

Methodische Auslegung und Erprobung von Fahrzeug-Crashstrukturen

Vom Fachbereich Maschinenbau
der Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur
genehmigte
Dissertation
von

Dipl.-Ing. Matthias Kröger
geboren am 10. Mai 1968 in Hannover

2002

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. K. Popp
2. Referent: Prof. Dr.-Ing. G. Poll

Tag der Promotion: 15. November 2001

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Mechanik der Universität Hannover.

Für die Gelegenheit zum wissenschaftlichen Arbeiten, für seine Unterstützung, sein Interesse an diesem Thema und den notwendigen Entfaltungsspielraum gilt mein besonderer Dank meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. K. Popp.

Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Poll und Herrn Prof. Dipl.-Ing., Dr.-Ing. E.h. G. Voß danke ich für die Übernahme des Korreferats und die Übernahme des Prüfungsvorsitzes sowie für das Interesse, das sie dieser Arbeit entgegengebracht haben.

Ein besonderer Dank gilt meinen Industriepartnern Herrn Hartlieb und Herrn Dr. Nohr sowie den Mitarbeitern seiner Abteilung von Daimler-Chrysler, ohne deren Projekte diese Arbeit nicht entstanden wäre. Außerdem danke ich Herrn Sebastian von VW, Herrn Dr. Schilling von Ford, Herrn Prottengeier von SUSPA, Herrn Dohrmann von ZF Boge, Herrn Häring von Reiche, Herrn Gundlach von Hydro Raufoss, Herrn Bertram von Gummi Jäger, Herrn Kaczmarczik vom ZARM (Universität Bremen) sowie Herrn Stünkel und Herrn Hansen von ContiTech für die gute Zusammenarbeit, die Überlassung von Versuchsbauteilen und die Erlaubnis, einige Ergebnisse veröffentlichen zu dürfen.

Für das Korrekturlesen und die vielen hilfreichen Anregungen möchte ich Hanno Reckmann und Arnold Becker herzlich danken.

Weiterhin danke ich allen Studenten, die meine Arbeit mit Studien- und Diplomarbeiten oder als wissenschaftliche Hilfskräfte tatkräftig unterstützt haben.

Danken möchte ich meiner Werkstatt für die gute Zusammenarbeit und das Verständnis dafür, dass die mühevoll gefertigten Prototypen nur ein kurzes Leben bis zum Crash hatten. Dank schulde ich außerdem allen meinen Kollegen für das äußerst gute Arbeitsklima am Institut und die vielen Ratschläge und Diskussionen. Besonders möchte ich Frau Crohn danken, die durch ihre administrativen Fähigkeiten und ihren perfekten Überblick über die Finanzen des Institutes mir die Zeit zum wissenschaftlichen Arbeiten auch nach Übernahme der Aufgaben des Oberingenieurs gegeben hat.

Mein ganz besonderer Dank gilt meiner Frau Melanie, die es zusammen mit meiner Tochter Anthea geschafft hat, mich während der Entstehung dieser Arbeit immer wieder zu motivieren.

Hannover, im Januar 2002



(Matthias Kröger)

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen	VIII
Abstract	XII
1 Einleitung	1
1.1 Unfallstatistik und Unfallszenarien	3
1.2 Energiedissipierende Bauteile und Strukturen	5
1.3 Crashtests am Gesamtfahrzeug	11
1.4 Ziel der Arbeit	14
2 Modellierung der Vorderwagenstruktur	15
2.1 Deformationsverhalten der Vorderwagenstruktur	16
2.2 Belastungen und Anforderungen an die Komponenten der Crashstruktur	20
2.3 Vorauslegung der Komponenten der Vorderwagenstruktur	23
3 Versuchskonfiguration	28
3.1 Versuchskonfigurationen für einzelne Crashabsorber	31
3.2 Versuchskonfiguration für den Querträger	32
3.3 Versuchskonfigurationen für die Vorderwagenstruktur	33
3.4 Materialeigenschaften der Versuchsbauteile	36
4 Untersuchung von Crashabsorbern unter axialer Belastung	40
4.1 Freie Inversion	40
4.1.1 Literatur zur freien Inversion	40
4.1.2 Bewertung der Literatur	45
4.1.3 Überarbeiteter Beschreibungsansatz	46
4.1.4 Eigene Untersuchung der freien Inversion	48
4.2 Untersuchung der Verjüngung	52
4.2.1 Analytische Beschreibung	52

4.2.2	Experimentelle Verifizierung	55
4.2.3	Identifikation der Materialparameter und der Reibwerte	57
4.3	Untersuchung der Aufweitung	61
4.4	Untersuchung der erzwungenen Inversion	63
4.5	Untersuchung der Faltung	65
4.6	Weitere Beispiele zu Deformationsprinzipien	68
4.7	Funktionsgrenzen	71
4.7.1	Funktionsgrenzen der Verjüngung	71
4.7.2	Funktionsgrenzen anderer Deformationsprinzipien	73
4.8	Vergleich der Crashabsorber	74
5	Untersuchung von Crashabsorbern unter nichtaxialer Belastung	80
5.1	Laterale Belastung	80
5.2	Kombinierte Belastung	82
5.2.1	Versuche zur kombinierten Belastung	83
5.2.2	Optimierung der Crashabsorber für kombinierte Lasten	85
6	Untersuchung des Schrägaufpralls	88
6.1	Vorderwagenstruktur mit Faltungsabsorbern	90
6.1.1	Faltungsabsorber mit gelenkiger Anbindung	90
6.1.2	Experimente zu Faltungsabsorbern mit gelenkiger Anbindung	92
6.1.3	Faltungsabsorber mit biegesteifer Anbindung	97
6.1.4	Experimente zu Faltungsabsorbern mit biegesteifer Anbindung	99
6.2	Vorderwagenstruktur mit Verjüngungsabsorbern	104
6.2.1	Verjüngungsabsorber mit gelenkiger Anbindung	104
6.2.2	Experimente zu Verjüngungsabsorbern mit gelenkiger Anbindung	105
6.2.3	Verjüngungsabsorber mit biegesteifer Anbindung	112
6.2.4	Experimente zu Verjüngungsabsorbern mit biegesteifer Anbindung	113
6.3	Verallgemeinerte Beschreibung des Schrägaufpralls	118

7 Untersuchungen des Pfahlaufpralls	121
7.1 Bestimmung der maximalen Kraft	122
7.2 Modellierung des Einknickens beim Pfahlaufprall	123
7.3 Experimentelle Untersuchungen	127
7.4 Berücksichtigung des Kontakts	130
7.5 Lösungsansätze für den Pfahlaufprall	132
8 Schaltbare Crashabsorber	137
8.1 Sinn schaltbarer Crashabsorber	137
8.2 Lösungsprinzipien schaltbarer Crashabsorber	140
9 Zusammenfassung	141
Literatur	144

Formelzeichen

Selten benutzte Formelzeichen sind ausschließlich im Text erläutert.

Lateinische Notation

a	Abstand der Längsträger
A	Querschnitt, Fläche
A_0	Ausgangsquerschnitt
A_m	Mittlerer Querschnitt bzw. mittlere Bezugsfläche
b_p	Parameter der Materialbeschreibung
b	Dicke des Querträgers
c_p	Parameter der Materialbeschreibung
c	Höhe des Querträgers
C	Kantenlänge eines Rechteckfaltungsabsorbers
D	Kantenlänge eines Rechteckfaltungsabsorbers
D_0	Ursprünglicher Außendurchmesser
D_1	Durchmesser nach der Deformation
D_D	Matrizendurchmesser am Matrizenauflauf
D_i	Pfahl- bzw. Baumdurchmesser
D_ℓ	Auflagerdurchmesser bei Querträgerversuchen
D_{m0}	Ursprünglicher mittlerer Durchmesser $D_{m0} = D_0 - t_0$
D_{m1}	Mittlerer Durchmesser nach der Deformation $D_{m1} = D_1 - t_1$
E	Elastizitätsmodul
E_s	Spezifische Energieabsorption
E_t	Totale spezifische Energieabsorption
f	Halbe Länge der Deformationszone im Querträgermodell
F	Kraft
F_1	Axiale Kraft am primären Crashabsorber
F_2	Axiale Kraft am sekundären Crashabsorber
F_{2cr}	Kritische axiale Kraft am sekundären Crashabsorber
F_{2el}	Axiale Kraft zum Beginn des Abknickens am sekundären Crashabsorber
F_i	Crashkraft beim Schräg- oder Pfahlaufprall
F_{icr}	Kritische Crashkraft am Pfahl
F_{krit}	Kritische Knickkraft
F_ℓ	Kraft am Auflager beim Pfahlaufprall
$F_{\ell cr}$	Kritische Crashkraft am Auflager beim Pfahlaufprall
F_m	Mittlere Deformationskraft
F_{max}	Maximale Kraft, oft gilt $F_{max} = F_{Trigger}$
$F_{Trigger}$	Triggerkraft

h	Fallhöhe
I	Flächenträgheitsmoment
k_f	Fließspannung
k_{fm}	Mittlere Fließspannung
ℓ	Freie Crashabsorberlänge
ℓ_0	Anfangslänge
ℓ_1	Endlänge
ℓ_{ex}	Exzentrizität der Krafteinleitung beim Schrägaufprall
ℓ_h	Hebelarmlänge beim Pfahlaufprall
m	Masse des Fallgewichtes
m_{Rohr}	Masse des Rohres
M	Biegemoment
M_1	Gemessenes Biegemoment unterhalb des primären Crashabsorbers
M_{1cr}	Berechnetes kritisches Biegemoment am primären Kraftaufnehmer
M_{1el}	Berechnetes Grenzbiegemoment am primären Kraftaufnehmer
M_2	Gemessenes Biegemoment unterhalb des sekundären Crashabsorbers
M_{2cr}	Berechnetes kritisches Biegemoment am sekundären Kraftaufnehmer
M_{2el}	Berechnetes Grenzbiegemoment am sekundären Kraftaufnehmer
M_A	Biegemoment in A
M_{Acr}	Kritisches Biegemoment in A
M_{Ael}	Maximales elastisches Biegemoment in A
M_B	Biegemoment in B
M_{Bcr}	Kritisches Biegemoment in B
M_{Bel}	Maximales elastisches Biegemoment in B
M_C	Biegemoment in C
M_{Ccr}	Kritisches Biegemoment in C
M_{Cel}	Maximales elastisches Biegemoment in C
M_{cr}	Kritisches Biegemoment im Querträger
M_D	Biegemoment in D
M_{Dcr}	Kritisches Biegemoment in D
M_{Del}	Maximales elastisches Biegemoment in D
M_{el}	Maximales elastisches Biegemoment
M_{max}	Maximales Biegemoment
M_p	Vollplastisches Biegemoment im Querträger
n	Verfestigungsexponent der Materialbeschreibung
Q_1	Querkraft am primären Crashabsorber
Q_{1cr}	Kritische Querkraft am primären Crashabsorber
Q_{1el}	Maximale elastische Querkraft am primären Crashabsorber

Q_2	Querkraft am sekundären Crashabsorber
Q_{2cr}	Kritische Querkraft am sekundären Crashabsorber
Q_{2el}	Maximale elastische Querkraft am sekundären Crashabsorber
r	Rollradius im Querträgermodell
r_A	Eintrittsradius bezogen auf die Mitte der Rohrwand
r_B	Austrittsradius bezogen auf die Mitte der Rohrwand
r_m	Biegeradius bezogen auf die Mitte der Rohrwand
s	Deformationsweg
s_A	Verschiebung relativ zu A
s_B	Verschiebung von B
s_q	Lateraler Deformationsweg des Vorderwagens
t	Zeit
t_0	Ursprüngliche Wandstärke
t_1	Wandstärke nach der Deformation
t_b	Wandstärke der Dickenseite des Querträgers
t_c	Wandstärke der Höhenseite des Querträgers
t_{min}	Kleinere Wandstärke des Querträgers, $t_{min} = \min[t_b; t_c]$
u	Änderung des Umfanges
\dot{V}	Volumenrate
v	Deformationsgeschwindigkeit
v_0	Aufprallgeschwindigkeit
v_q	Deformationsgeschwindigkeit in Querträgerrichtung
W	Dissipierte Energie
$W_{1..8}$	Anteile an der dissipierten Energie im Querträgermodell
W_A	Dissipierte Energie der Biegung in A
W_B	Dissipierte Energie der gesamten Biegung oder der Biegung in B
W_C	Dissipierte Energie bei der Rissbildung
W_E	Dissipierte Energie der Aufweitung oder der Reduktion
W_{max}	Maximale Energieabsorption
W_R	Durch Reibung dissipierte Energie
W_{Ri}	Durch Reibung zwischen Querträger und Pfahl dissipierte Energie
$W_{R\ell}$	Durch Reibung zwischen Querträger und Auflagern dissipierte Energie
\dot{W}	Energiedissipationsrate
x_A, x''_A	Verschiebung der Punkte A und A'' in x-Richtung im Querträgermodell
y_A, y''_A	Verschiebung der Punkte A und A'' in y-Richtung im Querträgermodell
Z	Brucheinschnürung
z_A, z''_A	Verschiebung der Punkte A und A'' in z-Richtung im Querträgermodell

Griechische Notation

α	Aufprallwinkel
α_{cr}	Kritischer Aufprallwinkel beim Schrägaufprall
α_D	Winkel der Matrize
β	Winkel im Querträgermodell
$\Delta\ell_\ell$	Relativverschiebung zwischen Querträger und Auflager
$\Delta\ell_i$	Relativverschiebung zwischen Querträger und Pfahl
ε	Dehnung
$\bar{\varepsilon}$	Effektive Dehnung (Vergleichsdehnung)
ε_B	Dehnung durch die Biegung
ε_E	Dehnung durch die Aufweitung
η	Winkel im Querträgermodell
η_A	Wirkungsgrad der Verbindung in A
η_B	Wirkungsgrad der Verbindung in B
η_C	Wirkungsgrad der Verbindung in C
η_D	Wirkungsgrad der Verbindung in D
η_ℓ	Schlagwirksamkeit
μ	Reibwert; wenn nichts anderes angegeben ist, gilt $\mu = 0,05$
ξ	Winkel im Querträgermodell
ρ	Dichte
σ_0	Streckgrenze (R_e) bzw. Dehngrenze ($R_{p0,2}$)
σ_{cr}	Ertragbare Druckspannung im Querträger
σ_N	Normalspannung
σ_{pm}	Näherung der mittleren Fließspannung
σ_u	Zugfestigkeit (R_m)
σ_μ	Reibwertberücksichtigende Fließspannung
τ	Schubspannung
ϕ	Biegewinkel
ϕ_1	Biegewinkel beim Klemmbeginn im Querträgermodell
φ	Umformgrad
$\dot{\varphi}$	Umformgeschwindigkeit
φ_D	Matrizenumformgrad, Verjüngung: $\varphi_D = \ln \frac{D_0}{D_D}$, Aufweitung: $\varphi_D = \ln \frac{D_D}{D_0 - 2t_0}$
φ_Z	Umformgrad der Einschnürung
χ	Winkel im Querträgermodell

Abstract

Die Entwicklung der Frontstruktur von Fahrzeugen oder anderen Crashstrukturen ist ein komplexer Prozess. Eine grundlegende Aufgabe der Crashabsorber im Stoßfängermodul ist die Energiedissipation beim Offetaufprall mit 15 km/h. Hierdurch können die Crashabsorber die hohen Reparaturkosten erheblich senken, da 85% aller Frontalunfälle mit Geschwindigkeiten kleiner 15 km/h stattfinden. Basierend auf Unfallstatistiken lassen sich die Anforderungen an die Frontstruktur anhand von Unfallszenarien unter Verwendung eines einfachen Vorderwagenmodells bestimmen. Daraus ergeben sich die im Stoßfängermodul auftretenden Belastungen bei dem axialen Aufprall, dem Offetaufprall, dem Schrägaufprall und dem Pfahlaufprall unter hohen Geschwindigkeiten.

Experimentelle Untersuchungen aktueller Frontstrukturen zeigen den Stand der Technik und die existierenden Schwächen auf. Die komplexen Anforderungen können bei der üblichen intuitiven Vorauslegung nicht hinreichend berücksichtigt werden. Diese Arbeit stellt eine systematische Vorauslegung bereit, die auf einer Bestimmung der Crashkraft beim axialen Aufprall, des kritischen Aufprallwinkels beim Schrägaufprall und der kritischen Kraft beim Pfahlaufprall beruht.

Die Berechnungen basieren auf dem kinematischen Ansatz der Plastizitätstheorie. Daraus resultieren analytische Beschreibungen der Deformationskraft von Crashabsorbern. Die mittlere Kraft hängt bei den Deformationsprinzipien wie der Inversion, Verjüngung und Faltung von der Geometrie und dem Material der Crashabsorber ab.

Zur Untersuchung des Schrägaufpralls wird der kritische Aufprallwinkel berechnet. Für Winkel kleiner als der kritische Aufprallwinkel tritt eine mehrheitlich axiale Deformation auf. Für größere Winkel dagegen zeigt der Crashabsorber ein unerwünschtes Abknicken mit geringer Energieabsorption. Der kritische Aufprallwinkel wird von der Geometrie, dem Material und dem Deformationsprinzip des Crashabsorbers sowie von der Anbindung an den Quer- und Längsträger beeinflusst.

Der Querträger soll beim Pfahl- oder Baumaufprall große Kräfte aufnehmen. Übliche Querträger deformieren allerdings ohne große Energieaufnahme und reduzieren damit die Insassensicherheit. Die Vorauslegung des Querträgers kann durch eine analytische Berechnung der kritischen Kraft optimiert werden, bei der der Querträger einzuknicken beginnt.

Um die verschiedenen, sich teilweise widersprechenden Anforderungen an das Stoßfängermodul besser erfüllen zu können, werden intelligente Crashabsorber entwickelt, die ihre Crasheigenschaften je nach Unfallszenario verändern können.

Die Validierung der verschiedenen analytischen Beschreibungen erfolgt durch eine Vielzahl von Versuchen, die zusammen mit den Modellen auch zu einem besseren Verständnis der Deformationsvorgänge führen.

