularen Aufbaus [7] ein zeitabhängiges und viskoelastisches Werkstoffverhalten, durch das ein nichtlineares Spannungs-Dehnungs-Verhalten erklärt wird. Zu ihrer Erklärung ist deren molekularer Aufbau immer zu betrachten und zu berücksichtigen. Für die Beschreibung und Vorhersage der viskoelastischen Eigenschaften der elastomeren Werkstoffe werden mechanische Modelle eingesetzt, die durch Parallel- und Serienschaltungen von Feder- und Dämpferelementen gebildet werden und zahlreich in der Literatur beschrieben wurden, z. B. [8]. In [9] wurde zur Beschreibung des zeitabhängigen mechanischen Werkstoffverhaltens eine stetige Funktion formuliert:

$$f(\sigma, \varepsilon, \dot{\varepsilon}, T_I, P_S) = 0 \qquad \text{Gl. 1}$$

wobei P_S einen Strukturparameter bezeichnet, der z. B. als ein Maß für die Werkstoffschädigung aufgefasst werden kann, σ eine Spannung, ε eine Dehnung, $\dot{\varepsilon}$ eine Dehnungsgeschwindigkeit und T_I einen Temperatureinfluss angibt. Mit der Gl. 1 kann der mechanische Zustand bzw. Zusammenhang zwischen den Momentanwerten σ, ε, $\dot{\varepsilon}$, T_I und P_S in einem elastomeren Werkstoff unabhängig von der Beanspruchungsart, der Vorgeschichte und dem Belastungsweg beschrieben werden [10].

Ein mechanisch unbelastetes Element auf Basis eines elastomeren Werkstoffes und sein polymerspezifisches Netzwerk befinden sich in einem energetischen Gleichgewichtszustand. Innere Beanspruchungen werden unter Wirkung äußerer Belastungen durch den Widerstand der Molekülketten gegenüber Dehnung hervorgerufen. Ändert sich die Position der Vernetzungspunkte und Molekülkettenenden zueinander, so verursacht die thermische Bewegung der zwischenliegenden Kettensegmente eine dieser Längenänderung entgegengesetzte Kraftwirkung. Der sich einstellende veränderte, reversible Gleichgewichtszustand charakterisiert das hyperelastische Verhalten eines elastomeren Werkstoffes.

Die Grundlagen der großen nichtlinear-elastischen Deformationen sind in vielen wissenschaftlichen Publikationen untersucht worden [11], [12], [13]. An dieser Stelle müssen die grundlegenden Spannungs- und Deformationsgrößen erwähnt werden, die dem Materialverhalten entsprechen und zur Modellierung der nichtlinear-elastischen Deformationszustände der elastomeren Werkstoffe eingesetzt werden.

2.1.1 Kinematik der großen Verformungen

Es werden hier erst die rein geometrischen Eigenschaften für eine gegebene Zeit *t* von der Mannigfaltigkeit auf die Mengen im Bewegungsraum übertragen. Im Bild 2 wurde ein verformbarer Körper in den Stadien unbelastet (undeformiert) und belastet (deformiert) betrachtet. Im undeformierten Zustand hat ein beliebiger Punkt des Körpers die Koordinaten *X=x(0)* und *x=x(t)* in dem deformierten Zustand. Die Verschiebung des Punktes aus dem Ausgangszustand wurde dann als Vektor *u(t)=x(t)-x(0)=x-X* definiert [14].

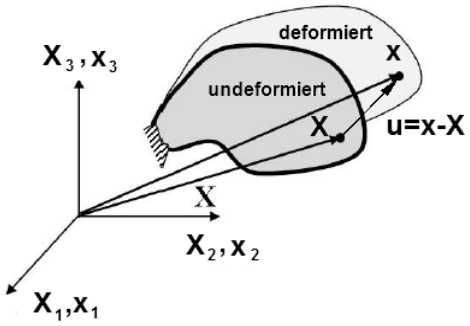


Bild 2: Schema des allgemeinen undeformierten und deformierten Zustandes

Für die allgemeine Beschreibung der Bewegung eines deformierbaren Körpers muss zunächst ein Deformationsgradient, der die führende Rolle in der Modellierung der Verformung spielt, abgeleitet werden. Grundsätzlich wurde der Zustand eines Körpers in einem materiellen Punkt allgemein beschrieben durch Eulersche Koordinaten (raumfest) oder durch Lagrange'sche Koordinaten (körperfest). Für Eulersche Koordinaten z. B. bedeutet dies bei einem Quadrat im Zustand *t=0*, das um den Faktor 2 in den Zustand *t=1* in 1-Richtung gestreckt wird, dass sich die rechte obere Ecke am raumfesten Punkt $x_1 = x_2 = 1$ zum Zeitpunkt *t=0* befindet. Diese raumfesten Koordinaten des Eckpunktes ändern sich bei der Verformung. Die Basisvektoren U_1; U_2 des raumfesten Systems bleiben zeitlich und örtlich konstant, während sich die Basisvektoren u_1 und u_2 des materiellen Systems an jedem Punkt *x* des Körpers entsprechend der lokalen Verformung zu jedem Zeitpunkt *t* neu orientieren und deformieren. Die Position eines Punktes zum Zeitpunkt *t* kann beschrieben werden als:

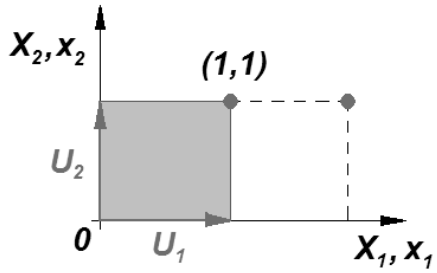


Bild 3: Verformung des Quadrates

$$x(t) = X_1 u_1(t) + X_2 u_2(t) = x_1(t)U_1 + x_2(t)U_2 \qquad \text{Gl. 2}$$

und demzufolge gilt für die lokale Deformation:

$$dx(t) = dX_1 u_1(t) + dX_2 u_2(t) = dx_1(t)U_1 + dx_2(t)U_2 . \qquad \text{Gl. 3}$$

Durch Einsetzen der Differentialgleichung ergibt sich folgende Basistransformation:

$$u_1 = \frac{\partial x_1}{\partial X_1}U_1 + \frac{\partial x_2}{\partial X_1}U_2, \quad u_2 = \frac{\partial x_1}{\partial X_2}U_1 + \frac{\partial x_2}{\partial X_2}U_2 . \qquad \text{Gl. 4}$$

Wird im körperfesten System die kanonische Basis $U_1 = [1\ 0]^T$; $U_2 = [0\ 1]^T$ gewählt, so folgt

$$u_1 = \begin{bmatrix} \frac{\partial x_1}{\partial X_1} \\ \frac{\partial x_2}{\partial X_1} \end{bmatrix}, \quad u_1 = \begin{bmatrix} \frac{\partial x_1}{\partial X_2} \\ \frac{\partial x_2}{\partial X_2} \end{bmatrix} \qquad \text{Gl. 5}$$

und daraus wird der Deformationstensor wie folgt gebildet:

$$F = \begin{bmatrix} \frac{\partial x_1}{\partial X_1} & \frac{\partial x_1}{\partial X_2} \\ \frac{\partial x_2}{\partial X_1} & \frac{\partial x_2}{\partial X_2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_1 & u_2 \end{bmatrix}. \qquad \text{Gl. 6}$$

2.1.2 Spannungsverhalten, Deformationsgradient und Rechts-Cauchy-Green Tensor

Die allgemeine Bewegung über eine beliebige Kurve in einem deformierbaren Körper kann als Superposition aus Verschiebung, Rotation und Verformung dargestellt werden. Die Verformung eines Körpers wird durch die Änderung des Abstandes zweier benachbarter Punkte gekennzeichnet. Daraus ergibt sich die resultierende Differentialgleichung:

$$dx(X,t) = FdX \qquad \text{Gl. 7}$$

mit dem Tensor 2. Ordnung (Deformationsgradient), der die Transformationsregel der materiellen Vektoren beschreibt:

$$F = \nabla x = \begin{bmatrix} \frac{\partial x_1}{\partial X_1} & \frac{\partial x_1}{\partial X_2} & \frac{\partial x_1}{\partial X_3} \\ \frac{\partial x_2}{\partial X_1} & \frac{\partial x_2}{\partial X_2} & \frac{\partial x_2}{\partial X_3} \\ \frac{\partial x_3}{\partial X_1} & \frac{\partial x_3}{\partial X_2} & \frac{\partial x_3}{\partial X_3} \end{bmatrix}. \qquad \text{Gl. 8}$$

Die Gl. 7 bestimmt die Änderungen der Kurvenlänge, denn

$$dx \cdot dx = (FdX \cdot FdX) = dX \cdot (F^T F)dX \,. \qquad \text{Gl. 9}$$

Es ergibt dann

$$dx \cdot dx - dX \cdot dX = dX \cdot (F^T F - I)dX \,. \qquad \text{Gl. 10}$$

Daraus kann man ableiten, dass die Länge unverändert bleibt, wenn

$$F^T F - I = 0 \Rightarrow F^T = F^{-1}. \qquad \text{Gl. 11}$$

Die Gl. 9 beweist, dass eine symmetrische Kombination

$$C_c = F^T F \Rightarrow C_c^T = C_c \qquad \text{Gl. 12}$$

die Deformation misst. Dieser Tensor wird Rechts-Cauchy-Green-Verzerrungstensor genannt, wobei C_c ein Verzerrungsmaß mit Referenzzustand $C_c \equiv I$ darstellt.

Mit Hilfe des Rechts-Cauchy-Green-Tensors ist eine Möglichkeit zur Definition von Materialgleichungen der nichtlinearen Elastizität gegeben. Physikalisch gesehen, stellen die Komponenten des Rechts-Cauchy-Green-Tensors im Hauptdehnungszustand (schubdehnungsfreier Zustand) die Quadrate der Verhältnisse von deformierter

zu undeformierter Länge dar (Streckung). Diese Streckung wird allgemein mit λ_I bezeichnet. Es gilt [17]:

$$C_c = \begin{pmatrix} \lambda_1^2 & 0 & 0 \\ 0 & \lambda_2^2 & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_3^2 \end{pmatrix}, \; \lambda_I = \frac{l_I}{(l_0)_I}. \qquad \text{Gl. 13}$$

Als zweite Möglichkeit beschreibt den Verzerrungszustand ein Green-St.Venant-Verzerrungstensor, der mit dem Rechts-Cauchy-Green-Tensor verknüpft und als Verzerrungsmaß aus Gl. 10 wie folgt definiert ist:

$$E_l = \frac{1}{2}(C_c - I) \Rightarrow E_l^T = E_l. \qquad \text{Gl. 14}$$

Für den dreidimensionalen Raum ergeben sich dann die drei wichtigen Invarianten des Rechts-Cauchy-Green-Tensors:

$$\begin{aligned} I_1^{C_c} &= C_{c11} + C_{c22} + C_{c33} \\ I_2^{C_c} &= \begin{vmatrix} C_{c11} & C_{c12} \\ C_{c12} & C_{c22} \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} C_{c11} & C_{c13} \\ C_{c13} & C_{c33} \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} C_{c22} & C_{c23} \\ C_{c23} & C_{c33} \end{vmatrix} \quad \rightarrow \\ I_3^{C_c} &= \det C_c \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_1^{C_c} &= \lambda_{(1)}^2 + \lambda_{(2)}^2 + \lambda_{(3)}^2 \\ I_2^{C_c} &= \lambda_{(1)}^2 \cdot \lambda_{(2)}^2 + \lambda_{(1)}^2 \cdot \lambda_{(3)}^2 + \lambda_{(2)}^2 \cdot \lambda_{(3)}^2 . \\ I_3^{C_c} &= \lambda_{(1)}^2 \cdot \lambda_{(2)}^2 \cdot \lambda_{(3)}^2 \end{aligned} \qquad \text{Gl. 15}$$

Die Invarianten werden zur Beschreibung des hyperelastischen elastomeren Werkstoffverhaltens mittels Werkstoffmodellen eingesetzt, die über die in den Werkstoff eingetragene Energie infolge einer aufgebrachten Deformation formuliert sind. Die Spannungen ergeben sich aus den partiellen Differenziationen der Deformationsenergiedichte W_{def} nach den Streckungen (Gl. 13) zu

$$\sigma_i = \lambda_i \cdot \frac{\partial W_{def}}{\partial \lambda_i} + p = 2\left(\lambda_i^2 \cdot \frac{\partial W_{def}}{\partial I_1} - \frac{1}{\lambda_i^2} \cdot \frac{\partial W_{def}}{\partial I_2} \right) + p, \qquad \text{Gl. 16}$$

wobei p den hydrostatischen Druck darstellt und aus Randbedingungen zu bestimmen ist. I_1 und I_2 bezeichnen erste und zweite oben abgeleitete (Gl. 15) Invariante des rechten Cauchy-Green-Tensors. Die dritte Invariante des Tensors I_3 wird bei elastomeren Werkstoffen aufgrund der weitgehenden Inkompressibilität und der damit verbundenen Volumenkonstanz zu eins gesetzt.

2.1.3 Energiefunktionen für inkompressible elastomere Werkstoffe

Aus der kettenförmigen Makromolekularstruktur der elastomeren Werkstoffe, die oberhalb der Glasübergangstemperatur hohe Beweglichkeit der Kettensegmente besitzen, lassen sich allgemein durch Anwendung thermodynamischer Gesetze Beziehungen zwischen makroskopischen Eigenschaften, wie Spannung, Dehnung, Temperatur auf der einen Seite und innerer Energie, Entropie auf der anderen Seite ermitteln. Infolge der thermischen Aktivierung, d. h. z. B. Erwärmung mittels Streckung, stellen sich Brownsche Molekularbewegungen ein. Diese rufen den Zustand maximaler Entropie hervor, die wiederum minimal im voll gestreckten Zustand ist.

Wenn die äußere Belastung verschwindet, entwickelt sich die Beweglichkeit der Kettensegmente wieder in den thermodynamisch günstigeren Zustand der höheren Entropie zurück [7]. D. h., die Deformation (Be- und Entlastung) eines elastomeren Werkstoffes wird nicht seine innere Energie ändern. Dabei muss man berücksichtigen, dass durch Anlegen einer äußeren Belastung die Molekülketten des Netzwerkes entknäuelt und gedehnt werden bei konstant gebliebenem Abstand benachbarter Atome. Damit kann eine direkte Abhängigkeit der Deformationsarbeit (oder elastisch gespeicherten freien Energie bezogen auf ein Einheitsvolumen) *W* von der Entropie ermittelt werden.

Dieser phänomenologische Zusammenhang zur Beschreibung der mechanischen Eigenschaften der Bauteile auf Basis von elastomeren Werkstoffen, ist nicht auf der Molekularstruktur aufgebaut, sondern geht auf ein rein mathematisches Modell zurück. Eines der ersten Modelle publizierte Hencky [15]. Dieses Modell wurde mit Hilfe eines linearen Zusammenhanges zwischen der logarithmischen Verformung und der Cauchy-Spannung aufgebaut. Daran anschließend hat Mooney in [11] ein zweiparametrisches Modell entwickelt, das einen linearen Zusammenhang zwischen Beanspruchung und Schubdeformation berücksichtigt. In [16] modifizierte Rivlin das von Mooney eingeführte Modell und hat die Funktion der Verformungsenergie mit Deformationsinvarianten ausgedrückt. Treloar publizierte in [18] ein einparametrisches Modell, das eine statistische Basis hat und als Neo-Hookesches Modell bekannt ist. Dieses Modell ist ein besonderer Fall des Monney-Modells. Im Jahr 1972 hat Ogden in [12] eine Funktion der Verformungsenergie in Anhängigkeit von Hauptdehnung definiert, die eine exakte Beschreibung der hyperelastischen Materialien ermöglicht hat.

Das Mooney Modell wurde schon im Jahr 1940 in [11] veröffentlicht und beschreibt einen linearen Zusammenhang zwischen Spannung und Schubdeformation:

$$W = \frac{G_S}{4}\sum_{i=1}^{3}\left(\lambda_i - \frac{1}{\lambda_i}\right)^2 + \frac{H_S}{4}\sum_{i=1}^{3}\left(\lambda_i^2 - \frac{1}{\lambda_i^2}\right), \qquad \text{Gl. 17}$$

wobei G_S ein Steifigkeitsmodul und H_S eine Konstante ist, die die Symmetrie der Verformungsenergiefunktion zu den reziproken Werten der Deformation $\frac{1}{\lambda_1}, \frac{1}{\lambda_2}$ und $\frac{1}{\lambda_3}$ darstellt.

Rivlin hat in [16] die von Mooney eingeführte Funktion der Verformungsenergie modifiziert:

$$W = \frac{G_i}{2}\cdot(I_1 - 3) + f(I_2 - 3). \qquad \text{Gl. 18}$$

Hierbei ist G_i ein Schubmodul und f eine Funktion der zweiten Invariante des Rechts-Cauchy-Green-Tensors, der $f(0)=0$ entspricht.

Treloar [18] hat davon eine Energiefunktion als einfaches Werkstoffmodell, bekannt als Neo-Hookesches Modell, für ein isotropes, homogenes und inkompressibles Material abgeleitet:

$$W = \frac{G_i}{2} \cdot (I_1 - 3) = \frac{G_i}{2} \cdot (\lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 - 3). \qquad \text{Gl. 19}$$

Dieser Ansatz ist nur für die Beschreibung kleinerer und mittlerer Deformationen geeignet, aber bietet die erste Annäherung zur Beschreibung der mechanischen Eigenschaften von elastomeren Werkstoffen. Mehrere Autoren haben deswegen dieses Modell für größere Deformationen modifiziert und weiterentwickelt wie z. B. das Ogden-Modell [12] oder Yeoh-Modell [19]. Gerade das energetisch basierte Ogden-Modell mit der Energiefunktion

$$W_{def} = \sum_{i=1}^{n} \frac{\mu_i}{\alpha_i} \cdot \left(\lambda_1^{\alpha_i} + \lambda_2^{\alpha_i} + \lambda_3^{\alpha_i} - 3\right) \qquad \text{Gl. 20}$$

wurde als Alternative für die größeren Deformationen vorgestellt. Um alle drei Beanspruchungsarten gleichzeitig mit hinreichender Genauigkeit beschreiben zu können, wurden insgesamt 6 Konstanten benötigt (μ_1, μ_2, μ_3, α_1, α_2, α_3), die mit dem Einsatz $n=3$ ermittelt wurden und eine präzise Annäherung der gesamten Spannungs-Dehnungs-Kurve eines elastomeren Werkstoffes erzielen. Das Ogden-Modell zur Beschreibung des mechanischen Verhaltens der elastomeren Werkstoffe mittels FE-Analyse wird am häufigsten eingesetzt. Die Ogden-Dehnenergiefunktion (Gl. 20) für elastomere Werkstoffe ist in den kommerziellen FE-Softwaren implementiert und ihr Einsatz muss mittels Bestimmung der verschiedenen Parameter für die Fittingfunktion unterstützt werden.

In [20] wurde zur Verdeutlichung der besseren Anpassung des Ogden-Materialmodells zum realen Zugversuch im Vergleich zum Mooney-Rivlin-Materialmodell eine numerische Berechnung durchgeführt (siehe Bild 4). Wenn davon ausgegangen wird, dass die elastomeren Werkstoffe keine Kompressibilität aufweisen, ist die Anwendung der Dehnenergiefunktion (Gl. 20) gerechtfertigt. Wenn man hier aber folgende bestimmte Werte n = 2, α_1 = 2 und α_2 =-2 einsetzt, bekommt man dann wieder die Mooney-Rivlin-Dehnenergiefunktion.

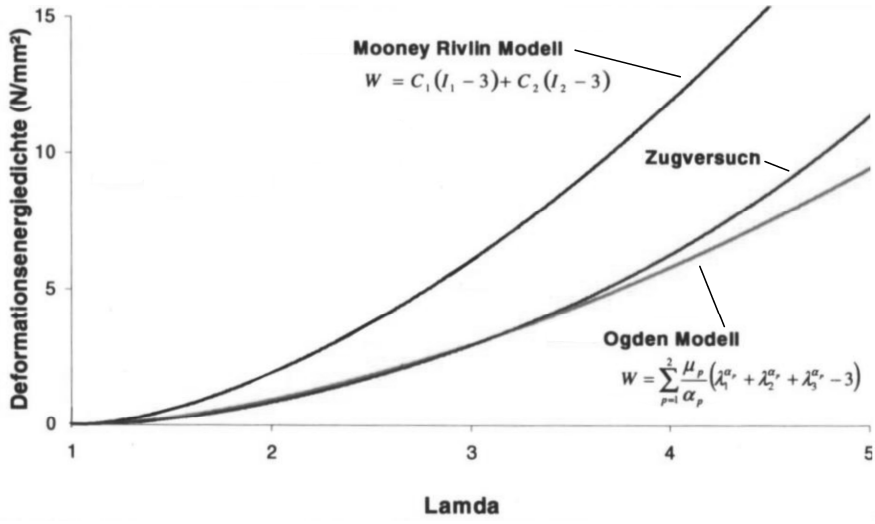


Bild 4: Anpassung der Dehnenergiedichte nach dem Mooney-Rivlin- und Ogden-Materialmodell zu einem realen Zugversuch [20]

2.2 Dynamische Beanspruchung von Elastomeren

Außer den quasistatischen Belastungen sind bei Reifen und bei vielen anderen Elastomerbauteilen, die in Fahrzeugen, Werkzeugmaschinen oder hochbelastbaren Geräten als Dämpfer eingesetzt werden, die zeitlich veränderlichen, dynamischen Belastungen von größter Bedeutung.

Aufgrund der dynamischen Anregungskräfte durch z. B. den Fahrt- bzw. Bearbeitungsprozess von Fahrzeugen bzw. Werkzeugmaschinen kommt es zu Schwingungen des Gesamtsystems, welches das Elastomerbauteil beinhaltet, das zur Abdämpfung der Gesamtsystemsschwingung eingesetzt wird. Die Ursachen der auftretenden Schwingungen lassen sich in Fremderregung und Selbsterregung aufteilen. Die Selbsterregung geht auf die Gesamtmasse des Systems zurück. Bei niedriger Masse des eingesetzten Elastomerbauteils könnte man diese Form der Anregung, bezogen nur auf das Elastomerbauteil, demzufolge vernachlässigen. Im Rahmen der Selbsterregung des Gesamtsystems werden auf das Elastomerbauteil Fremdkräfte, die die Masse des Gesamtsystems auf das Bauteil erzeugt hat, wirken. Bei fremderregten Schwingungen ist zwischen harmonischer und puls- oder stoßförmiger Anregung zu unterscheiden. Typische allgemeine Ursachen für harmonische Schwingungen sind

- unausgewuchtete rotierende Massen und
- Lagerfehler.

Impuls- und stoßförmige Anregungen treten in folgenden Formen auf:

- unregelmäßige Anregung wie z. B. Reifenrollen, Schnitt und Umformkräfte
- unterbrochener Schnitt bei spannender Belastung
- Erschütterungen, die über das Fundament z. B. in eine Werkzeugmaschine eingeleitet werden.

Im Bild 5 sind der harmonische und der pulsförmige Anregungsfall dargestellt. Die pulsförmige Belastung besteht aus einem dynamischen (t_P) und statischen (t_R) Belastungsanteil. Eine komplexe Zyklusdauer würde sich dann als $t_Z=t_P+t_R$ ergeben. Dagegen bildet die harmonische sinusförmige Belastung nur den dynamischen Anteil, der der gesamten Zyklusdauer t_Z entspricht. Die harmonische Anregung stellt auch als Grundlage für andere unregelmäßige Belastungen einen wichtigen Belastungsfall in der Dynamik dar. Die theoretischen Grundlagen der Dynamik von Pulsbelastungen gehen auf die harmonische Belastung zurück. Demzufolge wird in dieser Arbeit nur die harmonische sinusförmige Belastung für die Untersuchungen betrachtet.

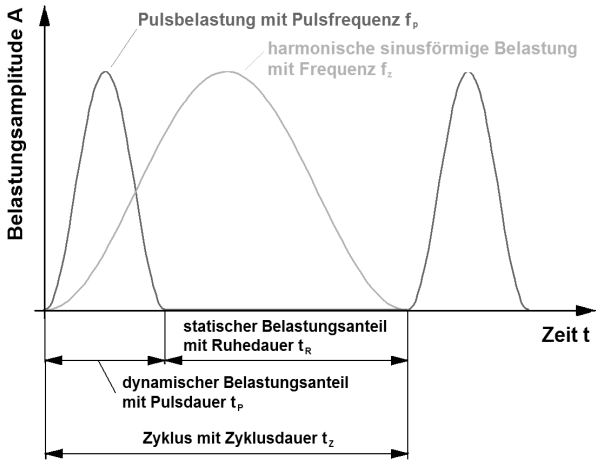


Bild 5: Harmonische und gepulste Belastung

Insbesondere die viskoelastischen Eigenschaften des Elastomers bestimmen zu einem wesentlichen Teil den Mechanismus der Verformung und Rissausbreitung. Zum besseren Verständnis werden zunächst die Geometrien der Bauteile vernachlässigt und das Verhalten des Elastomers in Form von Prüfkörpern bewertet.

Ein Elastomer ist ein polymerer Werkstoff, der bei seiner Verformung zum Teil elastisches und zum Teil viskoses Verhalten zeigt [21], [22]. Die Ursache dafür sind die langen, ineinander verschlungenen Molekülketten, die zum einen elastisch sind und gedehnt werden können und zum anderen relativ zueinander beweglich sind, also aneinander abgleiten können. Typische Nichtlinearitäten (Verformungsabhängigkeiten) verursachen aktive Füllstoffe in Elastomeren.

Bei der Verformung eines Elastomerbauteils wird nur ein Teil der aufgewendeten Energie elastisch wieder zurückgewonnen, ein anderer Teil jedoch in Wärme umgewandelt [23]. Das Verständnis dieses Verhaltens und Nichtlinearitäten (dynamisch-mechanischen Eigenschaften) von Elastomeren baut auf der Kenntnis der Phänomenologie und der grundsätzlichen molekularen Konzepte der Dynamik polymerer Festkörper auf (lineare Viskoelastizitätstheorie; Rouse-Modell; Reptation-Modell, u.s.w.) [24]. Im Bild 6 sind die Zusammenhänge zwischen Verformung eines Elastomerprüfkörpers unter harmonischer sinusförmiger Belastung mit einer konstanten Amplitude und Frequenz aufgezeigt. Die viskoelastischen Eigenschaften des Elastomers lassen sich mit Hilfe solcher Versuche analysieren und in Kennwerte überführen.

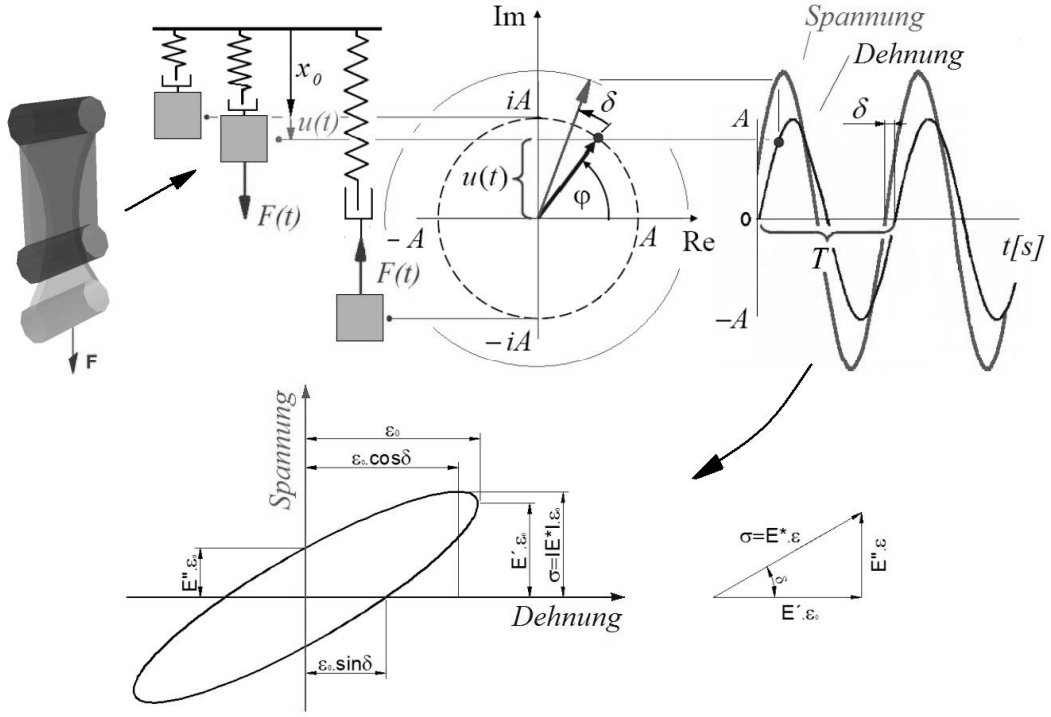


Bild 6: Schematische Darstellung der Verformung eines Elastomerprüfkörpers

Zwischen der Verformung bildet sich eine Phasenverschiebung mit dem Winkel δ aus. Die molekularen Ursachen für die Phasenverschiebung sind sowohl molekulare Reibungsprozesse (z. B. Polymer-Polymer-Reibung) als auch Reibungsprozesse zwischen Molekülen und Füllstoff-Partikeln Füllstoff-Füllstoff Wechselwirkungen, die zu einer Energiedissipation, d. h. einer Umwandlung von innerer Bewegungsenergie in Wärmeenergie führen.

Wenn also ein gummielastischer Probekörper einer sinusförmigen Zugbeanspruchung unterworfen wird, gilt:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \sin(\omega t). \qquad \text{Gl. 21}$$

Die mechanische Spannung eilt dann der Deformation um den Phasenwinkel δ bei gleicher Kreisfrequenz voraus:

$$\sigma = \sigma_0 \sin(\omega t + \delta). \qquad \text{Gl. 22}$$

Die wirkende Spannung setzt sich, wie oben beschrieben, aus einem elastischen Anteil E', dem so genannten dynamischen Modul und aus einem Dämpfungsanteil E'', dem Verlustmodul zusammen. Damit kann die resultierende Spannung aus:

$$\sigma(t) = E' \cdot \varepsilon + E'' \cdot \frac{1}{\omega} \cdot \frac{d\varepsilon}{dt} \qquad \text{Gl. 23}$$

berechnet werden. Das Verhältnis von dynamischem Modul und Verlustmodul lautet:

$$D_v = \tan\delta = \frac{E''}{E'} \qquad \text{Gl. 24}$$

und wird als Verlustfaktor bezeichnet. Es beschreibt den Anteil der inneren Dämpfung im Material bei äußerer Verformungsarbeit. Die charakteristischen Kenngrößen des Elastomers sind dabei von der Anregungsfrequenz abhängig [25]. Der Zustand oberhalb der im Bild 7 markierten Frequenz ω_g wird dabei als Glaszustand bezeichnet.

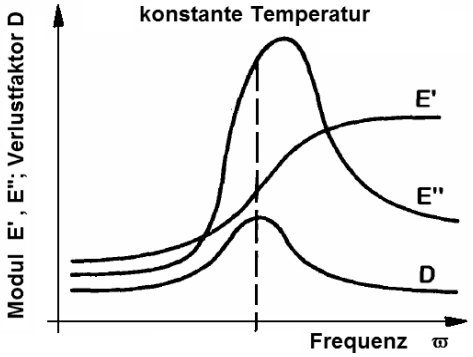


Bild 7: Mechanische Eigenschaften des Elastomers in Abhängigkeit von der Anregungsfrequenz nach [11]

Diese dynamischen Eigenschaften sind ein deutliches Anzeichnen für den viskoelastischen Charakter des Elastomers.

Die pro Deformationszyklus dissipierte Energie ist abgeleitet aus der Deformationsarbeit pro Volumeneinheit:

$$E_{diss} = \pi \cdot \varepsilon_0^2 \cdot E''(\omega). \qquad \text{Gl. 25}$$

Dann ist die pro Zeiteinheit und Volumeneinheit dissipierte Energie:

$$\Delta E_t = \int E_{diss} = \frac{\omega}{2} \cdot \varepsilon_0^2 \cdot E''(\omega). \qquad \text{Gl. 26}$$

Hieraus kann man unter Annahme adiabatischer Bedingungen sehr einfach die Temperaturerhöhung des betrachteten Elastomerprüfkörpers pro Zeiteinheit bei zyklischer Beanspruchung ableiten:

$$\Delta T_t = \frac{\Delta E_t}{c_c}, \qquad \text{Gl. 27}$$

wobei c_c die Wärmekapazität des Elastomers ist, die einen Wert von ca. 10^6 $J \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}$ hat [24]. Neben der Frequenzabhängigkeit ist also auch die Temperaturabhängigkeit der Eigenschaften ein typisches Merkmal der Elastomere [26].

Die dynamisch-mechanischen Eigenschaften eines gefüllten Kautschuks hängen nicht nur von Frequenz und Temperatur, sondern auch von der Amplitude der Verformung ab. Diese Tatsache muss in Abhängigkeit von der Kautschukmischungsrezeptur

berücksichtigt werden. So gilt z. B. für den Füllstoff Ruß, dass bei zunehmender Deformationsamplitude das Aufbrechen des Rußnetzwerkes zur Abnahme des Speichermoduls und zu einem Durchgang durch ein Maximum beim Verlustmodul führt (Payne-Effekt) [24].

2.3 Konzepte der Bruchmechanik

Bruchmechanische Konzepte gehen davon aus, dass das Versagen eines technischen Bauteils durch Bruch auf die Bildung von Rissen an Fehlstellen im Material und nachfolgender Rissausbreitung zurückzuführen ist [5]. Die Hauptaufgabe der Bruchmechanik ist die Ableitung von Versagenskriterien unter Berücksichtigung vorhandener Fehlstellen, insbesondere von Rissen. Hierfür wurden verschiedene Konzepte der Bruchmechanik entwickelt. Die Konzepte der linear-elastischen Bruchmechanik (LEBM) ermöglichen die Charakterisierung von Werkstoffen, die ausschließlich linear-elastisches Verhalten aufweisen [5], [35]. Eine Erweiterung der linear-elastisch Bruchmechanik stellt das Konzept der linear-elastischen Bruchmechanik mit Kleinbereichsfließen dar. Dieses berücksichtigt die Ausbildung einer im Verhältnis zur Risslänge kleinen plastischen Zone vor der Rissspitze aufgrund von plastischen Verformungen [5]. Treten jedoch ausgedehnte Fließbereiche vor der Rissspitze auf, so verliert die linear-elastische Bruchmechanik ihre Gültigkeit. Für Werkstoffe mit einer größeren plastischen Verformung vor dem Bruch findet die Fließbruchmechanik (FBM) Anwendung [5], [35]. Zur Beschreibung des Bruchverhaltens mit einem signifikanten Anteil an stabiler Rissausbreitung wird das Risswiderstandskurven-Konzept eingesetzt.

Das Konzept der Bruchmechanik geht besonders auf die Untersuchungen des gekerbten Prüfkörper unter dem Mode I zurück. Demzufolge wird im Folgenden die Beschreibung des Prüfkörper und die Definition der Kerbe für diesen Mode vorgestellt, der dann auch weiter für analytische und experimentelle Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit eingesetzt wird.

In Bild 8 ist schematisch ein gekerbter Prüfkörper mit den entsprechenden Details dargestellt. Die Breite des Prüfkörpers wird übereinstimmend mit bisherig eingesetzten Prüfkörperbezeichnungen als W, die Länge als L_0 und die Dicke als B definiert. Die Kerbtiefe oder auch Ausgangsrisslänge wird mit a_0, die aktuelle Risslänge wird mit a und der Kerbradius mit r_k bezeichnet. In Bild 8 wird der Koordinatenursprung als Durchdringungspunkt in die Ebene der Frontfläche gelegt und bildet gleichzeitig den Mittelpunkt des Kerbufers.

Als Kerbe wird stets ein dünner Schnitt im Gummiprüfkörper eingebracht. Seine einander gegenüberliegenden Randzonen bilden die Kerboberflächen. Sie sind stets belastungsfrei. Die Kerbe beginnt am Kerbufer und endet an der Kerbfront bzw. an der Kerbspitze.

Die allgemeine Gleichung der Kerboberfläche lautet:

$$\sin\alpha \cdot \cos\beta \cdot x - \cos\alpha \cdot \cos\beta \cdot y - \sin\beta \cdot z = 0\,, \qquad \text{Gl. 28}$$

wobei die Kerboberfläche definiert ist durch die Randbedingungen:

$$z \in \left\langle -\frac{B}{2}, \frac{B}{2} \right\rangle,\ y \in \left\langle -\frac{L_0}{2}, \frac{L_0}{2} \right\rangle$$

Die Abszisse (Kerbfront) ist definiert als Schnittkurve der Kerboberfläche mit der Kerbfrontfläche. Als Kerbfrontfläche wird die Fläche bezeichnet,

deren Normalvektor in der Kerboberfläche und senkrecht zur Kerbfront liegt. Die Gleichung zur Berechnung der Kerbfrontfläche lautet:

$$\begin{aligned}&[\sin\alpha\cdot\sin\beta\cdot\sin\gamma-\cos\alpha\cdot(1-\cos\gamma)]\cdot x+\\&+[-\cos\alpha\cdot\sin\beta\cdot\sin\gamma-\sin\alpha\cdot(1-\cos\gamma)]\cdot y+\\&+(\cos\beta\cdot\sin\gamma)\cdot z+a_0\cdot(1-\cos\gamma)-\sin\gamma=0\,.\end{aligned}$$ Gl. 29

Die Frontfläche gehört zu yz-Ebene. Ihre allgemeine Gleichung ist wie folgt definiert:

$$x=0\,.$$ Gl. 30

Die Hinterfläche liegt parallel zur yz-Ebene. Hierfür lautet die allgemeine Gleichung:

$$x-W=0\,.$$ Gl. 31

Die Seitenflächen befinden sich parallel zur xy-Ebene und werden durch folgende allgemeinen Gleichungen beschrieben:

$$z-\frac{B}{2}=0;\ z+\frac{B}{2}=0\,.$$ Gl. 32

Die Oberfläche ist parallel zur xz-Ebene. Ihre allgemeine Gleichung lautet:

$$y-\frac{L_0}{2}=0\,.$$ Gl. 33

Die Unterfläche liegt parallel zur xz-Ebene. Dafür lautet die allgemeine Gleichung:

$$y+\frac{L_0}{2}=0\,.$$ Gl. 34

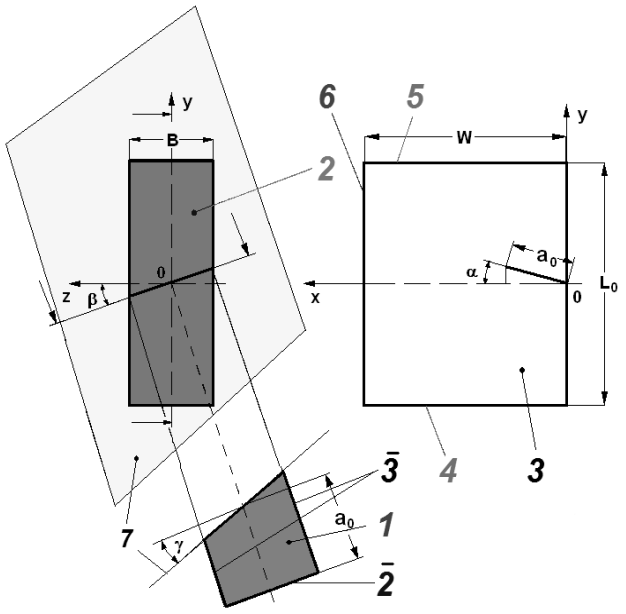


Bild 8: Schematische Darstellung eines Prüfkörpers mit 1 – Kerbeoberfläche, $\overline{2}$ – Kerbeufer, 2 – Frontfläche, $\overline{3}$ – Kerbekante, 3 – Seitenfläche, 4 – Unterfläche, 5 – Oberfläche, 6 – Hinterfläche, 7 – Kerbefrontfläche

2.3.1 Theoretische Grundlagen der linear-elastischen Bruchmechanik (LEBM)

Griffith´s Kriterium

Den theoretischen Hintergrund zur Beurteilung des Fehlers bzw. Risses im Material hat im Jahr 1920 A. A. Griffith mittels eines Ansatzes gelegt und im Griffith-Modell zusammengefasst [32]. Dieser Ansatz wurde zunächst für spröde Werkstoffe abgeleitet. Auf diesen Ansatz geht die grundlegende Theorie für Bruchmechanik von Elastomeren zurück.

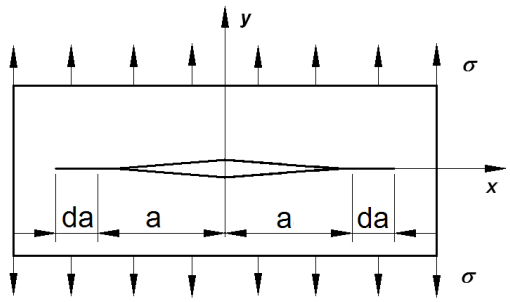


Bild 9: Modell für den Griffith-Ansatz

Griffith ging von einem Energiegleichgewicht an der Rissspitze aus, das in einem System mit Riss vorhanden ist und berechnete die Spannung an diesem Riss.

Betrachtet man die Energie, die mit der Schaffung einer neuen Rissoberflächen, (im Bild 9 mit *da* bezeichnet) in Verbindung gebracht werden kann, wird zwischen mechanischer Energie W_M und Oberflächenenergie W_O unterschieden. Die mechanische Energie wiederum besteht aus der im Prüfkörper elastisch gespeicherten Energie W_{EG} und der potentiellen Energie W_A der von außen aufgebrachten Kraft. Die Gesamtenergie kann dann folgendermaßen ausgedrückt werden:

$$W_G = W_M + W_O = W_{EG} + W_A + W_O . \qquad \text{Gl. 35}$$

Bei einer Vergrößerung des Risses um die Differenz *da* nimmt, bei konstanter Kraft, die mechanische Energie ab $dW_M/da < 0$ und fördert so das Risswachstum. Die Oberflächen, die neu geschaffen werden, erhöhen die Oberflächenenergie, was wiederum die Rissausbreitung behindert $dW_O/da > 0$. Griffith betrachtet nun den Fall, dass die Änderung der Gesamtenergie in Abhängigkeit des Risswachstums gleich Null ist $dW_G/da = 0$. Die Gleichungen der zugehörigen Energien werden wie folgt ausgedrückt:

$$\text{mechanische Energie} \rightarrow W_M = \frac{\pi \cdot a^2 \cdot \sigma^2}{E} \text{ und} \qquad \text{Gl. 36}$$

$$\text{Oberflächenenergie} \rightarrow W_O = 4 \cdot a \cdot \gamma_O . \qquad \text{Gl. 37}$$

Mit γ_0 wird die zur Rissoberfläche bezogene spezifische Oberflächenenergie beschrieben.

Die Gesamtenergie W_G in Abhängigkeit von der Risslänge *a* ist dann aus der mechanischen Energie und Oberflächenenergie gegeben (siehe Bild 10). Für einen konstanten Wert der Gesamtenergie W_G bei Rissfortschritt gilt dann:

$$\frac{dW_G}{da} = 0 \Rightarrow -\frac{dW_M}{da} = 4 \cdot \gamma_0 . \qquad \text{Gl. 38}$$

Setzt man für σ die kritische Spannung ein, bei der das Bauteil versagt, kann man nun

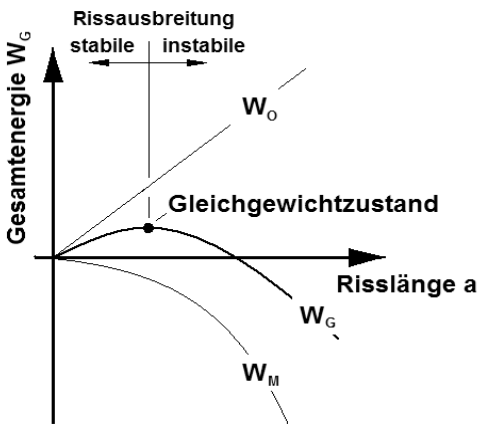


Bild 10: Griffith Energiekriterium [32]

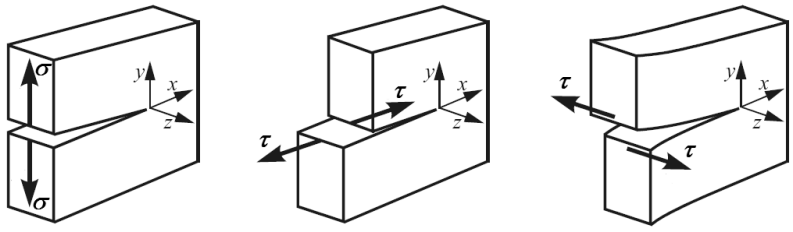
die Risslänge bestimmen, die bei dieser kritischen Spannung zum Versagen geführt hat. Zu jeder Risslänge gehört eine kritische Spannung, bei der das Bauteil zerbricht. Daraus kann man die Festigkeit σ_{krit}, die von der Größe a_0 abhängig ist, wie folgt mit der wichtigen Griffith-Gleichung beschreiben:

$$\sigma_{krit} = \left(\frac{2 \cdot E \cdot \gamma_O}{\pi \cdot a} \right)^{\frac{1}{2}} \qquad \text{Gl. 39}$$

Sieht man sich diese Gleichung für die Risslänge im Gleichgewichtszustand an, dann wird deutlich, dass sich der Riss für äußere Belastungen $\sigma < \sigma_{krit}$ nicht weiter ausbreiten wird. Dieser Zustand wird stabile Rissausbreitung genannt. Für Belastungen $\sigma > \sigma_{krit}$ kann festgestellt werden, dass der Riss spontan ohne zu stoppen weiterläuft. Dieser Zustand wird instabile Rissausbreitung genannt (siehe Bild 10).

Irwin-Kriterium zur Beschreibung der Bruchfestigkeit

Mit der Griffith-Gleichung lässt sich die Bruchfestigkeit eines Bauteils nur vorhersagen, wenn die größte Fehlerstelle im Bauteil bekannt ist. Da dies aber nicht der Fall ist, wird eine andere Möglichkeit zur Beschreibung der Festigkeit benötigt. Als komplexe analytische Funktion der Spannungen und Verschiebungen des Griffith Modells wurden dann die Kolosovschen Gleichungen eingeführt [33], [34]. Bei Betrachtung eines Risses ist erkennbar, dass sich die Spannungen, die zum Versagen des Materials führen, direkt vor der Spitze des Risses konzentrieren. Diese Spannungsüberhöhung, die für einen Radius r_k=0 gegen unendlich geht, lässt sich mit Hilfe des Spannungsintensitätsfaktors beschreiben. Dieser Zustand wird an der Rissspitze als $r_k^{-1/2}$-Singularität bezeichnet [34]. In der Bruchmechanik werden drei charakteristische Rissöffnungsmoden (siehe Bild 11) unterschieden, wobei das jeweils an der Rissspitze entstehende Spannungsfeld eine spezifische Charakteristik aufweist.



MODE I MODE II MODE III

Bild 11: Schematische Darstellung der unterschiedlichen Rissöffnungsmoden

Der Mode I, bei dem die Rissöffnung orthogonal zur Rissoberfläche verläuft, hat in der Praxis die größte Bedeutung erlangt. Die Moden II und III treten z. B. bei Scherbelastung (Mode II) oder Torsionsbelastung (Mode III) auf. Ein Riss versucht immer orthogonal zur maximalen Spannung weiter zu laufen, um die Scherspannungen zu minimieren. Deswegen ist der Modus I die bestimmende Art, wie ein Riss beeinflusst wird und damit versagensbestimmend. Aus diesem Grund ist es für eine einfache Betrachtung des Spannungsfeldes nicht notwendig, Modus II und Modus III zu berücksichtigen.

Die analytische Theorie der Bruchmechanik, die auf das homogene isotropische Kontinuum der implementierten Theorie der Elastizität zurückgeht, sagen die im Bild 11 dargestellten unterschiedlichen Moden vorher. Ein allgemeiner Fall der bruchmechanischen Betrachtung der Rissausbreitung unter Beanspruchung kann als Zusammenstellung dieser drei Moden betrachtet werden.

Irwin z. B. in [36] betrachtete für das Griffith-Modell (siehe Bild 12) nun die Spannungen in einem Punkt vor der Rissspitze in Abhängigkeit von der Entfernung und der Richtung. Er erhielt dann für Mode I:

$$\begin{pmatrix}\sigma_x\\ \sigma_y\\ \tau_{xy}\end{pmatrix}=\frac{K_I}{\sqrt{2\cdot\pi\cdot r_k}}\cdot\begin{pmatrix}\cos\frac{\varphi}{2}\left[1-\sin\frac{\varphi}{2}\sin\frac{3\varphi}{2}\right]\\ \cos\frac{\varphi}{2}\left[1-\sin\frac{\varphi}{2}\sin\frac{3\varphi}{2}\right]\\ \cos\frac{\varphi}{2}\cdot\sin\frac{\varphi}{2}\cdot\cos\frac{3\varphi}{2}\end{pmatrix} \qquad \text{Gl. 40}$$

wobei r_k und φ die Polarkoordinaten darstellen. Diese Gleichung (Gl. **40**) kann weiter umgeschrieben werden in die Form:

$$\begin{pmatrix}\sigma_x\\ \sigma_y\\ \tau_{xy}\end{pmatrix}=\frac{K_I}{\sqrt{2\cdot\pi\cdot r_k}}\cdot f(\varphi) \qquad \text{Gl. 41}$$

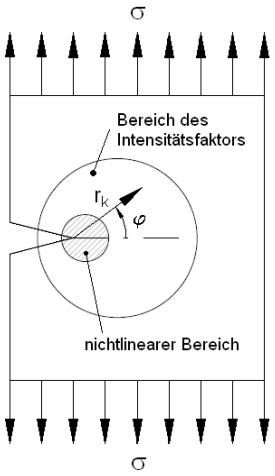


Bild 12: Modell für den Irvin-Ansatz

Die allgemeine Form des Spannungsintensitätsfaktors ist gegeben:

$$K_I = Y_I\cdot\sigma_0\cdot\sqrt{\pi\cdot a}\,. \qquad \text{Gl. 42}$$

Y_I ist ein Geometriefaktor, der die Abweichung des betrachteten Risses vom Griffith-Modell berücksichtigt. σ_0 beschreibt die Nennspannung [34].

Bei beliebigem Rissöffnungsmodus lassen sich die Spannungen an der Rissspitze für $r_k\rightarrow 0$ durch folgende Funktion approximieren:

$$\sigma_{ij}=\frac{1}{\sqrt{2\cdot\pi\cdot r_k}}\cdot\left[K_I\cdot\sigma_{ij}^{I}(\varphi)+K_{II}\cdot\sigma_{ij}^{II}(\varphi)+K_{III}\cdot\sigma_{ij}^{III}(\varphi)\right], \qquad \text{Gl. 43}$$

wobei σ_{ij}^{I}, σ_{ij}^{II}, σ_{ij}^{III} dimensionslose Funktionen des Polarwinkels φ sind.

Der Spannungsintensitätsfaktor gibt eine Aussage über die Intensität und die Verteilung eines Spannungsfeldes, das durch eine gegebene Fehlerstelle entsteht. Wird die Probe mit immer höheren Spannungen belastet, nimmt der Spannungsintensitätsfaktor immer weiter zu. Sobald die von außen angelegte Spannung lokal die maximale Festigkeit erreicht hat, kommt es zur instabilen Rissausbreitung. An dieser Stelle erreicht der Spannungsintensitätsfaktor einen kritischen Wert, der von einer weiteren Zunahme der Spannung unabhängig ist. Man nennt diesen Wert den kritischen Spannungsintensitätsfaktor K_c oder auch Risszähigkeit. Der Spannungsintensitätsfaktor K_c ist ein Maß dafür, wie ein Werkstoff der Verlängerung eines Risses widerstehen und so einen katastrophalen Bruch vermeiden kann. Je höher die Risszähigkeit ist, desto schwieriger ist es für einen Riss, sich durch das Material zu bewegen.

2.3.2 Theoretische Grundlagen der Fließbruchmechanik (FBM)

Für die Charakterisierung des Versagensverhaltens von Elastomeren können laut Definition Konzepte der LEBM aufgrund der in größeren Bereichen von der Rissspitze stattgefundenen Energiedissipation und nichtlinearen Verformungsverhalten der Elastomere nicht angewendet werden. Eine Alternative stellen hier die Konzepte

der Fließbruchmechanik dar. Ist die plastische Verformung nicht mehr vernachlässigbar, werden in der Fließbruchmechanik drei Parameter zur Charakterisierung des Rissspitzenzustandes angewendet. Der eine ist das von Rice [37] vorgeschlagene J-Integral, welches in der Bedeutung eines Spannungs- bzw. Verformungsintensitätsfaktors und nicht etwa einer Energiefreisetzungsrate verwendet wird. Beim zweiten handelt es sich um die Rissspitzenöffnung δ_t oder CTOD (= crack tip opening displacement) von A.A. Wells [38], welche ein Maß für den Deformationszustand an der Rissspitze darstellt [8]. Eine weitere Möglichkeit, die Singularität an der Rissspitze zu umgehen, bildet die Energiebetrachtung nach Rivlin und Thomas [6].

J-Integral-Konzept

Bei der Ableitung der bruchmechanischen Zähigkeitsparameter K_c und G sollte unter der Annahme eines linear-elastischen Deformationsverhaltens die Spannungs- bzw. Energieverteilung in unmittelbarer Nähe der Spitze eines vorgegebenen scharfen Risses analysiert werden**.** Diese Verteilungen werden umso stärker gestört, je größer der plastische Deformationsanteil ist. Das J-Integral hingegen ist sowohl für elastische als auch für teilplastische bis hin zu vollplastischen Deformationen anwendbar. Es ist definiert für zweidimensionale Fälle (siehe Bild 13) als potentielle Energiedifferenz zwischen zwei identisch belasteten Prüfkörpern mit um ∂a unterschiedlichen Risslängen und beschrieben durch die Beziehung:

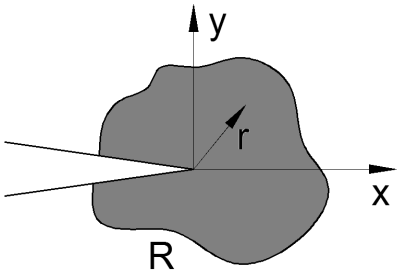


Bild 13: Integrationskontur R des J–Integrals

$$J_x = \int_R \left(W_E dy - \sigma_{ij} \cdot n_j \cdot \frac{\partial u_i}{\partial x} ds \right)$$
$$J_y = \int_R \left(-W_E dx - \sigma_{ij} \cdot n_j \cdot \frac{\partial u_j}{\partial x} ds \right), \qquad \text{Gl. 44}$$

wobei R der Integrationsweg, W_E die elastische Energiedichte, σ_{ij} der Spannungstensor, n_j die Außennormale der Kurve R um die Rissspitze, u_{ij} der Verschiebungsvektor und ds das Wegelement ist.

Die Äquivalenz von Deformationstheorie und Elastizitätstheorie hat zur Folge, dass das J-Integral um die Rissspitze mit geraden, unbelasteten Rissufern wegunabhängig ist. Diese Wegunabhängigkeit ist sehr bedeutend, da sie zum einem dazu führt, dass der gewonnene Zähigkeitskennwert geometrieunabhängig ist, zum anderen die Wahl des Integrationsweges entfernt von der Rissspitze erlaubt und damit auch von der Singularität eine einfache numerische Berechnungsmethode ermöglicht. In der Anwendung beschreibt das J-Integral den Energieumsatz im Rissspitzenbereich. Unter Verwendung dieser energetischen Interpretation des J-Integrales haben dann Begley und Landes [39] das J-Integral bei größeren plastischen Deformationsbereichen eingesetzt, wobei diese mit nichtlinear-elastischer Theorie betrachtet werden. Das J-Integral stellt weiterhin die potentielle Energiedifferenz zwischen zwei identisch belasteten Prüfkörpern mit um ∂a unterschiedlichen Risslängen dar [34].

Die experimentelle Bestimmung von J-Werten kann dann nach der Compliance-Methode, für Prüfkörper mit unterschiedlichen Kerbtiefen durchgeführt werden. Dazu wird noch die jeweilige Verformungsenergie W_M bestimmt und das Verhältnis W_G/B in Abhängigkeit von a aufgetragen. Durch grafische Differentiation ergibt sich J als Funktion der Verschiebung [41], [42].

CTOD-Konzept

Wird ein Prüfkörper aus einem Werkstoff mit hoher Duktilität durch einen Riss belastet, so ist zu beobachten, dass sich die Spitze der ursprünglich scharfen Kerbe aufgrund plastischer Verformung stark aufweitet und abstumpft, noch bevor die Rissausbreitung initiiert wird. Diese irreversible Öffnungsverschiebung der Rissflanken gegeneinander übersteigt bei weitem die Rissöffnung infolge rein elastischer Verformungen und kann als ein lokales Maß für die plastischen Verzerrungen in der Umgebung der Rissspitze betrachtet werden. Unter Verwendung des Dugdaleschen Rissmodells [44] wurde von Wells [38] das CTOD-Konzept abgeleitet. Es beruht auf der Annahme, dass bei duktilem Werkstoffverhalten der Bruchvorgang von einer kritischen plastischen Verformung der Rissspitzen-öffnungsverschiebung (CTOD) oder Rissöffnung δ_t kontrolliert wird und besagt, dass die Rissinitiierung beginnt, wenn die Rissöffnungsverschiebung einen kritischen, materialspezifischen Grenzwert δ_{tc} übersteigt. Damit lässt sich ein elastisch–plastisches Bruchkriterium für die Initiierung des Rissfortschrittes in folgender Form ableiten:

$$\delta_t = \delta_{tc} . \qquad \text{Gl. 45}$$

Das Dugdaleschen Modell (siehe Bild 14) bildet eine Berechnungsmöglichkeit zur Umsetzung des Konzeptes mittels eines quantitativen Zusammenhangs zwischen δ_t und den äußeren Belastungen. Hierbei wird die Rissöffnungs-verschiebung an der Spitze der physikalischen Kerbe als a definiert und beträgt:

$$\delta_t = \frac{8 \cdot \sigma_{krit} \cdot a}{\pi \cdot E} \ln\left(\cos \frac{\pi \cdot \sigma}{2 \cdot \sigma_{krit}} \right)^{-1} . \qquad \text{Gl. 46}$$

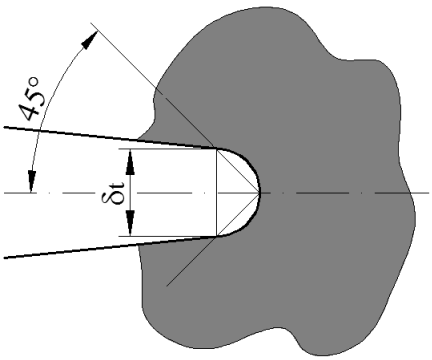


Bild 14: Definition der Rissöffnungs-verschiebung δ_t (CTOD)

Für hinreichend kleine Belastungen $\sigma << \sigma_F$ werden die plastischen Zonen so klein, dass Kleinbereichsfließen vorliegt. Das Modell wird sich im Gültigkeitsbereich der linearen Bruchmechanik befinden. In diesem Fall ergibt sich für δ_t:

$$\delta_t = \frac{K_I^2}{\sigma_{krit} \cdot E} . \qquad \text{Gl. 47}$$

Damit wurden mittels des Dugdaleschen Modells die wesentlichen Phänomene des elastisch-plastischen Bruchs beschrieben.

