

685 | April 2015

SCHRIFTENREIHE SCHIFFBAU

M. Schöttelndreyer

Füllstoffe in der Konstruktion: Ein Konzept zur Verstärkung von Schiffsseitenhüllen

TUHH

Technische Universität Hamburg-Harburg

**Füllstoffe in der Konstruktion:
Ein Konzept zur Verstärkung von
Schiffsseitenhüllen**

Vom Promotionsausschuss der
Technischen Universität Hamburg-Harburg
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur
genehmigte Dissertation

von
Martin Schöttelndreyer

aus
Hamburg

2015

Füllstoffe in der Konstruktion:
Ein Konzept zur Verstärkung von Schiffsseitenhüllen
Martin Schöttelndreyer

1. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h. Dr. h.c. Eike Lehmann
 2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Grabe
- Vorsitzender der Prüfungskommission: Prof. Dr.-Ing. Stefan Krüger

Tag der mündlichen Prüfung: 16.04.2015

© Schriftenreihe Schiffbau der
Technischen Universität Hamburg-Harburg
Schwarzenbergstraße 95c
D-21073 Hamburg

Bericht Nr.: 685

ISBN: 978-3-89220-685-9

Danksagung

Diese Arbeit ist während meiner Tätigkeit am Institut für Konstruktion und Festigkeit von Schiffen an der Technischen Universität Hamburg-Harburg im Rahmen des Verbundprojektes ELKOS entstanden.

Das dieser Arbeit zugrunde liegende Vorhaben „Validierung von Kollisionsberechnungen durch Großversuche an Konstruktionsvarianten von Seitenhüllen“ wurde im Zeitraum vom 01.08.2009-30.09.2013 vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie finanziert und vom Projektträger Jülich betreut. Hierfür möchte ich meinen ausdrücklichen Dank aussprechen.

Mein ganz besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h. Dr. h.c. Eike Lehmann für seine wissenschaftliche Betreuung mit zahlreichen Anregungen und Herrn Prof. Dr.-Ing. Jürgen Grabe für die Begutachtung meiner Arbeit und der Möglichkeit der Durchführung mehrerer Triaxialversuche an seinem Institut sowie Herrn Prof. Dr.-Ing. Stefan Krüger für den Vorsitz der Prüfungskommission.

Zu Dank bin ich auch Herrn Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Fricke verpflichtet, der als Institutsleiter immer großes Interesse an meiner Arbeit hatte und für gute Arbeitsbedingungen gesorgt hat. Die Flensburger Schiffbau-Gesellschaft hat durch die Zusammenarbeit bei der Fertigung der schiffbaulichen Modellkörper diese Arbeit unterstützt.

Ebenso danke ich meinem Kollegen, Herrn Dr.-Ing. Ingo Martens (geb. Tautz), für eine ausgesprochen gute und kollegiale Zusammenarbeit und meiner Kollegin, Frau Dr.-Ing. Bernadette Zipfel, für die zahlreichen fachlichen Diskussionen sowie Herrn M.Sc. Jan Manuel Kubiczek, der durch seine Tätigkeit als studentische Hilfskraft und besonders durch seine Projekt- und Master-Arbeit diese Dissertation tatkräftig unterstützt hat. Mein Dank gilt ebenfalls Herrn B.Sc. Paul Boge und Herrn M.Sc. Moritz Greulich, die durch ihre Bachelor- bzw. Master-Arbeit einen nicht zu vernachlässigen Beitrag geleistet haben.

Darüber hinaus danke ich allen Mitarbeitern des Institutes für ihre Unterstützung.

Hamburg, 10. September 2015

Martin Schöttelndreyer

Kurzfassung

Die Einstellung der Gesellschaft zum Umweltschutz hat sich in den letzten fünfzig Jahren stark verändert. Der Bedarf an sicherem Transport von Chemikalien und Ölprodukten stellt Ingenieure vor neue Herausforderungen.

Die vorliegende Dissertation beschäftigt sich mit der Fragestellung lokale Bauteile von schiffbaulichen Konstruktionen zu verstärken, um die Sicherheit von Menschen auf See zu erhöhen und Umweltschäden zu vermeiden bzw. zu mindern. Unter lokalen Verstärkungen werden z.B. Konstruktionen zum Schutz von Tanks mit explosiven und/ oder brennbaren Flüssigkeiten wie LNG verstanden oder ausgewählte Teile von Schiffsseitenwänden, die im Fall einer Explosion oder einer Kollision Energie aufnehmen können. Die Festigkeitserhöhung wird durch Auffüllen des Leerraumes der Struktur durch granulare Füllstoffe erreicht. Für die Auswahl des Füllstoffes sind folgende Gesichtspunkte berücksichtigt worden: Unbedenklich für die Umwelt, hydrolyse- und temperaturbeständig sowie geringe Dichte. Durch die Wahl eines förderfähigen Füllstoffes kann die Inspektion der Struktur ermöglicht werden. Um die Wirkung des granularen Füllstoffes näher untersuchen zu können, wurden in einem Verbundforschungsvorhaben quasi-statische Kollisionsversuche am Institut für Konstruktion und Festigkeit von Schiffen der Technischen Universität Hamburg-Harburg durchgeführt, bei denen unter anderem zwei Modellkörper einer Schiffsseitenwand mit multizellularen Glashohlkugeln gefüllt wurden, um ihren Einfluss auf die Versagensmechanik experimentell zu ermitteln.

Diese Arbeit konzentriert sich auf den Einfluss des Füllstoffes auf die Versagensmechanik der Seitenhüllenmodelle. Für die Möglichkeit einer Übertragung auf Großstrukturen und auch auf andere Anwendungen werden numerische Berechnungen durchgeführt und durch die Ergebnisse der Kollisionsversuche validiert bzw. verifiziert. Die Materialparameter der Stahlstruktur werden durch zahlreiche Proben in Form von Zugversuchen und der Auswahl eines numerischen Optimierungswerkzeuges sowie eines validierten Verfestigungsansatzes ermittelt. Für die Bestimmung der Materialparameter der multizellularen Glashohlkugeln müssen verschiedene Versuche durchgeführt werden. Der deviatorische Anteil der Fließfunktion wird dabei durch Triaxialversuche bestimmt, die zur Bestimmung von Bodeneigenschaften aus der Geotechnik bekannt sind. Zur Ermittlung des volumetrischen Anteils der Fließfunktion und der plastischen Verformung werden uniaxiale Druckversuche durchgeführt.

Die Dissertation fasst die wichtigsten Kollisionsversuche aus der Vergangenheit zusammen, um die unterschiedlichen wissenschaftlichen Ansätze herauszustellen und den Stand der Technik hinsichtlich Kollisionsanalysen beschreiben zu können. Die Materialmodelle komplexer, hoch nicht linearer Simulationen setzen theoretische Grundlagen voraus. Diese werden durch das Zusammenfassen relevanter Teile der Fließtheorie und der Funktionsweise unterschiedlicher Bruchkriterien dargelegt.

Aufbauend auf diesen Grundlagen werden die ermittelten Ergebnisse der Kollisionsversuche präsentiert und die erzielten Simulationsergebnisse vorgestellt. Durch diese experimentell validierten und verifizierten Simulationen lässt sich die Wirkung der Füllstoffe auf reale Schiffsstrukturen übertragen. Abschließend werden zwei Kollisions-

sionsszenarien gewählt, denen reale Schiffskollisionen auf deutschen Seeschiffahrtsstraßen zugrunde liegen.

Abstract

Society's attitudes towards environmental protection have substantially changed during the last fifty years. The demand for safer transports of chemicals and oil poses a new challenge on engineers.

The present thesis is dealing with the question how to improve local parts of ship constructions to increase the safety of life at sea and to avoid environmental damages. Local parts which have to be strengthened are on the one hand constructions to protect tanks filled with highly explosive or flammable liquids like LNG and on the other hand they are selected parts of ship side structures. These parts can absorb energy in case of an explosion or a collision. The strengthening is achieved by filling void spaces with granulate material. For the determination of the granulate material following aspects were considered: Environmental harmlessness, hydrolyse and heat resistance as well as less mass density. The choice of an eligible material enables inspections of the structure. To investigate the effects of the granular material on the failure mechanism, several quasi-static and large scaled experiments were undertaken. Amongst others two models filled with multicellular glass hollow spheres were conducted on the test facility of the Institute for Ship Structural Design and Analysis of TUHH.

The thesis analyses the granulate's influence of the failure mechanism of the side structure. To transfer the influence to real ship structures and other applications the numerical calculations have to be validated und verified by the results of the large scaled collision experiments. The properties of the steel structure were determined by numerous specimen in the form of tensile tests and the choice of one numerical optimization tool as well as one validated power law hardening approach. To determine the properties of the multicellular glass hollow spheres several different tests had to be accomplished. The deviatoric perfect plastic yield function is determined by triaxial compression tests known in the geotechnical engineering to predict the behaviour of soils. The volumetric part of the yield function as well as the plastical deformability were achieved by using uniaxial compression tests.

Important collision experiments of the past are summarised to point out the scientific differences and to describe the state of the art in the field of collision analysis. The material model of complex and highly non-linear simulations postulates theoretical background. This is given by resuming the relevant parts of the flow theory and the functionality of different failure criteria. Constitutive to this background the achieved results of the collision experiments and their simulations are presented. With the knowledge of this validated and verified simulations the protecting effects of the granulate materials were transferred to real ship structures. Therefore two collision scenarios were chosen which form the basis of ship collisions which happened on the German maritime waterways in the past.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	v
1. Einleitung	1
1.1. Problemstellung	3
1.2. Zielsetzung und Vorgehensweise	4
2. Stand der Wissenschaft	7
2.1. Kollisionsversuche der Vergangenheit	7
2.1.1. Für die Sicherheit reaktorbetriebener Schiffe	8
2.1.2. Für die Sicherheit von Offshore-Plattformen	11
2.1.3. Für die Sicherheit von Brückenkonstruktionen	12
2.1.4. Zu Zeiten der MARPOL 73/78 Weiterentwicklung in der IMO	14
2.1.5. Im Zeitraum des Oil Pollution Act	16
2.1.6. Jüngere Versuche	20
2.2. Theoretische Grundlagen	25
2.2.1. Fließtheorie	25
2.2.2. Bestimmung der Eigenschaften von Stahl	33
2.2.3. Bruchkriterien	36
3. Kollisionsversuche	45
3.1. Konzept	45
3.2. Aufbau	46
3.3. Modellkörper	47
3.4. Füllstoff	49
3.5. Versuchsergebnisse	51
4. Versuche an Materialproben	57
4.1. Stahl	57
4.1.1. Zugversuche	57
4.1.2. Ermittlung der wahren Spannungs-Dehnungskurve	59
4.1.3. Ermittlung der GISSMO-Eingabekurven	63
4.2. Multizellulare Glashohlkugeln	65
4.2.1. Triaxialversuch	65
4.2.2. Uniaxialer Drucktest	69
4.2.3. Drucktests an einzelnen Partikeln	76
4.2.4. Reibversuch	79
5. Numerische Berechnung der Kollisionsversuche	81
5.1. Versuch mit der konventionellen Seitenstruktur	81

5.2. Versuch mit multizellularen Glashohlkugeln	85
6. Anwendung auf Großstrukturen	87
6.1. Kollision im Hafen von Travemünde	87
6.1.1. Methoden nach Minorsky und Wang	88
6.1.2. Verifizierung des Gissmo-Kriteriums	89
6.1.3. Wirkung der multizellularen Glashohlkugeln	90
6.2. Kollision auf der Elbe	91
6.2.1. Abgeleitetes Kollisionsszenario	92
6.2.2. Berechnungsmethodik	92
6.2.3. Wirkung der multizellularen Glashohlkugeln	99
7. Zusammenfassung und Schlussfolgerung	101
Veröffentlichungen	104
Literaturverzeichnis	107
A. Anhang	117
A.1. Methode nach Minorsky	117
A.2. Schiffsunfälle (1989-2002)	117
A.3. Analytische Methode nach Wang et al. [107]	117
A.4. Zugversuche	120
A.5. GISSMO-Kriterium	122
A.6. Triaxialversuche	123
A.7. Uniaxialer Drucktest - Bestimmung des Reibbeiwertes	135
A.8. Reibversuch	138
A.9. Energieaufnahme von Spanten und Außenhaut	139
A.10. Energiebilanz der Schute	140
Lebenslauf	141

Nomenklatur

Abkürzungen und Akronyme

Abkürzung	Bedeutung
AH	Außenhaut
ASIS	Association for Structural Improvement of the Shipbuilding Industry
BW	Bruchkriterium nach Bressan und Williams
BWH	Zusammenführung der Bruchkriterien BW und H
CL	Bruchkriterium nach Cockcroft und Latham
DP	Fließbedingung nach Drucker-Prager
FE	Finite-Elemente
FEM	Finite-Elemente-Methode
FSG	Flensburger Schiffbau-Gesellschaft
GL	Klassifikationsgesellschaft Germanischer Lloyd (seit 2013 DNV GL)
GT	Gross-Tonnage
H	Bruchkriterium nach Hill
IH	Innenhülle
IMO	International Maritime Organization
ITTC	International Towing Tank Conference
KV	Kollisionsversuche
MC	Fließbedingung nach Mohr-Coulomb
R	Rahmen
RANSE	Reynolds Averaged Navier Stokes Equations
RT	Bruchkriterium nach Rice und Tracey
RTCL	Zusammenführung der Bruchkriterien RT und CL
tdw	tons deadweight
TSD	technische-Spannungs-Dehnungskurve
VLCC	Very Large Crude Carrier
VV	Vorversuche
WSD	wahre-Spannungs-Dehnungskurve

Griechische Buchstaben

Symbol	Bedeutung
α	Aufweitung Kegel (DP)
β	Maß an biaxialer Dehnung beim BWH
β_1	innerer Reibungswinkel (DP)

β_{GL}	Beschreibung der Spannungsmehrachsigkeit nach GL
$\Delta\varepsilon_{pl}$	plastischer Verzerrungszuwachs
ΔD	Schädigungsinkrement
ΔF	Instabilitätsinkrement
Δh	veränderliche Höhe
Δz	Höhe zwischen den Nulldurchgängen
ΔV	veränderliches Volumen
$\Delta\varepsilon_v$	Inkrement der plast. Vergleichsdehnung
δ_{ij}	Einheitsmatrix
Δl_e	Längenänderung infolge der Einschnürung
Δl_g	Längenänderung infolge der Gleichmaßdehnung
Δl_k	gesamte und kritische Längenänderung
Δt	Zeitschritt
η	Triaxialität
μ	Reibbeiwert
ν	Querkontraktionszahl
ϕ	innerer Reibungswinkel (MC)
Ψ	Dilatanzwinkel
ρ	Dichte
σ	wahre Spannung
σ^*	Effektive Spannung nach Lemaitre
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	Hauptspannungen
σ_0	Normalspannung
$\sigma_{1,max}$	Zulässige Hauptspannung bis zum Fließen(MC)
σ_c	normale Kohäsionsspannung
σ_{ij}	Spannungstensor
σ_m	hydrostatische Spannung/ mittlere Normalspannung
σ_u	Umfangsspannung
σ_v	Vergleichsspannung
τ_{max}	maximal ertragbare Schubspannung (MC)
θ	Lode-Winkel
ε	wahre Dehnung
ε_0	uniaxiale Bruchdehnung
$\varepsilon_1, \varepsilon_2$	Hauptdehnungen
ε_f	spannungszustandsabhängige Bruchdehnung
ε_g	Gleichmaßdehnung
ε_k	kritische Bruchdehnung
ε_m	Einschnürdehnung
ε_n	kritische Dehnung für $l_e = t$
$\varepsilon_{v,loc}$	spannungszustandsabhängige Gleichmaßdehnung
ε_v	Vergleichsdehnung
φ	Reibungswinkel

Lateinische Buchstaben

Symbol	Bedeutung
ΔE_{kin}	dissipierte kinetische Energie nach Minorsky
A	Fläche
a	Beschleunigung
A_0	Ausgangsquerschnittsfläche
a_0, a_1, a_2	Parameter zur Charakterisierung der deviatorischen Ebene
A_1	Vergrößerung der mittleren Probenquerschnittsfläche
c	Kohäsion
c_1	Exponent des Verfestigungsansatzes nach Swift
C_{Feder}	Federsteifigkeit
c_w	Widerstandsbeiwert
D	Schadensparameter
D_0	Durchmesser
d_1	Partikeldurchmesser
D_i	Schadensindikator
E	Elastizitätsmodul
E^*	mittleres Elastizitätsmodul nach Hertz
E_1	Elastizitätsmodul nach Antonyuk
E_{Dam}	Dämpfungsenergie
E_{Def}	Verformungsenergie
E_{Ext}	äußere Arbeit
E_{Frc}	Reibungsenergie
E_{kin}	kinetische Energie
$f(\beta_{GL})$	Funktion der Triaxialität nach Lemaitre (GL)
$f(\eta)$	Funktion der Triaxialität (RTCL)
$F(\sigma_i)$	Fließfunktion bzw. Fließbedingung
F_0	Instabilitätsparameter
F_1	Reaktionskraft
F_2	Stempelkraft
F_C	Kontaktkraft
F_{el}	Kraft beim Belasten (elastisch)
F_{ent}	Kraft beim Entlasten (elastisch)
F_N	Normalkraft
F_R	Rückstellkraft
F_V	viskose Kraft
F_W	Wellendämpfungskraft
f_{adexp}	elementgrößenabhängiger Reduktionsexponent
G	Schubmodul
G_1	gyroskopische Matrix
h_0	Anfangsprobenhöhe
I_1, I_2, I_3	Invarianten des Spannungstensors
i_a	hydrostatische Zusatzmasse für Gierbewegung
J^P	Massenträgheitsmoment (I_{xx}, I_{yy}, I_{zz})
J^S	Massenträgheitsmoment bezogen auf den Schwerpunkt

J_1, J_2, J_3	Invarianten des Spannungsdeviators
K	materialspezifischer Parameter nach Hollomon
k	Schadensakkumulationsparameter
K_0	Kompressionsmodul
k_0	Kontaktsteifigkeit
k_1	Parameter für kohäsive Einflüsse (DP)
l_0	Ausgangsmesslänge
l_e	Elementkantenlänge
$lcregd$	elementgrößenabh. Skalierung von ε_f
M	Massen- bzw. Trägheitsmatrix
m	Masse
m_{ax}	hydrostatische Zusatzmasse in Schiffslängsrichtung
m_{ay}	hydrostatische Zusatzmasse in Schiffsquerrichtung
m_s	Masse des Slave-Knotens
n	Exponent des Verfestigungsansatzes nach Hollomon
P	Stempelkraft
p	hydrostatischer Druck
P_0	Stempelkraft infolge des Zellendrucks σ_3
P_i	Normalkraft
p_i	Innendruck
r_a	Außenradius
$R_{eHdynam}$	Fließspannung unter dynamischer Last
R_{eHstat}	Fließspannung unter statischer Last
R_{eH}	Streckgrenze
R_i	Reibkraft
r_i	Innenradius
R_T	Widerstandskennzahl nach Minorsky
r_z	Innenradius Druckzylinder
s	Weg/ Deformation
s_{el}	elastischer Weg/ elastische Deformation
sf	lokaler Skalierungsfaktor der Kontaktsteifigkeit
$slsfac$	globaler Skalierungsfaktor der Kontaktsteifigkeit
$softscl$	Skalierungsfaktor der Kontaktsteifigkeit
T	Beschreibung der Spannungsmehrachsigkeit nach BWH
t	Plattendicke
t_{HS}	Tiefgang am Hauptspant
t_{VL}	Tiefgang am vorderem Lot
v	Geschwindigkeit
V_0	Anfangsvolumen
V_1	Elementvolumen
z_n	Laufvariable

1. Einleitung

Mit dem Einzug des Eisens in den Schiffbau war es erstmals möglich, Schiffsseitenwände gegen lokale Belastungen und Penetrationen zu verstärken. Mit der großindustriellen Erzeugung von Massentählen und dem Mangel an geeigneten Bauholz in England war der Grundbaustein des modernen industriellen Schiffbaus gelegt. Er wurde besonders durch die Anforderungen der Marine stark voran getrieben, siehe Lehmann [64]. Die Verstärkung von Schiffsseitenwänden tritt in der Geschichte öfter auf und stößt auf großes öffentliches Interesse. Umso verwunderlicher ist es, dass die jeweiligen Entwicklungen in Vergessenheit geraten sind und somit die gesammelten Erfahrungen keinen Eingang in gegenwärtige Schiffskonstruktionen finden.

Die GREAT EASTERN war nach Lehmann [63] eines der bedeutendsten schiffbau-technischen Bauwerke des 19. Jahrhunderts mit einer Länge von ca. 207 m und einem Displacement von 27.400 t. Sie besaß eine starke Unterteilung durch Querschotten, einen Doppelboden und eine bis über die Wasserlinie reichende doppelte Außenhaut, wie in Abbildung 1.1 gut zu erkennen ist.

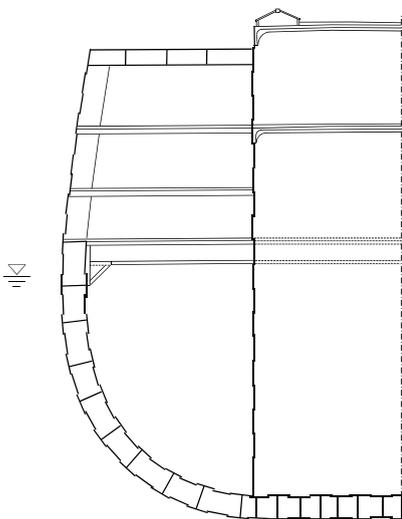


Abbildung 1.1.: Hauptspantskizze der GREAT EASTERN [63]

Bei einer Grundberührung vor New York konnte die Wirksamkeit der Doppelhülle unter Beweis gestellt werden. Trotz eines knapp 30 m langen Risses in der Außenhaut konnte das Schiff aus eigener Kraft in den Hafen einlaufen.

Anfang des 20. Jahrhunderts stellte der Tankerbau die Konstrukteure durch schnell wachsende Schiffgrößen vor neue Probleme. Die ersten Tanker wurden aus Sicherheitsgründen mit einer Doppelhülle versehen. Diese Sicherheit galt jedoch der Gewährleistung der Längsfestigkeit, weniger dem Schutz vor Beschädigung der Außenhaut. Die GLÜCKKAUF war mit einer Tragfähigkeit von 3.000 tdw der erste Ein-

hüllentanker, dessen Klassifizierung Lloyd's Register (LR) im Gegensatz zu Bureau Veritas (BV) verweigert hat. Die Einführung des Einhüllenprinzips zog, entgegen den Erwartungen, keine Risikoerhöhung hinsichtlich der Sicherheit nach sich. Anders als beim genieteten Doppelhüllenprinzip konnten sich keine Gase in der Schiffsseitenkonstruktion sammeln und explodieren. Ein eventueller Verlust an Ladung wurde aus Gründen der Schiffssicherheit nicht als negativ angesehen, weil sich dadurch der Freibord erhöhte. Die Vermeidung von Umweltschäden bekam erst in den Dimensionen einer Havarie der TORREY CANYON mit einer Tragfähigkeit von 120.000 tdw im Jahr 1967 eine große Bedeutung.

Die Einführung der Längsspannbauweise (Isherwood System) revolutionierte den Tankerbau und ermöglichte den Bau von ca. 380 m langen Schiffen wie die GLOBTIK TOKYO (Tragfähigkeit von 483.684 tdw) in 1973 und HELLESPONT ALHAMBRA (Tragfähigkeit von 442.000 tdw) in 2002.

Die Frage nach einer erhöhten Kollisionssicherheit kam in der zivilen Handelsschifffahrt mit der Einführung der ersten reaktorbetriebenen Schiffe auf und nahm aufgrund der schweren Tankerunfälle ab den späten 1980er Jahren auch Einzug in den allgemeinen Schiffbau.

Vergegenwärtigt man sich die Zahlen der von den Klassifikationsgesellschaften registrierten Schiffskollisionen, so können alleine 1.700 Schiffskollisionen weltweit von 1980-2009 gezählt werden. Diese Zahl beinhaltet 686 Schiffskollisionen, die im Zeitraum von 1980-1996 aus der Datenbank des Germanischer Lloyd's (GL) in [40] ausgewertet wurden und 1.016 Schiffskollisionen aus den Datenbanken von (LR), Det Norske Veritas (DNV) und des GL's, die in den beiden internationalen Verbundforschungsvorhaben *Harmonization of Rules and Design Rationale* (HARDER) und *Goal Based Damaged Stability* (GOALDS) in [78] zusammengestellt wurden.

An der deutschen Küste haben sich nach [42] von 1985-1997 insgesamt 128 Kollisionen ereignet. Sehr detaillierte Angaben können für den Zeitraum von Ende 2002 bis Mitte 2012 den veröffentlichten Jahres- und Untersuchungsberichten der Bundesstelle für Seeunfalluntersuchung (BSU) entnommen werden. Die von der BSU untersuchten Seeunfälle ereigneten sich innerhalb des deutschen Hoheitsgebietes und der Wirtschaftszone, auf deutschen Seeschiffahrtsstraßen und in den an diesen gelegenen Häfen sowie unter Beteiligung von Seeschiffen unter deutscher Flagge weltweit. In dem oben genannten Zeitraum wurden 66 Schiffskollisionen registriert und untersucht. Die meisten Kollisionen ereigneten sich im Nord-Ostsee-Kanal (NOK) (12 Fälle) gefolgt vom Hamburger Hafen (10 Fälle), Elbe (6 Fälle), Weser (4 Fälle) und Kiel (3 Fälle). Insgesamt waren 16 Tankschiffe (davon ein Schubleichter) beteiligt. Fünf Schiffe sind infolge der Kollision gesunken. Dabei verloren 3 Personen ihr Leben im NOK und 1 Person auf der Unterelbe.

Am 5. Dezember 2012 ereignete sich eine schwerwiegende Schiffskollision der jüngsten Zeit. Der erst 5 Jahre alte Autotransporter BALTIC ACE kollidierte mit dem Containerschiff CORVUS J auf einer der meist befahrenen Schiffsrouten der Welt vor der niederländischen Küste. Die BALTIC ACE wurde im hinteren Bereich in einem fast rechtwinkligen Kollisionswinkel getroffen und sank innerhalb kürzester Zeit. Bei diesem Unfall verloren 11 Seeleute ihr Leben.

Die hier vorgestellten Daten und Unfälle spiegeln nur einen Bruchteil aller Schiffskollisionen weltweit wieder. Sie machen aber deutlich, dass Schiffskollisionen im See-

verkehr auftreten und auch mit modernster Technik offensichtlich nicht verhindert werden können. In den letzten Jahren wurden eine Vielzahl neuartiger Schiffsseitenstrukturen präsentiert, die im weiteren Teil dieser Arbeit noch behandelt werden. Trotz ihrer Wirksamkeit wurden diese Konzepte nicht in die Realität umgesetzt, mit Ausnahme von zwei 70 m langen Binnen-Gastanker mit Y-Shape-Sandwich und zweier Bargen [36]. Es gibt mehrere Gründe, warum diese Konzepte keine Anwendung gefunden haben. Die Konstruktion von Schiffen hat sich über Jahrhunderte entwickelt und bewährt. Es birgt daher für Reeder ein schwer zu kalkulierendes wirtschaftliches Risiko, wenn er sich für eine innovative Struktur entscheidet. Konstruktive Maßnahmen sind in der Regel kostenintensiv in der Fertigung und erschweren darüber hinaus die Wartung bzw. Inspektion von Bauteilen. Für Reedereien müssen zusätzlich anfallende Kosten einen wirtschaftlichen Zusatznutzen mit sich bringen, wie z.B. eine Reduzierung der Versicherungskosten.

1.1. Problemstellung

Die vorliegende Arbeit ist im Rahmen des vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie geförderten Verbundprojektes ELKOS *Verbesserung der Kollisionssicherheit durch Integration struktureller Maßnahmen in die Leckstabilitätsberechnung moderner RoRo-Fahrgastschiffe* im Vorhaben *Validierung von Kollisionsberechnungen durch Großversuche an Konstruktionsvarianten von Seitenhüllen* entstanden.

Sie beschäftigt sich mit der Problemstellung Schiffsseitenwände zu verstärken, um die Sicherheit von Menschen auf See zu erhöhen und Umweltschäden zu vermeiden bzw. zu minimieren. Um das Konzept für Reeder attraktiv zu gestalten und die Nachteile bereits untersuchter Strukturen wie die der Sandwich-Bauweise zu vermeiden, müssen folgende Punkte berücksichtigt werden:

- kostengünstig in Fertigung und Betrieb
- keine Beeinträchtigung der Klassebesichtigung
- keine Schwächung der Schiffskonstruktion

Die Voraussetzung einer jeden Struktur, die sich im Markt erfolgreich durchsetzen soll, ist eine günstige Auswirkung auf die Kosten. Um spätere Besichtigungen für z.B. die Verlängerung der Klasse zu ermöglichen, darf ein potentiell Konzept die Zugänglichkeit nicht beschränken. Um eventuelle Betriebsschäden zu vermeiden, sollte eine Verstärkung die herkömmliche und bewährte Bauweise nicht beeinträchtigen.

Eine Lösung für die aufgeworfene Problemstellung bietet das Einbringen von Füllstoffen in die Doppelhüllen von Schiffen. Dieses ist kostengünstig, Befüllung bzw. Entleerung sind durch Sauggeräte aus der Industrietechnik einfach und die Füllstoffe sind komplett von der herkömmlichen Struktur entkoppelt.

1.2. Zielsetzung und Vorgehensweise

Für die Entwicklung dieses Konzeptes zur Verstärkung von Schiffsseitenhüllen ist das Analysieren von bereits vorgestellten Konzepten von großer Bedeutung, um entsprechende Vor- bzw. Nachteile in grundlegende Überlegungen einfließen zu lassen. Das Ziel dieser Arbeit ist es, die Wirkung der Füllstoffe trotz fehlender Schubübertragung experimentell nachzuweisen und durch validierte Simulationen auf Großstrukturen zu übertragen. Dabei stellt das Erfassen der Materialeigenschaften von Stahl und Füllstoff sowie das Überführen dieser Eigenschaften in hoch nicht-lineare Berechnungen mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM) eine große Herausforderung dar.

Die vorliegende Arbeit trägt alle relevanten Kollisionsversuche der Vergangenheit in Kapitel 2.1 zusammen, um eine Übersicht der Experimente und ihrer Versuchskonfiguration zu erlangen. Diese Versuche hatten unterschiedliche Zielsetzungen.

Die Einführung und die schnelle Entwicklung der Computertechnik haben die Schwerpunkte dieser Versuche immer weiter verschoben. In den Anfängen stand die Entwicklung empirischer Methoden im Vordergrund. Gefolgt wurde diese Entwicklung von halb-empirischen über analytische Methoden bis hin zu den ersten FEM-Programmen. Anhand einer realen Schiffskollision im Hafen von Travemünde zwischen den Fähren URD und NILS HOLGERSSON aus Kapitel 6 können diese drei Methoden und somit der Stand der Technik aus den Epochen exemplarisch mit einander verglichen werden.

Die rasante Entwicklung der Rechnerleistungen und Speicherkapazitäten macht ebenfalls das Entwickeln neuer Materialmodelle für Stahl und Füllstoff möglich. Das Anwenden dieser Materialmodelle führt zu immer aufwendigeren Untersuchungen. Ausgehend vom Werkstoff Stahl basieren diese Materialmodelle auf den Grundlagen der Fließtheorie. Die für das Verständnis dieser Arbeit relevanten Grundlagen werden in Abschnitt 2.2.1 zusammengefasst.

Eine große Herausforderung bei nicht-linearen Finite-Elemente Rechnungen (FE-Rechnungen) stellt die Wahl eines Bruchkriteriums dar. Dieses Kriterium gibt vor, bei welcher Bedingung, z.B. einer kritischen plastischen Bruchdehnung, Elemente zu löschen sind. Großen Einfluss auf diese Kriterien haben die verwendeten Elementkantenlängen. Um realitätsnahe Berechnungsergebnisse zu erzielen, ist die Durchführung von Zugversuchen an Materialproben unabdingbar, sie werden im Abschnitt 2.2.2 im Einzelnen beschrieben. Die Zugversuche lassen sich durch Elementgrößen von wenigen Millimetern in FE-Rechnungen überführen. Mit Hilfe von Kollisionsversuchen, die dieser Arbeit zugrunde liegen, kann die Netzsensitivität in der Größenordnung von mehreren Zentimetern überprüft werden. Bei der Berechnung realer Kollisionen muss über die Akzeptanz des Rechenaufwandes entschieden werden. Bei typischen Berechnungen aus der Industrie werden Elementgrößen von mehreren 100 mm verwendet.

Die Unterschiede ausgewählter Bruchkriterien, die den Stand der Technik widerspiegeln, lassen sich mit dem in Abschnitt 2.2.3 gegebenen theoretischen Hintergrund verstehen. Zur Validierung bzw. Verifizierung dieser Kriterien wurde eine Vielzahl der in Kapitel 2.1 zusammengetragenen Kollisionsversuche verwendet. Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die älteren Kriterien für große und die jüngeren

Kriterien für kleine Elementkantenlängen gute Simulationsergebnisse liefern. Dieser Sachverhalt wird schematisch in Abbildung 1.2 dargestellt. Gegenwärtig wurde noch kein Bruchkriterium für die Analyse von Schiffskollisionen vorgestellt, das elementkantenlängenunabhängig den gesamten Bereich aus Abbildung 1.2 numerisch erfasst.



Abbildung 1.2.: Geltungsbereich gegenwärtiger Bruchkriterien

Durch einen Kollisionsversuch mit einer konventionellen Seitenhülle werden die über Zugversuche bestimmten Materialkurven verifiziert und ein neues, elementkantenlängenunabhängiges Bruchkriterium aus der Automobilindustrie angewendet. Damit kann die numerische Berechnung von den Flachzugproben über einen Kollisionsversuch bis hin zur Simulation einer realen Kollision (mit vertretbarer Rechenzeit) mit einem Kriterium abgedeckt werden.

Durch einen weiteren Kollisionsversuch mit vergleichbarer Stahlstruktur lässt sich die Wirkung eines gewählten und eingebrachten Füllstoffes direkt bestimmen. Mit Hilfe verschiedener Versuche an einzelnen Partikeln und an definierten Testvolumen können die Materialparameter des Füllstoffes bestimmt und ebenfalls durch einen Kollisionsversuch verifiziert werden.

Mit den verifizierten Berechnungen aus den beiden Kollisionsversuchen lassen sich die Materialeigenschaften von Stahl und Füllstoff und ein gewähltes Bruchkriterium auf Großstrukturen in Kapitel 6 übertragen. Hierfür wird ebenfalls die Kollision der Fähren URD und NILS HOLGERSSON gewählt und durch ein weiteres Kollisionszenario zwischen einer freischwimmenden Schute und einem kleinen Frachtschiff in Anlehnung an die Kollision der WILSON FEDJE und der JADE im Hamburger Hafen ergänzt.

2. Stand der Wissenschaft

Die Einstellung der Gesellschaft zum Umweltschutz hat sich in den letzten Jahrzehnten grundlegend verändert. Der industrielle Fortschritt nach dem zweiten Weltkrieg brachte eine Vielzahl an Fragen bezüglich der Sicherheit mit sich, wie z.B. der Kollisionsschutz reaktorbetriebener Handelsschiffe. In den Anfängen ließ sich diese Frage wegen der noch nicht existierenden Computertechnik ausschließlich über Kollisionsversuche beantworten. Mit der parallel zu den Versuchen fortschreitenden Computertechnik konnte bereits Ende der 1970er-Jahre durch Amdahl [5] eines der ersten FE-Balken-Programme durch Kollisionsversuche validiert werden. Die rasante Entwicklung der rechnergestützten Methoden zog bzw. zieht eine Weiterentwicklung der numerischen Materialbeschreibungen nach sich. Die Grundlage für das nicht-lineare Materialverhalten bildet dabei die Fließtheorie. Sie beschreibt den Zeitpunkt, bei dem das Material vom elastischen in den plastischen Zustand wechselt. Zur numerischen Beschreibung des plastischen Verhaltens von Stahl, müssen s.g. wahre Spannungsdehnungskurven und für den Füllstoff z.B. eine Kurve zum Beschreiben des volumetrischen $\sigma - \varepsilon$ - Verhaltens generiert werden.

Dem Werkstoff Stahl muss zusätzlich vorgegeben werden, wann seine plastische Bruchdehnung erreicht ist und es zum Zerbersten eines Bauteils kommt. Hierzu wurden Bruchkriterien für Schiffskollisionen entwickelt. Die ersten Bruchkriterien beschränkten sich überwiegend auf den biaxialen Spannungszustand (Membranspannung) und einer groben Vernetzung. Dieser Entwicklung folgten Bruchkriterien, die den triaxialen Spannungszustand (Schub-, Zug- und Membranspannung) abbilden können, jedoch nur für kleine Elementgrößen gute Ergebnisse liefern. Zur Validierung dieser Bruchkriterien wurde eine Vielzahl der Kollisionsversuche aus der Vergangenheit verwendet.

2.1. Kollisionsversuche der Vergangenheit

Die strukturelle Verstärkung der Außenhaut war Zielsetzung mehrerer Forschungsvorhaben in der Vergangenheit. So wurden in den 1950er und 1960er Jahren in mehreren Ländern Kollisionsgroßversuche durchgeführt, die im Mittelpunkt der Forschung für reaktorbetriebene Handelsschiffe standen und das Ziel verfolgten, das Eindringen des aktiven Kollisionsgegners in den Reaktorbereich zu verhindern.

Die verheerenden Tankerunglücke der 1980er und 1990er Jahren führten wegen ihrer Umweltkatastrophen zum grundsätzlichen Umdenken im Umweltkonzept der *International Maritime Organization* (IMO). Nach der verpflichtenden Einführung einer Doppelhülle für neue seegehende Tankschiffe im Jahre 1993 wurden in drei internationalen Verbundvorhaben von 1995 bis 2004 Grundberührungs- und Kollisionsversuche in den Niederlanden durchgeführt. Um die Strukturmechanik genauer betrachten zu können, wurden von verschiedenen Institutionen zahlreiche Versuche an stark

vereinfachten Schiffsseitenwänden mittels Penetration durch Prüfstempel durchgeführt.

Numerische Simulationen in Form von FE-Berechnungen sind heutzutage Stand der Technik und ermöglichen den Ingenieuren die Entwicklung und Bewertung unterschiedlichster Strukturen. Bei den nicht-linearen Berechnungen treten jedoch auch heute noch große Abweichungen zu realen Strukturen auf. Um nicht nur qualitative, sondern auch quantitative Aussagen treffen zu können, sind Versuche zwingend erforderlich.

Schiffskollisionen ziehen in den meisten Fällen verheerende Folgen für Mensch und Umwelt nach sich und haben in der Regel technisches oder menschliches Versagen als Ursache. Auf Letzteres haben Ingenieure keinen Einfluss, aber sie können durch strukturelle Überlegungen Prävention betreiben. Die Zielsetzungen, mit denen diese aufwendigen Kollisionsversuche durchgeführt wurden, haben sich in den letzten Jahrzehnten stark verschoben. Somit dienten die ersten Kollisionsversuche zur Entwicklung rein empirischer Methoden wie z.B. die von Minorsky [71], gefolgt von halb-empirischen Methoden wie z.B. die von Reckling [84], mit denen sich der Versagensmechanismus vorhersagen lässt. Den gegenwärtigen Wissenschaftlern stehen bereits entwickelte numerische Berechnungsmethoden zur Verfügung. Aktuelle Arbeiten legen ihren Fokus überwiegend auf die Strukturmechanik und basieren auf dem Werkstoffverhalten. Sie orientieren sich immer mehr in Richtung mikroskopischer Betrachtung des Materials wie z.B. Törnqvist [99]. Zum Erreichen der zuvor beschriebenen Ziele mussten und müssen immer noch aussagefähige Messwerte generiert werden, die die Berechnungen absichern.

2.1.1. Für die Sicherheit reaktorbetriebener Schiffe

Untersuchungen von Schiffskollisionen standen in den 1950er und 1960er Jahren zur Zeit der Einführung reaktorbetriebener ziviler Handelsschiffe stark im Vordergrund der Wissenschaft. Eine Darstellung der damaligen Denkweise über reaktorbetriebene Handelsschiffe sowie eine gute Übersicht über die durchgeführten Versuche können in [109], [110] gefunden werden. Man ging davon aus, dass sich die Kernenergie bei Handelsschiffen auf breiter Basis durchsetzt und bis zum Jahr 2000 ca. 280 Schiffe mit Reaktorbetrieb gebaut werden. So führte man in Japan ab 1958 die ersten Kollisionsversuche mit einem Pendelschlagwerk durch. In den anfänglich *mittelgroßen* Experimenten wurden sehr vereinfachte Vorschiffs- und Seitenmodelle untersucht. Die Modelle wurden größer und ein Tanker von 45.000 tdw im Maßstab 1:20 getestet. Überwiegend führte man statische Versuche durch, auch mit der Struktur des ersten japanischen *Atomschiffes* MUTSU im Maßstab 1:15 und letztendlich auf einem neuen Versuchsstand für dynamische Experimente sogar mit einem Modellmaßstab von 1:10 (Modellanzahl > 40). Italien führte von 1963 bis 1970 Kollisionsversuche auf einer etwas größeren dynamischen Anlage durch und testete bereits Modelle in starker Anlehnung an eine reale Schiffsgeometrie. Auch hier wurden die Maßstäbe 1:15 und 1:20 gewählt (Modellanzahl = 24). In England wurden vier statische Zerstörungsversuche an gebauten einzelnen Schiff decks in Maßstab 1:4 und 1:8 durchgeführt. Ab 1963 hat man sich auch in der Bundesrepublik Deutschland mit der experimentellen

Prüfung von Schiffsseitenhüllen im Zusammenhang mit dem Bau der OTTO HAHN befasst. Von 1964 bis 1966 wurden erste Detailversuche gefahren. Von 1967 bis 1976 erfolgen 12 Kollisionsversuche in den Maßstäben 1:7,5 und 1:12 mit Variation von Buggeometrien und Schiffsseitenwände (Modellanzahl = 12).

Bei der Entwicklung der oben erwähnten Methode von Minorsky kam man überein, dass es aufgrund der Komplexität eines unelastischen Stoßes einer Kollision besser sei, eine halb-analytische Methode zu entwickeln, die sich auf wirkliche Kollisionen (50 Stück) stützt [71].

Im ersten Teil der Studie wurde die nachstehende Gleichung 2.1 entwickelt, die angibt, wieviel der kinetischen Energie (äußere Kollisionsmechanik) bei einer Kollision umgewandelt wird. Es handelt sich um die Differenz der Energien des rammenden Schiffes und des gerammten Schiffes unmittelbar vor der Kollision und der Energie die die Schiffe nach einem voll-plastischen Stoß noch besitzen.

$$\Delta E_{kin} = \left(\frac{\Delta_A \cdot \Delta_B}{1,43 \cdot \Delta_B + 2 \cdot \Delta_A} \right) (v_B \cdot \sin \Theta)^2 \text{ [t kn}^2\text{]} \quad (2.1)$$

Diese Differenz ist bei einem voll-plastischen Stoß betragsmäßig durch die Konstruktion beider Schiffe dissipiert worden. Dabei wurde eine hydrodynamische Zusatzmasse von 40% des gerammten Schiffes angenommen.

Die verwendeten Abkürzungen können der Tabelle 2.1 entnommen werden.

Tabelle 2.1.: Berechnung der dissipierten kinetischen Energie

Δ_A	[t]	Verdrängung des gerammten Schiffes zum Zeitpunkt der Kollision
Δ_B	[t]	Verdrängung des rammenden Schiffes zum Zeitpunkt der Kollision
v_B	[kn]	Geschwindigkeit des rammenden Schiffes zum Zeitpunkt der Kollision
ΔE_{kin}	[t kn ²]	dissipierte kinetische Energie bei der Kollision
Θ	[°]	Kollisionswinkel bezogen auf das gerammte Schiff

Im zweiten Teil der Studie wird die durch die plastische Umformung (innere Kollisionsmechanik) der im Kollisionsbereich befindlichen Bauteilen beider Schiffe mit Hilfe einer Widerstandskennzahl R_T ermittelt. Dabei wird die Außenhaut des gerammten Schiffes vernachlässigt, außer es wird im spitzen Winkel getroffen. Auch das normale Spantensystem wird nicht berücksichtigt, außer es ist verstärkt ausgeführt worden. In diesem Zuge wird nach [71] die Widerstandskennzahl R_T aus den folgenden Bauteilen berechnet, die die Verformungsenergie (zerstörtes Volumen) aufgenommen haben.

1. Decks, Zwischendecks, große Stringer, Doppelboden im rammenden und geramnten Schiff
2. Querschotte, Querwände, große Rahmen im geramnten Schiff
3. Längsschotte, Längswände im rammenden Schiff
4. Anteile der Außenhaut, wenn sie in Längsrichtung der Belastung liegen

Die Widerstandskennzahl wird nach Ausdruck 2.2 berechnet.

$$R_T = \sum_1^N P_N L_N t_N + \sum_1^n P_n L_n t_n \quad [\text{m}^3] \quad (2.2)$$

Die verwendeten Abkürzungen können der Tabelle 2.2 entnommen werden.

Tabelle 2.2.: Für die Widerstandskennzahl verwendete Abkürzungen

rammendes Schiff	P_N	[m]	Tiefe der Beschädigung im N. Bauteil
	L_N	[m]	Länge bzw. Höhe der Beschädigung des N. Bauteils
	t_N	[m]	Materialstärke des N. Bauteils
geramntes Schiff	P_n	[m]	Tiefe der Beschädigung im n. Bauteil
	L_n	[m]	Länge bzw. Höhe der Beschädigung des n. Bauteils
	t_n	[m]	Tiefe der Beschädigung im n. Bauteil

Die empirische Beziehung zwischen der dissipierten kinetischen Energie und der Widerstandskennzahl ergibt sich nach Gleichung 2.3.

$$E_{Def} = 46 \cdot R_T \quad [\text{MJ}/\text{m}^3] + 32 \quad [\text{MJ}] \quad (2.3)$$

Die Methode liefert für große Energieeinträge die besten Ergebnisse.

Aufgrund politischer Widerstände in den Ländern der anzulaufenden Häfen wurde ein wirtschaftlicher Betrieb von nuklear angetriebenen Handelsschiffen unmöglich. Mit der Außerdienststellung des amerikanischen Fracht- und Fahrgastschiffes SAVANNAH und dem Umbau der OTTO HAHN mit einem konventionellen Dieselantrieb in den 1970er-Jahren war das Ende für reaktorbetriebene Handelsschiffe besiegelt. Schiffskollisionsversuche spielten danach zunächst nur noch eine untergeordnete Rolle in der Forschung.

2.1.2. Für die Sicherheit von Offshore-Plattformen

In den 1960er-Jahren begann die Ölexploration in der Nordsee. Die Förderung begann 1971 und wurde nach der Ölkrise von 1973 stark ausgebaut. Steigende Ölpreise rechtfertigten die hohen Investitionskosten. Zwischen 1970-1980 sind weltweit 9 Kollisionen zwischen Schiff und Offshore-Plattform mit schweren strukturellen Schäden und 114 mit geringeren Schäden dokumentiert worden [95]. Um die Energiedissipation von Vorschiffs- und Hinterschiffsstrukturen sowie die Rohrkonstruktionen von Offshore-Plattformen zu identifizieren und zu beschreiben, wurde in Norwegen ab 1977 das Versuchswesen systematisiert. Nach Amdahl wurden folgende Versuche durchgeführt

- Bug gegen starren Gegner
- Heck gegen starren Pfeiler
- Bug gegen Teil einer Rohrkonstruktion
- starrer Bug gegen ein Teil einer Rohrkonstruktion

und in [5] sehr detailliert beschrieben. Die Versuchsanlage bestand aus einem Rahmen, auf dem ein Hydraulikzylinder sowie ein Gegenlager montiert wurden. Die quasi-statischen Versuche hatten eine Geschwindigkeit von 0,15 mm/s und die dynamischen Versuche von 10 mm/s.

Für den Versuch von *-Bug gegen starren Gegner-* wurden sechs verschiedene vereinfachte Strukturen ohne Bugwulst mit unterschiedlichen Aussteifungen untersucht. Sie besaßen eine Modellkörperlänge von 480 bis zu 720 mm und besaßen Plattendicken von 2 bis 3 mm. Es konnten Kräfte bis ca. 1.000 kN gemessen werden.

Auch das Falten von vereinfachten Bugwulstgeometrien mit Ringsteifen und ähnlicher Modellkörperlänge wurde auf der Anlage untersucht. Vier zylindrische Versuchskörper mit einem Durchmesser von 400 mm wurden aus 12 mm dicken Rohrstücken gefertigt. Ziel war es, vier Geometrien mit möglichst wenigen Imperfektionen (z.B. Schweißnähte) mit Wandstärken zwischen 0,97 bis 1,22 mm zu generieren. Zusätzlich untersuchte man noch fünf zylindrische Modellkörper aus 2 mm dicken rundgeformten Platten mit Längsschweißnähten. Der Ringsteifenabstand variierte zwischen 23 und 117 mm. Die gesamten Strukturen wurden zusätzlich spannungsarm geölt. Es konnten Kräfte bis 158,2 kN gemessen werden.

Neben den zylindrischen Buggeometrien wurden auch drei elliptische Querschnitte experimentell untersucht. Die Versuchskörper hatten die Längen 420 und 620 mm. Ein Modellkörper lief über eine Länge von 440 mm konisch zu. Alle Modelle besaßen Ringsteifen mit jedoch unterschiedlichen Längsbauanteilen. Die Plattendicken lagen ebenfalls bei 2 und 3 mm. Die maximale Druckkraft betrug 1.600 kN.

Für die Versuche *-Heck gegen starren Pfeiler-* wurden zwei vereinfachte Heckgeometrien mit einem Halbkreis (Radius 240 mm) der Plattendicke von 4 mm untersucht, die mit fünf Längsbauanteilen der Plattendicke von 2 mm ausgesteift waren. Der starre Eindringkörper hatte einen Radius von 1 m. Die Versuchsgeschwindigkeit betrug für den statischen Versuch 0,15 mm/s und für den dynamischen 70 mm/s. Die auftretenden Kräfte lagen bei über 800 kN.

In der Testreihe *-Bug gegen Teil einer Rohrkonstruktion-* wurden zwei Versuche durchgeführt. Die von einer eisverstärkten Konstruktion abgeleitete Bugstruktur hatte eine Außenhautdicke von 2 mm. Die Modelle besaßen jeweils ein Stringerdeck und mehrere Flachstahlprofile als Querspanten und als Längsbauteile. Für die beiden Versuche wurden zwei Rohre mit dem Durchmesser von 159 mm und den Plattendicken von 5 mm und 6,5 mm in einem Abstand von 600 mm aufgelagert und mittig penetriert.

Es wurden insgesamt 15 statische und dynamische Versuche für *-starrer Bug gegen ein Teil einer Rohrkonstruktion-* mit einer Geschwindigkeit von 0,15 mm/s und 54 mm/s gefahren. Der eindringende starre Körper hatte eine rechteckige Geometrie. Die Rohrquerschnitte variierten zwischen 63 mm und 125 mm und die Plattendicken zwischen 2,0 bis 3,2 mm. Die Rohre hatten eine Länge von knapp 1,3 m und wurden in sechs Versuchen fest eingespannt und in neun Versuchen horizontal frei gelagert. Durch die norwegischen Versuche konnte die Energieabsorption der Basiselemente schiffbaulicher Konstruktionen und Rohrkonstruktionen experimentell ermittelt werden. Durch die Ergebnisse konnten bestehende Entwurfsrichtlinien überprüft/bewertet und neue Entwurfsempfehlungen ausgesprochen werden, halb-empirische Methoden und fundamentale Methoden der Kontinuumsmechanik verifiziert sowie ein vereinfachtes FE-Balken-Programm validiert werden. Durch den direkten Vergleich der Ergebnisse aus den dynamischen und den statischen Versuchen war darüber hinaus der Einfluss der Dehnungsgeschwindigkeit experimentell ermittelbar. Bei den dynamischen Versuchen liegt das Kraftniveau um 10% höher als bei den statischen Versuchen.

2.1.3. Für die Sicherheit von Brückenkonstruktionen

Anfang der 1980er Jahre erforderte die steigende Anzahl an vorgelagerten Terminals an den Küsten sowie von Brücken im offenen Wasser (z.B. Belte und Sund) kollisionsicherere schiffbauliche Konstruktionen. Analysen zur Verbesserung der Verkehrssituation hinsichtlich der Kraftstoffersparnis in Japan führten zum Brückenbau von Honshu zur Insel Shikoku. Nicht nur die schiffbaulichen Strukturen, sondern auch das Abfendern der Brückenpfeiler wurde experimentell (statisch) auf einer Anlage mit einem max. Kraftniveau von 3.000 kN untersucht, siehe Nagasawa et al. [72].

Die Modelle wurden von Bugstrukturen im Maßstab 1:4 eines 500 GT großen Schiffes mit einem geraden und einem schrägen Steven abgeleitet und im Winkel von 90° gegen eine starre Platte gefahren. Die Bugstrukturen besaßen Stringerdecks, Querspanten und hatten im vorderen Bereich Bugbänder.

Als zusätzliche Bugstruktur wurde ebenfalls ein Bug mit geradem Steven, jedoch im Maßstab 1:8 eines 4.000 GT großen Schiffes gegen eine starre Platte gedrückt.

Die Schiffsseitenmodelle wurden im Maßstab 1:11 von einem 4.000 GT großen Schiff abgeleitet. Es wurden insgesamt fünf Seitenmodelle getestet, in denen die Anordnung der Steifen, die Plattendicken aller Bauteile und der Radius des starren Brückenpfeilers variiert worden sind, siehe Tabelle 2.3.

Tabelle 2.3.: Materialstärken der Seitenhüllenmodelle aus [72]

Nr.	Testserie	Plattendicke [mm]			Radius des Pfeilers [mm]
		Außenhaut	Deck	Spanten	
TR-1	Quersteifen	1,2	1,2	1,6	450
TR-2	Quersteifen	1,6	1,6	2,3	450
TR-3	Quersteifen	1,2	1,2	1,6	300
LG-4	Längssteifen	1,6	1,6	1,2	450
LG-5	Längssteifen	1,6	1,6	1,2	450

Um bei einer Kollision Energie durch einen Brückenpfeiler absorbieren zu können, wurden vier verschiedene Fenderstrukturen untersucht. Dazu sind zwei stählerne Zellstrukturen (grob/ fein) ohne Schaumstoff und zwei Zellstrukturen mit Schaumstoff untersucht worden. Das Modell hatte die Maße von ca. 1,4 x 0,6 x 0,6 m - ohne Einspannvorrichtung. Die grobe Zelle wurde der Länge nach in fünf Zellen und der Breite und Höhe nach in 2 Zellen unterteilt, die Plattendicke betrug 1,6 mm. Die feinere Zelle unterschied sich nur bei der Zelleinteilung der Länge nach, nämlich in sieben Zellen.

Die dritte Zellstruktur wurde der Länge nach ebenfalls in 5 Zellen, aber der Höhe nach in nur eine Zelle unterteilt und mit Polyurethanschaumblocken versehen.

Die vierte getestete Struktur bestand nur aus einer Außenhaut und einem Polyurethanschaumblock.

Damit wurden erstmals Stahlstrukturen mit Schaumblocken experimentell untersucht. Frühere Versuche mit einer Schaumfüllung sind nicht bekannt.

Die vier Fenderstrukturen wurden mit drei unterschiedlichen Bugmodellen getestet. Die verformbaren Bugmodelle hatten ein Stringerdeck bzw. zwei Stringerdecks und das starre Bugmodell wies eine Plattendicke von 19 mm auf.

Für die Versuche zwischen Brückenpfeiler und Schiff wurde eine halbzyklindrische Struktur (Innenradius=300 mm/ Außenradius=750 mm) einmal in Zellenstruktur und ein zweites Mal mit einem Polyurethanschaumblock versehen und mit jeweils einer starren und einer verformbaren Schiffsseitenstruktur getestet.

Durch die o.g. Versuche konnten analytische Formeln zur Vorhersage von Kollisionskräften und den dazugehörigen Energien hergeleitet bzw. angewendet werden, die die Versuchsergebnisse hinreichend gut wiedergeben. Die vom Fendersystem absorbierte Energie kann über die Eindringtiefe ermittelt und die maximal von der Bugstruktur bzw. Seitenstruktur zu ertragenden Kollisionskräfte bestimmt werden. Somit lassen sich die Versuchsergebnisse auf Großstrukturen übertragen, die Plattendicken der Stahlstruktur und die Eigenschaften des Polyurethanschaumblocks variieren und bewerten. Die vorgestellte Methode lässt sich für Schiffsgrößen von 500 bis 4.000 GT anwenden, die typisch für Küstenregionen sind.

2.1.4. Zu Zeiten der MARPOL 73/78 Weiterentwicklung in der IMO

In dem zuvor beschriebenen Zeitraum kam es weltweit zu mehreren schweren Seeunfällen mit Tankschiffen, die die Weiterentwicklung des Regelwerks der IMO maßgeblich bestimmt haben. In dem Übereinkommen OILPOL 1954 wurden erstmals betriebliche Belange geregelt, die z.B. die Abgabe von Waschwasser aus Ladetanks in Küstennähe verboten. Nachdem anschließend die Frage der Haftung im Falle einer Havarie geklärt war, wurde 1965 ein Unterkomitee eingerichtet, das sich erstmals mit bauliche Fragen beschäftigte. Mit der Havarie der TORREY CANYON 1967, bei der das Schiff wegen eines nautischen Fehlers auf ein Riff zwischen Lands End und den Scilly-Inseln lief, zerbrach und dadurch einen Ölausfluß bisher unvorstellbaren Ausmaßes auslöste, kam es erstmals an den Küsten Englands und Frankreichs zu großen Umweltschäden. Dieser Unfall beschleunigte den Ausbau des Regelwerkes, der auf OILPOL 54 aufsetzte. Mit dem neuen Übereinkommen MARPOL 1973 wurden Überwachungssysteme vorgeschrieben sowie stringente Regeln für das Einleiten von Flüssigkeiten in das Meer für bestimmte Seegebiete festgelegt. Darüber hinaus wurde erstmals eine bauliche Vorschrift eingeführt, die das Trennen von Lade- und Ballasttanks für neue Tankschiffe größer 70.000 tdw vorschrieb. Im Zeitraum 1976-1977 kam es in der Nähe und in den Seegebieten der Vereinigten Staaten von Amerika zu Unfällen, wie z.B. das Stranden und Zerbrechen der ARGO MERCHANT (1976). Das Verlangen nach weiteren Regularien wurde größer und führte zur Erweiterung des MARPOL-Übereinkommens in 1978. Fortan mussten alle neuen Tanker bereits ab einer Größe von 20.000 tdw sowie Produktentanker ab 30.000 tdw getrennte Lade- und Ballasttanks haben. Des Weiteren mussten die Ballastwassertanks so angeordnet sein, dass diese eine schützende Wirkung auf die Laderäume im Fall einer Kollision oder Strandung haben und dadurch den Ausfluss der Ladung vermeiden/minimieren. Nur einen Monat nach dem Beschluss lief die AMOCO CADIZ an der Küste der Bretagne auf Grund und bescherte Frankreich die bisher größte Umweltverschmutzung weltweit. Dieser erneute Unfall machte noch einmal deutlich, dass die Welt die zuvor beschlossene Erweiterung dringend brauchte. Am 2. Oktober 1983 trat das Übereinkommen MARPOL 1973/78 in Kraft.

Die im Tankschiffbau seinerzeit marktführenden Japaner hatten ein großes Interesse an der Sicherheit dieser Schiffe und führten die wissenschaftlichen Arbeiten mit ihren Experimenten an. So wurden Tests zur Untersuchung von niederenergetischen Schiffskollisionen durchgeführt.

Neben fundamentalen Drei-Punkt-Biegeversuchen an Doppel T-Trägern zur Ermittlung des Rissbeginns wurden Versuche an lokalen Ausschnitten einer Seitenhülle im Maßstab 1:2 durchgeführt, um Details evaluieren zu können. Dazu wurden vier verschiedene Szenarien untersucht, bei denen die Auftreffstelle wie folgt variiert wurde:

- auf einen Rahmen
- zwischen zwei Rahmen
- auf einer Längssteife
- zwischen zwei Längssteifen

Einen Überblick über die Dimensionen gibt Tabelle 2.4. Detailliertere Angaben können aus [38] und [31] entnommen werden. Das Bugwulstmodell hatte einen gleichbleibenden keilförmigen Querschnitt mit einer Grundfläche von 1.200 x 820 mm, einer Höhe von 560 mm und einem Radius von 150 mm für den Steven.