Abstract

The design of car front structures and other impact structures require a complex development process. One primary requirement of energy absorbers in the front structure of cars is that it guarantees a full energy absorption during an offset impact at 15 km/h. This efficiently reduces the reparation costs, since 85% of all front impacts happen with velocities lower than 15 km/h. According to statistic evaluations of accidents, which are analyzed by crash scenarios using a simple front structure model, the front structure has to fulfill further requirements for axial, offset and oblique impacts as well as pole impacts with higher velocities.

Experimental tests show the state of the art and the weak points of existing structures. These complex requirements cannot be considered sufficiently with the usual intuitive development process. This thesis shows a systematic development procedure, which takes into account the load of energy absorbers during an axial impact, the critical impact angle for oblique impacts and the critical load of the bumper beam for pole impacts.

The calculations are based on the kinematic approach of the theory of plasticity. This results in analytic descriptions of the axial deformation load for different energy absorbers, which deform by mechanisms as inversion, tapering or progressive buckling etc. This load depends on the geometry and the material of the energy absorber.

For oblique impacts the critical impact angle is calculated. For impact angles smaller than the critical impact angle the energy absorbers mainly show axial deformations. For larger impact angles the energy absorbers show global bending and dissipate less energy. The critical impact angle is influenced by the geometry, the material and the deformation process of the energy absorbers as well as their connections to the bumper beam and to the longitudinal member.

The bumper beam should be able to absorb large loads during pole or tree impacts. Usual bumper beams, however, deform without large energy absorption, which strongly reduces the crashworthiness. The design of a bumper beam can be optimized for pole impacts using the analytical description of the critical impact load.

The different and partly contradictory requirements for the front structure can be fulfilled by intelligent energy absorbers. The newly developed energy absorbers can change their crash behaviour depending on certain accident parameters.

An extensive experimental program with hundreds of tests validate the different analytical approaches and give a good understanding of the different deformation processes.

1 Einleitung

Die ständig zunehmende Mobilität und die hohen Geschwindigkeiten im Verkehr machen es notwendig, auf eventuelle Kollisionen durch passive Sicherheitstechnik vorbereitet zu sein. Crashstrukturen finden dabei Anwendung, wenn große kinetische Energien abzubauen sind und Personen oder Gegenstände durch Unfälle gefährdet werden. **Bild 1.1** zeigt die verschiedenen Verkehrsmittel, bei denen Crashstrukturen zum Einsatz kommen, z.B. in Flugzeugen [50], in Bussen [76] oder in Eisenbahnwagen [12]. Neben den Verkehrsmitteln gibt es noch weitere Einsatzbereiche von Crashstrukturen beispielsweise als Schutzeinrichtungen für Kraftwerke, als Erdbebenschutz von Gebäuden und Brücken, als Transportbehälter, als Verpackung oder als Sturzhelm für den direkten Personenschutz.

In der Kraftfahrzeugindustrie hat die passive Sicherheit durch die große Zahl von Verkehrsunfällen einerseits und den großen Stellenwert als Verkaufsargument beim Kunden andererseits eine besondere Bedeutung. Dies führt zu erheblichen Anstrengungen aller Fahrzeughersteller, die passive Sicherheit ihrer Fahrzeuge zu verbessern. Gleichzeitig wird versucht, durch Verwendung neuer Materialien oder geeigneterer Konstruktionen das Gewicht der Fahrzeuge zu reduzieren. Besonders die Vorderwagenstruktur ist den neuen Herausforderungen unterworfen. In dieser Arbeit wird hauptsächlich die Vorderwagenstruktur untersucht, da an ihr die Auslegung einzelner Komponenten sehr gut zu veranschaulichen ist und aufgezeigt werden kann, welche Anforderungen die einzelnen Komponenten erfüllen müssen, um die auftretenden Belastungen der verschiedenen Unfallszenarien zu bestehen.

Die kurzen Innovationszeiten in der Automobilindustrie und die Notwendigkeit, die Crashstrukturen immer neuen Randbedingungen anzupassen, erfordern es, derartige Strukturen schnell entwickeln zu können. Ein besonderes Gewicht fällt dabei dem ersten Entwurf dieser

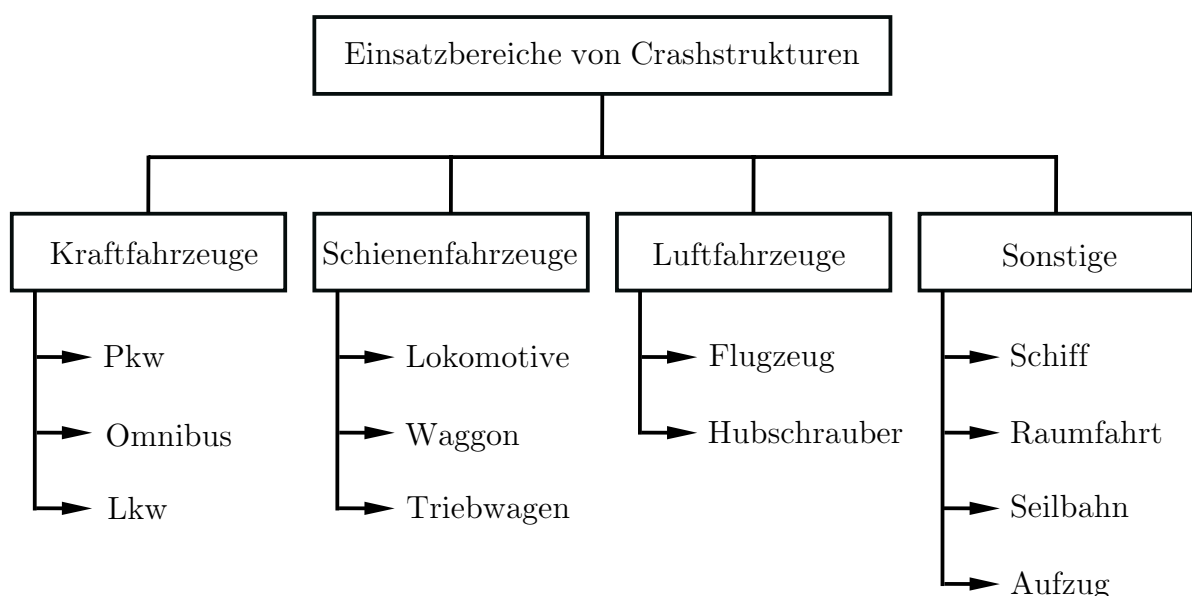


Bild 1.1: Einsatz von Crashstrukturen bei Verkehrsmitteln

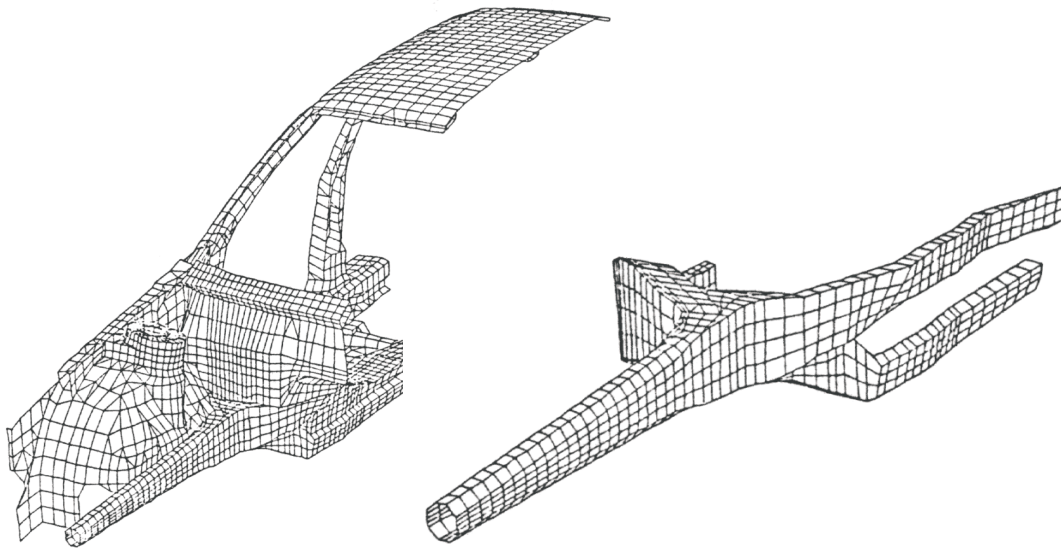


Bild 1.2: FE-Modell eines Fahrzeugviertels und eines einzelnen Längsträgers aus Sielaff [98]

Strukturen zu, da die Kosten für notwendige Änderungen während des Entwicklungsablaufes stark zunehmen. Die Entwicklung von Crashstrukturen ist stark geprägt von intuitiven Lösungen, die meist aufwendig experimentell erprobt werden. Mit Hilfe der Methode der Finiten Elemente (FE) wird versucht, die Entwicklungszeiten zu verkürzen und die Anzahl der Versuche zu reduzieren. **Bild 1.2** zeigt das FE-Modell eines Fahrzeugviertels und des Längsträgers aus Sielaff [98]. Die FE-Berechnungen können aber erst eingesetzt werden, wenn erste Entwürfe vorliegen. Neben diesen Berechnungen wird mit der Mehrkörpersimulation versucht, die Abstimmung der passiven Sicherheitskomponenten, z.B. Knautschzone, Airbag und Rückhaltesystem im Gesamtfahrzeug zu optimieren und die Anforderungen an die einzelnen Komponenten festzustellen. **Bild 1.3** zeigt Modelle der Seitenkollision zweier Fahrzeuge und deren Insassen als Mehrkörpermodell mit Massen und nichtlinearen Kopplungen nach Seiffert [97].

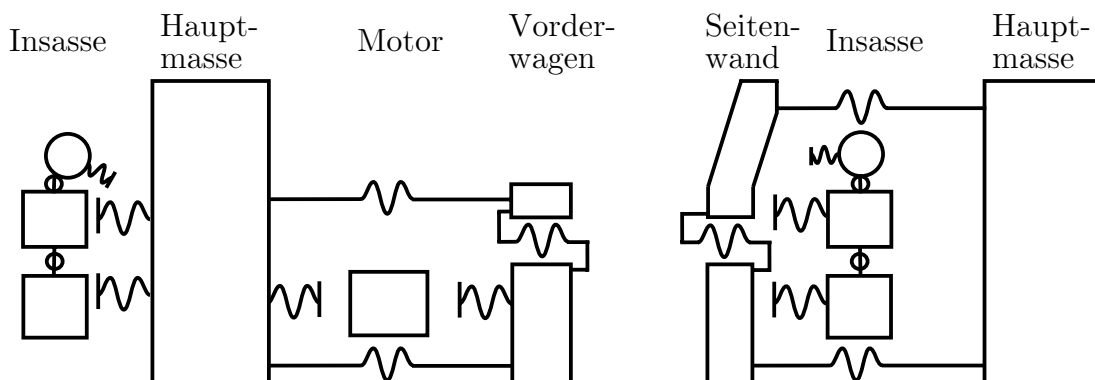


Bild 1.3: Modell zur Mehrkörpersimulation des Seitenaufpralls nach Seiffert [97]

Sowohl die Festlegung der Anforderungen an die Komponenten der Vorderwagenstruktur als auch deren Umsetzung in Entwürfe bereitet trotz der vorhandenen Berechnungsverfahren viele Probleme. Durch Intuition und Erfahrung kann dies nur zum Teil kompensiert werden.

1.1 Unfallstatistik und Unfallszenarien

Die Maßnahmen der passiven Sicherheit müssen sich unter realen Unfallbedingungen bewähren. Um dies erreichen zu können, ist es wichtig, die realen Unfallbedingungen möglichst genau zu kennen. Hierzu werden von verschiedenen Stellen aufwendige Studien realer Unfälle anhand von Unfallrekonstruktionen durchgeführt, beispielhaft werden die Untersuchungsergebnisse von Otte [81] an der Medizinischen Hochschule Hannover verwendet. Die Betrachtung der Kollisionspartner der ausgewerteten Unfälle zeigt, dass knapp Zweidrittel (63%) aller Kollisionen zwischen zwei Pkws stattfinden. Nur 8% der Unfälle erfolgen zwischen einem Pkw und einem Lkw. Allerdings erfolgen 29% der Unfälle zwischen einem Pkw und einem Objekt, z.B. einem Baum oder einem Pfahl. Dieser Anteil zeigt die große Bedeutung der Kollisionen mit Objekten auf. Bei den Statistiken sind Kollisionen mit Fußgängern und Fahrradfahrern sowie Fahrzeugüberschläge unberücksichtigt geblieben.

Die besondere Bedeutung der Vorderwagenstruktur bei den Kollisionen belegt die Statistik der primären Aufprallpunkte, die zu 49,5% an der Fahrzeugfront liegen, siehe **Bild 1.4 links**. Der Impulswinkel beschreibt den Winkel des Impulses $\int \vec{F} dt$ in Bezug auf die Fahrzeuglängsachse. Eine Statistik der Impulswinkel von Otte [81] beim Frontaufprall belegt, dass nicht nur kleine Impulswinkel bis 15° mit einer Häufigkeit von 64% von Bedeutung sind, sondern auch größere Impulswinkel zwischen 15° und 45° mit einer Häufigkeit von 32% auftreten. Noch größere Impulswinkel sind mit einer Häufigkeit von 4% hingegen selten.

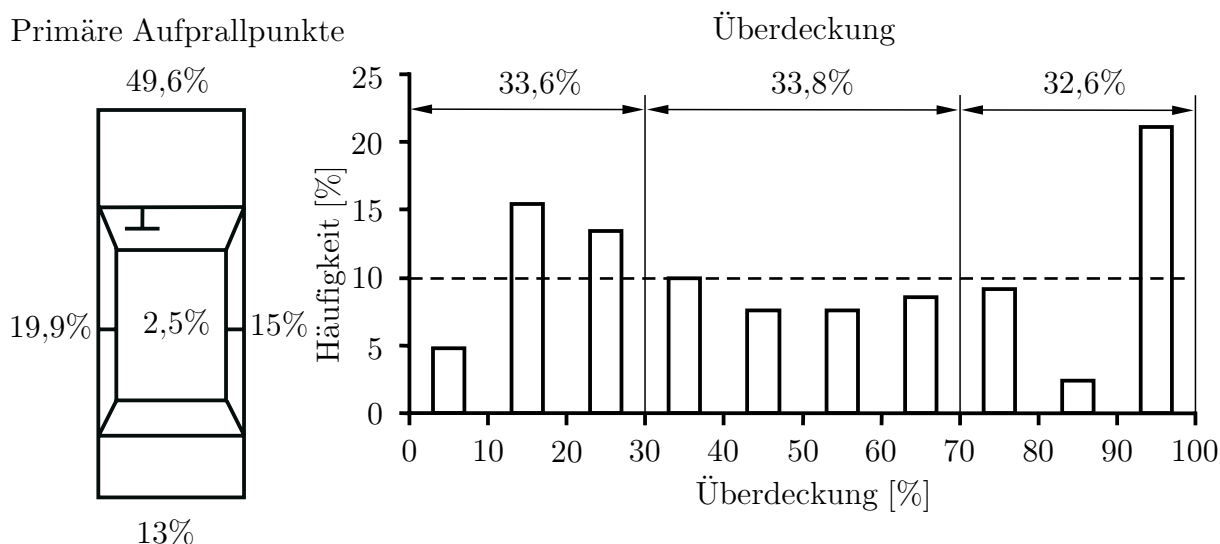


Bild 1.4: Statistik der primären Aufprallpunkte und der Überdeckungen beim Frontaufprall nach Otte [81]

Wesentlich für die Auslegung der Vorderwagenstruktur ist auch der Überdeckungsgrad der Kollisionspartner beim Frontaufprall. Je nach Überdeckungsgrad treten nach Justen [45] völlig unterschiedliche Belastungen auf. Bei einer Überdeckung kleiner als 30% werden die Längsträger verfehlt. Bei einer Überdeckung zwischen 30% und 70% wird nur ein Längsträger direkt beaufschlagt. Ist die Überdeckung größer als 70%, so werden beide Längsträger direkt belastet. Diese drei zu unterscheidenden Fälle treten nach der Statistik von Otte im **Bild 1.4 rechts** mit je ca. 33% etwa gleich häufig auf.