Reißenergie-Konzept

Für die Bestimmung der bruchmechanischen Zähigkeitskennwerte der Elastomere erweiterten Rivlin und Thomas [6] das Griffith-Modell und betrachteten den Rissfortschritt von einem energetischen Gesichtspunkt. Das energetische Griffith Kriterium wurde formuliert als infinitesimale Vergrößerung der Rissoberfläche dA_p

beim differentiellen Wachstum des Risses um die Länge *da*, verursacht durch die Reduktion der elastisch gespeicherten Energie dW_{EG} :

$$-\frac{dW_{EG}}{da} \geq \gamma_O \frac{dA_p}{da} \; . \qquad \text{Gl. 48}$$

Während die rechte Seite der Gleichung (Gl. 48) die Energie für die Vergrößerung der Rissoberfläche um dA_p beschreibt, legt die linke Seite die hierfür notwendige Energie fest [34]. Für einen dünnen Prüfkörper gilt entsprechend Bild 9:

$$A_p = 2 \cdot a \cdot B \Rightarrow \frac{dA_p}{da} = 2 \cdot B \qquad \text{Gl. 49}$$

und Gleichung (Gl. 48) nimmt dann folgende Form an:

$$-\frac{dW_{EG}}{da} \geq 2 \cdot \gamma_O \cdot B \, . \qquad \text{Gl. 50}$$

Diese Teorie, die den Sprödbruch beschreibt, ist für Elastomere aufgrund des nichtlinear-elastischen Werkstoffverhaltens nicht gültig [43]. In einem nicht ideal elastischen Prüfkörper wird aufgrund der Energiedissipation mehr Energie verbraucht. Rivlin und Thomas haben vorausgesetzt, dass die Energie in der unmittelbaren Umgebung der Rissspitze dissipiert wird [34]. Rivlin und Thomas haben dann in der Gleichung (Gl. 50) $2 \cdot \gamma_0$ durch *T* ersetzt und bezeichneten *T* als die Reißenergie des Werkstoffes. Die Energie, die für einen Rissfortschritt bei einem Prüfkörper erforderlich ist, nimmt dann folgende Form an:

$$T = -\frac{1}{B} \cdot \frac{dW_{EG}}{da} . \qquad \text{Gl. 51}$$

Es wurde in mehreren Publikationen [6], [47], [48] als auch in eigenen Vorarbeiten nachgewiesen, dass die Reißenergie von der Prüfkörpergeometrie und besonders von der Kerbtiefe abhängt. Aufgrund dieser Tatsache haben sich unterschiedliche Theorien zur Analyse der dynamischen Rissausbreitung von Elastomeren entwickelt, die auf die Geometrie des Prüfkörpers und der Kerbe unter Berücksichtigung der Kerbtiefe zurückgehen. Die Voraussetzung für die Bestimmung der bruchmechanischen Kennwerte anhand des Kraft-Verformungs-Diagrammes eines gekerbten Prüfkörpers ist die Annahme, dass die Energie lediglich im näheren Bereich der Rissspitze dissipiert bzw. für die Rissausbreitung verbraucht wird. Für die Ermittlung des Anteiles der Energiedissipation des Prüfkörpervolumens wurden in [49] eine Compliance-Methode und in [50] die sogenannte Ortsmethode angewendet. Bei der Ortsmethode wird im Gegensatz zur Compliance-Methode der Versuch unternommen, die Energiedissipation entfernt vom Rissspitze zu berücksichtigen. Mittels beider Methoden wurde nachgewiessen, dass die Energiedissipation im Prüfkörpervolumen während der Rissausbreitung vernachlässigbar ist.

2.4 Besonderheiten bei bruchmechanischer Bewertung von Elastomeren

Zur quantitativen Bewertung der dynamischen Rissausbreitung stehen folgende Prüfkörper zur Verfügung, für die Rivlin und Thomas auf Basis der energetischen Interpretation des Bruchvorganges nach Griffith die Berechnung der Reißenergie *T* für Elastomere abgeleitet haben:

- Tensile-Prüfkörper – je nach Kerbtyp representiert durch SENT- (versehen mit einer einseitlichen Kerbe) oder DENT- Prüfkörper (versehen mit doppelseitlichen Kerben),
- Pure-shear-Prüfkörper,
- Trousers-Prüfkörper,
- die De-Mattia Prüfkörper.

2.4.1 Tensile-Prüfkörper

Ein ungekerbter Tensile- bzw. gekerbter SENT- oder DENT-Prüfkörper ist durch einen Geometrieverhältniswert Länge zur Breite $L_0 >> W$ des Prüfkörpers charakterisiert.

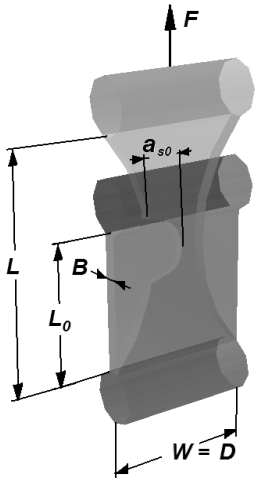


Bild 15: SENT-Prüfkörper

Kurzer, seitlicher Kerb im Tensile-Prüfkörper

Die Gesamtbreite des Prüfkörpers wurde aufgrund des Geometrieverhältniswertes $L_0 >> W$ als Bereich *D* definiert, der durch ein kompliziertes Rissspitzenverhalten charakterisiert ist. Die Reißenergie, die für den Rissfortschritt einer kurzen Kerbe bzw. eines Risses in der Kante eines SENT- oder DENT-Prüfkörpers (siehe Bild 15) notwendig ist, wird wie folgt definiert:

$$T_T = 2 \cdot k(\lambda) \cdot W_E \cdot a\,, \qquad \text{Gl. 52}$$

wobei Lake [54], für den Parameter *k* folgenden Zusammenhang zur Dehnung abgeleitet hat:

$$k(\lambda) = \frac{\alpha_G}{\sqrt{\lambda}} \quad \text{mit} \quad \lambda = 1 + \varepsilon \qquad \text{Gl. 53}$$

ist.

Gent [55] hat experimentell nachgewiesen, dass der numerische Faktor α_G für die Risslänge $a<a_{0min}$ unter kleinen Dehnamplituden von 5 bis 20 % der Ausgangslänge gleich dem Argument π ist. Demgegenüber wurde von Klüppel [56] der Wert des Parameters α_G für unterschiedliche Prüfkörper im Bereich von 1,2 bis 3,1 festgelegt. In dieser Arbeit wurde jedoch aufgrund der Vergleichbarkeit mit den bisher durchgeführten Untersuchungen der von Gent [55] eingeführte Wert $\alpha_G = \pi = 3{,}14$ eingesetzt.

Entsprechend der Gl. 52 ist der SENT-Prüfkörper signifikant von der Risslänge bzw. Kerbtiefe abhängig. Der SENT-Prüfkörper sollte die Abhängigkeit der bruchmechanischen Kennwertdaten von der Risslänge unabhängig von der minimalen Kerbtiefe aufweisen. Die maximale Kerbtiefe im SENT- bzw. DENT-Prüfkörper muss demgegenüber eindeutig definiert werden. Diese Tatsache wird vertiefend im Kapitel 4 nachgewiesen.

2.4.2 Pure-shear-Prüfkörper

Gegenüber ungekerbten Pure-shear-Prüfkörpern ergibt sich unabhängig von den Geometrien seitlich gekerbter Prüfkörper die grundsätzliche Überlegung, die im Bild 16 dargestellt ist. Wenn ein Prüfkörper unabhängig von seiner Geometrie

eine seitliche Kerbe beinhaltet, verändert sich im Vergleich zum ungekerbten Prüfkörper die Verformungs- und damit auch Spannungsverteilung im Prüfkörper, die einen Einfluss auf die Rissausbreitung bedingen. Die Ursache dafür ist das differenzielle Inkrement des Risswachstums, dessen bewegtes Rissspitzenfeld in orthogonaler Richtung zur Beanspruchung die Verformungsverteilung des Prüfkörpers beeinflusst, d. h. dass die bruchmechanischen Kennwerte stark vom Zusammenhang von Risslänge zu Breite des Prüfkörpers abhängig sein müssen. Dies bildet die Grundlage zur Hypothese, dass bruchmechanische Eigenschaften der Elastomerwerkstoffe von der Prüfkörpergeometrie signifikant abhängen. Aufgrund dieser Tatsache wurden mehrere Untersuchungen z. B. [51], [52] zur Beurteilung der Geometrieabhängigkeit der bruchmechanischen Eigenschaften von Elastomerwerkstoffen durchgeführt. Ein Pure-shear-Prüfkörper ist durch eine lange, einseitige oder doppelseitige Kerbe und durch den Geometrieverhältniswert Länge zur Breite des Prüfkörpers $L_0 << W$ charakterisiert.

Lange, seitliche Kerbe in einem Pure-shear-Prüfkörper

Für die Beschreibung des Prüfkörpers ist es günstig, ihn in vier Bereiche zu unterteilen (siehe Bild 16). Der gekennzeichnete Bereich A_1 des Prüfkörpers ist bei der Prüfung nach dem Pure-shear-Modus ungespannt und deswegen die Dehnung in diesem Bereich nur von der einwirkenden Kraft abhängig. Demgegenüber steht der Bereich *C-D*, welcher im Pure-shear-Modus immer unter reiner Scherung steht. Der Bereich *D* wird durch die komplizierte Beschreibung des Rissspitzenverhaltens charakterisiert. Im Bereich A_2 ist der Kanteneffekt, also die Beeinflussung durch die Prüfkörperberandung zu berücksichtigen.

Wenn die maximale Dehnamplitude bei der Analyse der Rissausbreitung *dy* konstant bleibt und der Riss im Bereich *D* um die Differenz *da* wächst, bewegt sich auch die Rissspitze um den Betrag *da*, die Spannung und die Verformungsenergie bleiben jedoch unverändert. Eine Verbreiterung des Bereiches A_1 und eine Verengung des Bereiches *C-D* um das Volumen $L_0 \cdot B \cdot da$ verursacht die Verringerung der totalen Verformungsenergie um den Betrag $W_E \cdot L_0 \cdot B \cdot da$. Hierbei kennzeichnet W_E die Verformungsenergiedichte und beschreibt die Verformungsenergie bezogen auf das belastete Prüfkörpervolumen:

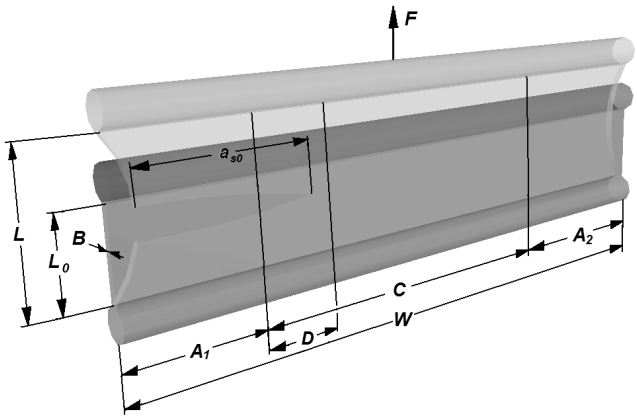


Bild 16: Pure-shear-Prüfkörper mit langen, seitlichen Kerben und mit gekennzeichneten Bereichen, die unter unterschiedlichen Spannungsverhalten stehen

$$W_E = \int_0^{\sigma_x} \varepsilon_x \cdot d\sigma_x \cdot dxdydz. \qquad \text{Gl. 54}$$

Die Veränderung der elastisch gespeicherten Energie W_{EG} um den Betrag dW_{EG} verursacht den Rissfortschritt *da*:

$$dW_{EG} = -W_E \cdot L_0 \cdot B \cdot da. . \qquad \text{Gl. 55}$$

Die wichtigste Bestimmungsgleichung zur Charakterisierung der Reißenergie im Pure-shear-Prüfkörper lautet nunmehr:

$$-\frac{dW_{EG}}{B \cdot da} = W_E \cdot L_0 = T_P \qquad \text{Gl. 56}$$

und wird durch die lange Kerbtiefe mit der minimalen Größe a_{0min} beeinflusst. Dabei wird die elastische Verformungsenergiedichte W_E auf das Prüfkörpervolumen, welche der Fläche unter der Belastungskurve der Hysteresse entspricht, bezogen. Da dies für einen gekerbten Prüfkörper nicht mehr ortsunabhängig ist, muss eine exakte Bestimmung der Reißenergie anhand der Prüfdaten eines zusätzlichen Tests an einem ungekerbten Probekörper vorgenommen werden.

Kurze, seitliche Kerbe im Pure-shear-Prüfkörper

Die Theorie der Reißenergieberechnung entspricht für eine kurze, seitliche Kerbe im Pure-shear-Prüfkörpers der Theorie für kurze, seitliche Kerben in einem Tensile-Prüfkörper. Demzufolge wird zur Berechnung der Reißenergie T_P (wobei $T_P = T_T$) folgendes definiert:

$$T_P = 2 \cdot k(\lambda) \cdot W_E \cdot a\,, \qquad \text{Gl. 57}$$

wobei

$$k(\lambda) = \frac{\alpha_G}{\sqrt{\lambda}}\,;\ \lambda = 1 + \varepsilon\,. \qquad \text{Gl. 58}$$

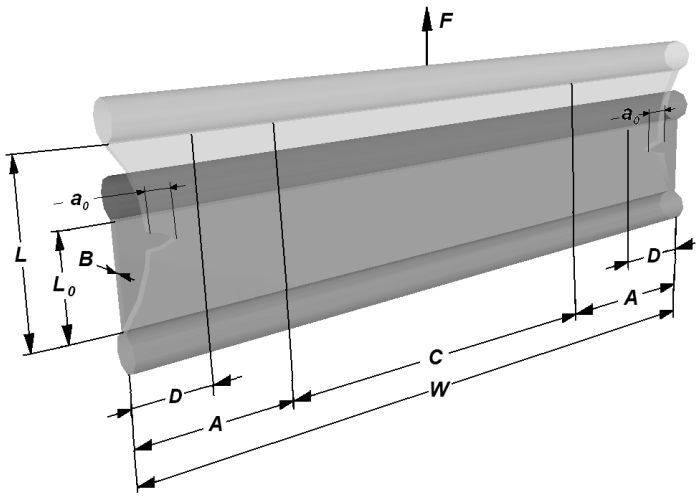


Bild 17: Pure-shear-Prüfkörper mit kurzen, seitlichen Kerben und mit gekennzeichneten Bereichen, die unter unterschiedlichen Spannungsverhalten stehen

Lange, mittige Kerbe im Pure-shear-Prüfkörper

Für die Bestimmung der Reißenergie mit einem Pure-shear-Prüfkörper, der eine lange, mittige Kerbe beinhaltet, gelten die gleichen Ansätze (Gl. 54), (Gl. 55), (Gl. 56), wie diejenigen, die das Verhalten des Prüfkörpers mit einer langen, seitlichen Kerbe beschreiben. Rivlin and Thomas [6] haben diese Ansätze mit der Berücksichtigung der Kerbtiefe experimentell verifiziert. Es wurde nachgewiesen, dass sich der Rissfortschritt mit der Reißenergie T_{Pml} manifestiert, die der Definition (Gl. 56) entspricht, jedoch nur in dem Fall, dass sich die Rissspitze der Kerbe nicht im Bereich des Kanteneffektes A_2 (siehe Bild 18) befindet. Demzufolge entspricht die maximale Kerbtiefe dem Wert:

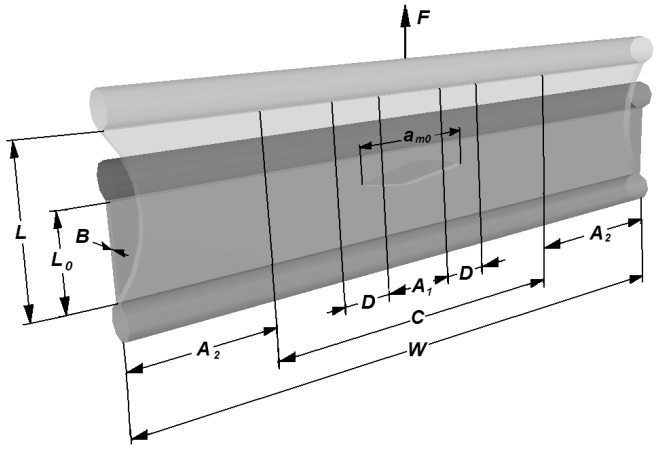


Bild 18: Pure-shear-Prüfkörper mit einer langen Kerbe in der Mitte des C Bereiches und mit gekennzeichneten Bereichen, die unter unterschiedlichen Spannungsverhalten stehen

$$a_{0\max} < C - 2 \cdot A_2 , \qquad \text{Gl. 59}$$

wobei $A_2 = a_{0\min}$.

Sollte die maximale Kerbtiefe nicht dieser Gleichung (Gl. 59) entsprechen und der Prüfkörper keinen Bereich eines Pure-shear-Zustandes aufweisen, so wären die Argumente (Gl. 56) nicht anwendbar und zutreffend.

Kurze, mittige Kerbe im Pure-shear-Prüfkörper

Wenn eine kurze Kerbe, deren Tiefe dem Ansatz $a_0 < a_{0\min}$ entspricht, realisiert wird, würde sich nur ein sehr schmaler Bereich A_1 bilden, der ungespannt ist und nur von der einwirkenden Beanspruchungsamplitude abhängt. In diesem Fall verändert sich die elastisch gespeicherte Energie um einen Beitrag dW_{EG} von einer symmetrischen Hälfte des Prüfkörpers proportional zur aktuellen Risslänge a^2. Das Inkrement der elastisch gespeicherten Energie wird dann wie folgt ausgedrückt:

$$dW_{EG} = -k \cdot W_E \cdot L_0 \cdot a^2 , \qquad \text{Gl. 60}$$

wobei k ein numerischer Faktor ist, der konstant für den vorgegebenen Dehnungszustand ist. Die Definition der Reißenergie hängt dann signifikant von der Risslänge ab und lautet:

$$T_P = -\frac{d(dW_{EG})}{B \cdot da} = 2 \cdot k \cdot W_E \cdot a . \qquad \text{Gl. 61}$$

Trousers-Prüfkörper

Die Prüfung mit dem Trousers-Prüfkörper (siehe Bild 19) wird in der Literatur [57], [58], [59] zur Ermittlung des Bruchverhaltens von Elastomeren sehr häufig und deutlich beschrieben. Die Reißenergie ist hier wie folgt definiert:

$$T_{Tr} = -\frac{W_E \cdot A - 2 \cdot \lambda \cdot F}{B}. \qquad \text{Gl. 62}$$

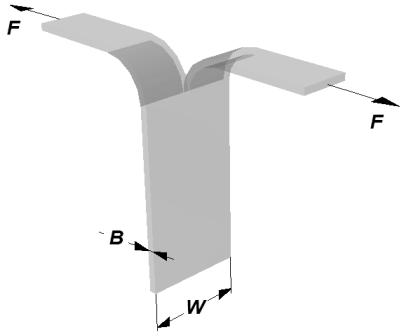


Bild 19: Schematische Darstellung des Trousers-Prüfkörpers

De-Mattia-Prüfkörper

Die De-Mattia-Prüfkörper (siehe Bild 20) sind für den Dauerknickversuch nach DIN 53 522 geeignet. Die Kerbe ist in diesem Fall in der Form einer Nut im Prüfkörper durch Formpressen hergestellt. Der Versuch basiert dann auf der Bildung der Risse und ihrer Ausbreitung in der Nut des Prüfkörpers im geknickten Zustand [78].

Die Theorie der Reißenergieberechnung entspricht im De-Mattia-Prüfkörper der Theorie für kurze, seitliche Kerben in einem Tensile-Prüfkörper [94]. Demzufolge wird in der Berechnung die Reißenergie T_D wie folg definiert:

$$T_D = 2 \cdot k(\lambda) \cdot W_E \cdot a. \qquad \text{Gl. 63}$$

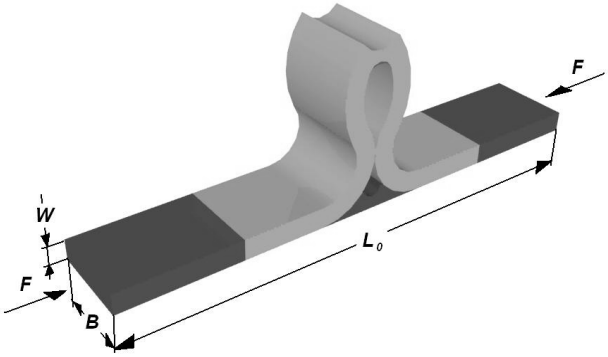


Bild 20: Schematische Darstellung des De-Matia-Prüfkörpers

2.5 Bruchmechanischer Dauerversuch

Bei den zyklischen bruchmechanischen Dauerversuchen ist ein wichtiges Versagenskriterium, die kritische Grenzzyklenzahl für die quantitative Bewertung des Werkstoffwiderstandes gegen Ermüdungsrissausbreitung zu bestimmen. Diese Zyklenzahl gilt als eine wichtige Kenngröße, bei der es zum Bruch des Probekörpers kommt. Zur Bewertung der bruchmechanischen Eigenschaften wird die Rissausbreitungsgeschwindigkeit *da/dn* über einer bruchmechanischen Zähigkeitskenngröße doppelt-logarithmisch aufgetragen.

Die Rissausbreitungsgeschwindigkeit entspricht (siehe Bild 21) der Änderung des differenziellen Wachstums des Risses in Abhängigkeit von der Zykluszahl *n*. Die Messung der Rissverlängerung erfolgt z. B. durch eine optische Rissbildaufnahme. Als bruchmechanische Zähigkeitskenngröße wird der Wert der Reißenergie *T* genutzt. Für die bruchmechanische Auswertung wird der Maximalwert der Reißenergie eines jeden Zyklus' verwendet. Dieser Wert wird aus der periodischen Belastung, die zwischen minimal und maximal schwankendem Reißenergiewert nachweisbar ist, ermittelt. Bei einem Anstieg des Reißenergiewertes über die kritische Reißenergie kommt es dann zur katastrophalen (instabilen) Rissausbreitung, bei der sich der Riss mit einer sehr hohen Geschwindigkeit ausbreitet. Für viele Elastomerqualitäten konnte gezeigt werden, dass ein linearer Zusammenhang zwischen Rissausbreitungsgeschwindigkeit und Reißenergie sowie von Belastungsmodus und Geometrie des Probekörpers besteht. Die Relation der Rissausbreitung eines Zyklus´ wird mit der Paris-Erdogan-Gleichung [83] beschrieben. Gent, Lindley and Thomas [29] haben experimentell den Zusammenhang zwischen der Rissausbreitungsgeschwindigkeit *da/dn* und Reißenergie *T* in elastomeren Werkstoffen abgeleitet:

$$\frac{da}{dn} = b \cdot \Delta T^{m} . \qquad \text{Gl. 64}$$

Lake und Lindley [30] haben dann die Risswachstumsrate in doppelt-logaritmischem Maßstab als Funktion der Rissenergie *T* eingetragen. Die Kurve (siehe Bild 21) wird mit folgenden Gleichungen in unterschiedliche Phasen in Abhängigkeit von der Reißenergie *T* eingeteilt:

$$T \le T_0 \Rightarrow \frac{da}{dn} = r , \qquad \text{Gl. 65}$$

$$T_0 \le T \le T_I \Rightarrow \frac{da}{dn} = q_i \left(T - T_0\right) + r , \qquad \text{Gl. 66}$$

$$T_I \le T < T_C \Rightarrow \frac{da}{dn} = b_c \cdot \Delta T^{m} , \qquad \text{Gl. 67}$$

$$T \approx T_C \Rightarrow \frac{da}{dn} = \infty . \qquad \text{Gl. 68}$$

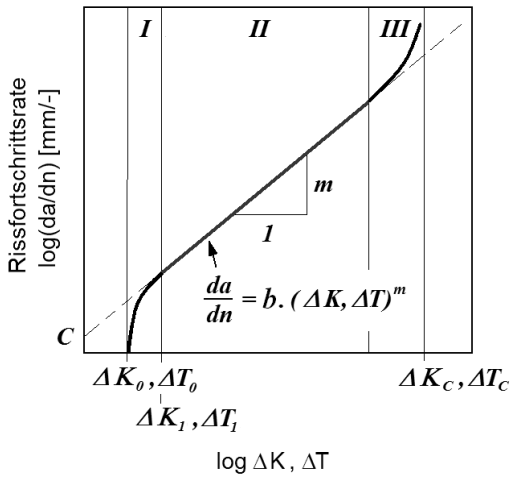


Bild 21: Darstellung des typischen Zusammenhanges zwischen Rissfortschrittsrate und bruchmechanischen Zähigkeitskenngrößen

Die Exponenten b_c und m sind werkstoffabhängige Werte. Im Bereich $T \leq T_0$ tritt Risswachstum nur infolge eines Angriffs durch Ozon auf. Die Risswachstumsgeschwindigkeit ist hier sehr viel geringer als oberhalb der minimalen Reißenergie T_0. Oberhalb der Reißenergie T_0 setzt dann mechanisch-oxidatives Risswachstum ein, welches mit einem signifikanten Anstieg der Risswachstumsrate verbunden ist. Die Risswachstumsgeschwindigkeit im Bereich Reißenergie $T_I \leq T < T_C$ ist linear. Nach einer Phase des überproportionalen Risswachstums strebt die Risswachstumsgeschwindigkeit dann schließlich gegen den Wert unendlich.

2.6 Stand der Technik bei der Analyse der dynamischen Rissausbreitung

Wie schon im vorherigen Kapitel erwähnt wurde, werden zur Untersuchung des Ermüdungsverhaltens die elastomeren Prüfkörper zyklischen Belastungen unterworfen. Es sind eine Vielzahl von konventionellen, d. h. nicht-instrumentierten Prüfmaschinen bzw. Prüfgeräten für die Zug-, Druck-, Biege- oder Torsionsbelastungen entwickelt worden, die am Häufigsten für die Zugbeanspruchung von Prüfkörpern eingesetzt werden. Die Prüfmaschinen und Analysemethoden basieren immer auf unterschiedlichen Theorien, die grundsätzlich von der Prüfkörpergeometrie und dem Beanspruchungsmodus abhängig sind.

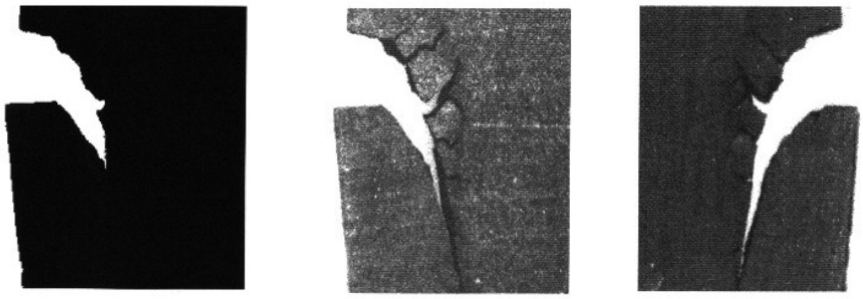
Die Prüfung nach der De-Mattia-Methode wird noch in der Industrie als standardisierte Prüfmethode zur Ermittlung der dynamischen Rissausbreitung von Elastomeren eingesetzt (z. B. Sumitomo Rubber Industrie, Kobe, Japan). Die Verwendung dieser Prüfmethode tritt aber in der Reifenindustrie aufgrund der Belastungsarten des Prüfkörpers, die nicht den realen Belastungsformen der Reifen entsprechen, in den Hintergrund. Ein verbreitetes einfaches System der Ermüdungsuntersuchung stellt die De-Mattia-Prüfung (siehe Bild 20) dar, bei der es sich um einen Dauerknickversuch handelt. Bei dieser Form der Analyse wird die Lastwechselzahl bis zum Erreichen einer bestimmten Risslänge im Prüfkörper gemessen. Der Vorteil dieser Analyse ist, dass die Ermüdungsverhalten ohne großen Aufwand schnell ermittelbar sind. Nachteilig sind die nichtrealisierbare Ermittlung des Rissausbreitungsverlaufes während der Analyse und daraus resultierend ein begrenzter Aussagehalt [45].

Der Trousers-Prüfkörper wird meist für die experimentelle Bestimmung der Reißenergie *T* nach [94] als auch zur Bestimmung des Weiterreißwiderstandes im Weiterreißversuch nach DIN 53 507 [95] unter quasistatischer Beanspruchung verwendet.

Für die bruchmechanische Bewertung des Werkstoffwiderstandes gegen Ermüdungsrissausbreitung werden am häufigsten experimentelle Verfahren mit Zugbeanspruchung eingesetzt. Hierbei werden Tensile-Prüfkörper repräsentiert durch den SENT- Prüfkörper am meisten eingesetzt. Für diese Untersuchungen mit den SENT-Prüfkörpern wurde von der Fa. Coesfeld ein Prüfgerät Tear and Fatigue Analyzer (TFA) entwickelt [60]. Der TFA bietet die Möglichkeit, die praxisnahe Simulation dynamisch beanspruchter Elastomerbauteile unter realen Bedingungen quantitativ zu analysieren und online die bruchmechanischen Kennwerte zu ermitteln. Die Prüfmethode und das Gerät werden hauptsächlich in der Reifen- und Gummiindustrie eingesetzt (z. B. Continental, Hannover; Goodyear-Dunlop, Luxemburg). Die Ergebnisse der Untersuchungen sind stark von den experimentell ermitttelten Werkstoffkennwerten abhängig.

Besonders eine präzise Online-Rissfortschritt- bzw. Risskonturlängenerfassung ist bei der Verwendung von SENT-Prüfkörper von Bedeutung, da diese direkt in die Berechnung von *T* (Gl. 52) eingeht. Zurzeit wird die Online-Erfassung des Rissfortschrittes bei einem TFA mit einem optischen System gelöst, das aus einer CCD-Kamera und Auswertungssoftware besteht. Die Lösung dieses technischen Problems wirft jedoch immer fachliche Fragen und Diskussionen wegen der Genauigkeit und Methodik der Erfassung auf. Dieses System, das auf die optische zweistufige Grauwertanalyse und Durchlichtungsbeleuchtung des Prüfkörpers zurückgeht, liefert eine ausreichende Genauigkeit nur in dem Fall, dass sich die Rissoberfläche präzise parallel zum Objektiv der Kamera ausbreitet, d. h. dieses System ist nicht fähig, einen dreidimensionalen Riss zu erfassen. Dieses Problem zeigt Bild 22 am Beispiel eines mittels TFA analysierten SENT-Prüfkörpers. Im Bild 22a ist das durch eine konventionelle Bildaufnahmeapparatur des TFA aufgenommene und digitalisierte Bild des Rissverlaufes eines Prüfkörpers auf Naturkautschukbasis dargestellt. Im Vergleich dazu sind im Bild 22b und Bild 22c zum gleichen Zeitpunkt Vorder- und Rückseite des gleichen Prüfkörpers mit der Methode der Aufnahme durch Auflicht abgebildet.

Nach [6] wurde nachgewiesen, dass ein Riss sich orthogonal zur Richtung der Hauptspannung ausbreiten sollte. Es wird jedoch im Bild 22 deutlich, dass sich der Riss auf unterschiedliche Art und Weise kompliziert ausbreitet, d. h. nicht orthogonal zur Richtung der Hauptspannung und mit der einhergehenden Bildung von verzweigten Rissen und Kavitäten. Eine konventionelle Bildaufnahmeapparatur des TFA ist nicht in der Lage, dieses Verhalten zu erfassen. Diese Tatsache geht auf die zweistufige Grauwertanalyse, Durchlicht und einseitige Rissverlaufserfassung zurück. Im Bild 22b und Bild 22c ist ein weiteres Phänomen zu erkennen: der dreidimensionale Rissverlauf, der wiederum nicht bei der konventionellen Methode erkennbar ist.



a) Vorderseite – Durchlicht b) Vorderseite – Auflicht c) Rückseite - Auflicht

Bild 22: Mittels TFA ermittelter Rissverlauf an dem SENT-Prüfkörper bei Bildaufnahmen mit Durchlicht (a) und zum gleichen Zeitpunk mit Auflicht aufgenommene reale Bilder der Vorder- und Rückseite des gleichen Prüfkörpers - (b) und (c)

Eine notwendige Bedingung für die Rissabweichung von der orthogonalen Richtung zur Hauptspannung und Bildung der Rissverzweigung ist ein hinreichender Energiefluss in die Prozesszone, d. h. eine hinreichend große Energiefreisetzungsrate *G*, welche die Bildung mehrerer Risse, Kavitäten und deren anschließende Fortpflanzung ermöglicht. Die Bestimmung von *G* ist in der Regel aufwendig, da diese Größe im Allgemeinen von der Geometrie des Bauteiles, von der Zeit bzw. der aktuellen Risslänge und von der Rissgeschwindigkeit abhängt. Eine einfache, grobe Abschätzung für *G* kann man unter Vernachlässigung der Trägheitskräfte aus dem entsprechenden statischen Problem gewinnen, was aber nicht aussagekräftig für die dynamische Belastung der Elastomere ist [1].

Eine Schlussfolgerung aus den bisherigen Erkenntnissen lautet, dass Methoden zur Genauigkeitserhöhung und Verbesserung der Analyse der dynamischen Rissausbreitung angewendet werden müssen. Prinzipiell bestehen folgende Lösungsmöglichkeiten:

1. Verbesserung der Risskonturerkennung und -quantifizierung

   - Entwicklung einer Methode zur Erkennung und Aufnahme der Kontur der von der orthogonalen Richtung zur Hauptspannung abweichenden als auch verzweigten Kavitäten bzw. Risse

   - Entwicklung und Optimierung der optischen Prüfmethode der Rissausbreitungs-erfassung für den dreidimensional orientierten Rissverlauf als auch der von der orthogonalen Richtung zur Hauptspannung abweichenden und verzweigten Kavitäten bzw. Risse. Hierbei können bei komplizierten Rissverläufen an der Makroskala (d. h. ohne Rücksichtnahme auf die Rissoberflächenrauhigkeit) unter Berücksichtigung der optischen Aufnahmemethode nur zwei Formen (Risse mit einer sichtbaren und unsichtbaren Rissoberfläche) auftreten. Die Aufnahmemethodik kann durch die Verbindung zweier Prozesse erweitert werden. Für die Ermittlung der Oberfläche des sichtbaren Risses kann ein Prozess der Grauwertanalyse mit der digitalisierten Abrasterung der Grauwertstufen, die der Tiefe der Rissoberfläche in normaler Vektorrichtung zur Prüfkörperfläche entsprechen, verwendet werden. Die Oberfläche des unsichtbaren Risses kann dann mittels den zum Verzerrungszustand des Rissspitzenfelds zugeordneten und abgeleiteten Gleichungen ermittelt werden. Zum Einsatz dieser Methode muss jedoch erst ein Zusammenhang zwischen den Verzerrungszuständen in

der Bruchprozesszone, und dem Rissausbreitungsgradienten, der von der orthogonalen Richtung zur Hauptspannung abweichenden und nichtabweichenden, als auch verzweigten Kavitäten bzw. Rissen unter dynamischer Belastung, gefunden und theoretisch beschrieben werden.

2. Verminderung eines komplizierten Rissverlaufes

- Die Praktische Erfahrung hat in der Vergangenheit gezeigt, dass bei der Verwendung von Pure-shear-Prüfkörpern die Wahrscheinlichkeit für das Auftreten derart komlizierter Rissverzweigung und -verläufe, wie im Bild 22 gezeigt, relativ gering ist. Aufgrund der festgelegten Bedingungen und der geltenden Unabhängigkeit des bruchmechanischen Parameters T von der Risslänge (Gl. 56) sind Pure-shear-Prüfkörper für die Analyse der dynamischen Rissausbreitung von Elastomeren demzufolge besonders zu empfehlen. Die Ursache dafür bildet die Geometrie des Pure-shear-Prüfkörpers, dessen Geometrieverhältniswert an die Bedingung $L_0 << W$ geknüpft ist. Dabei wird in der Mitte des Prüfkörpers ein Bereich definiert, bei dem nach Beanspruchung unter Deformationsverhalten eine reine Scherung besteht. Mit diesem Prüfkörper ist die Möglichkeit gegeben, bei einer Vielzahl von Beanspruchungszyklen und Belastungsamplituden den Rissverlauf bei definiertem Deformationsverhalten bzw. Verzerrungszuständen zu beobachten. Darüber hinaus werden komplizierte 2D- und 3D-Rissausbreitungszustände an der Rissspitze im Bereich der reinen Scherung vermieden. Dies bedeutet gleichzeitig, dass sich die Rissspitze unmittelbar im Bereich der reinen Scherung befinden muss und führt zur Hypothese der Notwendigkeit einer Verminderung des Einflusses der Kerbgeometrie und Kerborientierung auf die Rissausbreitung, was wiederum einen signifikanten Einfluss auf die bruchmechanischen Kennwertdaten haben kann.

Da jedoch Prüfmaschinen zur Durchführung von dynamischen bruchmechanischen Untersuchungen häufig nur die Prüfung eines Prüfkörpers erlauben, bestand ein wesentliches Ziel der Arbeit darin, die experimentellen Voraussetzungen für die simultane Prüfung von Pure-shear- und SENT-Prüfkörpern zu schaffen.

Dazu sind folgende grundlegende Untersuchungen erforderlich:

- Untersuchung zur Festlegung der Prüfkörpergeometrie
- Untersuchung der Einflüsse des Herstellungsverfahrens auf die bruchmechanischen Eigenschaften der elastomeren Prüfkörper
- Festlegung der Einflüsse der Kerbgeometrie auf die bruchmechanischen Eigenschaften der elastomeren Prüfkörper
- Entwicklung einer Methode zur Kerbeinbringung in elastomere Prüfkörper
- Ermittlung der Verzerrungszustände der Tensile- und Pure-shear-Prüfkörper
- Feststellung der Größe des Pure-shear-Bereiches im Prüfkörper in Abhängigkeit vom Geometrieverhältniswert $L_0:W$
- Ableitung der Berechnungstheorie für die Feststellung der minimalen Kerbtiefe a_{0min} im Pure-shear-Prüfkörper und maximalen Kerbtiefe a_{0max} im Tensile-Prüfkörper

Prüftechnisch sind folgende Konstruktionsentwicklungen nötig:

- Konstruktive Lösung zur Implementierung der Prüfkörper in den TFA

- Durchführung der Kontrollberechnung der Einsatzfähigkeit des TFA unter realen dynamischen Belastungen für die Ermittlung der Resonanzbereiche der kompletten Zusammensetzung des aufgerüsteten TFA

Teilschlussfolgerung

Im Rahmen dieses Kapitels wurde eine Recherche der numerischen und experimentellen Methoden durchgeführt, die zur Beschreibung der mechanischen und insbesondere der bruchmechanischen Eigenschaften von Elastomeren dienen. Bei der Zusammenfassung der Methodik wurde besonderes Augenmerk auf die in der Literatur zur Verfügung gestellten numerischen Modelle der hyperelastischen Materialien unter Berücksichtigung der Isotropie, Homogenität und Inkompressibilität, die in FE-Analysen eingesetzt werden kann, gelegt, um die mechanischen Eigenschaften des elastomeren Prüfkörpers nachzuvollziehen und festzustellen. In dieser Arbeit wurden weiterhin alle Berechnungen mittels FE Analyse mit dem Einsatz des erwähnten Ogden-Materialmodells durchgeführt. Zur experimentellen Festlegung der bruchmechanischen Kennwerte im Bezug auf die Prüfkörpergeometrie wurde ein theoretischer Hintergrund für die bekannten Geometrien und Analyseverfahren zusammengelegt. Es wurde gezeigt, dass die Tensile- und Pure-shear-Prüfkörper einen realitätsnäheren Einsatz im Vergleich zu der bereits jetzt schon selten verwendeten De-Mattia-Analyse und deren Prüfkörpern darstellen. Zur Durchführung der experimentellen Untersuchungen wurden die Einsatzbereiche der einzelnen Methoden und Prüfkörper definiert. Dabei wurde das Problem der Inhomogenität der Polymermatrix und den daraus resultierenden Rissen, die sich nicht orthogonal zur Richtung der Hauptspannung ausbreiten bzw. verzweigten Rissen und Kavitäten, aufgegriffen.

3 Theoretische Betrachtung zur Verformung von Tensile- und Pure-shear-Prüfkörpern

Ein elastomer Prüfkörper, der äußeren Kräften ausgesetzt ist, tendiert dazu, sich zu bewegen oder seine Bewegung zu verändern. Diese Verschiebung kann allgemein vier verschiedene Arten beinhalten: *Translation, Rotation, Dilatation* und *Verformung*. Im Fall der dynamischen Zugbelastung wird nur die Verformung des Prüfkörpers auftreten, die *homogen* oder *inhomogen* sein kann.

Die homogene und inhomogene Verformung sind wie folgt definiert: Eine Verformung ist homogen, wenn alle Teile eines Körpers eine Verformung erfahren, die durch gleiche Intensität, Art und Richtung der Versetzung charakterisiert wird. Ein typisches Kriterium ist, dass gerade und parallele Linien und Flächen gerade und parallel bleiben, wohingegen Kreise zu Ellipsen werden. Ist die Verformung im Körper unterschiedlich von Ort zu Ort, dann ist die Verformung inhomogen. Gerade Linien und Flächen werden gekrümmt und parallele Linien und Flächen bleiben nicht parallel. Kreise werden zu komplexen, geschlossenen Formen [28].

Das Konzept der finiten Verformung ist meistens für Elastomerwerkstoffe nützlich, in denen die Deformation als einheitlich und homogen betrachtet werden kann. Deswegen ist es notwendig, Verformungen durch Prüfmoden zu beschreiben, die zur Ermittlung der bruchmechanischen Kennwerte eingesetzt werden.

Homogene Verformung

Wenn ein Elastomerprüfkörper eine homogene Verformung aufweist, entspricht die graphische Darstellung der homogenen Verformung einer Verformungsellipse. Die Definition der Verformungsellipse ist im Bild 23 dargestellt und lautet: Wenn ein Material sich in einem undeformierten Zustand befindet, könnte man ihn als ein Materialkreis mit Einheitsradius darstellen. Durch den Übergang zum deformierten Zustand wird homogen eine Ellipse mit zwei Hauptachsen deformiert, die vorher der Durchmesser des Kreises war. Diese Verformungsellipse (strain ellipse) ist ein zweidimensionales, graphisches Konzept, um die Menge an linearer und angularer Verformung bei der Deformation des Elastomerprüfkörpers zu visualisieren. Die Verformungsellipse wird durch ihre Hauptachsen definiert, die als die Hauptverformungsachsen (principal strain axes) bekannt sind.

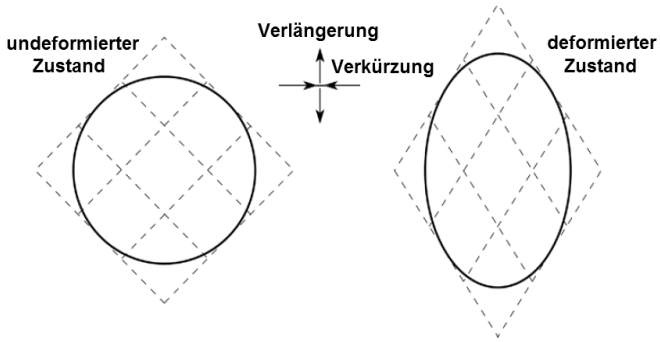


Bild 23: Homogene Deformation eines Kreises zu einer Elipse

Die Deformationen bilden die Ursache für die Entstehung der Verformungsellipsen. Es ist notwendig zu wissen, wie sie sich während der Deformation entwickeln. Als erste Näherung wird angenommen, dass die allgemeine Verformung homogen ist und dass sie in zwei Dimensionen (ebene Verformung), in denen keine Änderung der Fläche stattgefunden hat, behandelt werden kann. Die allgemeine Deformation hat zwei Endglieder:

- die einfache Scherung (simple shear) und
- die reine Scherung (pure-shear).

Einfache Scherung

Einfache Scherung (Simple shear) (siehe Bild 24) tritt auf, wenn ein Schichtstapel rechts oder links mit jeder mehrmals hintereinander intervenierenden, gleich dünnen Schicht geschert wird, die sich über ihren unteren Nachbar schiebt. Es gibt eine einfache Scherung, wenn die Länge der y-Achse der Verformungsellipse konstant bleibt. Ein Viereck, das einer einfacher Scherung unterworfen ist, wird in ein Parallelogramm umgewandelt. Die vertikalen Seiten des Quadrats drehen sich, aber bleiben während der Deformation zueinander parallel. Diese zwei Seiten verlängern sich nach und nach, während die Scherung fortschreitet, hingegen dehnen sich weder die oberen und unteren Seiten noch verkürzen sie sich. Stattdessen behalten sie ihre ursprüngliche Länge bei, die die Länge der Seiten des ursprünglichen Würfels hat und bleiben auch zueinander parallel.

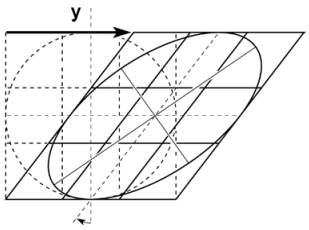


Bild 24: Schema der einfachen Scherung

Reine Scherung

Reine Scherung (Pure-shear) (siehe Bild 25) wandelt ein Quadrat in ein Viereck durch homogene Plättung um. Zwei gegenüberliegende Seiten des Quadrats werden in einer Richtung verkürzt und die anderen zwei Seiten werden in der senkrechten Richtung verlängert. Nach einer reinen Scherung bleiben die Seiten des Quadrats parallel und senkrecht.

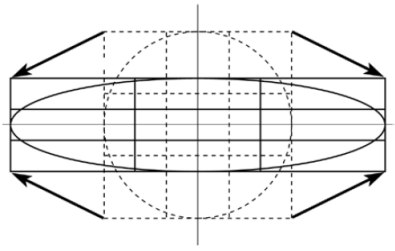


Bild 25: Schema der reinen Scherung

In mehreren Publikationen z. B. [6], [69] wurde mittels FE-Analyse und numerischen Berechnungen nachgewiesen, dass unter Zugbelastung stehende Prüfkörper, deren Breite *W* sehr viel größer ist als ihre Länge L_0, in der Mitte ihres Körpers einen Bereich beinhalten, der unter reiner Scherung steht. Im Bild 26 ist schematisch, entsprechend der oben genannten Kriterien, ein unter Zug stehender Prüfkörper dargestellt. Mit *C* wurde der Bereich der reinen Scherung und mit *A* der Bereich, der durch die Wirkung der Kanten beeinflusst ist, bezeichnet. Bezogen auf die Einspannung des Prüfkörpers in der Prüfmaschine, die durch Befestigung der zur Richtung der Belastung orthogonal orientierten Wulst realisiert wird, wurde die Verformung im Bereich der reinen Scherung im Prüfkörper wie folgt geometrisch definiert:

$$\lambda(x) = \frac{dx}{dx_0} = 1$$
$$\lambda(y) = \frac{dy}{dy_0} = \frac{y}{y_0} = \varepsilon(y) + 1 \quad \Rightarrow \quad \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \varepsilon(y)+1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_0 \\ y_0 \end{bmatrix}. \qquad \text{Gl. 69}$$

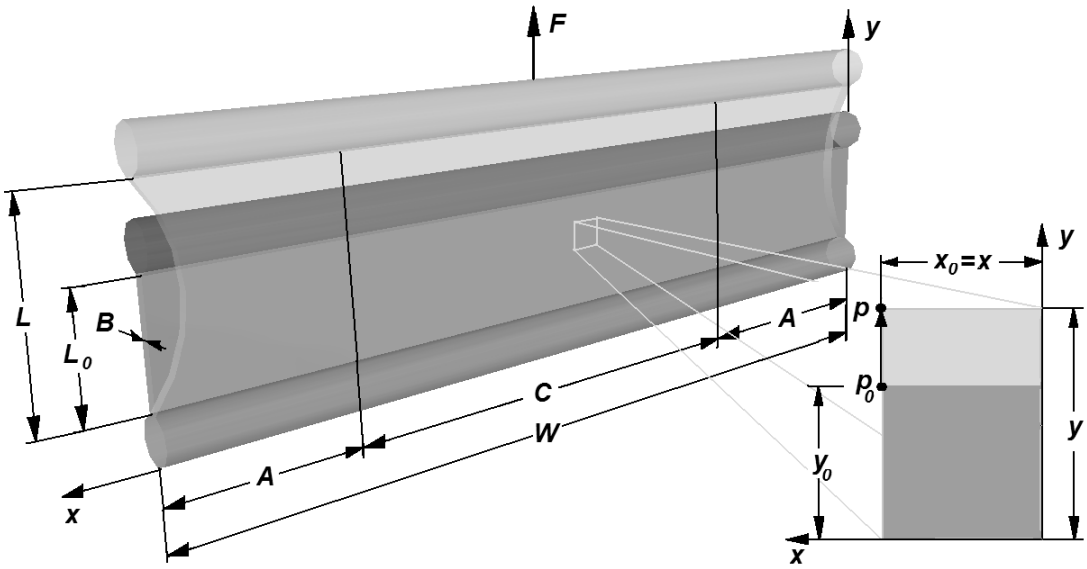


Bild 26: Schematische Darstellung eines unter Zugbelastung stehenden Prüfkörpers, dessen Breite *W* sehr viel größer ist als seine Länge L_0 – so genannter Pure-shear-Prüfkörper

In Gl. 69 wurde festgestellt, dass der in der Prüfmaschine eingespannte Prüfkörper eine Verformung im Bereich der reinen Scherung beinhaltet, die sich nur in der y-Richtung manifestiert. Die Deformationen in x-Richtung bleiben gleich Null. Dieser Bereich, der sich auf diesen Zustand bezieht, wird weiter als Pure-shear-Bereich bezeichnet.

Die homogene Verformung im Pure-shear-Bereich wird durch die äußere Spannung verursacht und durch die Verformungsenergiedichte W_E gekennzeichnet. Die Verformungsenergie bezogen auf das belastete Probekörpervolumen wird in der y-Richtung mit der Gleichung (Gl. 54) beschrieben.

Im Vergleich dazu tritt im Bereich, der unter Wirkung der Kanten steht, eine inhomogene Verformung auf, die mittels eines komplizierten Spannungszustandes verursacht wird.

Entsprechend dieser Annahme wurde für zwei Prüfkörper eine FE-Analyse durchgeführt, um das grundlegende Verformungsverhalten der unterschiedlichen Prüfkörpergeometrien grundsätzlich zu definieren und den Pure-shear-Bereich im Prüfkörper nachzuweisen. Im Bild 27 a und 24 b sind die Ergebnisse der FE-Analyse eines schmalen bzw. eines Prüfkörpers mit einem Verhältnis Länge zur Breite $L_0:W > 1$ (genannt Tensile-Prüfkörper) (Bild 27a) und breiten bzw. Prüfkörper mit einem Verhältnis Länge zur Breite $L_0:W < 1$ (genannt Pure-shear-Prüfkörper) (Bild 27b) bei 100% Dehnung abgebildet. Zur aussagekräftigen Beschreibung des Verformungsverhaltens der Prüfkörper wird die Verformung in x-Richtung dargestellt. Es konnte deutlich nachgewiesen werden, dass im Tensile-Prüfkörper kein oder nur ein minimaler Pure-shear-Bereich auftritt. Im Gegensatz dazu bildet sich im Pure-shear-Prüfkörper ein breiter Pure-shear-Bereich aus (gekennzeichnet durch *C*). Der Verformungsbereich, der sich in x-Richtung ergibt (Bild 26), ist durch A gekennzeichnet und wird als Kanteneffekt bezeichnet.

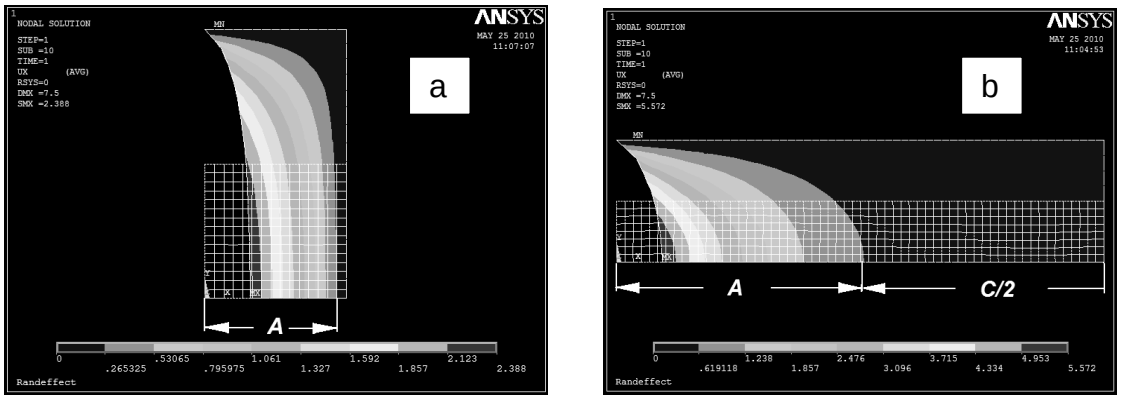


Bild 27: Darstellung des Verformungsverhaltens in x-Richtung in [mm] des symetrischen Modells des Tensile- (a) und Pure-shear-Prüfkörpers (b) unter 100% Dehnung

Die unterschiedliche Geometrie hat eine unterschiedliche Größe des Pure-shear-Bereiches in den Prüfkörpern zur Folge. D. h., dass der Pure-shear-Bereich signifikant vom Verhältnis der Länge zur Breite des Prüfkörpers abhängt. Aus den Grunduntersuchungen wird deutlich, dass je kleiner das Verhältnis L_0:W ist, desto größer wird sich die Breite des Pure-shear-Bereiches ausbilden. Mit dieser Erkenntnis lässt sich unter Anwendung der Gleichung der Verformungsenergiedichte (Gl. 54) aufgrund der minimalisierten Verformungszustände in x-Richtung höhere Genauigkeit erzielen.

Hieraus ergeben sich wichtige Fragestellunge: Welcher Zusammenhang zwischem dem Geometrieverhältnis L_0:W des Prüfkörpers und der Größe des Pure-shear-Bereiches besteht und welchen Einfluss die Größe des Pure-shear-Bereiches auf die bruchmechanischen Eigenschaften hat. Diese Fragen sollen in den nächsten Kapiteln beantwortet werden.

Teilschlussfolgerung

In diesem Kapitel wurde die theoretische Beschreibung des Verformungsverhaltens in den Tensile- und Pure-shear-Prüfkörpern zugrunde gelegt. Es wurde festgestellt, dass sich im Pure-shear-Prüfkörper ein breiter Pure-shear-Bereich im Vergleich zum Tensile-Prüfkörper befindet. Diese Behauptung hat zusammen mit den in der Literatur übereinstimmend beschriebenen Theorien den Vorteil des präzise definierten Verformungszustandes bei einem Pure-shear-Prüfkörper gegenüber dem Tensile-Prüfkörper in den Vordergrund gestellt.

4 FE-Analysen zur Berechnung der Reißenergie in Abhängigkeit vom Prüfkörpertyp und der Kerbgeometrie

In diesem Kapitel werden die Tensile- als auch Pure-shear-Prüfkörper einer FE-Analyse sowie experimentellen Untersuchungen unterworfen, um die theoretischen Grundlagen zu verifizieren, die einen Zusammenhang zwischen dem Spannungsverhalten im Prüfkörper zur bruchmechanischen Analyse der Elastomere beschreiben. Dabei soll auf die Einsetzbarkeit, die Aussagefähigkeit und die Prüfbarkeit der einzelnen Prüfmoden für die Analyse der dynamischen Rissausbreitung in Elastomeren eingegangen werden.

Zur Verifizierung des theoretischen Hintergrundes der Bruchmechanik von Elastomeren wurde, entsprechend der im Kapitel 2.4 erwähnten Theorie der Hyperelastizität, eine FE-Analyse durchgeführt. Die FE-Analyse geht auf die experimentell ermittelten Daten des SD-Verhaltens, die die Datenbasis jedes Materials bilden, zurück. Demzufolge wurde für die Berechnung ein exaktes schon o. g. energetisches Ogden-Materialmodell eingesetzt. Die Berechnungsmodelle basieren auf der symmetrischen Geometrie des Prüfkörpers und es wurde ein Viertel des Prüfkörpers, das im Bild 28 mit Rahmen gekennzeichnet ist, modelliert. Es wurden dafür Plane-182-Elemente verwendet. Es wurde dabei von einer Dehnungsamplitude von 50% ausgegangen, bei der der Zusammenhang zwischen der Reißenergie zur aktuellen Risslänge unter Berücksichtigung des Geometrieverhältniswertes L_0:W und der Lokation der Kerbe beobachtet wurde. Für die notwendige Bewertung des Einflusses des Geometrieverhältniswertes L_0:W gibt es zwei Möglichkeiten: entweder variable Länge L_0 und konstante Breite W oder konstante Länge L_0 und variable Breite W des Prüfkörpers.

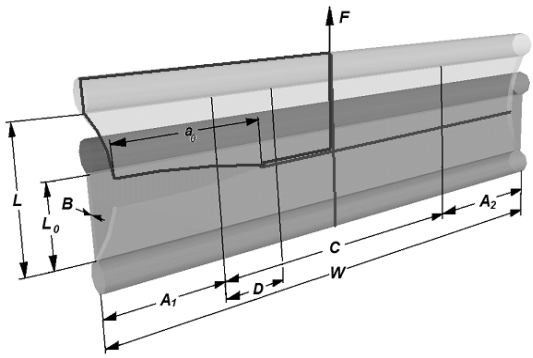


Bild 28: Darstellung des in der FE-Analyse modellierten symmetrischen Bereiches

Im Bild 29 sind die Ergebnisse der FE-Berechnung in Form der Abhängigkeit der Reißenergie von der Risslänge in Pure-shear-Prüfkörpern für ein unverstärktes SBR-Vulkanisat dargestellt. Es wurden Geometrieverhältniswerte von 1:12 und 1:4, mittels variabler Länge L_0 und konstanter Breite W erzielt. Weiterhin wurden die Dehnamplitude 10, 30 und 50%, realisiert. Es ist ersichtlich, dass sofern sich die Rissspitze im Bereich des Kanteneffektes befindet, d.h die Risslänge $a < a_{0min}$, die Reißenergie erst bei einer sehr kleinen Risslänge einen linearen Anstieg aufweist, der der Gl. 52 entspricht und sich außerhalb der Gültigkeit dieser Gleichung in einem nichtlinearen Übergang bei der Ausbreitung des Risses zur konstanten Reißenergie, die mittels die Gl. 56 definiert ist, im Pure-shear-Bereich auflöst. Das nichtlineare Verhalten im der y-Achse nahen Bereich entspricht den Bereichen des Rissspitzenverhaltens D der beidseitigen Kerben, da sich die Spannungsfelder in der Umgebung der Rissspitzen bei einer großen Risslänge überlagern und demzufolge beeinflussen. Die Dehnamplitude hat keinen Einfluss auf die normalisierte Reißenergie.

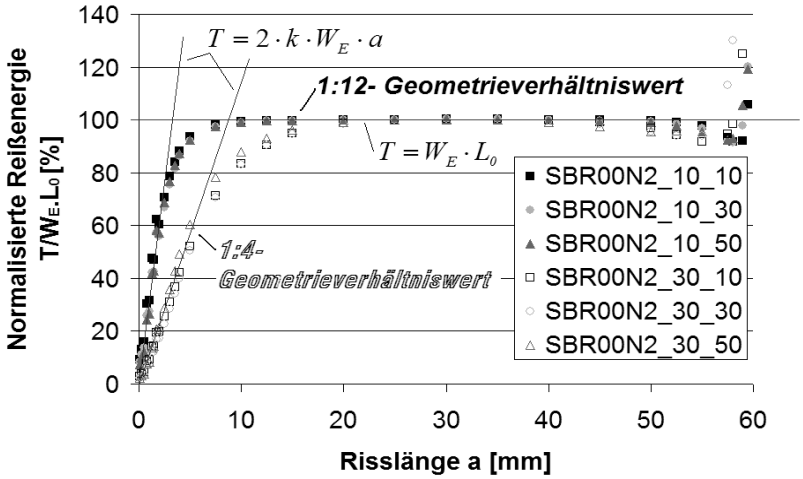


Bild 29: Abhängigkeit der Reißenergie von der Risslänge im Pure-shear-Prüfkörper mit beidseitigen seitlichen Kerben unter Berücksichtigung der Beanspruchungsamplitude und des Geometrieverhältniswertes

Zeichnet man unter der gleichen Annahme die Werte der Reißenergie für einen einseitigen seitlichen Rissfortschritt durch die gesamte Prüfkörperbreite des Pure-shear-Prüfkörpers auf Basis von unverstärktem SBR unter 10% Dehnamplitude Bild 30 ein, dann findet man auch für die kleinen Risslängen einen linearen Anstieg entsprechend Gl. 52, an den sich weiter ein nichtlinearer Übergang anschließt. Im weiteren Verlauf kommt es bei der Ausbreitung des Risses zur konstanten Reißenergie im Pure-shear-Bereich entsprechend der Gl. 56. Die nichtlineare Abnahme der Reißenergie im Endbereich des Prüfkörpers geht in diesem Fall auf den Einfluss des Kanteneffektes A_2 zurück (siehe Bild 26).

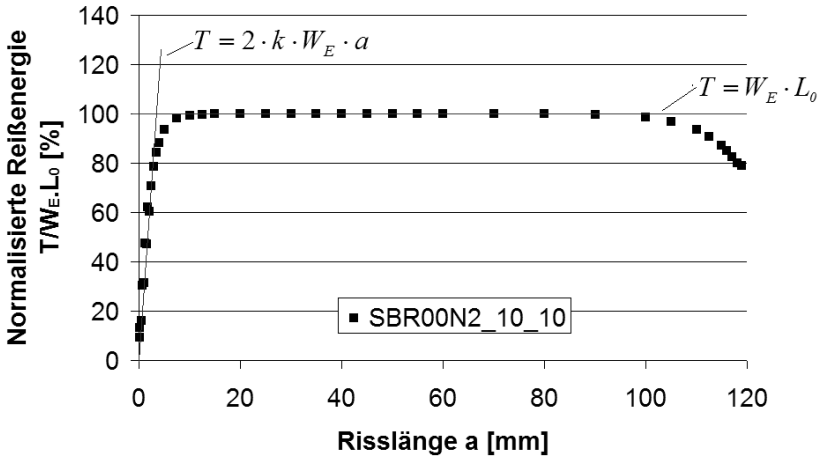


Bild 30: Abhängigkeit der Reißenergie von der Risslänge in Pure-shear-Prüfkörper mit nur einer einseitigen seitlichen Kerbe

Im Bild 31 sind von mittig gekerbten Prüfkörpern auf Basis von unverstärktem SBR mit den Geometrieverhältniswerten 1:12 und 1:4 unter 10% Dehnamplitude die Ergebnisse über den gesamten Bereich der Risslänge zusammengefasst. Wie man erkennt, weist die Reißenergie beim Übergang von kleiner zu grober Risslänge einen Übergangspeak auf, der nicht der Theorie entspricht. Dieser Übergangspeak trat bei allen berechneten Prüfkörpern mit einem mittigen Riss, bis zu einer Dehnamplitude von 50% auf. Es wurde in [69] nachgewiesen, dass sich der Übergangspeak

bei Dehnamplituden über 100% nicht mehr manifestiert. Die Darstellung der Ergebnisse im Bild 31 zeigt, dass ein Pure-shear-Prüfkörper, der eine Kerbe in der Mitte des Körpers enthält, nur eine sehr geringe Zone des Pure-shear-Bereiches hat. Die Größe dieses Bereiches hängt signifikant vom Geometrieverhältniswert ab, wobei sich bei einem Wert L_0:W = 1:4 im Prüfkörper kein Pure-shear-Bereich mehr befindet. Es wurde aus der FE-Analyse die minimale einsetzbare Kerbtiefe für die Untersuchung der Rissausbreitung von Elastomeren ermittelt und auf den Wert a_{0min}=25% der Breite des Prüfkörpers für den Geometrieverhältniswert L_0:W = 1:12 festgelegt. Dabei ist aber die Einsatzfähigkeit der Analyse der Rissausbreitung auf die Größe des entsprechenden Pure-shear-Bereiches angewiesen.