Tabelle 2.4.: Dimensionierung der Seitenhüllenmodelle aus [38]

Länge [mm]	Breite [mm]	Plattendicken [mm]		Abstände [mm]	
		Außenhaut	Rahmen	Spanten	Rahmen
3.600	1.000	8	6	400	1.200

Zusätzlich wurden drei verschiedene Groß-Kollisionsversuche durchgeführt, um die auftretenden gesamten Deformationen aller Bauteile der Modelle zu untersuchen. Die Anlage bestand aus einem Testrahmen, an dem ein Hydraulikzylinder befestigt war, der die Last auf die Bugwülste ausübte. Dabei wurden zwei unterschiedliche Bugmodelle mit einer Länge von knapp 2 m und Plattendicken zwischen 1,8 und 2,3 mm gegen eine starre Platte gefahren und ein starrer Bug mit einer Länge von ca. 0,6 m ohne Wulst in eine Seitenhülle gedrückt. Das erste Bugmodell besaß keinen Bugwulst (aber schrägen Steven) und wurde im Maßstab 1:5 von einem 17.000 tdw großem Frachtschiff in Querspantbauweise abgeleitet. Es besaß mehrere Stringerdecks und Querspanten. Der zweite Modellkörper wurde im Maßstab 1:10 eines 80.000 tdw großen Öltankers in Längsspantbauweise abgeleitet und hatte einen vereinfachten Bugwulst und den Ansatz eines schrägen Stevens. Der Bug war mit Bugbändern und Stringerdecks versehen.

Der Modellkörper der Seitenhülle wurde im Maßstab 1:10 in Anlehnung an einen großen Doppelhüllentanker gefertigt und repräsentierte einen Laderaum in Querspantbauweise. Die Hauptabmessungen waren ca. 5,0 x 1,0 x 2,7 m mit einem Spantabstand von 480 mm. Es wurden Plattendicken von 2,3 und 1,8 mm verwendet. Die max. auftretende Kraft für das Bugmodell ohne Wulst betrug ca. 1.100 kN, mit Bugwulst ca. 1.320 kN und für das Doppelhüllenmodell 570 kN.

Die Versuchsergebnisse sind u.a. von Amdahl [5] zur Validierung seiner Methoden (s.o.) verwendet worden.

Neben den Kollisionsversuchen wurden auch fünf Grundberührungsversuche durchgeführt, bei denen drei Versuche starke Parallelen zu typischen Kollisionsversuchen aufwiesen, siehe Arita et al. [8]. In diesen drei Versuchen wurden verschachtelte Doppelbodenstrukturen untersucht, die eine quadratische Grundfläche von 1.4 m hatten. Variiert wurde die Anzahl der Längs- und Querbauteile, ihr Abstand zueinander sowie die Plattendicke (3,2 bis 4,5 mm). Der Eindringkörper war ein starrer Kegel der mittig in die Modellkörper gedrückt wurde.

Die Versuche dienten vorwiegend der Validierung von FE-Modellen, die bereits mit dem kommerziellen Programm MARC von Arita et al. berechnet wurden. Darüber hinaus fanden sie auch ca. 10 Jahre später bei Paik et al. [77] zur Validierung eines geschriebenen FE-Programmes (SCOL) Verwendung. Die gesammelten Berechnungserfahrungen wurden anschließend auf eine numerische Kollision zwischen einem sehr großen Tankschiff (VLCC) und einem rammenden Containerschiff angewendet.

2.1.5. Im Zeitraum des Oil Pollution Act

Aufgrund großer Umweltschäden durch Ölverschmutzungen, hervorgerufen durch Kollision, Grundberührung, technische Defekte oder Materialermüdung, wurden erneut verschiedene Verstärkungen von Schiffsseitenwänden gegen Kollision untersucht. Die Liste der Unfallereignisse ist umfangreich und kann dem Anhang A2 entnommen werden.

1990 stellten die Vereinten Staaten von Amerika ihren *Oil Pollution Act* vor, nach dem alle Tankschiffe, die amerikanische Häfen anlaufen wollen, eine Doppelhülle haben müssen. Den IMO-Mitgliedern stellte sich die Frage, wie man diesen Vorstoß der USA in das Regelwerk implementieren kann. Bei der Ölindustrie stieß er hinsichtlich der Pflicht zur Nachrüstung vorhandener Schiffe auf großen Widerstand.

In den 1990er Jahren wurden in Amerika neun Versuche mit einer skalierten Doppelhülle durchgeführt, diese sind von Wang et al. [104] und Wu et al. [111] ausführlich beschrieben worden.

Die Strukturen bestanden aus normalfestem Schiffbaustahl mit einer Plattendicke von 2,3 mm. Der eigentliche Modellkörper wies die Maße 1,0 x 1,0 m auf. Der starre kegelförmige Eindringkörper besaß einen Öffnungswinkel von 90° mit unterschiedlichen Radien im Vorderteil. Die verschachtelten Modellkörper wurden längs und quer im Abstand von 200 mm ausgesteift. Die Auftreffstelle variierte: mittig in die Modellkörper, mittig auf ein Längs- bzw. Querbauteil sowie auf die Kreuzungsstelle von Längs- und Querbauteilen.

Ziel dieser Versuche war es, die Ergebnisse für unterschiedliche Versagensszenarien zusammenzustellen, eine theoretische Methode zur Bestimmung des primären Versagensmechanismus einzelner struktureller Bauteile sowie eine analytische Methode zur Bestimmung des Verhaltens der Doppelhülle zu entwickeln.

1992 gab es eine erneute Erweiterung des IMO-Regelwerkes, die im Juli 1993 in Kraft trat. Diese Erweiterung besagt, dass alle Schiffe, die am oder nach dem 6. Juli 1993 bestellt werden, eine Doppelhülle oder ein vergleichbares Design haben müssen. Bestehende Einhüllen-Schiffe sind dreißig Jahre nach ihrer Ablieferung außer Dienst zustellen. Die Legitimität vergleichbarer Designs stellt Wissenschaftler vor neue Aufgaben und erfordert experimentelle Untersuchungen. Der Untergang der ERIKA im Dezember 1999 vor der bretonischen Küste führte zu einer Verkürzung der Betriebszeit von Einhüllen-Tankern. Ein neuer Beschluss besagt, dass ab 2015 nur noch Doppelhüllen-Tanker (oder mit vergleichbarem Design) eingesetzt werden dürfen.

In Norwegen wurden von Amdahl und Kavlie [6] vier Grundberührungsversuche im Maßstab 1:5 mit zwei unterschiedlichen Strukturen eines Doppelbodens untersucht, um die Komplexität eines solchen Vorganges experimentell und numerisch zu untersuchen. Die nachstehenden Modelle wurden von Törnqvist [99] und Alsos [4] zur Verifizierung ihrer Berechnungsmethoden herangezogen, die im weiteren Verlauf der Arbeit vorgestellt werden. Der Prüfstempel wird durch einen Hydraulikzylinder mit einer Kapazität von 2.500 kN in den Versuchskörper hinein gedrückt. Die Plattendicken der Versuchsmodelle betragen 3 und 4 mm. Sie hatten eine Grundfläche von 2,7 x 2,7 m und einen Abstand zwischen der Außenhaut und Innenhülle von 500 mm. Die Modellkörper unterschieden sich nur in der Konfiguration der Steifen, Längs-

und Querbauteile. Auch hier wurde die Auftreffstelle variiert: Mitte Versuchskörper, auf ein Querbauteil treffend.

In Japan sind über sieben Jahre Projekte zur Steigerung der Tankersicherheit gegen Kollision und Grundberührung von 1991-1997 durchgeführt worden.

1991 wurden in einem Verbundvorhaben zwischen Japan und den Niederlanden vier Großkollisionsversuche durchgeführt [100], [102]. Die Versuche standen unter der Leitung des *Centre for Mechanical Engineering of the Netherlands* (CNC-TNO) in den Niederlanden.

Für die Versuche sind zwei Binnentanker BORIS und RANCO modernisiert worden. Beide Binnentanker hatten eine Länge von ca. 80 m und eine Verdrängung von ca. 1.000 t. Der Bug des aktiven Kollisionspartners (RANCO) kann als starr angesehen werden. Die Versuche wurden unter einen Kollisionswinkel von 90° mit einer Geschwindigkeit um 16 km/h durchgeführt. Das Versuchsprogramm umfasste drei verschiedene Seitenhüllenstrukturen.

- Einfache Hülle (Test 1 u. 2)
- Doppelhülle mit Stringer (Test 3)
- Doppelhülle mit Stringerdeck (Test 4)

Die Modelle der Doppelhüllen wurden in die bestehende Schiffsstruktur des gerammten Schiffes installiert und werden in [102] grafisch dargestellt. Es ist eine max. Kollisionskraft von 5.395 kN aus Test 3 bekannt.

Zusätzlich führte die japanische Organisation ASIS mehrer dynamische und quasi-statische Versuche im Labor von Mitsubishi Heavy Industries in Nagasaki durch. Die Prüfanlage bestand aus einem starren Eindringkörper mit einem Gewicht von 8,44 t, der über ein Schienensystem vertikal geführt wurde. Die Freifallhöhe für die dynamischen Versuche betrug ca. 4,9 m und hatte somit eine Aufprallgeschwindigkeit von 10 m/s, siehe Kitamura [49]. Die zu untersuchenden Strukturen wurden von einem typischen VLCC abgeleitet.

Die dynamischen Fallversuche sind zur Entwicklung neuer schiffbaulicher Seitenkonstruktionen bei gleichzeitiger Ermittlung der Dehngeschwindigkeit des Materials durchgeführt worden. Es wurden die unterschiedlichen Versagensmechanismen ausgesteifter Paneele im Maßstab 1:2 untersucht [50]. Die Untersuchung beinhaltet zum einen ein Sandwich-Paneel mit 60° schrägen Steifen und zum anderen ein gesicktes Plattenfeld.

Analog zu den bereits erwähnten niederländischen Kollisionsversuchen wurden zwei unterschiedliche Schiffsseitenmodelle statisch und dynamisch mit 3-4 Stößen im Maßstab 1:2 getestet, siehe Nakamura [73]. Die beiden Grundmodelle bestanden aus:

- Längsspannt und zwei Rahmen
- Außenhaut, Stringerdeck mit Steifen, Rahmen

Es wurde die Anordnung der Steifen auf den Rahmen und auf den Stringerdecks systematisch variiert sowie die Auftreffstelle der Kollision. Es gab Versuche, bei denen der Auftreffpunkt direkt zwischen den beiden Rahmen lag, und Versuche, bei

denen der Eindringkörper die Rahmen getroffen hat.

In den dynamischen Fallversuchen konnte experimentell ermittelt werden, dass die Seitenhüllen 10 bis 30% mehr Energie aufnehmen konnten. Die gemessenen Kollisionskräfte sowie Schiffsbewegungen wurden zum Evaluieren von analytischen und numerischen Methoden von mehreren Wissenschaftler wie z.B. Törnqvist [99] verwendet.

Basierend auf dem beschriebenen japanisch/ niederländischem Verbundvorhaben ist ein weiteres Projekt (Life Cycle Design) mit Forschungseinrichtungen aus Japan, den Niederlanden und Deutschland entstanden. Es wurden in den Jahren 1997 und 1998 erneut vier Seitenhüllen durch zwei umgebaute Binnentankschiffe getestet. Die AMATHA war das gerammte und die NEDLLOYD 34 das rammende Schiff. Die zu testenden Seitenhüllen wurden immer auf derselben Position über eine Rahmenkonstruktion mit der Struktur verbunden. Dem rammenden Schiff wurde eine rammspornartige Bugwulstgeometrie vorgespannt [59]. Beide Schiffe wiesen eine Länge von 80 m auf und eine Breiten von 8,2 bzw. 9,5 m. Unter einem Kollisionswinkel von 90° wurden folgende Strukturen getestet:

- Einfache Hülle (Test 1)
- Sandwich-Struktur (Test 2)
- Doppelhülle (Test 3)
- Sandwich-Struktur (Test 4)

Für die ersten beiden Versuche fand derselbe Bugwulst Verwendung, der für Versuch drei und vier der Höhe nach aufgeweitet wurde und von einem 40.000 tdw Containerschiff abgeleitet war und als starr anzusehen ist.

Der erste Modellkörper war eine mit vier T-Profilen in Längsrichtung ausgesteifte herkömmliche einfache Hülle. Der zweite japanische Modellkörper besaß eine Sandwich-Struktur, bei der die innere Struktur aus geneigten Stegen bestand und der zuvor erwähnten Sandwich-Struktur (s.o.) ähnelte. Der dritte Testkörper wurde von einem gebauten 35.000 tdw großen Tankschiff im Maßstab von ca. 1:3 abgeleitet und in [59],[80] ausführlich beschrieben. Das Doppelhüllenmodell ist in Zusammenarbeit mit dem GL entwickelt worden und besaß zusätzlich eine Deck- und Doppelbodenkonstruktion. Die Plattendicken betragen 5-6 mm.

Der letzte und vierte Modellkörper in diesem Projekt wurde mit einem Sandwich-Design von der Werft Royal Schelde versehen und in [53] beschrieben. Die innere Struktur bzw. der Kern der Doppelhülle ist in Y-Form (Y-Core Sandwich-Struktur) gestaltet worden, bei der die Öffnung des Buchstabens zur Außenhaut zeigte. Beim ersten Anlauf hatte die NEDLLOYD 34 eine Aufprallgeschwindigkeit von 3,55 m/s. Die max. Kollisionskraft betrug 6,8 MN bei einer maximalen Eindringtiefe von 0,57 m. Beim zweiten Anlauf besaß sie eine Aufprallgeschwindigkeit von 3,46 m/s mit einer max. Kollisionskraft von 9,6 MN. Die Seitenhülle ist während der beiden Stoßvorgänge nicht gerissen und wies eine max. Eindringtiefe von 0,64 m auf.

Neben den vier Kollisionsversuchen fanden zwei Grundberührungsversuche statt [58]. Dazu wurde das Vorschiff des rammenden Schiffes so umgebaut, dass dort die Testsektionen befestigt werden konnten. Der künstliche Felsen, bestehend aus einer mit

Beton ausgefüllten Stahlkonstruktion, war über einen Ponton mit dem Grund verbunden. Die Untersuchung erstreckte sich auf zwei baugleiche Testsektionen mit den Abmessungen 5,9 x 5,5 x 1,0 m, wobei die zweite mit Blöcken aus Polystyrenschaum mit einer Dichte von 22 kg/m^3 versehen wurde. Die Blöcke führten zu einem erheblich kleineren Riss und der künstliche Felsen blieb in der Mitte stehen.

Mit Hilfe des ersten Grundberührungsversuches wurde in Wang et al. [106] eine neue analytische und einfache Methode vorgestellt. Diese fand auch in Peschmann [80] für eine der obigen Schiffskollisionsversuche (Test 3) Anwendung.

Das allgemeine Vorgehen dieser Methode kann nach folgendem Schema beschrieben werden:

- Aufteilen des Schadens in Versagensmodelle
- Berechnung der Kräfte entsprechend der Versagensmodelle
- Aufstellen einer Kraft-Verformung-Kurve
- Bestimmung der absorbierten Energie durch Integration der Kraft-Verformung-Kurve

Der Schaden wird in Vorhersagemodelle aufgeteilt und in [80] wie folgt beschrieben:

1. Platte, die durch Dehnung versagt (Belastung durch Streckenlast)
2. Platte, die durch Penetrierung versagt (Belastung durch Punktlast)
3. Platte, die direkt hinter einem quer zu ihr liegenden Bauteil liegt, die durch eine in Plattenebene wirkende Kraft belastet wird, welche zur Bildung von Beulen führt (Denting-Mode)
4. Reißen der Platte, wobei sich ein Riss mit sich seitlich aufrollenden Rändern bildet (Cutting-Mode)
5. Reißen der Platte, wobei sich die Platte vor der Keilspitze zieharmonikaartig zusammenfaltet und in der Regel zwei parallellaufende Risse entstehen (Concertina-Tearing-Mode)

Auch aus dem zuvor beschriebenen Projekt ist ein weiteres Verbundvorhaben mit dem Namen (CrashCoaster) entstanden, das im Zeitraum 1998-2002 bearbeitet wurde.

Ziel des Vorhabens war es, experimentell zu zeigen, dass das Aufnahmevermögen der Aufprallenergie von Schiffsseitenwänden konstruktiv weiter gesteigert werden kann. Am Anfang des Projektes sind die folgenden drei Schiffsseitenwandstrukturen nach [99] numerisch untersucht worden.

- konventionelle und eisverstärkte Struktur
- X-Core Sandwich-Struktur

- mit Beton gefüllte Sandwich-Struktur

Die dissipierte Energie der mit Beton gefüllten Sandwich-Struktur lag beim Durchstoßen der Innenhülle um ca. 10% über der X-Core Sandwich-Struktur. Die konventionelle und eisverstärkte Struktur konnte ca. dreimal soviel Energie dissipieren. Es wurden anschließend die vier nachstehenden Versuchskörper getestet, sie werden u.a. in [100] beschrieben. Der aktive Kollisionsgegner wurde inkl. des starren Bugwulstmodells von dem vorangegangenen Forschungsvorhaben übernommen. Das gerammte Schiff war eine Barge mit dem Namen EMILY T mit einer Länge von knapp 76,5 m und einer Breite von 11,4 m. Die Modellkörper besaßen eine Länge um 6 m, eine Breite von knapp 3 m und eine Höhe um 6 m. Folgende drei Strukturen wurden untersucht:

- konventionelle Doppelhülle (Test 1)
- konventionelle und eisverstärkte Struktur (Test 2)
- konventionelle RoRo-Doppelhülle (Test 3)
- X-Core Sandwich-Struktur (Test 4)

Die Ergebnisse der einzelnen Versuche sind in der Tabelle 2.5 zusammengetragen. Die Zahlenwerte können unter den verschiedenen Veröffentlichungen leicht abweichen.

Tabelle 2.5.: Zusammengetragene Versuchsergebnisse CrashCoaster

	Geschw. [km/h]	Kraft [MN]	dissipierte Energie [MJ]	Plattendicke
Test 1	13,7	4,4	4,3	8-10
Test 2	15,0	7,4	5,7	8-12
Test 3	12,0	2,1	3,7	10-16
Test 4	12,0	6,4	3,2	4-6

Auch diese dynamischen Kollisionsversuche dienten/ dienen zur Neu-/ Weiterentwicklung von Berechnungsmethoden und ihrer Verifizierung. So wird der Versuch mit der X-Core Sandwich-Struktur z.B. von Ehlers et al. [25] zur Validierung/ Verifizierung seiner numerischen Methoden verwendet oder als Referenzstruktur bei der Bewertung moderner Schiffsseitenstrukturen als Vergleich herangezogen wie z.B. Ringsberg et al. [85]. Es ist davon auszugehen, dass sich weitere Wissenschaftler dieser Versuchsergebnisse bedienen. In einer Fallstudie von Klanac et al. [51] wurden beide vorgestellten Sandwich-Strukturen Y-Core und X-Core mit untersucht.

2.1.6. Jüngere Versuche

Südkorea

Um das Jahr 2000 wurden zwei dynamische Versuchsserien und eine quasi-statische Versuchsserie durchgeführt, um einfache analytische Methoden zu entwickeln und

ggf. zu verifizieren.

Eine der Versuchsserien wies neunundsechzig Kollisionsversuche an dünnwandigen Platten aus normalfestem Schiffbaustahl auf, sie werden in [15] beschrieben. Die unterschiedlichen Prüfstempel wurden über ein Federsystem auf einem Förderband mit Rollen beschleunigt und erreichten eine maximale Aufprallgeschwindigkeit zwischen 2,09 und 8,18 m/s. Die Prüfstempel besaßen unterschiedliche Massen (21,8 bis 62,0 kg). Neben dem variierenden Gewicht änderte man auch die Geometrie dieser Prüfstempel. Es gab vier Prüfstempel, dabei zwei in Form einer Klinge, einen in Form eines Rechteckes (100 x 170 mm) und einen in Form eines Quadrates (100 x 100 mm). Die Größe der Platten lag zwischen 300 und 770 mm mit variierenden Plattendicken von 0,82 bis 2,02 mm.

Die Fließspannungen $R_{eHdynam}$ unter dynamischer Last der untersuchten Materialien lagen unter denen, die nach der Gleichung 2.4 von Cowper and Symonds berechnet werden können.

$$\frac{R_{eHdynam}}{R_{eHstat}} = 1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{C} \right)^{1/q} \quad (2.4)$$

Dabei ist R_{eHstat} die Streckgrenze unter statischer Last, $\dot{\epsilon}$ die Dehngeschwindigkeit und C und q sind Faktoren, die durch Versuche ermittelt werden müssen. Dieses Ergebnis widerspricht den Versuchsergebnissen nach Campbell and Cowper [14] sowie Paik et al. [76] ohne weitere Angaben.

In einer anschließenden Versuchsserie führte man dreiunddreißig Kollisionsversuche mit dünnwandigen Strukturen durch, siehe [17]. Die Paneele hatten eine vergleichbare Größe (670 x 470 mm) mit einer Plattendicke von 1,21 bis 2,88 mm. Diese Versuchsmodelle waren jedoch mit Längsspannten in Form von Flacheisen und L-Profilen versehen. Der Prüfstempel bestand aus einer rechteckigen und keilförmigen Geometrie. Diese Prüfstempelgeometrie besaß ein variierendes Gewicht zwischen 42,0 und 574,3 kg. Für zwölf Keile mit einer Masse von weniger als 60 kg gab es Federn (Versuchsanlage s.o.), die sie auf eine Geschwindigkeit zwischen 2,82 und 6,14 m/s brachten. Die einundzwanzig schweren Keile wurden über eine Pendelmaschine auf eine max. Geschwindigkeit von 2,68 m/s beschleunigt. Die Auftreffstelle lag leicht außerhalb der Mitte des Panels. Die zuvor entwickelte analytische Methode wurde für die Berücksichtigung der Steifen weiter entwickelt.

Neben den beschriebenen dynamischen Versuchen wurden in Südkorea auch mehrere quasi-statische Versuche durchgeführt. In zwei Kollisionsversuchen wurde eine *Standard* VLCC-Seitenhülle und eine mit zusätzlichen Stringern versehene Seitenhülle eines VLCC mit einem starren Eindringkörper getestet, um die Mechanik zu untersuchen, den Einfluss des Stringers zu überprüfen und numerische FE-Berechnungen zu validieren, siehe [62]. Die Seitenhüllen hatten die Hauptabmessungen von ca. 3,0 x 0,6 x 2,8 m, einen Rahmenabstand von 500 mm und einen Abstand der Stringer im Kollisionsbereich von 905 mm bzw. 451 mm. Die Plattendicken lagen zwischen 2,3 bis 3,2 mm. Der elliptische starre Bugwulst im Maßstab 1/8.425 hatte eine Aufweitung von insgesamt 40° und eine Länge von 400 mm. Er wurde über einen Hydraulikzylinder mit einer Geschwindigkeit von 0,2 mm/s in die Seitenhüllen gedrückt. Die maximal aufgetretene Kraft lag bei ca. 500 kN. Der Einfluss des zusätzlichen Stringers hatte nur einen geringen Einfluss auf die gemessene Kollisionskraft.

In einer weiteren Versuchsserie wurden nach [76] vier Kollisionsversuche auf einer

Anlage durchgeführt, die einen maximalen Hub von 500 mm mit einer maximalen Kraft von 2.000 kN zurücklegen konnte. Der starre Eindringkörper mit einer 800 mm im Durchmesser großen Grundplatte hatte eine 392 mm lange Kegelform, dessen Spitze mit einem 80 mm großen Radius abgerundet wurde. Die zu untersuchenden Seitenhüllen wiesen eine regelmäßig verschachtelte Struktur bestehend aus Längs- und Querbauteilen und einer äußeren und inneren Beplattung auf. Es wurden die Plattendicken 2,80 und 3,95 mm untersucht. Die Auftreffstelle des Eindringkörpers lag bei zwei Versuchen in der Mitte des Modellkörpers bzw. des Plattenfeldes, bei den beiden anderen Versuchen direkt auf einem Steg der Längs- und Querbauteile. Die Kollisionsgeschwindigkeit betrug weniger als 0,13 mm/s. Die maximale Kollisionskraft lag bei ca. 1.900 kN. Mit Hilfe der Versuche wurde eine stark vereinfachte nicht-lineare FEM entwickelt.

2013 veröffentlichte Cho et al. [16] zwei Fall-Kollisionsversuche, bei denen ein ca. 1,1 x 1,1 m großes Paneel mit einem starren und scharfen keilförmigen Eindringkörper penetriert wurde. Die Außenhaut und die Innenhülle waren durch zwei Längs- und Querbauteile im Abstand von 340 mm bzw. 240 mm außermittig miteinander verbunden. Die Plattendicken variierten zwischen 1,83 und 1,96 mm. Die Fallhöhe betrug bei einem Versuch 2,66 m (7,22 m/s) und beim anderen 2,00 m (6,26 m/s). Es konnten Eindringtiefen von 55,9 mm und 42,8 mm erzielt werden. Über die beiden Versuche wurden numerische Berechnungen validiert. Mit diesen konnte anschließend eine Studie über die Entwurfsparameter durchgeführt werden.

Japan

Um das Jahr 2000 wurden ebenfalls die ersten Großversuche unter Laborbedingungen durchgeführt. Im Fokus der Experimente steht dabei erstmalig die Bugwulststruktur. Die erste Testserie bestand aus sechs mit Querspannten ausgesteiften Bugwulststrukturen mit einem Stringerdeck, siehe Endo et al. [28]. Bei den Versuchen wurden fünf Bugwulststrukturen gegen eine starre Platte und eine Bugwulststruktur mit den Hauptabmessungen von 1,00 x 1,54 x 1,76 m gegen ein Seitenhüllenmodell gefahren. Das verformbare Seitenhüllenmodell hatte die Hauptabmessungen von 2,3 x 2,7 x 0,7 m. Es war ausgestattet mit nur einer Außenhaut (ohne Innenhülle) der Plattendicke von 6 mm, neun T-Profilen als Längssteifen und zwei T-Profilen als Rahmen. Das Modell wurde über eine Konstruktion an den Modellrändern auf den Boden gestellt. Die max. Kollisionskraft lag bei 2,8 MN mit einem Kollisionsweg von 150 mm. Mit den Versuchen wurden FE-Simulationen validiert und eine vereinfachte Analyseverfahren zum Bestimmen der Kraft-Verformungs-Kurve von verformbaren Bugwülsten entwickelt. Die vereinfachte Analyse basiert auf den Methode von Lehmann et al. [65] sowie Ohtsubo et al. [105] und wird in Endo et al. [27] beschrieben. Die zweite Testserie bestand aus sechs quasi-statischen Großversuchen, bei denen vier vereinfachte konische Bugwulstmodelle mit einer Grundfläche von 2,9 m im Durchmesser und einer Länge von knapp 2,5 m gegen eine starre Platte gefahren wurden, siehe Yamada [112]. Die Bugwulstmodelle unterschieden sich nur in der Art der Steifensysteme (Quer- bzw. Längssteifen).

Zusätzlich zu den vier Bugwulstversuchen wurden zwei Bugstrukturen (abgeleitet von einem 500 GT großen Fischereischiff) mit einer geringeren Steifigkeit (Buffer-

Bow) im Maßstab 1:2 mit einem Kollisionswinkel von 72° getestet. Ziel dieser Versuche war es, den Effekt zur Steigerung der Kollissionssicherheit experimentell zu belegen. Beide Modellkörper hatten dieselbe Geometrie, sie unterschieden sich jedoch in der Aussteifung. Ihre Höhe wies 4,5 m, die Breite 1,4 m und die Länge knapp 2,9 m auf. Die max. Kollisionskraft betrug 7,31 MN.

Schweden

Mitte der 2000er Jahren wurden in Schweden Kollisionsversuche durchgeführt, die von Karlsson et al. in [47] beschrieben sind. Neben Zug- und Reibversuchen sind mehrere Kollisionsversuche durchgeführt worden.

Zum einen wurden 5 mm Platten vertikal mit einem starren Eindringkörper penetriert, der einen Radius von 135 mm für alle durchgeführten Versuche aufwies. Die Platten wurden mit einer Rahmenkonstruktion an den Rändern verschweißt und hatten eine Länge von 1,5 m und eine Breite von weniger als 1,1 m. Es fanden jeweils zwei Versuche mit Platten der Streckgrenze $R_{p0,2}$ von 227 MPa, 363 MPa und 755 MPa statt. Die Kollisionsgeschwindigkeit betrug 7 mm/s für die Versuche mit der Streckgrenze $R_{p0,2}$ von 227 MPa, 363 MPa sowie 4 mm/s für die Versuche mit der Streckgrenze $R_{p0,2}$ von 755 MPa. Maximale Kollisionskräfte: 1.300 kN.

Zum anderen kamen mit demselben Eindringkörper zwei Versuche an einer schiffsähnlichen Struktur zur Durchführung. Die beiden baugleichen Seitenhüllen wurden aus Stahl mit der Streckgrenze $R_{p0,2}$ von 227 MPa gefertigt und wiesen die gleichen Hauptabmessungen wie die untersuchten Platten auf. Außenhaut und Innenhülle hatten eine Plattendicke von 5 mm, ihr Abstand betrug 300 mm. Als Querbauteile hatte die Hülle zwei Stringer (3 mm) im Abstand von 1,5 m sowie einen T-Träger in der Mitte der Hülle. Die Innenhülle ist anders als die Außenhaut quer mit L-Profilen im Abstand von 150 mm versehen. Die Außenhaut besaß die gleichen L-Profile, jedoch in Längsrichtung und mit einem Abstand von 200 mm angeordnet. Die maximal auftretenden Kollisionskräfte lagen um 900 kN.

China

Auch hier führte man vier Versuche mit einem starren Eindringkörper mit einem Radius von 250 mm durch, der mit einem Hydraulikzylinder in die Seitenhülle gedrückt worden ist, siehe Gong et al. [35]. Bei den Versuchen wurden die beiden ausgesteiften Außenhaut- und die beiden Innenhüllenmodelle getrennt untersucht. Beide Modellkörpergeometrien unterschieden sich nur durch die Schlagrichtung der vier Flachstähle (70 x 4,4 mm), die bei allen Modellkörpern einen Abstand von 240 mm hatten. Die Paneele wiesen eine Plattendicke von 3,6 mm, eine Länge in Profilrichtung von 1.000 mm und eine Breite von 1.200 mm ohne Rahmenkonstruktion als Lagerung auf. Die quasi-statischen Versuche erfolgten in zwei Hüben und konnten Kollisionskräfte um 900 kN erzielen. Anhand der vier Versuche wurde eine vereinfachte analytische Methode hergeleitet, bei der sich u.a. ebenfalls auf eine Arbeit von Wang et al. [107] bezogen wird. Die vereinfachte analytische Methode ergibt befriedigende Ergebnisse.

Spanien

In Spanien erfolgte ein Versuch mit einem starren, scharfen, keilförmigen Eindringkörper und einem quer zum Keil mit Flachstählen 75 x 5 mm ausgesteiften Paneel, das u.a. von Villavicencio 2013 in [101] veröffentlicht wurde. Das Paneel hatte eine Länge von 800 mm und eine Breite (quer zu den Steifen) von 960 mm ohne Rahmenkonstruktion. Das Paneel wurde aus normalfestem Schiffbaustahl mit einer Plattendicke von 3,0 mm hergestellt. In dem Versuch konnten Kollisionskräfte von knapp 500 kN gemessen werden. Mit Hilfe der ermittelten Materialeigenschaften wurden die numerischen Berechnungen validiert.

Abschließende Bemerkung

In der Vergangenheit sind viele Experimente durchgeführt worden, bei denen die Versuche unter Laborbedingungen überwiegen. Bis heute dienen diese der Herleitung analytischer Methoden und / oder zur Validierung numerischer Berechnungen. Viele der zusammengetragenen Versuche weisen starke Parallelen zueinander auf und der wissenschaftliche Nutzen ist nicht immer eindeutig zu erkennen.

Versuche im Labor sind räumlich begrenzt und lassen nur stark vereinfachte Strukturen zu. Um Maßstabeffekte gering zu halten, studierte man in den Niederlanden erstmals in drei Forschungsvorhaben Versuche mit großen Schiffsstrukturen im Maßstab ca. 1:3 in einer realen Kollision. Um die numerischen Berechnungen mit den Versuchen validieren zu können, mussten die Schiffsbewegungen berücksichtigt werden, die abhängen von freien Oberflächen, Füllständen der Tanks, den Wetterbedingungen usw..

Erstmals ist von Endo et al. [28] ein verformbarer Bugwulst- und eine Schiffsseitenstruktur experimentell untersucht worden, bei denen die Strukturmechanik ohne externe Dynamik untersucht wurde. Der Fokus dieser Untersuchung lag allerdings auf dem Verformungsverhalten des Bugwulstes, weniger auf dem Verhalten der Seitenhülle.

Die experimentelle Untersuchung von gefüllten Strukturen beschränkt sich auf lediglich zwei Versuchsserien. In der ersten Versuchsserie wurde die Sicherheit von Brückenkonstruktionen durch Polyurethanschaumblöcke in [72] untersucht. In der zweiten Versuchsserie wurde ein Grundberührungsversuch in den Niederlanden analysiert, bei dem ein Doppelbodenmodell gefüllt mit Polystyrenschaumblöcken gegen einen künstlichen Felsen in einer realen Kollision gefahren wurde, siehe in [58].

Auch im Automobilbau wurden bereits zelluläre Werkstoffe unter anderen Rahmenbedingungen getestet. Anders als in der Schifffahrt brauchen dreidimensionale Formteile (Hohlräume) aufgrund ihrer Bauteilgröße nicht von innen inspiziert zu werden. Dieses ermöglicht den Fahrzeugbauern, dass sie diese Hohlräume mit Verbundwerkstoffen vergießen können. So wurde im Forschungsprojekt IMVAL [18], [52] ein Energieabsorber in der Tür im Fall eines Seitenaufpralls sowie eine Crashbox untersucht. Als Füllstoff bzw. Insertkörper wurde ein sehr leichtes Blähglasgranulat (Kerapulus) und ein festeres Granulat (KeraBims) gewählt und in Gusspolyamid, Zink- und Aluminiumschaum eingebettet. Der Matrixanteil am Gesamtvolumen ist nach [9] größer als 30% und somit nicht mehr als Schaum, sondern als poröses Material zu betrachten, welches nicht mehr querkontraktionsfrei ist. Aus diesem Grund ist

das Übertragen der ermittelten Materialparameter auf das hier vorliegende Problem nicht gegeben.

Kollisionsversuche mit granularem Material wurden in der Vergangenheit noch nie untersucht.

Für die Konstruktion von Schiffen lassen sich alle in diesem Kapitel aufgelisteten Beweggründe für die Durchführung solcher Versuche, außer dem Schutz von Reaktoren auf Schiffen, weiterhin unverändert anwenden. So ist eine Kollision von Schiffen mit Offshore-Strukturen, eine Kollision mit vorgelagerten Terminals an der Küste z.B. in der Jade weiterhin hoch aktuell. Auch die Nachfrage nach Kollisionsanalysen zwischen Schiff und Brückenbauwerken bleiben im Interesse und haben bei der Entscheidung Brücke oder Tunnel einen großen Einfluss.

2.2. Theoretische Grundlagen

Um die später vorgestellten Kollisionsversuche diskretisieren zu können, wird nachstehend auf die Fließtheorie eingegangen. Diese bildet die Basis der in dieser Arbeit verwendeten Materialmodelle für Stahl und Füllstoff und wird unten durch bekannte Materialmodelle beschrieben. Diese müssen die experimentell ermittelten Messwerte in numerischen Berechnungen hinreichend genau abbilden. Für eine potentielle Anwendung ist es erforderlich, dass die Materialeigenschaften leicht zu bestimmen und übertragbar sind auf Simulationen.

Im Folgenden werden verschiedene Materialmodelle präsentiert, die die oben angeführten Eigenschaften aufweisen und das elasto-plastische Materialverhalten über Fließfunktionen abbilden.

Das Materialverhalten von Stahl ist ab Erreichen der Streckgrenze bekanntlich nicht linear. Um dieses Verhalten beschreiben zu können, muss eine s.g. wahre Spannungs-Dehnungskurve erzeugt werden. Ihre Bestimmung kann auf unterschiedlicher Weise erfolgen. Anders als die wahren Spannungs-Dehnungskurven ist der Reibbeiwert von Stahl auf Stahl während einer Schiffskollision schwer zu ermitteln.

Füllstoffe weisen ab einer gewissen Kompression ein inkompressibles Verhalten auf. Übertragen auf die Numerik können die verwendeten Elemente sich ab diesem Zeitpunkt nicht weiter plastisch verformen und verhalten sich fortan als starr. Bei der Schiffsstruktur aus Stahl sieht dieses anders aus. Im Fall einer Kollision entsteht überwiegend ein biaxialer Zugspannungszustand (Membranspannung). Über s.g. Bruchkriterien wird dem FE-Programm vorgegeben, bei welchem Dehnungsbeitrag und ggf. bei welchem Spannungszustand finiten Elemente aus der Berechnung zu löschen sind. Es werden vier Bruchkriterien vorgestellt und ihre Vorteile sowie Einschränkungen diskutiert.

2.2.1. Fließtheorie

Die den beschriebenen Materialmodellen zugrundeliegenden Fließfunktionen setzen ein isotropes Werkstoffverhalten voraus. Die Achse der hydrostatischen Spannung fällt bei allen nachstehenden Materialmodellen zusammen und geht durch den Ursprung. Nach den hier vorgestellten Materialmodellen kann auf keiner Ebene eines

Körpers eine von der Normalspannung σ_n abhängige Schubspannung τ_n überschritten werden.

Das elasto-plastische Materialverhalten wird über die Fließtheorie abgebildet und kann über inkrementelle numerische Lösungsverfahren beschrieben werden. Durch die Wahl der Fließfunktion lassen sich duktile Werkstoffe wie z.B. Stahl aber auch körnige Werkstoffe wie z.B. Sand und granulare Füllstoffe numerisch abbilden. Die nachfolgende Bedingung grenzt den linear-elastischen von dem plastischen Bereich ab.

$$\begin{aligned} F(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3) < 0 &\rightarrow \text{linear - elastisch} \\ F(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3) = 0 &\rightarrow \text{plastisch} \end{aligned}$$

Grundlage für alle Fließfunktionen ist die koordinatenunabhängige Beschreibung des Spannungszustandes. Der Spannungstensor des dreidimensionalen Spannungszustandes, bestehend aus Normal- und Schubspannungen, wird durch folgenden Tensor beschrieben:

$$\sigma_{ij} = \begin{bmatrix} \sigma_{11} & \sigma_{12} & \sigma_{13} \\ \sigma_{21} & \sigma_{22} & \sigma_{23} \\ \sigma_{31} & \sigma_{32} & \sigma_{33} \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

Durch das Kräftegleichgewicht am unverformten Körper muss der Spannungstensor nach Gleichung 2.6 symmetrisch sein:

$$\sigma_{ij} = \sigma_{ji} \quad (2.6)$$

Isotrope Werkstoffe verhalten sich in allen Raumrichtungen gleich und können unabhängig von der Wahl des Koordinatensystems mit Hilfe von Invarianten beschrieben werden. Dabei ist es das Ziel, den Spannungszustand durch die drei Hauptspannungen bzw. die drei Invarianten des Spannungstensors beschreiben zu können. Im Hauptachsensystem verschwinden die Schubspannungen und der Spannungstensor vereinfacht sich wie folgt:

$$\sigma_{ij} = \begin{bmatrix} \sigma_1 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_2 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

Bei der Herleitung der Invarianten ergibt sich das nachstehende Eigenwertproblem:

$$\sigma_{ij} - \sigma \delta_{ij} = 0 \quad (2.8)$$

Das Gleichungssystem hat nur dann nicht triviale Lösungen, wenn die Determinante der Koeffizienten verschwindet:

$$\det(\sigma_{ij} - \sigma \delta_{ij}) = 0 \quad (2.9)$$

bzw.

$$\begin{vmatrix} \sigma_1 - \sigma & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_2 - \sigma & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 - \sigma \end{vmatrix} = 0 \quad (2.10)$$

Durch Lösen des Systems erhält man das nachstehende charakteristische Polynom

$$\sigma^3 + \sigma^2 I_1 + \sigma I_2 + I_3 = 0 \quad (2.11)$$

mit den Invarianten:

$$I_1 = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 = \text{spur}(\sigma_{ij}) \quad (2.12)$$

$$I_2 = -\sigma_1\sigma_3 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_2 \quad (2.13)$$

$$I_3 = \sigma_1\sigma_2\sigma_3 = \det(\sigma_{ij}) \quad (2.14)$$

Nach der Fließtheorie wird der Spannungstensor entsprechend Abbildung 2.1 in einen Kugeltensor und in einen Spannungsdeviator aufgeteilt.

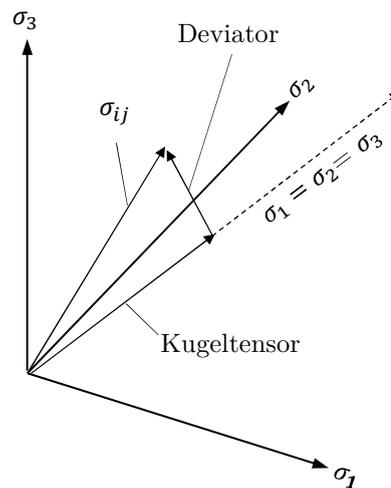


Abbildung 2.1.: Spannungstensor

Mathematisch lässt sich die Aufteilung durch einfaches Aufspalten des Spannungstensors erklären.

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \sigma_{11} & \sigma_{12} & \sigma_{13} \\ \sigma_{21} & \sigma_{22} & \sigma_{23} \\ \sigma_{31} & \sigma_{32} & \sigma_{33} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \sigma_m & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_m & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_m \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \sigma_{11} - \sigma_m & \sigma_{12} & \sigma_{13} \\ \sigma_{21} & \sigma_{22} - \sigma_m & \sigma_{23} \\ \sigma_{31} & \sigma_{32} & \sigma_{33} - \sigma_m \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \sigma_m & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_m & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_m \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} s_{11} & s_{12} & s_{13} \\ s_{21} & s_{22} & s_{23} \\ s_{31} & s_{32} & s_{33} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2.15)$$

Dadurch ergibt sich folgende Kurzschreibweise aus Gleichung 2.16:

$$\sigma_{ij} = \sigma_m \delta_{ij} + s_{ij} \quad (2.16)$$

Dabei beschreibt der Kugeltensor $\sigma_m \delta_{ij}$ einen isotropen und hydrostatischen Spannungszustand. Der Spannungsdeviator s_{ij} beschreibt die Abweichung vom hydrostatischen Druck.

Die hydrostatische Spannung oder auch mittlere Normalspannung ergibt sich zu:

$$\sigma_m = \frac{1}{3} (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) \quad (2.17)$$

Einsetzen der Invariante I_1 aus Formel 2.12 ergibt:

$$\sigma_m = \frac{1}{3} I_1 \quad (2.18)$$

Die Invarianten des Spannungsdeviators lassen sich durch Umstellen der Gleichung 2.16 nach s_{ij} und Einsetzen der Gleichung 2.18 analog berechnen:

$$J_1 = 0 \quad (2.19)$$

$$J_2 = \frac{1}{6} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \quad (2.20)$$

$$J_3 = (\sigma_1 - I_1)(\sigma_2 - I_1)(\sigma_3 - I_1) = \det(s_{ij}) \quad (2.21)$$

Durch die Invarianten des Spannungstensors und Spannungsdeviators lassen sich die Fließbedingungen bzw. Fließfunktionen unabhängig von der Wahl des Koordinatensystems beschreiben.

von-Mises und Tresca

Duktile und isotrope Werkstoffe wie Stahl lassen sich durch die Fließfunktion 2.22 nach von-Mises

$$F(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3) = 2\sqrt{3J_2} - \sigma_Y = 0 \quad (2.22)$$

oder nach der Fließbedingung 2.23 von Tresca

$$F(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3) = \sqrt{3J_2} \cos(\theta) - \sigma_Y = 0 \quad (2.23)$$

beschreiben. Der deviatorische Anteil des Spannungszustandes kann in Zylinderkoordinaten durch den Lodewinkel θ nach Beziehung 2.24 beschrieben werden. Dieser hängt von der dritten Invariante des deviatorischen Spannungstensors J_3 ab.

$$\theta(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3) = \frac{1}{3} \arcsin \left(-J_3 \frac{3\sqrt{3}}{2(J_2)^{3/2}} \right) \quad (2.24)$$

Beide Fließbedingungen sind unabhängig von der hydrostatischen Spannung und verhalten sich im Druck- und Zugbereich gleich. Die Fließbedingung nach von-Mises aus Abbildung 2.4 wird im Raum der Hauptspannungen durch eine zylindrische Oberfläche repräsentiert. Der Fließkegel nach Tresca aus Abbildung 2.3 stellt eine sechseckige Grundfläche bzw. Deviatorebene im Hauptspannungsraum dar.

Die Achse der hydrostatischen Spannung fällt bei allen in dieser Arbeit erwähnten Materialmodellen zusammen und geht durch den Ursprung. Nach den hier vorgestellten Materialmodellen kann auf keiner Ebene eines Körpers eine von der Normalspannung σ_n abhängige Schubspannung τ_n überschritten werden. Innerhalb des Fließzylinders bzw. des sechseckigen Fließkegels sind alle Verschiebungen elastisch und somit reversibel. Auf der Oberfläche (Bruchfläche) und darüber hinaus erfolgt die Spannungsumlagerung plastisch durch Fließen.

Zur Beschreibung von körnigen und anisotropen Werkstoffen müssen die o.g. Fließbedingungen entsprechend erweitert werden.

Mohr-Coulomb

Eine in der Geotechnik weit verbreitete Fließbedingung, basierend auf einer Vielzahl von Versuchen, ist (für den Druckbereich) die Anwendung der Coulombschen Grenzbedingung. Sie liefert in der praktischen Anwendung einfache und adäquate Ergebnisse und baut auf dem Prinzip der inneren Reibung des Schüttgutes auf. Die Mohr-Coulombsche Fließbedingung ist eine Weiterentwicklung der Fließbedingung nach Tresca. Diese Fließbedingung ermöglicht u.a. das Unterscheiden zwischen kohäsionslosen und kohäsiven Schüttgütern. Die Kohäsion beschreibt den Zusammenhalt der einzelnen Partikel und somit die Grenzschubspannung, welche im normalspannungsfreien Zustand notwendig ist, um das Schüttgut zu scheren. Bei kohäsionslosen Schüttgütern liegt die Kegelspitze im Ursprung und tritt bei grobkörnigen Stoffen auf. Der Fließkegel kann in Termen der Hauptspannungen nach 2.25 beschrieben werden. Wird die Fließfunktion Null, so ist die Bruchfläche erreicht.

$$F(\sigma_1, \sigma_3) = \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_3) - \left(\frac{1}{2}(\sigma_1 + \sigma_3) \sin(\varphi) + c \cos(\varphi) \right) \leq 0 \quad (2.25)$$

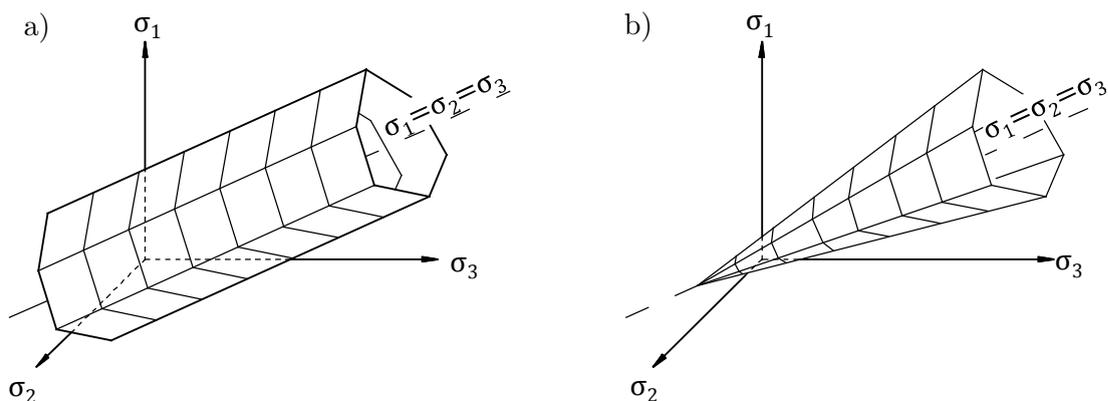


Abbildung 2.2.: Fließbedingungen: a) Tresca; b) Mohr-Coulomb

In der Literatur z.B. [81] wird die Fließfunktion überwiegend durch die erste Invariante des Spannungstensors I_1 , der zweiten Invariante des deviatorischen Spannungstensors J_2 und dem Lode-Winkel θ durch Zusammenhang 2.26 beschrieben.

$$F(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3) = -I_1 \frac{\sin(\varphi)}{3} + \left(\cos(\theta) - \frac{\sin(\varphi) \sin(\theta)}{\sqrt{3}} \right) \sqrt{J_2} - c \cos(\varphi) \leq 0 \quad (2.26)$$

Die für das Schüttgut maximal ertragbare Schubspannung ergibt sich aus der auf der Scherfläche wirkenden Normalspannung σ' , der Kohäsion c' und dem inneren Reibungswinkel φ , der als effektiver Reibungswinkel bezeichnet wird und durch Triaxialversuche nach DIN 18137-2 [19] bestimmt werden kann.

$$\tau_{max} = \sigma' \tan(\varphi) + c' \quad (2.27)$$

Der Zusammenhang aus 2.27 beschreibt eine Bruchgerade bzw. Schergerade, die sich im Mohrschen Diagramm in Abbildung 2.3 darstellen lässt.

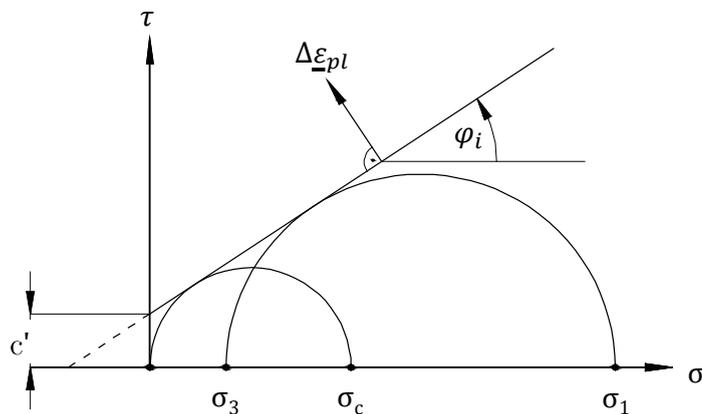


Abbildung 2.3.: Darstellung in der Mohrschen Spannungsebene nach [86]

Dabei ist σ_c die Kohäsionsspannung und $\Delta\varepsilon_{pl}$ der plastische Verzerrungszuwachs. Wie zuvor erwähnt, lässt sich der plastische streng vom elastischen Bereich trennen. Die plastischen Verzerrungszuwächse $\Delta\varepsilon_{pl}$ ergeben sich aus einer assoziierten Fließregel. Die Vektoren $\Delta\varepsilon_{pl}$ stehen somit senkrecht auf der Fließ- bzw. Bruchfläche. Die maximal zulässige erste Hauptspannung $\sigma_{1,max}$ bis zum Fließen kann durch die Beziehung 2.28 berechnet werden.

$$\sigma_{1,max} = \sigma_3 \frac{1 + \sin(\varphi)}{1 - \sin(\varphi)} + 2c \frac{\cos(\varphi)}{1 - \sin(\varphi)} \quad (2.28)$$

Drucker-Prager

Die Fließbedingung nach Drucker-Prager ist eine Erweiterung vom Fließkriterium nach von-Mise, dessen Fließfläche nach Abbildung 2.4 einen Kegel im Hauptspannungsraum bildet. Es ist leicht zu erkennen, dass die Oberfläche der Fließbedingung nach Drucker-Prager, bis auf die Ausnahme seiner Spitze, differenzierbar ist, im Gegensatz zur Fließbedingung nach Mohr-Coulomb.

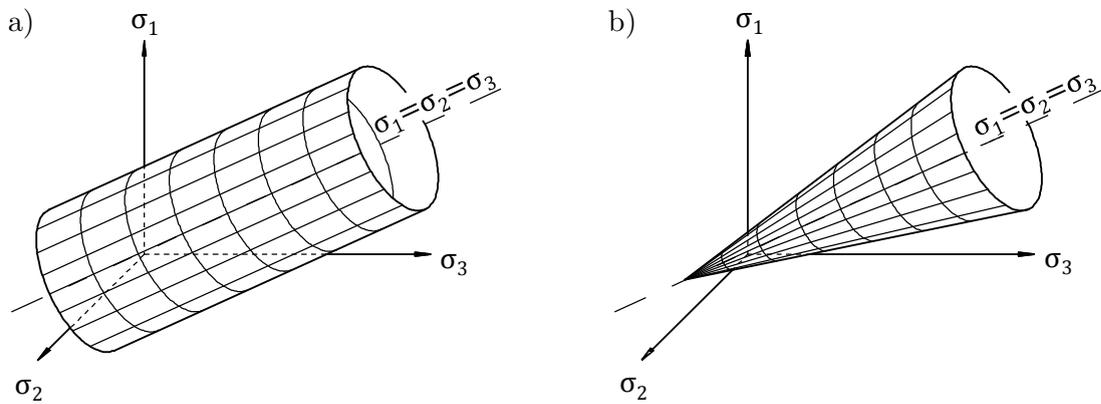


Abbildung 2.4.: Fließbedingungen: a) von-Mises; b) Drucker-Prager

Dieses Modell kann somit alle triaxialen Kompressionsfälle gut abbilden. Vergleicht man die Deviatorebenen in Abbildung 2.5 der beiden Fließbedingungen, so weist das Mohr-Coulomb Modell durch seine ungleichmäßige hexagonale Grundfläche im Bereich der Kanten keine gute Approximation auf.

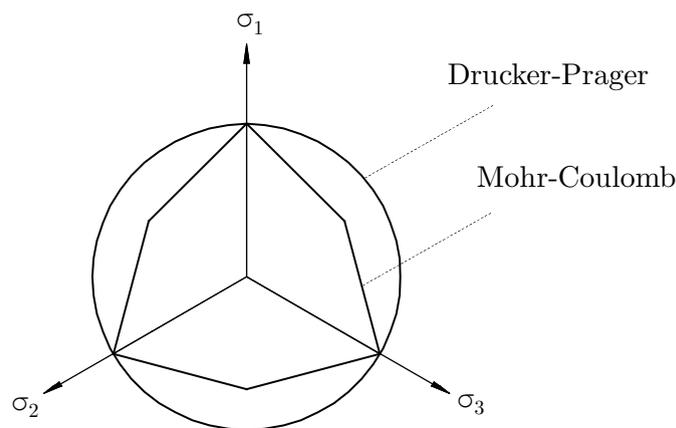


Abbildung 2.5.: Drucker-Prager vs. Mohr-Coulomb in der Deviatorebene

Wird die Fließbedingung nach Drucker-Prager durch die erste Invariante I_1 des Spannungstensors und die zweite Invariante J_2 des Spannungsdeviators beschrieben, so erhält man den folgenden Ausdruck 2.29:

$$F(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3) = \alpha I_1 + \sqrt{J_2} - k_1 \leq 0 \quad (2.29)$$

$$\text{mit: } \alpha = \frac{2 \sin(\theta)}{\sqrt{3}(3 - \sin(\theta))} \quad \text{und} \quad k_1 = \frac{6 c \cos(\theta)}{\sqrt{3}(3 - \sin(\theta))}$$

In Beziehung 2.29 beschreibt der Parameter α die Aufweitung des Kegels und der Parameter k_1 die kohäsiven Einflüsse. Überträgt man den inneren Reibungswinkel φ aus der Fließbedingung nach Mohr-Coulomb bzw. aus dem Triaxialversuch auf die

Fließbedingung nach Drucker-Prager, so muss der innere Reibungswinkel nach 2.30 umgerechnet werden:

$$\beta_1 = \arctan \left(\frac{6 \sin(\varphi)}{3 - \sin(\varphi)} \right) \quad (2.30)$$

Die Drucker-Prager Fließbedingung wird im Folgenden für die impliziten Rechnungen zur Bestimmung der Querkontraktion in Abschnitt 4.2.2 gewählt, weil es von den untersuchten Fließbedingungen das einzige im FE-Programm ANSYS hinterlegte Modell ist und gute Ergebnisse liefert.

Soil and Foam

Das im FE-Programm LS-DYNA hinterlegte Material *MAT SOIL AND FOAM ist ein sehr stabiles und robustes Modell um Erdböden und Schäume zu beschreiben, deren Eigenschaften schwer zu bestimmen sind und durch Strukturen (oder geometrischen Randbedingungen) begrenzt sind. Anfänglich wurde das Materialmodell für die numerische Beschreibung von zellartigem Beton bzw. Gasbeton entwickelt und wird von Krieg in [55] detailliert beschrieben.

Die Fließfunktion besteht aus einem volumetrischen Anteil und einem deviatorischen Anteil. Der volumetrische Anteil inkl. plastischer Verformung wird in tabellarischer Form eingegeben und beschreibt das Verhalten der Füllstoffe unter hydrostatischem Druck, bei dem alle drei Hauptspannungen denselben Wert besitzen. Das Verhalten wird schematisch in Abbildung 2.6 dargestellt und kann in drei Bereiche eingeteilt werden.

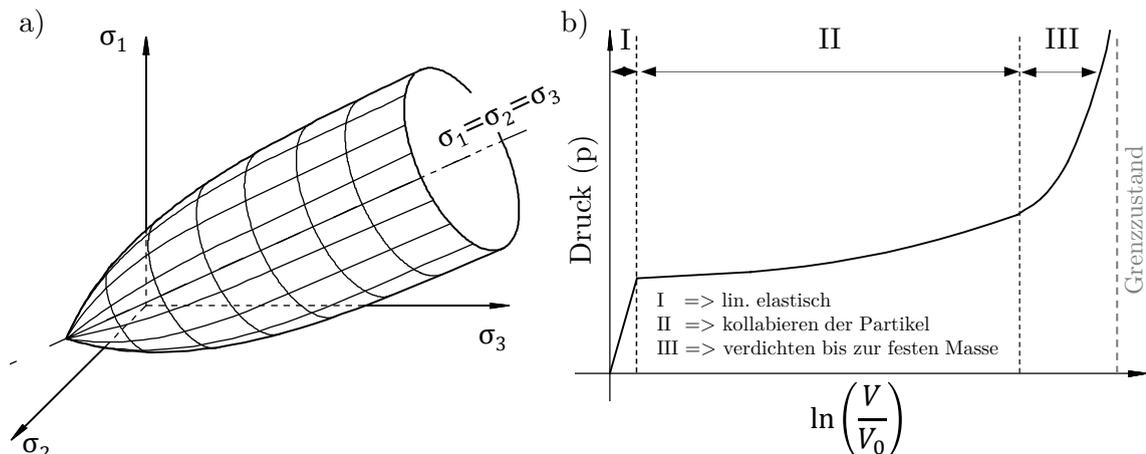


Abbildung 2.6.: Fließbedingung *Soil and Foam*: a) deviatorischer Anteil; b) volumetrischer Anteil

Für kleine Dehnungen weist das Material ein linear-elastisches Verhalten in Bereich I auf. Mit steigender Dehnung zeigt das Material ein nichtlineares Spannungs-Dehnungs-Verhalten im Bereich II, in dem die Partikel kollabieren. Im Bereich III nähert sich der zum größten Teil kollabierte Füllstoff einem Grenzzustand an, der ein inkompressibles Verhalten beschreibt.

Der deviatorische Anteil wird durch die Fließfunktion in Abhängigkeit der zweiten

Invariante des Spannungsdeviators und des hydrostatischen Drucks p nach Zusammenhang 2.31 beschrieben.

$$F(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3) = J_2 - (a_0 + a_1 p + a_2 p^2) \leq 0 \quad (2.31)$$

Die Parameter a_0, a_1, a_2 , charakterisieren die deviatorische Ebene.

2.2.2. Bestimmung der Eigenschaften von Stahl

Bei den hier vorliegenden komplexen und hoch nicht linearen Berechnungen ist die Eingabe der tatsächlichen Materialeigenschaften im plastischen Bereich von großer Bedeutung. Vergleicht man alleine die Streckgrenze der in dieser Arbeit untersuchten Materialchargen, so lässt sich eine Abweichung von bis zu 64% nach oben feststellen. Wird darüber hinaus von einem E-Modul von 206 GPa ausgegangen, so weicht der gemessene E-Modul um 7% nach unten und 3% nach oben ab.