Durch die aus den Statistiken gewonnenen Ergebnisse ist es nun möglich, die häufigsten Unfallarten durch einfache Unfallszenarien abzubilden. Im **Bild 1.5** sind hierzu acht verschiedene Unfallszenarien für die Frontstruktur dargestellt. Bei der senkrechten Kollision müssen

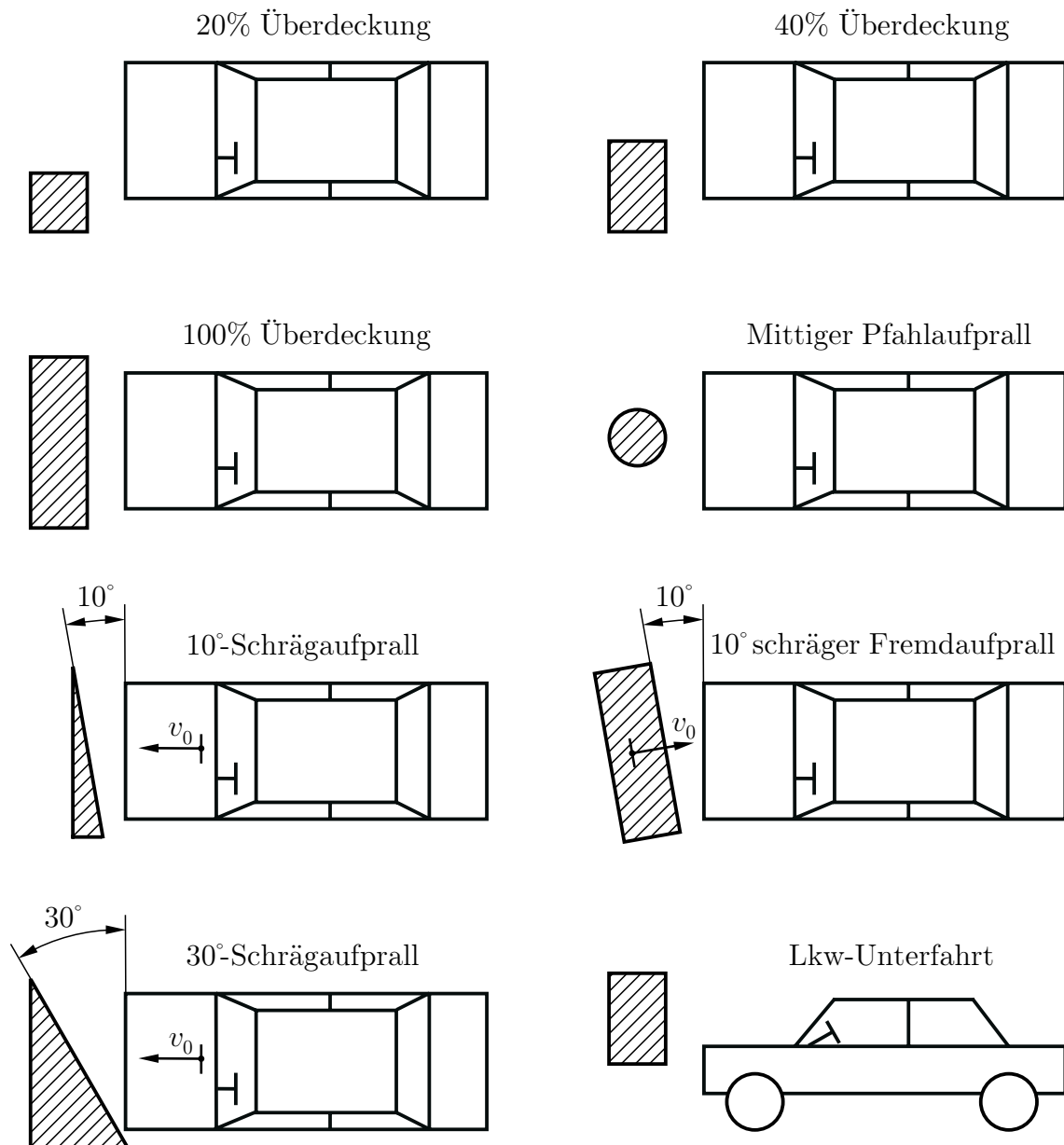


Bild 1.5: Verschiedene Unfallszenarien für die Frontstruktur

drei Überdeckungsgrade berücksichtigt werden, die der direkten Belastung keines, eines oder beider Längsträger entsprechen. Hierfür wurden 20%, 40% und 100% Überdeckung ausgewählt. Weiterhin sollte die Kollision mit einem Objekt berücksichtigt werden, die durch einen mittigen Pfahlaufprall repräsentiert werden kann. Ein einseitiger Pfahlaufprall braucht nicht explizit betrachtet zu werden, da er dem Aufprall mit 20% oder aber mit 40% Überdeckung stark ähnelt.

Bei einer Fahrzeug-Fahrzeug-Kollision tritt Reibung mit einer Haftreibungszahl zwischen $\mu_0 = 0,2$ und $\mu_0 = 0,4$ auf, [25]. Bei einem Reibwert von $\mu_0 = 0,2$ bzw. $0,4$ kommt es beim Schrägaufprall erst ab einem Winkel $\alpha > 11^\circ$ bzw. $\alpha > 22^\circ$ zum Abgleiten der Fahrzeuge aneinander. Wenn die Frontstrukturen ineinander verhaken, sind die makroskopischen Reibwerte größer als $\mu_0 = 1,0$. Zusätzlich muss die Richtung der Relativgeschwindigkeit im Haftfall beachtet werden, da sie die Richtung der Deformation vorgibt und eine Unterscheidung notwendig ist. Diese Überlegungen führen zu drei verschiedenen Schrägaufprallszenarien. Bei kleinen Aufprallwinkeln von $\alpha = 10^\circ$ wird unterschieden zwischen einer Bewegung des Fahrzeugs und einer Bewegung der Barriere. Bei dem Szenario mit großem Aufprallwinkel von $\alpha = 30^\circ$ ist diese Unterscheidung nicht zwingend notwendig, da von einem Abgleiten ausgegangen wird.

Zur Berücksichtigung der Kompatibilitätsproblematik sind insbesondere Kollisionen von Fahrzeugen mit unterschiedlich hohem Stoßfänger zu beachten, wie sie z.B. bei der Pkw-Lkw-Kollision auftreten. Eine derartige Situation ist im letzten Unfallszenario berücksichtigt, vgl. Bild 1.5.

Über diese wesentlichen Unfallszenarien für die Vorderwagenstruktur hinaus sind weitere denkbar, da die Vielfalt der realen Unfallkonfigurationen groß ist.

1.2 Energiedissipierende Bauteile und Strukturen

Wesentlich für die Optimierung der Crashstrukturen ist die Kenntnis der Anteile der einzelnen Bauteile an der Energiedissipation. Anhand der Modellierung eines Fahrzeuges wurde nach Anselm [14] beim Frontalaufprall mit 50 km/h die dissipierte Energie den verschiedenen Bauteilen zugeordnet. Aus **Bild 1.6** geht hervor, dass die Vorderwagenstruktur 79% der Energie aufnimmt. Die Spritzwand und der Antrieb besitzen bei der Energiedissipation nur eine untergeordnete Bedeutung. Wird die Vorderwagenstruktur detailliert betrachtet, so wird der überwiegende Teil von 57% der Gesamtenergie von den Längsträgern aufgenommen. Die Kotflügel nehmen 4% und die Radkästen 18% der Gesamtenergie auf.

Die Crashstrukturen, die zur Erfüllung der komplexen Anforderungen realisiert wurden, sind zwischen den Automobilherstellern sehr unterschiedlich. Daher werden einige Konzepte vorgestellt, die die wesentlichen Unterschiede verdeutlichen.

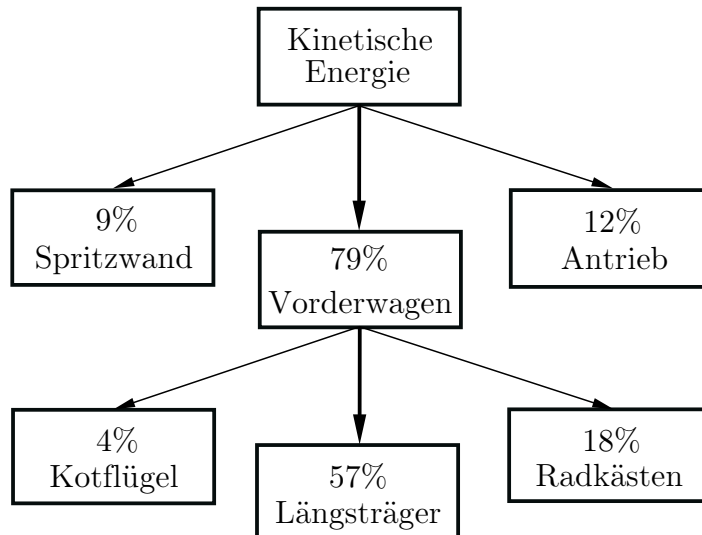


Bild 1.6: Anteile der Bauteile an der dissipierten Energie nach Anselm [14]

An der Fahrzeugfrontstruktur ist eine Abfolge von Crashbauteilen realisiert. Beim Frontalaufprall werden beginnend an der Fahrzeugfront nacheinander der Schaum, der Crashabsorber sowie der vordere und hintere Teil des Längsträgers deformiert, siehe **Bild 1.7**. Die Deformationskraft der einzelnen Komponenten nimmt zu, so dass zuerst die vorderen Bauteile deformiert werden. Dies stellt sicher, dass bei kleinen Aufprallgeschwindigkeiten nur die vorderen Bauteile ersetzt werden müssen und die Reparaturkosten niedrig bleiben.

Die Verkleidung des Stoßfängers aus Kunststoff trägt wesentlich zum Design des Fahrzeuges bei. Bei kleinen Aufprallgeschwindigkeiten bis $v_0 \approx 4$ km/h wird der zwischen dem Querträger und der Verkleidung angeordnete Schaum elastisch deformiert. Die Verkleidung muss ebenfalls so elastisch sein, dass bei kleinen Aufprallgeschwindigkeiten keine bleibenden Deformationen festzustellen sind. Der Querträger hat die Aufgabe, bei der Kollision die Kräfte in die Längsträger einzuleiten. Durch elastische Verformung ist der Querträger an der Energieaufnahme bei den schadensfreien Kollisionen beteiligt. Zusätzlich kann der Querträger durch plastische Deformation Energie aufnehmen. Zwischen dem Querträger und den Längsträgern befinden sich bei vielen Fahrzeugen Crashabsorber. Diese sind oft für den Crashreparaturtest mit $v_0 = 15$ km/h optimiert und wirken durch plastische Energieaufnahme irreversibel. In diesem Fall werden die Crashabsorber als Crashboxen oder Typschadenhalter bezeichnet.

Andere Fahrzeuge besitzen dort reversible Crashabsorber, die Pralldämpfer genannt werden und für eine Kollision mit einer Geschwindigkeit von $v_0 = 4$ km/h oder für den IIHS-Test mit $v_0 = 8$ km/h ausgelegt sind. Dadurch kann auf den Schaum vor dem Querträger verzichtet werden. Neben diesen Lösungen existieren auch Crashabsorber, die in Reihe einen reversiblen und einen irreversiblen Deformationsanteil aufweisen. Dadurch können diese Hybridabsorber beispielsweise bis $v_0 = 4$ km/h die Energie ohne Schaden reversibel und bis $v_0 = 15$ km/h irreversibel aufnehmen.

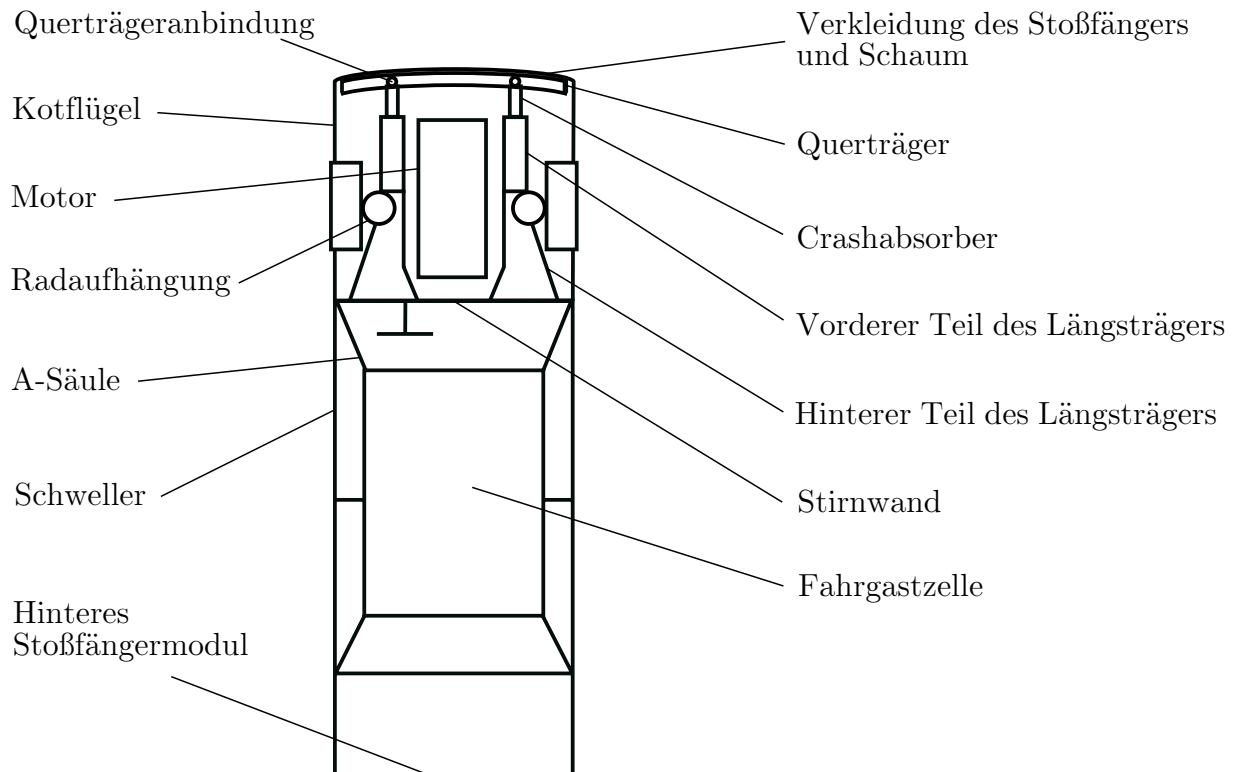


Bild 1.7: Prinzipieller Aufbau eines Kraftfahrzeuges im Hinblick auf das Crashverhalten

Im Fahrzeugaufbau folgt nach dem Crashabsorber der erste Teil des Längsträgers bis zur Radaufhängung. Dieser ist oft noch mit begrenztem Aufwand auswechselbar und kann je nach Fahrzeug z.B. bis $v_0 \approx 25$ km/h bei einem Audi A8 [18] die Energie aufnehmen. Oft handelt es sich hierbei um ein Rechteckprofil, das durch Blechumformung und Punktverschweißung hergestellt wurde. Hinter der Radaufhängung folgt der zweite Teil des Längsträgers, dessen Geometrie meist wesentlich komplexer ist. Wird dieser deformiert, so steigen die Reparaturkosten erheblich an. Der Längsträger stützt sich am Fahrzeug an verschiedenen Bauteilen ab, im Wesentlichen sind dies die Stirnwand, die A-Säulen, die Schweller und die Bodengruppe [84]. Diese Bauteile bilden die Trägerstruktur der Fahrgastzelle, die als Überlebensraum dient und nur wenig deformiert werden darf.

Durch Blockbildung der Aggregate im Motorraum oder durch den Motor selbst treten aber oft Intrusionen in die Fahrgastzelle auf, die zu schweren Verletzungen führen können. Besonders Augenmerk muss den Pedalen im Fußraum gewidmet werden, da beim Frontalunfall die Pedale einiger Fahrzeuge erheblichen Verschiebungen unterliegen und die unteren Extremitäten des Fahrers verletzt oder eingeklemmt werden können, so dass die Bergung der Insassen erschwert wird. Gleiche Probleme treten auch mit dem Lenkrad auf, das bei großen Verschiebungen den Fahrer gefährdet.

Bestandteile des Stoßfängermodul, auch Frontendmodul genannt, sind die Verkleidung des Stoßfängers, der Schaum, der Querträger und die Crashabsorber. Zusätzlich gehören zu diesem Modul noch weitere Bauteile, die nicht primär als Crashstruktur dienen, z.B. Scheinwer-

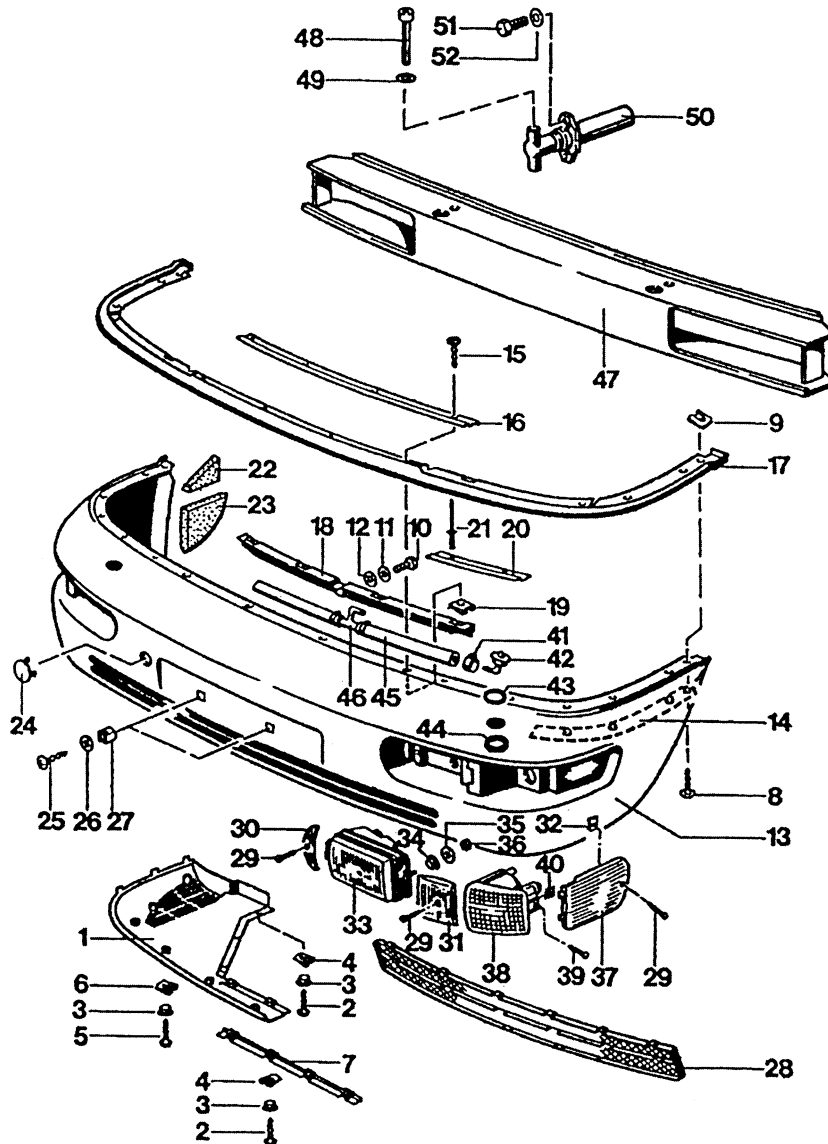


Bild 1.8: Stoßfängermodul des Porsche 911 aus Wissenssek [112]

fer, Aggregatehalter, Kühler, Einparksensoren, Befestigungsbauteile usw. Das Stoßfängermodul des Porsche 911 besitzt beispielsweise 12 Hauptbestandteile und 109 Befestigungsteile nach Wissenssek [112], siehe **Bild 1.8**. In vielen Fällen wird das Stoßfängermodul mit seinen Anbauteilen beim Systemlieferanten vormontiert und beim Fahrzeughersteller mit wenigen Befestigungen an die Fahrzeugkarosserie endmontiert. Diese Modulbauweise erleichtert den Austausch nach einem Unfall erheblich und kann dadurch zur Kostensenkung beitragen.