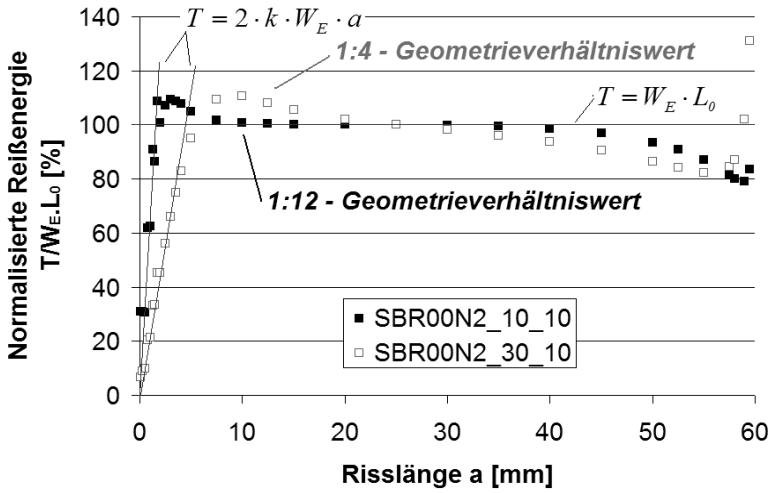


Bild 31: Abhängigkeit der Reißenergie von der Risslänge im Pure-shear-Prüfkörper mit einer Kerbe in der Mitte des Prüfkörpers

Bei den bisher beschriebenen Analysen wurden Prüfkörper mit einem maximalen Geometrie-verhältniswert L_0:W = 1:4, der durch die variable Länge L_0 und konstante Breite W erzielt wurde, untersucht. Aber falls der Geometrieverhältniswert mittels konstanter Länge L_0 und variabler Breite W erzielt wurde, wird es möglich, einen Vergleich mittels FE-Berechnung zwischen Prüfkörpern, die aus dem Geometrieverhältniswert L_0:W = 1:1 (so genannter SENT-Prüfkörper) und 1:8 (bekannter Pure-shear-Prüfkörper) bestehen, durchzuführen. Die Ergebnisse sind im Bild 32 dargestellt. Die linearen Reißenergieanstiege bei kleinen Risslängen der beiden Prüfkörper stimmen überein, d. h. in diesem Bereich ist die normalisierte Reißenergie unabhängig vom Geometrieverhältniswert. Nach einem nichtlinearen Übergang der Kurve zur konstanten Reißenergie im Pure-shear-Prüfkörper wurde demgegenüber im SENT-Prüfkörper eine nichtlineare Charakteristik für die Reißenergie ermittelt, die dem Kanteneffekt A_2 zugeordnet werden kann. Demzufolge ist der SENT-Prüfkörper wiederum nur in einem begrenzten Bereich der Gültigkeit der Gl. 52 für eine Analyse der Rissausbreitung von Elastomeren einsetzbar. Diese Tatsache setzt gegenüber dem Pure-shear-Prüfkörper hohe Anforderungen an die Charakterisierung des Bereiches mit konstanter Reißenergie und eine präzise Aufnahme des Rissfortschrittes voraus. Die FE-Berechnung des SENT-Prüfkörpers hat aber deutlich gezeigt, dass zum bisherigen Einsatz des SENT-Prüfkörpers mit einer einseitigen Kerbe diese Prüfkörpergeometrie aufgrund der Gültigkeit der Gl. 52 nur für kleinen Risslängen, aber auch zur Analyse mit beidseitigen Kerben eingesetzt werden kann, um die Quantität der gemessenen

Daten zu erhöhen und damit auch die Aussagekräftigkeit der gesamten Analyse der Rissausbreitung zu verbessern.

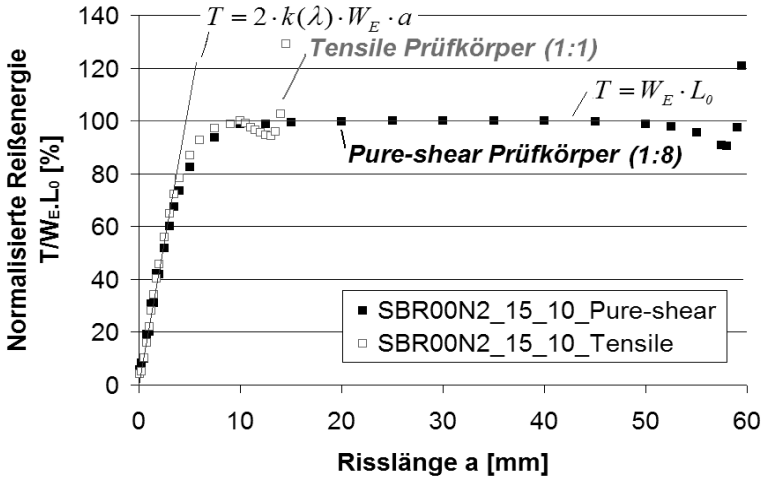


Bild 32: Abhängigkeit der Reißenergie von der Risslänge im SENT- und Pure-shear-Prüfkörper

Teilschlussfolgerung

Es wurde ein theoretischer Hintergrund zur bruchmechanischen Analyse von Elastomeren unter Berücksichtigung der Prüfkörpergeometrie bzw. des Geometrieverhältniswertes L_0:W zu Grunde gelegt. Die theoretischen bruchmechanischen Ansätze wurden mittels FE-Analyse verifiziert. Die Ergebnisse haben einen Zusammenhang zwischen Reißenergie und Risslänge aufgezeigt und dadurch einen wichtigen Beitrag zur experimentellen Ermittlung der Größen des Pure-shear-Bereiches bzw. der voraussichtlichen minimalen Kerbtiefen in Abhängigkeit von Geometrieverhältniswerten geliefert. Das hat die Präzisierung der Rissausbreitungsanalyse bezüglich der Herstellung der Kerbe mit minimal erlaubter Tiefe zu Folge, was bisher nicht Stand der Technik war. Es wurde bisher unabhängig vom Geometrieverhältnisswert eine konstante Kerbtiefe definiert. Mittels FE-Analyse der SENT- und Pure-shear-Prüfkörper wurde gezeigt, dass die Reißenergie bei Ausbreitung des Risses bei kleinen Risslängen für beide Prüfkörper übereinstimmt. Dies bildet eine Voraussetzung für den Einsatz des Pure-shear-Prüfkörper zur Ermittlung bruchmechanischer Kennwerte. Bisher kamen im Wesentlichen SENT-Prüfkörper zum Einsatz.

5 Konstruktive Entwicklung der Prüfmethode zur Analyse der dynamischen Rissausbreitung im simultanen Tensile- und Pure-shear-Prüfmodus durch Aufrüstung des TFA

In den vorausgegangenen Kapiteln wurden verschiedene Aspekte der theoretischen Untersuchung zur Bestimmung von bruchmechanischen Kennwerten diskutiert. Diese betrafen insbesondere die Geometrie des Prüfkörpers, die sich bei mechanischer Beanspruchung ausprägenden Spannungszustände in dem Prüfkörper, sowie den Einfluss der Kerbtiefe bzw. Risslänge auf die Rissausbreitung. In diesem Abschnitt der Arbeit soll der Fokus nun auf den prüftechnischen Voraussetzungen für die dynamische (zyklische) Beanspruchung elastomerer Prüfkörper liegen. Dazu soll im Folgenden auf die konstruktive Modifikation des an der TU Chemnitz seit 1996 vorhandenen Tear and Fatigue Analyzer (TFA) eingegangen werden. Dieses Gerät wurde von der Fa. Coesfeld GmbH in Zusammenarbeit mit der Fa. Bayer [60] entwickelt und ist seitdem kommerziell verfügbar.

5.1 Aufbau eines kommerziellen TFA

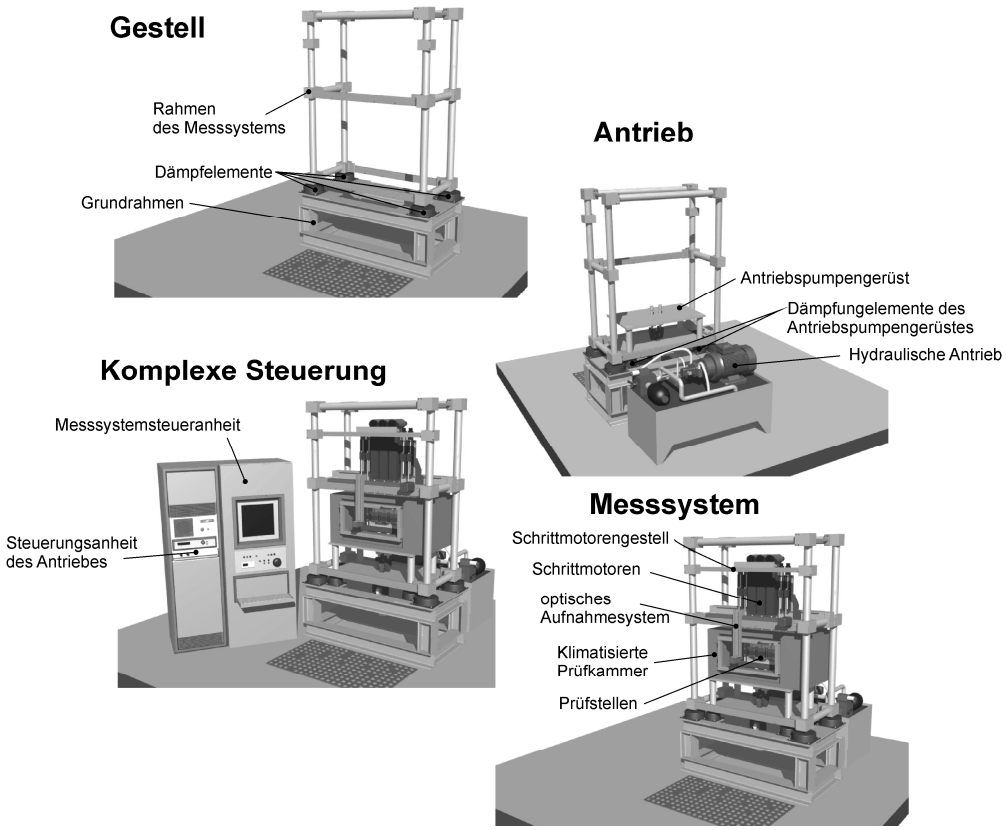


Bild 33: Baugruppen des TFA mit Unterteilung der grundsätzlichen Komponenten

Das vollständige Prüfgerätesystem TFA beinhaltet für die präzise Realisierung der Funktionen notwendige Baugruppen, die sich grundsätzlich aus den Gestellbauteilen, dem Antrieb, den Bauteilen des Messsystems, der Steuerung des Antriebes und der Messsystemsteuerung zusammensetzen. Die grundsätzliche Unterteilung der Baugruppen des TFA ist im Bild 33 schematisch dargestellt.

Gestell des TFA

Mit dem Begriff „Gestell“ wurde der Grundkörper des TFA bezeichnet. Dazu gehören:

- Grundrahmen
- Rahmen des Messsystems
- Dämpfungselemente des Rahmens des Messsystems

Das komplexe Gestellsystem bestimmt in erheblichem Umfang die Arbeits- bzw. Messgenauigkeit, aber begrenzt gleichzeitig den Messbereich des Prüfgerätes. So werden die Messwerte insbesondere durch die statische und dynamische Steifigkeit der Gestellbauteile beeinflusst. Der Messbereich des TFA bei zyklischer Beanspruchung wird durch deren dynamische Eigenschaften festgelegt. Dabei bestimmen die Eigenschaften der Gestellbauteile, bei denen selbsterregte Schwingungen auftreten können, die Genauigkeit der Messwerte. Die Frequenzeigenschaften können mittels zusätzlicher Dämpfungselemente gleichgerichtet werden. Im Gestell des TFA bilden die Dämpfungselemente ein Trennbauteil zwischen Grundrahmen und Rahmen des Messsystems, um dem Grundrahmen eine höhere Steifigkeit zu geben und den Rahmen des Messsystems von Eigenfrequenzen des Grundrahmens zu isolieren. Damit werden zwei separate, sich gegenseitig nicht beeinflussende, Rahmensysteme geschaffen. Das Gestellsystem sollte eine hohe statische wie auch dynamische Steifigkeit aufweisen. Dies kann durch die übereinander angeordneten Gestellbauteile sowie durch eine passende Geometrie der Halberzeugnisse, insbesondere durch deren richtige Werkstoffauswahl, erreicht werden. Entscheidende Einflussgrößen des Werkstoffes auf die Eigenschaften des Gestellbauteils im Einsatz sind:

- der E-Modul
- Zug- und Druckfestigkeit
- das Dämpfungsverhalten
- das thermische Verhalten (Wärmeleitfähigkeit) und
- die Dichte.

Aufgrund der komplexen Eigenschaften von Stahl, wie der hohe E-Modul und Dichte, die gute Bearbeitbarkeit oder einfache Herstellung, werden heutzutage immer noch Stahl-Schweißkonstruktionen für die Konstruktion von Gestellen eingesetzt. Das Problem sind jedoch die geringen Werkstoffdämpfungseigenschaften von Stahl. Deswegen muss im Rahmen dieser Arbeit eine zusätzliche Modalanalyse des Gestells durchgeführt werden, um die Eigenfrequenz des Gesamtsystems zu ermitteln, so dass sicher gestellt ist, dass die Messgenauigkeit der neu aufgerüsteten Prüfstellen nicht durch die Eigenverformungen des Gestells beeinflusst wird. Sollte sich zeigen, dass die Eigenverformungen die Genauigkeit der Messung beeinflussen, müssen zusätzliche konstruktive Maßnahmen ergriffen werden, um die störenden Eigenverformungen zu vernachlässigen.

Antrieb

Die Hauptantriebe des TFA dienen zum Antrieb der Prüfstellen und gewährleisten die Übertragung der Belastungsform und der Antriebsleistung aus dem Motor zu den Prüfstellen. Um die gewünschten, zeitlich veränderlichen Belastungen zu erzielen, stehen allgemein mehrere Antriebsvarianten zur Verfügung: mechanischer, elektrischer und kombinierter elektrohydraulischer Antrieb. Jeder Antrieb kann nur in

einem begrenzten Belastungsbereich eingesetzt werden. Durch einen mechanischen Antrieb können nur harmonische Belastungen erzeugt werden. Ein rein elektrischer Antrieb ist unabhängig von der Belastungsart, jedoch sehr stark durch die Antriebsleistung begrenzt, wobei höhere Belastungen nur mit steigender Antriebsleistung realisierbar sind. Eine solche Lösung bringt höhere Anlagekosten und damit auch Betriebskosten mit sich. Die optimale Lösung ist ein kombinierter servohydraulischer Antrieb, der in einem begrenzten Bereich der Hydraulikssteuerung unabhängig von Belastungsformen eingesetzt wird. Dabei übermittelt die elektrische Einheit die Leistung der hydraulischen Antriebsbauteile, die diese zur Traverse der Prüfstellen übertragen.

Der TFA ist mit einem solchen Antrieb ausgestattet und besteht aus folgenden Hauptbauteilen:

- Elektromotor in der Kombination mit Druckleitungspumpe,
- Prüfmaschinenzylinder, der eine komplette instrumentierte Antriebseinheit ist und aus dem eigentlichen Zylinder, einer Anschlussplatte, einem Servoventil, 2 Stück pulsierenden Druckspeichern und einem Wegmesssystem besteht,
- 400-Liter-Ölbehälter mit Hydraulikflüssigkeit (Öl),
- Druckspeicheranlage,
- Ölfiltern,
- Hochdruck- und Niederdruckschläuche und
- Kühlanlage des Antriebes.

Zum Antrieb gehört zusätzlich noch das Antriebspumpengerüst, das mittels Dämpfungselemente vom Grundgestell abgedämpft wird und als Gestell der Antriebspumpen dient.

Die Funktion des Antriebes des TFA ist folgende: der Elektromotor in Kombination mit der Druckleitungspumpe fördert die Hydraulikflüssigkeit in das gesamte hydraulische System und erzeugt einen Betriebsdruck im Hydraulikhauptkreis. Der Hubwegzylinder, auf dem die Prüfkörpertraverse befestigt ist, wird mittels Membranenspeicher, der den Druck im Hydrauliknebenkreis erzeugt, bewegt. Das mit einem Arbeitsregenerator gesteuerte Servoventil gibt die Amplitude, die Frequenz und den Belastungsmodus vor. Die dem Zylinder zugeführte Hydraulikflüssigkeit muss für hohe Standzeiten von Zylinder und Servoventil filtriert werden. Dazu ist das Hydraulikaggregat mit entsprechenden Filtern, die Teilchen mit Größen >5µm filtrieren, ausgestattet.

Messsystem

Das komplexe Messsystem, das im Bild 34 schematisch dargestellt und beschrieben ist, geht auf die Theorie der aussagekräftigen quantitativen Ermittlung der Verformungsenergien bzw. Verformungsenergiedichte und Messungen der Rissfortschritte in elastomeren Prüfkörpern zurück. D. h., dass die Quantität durch gleichzeitige Prüfung mehrerer Prüfkörper (hier 10 Prüfkörper) realisiert wird und die Verformungsenergien an diesen elastomeren Prüfkörpern (5) nur dann ermittelt werden können, wenn die Prüfkörper an ihren zur Belastungsrichtung orthogonal orientierten Seiten, an einer Seite zum Antrieb und an der gegenüberliegenden Seite zum Vorspannsystem, mit den freien Prüfkörperrändern in Belastungsrichtung eingespannt werden. Demzufolge stellt man sich in solchen Messsystemen

der Prüfkörper aus einer Kombination von Feder und Dämpfer in serieller Anordnung zum Spannsystem des Antriebes (10) und Spannsystems der Vorspannung (9) vor. Die Verformungsenergien werden aus den im Zyklus gemessenen Kraftverläufen *F* [N], die die Kraftmessdosen (3) aufnehmen und dem dazugehörigen Hubwegverlauf *l* [mm] bzw. der Prüfkörperverlängerung ermittelt, der bzw. die für alle Prüfkörper gleich sind.

Ermüdungsuntersuchungen werden immer bei einer konstanten Vorspannung der Prüfkörper innerhalb des gesamten Prüfprozesses durchgeführt. Für bruchmechanische Ermüdungsuntersuchungen gilt dies gleichfalls und aus diesem Grund wird für das Prüfsystem eine Vorspannungseinrichtung benötigt, die nach jedem Belastungszyklus aus einem aktuellen Kraftsignal die Vorspannung des Prüfkörpers nachregelt. Bei einer quantitativen Prüfung mittels TFA muss die Vorspannung jedes Prüfkörpers separat unabhängig von den anderen Prüfkörpern gesteuert werden. Das Messsystem des TFA ist separat für jeden Prüfkörper mit einem Vorspannsystem ausgestattet und besteht aus Schrittmotoren in Kombination mit Mutterschrauben (2) für die Übertragung der Rotations- auf Translationsbewegung sowie die genaue Einstellung der Vorspannwege. Die Schrittmotoren und Mutterschrauben sind am Schrittmotorengestell (1) befestigt.

Die Messung der Rissfortschritte erfolgt auf die frei sichtbaren Seitenflächen der Prüfkörper. Die Erfassung der aktuellen Risslängen bzw. Rissfortschritte kann mit einem manuellen oder automatischen System realisiert werden. Dem Stand der Technik entsprechend wurde dies mittels einem kontaktlosen, automatisch-optischem Erfassungssystem realisiert. Das Rissaufnahme- und Rissauswertungssystem des TFA umfasst
eine Videokamera (7), montiert auf einer horizontalen Positioniereinrichtung bzw. Linearachse (6), für die Positionierung der Kamera vor jedem Prüfkörper und eine Steuereinheit mit einer elektronischen Baueinheit für die pulsweggeführte Auslösung der Rissaufnahme mit einem Monitor (8). Die Videokamera (7) PULNIX TM – 9701 enthält einen 2/3 – Zoll – CCD – Bildsensor / Bildwandler (Pixelzahl: 768 (*H*) x 484 (*V*), Pixelgröße: 11,6 µm (*H*) x 13,6 µm (*V*) und einen integrierten Bildspeicher. Eine Rissaufnahme an einem Prüfkörper soll i. d. R. auf der steigenden Pulsflanke kurz nach Beginn des Pulses erfolgen. Um diese Zuordnung zwischen Rissaufnahme und Pulsweg zu erreichen, erzeugt ein an der Kolbenstange des servohydraulischen Zylinders (11) angebrachter Näherungsinitiator beim eingestellten Pulsweg ein elektrisches Signal. Der Flankenanstieg dieses Signals bewirkt in der elektrischen Baueinheit das für die Kameraauslösung notwendige Signal für jeweils nur eine Rissaufnahme; weitere Rissaufnahmen sind automatisch gesperrt. Ausgelöst wird jede Rissaufnahme durch eine manuelle Betätigung eines Eintasters an der elektronischen Baueinheit zu jedem beliebigen Zeitpunkt.

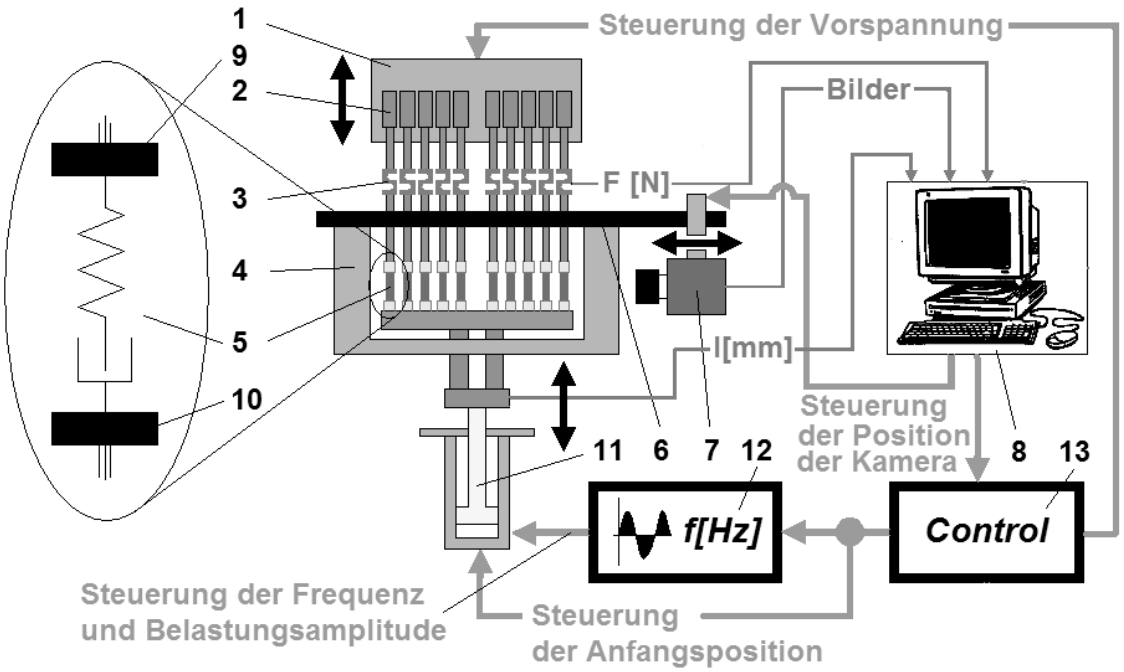


Bild 34: Schematische Darstellung des komplexen Messsystems des konventionellen TFA mit Hauptbaugruppen der Steuerung

Die Bildaufnahme des Risses erfolgt derart, dass der Riss zunächst im Objektiv der Kamera (7) zentriert und danach aufgenommen wird. Das Bild wird nun zum Frame-Grabber des Rechners (8) übertragen und nach der Methode der Schwarz-Weiß-Pixelanalyse digitalisiert. Das digitalisierte Bild wird nun im Pixelformat mit 8 Bit je Pixel verteilt, woraus sich damit 256 Graustufen ergeben. Dieses digitalisierte Graustufenbild ist für die Risslängenmessung noch nicht direkt auswertbar. Deshalb wird es in ein geeignetes Binärbild aus Graustufen umgewandelt. Dabei werden normalerweise die Graustufen 0 bis 127 als schwarz und die Graustufen 128 bis 255 als weiß reingeordnet. Im Binärbild verläuft der Riss zwischen den Graustufen 127 und 128. Auf dieser Basis wird dann die Länge des Risses als die Distanz zwischen Anfangspunkt und letztem Schwarz-Weiß-Pixel in der x-Achsen-Richtung bestimmt. Diese Methode sollte bei der Aufnahme eines einfachen Risses problemlos einsatzfähig sein. Beim komplizierten, zusätzlich von Mikrorissen gekennzeichnetem Riss, kann die Konturlänge jedoch sehr unterschiedlich sein. Dies hat zur Folge dass ein Verfahren zum Einsatz empfohlen wird, bei dem die gesamte Konturlänge erkannt und gemessen werden kann. Diese Problematik ist im Bild 35 anschaulich dargestellt.

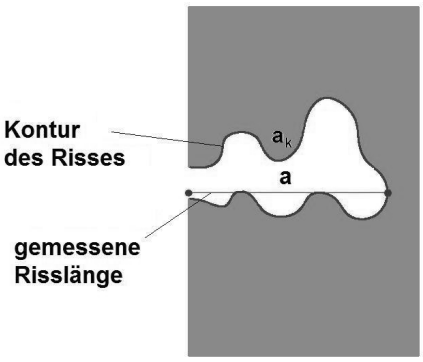


Bild 35: Prinzip der Risslängenmessung

Aufgrund der Tatsache, dass es sich bei den durch dynamische Rissausbreitung gekennzeichneten Wechselwirkungen um temperaturabhängige Vorgänge handelt, ist es notwendig, für die Vernachlässigung des Temperatureinflusses auf die viskoelastischen Eigenschaften des Elastomerwerkstoffes die Prüfungen unter konstanten Temperatur durchzuführen. Außerdem kann es nötig sein, Untersuchungen bei erhöhten Temperaturen und/oder Ozoneinfluss durchzuführen. Deshalb wurde der TFA mit einer Klimakammer (4) ausgestattet, in der die Prüfkörper

von der Umgebungstemperatur isoliert sind. Die Klimakammer des TFA sorgt für eine konstante Temperatur im Bereich von 20 bis 100 °C.

Komplexe Steuerung

Eine leistungsfähige und funktionssichere Steuerung bildet die Voraussetzung für die zuverlässige Einsatzfähigkeit der Prüfmaschine bei Langzeituntersuchungen und für die präzise Analyse der Rissausbreitung von Elastomeren. Eine Steuerung des TFA umfasst zwei Hauptbaugruppen:

- Steuereinheit des Antriebes
- Messsystemsteuereinheit

Dazu zählen:

- zentrale Steuereinheit (13) (siehe Bild 34) mit Elektroinstallation
- Rechner (8) mit großvolumigem Speicher (RAM, EPROM) und zugehöriger Software für die Steuerung des servohydraulischen Antriebes (COESFELD-Software), Schrittmotoren (APOSS) für die Positionierung der Linearachse (FESTO-Software), die Aufnahme und Digitalisierung der Bilder mit Rissfortschritt (MATLAB) und die Vermessung des Rissfortschrittes (CorelDRAW)
- Frequenzgenerator (12)
- Steuerketten und Regelkreise
- gesteuerte und geregelte Organe (Servomotor, Steuerventile u. a.)
- Schalter, Sensoren, Messsysteme (induktiver Wegaufnehmer u. a.)

Bei einem TFA hat die komplexe Steuerung folgende Aufgaben:

- Einleiten, Durchführen und Beenden der Bewegungen der Prüfkörpertraverse mit Prüfkörpern nach Vorgabe des Frequenzgenerators mit veränderlicher Frequenz und Belastungsamplitude
- Online-Steuerung der Vorspannung der Prüfkörper mittels Schrittmotoren
- Kamera mit der erforderlichen hohen Genauigkeit in die gewünschte Position fahren
- Triggerung der Bildaufnahme mit der Risslänge
- Abspeicherung der Kennwertdaten

Dabei sind die standardisierten ermittelbaren Kennwertdaten bei einem TFA folgende:

F_{tmin} – minimale Kraft des Zyklus´ des SENT-Prüfkörpers

F_{tmax} – maximale Kraft des Zyklus´ des SENT-Prüfkörpers

W_E – elastische Verformungsenergiedichte im belasteten SENT-Prüfkörper

W_{ges} – Gesamtenergiedichte im belasteten SENT-Prüfkörper

a – Risslänge in jedem Prüfkörper

5.2 Modifizierung des TFA für die Analyse des dynamischen Risswachstums durch simultane Prüfung von SENT- und Pure-shear-Prüfkörper

Die konstruktive Gestaltung und Ausstattung des kommerziellen TFA wurde für die Analyse der dynamischen Rissausbreitung in Elastomeren für die Einspannung von 10 simultan zu analysierenden SENT-Prüfkörpern konzipiert und umgesetzt. Die Aufrüstung des TFA für die neue Prüfmethode der simultanen Analyse der dynamischen Rissausbreitung mittels SENT- und Pure-shear-Prüfkörpern stellt bestimmte Anforderungen. Besonders müssen berücksichtigt werden:

- Optimierung des minimalen möglichen Geometrieverhältniswertes $L_0:W$ des Pure-shear-Prüfkörpers bezüglich maximaler Prüfstellenzahl in der Prüfkammer des TFA
- Konstruktion der Pure-shear-Prüfkörperhalterung
- Konstruktion der Prüfkörpertraverse bezüglich ansteigender Belastung, die die breiten Pure-shear-Prüfkörper verursachen
- Optimierung des Vorspannsystems für die Pure-shear-Prüfkörper mit Festigkeitsberechnung der Verbindungsstelle zwischen Prüfkörperhalterung und Vorspannsystem
- Umrüstung des Kraftaufnahmesystems für den erforderlichen Kraftmessbereich
- Aufbau und Einstellung der Steuerung für das Vorspannsystem der Pure-shear-Prüfkörper
- Optimierung der Steifigkeit der komplexen Konstruktion des TFA für die Abschirmung der Eigenfrequenzen im Messfrequenzbereich

Im Bild 36 wird die schematische Darstellung der komplex durchgeführten Modifizierungen am TFA zur Analyse der dynamischen Rissausbreitung von Elastomeren mit simultaner Prüfung von SENT- und Pure-shear-Prüfkörpern gezeigt.

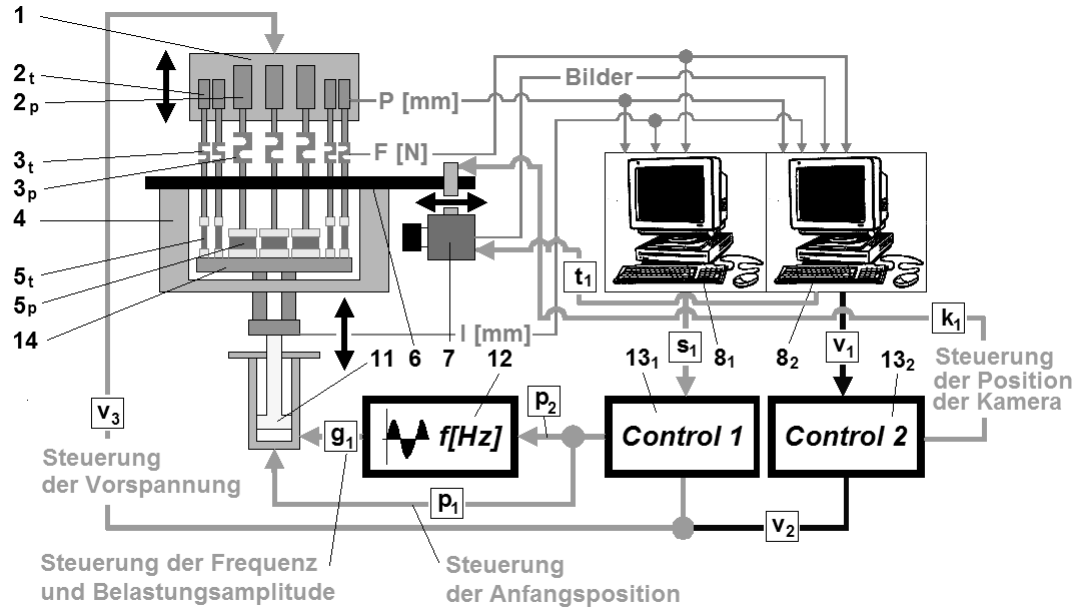


Bild 36: Schematische Darstellung der durchgeführten Um- und Aufrüstungen an dem TFA zur Analyse der dynamischen Rissausbreitung von Elastomeren mittels gleichzeitiger Prüfung von SENT- und Pure-shear-Prüfkörpern

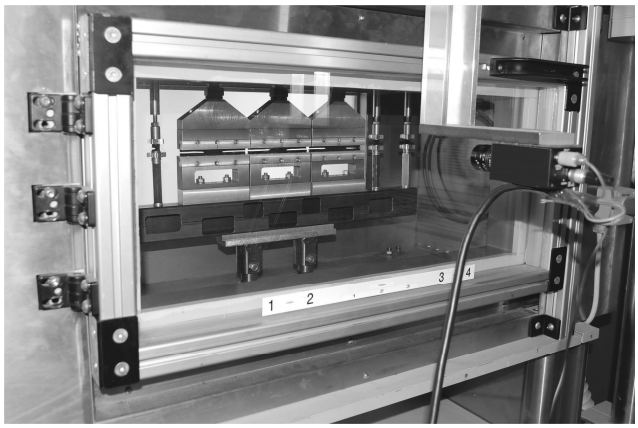


Bild 37: Aufnahme der realen umgerüsteten Prüfkammer des TFA für die Analyse der dynamischen Rissausbreitung im simultanen SENT- und Pure-shear Prüfkörper

Die Innendimensionen der Klimakammer (4) (siehe Bild 36), der notwendige Montageplatz der Prüfkörperhalterungen und die nutzungsgemäße Zusammensetzung des Kraftaufnahmesystems zusammen mit dem Vorspannsystem der Pure-shear-Prüfkörper wurden unter Berücksichtigung der für diese Prüfung geforderten Kriterien zur Aufbringung der Prüfkraft und deren Verteilung auf die einzelnen Prüfeinrichtungen mittig in der Klimakammer (4) bzw. auf der Traverse (14) aufgebaut. Mit dieser speziellen Anordnung der Prüfkörper kann die simultane Prüfung von vier SENT- und drei Pure-shear-Prüfkörpern erreicht werden. Die Erfassung der Messwerte erfolgte für SENT- Prüfkörper (5_t), die feststehend an den Seiten der Traverse angebracht sind. Die konstruktive Lösung wird dabei aus dem konventionellen TFA bewahrt. Die abgeleitete maximale Prüfkörperbreite unter Berücksichtigung der maximalen Prüfstellenzahl wird durch die Dimensionierung des Pure-shear-Prüfkörpers (5_p) mit $L_0 : W : B$ = 10-50 : 120 : 1.5 [mm] vorgegeben, wobei mit dieser Geometrie drei Pure-shear-Prüfkörper nebeneinander in der Mitte der Traverse angeordnet wurden. Diese konstruktive Gestaltung der 4 SENT- und 3 Pure-shear-Prüfkörper erfüllt und berücksichtigt alle Forderungen für eine problemlose Rissbildaufnahme.

Die Vergrößerung der Prüfkörpergeometrie ist mit einer Vergrößerung der Belastung beider Prüfungen von Pure-shear-Prüfkörper gekoppelt. Diese erforderte den Austausch des gesamten Vorspannsystems mit einzelnen Schrittmotoren (2_t, 2_p) sowie der Kraftmessdosen (3_t, 3_p). Hierbei sind die Kraftmessdosen der SENT-Prüfkörper für eine Nennkraft bis 100N und bei Pure-shear-Prüfkörpern für eine Nennkraft bis 5 kN geeignet. Das Vorspannsystem wurde mit einem separaten Rechner (8_2) und einer Steuerung (13_2) gekoppelt. Damit ist die Steuerung des gesamten Vorspannsystems unabhängig von der installierten Hardware und Software des konventionellen TFA. Durch diese Maßnahme wird gesichert, dass jeder einzelne Prüfkörper separat über eine Steuerung der einzelnen Schrittmotoren auch quasistatisch belastet werden kann. Die auf den separaten Rechner (8_2) übertragenen Signale aller sieben Kraftmessdosen wie auch die des Wegaufnehmers ermöglichen während des Prüfverlaufes die Online-Speicherung aller Be- und Entlastungsverläufe und somit auch die Bestimmung der Hysterese. Damit ist die Möglichkeit geschaffen worden, jeden Wert der Be- und Entlastung eines jeden Zyklus zur Beschreibung der bruchmechanischen Eigenschaften zu verwenden.

Im Einzelnen verläuft prüfgerättechnisch die Analyse der dynamischen Rissausbreitung von Elastomeren mit simultaner Prüfung von SENT- und Pure-shear-Prüfkörpern unmittelbar in folgender Reihenfolge ab:

1. Einschaltung des Hauptantriebes und Inbetriebnahme aller Funktionen des TFA
2. Einspannung der gekerbten SENT- und Pure-shear-Prüfkörper in die unteren Prüfkörperhalterungen
3. Einfahren der Traverse in die neutrale Prüfposition: Der Rechner (8_1) (siehe Bild 36) übersendet dazu einen Befehl durch eine Schleife (s_1) der Steuereinheit (13_1) zum Einfahren der Traverse (4) mittels servohydraulischem Zylinder (11) in die neutrale Prüfposition. Dies wird mittels der Schleife (p_1) realisiert.
4. Fahrt der Schrittmotoren in die Referenzposition: Die Schrittmotoren müssen auf eine vordefinierte Position gefahren werden, damit der Steuersoftware diese bekannt ist. Die Schleife (v_1) gewährleistet die Übertragung des Befehls aus dem Rechner (8_2) in die Steuereinheit (13_2). Die Kommunikation mit den Schrittmotoren (2_t, 2_p) mittels Schleife (v_3) sichert das Einfahren des Sollwertes der Referenzposition.
5. Manuelle Einstellung der vertikalen Position der Traverse in die entsprechende Höhe für die Einspannung der Prüfkörper
6. Einspannung der SENT- und Pure-shear-Prüfkörpern in die obere Prüfkörperhalterung
7. Vorspannung der Prüfkörper: Durch den Rechner (8_2) wird ein Befehl mittels der Schleife (v_1) der Steuereinheit (13_2) übergeben. Die Steuereinheit (13_2) regelt die Schritte der Schrittmotoren (2_t, 2_p) und spannt die Prüfkörper ein. Dabei wird das aktuelle Kraftsignal jedes Prüfkörpers aufgenommen und mittels Schleife an den Rechner (8_2) zum Abgleich mit dem Sollwert der Vorspannung gesendet. Die Differenz zwischen Ist- und Sollwert wird in inkrementelle Schritte des Schrittmotors umgerechnet und als Befehl zum Anfahren der Schrittmotoren mittels Schleife (v_1) wieder übersendet. Diese geschlossene Schleife wird solange durchlaufen, bis die Differenz zwischen Ist- und Sollwert gleich Null ist. Die Vorspannung der einzelnen Prüfkörper erfolgt dabei kraft- bzw. spannungs- oder weggesteuert. Dabei beträgt das minimale Kraftsignal 1N und das Wegsignal 0 mm.
8. Anfahren der Kamera in die Aufnahmeposition durch die Programmierung der Linearachse (6) der Kamera im Rechner 2 (8_2) und die Übertragung des binären Signals von der Steuereinheit 2 (13_2) durch die Schleife (k_1) im Schrittmotor der Linearachse mit den Randbedingungen zur genauen Positionierung der Linearachse mit Kamera bei allen Prüfkörpern mittels Zeitfunktion $f_p(t)$.
9. Eingabe der primären Randbedingungen (Belastungsmode, Frequenz, Belastungsamplitude, Vorspannung durch den Prüfungsprozess, Endprüfungskriterien) sowie Prüfung mittels Schleife (s_1) der Steuereinheit.
10. Eingabe der sekundären Randbedingungen (Anzahl der Prüfkörper, Geometrie der Prüfkörper, Rissbildaufnahmegeschwindigkeit) und Speicherung der Randbedingungen im Rechner (8_1)

11. Einschalten des Durchlichtes, das sich hinter den Prüfkörpern befindet, für die präzise optische Rissaufnahme mit der monochromen CCD-Kamera

12. Einschalten des Frequenzgenerators (12), der die Randbedingungen durch die Eingaben im Rechner (8_1) und Übertragung aus der Steuereinheit (13_1) bekommen hat und durch die Schleife (g_1) den Hubweg bzw. Amplitude, die Belastungsform und die Frequenz des servohydraulischen Zylinders steuert.

13. Durchführung der eigentlichen Untersuchung mit Aufnahme der Messwerte: Während des Prüfungsprozesses regelt die abgeschlossene Schleife (s_1-v_3-$F[N]$) automatisch die Vorspannung der Prüfkörper. Es ist wichtig zu zeigen, dass dies durch den Rechner (8_1) und die Steuereinheit (13_1) realisiert wird, um eine Korrelation der Belastungsform, der Belastungsamplitude und der Belastungsfrequenz mit der Schrittabrasterung und der Geschwindigkeit der Schrittmotoren zu vermeiden, damit die Vorspannung die Messung nicht negativ beeinflusst. Die Kraftaufnahme verläuft über den gesamten Prüfprozess mit einer programmierbaren Abrasterung, deren minimaler Wert 1 ms beträgt. Die Kraftaufnahme jedes Belastungszykluses (Hystereseschleife) während des gesamten Prüfprozesses ist aufgrund Begrenztheit der im Rechner 2 (8_2) integrierten Speicherkapazität technisch nicht realisierbar. Deshalb wurde die Auswertungssoftware mit der Funktion der Abrasterung der Be- und Entlastungszyklen ausgestattet. Darüber hinaus wird aus jedem Be- und Entlastungszyklus, auch aus dem, der nicht vollständig gespeichert wurde, die gesamte gespeicherte Energie bzw. die gesamte gespeicherte Energiedichte ausgewertet und gespeichert.

    Die Risslängenauswertung wird zurzeit als Offline-System eingesetzt. D. h., die Kamera, die mittels Linearachse (6), Steuereinheit (13_2) und Schleife (k_1) positioniert wird, damit sich der gemessene Prüfkörper immer im Zentrum des Objektivs befindet, nimmt das Bild des Risses an bestimmten Zeitpunkten auf und speichert es mittels Schleife im Rechner (8_2) ab. Eine Risslänge bzw. Risskonturlänge kann nur dann gemessen werden, wenn die Konturen nicht durch Verformung beeinflusst und sichtbar sind. Dies ist grundsätzlich mit einer optischen Aufnahmemethode nicht exakt realisierbar. Die sichtbare Risslänge bzw. Risskonturlänge könnte jedoch am Anfang der auf den Prüfkörper wirkenden Belastungsamplituden durch die Methode des Durchlichtes aufgenommen und mit entsprechender Genauigkeit gemessen werden, wenn die Rissöffnung mit seiner Kontur marginal verformt ist. Dadurch wird der genaue Zeitpunkt der Bildaufnahme der Kamera mit der Funktion des Hubweges gekoppelt. Die Aufnahme wird dann durch das Triggersignal mit der Hubwegfunktion $f(l) = 0{,}05 \cdot l$ [mm] realisiert, d. h. die Aufnahme wird zu dem Zeitpunkt stattfinden, wenn sich der Hubweg bzw. die Belastungsamplitude 5% nach der unteren Totlage befindet. Die Vermessung der Risslänge bzw. Risskonturlänge wird nach Ablauf des gesamten Prüfprozesses separat offline stattfinden. Hierfür wird die graphische Software CorelDRAW eingesetzt.

    Über den gesamten Prüfzeitraum ermöglicht der Rechner (8_2) folgende Daten online oder offline zu erfassen und zu speichern:

    F_{tmin} – minimale Kraft im Belastungszyklus des SENT- Prüfkörpers

    F_{tmax} – maximale Kraft im Belastungszyklus des SENT- Prüfkörpers

    F_{takt} – aktuelle Kraft im Belastungszyklus des SENT- Prüfkörpers

F_{pmin} – minimale Kraft im Belastungszyklus des Pure-shear-Prüfkörpers

F_{pmax} – maximale Kraft im Belastungszyklus des Pure-shear-Prüfkörpers

F_{pakt} – aktuelle Kraft im Belastungszyklus des Pure-shear-Prüfkörpers

W_{Et} – elastisch-gespeicherte Energiedichte im belasteten SENT- Prüfkörper

W_{gest} – Gesamtenergiedichte im belasteten SENT-Prüfkörper

W_{Ep} – elastisch-gespeicherte Energiedichte im belasteten Pure-shear-Prüfkörper

W_{gesp} – Gesamtenergiedichte im belasteten Pure-shear-Prüfkörper

Bild – Digitales Bild des Risses

5.2.1 Konstruktion einer Halterung für Pure-shear-Prüfkörper

Der TFA besteht wie im vorherigen Abschnitt ausführlich dargestellt, aus Baugruppen und diese wiederum aus Komponenten (bzw. Bauteilen/Einzelteilen) oder Untergruppen. Die Komponenten bestehen weiter aus einer Vielzahl von Formelelementen, die im konstruktiven Prozess miteinander kombiniert sind. Die einzelnen Formelelemente bestehen aus Geometrieelementen, die einfache aber auch komplizierte Formen haben können. Diese Geometrieelemente bilden die Grundbauteile des gesamten technischen Produktes. Die Zusammensetzung dieser Geometrieelemente bildet eine umfangreiche geometrische Struktur, die untereinander komplizierte Bindungen aufweist. Der Prozess der ingenieurwissenschaftlichen Konstruktionsentwicklung und Konstruktions-optimierung soll wesentlich dazu beitragen, um zu einer höheren Sicherheit und besseren Funktionalität dieser komplizierten technischen Produkte zu gelangen, besonders im Fall der konstruktiven Entwicklung einer Prüfmaschine, die auf hoher Messgenauigkeit basiert und hinsichtlich optimaler Spannungsverteilung bzw. minimaler Verformung im Bauteil weiter zu optimieren ist. Nach der konstruktiven Entwicklung der Bauteile wird die Berechnung der Festigkeit und hier besonders die Methode der Finiten Elemente eingesetzt, die heutzutage ein wichtiges Hilfsmittel des Maschinenbauingenieurs in der Konstruktionsberechnung ist und einen integralen Bestandteil des rechnergestützten Konstruierens darstellt. Um die FE-Berechnung einsetzen zu können, muss mit Hilfe geeigneter CAD-Programme die Geometrie des Bauteils / der Baugruppe erstellt werden. Die zusätzlichen Informationen über die Materialeigenschaften, die wirkenden Lasten und die geometrischen Randbedingungen werden bestimmt und im Preprozessor der FE-Software auf das Modell der Baugruppe, das aus der CAD-Software vollparametrisch, bidirektional und assoziativ angebunden wurde, zur Durchführung einer FE-Berechnung angewendet. Aufgrund einer komplizierten Geometrie ist es in vielen realen Fällen notwendig, Ersatzmodelle der realen Bauteile zu erzeugen und durch Optimierung weiter zu vereinfachen, so dass sie dem realen Zustand der Bauteile entsprechen, aber anderseits die Berechnung einfacher gestalten. Dies wird z. B. für symmetrische Bauteile genutzt, um den Rechenaufwand zu verringern. Es muss dabei beachtet werden, dass die Methode der Finiten Elemente immer nur das konkrete mathematische Modell inklusiv aller Näherungen löst und deshalb bei einfachen Bauteilgeometrien und Lastzuständen immer einfache manuelle Festigkeitsberechnungen zu empfehlen sind. Nach dieser Verfahrensweise wurde auch im Rahmen dieser Arbeit vorgegangen. Für die Optimierung der Baugruppen wurde die FE-Methode eingesetzt.

Bei der Auslegung und Nachprüfung von Bauteilabmessungen muss gewährleistet sein, dass die inneren Beanspruchungen, die sich aus den äußeren Belastungen ergeben, erstens mit ausreichender Sicherheit gegen Versagen des Bauteiles aufgenommen werden können und zweitens, dass die Bauteile, auch wenn diese ausreichende Sicherheit aus Festigkeitssicht aufweisen, nicht die Genauigkeit der Messung durch unerwünschte Verformung beeinflussen. Die im jeweiligen gefährdeten Bauteilquerschnitt auftretende größte Spannung darf den für diese Stelle maßgebenden zulässigen Wert nicht überschreiten. Diese zulässige Spannung ist im Wesentlichen abhängig vom Werkstoff, von der Beanspruchungs- und Belastungsart sowie der geometrischen Form des Bauteiles [75], [76]. Die Dimensionierung eines Bauteiles richtet sich dann vor allem nach der Art seines möglichen Versagens.

Der konstruktive Entwurf der Prüfkörperhalterung zur Aufnahme von Pure-shear-Prüfkörper berücksichtigt die maximalen kritischen Zustände, die bei der Analyse derartiger Prüfkörper in der Prüfkörperhalterung auftreten können. Während des Betriebes wirken auf die Prüfkörperhalterung gewollte und ungewollte Belastungen ein. Je nach Wirkung der an die Prüfkörperhalterung angreifenden äußeren Kräfte und Momente werden die im Bauteilquerschnitt verursachten inneren Kraft- und Momentenwirkungen unterschiedlich sein.

Ein Riss in einem auf Zug beanspruchten Prüfkörper breitet sich orthogonal zur Richtung der Hauptspannung aus. Das bedeutet, dass jede kleine Verformung der Prüfkörperhalterung (im Bild 39 sind diese Abweichungen vom idealen Zustand mittels der Tangenten t_1, t_2 und t_3 und entsprechenden Winkeln δ_1, δ_2 und δ_3 dargestellt) den Rissfortschritt dahingehend beeinflusst, sich immer orthogonal zur Richtung der Hauptspannung bzw. in x-Richtung auszubreiten, was jedoch zur Folge hat, dass sich der Riss im Prüfkörper auf unterschiedliche geometrische Weise nicht parallel zur Wulst des Prüfkörpers ausbreitet.

Es wurde eine Analyse der dynamischen Rissausbreitung durchgeführt, bei der die Prüfkörperhalterung unter einem Winkel von 7° zur orthogonalen Richtung der Hauptspannung orientiert wurde. Die Prüfung wurde an einem extrem langen Prüfkörper (NR60N2_20) mit der Breite W=240 mm und einem Geometrie-verhältniswert L_0:W=1:12 unter sinusförmiger Belastung mit einer 10%igen Dehnamplitude, einer Frequenz von 1 Hz und einer Kerbtiefe von 50 mm realisiert. Im Bild 38 ist eine Aufnahme dieses Prüfkörpers nach der durchgeführten Analyse mit den ausgebreiteten Rissen zu sehen. Im Graph (siehe Bild 38) ist ein berechneter Mittelwert der Rissverläufe abgebildet. Wie aus der Auswertung deutlich wird, weicht der Rissverlauf von der x-Richtung bzw. von der zur Wulst des Prüfkörpers parallelen Richtung unter einem Winkel von 7,1° mit der Schwankung entlang des Rissverlaufes ± 0,6° ab. Diese Untersuchung verdeutlicht die Wichtigkeit der Stabilität und Steifigkeit der Prüfkörperhaltung und bildet die Grundlage für eine systematische Festigkeitsberechnung der komplexen Prüfkörperhalterung, um die Verformung zu minimieren.

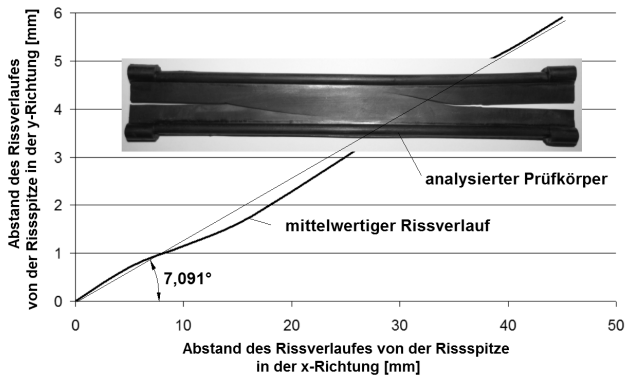


Bild 38: Unter dynamischer Belastung analysierter Prüfkörper mit dargestellten abweichendem Rissverlauf

Um den kritischen Zustand der Prüfkörperhalterung zu simulieren, wurde ein Prüfkörper nur einseitig mit einer Kerbe der Größe zwischen $0 \leq a \leq W$ versehen und unter Zugbelastung beansprucht. Dieser Zustand entspricht, wie im Bild 39 dargestellt ist, einer reinen Zug- als auch einer variablen Biegebeanspruchung der Prüfkörperhalterung. Das im Bild 39 dargestellte Modell stellt die Krafteinleitung in der komplexen Prüfkörperhalterung dar, die zum Entwurf einer gleichen Gestaltfestigkeit mit der günstigen Auslegung der Kraft unter Berücksichtigung der Verformungsminimierung dient. Es wurde eine Strategie auf Basis des Prinzips der direkten und kurzen Krafteinleitungen [76] zur optimalen Auslegung und Anordnung der Prüfkörperhalterung angewendet. Das Prinzip wählt den direkten und kürzesten Kraft- Momenten-Einleitungsweg mit Zugbeanspruchung, um die Verformung klein zu halten und den Werkstoffaufwand durch gleichmäßige Spannungsverteilung zu minimieren.

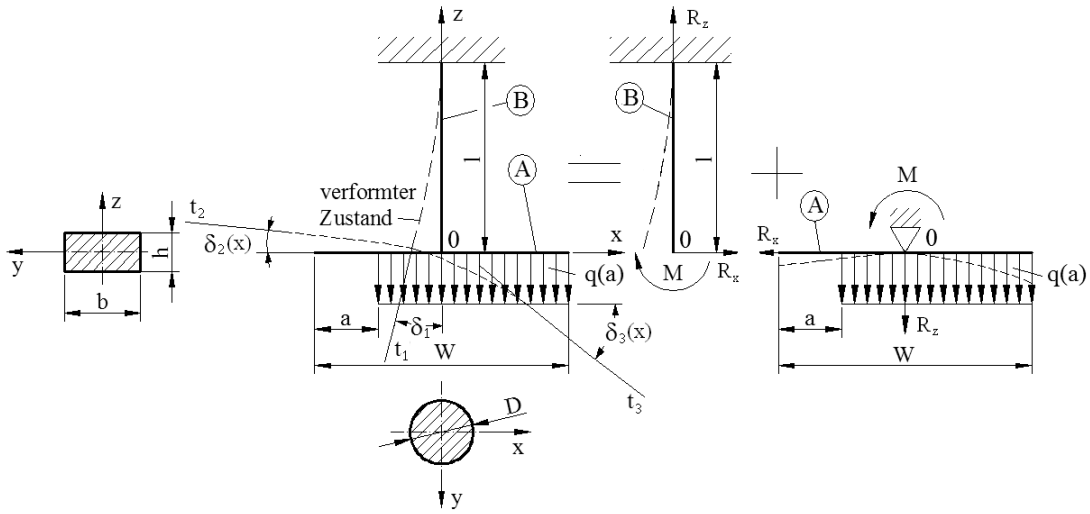


Bild 39: Darstellung der mechanischen Belastung der komplexen Prüfkörperhalterung mit Aufzeichnung im unverformten und verformten Zustand

Reale Konstruktionen bestehen häufig aus mehreren Bauteilen, die verschieden untereinander und mit der Umgebung verbunden sind. So besteht auch die Konstruktion der Prüfkörperhalterung aus zwei Bauteilen (im Bild 39 das Bauteil A – horizontales Tragwerk und Bauteil B – vertikales Tragwerk). Zur Untersuchung des Gleichgewichts bzw. der Verformung aller beteiligten Bauteile müssen Bindungen zwischen den Bauteilen gelöst und durch die mittels der Bindungen übertragbaren Reaktionen

ersetzt werden. Die Gesamtverformung der komplexen Konstruktion kann dann als Superposition der Einzelverformungen ermittelt werden.

Die Festigkeits- und Verformungsberechnung kann unter der Voraussetzung der minimalen Verformungen der Bauteile sehr vereinfacht werden, da unter minimalen Verformungen die Theorie der Verschiebekraft vernachlässigt werden kann und die Berechnung nur mit dem Kraftfluss der konstanten Position durchzuführen ist. Das horizontale Tragwerk A dient zur Übertragung der Kraft bzw. Zugbelastung über die gesamte Pure-shear-Prüfkörperbreite, wobei der Punkt 0 als stabile Bindung modelliert wird, wodurch die Verformungswinkel $\delta_2(x)$ und $\delta_3(x)$ in nächster Nähe des Punktes 0 gleich 0 sein werden. D. h., die horizontale Prüfkörperhalterung wird durch Auslösung der Bindung im Punkt 0 in zwei einseitig fest eingespannte Tragwerke mit Streckenlast aufgeteilt, deren Größe in x-Richtung unterschiedlich in beiden Tragwerken von der Risslänge *a* abhängt (siehe Bild 40). Das Modell wurde unter Berücksichtigung des sich einseitig ausbreitenden Risses in y-Richtung dargestellt und berechnet, wobei diese Tatsache dem kritischsten Zustand der Prüfkörperhalterung entspricht.

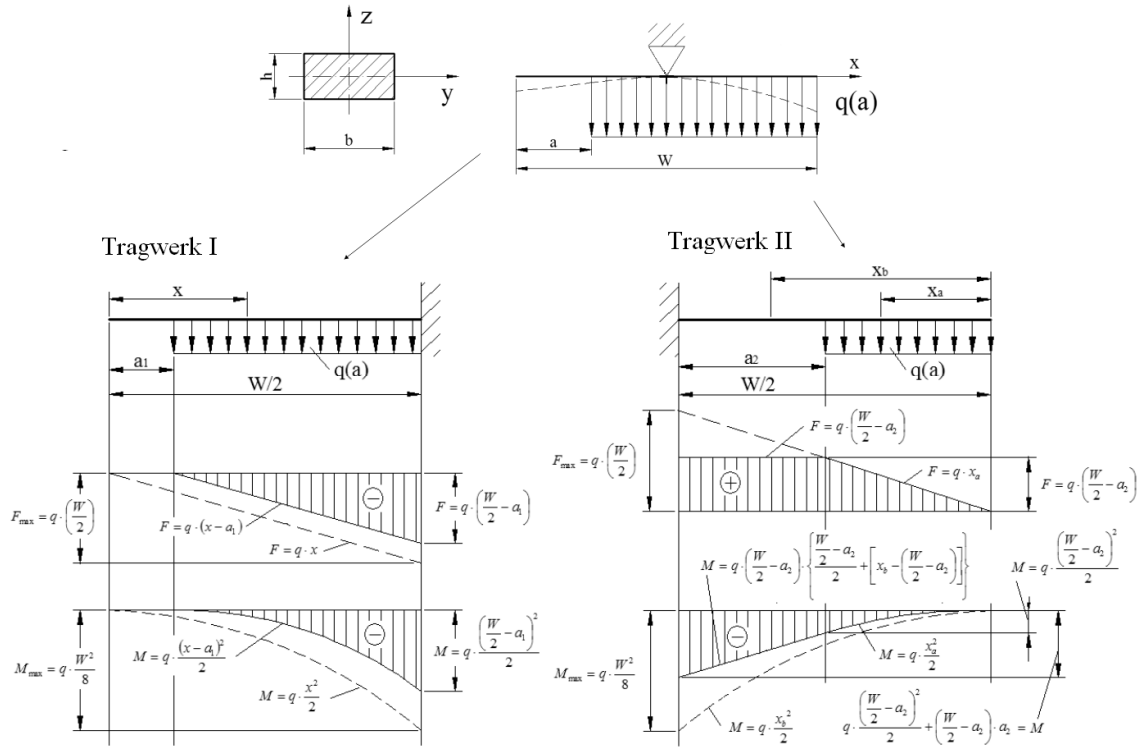


Bild 40: Auflösung der Bindung der Prüfkörperhalterung und Darstellung der Belastung des Tragwerkes A durch Streckenlast, mit berechneten maximalen auftretenden Kräften und Momenten

Für die Ermittlung der maximalen Verformung der Prüfkörperhalterung ist es von größter Bedeutung, die maximalen Reaktionen der risslängenabhängigen Streckenlast festzustellen. Betrachtet man das Tragwerk I, so ergibt sich, dass die maximalen Reaktionen bei einer Risslänge a_1 gleich Null auftreten. Mit der Rissausbreitung nimmt die Größe der Reaktionen signifikant ab, wobei im Bereich des Risses keine Reaktionen auftreten. Die maximale Kraft im Tragwerk I wird mit folgender Gleichung ausgedrückt:

$$F_{\max} = q \cdot \frac{W}{2} \qquad \text{Gl. 70}$$

Das maximale Biegemoment beträgt:

$$M_{\max} = q \cdot \frac{W^2}{8}. \qquad \text{Gl. 71}$$

Im Bild 40 sind die Verläufe und Werte der maximalen Reaktionen in beiden Tragwerken mit gestrichelten Kurven dargestellt. Demgegenüber werden die allgemeinen Zustände mit durchgezogenen Linien verdeutlicht. Breitet sich der Riss weiter um die Länge $a_1 \geq \frac{W}{2}$ aus, muss in diesem Fall die Prüfkörperhalterung durch das Tragwerk II ersetzt werden. Die maximale Kraft und das Biegemoment treten hier in dem Zustand auf, bei dem die Risslänge $a_1 = \frac{W}{2} \Rightarrow a_2 = 0$ ist. Wenn die Risslänge $a_2 > 0$ ist, sinken auch die wirkenden Reaktionen. Die maximalen Werte der Kraft und Biegemomente im Tragwerk II werden gleich den maximalen Werten im Tragwerk I sein, d. h. den Gleichungen Gl. 70 und Gl. 71 entsprechen.
Das Biegemoment *M(x)* ruft eine Biegeverformung (Durchbiegung) des Tragwerks und eine Normalspannung im Tragwerkquerschnitt hervor. Für eine optimale Festigkeitsdimensionierung muss für die Berechnung von einem maximalen Biegemoment ausgegangen werden. Es wurde nachgewiesen, dass die beiden Tragwerke I sowie II ein maximales Biegemoment bei der Streckenlast über die gesamte Tragwerksbreite *W/2* aufweisen. D. h., die Prüfkörperhalterung kann für minimale Durchbiegung auf ein symmetrisches Bauteil dimensioniert werden, wodurch die Durchbiegung exemplarisch auf das Tragwerk I berechnet wird.