Das Materialverhalten im plastischem Bereich bis zum Bruch wird über die Eingabe einer wahren Spannungs-Dehnungskurve (WSD) beschrieben, die somit einen sehr großen Einfluss auf die Berechnungsergebnisse hat. Die Erzeugung der WSD kann über verschiedene Wege und Ansätze geschehen, die jedoch alle zu demselben Ziel führen sollten. Um die bestmöglichen Simulationsergebnisse zu erhalten, ist eine Überprüfung durch FE-Rechnungen unabdingbar.

Technische-Spannungs-Dehnungskurve (TSD)

Die Grundlage einer jeden Methode ist der Zugversuch für metallische Werkstoffe, der in DIN EN ISO 6892-1 [22] beschrieben wird. Die in diesem Versuch ermittelten Werte beziehen sich auf die unverformte Probengeometrie mit der Querschnittsfläche A_0 und der Ausgangsmesslänge l_0 , bei der die technische Spannung R über die technische Dehnung e in Abbildung 2.7 aufgetragen wird.

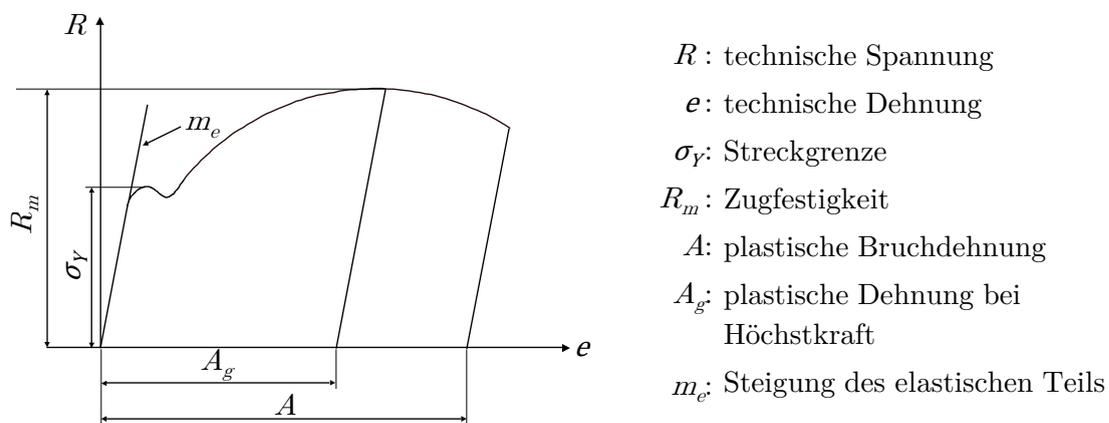


Abbildung 2.7.: Exemplarisch dargestellte Messwerte aus Zugversuch nach [22]

Die technischen Werte lassen sich aus den Messwerten der Kraft F und der Längenänderung ΔL aus den bekannten Zusammenhängen 2.32 bestimmen:

$$R = \frac{F}{A_0} \quad \text{und} \quad e = \frac{\Delta L}{L_0} \quad (2.32)$$

Wahre-Spannungs-Dehnungskurve (WSD)

Bis zum Erreichen der Gleichmaßdehnung kann von einer Volumenkonstanz ausgegangen werden. Für den einachsigen Spannungszustand wird die wahre Dehnung ε nach Reckling [83] durch Beziehung 2.33 berechnet.

$$\varepsilon = \int_{L_0}^L \frac{dL}{L} = \ln(l + e) \quad (2.33)$$

Über das konstante Volumen lässt sich die wahre Spannung durch den Ausdruck 2.34 berechnen.

$$\sigma = R(l + e) \quad (2.34)$$

Für die Bestimmung der Werte oberhalb der Gleichmaßdehnung sind eine Vielzahl an Methoden bekannt. Nach Martens [70] lassen diese sich in die folgenden drei Kategorien einteilen.

- experimentelle Bestimmung
- numerische Bestimmung
- Verfestigungsansätze

Die direkte experimentelle Bestimmung mit Hilfe von z.B. optischen 3-D Messverfahren wie ARAMIS stellt dabei die aufwendigste und kostenintensivste Methode dar. Sie wird von Ehlers in [24], [26] näher vorgestellt bzw. angewendet. Ihr großer Vorteil liegt in der Genauigkeit für extrem große Dehnungen. Je kleiner die aufgetragenen Pixel bzw. Elemente sind, desto größer sind die gemessenen bzw. berechneten Dehnungen in der Nähe der Bruchebene.

Die numerische Bestimmung der WSD ist ein rein iteratives Vorgehen, bei dem die Simulationsergebnisse direkt mit den Messwerten aus der Flachzugprobe verglichen werden. Dieses Vorgehen lässt sich in z.B. Peschmann [80] finden und in numerischer und automatisierter Weise in Otelea [75] für Schalenelemente und in Röhr et al. [87] für Volumenelemente. Um die wahre Spannung für sehr kleine Elemente (großen Dehnungen) zu generieren, wird eine sehr lange Rechenzeit benötigt. Die Anwendung des iterativen Algorithmus nach [87] findet man u.a. in Schöttelndreyer et al. [92], in der die kleinste verwendete Volumenelementkantenlänge 0,1 mm beträgt und der Bereich jenseits einer Dehnung von ca. 45% über die Methode nach Ling [68] bestimmt wird.

Die Bestimmung der WSD über mathematische bzw. empirische Verfestigungsansätze stammt aus der Zeit, in der es noch keine rechnergestützten Systeme gab. Auf den ersten Blick stellen diese Ansätze eine sehr einfache Methode dar und finden auch heute noch bei Blechumformoperationen wie z.B. Tiefziehen Verwendung. Sie lassen sich in Potenz- und Exponentialansätze (siehe Tabelle 2.6) unterteilen. Das Erstellen der Fließkurve über Verfestigungsansätze ist in jedem Fall nur eine Annäherung an die WSD. Die verschiedensten Ansätze weisen für unterschiedliche Stähle sowie für verschiedene Legierungen oberhalb der Gleichmaßdehnung große Unterschiede

auf, die einen allgemeingültigen Anwendungsbereich der einzelnen Methoden nicht ermöglichen. In der Literatur lassen sich viele Arbeiten finden, die sich mit dem Vergleich unterschiedlicher Ansätze beschäftigen z.B. [34], [98] und diese zum Teil auch kombinieren z.B. [11], [56]. Die Tabelle 2.6 fasst die Ansätze zusammen, die des öfteren untersucht worden sind.

Tabelle 2.6.: Verfestigungsansätze

Ansatz	Gleichung
Hollomon:	$\sigma = K \cdot \varepsilon^n$
Swift:	$\sigma = a \cdot (\varepsilon + b)^{c_1}$
Voce:	$\sigma = a + (b + c \cdot \varepsilon) (1 - \exp(-d \cdot \varepsilon))$

Der Ansatz nach Hollomon [45] stellt eine Vereinfachung der Methode nach Ludwik [69] dar, die kleine elastische Verformungen vernachlässigt. Werden diese elastischen Verformungen ebenfalls aus dem Ansatz von Ramberg-Osgood [82] gestrichen, so erhält man den Ansatz nach Hollomon. Die Methode nach Swift [97] geht auf die Ansätze nach Ludwik und Hollomon zurück.

Die Untersuchung der o.g. Verfestigungsansätze für normalfesten Schiffbaustahl wurde in der Bachelor-Arbeit von Herrnring [41] aufgegriffen und in der Projektarbeit von Kubiczek [56] für die Anwendung von Schalenelementen für das explizite FE-Programm LS-DYNA fortgeführt. Die Bestimmung der Parameter kann dabei mathematisch und oder iterativ mit Hilfe von rechnergestützten Verfahren erfolgen. Schiffbaustahl hat im Gegensatz zum Stahl aus der Automobilindustrie ein ausgesprochen ausgeprägtes Plateau im Bereich der Gleichmaßdehnung, welches das Festlegen der Zugfestigkeit ohne numerische Berechnungen schwierig macht.

Reibung

In FE-Simulationen wird in der Regel über den gesamten Berechnungszeitraum ein konstanter Beiwert nach dem Coulombschen Reibungsgesetz durch den bekannten Zusammenhang 2.35 angenommen:

$$F = \mu F_N \quad (2.35)$$

Diese Annahme ist physikalisch nicht korrekt, weil der Reibbeiwert sich alleine schon beim Übergang von Haft- zu Gleitreibung stark ändert. Fasst man die von Martens [70] in der Literatur für Schiffskollisionen gefundenen konstanten Reibbeiwerte zusammen, so liegt der Bereich zwischen 0,1 und 0,5. Die zitierten Quellen berufen sich dabei immer auf eine gute Übereinstimmung zwischen Kollisionsversuch und Simulation.

Die Abweichungen zwischen den unterschiedlichen Autoren lassen sich durch nachstehende Einflüsse erklären. Zum einen hängen sie von der Auswahl des FE-Programms sowie deren Einstellungen ab und zum anderen von physikalischen Größen, die von der Numerik nicht erfasst werden können. Einige dieser Faktoren fasst Tabelle 2.7 zusammen.

Tabelle 2.7.: Einflussfaktoren für unterschiedliche Reibbeiwerte

numerisch	physikalisch
Kontaktformulierung	Oberflächenbeschaffenheit
Elementtyp	tribologische Vorgänge
Elementgröße	Umformung durch z.B. Fräsen
Netztopologie	inhomogenes Materialverhalten
Bruchkriterium	veränderlicher Reibbeiwert
Fließkurven	veränderliche Querkontraktion
Modellvereinfachungen	Abweichen der Plattendicken

Darüber hinaus ist die Bestimmung von den o.g. physikalischen Eigenschaften für einen komplexen Vorgang wie einer Schiffskollision schlicht nicht möglich. Der Reibbeiwert dient somit nicht nur zur Beschreibung der tatsächlichen Reibung, sondern beinhaltet auch die Höhe des Residuums.

2.2.3. Bruchkriterien

Aus den Kollisionsversuchen der Vergangenheit aus Abschnitt 2.1 konnten mehrere Bruchkriterien hergeleitet und validiert werden. Dieser Abschnitt beschränkt sich auf Bruchkriterien, die im Zusammenhang mit Kollisionsanalysen oft in der Literatur vorzufinden sind. Ergänzt werden diese durch ein neues Kriterium aus der Automobilindustrie, dessen potentielle Anwendung für Kollisionsanalysen im Verlauf dieser Arbeit näher untersucht wird.

GL-Kriterium

Bei der Klassifikationsgesellschaft Germanischer Lloyd (GL) wurde ein Bruchkriterium hergeleitet, das nicht nur im heutigen Unternehmen DNV GL verwendet wird, sondern auch in der Wissenschaft z.B. Röhr et al. [87], Schöttelndreyer et al. [92] und Martens [70]. Das GL-Kriterium basiert nach Scharrer et al. [89] auf dem Schädigungsmodell nach Lemaitre. Es zeichnet sich durch seine einfache Anwendung aus, bei der lediglich der Bruch eintritt, wenn eine kritische Bruchdehnung ε_k in Form der ersten Hauptdehnung erreicht wird. Es wird somit der mehrachsige auf einen uniaxialen Dehnungszustand bezogen. Die kritische Bruchdehnung wird in Gleichmaß- und Einschnürdehnung unterteilt und durch Dickenmessungen und der Volumenkonstanz ermittelt. Exemplarisch wird in Abbildung 2.8 das Ergebnis einer solchen Dickenmessung am Beispiel eines Zugversuches dargestellt. Es werden die gemessenen lokalen Dehnungen über dem vertikalen Abstand zur Risskante aufgetragen. Aus den Messwerten lassen sich die Gleichmaßdehnung ε_g , die maximale Einschnürdehnung ε_m und die Einschnürlänge x_e bestimmen. Dabei stellt die horizontale Asymptote aus Abbildung 2.8 die Gleichmaßdehnung dar.

Der gemessene Abstand zur Risskante bezieht sich auf das gedehnte Material und kann durch die Annahme der Volumenkonstanz in den unverformten Zustand zurück

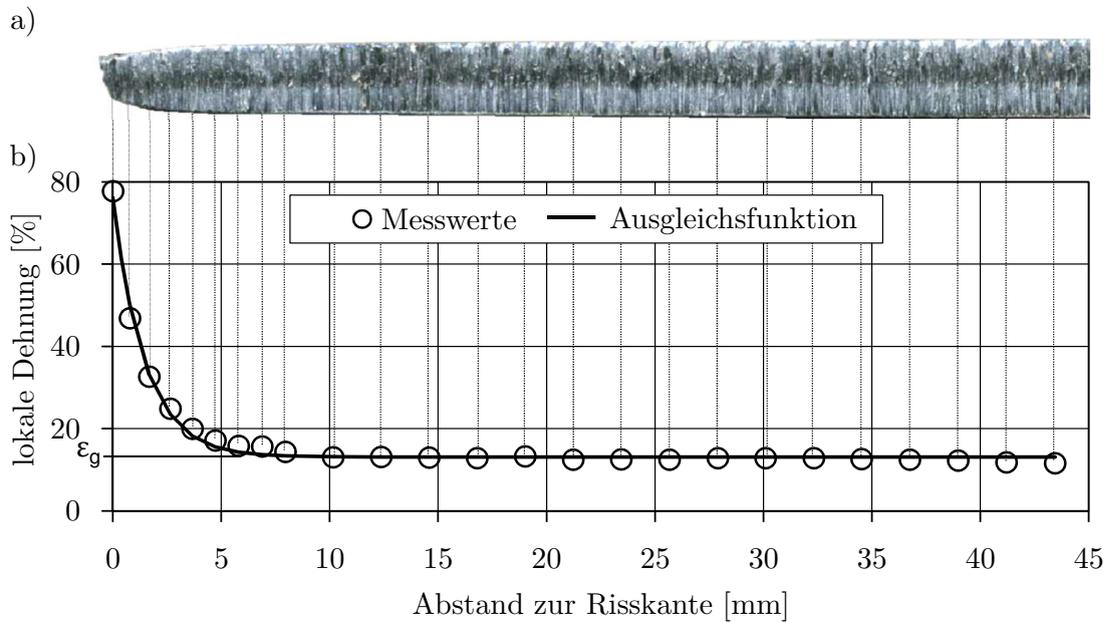


Abbildung 2.8.: Auswertung einer Zugprobe: a) gemessenes Probenstück; b) ermittelte lokale Dehnung zum Abstand der Risskante

gerechnet werden. Bei einer uniaxialen Belastung wie dem Zugversuch muss die plastische Dehnung senkrecht zur Risskante über die Dicken- und Breitenreduzierung berechnet werden. Für biaxiale Zugzustände wie die aus einer realen Schiffskollision kann aus der Dicken- auf die plastische Längenänderung geschlossen werden. Aus einer Vielzahl an Dickenmessungen realer havarierter Schiffsstrukturen und aus Großversuchen (Life-Cycle Design, Test 1 und 3) konnte über eine Regressionsanalyse die nachstehende Ausgleichsfunktion 2.36 ermittelt werden, die mit den oben diskutierten Werten auch für den Zugversuch gute Ergebnisse liefert (siehe Abbildung 2.8):

$$\varepsilon(x) = \varepsilon_g + \varepsilon_m \exp\left(-\frac{2x}{x_e}\right) \quad (2.36)$$

Werden die Parameter ε_g , ε_m für Gleichmaß- und Einschnürdehnung durch Dickenmessung an geschädigten Schiffsstrukturen und nicht an Laborversuchen durchgeführt, so können nach Scharrer et al. [89] die Einflüsse der Spannungsmehrachsigkeit, Kraftwirkungsrichtung, Dehngeschwindigkeit sowie von Kerbwirkungen pauschal mit berücksichtigt werden.

Die Längenänderung durch die Einschnürung Δl_e (oberhalb der Gleichmaßdehnung) kann durch die Integration des zweiten Terms aus Beziehung 2.36 nach Gleichung 2.37 ermittelt werden:

$$\Delta l_e = 2 \int_0^{\infty} \left(\varepsilon_m \exp\left(-\frac{2x}{x_e}\right) \right) dx = \varepsilon_m x_e \quad (2.37)$$

Die gesamte und kritische Längenänderung Δl_k aus Beziehung 2.38 ergibt sich aus der Längenänderung Δl_g infolge der Gleichmaßdehnung und der zuvor ermittelten

Längenänderung infolge der Einschnürung:

$$\Delta l_k = \Delta l_g + \Delta l_e = \varepsilon_g l + \varepsilon_m x_e \quad (2.38)$$

Bezogen auf ein Element mit der Kantenlänge l_e und der Plattenstärke t kann damit der Zusammenhang aus 2.39 für die kritische Bruchdehnung gefunden werden:

$$\varepsilon_k(t, l_e) = \varepsilon_g + \varepsilon_m \frac{x_e}{l_e} = \varepsilon_g + \alpha \frac{t}{l_e} \quad \text{mit} \quad \alpha = \varepsilon_m \frac{x_e}{t} \quad (2.39)$$

Das Schädigungsmodell nach Lemaitre [67] lässt sich durch Gleichung 2.40 wie folgt beschreiben:

$$f(\beta_{GL}) = \frac{2}{3}(1 + \nu) + \frac{1 - 2\nu}{3}\beta_{GL}^2 \quad (2.40)$$

Der Faktor zur Beschreibung der Spannungsmehrachsigkeit β_{GL} aus Beziehung 2.40 ergibt sich aus den Gleichungen für die hydrostatische Spannung σ_m nach 2.17 und der Vergleichsspannung σ_v nach 2.41 zu 2.42.

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3} \quad (2.41)$$

$$\beta_{GL} = \frac{3\sigma_m}{\sigma_v} \quad (2.42)$$

Um die oben gefundene Funktion zur Ermittlung der kritischen Bruchdehnung aus Gleichung 2.39 für unterschiedliche Belastungszustände anwenden zu können, müssen die Terme für die Gleichmaßdehnung und Einschnürdehnung durch die Funktion der Triaxialität aus 2.40 dividiert werden, siehe Gleichung 2.43:

$$\varepsilon_k(t, l_e) = \left(\varepsilon_g + \frac{\alpha \cdot t}{l_e} \right) / f(\beta_{GL}) \quad (2.43)$$

Für ausgewählte Belastungszustände lassen sich die nachfolgenden Terme in Tabelle 2.8 finden.

Tabelle 2.8.: Krit. Bruchdehnung für verschiedene Belastungszustände ($\nu = 0,3$)

$\varepsilon_k(t, l_e)$	β_{GL}	$f(\beta_{GL})$	Belastungszustand
$0,091 + 0,87 \frac{t}{l_e}$	0	0,87	reine Schubspannung
$0,079 + 0,76 \frac{t}{l_e}$	1	1,00	uniaxiale Zugspannung
$0,056 + 0,54 \frac{t}{l_e}$	2	1,40	biaxiale Zugspannung

Bei Schiffskollisionen wird generell nicht von einem Versagen unter Druckbelastung ausgegangen. Überwiegend liegt eine biaxiale Zugbelastung vor, so dass für die meisten Simulationen nur die kritische Bruchdehnung für diesen Belastungszustand

ermittelt und dem Programm vorgegeben werden muss. Anders als bei den nachstehenden Versagenskriterien, ist das GL-Kriterium in keinem kommerziellen Programm hinterlegt. Irrtümlicherweise wird das GL-Kriterium von vielen Anwendern aus diesen Gründen als ein Versagensmodell betrachtet, welches nicht den triaxialen Spannungszustand berücksichtigen kann.

In [114] wird ein Gültigkeitsbereich des GL-Kriteriums für Elementgrößen angegeben, bei dem der Quotient aus Elementlänge l_e zu Elementdicke t nicht kleiner als fünf für Schalenelemente ist. Generell ist dieses Bruchkriterium für große Schalenelemente entwickelt worden.

RTCL-Kriterium

In der Arbeit von Törnqvist [99] werden unterschiedliche Bruchkriterien von 1968 bis hin zu dem zuvor vorgestellte GL-Kriterium untersucht. Durch das Verbinden der Kriterien von Rice and Tracey (RT) und Cockcroft and Latham (CL) zum sog. RTCL-Kriterium konnte ein Bruchkriterium erstellt werden, welches den gesamten triaxialen Spannungsverlauf abdeckt. Unter der Triaxialität wird in der Regel das Verhältnis aus hydrostatischer Spannung (Gleichung 2.17) zur Vergleichsspannung (Gleichung 2.41) aus Beziehung 2.44 verstanden:

$$\eta = \frac{\sigma_m}{\sigma_v} \quad (2.44)$$

Im Gegensatz zum GL wird beim RTCL eine Schadensakkumulation berücksichtigt. Der Schadensindikator D_i ergibt sich aus der Gleichung 2.45

$$D_i = \frac{1}{\varepsilon_0} \int f(\eta)_{RTCL} d\varepsilon_v^p \quad (2.45)$$

und dem Zusammenhang 2.46

$$f(\eta)_{RTCL} = \begin{cases} 0 & \text{für } \eta \leq -\frac{1}{3} \\ 2 \frac{1 + \eta \sqrt{12 - 27(\eta)^2}}{3\eta + \sqrt{12 - 27(\eta)^2}} & \text{für } -\frac{1}{3} < \eta < \frac{1}{3} \\ \frac{1}{1,65} \exp(\eta) & \text{für } \eta \geq \frac{1}{3} \end{cases} \quad (2.46)$$

Für die einachsige Druckbelastung geht das RTCL-Kriterium von keinem Schaden aus (Triaxialität kleiner $-1/3$), welches für metallische Werkstoffe experimentell geprüft wurde. Der Anwendung geht nur die Bestimmung der uniaxialen Bruchdehnung ε_0 voraus. Die beiden Kriterien RT und CL werden bei der Triaxialität von $1/3$ aneinander gefügt. Dieses entspricht einem uniaxialen Spannungszustand, der bei Zugversuchen vorliegt. Mit diesem Hintergrund wird in [99] eine Kurve für verschieden große Schalenelemente (1-20 über die Breite) generiert. Diese wurde mit den vorgestellten Versuchen von Amdahl und Kavlie [6], Nagasawa und Masaaki

[72] sowie mit den von Nakamura und Kuroiwa [73] validiert. Neben den bereits vorgestellten Versuchen wurden zur Validierung noch zwei weitere Grundberührungsversuche verwendet.

Das RTCL-Kriterium wurde zur Findung bzw. Auslegung der vier Modellkörper im CrashCoaster Projekt verwendet.

Zur Ermittlung der uniaxialen Bruchdehnung hat Alsos et al. [2] die Beziehung 2.47 aufgestellt:

$$\varepsilon_0 = n + (\varepsilon_n - n) \frac{t}{l_e} \quad (2.47)$$

ε_n beschreibt für $l_e = t$ die kritische Dehnung und kann über eine entsprechende Simulation einer Flachzugprobe bestimmt werden. Der Parameter n stellt dabei den Verfestigungsexponent des oben vorgestellten Ansatzes (aus Abschnitt 2.2.2) nach Hollomon dar. Mit diesen beiden Parametern lässt sich somit die kritische Dehnung auf größere Elementkantenlängen einer Stahlplatte übertragen.

Das RTCL-Kriterium liefert für Elementgrößen bis 5 x Plattendicke gute Ergebnisse und lässt sich anders als die meisten Bruchkriterien auch für Volumenelemente anwenden.

BWH-Kriterium

Um den Einfluss der Elementgröße zu minimieren, führte Alsos et al. in [3] das Bressan Williams Bruchkriterium (für pos. β) und das Hill Bruchkriterium (für neg. β) zum spannungsbasierten Instabilitätskriterium Bressan Williams Hill (BWH) zusammen und stellt es mittels der oben präsentierten Versuche in [1], [2] dem RTCL-Kriterium gegenüber. Das BWH hängt nur von der Gleichmaßdehnung ab, welche unabhängig von der Elementgröße ist. Das Maß an biaxialer Dehnung wird hier durch das Verhältnis der Dehnungsgeschwindigkeit der Hauptdehnungen im ebenen Dehnungs- bzw. Verzerrungszustand durch $\beta = \dot{\varepsilon}_2/\dot{\varepsilon}_1$ berücksichtigt. Somit kann auch dieses Bruchkriterium wie das RTCL-Kriterium die Spannungsmehrachsigkeit darstellen, welche durch Gleichung 2.48 veranschaulicht werden kann.

$$T = \frac{1}{\sqrt{3}} \frac{\beta + 1}{\sqrt{\beta^2 + \beta + 1}} \quad (2.48)$$

Das BWH-Kriterium spannt die materialspezifische Kurve im Grenzformänderungsdiagramm analytisch auf und lässt sich spannungsbasiert nach Beziehung 2.49 darstellen.

$$\sigma_1 = \begin{cases} \frac{2K}{\sqrt{3}} \frac{1 + 0,5\beta}{\sqrt{\beta^2 + \beta + 1}} \left(\frac{2}{\sqrt{3}} \frac{\varepsilon_g}{(1 + \beta)} \sqrt{\beta^2 + \beta + 1} \right)^n, & \text{wenn } \beta \leq 0 \\ \frac{2K}{\sqrt{3}} \frac{(2\varepsilon_g/\sqrt{3})^n}{\sqrt{1 + (\beta/(2 + \beta))^2}}, & \beta > 0 \end{cases} \quad (2.49)$$

Beim Erreichen dieser Grenzkurve greift das Bruchkriterium. Dabei ist ε_g die Gleichmaßdehnung. Für kleine Elementgrößen kann nach [3] für ε_g ebenfalls der ermittelte Exponent des Verfestigungsansatzes n nach Hollomon genommen werden.

Auch K ist ein materialspezifischer Parameter aus dem Verfestigungsansatzes nach Hollomon aus Abschnitt 2.2.2.

Es konnte festgestellt werden, dass bei der Verwendung von größeren Elementen in [1] auch für das BWH-Kriterium eine Elementgrößenabhängigkeit eingeführt werden muss, die die zuvor diskutierten Vorteile eliminiert. Für Elementkantenlängen gegen Unendlich halbiert sich demnach die kritische Bruchdehnung. Somit sind möglichst kleine Elementlängen zu verwenden um die Dehnungskonzentrationen abbilden zu können. Insgesamt kann festgestellt werden, dass beide Kriterien RTCL und BWH ähnlich gute Ergebnisse, jedoch für große Elementgrößen keine guten Ergebnisse liefern.

Das BWH-Kriterium wird in Hogström et al. [43] durch sechs Nakajima-Tests nach DIN EN ISO 12004-2 [21] überprüft. Die sechs Probengeometrien wurden aus normalfestem Schiffbaustahl gefertigt und sind in der Abbildung 2.9a) dargestellt. Mit Hilfe der Messwerte kann eine gemittelte Kurve in das Grenzformänderungsdiagramm in Abbildung 2.9b) eingetragen werden. Wird der Kurve der Grenzwert für den uniaxialen Dehnungszustand entnommen, so lässt sich $\varepsilon_g = 0,27$ ablesen. Der Exponent des Verfestigungsansatzes ließ sich aus Zugversuchen ermitteln und ergab $n = 0,22$. Beim Vergleich der beiden ermittelten Werte kann festgestellt werden, dass die von Alsos et al. [3] präsentierten Werte die Grenzwertkurve leicht unterschätzen.

Beim Nachrechnen der Nakajima-Tests ließ sich feststellen, dass die numerisch ermittelten Werte leicht oberhalb der Werte aus Abbildung 2.9b) liegen. Dieses wurde auf das anisotrope Material im Versuch zurückgeführt, welches in der Simulation als isotropes Material ohne Einflüsse der Walzrichtung berücksichtigt wurde.

Trotz der oben festgestellten Abweichung wurden die Versuche von Karlsson et al. [47] in Hogström et al. [44] mit $\varepsilon_g = n$ nachgerechnet. Mit dieser Parameterwahl werden die Versuchsergebnisse in [44] überschätzt.

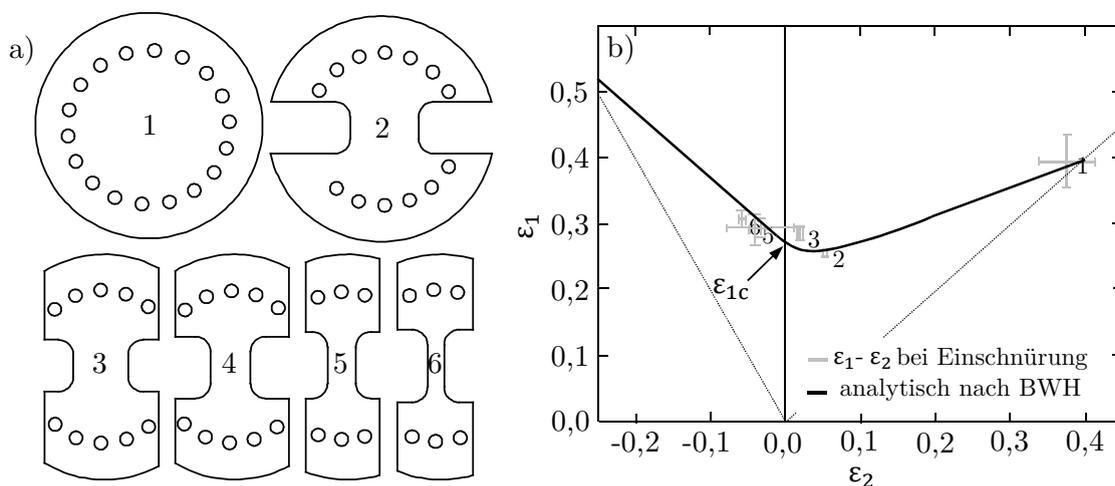


Abbildung 2.9.: Versuche aus Hogström et al. [43]: a) Geometrien; b) Ergebnisse mit ermittelter Kurve

GISSMO-Kriterium

Für den automobilen Entwicklungsprozess wurde in den letzten Jahren nach Neukamm et al. [74] von der Daimler AG ein neues inkrementelles Versagensmodell mit der Bezeichnung GISSMO (Generalized Incremental Stress State dependent damage MOdel) entwickelt, welches neben der Spannungsmehrachsigkeit auch eine Beschreibung der Materialinstabilität berücksichtigt, wie z.B. das Einschnüren einer Zugprobe oberhalb der Zugfestigkeit. Das GISSMO-Kriterium akkumuliert unabhängig voneinander die Materialinstabilität durch den Parameter F_0 und die Schädigung durch den Parameter D .

$$\sum \Delta F = \frac{k}{\varepsilon_{v,loc}} F_0^{(1-1/k)} \Delta \varepsilon_v \leq 1 \quad (2.50)$$

Über den Schadensakkumulationsparameter k kann zwischen einer linearen und einer nicht linearen Akkumulation unterschieden werden. Die spannungszustandsabhängige Gleichmaßdehnung $\varepsilon_{v,loc}$ muss über eine zuvor ermittelte Kurve abhängig von der Triaxialität vorgegeben werden und dient als Wichtungsfunktion. $\Delta \varepsilon_v$ ist dabei das Inkrement der plastischen Vergleichsdehnung. Erreicht der Ausdruck 2.50 seinen Grenzwert Eins, wird die aktuell vorliegende Schädigung D an das Konzept der effektiven Spannung nach Lemaitre [66] aus Beziehung 2.51 übergeben.

$$\sigma^* = \sigma (1 - D) \quad (2.51)$$

Damit die Spannungsreduzierung nur oberhalb der Gleichmaßdehnung auftritt, wird der Ausdruck 2.51 wie folgt ergänzt:

$$\sigma^* = \sigma \left(1 - \frac{D - \varepsilon_{v,loc}}{1 - \varepsilon_{v,loc}} \right)^{fadexp} \quad \text{für} \quad D \geq \varepsilon_{v,loc} \quad (2.52)$$

Der Parameter $fadexp$ ist ein elementgrößenabhängiger Reduktionsexponent, der die Höhe der dissipierten Energie eines Elementes bei seiner Eliminierung direkt steuert. Die Spannungsreduktion aus Beziehung 2.52 hängt somit von dem Spannungszustand und der Elementgröße ab.

Der Belastungspfad eines jeden Elementes wird durch den Ausdruck 2.53 begrenzt. Erreicht dieser letztendlich seinen Grenzwert Eins, so wird das Element gelöscht.

$$\sum \Delta D = \frac{k}{\varepsilon_f \ lcregd} D^{(1-1/k)} \Delta \varepsilon_v \leq 1 \quad (2.53)$$

Die spannungszustandsabhängige Bruchdehnung ε_f muss analog zur spannungszustandsabhängigen Gleichmaßdehnung $\varepsilon_{v,loc}$ ermittelt und in Abhängigkeit der Triaxialität über eine ermittelte Kurve vorgegeben werden. Der Parameter $lcregd$ ist eine elementgrößenabhängige Skalierung der Bruchdehnung.

Die Funktionalität der Materialinstabilität infolge der Spannungsreduktion kann durch die Simulation eines Zugversuches mit der Querschnittfläche von $A_0 = 20 \times 4 \text{ mm}^2$ mit unterschiedlichen Elementkantenlängen L_e in Abbildung 2.10 verdeutlicht werden.

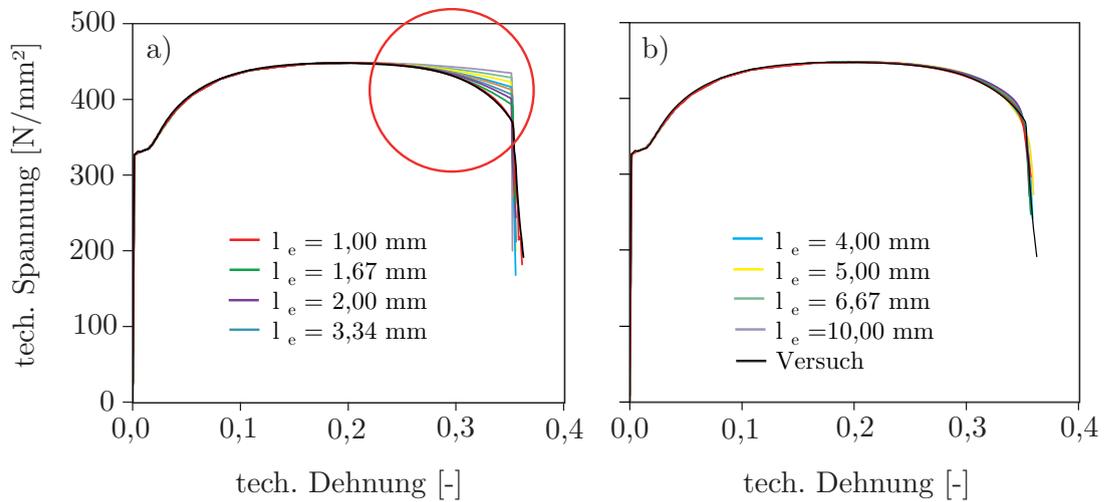


Abbildung 2.10.: Funktionalität am Beispiel eines Zugversuches: a) ohne GISSMO-Kriterium; b) mit GISSMO-Kriterium

Abbildung 2.10a) zeigt eine herkömmliche Berechnung eines Zugversuches ohne die Verwendung vom GISSMO-Kriterium und Abbildung 2.10b) mit GISSMO-Kriterium. Es lässt sich auch bei einer sehr groben Vernetzung (zwei Elemente über die Probenbreite) mit einfachintegrierten Schalelementen die Spannungsreduzierung oberhalb der Gleichmaßdehnung darstellen.

3. Kollisionsversuche

Die Basis von aussagefähigen Kollisionsanalysen bilden auch heutzutage noch Kollisionsversuche. Sie ermöglichen das Untersuchen verschiedener Simulationsmethoden und den Einfluss von Netztopologien mit unterschiedlichen Elementgrößen auf die Rechenergebnisse. Die Weiterentwicklung der im Abschnitt 2.2.3 diskutierten Bruchkriterien setzen ein immer intensiveres und aufwendigeres Untersuchen der in den Kollisionsversuchen verwendeten Materialien voraus.

3.1. Konzept

Für diese Arbeit ist ein Versuchskonzept erstellt worden, das nicht nur die Verformung der Bug- oder die Seitenhüllenstruktur separat untersucht, sondern darüber hinaus das interaktive Verhalten beider Strukturen. Hierzu wird das in der Vergangenheit etablierte und konservative Kollisionsszenario mit einem Winkel von 90° angenommen, welcher auch in annähernder Art des Öfteren in der Realität zu beobachten ist. Als Beispiele seien hierfür nur ein paar in den letzten Jahren vorgefallene Unfälle in Tabelle 3.1 gegeben.

Tabelle 3.1.: Unfälle der letzten Jahre in der Nordsee

Datum	Schiffe		Ort
	rammendes	gerammtes	
12.10.2010	JORK RANGER	MINDORO	Niederlande
05.12.2012	CORVUS J	BALTIC ACE	Niederlande
31.01.2013	LISA SCHULTE	CORAL ACE	Deutschland
08.05.2013	CONMAR AVENUE	MAERSK KALMER	Deutschland

Um die Wirkung konstruktiver Änderungen am Bugwulst sowie der Seitenhülle experimentell belegen zu können, wurde ein Vorgehen gewählt, bei dem der zu untersuchende Gegenstand variierte. So konnte das Verformungsverhalten einer konventionellen und einer sich im vorderen Bereich abflachenden Bugwulststruktur in zwei Vorversuchen (VV) studiert und direkt miteinander verglichen werden. In diesen Versuchen wurden die Bugwulststrukturen gegen eine starre Platte (starre Schiffseitenwand) gedrückt.

Bei den vier Experimenten mit verformbaren Schiffseitenwänden wurde im ersten Kollisionsversuch (KV) ausschließlich das Verformungsverhalten der konventionellen Seitenhülle untersucht, bei der die Bugwulststruktur als starr angenommen werden kann. Ausgehend von diesem Versuch konnte im zweiten KV der Einfluss des sich abflachenden Bugwulstes gegen eine konventionellen Seitenhülle, und im dritten KV

die Wirkung einer mit Füllstoff gefüllten Seitenhülle gegen einen starren Bugwulst analysiert werden.

Im vierten und letzten KV des Vorhabens wurde die Interaktion vom sich abflachenden Bugwulst und die sich ergebene Wirkung des eingebrachten Füllstoffes untersucht. Eine Übersicht der systematischen Vorgehensweise gibt Tabelle 3.2, in der der zu untersuchende Gegenstand grau bzw. punktiert hinterlegt ist. Das Verformungsverhalten der Bugwulststrukturen aus VV 1 und VV 2 sowie KV 2 ist Gegenstand der Arbeit von Martens [70]. Strukturmechanische Details zu diesen Versuchen werden in der vorliegenden Arbeit nicht weiter beschrieben.

Tabelle 3.2.: Übersicht der Versuche aus dem Vorhaben ELKOS

		Rammendes Schiff	
		konventioneller Bugwulst	kollisionsfreundlicher Bugwulst
Gerammtes Schiff	starrer Gegner bzw. Seitenhülle	VV 1 (2010)	VV 2 (2010)
	konventionelle Konstruktion der Seitenhülle	KV 1 (2011)	KV 2 (2012)
	kollisionssicherere Konstruktion der Seitenhülle	KV 3 (2012)	KV 4 (2013)

Gegenstand der Untersuchung:  Bugwulst (starre Seitenhülle)  Seitenhülle (starrer Bugwulst)  Bugwulst u. Seitenhülle (abflachender Bugwulst)

3.2. Aufbau

Für die durchzuführenden KV ist in den letzten Jahren an der TUHH eine Anlage entstanden, die maximale Kollisionskräfte von 4.000 kN aufbringen kann. Das Konzept der Versuchsanlage aus Abbildung 3.1 sowie die Konstruktion der 10 m langen Traverse zur vertikalen Führung der Bugwulstmodelle wurde aus einem vorangegangenen und frühzeitig beendeten Forschungsvorhaben [32] übernommen. Im Rahmen des Forschungsvorhabens ELKOS sind die noch fehlenden Widerlager berechnet und konstruiert worden, die die Seitenhüllenmodelle auf Höhe der neutralen Faser vertikal über vier Druckmessdosen und horizontal über jeweils vier Zugstangen lagern. Die beiden Widerlager sowie die Traverse aus Abbildung 3.1 sind von dem Projektpartner Flensburger Schiffbau-Gesellschaft gefertigt worden.

Die vier Hydraulikzylinder sowie die Hinterkanten der beiden Widerlager sind über Schraubverbindungen mit den Unterkanten der beiden zum Institut gehörenden 17 m langen und 2 m hohen Grundträger verbunden. Die Hydraulikzylinder ermöglichen einen maximalen Verfahrweg von 400 mm. Durch geeignete Zwischenstücke zwischen

Traverse und Bugwulst konnte in 4-6 Hübren der gesamte Kollisionsweg realisiert werden. Die Versuche wurden weggesteuert mit einer Kollisionsgeschwindigkeiten von 0,5 mm/s (für die VV) bzw. 0,2 mm/s (für die KV) durchgeführt. Damit ist eine quasi-statische Betrachtung zulässig, die durch vereinfachte geometrische Modelle nach Yamada et al. [113] und Schöttelndreyer et al. [93] sowie durch die erzielten Versuchsergebnisse gerechtfertigt ist. Nach dem Umbau der Anlage mit entsprechenden Zwischenstücken erreicht die gemessene Kraft-Verformungskurve bei der Wiederbelastung ihren alten Pfad ohne signifikante Abweichungen.

Zwischen den beiden Widerlagern liegen 30 mm dicke Platten auf der oberen Gurtung der Grundträger, um ein horizontales Verschieben der Lager während der Versuche zu vermeiden. Die Abstandsplatten sowie die Vorderkanten der beiden Widerlager sind über ein Schraub- bzw. Klemmsystem auf der oberen Gurtung fixiert worden.

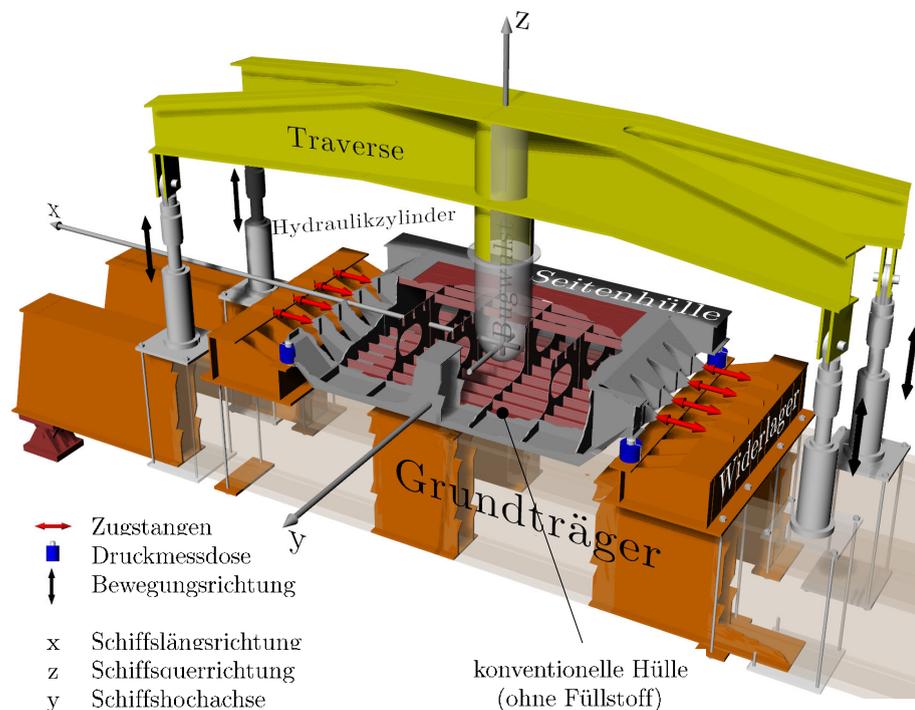


Abbildung 3.1.: Versuchsaufbau für die vier Kollisionsversuche

Der Versuchsaufbau ist symmetrisch um die y-z- sowie um die x-z-Ebene, um eine gleichmäßige Belastung der Anlage zu gewährleisten. Da bei dem hier vorgestellten Versuchsprogramm der Fokus nicht nur auf einem der beiden Kollisionspartner liegt, wurde hier das Koordinatensystem aus Abbildung 3.1 so gewählt, dass es weder zum rammenden noch zum gerammten Kollisionspartner gehört. Sein Ursprung liegt im Schnittpunkt der Symmetrieebenen auf Höhe der neutralen Faser der Seitenhülle.

3.3. Modellkörper

Die bei den vier KV verwendete konventionelle Struktur der Schiffsseitenwand wurde von dem Referenzschiff ConRo 220 der Flensburger Schiffbau-Gesellschaft im

Bereich des parallelen Mittelschiffs abgeleitet. Die Skalierung der Schiffsseitenwand aus Tabelle 3.3 liegt zwischen 0,31 bis 0,50, wenn von den Längsspanten abgesehen wird.

Tabelle 3.3.: Vergleich von Modellabmessungen und Referenzschiff

Bauteil	Modellkörper	ConRo 220	Maßstab
Außenhaut	4 mm	13 mm	0,31
Rahmen	5 mm	10 mm	0,50
Spanten	HP 140x7	HP 260x10	0,54/0,70
Breite der Hülle	900 mm	2.700 mm	0,33
Rahmenspantabstand	800 mm	2.400 mm	0,33
Spantabstand	280 mm	800 mm	0,35

Der zu untersuchende und um alle drei Ebenen symmetrische Modellkörper aus Abbildung 3.2 wird seitlich von einer Rahmen- und einer Anschlusskonstruktion der Dicke von 20 mm und der Güte A36 eingespannt, die den Einspanngrad von Deck und Doppelboden sowie der Leerraumzellenbegrenzung wiedergeben. Die Hauptabmessungen betragen 5.788 mm der Länge, 3.490 mm der Breite und 900 mm der Höhe nach. Der Modellkörper besitzt einen Spantabstand von 280 mm und einen Rahmenspantabstand von 800 mm, welches einer Skalierung von 1:3 entspricht. Die vier Rahmen besitzen jeweils zwei Mannlöcher 600/400.

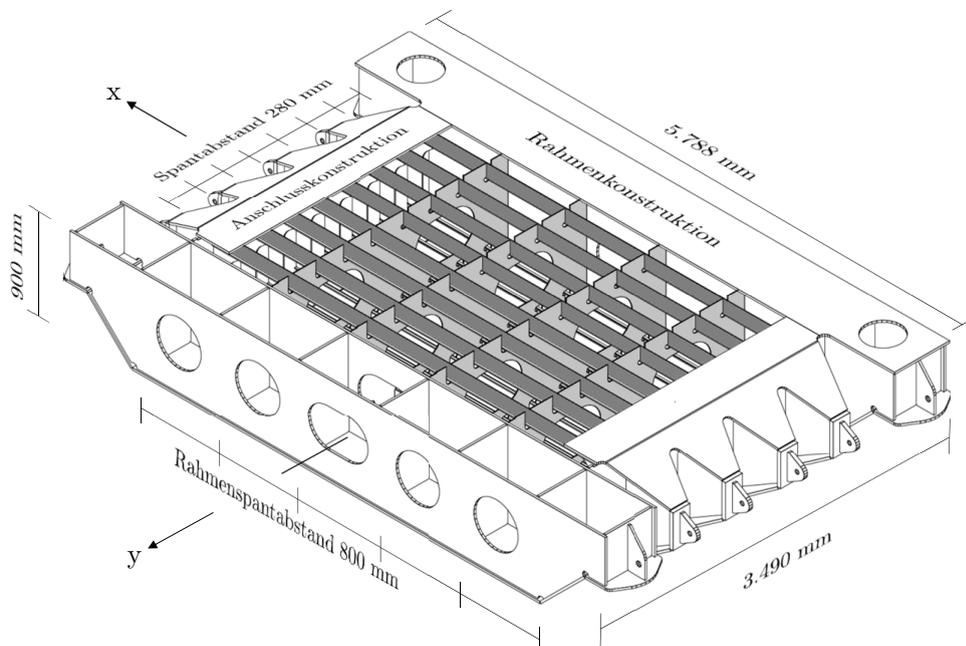


Abbildung 3.2.: Modellkörper der Seitenhülle

Bis auf kleine Änderungen wie das Ergänzen unterschiedlicher Riegelbleche an den Spantdurchführungen, sind für alle vier Versuche baugleiche Seitenhüllenmodelle verwendet worden.

Ausgehend von dem Modellkörper der Vorversuche aus [70] wurden in Schötteln-

dreyer et al. [93] verschiedene zylindrische und elliptische Bugwulstgeometrien numerisch untersucht. Es konnte festgestellt werden, dass kleine parametrische Änderungen in der Geometrie einen signifikanten Einfluss auf die Verformung von Bugwulst und Seitenhülle haben. Um die gewünschte und steuerbare Bugwulstverformung für KV 2 und KV 4 erzielen zu können, wurde die rotationssymmetrische und bugwulstähnliche Geometrie aus den Vorversuchen übernommen. Wie aus der Abbildung 3.3 zu erkennen ist, ermöglicht der Bugwulst den Austausch der Bugspitze sowie eine Verlängerung über Flanschverbindungen. Der im Folgenden für KV 1 und KV 3 als starr anzunehmende Bugwulst besteht im vorderen Bereich aus einem gedrehten Formteil, welches im hinteren Teil mit einem 30 mm dicken Rohr verschweißt worden ist. Die Außenhautdicke steigt bis auf 150 mm im vorderen Bereich des Bugwulstes an. Sein Durchmesser im hinteren zylindrischen Bereich beträgt 813 mm und er besitzt in der präsentierten Konfiguration eine konstante Länge von 1.700 mm.

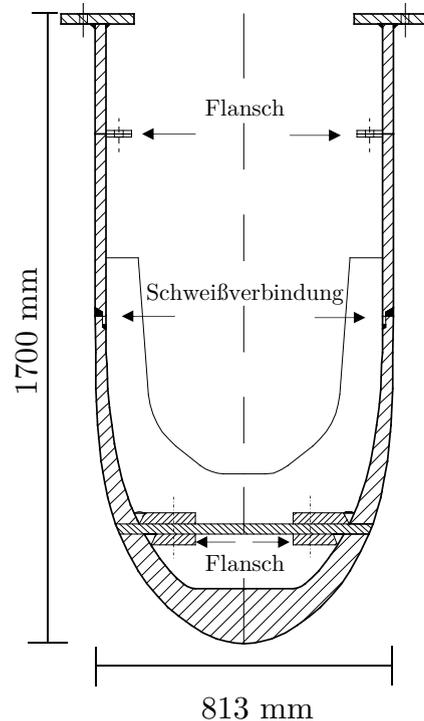


Abbildung 3.3.: Bugwulstmodell

3.4. Füllstoff

Die Modellkörper von KV 3 und KV 4 wurden mit einem Leichtgewichtsfüllstoff aus multizellularen Glashohlkugeln verfüllt (Füllstoffbezeichnung: Omega C-XL). Die Verfüllung der Modellkörper erfolgte auf dem Gelände der Flensburger Schiffbau-Gesellschaft. Nach Einbringen einer Teilmenge wurde der Füllstoff mit einem *Betonrüttler* verdichtet, wie er aus der Baubranche bekannt ist. Nach Abschluss der Verfüllung wurde der Modellkörper mehrfach gedreht und ruckartig aus kleiner Höhe auf den Boden der Fertigungshalle gestoßen. Mit diesen Maßnahmen konnte sichergestellt werden, dass der Hohlraum im Modellbereich vollständig durch den eingebrachten Füllstoff ausgefüllt wurde. Bei der Auswahl des Füllstoffes wurde eine Prioritätenliste der mechanischen Verhaltenseigenschaften erarbeitet, die die folgenden Punkte beinhaltet:

- Toxizität
- Brand-, Explosions- und Gesundheitsschutz
- Pump- bzw. Förderfähigkeit
- Hydrophobie
- Gewicht

Im Fall einer Schiffskollision ist in der Regel mit großen Umweltschäden zu rechnen. Um diese durch das Einbringen von Füllstoffen nicht weiter zu steigern, wurde der Punkt Toxizität an erste Stelle gesetzt.

Füllstoffe in Schiffseitenwänden sind als Baumaterial zu betrachten, nicht als Ladungsgut. In den Regelwerken der Klassifikationsgesellschaften können keine Eintragungen für evtl. Füllstoffe gefunden werden. Um dennoch die Füllstoffe mit einem Regelwerk überprüfen zu können, wird das Regelwerk IMDG-Code der IMO [46] verwendet.

In der Vergangenheit sind weltweit viele Tankschiffe spurlos verschwunden. Spätere Untersuchungen haben ergeben, dass es auf See zur Gasbildung in den Laderäumen gekommen ist und sich bei dem geladenen Rohöl ein Luft-Petro-Gasgemisch gebildet hat, das im kritischen Mischungsbereich beim kleinsten Funken explodieren kann. Erst mit der Einführung von Inertgasanlagen konnten diese Vorfälle vermieden werden. Um die Gefahr der Installation gefährlicher Anlagen zu vermeiden, kommen nur Füllstoffe in die engere Auswahl, die ausreichend Brand-, Explosions- und Gesundheitsschutz bieten, d.h. inert sind.

Alle in der Vergangenheit untersuchten Füllstoffe (s.o.) weisen einen großen Nachteil auf, weil sie bei anstehenden Inspektionen wie z.B. Verlängerung der Klasse nicht einfach entnommen und wieder verfüllt werden können. Um diesen Prozess zu vereinfachen, wurde der Fokus auf ein pump- bzw. förderfähiges Material gelegt.

Die letzten beiden Punkte der Prioritätenliste stehen in enger Verbindung miteinander. Um zum einen keinen Korrosionsherd in der Stahlkonstruktion zu generieren und um zum anderen kein veränderliches Gewicht in den Schiffsleerräumen zu haben, dürfen die Füllstoffe nur wenig Feuchtigkeit aus der Umgebung aufnehmen (hydrolysebeständig). Um die benötigte Verdrängung zur Kompensierung des zusätzlichen Gewichtes zu minimieren, darf die Betrachtung des Gewichtes nicht vernachlässigt werden. Ein zusätzlich auftretender Nutzen von Materialien, die hydrophob und leichter als Wasser sind, ist ihre Fähigkeit im Fall einer Flutung zusätzlichen Auftrieb zu generieren, sofern sie nicht ausgespült werden.

Das schematische Vorgehen bei der Auswahl von Füllstoffen organischer und anorganischer Materialien ist in [31] öffentlich verfügbar.

Die ausgewählten multizellularen Glashohlkugeln mit der Bezeichnung OMEGA-BUBBLES C-XL besitzen laut Hersteller OMEGA MINERALS Germany GmbH die folgenden aufgelisteten Materialeigenschaften:

- unbrennbar
- temperaturbeständig bis ca. 900°C
- niedrige Wärmeleitfähigkeit
- hydrophob
- ausgezeichnete Schallabsorption
- geringe elektrische Leitfähigkeit
- raue Texturierung für sehr gute Adhäsion

- umweltfreundliches Herstellungsverfahren
- 100% recyclebar

Die multizellularen Glashohlkugeln aus Abbildung 3.4 sind aus Spezialglas hergestellt und besitzen eine Korngröße von 2-8 mm, eine Schüttdichte von 190-250 kg/m³ und eine Korndichte von 380-480 kg/m³.



Abbildung 3.4.: Füllstoff OMEGA-BUBBLES C-XL und eine 1 Cent Münze zum Größenvergleich

3.5. Versuchsergebnisse

Die in diesem Abschnitt präsentierten Messergebnisse beziehen sich ausschließlich auf die Werte von Kollisionskraft und Weg, welche mit einer Abtastrate von 2 Hz erfasst wurden. Die Kollisionskraft wird hierfür über die Druckmessdosen zwischen Widerlager und Seitenhülle und der Weg mit einem Seillängengeber zwischen der Oberkante des Bugwulstes und einem ortsfesten Bezugspunkt gemessen.

Ohne detailliert auf das Verformungsverhalten der Strukturen eingehen zu wollen, werden die wesentlichen und charakteristischen Merkmale in Abbildung 3.5 mit den Nummern 1 bis 5 versehen. Der Anriss in den Außenhaut des jeweiligen Versuches wird bei (1) registriert. Es folgt das Versagen der Längsspannten (2). Bei (3) steht der Bugwulst in Kontakt mit den Längsspannten der Innenhülle, was natürlich bei der gefüllten und unzugänglichen Struktur aus KV 3 nicht beobachtet werden kann. Die jeweiligen Anrisse der Innenhülle treten bei (4) auf. Auch das Versagen der Innenhüllenspannten (5) kann aus den zuvor angegebenen Gründen bei KV 3 nicht optisch beobachtet werden. Insgesamt lässt sich ein signifikanter Anstieg der Kollisionskraft von 47% beim Durchdringen der Innenhülle beobachten.

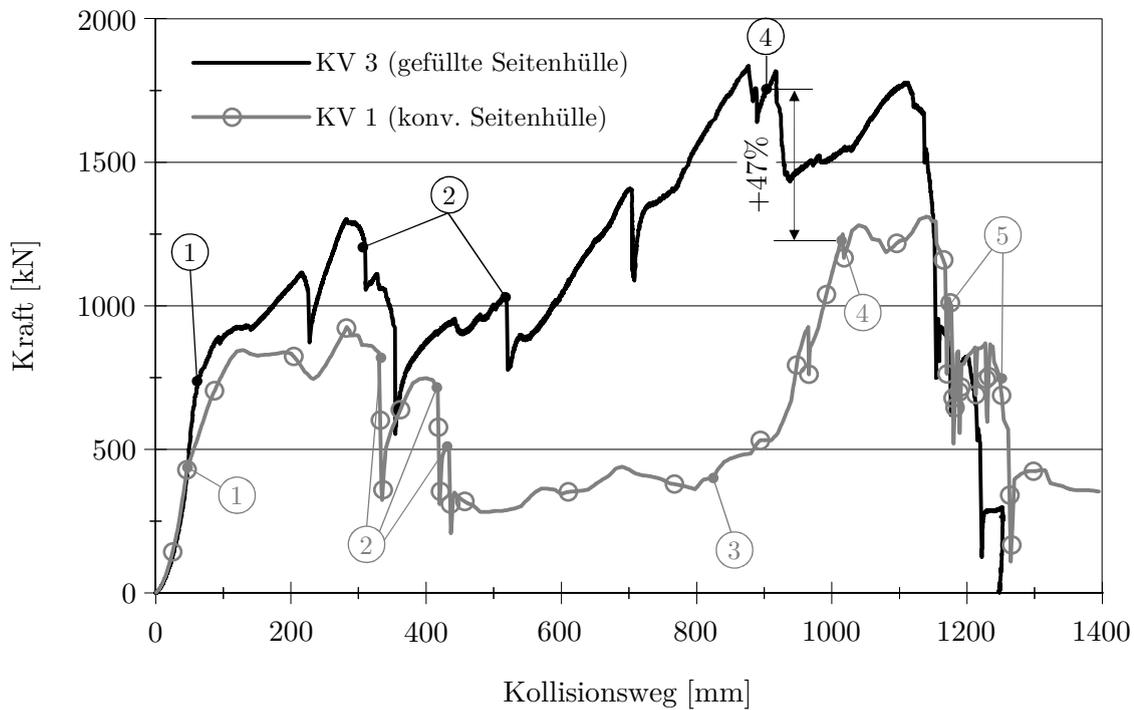


Abbildung 3.5.: Gemessene Kraft-Verformungskurve für KV 1 und KV 3

Die Integration der Kraft-Verformungskurven aus Abbildung 3.5 ergeben die von der Seitenhülle dissipierte Energie. Werden diese bis zum Anriss der Innenhülle verglichen, so lässt sich eine Steigerung an absorbierten Energie von 71% durch die Füllstoffe verzeichnen.