Die wesentlichen Aufgaben als Crashstruktur übernehmen im Stoßfängermodul der Querträger und die Crashabsorber. In einigen Fällen ist der Querträger mit den Crashabsorbern fest verschweißt. Häufig befindet sich an der Verbindung zwischen Querträger und Crashabsorber ein Bolzen. In diesem Fall stammen die Bauteile oft von unterschiedlichen Zulieferern und dementsprechend problematisch ist die Abstimmung der Crasheigenschaften.

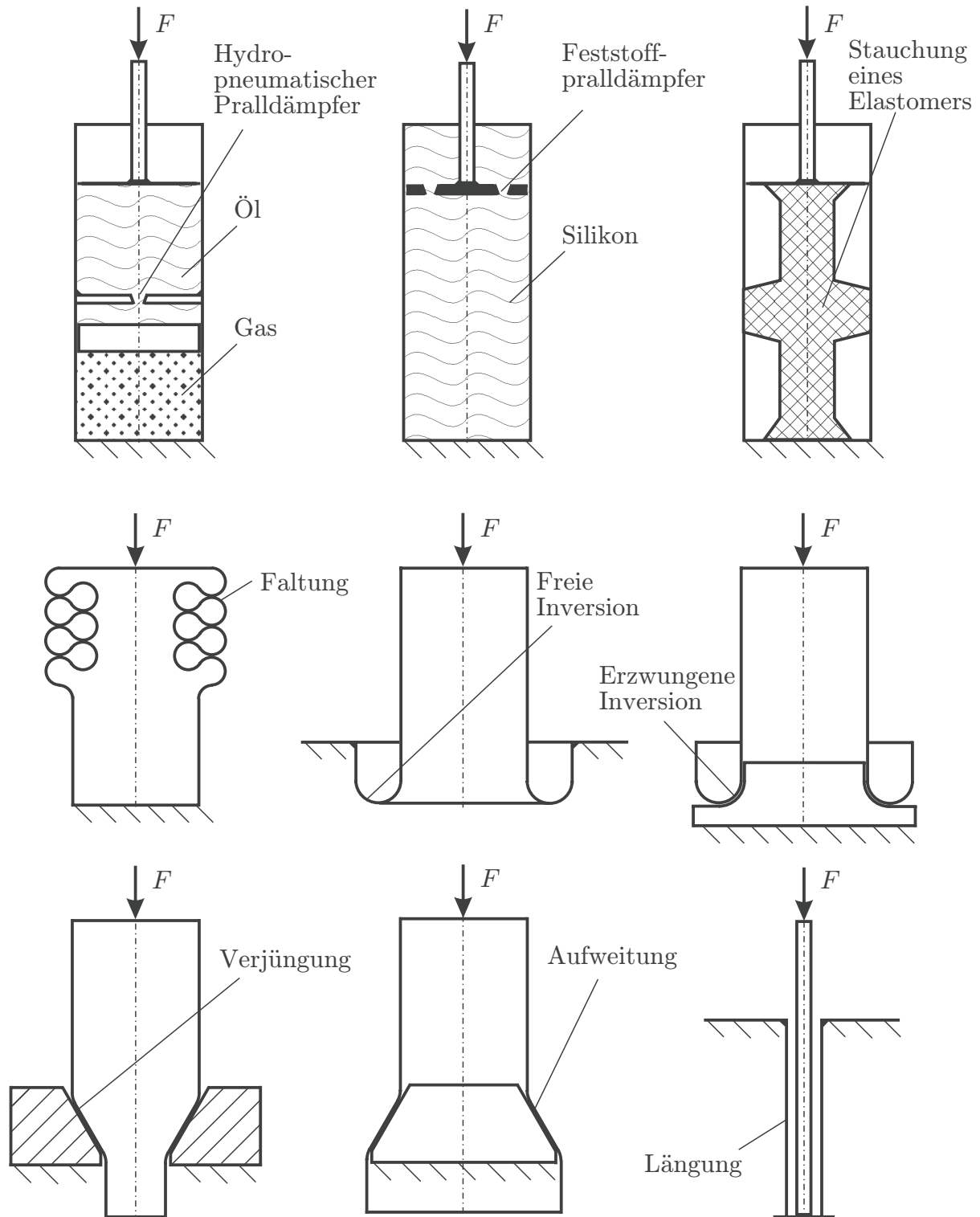


Bild 1.9: Beispiele von Lösungsprinzipien reversibler Crashabsorber (Pralldämpfer) und irreversibler Crashabsorber (Crashboxen)

Crashabsorber lassen sich nach ihren Deformationsprinzipien unterteilen, siehe **Bild 1.9**. Reversible Crashabsorber, im Folgenden als Pralldämpfer bezeichnet, dissipieren die Energie entweder durch laminare oder turbolente Strömungsverluste eines Mediums (Gas, Flüssigkeit

oder Feststoff) oder durch die innere Reibung von Elastomeren (Gummi). Es sind aber auch Lösungen mit einer Feder sowie Reibungsdämpfer möglich.

Irreversible Crashabsorber, im Folgenden auch Crashboxen genannt, beruhen auf der plastischen Deformation von Bauteilen und werden oft auch als Deformationselemente oder als Typschadenhalter bezeichnet. Im praktischen Einsatz befinden sich hauptsächlich drei unterschiedliche Deformationsprinzipien. Am weitesten verbreitet ist die Faltung bzw. das Faltenbeulen von beliebig geformten Profilen. Seit kurzem finden ergänzend dazu zwei weitere Deformationsprinzipien für Rohrprofile Anwendung, die ihren Ursprung in der Umformtechnik haben. Bei der Inversion wird das Rohr (Stülprohr) umgestülpt. Die Verjüngung reduziert den Durchmesser eines Rohres beim Durchdrücken durch eine Matrize. Es befinden sich auch die Aufweitung und die Längung im Einsatz. Daneben werden viele andere Lösungen diskutiert und erprobt, z.B. der Einsatz von Crashabsorbern aus Verbundwerkstoffen [38], [49], [71], [95].

Hybridabsorber kombinieren einen Pralldämpfer und eine Crashbox zu einem Bauteil mit nacheinander geschalteter reversibler und irreversibler Deformation. Im **Bild 1.10** sind einige Crashabsorber abgebildet, die als Serienbauteile im Einsatz sind. Derartige Crashabsorber



Bild 1.10: Beispiele realer Crashabsorber: Hydropneumatischer Pralldämpfer mit irreversiblen Anteil durch Aufweitung der Firma ZF Boge im VW Jetta (USA) (links), Gummi-Pralldämpfer mit irreversiblen Anteil durch Aufweitung der Firma ZF Boge im 3er BMW Heckmodul (mitte), Crashabsorber nach dem Verjüngungsprinzip der Firma Suspa im VW Passat (rechts)

befinden sich besonders bei Fahrzeugen deutscher Hersteller aufgrund des AZT-Tests und bei Fahrzeugen für den nordamerikanischen Markt aufgrund des IIHS-Tests im Einsatz.

Als Querträger werden zumeist entweder stranggepresste Hohlprofile aus Aluminium oder tiefgezogene Bauteile eingesetzt, siehe Pedersen [82]. Bei den tiefgezogenen Querträgern werden die offenen Profile teilweise durch angeschweißte Bleche zu einem geschlossenen Hohlprofil ergänzt.

1.3 Crashtests am Gesamtfahrzeug

Während der Fahrzeugentwicklung werden nach Volkswagen [103] mehr als 30 Crashtests am Gesamtfahrzeug zum Teil sogar mehrfach durchgeführt. Dies sind gesetzlich vorgeschriebene Tests, Tests von Verbraucherorganisationen oder Medien und Tests der Versicherungen.

Die gesetzlich vorgeschriebenen Front- und Heckcrashtests sind in **Bild 1.11** nach Volkswagen [103] zusammengefasst. In Europa ist der wichtigste gesetzliche Test der Crashtest mit $v_0 = 56$ km/h und 40% Überdeckung gegen eine Barriere mit deformierbarem Element, die an einer starren Wand befestigt ist. In den USA wird mit $v_0 = 30$ mph = 48,3 km/h

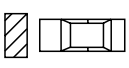
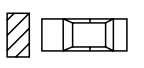
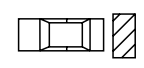
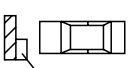
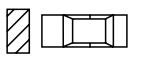
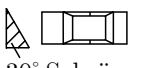
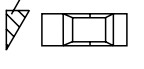
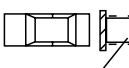
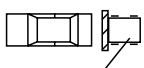
Europa				USA			
Test	v_0 [km/h]	Beladung	Bewertung	Test	v_0 [km/h]	Beladung	Bewertung
	50	Leergewicht	Lenkungsverschiebung Fahrzeugstruktur Innenraum Kraftstoffdichtigkeit	 	4	Leergewicht und zul. Ges.-Gew.	Sachschaden
 Deformierb. Element 40% Überd.	56	2 Insassen und Zuladung	Insassenbelastung Kraftstoffdichtigkeit Fahrzeugstruktur Innenraum Bergungsverhalten		48,3	2 Insassen und Zuladung	Insassenbelastung Kraftstoffdichtigkeit Fahrzeugstruktur Innenraum Bergungsverhalten
				 30° Schräge 	48,3	2 Insassen und Zuladung	Insassenbelastung Kraftstoffdichtigkeit Fahrzeugstruktur Innenraum Bergungsverhalten
ECE  1100 kg	38	Leergewicht	Kraftstoffdichtigkeit	 1800 kg	48,3	2 Insassen und Zuladung	Kraftstoffdichtigkeit Fahrzeugstruktur Innenraum Insassenbelastung Bergungsverhalten

Bild 1.11: Gesetzlich vorgeschriebene Front- und Heckcrashtests in Europa und den USA nach Volkswagen [103]

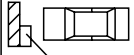

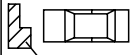
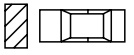
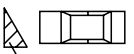
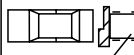
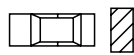
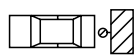
Europa				USA			
Test	v_0 [km/h]	Beladung	Bewertung	Test	v_0 [km/h]	Beladung	Bewertung
EURO-NCAP  Deformierb. Element 40% Überd.	64	2+2 Insassen	Insassenbelastung Fahrzeugstruktur Innenraum Kraftstoff- dichtigkeit Bergungsverhalten	US-NCAP 	56	2 Insassen und Zuladung	Insassenbelastung Kraftstoff- dichtigkeit Fahrzeugstruktur Innenraum Bergungsverhalten
AZT  40% Überd.	15	1 Insasse	Reparaturkosten	IIHS 	8	Leer- gewicht und zul. Ges.-Gew.	Stoßfänger Reparaturkosten
				IIHS  30° Schräge	8	Leer- gewicht und zul. Ges.-Gew.	Stoßfänger Reparaturkosten
AZT  1100 kg 40% Überd.	15	1 Insasse	Reparaturkosten	IIHS 	8	Leer- gewicht und zul. Ges.-Gew.	Stoßfänger Reparaturkosten
				IIHS 	8	Leer- gewicht und zul. Ges.-Gew.	Stoßfänger Reparaturkosten

Bild 1.12: Einige Front- und Heckcrashtests der Verbraucherverbände, der Medien und der Versicherungsgesellschaften in Europa und den USA nach Volkswagen [103]

und 100% Überdeckung gegen eine starre Barriere getestet. Zusätzlich wird der gleiche Test gegen eine 30°-Schräge links- und rechtsseitig durchgeführt. Mit $v_0 = 4$ km/h werden in den USA der Front- und Heckaufprall unter Bewertung des Sachschadens geprüft.

Eine Auswahl der nicht vom Gesetz vorgeschriebenen Crashtests ist in **Bild 1.12** zusammengefasst. In Europa haben sich die verschiedenen Verbraucherorganisationen, z.B. ADAC, und Medien, beispielsweise Auto-Motor-Sport, in den letzten Jahren auf einheitliche Testbedingungen geeinigt. Der EURO-NCAP (New Car Assessment Program) ist dem gesetzlichen Offsettest sehr ähnlich, allerdings bei anderer Beladung und mit höherer Geschwindigkeit. Die Steigerung der Geschwindigkeit von $v_0 = 56$ km/h (Gesetz) auf $v_0 = 64$ km/h (EURO-NCAP) erfordert dabei eine um 31% größere Energieaufnahme in der Frontstruktur.

Zur Ersteinstuflung in eine Versicherungsklasse führt das Allianz Zentrum Technik (AZT) einen Front- und einen Heckoffsetcrash mit $v_0 = 15$ km/h und 40% Überdeckung durch und bewertet die Reparaturkosten der Fahrzeuge. Diese Reparaturkosten haben erhebliche wirt-

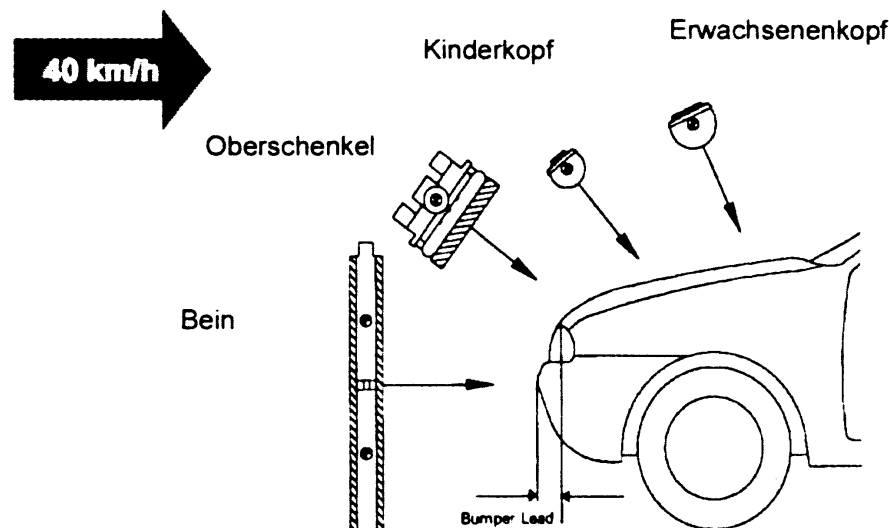


Bild 1.13: Beschreibung der Testkonfigurationen im Rahmen des geplanten europäischen Fußgängerschutzgesetzes aus Brown [24]

schaftliche Bedeutung für die Versicherungen, da nach Anselm [15] 85% aller Frontalunfälle bei Kollisionsgeschwindigkeiten bis $v_0 = 15$ km/h stattfinden. Die Reparaturkosten liegen bei diesen Crashreparaturtests mit 15 km/h bei ca. 3500 Euro.

Neben dem US-NCAP-Test sind in den USA die IIHS-Tests (Insurance Institute for Highway Safety) sehr populär und beeinflussen die Entscheidung der Automobilkäufer. Dies sind vier Tests bei $v_0 = 8$ km/h, die den Stoßfänger und die Reparaturkosten bewerten. Die Front wird dabei durch einen Aufprall mit 100% Überdeckung sowie durch einen 30°-Schrägaufprall getestet. Das Heck wird durch einen Aufprall mit 100% Überdeckung und mit einem Pfahlaufprall geprüft. Die Summe der Reparaturkosten liegt je nach Fahrzeug bei Kleinwagen zwischen 4708 US-\$ (Mazda Protege, Modell 1999) und 192 US-\$ (Volkswagen New Beetle, Modell 1998) [41].

Eine neue Herausforderung für die Frontstruktur wird das geplante europäische Gesetz zum Fußgängerschutz. Als Fahrzeuggeschwindigkeit ist hierbei $v_0 = 40$ km/h vorgesehen und es werden der Aufprall des Beines auf das Stoßfängermodul, des Oberschenkels auf die Motorhaubenkante und des Kopfes auf die Motorhaube betrachtet [24], [47], [83], siehe **Bild 1.13**. Um die dabei beabsichtigten Bewertungskriterien zu erfüllen, scheinen starke Veränderungen der Frontstruktur unumgänglich, die auch einen erheblichen Einfluss auf das Design des Stoßfängers haben werden [22], [64]. Auch die Festlegung zulässiger Belastungen ist dabei mit großen Schwierigkeiten behaftet [46], [42].

1.4 Ziel der Arbeit

Die Entwicklung von Crashstrukturen ist insbesondere in der Fahrzeugindustrie ein iterativer Prozess, bei dem sich die Konstruktion vom ersten Konzept bis zum realen Bauteil bzw. Gesamtsystem konkretisiert und die Crasheigenschaften durch analytische und numerische Berechnungen sowie durch experimentelle Erprobungen überprüft werden. Je später die Notwendigkeit einer Änderung der Konstruktion erkannt wird, desto höher sind die Kosten für diese Änderung. Deshalb fällt dem ersten Entwurf eines Bauteils oder einer Baugruppe eine ganz besondere Bedeutung zu. Dieser Entwurf entsteht meist durch Intuition oder durch die Übernahme und leichte Veränderung bisheriger Lösungen. Beide Ansätze besitzen nur wenig Möglichkeit zur Berücksichtigung der komplexen Anforderungen an die Crashstruktur.