Für die allgemeine Feststellung der Durchbiegung der Tragwerke steht die Differentialgleichung der Biegelinie zur Verfügung:

$$w'' = -\frac{M(x)}{E \cdot I_y}, \qquad \text{Gl. 72}$$

wobei I_y ein Flächenträgheitsmoment für den Rechteckquerschnitt eines Tragwerks darstellt.

Durch erste Integration der Differentialgleichung Gl. 72 erhält man den Neigungswinkel $\varphi = -w'$ der Biegelinie gegen die x-Achse. Die zweite Integration liefert
die Durchbiegung $w = w(x)$.

Als Werkstoff für die Prüfkörperhalterung wurde Stahl vorausgesetzt und damit der E-Modul $E = 2{,}1 \cdot 10^5$ MPa angewendet. Nach der Berechnung der Integrationskonstanten unter Berücksichtigung der Randbedingungen, dass für $x = \frac{W}{2}$ die Durchbiegung $w_A = 0$ mm ist und die zweite Randbedingung auf die Tatsache zurückgeht, dass der Neigungswinkel $w'_A = 0°$ für $x = \frac{W}{2}$ ist, kann die allgemeine Durchbiegungslinie für das eingespannte Tragwerk mit Streckenlast wie folgt abgeleitet werden:

$$w_A(x) = -\frac{q}{8 \cdot E \cdot I_y} \cdot \left(\frac{x^4}{3} - \frac{W^3}{6} \cdot x + \frac{W^4}{16} \right). \qquad \text{Gl. 73}$$

Aus Gl. 73 wurde für einen quadratischen Querschnitt des Tragwerks mit den Dimensionen *b* = 26 mm, *h* = 15 mm, *W/2* = 60 mm und maximale Kraft vorausgesetzt, die der Prüfkörper aufweisen könnte. Aus den experimentellen Untersuchungen mit den im Kapitel 6 vorgestellten Werkstoffen wurde eine Durchbiegungslinie bzw. Biegeverformung der Prüfkörperhalterung ermittelt und berechnet. Die Darstellung der Biegeverformung ist im Bild 41 aufgezeigt.

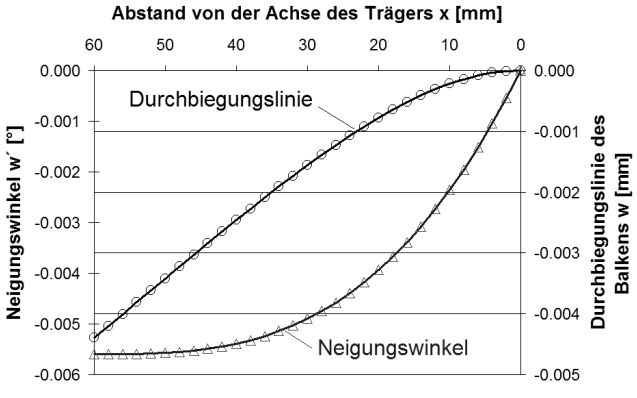


Bild 41: Biegeverformung bzw. Durchbiegungslinie der Prüfkörperhalterung

Wie aus der Durchbiegungslinie zu erkennen ist, beträgt die maximale Biegeverformung einen Wert von w_A = -4,4E-03 mm bei einem Neigungswinkel von $w_A´$ = -5,6E-3°.

Für die Feststellung der maximalen Verformung der komplexen Prüfkörperhalterung wird nunmehr für Tragwerk B eine Festigkeitsberechnung durchgeführt.

Für die Berechnung der Biegeverformung des Tragwerkes B wurde die Gl. 72 unter der Voraussetzung des maximalen Momentes eingesetzt, das der Gl. 71 entspricht. Nach der doppelten Integration der Gl. 72 bekommt man die Durchbiegungslinie des Tragwerkes B, das mit konstantem Moment M_{max} belastet ist:

$$w_B(x) = -\frac{q \cdot W^2}{8 \cdot E \cdot I_x} \cdot \left(\frac{x^2}{2} - l \cdot x + \frac{l^2}{2} \right).$$

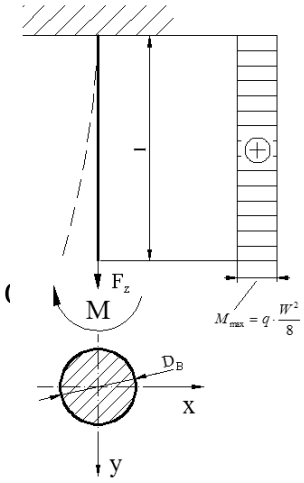


Bild 42: Belastung der Tragwerke B

Um die Verformung möglichst minimal zu halten, wurde aufgrund der größeren Länge des Tragwerkes B im Vergleich zum Tragwerk A die Methode der Berechnung des minimalen Tragwerkquerschnittes angewendet. Der Querschnitt des Tragwerkes B erzeugt eine voraussichtliche Wellenkreisgeometrie mit dem Durchmesser D_B. Der minimale Durchmesser D_{Bmin} hängt sowohl vom maximalen Biegemoment M_{max} zusammen mit vertikaler Kraft F_z, von der maximalen Tragwerkslänge l_{max}, die aus den technischen Voraussetzungen der Prüfkammerdimensionen eine unmittelbare Größe l_{max} = 200 mm betragen muss, und vom gewählten Werkstoff, d. h. vom E-Modul des ausgewählten Stahls, ab. Hierbei ist die maximal zulässige Biegeverformung im Punkt 0 (siehe Bild 39) des Tragwerkes B w_B = -5E-02 mm. Der minimale Tragwerksdurchmesser wurde dann durch

Substitution der mechanischen Kennwerte aus Gl. 74 festgestellt und beträgt D_{Bmin} = 23,3 mm.

Das zusammengesetzte Bauteil aus Tragwerk A und B, das die optimale Kraftübertragung zwischen beiden Tragwerken gewährleisten muss, bildet mit der konstruktiven Geometrieoptimierung, die im Bild 43 dargestellt ist, eine technische Verkürzung der Tragwerkslänge auf den Wert l_B = 155 mm. Demzufolge ergibt sich damit ein Sicherheitskoeffizient der maximalen Durchbiegung bzw. des minimalen Durchmessers D_{Bmin} des Tragwerkes B. Aus konstruktiven Gründen wurde der Durchmesser D_B = 26 mm gewählt. Damit wurde der Einfluss der Deformation der Prüfkörperhalterung auf die Rissausbreitung bzw. den Rissverlauf entsprechend der Untersuchung, deren Ergebnisse im Bild 38 dargestellt sind, bei der Belastung des gekerbten Prüfkörpers minimiert. Das Bild 43 stellt die Zeichnung der zusammengesetzten Prüfkörperhalterung für Pure-shear-Prüfkörper dar.

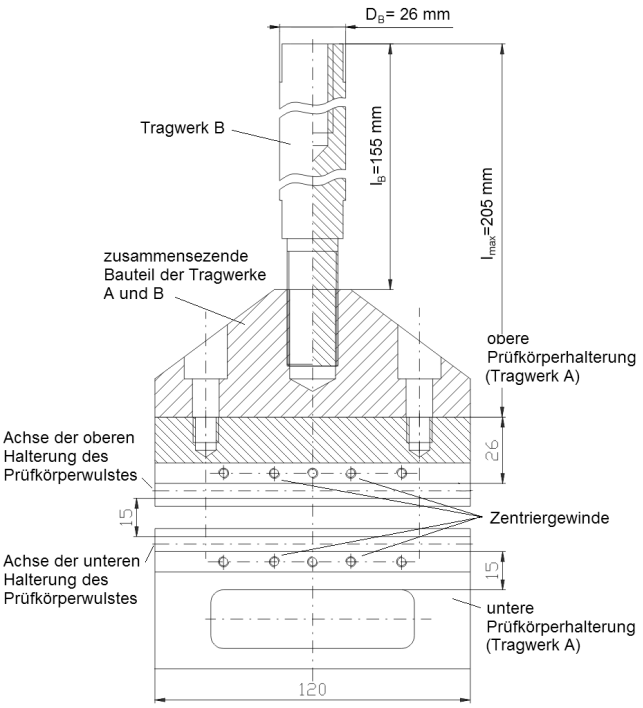


Bild 43: Zeichnung der zusammengesetzten Prüfkörperhalterung nach der Festigkeitsberechnung

Die Abweichung des Rissverlaufes von der horizontalen Achse des Prüfkörpers wird von mehreren Faktoren beeinflusst. Es wurde durch die Geometrieoptimierung der Prüfkörperhalterung erreicht, den Verformungsfaktor der Bauteile stark zu minimieren, wobei andererseits der Parallelitätsfaktor der Achsen der oberen und unteren Prüfkörperwulsthalterung nach dem Einbau der Prüfkörperhalterungen in den TFA berücksichtigt werden muss. Um eine minimale Parallelitätstoleranz zu erzielen, wurden die Prüfkörperhalterungen im oberen wie auch unteren Teil mit Zentrierungsgewinden ausgestattet, die zusammen mit einer Zentrierungsvorrichtung die Parallelitätstoleranz der Genauigkeitsklasse *H* mit dem Wert 0,1 mm längs der Prüfkörperwulstachsen gewährleisten. Das Vorgehen der Parallelitätseinstellung muss unmittelbar nach dem Einbau der Prüfkörperhalterung durchgeführt und immer nach maximal 500 Laufstunden des TFA kontrolliert und nachgestellt werden.

5.2.2 Konstruktion einer Traverse für die Prüfkörperhalterung

Für die Realisierung der gewünschten Beanspruchung der Prüfkörper musste eine optimale Lösung gefunden werden, um die Prüfkörperhalterungen parallel nebeneinander anordnen und an der Kolbenstange des servohydraulischen Zylinders befestigen zu können. Bei der konstruktiven Lösung muss neben der Anforderung an die Anordnung und die Festigkeit bzw. minimale Verformung des Bauteils in der Richtung der Belastung auch die einfache Realisierbarkeit des Prüfkörperhalterungseinbaues und die erforderliche Nachstellbarkeit der Parallelität

der Achsen der Prüfkörperwulste gewährleistet werden. Die konstruktive Lösung bietet eine viereckige Rohrtraverse, die die vorausgesetzten Belastungskräfte mittels Festigkeitsberechnung ertragen muss.

Im Bild 44 ist die konstruktive Lösung der Einspannung und Einordnung der Halterungen für die SENT- und Pure-shear-Prüfkörper zur Einspanntraverse mit bezeichneten Hauptdimensionen dargestellt. Im unteren Teil des Bildes ist das Modell der Traverse, das zur Festigkeitsberechnung mittels Software ANSYS eingesetzt wurde, dargestellt. Die Festigkeitsberechnung hat sich hauptsächlich auf die Berechnung der maximalen Spannung in den Traversenstellen zwischen den Montagemünden, in denen die maximale Spannung erwartet wurde und auf die Feststellung der maximalen Verformung der Traverse orientiert. Die Randbedingungen der Berechnung wurden wie folgt angesetzt: E-Modul $E = 2{,}1 \cdot 10^5$ MPa, Poisson-Zahl $v = 0{,}3$, maximale Kraft im SENT-Prüfkörper $F_1 = 100$ N, maximale Kraft im Pure-shear-Prüfkörper $F_2 = 500$ N.

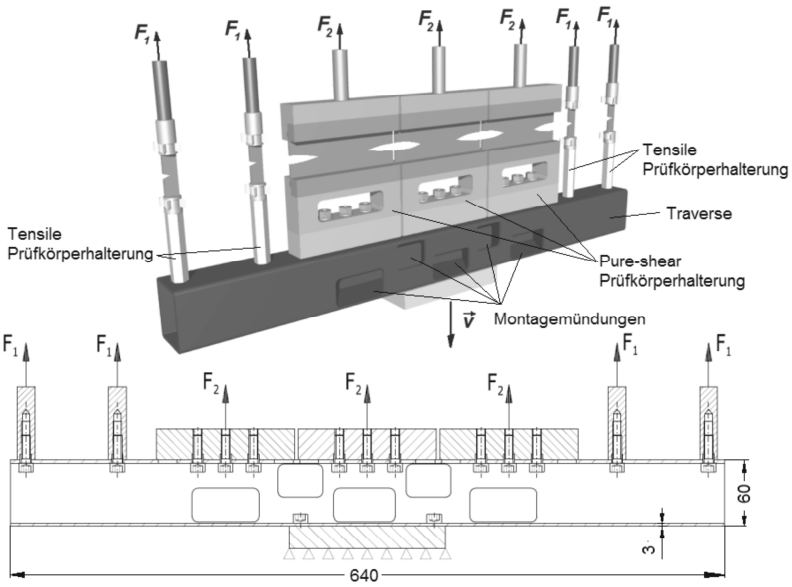


Bild 44: Konstruktive Darstellung der Traverse (oben) mit dem, für die FE-Analyse der Bauteilfestigkeit vorausgesetzten rechnerischen Modell (unten)

Im Bild 45 ist die berechnete Spannungverteilung in der Traverse aufgezeigt. Es ist ersichtlich, dass die maximale Spannung sich im Übergang der unteren Montagemündung zur eingespannten Fläche der Traverse mit der Kolbenstange des servohydraulischen Zylinders befindet. Diese maximale Spannung beträgt $\sigma_{max} = 65{,}8$ MPa, was sich unter dem kritischen Wert der erlaubten Spannung des eingesetzten Stahls $\sigma_{krit} = 200$ MPa befindet. Die Verformungsberechnung der Traverse in Beanspruchungsrichtung im Bild 46 zeigt die maximale Deformation am äußersten Punkt der y-Achse der Traverse. Der Wert beträgt $\Delta y = 4 \cdot 10^{-2}$ mm und befindet sich im Bereich der zulässigen Deformation im Bezug zu vorherigen Verformungswerten der Prüfkörperhalterung.

Bild 45: Spannungsverteilung in der beanspruchten Traverse

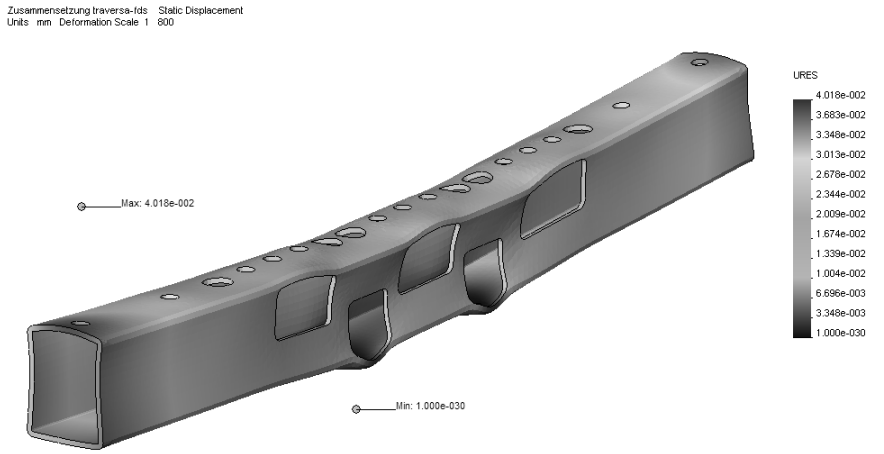


Bild 46: Verformung der Traverse in der Beanspruchungsrichtung der Traverse

5.3 Durchführung einer Modalanalyse zur Ermittlung des Resonanzbereiches des TFA

Der TFA ist ein dynamisches Prüfgerät, das sich annähernd wie ein Federschwinger verhält, mehrere Eigenfrequenzen besitzt, d. h., die Messgenauigkeit des TFA wird durch die an der Schnittstelle zwischen der unteren und oberen Prüfkörperhalterung auftretenden Abweichungen von den vorgegebenen Arbeitsbewegungen bestimmt. Diese geometrischen und kinematischen Abweichungen werden durch statische und dynamische Kräfte bewirkt, die im Kraftfluss der Maschine liegende Bauteile verformen. Im Fall des TFA betrifft dies das Gestell, den servohydraulischen Zylinder, die Prüfkörperhalterung und die Kraftmessdosenhalterung. Im Kraftfluss der Maschine liegt auch der Kameraträger, welcher zwar für die Messgenauigkeit des Prüfverlaufes keine Rolle spielt, jedoch wesentlichen Einfluss auf die optische Auswertung des Rissfortschrittes aufgrund der niedrigen Bilderfassungsgeschwindigkeit der Kamera hat. Deswegen muss das dynamische Verhalten der Konstruktion des TFA untersucht und nachträglich optimiert werden, um störende Eigenfrequenzen abzuschirmen und damit die Messgenauigkeit zu erhöhen.

Für die Optimierung der Konstruktionsfestigkeit und des Schwingungsverhaltens des TFA wurde mittels FE-Analyse eine linear-elastische, statische bzw. dynamische Berechnung eingesetzt, welche für diskrete lineare Systeme (gekoppelte harmonische

Oszillatoren) mit endlich vielen Freiheitsgraden geeignet ist. Anhand dieser einfachen Systeme lassen sich die Steifigkeitsmatrix, Last- und Verschiebungsvektoren berechnen, die den Lastzustand des Systems beschreiben.

Um das dynamische Verhalten der gesamten Struktur zu beschreiben, wurde eine Modalanalyse durchgeführt. Eine Modalanalyse wird einerseits bei der Analyse von Schwingungsproblemen an realen Strukturen und Systemen eingesetzt und messtechnisch realisiert. Zweitens entwickelt man mit ihrer Hilfe Modelle, an denen sich Untersuchungen durchführen lassen, so dass Vorhersagen über das Schwingungsverhalten ohne umfangreiche prüftechnische Untersuchungen gemacht werden können. Nicht zuletzt wird die Modalanalyse in die FE-Software implementiert, so dass Eigenmodelle der Strukturen berechnet werden können, um die Eigenschaften von schwingenden Strukturen, deren Eigenfrequenzen und den dazu gehörenden Eigenschwingungsformen zu beschreiben. Die FE-Software, die die Berechnungen der Modalanalyse ermöglicht, geht auf das Modell, das sich aus der Geometrieausgabe ergibt, zurück. Die FE-Software führt erst eine Diskretisierung des CAD-Modells durch und ersetzt die Bauteile mit Massenpunkten und masselosen Federn, die über die Bedingungsgleichungen verbunden sind.

Unter der Voraussetzung von linear-elastischen Materialeigenschaften und des linearen Verhaltens der Struktur ist die Berechnung der Modaleigenschaften der Struktur, d. h. Feststellung der Eigenschwingungsformen, zeitkonstant und wird durch folgende Gleichung beschrieben:

$$M_m \ddot{x} + B_m \dot{x} + K_m x = 0 \qquad \text{Gl. 75}$$

Im Folgenden wird die Diskretisierung des kompleten TFA und die Berechnung der Eigenfrequenzen durchgeführt.

5.3.1 Diskretisiertes Modell des TFA

Die analytische Diskretisierung wurde auf das Modell des TFA appliziert und ist im Bild 47 dargestellt. Die Diskretisierung wurde unter Berücksichtigung von problematischen Bauteilen und Schwachstellen der gesamten Baugruppe optimiert. Es wurde vorausgesetzt, dass die Bauteile mit größter Steifigkeit, wie z. B. das Gestell, geringeren Einfluss auf die Eigenschwingungsformen und Eigenfrequenz haben. Im Vergleich dazu wurden die größten Schwachstellen im Bereich der Lagerung des Gestells der Kraftmessdosenhalterung aufgrund der verwendeten Lagerung aus Gummi und der einzelnen Konstruktion des Gestells der Kraftmessdosenhalterung aufgrund seiner niedrigeren Festigkeit erwartet. Als weitere und letzte Schwachstelle wurde das Bauteil „Kameraträger“ ermittelt. Auch wenn dieses Bauteil im Kraftfluss der Maschine liegt, wird es einen sehr niedrigen Einfluss auf die Eigenschwingungsformen und Eigenfrequenz des gesamten Modells des TFA haben. Aufgrund der Tatsache, dass es sich wie ein eingespannter Kleinmassenträger verhalten wird, werden die Eigenschwingungsformen und die Eigenfrequenz nur auf den eingespannten Träger bezogen.

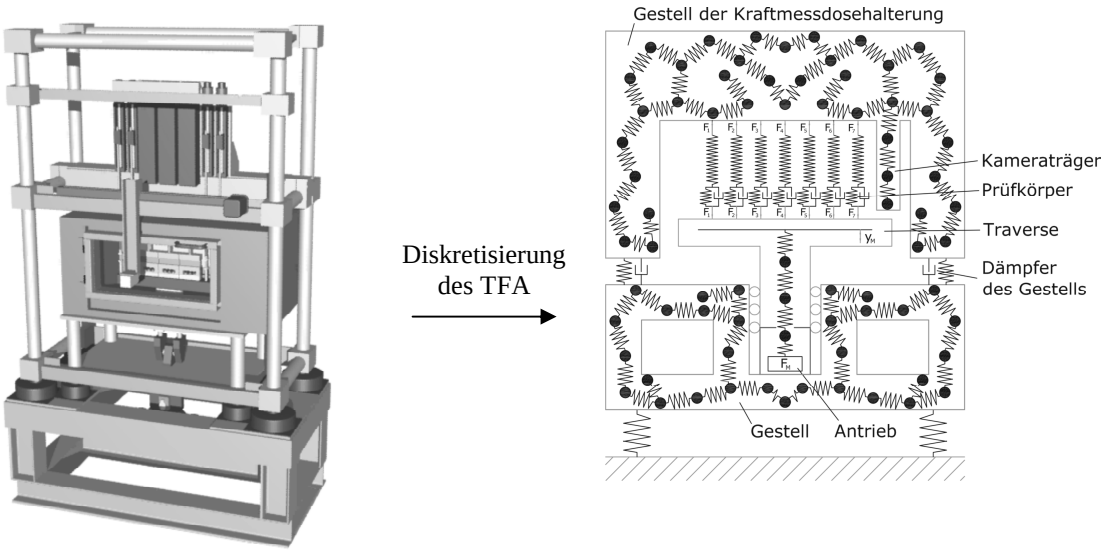


Bild 47: Mehrfach diskretisiertes Modell des TFA

5.3.2 Analyse des diskretisierten TFA-Modells mittels FE-Software

Das komplexe Modell des TFA wurde mittels FE-Software ANSYS dargestellt (siehe Bild 48). Die Materialeigenschaften der einzelnen Bauteile des Modells entsprechen den realen Materialeigenschaften. Der Dämpfer des Gestells wurde linear-elastisch entsprechend seines steifsten Zustandes, d. h. $E = 0{,}05 \cdot 10^5$ MPa, modelliert, um die höchste Steifigkeit der Konstruktion zu erzielen. Mit diesem gewonnenen modalen Modell kann das Schwingungsverhalten des realen TFA beschrieben und verifiziert werden. Die Struktur besteht aus 62.981 Elementen, enthält 118.152 Knoten und hat 351.984 Freiheitsgrade. Für eine Struktur können so viele Eigenfrequenzen berechnet werden, wie Freiheitsgrade vorliegen, aber praxisrelevant sind natürlich die Freiheitsgrade, die sich im Messbereich des TFA befinden, weshalb nur die Werte der Eigenfrequenzen berechnet wurden, die sich im Frequenzbereich von 0,1 bis 20 Hz befinden.

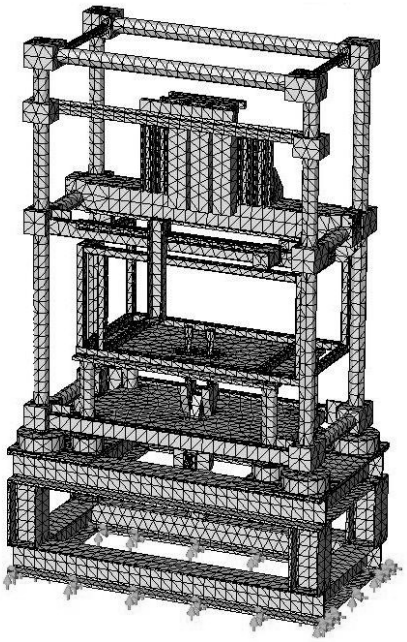


Bild 48: Komplexes Modell des TFA erzeugt mittel der FE-Software ANSYS

Im Bild 49 und Bild 50 sind die ersten zwei Eigenschwingungsformen dargestellt, die sich im Messbereich des TFA befinden. Dies hat zur Folge, dass es in Resonanz versetzt wird, sofern der TFA mit Eigenfrequenzen ω_1 = 11 Hz oder ω_2 = 14,5 Hz angeregt wird. Anhand der Schwingungsformen wurde festgestellt, dass zunächst die Biegeeigenfrequenz angeregt wird, bevor die Eigenfrequenz die Longitudinalschwingungen anspricht. Die Ursache dafür ist, dass die Konstruktion steifer gegenüber den Längsschwingungen ist.

ω_1 = 11 Hz

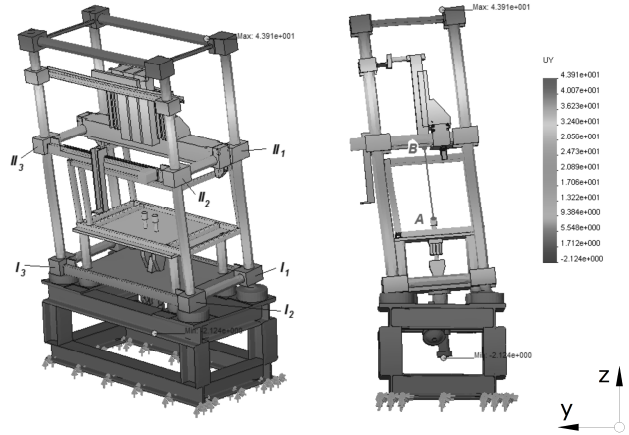


Bild 49: Erste Eigenschwingungsform des TFA

ω_2 = 14,5 Hz

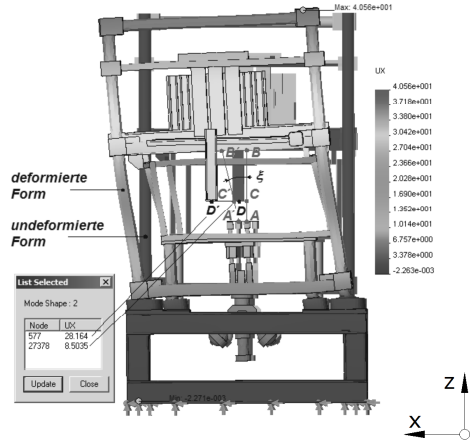


Bild 50: Zweite Eigenschwingungsform des TFA

Für jede Eigenfrequenz wurde die maximale Verformung der Konstruktion berechnet. Die Stelle mit der maximalen Verformung befindet sich, wie es erwartet wurde, auf dem äußersten Punkt der Gestelllagerung. Die modale Verformung beträgt bei der ersten Eigenfrequenz, die sich in y-z-Ebene auswirkt, einen relativen Wert y_r = 43,9 und bei der zweiten beträgt sie in der x-z-Ebene einen relativen Wert x_r = 40,6. Die modalen Verformungen der Konstruktion durch die Eigenschwingungsformen haben die Schnittstelle zwischen unterer und oberer Prüfkörperhalterung und damit die Position des Prüfkörpers beeinflusst. Im Bild 49 und Bild 50 ist diese Schnittstelle zwischen den Punkten A–B mit einer Linie gekennzeichnet. Unter der ersten Eigenfrequenz wurde die Verformung (gemeint ist der Abstand) zwischen A-B, aufgrund der Eigenschwingungsform, die sich in der y-z Ebene befindet und konstant gehalten ist, vernachlässigt. Eine signifikante Verformung tritt bei Anregung der zweiten Eigenfrequenz auf. Der Ruheabstand der Schnittstelle zwischen der unteren und oberen Prüfkörperhalterung, d. h., der Abstand zwischen A und B, wurde um einen Winkel ξ gedreht (Bild 50). Damit wurde der Abstand A-B bei der Anregung mit der zweiten Eigenfrequenz um 0,0542% verlängert und mit A´-B´ im Bild 50 gekennzeichnet.

Der Wirkungsgrad der Eigenschwingungsformen ist deutlich im Bild 51 innerhalb und ausserhalb des Bereiches der Eigenfrequenzen bei der Aufnahme von Be- und Entlastungszyklen zu beobachten. Es wurden für SENT- und Pure-shear-Prüfkörper bei Anregungsfrequenzen von 10, 11 und 14,5 Hz die Eigenschwingungsform aufgenommen. Die bei einer Anregungsfrequenz von 10 Hz und der ersten Eigenfrequenz bei 11 Hz weisen keine Abweichungen auf. Demgegenüber weist der bei der zweiten Eigenfrequenz aufgenommene Be- und Elastungszyklus an den Spitzen der Schleifen signifikante

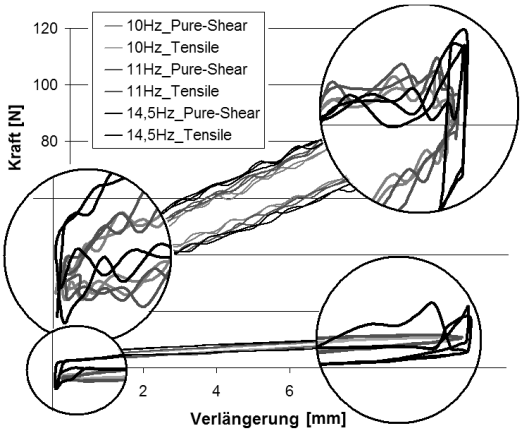


Bild 51: Aufnahme der Hystereseschleife im und außer Bereich der Eigenfrequenzen

Ungenauigkeiten auf, die Folge der unerwünschten Eigenschwingungsform der Prüfkörper im Bereich der zweiten Eigenfrequenz sind.

Der Einfluss der zweiten Eigenschwingungsform auf den im Kraftfluss der Maschine liegenden Kameraträger wurde mittels Punkt D (im Modell ist dieser Punkt durch Knoten 577 vertreten) beobachtet und mit dem Verhalten des Punktes C (im Modell ist dieser Punkt durch Knoten 27.378 vertreten), der die Messstelle des Prüfkörpers darstellt, verglichen. Im idealen Fall sollten sich diese zwei Punkte durch den gesamten Messzyklus überdecken, so dass eine präzise Bildaufnahme stattfinden kann. Aus der Berechnung wurden die modale Verschiebungen C-C` und D-D´ der beiden Punkte ermittelt: $x_{rC\text{-}C´}$ = 8,5 und $x_{rD\text{-}D´}$ = 28,2 und ein signifikanter Unterschied $x_{rC\text{-}C}$ - $x_{rD\text{-}D´}$ = 19,7 festgestellt. Diese unerwünschte modale Verschiebung der aufeinanderliegenden Punkte ist aufgrund des Konzeptes der Konstruktion des TFA konstruktiv nicht eliminierbar. Die Lösung des Problems ist nur durch die Einstellung des TFA auf den höheren außerhalb des Messbereiches liegenden Resonanzbereich möglich. Zur Lösung des Problems wurden entsprechenden Maßnahmen ergriffen, die im Folgenden näher beschrieben werden.

Für die Entfernung des unerwünschten Resonanzbereiches aus dem Messbereich ist es erforderlich, die Konstruktion auf höhere Eigenfrequenzen einzustellen. Für die Optimierung des Resonanzbereiches lässt sich damit das gesamte Problem wie folgt beschreiben: die Schnittstelle zwischen unterer und oberer Prüfkörperhalterung A-B stellt die zu optimierende Länge dar. Zielfunktion ist es, eine maximale Steifigkeit der Distanz A-B zu erreichen. Anhand von Bild 49 und Bild 50 wurde festgestellt, dass die Erhöhung der Steifigkeit der gesamten Konstruktion dann möglich wird, wenn die Schnittstellen zwischen Verbindungsschleifen I_1-II_1, I_2-II_2, I_3-II_3 und I_4-II_4 (siehe Bild 49) höhere Steifigkeiten erzielen. In Bild 52 ist ein Vorschlag für ein Modell des TFA mit versteifter Konstruktion dargestellt. Die Träger wurden an die Verbindungsschleifen in der y-z Ebene eingeschweißt, um die dominante erste Eigenfrequenz abzuschirmen und auf höheren Frequenzbereich einzustellen. Damit wurde aber auch die zweite Eigenfrequenz beeinflusst, ohne in der x-z Ebene einen Träger einzubringen. Bei dieser einfachen Optimierung des Modells wurde erwartet, dass die Longitudinalschwingungen zunächst angeregt werden, bevor die zweite Biegefrequenz anspricht. Es stellt sich jedoch bei der Optimierung die Frage, ob die Longitudinalschwingung außerhalb des Frequenzmessbereiches auftritt. Wie erwartet wurde das Modell mit einer Longitudinalschwingung angeregt und die erste Eigenfrequenz mit ω_1 = 21,8 Hz ermittelt, d. h., es wurde erreicht, den Resonanzbereich außerhalb des Messbereiches des TFA - Modells zu beschränken.

ω_{1v} = 21,8 Hz

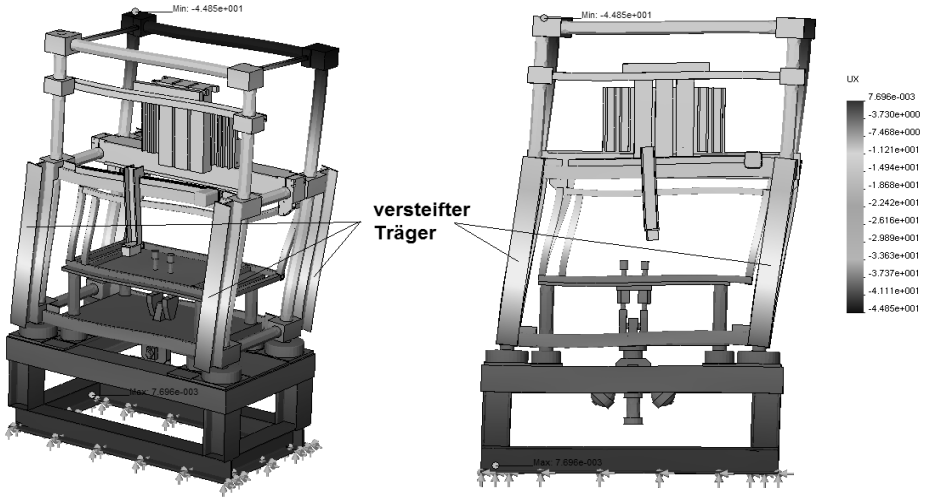


Bild 52: Erste Eigenschwingungsform des versteiften TFA

Teilschlussfolgerung

In Rahmen dieses Kapitels wurde der TFA (Fa Coesfeld GmbH) zur quantitativen Bewertung der Rissausbreitung in elastomeren SENT- Prüfkörpern unter dynamischer Beanspruchung vorgestellt. Aus den Anforderungen an die quantitative, simultane Analyse von SENT- als auch Pure-shear-Prüfkörpern wurde eine konstruktive Modifizierung des kommerziellen Gerätes vorgenommen. Insbesondere der Verminderung des Einflusses der Prüfkörperhalterungsfestigkeit auf die Genauigkeit der Analyse wurde ein Teil des Kapitels gewidmet, wobei durch die topologische Optimierung die Einflüsse minimiert werden konnten. Es wurden mit der in die Methode der Finiten Elemente implementierte Modalanalyse die Resonanzbereiche des umgerüsteten Gerätes untersucht. Es wurde festgestellt, dass der Resonanzbereich der Konstruktion des TFA im Messfrequenzbereich liegt. Weiterhin konnte aufgezeigt werden, wie die Eigenschwingungsformen die Genauigkeit des Messprozesses beeinflussen. Schließlich wurde die Lösung für die Erzielung einer höheren Genauigkeit mittels eines Konzeptes der Einstellung des TFA außerhalb des Messfrequenzbereiches vorgestellt.

6 Experimentelle Untersuchungen zur Charakterisierung des dynamischen Risswachstums

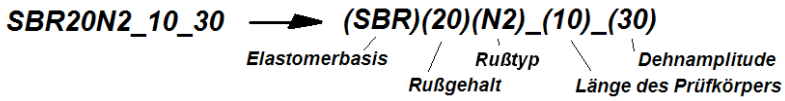
6.1 Untersuchte Werkstoffe

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden verschiedene Elastomerwerkstoffe untersucht, die jeweils in Form von rohen Kautschukmischungsfellen vom Deutschen Institut für Kautschuktechnologie (DIK), Hannover, zur Verfügung gestellt wurden. In Tabelle 1 sind Details zu den Rezepturen aufgeführt. Teilweise kamen noch einzelne, weitere Werkstoffe zum Einsatz. Aus Gründen der Übersichtlichkeit werden diese jedoch nur an den jeweiligen Stellen näher beschrieben. Als Polymere wurden Styrol-Butadien-Kautschuk (SBR), Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk (EPDM) und Naturkautschuk (NR) eingesetzt. Die Vernetzung erfolgte mit einem Schwefel-beschleuniger System mit einem konstanten Schwefel-Beschleuniger-Verhältnis. Wie in der Tabelle 1 zu sehen ist, wurden die Vulkanisate 1, 6 und 11 ohne Füllstoff hergestellt, jedoch mit unterschiedlichen Schwefel-Beschleuniger-System-Anteilen. Anhand dieser Vulkanisate sollte der Einfluss der Vernetzungsdichte auf die Eigenschaften charakterisiert werden. Die Vulkanisate 2–4, 7–9 und 12–14 wurden mit unterschiedlichen Anteilen des aktiven Rußes N234 versehen, um den Füllstoffeinfluss auf die Eigenschaften zu bewerten. Die Vulkanisate 5,10 und 15 wurden mit gleichem Anteil des aktiven Rußes N550 versehen, um den Einfluss der Rußpartikelgröße zu untersuchen. Neben dem Vernetzungsmittel Schwefel und dem Füllstoff Ruß wurden den Mischungen noch weitere Zusatzstoffe zugegeben. Als Aktivator des Beschleunigers wurde Zinkoxid (ZnO) verwendet. Durch die Zugabe von Stearinsäure kann der Effekt des Zinkoxides noch gesteigert werden. Die Wirkung der Stearinsäure zwischen den Polymerketten hat eine die Weichmachung und damit verbundene Verringerung der Viskosität der Mischung beim Kneten zur Folge. Das resultiert in einer besseren Verteilung der Füllstoffe innerhalb des Kautschuks. Zur Verminderung des Alterungsprozesses der Elastomere aufgrund von Sauerstoffeinfluss und Lichteinwirkung wurde ein Alterungsschutzmittel (ASM) verwendet.

Tabelle 1: Zusammensetzung der untersuchten elastomeren Werkstoffe (alle Angaben in phr) mit entsprechenden Vulkanisationszeit (eingegeben in min)

Nr.	Bezeichnung	NR	SBR	EPDM	Ruß N234	Ruß N550	Schwefel	ZnO	Stear. säure	ASM	T_{90} [min]
1	NR00	100	-	-	-	-	1	3	1	1,5	20,9
2	NR20N2	100	-	-	20	-	1	3	1	1,5	7,6
3	NR40N2	100	-	-	40	-	1	3	1	1,5	11,3
4	NR60N2	100	-	-	60	-	1	3	1	1,5	9,7
5	NR60N5	100	-	-	-	60	1	3	1	1,5	7,0
6	SBR00	-	100	-	-	-	1	3	1	1,5	5,1
7	SBR20N2	-	100	-	20	-	1	3	1	1,5	4,7
8	SBR40N2	-	100	-	40	-	1	3	1	1,5	3,7
9	SBR60N2	-	100	-	60	-	1	3	1	1,5	2,5
10	SBR60N5	-	100	-	-	60	1	3	1	1,5	13,5
11	EPDM00	-	-	100	-	-	1	3	1	1,5	12,7
12	EPDM20N2	-	-	100	20	-	1	3	1	1,5	11,1
13	EPDM40N2	-	-	100	40	-	1	3	1	1,5	8,4
14	EPDM60N2	-	-	100	60	-	1	3	1	1,5	3,4
15	EPDM60N5	-	-	100	-	60	1	3	1	1,5	8,7

Die Prüfkörperbezeichnung wurde wie folgt gewählt und in der gesamten Arbeit entsprechend verwendet:



6.2 Herstellung des Probenmaterials

Vom Rohmaterial bis zu den fertigen Elastomerbauteilen hat der Kautschuk eine große Anzahl von Zwischenverarbeitungen zu durchlaufen. Wird der gesamte Herstellungsprozess des Elastomerwerkstoffes bzw. Elastomerbauteils mit allen Prozessketten vom Mischen der Grundmaterialien, Walzen der Kautschukmischung, Durchführung der rheologischen Untersuchungen an Kautschukmischung bis zur Formgebung im Vulkanisationswerkzeug und Vulkanisieren betrachtet, so wird deutlich, dass eine große Bandbreite von Einflussfaktoren bei der Herstellung des Elastomers berücksichtigt werden muss, die einen direkten Einfluss auf die mechanischen Eigenschaften des Vulkanisates haben. Für ein besseres Verständnis der Hauptrandbedingungen im gesamten Herstellungsprozess ist ein vereinfachtes Schema der Prozesskette als Anlage 1 dieser Arbeit beigefügt. Jede quantitative Analyse der bruchmechanischen Eigenschaften von Elastomeren setzt eine präzise Herstellung der zu untersuchenden Prüfkörper voraus, besonders im Hinblick auf die Molekülkettenorientierung, die durch die Plastifizierung im Walzwerk und die Formgebung stark beeinflusst wird und eine Einflussgröße bei Ausbildung der Polymermatrix darstellt.

6.2.1 Herstellung der Kautschukmischung

Für die Herstellung der in dieser Arbeit untersuchten Kautschukmischungen am Deutschen Institut für Kautschuktechnologie (DIK) in Hannover wurde der Mischprozess in einem Innenmischer GK5E der Fa. Werner & Pfleiderer mit ineinandergreifenden Knetelementen in PES-3-Geometrie und mit einem Mischkammervolumen von 5L realisiert. Die Kautschukmischungen wurden enschließend an der TU Chemnitz mit einem Laborwalzwerk Typ Berstorff 250*500 der Fa. Berstorff zum Kautschukmischungsfell weiterverarbeitet. Vor der Vulkanisation wurden rheologische Untersuchungen zur Festlegung der Vulkanisationsbedingungen der einzelnen Werkstoffe durchgeführt.

Bevor der eigentliche Formgebungs- und Vulkanisationsprozess erfolgen kann, ist eine Plastifizierung und Vorerwärmung nötig. Dazu werden üblicherweise Walzwerke verwendet. Für diesen Prozess wurde die Friktion der Walzen 1:1 mit einem minimalen Spalt für den Aufbau des maximalen Druckes eingestellt, der zur Plastifizierung notwendig ist. Der wirkende Druck im Spalt zwischen den Walzen hat die Molekülkettenorientierung in der Richtung der Walzen zur Folge. Diese Tatsache kann einen signifikanten Einfluss auf die bruchmechanischen Eigenschaften des vulkanisierten Elastomers für den Fall haben, dass die Walzrichtung des Kautschukmischungsfells bei der Einlegung der Kautschukstanzmasse in das Vulkanisationswerkzeug nicht berücksichtigt wird.

6.2.2 Vulkanisation

Für die Formgebung der Kautschukmischungsmasse sowie für die einschließende Vulkanisation der Prüfkörper deren Geometrie, die im Weiteren vorgestellt wird, wurde eine Vulkanisierpresse der Firma Rucks vom Typ UK-SR mit maximaler Presskraft von 310 kN mit einem maximaler Pressdruck von 280 bar und elektrisch beheizten Pressplatten der Fa. Rucks eingesetzt. Die Vulkanisationstemperatur wurde für alle Werkstoffe mit 160°C festgelegt. Die Vulkanisationszeit entsprach dem Wert t_{90} + (1 min pro 1 mm Dicke des Prüfkörpers) [68], [77], wobei dieser Wert als Umsatzzeit bezeichnet wird und aus der Vernetzungsisotherme bei einem 90%-igen Einstieg des Drehmomentwertes entnommen wurde [78].

Die Vernetzungsreaktion einer Kautschukmischung, die aufgrund des Schwefel-Beschleuniger-Systems stattfinden kann, ist mittels einer Vulkanisationsisotherme charakterisiert. Der Verlauf der Vulkanisationsisotherme definiert allgemein die zeitabhängige Änderung der Vernetzungsdichte der vulkanisierten Kautschukmischung, wobei wiederum die Vernetzungsdichte und damit auch die Vernetzungsgeschwindigkeit vom Vernetzungssystem und von der Art und Konzentration des Thermomonomers abhängen [77]. Es wurde deutlich in z. B. [77], [81], [82] nachgewiesen, dass die Vernetzungsdichte einen starken Einfluss auf die mechanischen Eigenschaften der ausvulkanisierten Elastomeren hat. Besonders das Spannungs-Verformungs-Verhalten unter quasistatischer als auch dynamischer Beanspruchung kann signifikante Abhängigkeiten aufweisen. Die vorausgesetzten Einflüsse sind für jede Kautschukmischungsrezeptur unterschiedlich und gehen auf den Verlauf der Vulkanisationsisotherme zurück. Im Bild 53 ist schematisch die Vulkanisationsisotherme dargestellt, wobei diese am Anfang einen Minimalwert F_a, der dem Verformungswiderstand der unvernetzten Kautschukmischung entspricht, besitzt. Nach Beginn der Vulkanisation wird die Reaktion durch den zeitabhängigen Wert F_t gekennzeichnet. Nach Ende der Vernetzungsreaktion erreicht die Vulkanisationsisotherme eine Maximalwert F_{max}, der der maximalen Vernetzungsdichte entspricht und weiter parallel, wie z. B. bei der Vulkanisation von Kautschukmischungen auf Basis SBR, zur Abszisse verläuft. Außer beschrieben konstanten Endverlauf der Reaktion haben die unterschiedlichen Arten des Vernetzungssystems und die verschiedenen Kautschuke zur Folge, dass der Endverlauf der Reaktion in einem stetigen Anstieg weiter verläuft. Ein typisches Beispiel dafür ist die Vulkanisation der Kautschukmischung auf Basis EPDM. Tritt eine Maximum F_{max} auf, d. h. es findet in der Vernetzungsreaktion einen Abbau oder eine sogenannte Reversion des Netzwerkes statt, fällt der Verlauf der Kurve für die Vulkanisationsisotherme ab. Bei Überschreitung des Wertes F_{max} findet bei der Vulkanisation der Kautschukmischung auf Basis NR der Abbau des Netzwerkes statt. Die praktische Vulkanisation geht auf die Tatsache zurück, dass bei 90 % Vernetzungsgrad, der mit dem Wert t_{90} definiert ist, die Vernetzung abgeschlossen ist, da durch die schlechte Wärmeleitung der Kautschuke die im Werkstoff verbleibende Wärme zur vollständigen Ausvulkanisation führt [80]. Es wird deutlich, dass die Vulkanisationszeit eine wesentliche Rolle spielt, wobei angenommen wird, dass bei einer Vulkanisationszeit $t_x < t_{90}$ die Vernetzung noch nicht vollständig abgeschlossen ist. Es wird festgestellt, dass bei Überschreitung des maximalen Vernetzungsgrades es gerade bei einigen Werkstoffen zur Reversion kommen kann und dabei ein negativer Einfluss auf die mechanische Eigenschaften auftreten kann.

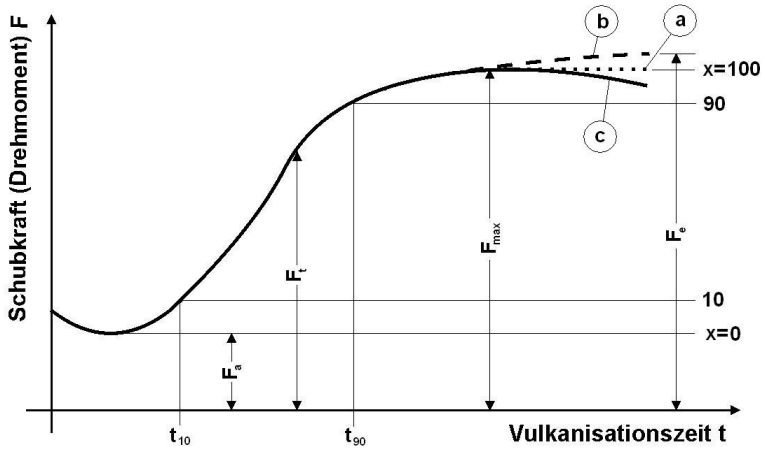


Bild 53: Schematische Darstellung der Vernetzungsisotherme $F = f(t)$; a – Reaktion mit konstante Endreaktion, b – Reaktion mit stetig steigendem Modul, c – Reaktion mit Reversion [78]

6.2.3 Details zur Prüfkörpergeometrie

Die Grundaufgabe der Geometrie ist es, die präzise Übertragung der quasistatischen sowie dynamisch-mechanischen Belastungsmoden auf die analysierte Stelle bzw. Bereich des Prüfkörpers für das Erreichen der geforderten Spannungszustände zu gewährleisten. Für die Vernachlässigung der Bildung von der orthogonalen Richtung zur Hauptspannung abweichenden und besonders verzweigten Kavitäten d. h., Bildung der dreidimensionalen Risse ist dann die maximale Minimierung der Prüfkörperdicke im analysierten Bereich des Körpers im Fokus der Prüfkörpergeometrieherstellung.

Für die Untersuchungen der dynamischen Rissausbreitung der ungefüllten und rußgefüllten Vulkanisaten wurden sowohl Tensile- als auch Pure-shear-Prüfkörper mit unterschiedlichen Geometrien hergestellt. Wie schon oben erwähnt wurde, unterscheiden sich diese beiden Prüfkörpergeometrien in den Geometrieverhältniswerten L_0:W. Um eine präzise Vergleichbarkeit der ermittelten Kennwerte zu realisieren, wurden beide Prüfkörper in einem gemeinsamen Vulkanisationsprozess hergestellt, um Einflüsse der Prozessparameter auf die Elastomermatrix auszuschließen. Dazu erfolgten die Konstruktion und der Bau entsprechender Vulkanisationsformen. Tensile-Prüfkörper können nach der Vulkanisation aus den Pure-shear-Prüfkörper-Platten durch Stanzen entnommen werden. der Pure-shear-Prüfkörpergeometrie, wobei die Tensile-Prüfkörper aufgrund ihrer Geometrie aus dem vulkanisierten Pure-shear-Prüfkörper ausgestanzt wurden.

Für die Vulkanisierung des elastomeren Prüfkörpers wurde das Pressen, das eine wirtschaftliche Fertigungsmethode für die Herstellung von elastomeren Formteilen kleiner Produktionszahlen darstellt, angewendet. Beim Pressen muss die aus dem plastifizierten und vorerwärmten Kautschukmischungsfell abgewogene Formmasse bzw. Rohling in das vorgewärmte Presswerkzeug eingelegt werden, so dass die Prüfkörpergeometrie den angenäherten Dimensionen des Presswerkzeuges vorbereitet ist. Bei großseriellen Herstellungsverfahren wird die Formmasse bzw. der Rohling mittels eines speziellen Automaten vorgeformt, so dass immer die gleiche gewichtskonstante Rohlingsabmessung entsteht [79], [80], deren Masse aufgrund des Aufbaus des Innendruckes im Presswerkzeug um 20 % höher als der ausvulkanisierte elastomere Prüfkörper sein muss. Beim Schließen des heißen Werkzeuges erweicht die Kautschukmischungsmasse, verteilt sich gleichmäßig im verbleibenden Hohlraum und wird unter Druck verdichtet. Während der folgenden Zeit, der durch die oben genannte Umsatzzeit definiert ist, vulkanisiert

die Kautschukmischungsmasse unter dem vorgegebenen Druck und Temperatur zum elastomeren Prüfkörper aus. Die Vulkanisationszeit ist dabei hauptsächlich abhängig von der Kautschukbasis, von der chemischen Zusammensetzung der Kautschukmischungsmasse, von der Wanddicke des elastomeren Formteils, von der Fließeigenschaften der Kautschukmischungsmasse und vom Grad der Vorwärmung.

Das Press- bzw. Vulkanisationswerkzeug bildet eine Grundbasis des Pressverfahrens, wobei seine Konstruktion einen signifikanten Einfluss auf die mechanischen Eigenschaften des elastomeren Formteils hat. Das Werkzeug ist auch ein wesentlicher Kostenfaktor des elastomeren Produktes. Änderungen an Werkzeugen sind immer mit hohen Kosten verbunden. Für die einwandfreie Funktion von Vulkanisationswerkzeugen sollten erst sämtliche Überlegungen zur Konstruktion vor Anfertigung der fertigungsgerechten Zeichnungen berücksichtigt werden [65]:

- Stabilität des Werkzeugbaus
- optimale Beheizung
- optimale Überflusskanäle
- Maßtoleranzen und
- Entformungsschrägen

Die hohen notwendige Drücke, die beim Pressen auftreten, erfordern eine ausreichende Stabilität und Festigkeit des Werkzeuges mit Rücksichtnahme auf die Materialauswahl [66]. Ein Vulkanisationswerkzeug besteht im Wesentlichen aus Ober- und Unterteil. Im normalen Fall sollte die Konstruktion der Werkzeugteile auf den Pressentischen befestigt werden. Die Führung beider Werkzeughälften zueinander muss durch geeignete Führungselemente gewährleistet werden. Weiterhin muss konstruktiv eine präzise Wärmeübertragbarkeit vom Pressplatten durch das Werkzeug in die Kautschukmischungsmasse gesichert werden. Der unter Druck stehenden Formmasse müssen im Werkzeug Überflusskanäle an genauer Stelle mit ausreichenden Dimensionen zur Verfügung stehen. Das Werkzeug muss mit Entlüftungskanälen ausgestattet werden. Nicht zuletzt sollte beim Konstruieren des Vulkanisationswerkzeuges unter Berücksichtigung der notwendigen und erreichbaren Drücke die Überlegung zur Stückzahl der Formteile im Werkzeug implementiert werden.

Die Geometrie der Tensile- und Pure-shear-Prüfkörper ist dann im Bild 54 dargestellt. Die Gesamtbreite der hergestellten Platte beträgt W_H = 150 mm und die Breite des Pure-shear-Prüfkörpers wurde mit W_P = 120 mm vorausgesetzt. Demzufolge steht ein Bereich von 30 mm für den Tensile-Prüfkörper zur Verfügung.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit mussten für ein besseres Verständnis des Zusammenhanges zwischen Rissausbreitungseigenschaften im Tensile- und Pure-shear-Prüfkörper Untersuchungen durchgeführt werden, die auf einer breiten Skala der unterschiedlichen Geometrieverhältniswerte L_0:W basierten. Um eine größtmögliche Auswahl an übergreifenden Geometrieverhältniswerten erzielen zu können, wurden vier unterschiedliche Pure-shear-Prüfkörpergeometrien entworfen, wobei sich diese nur im Wert der Prüfkörperlänge unterscheiden. In Tabelle 2 sind die Werte der vier Prüfkörpergeometrien zusammengefasst.

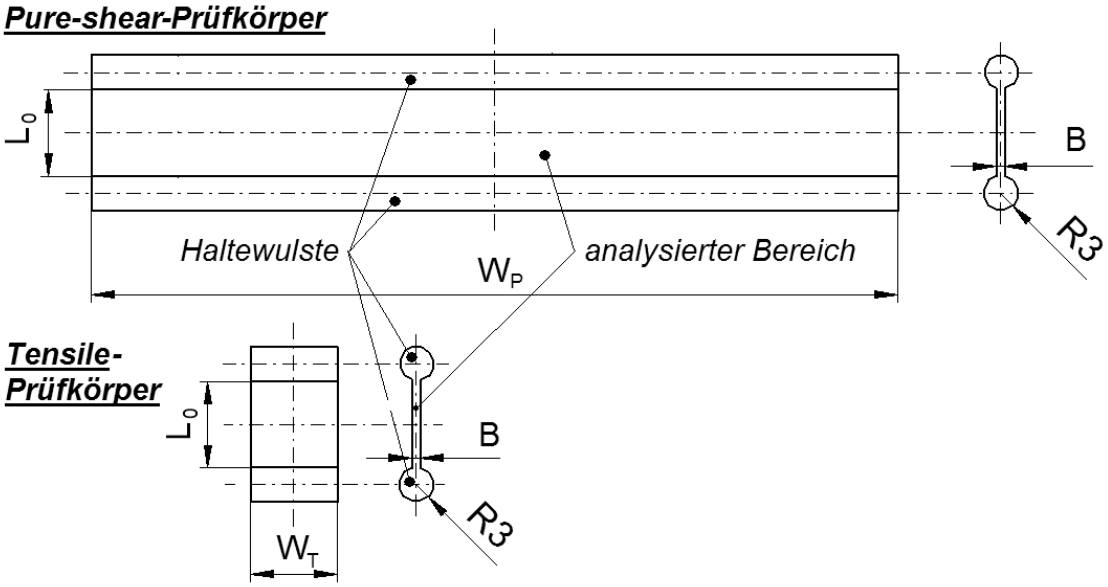


Bild 54: Pure-shear- und Tensile-Prüfkörper zur Analyse der dynamischen Rissausbreitung

Tabelle 2: Zusammenstellung der Prüfkörpergeometrien der Tensile- und Pure-shear-Prüfkörper

Pure-shear-Prüfkörper				
Bezeichnung	Breite W_P [mm]	Länge L_0 [mm]	Dicke B [mm]	Geometrieverhältniswert $L_0 : W_P$
10	120	10	1,5	1:12
15	120	15	1,5	1:8
20	120	20	1,5	1:6
30	120	30	1,5	1:4
Tensile-Prüfkörper				
Bezeichnung	Breite W_T [mm]	Länge L_0 [mm]	Dicke B [mm]	Geometrieverhältniswert $L_0 : W_T$
10	10	10	1,5	1:1
15	15	15	1,5	1:1
20	20	20	1,5	1:1
30	30	30	1,5	1:1

Das neu entwickelte Vulkanisationswerkzeug ist im Bild 55 dargestellt. Wie es ersichtlich ist können einem Vulkanisationsschritt 3 gleiche Prüfkörperplatten hergestellt werden. Es wurden vier Presswerkzeuge jeweils für die Geometrien mit der Bezeichnung 10, 15, 20 und 30 (siehe Tabelle 2) hergestellt.