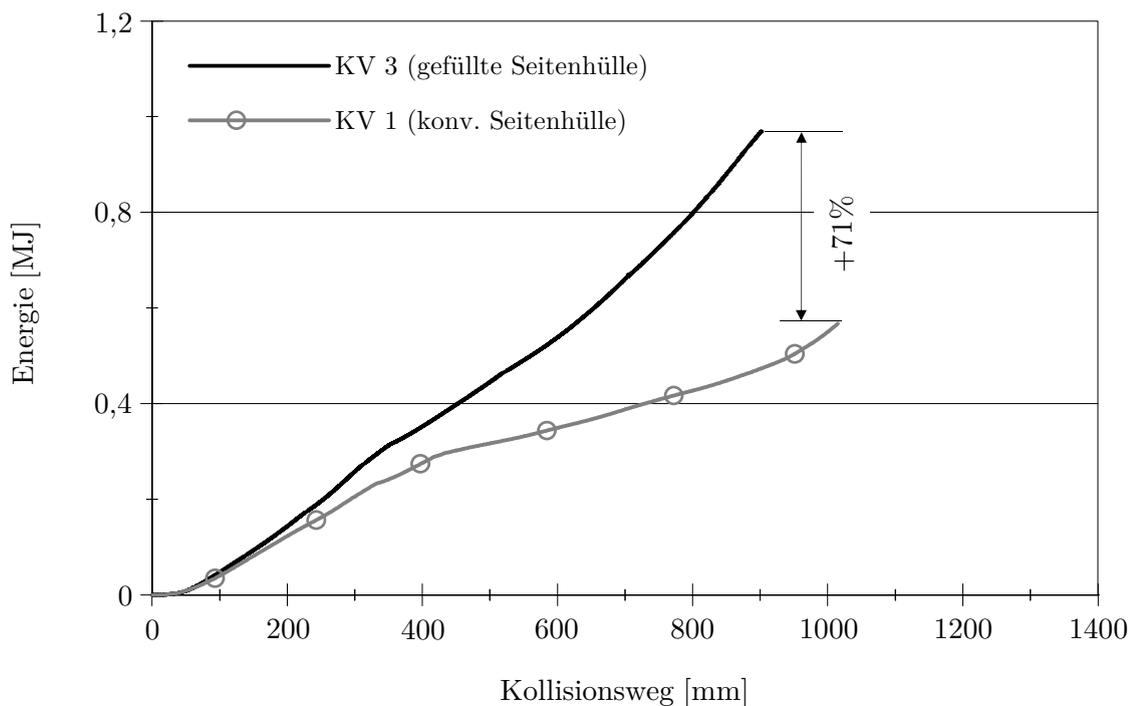


Abbildung 3.6.: Gemessene Energie für KV 1 und KV 3 bis zum Innenhüllen-anriss

Diese signifikante Erhöhung der Energieaufnahmefähigkeit wird durch zwei Effekte verursacht:

- Als Primäreffekt erfolgt die zusätzliche Energieaufnahme durch Kompression und Zerstörung des Füllstoffes.
- Als Sekundäreffekt wird über den Füllstoff eine großflächige Lastverteilung bzw. Lastableitung in die umgebende Stahlstruktur mit einhergehender Energiedissipation erreicht.

Wird die Durchbiegung der Innenhüllen unter dem Kollisionsbereich gemessen und miteinander in Abbildung 3.7 verglichen, so lässt sich der Sekundäreffekt gut erkennen.

Bereits vor dem Aufreißen der Außenhaut der gefüllten Seitenstruktur fängt der Füllstoff langsam an die Last auf die Innenhüllenstruktur zu übertragen. Bei zunehmender Eindringtiefe erhöht sich dieser Effekt signifikant und die Kurve steigt ab einem Kollisionsweg von 540 mm exponentiell an. Die gefüllte Seitenhülle bewirkt eine Durchbiegung von 20 mm bereits nach 672 mm. In KV 1 geschieht dieses erst nach 923 mm. Zu diesem Zeitpunkt besteht bereits Kontakt zwischen Bugwulst und Innenhülle und die Durchbiegung steigt linear. Um Schäden an den Messensoren zu vermeiden, wurden diese vor dem Versagen der Innenhülle entfernt. Die gefüllte Seitenhülle aus KV 3 erreicht die maximal gemessene Durchbiegung von ca. 70 mm bereits 108 mm früher als der konventionelle Modellkörper aus KV 1.

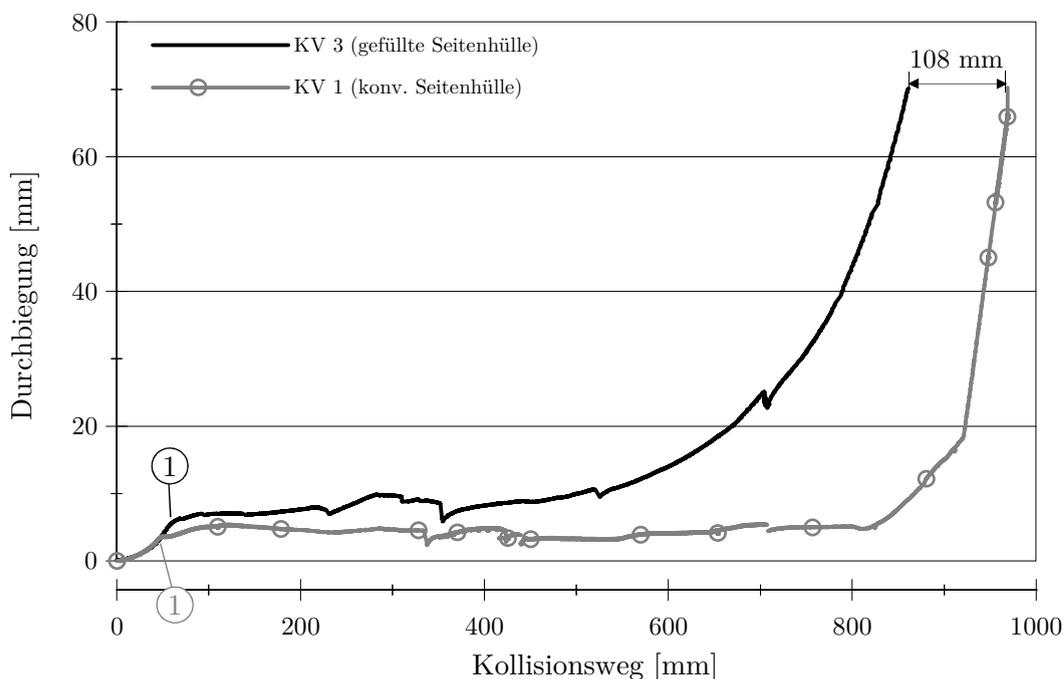


Abbildung 3.7.: Gemessene Durchbiegung der Innenhüllen für KV 1 und KV 3

Für die Bewertung der vier Kollisionsversuche bietet sich allerdings der Zeitpunkt an, bei dem die Innenhülle aufreißt. In der Arbeit von Martens [70] wurden bereits

die Effekte der beiden verformbaren Bugwülste präsentiert. Für die Auswertung wurden KV 1 mit KV 2 sowie KV 3 mit KV 4 miteinander verglichen.

In Analogie wird hier dieser Vergleich ebenfalls für die Wirkung des Füllstoffes durchgeführt. Hierzu muss die Energiedifferenz aus KV 1 und KV 3 aus Beziehung 3.1 (Versuche mit starrem Bugwulst) sowie aus KV 2 und KV 4 aus Gleichung 3.2 (Versuche mit verformbarem Bugwulst) gebildet werden.

$$\Delta E_{BW\text{starr}} = \frac{E_{KV3} - E_{KV1}}{E_{KV1}} \quad (3.1)$$

$$\Delta E_{BW\text{verformbar}} = \frac{E_{KV4} - E_{KV2}}{E_{KV2}} \quad (3.2)$$

Dargestellt über den durch den Kollisionsweg zum Zeitpunkt des Innenhüllenversagens normierten Weg lässt sich in Abbildung 3.8 der bereits erwähnte Energiezugewinn aus Abbildung 3.6 von 71% bei der Verwendung der starren Bugwulste und eine Erhöhung von 57% für die Verwendung der abflachenden Bugwülste durch die multizellularen Glashohlkugeln beobachten.

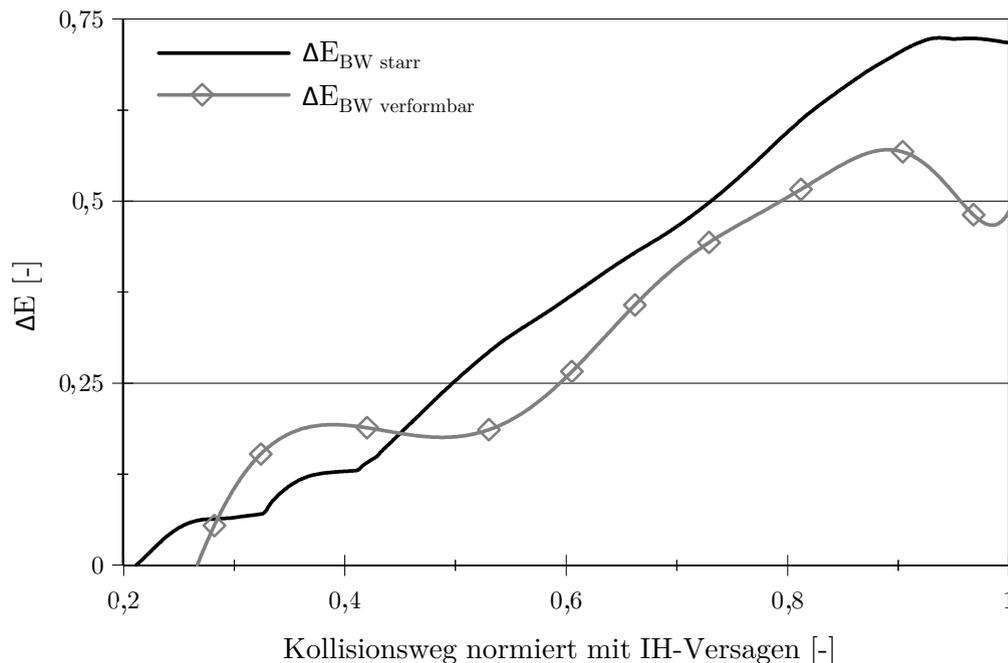


Abbildung 3.8.: Energiezugewinn durch Einbringen des Füllstoffes

Es ist gut zu erkennen, dass der Energiezugewinn mit der Eindringtiefe bzw. mit der Kompaktierung des Füllstoffes bei beiden Versuchen sowohl bei dem starren Bugwulst als auch bei dem verformbaren Bugwulst steigt. Die Rahmen der Seitenhüllenmodelle von KV 2, KV 3 und KV 4 wurden zwischen den Innenhüllenlängsspannten mit Perforierungen (Durchmesser: 50-55 mm) gemäß Abbildung 3.9 versehen. Das Konzept der Perforierungen wurde aus dem vorangegangenen Forschungsvorhaben [32] übernommen. Ihre strukturmechanische Wirkung ließ sich nur bei Modellkörper KV 4 beobachten. Sie ist an anderer Stelle genauer zu analysieren.

Der bereits bei dem Vergleich von KV 1 und KV 3 festgestellte Sekundäreffekt einer großflächigen Lastverteilung verstärkt sich durch das Abflachen der Bugspitze vor dem Durchstoßen der Außenhaut. Die vergrößerte Aufstandsfläche (Querschnittsfläche beim unteren Flansch aus Abbildung 3.3) des verformbaren Bugwulstes verstärkt diese Lastverteilung aufgrund des verdichteten Füllstoffes auf das Trägersystem der Innenhülle, welches wiederum die Last auf die Rahmen überträgt. Dieses hat zur Folge, dass sich nach 90% des Kollisionsweges aus Abbildung 3.8 schlagartig Risse bilden, die die Perforierungen miteinander verbinden. Dieser Vorgang lässt sich in der Kurve $\Delta E_{BW_{verformbar}}$ Abbildung 3.8 wieder finden und führt entsprechend zu einem Abfall bei dem Energiezugewinn.

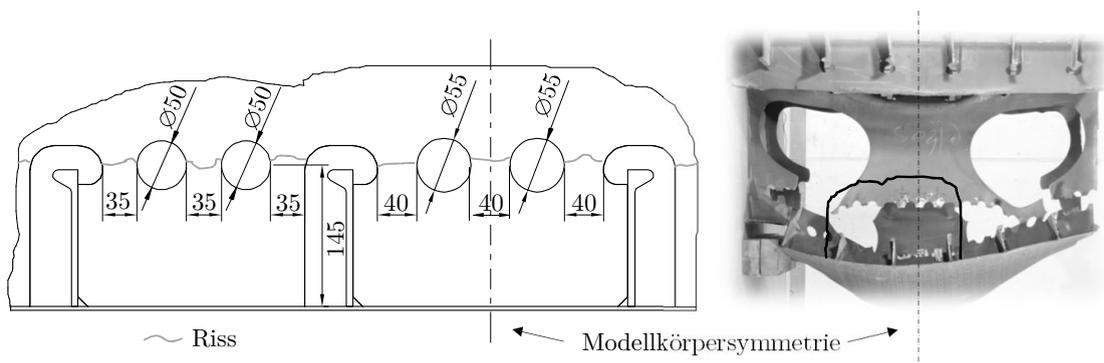


Abbildung 3.9.: Aufgerissene Perforierung Rahmen KV4

Die wesentlichen Ergebnisse aller vier Kollisionsversuche fasst Tabelle 3.4 zusammen.

Tabelle 3.4.: Anriss der Außenhaut und Innenhülle von KV 1 und KV 3

	Außenhautversagen		Innenhüllenversagen	
	Kollisionsweg	Kollisionsenergie	Kollisionsweg	Kollisionsenergie
KV 1	47 mm	7,5 kJ	1.016 mm	569 kJ
KV 2	475 mm	433,0 kJ	1.194 mm	1.139 kJ
KV 3	62 mm	14,5 kJ	903 mm	973 kJ
KV 4	444 mm	472,0 kJ	1.155 mm	1.663 kJ

Der Kollisionsweg bis zum Außenhautversagen von KV 2 und KV 4 beinhaltet das Zerdrücken der ca. 305 mm langen Spitze des kollisionsfreundlicheren Bugwulstes und ist dementsprechend größer.

4. Versuche an Materialproben

Das Erfassen des Verhaltens der in den Kollisionsversuchen verwendeten Materialien erfordert eine Vielzahl von zusätzlichen Experimenten. An Werkstoffproben können die von den Materialmodellen geforderten Eingabedaten und Kurven ermittelt werden. Für den Werkstoff Stahl stellt die Ermittlung der in Abschnitt 2.2.2 vorgestellte wahren Spannungs-Dehnungskurve (WSD) sowie die für das Bruchkriterium GISSMO aus Abschnitt 2.2.3 zu bestimmenden Kurven eine große Herausforderung dar. Die Experimente zur Bestimmung der Materialeigenschaften der multizellularen Glashohlkugeln lassen sich in Versuche an gewählten Testvolumen und an einzelnen Partikeln aufteilen. Erstere dienen zur Ermittlung der Eingabewerte für die Fließbedingungen und zur Untersuchung numerischer Einstellungen wie z.B. Kontaktdefinitionen und Elementgeometrien. Die Versuche an einzelnen Partikeln dienen zur Plausibilitätsüberprüfung der gefundenen Materialeigenschaften.

4.1. Stahl

Zur Ermittlung der Werkstoffdaten E-Modul, Streckgrenze und Zugfestigkeit sowie der wahren Spannungs-Dehnungskurve werden Zugversuche nach DIN EN ISO 6892-1 [22] an Materialstücken der Seitenhüllenmodelle aus den Kollisionsversuchen durchgeführt und die technischen Spannungs-Dehnungskurven (TSD) gemessen. Für die Ermittlung der GISSMO-Eingabekurven muss die Geometrie der Zugversuche innerhalb der Messlänge für die Erzeugung unterschiedlicher Spannungszustände geändert werden.

4.1.1. Zugversuche

Die Geometrie der uniaxialen Zugproben wurde nach DIN-50125 [20] gefertigt und ist der Abbildung 4.1 zu entnehmen.

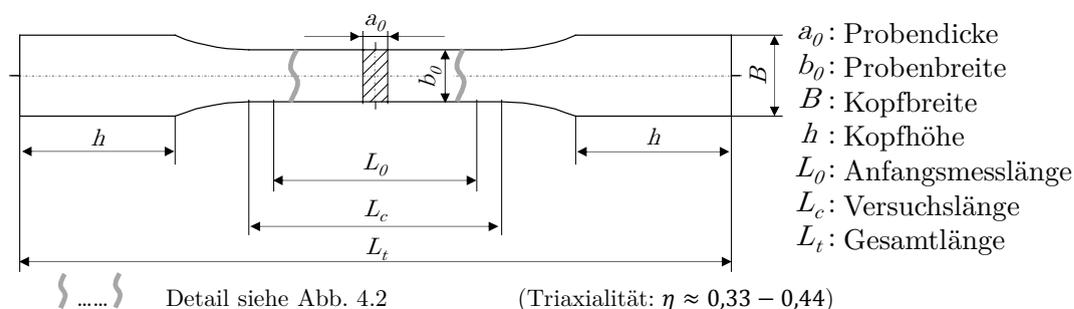


Abbildung 4.1.: Geometrie der Zugversuche nach DIN 50125 (Form E)

Zur Bestimmung der Eingabedaten für das GISSMO-Kriterium nach Effelsberg et al. [23] werden die Zugproben entsprechend Abbildung 4.2 bearbeitet, damit Scher- und Kerbzugversuche durchgeführt werden können. Über die beiden Scherzuggeometrien kann die Triaxialität (η) von 0,00-0,45 und durch die Kerbzugprobe von 0,50-0,57 abgedeckt werden. Die Triaxialität innerhalb einer Versuchsserie ändert sich mit steigender Belastung, so dass die Versuche den in Abbildung 4.2 angegebenen Bereich abdecken.

Alle Angaben zur Geometriebeschreibung aus Abbildung 4.1 und aus Abbildung 4.2 werden im Anhang in Tabelle A.4 zusammengefasst.

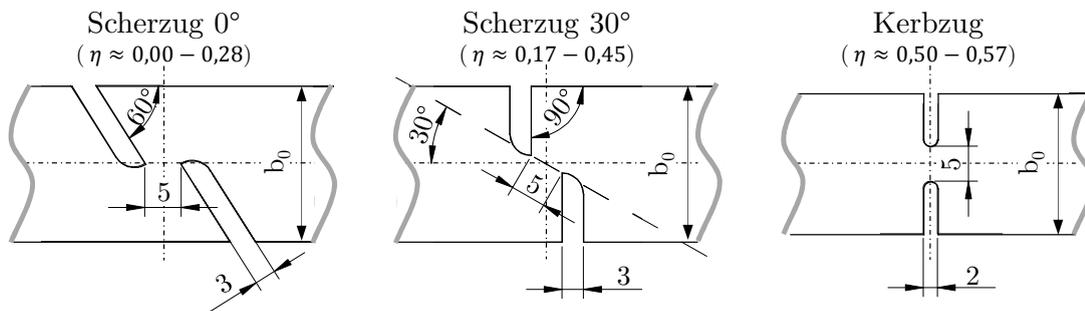


Abbildung 4.2.: Scher- und Kerbzugversuche

Das Material der Außenhaut (AH) bzw. der Innenhülle (IH) und das der Rahmen (R) wurde für die ersten drei Kollisionsversuche untersucht sowie das Material der Profile (HP) für KV 1 und KV 2.

Zugversuche werden in der Praxis bis zum Erreichen der Zugfestigkeit bzw. Einschnürung gemessen, um Schäden beim schlagartigen Versagen der Proben am Messsensor (Extensiomter) zu vermeiden. Die Bruchdehnung wird am Ende der Versuche über einen Messschieber ermittelt und liegt für die Proben der AH und der Rahmen bei 27-34% sowie bei den Längsspannen (HP) bei 39-40%.

Zur Bestimmung der Eingabedaten für das GISSMO-Kriterium ist es unabdingbar, Zugversuche bis zum Bruch zu messen und die ermittelten Eingabewerte darüber zu kalibrieren.

Die Ziehgeschwindigkeit betrug bei allen Zugversuchen 0,04 mm/s. Zur besseren Übersicht werden die Zugversuche noch einmal in Tabelle 4.1 zusammengefasst.

Tabelle 4.1.: Anzahl der Zugversuche

Probenart	Bauteil	KV 1	KV 2	KV 3
Uniaxialzug	gemessen bis zur Einschnürung			
	AH/ IH	5 Stk.	5 Stk.	5 Stk. (3 Stk. gerutscht)
	HP	5 Stk.	-	5 Stk.
	R	8 Stk.	8 Stk.	8 Stk.
	gemessen bis zum Bruch			
	AH	3 Stk.	-	-
Scherzug	AH	je 5 Stk.	-	-
Kerbzug	AH	4 Stk.	-	-

Die Messwerte weisen innerhalb eines Materialstückes keine großen Abweichungen auf. Werden diese Messwerte gemittelt, so lässt sich für jede Versuchsserie eine TSD ermitteln, die für die weitere Auswertung verwendet wird. Dieses Vorgehen wird für die Versuchsergebnisse (gemessen bis zum Bruch) in Abbildung 4.3 dargestellt. Ergebnisse der restlichen Zugversuche in Abbildung A.2 im Anhang.

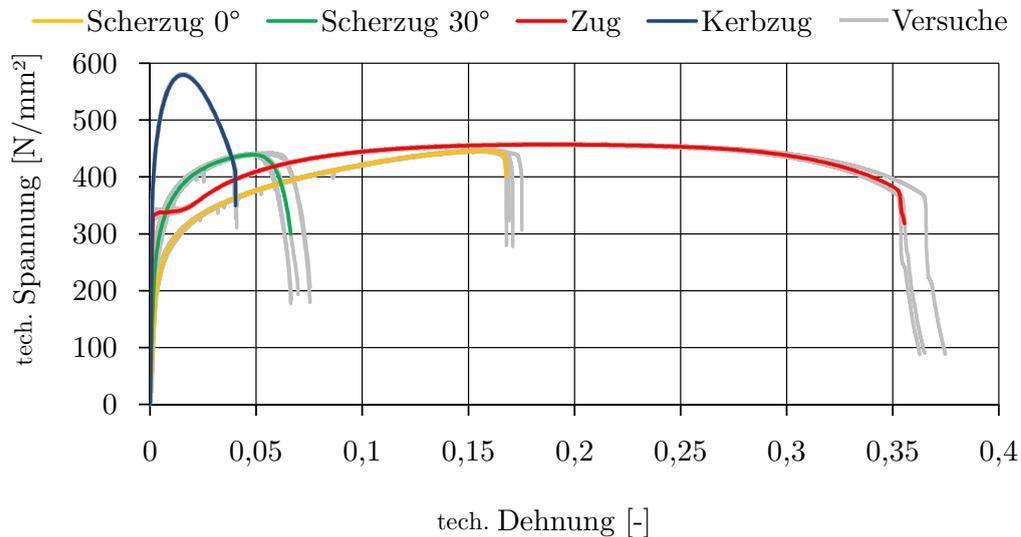


Abbildung 4.3.: Gemittelte TSD gemessen bis zum Bruch

Die aus den uniaxialen Zugversuchen ermittelten Werkstoffdaten lassen sich in Tabelle 4.2 zusammenfassen.

Tabelle 4.2.: Aus den uniaxialen Zugversuchen ermittelte Werkstoffdaten

Versuch	Bauteil	E [N/mm ²]	R_{eH} [N/mm ²]	R_m [N/mm ²]
KV 1	AH	204.024	341	455
	AH*	194.075	331	448
	HP	213.080	336	490
	R	196.452	343	461
KV 2	AH	196.064	369	464
	R	203.502	330	467
KV 3	AH	211.197	328	453
	HP	203.792	363	517
	R	213.841	332	459

*gemessen bis zum Bruch

4.1.2. Ermittlung der wahren Spannungs-Dehnungskurve

Die vorliegenden Datensätzen der uniaxialen Zugversuche müssen für extrem kleine Elementgrößen (siehe Abschnitt 2.2.2) ab der Einschnürung extrapoliert werden. Dieses geschieht über einen kombinierten Verfestigungsansatz.

Um diesen kalibrieren zu können, wird im ersten Schritt eine numerische und automatisierte Methode auf die zuvor ermittelte TSD des uniaxialen Zugversuches (gemessen bis zum Bruch) angewendet. Die über dieses Verfahren erzeugte WSD bildet dabei die Referenzkurve für den zweiten Schritt und gilt für die ausgewählten Elementgrößen.

Unter der Verwendung der TSD (gemessen bis zum Bruch) aus dem ersten Schritt, lässt sich der kombinierte Ansatz über den Vergleich der beiden WSD kalibrieren und im dritten und letzten Schritt auf die restlichen und nicht bis zum Bruch gemessenen Kurven anwenden.

Das gesamte Vorgehen wird zur besseren Übersicht in Abbildung 4.4 in Form eines Fließbildes zusammengefasst.

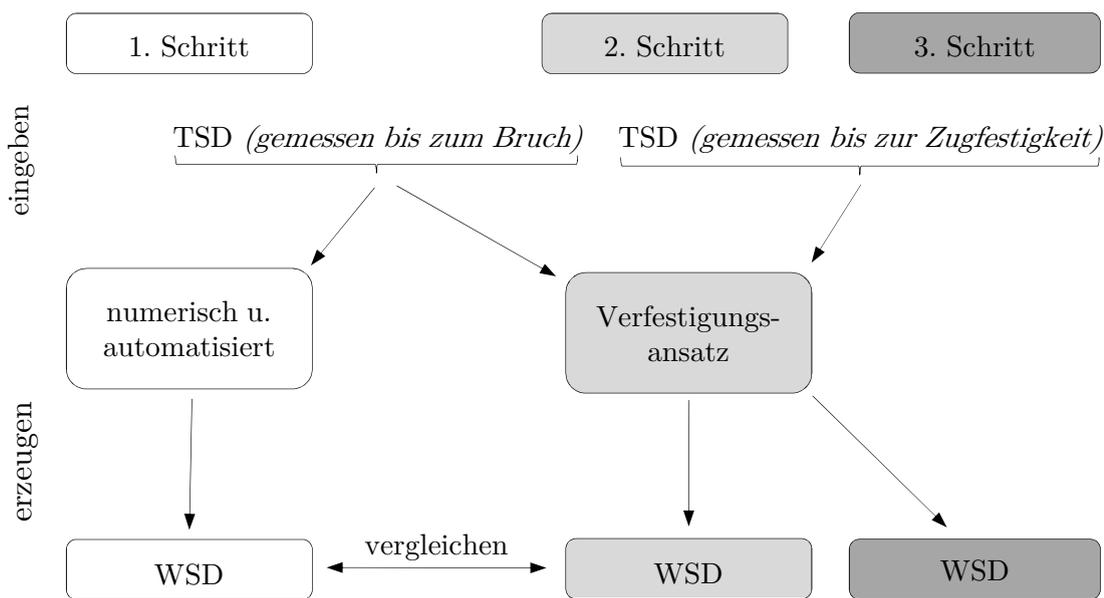


Abbildung 4.4.: Vorgehen zur Erzeugung der WSD

Für das numerische und automatisierte Verfahren wird das Programm LS-OPT als Optimierungswerkzeug zusammen mit LS-DYNA für die expliziten Berechnungen verwendet. In vereinfachter Form kann die Optimierung durch Abbildung 4.5 veranschaulicht werden. Dabei stellen die grauen Punkte aus Abbildung 4.5a) die Messwerte der TSD dar und die Schwarzen die zu ermittelnden Werte der WSD, die durch die Parameter p beschrieben werden. Am Anfang der Optimierung wird ein s.g. *design – space* über die Restriktion der maximal und minimal zu erwartenden Spannungen für eine vorgegebene Dehnung ε_i definiert. Für diesen Bereich werden über das Verfahren *d – optimal* nach Gleichung 4.1 die Anzahl der Parametervariationen m über die Anzahl der zu bestimmenden Parametern n bestimmt und entsprechend Simulationen ausgeführt.

$$m = 1,5 (n + 1) + 1 \quad (4.1)$$

Das s.g. Metamodell wird hier durch lineare Polynome erzeugt, siehe Abbildung 4.5b). Um das gefundene Minimum wird eine Box die s.g. *sub – region* erstellt,

die im nächsten Schritt erneut in m Parametervariationen unterteilt wird. Dieses Verfahren wiederholt sich, bis eine vorgegebene Toleranz erzielt wird.

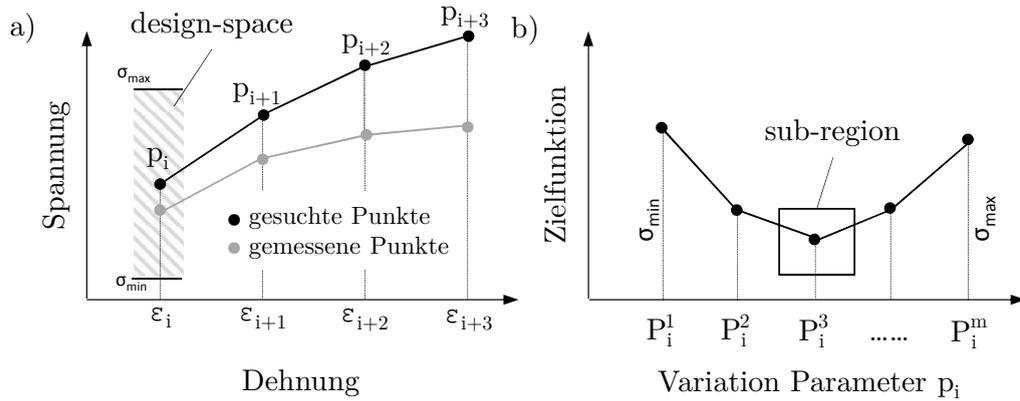


Abbildung 4.5.: Ablauf der Optimierung

Die Güte der gefundenen Minima (Vergleich von Mess- und Berechnungsergebnis aus LS-DYNA) wird über das Fehlermaß *curve – mapping* bestimmt, das von Witowski et al. in [108] beschrieben wird. Vorteil dieses Verfahrens ist die Erfassung großer Gradienten im Kurvenverlauf wie z.B. dem linearen und elastischen Bereich und bei starker Richtungsänderung der Kurve wie z.B. zum Zeitpunkt des Versagens einer Zugprobe.

In Stander et al. [96] werden die drei folgenden und in LS-OPT hinterlegten Optimierungsalgorithmen näher untersucht.

- Leap-Frog (LFOP)
- Genetischer Algorithmus (GA)
- Adaptive Simulated Annealing (ASA)

Als Ergebnis für globale Optimierungen konnte festgestellt werden, dass ASA die besten Ergebnisse beim geringsten Zeitaufwand liefert, GA jedoch eine gute Alternative bildet. Das gradientenbasierte Verfahren LFOP liefert nur bei guten Startwerten ein entsprechend gutes Resultat in sehr kurzer Zeit. Basierend auf dieser Erkenntnis wird die globale Optimierung mit ASA und die lokale Optimierung mit LFOP durchgeführt.

Als zusätzliche Restriktion wird die Steigung zweier aufeinander folgender Polynome eingeschränkt, die abnehmen muss. Am Beispiel der Abbildung 4.5 ergibt sich damit für die ersten beiden Abschnitte der Zusammenhang 4.2.

$$\frac{p_{i+1} - p_i}{\varepsilon_{i+1} - \varepsilon_i} > \frac{p_{i+2} - p_{i+1}}{\varepsilon_{i+2} - \varepsilon_{i+1}} \quad (4.2)$$

Als Verfestigungsansatz wird von Kubiczek [56] der Ansatz nach *VOCE* und *HOLLomon* aus Tabelle 2.6 kombiniert und in einen Bereich unterhalb (Gleichung 4.3)

$$\sigma = n_1 \cdot VOCE + (1 - n_1) \cdot HOLLomon \quad \text{mit} \quad n_1 = 0,90 \quad (4.3)$$

und oberhalb der Zugfestigkeit (Gleichung 4.4) aufgeteilt.

$$\sigma = n_2 \cdot VOCE + (1 - n_2) \cdot HOLLOMON \quad \text{mit} \quad n_2 = 0,68 \frac{t_0}{t} \quad (4.4)$$

Die Bezugsplattenstärke t_0 beträgt 4 mm. Der kombinierte Verfestigungsansatz liefert für die Zugversuche gute Ergebnisse, vergl. Abbildung 4.6b). Eine Allgemeingültigkeit für Plattendicken oberhalb 10 mm wurde nicht überprüft.

Um eine möglichst kurze Rechenzeit für die Simulationen zu erzielen, wurden verschiedene Ziehgeschwindigkeiten in Abbildung 4.6a) untersucht. Es lässt sich feststellen, dass die Rechenergebnisse bis 8 m/s ein gutes Ergebnis erzielen, welches die 200.000 fache der hier verwendeten Ziehgeschwindigkeit darstellt. Werden die dazugehörigen Verformungsbilder bei gleicher Verschiebung am Ende der Simulationen aus Anhang A.3 mit einander verglichen, so kann eine Verschiebung der Einschnürung beobachtet werden. Mit größer werdender Ziehgeschwindigkeit verschiebt sich die Einschnürung aus der Mitte, obwohl jeder Rechnung das selbe FE-Modell zugrunde liegt. Um ähnliche numerischen Rahmenbedingungen beim Erstellen der WSD und der Simulation der Kollisionsversuche zu haben, entspricht die Ziehgeschwindigkeit der Kollisionsgeschwindigkeit von 2 m/s aus Kapitel 5.

Für das Erzielen der Ergebnisse aus Abbildung 4.6 ist eine erhöhte Genauigkeit der Dezimalstellen gefordert (mind. 16 Stellen in der Mantisse) und kann über die Einstellung *double precision* dem Programm LS-DYNA vorgegeben werden.

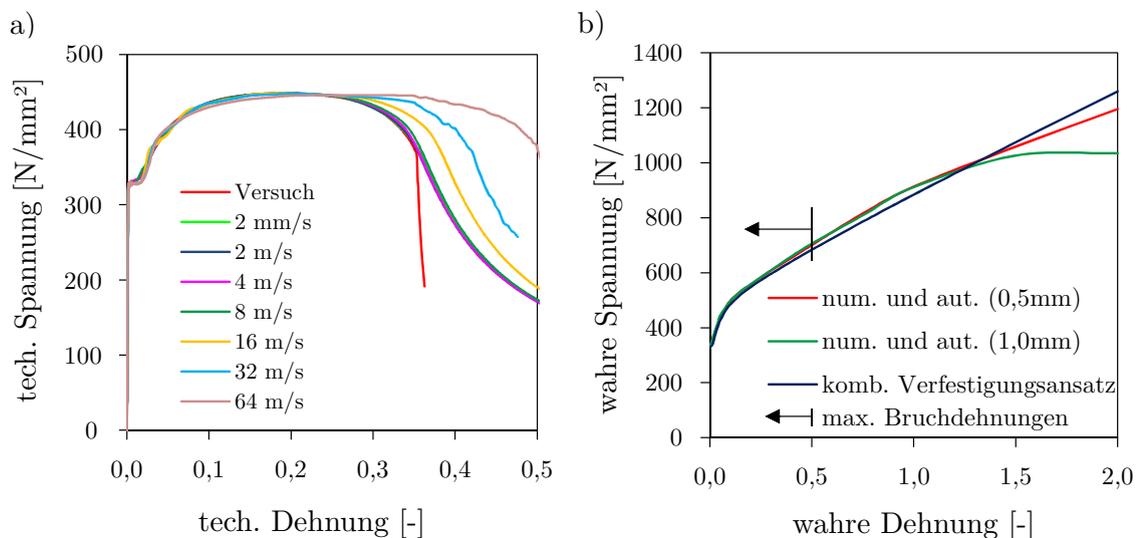


Abbildung 4.6.: a) TSD bei unterschiedlichen numerischen Ziehgeschwindigkeiten;
b) Vergleich der ermittelten WSD

In Abbildung 4.6b) wird die WSD, erzeugt über das numerische und automatisierte Verfahren aus dem ersten Schritt (siehe Abbildung 4.4), für die Elementkantlängen 0,5 mm und 1,0 mm mit der WSD aus dem kombinierten Verfestigungsansatz aus dem zweiten Schritt verglichen. Der Abbildung 4.6b) kann entnommen werden, dass die unterschiedlichen Kantlängen erst bei über 100% wahrer Dehnung eine Rolle spielen. Im Bereich bis 135% wahrer Dehnung unterschätzt der kombinierte

Verfestigungsansatz die beiden anderen WSD und für größere Dehnung überschätzt er diese. Allgemein ist jedoch eine sehr gute Übereinstimmung zu erkennen. Die in dieser Arbeit vorkommenden Bruchdehnungen liegen unter 50% wahrer Dehnung und weisen somit einen zu vernachlässigenden Unterschied zwischen den Kurven aus Abbildung 4.6b) auf.

4.1.3. Ermittlung der GISSMO-Eingabekurven

In Abschnitt 2.2.3 wurden bereits der theoretische Hintergrund der spannungsabhängigen und elementgrößenabhängigen Größen vorgestellt. Zur Bestimmung der spannungsabhängigen Bruchdehnung ε_f und Gleichmaßdehnung $\varepsilon_{v,loc}$ werden alle Zugversuche gemessen bis zum Bruch in FE-Modelle nach LS-DYNA überführt und unter Verwendung des zuvor vorgestellten Optimierungsprozesses in LS-OPT anhand der gemittelten TSD für den triaxialen Bereich von 0 bis ca. 0,57 aus Abbildung 4.8 bestimmt. Die geringe Abweichung zwischen berechneten und gemessenen Werte der TSD kann der Abbildung A.4 im Anhang entnommen werden und rechtfertigt die Optimierungsmethode.

Die Beschränkung auf eine einachsige Zugprüfmaschine schließt eine experimentelle Untersuchung von Druck- und biaxialen Zugspannungszuständen aus. Wie eingangs in Kapitel 2.2.3 erwähnt, spielt der Druckbereich bei Schiffskollisionen eine untergeordnete Rolle. Die Gleichmaßdehnung wird somit für den gesamten negativen triaxialen Bereich als konstant angenommen und entspricht dem Wert bei reiner Scherbelastung. Die Bruchdehnung wird über die Werte aus den beiden Scherversuchen bis zum uniaxialen Druck (Triaxialität von -0,33) extrapoliert und anschließend auf sehr hohem Niveau konstant fortgeführt, weil ein Versagen für mehrachsige Druckzustände nicht mehr auftritt.

Um die Werte für den biaxialen Zugbereich (Triaxialität von 0,66) bestimmen zu können, werden Dickenmessungen nach Abschnitt 2.2.3 an den Proben der uniaxialen Zugversuche bis zum Bruch und an Probestücken der IH des Modellkörpers KV 1 senkrecht zum Riss nach Abbildung 4.7 vorgenommen.

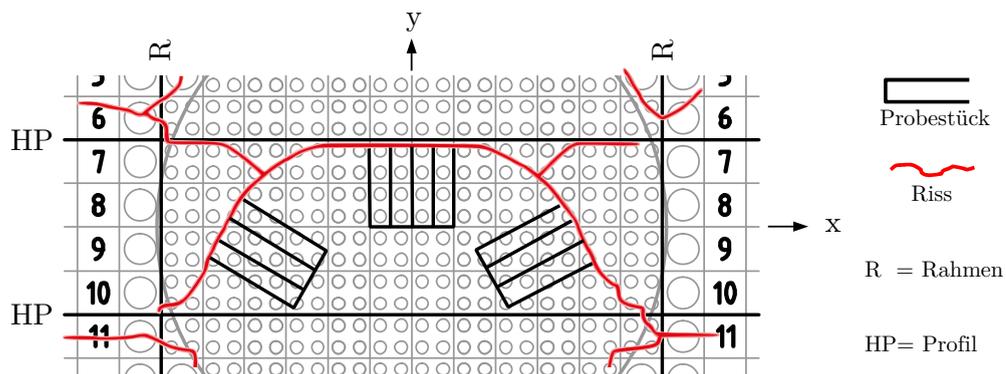


Abbildung 4.7.: Probeentnahme an der IH von KV 1

Das GISSMO-Kriterium verwendet Vergleichsdehnungen, das die Umrechnung der

gemessenen Werte aus Tabelle 4.3 nach Beziehung 4.5 erforderlich macht.

$$\varepsilon_v = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_1 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2} \quad (4.5)$$

Die nach Kubiczek [57] erzielten Werte lassen sich in Tabelle 4.3 zusammenfassen.

Tabelle 4.3.: Ermittelte Gleichmaßdehnungen ε_g

Richtung der Dehnung	Zugversuch	Kollisionsversuch KV 1
Länge	0,244	0,091
Breite	-0,093	-
Dicke	-0,114	-0,084
Vergleichswerte	0,348	0,152

Unter der Annahme, dass das Verhältnis der Vergleichswerte der Gleichmaßdehnung von Zugversuch (uniaxial) und Kollisionsversuch (biaxial) gleich dem Verhältnis der Eingabewerte für die Gleichmaßdehnung und Bruchdehnung ist, lassen sich die Werte bei der Triaxialität von 0,66 bestimmen. Es sei anzumerken, dass bei dem Vergleich der Tabelle 4.3 und Abbildung 4.8 die gemessene Gleichmaßdehnung von der numerischen Gleichmaßdehnung abweicht.

Grafisch zusammenfassen lassen sich die Ergebnisse in Abbildung 4.8. Gut zu erkennen ist die Eigenschaft, dass bei reiner Scherbeanspruchung (Triaxialität von 0) keine Einschnürung mehr vorkommt und die Kurve der Gleichmaßdehnung oberhalb der Bruchdehnung liegt. Dieses ließ sich bei den Scherzugproben 0° auch beobachten.

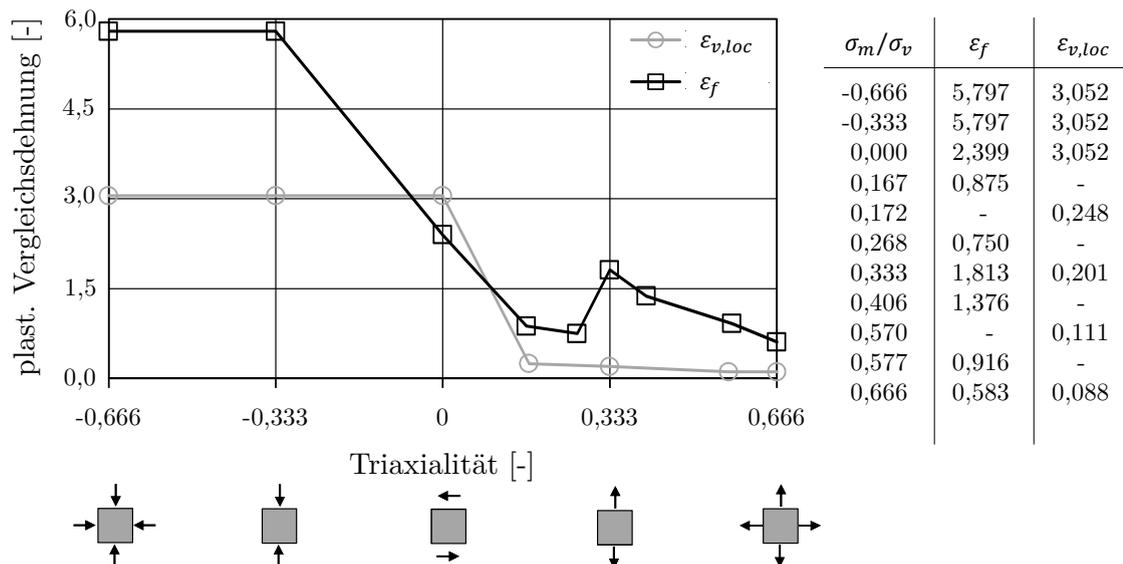


Abbildung 4.8.: Spannungszustandsabhängige Eingabekurven für GISSMO

Neben den spannungsabhängigen Eingabekurven müssen ebenfalls die Kurve für den elementgrößenabhängigen Reduktionsexponenten f_{adexp} und eine Skalierkurve für die Bruchdehnung $lcregd$ bestimmt werden. Zur Bestimmung dieser Kurven

werden Netzstudien in FE-Simulationen an dem gemittelten Zugversuch und dem Kollisionsversuch KV 1 durchgeführt. Es lassen sich damit die Punkte im Bereich a) für den Zugversuch und b) für KV 1 aus Abbildung 4.9 finden.

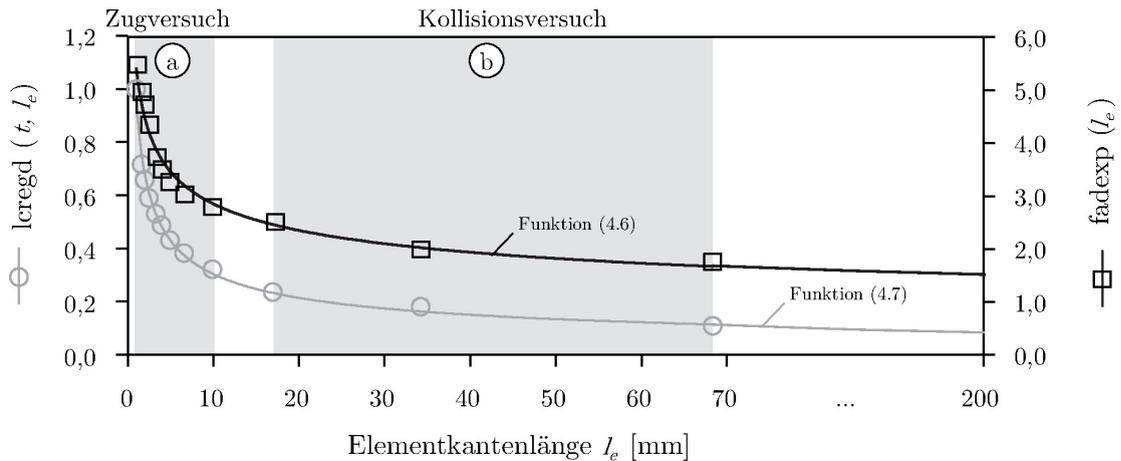


Abbildung 4.9.: Elementgrößenabhängige Eingabekurven für GISSMO

Durch die gefunden Funktionen 4.6 und 4.7 lassen sich die ermittelten Werte aus Abbildung 4.9 gut wiedergeben und darüber hinaus auch für größere Elementkantenlängen anwenden.

$$fadexp(l_e) = 5,408 (l_e)^{-0,278} \quad (4.6)$$

$$lcregd(t, l_e) = 0,486 \left(\frac{l_e}{t}\right)^{-0,495} \quad (4.7)$$

4.2. Multizellulare Glashohlkugeln

Die Materialeigenschaften der multizellularen Glashohlkugeln samt Zwischenräume weichen von denen einer einzelnen Glashohlkugel ab. Für die multizellularen Glashohlkugeln werden ebenfalls parallel zu den Experimenten numerische Hilfsmittel benutzt. Anders als beim Stahl werden neben den expliziten Berechnungen auch implizite Berechnungen durchgeführt. Zusätzlich zur Bestimmung der Materialeigenschaften eignet sich der unten beschriebene uniaxiale Drucktest für Simulationen mit geringem Rechenaufwand. Anhand dieser Berechnungen können Einstellungen an der Kontaktformulierung gefunden, geeignete Elementformen ermittelt und eine passende Fließbedingung aus Abschnitt 2.2.1 gewählt werden, die sich später in die Simulation von KV 3 übertragen lassen.

4.2.1. Triaxialversuch

Zur Ermittlung der Scherparameter und zur Bestimmung des deviatorischen Anteils der Fließfunktion für das Materialmodell *Soil and Foam* aus Abschnitt 2.2.1 mussten Triaxialversuche durchgeführt werden, die im Erd- und Grundbau Anwendung

finden. In acht Versuchen nach DIN 18137-2 [19] ohne Sättigungsdruck konnten die Parameter *innerer Reibungswinkel*, *Kohäsion* und *Dilatanzwinkel* am Institut für Geotechnik und Baubetrieb der TUHH bestimmt werden. Im Versuch wird eine zylindrische Probe mit einem Verhältnis von Höhe zu Durchmesser (h/d) von ca. 130/50 (in mm) einem vordefinierten und konstanten Zellendruck ausgesetzt und durch einen Stempel mit konstanter Geschwindigkeit von 0,01-0,001 mm/min vertikal gestaucht, bis es zum Scherbruch der Probe kommt. Details der einzelnen Proben können den Abbildungen A.5-A.16 im Anhang entnommen werden. Die Probe wird über eine Gummimembran von der Zellflüssigkeit getrennt. Der Versuchsaufbau ist in Abbildung 4.10 dargestellt.

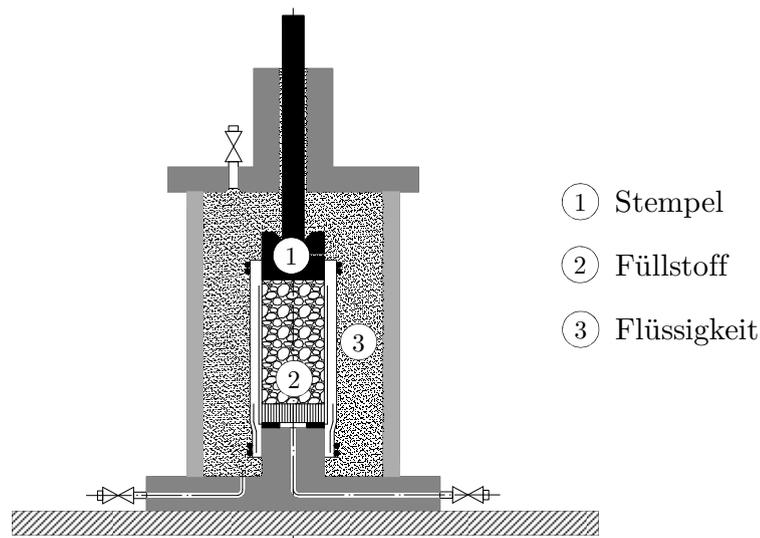


Abbildung 4.10.: Triaxialversuch nach DIN 18137-2

Der Scherbruch tritt ein, wenn die Messreihen aus Abbildung 4.11 ihren maximalen Wert erreicht haben und die Proben keine weitere Last aufnehmen können (mittlere Messreihe). Der Versuch wird spätestens nach einer Stauchung von 20% auch ohne Scherbruch beendet, wie in Abbildung 4.11 dargestellt.

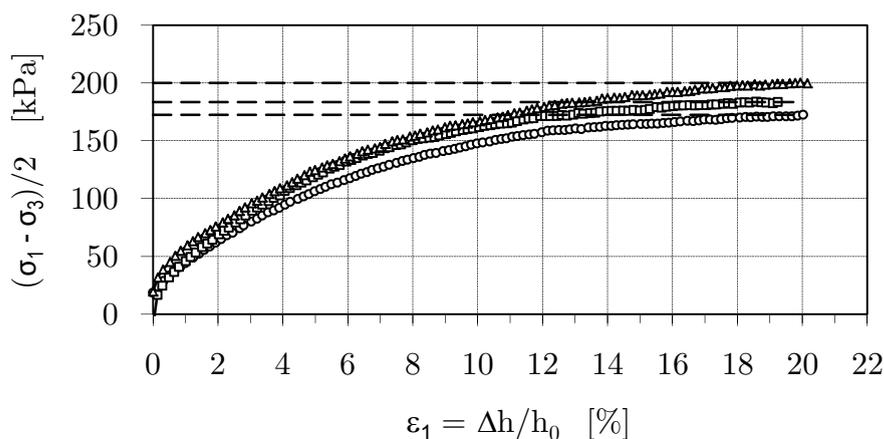


Abbildung 4.11.: Eintritt des Scherbruches nach DIN 18137-2

Auf der Ordinate ist die halbe Differenz der effektiven Hauptspannungen und auf der Abszisse die Stauchung aufgetragen. Die Stauchung der Probe lässt sich aus der Anfangsprobenhöhe h_0 und der veränderlichen Probenhöhe Δh bestimmen.

Innerer Reibungswinkel und Kohäsion

Um den inneren Reibungswinkel φ und die Kohäsion c bestimmen zu können, muss ein Bruchdiagramm erstellt werden. Dazu wird auf der Ordinate ebenfalls die halbe Differenz der effektiven Hauptspannungen und auf der Abszisse die Summe der halben effektiven Hauptspannungen wie in Abbildung 4.12 bis zum Scherbruch aufgetragen.

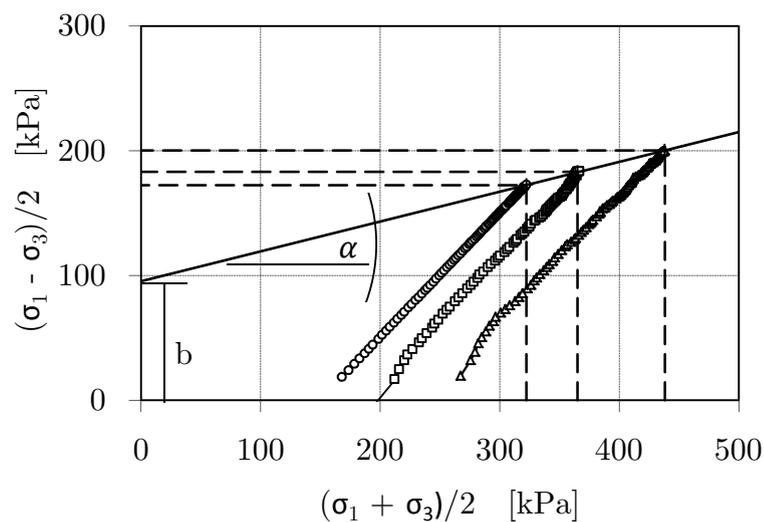


Abbildung 4.12.: Bruchdiagramm nach DIN 18137-2

Die Vergrößerung der mittleren Probenquerschnittsfläche A_1 muss bei der Berechnung der effektiven Hauptspannung σ_1 durch den Zusammenhang 4.8 berücksichtigt werden.

$$A_1 = \frac{V_0 - \Delta V}{h_0 - \Delta h} \quad (4.8)$$

Dabei ist V_0 das Anfangsvolumen und h_0 die Anfangsprobenhöhe und entsprechend ΔV das veränderliche Volumen und Δh die veränderliche Probenhöhe. Aus Beziehung 4.9 ergibt sich die effektive Axialspannung, bei der P_0 die Stempelkraft infolge des Zellendrucks σ_3 ohne axiale Belastung und P die Stempelkraft ist.

$$\sigma_1 = \frac{P - P_0}{A} + \sigma_3 \quad (4.9)$$

Die Bruchgerade aus Abbildung 4.12 wird durch das Verbinden der Bruchpunkte der Proben erstellt. Der Wert für die Spannung b wird am Durchgang der Bruchgeraden an der Ordinate abgelesen. Der Winkel α ist der Winkel zwischen Bruchgeraden

und Abszisse.

Der innere Reibungswinkel lässt sich durch die Beziehung 4.10

$$\sin(\varphi) = \tan(\varphi) \quad (4.10)$$

und die Kohäsion durch Zusammenhang 4.11

$$c = \frac{b}{\cos(\varphi)} \quad (4.11)$$

berechnen. Wird der Zusammenhang durch Mohrsche Spannungskreise dargestellt, so können die Werte nach Abbildung 4.13 eingetragen werden.

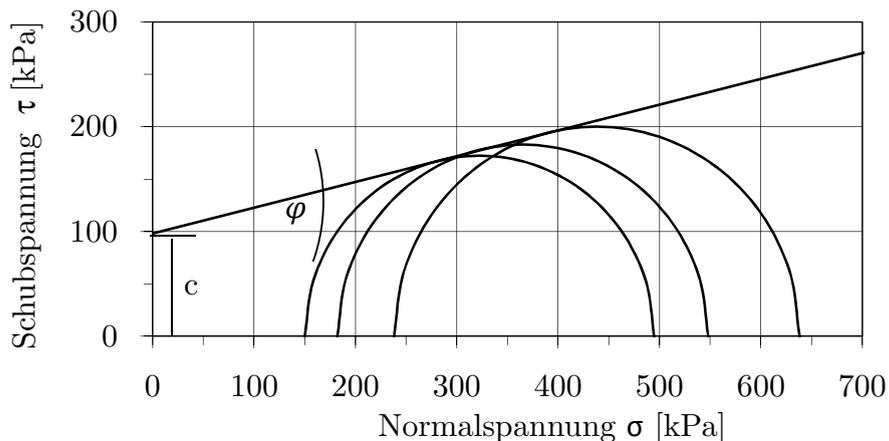


Abbildung 4.13.: Spannungskreise im Grenzzustand nach DIN 18137-2

Die experimentell ermittelten Werte sind in Tabelle 4.4 gegenübergestellt und lassen auf Kornbruch schließen. Die Werte für den inneren Reibungswinkel φ nehmen mit steigendem Zellendruck signifikant ab und die Werte für die Kohäsion c steigen signifikant an.

Tabelle 4.4.: Werte aus Triaxialversuchen

Zellendruck	20/50/90	50/90/190	150/190/240	240/290/380
φ [°]	36,0	20,5	13,8	6,2
c [kN/m ²]	17,2	71,5	98,2	148,7

Dilatanzwinkel

Die Dilatanz beschreibt die Dichteabnahme durch Volumenvergrößerung einer Schüttgutprobe bei Scherbeanspruchung. Die einzelnen Partikel verschieben sich untereinander und nehmen eine ungünstigere Packung an. Sie kann, zum Zeitpunkt der Abscherung, aus den Werten der Volumendehnung $\Delta V/V_0$ und der Durchmesserdehnung $\Delta d/d_0$ bestimmt werden.

$$\Psi = \arctan\left(\frac{\Delta V/V_0}{\Delta d/d_0}\right) \quad (4.12)$$

verdichteten Proben wurde eine Wiederholgenauigkeit von 8-9%, für die losen Packungen von 5-7% ermittelt. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird die Probe 4 für Auswertungszwecke gewählt.

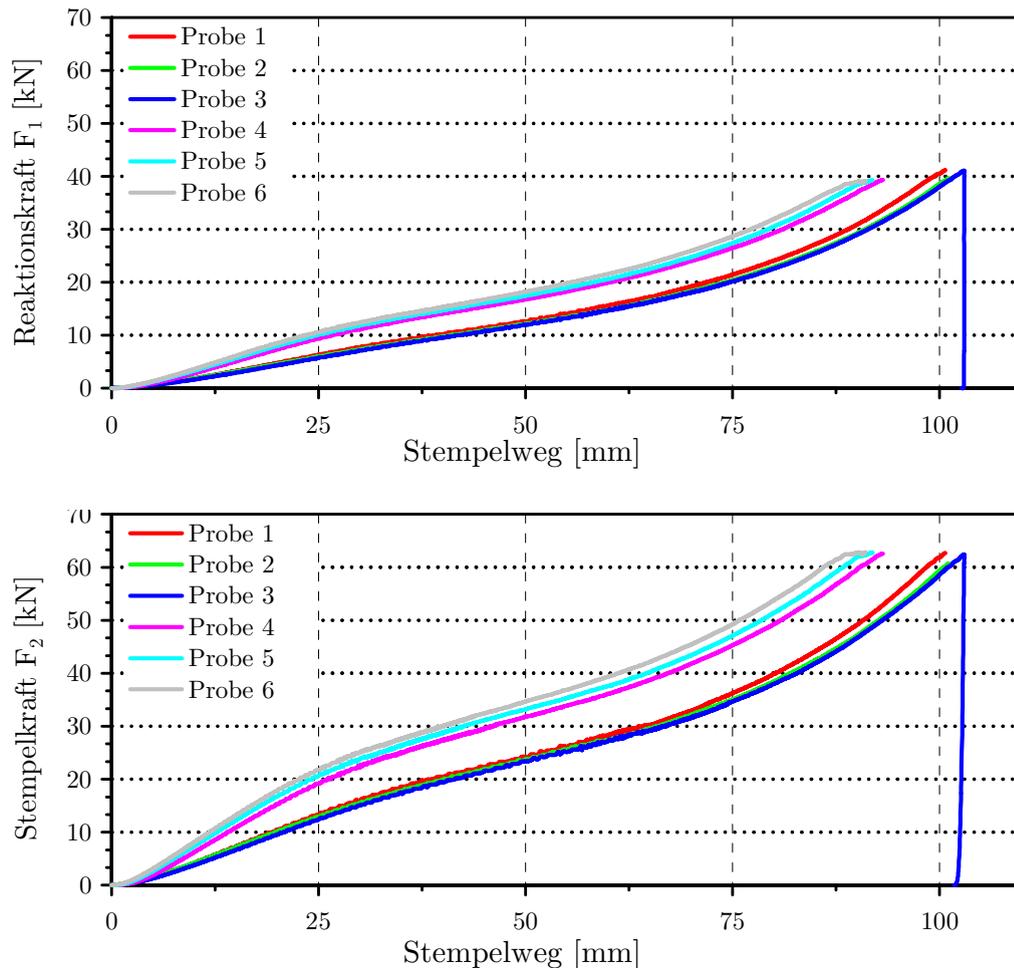


Abbildung 4.15.: Wiederholgenauigkeit unterschiedlicher Packungsdichten

Die Differenz zwischen Stempelkraft F_2 und Reaktionskraft F_1 ist auf Reibung zurückzuführen. In [31] konnte über die s.g. Kesselformel ein überschlägiger Reibbeiwert von 0,70-0,89 ermittelt werden. Das Vorgehen wird im Anhang A.7 zusammengefasst.