Ziel dieser Arbeit ist es, für die Crashabsorber, den Querträger und die daraus resultierende Crashstruktur analytische Verfahren zur Vorauslegung zu entwickeln, die eine Berücksichtigung der komplexen Anforderungen ermöglichen. Diese Vorauslegung soll insbesondere den ersten Entwurf der Crashstrukturen erleichtern und verbessern. Eine systematische Auslegung der Crashstrukturen kann überdies die Anzahl der Iterationsschleifen bei der Entwicklung reduzieren, die Entwicklungszeiten und -kosten senken und zu wesentlich besseren Lösungen führen. Außerdem soll die analytische Beschreibung möglichst einfach und systematisch erfolgen, damit der Anwender in die Lage versetzt wird, eine Übertragung des Verfahrens auf andere Problemstellungen durchzuführen.

Der Vorteil analytischer Beschreibungen liegt in der einfachen Durchführbarkeit von Parameterstudien, den kurzen Rechenzeiten und der geringen Anzahl von Parametern der Modelle, die der Erstellung eines ersten Entwurfes dienlich ist. Außerdem helfen die analytischen Beschreibungen, ein besseres Verständnis für die Funktionsweise zu bekommen und zeigen den Einfluss der geometrischen und materiellen Parameter auf das Verhalten der Crashstrukturen auf.

Die hier nicht betrachtete weitere Entwicklungsarbeit an den Crashstrukturen behandelt hauptsächlich Detailprobleme, die entweder wenig Einfluss auf das Crashverhalten haben oder besser mit anderen Verfahren, wie den FE-Berechnungen, gelöst werden können. Sofern bestehende Konstruktionen auf ihre Eigenschaften überprüft werden sollen, besitzt die Methode der Finiten Elemente erhebliche Vorteile, da nur die Rechnerkapazität die Berücksichtigung konstruktiver Details einschränkt.

2 Modellierung der Vorderwagenstruktur

Im Folgenden wird ein einfaches Vorderwagenmodell entwickelt, welches das makroskopische Deformationsverhalten des Längs- und Querträgers qualitativ beschreibt und Rückschlüsse auf die Belastung der Komponenten zulässt. Außerdem werden alternative Deformationsverhalten aufgezeigt, die auf unterschiedlichen Abstimmungen der Komponenten beruhen.

Das Modell besteht aus dem Querträger und den vorderen Längsträgerteilen bis zur Radaufhängung sowie den Verbindungen der Komponenten untereinander. Das restliche Fahrzeug wird als Starrkörper angekoppelt und soll hier vereinfacht als Fahrgastzelle bezeichnet werden. Die auftretenden Deformationen werden durch Fließgelenke und durch axial deformierbare Bereiche beschrieben, siehe **Bild 2.1**. Da sich in den meisten Fällen der Querträger und die vorderen Längsträgerteile in einer Ebene befinden und auch die makroskopischen Deformationen in dieser Ebene stattfinden, wird auf eine dreidimensionale Betrachtung verzichtet und ein ebenes Modell verwendet.

Der Querträger besitzt Fließgelenke in der Trägermitte und in den Bereichen der Längsträgerankopplungen. Die Längsträger besitzen jeweils axial deformierbare Bereiche und sind an die Fahrgastzelle über Fließgelenke angekoppelt. Die Verbindung zwischen Längsträger und Querträger kann entweder Momente übertragen und entspricht einem Fließgelenk oder ist momentenfrei, dann liegt ein Drehgelenk vor. Die zweite Lösung spiegelt die übliche Anbindung zwischen Querträger und Crashabsorber durch einen Bolzen wider. Das beschriebene Vorderwagenmodell besitzt bei ebener Bewegung 6 Freiheitsgrade. Das aus dem Querträger und den zwei Längsträgern bestehende Viergelenk besitzt zunächst einen Freiheitsgrad. Die axialen Deformationsmöglichkeiten bringen zwei weitere Freiheitsgrade ein. Das Fließgelenk E in der Querträgermitte verursacht einen weiteren Freiheitsgrad. Die beiden Fließgelenke an den Querträgerenden ergeben zwei weitere Freiheitsgrade.

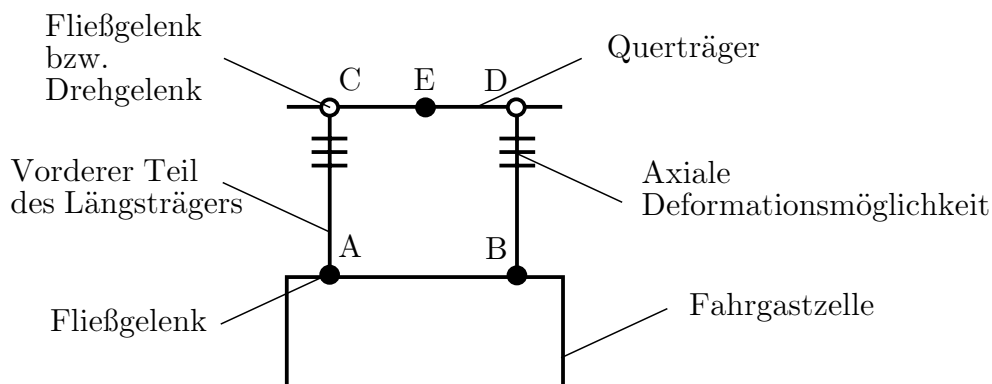


Bild 2.1: Einfaches Vorderwagenmodell zur Beschreibung des makroskopischen Deformationsverhaltens

2.1 Deformationsverhalten der Vorderwagenstruktur

Um das Deformationsverhalten der Vorderwagenstruktur zu beschreiben, sind je nach Unfallszenario nicht alle Freiheitsgrade von Interesse. Für den Schrägaufprall reicht ein reduziertes Vorderwagenmodell aus, das in **Bild 2.2** dargestellt ist. Der Verzicht auf drei Fließgelenke an den Enden und in der Mitte des Querträgers reduzieren die Zahl der Freiheitsgrade um drei. Wie in Kapitel 6 gezeigt wird, muss der crashabgewandte Längsträger beim Schrägaufprall nur geringe axiale Kräfte aufnehmen, die die axiale Deformationszone nicht auslösen. Deshalb besitzt nur der stoßzugewandte Längsträger eine axiale Deformationszone. Das vereinfachte Vorderwagenmodell hat nur noch zwei Freiheitsgrade und kann durch die axiale Verschiebung s und die laterale Verschiebung s_q vollständig beschrieben werden.

Das Deformationsverhalten des Vorderwagenmodells hängt von dem Unfallszenario, der Biegesteifigkeiten der Fließgelenke und den Deformationskraftniveaus der Längsträger ab. Das Deformationsverhalten des Vorderwagenmodells ist für die acht angegebenen Unfallszenarien untersucht worden. Dabei werden alternative Deformationsformen in Abhängigkeit der Abstimmung der Komponenten aufgezeigt. Nicht aktivierte Fließgelenke und axiale Deformationszonen werden eliminiert, wodurch die Komplexität des Modells reduziert wird.

Ist der Querträger weich ausgelegt, so wird er beim Aufprall mit 20% Überdeckung im Bereich des Längsträgers abknicken, siehe **Bild 2.3 a**). Der stoßzugewandte, primäre Längsträger absorbiert bei dieser Konstellation keine Energie. Das Hindernis trifft anschließend auf das Vorderrad und verursacht durch das Verschieben des Vorderrades Intrusionen in die Fahrgastzelle. Eine steifere Auslegung des Querträgers würde zu einer Deformation des vorderen Teils des Längsträgers führen, siehe **Bild 2.3 b**). Eine optimierte Auslegung kann bei diesem Szenario zum Abgleiten beider Fahrzeuge aneinander führen, sofern es gelingt, dass sich die Fahrzeuge nicht ineinander verhaken, siehe **Bild 2.3 c**). Der stoßabgewandte, sekundäre Längsträger bleibt unverformt.

Bei dem Aufprall mit 40% Überdeckung, **Bild 2.3 d**), wird der primäre Längsträger axial deformiert. Der Querträger wird am rechten Rand der Barriere geknickt. Bei dem verein-

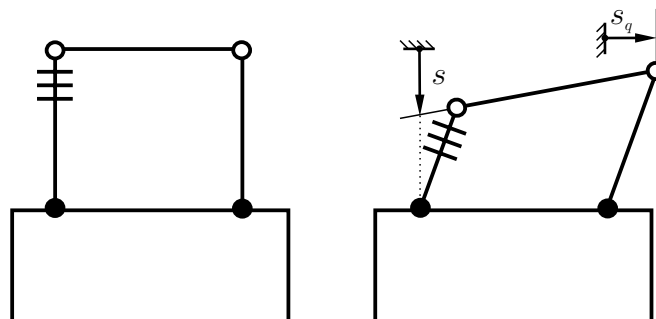


Bild 2.2: Reduziertes Vorderwagenmodell zur Beschreibung des makroskopischen Deformationsverhaltens beim Schrägaufprall

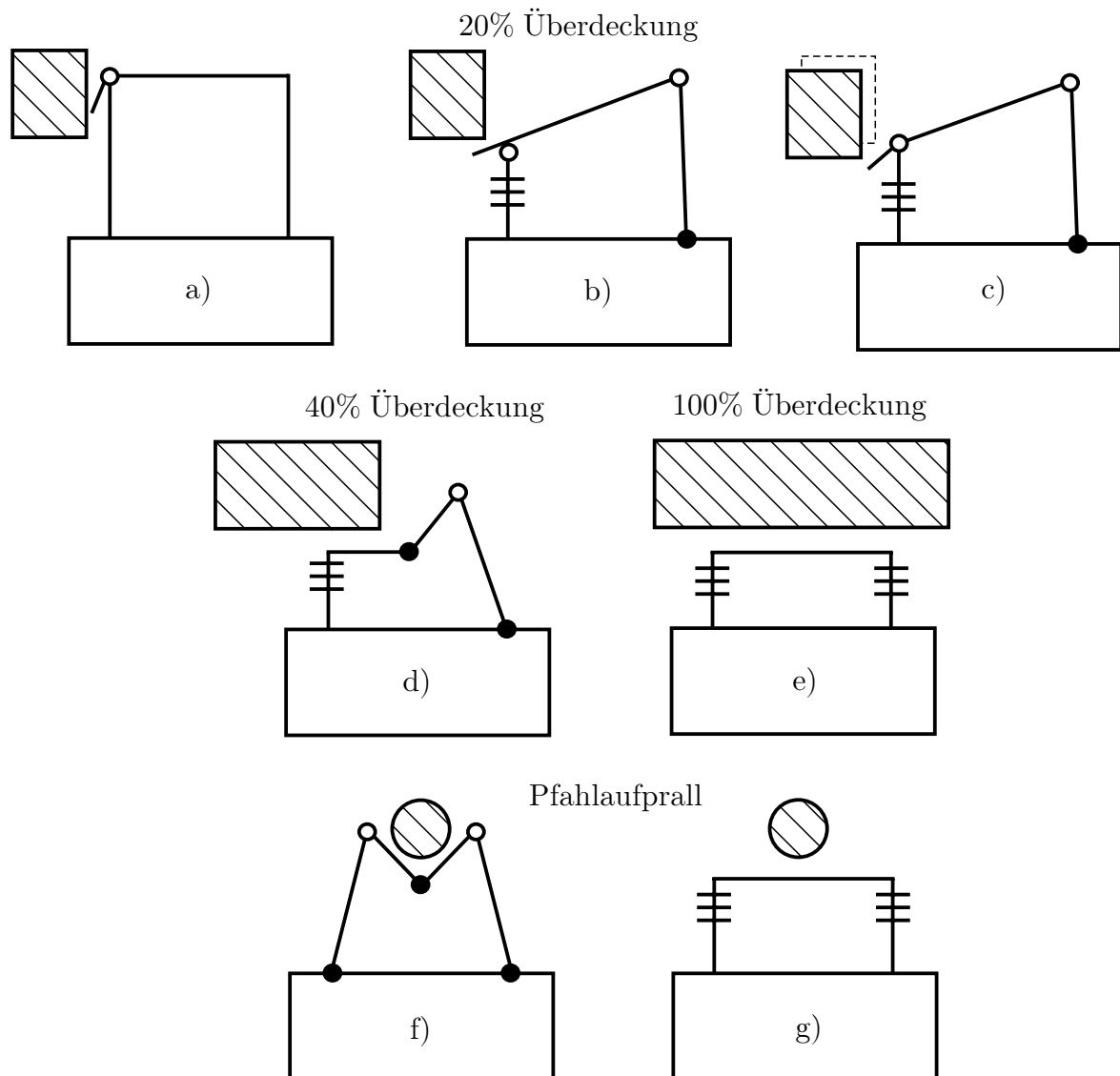


Bild 2.3: Makroskopisches Deformationsverhalten des Vorderwagenmodells beim axialen Aufprall

fachten Modell des Vorderwagens mit vorgegebenem Fließgelenk in Querträgermitte tritt dort der Knick auf. Der sekundäre Längsträger zeigt eine Biegung nach innen. Beim Aufprall mit 100% Überdeckung, **Bild 2.3 e)**, werden beide Längsträger in gleicher Weise axial deformiert. Eine Biegung tritt nicht auf.

Durch die erheblichen Biegemomente beim mittigen Pfahlaufprall beginnt der Querträger einzuknicken bevor die Kräfte für eine axiale Deformation der Längsträger erreicht werden, siehe **Bild 2.3 f)**. Wird die Biegesteifigkeit des Querträgers erheblich vergrößert, so kann eine axiale Deformation der Längsträger ohne Einknicken des Querträgers erreicht werden, siehe **Bild 2.3 g)**. Das ermöglicht eine deutlich höhere Energiedissipation und der Pfahl- oder Baumaufprall würde die gleichen Insassenbelastungen wie der Aufprall mit 100% Überdeckung besitzen.

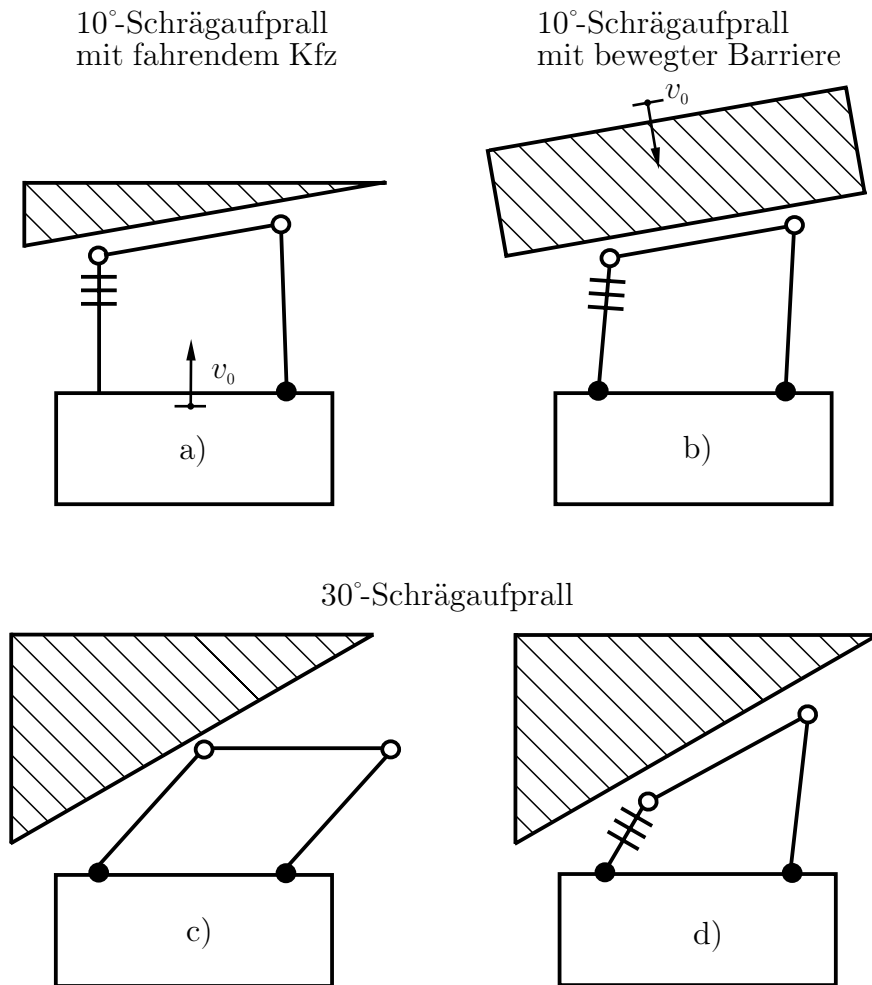


Bild 2.4: Makroskopisches Deformationsverhalten des Vorderwagenmodells beim Schrägaufprall

Beim 10° -Schrägaufprall mit fahrendem Fahrzeug wird aufgrund der Bewegungsrichtung und der Haftbedingung der primäre Längsträger axial deformiert, siehe **2.4 a**). Der sekundäre Längsträger wird durch Biegespannungen geringfügig nach innen gebogen. Im weiteren Crashverlauf tritt der sekundäre Längsträger in Kontakt mit der Barriere und beide Längsträger werden axial deformiert.

Da sich beim 10° -Schrägaufprall mit bewegter Barriere die Barriere in einem 10° -Winkel auf das Fahrzeug zubewegt und Haften zwischen Barriere und Querträger im Bereich des primären Längsträgers auftritt, wird der primäre Längsträger einer Kombination aus Biegung und axialer Deformation unterworfen, siehe **2.4 b**). Der sekundäre Längsträger wird leicht nach außen gebogen. Im weiteren Kollisionsverlauf werden beide Längsträger einer kombinierten Deformation unterworfen. Durch den großen Aufprallwinkel beim 30° -Schrägaufprall, siehe **2.4 c**), tritt Haften zwischen Barriere und Fahrzeug nicht mehr auf. Dadurch beginnt die gesamte Crashstruktur nach rechts abzuknicken. Wird die Biegesteifigkeit des Längsträgers erhöht, so kann der vordere Teil des stoßzugewandten Längsträgers zusätzlich axial deformiert werden und eine kombinierte Deformation zeigen, siehe **2.4 d**).