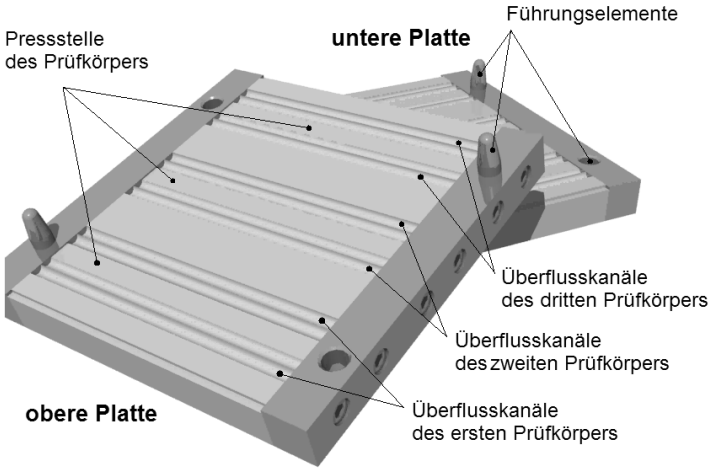


Bild 55: CAD Modell des Vulkanisationswerkzeuges für die Herstellung des elastomeren Pure-shear-Prüfkörpers

6.3 Einfluss der verarbeitungsbedingten Molekülkettenorientierung im Vulkanisat

Um ein entropieelastisches Verhalten von Elastomeren zu gewährleisten, ist eine weitmaschige Vernetzung der Molekühlketten notwendig. Dabei ist der Netzwerkaufbau von Bedeutung. In mehreren Literaturquellen z. B. [66], [68] wurde der Einfluss der Netzwerkdichte und damit auch der Vernetzungsgrad beschrieben. Die bedeutsame Eigenschaft eines elastomeren Netzwerkes ist seine Orientierung, die durch den Verarbeitungsprozess stark beeinflusst sein kann. Der Einfluss der unterschiedlichen Molekülkettenorientierung, insbesondere zusammen mit der dehnungsinduzierten Kristallisation, die speziell Naturkautschukvulkanisate aufweisen, muss bei den bruchmechanischen Eigenschaften berücksichtigt werden. Es ist anhand des Spannungs-Dehnungs-Verlaufes von Naturkautschuk im Vergleich zu anderen Elastomeren bekannt, dass ein starker Anstieg der Spannung für NR aufgrund der Kristallisation mittels nukleierender Wirkung von Fettsäuren auftritt [61]. Im Bild 56 ist schematisch die Auslösung der Dehnungskristallisation durch die Ausrichtung der gestreckten Molekülketten unter Belastung dargestellt. Die im Bild 56 gelb dargestellten kristallisierten Molekülkettensegmente sind elastisch inaktiv und bilden die Ursache für einen Anstieg der Festigkeit und Steifigkeit der Elastomere, was einen Einfluss auf Hystereseverluste d. h. Veränderung der mechanischen Eigenschaften der Elastomere [45] hat. Es ist weiter aus der Literatur [63], [64] bekannt, dass die Füllstoffe die Dehnungskristallisation induzieren können. So wurde mittels Zugabe von Ruß zu NR Vulkanisaten neben der direkten Steifigkeitserhöhung durch Füllstoffpartikel auch indirekt eine Erhöhung der Steifigkeit durch eine Förderung der Dehnungskristallisation mittels Ruß erzielt. Die Molekülkettenorientierung zusammen mit der Dehnungskristallisation kann zu einer Änderung der makroskopischen Eigenschaften führen. Demzufolge ist es notwendig zu untersuchen, inwieweit die Molekülkettenorientierung, die durch Walzen beeinflusst wird, die bruchmechanischen Eigenschaften von Elastomeren beeinflusst.

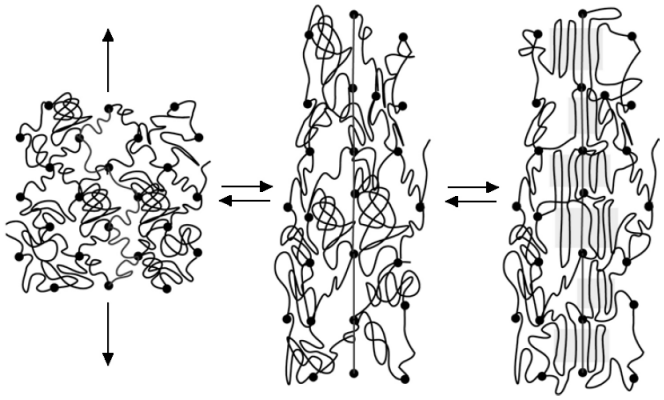


Bild 56: Darstellung der Orientierung und Ausrichtung von Molekühlketten unter Zugbelastung, die zur Ausbildung dehnungsinduzierter Kristallite (gekennzeichnet mit Gelb) führt [62]

Die Rohkautschukmischung muss, wie schon oben deutlich erwähnt, vor der Formgebung bzw. dem Vulkanisieren, nach der Lagerung bzw. auch nach dem Mischen, in einem Walzwerk plastifiziert und zur einem dünnen Kautschukmischungsfell verarbeitet werden. Dieser Prozess ist vor der Vulkanisation der letzte Schritt, der die Netzwerkorientierung in der Matrix anordnet. Es soll hier durch quasistatische Zugbeanspruchung analysiert werden, inwieweit die bruchmechanische Eigenschaften der rußgefüllten unterschiedlichen elastomeren Prüfkörper zusammen mit den Molekülkettenorientierung, die mittels Walzen im Richtung der Rollen angeordnet wurde, zusammenhängen. Aus weiteren Untersuchungen soll eine Vorschrift zur optimalen Orientierung der aus dem Kautschukmischungsfell ausgestanzten Kautschukmischungsplatten zur Vulkanisation des elastomeren Prüfkörpers abgeleitet werden, die gleichzeitig auch minimale Abweichungen von der orthogonalen Richtung zur Hauptspannung verlaufenen Rissausbreitung zulassen.

Prüfkörperherstellung und Prüfkörpergeometrie

Es wurden zwei elastomere Werkstoffe NR60N5 und EPDM60N5 (siehe Tabelle 1) aufgrund der unterschiedlichen Polymermatrix untersucht. Bei der Prüfkörperherstellung galt dem Kautschukmischungswalzen besondere Aufmerksamkeit. Das hier verwendete Walzwerk war vom Typ 62/323/71 der Firma Heinrich Schirm KG, Maschinenfabrik Leipzig. Die Randbedingungen wurden wie folgt eingestellt:

- Spaltdimension = 2 mm
- Friktion = 1:1
- Durchlaufrichtung aufeinander = 5 Zyklen 0° Verdrehung des Kautschukmischungsfells
  = 5 Zyklen 180° Verdrehung des Kautschukmischungsfells
  = 40 Zyklen 0° Verdrehung des Kautschukmischungsfells

Aus dem Kautschukmischungsfell wurden danach unter Berücksichtigung von drei Verdrehungswinkeln 0°, 45° und 90° zur Walzrichtung mit Dimensionen W_{KM} = 120 mm und L_{KM} = 27 mm und einem Gewicht m=25 ± 0,5g jeweils drei Kautschukmischungsplatten ausgestanzt (siehe Bild 57), um damit die Rissausbreitung in Abhängigkeit der Walzrichtung untersuchen zu können.

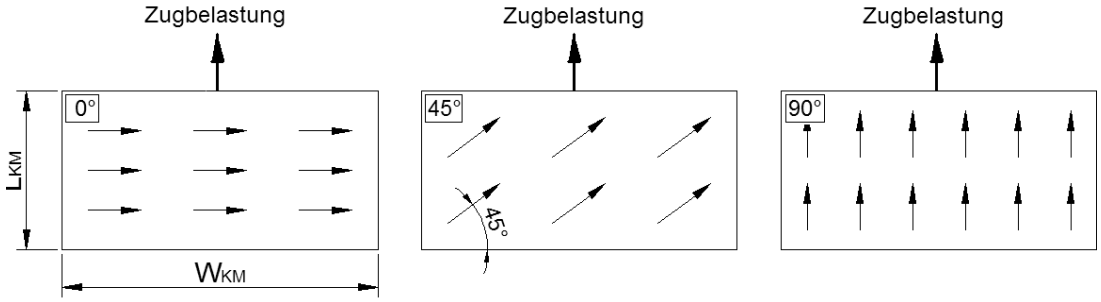


Bild 57: Kautschukmischungsplattengeometrie mit Darstellung der Walzrichtung an der Platte: Links 0°, Mitte 45° und Rechts 90°

Nach dem Einlegen der Kautschukmischungsplatten in das Vulkanisationswerkzeug (siehe Bild 55) wurden die Grundprüfkörper mit der Geometrie W = 120 mm und L_0 = 15 mm entsprechend der Vulkanisationsbedingungen vulkanisiert. Mit einer Stanze und einem zugehörigen Werkzeug wurden für die Untersuchungen geeignete Prüfkörper der Breite W_T =30 mm ausgestanzt. Insgesamt wurden 14 Prüfkörper je Werkstoff für die Untersuchungen hergestellt, wobei 7 Prüfkörper nach dem in Kapitel 7 beschriebenen Verfahren in der Kante des Prüfkörpers definiert einseitig mit einer Kerbtiefe a_0 = 2 mm versehen wurden, um den Einfluss der Walzrichtung bzw. der Molekülkettenorientierung an gekerbten und ungekerbten Prüfkörpern zu untersuchen.

Zur Bewertung des Orientierungseinflusses wurde ein quasistatischer Versuch unter Zugbeanspruchung durchgeführt. Dazu wurden jeweils 7 gekerber und ungekerbter Prüfkörper untersucht. Die Randbedingungen des Versuches wurden mit einer Geschwindigkeit von 100 mm·min^{-1}, Einspannlänge 15 mm und einer Dehnung bis zum Bruch festgelegt.

6.4 Experimentelle Untersuchungen zur Definition der Größe des Pure-shear-Bereiches

Die Untersuchungen wurden an sieben unterschiedlichen rußverstärkten Elastomerwerkstoffen durchgeführt. Die Rezepturen basieren auf den nachfolgend aufgeführten Kautschukmischungen Styren-Butadien-Kautschuk (SBR) und Naturkautschuk (NR) auf der Basis von: SBR00, SBR20N2, SBR40N2, SBR60N2, NR00, NR20N2 und NR60N2. Die Mischungen wurden in dem Walzwerk zum Kautschukmischungsfell homogenisiert. Danach wurden 1,5 mm dicke Platten bei einer Temperatur von 160°C und einem Druck von 20 MPa in der Vulkanisationsform zu den ausgewählten Geometrien vulkanisiert.

Die Prüfkörpergeometrie bezieht sich auf den ungekerbten Pure-shear-Prüfkörper mit unterschiedlichen Geometrieverhältnissen L_0:W. Diese sind in Tab. 1 aufgelistet.

Tabelle 1: Untersuchte Prüfkörper mit unterschiedlichen Geometrieverhältnissen

Nr.	Länge L_0 [mm]	Breite W [mm]	Geometrieverhältnis L_0:W
1.	10	120	1:12
2.	15	120	1:8
3.	20	120	1:6
4.	30	120	1:4

Die experimentellen Untersuchungen zur Bestimmung des Pure-shear Bereiches in Abhängigkeit von Geometrieverhältnisswert L_0:W gehen auf die Theorie der reinen Scherung zurück. Im Bild 58 ist folgende Idee schematisch dargestellt: Es wird einem Prüfkörper im unbelasteten Zustand auf seiner Prüffläche ein Gitter bzw. Raster aufgetragen, mit Hilfe dessen unter anschließender Wirkung einer Kraft, vorausgesetzt die Parallelität der Wulst des Probekörpers bei der Bewegung in y-Richtung wird gewährleistet, die Verformung des Prüfkörpers unter mechanischer Beanspruchung sichtbar wird. Sofern das Raster aus gleichmäßig verteilten vertikalen und horizontalen Linien besteht, kann die Verformung der Linien visuell einfach nachvollzogen werden. Wird der Prüfkörper um ein Inkrement dy in y-Richtung belastet, werden sich die vertikalen Linien in dem Bereich der Kanten (Bereich *A*) kurvenförmig verformen, während die Linien, die den Pure-shear-Bereich (Bereich *C*) anzeigen, in x-Richtung unverändert bleiben. Die Verformung der vertikalen Linien kann mit einer einfachen grafischen Software betrachtet werden.

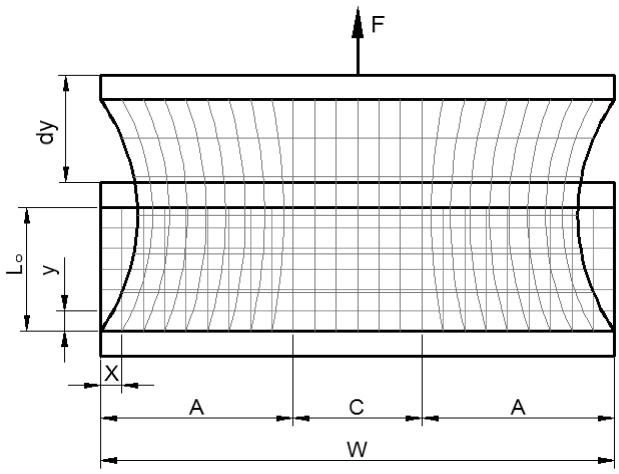


Bild 58: Schematische Darstellung der Verformung des Pure-shear-Prüfkörpers

Für die präzise Auftragung eines Gitters auf die Prüfkörper wurde ein Stempel mit einem genauen Raster mit einem Abstand der Linien von 2 mm, für jede Prüfkörpergeometrie bzw. jedes Geometrieverhältnis mit Lasertechnik hergestellt. Mittels schnelltrocknender weißer Spezialstempelfarbe (Fa. Noris Color GmbH, Farb-Nr. 191), die besonders für Gummioberflächen geeignet ist, wurde durch Aufdrücken des Stempels einseitig auf jeden Prüfkörper das weiße Raster aufgetragen (Bild 59). Dieses Raster kann sich aufgrund der speziellen Eigenschaften der Stempelfarbe mit der Beanspruchung des Prüfkörpers elastisch dehnen und verfolgt damit die Verformung des Prüfkörpers.

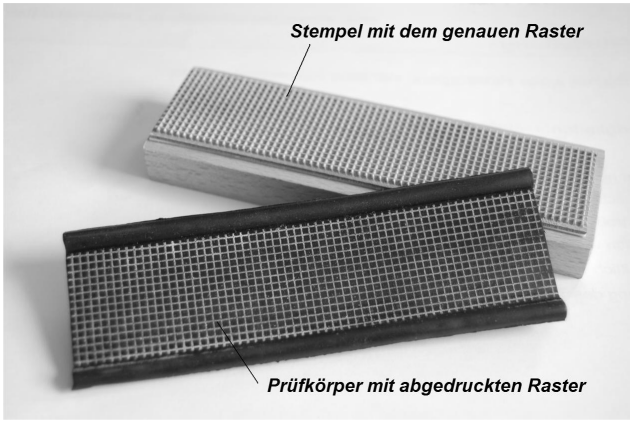


Bild 59: Darstellung des mittels Stempel und Spezialstempelfarbe auf Prüfkörper aufgetragenen Rasters

Für die Durchführung der experimentellen Untersuchung zur Ermittlung der Größe des Pure-shear-Bereiches unter quasistatischer Beanspruchung wurde die Universalprüfmaschine TIRAtest 28025 (Fa. TIRA GmbH) verwendet. Es wurden immer drei Prüfkörper pro Werkstoff und Geometrieverhältnis einer Zugbeanspruchung bis zu 100% Dehnung mit der Geschwindigkeit 1 $mm \cdot s^{-1}$ unterworfen. Im Rahmen der Untersuchungen wurde diese Universalprüfmaschine mit speziellen Halterungen für

die Pure-shear-Prüfkörper für eine maximale Befestigung der Wulst der Prüfkörper und ihrer Fixierung in x-Richtung eingesetzt. Sollte sich aber bei der Auswertung zeigen, dass die Befestigung der Wulst nicht fähig ist, unerwünschte Verschiebungen der Wulst in x-Richtung zu unterbinden, sollte anhand der Ergebnisse ein Entwurf zur Modifizierung der Halterungskonstruktion oder Wulstgeometrie entwickelt werden. Die Prüfapparatur enthält weiter ein optisches System, das aus einer CCD-Triggerkamera sowie einer Bilderfassungssoftware besteht. Dieses System dient dazu, unter dem bestimmten Triggersignal, das einer genauen Dehnamplitude des Prüfkörpers entspricht, ein Bild des beanspruchten verformten Prüfkörpers und Rasters aufzunehmen und für nachfolgende Auswertungen zu speichern.

Auswertetechnisch basieren die Ermittlung des Pure-shear-Bereiches aus den aufgenommenen Bildern der Korrelationsanalyse der schwarz-weißen Pixel. Das Bild (siehe Bild 60) wurde durch eine CCD-Kamera mit einem Auflösungsgrad von 786x572 Pixel bereitgestellt und durch eine Grabberkarte zunächst digitalisiert sowie anschließend auf ein schwarz-weißstufigen 1Bit-Bitmap konvergiert. Die Bestimmung des Pure-shear-Bereiches geht auf die o. g. Hypothese zurück, bei der die vertikalen Linien des Rasters nach der Zugbeanspruchung des Prüfkörpers im Bereich der reinen Scherung konstant vertikal (in der x-Richtung) bleiben. Demzufolge reduziert sich die Ermittlung des Pure-shear-Bereiches auf den Algorithmus des Suchens der Pixelmusters, der bei vertikaler Anordnung in x-Richtung einen Korrelationskoeffizient aufweist und die konstante Vertikalität definiert. Das Suchfeld für den Algorithmus im Suchbereich, das die Größe des Viertels eines Prüfkörpers hat, beträgt 6x6 Pixel und erfüllt damit auch die notwendige Genauigkeit der Korrelations-methode. Die Genauigkeit der Ermittlung des Pure-shear-Bereiches hängt signifikant von Rasterabstand ab. Wie schon oben erwähnt wurde, beträgt der Raster-abstand der vertikalen Linien 2 mm und ist technisch durch das Herstellungsverfahren und die Methode des manuellen Auftragens der Farbe auf den Prüfkörper nicht kleiner realisierbar. Das hat zur Folge, dass die Genauigkeit der Ermittlung des Pure-shear-Bereiches mit 2 mm ± 6 Pixel gegeben ist.

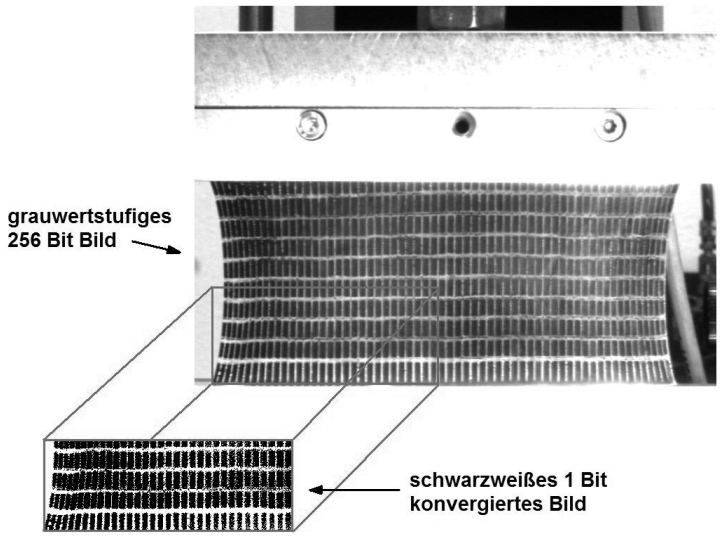


Bild 60: Digitalisiertes Bild des Prüfkörpers mit der verformten Rasterung unter 100 % Dehnamplitude und mit der Darstellung, der für die Auswertung geeigneten schwarz-weißen 1Bit Bitmap konvergierten Viertel des Prüfkörpers

6.5 Einfluss der Kerbeinbringung und Kerbgeometrie auf die Rissausbreitung

Prinzipiell ist bei experimentellen Untersuchungen zur Bewertung des Rissinitiierungs- und Rissausbreitungsverhaltens die Verwendung von gekerbten Prüfkörpern nötig. Es ist auch allgemein bekannt, dass die Ergebnisse von bruchmechanischen Untersuchungen stark von der Kerbe beeinflusst werden [1], [5], [70], [71], [72].

Die zur Untersuchung des Risswiderstandsverhaltens in Prüfkörpern erzeugten Kerben müssen einen möglichst kleinen Kerbradius aufweisen. Das lässt sich z. B. durch die Verwendung von Metallklingen realisieren. Idealerweise sollte weiterhin für jeden Prüfkörper die gleiche Kerbtiefe und eine möglichst gleichmäßige und gerade Kerbfront realisiert werden. Die Kerben sollten darüber hinaus gerade eingebracht werden, d. h. die Kerbe sollte im Bezug auf die Prüfkörperkanten in einem Winkel von 0° bzw. 90° stehen. Der Prüfkörper sollte während des Kerbvorgangs außerdem möglichst geringen mechanischen Beanspruchungen ausgesetzt sein.

Vorschriften zur Einbringung der Kerben sind in den entsprechenden Normen für die Durchführung von Experimenten zur Bestimmung des Risswiderstandes, wie z. B. ISO 27727 [73], nur vage formuliert, sodass bisher für Elastomere keine Norm bekannt ist, die ein Verfahren zur Einbringung von Kerben eindeutig festlegt. Für die Ermittlung von reproduzierbaren Kennwerten ist es jedoch von Bedeutung, über ein zuverlässiges Verfahren der Kerbeinbringung zu verfügen. Häufig wird jedoch auch heute noch mit Prüfkörpern gearbeitet, bei denen die Kerbe manuell eingebracht wurde (siehe Bild 61a). Es wurde versucht, die kommerziell verfügbaren Geräte (siehe Bild 61b, c) für Thermoplaste auf Elastomere umsetzen, die aber aufgrund der elastomertypischen Eigenschaften nicht angewendet werden können. Das Bild 61d zeigt die Eigenentwicklung der TU Chemnitz zur präzisen beidseitigen Einbringung von Metallklingenkerben in elastomere Prüfkörper [96].

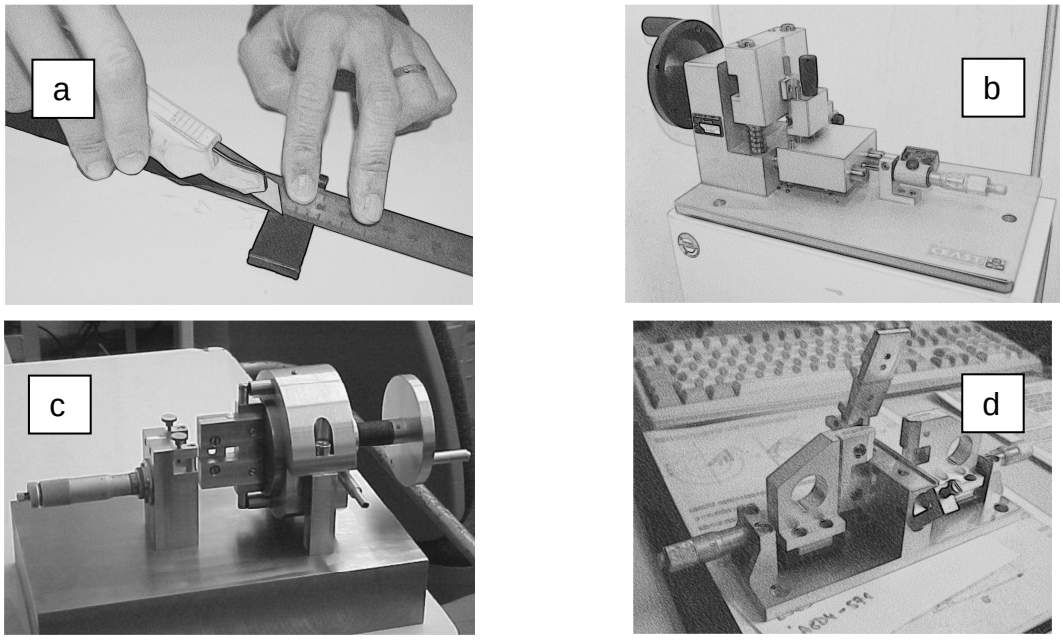


Bild 61: Möglichkeiten der Kerbeinbringung: manuelles Einschneiden (a), kommerziell verfügbares Kerbeinbringungsgerät (Fa. Ceast) zur Erzeugung von V-Kerben in thermoplastische Prüfkörper (b), Kerbeinbringungsgerät (Fa. Polymer Service GmbH Merseburg) zur Einbringung von Metallklingenkerben in thermoplastische Dreipunktbiegeprüfkörper (c), Eigenentwicklung der TU Chemnitz zur Einbringung von Metallklingenkerben in elastomere Prüfkörper (d) [96]

Bei der manuellen Kerbeinbringung kann die Metallklinge auf unterschiedliche Weise geführt werden, was sich sehr stark auf die Qualität der entstehenden Kerbe auswirkt. Um dies zu illustrieren, sind in Bild 62 Aufnahmen von Bruchflächen dargestellt, bei denen die Kerben durch unterschiedliche manuelle Techniken entstanden sind. Das Prinzip der Kerbeinbringung nach Bild 62a beruht darauf, dass die Klinge zunächst im Punkt A auf den Prüfkörper aufgesetzt wird und dieser dann in Richtung 1 (siehe Bild 62b) eingeschnitten wird. Das Foto (Bild 62a) zeigt, dass aufgrund der Verformbarkeit des Elastomers bei dieser Art der Kerbeinbringung die Kerbfront abweichend vom Sollzustand in einer gebogenen Form vorliegt. Auch die Techniken, dargestellt in Bild 62c und 50d, sind nicht optimal für die Erzeugung von Metall klingenkerben, die den Mindestanforderungen genügen. Es ist ersichtlich, dass die Auf- und Abwärtsbewegung zu einer stark inhomogenen Kerboberfläche und auch einer äußerst ungünstig geformten Kerbfront führt. Die besten Ergebnisse bei der manuellen Einbringung von Metallklingenkerben werden durch das regelrechte „Eindrücken“ der Klinge in den Prüfkörper erzielt. Dies ist in Bild 62e und f dargestellt. Dieses Prinzip der Kerbeinbringung wurde auch bei der Konstruktion der Kerbeinbringungsgeräte in Bild 61c und 49d zugrunde gelegt. Hierbei können Kerben erzeugt werden, deren Kerbfront gerade und parallel bzw. rechtwinklig zur Prüfkörperberandung ist (siehe Bild 62e). Die Verwendung von Mikrometerschrauben bei derartigen Geräten gewährleistet darüber hinaus eine relativ genaue Einstellung der Kerbtiefe. Wegen der meist sehr großen Verformbarkeit von Elastomerwerkstoffen können aber die kommerziellen Kerbeinbringungsgeräte für diese Werkstoffgruppe nicht ohne zusätzliche konstruktive Änderungen angewendet werden. Auf der Basis dieser Erkenntnis wurde das in Bild 61d gezeigte Gerät entwickelt, bei dem eine Halterung mit Deckel die Fixierung des Prüfkörpers während des Kerbvorgangs erlaubt. Jedoch sind bei diesem Gerät die Möglichkeiten der Variation der Kerbgeometrie begrenzt. Darüber hinaus können nur Prüfkörper bestimmter Form und Abmessungen gekerbt werden [96].

Das Ziel dieses Teiles der Arbeit bestand nunmehr darin, den Einfluss der Kerbeinbringung systematisch zu untersuchen, wobei besonderes Augenmerk auf den Einfluss der Winkel bei der Kerbeinbringung gerichtet wurde, da die „Verdrehung“ der Kerbe in Bezug zu den Prüfkörperkanten als eines der Hauptprobleme bei der manuellen Kerbeinbringung angesehen wird.

Die Untersuchungen und experimentellen Analysen von rußgefüllten Vulkanisaten wurden mit dem Ziel der Bewertung des Kerbeinflusses auf die Kennwerte der Rissausbreitung einerseits unter quasistatischer und anderseits unter dynamischer Belastung durchgeführt.

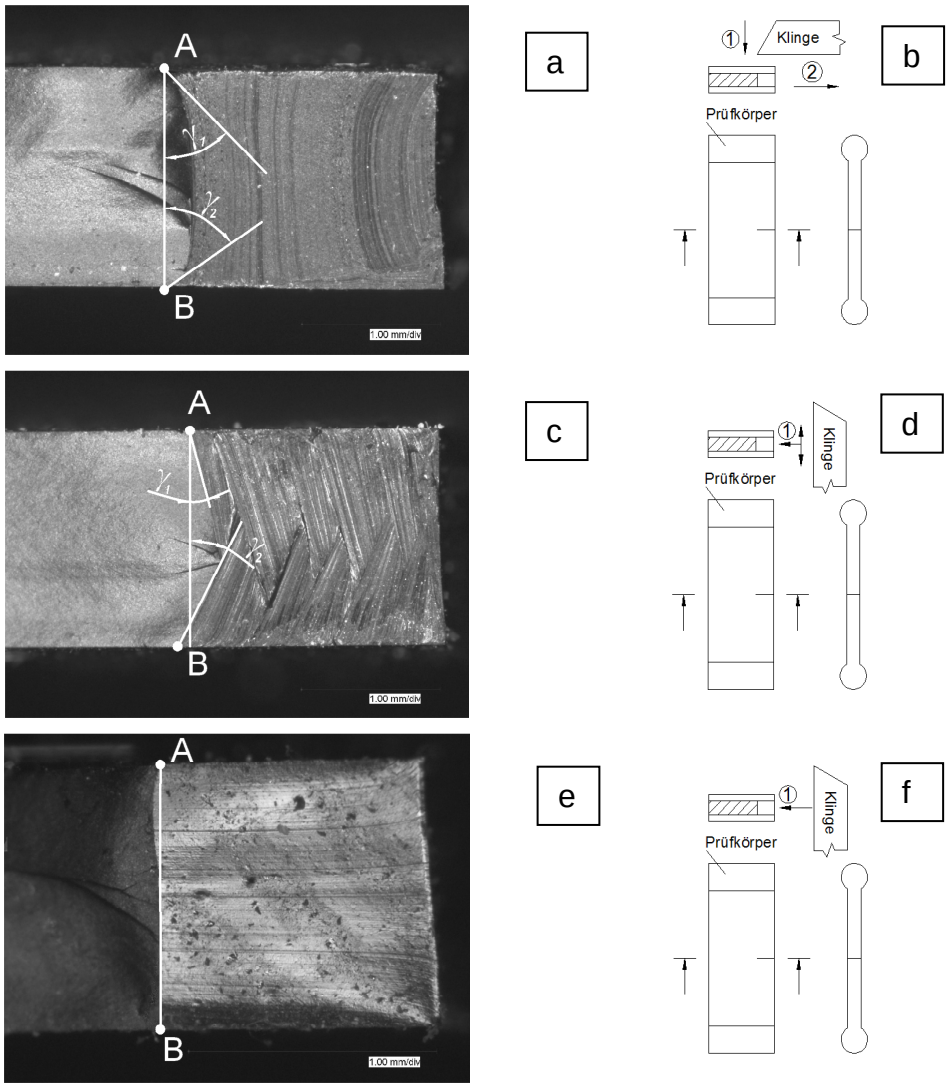


Bild 62: Bruchflächenaufnahmen von Prüfkörpern mit unterschiedlich manuell eingebrachten Metallklingenkerben (a, c, e) sowie die dazugehörige schematische Darstellung der Einbringung der Kerben und der dazugehörigen Prüfkörper (b, d, f) [96]

6.5.1 Untersuchte Werkstoffe

Die quasistatische Untersuchung wurde an zwei standardisierten Elastomerwerkstoffen SBR40N2 und NR40N2 und einem Elastomerwerkstoff, dessen Rezeptur der Kautschukmischungen auf Styrol-Butadien-Kautschuk/Naturkautschuk Blend (SBR/NR-Blend) - bezeichnet als M16 basiert und mit 40 phr Ruß verstärkt wurde, durchgeführt.

Die Mischungen wurden mit dem Herstellungsprozess, der im Kapitel 6.2 beschrieben wurde, produziert. Nachfolgend wurden Prüfkörper mit der Geometrie W = 15 mm, L_0 = 30 mm und B = 1,5 mm hergestellt und mit unterschiedlichen einseitigen Kerben versehen.

Die dynamischen Untersuchungen wurden nur an einem rußverstärkten Elastomerwerkstoff durchgeführt, der auf der Basis eines Ethylen-Propylen-Dien-Kautschukes (EPDM) hergestellt gewesen wurde. Der Anteil des Rußes vom Typ N234 betrug 60 phr. Es wurden entsprechend der Pure-shear-Geometrie ein Prüfkörper mit W = 120 mm, L_0 = 15 mm und B = 1,5 mm hergestellt. Anhand der Ergebnisse der FE-Analyse (siehe Kapitel 4) konnte gezeigt werden, dass im Bereich kleiner Risslängen

eine Übereinstimmung von T sowohl bei Verwendung der SENT- als auch der Pure-shear-Geometrie besteht. Aus diesem Grund wurde zur Vereinfachung der Versuchsdurchführung festgelegt, alle Untersuchungen an Pure-shear-Prüfkörpern mit beidseitigen Kerben, jedoch mit unterschiedlicher Kerbtiefe durchzuführen und damit den Vergleich zwischen SENT- und Pure-shear-Prüfkörpern festzulegen.

6.5.2 Realisierung der definierten Kerbeinbringung

Um eine systematische, experimentelle Untersuchung des Einflusses von Winkeln ≠ 0° beim Einbringen der Kerbe durchführen zu können, ist es notwendig, diese Winkel bei der Kerbeinbringung exakt einzustellen. Im Rahmen der Untersuchungen wurde dieses mit speziellen Halterungen für den Prüfkörper bzw. die Metallklinge und der Verwendung einer Universalprüfmaschine vom Typ TIRAtest 28025 (Fa. TIRA GmbH) realisiert (siehe Bild 63). Über die Verwendung der Mess- und Steuertechnik der Universalprüfmaschine konnte nach der Einspannung des Prüfkörpers in die Halterung eine Kerbe mit einer genauen Tiefe $a_{0,}$ sowie unterschiedlich definierte Winkeln, die in der Tabelle 3 für die quasistatischen Untersuchungen und in der Tabelle 4 für die dynamischen Untersuchungen dargestellt sind. Aufgrund der oben diskutierten Ergebnisse des manuellen Einschneidens wurde hier das Prinzip der Kerbeinbringung entsprechend Bild 62f ausgewählt. Das heißt, die Kerbeinbringung erfolgte durch das Eindrücken der senkrecht auf die Prüfkörperberandung aufgesetzten Metallklinge. Es wurden insgesamt vier unterschiedliche Kerbgeometrien ausgewählt, die in Tabelle 3 näher beschrieben sind. Pro Kerbgeometrie wurden 4 Prüfkörper untersucht [96].

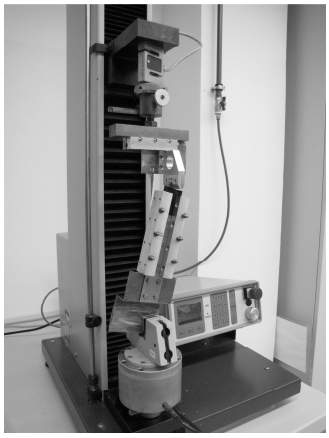


Bild 63: Universalprüfmaschine mit Zusatzeinheit zur definierten Einbringung von Metallklingenkerben in Elastomerprüfkörper [96]

Tabelle 3: Verwendete Kerbgeometrie für quasistatische Untersuchungen [96]

	a_0 [mm]	α [°]	β [°]	γ [°]
1	2	0	0	0
2	2	0	20	20
3	2	10	10	10
4	2	20	0	0

Tabelle 4 – Verwendete Kerbgeometrie für dynamische Untersuchungen [96]

Prüfkörper	a_0 [mm]	α [°]	β [°]	γ [°]
1 2mm	2	0	0	0
2_2mm	2	13	0	0
3 2mm	2	13	13	0
1 20mm	20	0	0	0
2_20mm	20	13	0	0
3_20mm	20	13	13	0

6.5.3 Quasistatischer Zugversuch an gekerbten Prüfkörpern

Für die Untersuchung des Kerbeinflusses unter quasistatischer Beanspruchung wurde die Universalprüfmaschine TIRAtest 28025 (Fa. TIRA GmbH) verwendet, wobei die Prüfkörper einer Zugbeanspruchung bis zum vollständigen Bruch unterworfen wurden. Die Untersuchungen wurden bei Raumtemperatur und mit einer Traversengeschwindigkeit von 100 mm/min durchgeführt. Die Einspannlänge betrug 30 mm. Während des Versuches erfolgte jeweils die Aufzeichnung des Kraft-Traversenweg-Diagramms. Nach der Prüfung wurde für jeden Prüfkörper unter Zuhilfenahme eines Lichtmikroskops das Profil des Rissverlaufes in der xy-Ebene ermittelt. Dies ist beispielhaft in Bild 64 dargestellt [96].

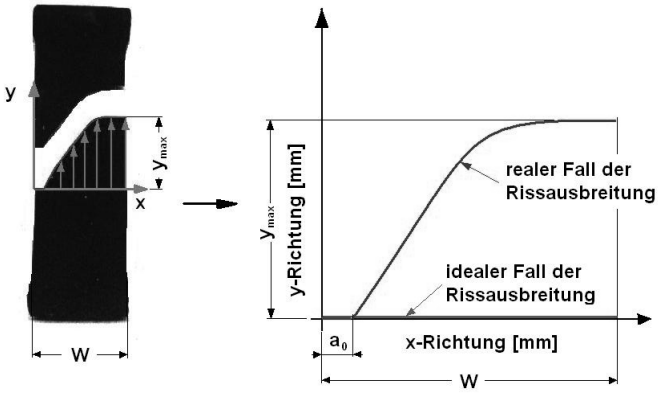


Bild 64: Schematische Darstellung zur Charakterisierung des Rissprofils in der xy-Ebene [96]

6.5.4 Durchführung der Analyse der dynamischen Rissausbreitung

Es wurden pro Kerbgeometrie, die in der Tabelle 4 aufgelistet sind, drei Prüfkörper mittels TFA untersucht. D. h., aufgrund der doppelseitigen Kerbeinbringung konnten pro Kerbgeometrie 6 Rissausbreitungsverläufe analysiert werden. Die Prüfung erfolgte bei Raumtemperatur mit Belastungsbedingungen, die in der Tabelle 5 zusammengefasst sind.

Randbedingungen der TFA-Untersuchung

Tabelle 5: Zusammenstellung der Eingansdaten und Randbedingungen der TFA-Untersuchung

Werkstoffe			Belastungsmodus		Sinus	
Nr	Bezeichnung		Frequenz		10	[Hz]
1.	EPDM60N2		Beanspruchungsamplitude		10	[%]
			Prüfkörpergeometrie (L_0 x W x B)			Anzahl der Prüfkörp. pro Amplitude
			Tensile	-	[mm]	-
			Pure-shear	15x120x1,5	[mm]	3
			Kerbtiefe a_0			Art der Kerbe
			Tensile	-	[mm]	-
			Pure-shear	2; 20	[mm]	Beidseitig
			Art der Risslängenaufnahme			Kontur

6.6 Bruchmechanische Untersuchungen der Rissausbreitungseigenschaften von Elastomeren unter zyklischer Beanspruchung

Wie aus den theoretischen Grundlagen der dynamischen Beanspruchung von Elastomeren ersichtlich ist, basiert die Analyse der Rissausbreitung in dynamisch

beanspruchten elastomeren Prüfkörpern auf mehreren notwendigen Verfahrensschritten. Diese teilen sich in drei Hauptphasen nach dem Kriterium der zeitabhängigen Durchführung bei der Analyse: Vorbereitungsphase, eigene Analyse und Auswertung.

Die Vorbereitungsphase und die Phase der eigenen Analyse sowie ihre einzelnen Verfahrensschritte, die vor und während der Analyse durchzuführen sind, wurden in den vorherigen Kapiteln klar beschrieben und bilden einen wichtigen Hintergrund zur präzisen Ermittlung der bruchmechanischen Eigenschaften von Elastomeren. Im Folgenden werden Ergebnisse der Rissausbreitungsanalyse unter dynamischer Beanspruchung mit simultaner Beanspruchung von SENT- und Pure-Shear-Prüfkörper beschrieben.

6.6.1 Bestimmung der Rissausbreitungsgeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Prüfkörpertyp

Für die Ermittlung bruchmechanischer Werkstoffkennwerte mittels SENT- und Pure-shear-Prüfkörpern spielt die Geschwindigkeit der dynamischen Rissausbreitung eine wesentliche Rolle. Die Voraussetzung für die Berechnung des Grundmechanischen Werkstoffkennwertes T nach Gl. 52 bzw. Gl. 56 ist eine konstante Rissausbreitungsgeschwindigkeit und die Stabilität des Risses.

Bei den in diesem Teil der Arbeit untersuchten Prüfkörpern handelt es sich um Variationen der Kerbtiefen in den entsprechenden Prüfkörpern und den Vergleich der experimentell ermittelten Ergebnisse mit aus der FE - Berechnung gewonnenen Reißenergieverläufen in den beiden Prüfkörpergeometrien (siehe Bild 32). Demzufolge wurden zur Untersuchung Tensile- bzw. SENT-Prüfkörper mit 2 mm Kerbtiefe und Pure-shear-Prüfkörper, die mit 2, 4, 10 und 21 mm Kerbtiefen versehen worden sind, herangezogen In Tabelle 6 sind die weiteren Eingangsdaten und Randbedingungen der TFA-Untersuchungen für die Ermittlung der Rissausbreitungsgeschwindigkeit zusammengestellt.

Randbedingungen der TFA-Untersuchung

Tabelle 6: Zusammenstellung der Eingansdaten und Randbedingungen der TFA-Untersuchungen

Werkstoffe			Belastungsmodus		Sinus	
Nr	Bezeichnung		Frequenz f		1	[Hz]
1.	NR20N2		Beanspruchungsamplitude		25; 40	[%]
			Prüfkörpergeometrie (L_0 x W x B)			Anzahl der Prüfkörp. pro Amplitude
			Tensile	15x15x1,5	[mm]	4
			Pure-shear	15x120x1,5	[mm]	2
			Kerbtiefe a_0			Art der Kerbe
			Tensile	2	[mm]	Einseitig
			Pure-shear	2; 4;10; 21	[mm]	Beidseitig
			Art der Risslängenaufnahme			Kontur

6.6.2 Ermittlung der Reißenergie *T* aus den experimentellen Untersuchungen der simultan analysierten SENT- und Pure-shear-Prüfkörper

Auf der Grundlage des in Abschnitt 2 dargestellten theoretischen Hintergrundes sowie verschiedener experimenteller Untersuchungen wurde zur Bestimmung der Reißenergie *T* und der (graphischen) Darstellung eines *da/dn-T*-Zusammenhanges (Risswachstumskurve) die im Folgenden beschriebene Vorgehensweise gewählt.

Die Vorgehensweise der Durchführung und Auswertung der TFA Untersuchung wurde aus folgenden Schritten, die unmittelbar durchgeführt werden müssen, aufgebaut.

1. Die Verformungsenergiedichten wurden für den analysierten Werkstoff in den beiden Prüfkörpergeometrien, wie es in folgenden Diagrammen gezeigt ist, ermittelt, wobei dies nach [6], [87] immer nur an den ungekerbten Prüfkörpern durchgeführt wurde.

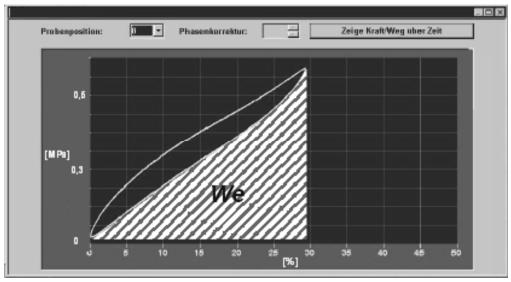


Bild 65: Ermittlung der Verformungsenergiedichte W_E im SENT-Prüfkörper des Werkstoffes NR20N2

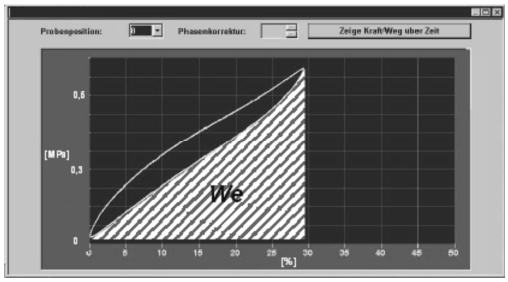


Bild 66: Ermittlung der Verformungsenergiedichte W_E im Pure-shear-Prüfkörper des Werkstoffes NR20N2

Zur Veranschaulichung der Bestimmung der Verformungsenergiedichte wurden die Spannungs-Dehnungs-Diagramme für beide Prüfkörper im Bild 65 und Bild 66 aufgenommen. Wie es schon aus den eigenen Voruntersuchungen [48] ersichtlich war, weisen die Verformungsenergiedichten in beiden Prüfkörpern, die aus derselben Kautschukmischung hergestellt und unter derselben Dehnamplitude beansprucht wurden, Werte auf, die nur marginal unterschiedlich sind. Die Abweichungen gehen auf Verzerrungen, die im gesamten SENT-Prüfkörper in orthogonaler Richtung zur Hauptspannung stattfinden und in der Auswertung der Verformungsenergiedichte nicht berücksichtigbar sind, zurück. Demgegenüber treten diese Verzerrungszustände im Pure-shear-Prüfkörper, bezogen auf die Breite *W*, nur marginal auf.

2. Sofern die Ergebnisse der Verformungsenergien festgestellt sind und die Analyse der Rissausbreitung durchgeführt wurde, werden anschließend die Werte des Risswachstums ausgewertet. Diese Ergebnisse werden dann zur Bestimmung der Reißenergie im SENT-Prüfkörper angewendet, da die Reißenergie, wie schon mehrmals erwähnt, von der Risslänge abhängt (siehe Gl. 52).

   Zum Bereich des stabilen Risswachstums im SENT-Prüfkörper wurde die Abhängigkeit des differenziellen Risswachstums zur Zyklenzahl *da/dn* ermittelt.

   Im Bezug auf den theoretischen Hintergrund [6] wurde zunächst der Mittelwert des Rissfortschrittes im Bereich des stabilen Risswachstums, das im Bild 67 mittels linearen Verlaufes dargestellt ist, festgelegt:

$$\bar{a} = \frac{a_{max} - a_{min}}{2} \; [mm] \qquad \text{Gl. 76}$$

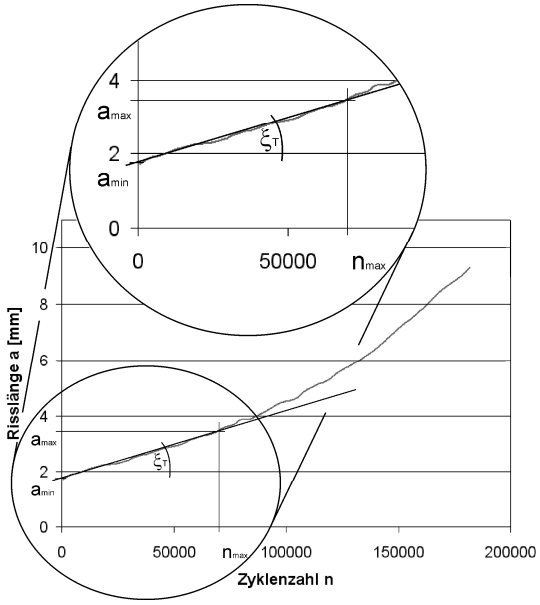


Bild 67: Darstellung des linearen Bereiches des Risswachstums im SENT-Prüfkörper (NR20N2), in dem T bestimmt wurde

Demgegenüber ist die Reißenergie im Pure-shear-Prüfkörper von der Risslänge unabhängig (siehe Gl. 56) und wurde zum Bereich des stabilen Risswachstums im Pure-shear-Prüfkörper, das im Bild 68 dargestellt ist, die Abhängigkeit des differenziellen Risswachstums zur Zyklenzahl *da/dn* ermittelt.

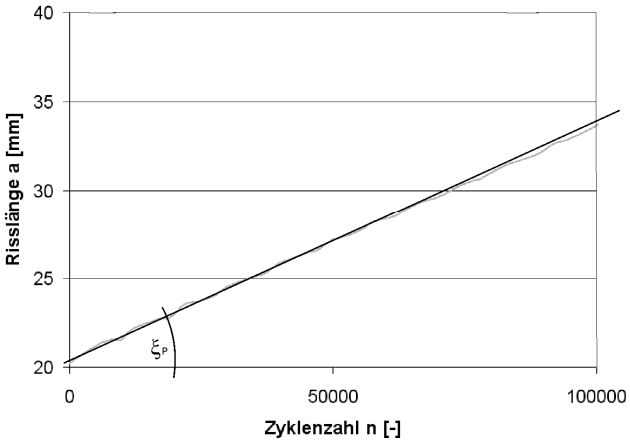


Bild 68: Risslänge-Zyklenzahl-Diagramm eines Pure-shear-Prüfkörpers im Pure-shear-Bereich (NR20N2), welches durch stabiles Risswachstums bezeichnet ist

3. Die Reißenergie wurde dann aus den bekannten Gleichungen für den SENT-Prüfkörper Gl. 52 und für den Pure-shear-Prüfkörper Gl. 56 nach Substitution der ermittelten Messwerten berechnet.

6.6.3 Untersuchung des Einflusses der Prüfkörpergeometrie und der Werkstoffzusammensetzung auf das Risswachstumsverhalten

Wie in den vorherigen Kapiteln erläutert wurde, eignen sich die im Rahmen dieser Arbeit zur Verfügung stehende Berechnungsverfahren der Reißenergie

und die grafische Darstellung von *da/dn* in Abhängigkeit von *T* als Standardmethoden und können für die Beschreibung der unterschiedlichen Einflüsse angewendet werden. Aus diesem Grund wurden Untersuchungen zum Einfluss der Prüfkörpergeometrie auf Basis dieser Analyse mit anschließender Auswertung bezüglich des Werkstoff- und Rußanteileinflusses durchgeführt. Für die Experimente mittels TFA wurden unterschiedliche Randbedingungen eingesetzt, die in Tabelle 7 zusammengefasst sind. Dabei wurden SENT-Prüfkörper mit einer Kerbtiefe a_0 = 2 mm und Pure-shear-Prüfkörper mit einer Kerbtiefe a_0 = 21 mm analysiert. Hierbei ist wichtig zu erwähnen, dass bei den Pure-shear-Prüfkörpern Untersuchungen ausschließlich im festgestellten Pure-shear-Bereich durchgeführt wurden.

Randbedingungen der TFA-Untersuchung

Tabelle 7: Zusammenstellung der Eingangsdaten und Randbedingungen der TFA-Untersuchung

Werkstoffe			Belastungsmodus		Sinus	
Nr	Bezeichnung		Frequenz		1	[Hz]]
1.	NR00N2		Beanspruchungsamplitude		5; 10; 13; 16; 20; 25; 30; 35; 40; 45	[%]
2.	NR20N2					
3.	NR40N2					
4.	NR60N2		Prüfkörpergeometrie (L_0 x W x B)			Anzahl der Prüfkörp. pro Amplitude
5.	SBR20N2					
6.	SBR40N2		Tensile	15x15x1,5	[mm]	4
7.	SBR60N2		Pure-shear	15x120x1,5	[mm]	2
8.	EPDM20N2					
9.	EPDM40N2		Kerbtiefe a_0			Art der Kerbe
10	EPDM60N2		Tensile	2	[mm]	Einseitig
			Pure-shear	21	[mm]	Beidseitig
			Art der Risslängenaufnahme			Kontur

6.7 Untersuchung zum Einfluss des Vernetzungsgrades auf die Rissausbreitung von Elastomeren

Für die Untersuchung des Einflusses des Vernetzungsgrades bzw. der Vulkanisationszeit auf die Rissausbreitung wurde ein Elastomer NR60N2 aufgrund der Reversionsphase in der Vulkanisationsisotherme, die den Abbau des Netzwerkes in diesem mit Ruß hochgefülltem Elastomer charakterisiert, ausgewählt. Die Analyse konzentriert sich an Prüfkörpern aus dem gleichen oben genannten Werkstoff mit unterschiedlicher Vernetzungsdichte. Diese wurde durch eine 4-stufige Vulkanisationszeit erzielt, die eine vollständige Vernetzungsreaktion sichert und eine aussagekräftige Beschreibung der Zusammenhänge zwischen Vulkanisationszeit und Rissausbreitung liefern können:

1. Stufe: t_{60} = 1,66 min - Vulkanisationszeit, die sich im Bereich zwischen Inkubationszeit t_i und, der abgeschlossene Vernetzungsreaktionszeit t_{90} befindet.

2. Stufe: t_{90} = 2,51 min - Vulkanisationszeit, die aufgrund der schlechte Wärmeleitung des Elastomers dem Wert der abgeschlossen Vernetzungsreaktion zugeordnet ist.

3. Stufe: $t_{90+1,5}$ = 4,01 min - Vulkanisationszeit, die um 1 min pro 1 mm Dicke (siehe [68] und [77]) des Prüfkörpers als Umsatzzeit erweitert wurde.

4. Stufe: $t_{90+4,0}$ = 6,51 min - Vulkanisationszeit, die einem größeren Wert als t_{max} entspricht und sich im Bereich der Abbauphase des Netzwerkes befindet.

Im folgenden Bild 69 ist die Vernetzungsisotherme des Werkstoffes NR60N2 mit den ausgewählten 4 Stufen der Vulkanisationszeit bei einer Temperatur von 160°C dargestellt.

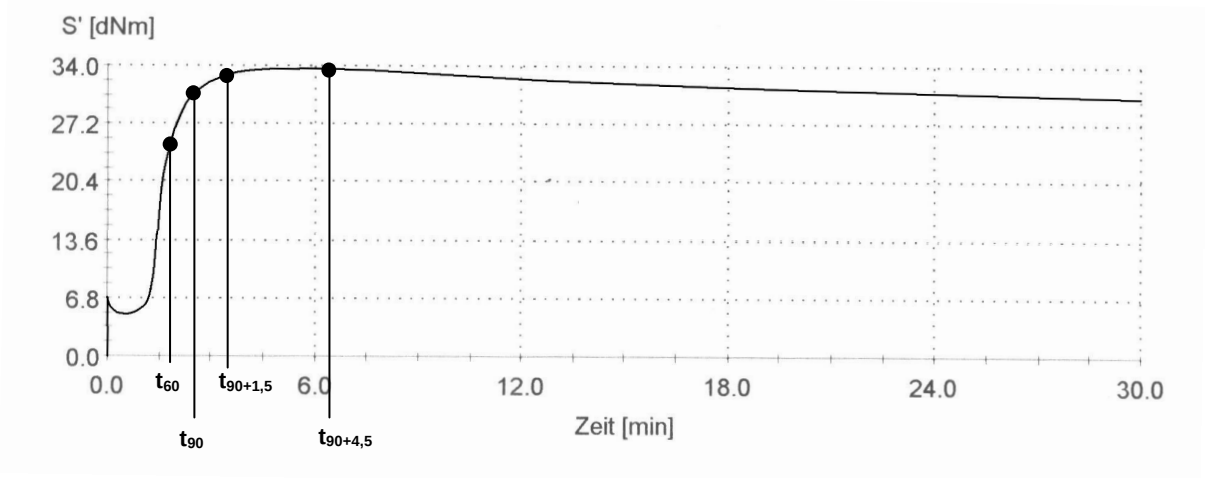


Bild 69: Experimentell festgestellte Vernetzungsisotherme des Werkstoffes NR60N2 bei Temperatur 160°C

Randbedingungen der TFA-Untersuchung

In Tabelle 8 sind die Eingangsdaten und Randbedingungen zusammengestellt, die den gesamten Prozess der Analyse der Rissausbreitung unter dynamischer Beanspruchung definieren und für die Durchführung der TFA-Untersuchung notwendig sind.

Tabelle 8: Zusammenstellung der Eingangsdaten und Randbedingungen der TFA-Untersuchung

Werkstoffe			Belastungsmodus		Sinus	
Nr	Bezeichnung		Frequenz		10	[Hz]]
1.	NR60N2		Beanspruchungsamplitude		10; 16; 20; 23; 30;	[%]
			Prüfkörpergeometrie (L_0 x W x B)			Anzahl der Prüfkörp. pro Amplitude
			Tensile	-	[mm]	-
			Pure-shear	15x120x1,5	[mm]	2
			Kerbtiefe a_0			Art der Kerbe
			Tensile	-	[mm]	-
			Pure-shear	22	[mm]	Beidseitig
			Art der Risslängenaufnahme			Kontur

Teilschlussfolgerung

Einen wesentlichen Schwerpunkt dieses Kapitels umfasste die Beschreibung der Methoden und der experimentellen Untersuchungen zur Charakterisierung des dynamischen Risswachstums einer Serie von NR-, SBR- und EPDM-Vulkanisate. Wobei die experimentellen Untersuchungen sich an verschiedene Aspekte, die einen Einfluss auf die Rissausbreitung aufweisen, konzentrieren: Kautschukbasis, Füllstoffgehalt, Molekülkettenorientierung, Vernetzungsgrad, Prüfkörpergeometrie, Kerbgeometrie und Kerborientierung.

Besonders eingehend wurde die Prüfkörpergeometrie vorgestellt, die für die Analyse der Rissausbreitung unter quasistatischen und dynamischen Beanspruchung entwickelt wurde und geeignet ist, eine präzise Übertragung der mechanischen Belastungen in die zu analysierenden Zonen des Prüfkörpers zu gewährleisten. Die entwickelte Prüfkörpergeometrie berücksichtigt die Pure-shear-Definition und ist zugleich geeignet, mittels einfachen Ausstanzens aus dem Pure-shear-Prüfkörper mehrere Tensile-Prüfkörper herzustellen. Es wurde auch die Konstruktion eines Vulkanisationswerkzeuges entworfen und hergestellt, in dem gleichzeitig drei Pure-shear-Prüfkörper vulkanisiert werden können. Die Konstruktion der Vulkanisierplatten wurde für vier unterschiedliche Geometrieverhältniswerte L_0:W durchgeführt.

7 Ergebnisse und Diskussion

7.1 Bewertung des verarbeitungsbedingten Molekülkettenorientierungseinflusses auf die Rissausbreitung

Die Bruchspannung der gekerbten und ungekerbten NR60N5 sowie EPDM60N5 Prüfkörper sind in Abhängigkeit vom Winkel der Walzrichtung im Bild 70 dargestellt. Es ist erwartungsgemäß festzustellen, dass die ungekerbten Prüfkörper eine größere Bruchspannung gegenüber den gekerbten Prüfkörpern besitzen. Für die Bruchspannung lassen sich folgende Aussagen über die Abhängigkeit der Walzrichtung treffen. Mit dem Anstieg des Winkels in Walzrichtung nimmt die Zugfestigkeit der gekerbten NR60N5 Prüfkörper deutlich zu, während sie sich bei gekerbten EPDM60N5 Prüfkörpern vermindert. Dieses Verhalten ist jedoch nicht an ungekerbten Prüfkörpern zu erkennen. Obwohl bei ihnen eine dehnungsinduzierte Kristallisation, besonders im Fall von NR, einen stärkeren Einfluss haben sollte im Vergleich zu gekerbten Prüfkörpern, wo eine Dehnungskristallisation nur im Bereich der Rissspitze auftritt. Diese Kennwerte steigen für beide Werkstoffe im ungekerbten Zustand mit zunehmendem Verdrehungswinkel zur Walzrichtung. Dabei weisen die Kennwerte der NR60N5 Prüfkörper große Abweichungen auf, die auf die Dehnungskristallisation zurückzuführen sind.

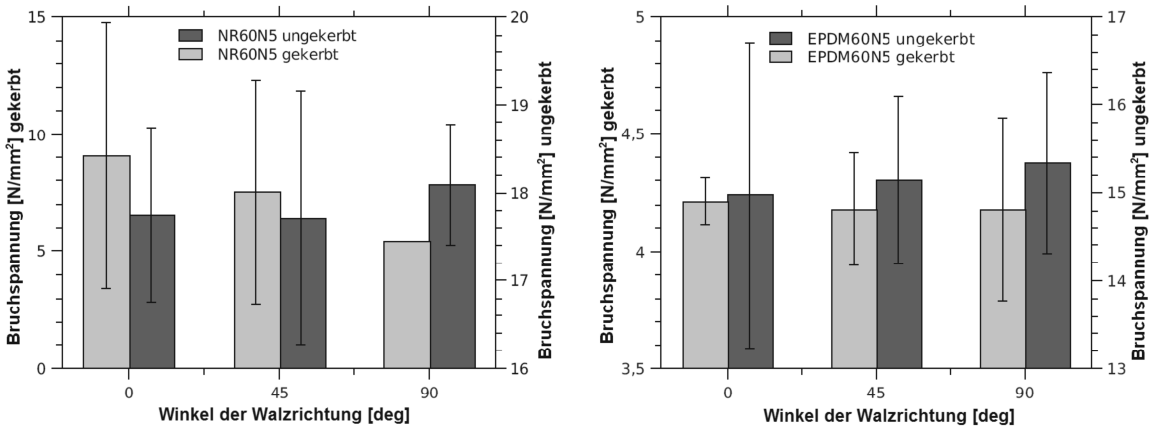


Bild 70: Bruchspannung der gekerbte und ungekerbten NR60N5 (links) und EPDM60N5 (rechts) Prüfkörpern in Abhängigkeit vom Winkel der Walzrichtung

Der Einfluss der Walzrichtung wurde weiter anhand der gewonnenen Rissausbreitungsprofile der gekerbten Prüfkörper untersucht, die sich im idealen Fall orthogonal zur Hauptspannung ausbreiten. Zur Untersuchung der Rissausbreitungsprofile wurden zunächst die zerrissenen Prüfkörper digitalisiert und anschließend mit der Aufnahme der Software AutoCAD analysiert. Ziel war die Ermittlung der mittleren Rissausbreitungsprofile aus den sieben Prüfkörpern. Die Rissausbreitungsprofile für beide Werkstoffe mit zugehöriger Winkelverdrehung zur Walzrichtung sind im Bild 71 dargestellt.