Das Material weist so gut wie keine elastische Rückfederung beim Entlasten der Probe auf und wird in Abbildung 4.15 stellvertretend durch den Entlastungspfad der Probe 3 illustriert. Dieses bedeutet, dass die zellartige Struktur der Glashohlkugeln nahezu komplett zerstört ist und somit keine Energie beim Entlasten freigesetzt wird. Die Besonderheit des gewählten Füllstoffes liegt in der Zustandsänderung. Werden die Partikel hoch verdichtet, so kollabieren diese und werden zu Staub. Wird der Staub weiter verdichtet, so bildet sich eine großflächige und hochfeste Masse. Werden diese Eigenschaften auf ein Kollisionsszenario projiziert, so verteilt der komprimierte Füllstoff (feste Masse) die Lasten des eindringenden Bugwulstes auf einen großflächigen Bereich der Innenhüllenstruktur samt Trägerrost und erhöht damit

das Energieaufnahmevermögen der Doppelhüllenkonstruktion, wie es auch bei den Kollisionsversuchen KV 3 und KV 4 aus Kapitel 3 zu beobachten war.

Die Querkontraktionszahl ν lässt sich iterativ aus einer impliziten FE-Rechnung mit dem Programm ANSYS bestimmen. Hierzu wird das FE-Modell nach Abbildung 4.16c) berechnet. Für die Grundplatte (6) und den Stempel (2) werden einfach integrierte Schalenelemente (Shell63) und für den Füllstoff Volumenelemente ohne Mittelknoten (Solid45) eingesetzt. Für die Diskretisierung der multizellularen Glashohlkugeln wird die Fließbedingung nach Drucker-Prager aus Abschnitt 2.2.1 verwendet und der innere Reibungswinkel aus Tabelle 4.4 für (50/90/190) nach Beziehung 2.30 umgerechnet. Der Kontakt zwischen Stempel (1) bzw. Grundplatte (6) und Füllstoff (5) wird über den Elementtyp Target 170 definiert. Die vertikale Kraft wird über den Stempel aufgebracht. An der Grundplatte werden alle translatorischen Freiheitsgrade unterdrückt. Am unteren Ende des Aluminiumzylinders wird lediglich der Freiheitsgrad in vertikaler Richtung unterdrückt. Dies entspricht der Kontaktbedingung am unteren Ende des Aluminiumzylinders im Versuchsaufbau. Dort ist eine Horizontalverschiebung am Zylinderrand bis zu einem Millimeter zugelassen.

Die Querkontraktionszahl wirkt sich auf die absoluten Berechnungswerte der Umfangsspannung aus. Um eine qualitative Aussage für unterschiedliche Querkontraktionszahlen treffen zu können, werden die Berechnungswerte nach [12] mit ihrem Maximum normiert. Mit kleiner werdender Querkontraktionszahl verschiebt sich der Ort der Umfangsspannungsspitzen in Abbildung 4.16a) und nähert sich den Versuchsergebnissen an. Dieses wird durch den Vergleich der absoluten Berechnungswerte der Querkontraktionszahlen $0,0$ und $0,1$ deutlich, die in Abbildung 4.16b) eine gute Übereinstimmung mit den Messwerten beim maximalen Stempelweg aufweisen.

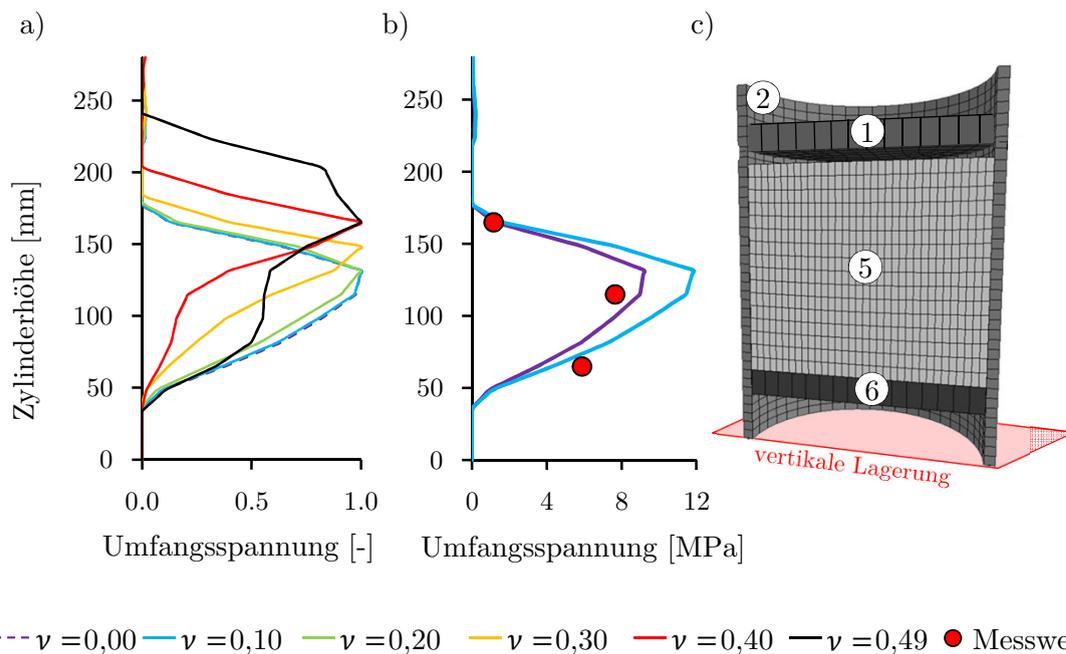


Abbildung 4.16.: Einfluss der Querkontraktion: a) normierte Berechnungswerte b) absolute Berechnungs- und Messwerte; c) 1/2 FE-Modell

Für die Bestimmung des E-Moduls wird der Füllstoff als homogen angesehen. Dabei sind nicht die Eigenschaften der einzelnen Partikel, sondern das Verhalten des gesamten Testvolumens relevant. Wendet man den bekannten Zusammenhang der Normalspannung aus 4.13 und dem Hookeschen Gesetz aus 4.14 an, so lässt sich unter der Anwendung des Innendurchmessers sowie Füllstand und der Messwerte (Kraft und Weg) aus dem uniaxialen Druckversuch der E-Modul bestimmen.

$$\sigma_0 = \frac{F_2}{A} \quad \text{mit:} \quad A = \pi \frac{D_0^2}{4} \quad (4.13)$$

$$\sigma_0 = E \varepsilon \quad (4.14)$$

Dabei ist F_2 die Gesamtkraft des Zylinders (Stempelkraft) in z-Richtung gemessen in der Druckmessdose (3b) aus Abbildung 4.14 und D_0 der Durchmesser des Testvolumens. Der Elastizitätsmodul E der multizellularen Glashohlkugeln ergibt sich aus den Beziehungen 4.13 und 4.14 zu:

$$E = \frac{F_2 4}{\varepsilon \pi D_0^2} \quad (4.15)$$

Die Dehnung ε kann aus Verschiebeweg zur Füllhöhe berechnet werden. Für den kleinsten Gradienten aus 4.15 erhält man damit $E = 2,299$ MPa, für den größten Gradienten $E = 8,990$ MPa. Der Schubmodul G steht für isotrope Materialien in folgender Beziehung mit der Querkontraktionszahl und dem E-Modul:

$$G = \frac{E(\nu)}{2(1+\nu)} \quad (4.16)$$

Mit den zuvor gefundenen Grenzen für die Querkontraktionszahl und für den E-Modul wurde iterativ über die oben vorgestellte implizite Berechnung mit dem Berechnungsmodell Abbildung 4.16c) die folgende Werte ermittelt, die im Weiteren verwendet werden:

$$\begin{aligned} \nu &= 0,1 & [-] \\ E &= 4,370 & [\text{MPa}] \\ G &= 1,986 & [\text{MPa}] \end{aligned}$$

Für die Verifizierung der gefundenen Materialeigenschaften sowie zur Validierung der Materialmodelle wird das Modell aus der ANSYS-Rechnung aus Abbildung 4.16 inklusiv der Randbedingungen nach LS-DYNA überführt und explizit berechnet. Die Grundplatte und der Stempel werden mit dem einfach integrierten Schalenelement-Typ 2 (Belytschko-Tsay) diskretisiert. Die hohe Kompression des Füllstoffes ruft bei diesen Berechnungen in vielen Fällen eine instabile Berechnungsgrundlage hervor, bei der die Volumenelemente degenerieren und die Kontakteinstellungen versagen. Um aussagefähige Kollisionsberechnungen durchführen zu können, müssen Einstellungen gefunden werden, die dieses verhindern. Dabei werden bereits bei der Nachrechnung des uniaxialen Drucktests

ausschließlich einfach integrierte Quaderelemente (Typ 1) ohne Mittelknoten untersucht, um die Rechenzeit bei der Simulation von Großstrukturen gering zu halten. Darüber hinaus haben Vergleichsrechnungen gezeigt, dass höher integrierte Elemente eine geringere Deformation zulassen als die einfach integrierten Elemente. Die Berechnungen haben auch ergeben, dass die Materialmodelle Mohr-Coulomb und *Soil and Foam* aus Abschnitt 2.2.1 die besten Ergebnisse in LS-DYNA liefern, wenn die zu bestimmenden Parameter durch die Triaxialversuche (50/90/190) aus Tabelle 4.4 bestimmt werden. Beim Eintreten des Scherbruches wird der deviatorische Anteil der Fließfunktion für das Materialmodell *Soil and Foam* aus Beziehung 2.31 zu Null. Mit der zweiten Invariante des Spannungsdeviators aus Gleichung 2.20 und der hydrostatischen Spannung aus Beziehung 2.17 lassen sich die drei Parameter, die die deviatorische Ebene charakterisieren, bestimmen.

$$\begin{aligned} a_0 &= 3477,8763 \quad [(\text{kPa})^2] \\ a_1 &= 97,0848 \quad [\text{kPa}] \\ a_2 &= 0,1547 \quad [-] \end{aligned}$$

Der volumetrische Anteil der Fließfunktion inkl. plastischer Verformung wird über die an der Grundplatte gemessene Reaktionskraft über die Druckmessdose (3a) aus Abbildung 4.14 bestimmt. Um zufriedenstellende Ergebnisse zu bekommen, müssen die Werte aus Abbildung 4.17 um 10% nach unten korrigiert werden.

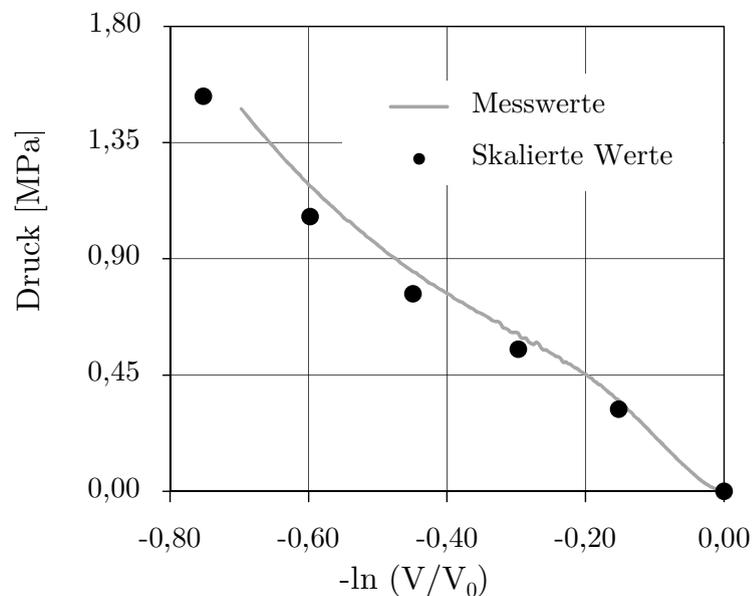


Abbildung 4.17.: Druck vs. natürlicher Logarithmus des relativen Volumens

Wegen der Größe des Testvolumens kann der uniaxiale Drucktest nicht entsprechend des Seitenhüllenmodells verdichtet werden, was diese Korrektur (um 10%) rechtfertigt. Durch die Ergänzung der Werte 0,90 und 0,95 für den natürlichen Logarithmus und 21,8 MPa und 242,0 MPa für den Druck wird das inkompressible

Verhalten des kollabierten Füllstoffes berücksichtigt. Beide Fließbedingungen werden in [88] mit einfach integrierten Hexaeder- (Typ 1) und Tetraederelementen (Typ 10) in drei unterschiedlichen Größen untersucht, siehe Abbildungen 4.18 bis 4.19. In [39] wird für den Kontakt zwischen zwei Materialien mit sehr unterschiedlichen Steifigkeiten wie Schaum und Stahl die Methode *Soft-Constraint* zur Berechnung der Kontaktsteifigkeit empfohlen, die bei dem Materialmodell Mohr-Coulomb auch zuverlässigere Berechnungen ermöglicht und mit $\text{soft}=1$ aktiviert wird. Die Kontaktsteifigkeit k_0 aus Gleichung 4.17 wird nicht durch die beteiligten Materialkennwerte und Elementabmessungen bestimmt, sondern durch den aktuellen Zeitschritt Δt und der Masse m_s des Slave-Knotens. Der Parameter *softscl* ist ein Skalierfaktor mit der Voreinstellung 0,1, die nicht geändert wird.

$$k_0 = \text{softscl} \frac{m_s}{\Delta t} \quad (4.17)$$

Die einfachintegrierten Hexaederelemente nehmen bei der Verwendung des Materialmodells Mohr-Coulomb energiefreie Zustände (sogenante *Hourglass-Verformungen*) ein, die mit einer Stabilisierung durch eine künstliche Steifigkeit verhindert werden müssen. Hierzu wird der *Hourglass-Controll* (Typ 5) mit dem *Hourglass-Koeffizienten* 0,05 gewählt.

Die Kontaktdefinition kann durch die Funktion *shooting node logic* bedeutend beeinflusst werden. Diese Funktion ist standardmäßig aktiviert und sorgt dafür, dass Knoten der *Slave-Seite* nicht in ein *Master-Segment* eindringen. Durch eine geeignete *Hourglass-Einstellung* (s.o.) kann hier auf diese Funktion verzichtet werden, was die Versuchsergebnisse besser abbildet.

Die Verwendung des Materialmodells *Soil and Foam* benötigt keine speziellen Eingaben. Anders als bei dem Materialmodell Mohr-Coulomb liefert die voreingestellte *Penalty-Methode* mit angepasster Kontaktsteifigkeit aus Beziehung 4.18 stabilere Berechnungen. Die Kontaktsteifigkeit k_0 hängt von dem Kompressionsmodul K_0 des Materials, der Segmentfläche A und dem Elementvolumen V_1 ab.

$$k_0 = \text{slsfac} \cdot \text{sf} \cdot K_0 \frac{A^2}{V_1} \quad (4.18)$$

Die Parameter *slsfac* (global) und *sf* (lokal) sind Skalierungsfaktoren der Kontaktsteifigkeit. Die Berechnungen haben gezeigt, dass kleinere Werte (gewählt: 0,01) bei dem globalen Skalierungsfaktor einen stabileren Kontakt liefern. Für den lokalen Skalierfaktor werden die Voreinstellungen übernommen.

Werden die durchgeführten Rechnungen mit den zuvor beschriebenen Einstellungen mit den Abbildungen 4.18 und 4.19 ausgewertet, so lässt sich für alle Versuchsergebnisse beobachten, dass die Elementgröße bei beiden Materialien sowie beiden Elementtypen einen zu vernachlässigenden Einfluss hat und für die numerische Anwendung auf eine Großstruktur nicht gesondert betrachtet werden muss.

Bei dem Vergleich von Abbildung 4.18a) mit 4.18 b) sowie Abbildung 4.19a) mit 4.19b) kann festgestellt werden, dass die Hexaederelemente beim Materialmodell Mohr-Coulomb den Maximalwert von 63 kN leicht besser und bei dem Materialmodell *Soil and Foam* diesen deutlich besser abbilden.

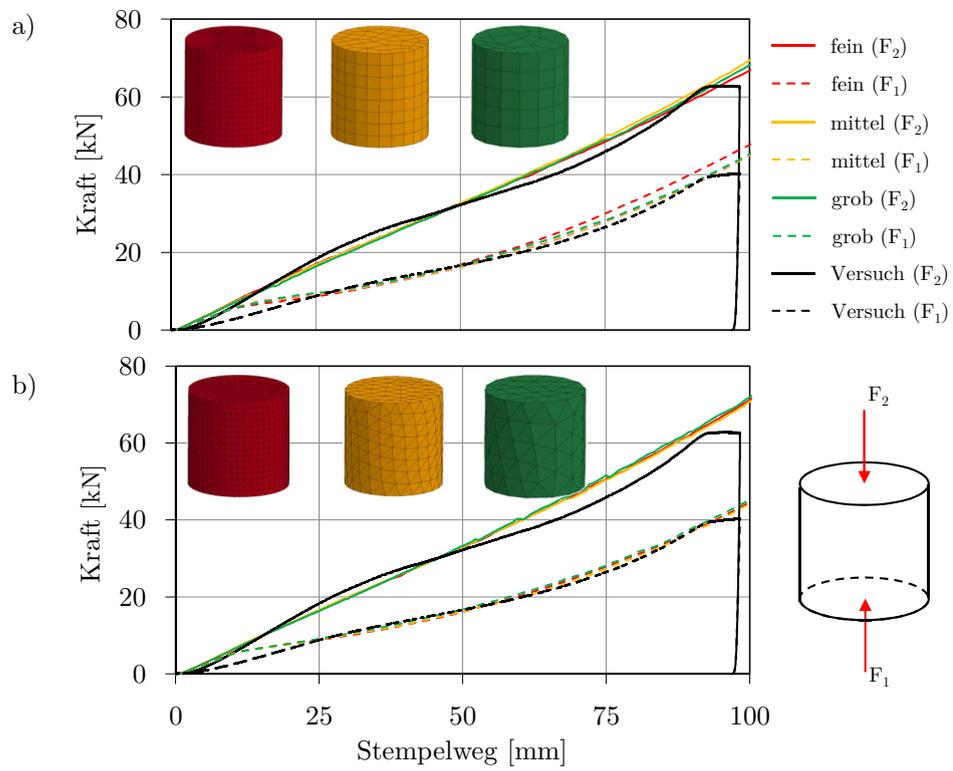


Abbildung 4.18.: Ergebnisse mit *MAT MOHR COULOMB: a) Hexaederelemente; b) Tetraederelemente

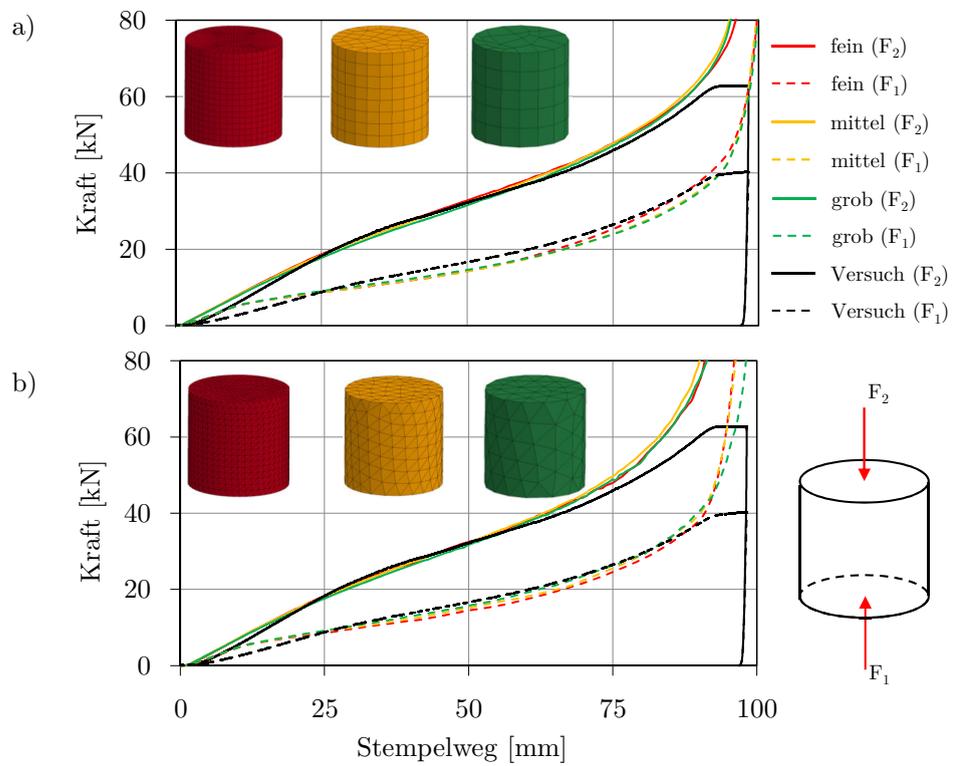


Abbildung 4.19.: Ergebnisse mit *MAT SOIL AND FOAM: a) Hexaederelemente; b) Tetraederelemente

Werden die beiden Materialmodelle in Abbildung 4.18a) und 4.19a) miteinander verglichen, so ist zu erkennen, dass nur das Materialmodell *Soil and Foam* die Steigung der Messkurven im oberen Bereich wiedergeben und somit das inkompressible Verhalten der kollabierten Partikel abbilden kann. Für die späteren Berechnungen von KV 3 und der Simulationen zweier Anwendungsbeispiele wird das Materialmodell *Soil and Foam* mit Hexaederelementen gewählt.

4.2.3. Drucktests an einzelnen Partikeln

Die oben präsentierten Werte für den E-Modul und den volumetrischen Anteil der Fließfunktion inkl. plastischer Verformung werden zum Vergleich und zur Plausibilitätsüberprüfung den Eigenschaften einzelner Partikel gegenübergestellt. Hierfür wurden die Partikel einem axialen und einem hydrostatischen Drucktest unterzogen.

Axialer Drucktest

Für die Durchführung des axialen Drucktests wurde der Versuchsstand des Institutes für Feststoffverfahrenstechnik und Partikeltechnologie der TUHH genutzt. Der Versuchstand besteht aus einer Universalprüfmaschine, die zur Untersuchung physikalischer Eigenschaften wie Härte, Festigkeit, Elastizität, Klebrigkeit usw. eingesetzt wird. Bei Geschwindigkeiten zwischen 0,01-40 mm/s kann diese Maschine Kräfte bis 500 N erzeugen. Die Messwerte werden bei einer Wegauflösung von 0,001 mm mit einer Abtastrate von 500 Datenpunkten/Sekunde erfasst.

Zur Versuchsdurchführung werden die einzelnen Partikel auf dem Prüftisch der Maschine platziert und anschließend mit einer konstanten Geschwindigkeit von 0,01 mm/s durch den Prüfstempel aus Abbildung 4.20b) bis zu einem Kraftniveau von 1 N belastet.

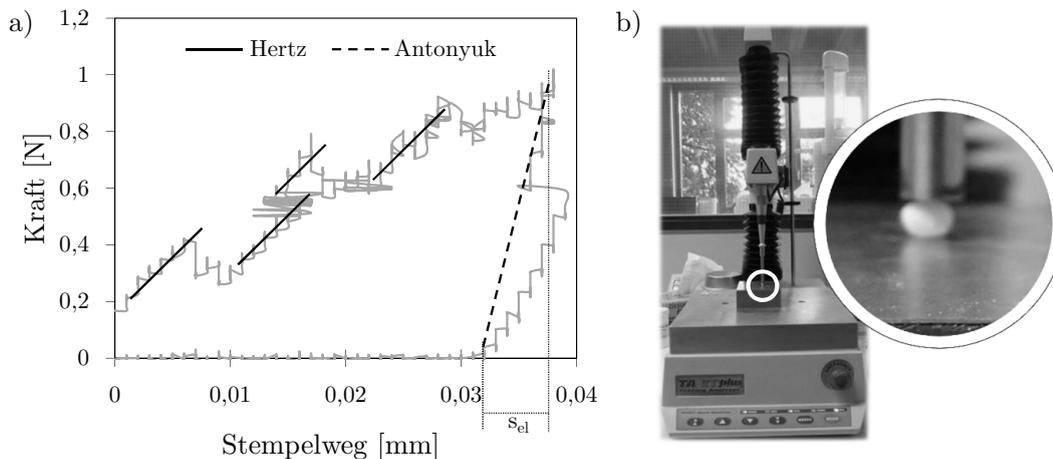


Abbildung 4.20.: Axialer Drucktest an einzelnen Partikeln

Aus der Literatur sind Methoden bekannt, die den Be- oder den Entlastungspfad zur Bestimmung des E-Moduls verwenden. In Abbildung 4.20a) wird exemplarisch ein Be- und Entlastungszyklus für ein Partikel dargestellt. Betrachtet man den Belastungspfad, so kann eine abschnittsweise konstante Steigerung festgestellt werden,

über die sich mit der Methode nach Hertz, beschrieben u.a. in [7], der E-Modul bestimmen lässt. Mit einem Partikeldurchmesser d_1 von 4,0 mm ergibt sich mit Gleichung 4.19

$$E^* \approx \frac{6 F_{el}}{\sqrt{d_1} s^3} \quad (4.19)$$

ein E-Modul zwischen 15 – 20 MPa.

Wird der Entlastungspfad über dem elastischen und somit reversiblen Weg s_{el} betrachtet, so kann der E-Modul unter Vereinfachung einzelner Parameter nach Antonyuk [7] mit der zuvor gefundenen Querkontraktionszahl wie folgt beschrieben werden.

$$E_1 = \frac{3 F_{ent} (1 - \nu_1^2)}{\sqrt{d_1} s_{el}^3} \quad (4.20)$$

Es ergibt sich ein E-Modul von 19,3 MPa, der im zuvor ermittelten Bereich nach Hertz liegt.

Abschließend ist festzuhalten, dass die Werte für den E-Modul einzelner Partikel über den Werten der als homogen betrachteten Masse liegen, die mit der Beziehung 4.15 ermittelt wurden. Die Unterschiede können anhand der geringeren Packungsdichte bzw. der Zwischenräume der Partikel im Verbund erklärt werden.

Hydrostatischer Drucktest

Um das Verhalten einzelner Partikel unter einer rein hydrostatischen Belastung messen zu können, wurde der Zylinder aus dem uniaxialen Drucktest Abbildung 4.14 durch einen kleineren und mit Wasser gefüllten Zylinder nach Abbildung 4.21 ersetzt. Das Versuchskonzept orientiert sich an den Angaben aus [33] und wurde der gegebenen Geometrie der Anlage, der Messtechnik und der Partikelgröße angepasst.

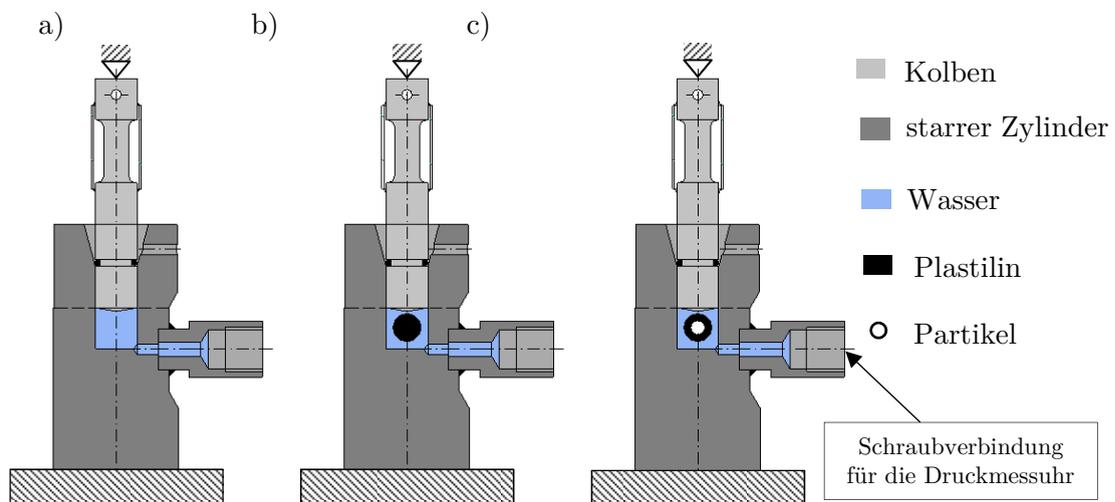


Abbildung 4.21.: Aufbau des Hydrostatischen Druckversuchs: a) Wasser; b) Plastilin+Wasser; c) Partikel+Plastilin+Wasser

Vor den Versuchen wurden die Partikel einzeln vermessen und ihr Volumen bestimmt. Um den für den Granulatbruch benötigten hydrostatischen Druck gleichmäßig auf die Membranen der multizellularen Partikel verteilen zu können, wurden diese erst mit Aluminiumfolie umwickelt und anschließend mit einer Schicht Plastilin umhüllt. Das Verhalten des Druckkörpers inkl. Kolbendichtung gefüllt mit Wasser a) sowie das Verhalten von Plastilin und Wasser b) wurde im Einzelnen geprüft und in Abbildung 4.22 dem Versuch mit Partikel, Plastilin und Wasser gegenüber gestellt. Der Granulatbruch tritt bei 6,8 MPa auf. Das Einbringen von Plastilin in den Prüfraum hat offenbar keinen erkennbaren Einfluss auf die Messergebnisse.

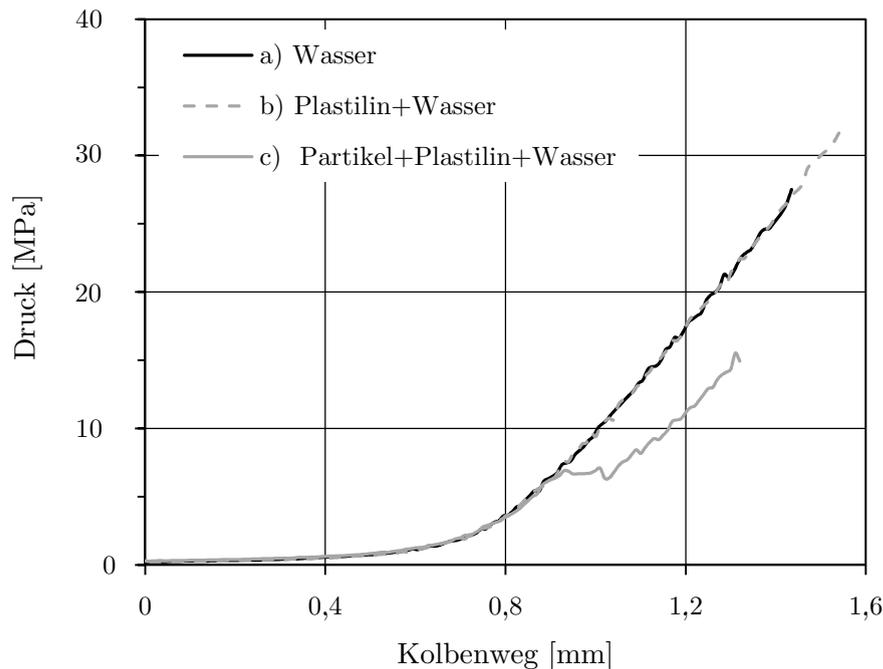


Abbildung 4.22.: Messergebnisse einzelner Komponenten des Hydrostatischen Druckversuchs: a) Wasser; b) Plastilin+Wasser; c) Partikel+Plastilin+Wasser

Um den Druck über den natürlichen Logarithmus des relativen Volumens der einzelnen Proben (Zusammenhang 4.21) bestimmen zu können, müssen die Wege bei gleichen Druckwerten von Kurve a) bzw. b) vom Weg der Kurve c) aus Abbildung 4.22 subtrahiert werden (Δh). Dabei ist r_z der Innenradius des Druckzylinders.

$$\ln\left(\frac{V}{V_0}\right) = \ln\left(1 - \frac{\pi r_z^2 \Delta h}{V_0}\right) \quad (4.21)$$

Wird der natürliche Logarithmus des relativen Volumens über den aufgeprägten hydrostatischen Druck für einzelne Proben aufgetragen, so lassen sich die Ergebnisse nach Abbildung 4.23 darstellen. Nach dem Granulatbruch bei 5-10 MPa weist das Material ein annähernd inkompressibles Verhalten bei ca. -0,8 auf der Abszisse auf, was einer Volumenabnahme von 55% entspricht.

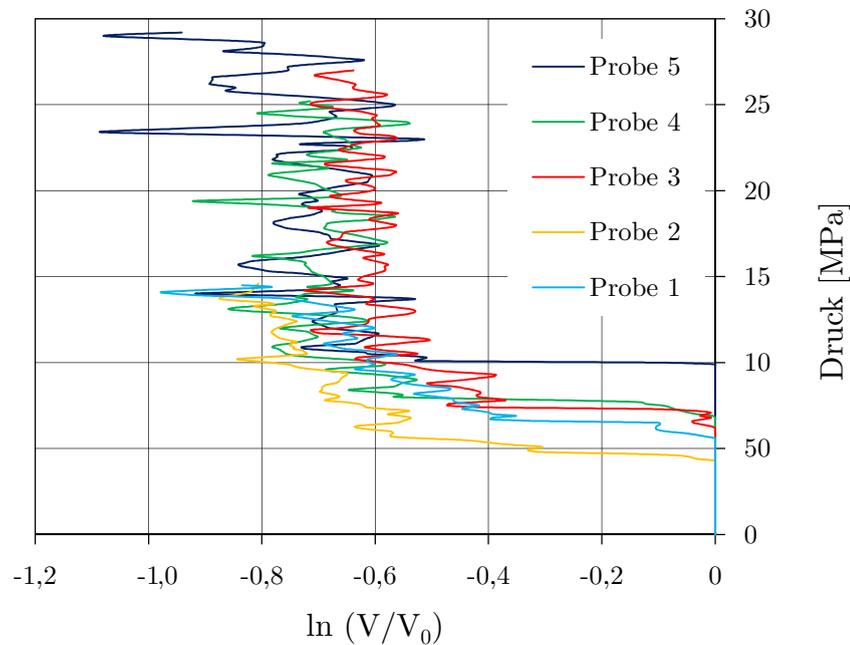


Abbildung 4.23.: Auswertung des Hydrostatischen Druckversuchs

Dieser Grenzwert lässt sich zum einen mit der Simulation des uniaxialen Drucktest verifizieren und zum anderen mit Herstellerangaben überprüfen. Mit einer mündlich vom Hersteller mitgeteilten Dichte vor dem Herstellungsprozess von $\rho_R = 380 - 480 \text{ g/l}$ und einer Korndichte von $\rho_K = 750 - 800 \text{ g/l}$ lässt sich die vorgenommene Messung mit Beziehung 4.22 recht gut bestätigen.

$$\ln\left(\frac{V}{V_0}\right) = \ln\left(\frac{\rho_K}{\rho_R}\right) = \ln\left(\frac{350}{800}\right) = -0,827 \quad (4.22)$$

4.2.4. Reibversuch

Über Reibversuche kann der Beiwert der multizellularen Glashohlkugeln für den uniaxialen Drucktest mit der Paarung Füllstoff/ Aluminium sowie für die Kollisionsversuche mit der Paarung Füllstoff/ Stahl ermittelt werden.

Der Versuchsaufbau bestand aus einer elektrisch angetriebenen Spindel, die einen Schleppwagen mit einer sehr geringen und konstanten Geschwindigkeit über die Aluminium- bzw. Stahlplatte mit Primer zog. Der Versuchskörper wurde mit vorausgewählten und annähernd gleichgroßen Partikeln versehen, die mit Kleber an einer gekerbten Stahlplatte aufgetragen waren. Diese wurde über eine Kraftmessdose mit dem Schleppwagen verbunden. Über variierende Gewichte auf den Versuchskörper konnten unterschiedliche vertikal wirkende Normalkräfte aufgebracht werden.

Für beide Paarungen wurde ein Reibbeiwert von 0,65 ermittelt, der sich ebenfalls durch numerische Berechnungen verifizieren ließ. Detailliertere Informationen zu diesem Versuch können dem Anhang A.8 entnommen werden.

5. Numerische Berechnung der Kollisionsversuche

Durch die in Kapitel 4 gefundenen Materialeigenschaften für normalfesten Schiffbau- stahl aus den Kollisionsversuchen KV 1 und KV 3 lassen sich die Bruchkriterien GL, RTCL, GISSMO näher untersuchen und gegenüberstellen. In Abschnitt 2.2.3 wurde bereits erwähnt, dass das BWH- und RTCL-Kriterium ähnlich gute Ergebnisse für kleinere Elemente und ähnlich schlechte Ergebnisse für große Elemente liefern. Aus diesem Grund werden hier stellvertretend die Simulationsergebnisse für das RTCL-Kriterium präsentiert.

Darüber hinaus lassen sich die gefundenen Materialeigenschaften und Einstellungen für die multizellularen Glashohlkugeln aus Kapitel 4.2 durch KV 3 verifizieren sowie die Interaktion mit den gewählten Bruchkriterien prüfen.

5.1. Versuch mit der konventionellen Seitenstruktur

Für die Kalibrierung der elementgrößenabhängigen Eingabekurven für das GISSMO-Kriterium aus Abbildung 4.9 und zur Durchführung einer Netzstudie mit unterschiedliche Elementgrößen zur Bewertung der Bruchkriterien werden die zuvor beschriebenen Modellkörper (Seitenhülle, Bugwulst) und die beiden Widerlagerkonstruktionen in Abbildung 5.1 diskretisiert.

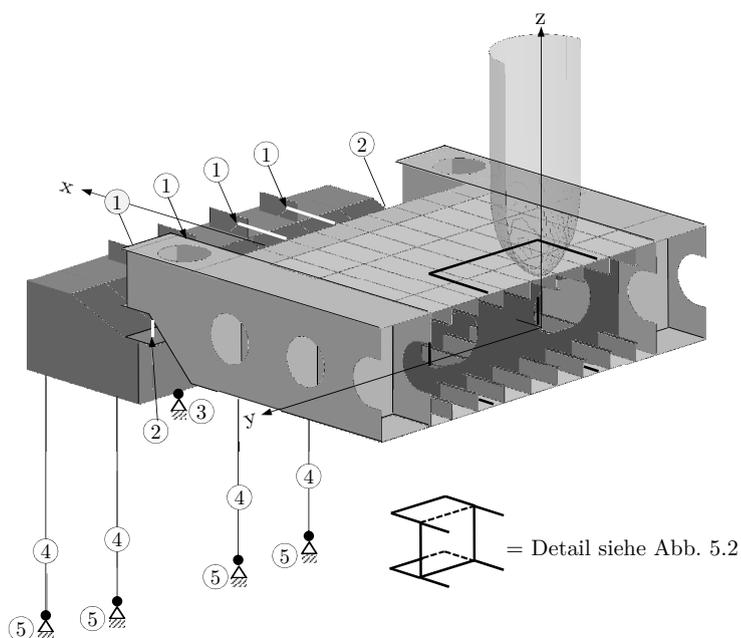


Abbildung 5.1.: 1/2 Berechnungsmodell von KV 1

Um die Einspannsteifigkeit der Seitenhülle realitätsgetreu abbilden zu können, werden die Zugstangen (1), die Druckmessdosen (2) und die Zuganker (4), die die Widerlager mit den Grundträgern verbinden, durch momentenfreie Stabelemente (Typ 3) unter Angabe ihrer Querschnittsfläche diskretisiert. Die einzugebende Querschnittsfläche A für die Druckmessdosen lässt sich durch Vorgabe der Druckmessdosenhöhe l , der durch Herstellerangaben bekannten Steifigkeit C und dem vorgegebenen E-Modul E aus der Beziehung 5.1 berechnen:

$$A = \frac{Cl}{E} \quad (5.1)$$

Dem Zuganker und der Vorderkante der Widerlager auf Höhe der Grundträger werden an den Stellen (5) und (3) aus Abbildung 5.1 die Bewegungen in alle drei translatorischen Raumrichtungen unterdrückt.

Um das unsymmetrische Aufreißen bzw. Versagen der Doppelhüllenstruktur berücksichtigen zu können, wird ein Gesamtmodell erstellt.

Zur Bewertung der Bruchkriterien wird für die Netzstudie der unmittelbare Kollisionsbereich aus Abbildung 5.1 durch die gemittelten Elementgrößen von 68,3/ 34,2/ 17,1/ 8,6 mm in Abbildung 5.2 diskretisiert.

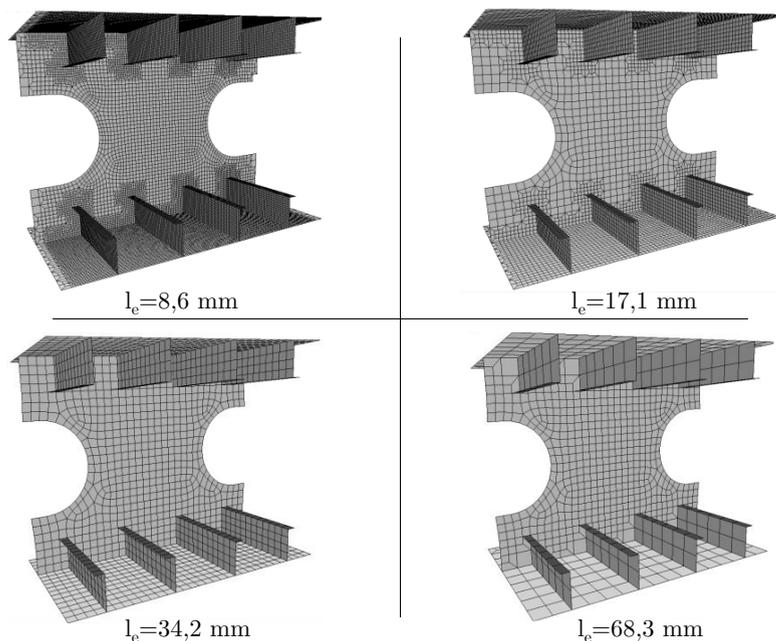


Abbildung 5.2.: Elementgrößen der Netzstudie

Unter Berücksichtigung gleicher Widerstandsmomente werden die Längsspannen (HP) im FE-Modell der konventionellen Doppelhülle durch L-Profile ersetzt und angenähert.

Der Kontakt zwischen Bugwulst und Doppelhülle wird über die Kontaktformulierung *AUTOMATIC SINGLE SURFACE* und *FORCE TRANSDUCER* erzeugt. In Martens [70] konnte für die Verwendung des GL- und RTCL-Kriteriums für die Simulation der Kollisionsversuche ein Reibbeiwert von 0,23 gefunden werden und für das GISSMO-Kriterium in [57] ein Reibbeiwert von 0,36. Bei beiden wurde zur Bestimmung der Reibbeiwerte das Plateau zwischen dem Durchstoßen der Außenhaut

und der Innenhülle zur Kalibrierung gewählt.

Der Modellkörper des Bugwulstes wird in den Berechnungen als starr angesehen und über das Material *RIGID* beschrieben. Den Bauteilen der Seitenhülle wird das Material *MODIFIED PIECEWISE LINEAR PLASTICITY* zugewiesen, welches neben der Angabe von Dichte, E-Modul, Querkontraktion und Streckgrenze die in Kapitel 4 ermittelte wahre Spannungs-Dehnungskurve (WSD) benötigt. Die Eingabewerte für das GISSMO-Kriterium werden über die Materialformulierung *ADD EROSION* dem Modell vorgegeben.

Der starre Bugwulst wird in den Berechnungen mit einer konstanten Geschwindigkeit von 2 m/s (gleich der Simulationsgeschwindigkeit der Zugversuche) in die Seitenhülle gefahren.

Für die Berechnungen wird der LS-DYNA Solver R971 6.1.0 *double precision* analog zur Berechnung der Zugversuche verwendet. Stellvertretend für die drei Bruchkriterien wird in Abbildung 5.3 für die vier untersuchten Elementgrößen die Ergebnisse für das GISSMO-Kriterium dargestellt.

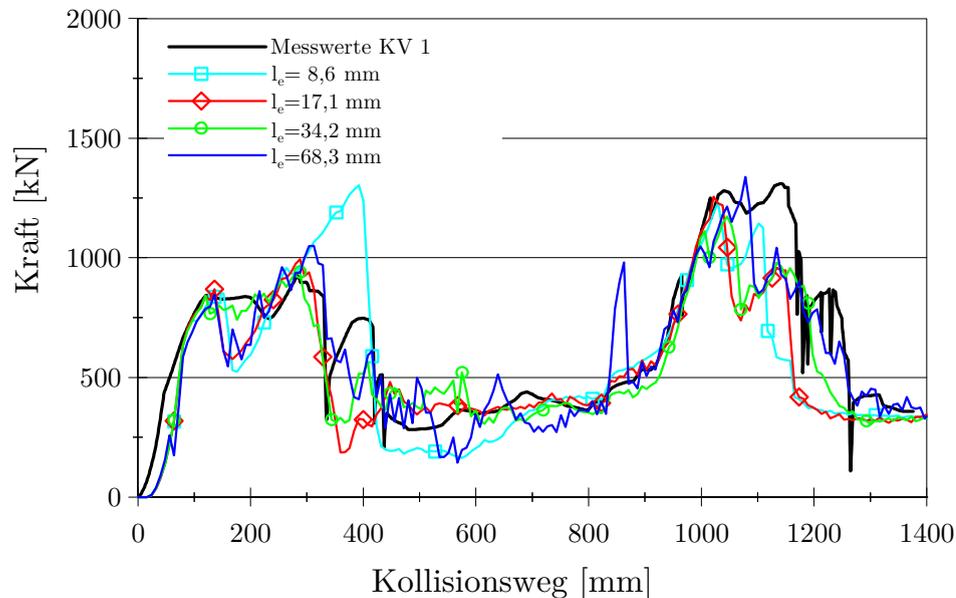


Abbildung 5.3.: Ergebnis der Netzstudie für das GISSMO-Kriterium an KV1

Um die drei Bruchkriterien leichter vergleichen zu können, wird auch hier die Differenz der Kollisionsenergie ΔE nach Gleichung 5.2 gebildet.

$$\Delta E = \frac{(Energie\ aus\ Simulation - Energie\ KV\ 1)}{Energie\ KV\ 1} \quad (5.2)$$

Die Auswertung beschränkt sich auf den Bereich nach dem Durchstoßen der Außenhaut von 200-1400 mm Kollisionsweg, weil die Verschiebung der Kraft-Verformungskurven zwischen Messwerten und Simulationsergebnissen aus Abbildung 5.3 zu großen Abweichungen führt. Wird die gesamte dissipierte Energie der Seitenhülle betrachtet, so hat dieser Bereich einen zu vernachlässigen Anteil. Maßgeblich für das Energieaufnahmevermögen ist jedoch die Energie, die die Seitenhülle mindestens bis zum Aufreißen der Innenhülle aufnehmen kann.

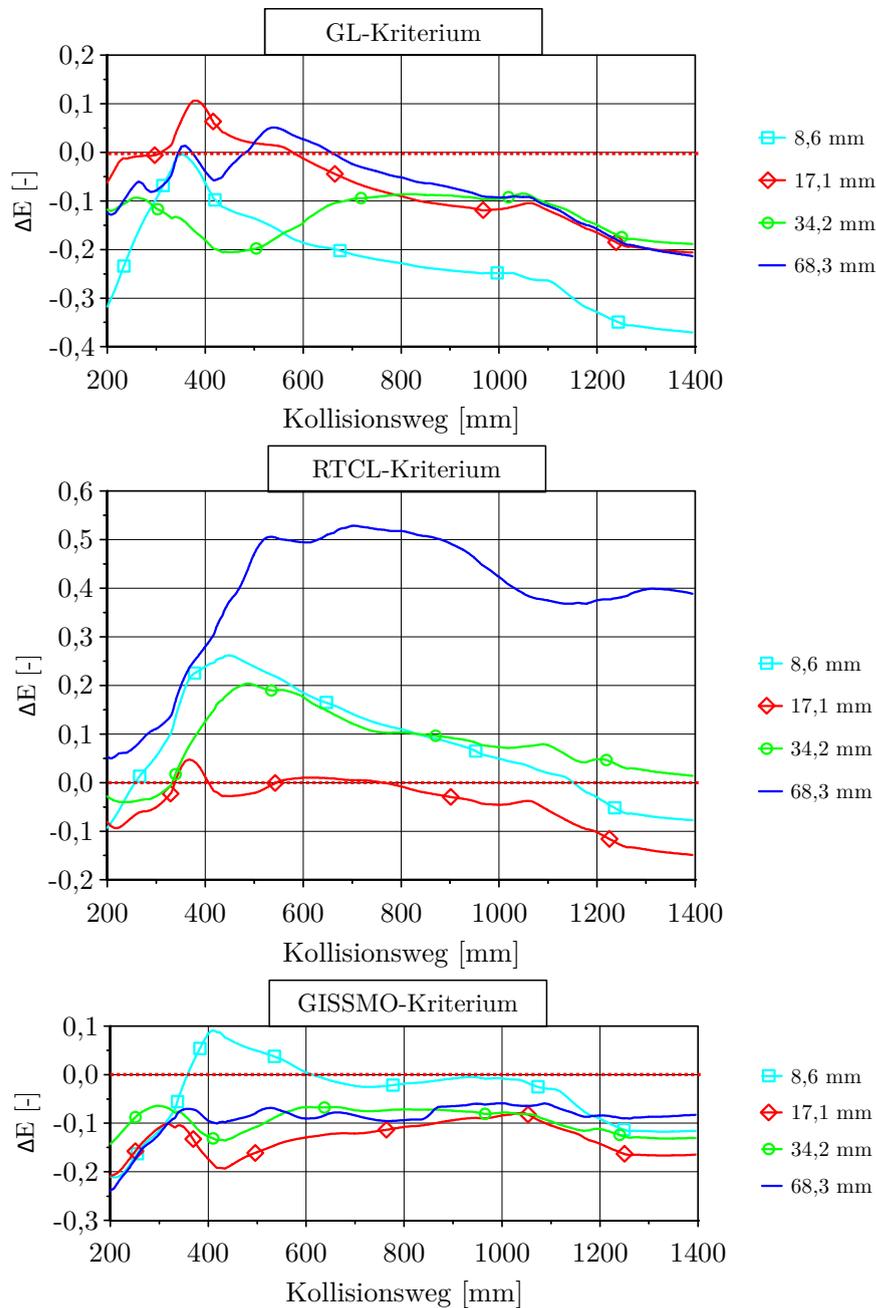


Abbildung 5.4.: Ergebnis der Netzstudie mit GL-, RTCL- und GISSMO-Kriterium

Bei der Auswertung der drei Bruchkriterien lassen sich die in der Literatur gefundenen charakteristischen Merkmale insgesamt gut wiedererkennen. Wertet man die Energiedifferenzen zum Zeitpunkt des Innenhüllenversagens nach einem Kollisionsweg von ca. 1.016 mm aus, so lassen sich folgende Abweichungen festhalten:

- GL-Kriterium: Die Abweichungen für die Elementkantenlängen 68,3/ 34,2/ 17,1 mm liegen bei ca. 10%, und für die Elementkantenlänge von 8,6 mm bei ca. 25% unter den Messwerten aus KV 1. Es lässt sich eindeutig erkennen, dass die Genauigkeit für kleinere Elementgrößen stark abnimmt. Dennoch ist zu erwähnen, dass das GL-Kriterium für die Elementkantenlänge von 17,1 mm noch

sehr gute Ergebnisse liefert, obwohl das Verhältnis von Kantenlänge zu Plattendicke kleiner fünf beträgt, welches wie Eingangs in Abschnitt 2.2.3 erwähnt zu vermeiden ist.

- RTCL-Kriterium: Es lassen sich Abweichungen kleiner 10% für die Elementkantenlängen 34,2/ 17,1/ 8,6 mm beobachten. Dabei wird die Energie zweimal leicht über- und einmal leicht unterschätzt. Für die größte Elementkantenlänge von 68,3 mm lassen sich Abweichungen größer 50% und beim Durchstoßen der Innenhülle von ca. 40% über die gemessenen Werte erkennen. Damit bestätigt sich die in Abschnitt 2.2.3 vorgestellte Einschränkung auf den Einsatz für kleinere Elementkantenlängen.
- GISSMO-Kriterium: Die Abweichungen betragen weniger als 10% beim Durchdringen der Innenhülle für alle vier Kantenlängen. Die dissipierte Energie wird dabei unterschätzt. Mit diesem Ergebnis weist das Kriterium einen sehr großen Vorteil gegenüber den etablierten Bruchkriterien auf. Es lässt sich für extrem kleine aber auch größere Elementkantenlängen anwenden und ermöglicht somit einen flexibleren Einsatz für lokale und globale Berechnungen.

Als Fazit kann festgehalten werden, dass sich das GL- und das GISSMO-Kriterium bei der Wahl von größeren Elementkantenlängen gleichermaßen für die Simulation der Kollisionsversuche eignet. Für den Einsatz im Schiffbau typischen großen Elementkantenlängen von 100-200 mm ist weiterhin zu prüfen, ob das GISSMO-Kriterium auch für diese Elementgrößen bei Großstrukturen die oben vorgestellten Vorteile bestätigt.

5.2. Versuch mit multizellularen Glashohlkugeln

Der KV 3 wird zur Verifizierung der gefundenen Eigenschaften und Einstellungen verwendet. Der Simulation des Kollisionsversuches liegt das oben beschriebene Modell von KV 1 mit der Elementkantenlänge von 34,2 mm zugrunde. Um die multizellularen Glashohlkugeln ohne geometriebedingte Kontaktprobleme implementieren zu können, werden diese in Blockform (getrennt durch die vier Rahmen) aus Volumenelementen in die Struktur eingesetzt. Dazu werden die Profile der Längsspannten durch Hughes-Liu Balkenelemente (Typ 1) ersetzt. Unter Berücksichtigung der Flächengleichheit und der Schlagrichtung konnte in Schöttelndreyer et al. [91] eine Bruchdehnung für die hier vorliegende Profilgröße von 11,5% numerisch ermittelt werden. Das GL-Kriterium für den uniaxialen Zugspannungszustand aus Tabelle 2.8 überschätzt die Bruchdehnung mit 20,0% um 8,5%. Dieses lässt sich durch die stark abweichende Skalierung der Längsspannten und Außenhaut aus Tabelle 3.3 erklären. Im Anhang werden in Abbildung A.21 das Energieaufnahmevermögen von Außenhaut zu Spannten (HP) und deren Flächenverhältnis in Tabelle A.6 der in dieser Arbeit untersuchten Strukturen einander gegenübergestellt und der Sachverhalt bestätigt.

Das GISSMO-Kriterium lässt sich nicht auf Stab- und Balkenelemente anwenden. Die Kontaktdefinition berücksichtigt die in Abschnitt 4.2.2 im uniaxialen Drucktest

gefundenen Einstellungen. Folgende Kontaktbedingungen aus Tabelle 5.1 werden für das komplexere FE-Modell gewählt:

Tabelle 5.1.: Gewählte Kontaktbedingungen bei der Simulation von KV 3

<i>AUTOMATIC NODES TO SURFACE</i>	Bugwulst gegen Profile
<i>AUTOMATIC SINGLE SURFACE</i>	AH/ IH gegen sich selbst
<i>AUTOMATIC SURFACE TO SURFACE</i>	Bugwulst gegen AH/ IH Bugwulst gegen Füllstoff AH/ IH gegen Füllstoff Füllstoff gegen sich selbst

Werden die Berechnungsergebnisse den Versuchsergebnissen in Abbildung 5.5 gegenübergestellt und verglichen, so lässt sich insgesamt für das GL- und GISSMO-Kriterium beim Versagen der Außenhaut und der Außenhautlängsspannten eine sehr gute Übereinstimmung beobachten. Nach dem durchdringen der Außenhaut liegen die berechneten Werte leicht unterhalb der gemessenen Werte. Das Kraftniveau beim Einreißen der Innenhülle wird um 5% beim GL- und um 9% beim GISSMO-Kriterium unterschätzt und der dazugehörige Kollisionsweg um 1% bzw. 5% überschätzt. Lediglich das Versagen der Innenhüllenspannten wird in beiden Simulation stärker überschätzt. Die dissipierte Energie (gestrichelte Linien) wird um weniger als 12% vom GL- und etwas mehr als 7% vom GISSMO-Kriterium unterschätzt.

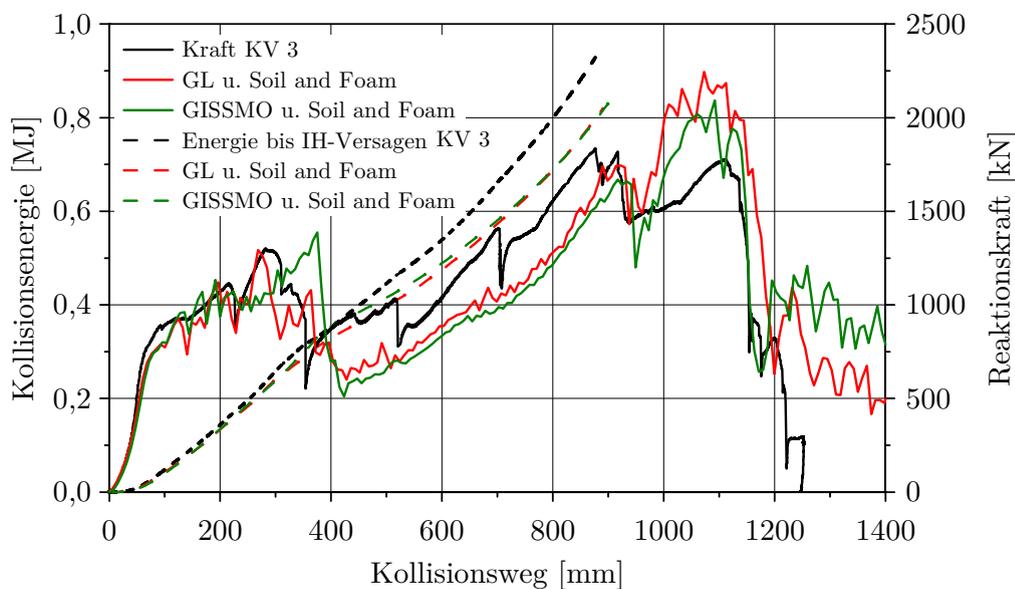


Abbildung 5.5.: Simulationsergebnisse KV 3 GL- vs. GISSMO-Kriterium

Je nachdem ob der Vergleich der Kollisionskraft oder der Vergleich der Kollisionsenergie als Bewertungsgrundlage gewählt wird, weist das GL-Kriterium bei der Kraft minimal bessere Ergebnisse gegenüber dem GISSMO-Kriterium auf und bei der Energie umgekehrt. Generell liefern beide Kriterien für den KV 3 gute und zufriedenstellende Ergebnisse.

6. Anwendung auf Großstrukturen

Die zuvor gefundenen Einstellungen und Materialeigenschaften sollen auf reale Schiffstrukturen übertragen werden, um hier die schützende Wirkung der multizellularen Glashohlkugeln analysieren zu können.

Die gewählten Anwendungsbeispiele konzentrieren sich auf Schiffskollisionen in Hafengebieten, bei denen das rammende Schiff mit Geschwindigkeiten größer 6 kn den passiven Kollisionsgegner ohne Fahrt durchs Wasser trifft. Beiden Beispielen liegen reale Schiffskollisionen zugrunde.

- Das erste Beispiel ist die bereits erwähnte Kollision im Hafen von Travemünde zwischen der an der Pier festliegenden Fähre URD und der fahrenden Fähre NILS HOLGERSSON, dessen Simulation unter Anwendung des GL-Kriteriums in der Arbeit von Martens [70] bereits validiert wurde. Neben der Darstellung der Wirkung der multizellularen Glashohlkugeln eignet sich das Beispiel zur Verifizierung des GISSMO-Kriteriums für sehr große Elemente.
- Beim zweiten Beispiel handelt es sich um eine Kollision zwischen einem 100 m langen Schiff und einer 76,5 m langen Schute. Anders als beim erstem Beispiel kann sich die getroffene Schute frei bewegen. Dieses hat zur Folge, dass neben der Strukturmechanik noch die äußere Dynamik/ Bewegung der getroffenen Schute betrachtet werden muss.

Für die Modellierung der Strukturen werden die zuvor gefundenen Einstellungen für Material, Elementtyp, Kontaktbedingung usw. verwendet.

6.1. Kollision im Hafen von Travemünde

Am Abend des 03. Mai 2012 kam es im Hafen von Travemünde während eines Wendemanövers der NILS HOLGERSSON zur Kollision mit der am Skandinavienkai festliegenden URD. Die URD erlitt im Bereich des parallelen Mittelschiffs die in Abbildung 6.1 erkennbaren Strukturschäden über und unter Wasser.

Die für die Simulation notwendigen Angaben wie Masse, Geschwindigkeit usw. der NILS HOLGERSSON können dem Bericht [13] der Bundesstelle für Seeunfalluntersuchung entnommen werden.