Die Lkw-Unterfahrt bringt in den Vorderwagen Biegemomente um die Querträgerachse ein. Diese sind durch das zweidimensionale Vorderwagenmodell nicht abbildbar. Es ist allerdings klar, dass die üblichen Vorderwagenstrukturen mit einer Längsträgerebene sehr empfindlich gegenüber derartigen Belastungen reagieren. Andererseits ist fraglich, ob diese Momente überhaupt in die Längsträgerebene übertragen werden. Ansonsten kann die Vorderwagenstruktur nur sehr wenig Energie dissipieren und die Energie muss mit den zu erwartenden Folgen in der Fahrgastzelle abgebaut werden.

Die beschriebene Auswahl der möglichen Varianten des Deformationsverhaltens zeigt die Wichtigkeit der Abstimmung der Vorderwagenkomponenten, der große Bedeutung beigemessen werden muss. Bevor darauf weiter eingegangen wird, soll das Deformationsverhalten des Modells mit realen Crashversuchen verglichen werden. Decker [30] hat die Fahrzeugkollision mit 40% Überdeckung sowie den 30°-Schrägaufprall gegen eine starre Barriere experimentell untersucht und in **Bild 2.5 links** die Lage der Längsträger und des Querträgers nach der Deformation aufgezeichnet. Zum Vergleich ist in **Bild 2.5 rechts** das Verhalten des beschriebenen Vorderwagenmodells unter diesen Kollisionsbedingungen gegenübergestellt. Der Vergleich zeigt eine gute Übereinstimmung der Versuchsergebnisse mit dem Modellverhalten.

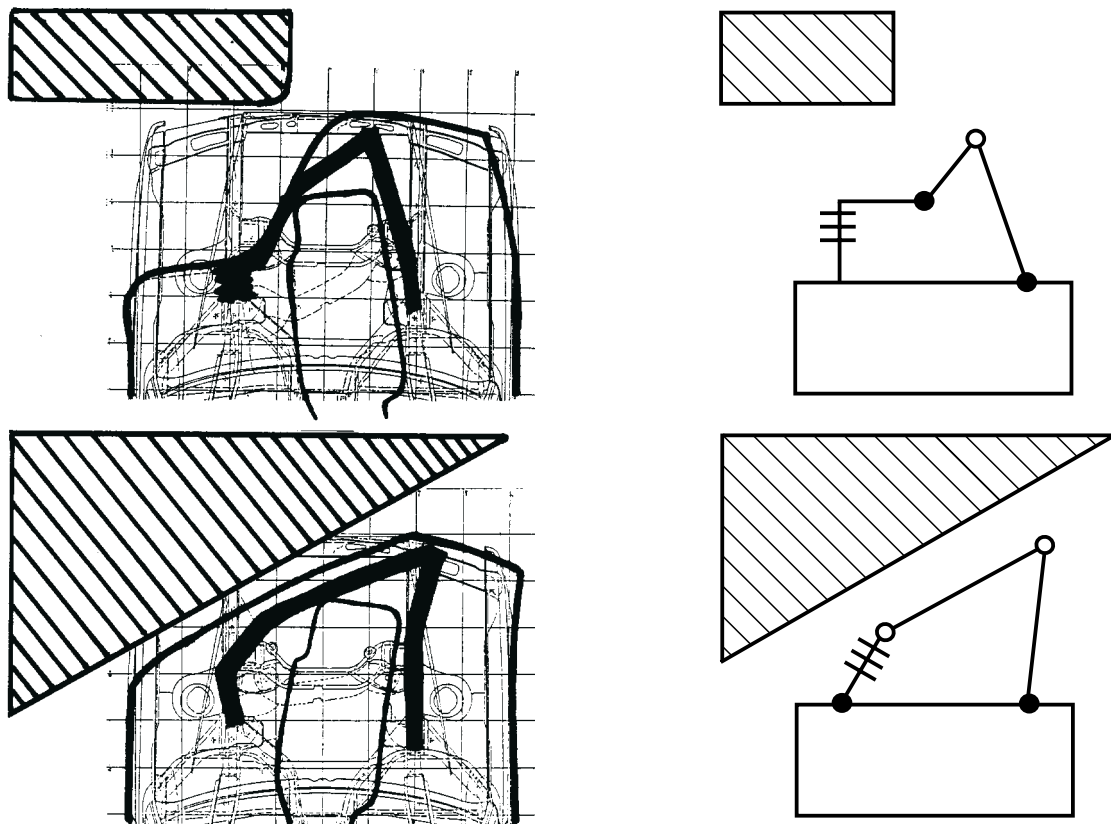


Bild 2.5: Vergleich des makroskopischen Deformationsverhaltens des Vorderwagenmodells mit realen Crashtests von Decker [30] beim Aufprall mit 40% Überdeckung und beim 30°-Schrägaufprall

2.2 Belastungen und Anforderungen an die Komponenten der Crashstruktur

Im vorherigen Abschnitt ist das makroskopische Deformationsverhalten der Vorderwagenstruktur beschrieben worden. Ziel dieses Abschnittes ist die qualitative Bestimmung der Belastungen der einzelnen Komponenten aufgrund des makroskopischen Deformationsverhaltens.

Beim Aufprall mit 20% Überdeckung, vgl. Bild 2.3 a), wird der primäre Crashabsorber nur leicht axial belastet, da bei weicher Auslegung des Querträgers am primären Crashabsorber keine Deformation stattfindet. Wird der Querträger steifer ausgelegt, vgl. Bild 2.3 b), so kann die Axialkraft zur Deformation des Crashabsorbers führen. Bei der optimierten Auslegung, vgl. Bild 2.3 c), bei welcher der Crashabsorber und der Querträger auf hohem Kraftniveau deformiert werden und ein Abgleiten stattfinden kann, tritt eine Axial- und Querbelastung des Crashabsorbers auf. Der sekundäre Crashabsorber wird kaum belastet. Beim Aufprall mit 40% Überdeckung, vgl. Bild 2.3 d), wird der primäre Crashabsorber nur durch eine axiale Kraft belastet. Der sekundäre Crashabsorber wird im Verlauf der Kollision mit einer kombinierten Axial- und Querkraft beaufschlagt. Der Aufprall mit 100% Überdeckung, vgl. Bild 2.3 e), beaufschlagt beide Crashabsorber in gleicher Weise nur mit einer axialen Kraft.

Beide Crashabsorber werden bei der üblichen, relativ biegeweichen Auslegung des Querträgers während eines Pfahlaufpralls, vgl. Bild 2.3 f), durch eine kombinierte Kraft beaufschlagt, da nach dem Einknicken Zugkräfte im Querträger auftreten. Bei einer Abstimmung des Stoßfängermoduls, bei der der Querträger nicht einknickt, werden die Crashabsorber rein axial belastet, vgl. Bild 2.3 g).

Durch das Haften erfährt der primäre Crashabsorber beim 10°-Schrägaufprall mit fahrendem Fahrzeug, vgl. Bild 2.4 a), eine axiale Kraft. Der sekundäre Crashabsorber wird zuerst durch eine Querkraft belastet. Im weiteren Verlauf unterliegt auch er einer axialen Kraft. Der 10°-Schrägaufprall mit bewegter Barriere, vgl. Bild 2.4 b), verursacht im primären Crashabsorber eine kombinierte Axial- und Querkraft, wobei die Deformationsrichtung durch die Stoßrichtung vorgegeben ist. Der sekundäre Crashabsorber erfährt zuerst eine reine Querkraft. Nach dem Kontakt mit der Barriere wird auch dieser durch eine kombinierte Kraft belastet. Während des 30°-Schrägaufpralls wird der primäre Crashabsorber durch eine kombinierte Axial- und Querkraft beansprucht, vgl. Bild 2.4 c) und d). Der sekundäre Crashabsorber erfährt hauptsächlich eine Querkraft.

Neben den beiden Extremfällen der axialen und der lateralen Belastung der Crashabsorber tritt offensichtlich noch der Fall der kombinierten Belastung auf. Die Ergebnisse sind in **Tabelle 2.1** nochmals zusammengefasst.

Die Belastungen des Querträgers sind hauptsächlich Biegemomente sowie Zug- oder Druckkräfte in Richtung der Querträgerachse. Da die Krafteinleitung immer über den Querträger

Tabelle 2.1: Belastungen der Crashabsorber

Unfallszenario	Linker Crashabsorber	Rechter Crashabsorber
20% Überdeckung	Axiale (kombinierte) Kraft	Geringe Kraft
40% Überdeckung	Axiale Kraft	Kombinierte Kraft
100% Überdeckung	Axiale Kraft	Axiale Kraft
Pfahlaufprall	Kombinierte (axiale) Kraft	Kombinierte (axiale) Kraft
10°-Schrägaufprall mit fahrendem Kfz	Axiale Kraft	Laterale (axiale) Kraft
10°-Schrägaufprall mit bewegter Barriere	Kombinierte Kraft	Laterale (kombinierte) Kraft
30°-Schrägaufprall	Kombinierte Kraft	Laterale Kraft

erfolgt, treten bei allen Unfallszenarien zusätzlich Druckbelastungen normal zur Querträgerachse auf, die das Zusammendrücken des Profils bewirken können. Die Belastungen des Querträgers sind in **Tabelle 2.2** zusammengefasst.

Während des Aufpralls mit 20% Überdeckung, vgl. Bild 2.3 a) bis c), treten im Querträger hauptsächlich Biegebeanspruchungen auf. Das Maximum des Biegemomentes liegt im Bereich der Anbindung an den Längsträger. Beim Aufprall mit 40% Überdeckung, vgl. Bild 2.3 d), ist das maximale Biegemoment im Querträger am rechten Rand der Barriere. Zusätzlich tritt eine erhebliche Zugkraft im rechten Teil des Querträgers auf und es muss verhindert werden, dass der Querträger in diesem Bereich zerreißt.

Der Aufprall mit 100% Überdeckung, vgl. Bild 2.3 e), verursacht abgesehen von den oben beschriebenen Druckbelastungen keine weiteren wesentlichen Belastungen. Beim Pfahlaufprall, vgl. Bild 2.3 f) und g), treten die größten Biegemomente in Trägermitte auf. Nach dem Einknicken entstehen zusätzlich noch Zugkräfte in beiden Querträgerhälften, vgl. Bild 2.3 f).

Tabelle 2.2: Belastungen des Querträgers

Unfallszenario	Querträger
20% Überdeckung	Maximales Biegemoment in C
40% Überdeckung	Maximales Biegemoment in E, Zugkraft
100% Überdeckung	-
Pfahlaufprall	Maximales Biegemoment in E, Zugkräfte
10°-Schrägaufprall mit fahrendem Kfz	Zugkraft
10°-Schrägaufprall mit bewegter Barriere	Druckkraft
30°-Schrägaufprall	Druckkraft

Der 10°-Schrägaufprall mit fahrendem Fahrzeug, vgl. Bild 2.4 a), verursacht eine Zugkraft im Querträger. Im Fall des 10°-Schrägaufpralls mit bewegter Barriere, vgl. Bild 2.4 b), und beim 30°-Schrägaufprall, vgl. Bild 2.4 c) und d), wird der Querträger durch eine Druckkraft beansprucht.

Die kritischen Belastungen treten bei der Biegung im mittigen Fließgelenk beim Aufprall mit 40% Überdeckung, vgl. Bild 2.3 d), und besonders beim Pfahlaufprall, vgl. Bild 2.3 f) und g), auf. Ebenfalls kritisch sind die Biegebelastungen an den Querträgerenden beim Aufprall mit 20% Überdeckung, vgl. Bild 2.3 a) bis c). Hierzu hat Schimmelpfennig [93] einen Deflektor entwickelt und patentiert, der das im Bild 2.3 c) beschriebene Abgleiten ermöglicht. Dazu gemeinsam durchgeführte Untersuchungen haben das große Potential zur Sicherheitserhöhung sowohl durch Modellrechnungen als auch durch experimentelle Erprobungen des ersten Prototyps eines Fahrzeuges aufgezeigt. Darauf soll aber nicht weiter eingegangen werden.

Neben der Abstimmung der einzelnen Komponenten zum Erreichen einer bestimmten Deformationsform ist auch das Verzögerungsverhalten des Gesamtfahrzeuges für den Insassenschutz entscheidend. Die Verzögerung wird durch die Deformationskraft der einzelnen Komponenten und die Fahrzeugmasse festgelegt. Wird die gesamte Vorderwagenstruktur im Hinblick auf den Insassenschutz beim senkrechten Barrierenaufprall zum Erreichen einer minimalen Deformationszone optimiert, so ergibt sich nach Appel [16] eine linear fallende Verzögerung. Eine konstante Verzögerung besitzt bei gleicher Insassenbelastung nur eine geringfügig größere Deformationszone, aber deutlich niedrigere maximale Verzögerungen. Nach Scharnhorst [92] stellt eine konstante Verzögerung die ideale Lösung da.

Zur Reduzierung der Reparaturkosten ist eine steigende Deformationskraft und damit ein steigender Verzögerungsverlauf notwendig, um sicherzustellen, dass bei kleinen Geschwindigkeiten nur die Crashabsorber und nicht die Längsträger deformiert werden. Daher stellt ein stufenförmig ansteigender Kraftverlauf mit möglichst kleinen Unterschieden im Kraftniveau der einzelnen Komponenten den besten Kompromiss da. Im **Bild 2.6** ist ein Beispiel eines

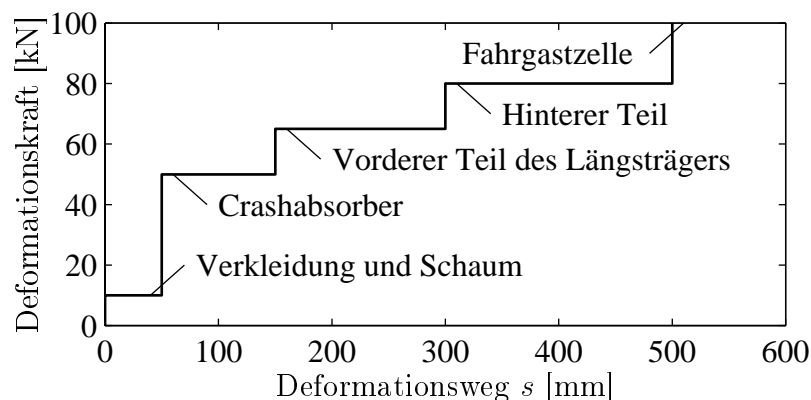


Bild 2.6: Gestufter Deformationskraftverlauf als Kompromiss zwischen den einzelnen Anforderungen unter Berücksichtigung der tragenden Komponenten einer Fahrzeughälfte

derartigen Kraftverlaufes dargestellt. Dabei wurden nur die wesentlichen tragenden Komponenten einer Fahrzeughälfte berücksichtigt und die Kraftverläufe der einzelnen Komponenten, vgl. Bild 1.7, durch ihre Mittelwerte ersetzt. Häufig zeigen reale Fahrzeuge allerdings einen fast linear ansteigenden Kraftverlauf, der entweder die Insassenbelastung erhöht oder bei gleicher Insassenbelastung eine deutlich längere Deformationszone benötigt.

2.3 Vorauslegung der Komponenten der Vorderwagenstruktur

Bevor eine Vorauslegung durchgeführt werden kann, muss das Pflichtenheft für die Crashstruktur festgelegt werden. Das Pflichtenheft ist stark vom Fahrzeug und vom Automobilhersteller abhängig. Die im Folgenden vorgestellten kurzen Pflichtenhefte für die Crashabsorber und den Querträger erheben nicht den Anspruch der Vollständigkeit oder der Allgemeingültigkeit, sondern sollen einige wesentliche Anforderungen und die Komplexität der Anforderungen an die Crashstruktur vermitteln.

In **Tabelle 2.3** sind die Anforderungen an die Crashabsorber nach allgemeinen Anforderungen und Craschanforderungen unterschieden. Die allgemeinen Anforderungen beschäftigen sich z.B. mit dem Einbauraum, der Recyclingfähigkeit, dem Gewicht und den Kosten. Die Craschanforderungen begrenzen die zulässigen maximalen Deformationskräfte, da die im Kraftfluss folgenden Bauteile die maximalen Kräfte ertragen können müssen. Außerdem geben die Craschanforderungen die aufzunehmende Energie, die mittlere Deformationskraft und

Tabelle 2.3: Tabellarisches Pflichtenheft für Crashabsorber

Allgemeine Anforderungen	Beispiel
Bauraum	100 mm x 100 mm x 100 mm
Anbindung an den Querträger	Bolzenverbindung
Anbindung an den Längsträger	Verschraubung
Recyclingfähigkeit	Komplett aus Stahl oder Aluminium
Korrosionsbeständigkeit	Schutzbeschichtung
Wartungsfreie Lebensdauer	> 10 Jahre
Gewicht	Maximal 800 g
Herstellungskosten	Maximal 5 Euro
Craschanforderungen	Beispiel
Maximale Deformationskraft	< 60 kN
Energieabsorption	> 5000 J
Mittlere Deformationskraft	50 kN
Deformationsweg	100 mm
Kritischer Aufprallwinkel	> 30°
Ertragbare Querkraft	30 kN

damit auch den Deformationsweg vor. Zur Berücksichtigung des Schrägaufpralls wird vom Crashabsorber ein Mindestwert für den kritischen Aufprallwinkel vorgegeben, bei dem noch kein Abknicken auftritt. Diese Anforderung kann auch durch eine mindestens ertragbare Querkraft beschrieben werden.

Das Pflichtenheft für den Querträger in **Tabelle 2.4** ist ähnlich untergliedert. Die Anforderungen an den Bauraum sind hier meist wesentlich komplexer aufgrund des Designs der Frontstruktur und der großen Zahl von Aggregaten, die den Bauraum begrenzen oder sogar vom Querträger aufgenommen werden müssen. Die Crashanforderungen bestehen aus einer reversibel aufnehmbaren Energie für kleine Geschwindigkeiten und der Übertragung der Kräfte beim Baumaufprall in die Crashabsorber und Längsträger, die deformiert werden sollen. Zusätzlich muss der Querträger beim Offsetaufprall den Zugverband zwischen beiden Längsträgern sicherstellen ohne zu zerreißen und beim Schrägaufprall Druckkräfte auf den sekundären Crashabsorber übertragen. Beim Aufprall mit sehr kleinen Überdeckungen, z.B. 20%, soll der Querträger zum Energieabbau beitragen und eventuell ein Abgleiten ermöglichen.