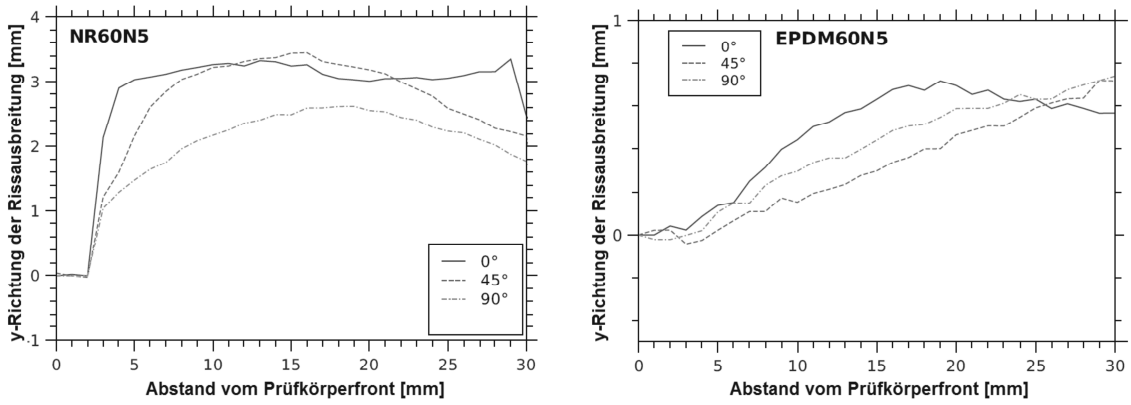


Bild 71: Rissprofile der Prüfkörper der Werkstoffe NR60N5 (links) und EPDM60N5 (rechts) bestimmt an gekerbten Prüfkörpern, die einer quasistatischen Zugbeanspruchung unterworfen und mit unterschiedlichen Verdrehungswinkel der Walzrichtung 0°, 45° und 90° hergestellt wurden

Aus der Analyse der Rissausbreitungsprofile können folgende Zusammenhänge beschrieben werden. Grundsätzlich besitzt NR60N5, unabhängig vom Verdrehungswinkel, einen viel höheren Widerstand gegen Rissausbreitung als EPDM60N5. Die Rissausbreitungsprofile korrelieren mit den Werten der Bruchspannung, wobei im Fall von NR60N5 aufgrund der dehnungsinduzierten Kristallisation eine Erhöhung der Festigkeit innerhalb der Rissspitze verursacht wird. Daraus ergibt sich eine starke Abweichung der Rissausbreitungsrichtung, von der idealen Richtung, die wiederum mit einem erhöhten Energieverbrauch verbunden ist. Durch die Untersuchung der Abweichung der Rissprofile von der 0 Achse wird deutlich, dass die kleinste Abweichung bei einem NR60N5-Prüfkörper mit 90° und bei einem EPDM60N5-Prüfkörper mit 45° Verdrehungswinkel auftritt. Für die bruchmechanische Untersuchung der elastomeren Werkstoffe ist es von größter Bedeutung, dass sich das Rissausbreitungsprofil in der ganzen Breite des Prüfkörpers orthogonal zur Hauptspannung ausbreitet. Demzufolge weichen die Rissausbreitungsprofile der beiden Materialien mit dem Verdrehungswinkel 0° nach Initiierung der Rissausbreitung stärker als bei anderen ab, jedoch erfolgt eine schnelle Ausrichtung beim Erreichen der maximalen Distanz von der 0 Achse weiter orthogonal zur Hauptspannung. Diese Erkenntnis bildet die Voraussetzung für reproduzierbare Ermittlungen der bruchmechanischen Kennwerte mit maximalen und gleichmäßig verteilten Spannungszuständen im Prüfkörper.

Anschließend ist anhand der Untersuchung der Molekühlketten-orientierung der Einfluss der Walzrichtung festzustellen. Hierbei hat sich gezeigt, dass der Winkel der Walzrichtung 0°, bei dem sich die Molekülketten in Walzrichtung anordnen, für die Untersuchung der dynamischen Rissausbreitung realisiert werden sollte. Im Bild 72 wird eine Empfehlung der Einordnung des Kautschuk-mischungsfels im Vulkanisationswerkzeug bezüglich der Ergebnisse der Walzrichtungsuntersuchung gegeben.

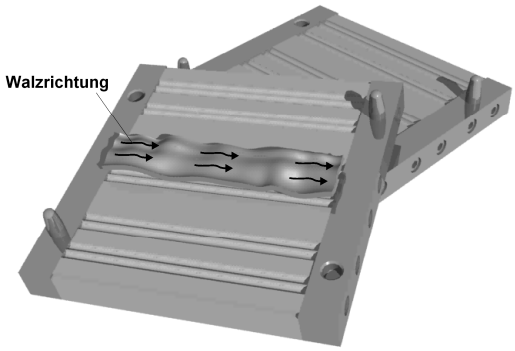


Bild 72: Einordnung des Kautschuk-mischungsfells im Vulkanisations-werkzeug bezüglich Walzrichtung

7.2 Bestimmung der Deformationsbereiche der unterschiedlichen Prüfkörpergeometrien

7.2.1 Einfluss der Geometrieverhältnisswertes auf die Größe des Pure-shear-Bereiches

Die experimentellen Untersuchungen haben den Einfluss der Prüfkörpergeometrie bzw. Geometrieverhältniswerte der unverstärkten und verstärkten Elastomere auf NR- sowie SBR-Basis in Bezug auf die Größe des Pure-shear-Bereiches in ungekerbten Prüfkörpern gezeigt (siehe Bild 73). Es wird ersichtlich, dass der Pure-shear-Bereich signifikant von der Prüfkörpergeometrie abhängig ist. Mit dem steigenden Geometrieverhältniswert nimmt die Größe des Pure-shear-Bereiches stark ab. Für NR in einem Geometrieverhältniswert von $L_0:W$ = 1:12 beträgt der Pure-shear-Bereich 64,5 bis 69,1% der Breite W des Prüfkörpers, auf SBR-Basis 64,5 bis 79,8%. Im Vergleich dazu ist bei einem Geometrieverhältniswert $L_0:W$ = 1:4 die Größe für Prüfkörper auf NR-Basis 8,3 bis 12,7% sowie für Prüfkörper auf SBR-Basis 8,3 bis 14,4% der Breite des Prüfkörpers. Aus den ermittelten Werten ist gleichzeitig erkennbar, dass der Füllstoffgrad teilweise nur einen geringen Einfluss auf die Größe des Pure-shear-Bereiches hat. Die Tendenz der Abnahme der Größe des Pure-shear-Bereiches ist bei Prüfkörpern auf SBR-Basis linear, während der Wert des Pure-shear-Bereiches für Prüfkörper, auf der Basis von NR, bis zu einem Geometrieverhältnis $L_0:W$ = 1:8 sehr langsam sinkt. Nach Übersteigen des Geometrieverhältnisses $L_0:W$ = 1:8 bis zu 1:4 nimmt der Wert sehr stark ab. Die Folge ist, dass die Größe des Pure-shear-Bereiches in Prüfkörpern auf NR-Basis bei kleineren Geometrieverhältnissen als $L_0:W$ = 1:8 fast konstant bleibt und demzufolge unabhängig vom Geometrieverhältnis zu betrachten ist. Zusätzlich offenbahrten die Untersuchungen, dass die Größe des Bereiches von der Belastungsamplitude unabhängig ist. Die Differenz der unterschiedlichen Amplituden legt der Toleranzbereich der gewählten Methode für die Auswertung fest.der Genauigkeit der Auswertemethode.

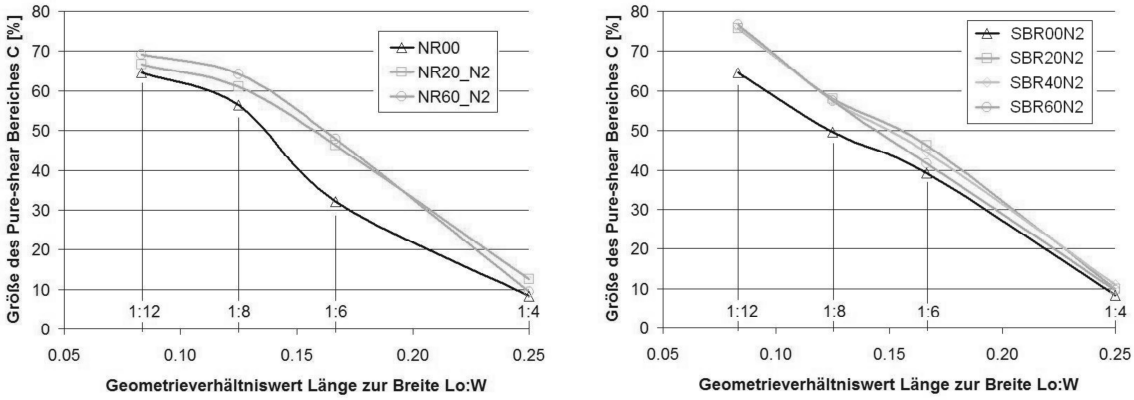


Bild 73: Einfluss der Prüfkörpergeometrie bzw. der Geometrieverhältniswerte auf die experimentell ermittelte Größe des Pure-shear-Bereiches unter Zugbeanspruchung für Prüfkörper auf Basis Naturkautschuk (links)und Styren-Butadien-Kautschuk (rechts)

7.2.2 Einfluss der Einspannung des Prüfkörpers mittels Wulst auf die Deformation

Die Größe des Pure-shear-Bereiches bei Zugbeanspruchung wurde mittels einer Korrelationsanalyse ausgewertet. Das Ergebnis war, dass sich die Prüfkörperbreite im

Bereich der nicht sichtbaren Haltewülste in den Spannbacken durch die Spannungsverformung beim Kanteneffekt reduzieren. Der Prüfkörper zieht in x-Richtung zur Achse des Prüfkörpers zusammen (siehe Bild 74). Demzufolge wird die Größe des Pure-shear-Bereiches beeinflusst. Um den genauen Wertes der Kontraktion und damit auch des Einflusses auf die Größe des Pure-shear-Bereiches zu ermitteln, wurden Berechnungen anhand der experimentellen Ergebnisse durchgeführt. Sie basierten auf der mathematischen Beschreibung der Verformung des Pure-shear-Prüfkörpers unter Zugbelastung. Zu diesem Zweck ist der Zeitpunkt des Erreichens der maximalen Amplitude von 100% der Ursprungslänge L_0 des Prüfkörpers herangezogen worden. Hintergrund ist, das zu diesem Zeitpunkt die größte Kontraktion des Prüfkörpers in der Haltewulst auftreten sollte. Die Untersuchungen zum Verhalten des Prüfkörpers innerhalb der Einspannung sind besonders vor dem Hintergrund der Aussagefähigkeit des Kantenverhaltens unterschiedlicher Werkstoffe und Rezepturen von Bedeutung. Über die ermittelten Kennwerte der Ausgangslänge L_0, der Längenänderung ΔL sowie dem Bereich des Kanteneffektes des Pure-shear-Prüfkörpers, lässt sich mathematisch die Verformung des Prüfkörpers selbst bis in die Einspannung der Haltewülste nachweisen.

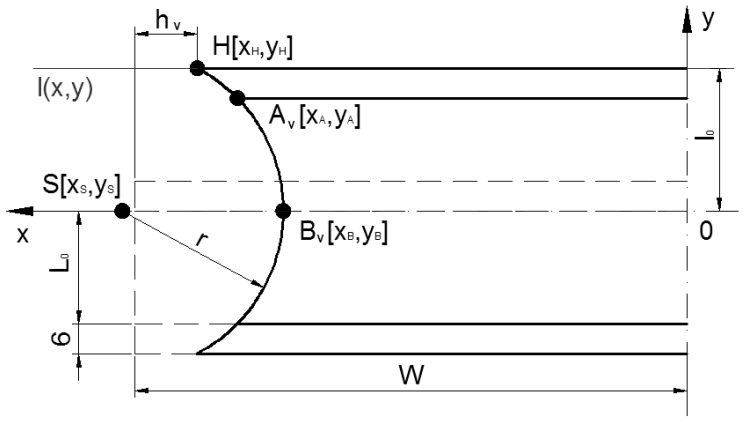


Bild 74: Schematische Darstellung der Prüfkörperverformung unter Zugbeanspruchung für die Berechnung der Kontraktion im Wulstbereich

Der Ausgangspunkt für diesen Ansatz ist, dass sich unter Zugbeanspruchung die Kante des Prüfkörpers unter kreisförmiger Deformation mit einem bestimmten Radius *r* verformt. Der Kreis, dessen Teil die Kante des Prüfkörpers bildet, wurde mittels abgemessenen Koordinaten der Punkte $A_v[x_A, y_A]$, $B_v[x_B, y_B]$ und der Symmetrieachse *x* definiert. Der Durchdringungspunkt der Kreisgleichung

$$(x - x_S)^2 + (y - y_S)^2 = r^2 \qquad \text{Gl. 77}$$

und der Gleichung der Gerade *l(x,y)*:

$$y = l_0 \qquad \text{Gl. 78}$$

wurde als Kontraktionspunkt $H[x_H, y_H]$ des Wulstes ermittelt. Dieser Ansatz lässt sich auf sämtliche Prüfkörper mit unterschiedlichem Geometrieverhältniswert auf varierender Werkstoffbasis anwenden. Damit ist die vollständige Berechnung der Kontraktion *h* zur Ausgangsbreite durchführbar. In Tabelle 2 sind die Ergebnisse der Berechnung für das Geometrieverhältnis $L_0:W$ = 1:4 unter 100% Dehnamplitude dargestellt. Dieser Zustand entspricht den Randbedingungen, in deren Eintrittsfall

eine Reduzierung der Kontraktion unter kleineren Dehnamplituden und Geometrieverhältnissen erfolgt.

Die Ergebnisse verdeutlichen, dass es bei allen Prüfkörpern nur zu geringer Kontraktion in x-Richtung kommt. Damit besitzt die grundlegende Ermittlung der Größe des Pure-shear-Bereiches nur einen marginalen Einfluss.

Tabelle 9: Kontraktion der Prüfkörperwulst unter 100% Dehnamplitude

Prüfkörper	Kontraktion h_v [mm]	Kontraktion h_v [%]
Naturkautschuk		
NR00	1,12	1,88
NR20_N2	0,90	1,50
NR60_N2	0,67	1,12
Styren-Butadien-Kautschuk		
SBR00	0,34	0,56
SBR20_N2	0,96	1,60
SBR40_N2	0,85	1,42
SBR60_N2	0,80	1,34

Die Ergebnisse der Kontraktionsberechnung der Prüfkörperwulst haben gezeigt, dass kein signifikanter Einfluss besteht. Jedoch ist auch der deutliche Nachweis erbracht worden, dass es zu unerwünschter Kontraktion unter Zugbeanspruchung kommt und demzufolge auch ein Einfluss auf die Größe des Pure-shear-Bereiches besteht. Die Ursache für die Kontraktion begründet sich in der Gestaltung der Halteklammern. Sie sind nicht geeignet ist beim Auftreten von Zugbeanspruchungen die Kräfte in x-Richtung zu übertragen. Daraus ergibt sich die Schlussfolgerung, dass eine wirkungsvolle Lösung nur dann gegeben ist, wenn die Prüfkörperwülste keinen Freiheitsgrad in x-Richtung zulassen. Die technische Lösung wurde erfolgreich mittels einer Modifizierung der Wulstgeometrie des Prüfkörpers realisiert. Die neu entwickelte Prüfkörpergeometrie ist im Bild 75 dargestellt. Aus der neuen Prüfkörpergeometrie wird deutlich, dass mit einer doppelt überlappenden Wulst die maximale Fixierung des Prüfkörpers in den Halteklammern erzielt und dadurch die Minimierung der Kontraktion der Prüfkörperwulst erreicht wurde.

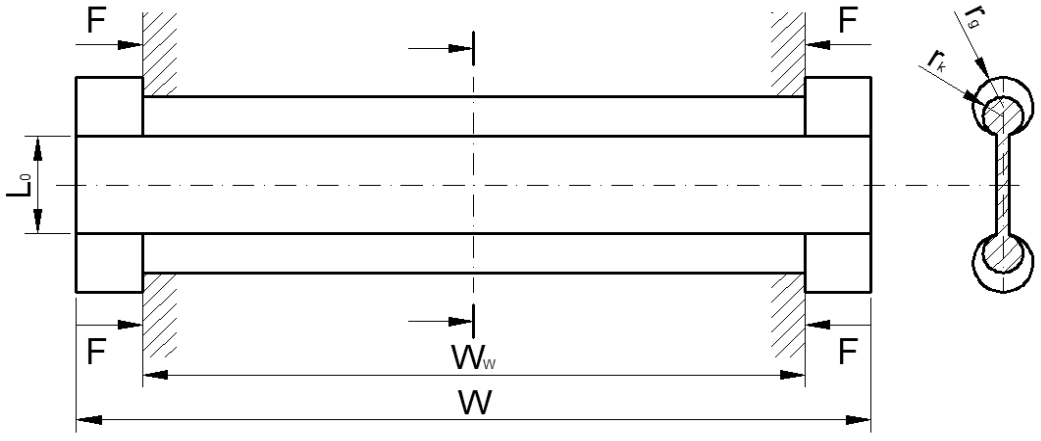


Bild 75: Weiterentwickelte Prüfkörpergeometrie für die Verminderung der Kontraktion des Prüfkörperwulstes

7.2.3 Ergänzende analytische Berechnung zur Größe des Pure-shear-Bereiches

Aufgrund der begrenzten Genauigkeit experimentell gewonnener Daten zur Größe des Pure-shear-Bereiches, soll in diesem Kapitel unterstützend eine Berechnung der Werte mittels FE-Analyse durchgeführt werden. Es ist von eminent wichtiger Bedeutung, dass in diesem Zusammenhang das Spannungs-Dehnungs-Verhalten von Elastomeren bei einaxialer Zugbelastung berücksichtigt wird.

Für die Berechnung wurden die Ansätze des Spannungs-Dehnungs-Verhaltens von hyperelastischen Werkstoffen mit dem energetischen Ogden-Materialmodel angewendet. Es bietet für die Simulation die beste Annäherung zur ganzen Spannung-Dehnung-Kurve, auch unter großen Dehnungen von hyperelastischen Werkstoffen. Es wurden Berechnungsmodelle für Prüfkörpergeometrien mit Hilfe der Symetrie modelliert, die der Tabelle 1 entsprechen. Sie beschränken sich auf die Zweidimensionalität. Das für die Elementierung des gesamten 2D-Modells verwendete Plane-182-Element ist ein zweidimensionales Vier-Knoten-Element, wo jeder Knoten über zwei Freiheitsgrade d.h. „Translation in x- und in y-Richtung“ verfügt. Die Simulation wurde bis zu einer Dehnamplitude von 100% durchgeführt. Es wurde bei jeder Dehnamplitude $\varepsilon = n.10$ %, mit $n = 1, 2, \ldots, 10$ die Größe des Pure-shear-Bereiches bestimmt.

Wenn ein Pure-shear-Prüfkörper äußeren Kräften ausgesetzt ist, verteilt sich die Veformungsenergiedichte nichtlinear. Dabei besteht eine Abhängigkeit zum Abstand von der Kante. Diese Verteilungsform der Verformungsenergiedichte bildet die theoretische Basis unter der Voraussetzung, dass im Pure-shear-Bereich die ermittelte Energiedichte dem theoretischen Energiedichtewert für inkompressible Materialien entspricht und in äußeren Zonen der ermittelte Wert vom theoretischen Wert signifikant abweicht. Demzufolge liefert die mittels FE-Analyse festgestellte Energiedichte einen aussagekräftigen Zusammenhang zur Größe des Pure-shear-Bereiches.

Im Bild 76 ist die Variation der Verformungsenergiedichte an der symmetrischen x-Achse, die die voraussichtliche Strecke des Rissverlaufes bildet, in Abhängigkeit vom Abstand der symmetrischen vertikalen y-Achse des Prüfkörpers unter Berücksichtigung der Dehnamplitude im Bereich 10-100% dargestellt. Es wurden zwei Prüfkörper auf Basis SBR mit 60 phr Ruß und Geometrieverhältniswerten $L_0:W$ = 1:12 (Bild 76 links) und 1:4 (Bild 76 rechts) der Untersuchung unterworfen. Ziel ist es den Einfluss der Prüfkörpergeometrie auf die Größe des Pure-shear-Bereiches festzustellen. Wenn man annimmt, dass die Linie die 100% der normalisierten Energiedichte und dem Pure-shear-Bereich entspricht, wird aus den Bildern die genaue Größe in Abhängigkeit von der Dehnamplitude und des Geometrieverhältniswertes an der x-Achse deutlich. Wenn man die Veränderung der Dehnamplitude beobachtet, bleibt unabhängig vom Geometrieverhältniswert der Verlauf der normalisierten Energiedichte für jede Dehnamplitude unverändert. Damit wird deutlich gemacht, dass die Größe des Pure-shear-Bereiches unabhängig von der Dehnamplitude ist. Aus Bild 76 (links) und 44 ist ersichtlich, dass der Pure-shear-Bereich sich in der Mitte des Prüfkörpers bildet. Seine Größe nimmt mit zunehmendem Geometrieverhältniswert signifikant ab.

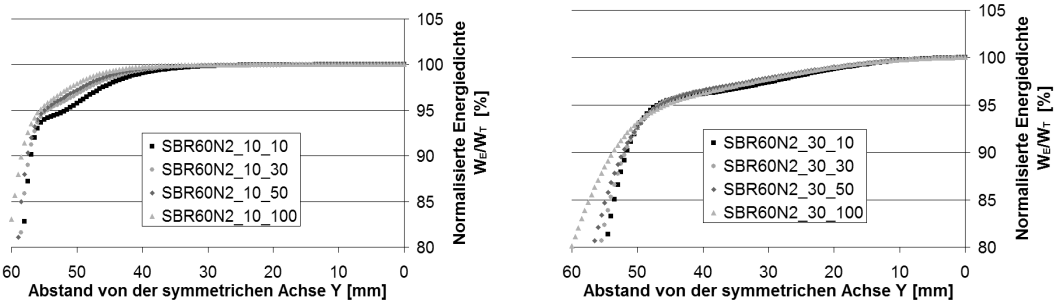


Bild 76: Variation der Verformungsenergiedichte an der symmetrischen x-Achse in Abhängigkeit vom Abstand der symmetrischen y-Achse des Prüfkörpers unter Berücksichtigung der Dehnamplitude im Bereich 10-100% für die Prüfkörper mit Geometrieverhältniswerten L_0:W =1:12 (links) und 1:4 (rechts)

Bild 77 und vergleichen die Einflüsse der Prüfkörpergeometrien bzw. Geometrieverhältniswerte auf die experimentell und numerisch ermittelten Größen der Pure-shear-Bereiche unter Zugbeanspruchung. Es werden Prüfkörper auf Basis von NR und SBR dargestellt. Aus den verglichenen Werten ist die genaue Annäherung der experimentell und numerisch ermittelten Werte im Bereich der Geometrieverhältniswerte L_0:W = 1:8 bis 1:12 ersichtlich, wobei die maximale Abweichung 9,6% beträgt. Die maximale Abweichung der Werte bei den Ergebnissen für den Geometrie-verhältniswert L_0:W = 1:6 beträgt bereits 28,3%. Im Vergleich dazu weisen die Ergebnisse der experimentell und numerisch ermittelten Werte für den Geometrieverhältniswert L_0:W = 1:4 signifikante Abweichungen auf. Sie befinden sich in einem Bereich von 52,8% bis 74,8%. Die hohen Abweichungen der experimentell und numerisch ermittelten Größen der Pure-shear-Bereiche gehen auf die Genauigkeit der experimentellen Prüfmethode und auf die Annäherung des Oden-Modells bei großen Dehnamplituden zum realen Verhalten des Prüfkörpers zurück. Unter der Voraussetzung, dass die Anwendung des Prüfkörpers für die Beschreibung des Pure-shear-Verhaltens nur mit kleinen Geometrieverhältnissen einsetzbar ist, wurden die Werte der experimentell ermittelten Größe des Pure-shear-Bereiches mit der FE-Analyse nachgewiesen.

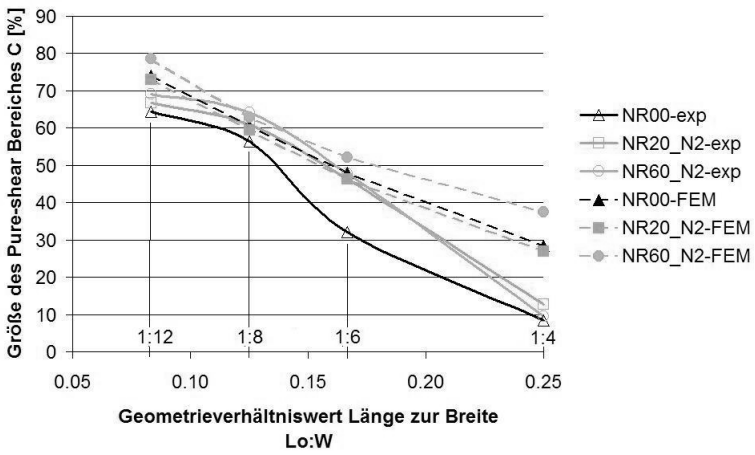


Bild 77: Vergleich des Einflusses der Prüfkörpergeometrie bzw. des Geometrieverhältniswertes auf die experimentell und numerisch ermittelte Größe des Pure-shear-Bereiches unter Zugbeanspruchung auf der Basis von Naturkautschuk

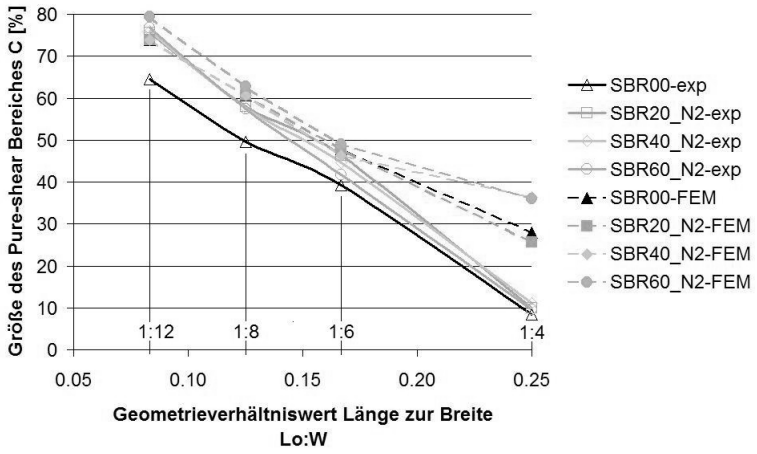


Bild 78: Vergleich des Einflusses der Prüfkörpergeometrie bzw. des Geometrieverhältniswertes auf die experimentell und numerisch ermittelte Größe des Pure-shear-Bereiches unter Zugbeanspruchung auf der Basis von Styren-Butadien-Kautschuk

Somit konnten aus der Simulation der Belastung des Prüfkörpers die differentiellen Abweichungen der Größe des Pure-shear-Bereiches unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Geometrieverhältnisse berechnet werden. Sie sind zusammenfassend in Tabelle 10 aufgelistet. Es ist deutlich erkennbar, dass bei einer Zunahme des Geometrieverhältniswertes die steigende Dehnamplitude einen signifikant wachsenden Einfluss auf die Größe des Pure-shear-Bereiches nimmt. Bei kleineren Geometrieverhältniswerten ist eine Einflussabnahme beobachtbar. Er kann somit gefahrlos vernachlässigt werden.

Tabelle 10: Dehnamplitudeneinfluss auf die prozentuelle Veränderung der Größe des Pure-shear-Bereiches unter Berücksichtigung des Geometrieverhältnisses L_0:W bei 100% Dehnamplitude

Prüfkörper	Länge des Prüfkörpers L_0 [mm]			
	10	15	20	30
	Abweichung [%]			
Naturkautschuk				
NR00	-8,3	-9,7	-16,7	-22,8
NR20_N2	-6,9	-12,9	-20,1	-27,2
NR60_N2	+2,2	+5	+6	+10,8
Styren-Butadien-Kautschuk				
SBR00	-5,3	-9,5	-15	-20
SBR20_N2	-5,3	-9,5	-15	-20
SBR40_N2	-5,2	-9,3	+8,2	+8,6
SBR60_N2	+3,3	+5,8	+8,5	+6,7

Mit Hilfe der vorgestellten Methode konnte die Größe des Pure-shear-Bereiches unter Berücksichtigung des Einflusses der Geometrieverhältniswerte festgestellt werden. Dieser Befund wurde mittels einer FE-Analyse unter Verwendung des Ogden-Materialmodells und Berücksichtigung des Dehnamplitudeneinflusses bestätigt. Aus den Ergebnissen wurde in Bezug auf die Geometrieverhältniswerte L_0:W = 1:12 bis 1:4 erstmals unabhängig vom analysierten Werkstoff die prozentuelle Größe

des Pure-shear-Bereiches C zur Ausgangsbreite des Prüfkörpers W aus den experimentellen Daten ermittelt. Dabei erfolgte eine Berücksichtigung der Dehnamplitude im Bereich von 0 bis 50%. Die Berechnung ist in der folgenden Gleichung dargestellt:

$$C = \left[-3{,}115 \cdot \frac{L_0}{W} + 0{,}979 - \kappa \cdot \varepsilon \right] \cdot 100\,, \qquad \text{Gl. 79}$$

wobei κ = 0,0905 [-] - Faktor zur Beschreibung des Dehnamplitudeneinflusses

ε [-] - Dehnamplitude.

Die Ableitung auf Basis dieser Gleichung definiert die minimale Kerbtiefe für die Untersuchung der Rissausbreitung in einem Pure-shear-Prüfkörper:

$$a_{s0\,\min} = \frac{W}{2} \cdot \left[1 - \frac{C}{100} \right]. \qquad \text{Gl. 80}$$

Gestützt durch experimentelle Daten bilden die Gleichungen eine theoretische Grundlage zur Festlegung der Kerbtiefe im Zusammenhang mit der Dehnamplitude. Dadurch wird ein wesentlicher Beitrag zur Verbesserung der bruchmechanischen Charakterisierung der Rissausbreitung mit Pure-shear-Prüfkörpern erzielt. In Tabelle 11 sind die ermittelten Größen des Pure-shear-Bereiches unter maximal 50%-iger Dehnamplitude im Verhältnis zu den minimalen potentiellen Kerbtiefen für die bruchmechanische Untersuchung von Elastomeren aufgelistet:

Tabelle 11: Ermittelte Größen des Pure-shear-Bereiches und minimale Größen der Kerbtiefe

Geometrieverhältniswert (W = 120 mm) L_0:W [-]	Größe des Pure-shear-Bereiches C [%]	minimale prozentuelle Größe der Kerbtiefe zur Ausgangsbreite a_{0min} [%]	minimale Größe der Kerbtiefe a_{0min} [mm]
1:12	67,42	16,29	19,55
1:8	54,44	22,78	27,34
1:6	41,46	29,27	35,13
1:4	15,50	42,25	50,70

7.3 Einfluss der Kerbeinbringung auf die Rissausbreitung in elastomeren Werkstoffen

7.3.1 Analytische Betrachtung zum Einfluss der Kerbgeometrie

Die theoretische Basis für die experimentelle Bestimmung bruchmechanischer Kennwerte bildet die Definition des Rissspitzenfeldes mit entsprechenden äußeren Belastungen sowie der Geometrie mit ausgeprägten Spannungen und Deformationen. Die Amplitude des Rissspitzenfeldes wird durch die Spannungsintensitätsfaktoren K_I, K_{II} und K_{III} bestimmt [70].

Für den Fall einer idealen Kerbeinbringung resultiert der Rissöffnungsmodus I, d. h. die Richtung der äußeren Beanspruchung liegt exakt im Winkel von 90° zur Kerbfront. Dabei sind die Spannungskomponenten der Gl. 43 $\sigma_{ij}^{II}(\varphi)$ und $\sigma_{ij}^{III}(\varphi)$ gleich Null. Dadurch ist es möglich das Rissspitzenfeld durch K_I zu beschreiben. Wenn die Kerbe

nicht den idealen Bedingungen entspricht, bilden sich die Spannungskomponenten $\sigma_{ij}^{II}(\varphi)$ und $\sigma_{ij}^{III}(\varphi)$ aus. Die Spannungsintensitätsfaktoren K_{II} und K_{III} sind von Null verschieden [5]. Daraus ergibt sich, dass die Größe der Spannungsintensitätsfaktoren stark von der Geometrie des Prüfkörpers bzw. der Kerbe abhängt [1], [96].

Um aufzuzeigen, dass die Kerbgeometrie einen signifikanten Einfluss auf die entstehenden Spannungen und damit auf den Risswiderstand hat, wurden FE-Analysen durchgeführt. Dafür wurden die Beanspruchungen von drei Prüfkörpern mit unterschiedlichen Kerbgeometrien mittels Nutzung der FE-Software ANSYS modelliert. Die jeweilige Kerbgeometrie ist in Tabelle 12 dargestellt.

Tabelle 12: Geometrie des Modellprüfkörpers sowie Kerbgeometrie [96]

Prüfkörper	W [mm]	L_0 [mm]	B [mm]	a_0 [mm]	α [°]	β [°]	γ [°]
1	15	30	1	2	0	0	0
2	15	30	1	2	20	0	0
3	15	30	1	2	20	20	0

Für den Nachweis des Einflusses der Kerborientierung auf die Spannungsintensitätsfaktoren wurde ein linear-elastisches Modell zugrunde gelegt. Die notwendigen Materialparameter waren der E-Modul E =2,1.10^5 MPa und die Poisson-Konstante ν=0,3. Die Prüfkörper 1 und 2 unterlagen einer Simulation reduziert auf Zweidimensionalität. Es wurde die Symmetrie des betrachteten Prüfkörpers – in diesem Fall ein Compact-Tension (CT)-Prüfkörper - ausgenutzt. Die Modellierung des Prüfkörpers 3 erfolgte aufgrund der Kerbgeometrie als 3D-Problem. Dass für die Elementierung des 2D-Modells verwendete Plane-183-Element ist ein zweidimensionales Acht-Knoten-Element. Für die Elementierung des Prüfkörpers 3 wurde ein Solid-95-Element verwendet. Für die Wahl des Elementtyps ist es ausschlaggebend, die Spannungssingularität an der Kerbspitze formulieren zu können [96].

Basierend auf der simulierten Belastung des Prüfkörpers an den Kerbfronten konnten die Größen der Spannungsintensitätsfaktoren K_I, K_{II} und K_{III} berechnet werden. Die erhaltenen Spannungsintensitätsfaktoren sind in Tabelle 13 zusammengefasst. Es ist ersichtlich, dass die Kerbgeometrie einen starken Einfluss auf das ausgebildete Spannungsfeld vor der Kerbspitze hat.

Tabelle 13: Ergebnisse der FE-Analyse zum Einfluss der Kerbgeometrie auf den Spannungsintensitätsfaktor [96]

Prüfkörper	Spannungsintensitätsfaktor		
	K_I [MPa·m$^{1/2}$]	K_{II} [MPa·m$^{1/2}$]	K_{III} [MPa·m$^{1/2}$]
1	0,798E-01	0,000	0,000
2	0,714E-01	0,157E-01	0,000
3	0,649E-01	0,194E-01	0,372E-02

7.3.2 Experimentelle Betrachtung unter quasistatischen Betrachtung zum Einfluss der Kerbgeometrie

In Bild 79 sind exemplarisch die Rissprofile in xy-Richtung für die drei Werkstoffe und die unterschiedlichen Kerbgeometrien dargestellt. Aus den einzelnen Kurvenverläufen wird deutlich, dass die Kerbgeometrie einen großen Einfluss auf die Richtung der Rissausbreitung hat. Demzufolge wirkt sich die Kerbgeometrie auf die Risswiderstandskenngröße aus, welche bei bruchmechanischen Experimenten ermittelt wird. Weiterhin ist anhand Bild 79 festzustellen, dass werkstoffabhängig Unterschiede be-obachtet werden können. Insbesondere beim Autreten der dehnungsinduzierten Kristallisation in Naturkautschukvulkanisaten (NR und M16) kommt es zu einer starken Abweichung der Rissausbreitungsrichtung vom idealen Verlauf ssenkrecht zur Beanspruchungsrichtung [96].

Die Rissprofile der SBR-Vulkanisate (Bild 79 a) zeigen, dass die Kerbgeometrie 1 d.h. $\alpha = \beta = \gamma = 0°$ die geringste Abweichung des Risses hervorrufen. Demzufolge verläuft der Riss relativ geradlinig durch den Prüfkörper. Die Kerbgeometrien 2, 3 und 4 zeigten, dass in Abhängigkeit von der Orientierung der Kerbe anfangs Abweichungen von der Ideallinie auftreten. Im Verlauf des Rissfortschrittes ändert sich die Ausrichtung bei den Kerbgeometrien 2 und 4 senkrecht zur größten Hauptspannung und befindet sich somit in Modus I. Im Gegensatz dazu richten sich die Risse von NR-Vulkanisaten nicht aus. Innerhalb dieser Serie hatte die Kerbgeometrie 4 mit $\alpha = 20°$, $\beta = \gamma = 0°$ den größten Einfluss auf das resultierende xy-Rissprofil [96].

An Prüfkörpern aus dem M16-Vulkanisat wurden die deutlichsten Abweichungen des Rissverlaufes von der Ideallinie beobachtet, was jedoch durch die Kerbgeometrie nicht wesentlich beeinflusst wird. Hier findet eine starke Überlagerung des Kerbeinflusses durch die Werkstoffeigenschaften statt. Es ist davon auszugehen, dass bei diesem Werkstoff ein wesentlicher Beitrag zum Risswiderstand durch die dehnungsinduzierte Kristallisation geleistet wird. Durch die Ausrichtung der Polymerketten parallel zur Richtung der äußeren Beanspruchung und die dadurch auftretende Ausbildung von Kristalliten kommt es zu einer Eigenverstärkung des Werkstoffes. Der Risswiderstand senkrecht zur Beanspruchungsrichtung ist sehr viel größer im Vergleich zum parallelen Verlauf. Das Resultat ist, dass der Riss von der Ideallinie abweicht [96].

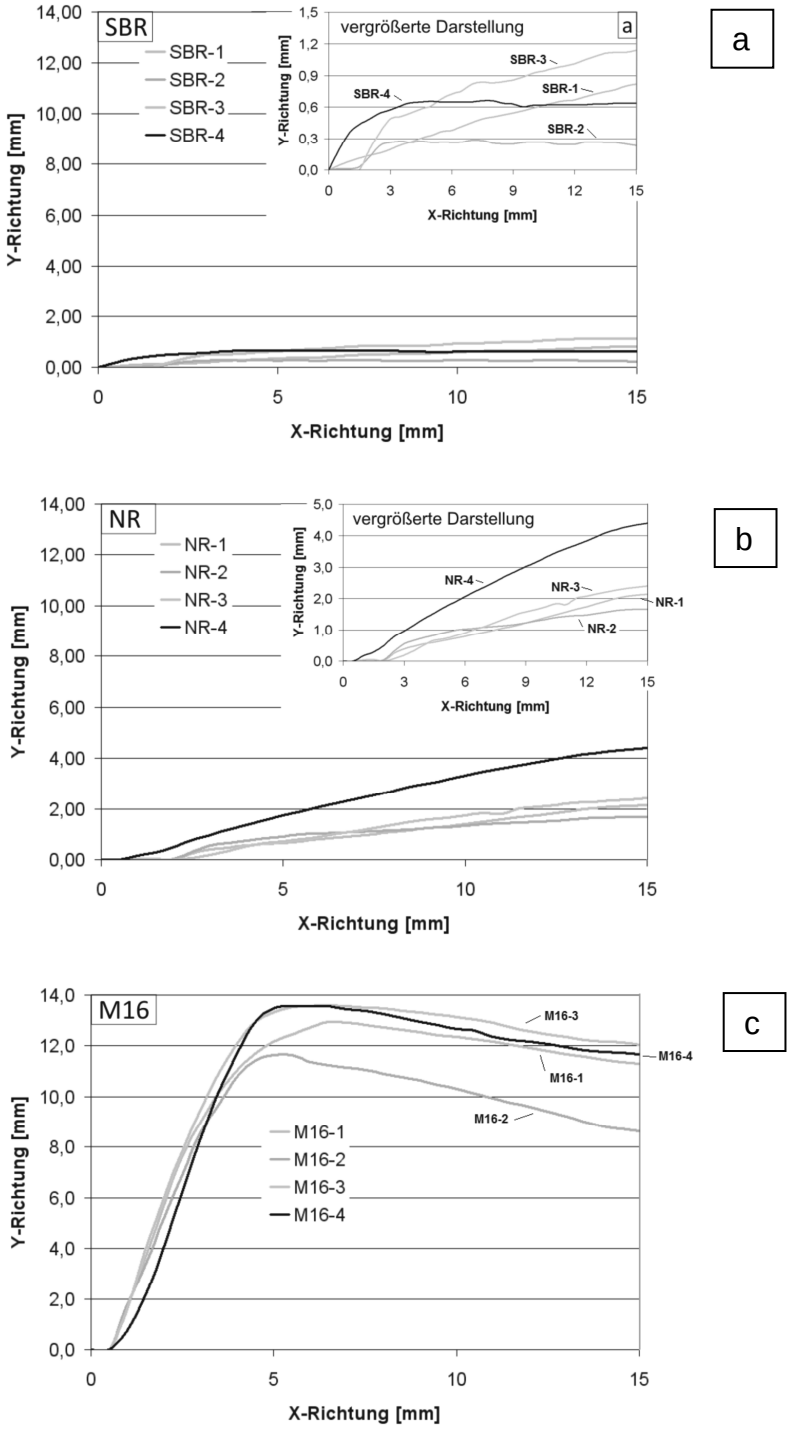


Bild 79: Rissprofile der Prüfkörper der Werkstoffe SBR (a), NR (b) und M16 (c) bestimmt an gekerbten Prüfkörpern, die einer quasistatischen Zugbeanspruchung unterworfen wurden; Kerbgeometrie 1 mit $\alpha = \beta = \gamma = 0°$, Kerbgeometrie 2 mit $\alpha = 0°$, $\beta = \gamma = 20°$, Kerbgeometrie 3 mit $\alpha = \beta = \gamma = 10°$ und Kerbgeometrie 4 mit $\alpha = 20°$, $\beta = \gamma = 0°$ [96]

Neben den Beobachtungen zur Rissprofilausbildung in Abhängigkeit von der Kerbgeometrie, wurde auf Basis der aufgezeichneten Kraft-Verlängerungs-Diagramme (siehe Bild 80) für jeden Prüfkörper Brucharbeit E_{kN} bezogen auf den Restquerschnitt ermittelt. Zur Berechnung von E_{kN} wurde die folgende Gleichung verwendet [96]:

$$E_{kN} = \frac{E_{tot}}{B \cdot (W - a_0)} \qquad \text{Gl. 81}$$

mit E_{tot} – Brucharbeit.

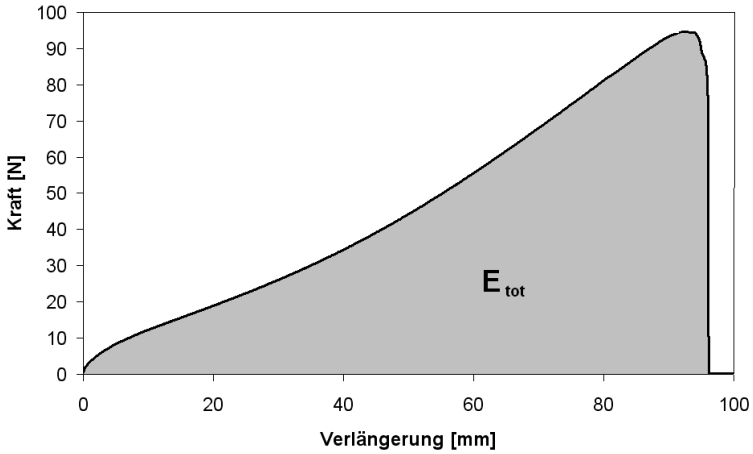


Bild 80: Schematisches Kraft-Verlängerungs-Diagramm aus einem quasistatischen Zugversuch an einem gekerbten Prüfkörper [96]

Die Ergebnisse sind in Bild 81 zusammengefasst. Aus ihnen geht hervor, dass die Kerbgeometrie einen werkstoffabhängigen Einfluss ausübt. Für das SBR-Vulkanisat (Bild 81a) wurde der kleinste Wert der Brucharbeit E_{kN} für die Kerbgeometrie 4 mit $\alpha = 20°$, $\beta = \gamma = 0°$ und der maximale Wert für die Kerbgeometrie 2 mit $\alpha = 0°$, $\beta = \gamma = 20°$ ermittelt. Demgegenüber wurde die geringste Brucharbeit E_{kN} für die NR-Vulkanisate (Bild 12b) für die Kerbgeometrie 1 mit $\alpha = \beta = \gamma = 0°$ bzw. der Maximalwert für die Kerbgeometrie 3 mit $\alpha = \beta = \gamma = 10°$ bestimmt. Einen grunsätzlichen Unterschied zu den bisherigen Werten bot das Ma M16-Vulkanisat (siehe Bild 81c). Der Minimalwert für die Kerbgeometrie 3 und die höchste Brucharbeit für die Kerbgeometrie 2 konnte ermittelt werden. Es ist fest zuhalten, dass sich die geringsten Standardabweichungen für die Prüfkörper mit der Kerbgeometrie 4 ergaben. Es wird davon ausgegangen, dass aufgrund der verwendeten Polymere sowohl im Naturkautschukvulkanisat, als auch im Vulkanisat M16, welches auf einem Polymerblend aus SBR und NR basiert, unter Beanspruchung die dehnungsinduzierte Kristallisation stattfindet. Sie stellt den Ursprung für die Rissabweichung dar. Aufgrund der unterschiedlichen Tendenzen muss jedoch davon ausgegangen werden, dass weitere Einflussfaktoren das Rissausbreitungsverhalten wesentlich mitbestimmen. Hier ist weiterer Forschungsbedarf gegeben [96].

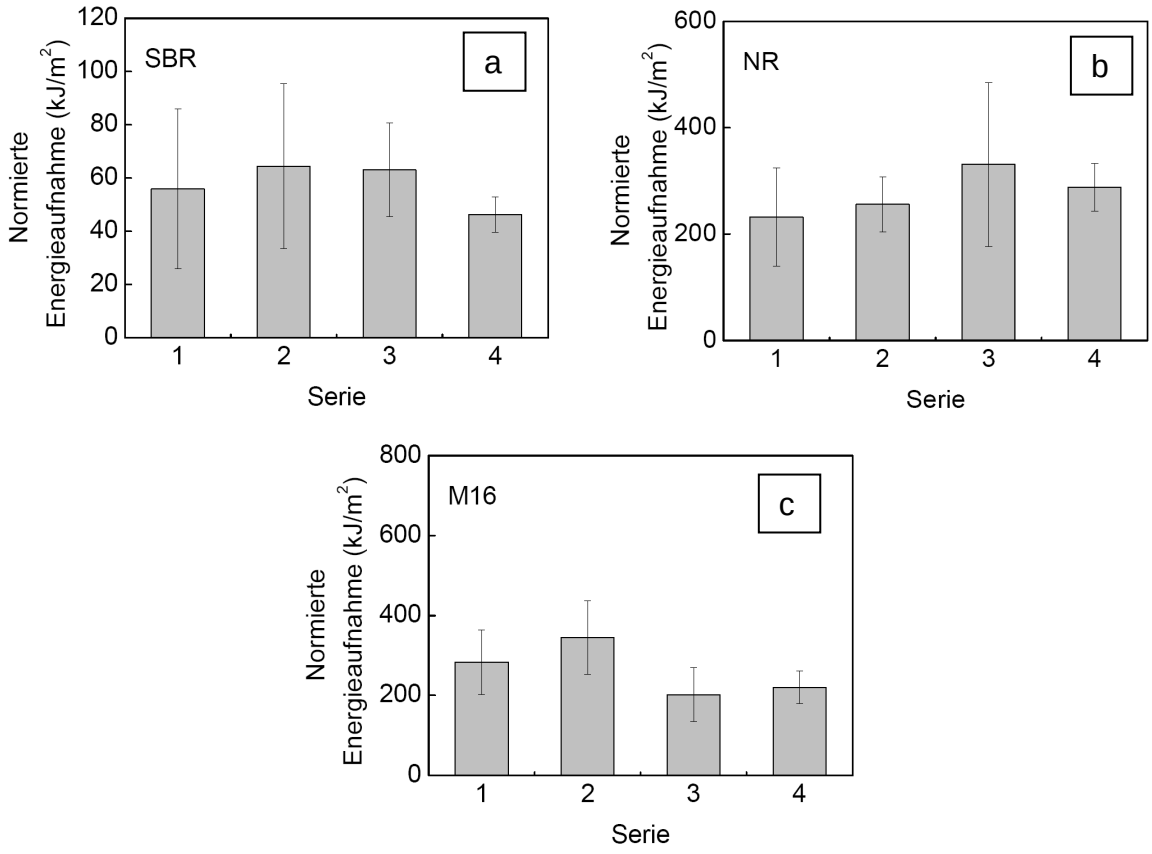


Bild 81: Brucharbeit E_{kN} bezogen auf den Prüfkörperquerschnitt der unterschiedlich gekerbten Prüfkörper der Werkstoffe SBR (a), NR (b) und M16 (c); ermittelt unter quasistatischen Zugbeanspruchung; Kerbgeometrie (=Serie) 1: $\alpha = \beta = \gamma = 0°$, 2: $\alpha = 0°$, $\beta = \gamma = 20°$, 3: $\alpha = \beta = \gamma = 10°$ und 4: $\alpha = 20°$, $\beta = \gamma = 0°$ [96]

Mittels FE-Analyse wurde nachgewiesen, dass die Kerbgeometrie, und hier insbesondere die Orientierung der Kerbe, einen signifikanten Einfluss auf das sich vor der Kerbspitze ausbildende Spannungsfeld und damit auf die Größe der Spannungsintensitätsfaktoren hat. Das hat zur Folge, dass die Initiierung der Rissausbreitung für verschiedene Kerbgeometrien unter unterschiedlichen Spannungsbedingungen in der Umgebung der Kerbfront bestimmt werden kann. Weil sich der Riss im Laufe seines Fortschrittes unabhängig von der Anfangsorientierung immer senkrecht zur größten Hauptspannung (in Modus I) ausrichtet, entstehen je nach Abhängigkeit der Verdrehung der Kerboberfläche unterschiedliche Rissprofile. Mittels der vorgestellten experimentellen Untersuchungen wurde belegt, dass die Kerbgeometrie einen signifikanten Einfluss auf die quasistatischen bruchmechanischen Kennwerte hat. Simultan beeinflusst die Kerbgeometrie die ermittelbaren Zähigkeitskennwerte. Es wurde gezeigt, dass der Einfluss der Kerborientierung in Abhängigkeit von der Kerbtiefe unterschiedlich groß ist. Die dokumentierten Untersuchungsergebnisse zum Einfluss der Kerbgeometrie resultieren in einem Anforderungsprofil für das Einbringen von Kerben in Elastomerprüfkörper. Dafür müssen folgende Aspekte Berücksichtigung finden:

- exakte Einhaltung der Winkel α, β und γ der Kerboberfläche, so dass die Kerbe zu jeder Prüfkörperkante einen Winkel von 0 bzw. 90° aufweist,
- Möglichkeit zur exakten Einstellung der Kerbtiefe,

- Realisierung des Vorspannens des Prüfkörpers in y-Richtung vor der Kerbeinbringung, um eine Deformation des Prüfkörpers und damit eine ungenaue Kerbtiefe zu verhindern.

Entsprechend der festgelegten Randbedingungen muss ein Verfahren zur reproduzierbaren und zuverlässigen Einbringung von Metallklingenkerben in Prüfkörper aus Elastomerwerkstoffen entwickelt werden. Ziel ist es negative Einflüsse zu verhindern und dadurch die Genauigkeit der Rissausbreitungsanalyse zu optimieren [96].

7.4 Entwicklung eines Verfahrens und einer Vorrichtung für die definierte Kerbeinbringung in elastomere Prüfkörper

Im vorherigen Kapitel wurde deutlich gezeigt, dass für bruchmechanische Untersuchungen von elastomeren Werkstoffen die definierte Einbringung einer scharfen Kerbe mit möglichst minimalem Kerbradius bei entsprechender Kerbtiefe eine notwendige Voraussetzung ist. Durch umfangreiche Recherchen wurde festgestellt, dass kein Verfahren zur reproduzierbaren Kerbeinbringung in elastomeren Werkstoffen bekannt ist. Demzufolge war es eine Aufgabe, entsprechend der Ergebnisse der theoretischen und experimentellen Arbeiten ein einfaches, kostengünstiges sowie funktionssicheres Konzept für die reproduzierbare Kerbeinbringung in Form einer universellen Kerbvorrichtung zu schaffen. Das folgende Konzept geht auf das genannte Anforderungsprofil für das Kerbeinbringen in Elastomerprüfkörper zurück. Es soll an dieser Stelle einen konstruktiven Entwurf repräsentieren.

7.4.1 Kerbvorgang und Anforderungen an das Konzept

Beim Kerben von Elastomerprüfkörpern ergeben sich Probleme die Berücksichtigung finden müssen. Sie basieren auf den elastomertypischen Eigenschaften. Das heißt im Wesentlichen sind sie auf die geringe Steifigkeit und großen Verformungen bei verhältnismäßig kleinen Kräften zurückzuführbar. Aus diesem Grund sind Kenntnisse der Werkstoffkennwerte für die elastomeren Werkstoffe, welche mit einer Kerbe versehen werden sollen, unerlässlich. Zusätzlich ist es Vorraussetzung die Prüfkörpergeometrie exakt zu beschreiben um den Kerbvorgang problemlos zu betreiben und eine konstruktive Lösung der Kerbvorrichtung zu ermöglichen.

Allgemein kann die Kerbeinbringung in elastomeren Werkstoffen in vier Schritte eingeteilt und erläutert werden:

1. Der Prüfkörper wird in einer Halterung positioniert und fixiert, so dass eine exakte Position gegenüber der Klinge erreicht wird
2. Der Bereich des Prüfkörpers, wo die Kerbe eingebracht wird, muss eine hohe Steifigkeit aufweisen
3. Die Klinge nimmt eine definierte präzise Position gegenüber dem Prüfkörper ein
4. Die Kerbe wird mit einer spezifischen Tiefe in den Prüfkörper eingebracht.

Während dieses Vorganges müssen folgende Aspekte unbedingt berücksichtigt werden:

- unterschiedliche Geometrien des Tensile- und Pure-shear-Prüfkörpers, resp. die Geometrien der Pure-shear-Prüfkörper mit unterschiedlichen Geometrieverhältniswerten,
- die spezifischen mechanischen Eigenschaften der elastomeren Werkstoffe

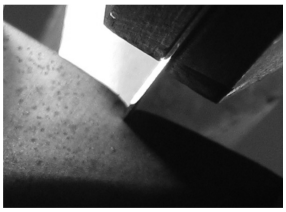


Bild 82: Probleme beim Kerben des Prüfkörpers mit kleiner Steifigkeit

Bei Elastomerprüfkörpern treten aufgrund der spezifischen mechanischen Eigenschaften große Verformungen unter einer Einschnittbelastung auf. Einen signifikanten Einfluss auf die Verformung hat die Prüfkörpersteifigkeit in Richtung der Kerbe. Sie wirkt sich direkt auf die Genauigkeit der Kerbtiefe aus. Aus diesem Grund muss ein Prüfkörper mit niedriger Steifigkeit (kleinem E-Modul unter Druck) mittels mechanischer Belastung so beeinflusst werden, dass ein größerer E-Modul erreicht wird. Im Bild 82 ist ein Beispiel der Kerbe eines Prüfkörpers mit niedrigerem E-Modul dargestellt. Es ist zu konstatieren, dass die Klinge den Prüfkörper verformt und dadurch nicht die vorgegebene Kerbtiefe erreicht. Zur Verdeutlichung des Steifigkeitseinflusses auf den Kerbvorgang ist im Bild 83 die erreichte Kerbtiefe mit unterschiedlichem E-Modul abgebildet. In diesem Fall handelt es sich um Elastomerprüfkörper auf Basis von EPDM und SBR, bei denen unterschiedliche E-Moduli mit variierendem Rußanteil von 0 bis 60 phr erzielt wurden. Der E-Modul kann als Maß für den Widerstand gegen das Eindrücken der Klingenfläche in den Prüfkörper betrachtet werden. Die ermittelten Kennwerte zeigen, das eine vorgegebene Kerbtiefe von 2 mm nur dann reproduzierbar ist, wenn der Prüfkörper einen E-Modul im Einschnittbereich größer als $E > 506$ MPa (berechnet aus dem hinzufügten linearen Trend), unabhängig vom Werkstoff, erreicht. Es sind folgende zusätzliche Anforderungen an die Kerb-einbringung gegeben:

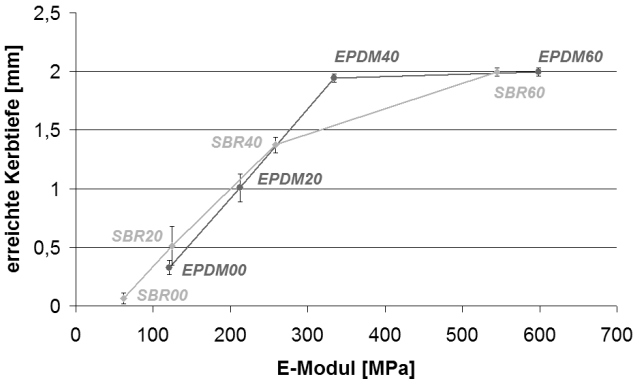


Bild 83: Einfluss des E-Moduls des Prüfkörpers auf Basis EPDM und SBR mit unterschiedlichem Russanteil auf die erreichte Kerbtiefe

- präzise Erkennung der Prüfkörperkante,
- exakte Einstellung bzw. Realisierung der Kerbtiefe,
- exakte Einhaltung der Winkelorientierung α, β und γ der Kerboberfläche,
- minimaler Kerbradius und hohe Kerbfrontqualität, die mittels Schnittelement beeinflusst werden können. Für höchste Kerbfrontqualitäten sollte eine standardisierte Metallklinge zur Anwendung kommen. Hierbei können Metallklingen unterschiedlicher Dicke (min 0,1 mm) eingesetzt werden. Für den Einsatz bei Kerbeinbringung in Elastomerprüfkörper wird eine Dicke der Klinge von 0,1 bis 0,15 mm aufgrund des minimalen Radius der Klinge empfohlen.

- niedrige Kerbgeschwindigkeit,

  Der Wirkung der Kerbgeschwindigkeit auf die Erzielung der genauen Kerbtiefe ist im Bild 84 dargestellt. Es wurde deutlich festgestellt, dass mit steigender Kerbgeschwindigkeit auch die erreichte Kerbtiefe stetig vom vorgegebenen Wert abweichen wird. Der Anstieg der Kerb-geschwindigkeit verhindert auch eine reproduzierbare Messung der gewünschten Kerbtiefe. Wie im Bild 84 dargestellt ist, hat die erzielte Kerbtiefe im Fall der Kerbgeschwindigkeit von 5 mm·min^{-1} die Sollkerbtiefe um 0,3 % überstiegen. Im Fall einer Kerbgeschwindigkeit von 200 mm·min^{-1} ist bereits ein Überschreiten der Soll-Kerbtiefe von 9,7% zu verzeichnen. Die Ursachen dafür bilden der zunehmende Widerstand des Werkstoffes mit steigender Kerbgeschwindigkeit sowie zweitens die höhere Ungenauigkeit der Schrittmotorsteuerung im höheren Geschwindigkeitsbereich. Die daraus resultierende kritische Kerbgeschwindigkeit wurde schließlich auf 5 mm·min^{-1} festgelegt.

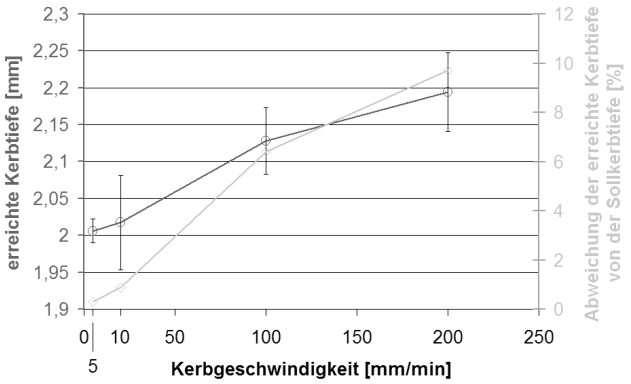


Bild 84: Einfluss der Kerbgeschwindigkeit auf die Erreichung der Kerbtiefe für einen Elastomerwerkstoff auf Basis von EPDM mit 60 phr Ruß

- Forderung nach beidseitigen Kerben, z. B. für die Durchführung des instrumentierten Kerbschlagzugversuches [3], [97], [98].

7.4.2 Konstruktion der Kerbvorrichtung

Im Bild 85 ist die Kerbvorrichtung schematisch dargestellt. Sie basiert auf den oben genannten Aspekten und Kerbvorgang. Der grundlegende Aufbau besteht aus drei Hauptgruppen:

1 – Rahmen der Vorrichtung,
2 – Positionierung der Klinge,
3 – Prüfkörperhalterung.