Foto: Volker Schimonek



Abbildung 6.1.: Kollision zwischen der URD und NILS HOLGERSSON

Daten der Rumpfform der NILS HOLGERSSON, Hauptspantzeichnung und Außenhautabwicklung der URD, AIS-Daten zum Unfallzeitpunkt sowie zahlreiche Fotos der Beschädigung und der Reparaturarbeiten wurden dem Institut von verschiedenen Quellen zur Verfügung gestellt. Eine Übersicht der für die Simulation relevanten Angaben gibt Tabelle 6.1.

Tabelle 6.1.: Relevante Angaben der Kollision

	URD		NILS HOLGERSSON	
	Tiefgang	${}^*t_{HS}$	5,3 m	${}^{**}t_{VL}$
Verdrängung	-	-	Δ	20.500 t
Geschwindigkeit	-	-	v	6,51 kn
Kollisionswinkel	-	-	α	82°

Tiefgänge: * am Hauptspant ** am vorderem Lot

Bei der vorliegenden Kollision wird angenommen, dass die gesamte kinetische Energie der NILS HOLGERSSON in Verformung und Reibung umgewandelt wird. Die kinetische Energie ergibt sich aus der bekannten Gleichung 6.1.

$$E_{kin} = \frac{1}{2} \Delta v^2 \quad (6.1)$$

Für die Verifizierung der Simulationen werden die kinetische Energie von 115 MJ zusammen mit der Eindringtiefe von 7,6 m sowie das reale Schadensbild aus [103] herangezogen. Die Eindringtiefe kann aufgrund des beschädigten Innenlängsschottes der URD bestimmt werden.

6.1.1. Methoden nach Minorsky und Wang

Wird die Methode aus Abschnitt 2.1.1 (Beziehung 2.3) auf die Kollision zwischen den Fähren NILS HOLGERSSON und URD angewendet, so ergibt sich, dass ca.

63 MJ in Verformungsenergie umgewandelt wurde. Die im ersten Teil der Studie entwickelte Gleichung 2.1 liefert um den Faktor 10 zu kleine Werte. Dieses lässt sich auf die Tatsache zurück führen, dass die Fähre URD sich nicht in Fahrt befindet, sondern fest an der Pier liegt. Somit wird die gesamte kinetische Energie der NILS HOLGERSSON in die strukturelle Verformung der URD umgewandelt und nicht in kinetische Energie resultierend aus der Beschleunigung des gerammten Schiffes. Mit der Methode nach Wang lässt sich eine Verformungsenergie von 59,3 MJ berechnen.

6.1.2. Verifizierung des Gissmo-Kriteriums

Die beiden Teilmodelle wurden in der validierten Simulation unter Verwendung des GL-Kriteriums von Martens [70] mit ca. 100x100 mm großen Schalenelementen diskretisiert.

Das Modell der URD wird dabei vereinfacht auf der Mittschiffslinie fest eingespannt und die NILS HOLGERSSON als Starrkörper in Kollisionsrichtung geführt. Um zusätzlich die Netzsensitivität prüfen zu können, wird den validierten Berechnungsergebnissen die mit dem GISSMO-Kriterium erzielten Ergebnisse gleich großer und doppelt so großer Elementkantenlängen in Abbildung 6.2 gegenüber gestellt.

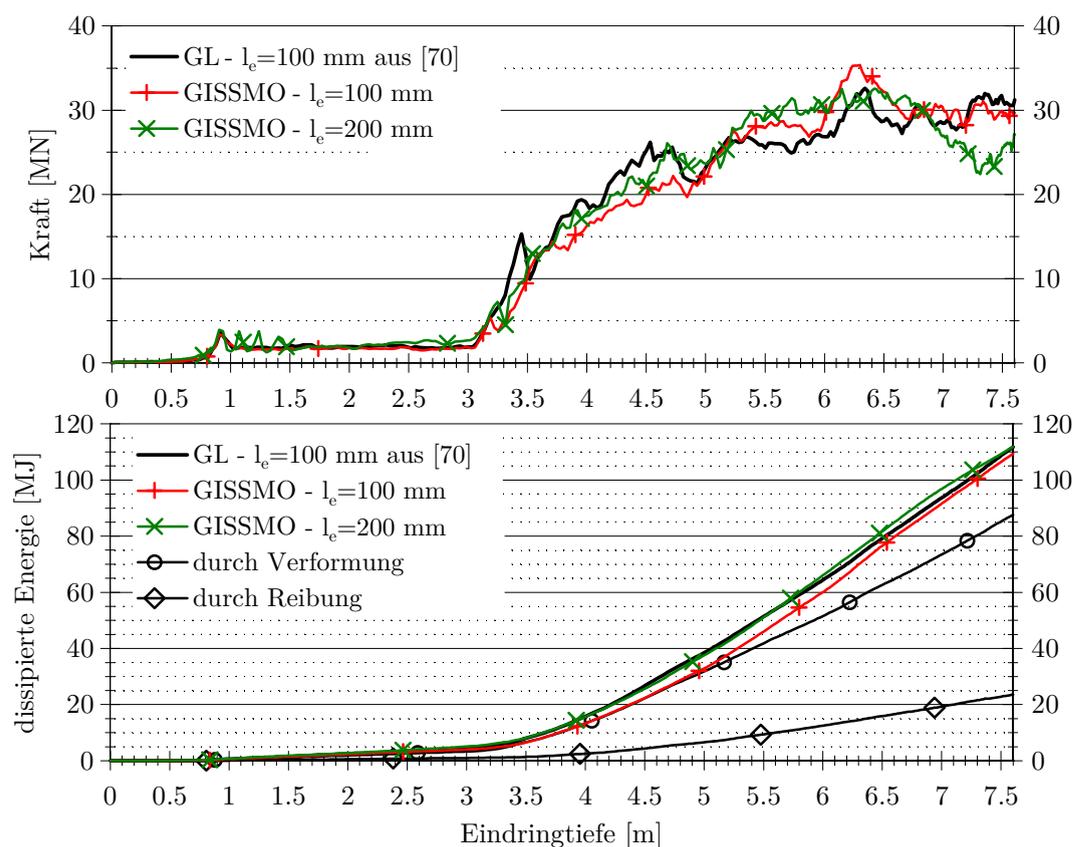


Abbildung 6.2.: Verifizierung des GISSMO-Kriteriums durch das Simulationsergebnis aus [70]

Analog zu den Kollisionsversuchen aus Kapitel 3 lässt sich auch hier eine sehr

gute Übereinstimmung im Kraft- und Energieverlauf der Simulationsergebnisse für beide Netztopologien erkennen. Nach einer Eindringtiefe von 7,6 m erreichen alle Berechnungen eine Energie von ca. 115 MJ, welches der Realität entspricht. Die Simulationen weisen lediglich eine Abweichung der Eindringtiefe beim Stehenbleiben der NILS HOLGERSSON von 1% für die 200 mm und 2% für die 100 mm großen Elemente auf. Dieses lässt sich anhand der vereinfachten Randbedingung an der URD erklären, die weder eine rotatorische Bewegung um die Schiffslängsachse noch eine translatorische Bewegung in vertikaler Richtung zulässt. Hinzu kommt die Vernachlässigung von Fendern und Festmachern.

Man kann jedoch festhalten, dass sich beide Bruchkriterien für die Simulation von Großstrukturen eignen und nur Unterschiede aufweisen, die vernachlässigbar sind. Es werden dabei in Abbildung 6.2 ca. 91 MJ in Verformung und ca. 24 MJ in Reibung beim Durchstoßen der Innenhülle umgesetzt.

6.1.3. Wirkung der multizellularen Glashohlkugeln

Zur Bewertung des Energieaufnahmevermögens der multizellularen Glashohlkugeln in einer Großstruktur wird die Doppelhüllenstruktur der URD ebenfalls mit Blöcken aus Volumenelementen mit einer mittleren Elementkantenlänge von 240 mm analog zu Abschnitt 5.2 versehen und anschließend mit der Berechnung der konventionellen Struktur verglichen. Für die Simulation mit Füllstoffen wird das oben beschriebene Modell ebenfalls mit Stabelementen versehen, um auch hier die Regelmäßigkeit des Volumengitters zu gewährleisten und gleichzeitig die Komplexität der Kontaktbedingung zwischen Volumen und Schalen zu reduzieren. Die Bruchdehnung dieser Elemente richtet sich dabei nach Tabelle 2.8. Die bereits vorgestellten Einstellungen werden für diese Berechnung nach Abschnitt 5.2 übernommen. Bei gleicher Kollisionsgeschwindigkeit der NILS HOLGERSSON kann festgehalten werden, dass sich durch das Einbringen von multizellularen Glashohlkugeln in die Doppelhüllenstruktur im hier betrachteten Szenario ein Versagen der Innenhülle hätte vermeiden lassen. Vor dem Außenhautversagen liefert die Berechnung mit Füllstoffen in Abbildung 6.3 jedoch noch keine erkennbaren Vorteile.

Die Außenhaut versagt in beiden Berechnungen bei einer Eindringtiefe von etwa 3,5 m bei nahezu identischem Energieniveau. Ab der Eindringtiefe von 4,0 m fängt der Füllstoff an zu wirken. Die Energieaufnahme im Unterwasserbereich vergrößert sich im weiteren Verlauf ab einer Eindringtiefe von etwa 4,5 m dann aber erkennbar. Die Differenz in den Berechnungen *konventionell* und *mit Füllstoff* kann jedoch nur teilweise durch die Energieaufnahme des Füllstoffes erklärt werden. Bei der maximalen Eindringtiefe in der Berechnung mit multizellularen Glashohlkugeln von etwa 6,5 m wurden von dem Füllstoff knapp 24 MJ und im Unterwasserbereich zusätzlich 11 MJ von der Struktur dissipiert (Konventionell 17 MJ, mit Füllstoff 28 MJ). Diese 11 MJ werden dissipiert, weil über den Füllstoff auch hier eine großflächigere Lastverteilung bzw. Lastableitung in die umgebende Struktur mit entsprechender plastischer Verformung erfolgt. Eine solche Lastableitung kann, wie die Berechnung zeigt, in der konventionellen Struktur nicht stattfinden.

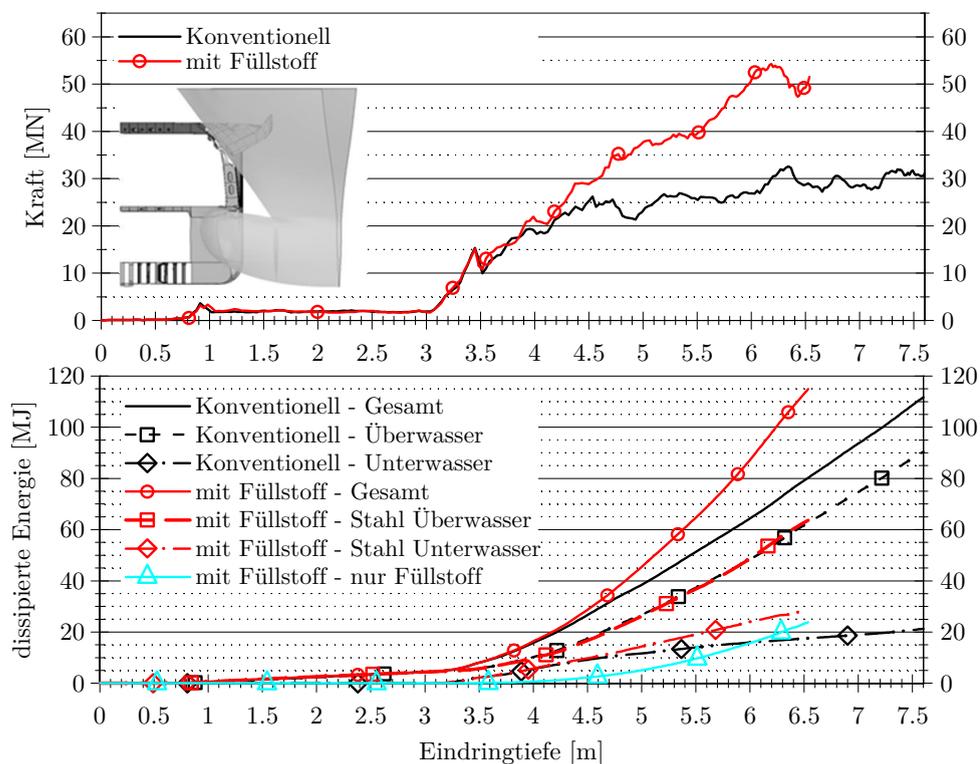


Abbildung 6.3.: Wirkung der multizellularen Glashohlkugeln in der Doppelhülle der URD

6.2. Kollision auf der Elbe

Am 05.03.2014 kollidierte das knapp 90 m lange und vom Kurs abgekommene Frachtschiff WILSON FEDJE mit dem ca. 80 m langen Binnenschiff JADE im Bereich des Hamburger Hafens auf Höhe Lotsenstation/ Köhlfleethafen (siehe Abbildung 6.4). Zum Zeitpunkt der Kollision herrschte schlechte Sicht wegen dichten Nebels. Die Geschwindigkeit der WILSON FEDJE von 7,9 kn konnte der Internetseite von MarineTraffic entnommen werden. Der Abbildung 6.4 nach zu urteilen, sind die Schiffe nahezu rechtwinklig zusammengestoßen. Das gerammte Schiff JADE konnte mit eigenem Antrieb auf den Elbstrand gesetzt werden und entging dadurch seinem Untergang.

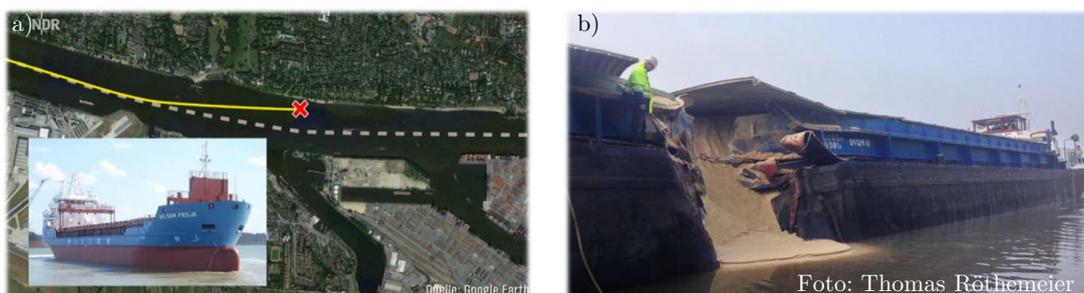


Abbildung 6.4.: Kollision auf der Elbe: a) Ort und rammendes Schiff; b) gerammtes Schiff

6.2.1. Abgeleitetes Kollisionsszenario

In Anlehnung an die Kollision der WILSON FEDJE und der JADE im Hamburger Hafen soll die Wirkung der multizellularen Glashohlkugeln numerisch auf Großstrukturen übertragen werden. Hierfür wird als rammendes Schiff ein 100 m langes Schiff mit einer Verdrängung von 6.569 t und einem Tiefgang von 4 m gewählt. Dieses trifft mit einer Geschwindigkeit von 6,5 kn im Winkel von 90° eine frei schwimmende Schute mit Schubeinheit ohne Fahrt im hinterem Viertel. Die Schute besitzt eine Länge von 76,5 m, eine Breite von 11,4 m und eine Verdrängung von knapp 1.200 t. Die Schubeinheit hat eine Länge von knapp 25 m mit einer Verdrängung von ca. 260 t. Die Daten der Schute beschreiben einen Euro II Leichter und können den Veröffentlichungen [10] u. [48] entnommen werden.

6.2.2. Berechnungsmethodik

Um das kinematische/ kinetische System realistisch beschreiben zu können, muss eine Berechnungsmethode entwickelt werden, die neben LS-DYNA ein weiteres kommerzielles Programm ANSYS-CFX erfordert. Der durch den dynamischen Stoßvorgang hervorgerufene strukturelle Schaden der Schute wird analog zu den Versuchen und der Kollision zwischen den Fähren URD und NILS HOLGERSSON mit dem Programm LS-DYNA berechnet. Um eine realitätsnahe Aussage treffen zu können, ist die Vorhersage der hydrodynamischen Effekte in Form von Zusatzmassen notwendig. Diese können mit dem Programm LS-DYNA berücksichtigt werden, in dem die einzelnen Terme der Bewegungsgleichung in Matrixschreibweise analytisch bestimmt und durch eine Subroutine über die Randbedingung *MCOL* in die Berechnung implementiert werden. Der theoretische Hintergrund stammt aus den Veröffentlichungen von Ferry [30], [29]. Ausführlich beschriebene Anwendungsbeispiele sind in z.B. Biehl [10] und Le Sourné [60] zu finden.

Das Aufeinandertreffen von zwei schwimmenden Körpern ist ein hoch komplexer Vorgang, der sich über die Bilanz der Energien aus Gleichung 6.2 am besten veranschaulichen lässt. Die im System befindliche Energie E_0 muss zu jedem Zeitpunkt der kinetischen Energie E_{kin} der Kollisionspartner vor dem Zusammenstoß entsprechen. Die Differenz der anfänglich und momentan im System befindlichen kinetischen Energie wird über strukturelle Verformungs- (E_{Def}), Dämpfungs- (E_{Dam}) sowie Reibungsenergie (E_{Frc}) und durch äußere Arbeit (E_{Ext}) z.B. Wellen ausgeglichen.

$$E_0 = E_{kin}(t) + E_{Def}(t) + E_{Dam}(t) + E_{Frc}(t) + E_{Ext}(t) \quad (6.2)$$

Die reale Schiffskollision der WILSON FEDJE und der JADE rechtfertigt die in diesem Beispiel getroffene Annahme einer starren Bugstruktur des rammenden Schiffes. Aufgrund der großen Massenunterschiede und der kursstabileren Eigenschaft des Frachtschiffes wird die starre Bugstruktur in der Simulation in Kollisionsrichtung geführt. Die durch die Kollision hervorgerufene dynamische Bewegung der Schute lässt sich durch die Kopplung der Subroutine *MCOL* mit dem Programm LS-DYNA beschreiben. Die Strukturmechanik wird dabei durch das Programm LS-DYNA berechnet. Zu jedem Zeitschritt übergibt LS-DYNA die Kontaktkraft F_C zwischen den beiden Kollisionsgegnern als Erreger an *MCOL*. Diese Subroutine löst unter Verwen-

derung der entsprechenden Trägheitseigenschaften, berechnet durch Zusammenhang 6.3, die Bewegungsgleichung eines Starrkörpers. Das Massenträgheitsmoment eines Körpers berechnet sich aus dem Eigenanteil J^S und einem Steineranteil ma^2 , siehe Gleichung 6.3. Berechnet wird das Massenträgheitsmoment um die drei Raumachsen mit Hilfe einer Gewichtsrechnung und mit den Daten der Schubeinheit. Es lassen sich die Massenträgheitsmomente $I_{xx} = 1,728 \cdot 10^7 \text{ kg m}^2$, $I_{yy} = 1,169 \cdot 10^9 \text{ kg m}^2$ und $I_{zz} = 1,176 \cdot 10^9 \text{ kg m}^2$ berechnen.

$$J^P = J^S + m a^2 \quad (6.3)$$

Eine ausführlichere Beschreibung der Subroutine kann u.a. in [37] u. [61] gefunden werden.

Die zu lösende Bewegungsgleichung 6.4 setzt sich einerseits aus der beschleunigungsabhängigen Massen- bzw. Trägheitsmatrix und der geschwindigkeitsabhängigen gyroskopischen Matrix zusammen und andererseits aus der Wellendämpfungskraft F_W (wird im Weiteren aufgrund der kurzen Kollisionszeit nach [37] vernachlässigt), der Rückstellkraft F_R , der viskosen Kraft F_V sowie der Kontaktkraft F_C zusammen.

$$M \ddot{y} + G_1 \dot{y} = F_W + F_R + F_V + F_C \quad (6.4)$$

Um realitätsnähere Aussagen treffen zu können, müssen die hydrodynamische Zusatzmassen, die die Massenwirkung des mitbeschleunigten Wassers abbilden, bestimmt werden.

Für die Berechnung der Rückstellkraft, resultierend aus Tauch-, Roll- und Stampfbewegungen, muss die hydrostatische Steifigkeitsmatrix aufgestellt werden. Diese besteht aus Werten der Wasserlinienfläche, der Koordinaten des Wasserlinienflächenschwerpunktes und der Flächenträgheitsmomente sowie den Angaben über Lage des Auftriebsschwerpunktes mit Gewichts- bzw. Auftriebskraft. In MCOL werden die viskosen Kräfte berechnet, indem für alle getauchten Flächen in Abhängigkeit von dem Driftwinkel die Auftriebe berechnet werden. Bei kleinen Winkeln wird die Kraft über die angestellten Flächen berechnet, die vereinfacht als Auftriebsprofile angesehen werden. Bei großen Winkeln wird der Staudruck nach Beziehung 6.5 mit der entsprechenden Lateralfläche multipliziert, um die Kraft zu erhalten.

$$F_V = -\frac{1}{2} \rho \sum_i c_{Di} A_i |\vec{v}_{ci} \cdot \vec{n}_i| (\vec{v}_{ci} \cdot \vec{n}_i) \vec{n}_i \quad (6.5)$$

Dabei ist ρ die Dichte von Wasser, c_{Di} der Druckbeiwert, A_i die entsprechende Fläche, v_C die Anströmgeschwindigkeit und n_i der Normalenvektor.

Um die analytisch bestimmten Werte verifizieren und validieren zu können, werden zusätzlich strömungsmechanische RANSE (*Reynolds Averaged Navier Stokes Equations*) Berechnungen mit dem Programm ANSYS-CFX durchgeführt.

Der dynamische Stoßvorgang wird im ersten Schritt mit LSDYNA und der Subroutine MCOL berechnet. Diese Berechnung beinhaltet als konservative Annahme eine zusätzliche hydrodynamische Zusatzmasse von 50%, die 10% über der anzusetzenden Zusatzmasse nach den Vorschriften des Germanischen Lloyd's liegt.

Um eine möglichst kurze Rechenzeit zu erreichen, werden für die LSDYNA Berechnungen nur die Strukturen modelliert, die bei der Kollision in Kontakt kommen.

Somit beschränkt sich das FE-Modell auf das Hinterschiff der Schute und dem starren Bug des Frachtschiffs nach Abbildung 6.8.

Beiden Teilmodellen werden über die Starrkörper die Lage des Längenschwerpunktes, die Masse und die Massenträgheitsmomente zugewiesen. Da der Zerstörungsgrad der Schute berücksichtigt wird, muss ein zusätzlicher Starrkörper fest mit der Schute verbunden werden, siehe Abbildung 6.8 brauner Quader. Die dort hinterlegte Lage des Längenschwerpunktes, die Masse und die Massenträgheitsmomente beziehen sich auf den gesamten Schubverband, bestehend aus Schute und Schubeinheit.

Aus der FE-Rechnung kann die Kontaktkraft zwischen Frachtschiff und Schute über die Zeit bestimmt werden. Dieser Kraftverlauf beinhaltet die Verformung/ das Versagen der Struktur und die zusätzlich beschleunigte Wassermasse von 50%, siehe Abbildung 6.5.

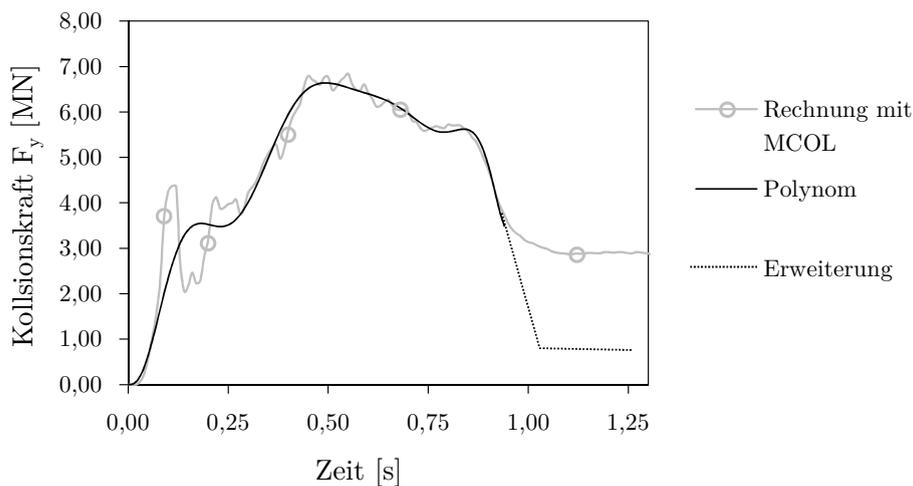


Abbildung 6.5.: Kraftverlauf aus FE-Berechnung mit MCOL

Um die konservativ abgeschätzten Eingabedaten der Zusatzmassen aus MCOL zu validieren, wird eine strömungsmechanische RANSE-Simulation mit ANSYS-CFX in Schöttelndreyer et al. [90] durchgeführt. Für die Berechnung ist ein 3D Modell der Schute mit leicht vereinfachter Geometrie der Schubeinheit in Abbildung 6.6 zu erstellen, die starr miteinander gekoppelt sind.

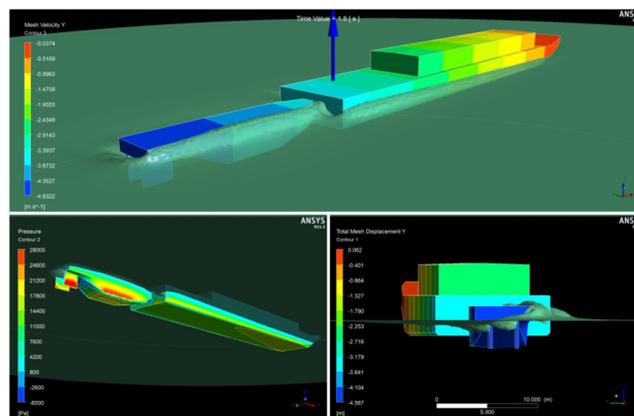


Abbildung 6.6.: RANSE-Simulation mit ANSYS-CFX am Ende der Beschleunigung

Bei der Berechnung handelt es sich um eine transiente 2-Phasenströmung mit freier Flüssigkeitsoberfläche und bewegter *Domain* unter Einbindung der *Rigid Body*-Funktionalität, die die Translation in horizontaler xy-Richtung und die Rotation um die vertikale z-Achse zulässt. Der Schubverband wird als Starrkörper modelliert und durch die externe Kollisionskraft aus LS-DYNA im Kollisionsbereich beschleunigt. Dabei wird die Kollisionskraft aus Abbildung 6.5 durch ein Polynom und zwei lineare Funktionen über eine spezielle Routine in die RANSE-Rechnung eingebunden. Die durchgeführte FE-Rechnung mit MCOL überschätzt die Kollisionskraft zum Ende der Beschleunigungsphase stark. Nach der Beschleunigungsphase bewegt sich die Schute vereinfacht mit derselben Geschwindigkeit quer zur Ausgangsposition, -wie das Frachtschiff. Ab diesem Zeitpunkt ist die ausschlaggebende Kraft abhängig von der Lateralfäche A des Schubverbandes, dem Widerstandsbeiwert c_w und der Geschwindigkeit v aus Beziehung 6.6.

$$F_{HQ} = \frac{1}{2} \rho v^2 c_w A \quad (6.6)$$

Diese Kraft liegt direkt nach der Beschleunigungsphase bei ca. 940 kN. Reibkräfte sind nach ITTC'57 wegen ihrer geringen Größe pauschal berücksichtigt worden. Um die Iterationsschleife zu verkürzen, wird das Ende der Eingabekurve durch zwei lineare Funktionen (schwarz-punktierte Linien) erweitert.

Die hydrodynamischen Wirkungen können als Reaktionskräfte und als Reaktionsmoment am Schubverband auf Höhe des Längenschwerpunktes ausgewertet und ausgegeben werden, siehe Abbildung 6.7.

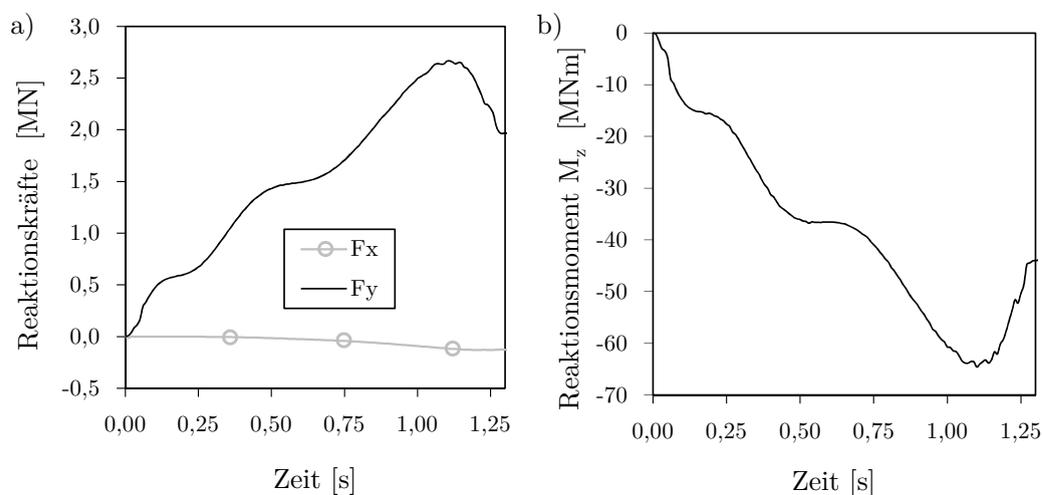


Abbildung 6.7.: Ergebnis aus der CFX-Rechnung: a) Reaktionskräfte; b) Reaktionsmoment

Diese Reaktionskräfte F_x und F_y mit Reaktionsmoment M_z können im zweiten Schritt in eine weitere LS-DYNA Rechnung eingebracht werden und ersetzen die Eingabe der Subroutine MCOL.

Der Auftrieb mit Schwimmlagenänderung des Schubverbandes wird nun in einer FE-Berechnung ohne MCOL durch ein Ersatz-Federsystem generiert. Die Steifigkeit einer Feder berechnet sich aus der Dichte des Wassers ρ , der Erdbeschleunigung g

und der Wasserlinienfläche A_W des Teilmodells der Schute, die durch die Anzahl der vorgesehenen Federn n_{Feder} geteilt wird, siehe Gleichung 6.7.

$$C_{Feder} = \frac{\rho \cdot g \cdot A_W}{n_{Feder}} = 33,1 \text{ kN/m} \quad \text{mit: } A_W = 11,4 \text{ m} \cdot 15,6 \text{ m}; n_{Feder} = 54 \quad (6.7)$$

Das Federsystem wird durch eine entsprechende Randbedingung vertikal gelagert und kann sich horizontal frei im Raum bewegen, siehe Abbildung 6.8

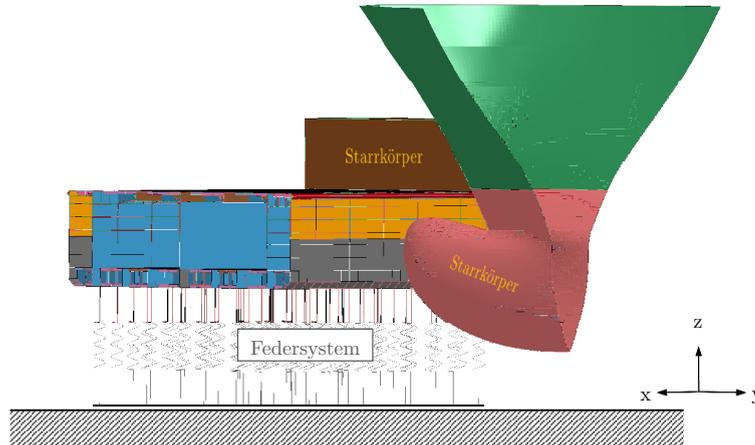


Abbildung 6.8.: FE-Modell mit Federsystem (ohne MCOL)

Die Ergebnisse der ersten LS-DYNA Rechnung mit Federsystem ergeben einen neuen Kollisionskraftverlauf, der sich im Zeitbereich von 0,75 - 1,25 s stark von der ersten Rechnung mit MCOL (siehe Abb. 6.5) unterscheidet und den Bereich bis zum Staudruck besser darstellt, siehe Abbildung 6.9 (grauer Graph). Dieser kann erneut durch ein Polynom angenähert und an die CFX-Rechnung übergeben werden. Die Ergebnisse aus der zweiten CFX-Rechnung werden wiederum nach LS-DYNA exportiert. Die anschließende LS-DYNA Rechnung (Rechnung 2) zeigt, dass die extern mit ANSYS-CFX berechneten Reaktionskräfte zum Stoßvorgang passen. Da die beiden Rechnungen nur noch eine sehr geringe Abweichung von einander aufweisen, wird die Iterationsschleife an dieser Stelle beendet.

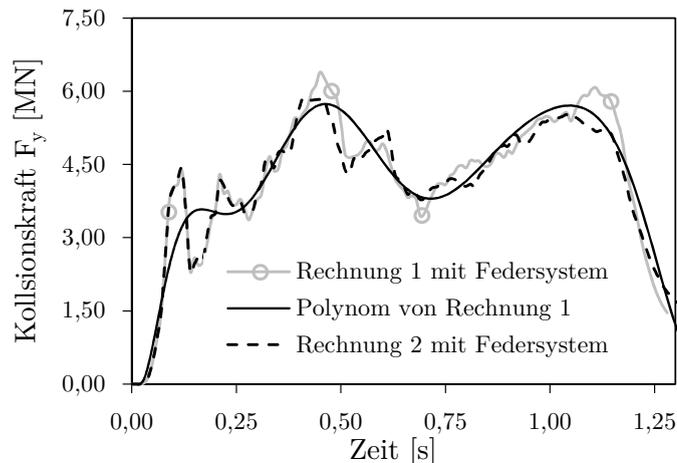


Abbildung 6.9.: Iterationsschleife zwischen LS-DYNA und ANSYS-CFX

Um die Berechnung für weitere Varianten ohne eine Iterationsschleife über eine ANSYS-CFX Rechnung durchführen zu können, müssen im letzten Schritt die Koeffizienten der hydrodynamischen Zusatzmassen bestimmt werden. Hierfür lassen sich in der Literatur diverse analytische Näherungsverfahren finden. In [37] wird das analytische Verfahren nach Korotkin [54], eine empirische Formel zur Abschätzung der Zusatzmasse in Fahrtrichtung von Söding [94], die Streifenmethode mit dem Programm PDStrip ebenfalls aus [94] mit typischen Koeffizienten aus der Literatur Petersen et al. [79] u. Minorsky [71] mit einander verglichen.

Tabelle 6.2.: Werte für hydrodynamische Zusatzmassen

	Δ		I_{zz}
	m_{ax}	m_{ay}	i_a
Korotkin	-	41%	-
Söding	2,4%	-	-
Streifenmethode	-	39%	-
Minorsky	-	40%	-
Petersen	2-7%	40-130%	20%

In Tabelle 6.2 ist Δ die Verdrängung des gerammten Schiffs, I_{zz} das Massenträgheitsmoment, m_{ax} Zusatzmasse für die Bewegung in Schiffslängs- und m_{ay} Zusatzmasse für die Bewegung quer zur Schiffslängsrichtung sowie i_a für die Gierbewegung. Es ist anzumerken, dass nach Petersen et al. [79] für kurze Kollisionsdauern wie hier die kleineren Werte für m_{ay} empfohlen werden. Die Berechnung mit der Streifenmethode wird mit dem öffentlich zugänglichen Programm PDStrip des Institutes für Fluidodynamik und Schiffstheorie der TUHH durchgeführt. Für die Abschätzung des Wertes m_{ay} muss der Wert für die Zusatzmasse bei einer kleinen Begegnungsfrequenz abgelesen werden. Dieses ist durch den einmaligen Stoß gerechtfertigt. Die in [37] durchgeführten Berechnungen haben gezeigt, dass mit m_{ax} von 10%, m_{ay} 40% und i_a von 2,4% sehr gute Rechenergebnisse erzielt werden.

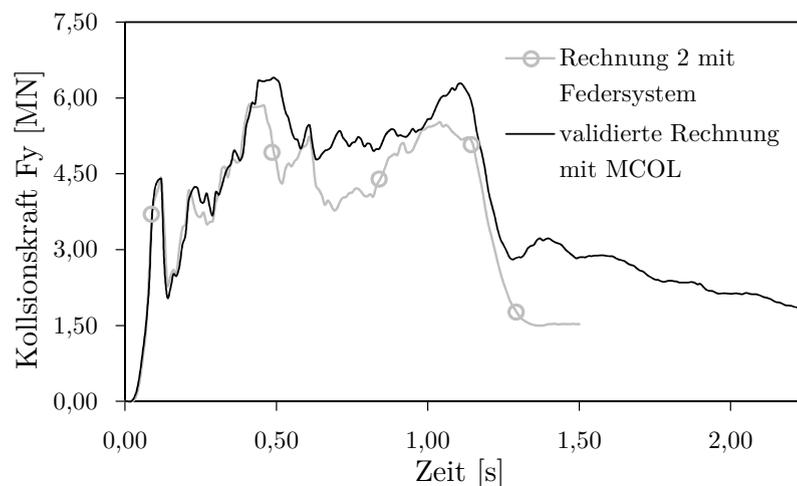


Abbildung 6.10.: Validierung der MCOL Rechnung

Es lässt sich eine gute Übereinstimmung zwischen der Rechnung 2 mit Federsystem und der validierten Berechnung mit MCOL in Abbildung 6.10 beobachten. Dabei wird der Kraftverlauf leicht (konservativ) überschätzt. Betrachtet man den Kollisionskraftverlauf über einen längeren Zeitbereich, so lässt sich eine langsame Abnahme der Kraft bei der MCOL Rechnung beobachten. Die Abweichung lässt sich durch den eingangs abgeschätzten Kurvenverlauf aus Abbildung 6.5 erklären. Die Kraft muss mit größer werdendem Drehwinkel der Schute (kleiner werdender Lateralfläche) und dem langsamer werdendem Frachtschiff abnehmen.

Die Bewegung des Schubverbandes aus der LS-DYNA Rechnung soll ungefähr mit denen aus der RANSE-Rechnung übereinstimmen. An dieser Stelle wird nur die Bewegung in der Ebene der Wasserlinie überprüft, also das Vorrasschnellen, das Driften und das Gieren. Die Verschiebungen in Längsrichtung der Schute sind sehr viel kleiner als in Stoßrichtung, also in Fahrtrichtung des Frachtschiffs. Als Vergleichsgröße der resultierenden ebenen Bewegungen kann die Absolutverschiebung des Schwerpunkts aus seiner Ursprungslage gewählt werden. Diese ergibt sich aus Beziehung 6.8:

$$d_{abs} = \sqrt{d_x^2 + d_y^2} \quad (6.8)$$

Als Ergebnis der RANSE-Rechnung liegt diese Größe direkt vor. Für die Rechnungen mit LS-DYNA wird die entsprechende Größe über eine lineare Extrapolation bestimmt, wobei die Verschiebungen am Anfang und Ende des Laderaummodells als Stützstellen verwendet werden. Durch die lineare Extrapolation wird vorausgesetzt, dass die Schute sich nicht in der Ebene der Wasserlinie verformt. Die Verläufe der Bewegungen in Form von d_{abs} über der Zeit t sind in Abbildung 6.11 dargestellt.

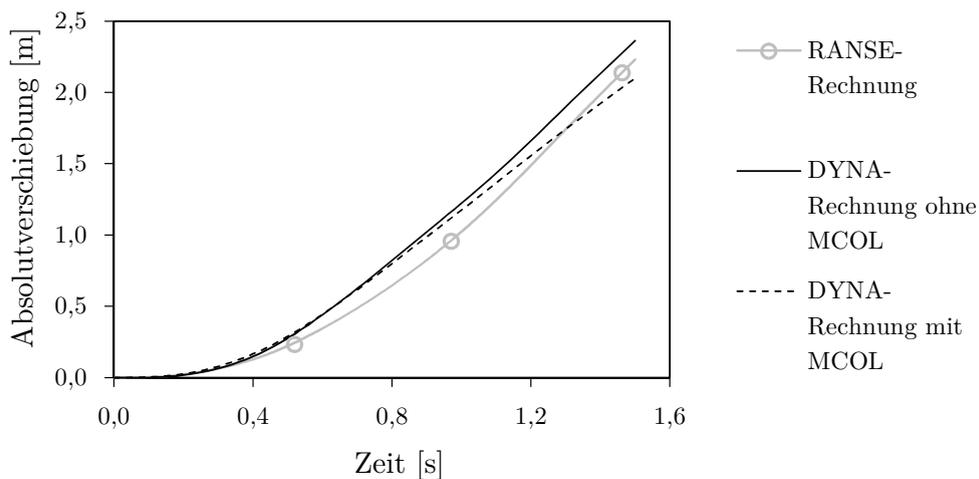


Abbildung 6.11.: Bewegungsabgleich der Berechnungen

Die Verläufe zeigen, dass die Bewegung des Schubverbandes aus der expliziten Rechnung dem Ergebnis aus der strömungsmechanischen Rechnung sehr ähnlich sind. Die maximalen Abweichungen bestehen jedoch zwischen den mit MCOL gerechneten Verlauf am Ende der Berechnung mit ca. 9%. Im Zeitbereich bis ca. 1,3 s liegt diese Rechnung erheblich näher an der RANSE-Rechnung.

6.2.3. Wirkung der multizellularen Glashohlkugeln

Werden die multizellularen Glashohlkugeln wie in Abschnitt 5.2 in das Modell der Schute implementiert, so ergeben sich die nachstehenden Ergebnisse. Der Einfluss der multizellularen Glashohlkugeln kann durch den Vergleich der Simulationsergebnisse mit und ohne Füllstoff gezeigt werden. Die Abbildung 6.12 stellt auf der linken Seite die Verformung mit der gefüllten Struktur und auf der rechten Seite die konventionelle Bauweise mit modellierten Längsspannten dar. Bei der Kollision mit der konventionellen Seitenhülle lässt sich in c) und d) das Aufreißen der Innenhülle über 73% der Laderaumhöhe feststellen. In diesem Fall käme es zum Fluten der Abteilung, das bei der Variante mit multizellularen Glashohlkugeln verhindert wird, siehe a) und b). In a) erleidet die Außenhaut einen erheblich kleineren Schaden, als die konventionelle Hülle in c). Die zuvor erwähnte großflächige Lastverteilung des eindringenden Bugwulstes durch die multizellularen Glashohlkugeln wird in b) analog zu KV 3 deutlich. Die gesamte Innenhüllenstruktur biegt um ca. 134 mm durch und der Bugwulst kommt 400 mm vor dem Durchstoßen der Innenhülle zum Stehen. Das rammende Schiff schiebt die Schute dadurch vor sich her. Es kommt somit zu keinem weiteren strukturellen Schaden der Schute.

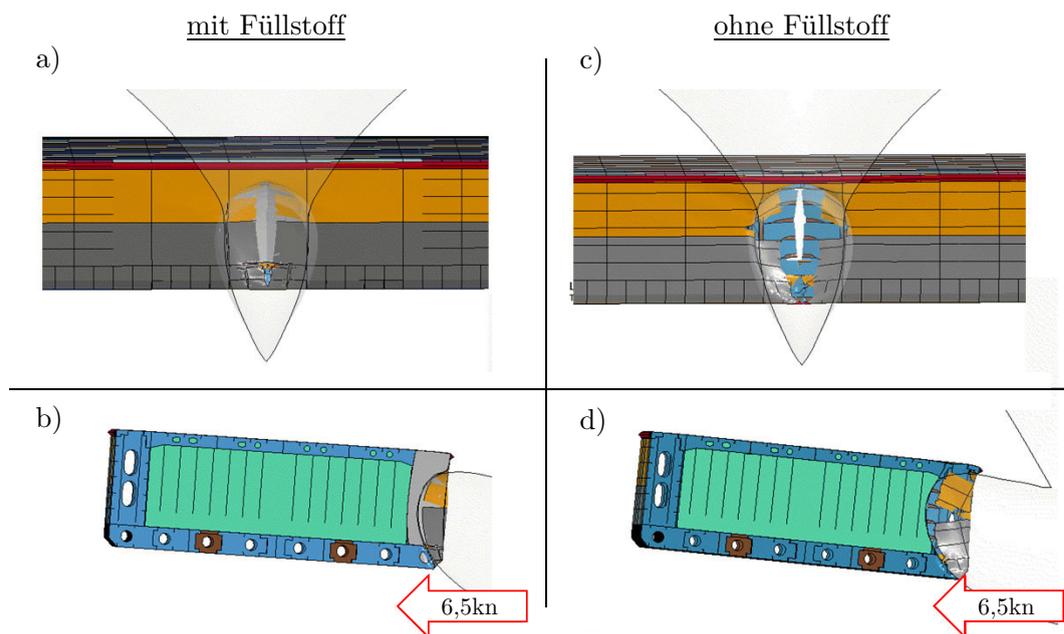


Abbildung 6.12.: Simulation Frachtschiff vs. Schute: a) u. b) mit Füllstoff; c) u. d) ohne Füllstoff

Werden die Kollisionsvorgänge miteinander verglichen, so ist festzuhalten, dass die Schute mit gefüllter Doppelhülle eine fast doppelt so hohe Beschleunigung und somit auch eine doppelt so hohe Kontaktkraft ertragen kann wie die konventionelle Doppelhülle, siehe Abbildung 6.13a). Der Kontaktkraftabfall tritt mit Füllstoff bereits nach 0,42 s und bei der herkömmlichen Schute erst nach 1,11 s ein. Die erhöhte Kontaktkraft wirkt sich zwangsläufig auf die Geschwindigkeit des Frachtschiffes aus, das in Abbildung 6.13b) zu erkennen ist. Zusätzlich lässt sich beobachten, dass die mit multizellularen Glashohlkugeln gefüllte Schute an die Beschleunigungsphase an-

schließend nach ca. 0,70 s den Kontakt zum Bug des Frachtschiffes nahezu verliert und impulsartig wieder bekommt, um sich danach auf die Kraft nach Beziehung 6.6 einzuschwingen. Aufgrund der höheren Beschleunigung hat sich die Schute mit multizellularen Glashohlkugeln bereits stärker gedreht und besitzt somit eine kleinere Lateralfäche in Schiffsängsrichtung und liegt deshalb unter der schwarzen Kurve.

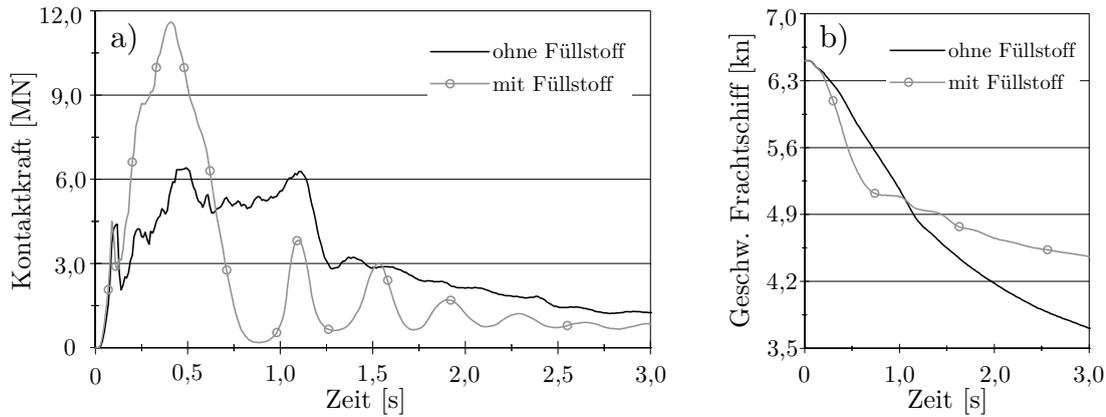


Abbildung 6.13.: Simulation Frachtschiff vs. Schute: a) Kontaktkräfte; b) Geschwindigkeitsabnahme Frachtschiff

Vergleicht man in Abbildung 6.14 die strukturelle Verformungsenergie (E_{Def}), die zum Umformen und Aufreißen der Struktur benötigt wird, so ist zu erkennen, dass die gefüllte Seitenhülle insgesamt ca. 12% (4% beim Umformen und 8% beim Aufreißen) weniger Energie aufnimmt. Dieses lässt sich anhand des geringeren Schadensausmaßes (z.B. intakte Innenhülle) erklären, welches ebenfalls die Reibungsenergie (E_{Fric}) um 15% reduziert. Um die Energieerhaltung aus Beziehung 6.2 gewährleisten zu können, müssen die Terme der kinetischen Energie von Schiff und Schute (E_{kin}) sowie der äußeren Arbeit (E_{Ext}) diese ausgleichen. Die Energiebilanzen der konventionellen und der mit multizellularen Glashohlkugeln versehenen Schutenstruktur kann dem Anhang aus Abbildung A.22 und A.23 entnommen werden.

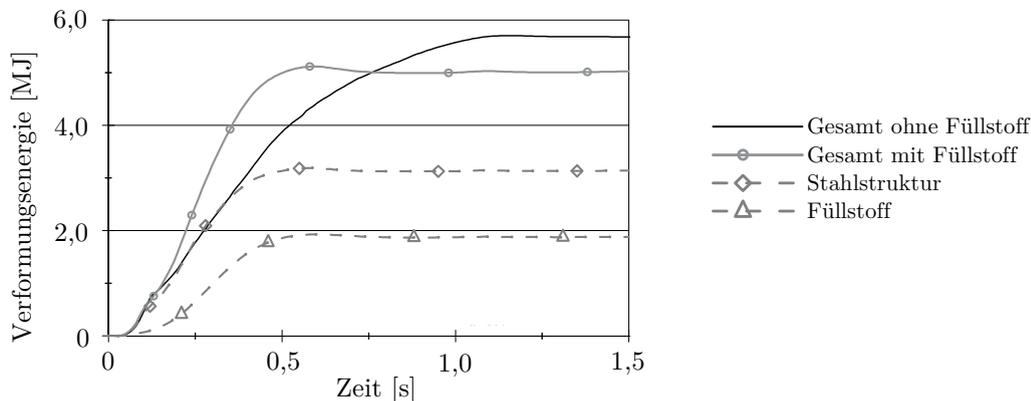


Abbildung 6.14.: Simulation Frachtschiff vs. Schute: Verformungsenergien

Abschließend kann festgestellt werden, dass 40% der Verformungsenergie von den multizellularen Glashohlkugeln aufgenommen wird und nur die restlichen 60% von der Stahlstruktur.

7. Zusammenfassung und Schlussfolgerung

Die bisher international durchgeführten Kollisionsversuche zeigen, dass die Interaktion der Verformungen von Bug und Seitenhüllenstruktur bisher nur Gegenstand einer experimentellen Untersuchung in Japan war, über die keine spezifischen Details in der Literatur gefunden werden konnten.

Das Einbringen von Füllstoffen in stählerne Leerraumzellen beschränkt sich lediglich auf zwei Forschungsvorhaben. So wurden für die Sicherheit von Brückenkonstruktionen in den 1980er Jahren in Japan Blöcke aus Polyurethanschaum in Stahlkonstruktionen eingebracht [72] und untersucht. In den 1990er Jahren ist in den Niederlanden mit Beteiligung der TUHH ein Doppelbodenmodell gefüllt mit Polystyrenschaumblöcken gegen einen künstlichen Felsen gefahren worden [58].

In dem dieser Arbeit zugrundeliegenden Forschungsvorhaben ELKOS wurde das Verformungsverhalten des Bugwulstes, der Schiffsseitenstruktur und ihrer Interaktion systematisch analysiert und dokumentiert. Unterschiedliche Steifigkeiten des Bugwulstes sind Bestandteil der Dissertation von Martens [70].

Der Schwerpunkt der vorliegenden Dissertation liegt in der Verstärkung von Schiffsseitenwänden durch das Einbringen eines geeigneten Füllstoffs. Als geeigneter Füllstoff wird dessen Fähigkeit zum einfachen Befüllen bzw. Entleeren für z.B. Inspektionszwecke bezeichnet. In dem Vorhaben ELKOS wurden verschiedene Füllstoffe aus organischen und anorganischen Materialien näher betrachtet. Die Auswahl fiel auf ein inertes Granulat aus multizellularen Glashohlkugeln, die unbedenklich für die Umwelt, hydrolyse- und temperaturbeständig sind sowie eine geringe Dichte aufweisen. Das Granulat ist von der herkömmlichen Schiffsstruktur entkoppelbar und vermeidet somit eventuelle Betriebsbeeinträchtigungen. Ein einfaches Nachrüsten ist durchführbar.

Der direkte Vergleich der erzielten Messergebnisse aus den Kollisionsversuchen mit und ohne multizellularen Glashohlkugeln ermöglicht die experimentelle Ermittlung der schützenden Wirkung dieser multizellularen Glashohlkugeln beim gerammten Schiff. Trotz fehlender Schubübertragung auf die Stahlstruktur konnte in einem Kollisionsversuch durch das Einbringen des Füllstoffes 71% mehr Energie dissipiert werden. Diese signifikante Erhöhung der Energieaufnahmefähigkeit kann zwei Effekten zugeordnet werden. Der Primäreffekt liegt in der zusätzlichen Energieaufnahme durch Kompression und Zerstörung des Füllstoffes begründet. Als Sekundäreffekt ist die großflächige Lastableitung in die umgebende Stahlstruktur mit einhergehender Energiedissipation anzusehen. Diese lässt sich auf die Zustandsänderung des gewählten Füllstoffes zurückführen. Die hohe Belastung der Partikel führt zu Granulatbruch und sie werden zu Staub. Bei weiterer Verdichtung wird aus dem Staub eine hochfeste Masse, die die Last wirksam großflächig überträgt.

Zur numerischen Beschreibung des Stahlverhaltens ist die Wahl eines geeigneten Bruchkriteriums unabdingbar, bei dem z.B. nach Erreichen einer kritischen Dehnung finite Rechelemente aus der Simulation entfernt werden. Dazu findet eine Überprüfung der in der Schiffstechnik etablierten Bruchkriterien anhand des ersten Kollisionsversuchs statt. Martens [70] hat u.a. festgestellt, dass das durch die Klassifikationsgesellschaft Germanischer Lloyd (GL) entwickelte Bruchkriterium für Kollisionsanalysen mit einem überwiegenden biaxialen Spannungszustand und großen Elementkantenlängen recht gute Simulationsergebnisse liefert.

Moderne Bruchkriterien wie das RTCL-Kriterium sind bereits teilweise in kommerziellen Finite Elemente Codes implementiert und berücksichtigen das Löschen von Elementen in Abhängigkeit der Spannungsmehrachsigkeit. Eingeschränkt werden diese Bruchkriterien jedoch durch die Tatsache, dass sie nur für sehr feine FE-Netze gute Simulationsergebnisse liefern.

Die Vorteile der einzelnen Bruchkriterien sind klar erkennbar, setzen aber ein gutes theoretisches Verständnis der Anwender voraus. So eignet sich das GL-Kriterium für globale Simulationen mit groben Netzen bei vertretbarem Rechenaufwand. Für lokale Betrachtungen, bei denen die Verformung wie das Krüppeln und Abscheren von Hollandprofilen von Interesse ist, sind die moderneren Bruchkriterien zu bevorzugen. Keines der etablierten Verfahren ermöglicht gleichermaßen gute Simulationsergebnisse sowohl für kleine als auch für große Elementkantenlängen.

Um einen flexibleren Einsatz ohne Elementgrößenabhängigkeit erreichen zu können, wird in der vorliegenden Dissertation ein Bruchkriterium aus der Automobilindustrie mit dem Namen GISSMO (Generalized Incremental Stress State dependent damage MOdel) herangezogen und für Schiffbaustahl durch Scher-, Kerb- und standardisierte Zugversuche sowie einem Kollisionsversuch ohne Füllstoff kalibriert. Mit den in dieser Arbeit in Kapitel 4 gefundenen Eingabekurven lassen sich gute Simulationsergebnisse für unterschiedliche Elementgrößen auch bei Großstrukturen erzielen.

Die jeweiligen Vor- bzw. Nachteile der drei Bruchkriterien finden am Beispiel des Kollisionsversuches mit konventioneller Seitenhülle eine Überprüfung und eine Gegenüberstellung.

Für die Ermittlung der Materialeigenschaften der multizellularen Glashohlkugeln wurden verschiedene Versuche an Partikeln und Testvolumina durchgeführt. Durch einen uniaxialen Drucktest konnten verschiedene Fließbedingungen, Elementformen, Einstellung der Kontaktbedingungen geprüft und ebenfalls auf die Simulation des Kollisionsversuches mit multizellularen Glashohlkugeln angewendet und verifiziert werden.

Anhand einer realen Schiffskollision im Hafen von Travemünde lassen sich die halb-analytische Methode nach Minorsky [71] aus 1960 und die analytische Methode nach Wang et al. [106] aus 1997 mit den erzielten Simulationsergebnissen vergleichen. Die Verformungsenergie der beiden Methoden wird dabei mit ca. 60 MJ um 34% im Vergleich zur durchgeführten Simulation unterschätzt. Das Unterschätzen dieser Methoden lässt sich dadurch begründen, dass im gerammten Schiff keine Energie in Bewegung umgewandelt werden kann, weil es fest an der Pier liegt.

Abschließend wird die Wirkung der multizellularen Glashohlkugeln an zwei Großstrukturen untersucht, die auf realen Kollisionen fußen. An dem fest an der Pier liegenden Fährschiff konnte 30% der kinetischen Energie des rammenden Schiffes

durch den Primär- und Sekundäreffekt absorbiert werden. Am Beispiel einer ruhenden aber frei beweglichen Schute ließ sich zeigen, dass die Füllstoffe hier 40% der Verformungsenergie aufnehmen und insgesamt 12% weniger Energie in Verformung umgewandelt wird.

Als Schlussfolgerung ist festzuhalten, dass die Verwendung von multizellularen Glashohlkugeln als Füllstoff ein probates Mittel darstellt, schiffbauliche Konstruktionen zu verstärken, um die Sicherheit von Menschen auf See zu erhöhen und Umweltschäden zu vermeiden bzw. zu mindern, ohne dabei aktiv in die über Jahrhunderte gewachsene Schiffsstruktur, bestehend in der konventionellen Bauweise aus Spanten, Trägern, Rahmen, Stringern und Beplattungen eingreifen zu müssen.

Somit kann dieses Verfahren für lokale Verstärkungen wie z.B. Konstruktionen zum Schutz von Tanks mit explosiven und/ oder brennbaren Flüssigkeiten wie LNG Anwendung finden. Auch ausgewählte Teile von Schiffsseitenwänden, die im Fall einer Explosion oder einer Kollision Energie aufnehmen können müssen, werden dadurch geschützt. Die Verwendung von multizellularen Glashohlkugeln bietet Ingenieuren eine einfache Lösung für den sicheren Transport von Chemikalien und Ölprodukten zum Schutz der konventionellen Struktur.

Das in dieser Dissertation angewendet GISSMO-Versagensmodell zur numerischen Beschreibung der Stahlstruktur lässt eine einfache Anwendung für zukünftige Kollisionsanalysen bei normalfestem Schiffbaustahl zu. Dabei ist ein Verzicht auf die aufwendige Bestimmung der elementgrößen- und spannungszustandsabhängigen Kurven möglich. Diese können der Arbeit aus Kapitel 4 entnommen werden. Damit wird erstmals ein Bruchkriterium für Schiffskollisionen vorgestellt, das netzunabhängig die physikalische Eigenschaft der Einschnürung über Schalenelemente berücksichtigt und ausgesprochen gute Ergebnisse sowohl für feine und als auch grobe Vernetzungen liefert. Dieses gibt Anwendern die Möglichkeit, mit ein und der selben Einstellung sowohl lokale Fragestellungen mit feinem Netz und hohem Rechenaufwand, als auch die Entwicklung einer kollisionssichereren Struktur mit groben Elementen zu beantworten. Kombinationen daraus sind ebenfalls möglich.