Bei der Vorauslegung der Crashabsorber sollen der axiale Aufprall mit 40% sowie 100% Überdeckung und der Schrägaufprall berücksichtigt werden. Bei einem Aufprall mit 40%

Tabelle 2.4: Tabellarisches Pflichtenheft für Querträger

Allgemeine Anforderungen	Beispiel
Bauraum	Komplex
Trägerdicke	60 mm
Abstand Längsträgeranbindungen	950 mm
Trägerlänge	1500 mm
Anbindung an die Crashabsorber	Bolzenverbindung
Halterung von Aggregaten	Abstandssensoren etc.
Recyclingfähigkeit	Komplett aus Stahl oder Aluminium
Korrosionsbeständigkeit	Schutzbeschichtung
Wartungsfreie Lebensdauer	> 10 Jahre
Gewicht	Maximal 3000 g
Herstellungskosten	Maximal 15 Euro
Crashanforderungen	Beispiel
Kritische Kraft beim Baumaufprall	> 120 kN
Reversible Energieabsorption	> 600 J
Zugkräfte beim Offsetaufprall	Ohne Reißen übertragen
Druckkräfte beim Schrägaufprall	> 30 kN
Aufprall mit geringer Überdeckung	Beitrag zur Energieaufnahme (Abgleiten ermöglichen)

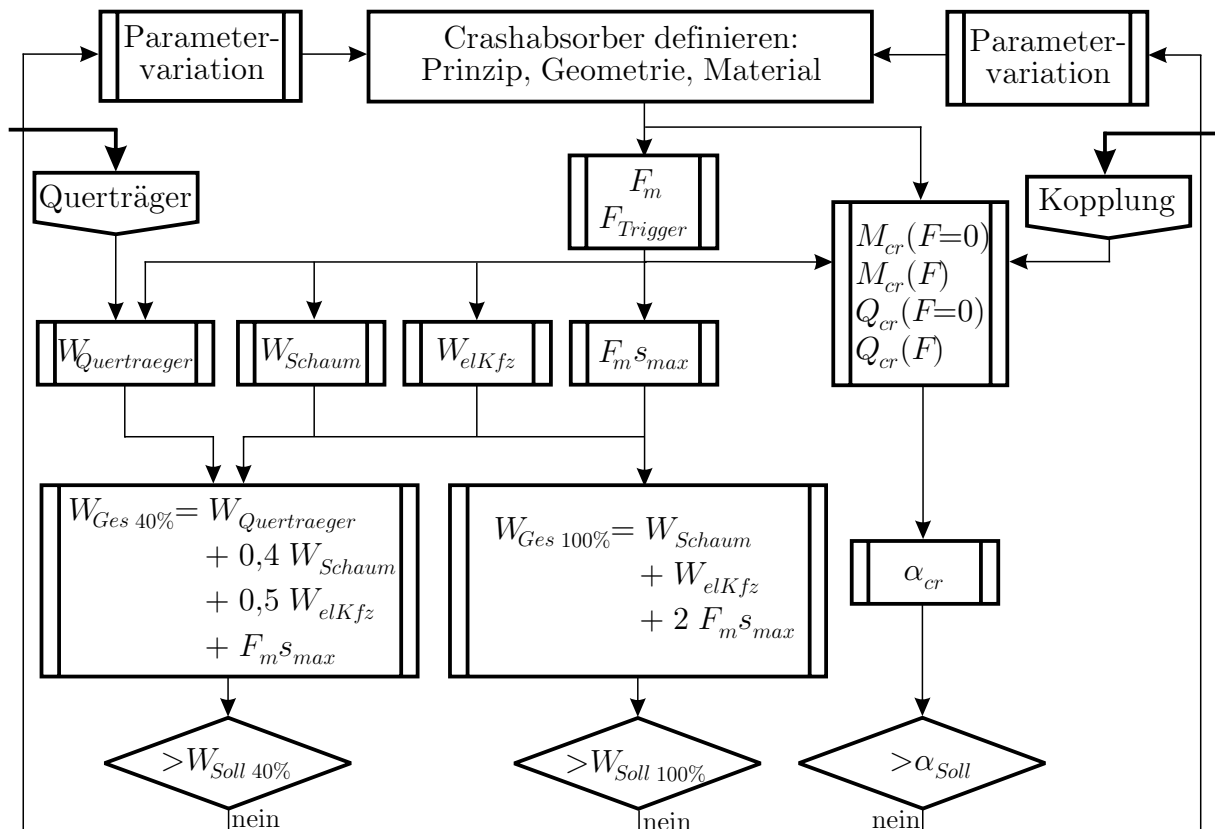


Bild 2.7: Methodische Vorauslegung der Crashabsorber

und 100% Überdeckung muss der Crashabsorber eine Schädigung der Karosserie bis zu einer Geschwindigkeit von 15 km/h verhindern. Beim Schrägaufprall soll die Funktion des Crashabsorbers bis zu einem bestimmten Winkel sichergestellt werden. Die systematische Vorauslegung des Crashabsorbers beginnt bei der Auswahl des Deformationsprinzips und der Definition der Geometrie und des Materials. Dann werden die mittlere Deformationskraft und die maximale Deformationskraft abgeschätzt, siehe **Bild 2.7**. Tritt die maximale Deformationskraft zum Beginn der Deformation auf, so wird sie Triggerkraft genannt.

Mit der Crashabsorberlänge bzw. dem maximalen Deformationsweg und der mittleren Kraft kann die maximale dissipierte Energie des Crashabsorbers bestimmt werden. Die vom Fahrzeug dissipierte Energie W_{Ges} kann mit der zu dissipierenden Energie W_{Soll} beim Aufprall mit 40% bzw. 100% Überdeckung verglichen werden. Nur ein Teil der Energie wird durch den Crashabsorber abgebaut. Ein weiterer Teil wird durch die elastische Verformung der Karosserie W_{elKfz} , durch die Verformung des Querträgers $W_{Quertraeger}$ und durch die Stoßfängerverkleidung inklusive Schaum W_{Schaum} aufgenommen. Erfüllt der Crashabsorber nicht die Anforderungen bezüglich der gewünschten Energiedissipation, so muss die Auslegung verbessert werden. In diesem Fall oder falls die Triggerkraft $F_{Trigger}$ größer ist als die kritische Kraft des Längsträgers, kann durch eine Parametervariation eine bessere Geometrie, ein geeigneteres Material oder ein günstigeres Deformationsprinzip ausgewählt werden.

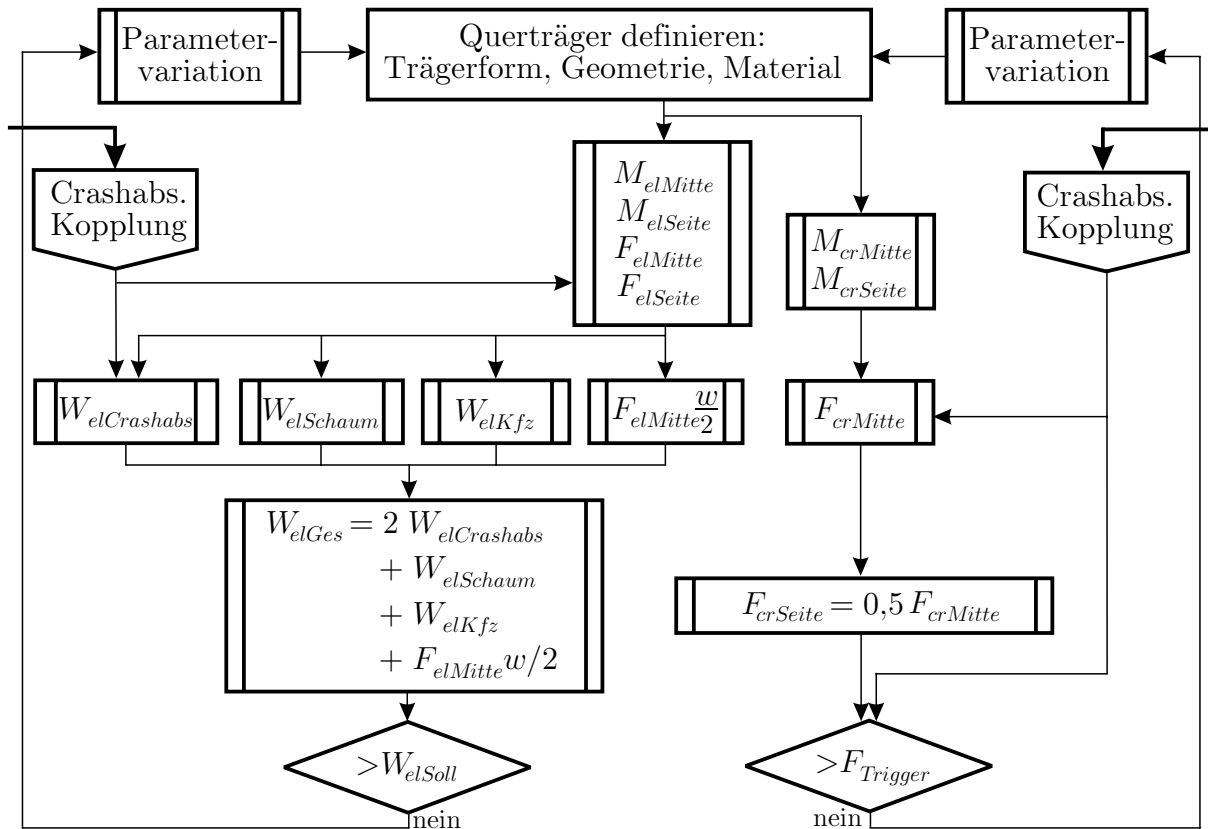


Bild 2.8: Methodische Vorauslegung des Querträgers

Neben dieser Auslegung für den axialen Aufprall sollte die Funktion beim Schrägaufprall schon bei der Vorauslegung mit berücksichtigt werden. Dazu muss die Kopplung an den Querträger definiert und die Befestigung zum Längsträger spezifiziert werden. Dann können die kritischen Querkräfte Q_{cr} mit und ohne Axialbelastung F für den primären und sekundären Crashabsorber und der kritische Aufprallwinkel α_{cr} abgeschätzt werden. Soll die Funktion auch für Winkel größer als der berechnete kritische Aufprallwinkel erfüllt werden, muss die Auslegung des Crashabsorbers oder die Kopplung zum Querträger verändert werden.

Der Querträger soll bei der Vorauslegung zwei Anforderungen erfüllen. Zum einen soll beim Pfahlaufprall mit kleinen Aufprallgeschwindigkeiten kein bleibender Schaden am Querträger auftreten. Zum anderen soll beim Baumaufprall mit hoher Geschwindigkeit die Kraft in den Längsträger übertragen werden und der Längsträger die Energie absorbieren. Diese Anforderungen werden von aktuell ausgeführten Querträgern noch nicht erfüllt.

Die Auslegung beginnt mit der Auswahl der Trägerform, der Geometrie und des Materials, siehe **Bild 2.8**. Daraus lassen sich die zulässigen elastischen Biegemomente $M_{elMitte}$ in Trägermitte und $M_{elSeite}$ am Längsträger bestimmen. Aus diesen Biegemomenten ergeben sich die Kräfte $F_{elSeite}$ am Crashabsorber und $F_{elMitte}$ am Pfahl. Dabei geht die Art der Ankoppelung an den Längsträger bzw. den Crashabsorber mit ein.

Mit der elastischen Durchsenkung w in Trägermitte und der Kraft $F_{elMitte}$ am Pfahl wird die Energie für die elastische Deformation des Querträgers bestimmt. Aus den Angaben über die Kräfte und Momente können auch die Energien für die elastische Deformation $W_{elCrashabs}$ der Crashabsorber, W_{elKfz} der Karosserie und $W_{elSchaum}$ der Verkleidung des Stoßfängers inklusive Schaum abgeschätzt werden. Die gesamte elastisch aufgenommene Energie W_{elGes} muss größer sein, als die Sollenergie W_{elSoll} . Außerdem dürfen die auftretenden Kräfte keine Überlastung der Struktur verursachen.

Parallel zu der elastischen Auslegung für den schadensfreien Fall bei kleinen Geschwindigkeiten erfolgt die Auslegung anhand der plastischen Deformationen für hohe Geschwindigkeiten. Hierzu wird das maximale plastische Biegemoment $M_{crMitte}$ in Trägermitte und $M_{crSeite}$ an den Crashabsorbern berechnet. Zusätzlich können der Momenten-Biegewinkel-Verlauf und der Kraft-Weg-Verlauf analytisch abgeschätzt werden. Abhängig von der Ankopplung an die Crashabsorber ergeben sich unterschiedliche kritische Kräfte $F_{crMitte}$ am Pfahl und $F_{crSeite}$ am Crashabsorber. Sind diese kleiner als die Triggerkräfte $F_{Trigger}$ der Crashabsorber, so werden die Crashabsorber nicht aktiviert. In diesem Falle, zumindest wenn die berechnete Kraft kleiner ist als eine vorgegebenen Sollkraft, muss die Auslegung des Querträgers oder des Crashabsorbers verändert werden.

Die Untersuchung der Unfallszenarien hat ergeben, dass der Offset- und der Schrägaufprall die höchsten Anforderungen an die Crashabsorber stellen. Für den Querträger treten die größten Belastungen beim mittigen Pfahlaufprall auf. Die anschließend vorgestellte systematische Auslegung der Crashabsorber und des Querträgers zeigt die Möglichkeit auf, die verschiedenen Anforderungen gleichzeitig bei der Vorauslegung zu berücksichtigen. Außerdem werden die Wechselwirkungen zwischen den Crashabsorbern und dem Querträger sowie deren Kopplung deutlich. Um dieses Verfahren sinnvoll einsetzen zu können, müssen allerdings einfache und schnelle Berechnungsalgorithmen für die wesentlichen Kenngrößen der Komponenten existieren. In den Kapiteln 4, 6 und 7 werden die Berechnungen, die zu diesem Verfahren der Vorauslegung gehören, entwickelt.

3 Versuchskonfiguration

In diesem Kapitel wird der Versuchsaufbau für die Komponententests mit den verschiedenen Konfigurationen für den axialen Aufprall, den Schrägaufprall, den Pfahlaufprall und den Off-setaufprall beschrieben. Weiterhin wird auf die Materialeigenschaften der getesteten Profile und auf die Materialbeschreibung eingegangen.

Als Versuchsstand dient ein Fallwerk mit maximal 8 m Fallhöhe und einer Aufprallmasse zwischen 70 kg und 300 kg, die schrittweise variabel einstellbar ist, siehe **Bild 3.1**. Für kleinere Proben steht auch eine 19 kg Masse zur Verfügung. Mit der Fallhöhe von $h = 8\text{ m}$ wird eine theoretische Aufprallgeschwindigkeit von $v_0 = \sqrt{2gh} = 12,5\text{ m/s}$ erreicht. Neben der Erdanziehungskraft treten aufgrund der Gleitführung Reibkräfte auf. Zusätzlich ist auch der Strömungswiderstand zu berücksichtigen, so dass eine Beschleunigung von ca. 9 m/s^2 erreicht wird. Die maximale Aufprallgeschwindigkeit liegt somit bei $v_0 \approx 12\text{ m/s} = 43,2\text{ km/h}$.

Der Deformationsweg während des Aufpralls wird mit einem Triangulationslaser Typ LD1605-200 der Firma Micro-Epsilon relativ zur Aufprallmasse gemessen. Da die Messung schon ca. 50 mm vor dem Aufprall beginnt, lässt sich durch Glätten und Ableiten des Wegsignals die Aufprallgeschwindigkeit bestimmen. Auf gleiche Weise berechnet sich der Geschwindigkeitsverlauf während des Aufpralls. Der Messbereich des Lasers liegt bei 200 mm. Die Messabweichung wird durch das Spiel der Aufprallmasse in der Gleitführung dominiert, das 0,8 mm für eine Aufprallmasse von 122 kg beträgt und mit größerer Masse aufgrund der größeren Führungslänge abnimmt.