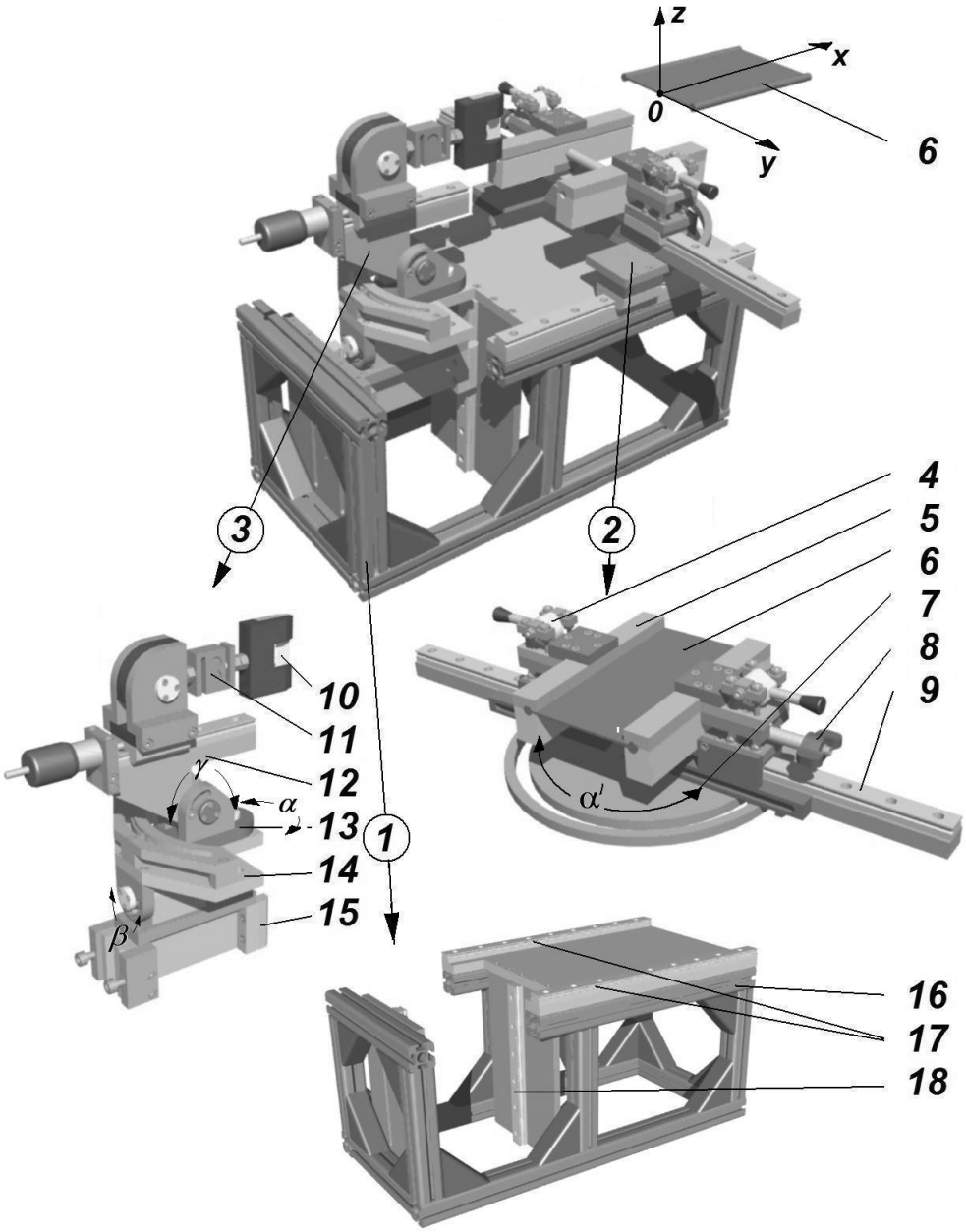


Bild 85: Modell der Kerbvorrichtung mit 1 – Rahmen der Vorrichtung, 2 – Positionierung der Klinge, 3 – Prüfkörperhalterung, 4 – Einspannvorrichtung, 5 – austauschbare Klemmer, 6 – Prüfkörper, 7 – Träger D, 8 – Vorspannvorrichtung, 9 – Linearführung A, 10 – Klingenhalterung mit Klinge, 11 – Kraftmessdose, 12 – Klingenhalterungsträger mit Messschraube, 13 – Träger A, 14 – Träger B, 15 – Träger C, 16 – Grundrahmen, 17 – Linearführung B, 18 – Linearführung C

Rahmen der Vorrichtung

Der Rahmen der Vorrichtung ist basierend auf dem Grundrahmen (16) aufgebaut und verfügt über dessen technische Details in Bezug auf die maximale Festigkeit der Baugruppe. Er besitzt jedoch standardisierte Alu-Profile, in denen T-Nutenaufnahmen zur Befestigung verschiedener Bauteile eingebracht sind. Die Befestigung der Positioniereinheitder Klinge verläuft mittels Linearführung C (18), die in z-Richtung orientiert ist und die vertikale Einstellung der Positionierung der Klinge und seiner Fixierung erlaubt. Für die präzise Positionierung der Prüfkörperhalterung in x-Richtung, d. h. für die Einbringung des Prüfkörpers

in den durch die Konstruktion gegebenen Arbeitsbereich der Klinge und für das Verlassen des Prüfkörpers in den Wendebereich bei beidseitigen Kerben, wurde der Grundrahmen mit einer Linearführung B (17) ausgestattet.

Prüfkörperhalterung

Die Prüfkörperhalterung (siehe Bild 85), bestehend aus einer Einspannvorrichtung (4), mit austauschbarer Klemmer (5), Prüfkörper (6), Träger (7), Vorspannvorrichtung (8) und Linearführung A (9), welche auf der Linearführung B (17) in Richtung des Rahmens der Vorrichtung befestigt und fixiert den Prüfkörper gegenüber der Klinge. Nach Freigabe der beiden gegenüberliegenden Nockenstäbe in die Position A (siehe Bild 86), werden die Klammern in B-Richtung verschoben. Der Prüfkörper wird zwischen die Klammern eingelegt und mit Hilfe der Nockenstäbe fest fixiert. Um eine höhere Steifigkeit des Prüfkörperbereiches zur Kerbeinbringung zu erzielen, werden die gegenüberliegenden Klammern mittels der Schraube (C) durch ein Links-Rechts-Gewinde in D-Richtung resp. y-Richtung auseinandergezogen. Nach der Vorspannung des Prüfkörpers wird die Prüfkörperhalterung gegenüber dem Rahmen der Vorrichtung fixiert und der Prüfkörper ist für das Kerben vorbereitet.

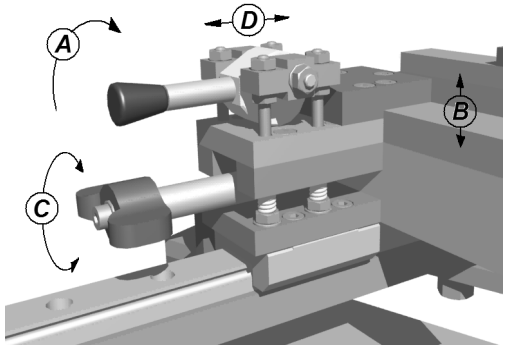


Bild 86: Universelle Spannvorrichtung des Prüfkörpers

Das System zur Einspannung und Fixierung des Prüfkörpers in den Klammern wurde unter Berücksichtigung der Anforderung an eine universelle Prüfkörpergeometrie konstruiert. Der Prüfkörper kann dadurch Formvariabel mit und ohne Haltewülste sicher eingespannt werden.

Einstellung der Positionierung der Klinge im Winkelbereich α, β, γ

Wenn ein Elastomerprüfkörper, der in der Prüfkörperhalterung fest fixiert ist, nach der vorgegebenen Geometrie gekerbt werden soll, muss zunächst die Positionierung der Klinge in die von der Geometrie vorgegebene Position erfolgen. Die Einstellung der Winkel α, β, γ wird durch entsprechende Gelenke realisiert: der Winkel α durch Einstellung des Gelenkes zwischen den Bestandteilen (13) und (14), der Winkel β durch die Einstellung des Gelenkes zwischen den Bestandteilen (14) und (15) sowie der Winkel γ durch die Einstellung des Gelenkes zwischen den Bestandteil (12), (13) (siehe Bild 85). Hieraus kann ein Arbeitsbereich mit <-45°,45°> der Winkel α, β, γ abgeleitet werden. Dieser Bereich wurde als verwendbarer Bereich der Kerborientierung für die Analyse der Rissausbreitung festgelegt. Das Erreichen der präzisen Einstellung der einzelnen Winkel wird mittels digitaler Winkelmesser realisiert und gesichert. Im Bild 87 und Bild 88 sind die Beispiele der Einstellung für die definierten Winkel α, β, γ aufgezeigt.

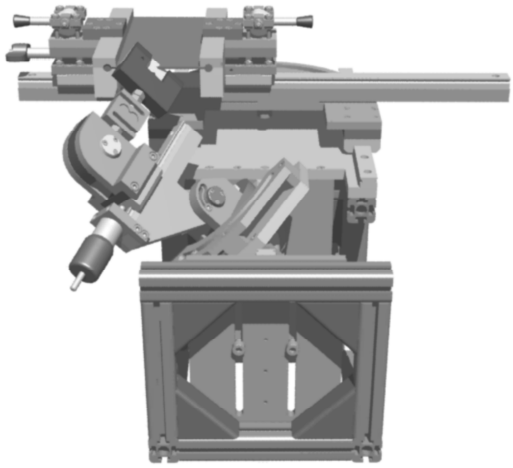


Bild 87: Einstellung der Winkeln α, β, γ

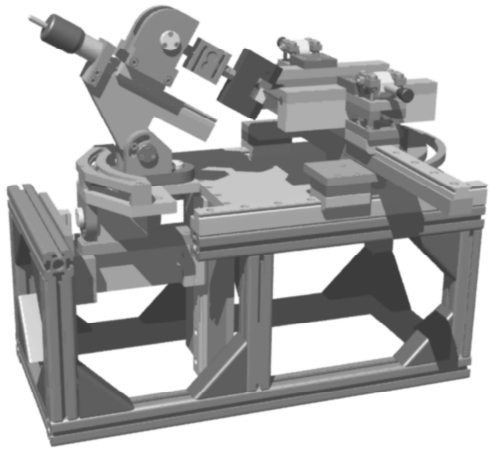


Bild 88: Einstellung des Winkels γ

Einstellung der präzisen Kerbtiefe

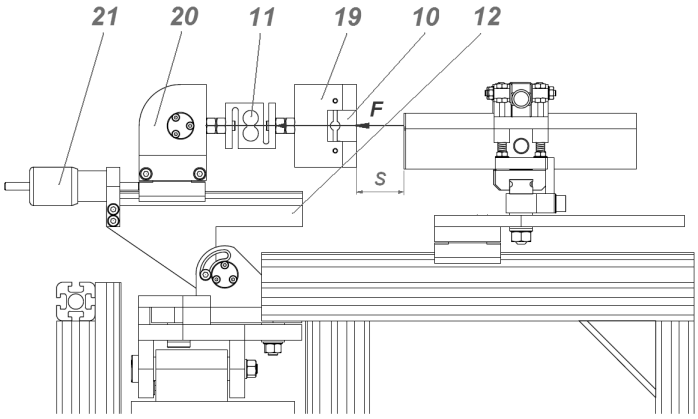


Bild 89: Skizze mit der Darstellung der präzisen Einstellung der Klinge im Koordinationsursprung

Nach der Positionierung der Klinge kann eine Kerbe mit exakter Tiefe in den Prüfkörper eingebracht werden. Die Kerbe wird wie folgt hergestellt. Nach der Positionierung der Klinge ist zwischen dem Koordinatenursprung (Punkt des Kerbanfanges in der Frontfläche) und der Klinge der Abstand *s* vorhanden. Mit Hilfe der Messschraube (21) (siehe Bild 89) wird die Klingenhalterung, bestehend aus Klinge (10), Klingenbacke (19), Kraftmessdose (11) (hierunter versteht man einen feinen mechanischen Kraftaufnehmer bestehend aus Verformungskörper und einem Verformungsmessgerät mit optischer Anzeigeeinrichtung für Nennkräfte bis 50 N) und Einspannelement mit Linearwagen (20), in x-Richtung soweit verfahren, bis der Abstand *s* Null ist. Die Einstellung des Nullabstandes wird durch die Kraftmessdose gesichert. Die Kraftmessdose liefert ein Kraftsignal, das den Abstand *s* ausgibt. Sobald die Kraftmessdose das minimale Kraftsignal aufweist, beginnt der Kerbvorgang. Die Klinge dringt ein, während die Messschraube simultan misst. Diese Ausrüstung garantiert, dass mittels des kraft-gesteuerten Kerbvorgangs entsprechend der Definition der Kerbgeometrie reproduzierbare Kerben hergestellt werden können.

Beidseitige Kerben

Wenn ein Gummiprüfkörper an beiden Seiten nacheinander gekerbt werden soll, wird das Verfahren in drei Schritten ausgeführt.

1. Im ersten Schritt wird eine Kerbe in die Frontfläche (2), wie im vorherigen Kapitel beschrieben, eingebracht.

2. Umdrehung der Prüfkörperhalterung mit dem Gummiprüfkörper (Bild 90): – wenn ein Gummiprüfkörper an beiden Seiten nacheinander gekerbt werden soll, kann der Prüfkörper nicht aus der Prüfkörperhalterung herausgenommen, von Hand umgedreht und mit der zweite Einschnittebene – Hinterfläche (6) (siehe Bild 8) zur Klinge, in der Prüfkörperhalterung befestigt werden. Viel mehr muss die gesamte Prüfkörperhalterung mit der fest definierten und allgemein wählbaren Positionierung zusammen mit dem Prüfkörper nach der Einbringung der ersten Kerbe in der Frontfläche in der fest definierte Position um den Winkel α´ so gedreht werden, dass mit dieser Drehung die reproduzierbare Position für das Kerben des Prüfkörpers an beiden Seiten erzielt wird. Bei komplizierteren Kerbgeometrien kann eine zusätzliche Einstellung der Klingenpositionierung im Koordinationsursprung durchgeführt werden. Dadurch entsteht eine höhere Genauigkeit der Kerbgeometrie an beiden Seiten des Gummiprüfkörpers. Zusätzlich kann erhebliche Zeit bei der Drehung der Prüfkörperhalterung und Positionierung der Kerbeinbringung gespart werden. Es ist möglich das Verfahren zur Drehung der Prüfkörperhalterung in einem halbautomatischen oder mit der gesamten Kerbvorrichtung in einem vollautomatischen Betrieb durch zusätzliche Ausrüstung mit Gelenken verfahren zulassen. Sie werden durch die Motoren angetrieben und mit der Kontrollsteuerung geregelt.

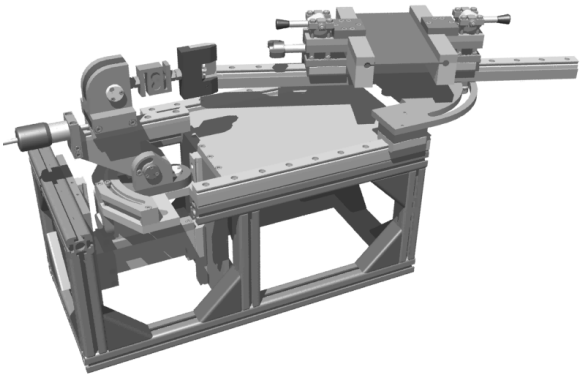


Bild 90: Drehung der Prüfkörperhalterung mit dem Gummiprüfkörpers für beidseitige Kerben

3. Die Kerbe wird in die Hinterfläche mit dem gleichem Verfahren wie in der Frontfläche eingebracht.

7.4.3 Prinzipieller Aufbau des Kerbvorganges

Im Einzelnen läuft die Herstellung der Kerben wie folgt ab:

1. Der Elastomerprüfkörper wird in die Klammer, die sich in der Prüfkörperhalterung befindet, eingespannt.
2. Eine Vorspannung wird mit der entsprechenden Kraft in y-Richtung aufgebracht.
3. Die Positionierung der Klinge erfolgt definiert und fixiert.
4. Nunmehr bewegt sich die Klinge solange, bis die Kraftmessdose das 0N - Kraftsignal empfängt. Sobald die Kraft ansteigt, beginnt die Klinge die Kerbe in den Gummiprüfkörper einzubringen. Die Bewegung der Klinge ist dabei weggesteuert und endet, wenn die definierte Kerbtiefe erreicht ist.
5. Entspannen und Entformen des gekerbten Prüfkörpers aus den Klammern.

Die Entwicklung betrifft ein Verfahren sowie eine Vorrichtung zur definierten Einbringung von Kerben in Elastomerprüfkörper mit unterschiedlichen geometrischen Dimensionen mittels industriellen Metallklingen. Das Ziel der Entwicklung bestand darin reproduzierbare Kerben mit definierter Kerbtiefe und gleicher Winkelorientierung

der Kerboberfläche einbringen zukönnen. Die mit dieser Kerbvorrichtung gekerbten Prüfkörper werden scharfe Kerben mit niedrigem Kerbradius aufweisen, ohne eine undefinierte oder unerwünschte Vorschädigungen des Werkstoffes zu erzeugen. Die Reproduzierbarkeit des Kerbeinbringungsvorganges wird durch die mechanische Konstruktion der Maschine und das entwickelte Verfahren der Kerbtiefeneinstellung gesichert. Die Kerbeinbringung mit Hilfe des erarbeiteten Verfahrens und der konstruierten Vorrichtung stellt eine wesentliche Weiterentwicklung der bisher üblichen Methoden dar und schafft damit eine wesentliche Voraussetzung für die zuverlässige und reproduzierbare Ermittlung bruchmechanischer Kennwerte für Elastomere.

7.5 Bruchmechanische Bewertung der Rissausbreitungseigenschaften von Elastomeren unter zyklischer Beanspruchung

7.5.1 Bewertung der Rissausbreitungsgeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Prüfkörpertyp

Rissausbreitungsgeschwindigkeit im SENT-Prüfkörper

Im Bild 91 sind Ergebnisse der TFA-Untersuchung der SENT-Prüfkörper als Mittelwert aus 4 Prüfkörpern mit a_0 = 2 mm Kerbtiefe, unter dynamischer Beanspruchung mit der Frequenz f = 1 Hz und Beanspruchungsamplitude A_B = 25 % der Prüfkörperlänge, bezüglich Rissausbreitungsgeschwindigkeit in diesen Prüfkörpern dargestellt. Wie aus Bild 91a hervorgeht, nimmt die Risslänge a mit steigender Zyklenzahl linear zu, bis die Risslänge einen Wert a_{max} bei einer Zyklenzahl n_{max} erzielt. Dieser lineare Bereich wurde mittels einer Tangente gekennzeichnet, die im Diagramm schwarz mit dem Winkel ξ_{T1} dargestellt ist. Für das Material NR20N2 wurde ein Betrag a_{max} = 3,7 mm bei n_{max} = 76.860 Zyklen ermittelt. Die Tangente setzt sich dabei aus den Werten a_{max} und n_{max} zusammen, die durch Winkel ξ_{T1} = 0,00148° festgelegt sind. Die Linearität der Rissausbreitungskurve weist darauf hin, dass in diesem Bereich ein stabiles Risswachstum auftritt [84], [85]. Es ist ersichtlich, dass der Rissausbreitungsverlauf nach dem Bereich des stabilen Risswachstums weiter undefiniert und nichtlinear, mit einer steigenden Tendenz, verläuft. Dieser nichtlineare Bereich wurde als beschleunigtes stabiles Risswachstum in [85], [86] gekennzeichnet. Es geht nach dem Überschreiten eines kritischen Punktes in den Bereich des instabilen Risswachstums über. Der Bereich des instabilen Risswachstums ist im Bild 91a in der Rissausbreitungskurve nicht aufgenommen, da die Auswertung vorher beendet wurde.

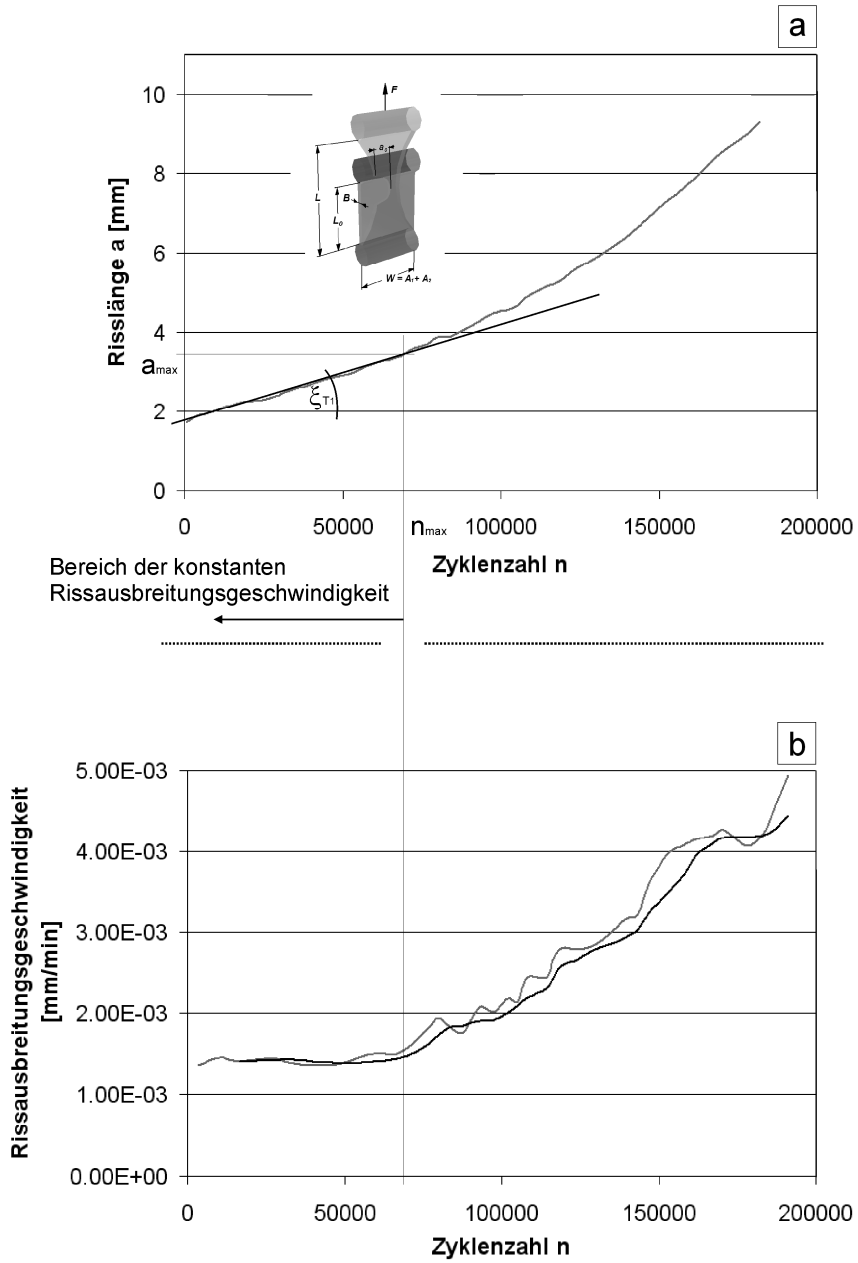


Bild 91: Zusammenhang zwischen dem Rissausbreitungsverlauf (a) und der Rissausbreitungsgeschwindigkeit (b) im SENT-Prüfkörper, Schwarz – Trendverläufe.

Den Schwankungen der Rissausbreitungsgeschwindigkeit konnten zwei Faktoren zugeordnet werden. Die Hauptursache ist die Inhomogenität der Polymermatrix (z.B. Füllstoffverteilung) des Elastomers, welche auch auf andere Bereiche übergreift. Dies kann eine Ablenkung der Rissorientierung von der orthogonalen Richtung zur Hauptspannung verursachen und damit die Absenkung der Rissausbreitungsgeschwindigkeit bewirken. Daraus resultiert, dass die Aufnahmegenauigkeit der Risslänge zurückgeht. Diese Wirkung kann durch ein verbessertes Auflösungssystem der Aufnahmekamera vermindert werden.

Um die Schwankungen der Rissausbreitungsgeschwindigkeit numerisch vernachlässigen zu können, wurden die Rissausbreitungsgeschwindigkeiten aus den Rissausbreitungs-verläufen mittels eines Algorithmus errechnet:

$$\dot{a}_{i+5} = \left(\frac{a_{i+5} - a_i}{t_{i+5} - t_i} \right); i \in <1, j>. \qquad \text{Gl. 82}$$

In diesem Fall ist t Zeitabhängig auf die Zyklen n und j ist die Zahl der aufgenommenen Werte des Rissausbreitungsverlaufes. In dem Algorithmus stellt der Schritt $i+5$ eine mathematische Approximation dar, die die Genauigkeit bzw. die Streuung der ermittelten Werte der Rissausbreitungsgeschwindigkeit vorgibt. Durch die Auswahl eines breiteren Schrittes erzielt man aufgrund der Risslängen- bzw. Konturlängenaufnahmegenauigkeit einen homogeneren Geschwindigkeitsverlauf, der auf die Auflösung der Kamera zurückgeht. Demgegenüber verursacht ein kleinerer Schritt stärkere Abweichungen des Geschwindigkeitsverlaufes. Der eingesetzte Schritt $i+5$ basiert auf der Abschirmung der größten Spitzenabweichungen, die meist im Fall der Aufnahmenauswertung der kleinsten Rissfortschritte auftreten. Dabei ist die Geschwindigkeitskurvenverzehrung reduziert.

Der Vergleich der beiden Kurven (siehe Bild 91) zeigt deutlich, dass der lineare Bereich der Rissausbreitungskurve eine konstante Rissausbreitungsgeschwindigkeit aufweist bzw. sich der Riss im SENT-Prüfkörper bei stabilem Risswachstum mit einer konstanten Geschwindigkeit ausbreitet. Äquivalent zum beschleunigten Risswachstumsverlauf setzt sich der spezifische Bereich aus den beschleunigten Rissausbreitungsgeschwindigkeiten zusammen. Der Bereich des stabilen Risswachstums wurde im SENT-Prüfkörper nur den kleinen Risslängen zugeordnet. Dieser Bereich wird durch eine Risslänge von 0 bis ungefähr 4 mm charakterisiert. Die genaue Definition der Größe dieses Bereiches hängt von quantitativen Untersuchungen der Rissausbreitungsgeschwindigkeit in Bezug auf den Geometrieverhältniswert L_0:W des SENT-Prüfkörpers und der skalenübergreifende Werkstoffvariation ab. Diese wurden bisher nicht durchgeführt.

Rissausbreitungsgeschwindigkeit im Pure-shear-Prüfkörper

Den Zusammenhang zwischen der Rissausbreitungskurve mit der Rissausbreitungsgeschwindigkeit zeigt Bild 92. Er geht auf Feststellungen der TFA-Untersuchung des Pure-shear-Prüfkörpers mit a_0 = 21 mm Kerbtiefe unter dynamischer Beanspruchung mit der Frequenz f = 1 Hz und Beanspruchungsamplitude A_B = 25 % zurück. Die Kerbtiefe a_0 = 21 mm, wie es aus der Kapitel 7.3.2 ersichtlich ist, setzt die Rissausbreitung im Pure-shear-Bereich voraus. Die ermittelte Rissausbreitungskurve im Bild 92a zeigt eindeutig, dass das Risswachstum über den gesamten Messbereich der Risslänge einen linearen Verlauf hat. Der Verlauf wird durch die Tangente mit dem Winkel ξ_{P1}=0,00749° charakterisiert. Ursache ist das stabile Risswachstum. Dieser Sachverhalt wird anhand der berechneten Rissausbreitungsgeschwindigkeit verdeutlicht, die im Bild 92b dargestellt ist.

Damit konnte nachgewiesen werden, dass sich ein Riss, dessen Kerbspitze sich im Pure-shear-Bereich befindet, unter dynamischer Beanspruchung mit einer konstanten Geschwindigkeit ausbreitet. Dieser Prozess verläuft unter der Voraussetzung, dass sich der Riss in der orthogonalen Richtung zur Hauptspannung ausbreitet. Er bietet eine wesentliche Verbesserung der Analyse der Rissausbreitung unter dynamischer Beanspruchung auf Grund der Vereinfachung der Risslängen- bzw. Risskonturlängenaufnahmen während der Analyse. Demzufolge erfolgt die Aufnahme der Risslänge bzw. Risskonturlänge bei der TFA-Untersuchung kontinuierlich.

Um dabei eine hohe Aufnahmegenauigkeit zu erzielen, ist ein präzises Hochleistungssystem erforderlich. Aufgrund der Tatsache, dass sich der Riss mit einer konstanten Geschwindigkeit ausbreitet, ist eine kontinuierliche Aufnahme der Risslänge bzw. Risskonturlänge nicht mehr nötig. Denn für die Definition der Linearität sind nur zwei aufgenommene Werte des Verlaufes erforderlich. Dadurch kann die prinzipielle Reduzierung auf zwei kontinuierliche Aufnahmen der Messwerte erfolgen. Der Prozess verläuft immer unter der Voraussetzung dass der festgelegte Pure-shear-Bereich *C* (Gl. 79) eingehalten und die Einbringung des Risses mit der minimalen Kerbtiefe a_{0min} (Gl. 80). erfolgt. Neben der Vereinfachung des Aufnahmeverfahrens entstand die Möglichkeit, den negativen Einfluss der dreidimensionalen Rissausbreitung auf die Aufnahmegenauigkeit der kontinuierlichen Risslängen bzw. Risskonturlängen zu vermindern. Dafür erfolgte eine genaue Untersuchung der Rissoberfläche von beiden Zuständen, bei denen die Kennwerte aufgenommen wurden.

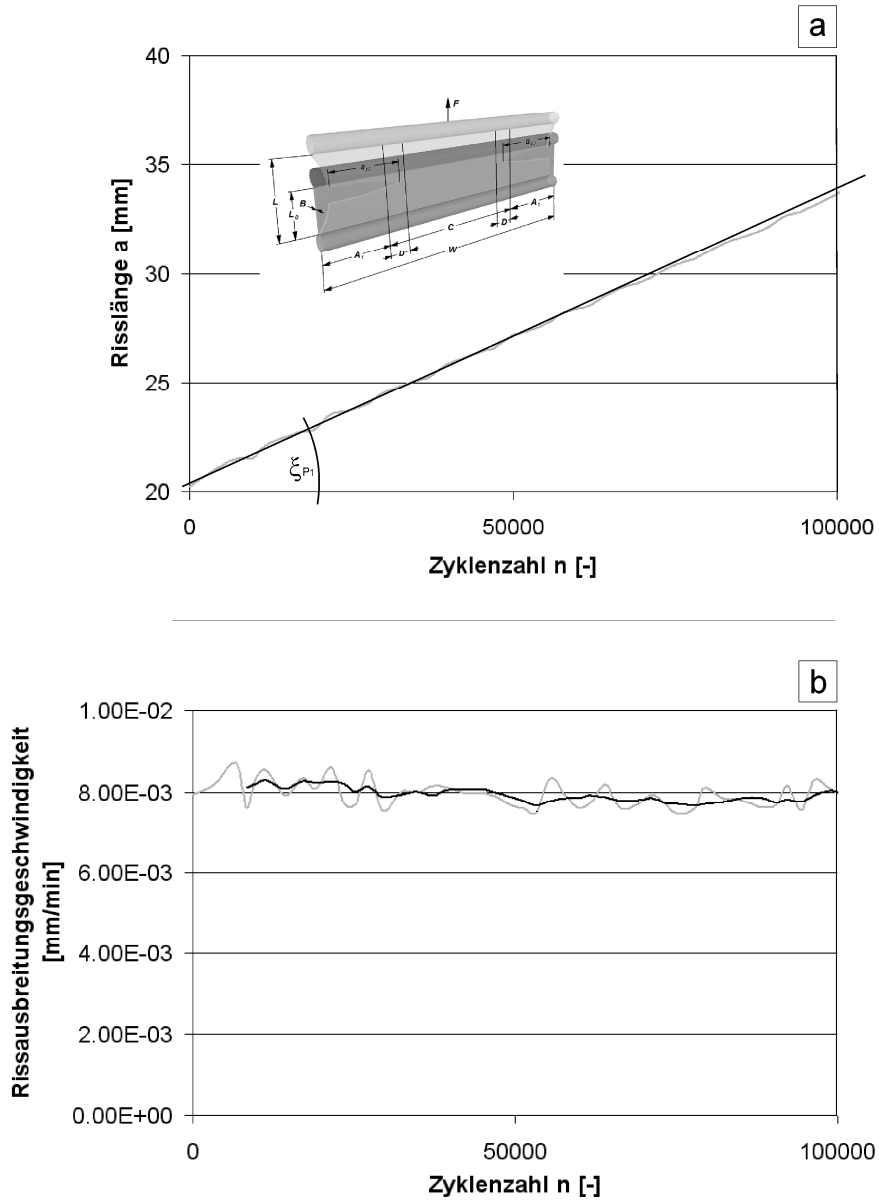


Bild 92: Zusammenhang zwischen dem Rissausbreitungsverlauf (a) und der Rissausbreitungsgeschwindigkeit (b) im Pure-shear-Prüfkörper; Schwarz – Trendverläufe

Vergleich der Rissausbreitungsgeschwindigkeit im SENT- und Pure-shear-Prüfkörper

Im Verlauf der durchgeführten Untersuchungen zur Rissausbreitungsgeschwindigkeit im SENT- als auch Pure-shear-Prüfkörper wurde die Frage aufgeworfen, inwieweit die Rissausbreitungsgeschwindigkeit mit der Reißenergie zusammenhängt? Die Aussage wurde aus dem Vergleich der FE-Berechnung der Reißenergie im SENT- als auch Pure-shear-Prüfkörper (Bild 32) und der festgestellten Rissausbreitungsverläufe bzw. -geschwindigkeiten in beiden Prüfkörpern (Bild 91 und Bild 92) getroffen. Es ist ersichtlich, dass die Bereiche des stabilen Risswachstums bzw. konstanter Rissausbreitungsgeschwindigkeit für den SENT-Prüfkörper und für kurze Risslängen mit dem linearen Anstieg der Reißenergie sowie für den Pure-shear-Prüfkörper für die langen Risslängen mit dem Bereich der konstanten Reißenergie kollidieren.Die im Bild 32 dokumentierten Reißenergieverläufe der beiden Prüfkörper weisen über den gesamten Risslängenbereich einen überlappenden linearen Anstieg der Reißenergie bei kleinen Risslängen auf. Dies ermöglicht einen theoretische Ansatz hinsichtlich der experimentellen Ermittlungen der Rissausbreitungsgeschwindigkeiten in Pure-shear-Prüfkörpern. Sie wurden mit kleinen Kerbtiefen versehen und die Kerbspitzen befinden sich im stabilen Risswachstumsbereich, der beim SENT-Prüfkörper ermittelt wurde. Es entstand die Erwartungshaltung, dass die Risswachstumskurve und Rissausbreitungsgeschwindigkeit von kleinen bis großen Risslängen des Prüfkörpers, sich mit den Verläufen der SENT- und Pure-shear-Prüfkörper decken.

Es wurde eine TFA-Untersuchung von beidseitig gekerbten Pure-shear-Prüfkörper mit der Kerbtiefe a_0 = 2 mm unter dynamischer Beanspruchung mit der Frequenz f=1 Hz und Beanspruchungsamplitude A_B = 25 % durchgeführt. Im Bild 93a Bild 93a sind die vorher ermittelten Risswachstumskurven vom SENT- (a) und Pure-shear-Prüfkörper (b_1) zusammen aufgetragen. Die Risswachstumskurve (c) stellt die Daten der experimentellen Untersuchung über die gesamte Breite des Pure-shear-Prüfkörpers dar. Aus Bild 93a geht hervor, dass nach der Verschiebung der Risswachstumskurve (b_1) des Pure-shear-Prüfkörpers in die positive Richtung der Zyklenzahlachse zur Position (b_2), die durch Approximation der Tangente mit dem Risswachstumsverlauf (a) des SENT-Prüfkörpers definiert wurde, eine Risswachstumskurve, die über die Breite des Pure-shear-Prüfkörpers von 2 bis 35 mm verläuft, rekonstruiert wurde. Die rekonstruierte Kurve stimmt mit den an Pure-shear-Prüfkörper ermittelten Daten überein. Sie sind im Bild 93 als Verlauf (c) dargestellt. Die übereinstimmenden Verläufe sind auch den Rissausbreitungsgeschwindigkeiten zuzuordnen (Bild 93b). Aufgrund der niedrigeren Rissausbreitungsgeschwindigkeit im Verlauf (c) im Vergleich zum Verlauf (a) wird erst bei höheren Zyklenzahlen der Übergangsbereich zwischen dem stabilen und beschleunigten Risswachstum erreicht. Die gleiche Differenz der Zyklenzahl konnte beim Übergang vom beschleunigten zum stabilen Risswachstum am Anfang des Pure-shear-Bereiches durch den Vergleich des Verlaufes (c) mit Verlauf (b_2) beobachtet werden. Bei der Untersuchung der Rissausbreitungsgeschwindigkeitsverläufe wurde weiter beobachtet, dass die Geschwindigkeiten des stabilen Risswachstums marginal unterschiedlich sind. Dagegen weist das beschleunigte Risswachstum überlappende Geschwindigkeiten auf. Die Differenz der Geschwindigkeiten begründet sich in der Komplexität der Elastomerenmatrix. Nur der Einsatz von quantitativen Analysen zur dynamischen Rissausbreitung verhindert diesen Prozess. Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen belegen, dass die Rissausbreitungsgeschwindigkeiten im Bereich

der kleinen Risslänge (SENT-Prüfkörper) und der großen Risslänge (Pure-shear-Bereich des Pure-shear-Prüfkörpers) sich signifikant unterscheiden. Besonders schnell breitet sich der Riss innerhalb von Pure-shear-Prüfkörpers im Pure-shear-Bereich aus. Die Rissgeschwindigkeit im Bereich von kleinen Risslängen oder in SENT-Prüfkörpern ist bedeutend langsamer.

Unter Berücksichtigung der genannten Aspekte ergibt sich aus den Ergebnissen die Schlussfolgerung, dass die Messwerte zur Rissausbreitung unter gleichen Risslängen mit einem SENT-Prüfkörper sowie einem Pure-shear-Prüfkörper ermittelbar sind.

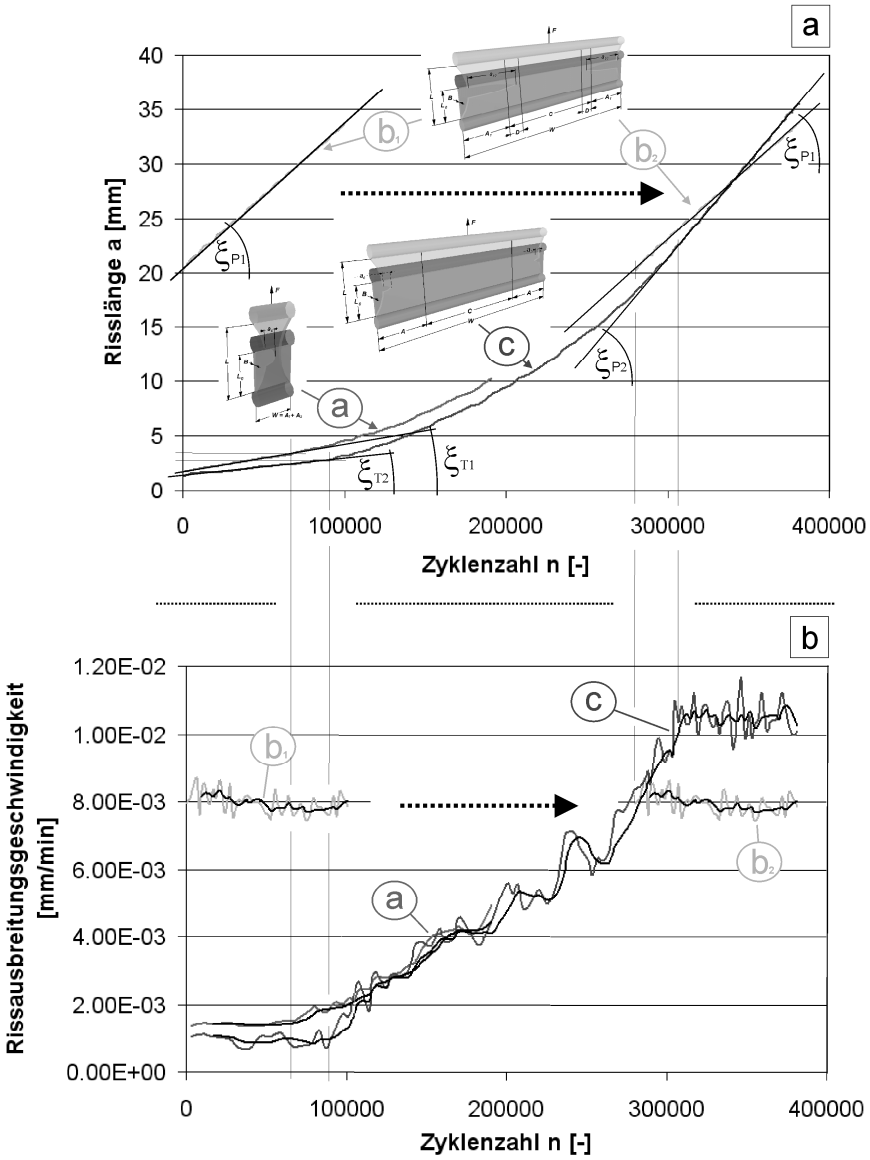


Bild 93: Vergleich des Zusammenhanges zwischen den Rissausbreitungsverläufen (a) und der Rissausbreitungsgeschwindigkeiten (b) im SENT- und Pure-shear-Prüfkörper; Schwarz – Trendverläufe

Ermittlung der Rissausbreitungsgeschwindigkeiten im Bezug auf die Kerbspitze im Übergangsbereich zwischen stabilem und beschleunigtem Risswachstum

Die aus der Auswertung der Risswachstumskurven resultierenden Rissausbreitungsgeschwindigkeitswerte haben den Übergang zwischen dem stabilen und beschleunigten Risswachstum definiert. Es hat sich daraus die Frage ergeben, inwieweit die Risswachstumsverläufe für unterschiedliche Kerbtiefen, wobei sich die Kerbspitze wiederum im Übergangsbereich zwischen dem stabilen und dem beschleunigten Risswachstum befindet, übereinstimmen. Demzufolge liefern die vorherigen Ergebnisse die experimentell ermittelten Daten des Risswachstums und der Rissausbreitungsgeschwindigkeiten, die in Pure-shear-Prüfkörper mit der Randbedingungen der Kerbtiefe a_0 = 4 und 10 mm, der Frequenz f = 1 Hz und der Beanspruchungsamplitude A_B = 25 % festgestellt wurden.

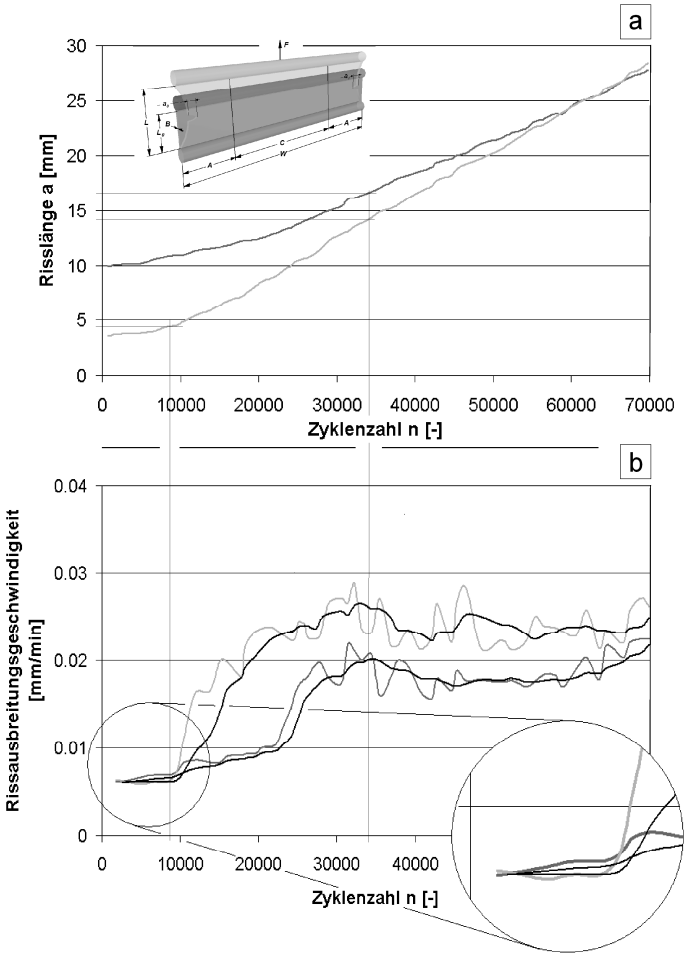


Bild 94: Zusammenhang zwischen den Rissausbreitungsverläufe (a) und den Rissausbreitungsgeschwindigkeiten (b) in Pure-shear-Prüfkörpern bei unterschiedlichen Kerbtiefen; Schwarz – Trendverläufe

Anhand der Risswachstumskurven im Bild 94a ist es evident, dass bei Risslängen a > 15 mm eine stabile Rissausbreitung stattfindet. Die Rissausbreitungsgeschwindigkeit im Bild 94b bestätigt diesen Sachverhalt. Die Beschreibung der Verhaltensweise im Übergangs-bereich bedarf der detaillierten Betrachtung der Riss-ausbreitungsgeschwindigkeit (siehe Detail des Übergangsbereiches im Bild 94b). Abschließend wurde festgestellt, dass sich der Riss im Prüfkörper mit einer Kerbtiefe von 4 mm weiter um Δa = 0,57 mm stabil ausbreitet und danach erst den Übergang zum beschleunigten Bereich erreicht. Im Gegensatz dazu, befindet sich der Riss im Prüfkörper mit einer Kerbtiefe von 10 mm schon im beschleunigten Bereich des Risswachstums und breitet sich auch mit einer spezifischen Beschleunigung sofort weiter aus.

7.5.2 Bewertung des Einflusses der Prüfkörpergeometrie und der Werkstoffzusammensetzung auf das Risswachstumsverhalten

In Abhängigkeit von der Prüfkörpergeometrie und den Rußanteilen ergaben sich die im Bild 95 gezeigten Verläufe des Risswachstums. Sie veranschaulichen den Bezug *da/dn* zur Reißenergie *T* in einer doppeltlogarithmischen Darstellung für SENT- und

Pure-shear-Prüfkörper auf Basis NR. Bild 96 und enthalten die Ergebnisse für die Werkstoffe auf SBR- und EPDM-Basis.

Der Vergleich der *da/dn-T*-Abhängigkeiten für SENT- und Pure-shear-Prüfkörper (Bild 95 - Bild 97) ergab, dass die Kennwerte des Risswachstums im Bezug zur Reißenergie von der Prüfkörpergeometrie signifikant beeinflusst wurden. Aus den Ergebnissen wird ersichtlich, dass der Rissfortschritt, unabhängig von der Werkstoffbasis, im Pure-shear-Prüfkörper eine größere Geschwindigkeit bei einer höheren Reißenergie im Vergleich zur Rissausbreitungsgeschwindigkeit im SENT-Prüfkörper aufweist, obwohl dieser bei gleicher Beanspruchungsamplitude eine niedrigere Reißenergie aufweist. Die Ergebnisse spiegeln die analytisch ermittelten Kennwerte der Rissausbreitungsgeschwindigkeit im Bezug auf die Prüfkörpergeometrie wider (siehe Kapitel 4). Die niedrigeren Verformungsenergien in SENT-Prüfkörpern verursachen die Abhängigkeit der Reißenergie von der Risslänge. Sie treten auch bei niedrigeren Rissausbreitungsgeschwindigkeiten auf. Die experimentell ermittelten Kennwerte werden durch die unterschiedlichen Verläufe der Risswachstumskurven *da/dn* versus Reißenergie *T*, beim Vergleich von SENT- und Pure-shear-Prüfkörpern, unabhängig von der Werkstoffbasis des Elastomers, verdeutlicht. Es konnte damit nachgewiesen werden, dass trotz der signifikanten Unterschiede der Rissausbreitungsgeschwindigkeit als auch der Reißenergie zwischen den beiden Prüfkörpergeometrien, die Steigung des Risswachstumsverlaufes geometrieunabhängig ist. Es ergeben sich nur sehr marginale Abweichungen, die auf die Genauigkeit der Risskonturlängenaufnahme zurückzuführen sind. Die Steigungen wurden mittels des Koeffizienten *m* der Paris-Erdogan-Geichung (siehe Gl. 64) ausgedrückt.

Es existiert ein Einfluss des Füllstoffanteiles auf die viskoelastischen Eigenschaften der Polymermatrix, was z.B in [92] beschrieben ist. Bezüglich des Einflusses des Russgehaltes auf die bruchmechanischen Eigenschaften kann anhand der Risswachstumsverläufe (siehe Bild 95 - Bild 97) festgestellt werden, dass auch hier ein signifikanter Einfluss besteht. Das bedeutet, dass Werkstoffe mit einem höheren Rußanteil eine höhere Reißenergie aufweisen und damit einen Anstieg der Rissausbreitungsgeschwindigkeit verursachen. Mit zunehmendem Rußanteil wurde eine Abhängigkeit der werkstoffabhängigen Konstante *m* der Paris-Erdogan-Gleichung von der Polymermatrix beobachtet. Dieser Sachverhalt deckt sich mit Erkenntnissen aus literarischen Quellen z. B. [30], [89], [90], [91 Die Analyse des Werkstoffe auf Basis NR (siehe Bild 95) wurde mit steigendem Rußanteil die Zunahme der Konstante *m* beobachtet. Das bedeutet, der zunehmende Füllstoffanteil führt zu einem Anstieg des Widerstandes gegen die Rissausbreitung. Während aber aus der Analyse des Werkstoffes auf Basis SBR mit einer Erhöhung des Füllstoffgehaltes ermittelten Ergebnisse (siehe Bild 96), wurde sich deuten, dass in der Polymermatrix des SBR-Vulkanisates einen prozentuellen Anstieg des Widerstandes gegen Rissausbreitung bei höheren Beanspruchungsamplituden mit dem Erhöhung des Rußgehaltes erzielt wurde. Das heißt die Konstante *m* nimmt mit steigendem Rußanteil ab. Im Gegensatz dazu stehen die Ergebnisse zur Analyse der Werkstoffe auf Basis von EPDM. Sie sind im Bild 97 dargestellt wurden, haben gezeigt, dass der Füllstoffanteil keinensignifikanten Einfluss auf die Steigung der *da/dn-T*-Abhängigkeit hat. Das bedeutet, der Russgehalt hat hinsichtlich des Risswiderstandes unter zyklischer Beanspruchung keinen großen Einfluss.

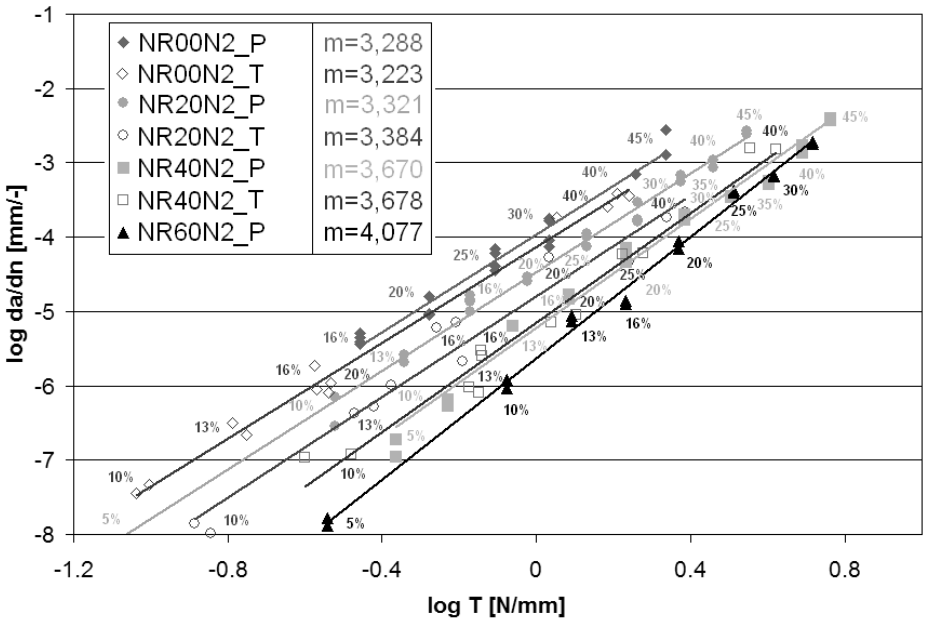


Bild 95: Vergleich der Risswachstumskurven *da/dn* versus Reißenergie *T* für Werkstoffe auf Basis NR mit differenzierten Rußanteilen in SENT- (T) und Pure-shear-Prüfkörpern (P); Zahlen an den Abhängigkeiten entsprechen den jeweiligen Prüfamplituden

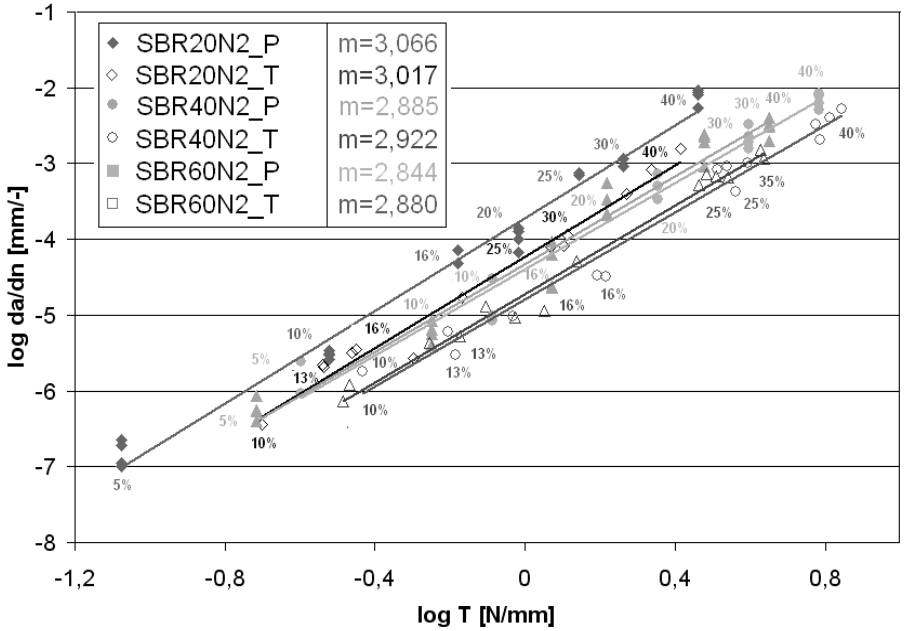


Bild 96: Vergleich der Risswachstumskurven *da/dn* versus Reißenergie *T* für Werkstoffe auf Basis SBR mit differenzierten Rußanteilen in SENT- (T) und Pure-shear-Prüfkörpern (P); Zahlen an den Abhängigkeiten entsprechen den jeweiligen Prüfamplituden

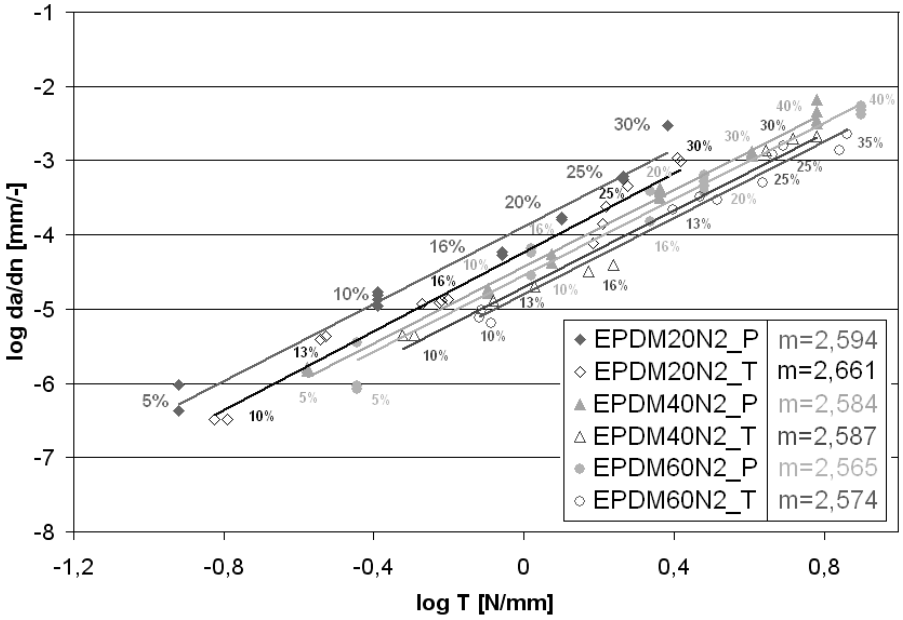


Bild 97: Vergleich der Risswachstumskurven *da/dn* versus Reißenergie *T* für Werkstoffe auf Basis EPDM mit differenzierten Rußanteilen in SENT- (T) und Pure-shear-Prüfkörpern (P); Zahlen an den Abhängigkeiten entsprechen den jeweiligen Prüfamplituden

7.6 Bewertung des Einfluss des Vernetzungsgrades auf die Rissausbreitung von Elastomeren

Die Ergebnisse der zyklischen Risswachstumsuntersuchung des Werkstoffes NR60N2 mit unterschiedlicher Vernetzungsdichte sind im Bild 98 zusammengefasst. Es ist hier eine systematische Einordnung der Risswachstumskurven mit Berücksichtigung der Vernetzungsisotherme ersichtlich. Es zeigt sich, dass die Werte der Reißenergie in Abhängigkeit von der Vernetzungsdichte für einen vorgegebenen Wert der Risswachstumsrate eine Tendenz haben, die dem Vernetzungsisothermeverlauf entsprechen. Wie im Bild 98 ersichtlich ist, nimmt die Reißenergie für den Wert der Risswachstumsrate $log\ (da/dn)_x$ ab einem Wert $log\ T_{x60}$ mit steigender Vernetzungsdichte bis zum Wert $log\ T_{x90+1,5}$ zu. Die weitere Abnahme der Reißenergie $log\ T_{x90+4,0}$ ist auf den Abbau des Netzwerkes zurückzuführen. Die annähernde Überlappung der Werte $log\ T_{x90+4,0}$ und T_{x60} geht wahrscheinlich aufgrund der Theorie der direkten Anhängigkeit des Risswachstums von der Vulkanisationsisotherme auseinander. Im Bild 69 wird deutlich, dass die Vernetzungsdichte bei der Vulkanisationszeit t_{60} signifikant niedriger ist, als im Fall der Vulkanisationszeit $t_{90+4,0}$. Diese Übereinstimmung der Werte der Risswachstumskurven beim allgemein gegebenen Wert $log\ (da/dn)_x$ lässt vermuten, dass die schlechte Wärmeleitfähigkeit des Elastomers ursächlich eine Funktion der Vulkanisationszeit ist. Diese Aussage, die bereits in [68] und [77] angedeutet wurde, hat zur Folge, dass die Vulkanisationszeit aufgrund der Restwärme angestiegen ist. Grund dafür ist die Tatsache, dass der mit der Zeit t_{60} vulkanisierte Werkstoff eine höhere Vernetzungsdichte aufweist, als im Bild 69 dargestellt ist. Demgegenüber wurde das Netzwerk des Werkstoffes für die Vulkanisationszeit $t_{90+4,0}$, noch weiter abgebaut, als dies im Bild 69 dargestellt ist.

Es kann davon ausgegangen werden, dass die Rissausbreitungsrate *log da/dn* eine Abhängigkeit von der Vernetzungsdichte aufweist. Die Werte der Rissausbreitungsrate nehmen mit steigender Vernetzungsdichte ab. Die Annahme,

dass der Abbau des Netzwerkes mit steigender Vulkanisationszeit den weiteren Anstieg der Risswachstumsrate verursacht, ist als wahrscheinlich zu betracht.