Veröffentlichungen

Im Rahmen dieser Arbeit sind die folgenden Veröffentlichungen entstanden:

Als Hauptautor:

- Schöttelndreyer, M.; Tautz, I.; Kubiczek, J.M.; Fricke, W.; Lehmann, E.: Influence of bulbous bow structures on their collision behaviour. In: Guedes Soares, C. (Hrsg.) ; Fricke, W. (Hrsg.): *Advances in Marine Structures*, Taylor & Francis Group, London, 2011, S. 381-390
- Schöttelndreyer, M.; Tautz, I.; Fricke, W.; Werner, B.; Daske, C.; Heyer, H.; Sander, M.: Experimental and numerical investigations of an alternative stiffening system for ship side structures to increase collision safety. In: Guedes Soares, C. (Hrsg.) ; Romanoff, J. (Hrsg.): *Analysis and Design of Marine Structures*. Taylor & Francis Group, London, 2013, S. 199-207
- Schöttelndreyer, M.; Tautz, I.; Fricke, W.; Lehmann, E.: Side structure filled with multicellular glass hollow spheres in a quasi-static collision test. In: Amdahl, J.(Hrsg.) ; Ehlers S.(Hrsg.) ; Leira B. (Hrsg.): *Collision and Grounding of Ships and Offshore Structures*. Taylor & Francis Group, London, 2013, S. 101-108
- Schöttelndreyer, M.: Füllstoffe in der Konstruktion: Ein Konzept zur Verstärkung von Schiffsseitenhüllen im quasi-statischen Kollisionsversuch. In: *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*, Bd. 107. Hamburg: Schiffahrts-Verlag Hansa C. Schroeder & Co., 2014
- Schöttelndreyer, M.; Lehmann, E.; Thieme, C.; Greulich, M.: Multizellulare Glashohlkugeln zur Verstärkung von Doppelhüllen in der Schiffskonstruktion. In: *Proc. ANSYS Conference & 32. CADFEM Users Meeting*, Nürnberg, 2014
- Schöttelndreyer, M.: Von der Materialprobe bis zur Simulation einer realen Kollision: Zusammenspiel von Simulation, Versuch und Echtfall. In: *Digital Engineering Magazin* 05-2014, 2014
- Schöttelndreyer, M.; Lehmann, E.: A concept about strengthening of ship side structures verified by quasi-static collision experiments. In: *Proc. 12th International Conference on the Stability of Ships and Ocean Vehicles (STAB2015)*, Glasgow, 2015

Als Co-autor:

- Tautz, I.; Schöttelndreyer, M.; Fricke, W.; Lehmann, E.: Experimental investigations on collision behaviour of bow structures. In: Ehlers, S. (Hrsg.); Romanoff, J.(Hrsg.): *Proc. of 5th International Conference on Collision and Grounding of Ships*, 2010, Espoo, S. 179-183
- Tautz, I.; Schöttelndreyer, M.; Lehmann, E.; Fricke, W.: Schiffskollisionen im quasi-statischen Versuch. *Proc. ANSYS Conference & 29th CADFEM Users Meeting*, Stuttgart, 2011
- Tautz, I.; Schöttelndreyer, M.; Gauerke, J.; Fricke, W.; Lehmann, E.: Structural Design of a bulbous bow with regard to collision safety. In: Brinkmann, B. (Hrsg.); Wriggers, P. (Hrsg.): *Proc. of 5th International Conference on Computational Methods in Marine Engineering MARINE 2013*; Hamburg, 2013.
- Tautz, I.; Schöttelndreyer, M.; Lehmann, E.; Fricke, W.: Collision tests with rigid and deformable bulbous bows driven against double hull side structures. In: Amdahl, J. (Hrsg.) ; Ehlers, S. (Hrsg.) ; Leira B. (Hrsg.): *Collision and Grounding of Ships and Offshore Structures*. Taylor & Francis Group, London, 2013, S. 101-108
- Werner, B.; Daske, C.; Heyer, H.; Sander, M.; Schöttelndreyer, M.; Fricke, W.: Experimentelle und numerische Untersuchungen zum Bruchverhalten Schiffbaulicher Doppelhüllen unter Kollisionsbelastung, DVM-Bericht 246, Kassel, 2014, S. 139-148
- Werner, B.; Daske, C.; Heyer, H.; Sander, M.; Schöttelndreyer, M.; Fricke, W.: The influence of weld joints on the failure mechanism of scaled double hull structures under collision load in finite element simulations, *Proc. Materials Science, 20th European Conference on Fracture (ECF20)*, Vol.3, 2014
- Fricke, W.; Lehmann, E.; Schöttelndreyer, M.; Tautz I: Alternatives Aussteifungssystem gegen Seitenkollision und Eispressung - SideColl, Vorhaben *Verifizierung eines alternativen Aussteifungssystems durch Großversuche*, Abschlussbericht zum BMWi - Vorhaben FKZ- 03SX309B. Technische Universität Hamburg-Harburg Schriftenreihe Schiffbau, ISBN-978-3-8922-675-0, Hamburg, 2014
- Fricke, W.; Lehmann, E.; Schöttelndreyer, M.; Tautz, I.: Verbesserung der Kollisionssicherheit durch Integration struktureller Maßnahmen in die Leckstabilitätsberechnung moderner RoRo-Fahrgastschiffe ELKOS, Vorhaben *Validierung von Kollisionsberechnungen durch Großversuche an Konstruktionsvarianten von Seitenhüllen*, Abschlussbericht zum BMWi - Vorhaben FKZ-03SX384B, Technische Universität Hamburg-Harburg Schriftenreihe Schiffbau, ISBN-978-3-8922-676-7, Hamburg, 2014

Literaturverzeichnis

- [1] ALSOS, H.S. ; AMDAHL, J. ; HOPPERSTAD, O. S.: On the resistance to penetration of stiffened plates Part I – Experiments. In: *International Journal of Impact Engineering*, Bd. 36, Nr. 6. 2009, S. 799–807
- [2] ALSOS, H.S. ; AMDAHL, J. ; HOPPERSTAD, O. S.: On the resistance to penetration of stiffened plates Part II – Numerical analysis. In: *International Journal of Impact Engineering*, Bd. 36, Nr. 7. 2009, S. 875–887
- [3] ALSOS, H.S. ; HOPPERSTAD, O. S. ; TÖRNQVIST, R. ; AMDAHL, J.: Analytical and numerical analysis of sheet metal instability using a stress based criterion. In: *International Journal of Solids and Structures*. 2008, S. 2042–2055
- [4] ALSOS, H.S.: *Ship Grounding - Analysis of Ductile Fracture, Bottom Damage and Hull Girder Response*. Trondheim, Norwegian University of Engineering Science and Technology, Diss., 2008
- [5] AMDAHL, J.: *Energy absorption in ship-platform impacts*, The University of Trondheim, Diss., 1983
- [6] AMDAHL, J. ; KAVLIE, D.: Experimental and numerical simulation of double hull stranding. In: *DNV-MIT Workshop on: Mechanics of Ship Collision and Grounding*. Oslo, 1992
- [7] ANTONYUK, S.: *Deformations- und Bruchverhalten von kugelförmigen Granulaten bei Druck- und Stoßbeanspruchung*, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Diss., 2006
- [8] ARITA, K. ; AOKI, G.: Strength of Ship Bottom in Grounding (1st Report). In: *Journal of the Society of Naval Architects of Japan*, Bd. 1985, Nr. 158. 1985, S. 359–367
- [9] BARTL, F. ; DALLNER, R. ; MEYER, W.: Experimentelle und numerische Untersuchung ausgewählter zellulärer Werkstoffe bei höheren Dehnraten. In: *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik*. Weinheim : Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2005, S. 254–263
- [10] BIEHL, F. ; KUNZ, C.U. ; LEHMANN, E: Collision of inland waterway vessels with fixed structures: Load- Deformation Relations and Full Scale Simulations. In: LEHMANN, E. (Hrsg.) ; BIEHL, F. (Hrsg.): *Proc. of 4th International Conference on Collision and Grounding of Ships (ICCGS)*. Hamburg, 2007, S. 71–79

- [11] BIRKERT, A. ; HAAGE, S. ; STRAUB, M.: *Umformtechnische Herstellung komplexer Karosserieteile: Auslegung von Ziehanlagen*. 2013
- [12] BOGE, P.: *Simulation und Validierung ausgewählter Füllstoffe*. Technische Universität Hamburg-Harburg, Bachelor-Arbeit, 2012
- [13] BUNDESSTELLE FÜR SEEUNFALLUNTERSUCHUNG: *Kollision der Ro/Pax-Fähre NILS HOLGERSSON mit der Ro/Pax-Fähre URD im Hafen von Lübeck-Travemünde am 3. Mai 2012*. 2013 (Untersuchungsbericht 154/12)
- [14] CAMPBELL, J.D. ; COOPER, R.H.: Yield and flow of low-carbon steel at medium strain rate. In: *Proc. of the Conf. On Physical Basis of Yield and Fracture*. London : Institute of Physical Society, 1966, S. 77–87
- [15] CHO, S.-R. ; KIM, I.-W. ; LEE, S.-B.: Experimental Investigations on the plastic damage of plates due to lateral collisions. In: *Journal of Ship&Ocean Technology (SOTECH)*, Bd. 6, Nr. 3, S. 1–12
- [16] CHO, S.-R ; KIM, J.-M. ; KIM, Y.H. ; LEE, J.S. ; ROH, M.I.: Towards more rational design of ship structures against collision. In: AMDAHL, J. (Hrsg.) ; EHLERS, S. (Hrsg.) ; LEIRA, B.J. (Hrsg.): *Collision and Grounding of Ships and Offshore Structures – Proc. of the 6th International Conference on Collision and Grounding of Ships and Offshore Structures (ICCGS)*. London : Taylor & Francis Group, 2013, S. 187–195
- [17] CHO, S.-R. ; LEE, H.-S.: Experimental and analytical investigations on the response of stiffened plates subjected to lateral collisions. In: SOCIETY OF NAVAL ARCHITECTS OF JAPAN (Hrsg.): *Proc. of 3rd International Conference on Collision and Grounding of Ships (ICCGS)*. Japan, 2004, S. 295–301
- [18] DALLNER, R. ; BARTL, F. ; MEYER, W.: *Stoffgesetze für zelluläre Werkstoffe bei höheren Dehnraten, Abschlußbericht zum BMWA Verbundforschungsvorhaben IMVAL Innovative Mineralschaum Verbund Applikationen für den Leichtbau*. Fachhochschule Ingoldstadt, Institut für Angewandte Forschung, Teilvorhaben 16IN0215, Technischer Bericht, 2007
- [19] DIN 18137-2: *Baugrund, Untersuchung von Bodenproben – Bestimmung der Scherfestigkeit – Teil 2: Triaxialversuch*. Berlin : Beuth Verlag, 2011
- [20] DIN 50125: *Metallische Werkstoffe - Zugproben*. Berlin : Beuth Verlag, 2009
- [21] DIN EN ISO 12004-2: *Metallische Werkstoffe - Bleche und Bänder - Bestimmung der Grenzformänderungskurve - Teil 2: Bestimmung von Grenzformänderungskurven im Labor*. Berlin : Beuth Verlag, 2008
- [22] DIN EN ISO 6892-1: *Metallische Werkstoffe -Zugversuch- Teil 1: Prüfverfahren bei Raumtemperatur*. Berlin : Beuth Verlag, 2008
- [23] EFFELSBERG, J. ; HAUFE, A. ; FEUCHT, M. ; NEUKAMM, F. ; DU BOIS, P.: On parameter identification for the GISSMO damage model. In: *Proc. of the 12th International LS-DYNA Users conference*. Dearborn, 2012

- [24] EHLERS, S.: Strain and stress relation until fracture for finite element simulations of a thin circular plate. In: *Journal of Thin-Walled*, Bd. 48, Nr. 1. 2010, S. 1–8
- [25] EHLERS, S. ; TABRI, C. ; ROMANOFF, J. ; VERSTA, P.: Numerical and experimental investigation on the collision resistance of the X-core structure. In: EHLERS, S. (Hrsg.) ; ROMANOFF, J. (Hrsg.): *Proc. of the 5th International Conference on Collision and Grounding of Ships (ICCGS)*. Espoo, 2010, S. 18–24
- [26] EHLERS, S. ; VERSTA, P.: Strain and stress relation for nonlinear finite element simulations. In: *Journal of Thin-Walled*, Bd. 47, Nr. 11. 2009, S. 1203–1217
- [27] ENDO, H. ; YAMADA, Y.: The performance of buffer bow structures against collision. In: *Journal of Ship Research*, Bd. 189. 2001, S. 209–217
- [28] ENDO, H. ; YAMADA, Y. ; KITAMURA, O. ; SUZUKI, K.: Model test on the collapse strength of the buffer bow structures. In: *Marine Structures*, Bd. 15, Nr. 4-5. 2002, S. 365–381
- [29] FERRY, M.: *MCOL THEORETICAL MANUAL*. 2002
- [30] FERRY, M.: *MCOL USER'S MANUAL*. 2002
- [31] FRICKE, W. ; LEHMANN, E. ; SCHÖTTELNDREYER, M. ; TAUTZ, I.: *Verbesserung der Kollisionssicherheit durch Integration struktureller Maßnahmen in die Leckstabilitätsberechnung moderner RoRo-Fahrgastschiffe – ELKOS, Vorhaben: Validierung von Kollisionsberechnungen durch Großversuche an Konstruktionsvarianten von Seitenhüllen*. 2014 (Schriftenreihe Schiffbau- Abschlussbericht zum BMWi - Vorhaben FKZ- 03SX384B)
- [32] FRICKE, W. ; LEHMANN, E. ; TAUTZ, I.: *Sollbruchstellen in der Doppelhülle von Seeschiffen*. 2009 (Abschlussbericht zum BMWi - Vorhaben FKZ- 03SX249A)
- [33] GANSLMEIER, G.: *Hydrostatische Druckfestigkeitsmessung von Mineralschaumgranulaten: Projekt IMVAL*. 2012 (Vorhaben FKZ- 03SX384B)
- [34] GESE, H. ; KELLER, S. ; YELISEYEV, V. ; DELL, H.: Ermittlung von Fließwiderstandskurven bei großen Formänderungen für die Blechumformsimulation. In: FRENZ, H. (Hrsg.) ; WEHRSTEDT, A. (Hrsg.): *Kennwertermittlung für die Praxis*. Weinheim : Wiley-VCH Verlag, 2003, S. 242–249
- [35] GONG, A.Y.F ; LIU, J.X ; XIAO, B.S.M ; WANG, N.: The analysis and comparison of double side skin crashworthiness. In: AMDAHL, J. (Hrsg.) ; EHLERS, S. (Hrsg.) ; LEIRA, B.J. (Hrsg.): *Collision and Grounding of Ships and Offshore Structures – Proc. of the 6th International Conference on Collision and Grounding of Ships and Offshore Structures (ICCGS)*. London : Taylor & Francis Group, 2013, S. 315–322

- [36] GRAAF, B. van d. ; BROEKHUIJSEN, J. ; VREDEVELDT, A. ; VEN, A.: Construction aspects for the Schelde Y-shape crashworthy hull structure. In: SOCIETY OF NAVAL ARCHITECTS OF JAPAN (Hrsg.): *Proc. of the 3rd International Conference of Collision and Grounding of Ships (ICCGS)*. Japan, 2004, S. 229–233
- [37] GREULICH, M.: *Kollision eines EURO II Leichters mit einem Containerschiff*. Technische Universität Hamburg-Harburg, Master-Arbeit, 2013
- [38] HAGIWARA, K. ; TAKANABE, H. ; KAWANO, H.: A proposed method of predicting ship collision damage. In: *International Journal of Impact Engineering*, Bd. 1. 1983, S. 257–279
- [39] HALLQUIST, J. O.: *LS-DYNA Theoretical Manual*. 2006
- [40] HAMPEL, B.: *Auswertung und Analyse der Schadensfalldaten über Kollisionen und Grundberührungen von Schiffen des Germanischen Lloyd*. Universität Hamburg, Diplomarbeit, 1997
- [41] HERRNRING, H.: *Ermittlung wahrer Fließkurven über verschiedene Optimierungsansätze*. Technische Universität Hamburg-Harburg, Bachelor-Arbeit, 2012
- [42] HINSCH, W.: Unfallschwerpunkte. In: *HANSA* (1999), Nr. 7, S. 29–30
- [43] HOGSTRÖM, P. ; RINGSBERG, J. W. ; JOHNSON, E.: An experimental and numerical study of the effects of length scale and strain state on the necking and fracture behaviours in sheet metals. In: *International Journal of Impact Engineering*, Bd. 36, Nr. 10-11. 2009, S. 1194–1203
- [44] HOGSTRÖM, P. ; RINGSBERG, J. W. ; JOHNSON, E.: Survivability analysis of a struck ship with damage opening - influence from model and material properties uncertainties. In: *Ships and Offshore Structures*, Bd. 6, Nr. 4. 2011, S. 339–354
- [45] HOLLOMON, J.H: Tensile Deformation. In: *Transaction of Metallurgical Society*, Bd. 162. The American Society of Mechanical Engineers, 1945, S. 268–290
- [46] IMO: *International Maritime Dangerous Goods Code*. London : Volume 2, Part 3, 2006
- [47] KARLSSON, U. ; RINGSBERG, J.W. ; JOHNSON, E. ; HOSEINI, M. ; ULVFARSSON, A.: Experimental and numerical investigation of bulb impact with a ship side-shell structure. In: *Marine Technology*, Bd. 46, Nr.1. 2009, S. 16–26
- [48] KAUTHER, R. ; SCHUPPENER, B.: Physical modelling of ship collisions with waterway embankments. In: LEHMANN, E. (Hrsg.) ; BIEHL, F. (Hrsg.): *Proc. of 4th International Conference on Collision and Grounding of Ships (ICCGS)*. Hamburg, 2007, S. 87–92

- [49] KITAMURA, O.: Comparative study on collision resistance of side structures. In: *Marine Technology and Sname News*, Bd. 34, Nr. 4. 1997, S. 293–308
- [50] KITAMURA, O. ; KUROIWA, T. ; KAWAMOTO, Y. ; KANEKO, E.: A study on the improved tanker structure against collision and grounding damage. In: OOSTERVELD, M.C.W. (Hrsg.) ; TAN, S.G. (Hrsg.): *Proc. of the 7th International Symposium on Practical Design of Ships and Mobile Units (PRADS 98)*. Amsterdam : ELSEVIER, 1998, S. 173–179
- [51] KLANAC, A. ; EHLERS, S. ; TABRI, C. ; RUDAN, S. ; BROEHUIJSEN, J.: Qualitative design assessment of crashworthy structures. In: GUEDES SOARES, C. (Hrsg.) ; GARBATOV, Y. (Hrsg.) ; FONSECA, N. (Hrsg.): *The International Congress of International Maritime*. Boca Raton : CRC Press., 2005, S. 18–24
- [52] KLAUS, H. ; HUBER, O.: *Stoffgesetze für zelluläre Werkstoffe mit Metall- oder Polymermatrix im elasto-plastischen Bereich, Abschlußbericht zum BMW-VA Verbundforschungsvorhaben IMVAL Innovative Mineralschaum Verbund Applikationen für den Leichtbau*. Fachhochschule Landshut, Kompetenzzentrum Leichtbau, Teilvorhaben 16IN0213, Technischer Bericht, 2007
- [53] KONTER, A. ; BROEKHUIJSEN, J. ; VREDEVELDT, A.: A quantitative assessment of the factors contributing to the accuracy of ship collision predictions with the finite element method. In: SOCIETY OF NAVAL ARCHITECTS OF JAPAN (Hrsg.): *Proc. of the 3rd International Conference of Collision and Grounding of ships (ICCGS)*. Japan, 2004, S. 17–26
- [54] KOROTKIN, A.: *Added Masses of Ship Structures*. Berlin Heidelberg New York : Springer Verlag, 2007
- [55] KRIEG, R.D.: *A simple constitutive description for cellular concrete*. 1972 (Bericht SC-DR-72-0883)
- [56] KUBICZEK, J.M.: *Ermittlung wahrer Fließkurven für Schalenelemente in expliziten FE-Berechnungen*. Technische Universität Hamburg-Harburg, Projektarbeit, 2013
- [57] KUBICZEK, J.M.: *Anwendung des GISSMO-Versagensmodells auf schiffbau-liche Strukturen*. Technische Universität Hamburg-Harburg, Master-Thesis, 2014
- [58] KULZEP, A.: *Verhalten von ausgeschäumten Schiffsstrukturen bei Kollisionen und Grundberührungen*, Technische Universität Hamburg-Harburg, Diss., 2001
- [59] KULZEP, A. ; PESCHMANN, J. ; E., Lehmann: *Life-Cycle Design, Teilvorhaben D2A Seitenkollision von Doppelhüllenschiffen*. 1999 (Abschlussbericht - Vorhaben FKZ-18S0129)
- [60] LE SOURNE, H.: A ship collision analysis program based on super-element method coupled with large rotational ship movement analysis tool. In: LEHMANN, E. (Hrsg.) ; BIEHL, F. (Hrsg.): *Proc. of 4th International Conference on Collision and Grounding of Ships (ICCGS)*. Hamburg, 2007, S. 131–138

- [61] LE SOURNE, H. ; COUTY, N. ; BESNIER, F. ; KAMMERER, C. ; LEGAVRE, H.: LS-DYNA applications in shipbuilding. In: *Proc. of 4th European LS-DYNA Conference*. Ulm, 2003
- [62] LEE, T. K. ; KIM, J. D. ; SHIN, B.C.: Experimental study on collision strength of VLCC side structures. In: *International Journal of Offshore and Polar Engineering*, Bd. 11, Nr.2. 2001, S. 113–117
- [63] LEHMANN, E.: Die konstruktive Entwicklung der Seeschiffe. In: SCHOLL, L. U. (Hrsg.): *Technikgeschichte des industriellen Schiffbaus Deutschland*, Bd. 1. Hamburg : Ernst Kabel Verlag, 1994, S. 9–89
- [64] LEHMANN, E.: Die Entwicklung des eisernen Schiffbaumaterials. In: *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*, Bd. 89. Berlin Heidelberg New York : Springer Verlag, 1995, S. 299–306
- [65] LEHMANN, E. ; YU, X.: Progressives Zusammenfallen von Bugwülsten. In: *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*, Bd. 89. Berlin Heidelberg New York : Springer Verlag, 1995, S. 88–97
- [66] LEMAITRE, J.: A continuous damage mechanics model for ductile fracture. In: *Transaction of Metallurgical Society*, Bd. 107, Nr.1. The American Society of Mechanical Engineers, 1945, S. 83–89
- [67] LEMAITRE, J.: Formulation and identification of damage kinetic constitutive equations. In: KRAJČINOVIC, D. (Hrsg.) ; LEMAITRE, J. (Hrsg.): *Continuum Damage Mechanics, Theory and Applications*. Wien - New York : Springer Verlag, 1987, S. 37–89
- [68] LING, Y.: Uniaxial True Stress-Strain after Necking. In: *AMP Journal of Technology*, Bd. 5. 1996, S. 37–48
- [69] LUDWIK, P.: *Elemente der Technologischen Mechanik*. Berlin Heidelberg : Springer Verlag, 1909
- [70] MARTENS, I.: *Konstruktive Aspekte beim Entwurf von Bugwülsten zur Verbesserung des Energieaufnahmevermögens bei Schiffskollisionen*. Hamburg, Technische Universität Hamburg-Harburg, Diss., 2014
- [71] MINORSKY, V.: Eine Studie über Schiffskollisionen mit Bezug auf schiffbau-liche Schutzmaßnahmen für Kernenergie-Antriebsanlagen. In: *Schiff&Hafen*, Heft 2 (1960)
- [72] NAGASAWA, H. ; MASAOKI, T.: A study on the Collapse of Ship Structure in Collision with Bridge Piers. In: *Naval Architecture and Ocean Engineering*, Bd. 19. 1981, S. 102–116
- [73] NAKAMURA, T. ; KUROIWA, T.: Experimental study on failure of ship's side structure. In: *Proc. of International Conference on Technologies for Marine Environment Preservation (MARIENV'95)*. Tokio, 1995, S. 130–136

- [74] NEUKAMM, F. ; FEUCHT, M. ; HAUFE, A.: Considering damage history in crashworthiness simulations. In: *Proc. of the 7th International Symposium on Practical Design of Ships and Mobile Units (PRADS 98)*. Salzburg, 2009
- [75] OTELEA, C.: *On the collapse behavior of ship structures*, Technische Universität Hamburg-Harburg, Diss., 2009
- [76] PAIK, J.K. ; CHUNG, J.Y ; CHOE, I.H. ; PEDERSEN, P.T. ; WANG, G.: On rational design of double hull tanker structures against collision. In: *SNAME Transactions*. Society of Naval Architects and Marine Engineers, 1999, S. 323–363
- [77] PAIK, J.K. ; PEDERSEN, P.T: Modelling of the internal mechanics in ship collisions. In: *Ocean Engineering*, Bd. 23. 1996, S. 107–142
- [78] PAPANIKOLAOU, A. ; BULIAN, G. ; MAINS, G.: GOALDS – Goal Based Damaged Stability: Collision and Grounding Damages. In: BALENKY, V (Hrsg.): *Proc. of 12th International Ship Stability Workshop*. Annapolis : DLA/DAPS, 2011
- [79] PEDERSEN, P.T. ; ZAHNG, S.: On impact mechanics in ship collision. In: *Marine Structures*, Bd. 11, Nr. 10. 1998, S. 429–449
- [80] PESCHMANN, J.: *Berechnung der Energieabsorption der Stahlstruktur von Schiffen bei Kollision und Grundberührung*, Technische Universität Hamburg-Harburg, Diss., 2001
- [81] PIMENTEL, E.: Stoffgesetze und Bemessungsansätze für Festgestein. In: WITT, K.J. (Hrsg.): *Grundbau-Taschenbuch, Teil 1: Geotechnische Grundlagen*. Berlin : Ernst und Sohn, 2008, S. 397–450
- [82] RAMBERG, W. ; OSGOOD, W.R.: *Technical Notes - National Advisory Committee for Aeronautics - No. 902 -Description of stress-strain curves by three parameters*. Washington : University of Washington Libraries, 1943
- [83] RECKLING, K.-A.: *Plastizitätstheorie und ihre Anwendung auf Festigkeitsprobleme*. Berlin : Springer Verlag, 1967
- [84] RECKLING, K.-A: Beitrag der Elasto- und Plastomechanik zur Untersuchung von Schiffskollisionen. In: *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*, Bd. 70. Berlin Heidelberg New York : Springer Verlag, 1976, S. 443–464
- [85] RINGSBERG, J.W. ; HOGSTRÖM, P.: A methodology for comparison and assessment of three crashworthy side-shell structures: The X-core, Y-core and corrugation panel structures. In: AMDAHL, J. (Hrsg.) ; EHLERS, S. (Hrsg.) ; LEIRA, B.J. (Hrsg.): *Collision and Grounding of Ships and Offshore Structures – Proc. of the 6th International Conference on Collision and Grounding of Ships and Offshore Structures (ICCGS)*. London : Taylor & Francis Group, 2013, S. 323–330

- [86] RÖCK, M.: *Stationäres Fließen von Schüttgütern*. Braunschweig, Technische Universität Braunschweig, Diss., 2008
- [87] RÖHR, U. ; HEYER, H.: *Abschlussbericht zum Vorhaben AViF A 234 / S 24/10107/05 Fertigungs- und sicherheitstechnisch alternative Doppelhüllen-Konstruktionen im Tankschiffbau*. Rostock : Universität Rostock, 2008
- [88] SANDER, F.: *Füllstoff als zusätzlicher Kollisionsschutz eines Euro II Leichters*. Technische Universität Hamburg-Harburg, Bachelor-Arbeit, 2013
- [89] SCHARRER, M. ; ZHANG, L. ; EGGE, E. D. ; JAMARILLO, D.: *Verbundvorhaben WIPS - Wettbewerbsvorteile durch informationstechnisch unterstützte Produktsimulation im Schiffbau: Abschlussbericht zum Vorhaben MTK0614 Kollisionsberechnungen in schiffbaulichen Entwurfssystemen*. Hamburg : Germanischer Lloyd, 2002
- [90] SCHÖTTELNDREYER, M. ; LEHMANN, E. ; THIEME, C. ; GREULICH, M.: Multizellulare Glashohlkugeln zur Verstärkung von Doppelhüllen in der Schiffskonstruktion. In: *Proc. ANSYS Conference & 32. CADFEM User's Meeting*. Nürnberg, 2014
- [91] SCHÖTTELNDREYER, M. ; TAUTZ, I. ; FRICKE, W. ; LEHMANN, E.: Side structure filled with multicellular glass hollow spheres in a quasi-static collision test. In: AMDAHL, J. (Hrsg.) ; EHLERS, S. (Hrsg.) ; LEIRA, B.J. (Hrsg.): *Collision and Grounding of Ships and Offshore Structures – Proc. of the 6th International Conference on Collision and Grounding of Ships and Offshore Structures (ICCGS)*. London : Taylor & Francis Group, 2013, S. 101–108
- [92] SCHÖTTELNDREYER, M. ; TAUTZ, I. ; FRICKE, W. ; WERNER, B. ; DASKE, C. ; HEYER, H. ; SANDER, M.: Experimental and numerical investigations of an alternative stiffening system for ship side structures to increase collision safety. In: GUEDES SOARES, C. (Hrsg.) ; ROMANOFF, J. (Hrsg.): *Analysis and Design of Marine Structures*. London : Taylor & Francis Group, 2013, S. 199–207
- [93] SCHÖTTELNDREYER, M. ; TAUTZ, I. ; KUBICZEK, J.M. ; FRICKE, W. ; LEHMANN, E.: Influence of bulbous bow structures on their collision behaviour. In: GUEDES SOARES, C. (Hrsg.) ; FRICKE, W. (Hrsg.): *Advances in Marine Structures*. London : Taylor & Francis Group, 2011, S. 381–390
- [94] SÖDING, H.: *Public Domain Strip Method*. Technische Universität Hamburg-Harburg, Programm PDSTRIP, 2000
- [95] SØREIDE, T.H. ; MOAN, T. ; AMDAHL, J. ; TABY, J.: Analysis of Ship/Platform Impacts. In: *Proc. of Boss'82*. Boston, 1982
- [96] STANDER, N. ; TUSHAR, G.: Adaptive simulated annealing for global optimization in LS-OPT. In: *Proc. of the 7th European LS-DYNA*. Salzburg, 2009

- [97] SWIFT, H.W: Plastic instability under plane stress. In: *Journal of Mechanics Physics of Solids*, Bd. 1. 1952, S. 1–18
- [98] THOMAS, S.: *Konstitutive Gleichungen und numerische Verfahren zur Beschreibung von Verformung und Schädigung*, Technische Universität Darmstadt, Diss., 2001
- [99] TÖRNQVIST, R.: *Design of Crashworthy Ship Structures*. Lyngby, Technical University of Denmark, Diss., 2003
- [100] TÖRNQVIST, R. ; SIMONSON, B.C: Safety and structural crashworthiness of ship structures. In: SOCIETY OF NAVAL ARCHITECTS OF JAPAN (Hrsg.): *Proc. of the 3rd International Conference of Collision and Grounding of Ships (ICCGS)*. Japan, 2004, S. 285–294
- [101] VILLAVICENCIO, R. ; LIU, B. ; GUEDES SOARES, C.: Response of a tanker side panel punched by knife edge indenter. In: AMDAHL, J. (Hrsg.) ; EHLERS, S. (Hrsg.) ; LEIRA, B.J. (Hrsg.): *Collision and Grounding of Ships and Offshore Structures – Proc. of the 6th International Conference on Collision and Grounding of Ships and Offshore Structures (ICCGS)*. London : Taylor & Francis Group, 2013, S. 109–115
- [102] VREDEVELDT, A.W. ; WEVERS, L.J: Full scale ship collision tests. In: HENGES, S. (Hrsg.) ; KLEIN WOUDE, J. (Hrsg.): *Proc. of the 1th Joint*. Delft : Delft University Press, 1992, S. 743–769
- [103] WALLIN, B.: *Auswertung einer realen Schiffskollision zur Validierung numerischer Simulationen*. Technische Universität Hamburg-Harburg, Bachelor-Arbeit, 2012
- [104] WANG, G. ; ARITA, K. ; LIU, D.: Behavior of a double hull in a variety of stranding or collision scenarios. In: *Marine Structures*, Bd. 13, Nr. 3. 2000, S. 147–187
- [105] WANG, G. ; OHTSUBO, H. ; ARITA, K.: Large deflection of a rigid-plastic circular plate pressed by a sphere. In: *Journal of Applied Mechanics*, Bd. 65. 1998, S. 533–535
- [106] WANG, G. ; OHTSUBO, H. ; LIU, D.: A simple Method for Predicting Ship's Grounding Strength. In: *Journal of Ship Research*, Bd. 41, Nr. 3. 1997, S. 241–247
- [107] WANG, G. ; SUZUKI, K. ; OHTSUBO, H.: The Crushing Mechanics of Bow Structure in Head-on Collision. In: *Journal of the Society of Naval Architects of Japan*, Bd. 177. 1995, S. 357–363
- [108] WITOWSKI, K. ; FEUCHT, M. ; STANDER, N.: An effective curve matching metric for parameter identification using partial mapping. In: *Proc. of the 8th European LS-DYNA Users Conference*. Straßburg, 2011

- [109] WOISIN, G.: Schiffbauliche Forschungsarbeiten für die Sicherheit kernenergiegetriebener Handelsschiffe. In: *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*, Bd. 65. Berlin Heidelberg New York : Springer Verlag, 1971, S. 225–263
- [110] WOISIN, G.: Die Kollisionsversuche der GKSS. In: *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*, Bd. 70. Berlin Heidelberg New York : Springer Verlag, 1976, S. 465–487
- [111] WU, F. ; SPONG, R. ; WANG, G.: Using Numerical Simulation to analyze ship collision. In: SOCIETY OF NAVAL ARCHITECTS OF JAPAN (Hrsg.): *Proc. of 3rd International Conference on Collision and Grounding of Ships (ICCGS)*. 2004, S. 27–33
- [112] YAMADA, Y.: *Bulbous buffer bow: A Measure to reduce oil spill in tanker collisions*. Lyngby, Technical University of Denmark, Diss., 2006
- [113] YAMADA, Y. ; ENDO, H. ; PEDERSEN, P.T. ; YAMADA, Y.: Numerical study on the effect of buffer bow structures in ship-ship collision. In: *Proc. of 15th International Offshore and Polar Engineering Conference*. 2005, S. 604–611
- [114] ZHANG, L. ; EGGE, E.D. ; BRUHNS, H.: Approval Procedure Concept for Alternative Arrangements. In: SOCIETY OF NAVAL ARCHITECTS OF JAPAN (Hrsg.): *Proc. of the 3rd International Conference of Collision and Grounding of Ships (ICCGS)*. Japan, 2004, S. 87–96

A. Anhang

A.1. Methode nach Minorsky

Tabelle A.1.: Gewählte Bauteile für die Berechnung der Verformungsenergie (URD)

Bauteil	P_n [m]	L_n [m]	t_n [mm]	R_T [m ³]
Wetter-Deck	6,20	12,00	13,00	0,4836
Haupt-Deck	0,10	3,75	12,00	0,0045
Rahmen (überwasser)	0,20	1,00	12,00	0,0024
Rahmen (überwasser)	0,60	3,00	12,00	0,0216
Rahmen (überwasser)	0,60	3,00	12,00	0,0216
Decksbalken	0,40	5,50	14,00	0,0308
Decksbalken	0,40	5,50	14,00	0,0308
Bodenwrange	0,38	3,35	9,50	0,0119
Rahmenspant (unterwasser)	1,00	4,50	10,50	0,0473
Rahmenspant (unterwasser)	0,50	4,50	10,50	0,0236
				\sum 0,6781

A.2. Schiffsunfälle (1989-2002)

EXXON VALDEZ 1989 im Prince William Sound (Alaska), ABT SUMMER 1991 westlich von Angola, HAVEN 1991 vor Genua (Italien), KATARINA P. 1992 nördlich von Maputo (Mosambik), AEGEAN SEA 1992 vor der Stadt A Coruña (Spanien), BRAER 1993 Shetland Inseln (Großbritannien), SEA EMPRESS 1996 vor Milford (Großbritannien), NACHODKA 1997 Japanisches Meer (Japan), ERIKA 1999 Golf von Biskaya (Frankreich), JESSICA 2001 Galapagosinseln (Ecuador), PRESTIGE 2002 Galizische Küste (Spanien)

A.3. Analytische Methode nach Wang et al. [107]

Die Tabelle A.2 fasst die fünf Gleichungen der Versagensmoden und die Tabelle A.3 die Ergebnisse am Schaden der URD zusammen. Die Abbildung A.1 stellt für dieses Beispiel die Kollisionskraft und -energie über die Eindringtiefe dar.

Tabelle A.2.: Nach Wang et al. aufgestellte Gleichungen der fünf Vorhersagemodelle

Dehnung durch Streckenlast	$F = 2\sigma_0 B t \frac{\Delta}{L}$	σ_0 = Fließspannung B = Höhe t = Plattenstärke Δ = Durchbiegung $2L$ = ununterstützte Länge
Versagen durch Punktlast	$F \approx \pi N_0 \Delta$	$N_0 = \sigma_0 t$ = plast. Membrankraft pro Einheitslänge σ_0 = s.o. t = s.o. Δ = Absenkung
Bildung von Beulen Denting-Mode	$F_m = \frac{2,32}{\lambda} \sigma_0 (2b)^{0,33} t^{1,67}$	λ = 1,0 für scharfen Keil 2/3 für stumpfen Keil σ_0 = s.o. t = s.o. $2b$ = Breite des Eindrückmechanismus
Reißen der Platte Cutting-Mode	$F = 1,51 \sigma_0 t^{1,5} l_s^{0,5} (\sin(\theta))^{0,5}$ $\cdot \left(1 + \frac{\mu}{\tan(\theta)}\right) (2^*)$	σ_0 = s.o. t = s.o. l_s = Risslänge θ = halber Keilöffnungswinkel μ = Reibkoeffizient (2*), wenn das Aufschnneiden symmetrisch sowohl nach oben als auch nach unten erfolgt
Reißen der Platte Concertina-Tearing-Mode	$F_m = \frac{3,0}{\lambda} \sigma_0 (2b)^{0,33} t^{1,67}$ $+ 2,67 R t$	λ = 1,0 σ_0 = s.o. b = Plattenbreite t = s.o. R = spezifische Brucharbeit Für Normalstahl: $300 \leq R \leq 1000$ [kJ/m ²] (wird nach Wang et al. vernachlässigt)

Tabelle A.3.: Ergebnisse und verwendete Werte für den Schaden der URD

Wetterdeck								
Penetrierung:			Denting-Mode:			Cutting-Mode		
F	\approx	634,75 [kN]	F	$=$	121,01 [MN]	F	$=$	3,36 [MN]
N_0	$=$	6,56 [MN/m]	λ	$=$	2/3 [-]	t	$=$	16,00 [mm]
Δ	$=$	31,00 [mm]	t	$=$	16,00 [mm]	l_s	$=$	6,47 [m]
t	$=$	16,00 [mm]	$2b$	$=$	9,20 [m]	θ	$=$	1,07 [rad]

Außenhaut					
Penetrierung:			Cutting-Mode:		
F	\approx	5,55 [MN]	F	$=$	2,35 [MN/m]
N_0	$=$	5,74 [MN/m]	t	$=$	14,00 [mm]
t	$=$	14,00 [mm]	l_s	$=$	4,97 [m]
Δ	$=$	31,00 [mm]	θ	$=$	0,73 [rad]

Höhe Bugwulst					
Penetrierung:			Cutting-Mode:		
F	\approx	7,64 [MN]	F	$=$	6,33 [MN/m]
N_0	$=$	7,79 [MN/m]	t	$=$	19,00 [mm]
t	$=$	19,0 [mm]	l_s	$=$	3,44 [m]
Δ	$=$	312,0 [mm]	θ	$=$	1,02 [rad]

Für alle Werte gilt: $\sigma_0 = 410$ [N/mm²] und $\mu = 0,23$ [-]

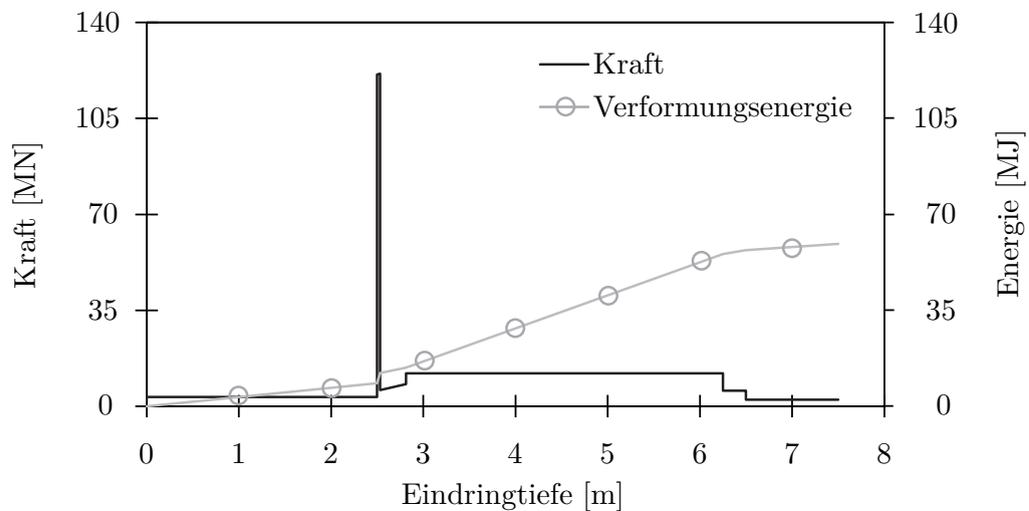


Abbildung A.1.: Ergebnis mit der Methode nach Wang et al. [107]

A.4. Zugversuche

Tabelle A.4.: Gemittelte Maße der Zugproben in [mm]

Probenart	Material	a_0	b_0	B	h	L_0	L_c	L_t
Uni axialzug	gemessen bis zur Einschnürung							
	KV1-AH	4,1	10,0	22,0	40	50	65	175
	KV1-HP	6,6	22,0	29,0	55	50	90	230
	KV 1-R	5,0	16,2	22,0	40	50	65	175
	KV2-AH	4,1	10,1	22,2	40	50	65	175
	KV 2-R	5,1	16,1	22,0	40	50	65	175
	KV3-AH	4,1	10,1	22,0	40	50	65	175
	KV3-HP	7,0	22,0	29,0	55	50	90	230
	KV 3-R	5,0	16,1	22,0	40	50	65	175
	gemessen bis zum Bruch							
	KV1-AH	4,1	20,0	30,0	155	50	60	400
Scherzug	KV1-AH	4,1	22,0	30,0	95	40	44	250
Kerbzug	KV1-AH	4,1	20,0	30,0	150	50	60	390

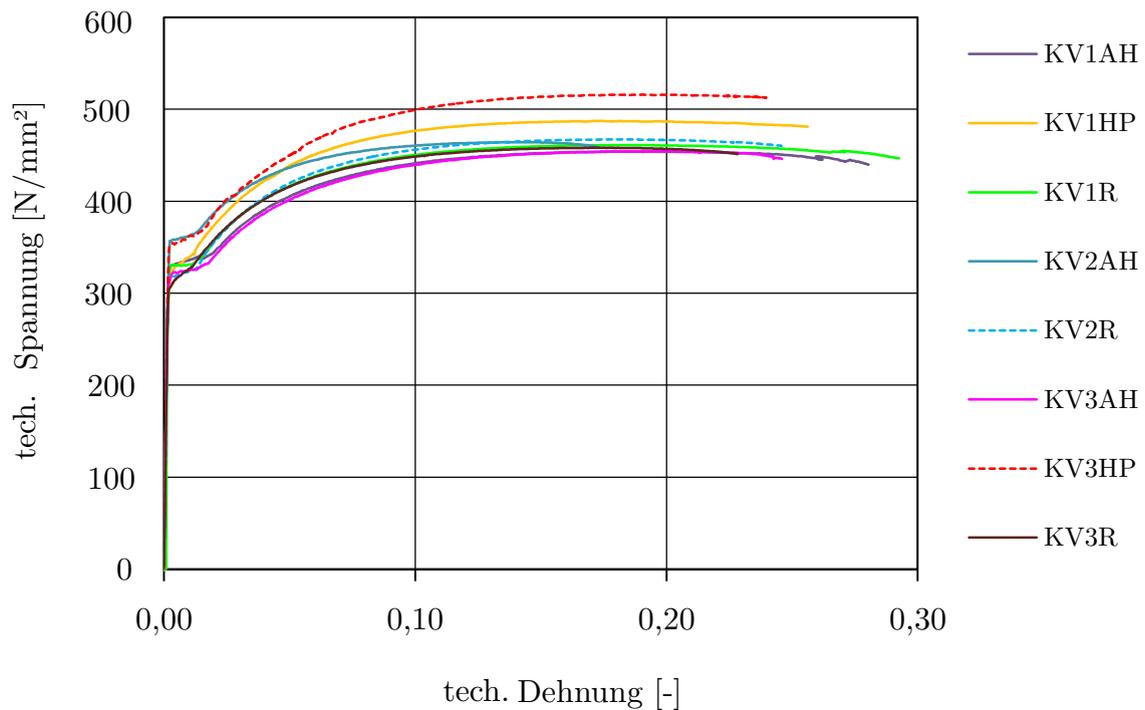


Abbildung A.2.: Gemittelte TSD gemessen bis zur Einschnürung

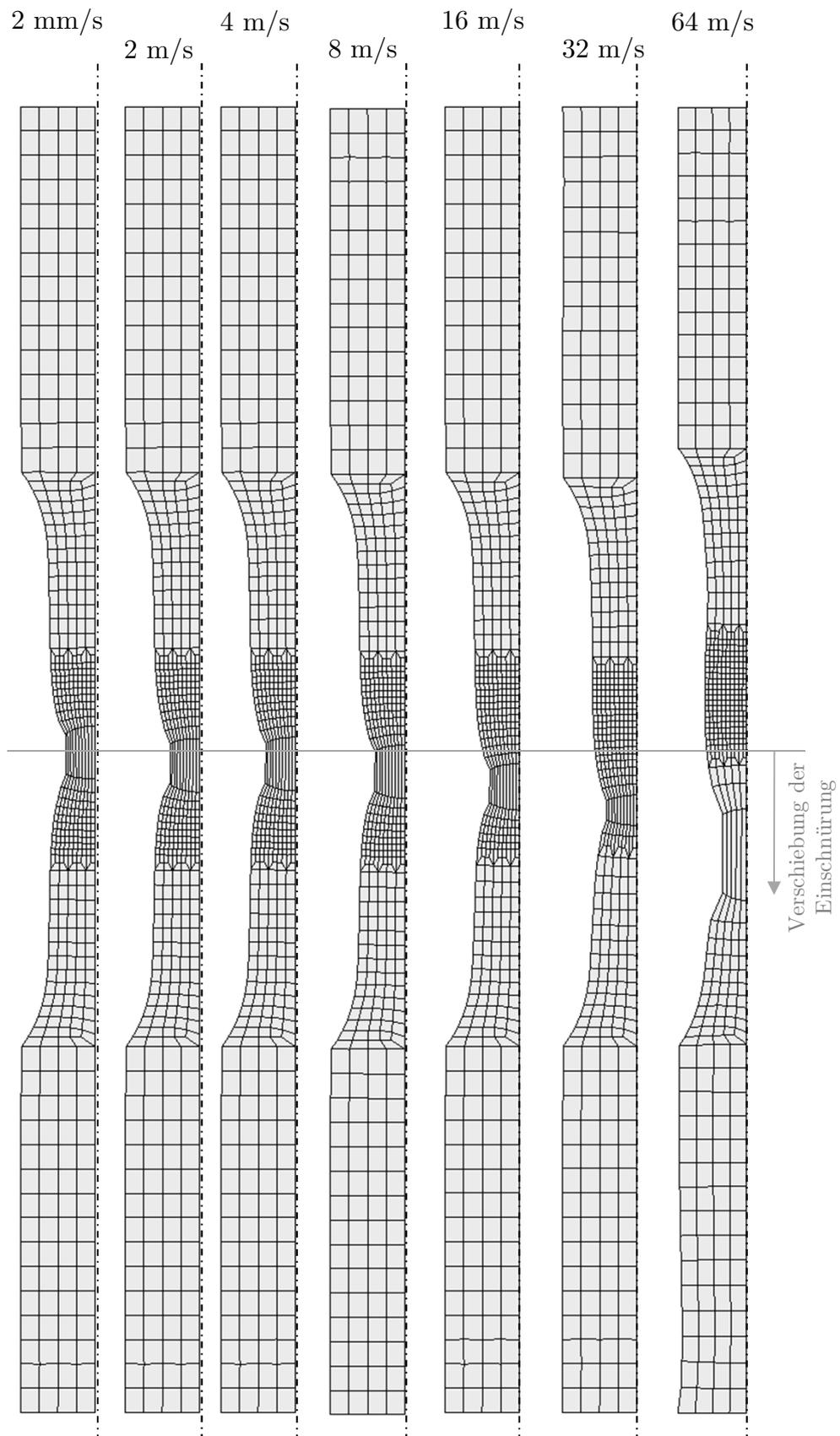


Abbildung A.3.: Einschnürverhalten eines numerischen Zugversuches mit gleichem FE-Netz aber unterschiedlichen Ziehgeschwindigkeiten

A.5. GISSMO-Kriterium

Tabelle A.5.: Bezeichnung und Erklärung der GISSMO-Eingabewerte in LS-DYNA

Wert	Bezeichnung der Parameter aus:		Beschreibung
	Formel	*MAT ADD EROSION	
-	D	-	Schadensparameter
-	F	-	Instabilitätswert ($0 \leq F \leq 1$)
2	k	DMGEXP	Schadensakkumulationsparameter
Kurve	ε_f	LCSDG	spannungszustandsabh. Bruchdehnung
Kurve	$\varepsilon_{v,loc}$	ECRIT	spannungszustandsabh. Gleichmaßdehnung
-	$\Delta\varepsilon_v$	-	Inkrement der plast. Vergleichsdehnung
-	σ^*	-	Effektive Spannung nach Lemaitre
Kurve	f_{adexp}	FADEXP	elementgrößenabh. Reduktionsexponent
Kurve	$lcregd$	LCREGD	elementgrößenabh. Skalierung von ε_f
1	-	DMGTYP	aktiviert Elementversagen bei $D \geq 1$, gekoppelt mit Konzept der effektiven Spannung nach Lemaitre
0	-	DCRIT	hinfällig durch Eingabe von ECRIT
1	-	IDAM	aktiviert GISSMO-Modell

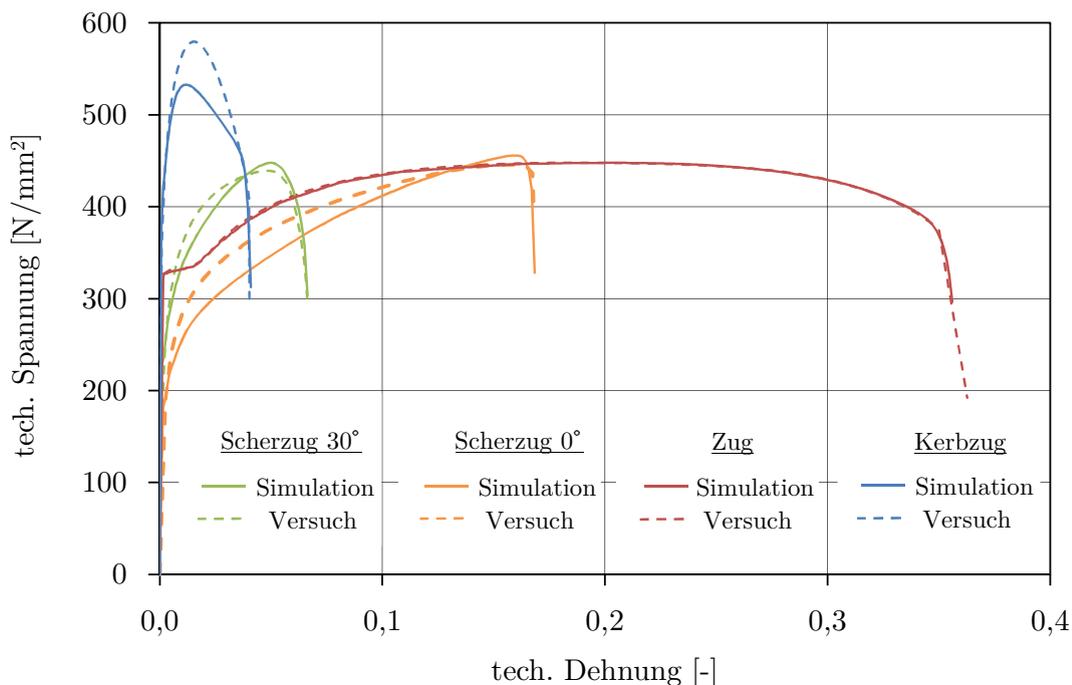


Abbildung A.4.: Berechnung mit GISSMO vs. gemessen TSD

A.6. Triaxialversuche

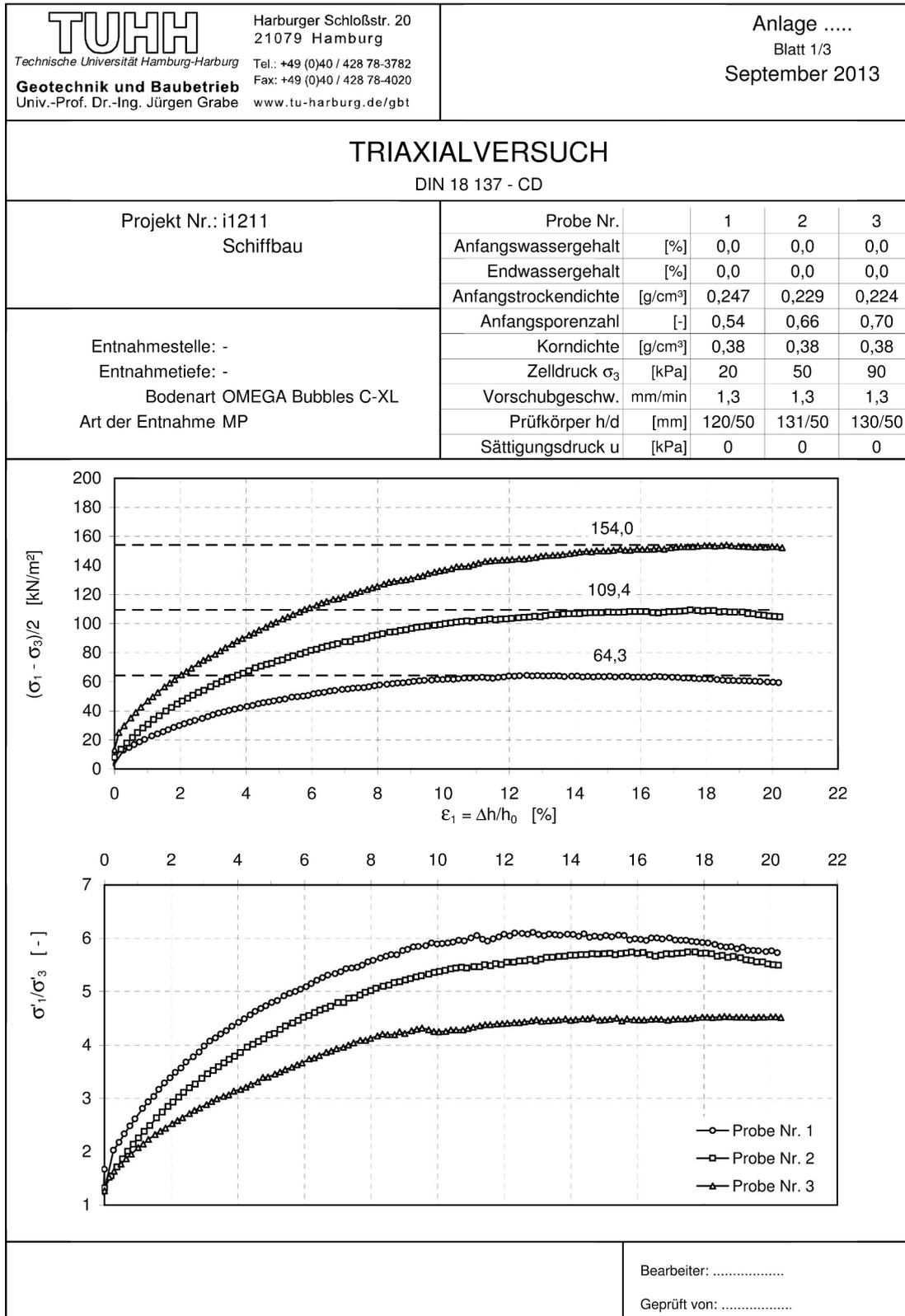


Abbildung A.5.: Eintritt des Scherbruches 20/50/90

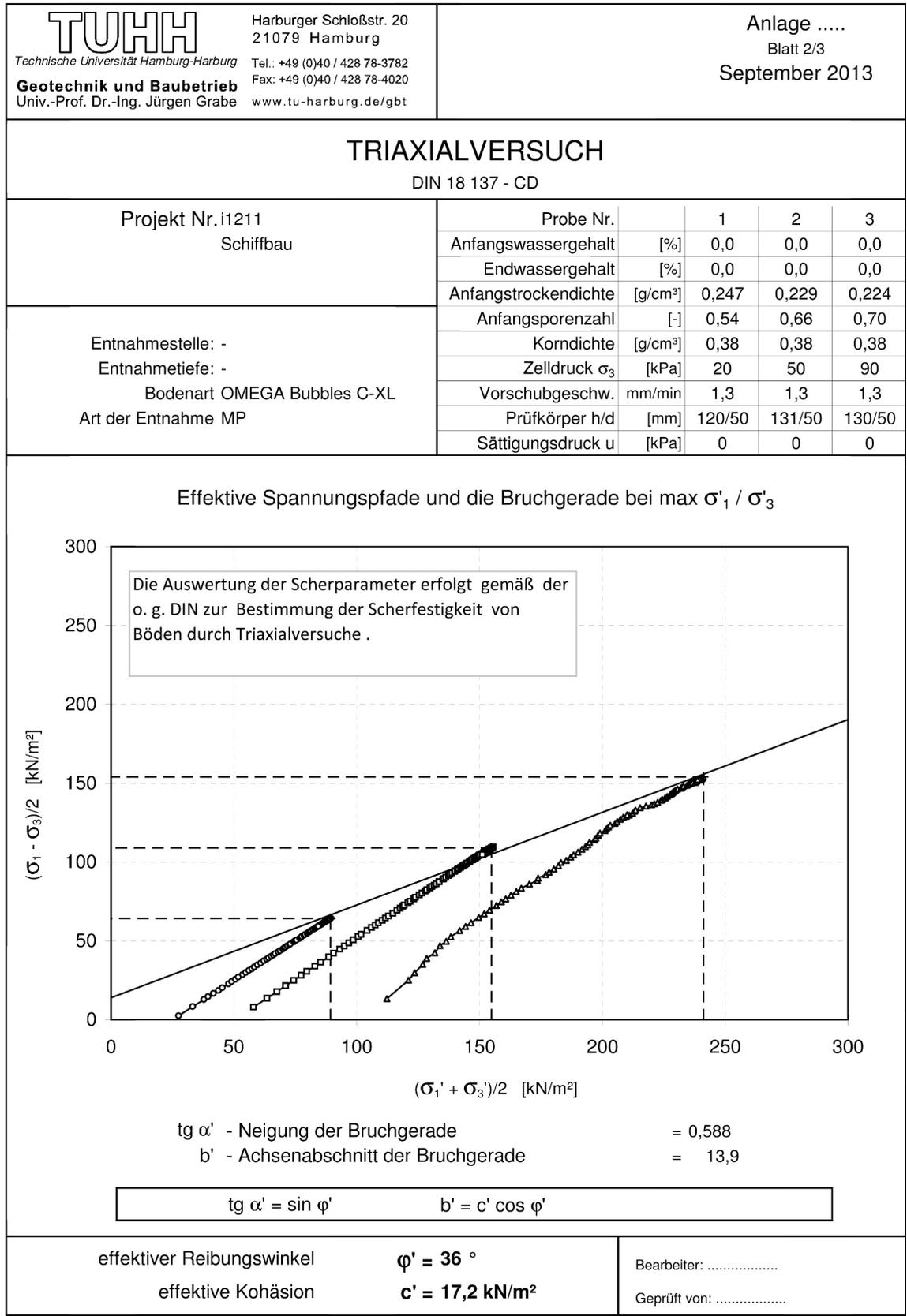


Abbildung A.6.: Bruchdiagramm 20/50/90

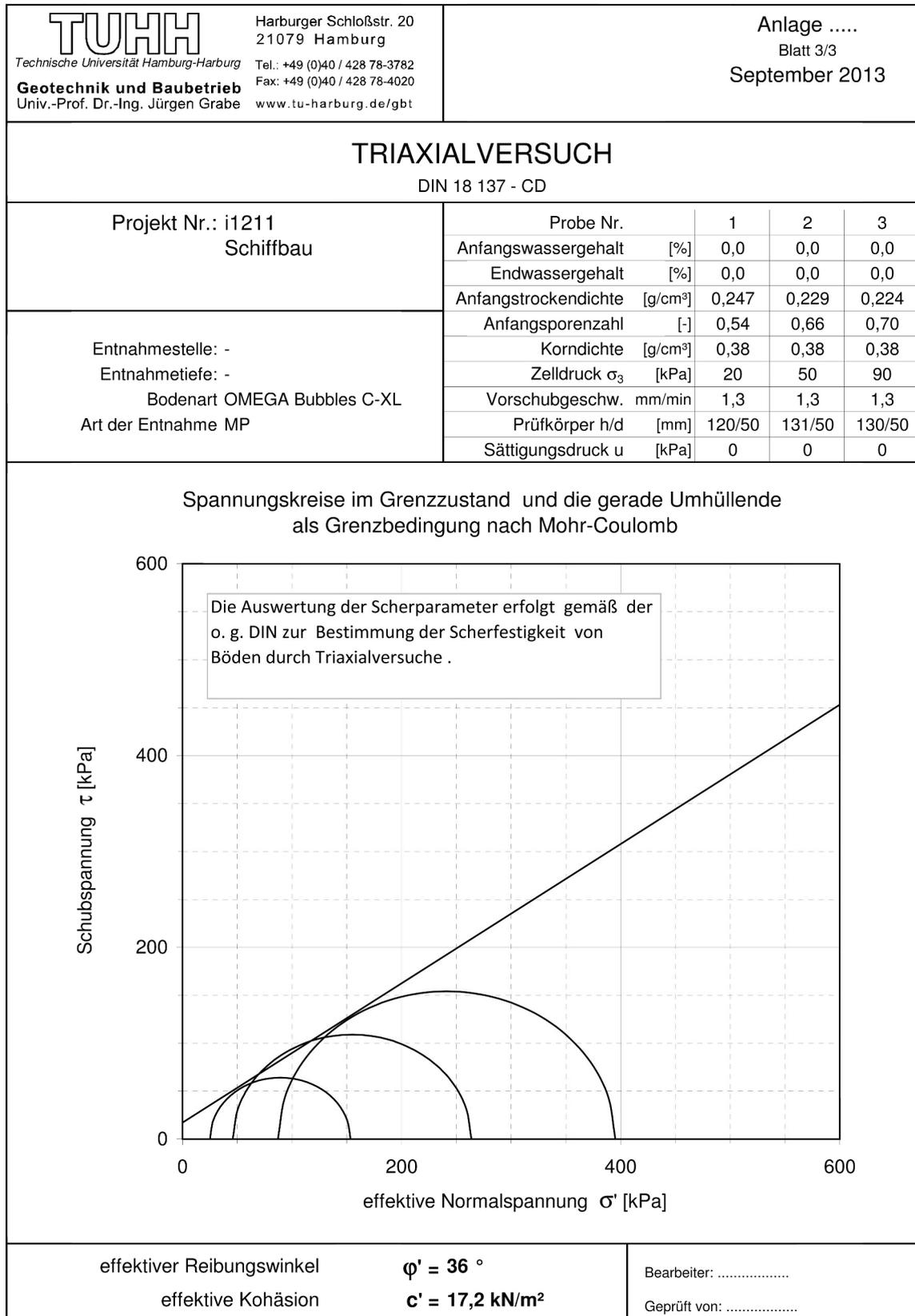


Abbildung A.7.: Spannungskreise im Grenzzustand 20/50/90

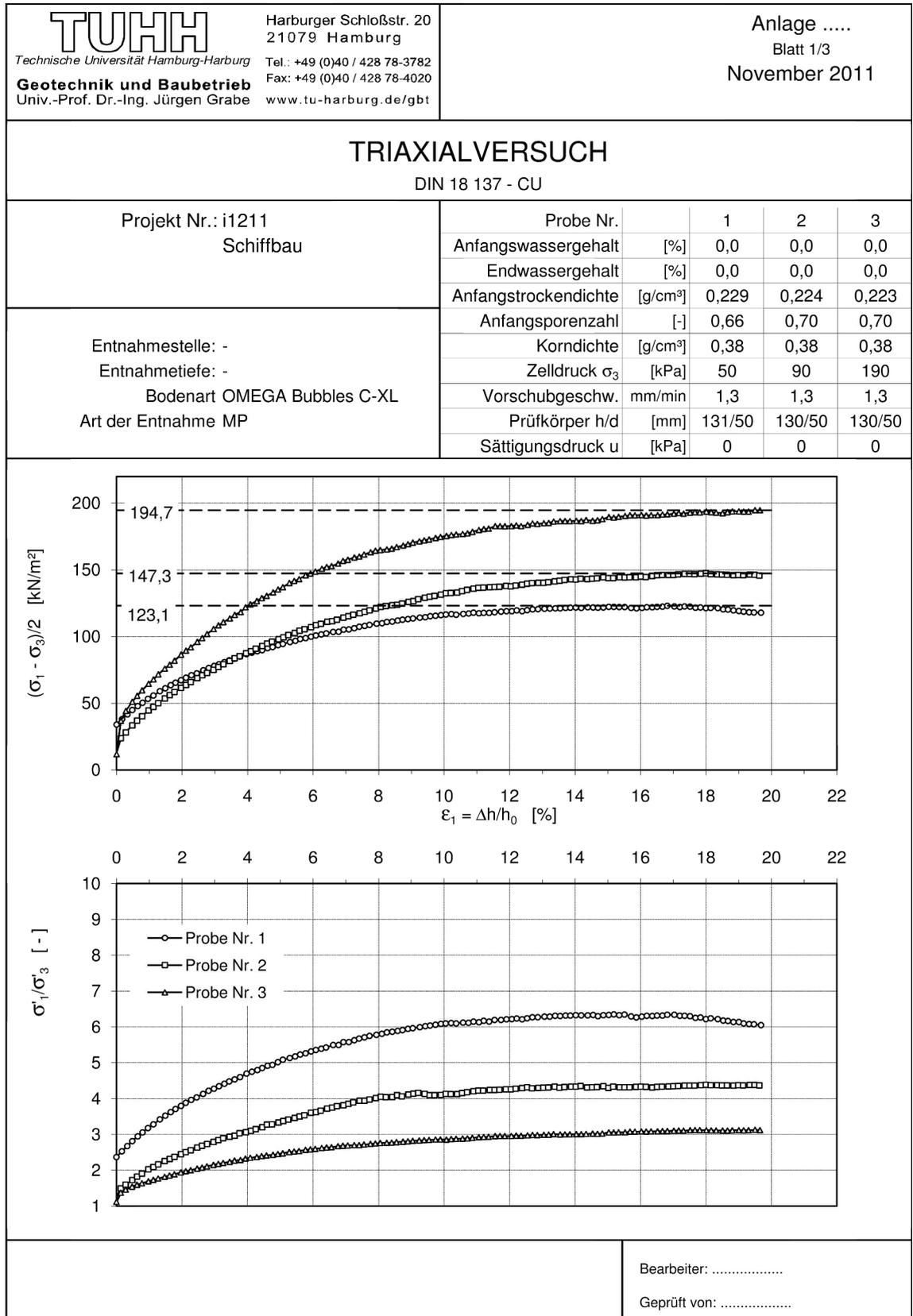


Abbildung A.8.: Eintritt des Scherbruches 50/90/190

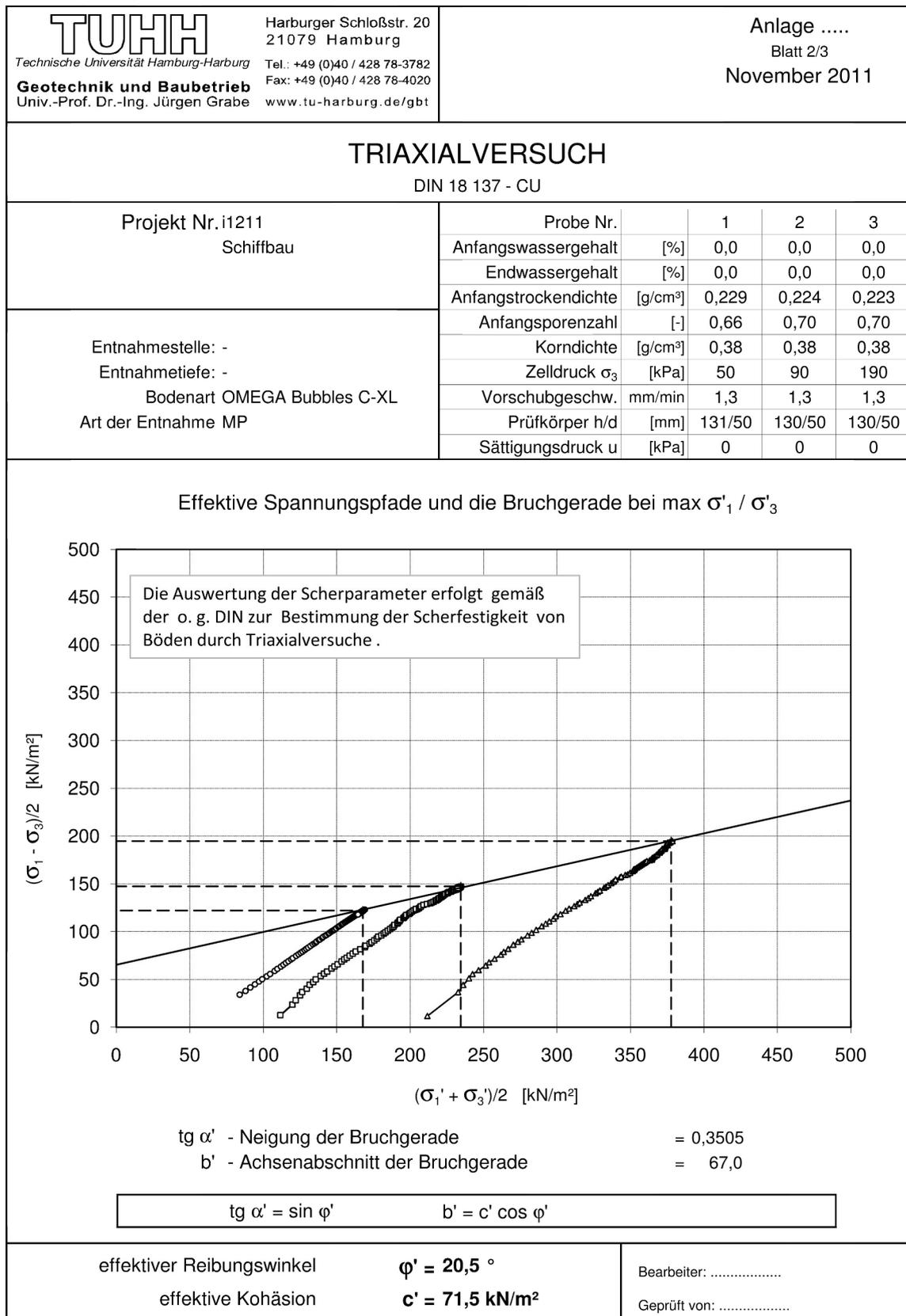


Abbildung A.9.: Bruchdiagramm 50/90/190

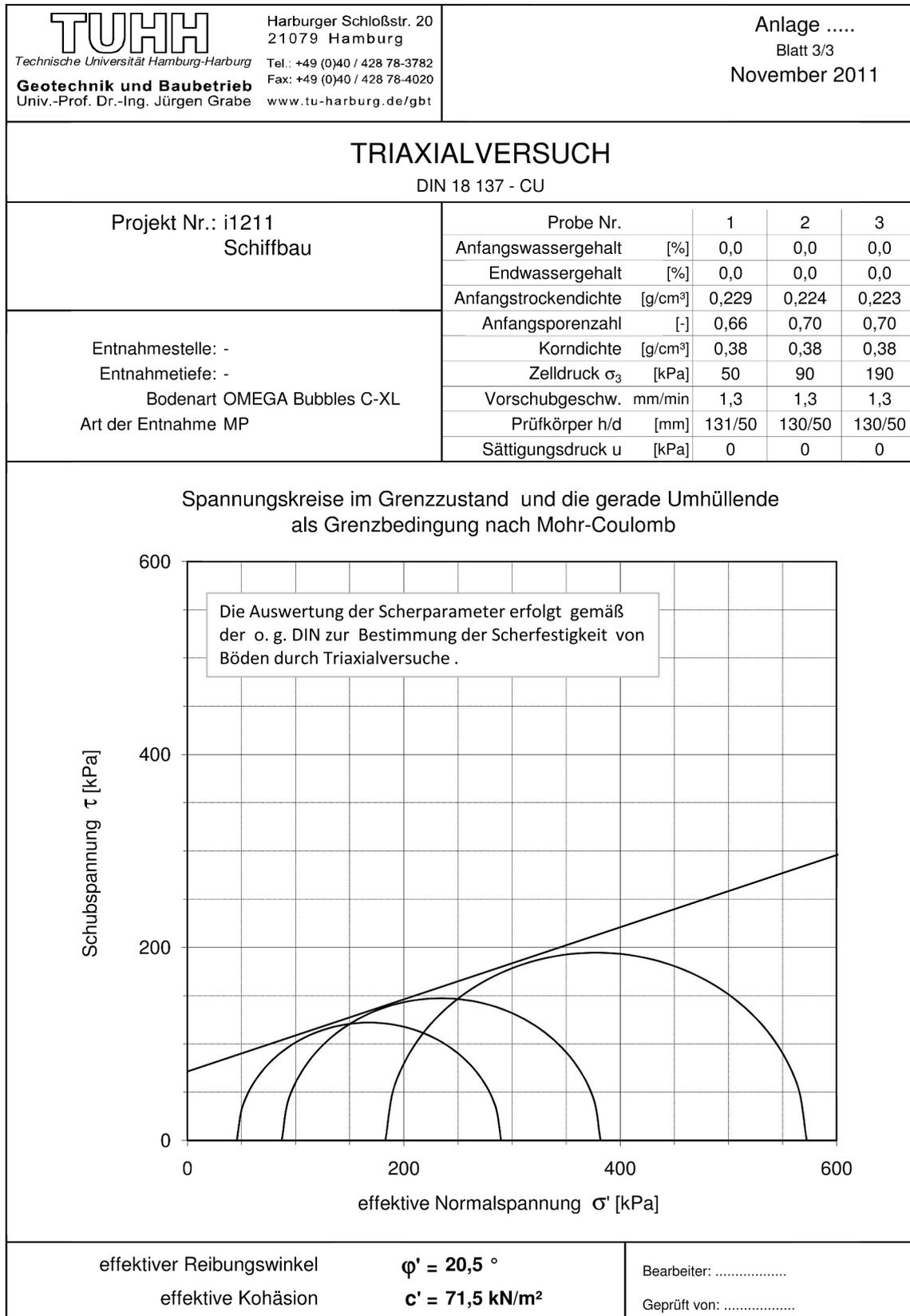


Abbildung A.10.: Spannungskreise im Grenzzustand 50/90/190

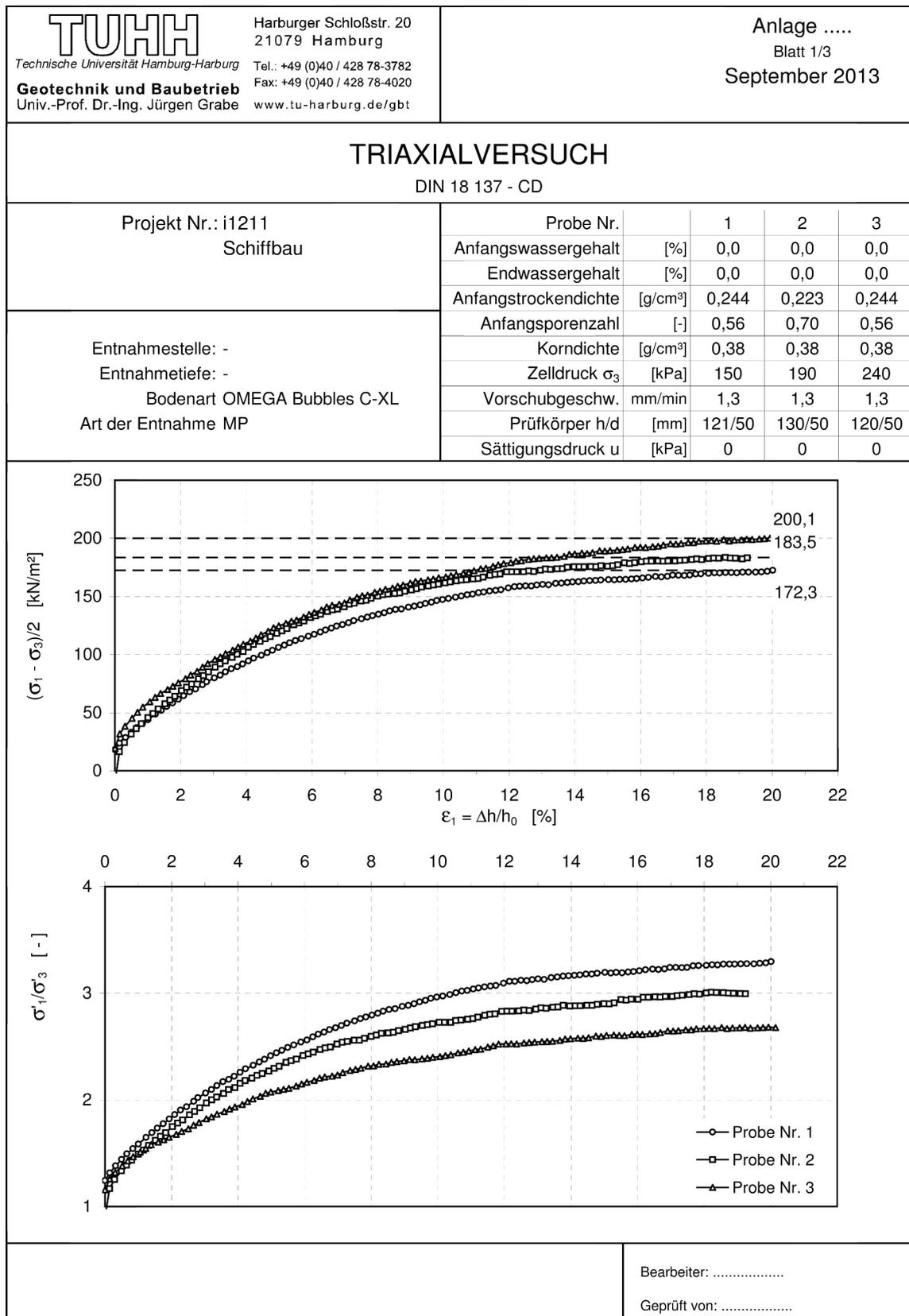


Abbildung A.11.: Eintritt des Scherbrüches 150/190/240

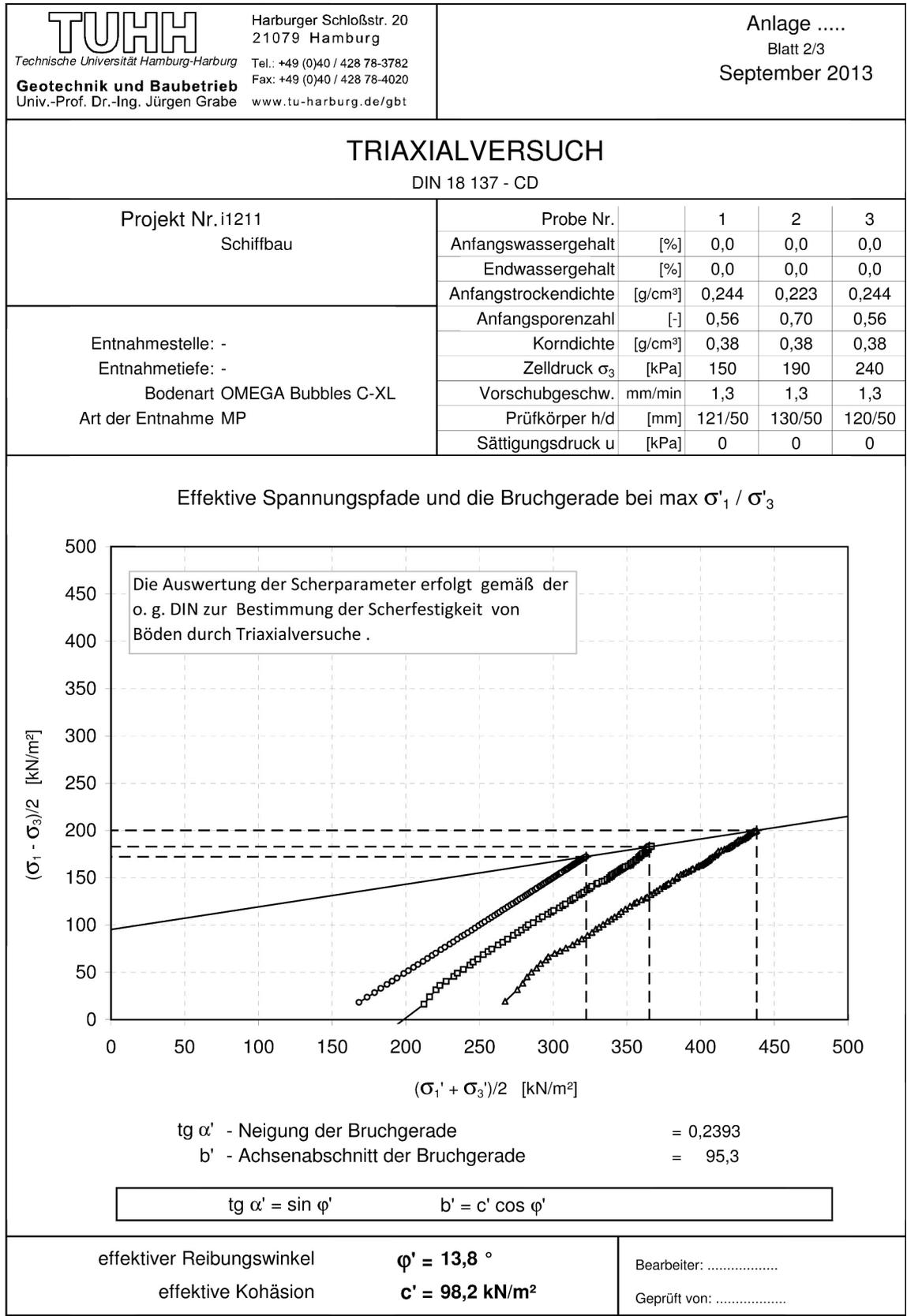


Abbildung A.12.: Bruchdiagramm 150/190/240

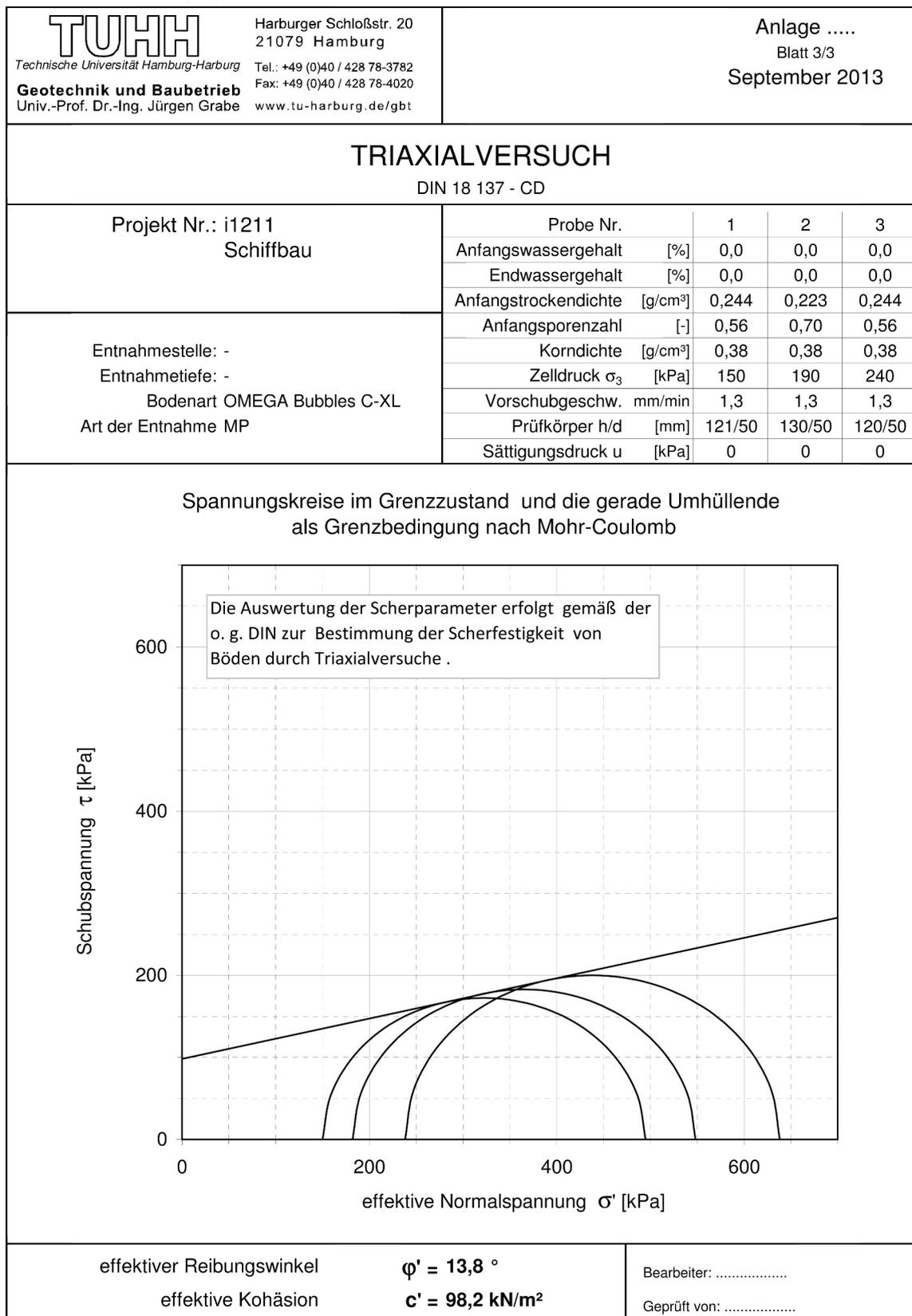


Abbildung A.13.: Spannungskreise im Grenzzustand 150/190/240

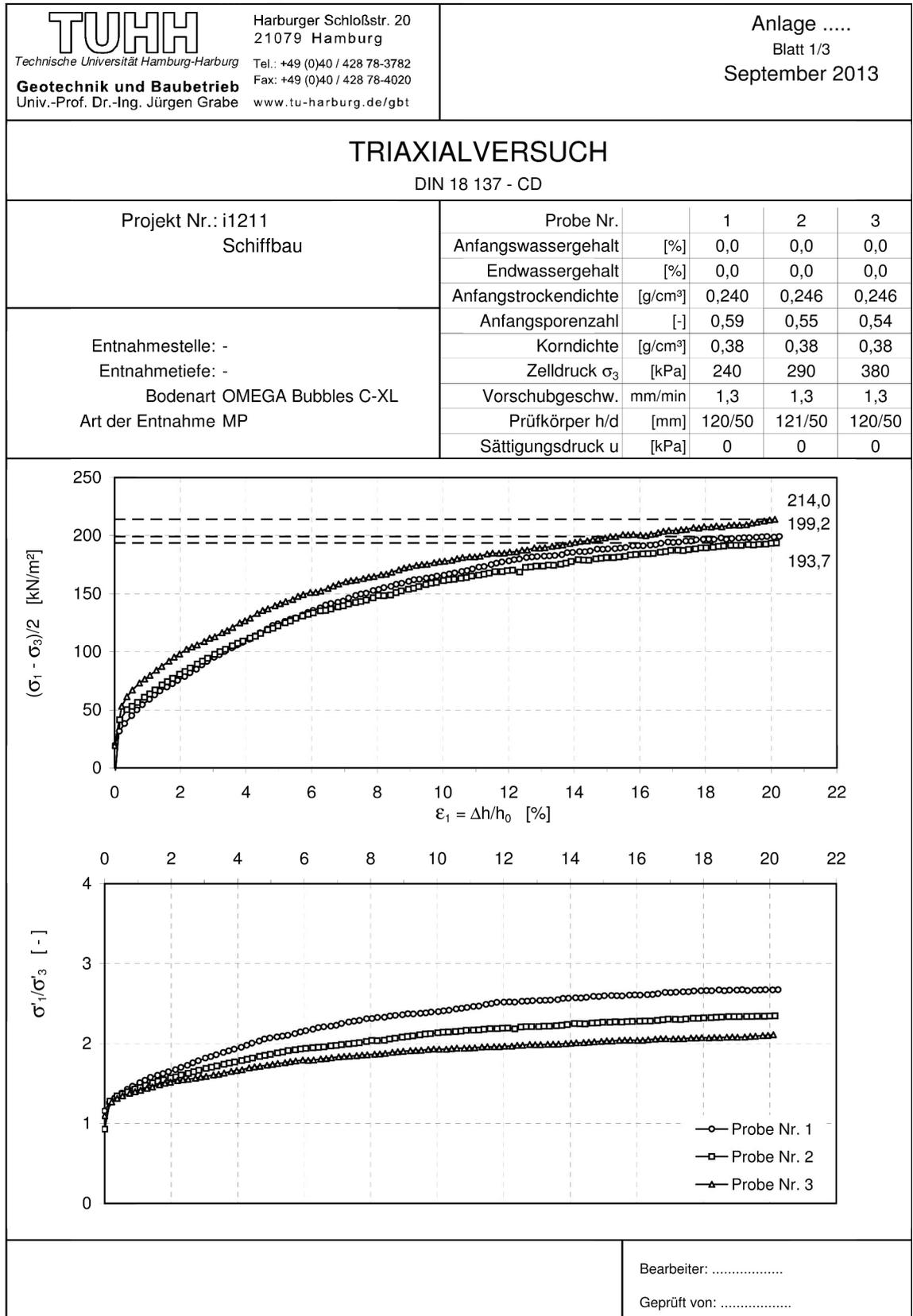


Abbildung A.14.: Eintritt des Scherbruches 240/290/380

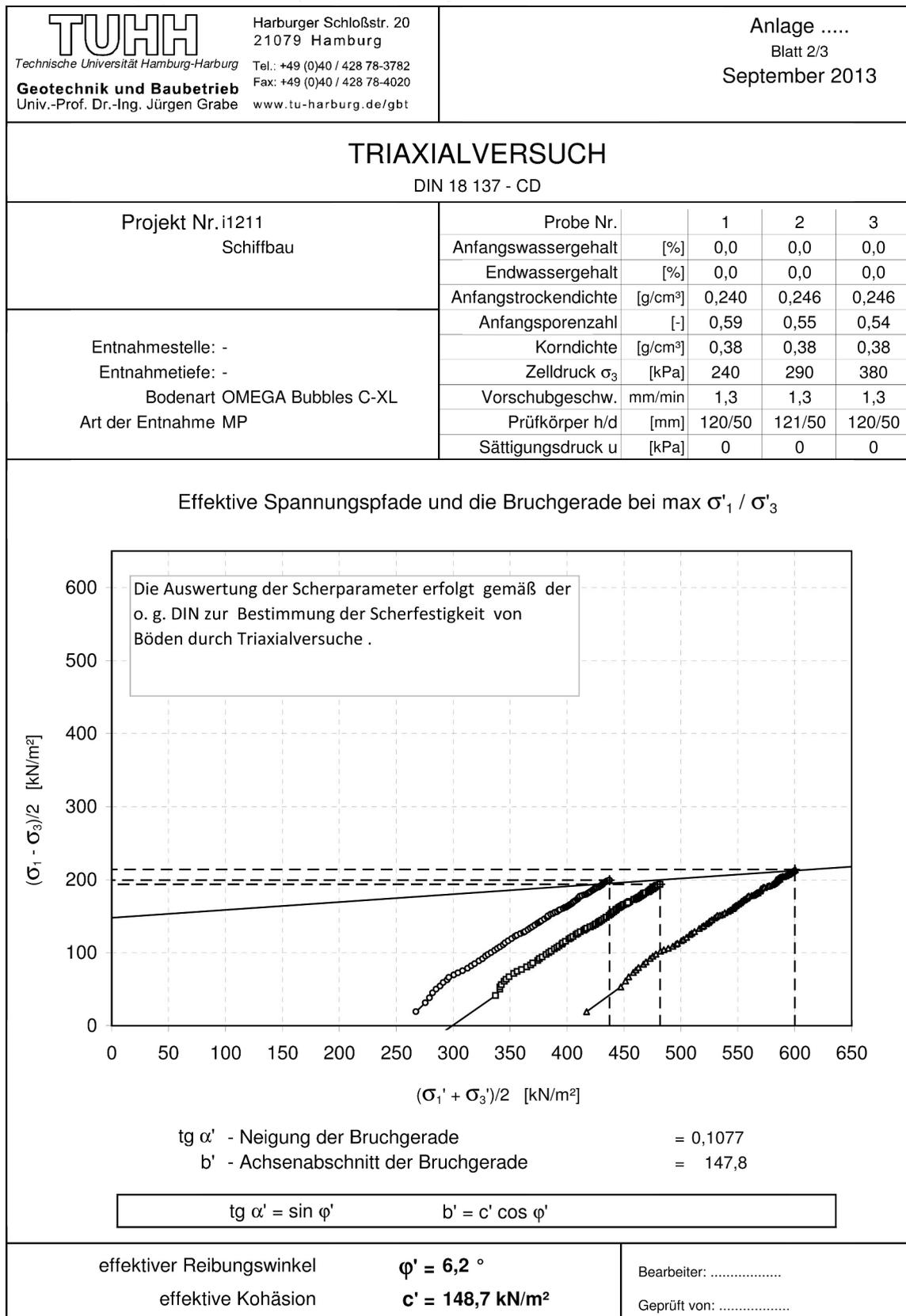


Abbildung A.15.: Bruchdiagramm 240/290/380

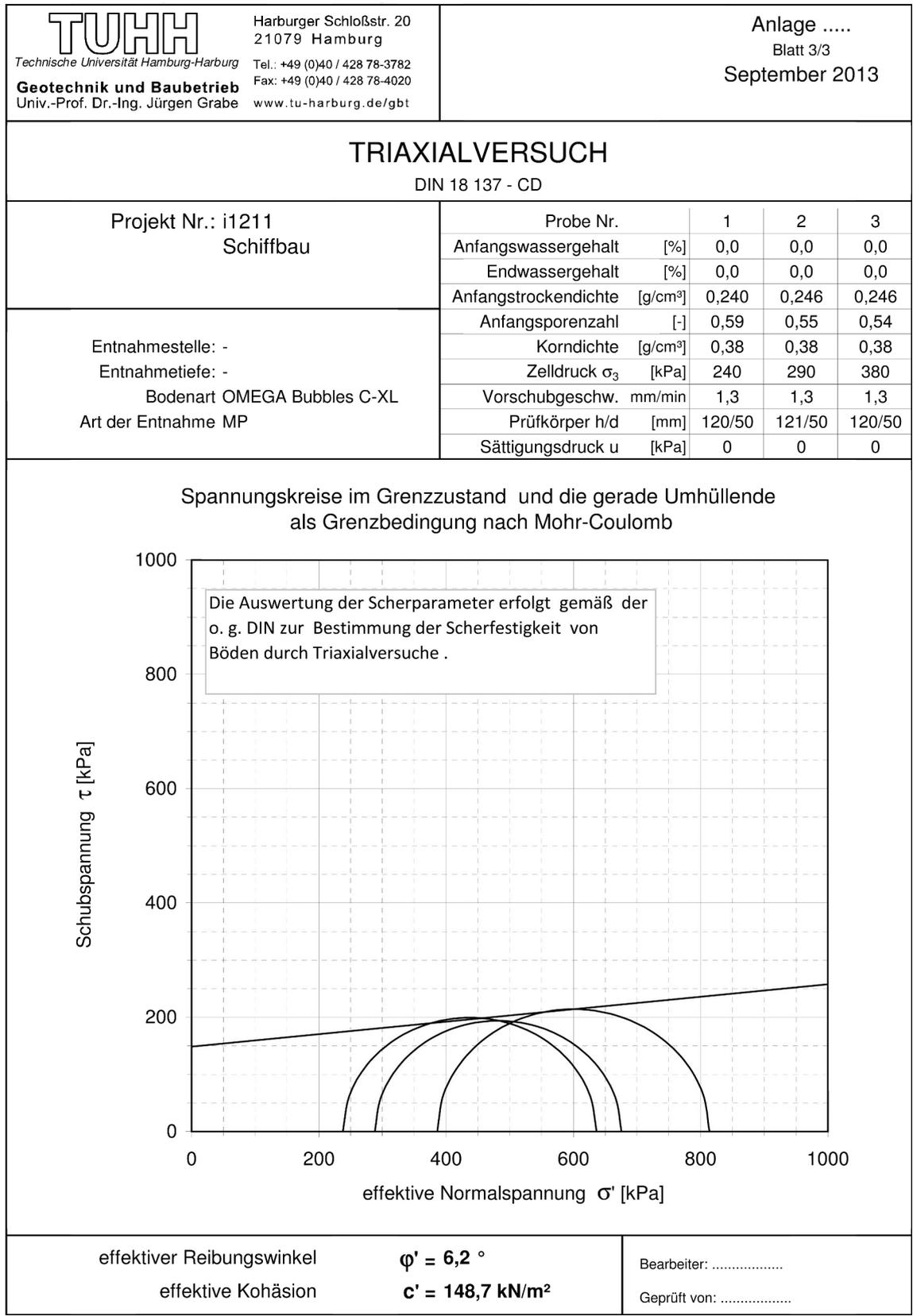


Abbildung A.16.: Spannungskreise im Grenzzustand 240/290/380

A.7. Uniaxialer Drucktest - Bestimmung des Reibbeiwertes

Für die Abschätzung des Reibbeiwertes sind die Werte der Umfangsspannung zwischen den drei Messebenen sowie ihre Nulldurchgänge zu generieren. Hierzu werden die ermittelten Werte der Radialspannung durch ein *Spline* verbunden. Dieses erfolgt für fünf gewählte Zustände, siehe Abbildung A.18 und A.19. Zwischen der Ebene 1 und 2 sowie zwischen Ebene 2 und 3 werden zusätzliche Stützstellen erstellt. Der Spannungsverlauf wird abschnittsweise linear gemittelt und in eine implizite FE-Berechnung mit dem Programm ANSYS überführt. Exemplarisch ist dieses für den Lastschritt 5 (maximaler Stempelweg) in Abbildung A.17a) eingetragen. Das ANSYS-Modell beschränkt sich auf den Aluminiumzylinder aus Abbildung 4.16c), der auf halber Plattenstärke mit dem Elementtyp Shell63 diskretisiert wurde. Das FE-Modell wird vereinfacht an seiner Unterseite translatorisch in allen Raumrichtungen fixiert. Aus der Berechnung lässt sich der Verlauf der Umfangsspannung ausgeben, siehe Abbildung A.17b).

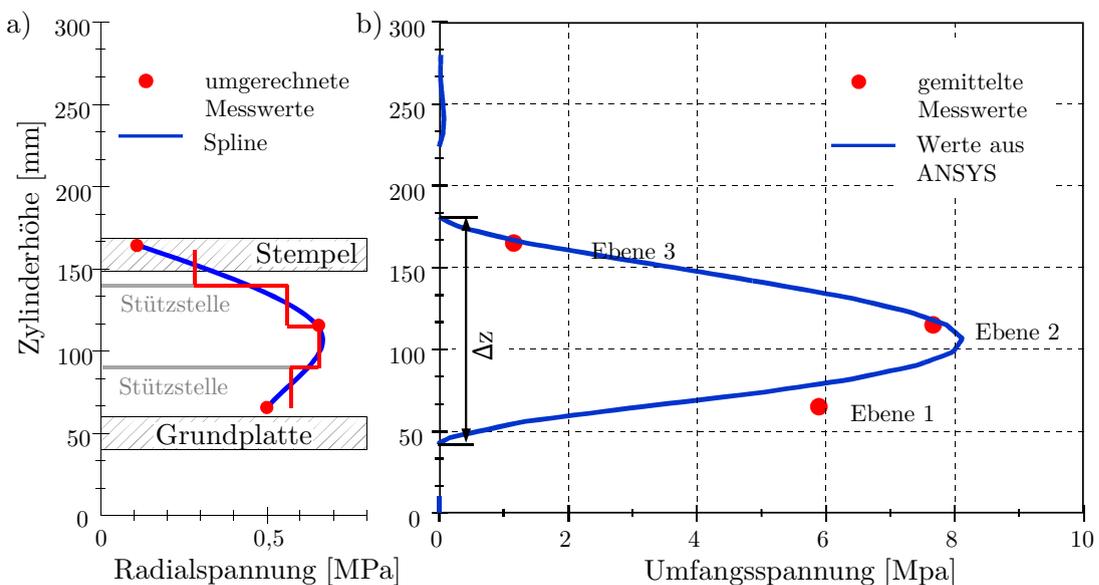


Abbildung A.17.: Ermittlung der Spannungsverläufe: a) Radialspannung; b) Umfangsspannung

Die Umfangsspannung kann mittels Kesselformel nach Beziehung A.1, unter Vernachlässigung der Endlichkeit des Modells, für die ANSYS-Eingabewerte in den radial wirkenden Innendruck umgerechnet werden.

$$p_i(z_n) = \frac{\sigma_u(z_n) t}{r_a} \quad \text{bzw.} \quad p_i = \frac{t \sum_{n=1}^n \sigma_u(z_n)}{r_a n} \quad (\text{A.1})$$

Dabei ist p_i der Innendruck, σ_u die Umfangsspannung, z_n die Laufvariable, n die Anzahl der ausgewerteten Umfangsspannungen aus der ANSYS-Rechnung über die Höhe und t die Plattenstärke sowie r_a der Außenradius des Aluminiumzylinders. Um

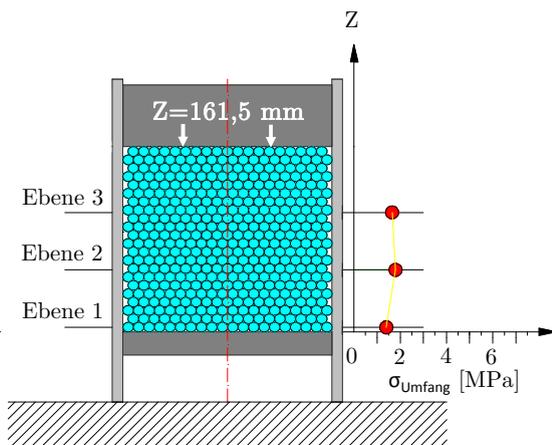
die gesamt wirkende Normalkraft P_i aus Gleichung A.2 zu erhalten, muss der ermittelte Innendruck mit der Fläche bestehend aus der Höhe zwischen den Nulldurchgängen Δz und inneren Umfang $2\pi r_i$ ($r_i = \text{Innenradius}$) des Aluminiumzylinders multipliziert werden.

$$P_i = \frac{t \sum_1^n \sigma_u(z_n)}{r_a n} \Delta z 2\pi r_i \quad (\text{A.2})$$

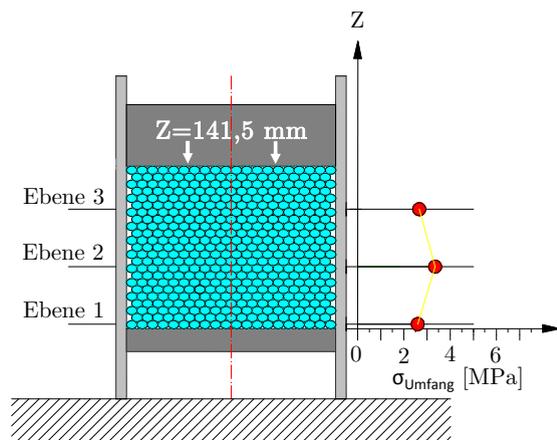
Die übertragene Reibkraft R_i ist die Differenz der in den beiden Kraftsensoren F_2 und F_1 gemessenen Werte. Werden die gefundenen Terme in das Coulombsche Reibgesetz implementiert und umgestellt, so lässt sich der Reibbeiwert nach Zusammenhang A.3 bestimmen.

$$\mu = \frac{R_i}{P_i} = \frac{(F_2 - F_1) n r_a}{\sum_1^n \sigma_u(z_n) \Delta z 2\pi r_i t} \quad (\text{A.3})$$

Mit den nachstehend gewählten Lastschritten aus Abbildung A.18 und A.19, wird der Reibbeiwert bestimmt.

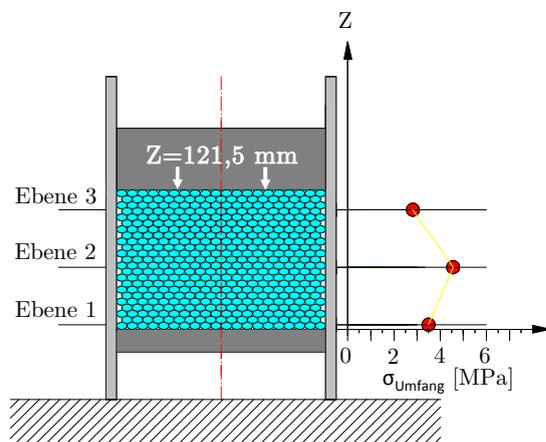


- Lastschritt 1 nach 20 mm Hub
 - $F_1=6,59 \text{ kN}$
 - $F_2=14,04 \text{ kN}$
 - $n=203$
 - $\Delta z=203 \text{ mm}$
 - $\sum_1^{203} \sigma_u(z_i) = 231 \text{ MPa}$



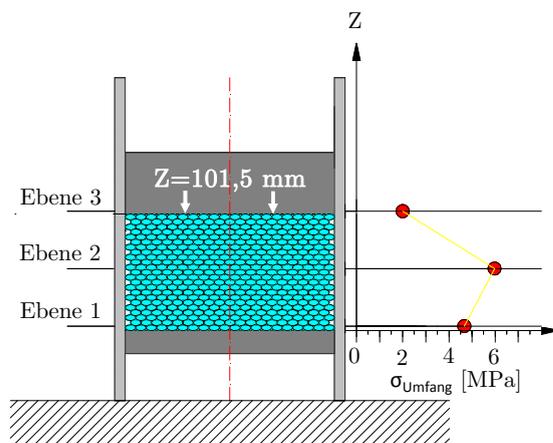
- Lastschritt 2 nach 40 mm Hub
 - $F_1=13,79 \text{ kN}$
 - $F_2=27,63 \text{ kN}$
 - $n=175$
 - $\Delta z=175 \text{ mm}$
 - $\sum_1^{175} \sigma_u(z_i) = 350 \text{ MPa}$

Abbildung A.18.: Gemessene Umfangsspannung: Lastschritt 1; Lastschritt 2



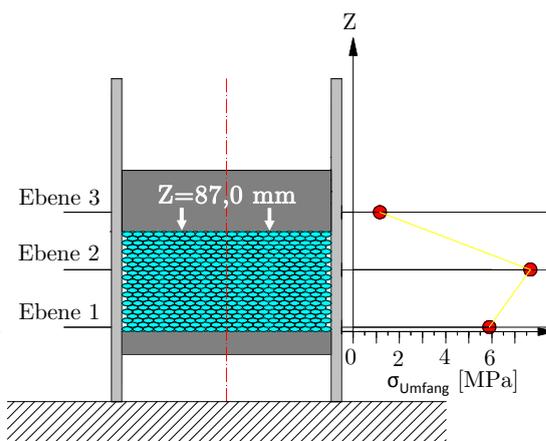
- Lastschritt 3 nach 60 mm Hub

- $F_1=19,82$ kN
- $F_2=36,88$ kN
- $n=156$
- $\Delta z=156$ mm
- $\sum_1^{156} \sigma_u(z_i) = 433$ MPa



- Lastschritt 4 nach 80 mm Hub

- $F_1=29,28$ kN
- $F_2=49,63$ kN
- $n=140$
- $\Delta z=140$ mm
- $\sum_1^{140} \sigma_u(z_i) = 498$ MPa



- Lastschritt 5 nach 93 mm Hub

- $F_1=39,38$ kN
- $F_2=62,61$ kN
- $n=125$
- $\Delta z=125$ mm
- $\sum_1^{125} \sigma_u(z_i) = 582$ MPa

Abbildung A.19.: Gemessene Umfangsspannung: Lastschritt 3; Lastschritt 4; Lastschritt 5

A.8. Reibversuch

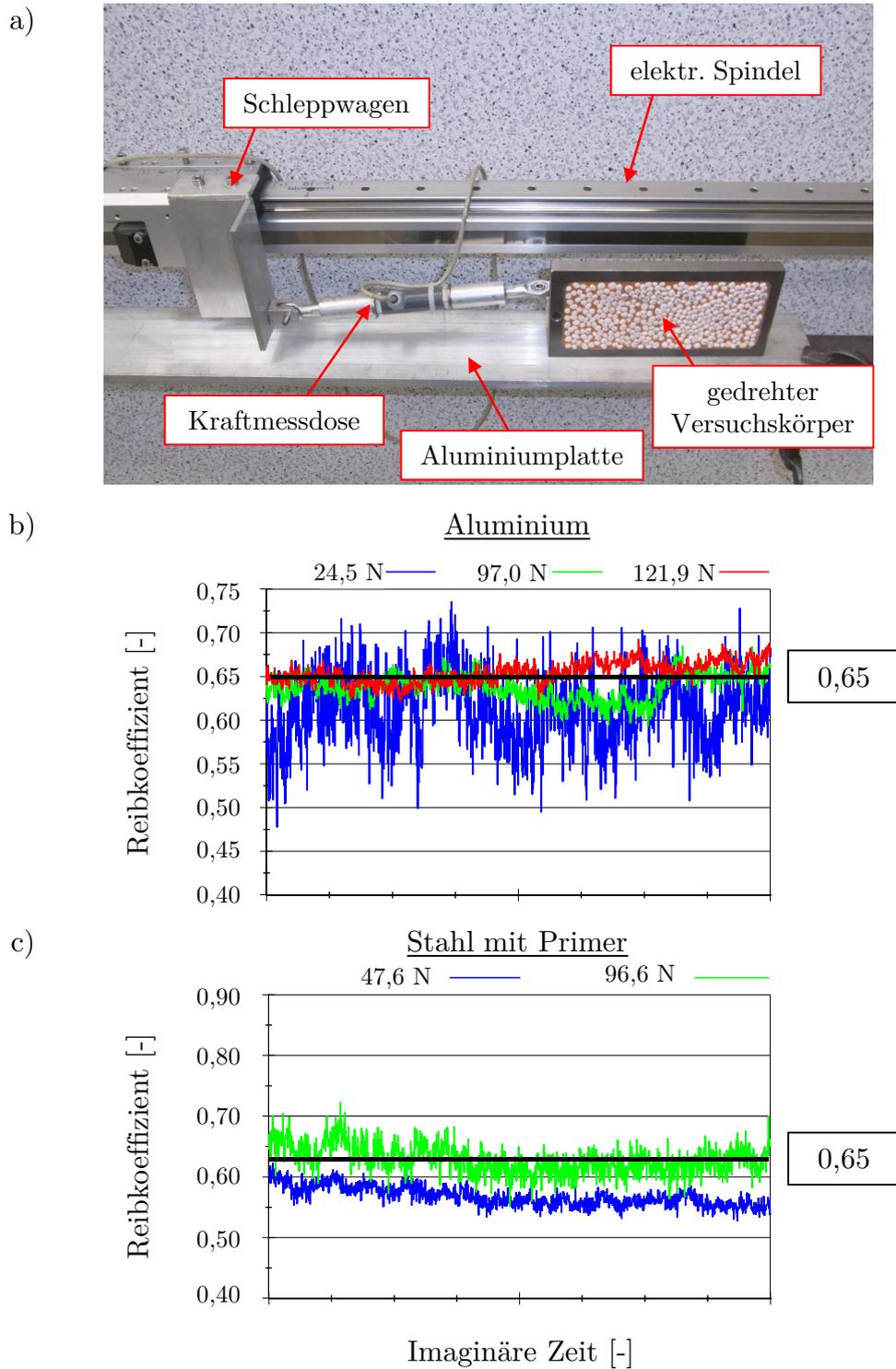


Abbildung A.20.: Reibversuch: a) Aufbau; b) Ergebnis für Aluminium; c) Ergebnis für Stahl mit Primer

A.9. Energieaufnahme von Spanten und Außenhaut

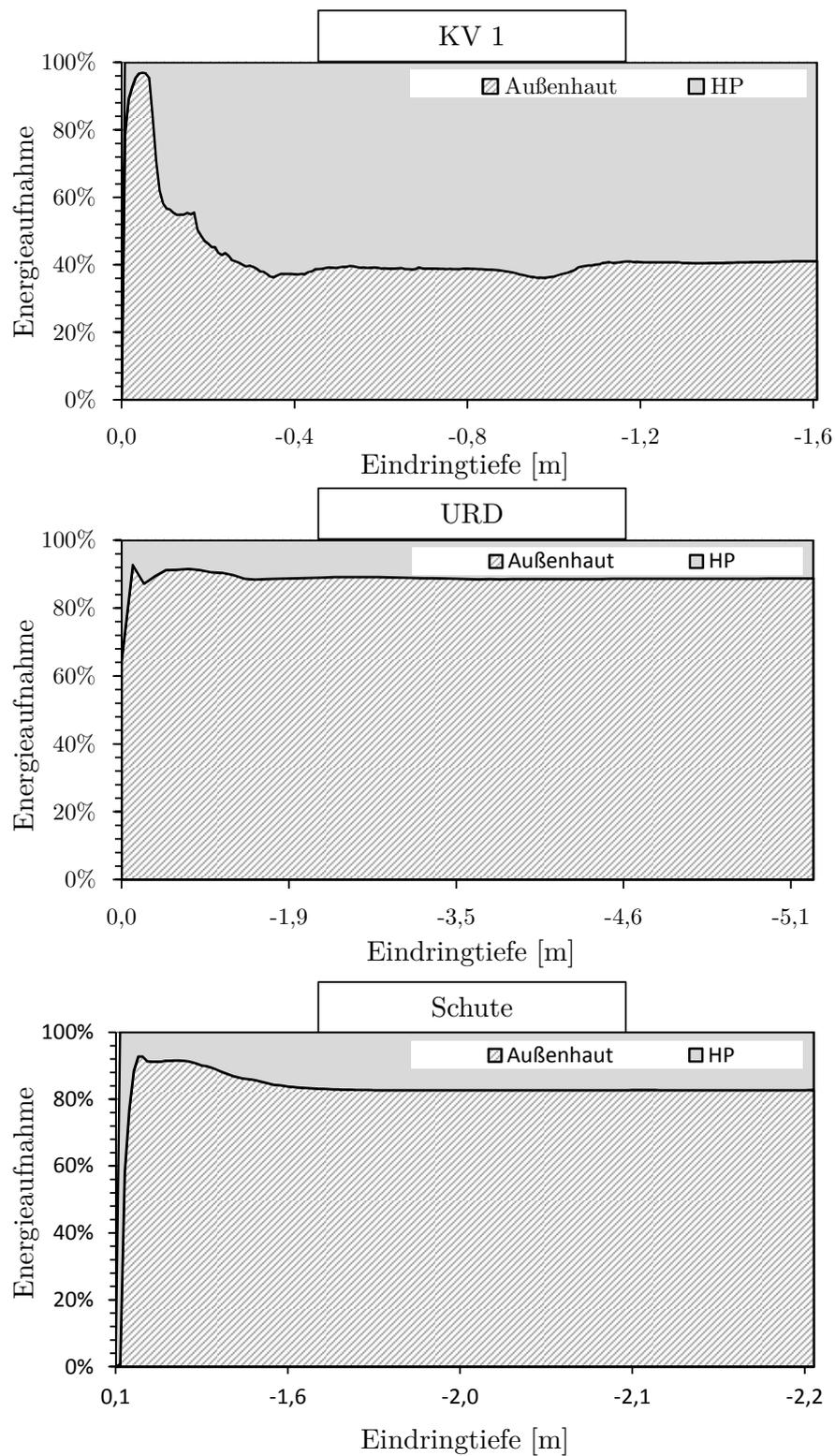


Abbildung A.21.: Verteilung der Energieaufnahme zwischen Spant und Außenhaut

Tabelle A.6.: Flächenverhältnis Spant zu Außenhaut

	Kollisionsversuche	ConRo 220	URD	Schute
A_{HP}	1.243	3.611	3.489	1.052
A_{AH}	1.120	8.255	14.250	5.900
A_{HP}/A_{AH}	1,11	0,44	0,25	0,18 6

A.10. Energiebilanz der Schute

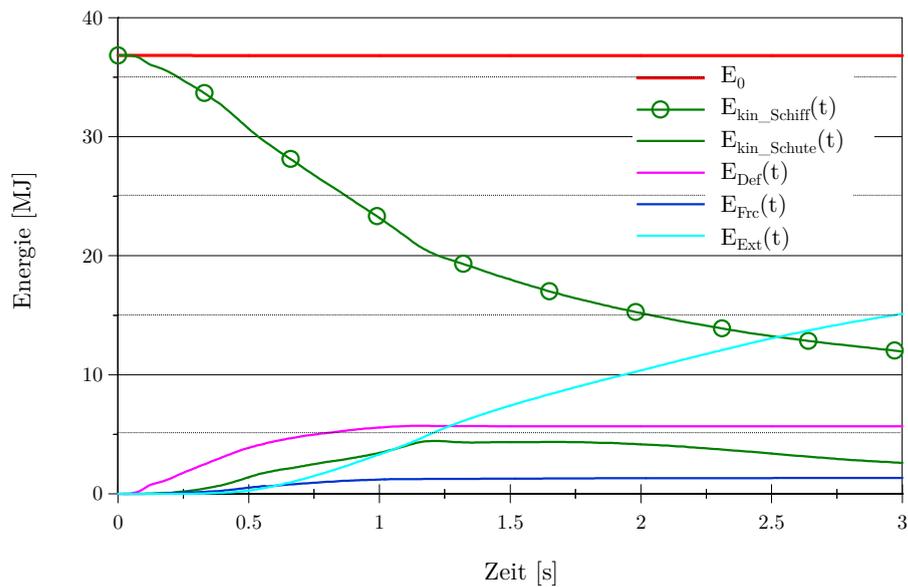


Abbildung A.22.: Schutenstruktur ohne Füllstoff

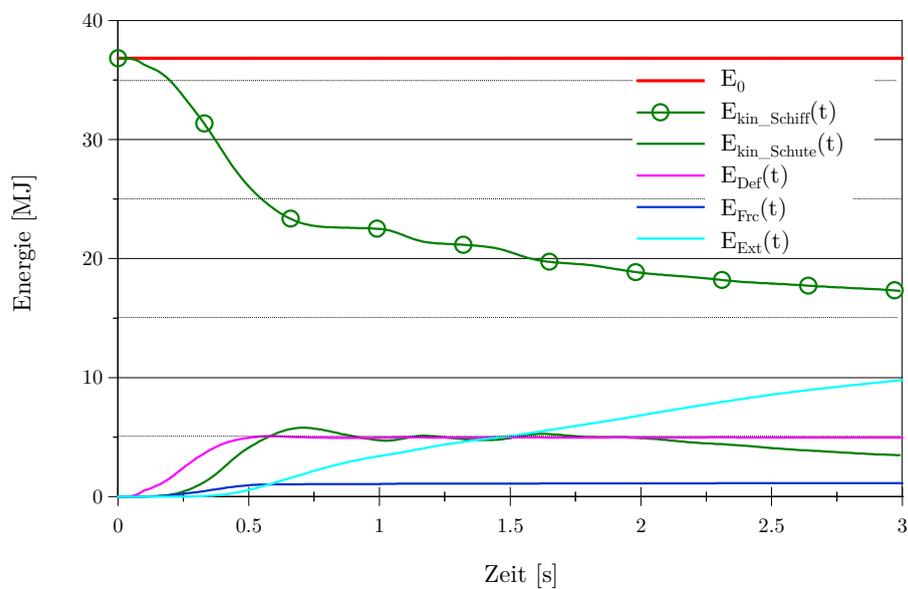


Abbildung A.23.: Schutenstruktur mit Füllstoff

Lebenslauf

Nachname: Schöttelndreyer
Vorname: Martin
Geburtsdatum: 13.01.1980
Geburtsort,-land: Hamburg, Deutschland

08.1986 - 07.1990 Grundschule Klein Flottbeker Weg
in Hamburg

08.1990 - 07.2000 Gymnasium Hochrad in Hamburg

10.2000 - 09.2002 Deutsche Marine,
Ausbildung zum Reserveoffizier

10.2002 - 05.2009 Schiffbaustudium an der
Technischen Universität Hamburg-Harburg,
Abschluss: Dipl.-Ing.

10.2009 - heute Wissenschaftlicher Mitarbeiter an der
Technischen Universität Hamburg-Harburg,
Institut für Konstruktion und
Festigkeit von Schiffen