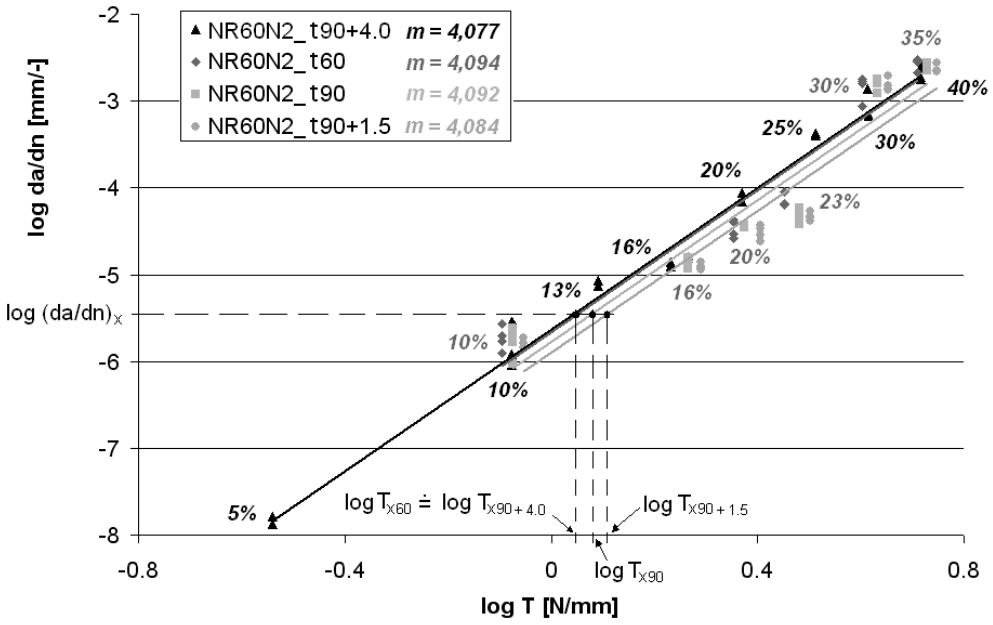


Bild 98: Doppeltlogarithmische Darstellung der zyklischen Risswachstumskurve *log da/dn* versus *log T* von NR60N2 bei unterschiedlicher Vernetzungsdichte aufgrund unterschiedlicher Vulkanisationszeit

7.7 Ergebnisse der Untersuchung zum Einfluss der Kerbeinbringung in die Prüfkörper auf die Rissausbreitung in elastomeren Werkstoffen unter dynamischer Beanspruchung

Bei der Bewertung des Ermüdungsrisswachstums mit bruchmechanischen Methoden wird grundsätzlich davon ausgegangen, dass sich der Riss während des Experimentes senkrecht zur Hauptspannung ausbreitet. Aus diesem Grund wurde im Rahmen der Untersuchungen zunächst überprüft, ob diese grundlegende Voraussetzung gegeben ist. Dazu wurden die Rissausbreitungsprofile der untersuchten Prüfkörper betrachtet. Infolge der definierten Kerbeinbringung mit abweichender Orientierung vom Idealzustand der Kerben, konnte der Einfluss der Kerborientierung auf den Rissverlauf bewertet werden. Im Bild 99 sind die aufgenommenen Rissausbreitungsprofile der Pure-shear-Prüfkörper mit den Kerbtiefen 2 und 20 mm dargestellt. Die Profile weisen große Unterschiede in Abhängigkeit von der Kerbgeometrie auf [99].

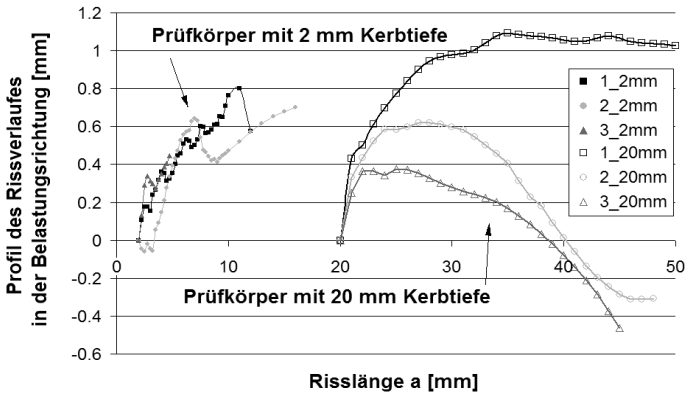


Bild 99: Profile der Rissverläufe gemessen von der Rissspitze in der Belastungsrichtung, d. h. die Rissspitze enthält in der Belastungsrichtung Koordinatenwert Null

Während die Rissverläufe der Prüfkörper mit kleiner Kerbtiefe (SENT) keinen signifikanten Einfluss auf die Kerborientierung zeigen, besteht ein sehr starker Einfluss für die große Kerbtiefe (Pure-shear-Geometrie). Es ist ersichtlich, dass sich für die Kerbgeometrien 2_20mm und 3_20mm kein konstanter Verlauf des Risses einstellt, wie es beim Prüfkörper mit der Kerbgeometrie 1_20mm der Fall ist. Letzterer weist nach einem Anstieg in der Belastungsrichtung die geringste Abweichung von der senkrechten Richtung zur Hauptspannung auf und entspricht demzufolge auch dem theoretischen Hintergrund [99].

Im Bild 100 sind die zugehörigen Risslängen-Zyklenzahl-Zusammenhänge dargestellt. Es sind auch hier deutliche Unterschiede erkennbar, die den Schluss zulassen, dass die Orientierung der ursprünglichen Kerbe einen Einfluss auf die Ermüdungsrissausbreitung hat. Sowohl bei der kleinen als auch der großen Kerbtiefe weisen die Kerbgeometrien 2 und 3 im Vergleich zur Kerbgeometrie 1 einen geringeren Anstieg der *a*-*n*-Kurve auf. Es ist weiterhin ersichtlich, dass entsprechend dem theoretischen Hintergrund die Risswachstumsverläufe der Prüfkörper mit 2 mm Kerbtiefe nur am Anfang einen konstanten Anstieg aufweisen. Demgegenüber sollten die *a*-*n*-Zusammenhänge für eine Pure-shear-Geometrie einen im gesamten Bereich einen konstanten Anstieg aufweisen. Die Ergebnisse der Prüfkörper 2_20mm bzw. 3_20mm zeigen jedoch, dass dies nicht der Fall ist. Demzufolge muss auch hier ein Einfluss der Kerbgeometrie bestehen (siehe Bild 101) [99].

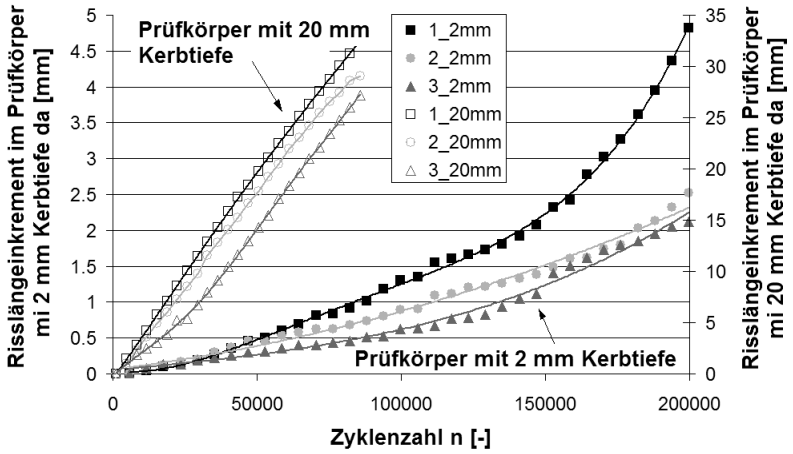


Bild 100: Abhängigkeit der dynamischen Risswachstumsverläufe der Prüfkörper von unterschiedlichen Kerbgeometrien und Kerbtiefen [99]

Im Bild 101 wird zusätzlich erkennbar, dass besonders bei der Anwendung von SENT-Prüfkörpern (entspricht der kleinen Kerbtiefe), für die *T* nach Gl. 52 ermittelt wird, ein großer Einfluss der Kerbeinbringung bzw. der Kerborientierung besteht. Jede Abweichung von der orthogonalen Richtung zur Hautspannung beeinflusst sowohl die Größe der Reißenergie *T* als auch signifikant die Rissausbreitungsgeschwindigkeit *da/dn*. Bei der Verwendung der Pure-shear-Geometrie (entspricht der großen Kerbtiefe) besteht nach der Theorie (Gl. 56) eine Unabhängigkeit von *T* zur Risslänge. Aus diesem Grund wich nur die Risswachstumsgeschwindigkeit *da/dn* ab [99].

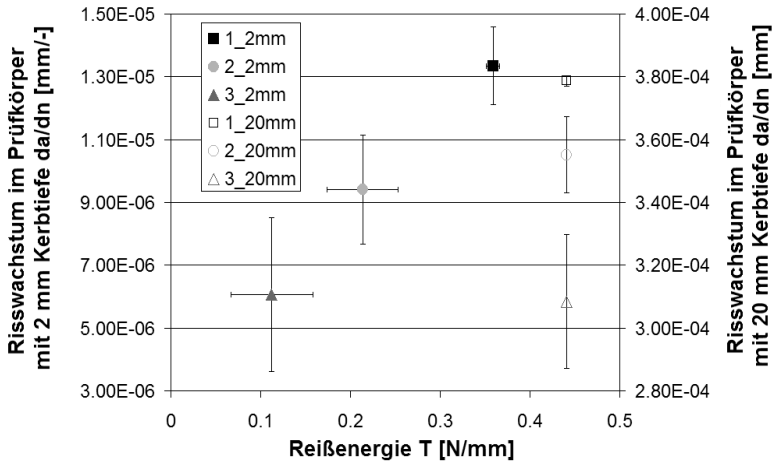


Bild 101: Dynamische Risswachstumskurven d*a*/d*n* versus Reißenergie T in Abhängigkeit von der Kerbgeometrie und Kerbtiefe [99]

Teilschlussfolgerung

Es wurden die Erkenntnisse aus den theoretischen Grundlagen und den Voruntersuchungen genutz, um die Rissausbreitung durch eine quantitative simultane Analyse mit SENT- und Pure-shear-Prüfkörper mit Hilfe eines modifizierten TFA durchzuführen. Einen wesentlichen Schwerpunkt dieses Kapitels stellten die experimentellen Untersuchungen bezüglich der Rissausbreitungsgeschwindigkeit im SENT- und auch im Pure-shear-Prüfkörper dar. Eine konstante Risswachstumsgeschwindigkeit ist der wichtigste Indikator des Bereiches des stabilen Risswachstums, in dem die Auswertung der Reißenergie T erfolgt. Es wurde festgestellt, dass der Riss sich ***unabhängig von der Prüfkörpergeometrie erst bis zu einer Risslänge von a = 3,7 mm,*** *bei dem untersuchten Elastomer NR20N2, stabil ausbreitet. Danach unterliegt das Risswachstum einer Beschleunigung. Im Pure-shear-Prüfkörper geht das Risswachstumsverhalten wieder in einen stabilen Zustand über. Der Prozess findet im Pure-shear-Bereich statt und ist größeren Risslängen zugeordnet. Der Riss breitet sich in der zweiten Phase des stabilen Risswachstums im Pure-shear-Bereich mit wesentlich größerer Rissausbreitungsgeschwindigkeit als in der ersten Phase aus. Die Experimente dokumentieren, dass sich die Rissausbreitung unabhängig von der Prüfkörpergeometrie für kleine Risslängen verhält, obwohl die Länge L_0 des SENT- und Pure-shear-Prüfkörpers gleich ist. Es wurde festgestellt, dass dieses Verhalten aufgrund der Übereinstimmung mit der FE-Analyse unabhängig vom Werkstoff ist und sich nur auf die Prüfkörpergeometrie bezieht. Die Untersuchungen zeigten, dass die aufgenommenen Verläufe der Rissausbreitungsgeschwindigkeit Schwankungen aufweisen. Um diese Schwankungen, die hauptsächlich der Inhomogenität und der Aufnahme der Risslänge zugeordnet wurden, zu vermindern, wurde ein numerischer Algorithmus zur Auswertung der Rissausbreitungs-geschwindigkeit abgeleitet.*

Zu den Ergebnissen wurde anschließend eine Methodik zur Bestimmung der Reißenergie mittels SENT- und auch Pure-shear-Prüfkörpern vorgestellt. Diese Methodik stellt ein Standardverfahren zur Auswertung der Ergebnisse einer TFA-Untersuchung dar und muss immer eingehalten werden.

Des Weiteren umfasste der experimentelle Teil dieser Arbeit die TFA-Untersuchung einer Serie von Naturkatschuk- (NR), Styren-Budadien-Kautschuk- (SBR) und Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk-Vulkanisaten (EPDM), denen der Füllstoff Ruß vom Typ N234 in unterschiedlichen Anteilen 20, 40 und 60 phr zugegeben wurde. Die TFA-

Untersuchungen der Rissausbreitung in SENT- und Pure-shear-Prüfkörpern haben gezeigt, dass sich die Verläufe des Risswachstums da/dn in Abhängigkeit von T, unabhängig vom untersuchten Werkstoff, unterscheiden. In diesem Zusammenhang wurden niedrigere Werte für SENT-Prüfkörper, als für Pure-shear-Prüfkörper ermittelt. Es hat sich weiterhin gezeigt, dass die werkstoffabhängige Konstante m der Paris-Erdogan-Gleichung, ermittelt unter Verwendung von SENT- und Pure-shear-Prüfkörpern, für ein Vulkanisat übereinstimmt. Die Ergebnisse der TFA-Untersuchung ergaben, dass die Zugabe des Rußes, insbesondere bei hohem Füllstoffanteil 60 phr, zu einem starken Anstieg des Risswiderstandes der Vulkanisate führt. Mit dem Anstieg der Festigkeit verbindet sich simultan eine Verringerung der Rissausbreitungs-geschwindigkeit.

Die Bewertung zum Einfluss des Vernetzungsgrades auf die Rissausbreitung wurde durch TFA-Untersuchungen durchgeführt. Die Variation des Vernetzungsgrades wurde durch unterschiedliche Vulkanisationszeiten des Werkstoffes NR60N2 realisiert. Die Ergebnisse wiesen einen deutlichen Zusammenhang auf. Es konnte nachgewiesen werden, dass die Reversionsphase der Vulkanisation auch einen reversiblen Einfluss auf die Reißenergie und Risswachstumsrate hat. Basierend auf den Literaturquellen [68] und [77] resultiert die Empfehlung, die Vulkanisation der Prüfkörper für die Analyse der dynamischen und auch quasistatischen Rissausbreitung unter festgelegten Vulkanisationsrandbedingungen t_{90} + (1 min pro 1 mm Dicke des Prüfkörpers) durchzuführen.

Der experimentelle Teil der Arbeit hat sich abschließend mit dem Einfluss der Kerbeinbringung, insbesondere der Kerborientierung, auf die Rissausbreitung unter dynamischer Beanspruchung befasst. Mit Hilfe der vorgestellten experimentellen Untersuchungen wurde nachgewiesen, dass die Kerbgeometrie, insbesondere die Orientierung der Kerbe, einen signifikanten Einfluss auf die bruchmechanischen Kennwerte hat. Die Resultate zeigen, dass der Einfluss der Kerborientierung, in Abhängigkeit von der Kerbtiefe, unterschiedlich groß ist. Dies sollte bei der Prüfung bzw. der Anwendung der unterschiedlichen Prüfkörpertypen SENT und Pure-shear berücksichtigt werden. Die hier dokumentierten Untersuchungsergebnisse zum Einfluss der Kerbgeometrie auf die dynamische Rissausbreitung zeigen, ebenso wie die in der Kapitel 7 dargestellten Ergebnisse, dass es für die Ermittlung aussagekräftiger bruchmechanischer Kennwerte zwingend nötig ist, eine reproduzierbare und genaue Kerbeinbringung zu realisieren.

8 Zusammenfassung

8.1 Zusammenfassung der Ergebnisse

Die vorliegende Arbeit befasst sich komplex mit der Methode der Rissausbreitungsanalyse von Elastomeren unter dynamischer Beanspruchung im simultanen Tensile- und Pure-shear-Prüfmodus. Das Ziel der experimentellen und theoretischen Arbeiten bestand in der analytischen Beschreibung sowohl des SENT- als auch des Pure-shear-Prüfkörpers. Zur Lösung dieser umfangreichen Aufgabenstellung gehörte, neben der Erstellung eines Konzepts zur Um- und Aufrüstung des vorhandenen TFA, auch die Entwicklung einer Methodik zur Rissausbreitungsanalyse von Elastomeren im simultanen SENT- und Pure-shear-Prüfkörper. Die experimentellen Untersuchungen konzentrierten sich auf verschiedene Faktoren die einen Einfluss auf die Rissausbreitung aufwiesen. In diesem Zusammenhang erfolgt eine Beschreibung der Einflüsse die zur Verbesserung der Analyse der dynamischen Rissausbreitung beitrugen: Kautschukbasis, Füllstoffgehalt, Molekülkettenorientierung, Vernetzungsgrad, Prüfkörpergeometrie, Kerbgeometrie und Kerborientierung. Diese komplexe Arbeitsweise sicherte die Verminderung von negativen Einflüssen auf die Analyse und Durchführung der experimentellen Untersuchungen im simultanen SENT- und Pure-shear-Prüfkörper. Darüber hinaus galt als weiteres Ziel der Arbeit, die Kennwerte des Rissausbreitungsverhaltens im SENT- und Pure-shear-Prüfkörper unter dynamischer Beanspruchung zu bewerten und miteinander zu vergleichen.

Im ersten Teil der Arbeit wurden die numerischen und experimentellen Methoden analysiert, die zur Beschreibung der mechanischen und besonders der bruchmechanischen Eigenschaften von Elastomeren führen. Dabei wurde festgestellt, dass das Ogden-Materialmodell für die numerischen Beschreibungen der mechanischen Eigenschaften der untersuchten Elastomere genutzt werden kann. In Verwendung mit kommerzieller FE-Software dient dieses Modell ansonsten dafür, das reale Verhalten von Elastomeren wiederszuspiegeln. Es ist der momentane Stand der Technik, derartige experimentelle Untersuchungen mit SENT-, Pure-shear- oder De-Mattia-Prüfkörpern in einem speziell dafür zugeschnittenem Prüfmodus zu realisieren. Die durchgeführten Analysen unter praxisnahen Bedingungen beim Einsatz der Prüfkörper haben gezeigt, dass die reale Annäherung der Belastungszustände für Gummiformteile, die durch einen Riss beschädigt wurden, in SENT- und Pure-shear-Prüfkörpern simuliert werden kann. Es ist bekannt, dass der De-Mattia Prüfmodus nur im speziellen Belastungszustand der Scherung genutzt werden kann. Die Auswertung der eigenen Prüfergebnisse ergab, dass für die numerische Beschreibung zum Bruchverhalten von Elastomeren auf die Methode der homogenen Verformung des Prüfkörpers zurückgeht. Demgegenüber werden die experimentellen Untersuchungen an realen elastomeren Prüfkörpern signifikant von der inhomogenen Verformung des Elastomers beeinflusst.

Ein wesentlicher Anteil der Arbeit konzentriert sich auf die theoretische Betrachtung der Verzerrungszustände in den einzelnen Prüfkörperbereichen und das Bruchverhalten in SENT- und Pure-shear- Prüfkörpern. Der Nachweis, dass der SENT- im Vergleich zum Pure-shear-Prüfkörper keinen breiten Bereich beinhaltet, der durch reine Scherung gekennzeichnet ist, dokumentiert die Signifikanz des Pure-shear-Prüfkörpers für die Analyse der Rissausbreitung. Gleichzeitig erhebt dieser Sachverhalt

die Problemstellung, mit welcher Breite der Pure-shear-Bereich in Abhängigkeit zur Prüfkörpergeometrie charakterisiert wird. Mit Hilfe der erläuterten numerischen Berechnungen der Reißenergien, in Abhängigkeit von der Risslänge, wurde festgestellt, dass die Rissausbreitung über den gesamten Pure-shear-Bereich unter der Einwirkung einer konstanten Reißenergie stattfindet. Zusätzlich wurde eine Übereinstimmung der Reißenergien für die kleinen Risslängen sowohl im SENT- als auch Pure-shear-Prüfkörper ermittelt. Die Ausgangsbedingung dafür ist, dass die Prüfkörper die gleiche Länge L_0 aufweisen. Diese Erkenntnis stellt die phänomenale Einzigartigkeit des Pure-shear-Prüfkörpers dar. Somit können diese nunmehr für die Ermittlung der bruchmechanischen Kennwerte genutzt werden.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden auch die technologischen Bedingungen der Herstellungsverfahren für elastomere Prüfkörper betrachtet. Daraus ergab sich die Möglichkeit, das Einflussvermögen der Herstellungsprozesse auf die bruchmechanischen Eigenschaften zu analysieren. Ferner wurde mit numerischen und experimentellen Untersuchungen die Größe des Pure-shear-Bereiches im Bezug auf die Prüfkörpergeometrie ermittelt. Der erhaltene Geometrieverhältniswert ist durch den Quotienten $L_0:W$ definiert. Es wurde eine experimentelle Methode entwickelt bei der die Ergebnisse und Aussagen aus den vorherigen numerischen Untersuchungen zugrunde gelegt wurden. Sie ermöglicht eine Definition des Pure-shear-Bereiches in Abhängigkeit vom Geometrieverhältniswert $L_0:W$, unter Einbeziehung der Beanspruchungsamplitude. Die Ergebnisse der Arbeiten gestatten erstmalig eine Definition der minimalen Kerbtiefe. Sie wird für die Präperation des Pure-shear-Prüfkörper zur Analyse der Rissausbreitung im Pure-shear-Bereich benötigt. Dadurch konnten die Prüfkörper hinsichtlich ihrer Geometrie vollständig beschrieben und der theoretische Hintergrund zur Prüfkörpervorbereitung als Basis der experimentellen Analyse der Rissausbreitung vorgegeben werden. Die theoretischen Berechnungen weichen in der Realität von den experimentell ermittelten Kennwerten ab. Die Genauigkeit der experimentellen Werte hängt von der Durchführung der Untersuchungen ab. Als kardinal gelten die Erkenntnis und der Nachweis, dass die Art und Weise der Kerbeinbringung, die bisher manuell vorgenommen wurde, einen signifikanten Einfluss auf die quasistatischen und die dynamischen bruchmechanischen Kennwerte hat. Deshalb kann sie in der analytischen Prüfmethodik als standardisiertes Verfahren nicht eingesetzt werden. Es wurde ein Verfahren für die Aussagekräftigkeit der bruchmechanischen Kennwerte mit Bezug zur Ermittlung des Einflusses der Kerborientierung entwickelt. Das Verfahren basiert auf den Ergebnissen der experimentellen Arbeiten mit einem eigens dafür konzipiertem Gerät. Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine neue Vorrichtung entwickelt, mit deren Hilfe eine Prüfkörpergeometrie unabhängige und präzis definierte Kerbeinbringung gesichert ist.

Auf der Grundlage des theoretischen Hintergrundes, der Ergebnisse der experimentellen Voruntersuchungen und der geforderten Ermittlung von bruchmechanischen Kennwertdaten, wurde eine methodische und konstruktive Aufrüstung der konventionellen Prüfmaschine des TFA der Fa. Coesfeld vorgenommen. Die Weiterentwicklung dieser TFA wurde von dem Bestreben angetrieben, eine simultane quantitative Analyse der Rissausbreitung von Elastomeren im Tensile- und Pure-shear-Prüfmodus zu ermöglichen. Die Aufrüstung des TFA erlaubt die gleichzeitige Untersuchung von 4 SENT- und 3 Pure-shear-Prüfkörper. Die Realisierung dieses Konzepts verlangte eine umfangreiche Überarbeitung des Prinzips der Prüfkörperhalterung. Diese sollte gewährleisten,

dass die Verformungseinflüsse des Prüfkörpers sich nicht auf die Rissausbreitung auswirken. Der Einsatz von Pure-shear-Prüfkörpern sichert, dass der Prüfprozess mit größeren dynamischen Kräften geführt werden kann, denn sie besitzen eine höhere Festigkeit als SENT-Prüfkörper. Darauf aufbauend, wurde eine numerische Berechnung der Eigenfrequenzbereiche des aufgerüsteten TFA erstellt. Um die Eigenfreqenz des Meßbereiches abzuschirmen, entstand er Vorschlag eine zusätzliche Konstruktionsoptimierung des TFA durchzuführen.

Weiterhin befasst sich die Arbeit intensiv mit der TFA-Untersuchung einer ganzen Serie von unterschiedlichen Vulkanisaten im simultanen Tensile- und Pure-shear-Prüfmodus. Es wurden Untersuchungen zur Feststellung der Rissausbreitungs-geschwindigkeiten sowie des Risswachstums im Bezug zu Reißenergien in SENT- und Pure-shear-Prüfkörpern durchgeführt. Der Schwerpunkt lag insbesondere auf der präzisen Beschreibung und Erklärung der ermittelten bruchmechanischen Kennwerte in beiden Prüfkörpergeometrien, die auf den Geometrieverhältnisswert $L_0:W$ zurückgehen. Umfangreiche Berechnungen wurden angestellt, um die Übereinstimmung mit den numerischen Berechnungen zu verifizieren. Es konnten die Behauptung nachgewiesen werden, dass die Rissausbreitungsgeschwindigkeiten, die aus den numerischen Berechnungen abgeleitet wurden, für kleine Risslängen sowohl im SENT- als auch im Pure-shear-Prüfkörper übereinstimmen. Auf Basis der Analysen konnte weiterhin belegt werden, dass ein Riss, dessen Kerbfront sich im Pure-shear-Bereich befindet, sich schneller ausbreitet als ein Riss mit einer kurzen Länge. Daraus folgte die wichtige Erkenntnis, dass die Analyse des Risswachstums als Funktion der Reißenergie in der doppeltlogarithmischen Darstellung niedrigere Werte besitzen als die Kennwerte die im Pure-shear-Prüfkörper festgestellt wurden. Sie stehen damit im Gegensatz zu den Ergebnissen der Rissausbreitungsgeschwindigkeit, die in SENT-Prüfkörpern ermittelt wurden. Damit kann die Aussage getroffen werden, dass die Kennwerte, die die Ausbreitung des Risses bei kurzen Risslängen bzw. im SENT-Prüfkörper beschreiben, nicht vergleichbar sind mit den bruchmechanischen Kennwerten, die bei längeren Risslängen bzw. im Pure-shear-Bereich des Pure-shear-Prüfkörpers ermittelt wurden. Ergo muss bei der Analyse der dynamischen Rissausbreitung in Elastomeren eindeutig beschrieben werden, bei welchem Geometrieverhältniswert $L_0:W$ und bei welcher Risslänge die Analyse durchgeführt wurde.

Es fanden zusätzliche TFA-Untersuchungen zur Klärung der Einflüsse der Prüfkörperherstellung statt. Die Versuchsergebnisse bildeten die Grundlage zur Bewertung des Einflusses des Vernetzungsgrades auf die Rissausbreitung und zur Festlegung des Einflusses der Kerborientierung auf die Rissausbreitung unter dynamischer Beanspruchung. Die Resultate zeigen einen deutlichen Zusammenhang von Risswachstumskurven, Vulkanisationsisotherme und der Kerborientierung. Auf dieser Basis konnten Empfehlungen sowohl zum Vulkanisationsverfahren der TFA-Prüfkörper, als auch für die Methodik der Kerbeinbringung gegeben werden.

Die vorliegende Arbeit stellt eine neuartige Sicht auf die Analyse der Rissausbreitung von Elastomeren unter dynamischer Beanspruchung vor. Durch die Anwendung der zwei unterschiedlichen Prüfmoden, tragen die Ergebnisse zur Aufklärung der Zusammenhänge zwischen der Prüfkörpergeometrie und den bruchmechanischen Kennwerten bei. Die Arbeit gibt eine verständliche Anleitung für die Analyse der Rissausbreitung unter dynamischer Beanspruchung, sowohl separat im Tensile- und Pure-shear-Prüfmodus, als auch für die simultane Analyse der beiden Prüfmoden. Es wurden mehrere Faktoren der Prüfkörperherstellung bezüglich des Einflusses

auf die Rissausbreitung berücksichtigt und in der Arbeit beschrieben. Sie trägt dadurch entscheidend zur Verbesserung der Methodik zur Prüfkörperherstellung für die Analyse der Rissausbreitung bei. Zum ersten Mal wurde im Rahmen dieser Arbeit auch der Einfluss der Kerbeinbringung in elastomere Prüfkörper untersucht und in die Methodik der Analyse der Rissausbreitung einbezogen. Eine neuartige Kerbvorrichtung mit einem innovativen Arbeitsprinzip wurde konzipiert. Dadurch war eine präzis definierte Kerbeinbringung gewährleistet und das Prüfükonzept konnte erstmals unabhängig von der Prüfkörpergeometrie umsetzt werden.
Die Charakterisierung des Pure-shear-Bereiches in der Prüfkörpergeometrie ermöglicht erstmalig eine präzise Definition der Kerbtiefe im Pure-shear-Prüfkörper. Deshalb ist der Einsatz des gesamten Pure-shear-Bereichs möglich.
Es wurden die Zusammenhänge zwischen den bruchmechanischen Kennwerten, die im SENT- und im Pure-shear-Prüfkörper ermittelt, beschrieben und erklärt.

8.2 Praktische Nutzung der Ergebnisse

Die quantitative Analyse der dynamischen Rissausbreitung von elastomeren Werkstoffen hat sich nach der Entwicklung des konventionellen TFA mit dem SENT-Prüfkörper schnell als standardisierte Methode zur Beschreibung des Rissverhaltens innerhalb elastomerer Prüfkörper etabliert und wird von der Gummiindustrie immer öfter angefordert. Die vorgestellten Untersuchungsergebnisse zur Analyse der dynamischen Rissausbreitung im SENT- und Pure-shear-Prüfkörper, haben diese Messmethode unter Berücksichtigung von unterschiedlichen Einflüssen strukturiert. Es wurden einerseits die Elastomer spezifischen Rezeptur- und Herstellungseinflüsse und anderseits die Einflüsse der Prüfkörpergeometrie sowie der Kerbgeometrie auf die bruchmechanischen Eigenschaften berücksichtigt. Der Pure-shear-Prüfkörper zeigte sein Potential der Gummiindustrie durch die Ausnutzung der Breite des gesamten Pure-shear-Bereiches. Dieses Verhalten begründet sich in der Tatsache, dass die Reißenergie in diesem Bereich unabhängig von der Risslänge ist und einer Rissausbreitung mit konstanter Geschwindigkeit unterliegt. Vergleichsweise befindet sich die Reißenergie eines SENT-Prüfkörper in einem sehr schmalen Bereich der stabilen Rissausbreitung, welcher eine signifikante Abhängigkeit zur Risslänge aufweist. Deswegen besitzen die Ansätze zur Beschreibung der bruchmechanischen Eigenschaften der elastomeren Werkstoffe im Pure-shear-Prüfkörper über ein höheres Potential.
Diese Erkenntnisse hat die Firma Coesfeld in einem kommerziell verfügbaren TFA (siehe Bild 102) umgesetzt Die Prüfmaschine erfreut sich starker Nachfrage seitens der Gummiindustrie. Die Firma Bridgestone verwendet den TFA bereits im eigenen Technik- und Entwicklungszentrum in Rom. Dieser kommerzielle TFA ist nicht mit der simultanen Analyse der beiden Prüfmoden ausgestattet, sondern realisiert das Messprinzip der quantitativen Analyse der Prüfmoden parallel und separat. Die Ergebnisse offenbarten,

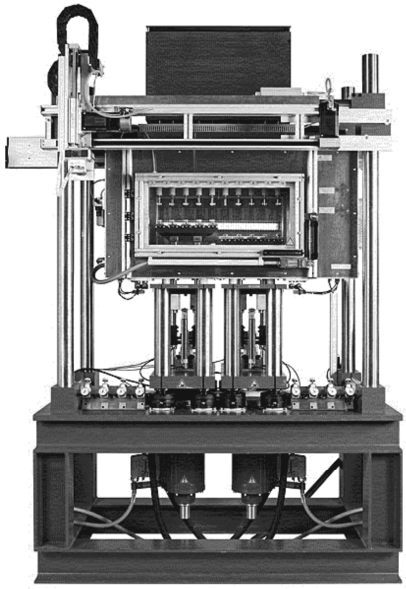


Bild 102: Kommerziell verfügbarer TFA für die Analyse der SENT- als auch Pure-shear-Prüfkörpern [100]

dass sich kurze Risslängen sowohl im SENT- als auch im Pure-shear-Prüfkörper aufgrund der gleichen bruchmechanischen Verhaltensweisen ergeben. Deswegen ist der Pure-shear-Prüfkörper ein adäquater Ersatz für den SENT-Prüfkörper. Aus diesem Grund finden momentane Analysen zur dynamischen Rissausbreitung in Elastomeren primär unter Einsatz von Pure-shear-Prüfkörpern statt.

Die in dieser Arbeit erstmalig durchgeführten Untersuchungen zur Charakterisierung der Einflüsse von Kerbgeometrie und Kerborientierung auf die bruchmechanischen Eigenschaften, haben wesentlich zur Präzisierung der dynamischen und quasistatischen Analyse der Rissausbreitung von elastomeren Werkstoffen beigetragen. Aufgrund der bisher vagen Formulierung von Normen zur Einbringung von Kerben für die experimentelle Bestimmung des Risswiderstandes, liefern die Ergebnisse dieser Untersuchungen eine breite und ausreichende Basis zur Ausarbeitung einer präzise formulierten Vorschrift bzw. Norm.

Die quantitative Untersuchung der Prüfkörper und deren Rissverläufe bilden einen Schwerpunkt zur Beschreibung des bruchmechanischen Verhaltens von elastomeren Werkstoffen. Die notwendige Quantität konnte mit einem Pure-shear-Prüfkörper im Rahmen der vorgestellten Messmethode, unter Verwendung einer doppelseitigen Kerbung, erzielt werden. Die ermittelte Breite des Pure-shear-Bereiches im Prüfkörper stellt einen großen Messbereich zur Verfügung. Die Einbringung von einer oder mehreren Kerben in der Mitte eines Prüfkörpers ermöglicht eine angemessene Quantität für die untersuchten Rissverläufe. Somit ist die Basis für zukünftige Untersuchungen gelegt. Die Erkenntnisse tragen zur Verringerung der Betriebskosten und einer effizienteren Analyse bei. Nunmehr sind in einem TFA mehrere Prüfkörper auf unterschiedlichen Werkstoffbasen gleichzeitig analysierbar. Die Erweiterung der Methodik zur Beschreibung des bruchmechanischen Verhaltens bzgl. der Berücksichtigung der komplizierten Rissausbreitung in verzweigten Rissen, Kavitätsbildung und 3D-Rissflächenbildung, ist im Rahmen der anschließenden Forschung geplant. Ziel ist die Beschreibung des Rissausbreitungsverhaltens unter komplizierter bzw. mehrachsiger Beanspruchung. Zur praktischen Nutzung steht dafür ein spezielles Prüfgerät am Leibniz Institut für Polymerforschung in Dresden zur Verfügung, dass unter biaxiler Beanspruchung das dynamische Risswachstum analysiert.

Insbesondere die gewonnenen Kenntnisse aus der neuen Prüfmethodik und den Untersuchungen am Biaxial-Analysator, können einen praxisnahen Beitrag zu den Untersuchungen an realen Reifen liefern. Im Zusammenhang mit den TFA-Messungen können die experimentell zugänglichen Deformationsmoden uniaxialer Zug und Pure-Shear-Dehnung das Risswachstum charakterisieren. Sie besitzen eine Relevanz zum Modeneinfluss auf den Verschleiß von KFZ-Reifenlaufflächen im praktischen Einsatz. Da im rollenden Reifen vor allem auch Druck- und Scherbelastungen auftreten, die bei TFA-Messungen bisher nicht nachgestellt werden konnten, müssen außerdem FE-Analysen zur Spannungserweichung und Weiterreißenergie in der Rissspitze unter Druckbelastung und bei einfacher Scherung durchgeführt werden. Damit wird ein möglichst umfassendes bruchmechanisches Kennfeld erstellt, das einen Übergang zur Beschreibung des bruchmechanischen Verhaltens in realen Reifen liefert.

Eine unmittelbare Nutzung der Erkenntnisse zur Beschreibung der bruchmechanischen Eigenschaften von Reifen erfolgt schon im Entwurf eines neuen Prüfgerätkonzeptes der Fa. Coesfeld GmbH. Damit wird es ermöglicht, die Analyse der Rissausbreitung in realen Reifen zu realisieren (siehe Bild 103).

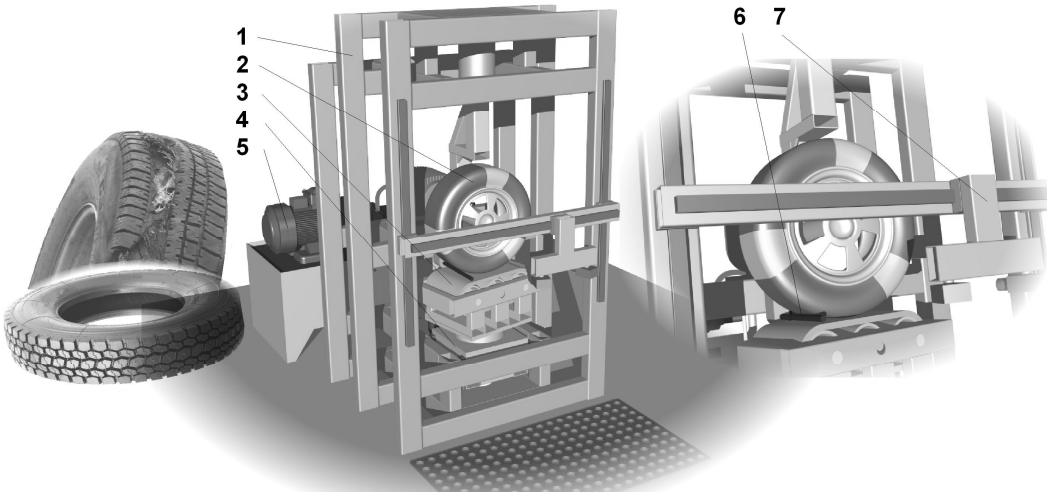


Bild 103: Konzept eines Reifen Tear and Fatigue Analysators (Quelle: Fr. Coesfeld), 1-Gestell, 2-Reifen, 3-rotierender Support mit Bandantrieb, 4-Steuerung des Supports mit Kraftmessdose, 5-hydraulisches Aggregat, 6-Rissausbreitungsmesssystem in der Lauffläche, 7-Rissausbreitungsmesssystem in der Seitenwand

Literatur

[1] Gross, D.; Seelig, T.: Bruchmechanik, Mit einer Einführung in die Mikromechanik, 4., bearbeitete Auflage, Springer Verlag, 2007

[2] Mark, J. E.; Erman, B.; Eirich, F. R.: Science and Technology of Rubber. 2nd Edition, Academic Press, San Diego, 1994

[3] Reincke, K.: Bruchmechanische Bewertung von ungefüllten und gefüllten Elastomerwerkstoffen, Mensch & Buch Verlag, 2005

[4] Heinrich, G.; Klüppel, M.; Vilgis, T. A.: Reinforcement of Elastomers, Current Opinion in Solid State and Materials Science, Vol 6, 2002, 195-203

[5] Blumenauer, H.; Pusch, G.: Technische Bruchmechanik. 3. Aufgabe, Deutscher Verlag für Kunststoffindustrie, Leipzig, 1993

[6] Rivlin,R.S.; Thomas, A.G.:Rupture of rubber. I. Charakteristic energy for tearing. Journal of Polymer Science, **10** (1953) 291-318

[7] Elias, H.-G.: Polymere-Von Monomeren und Makromolekülen zu Werkstoffen, Hüthig und Wepf Verlag, (1996)

[8] Gross, D.: Technische Mechanik, Band 4: Hydromechanik, Elemente der höheren Mechanik, Numerische Methoden, Springer-Verlag, 2. Aufgabe, (1995)

[9] Schlimmer, M.: Zeitabängiges mechanisches Werkstoffverhalten, Springer-Verlag (1984)

[10] Schlimmer, M.: Formulierung des in Grundversuchen ermittelten zeitabhängigen Spannung-Dehnung-Verhaltens viskoelastischer Werkstoffe, Werkstofftechnik **10**, (1979) 417-421

[11] Mooney, M.: A Theory of Large Elastic Deformation, J. Appl. Phys. II (1940) 582-592

[12] Ogden, R. W.: Large Deformations of Isotropic Elasticity – On the Correlation of Theory and Experiment for Incompressible Rubberlike Solids, Proc. R. Soc. Lond. A. 326 (1972) 565

[13] Ogden, R. W.: Nearly Isochoric Elasic Deformations Application to Rubberlike Solids, J. Mech. Phys. Solids (1978) Vol. 26., 37-5

[14] Ihlenburg, F.; Babuska, I.; Sauter, S.: Reliability of finite element methods for the numerical computation of waves, Advances in Engineering Software, Volume 28, Issue 7, October 1997, 417-424

[15] Hencky, H.: Über die Form des Elastizitätsgesetzes bei ideal elastischen Stoffen, Zeitschrift für Technische Physik **9,** (1928) 215-220

[16] Rivlin, R. S.: Large elastic deformations of isotropic materials. IV. Further developments of the general theory, Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences, 241, (1948) 379-397

[17] Gorke, U.-J.; Gunther, H.; Schopfel, A: Auswahl von Materialgesetzen und Parameteridentifikation für nichtlinear-elastische Werkstoffe, Mat.-wiss., u. Werkstofftech. 26, 45Y-467 (1995)

[18] Treloar, L. R. G.: Theory of Large Elastic Deformations, Nature Publishing Group, (1943), Vol 151, 616

[19] Yeoh, O.H.: Some forms of the strain energy function of rubber, Rubber Chemistry and technology, Volume 66, Issue 5 (1993) 754-771

[20] Gerber, G.: Entwicklung, Validierung und FEM-Simulation polymerphysikalischer Konzepte zur dynamischen Rißausbreitung in Gummi, Diplomarbeit (1998), Hannover

[21] Lubliner, J.: A model of rubber viscoelasticity, Mechanics Research Communications, 12 (1985), 93-99

[22] Haddad, Y. M.: Viscoelasticity of Engineering Materials. Chapman & Hall, London 1995

[23] Riande, E.; Diaz-Calleja, R.; Prolongo, M.G.; Masegosa, R.M.; Salom, C.: Polymer Viscoelasticity-Stress and Strain in Practice. Marcel Dekker, Inc., New York 2000

[24] Heinrich, G.: Struktur, Eigenschaften und Praxisverhalten von Gummi vom polymeren Netzwerk zum dynamisch beanspruchten Reifen-Teil 2, GAK 9/97, S 687ff

[25] Snowdon, J. C.: Vibrations and shock in damped mechanical systems, John Wiley & Sons, New York, US (1968)

[26] Lindner, M.: Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Gummireibung an Profilklötzen und Dichtungen, Dissertation, 2005, Hannover

[27] Kummer, H. W.: Unified Theory of Rubber and Tire Friction, Pennsylvania, University, College of Engineering, Ph.D. Thesis, 1966

[28] Means, W. D.: Stress and strain. Basic concepts of continuum mechanics for geologists, Springer Verlag, New York, 1976

[29] Gent, A.N.; Lindley, P.B.; Thomas, A.G.: Cut Growth and Fatigue of Rubbers. I. The Relatiosship between Cut Growth and Fatigue, Journal of Applied Polymer Science, (1964), 455-466

[30] Lake, G.J.; Lindley, P.B.: The Mechanical Fatigue Limit for Rubber, Journal of Applied Polymer Science, Vol. **9** (1965), 1233-1251

[31] Lake, G.J.: Fatigue and Fracture of Elastomers, Rubber Chemistry and Technology, 68 (1995), S. 435-460

[32] Griffith, A.A.: The phenomena of rupture and flow in solids, Philos. Trans. R. Soc. Lond., Ser. A **221** (1920), 163

[33] Sähn, S.; Göldner, H.: Bruch- und Beurteilungskriterien in der Festigkeitslehre, Fachbuchverlag, Leibzig, 1993

[34] Stommel, M.: Beschreibung der viskoelastischen mechanischen Eigenschaften, der Betriebsfestigkeit und des Bruchverhaltens von Elastomerbauteilen mit der Finite-Elemente-Methode, Band 92, Verlag Meinz, 1999

[35] Grellman, W.: Bewertung der Zähigkeitseigenschaften durch bruchmechanische Kennwerte. In: Schmiedel, H. (Hrsg.): Kunststoffprüfung. Carl Hanser Verlag, München, Wien, 1992

[36] Irwin, G. R.: Analysis of Stresses and Strains Near the End of a Crack Traversing a Plate, Journal of Applied Mech., ASME 79 (1957), Ser. E, S. 361-364

[37] Rice, J. R.; Rosengren, G. F.: Plane strain deformation near a crack tip in a power-law hardening material, J. Mech. Phys. Solids, 1968, Vol. 16, pp. 1 to 12

[38] Wells, A. A.: Application of fracture mechanics at and beyond general yielding, British Welding Journal, 1963, 563-570

[39] Begley, J. A.; Landes, J. D.: The J Integral as a Fracture Criterion, Fracture Toughness-Proceedings of the 1971, National Symphosium on Fracture Mechanics Part II, ASTM STP 514, 1971, 1-20

[40] Begley, J. A.; Landes, J. D., Wilson, W. K.: An Estimation Model for the Application of the J-Integral, Fracture Analysis, ASTM STP 560, American Society for Testing and Materials, 1974, 155-169

[41] Grellmann, W.: Bewertung der Zähigkeitseigenschaften durch bruchmechanische Kennwerte. In: Kunststoffprüfung. Schmiedel, H. (Hrsg.), Carl Hanser Verlag München Wien, 1992

[42] Blumenauer, H.; Pusch, G.: Technische Bruchmechanik. 3. Auflage, Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig, 1993

[43] Bathias, C.; LeGorju, K.; Lu, C.; Menabeuf, L.: Fatigue Crack Growth Damane in Elastomeric Materials, Fatigue and Fracture Mechanics: ASTM STP 1296, American Society for Testing and Materials, 1997, 505-513

[44] Dugdale, D. S.: Yielding of steel sheets containing slits, J. Mech. Phys. Solids, 1960, Vol. 8, 100-104

[45] Reincke, K.: Bruchmechanische Bewertung von ungefüllten und gefüllten Elastomerwerkstoffen, Dissertation, Mensch & Buch Verlag, 2005

[46] Mazich, K. A.; Morman, K. N.; Oblinger, F. G.; Pan, T. Y.; Kilogar, P. C.: The Effect of Specimen Thickness on the Tearing Energy of a Gum Vulcanizate, Rubb. Chem. Techn. 62 (1989), 850-862

[47] Lindley, P.B.: Relation between hysteresis and the dynamic crack growth resistance of natural rubber; International Journal of Fracture, Vol. 9, No. 4, December 1973

[48] Stoček, R.; Gehde, M.; Heinrich, G.: Analyse des dynamischen Risswachstums von Elastomeren-Simultaner Zug-(Tensile-) und Pure-Shear-Prüfmodus bei optimierter Risserfassung, Kautschuk-Gummi-Kunststoffe 62 (2009) 170-176

[49] Nakajima, N.; Liu, J. L.: Fracture Toughness of PVC/NBR-Blends Evaluated by the J-Integral. Rubb. Chem. Techn. 66 (1993) 634-645

[50] Kim, B. H.; Joe, C. R.: A Method to Evaluate Critical J-Integral Value: Locus Method. Polym. Testing 7 (1987) 139-158

[51] Yeoh, O.H.: On the Ogden Strain-Energy Function, Rubber Chemistry and Technology, **70**, 175 (1997)

[52] Gerber, G.: Entwicklung, Validierung und FEM-Simulation polymerphysikalischer Konzepte zur dynamischen Rißausbreitung in Gummi, Diplomarbeit (1998), Hannover

[53] Clapson, B. E.; Lake, G. J.: Rubber Journal, 1970, 152, (12), 36-52

[54] Lake, G.J.: Fatigue and Fracture of Elastomers, Rubber Chemistry and Technology, **68** (1995), 435-460

[55] Gent, A. N.: Engineering with Rubber, 2nd Edition, Hanser Publishers, Munich, 2001

[56] Klüppel, M.; Huang, G.; Bandow, B.: Evaluation of Tearing Energy of Elastomer Materials, Kautschuk-Gummi-Kunststoffe, **61** (2008), 656-659

[57] Stacer, R. G.; Kelley, F. N.: Criteria for Unstable Tearing of Elastomers. Rubb. Chem. Tech. 58 (1985) 924-938

[58] Stacer, R. G.; Yanio, L. C.; Kelley, F. N.: Observation on the Tearing of Elastomers. Rubb. Chem. Techn. 58 (1985) 421-435

[59] Wang, C.; Chang, C. I.: Fracture Energies and Tensile Strength of an EPDM/PP Thermoplastic Elastomer. J. Appl. Polym. Sci. 75 (2000) 1033-1044

[60] Eisele, U.; Kelbch, S.A.; Engels, H.-W.: The Tear Analyzer – A New Tool for Quantitative Measurements of the Dynamic Crack Growth of Elastomers, Kautschuk, Gummi, Kunststoffe 45 (1992) 1064-1069

[61] Kawazura, T.; Kawahara, S.; Isono, Y.: Morphology and Crystalization Behaviour of Lightly Crosslinked Natural Rubber in Blend, Rubb. Chem. Techn. 76 (2003) 1164-1176

[62] Persson, B. N. J.; Albohr, O.; Heinrich, G.; Ueba, H.: Crack propagation in rubber-like materials, J. Phys.: Condens. Matter 17 (2005) 1071-1142

[63] Hamed, G. R.; Rattanasom, N.: Effect of Crosslink Density on Cut Growth in Gum Natural Rubber Vulcanizates, Rubb. Chem. Techn. 75 (2002) 323-332

[64] Liu, H.; Lee, R. F.; Donovan, A.: Effect of Carbon Black on the J-Integral and Strain Energy in the Crack Tip Region in a Vulcanized Natural Rubber, Rubb. Chem. Techn. 60 (1987) 893-909

[65] Mennig, G.: Werkzeugbau in der Kunststoffverarbeitung, Bauarten, Herstellung, Betrieb, 5. Auflage, Carl Hanser Verlag, München 2008

[66] Boström, S.: Kautschuk-Handbuch, zweiter Band, Berliner Union-Stuttgart, 1960

[67] DIN ISO 34-1: Elastomere oder thermoplastische Elastomere-Bestimmung des Weiterreißwiderstandes- Teil 1: Streifen-, winkel- und bogenförmige Probeörper (ISO 34-1:2004)

[68] Hofmann, W.; Gupta, H.: Handbuch der Kautschuk-Technologie, Dr. Gupta Verlag Ratingen, 2001

[69] Yeoh, O.H.: Analysis of deformation and fracture of pure shear rubber testpiece, Plastics, Rubber and Composites, 2001, Vol.30, No.8, 389-397

[70] Grellmann, W.; Seidler, S.; Lach, R.: Geometrieunabhängige bruchmechanische Werkstoffkenngrößen – Voraussetzung für die Zähigkeitscharakterisierung von Kunststoffen. Materialwiss. Werkstofftechn. 32 (2001) 552–561

[71] Williams, J. G.; Pavan, A. (Eds.): Impact and Dynamic Fracture of Polymers and Composites. ESIS Publication 19, Mechanical Engineering Publication Ltd., London, 1993

[72] Kausch, H.-H.: Polymer Fracture. 2. Ed., Springer Verlag München Wien, 1987

[73] ISO 27727 (2008): Rubber, vulcanized – Measurement of Fatigue Crack Growth Rate.

[74] Stoček, R.; Gehde, M.; Heinrich, G.: Analyse des dynamischen Risswachstums von Elastomeren-Simultaner Zug-(Tensile-) und Pure-Shear-Prüfmodus bei optimierter Risserfassung, Kautschuk-Gummi-Kunststoffe **62** (2009) 170-176

[75] Dankert, J.; Dankert, H.: Technische Mechanik, Statik, Festigkeitslehre, Kinematik/Kinetik, 5. Auflage, Vieweg+Teubner, 2009

[76] Pahl, G.; Beitz, W.; Feldhusen, J.; Grote, K.-H.: Konstruktionslehre, Grundlagen, 7. Auflage, Springer, 2007

[77] Röthemeyer, F.; Sommer, F.: Kautschuk Technologie, Werkstoffe-Verarbeitung-Produkte, 2., überarbeitete Auflage, Carl Hanser Verlag, München 2006

[78] DIN-Taschenbuch 47, Kautschuk und Elastomere 1, Physikalische Prüfverfahren, Normen, 6. Auflage, Beuth Verlag GmbH – Berlin – Köln, 1992#

[79] Schnetger, J.: Kautschuk-Verarbeitung, Verfahrenstechnische Grundlagen und Praxis, Vogel Buchverlag, 1998

[80] Abts, G.: Einführung in die Kautschuktechnologie, Carl Hanser Verlag, München 2007

[81] Kleemann, W.: Michungen für die Elast-verarbeitung, VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig 1982

[82] White, J. L.: Rubber Processing Technology-Materials-Principles, Carl Hanser Verlag, New York, 1995

[83] Paris, P.; Erdogan, F.: A critical analysis of crack propagation laws, Journal of Basic Engineering, Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, 1963, 528-534

[84] Papadopoulos, I. C.; Thomas, A. G.; Busfield, J. J. C.: Rate Transitions in the Fatigue Crack Growth of Elastomers, Journal of Applied Polymer Science, 109, (2008) 1900-1910

[85] Busfield, J. J. C.; Papadopoulos, I. C.; Thomas, A. G.: Transitions in Tear and

Fatigue Crack Growth in Elastomers, Proceeding of the Fourth European Conference on Constitutive Models for Rubber, 27-29 June 2005, Stockholm, p.145

[86] Bergmann, W.: Werkstofftechnik 1, Struktureller Aufbau von Werkstoffen-Metalische Werkstoffe-Polymerwerkstoffe-Nichtmetalisch-anorganische Werkstoffe, 6., aktualisierte Auflage, Carl Hanser Verlag München, 2008

[87] ISO 27727 (2008): Rubber, vulcanized – Measurement of Fatigue Crack Growth Rate

[88] Rauschenbach, A.: Untersuchung des Pure-shear Prüfkörper für die Verbesserung der Analyse des dynamischen Risswachtums, Bachelorarbeit, 2010, Chemnitz

[89] Lowe, A.; Know, O-H.; Mai, Y-W.: Fatigue and Fracture Behaviour of Novel Rubber Modified Epoxi Resins, Polymer, 37 (1996) 565-572

[90] Mars, W.V; Fatemi, A.: A literature survey on fatigue analysis approach for rubber, International Journal of Fatigue 24 (2002) 949-961

[91] Roberts, R. and Erdogan, F. (1 967) The effect of mean stress on fatigue crack propagation in plates under extension and bending, J. bas. Engng, Trans. Am. SOC. mech. Engrs 89, 885-892.

[92] Gent, A.N.: Engineering with Rubber, How to Design Rubber Components, 2nd Edition, Carl Hanser Verlag München, 2001

[93] Ferry, J.D.: Viscoelastic Properties of Polymers, 3rd Edition, John Wiley & Sons, 1980

[94] Lake, G.J.; Thomas, A.G.: The strength of highly elastic materials, Proceedings of the Royal Society of London, A300 (1967) 108-119

[95] DIN 53507 (1983): Prüfung von Kautschuk und Elastomere – Bestimmung des Weiterreißwiderstandes von Elastomeren.

[96] R. Stoček; K. Reincke; M. Gehde; W. Grellmann; G. Heinrich: Einfluss der Kerbeinbringung auf die Rissausbreitung in elastomeren Werkstoffen, Kautschuk-Gummi-Kunststoffe. **63** (2010) 364-370

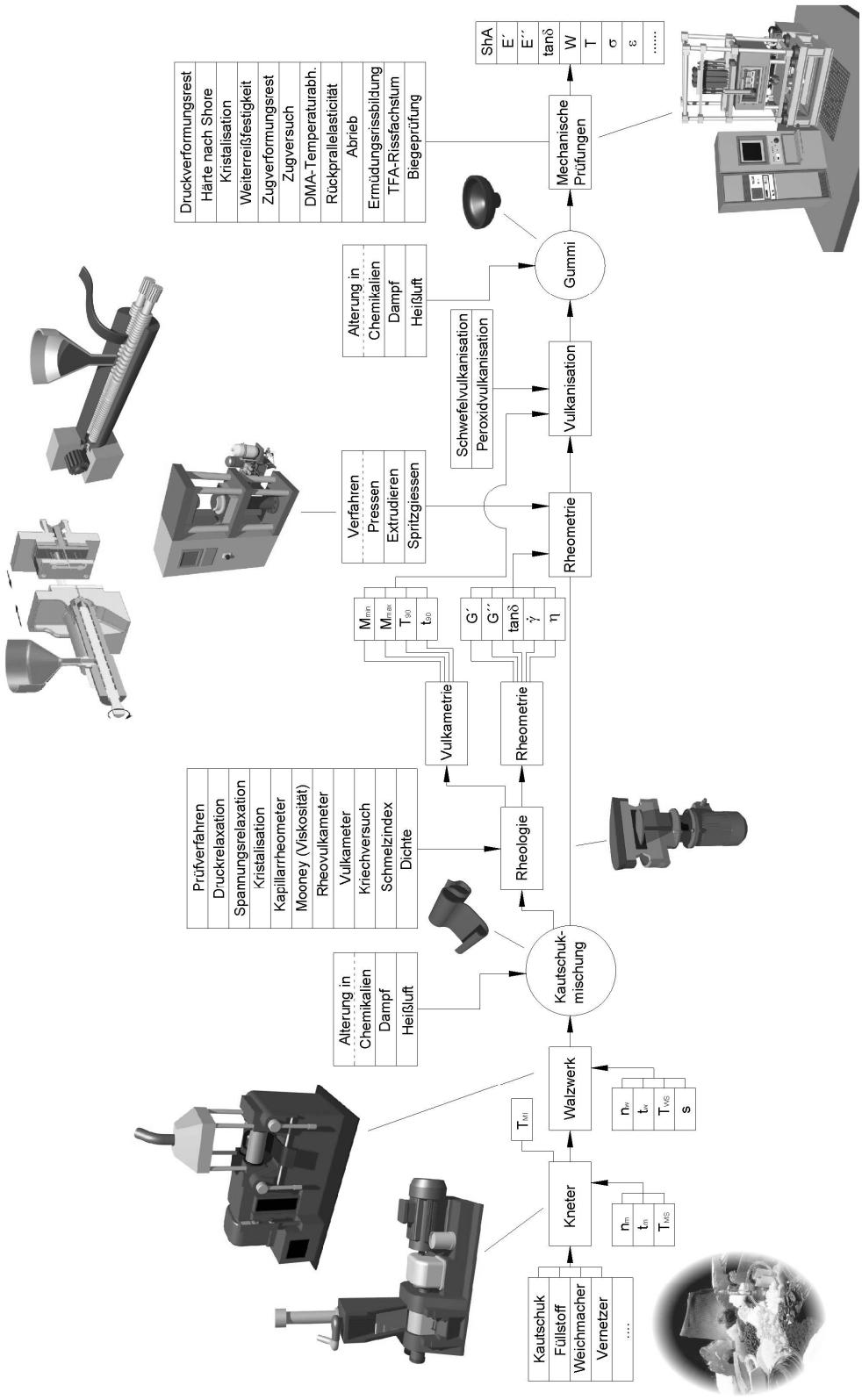
[97] Reincke, K.; Klüppel, M.; Grellmann, W.: Investigation of Fracture Mechanical Properties of Filler-Reinforced Styrene-Butadiene Elastomers, Kautschuk-Gummi-Kunststoffe. **62** (2009) 246-251

[98] Reincke, K; Agnelli, S.; Grellmann, W.: The Fracture Behaviour of Elastomers at Higher Loading Speed in Dependence on Test Temperature, European Conference on Fracture ECF 18, Dresden, Proceedings, B08. 1-3, pp. 1-8

[99] R. Stoček; K. Reincke; M. Gehde; W. Grellmann; G. Heinrich: Rissausbreitung in Elastomeren Werkstoffen unter dynamischer Beanspruchung, Kautschuk-Gummi-Kunststoffe. **64** (2011) 22-26

[100] www.coesfeld.com

Anlage 1 - Schema der Prozesskette der Gummiherstellung



Lebenslauf

Name:	Radek Stoček
Wohnort:	Hochrain 24, 09127 Chemnitz
Geburtstag und -ort:	17.02.1980 in Třebíč
Familienstand:	ledig
Staatsangehůrigkeit:	Tschechische Republik

Ausbildung:

1986 – 1994	Grundschule in Kněžice.
1994 – 1998	Gymnasium in Jihlava.
06/1998	Abschluss: Abitur

Hochschulbildung:

1998 - 2005	Studium des allgemeinen Maschinenbaus an dem Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik, Fakultät für Maschinenbau an der CTU Prag
01/2005	Abschluss: Ingenieur
2005 – 2008	Promotionsstudium des allgemeinen Maschinenbaus an dem Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik, Fakultät für Maschinenbau an der CTU Prag
seit 2010	Studium des Masaryk Institute of Advanced Studies, Specialization in Pedagogy, Technical Teacher Education an der CTU Prag

Praktische Tätigkeit:

03/2003 – 10/2003	Praktikum bei Firma STRATOS07, Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter, Themenstellung: Konstruktion von Sicherheitsbauteilen der Fallschirmen.
10/2005 – 09/2006	Auslandspraktikum an der TU Chemnitz, Fakultät für Maschinenbau Professur Werkzeugmaschinen und Umformtechnik
10/2006 – 03/2007	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Fördertechnik und Kunststoffe der TU Chemnitz
04/2007 - 03/2009	Gastwissenschaftler am Leibniz Institut für Polymerforschung in Dresden e. V.
seit 04/2009	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Leibniz Institut für Polymerforschung in Dresden e. V., Teilinstitut: Polymerwerkstoffe

Chemnitz, d. 01.09.2011 Radek Stoček