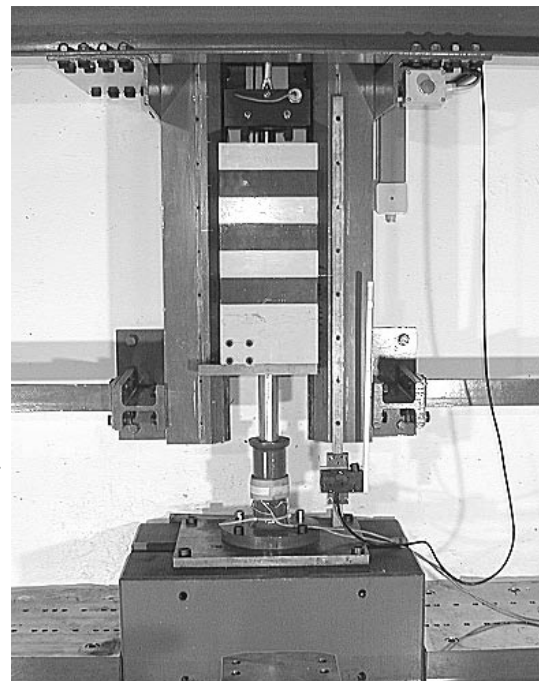
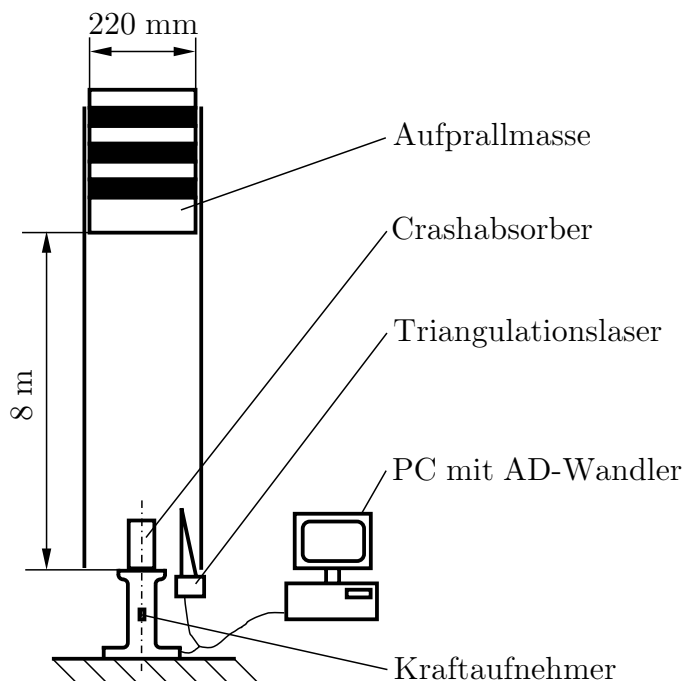


Bild 3.1: Prinzipieller Aufbau und Foto des Fallwerks

Der Kraftaufnehmer befindet sich zwischen dem Prüfling und dem Fundament in der Kraftübertragungstrecke. Die Crashkraft wird durch selbst entwickelte und kalibrierte Kraftaufnehmer auf der Basis von Dehnungsmessstreifen Typ DMS 6/350XY11 der Firma HBM aufgenommen. Zur Biegemomenten- und Temperaturkompensation sind die DMS als Vollbrücke verschaltet und auf beiden Seiten des zylindrischen Kraftaufnehmers angeordnet worden. Der Kraftaufnehmer besteht aus einem Vollzylinder aus Stahl C45 mit einem Durchmesser von $D = 80$ mm im Messbereich. Das Material ist nach der Bearbeitung spannungsarm gegläht worden, um Messfehler aufgrund von Eigenspannungen zu minimieren. Durch die massive Bauform treten plastische Deformationen erst bei axialen Belastungen von 2000 kN auf. Derartig hohe Kräfte sind beim Versagen der Crashstruktur und direktem Kontakt zwischen Aufprallmasse und Kraftaufnehmer nicht unrealistisch. Deshalb finden bei Crashstrukturen mit unbekanntem Verhalten Notbremssysteme ihren Einsatz. Dazu werden neben der eigentlichen Kraftübertragungstrecke zwei zylindrische Rohre angeordnet, die kurz vor dem Aufprall der Aufprallmasse direkt auf den Kraftaufnehmer eingreifen und eine hohe Verzögerung verursachen. Der Kalibrierwert des Kraftaufnehmers kann analytisch aus der Gleichung

$$\frac{F}{U} = \frac{1}{1000} \frac{\pi D^2 E}{2,6kU_{Sp}} \quad (3.1)$$

mit der Brückenspeisespannung $U_{Sp} = 10$ V, dem k-Faktor der DMS von $2,07 \pm 1\%$ und dem Elastizitätsmodul des Werkstoffes $E \approx 210000$ N/mm² berechnet werden. Zusätzlich befindet sich ein Gleichspannungsverstärker Typ MG3120A der Firma HBM in der Messkette, der die Brückenspannung um den Faktor 1000 verstärkt. Der berechnete Kalibrierwert ist 78,5 kN/V. Der in der gesamten Messkette für die Kraft bestimmte Kalibrierwert beträgt 78 kN/V und weicht nur wenig von dem berechneten Wert ab, obwohl z.B. der Elastizitätsmodul des Materials nicht exakt bekannt ist. Die Auflösung der Kraftmessung ist 0,4 kN und die maximale Abweichung bei der quasistatischen Kalibrierung bis 100 kN beträgt 2 kN.

Die Messdaten werden durch eine AD-Wandlerkarte DAS-1802ST der Firma Keithley mit einer ausgewählten Abtastfrequenz von 20000 Hz in einem PC gespeichert. Auf einen Tiefpass als Aliasingfilter in der Messkette kann verzichtet werden, da die maximal übertragbaren Frequenzen der Messverstärker für die Kraft- und Wegmessungen niedriger als die zulässigen Frequenzen nach dem Shannon'schen Theorem sind. Die aufgenommenen Messdaten werden anschließend mit einem erstellten Messprogramm ausgewertet, das auf der Messsoftware Testpoint der Firma Keithley basiert. Zuerst werden die Spannungsmessdaten anhand von Offset- und Kalibrierwerten in Messdaten für den Weg und die Kraft umgerechnet. Dabei wird der Weg für die statische Belastung mit der Aufprallmasse gleich Null gesetzt. Ebenso wird mit der Kraft nach der Montage des Prüflings ohne Belastung durch die Aufprallmasse verfahren. Die elastische Deformation aufgrund der Belastung mit der Aufprallmasse ist wegen der üblicherweise sehr steifen Bauteile vernachlässigbar.

Anschließend muss eine Filterung der Messdaten erfolgen, um die interessierenden Kraft- und Wegverläufe von Rauschsignalen, einzelnen falschen Messpunkten und den Schwingungen

aufgrund der Struktureigenfrequenzen zu trennen. Der Aufbau mit einem üblichen Crashabsorber unter axialer Belastung besitzt eine erste Eigenfrequenz zwischen 2000 Hz und 3000 Hz, die durch den meist sprunghaften Kraftanstieg stark angeregt wird. Ein digitaler Tiefpass mit niedriger Frequenz kann die Schwingungen sehr gut herausfiltern, besitzt allerdings erhebliche Nachteile. Zum einen treten nach der digitalen Filterung erhebliche Kräfte schon vor dem Kontakt der Aufprallmasse mit dem Prüfling auf, da digitale Filter auf Basis einer FFT keine Phasenverschiebung verursachen. Zum anderen werden einzelne falsche Messpunkte, die auf der starken Erschütterung aller Messkomponenten während des Aufpralls beruhen und oft Vollausschläge mit ± 10 V sind, verschmiert und verursachen somit erhebliche Fehler im Signalverlauf.

Bessere Ergebnisse sind durch Glättverfahren zu erreichen. Zum Herausfiltern einzelner falscher Messpunkte kann ein Median-Glättverfahren verwendet werden, das jeweils um den Messpunkt n_M Messpunkte betrachtet und den mittleren Messwert, Medianwert oder 50%-Wert genannt, auswählt und den Messpunkt durch diesen Medianwert ersetzt. Anschließend können anhand eines Average-Glättverfahren mittelwertneutral die höherfrequenten Schwingungen herausgefiltert werden. Dieses Glättverfahren bildet um den Messpunkt aus n_A Messpunkten den Mittelwert und ersetzt den Messpunkt durch diesen Mittelwert. Dies verursacht beim Kraftanstieg kleinere Fehler als das digitale Tiefpassfilter, begrenzt allerdings ebenfalls die minimale Zeit für den Kraftanstieg, so dass auch mit diesem Verfahren der sprunghafte Kraftanstieg nicht exakt nachgebildet werden kann. Dieses Problem ist allerdings typisch für alle dynamischen Crashtests, bei denen sprunghafte Kraftanstiege oder sogar große Triggerkräfte auftreten.

Für die verwendeten Messgrößen sind die Messpunktzahlen n_M und n_A für die Median- und Average-Glättverfahren aus **Tabelle 3.1** verwendet worden. Die Momentenmessung wird bei den Schrägaufpralltests verwendet. Da im Wegsignal keine Sprünge auftreten können, kann das Wegsignal ohne nennenswerte Fehler sehr stark geglättet werden. Auch im Geschwindigkeitssignal treten bei Kraftsprüngen nur Knicke auf, so dass auch hier eine stärkere Glättung als bei dem Kraftsignal möglich ist, ohne Fehler in der Aufprall- und Rückfedergeschwindigkeit zu verursachen.

Tabelle 3.1: Messpunktzahlen n_M und n_A der Median- und Average-Glättverfahren für die verwendeten Messgrößen

Messgröße	Median-Glättung n_M	Average-Glättung n_A
Kraft F_1	11	11
Biegemomente M_1, M_2	11	31
Wege s, s_q	11	61
Geschwindigkeiten v, v_q	-	61

3.1 Versuchskonfigurationen für einzelne Crashabsorber

Der Test von einzelnen Crashabsorbern erfolgt entweder unter axialer oder unter schräger Belastung. Bei der axialen Belastung liegt das Interesse auf der Bestimmung des Kraftverlaufes über dem Deformationsweg $F(s)$ und den daraus abgeleiteten Größen, wie maximal aufnehmbare Crashenergie, Maximalkraft und mittlere Kraft. Zur Bestimmung dieser Größen ist die Messung der Kraft und des Deformationsweges hinreichend, vgl. Bild 3.1.

Neben der axialen Belastung von Crashabsorbern ist oft auch eine nichtaxiale Belastung von Interesse. Hierbei sind insbesondere die kombinierten Belastungen aus einer axialen und einer lateralen Belastung von Bedeutung. Für die Versuche unter kombinierter Belastung von Komponenten kommen drei Konfigurationen in Frage, siehe **Bild 3.2**.

Diese drei Versuchskonfigurationen unterscheiden sich erheblich in dem auftretenden Deformationsverhalten sowie in den eingeleiteten Kräften und Momenten. Da bei den Anordnungen A und B zu Beginn der Deformation nur ein kleiner Bereich des Crashabsorbers in Kontakt tritt, ergeben sich hier oft einseitige Falten. Um dies zu vermeiden und die Kräfte zentrisch in den Crashabsorber einzuleiten, kann eine kugelförmige Aufprallfläche an den Crashabsorber montiert werden. In den Konfigurationen A und B treten neben den Normalkräften auch Reibungskräfte im Kontakt zwischen Kugelsegment bzw. Prüfling und Aufprallmasse auf und es muss zwischen Haften und Abgleiten in diesem Kontakt unterschieden werden. In der Lösung A führt das Haften zu einer axialen Deformation, während in Lösung B dann eine nichtaxiale Deformation auftritt, da die Aufprallgeschwindigkeit nichtaxial zur Crashabsorberachse ist.

Um Reibungskräfte zu vermeiden, ist ein weiterer Versuchsaufbau C realisiert worden, bei dem Wälzlager auf den Crashabsorber montiert sind. Unter Vernachlässigung der Reibungskräfte im Wälzlager ist die Richtung der eingeleiteten Kräfte in diesem Fall durch den Auf-

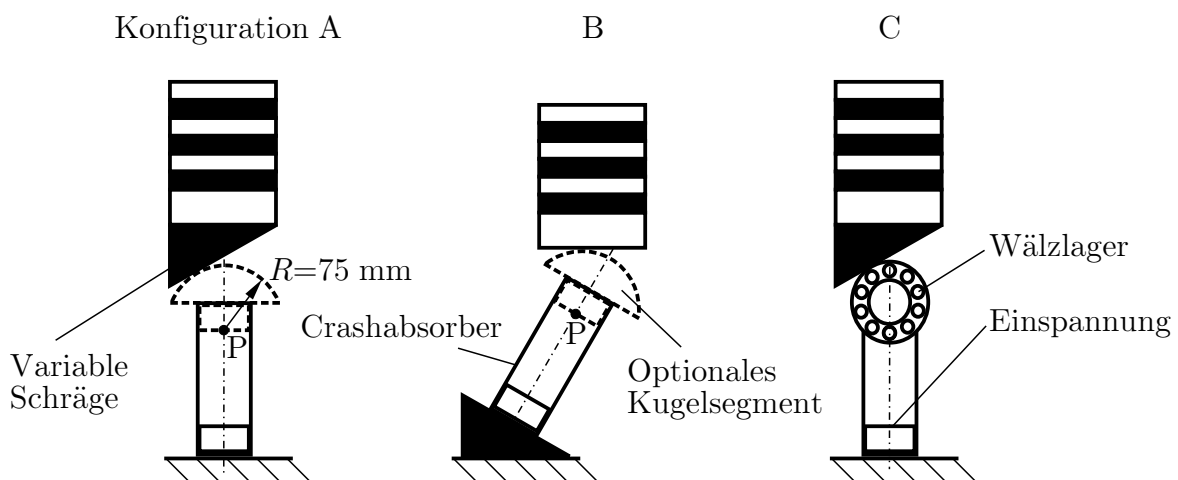


Bild 3.2: Versuchskonfigurationen für Komponententests unter kombinierter Belastung

prallwinkel vorgegeben und die Kraft kann aus der messtechnisch erfassten axialen Komponente berechnet werden. Außerdem wird die Aussagefähigkeit aufgrund des Wegfalls der Reibungskräfte meist wesentlich größer, siehe Kapitel 5.

Bei den nichtaxialen Crashversuchen wird neben dem axialen Deformationsweg und der axialen Kraft, bezogen auf die Kraftaufnehmerachse, noch das Biegemoment im Kraftaufnehmer gemessen. Die momentenfreie Kopplung in Konfiguration C ermöglicht einen Rückschluss auf die Querkräfte.

In den Versuchskonfigurationen A und B sind weder der Kraftangriffspunkt noch die Reibungskraft bekannt und es können bezogen auf den Mittelpunkt P des Kugelsegmentes auch Biegemomente eingeleitet werden. Daher ist es in den Konfigurationen A und B nicht möglich, die eingeleiteten Kräfte aus der gemessenen axialen Kraft und dem Biegemoment zurückzurechnen. Die Messgrößen geben nur Anhaltswerte für die wirkliche Belastung wieder und ermöglichen einen Vergleich verschiedener Konstruktionen oder Werkstoffe.

3.2 Versuchskonfiguration für den Querträger

Die größten Belastungen für den Querträger treten beim mittigen Baum- oder Pfahlaufprall auf. In diesem Fall sind die Biegemomente in Querträgermitte meist so groß, dass der Querträger dort einknickt, vgl. Kapitel 7. Um den Querträger einzeln unter dieser Belastung testen zu können, findet die Versuchskonfiguration für den Pfahlaufprall nach **Bild 3.3** Verwendung.

Dabei wird der Querträger auf zwei Widerlager mit den Durchmessern D_ℓ im Abstand a abgestützt und mittig durch einen Baum- bzw. Pfahlsegment aus Aluminium belastet. Das Aufprallelement hat den Durchmesser D_i . Zum Crashbeginn tritt in dieser Versuchskonfiguration eine Dreipunktbiegung im Querträger auf.

Gemessen werden die mittige Verschiebung, die Axialkraft und das Biegemoment im Aufnehmer unterhalb eines Widerlagers. Aufgrund der Symmetrie kann auf die Messung am

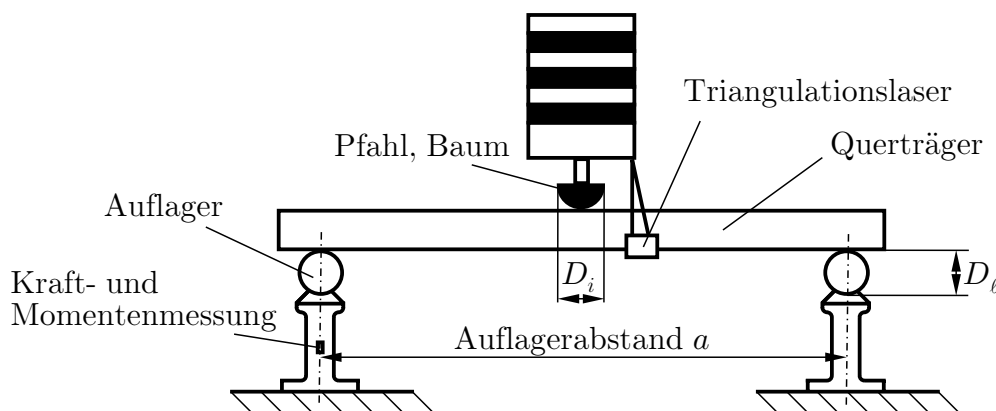


Bild 3.3: Versuchskonfiguration für den Komponententest des Querträgers

Tabelle 3.2: Abmessungen für den Komponententest des Querträgers

Name	Variable	Abmessung
Auflagerabstand (Längsträgerabstand)	a	400 mm 900 mm + $j * 100$ mm; $j = 0, \dots, 7$ 950 mm
Pfahldurchmesser (Baumaufprall)	D_i	305 mm 100 mm 50 mm
Auflagerdurchmesser	D_ℓ	80 mm 50 mm

zweiten Widerlager verzichtet werden. Die Kraft am Pfahl ist dementsprechend doppelt so groß wie die axiale Kraft am Widerlager.

Bei den Versuchen für den Querträger wird auch der Einfluss der geometrischen Größen D_ℓ , a und D_i untersucht. Die verwendeten Abmessungen und deren Varianten sind in **Tabelle 3.2** zusammengefasst.

3.3 Versuchskonfigurationen für die Vorderwagenstruktur

Die bisher beschriebenen Versuchskonfigurationen ermöglichen den Test einzelner Komponenten. Einige Anforderungen der Vorderwagenstruktur beziehen sich allerdings auf das Zusammenspiel des Querträgers mit den Crashabsorbern bzw. der Crashabsorber miteinander. Außerdem muss auch die Verbindung der Komponenten untereinander die gestellten Anforderungen erfüllen und z.B. die Kraftübertragung ermöglichen. Daher ist es sinnvoll, Versuche an der gesamten Crashstruktur durchzuführen.

Besonders beim Schrägaufprall wird die Funktion der Crashstruktur durch das Zusammenspiel beider Crashabsorber bestimmt, indem der crashabgewandte, sekundäre Crashabsorber einen erheblichen Teil der Querkräfte aufnimmt und der direkt belastete, primäre Crashabsorber den Hauptteil der axialen Kräfte trägt.

Neben der axialen Verschiebung s wird beim Schrägaufprall noch die laterale Verschiebung s_q des Querträgers aufgenommen, siehe **Bild 3.4**. Auch hier findet ein Triangulationslaser Anwendung. Neben der axialen Kraft im primären Crashabsorber werden noch die Biegemomente unter beiden Crashabsorbern aufgenommen. Auf die Messung der axialen Kraft im sekundären Crashabsorber wird verzichtet, da diese nach Kapitel 6 klein ist.

Bei dieser Versuchskonfiguration ist die Kopplung der gemessenen axialen und lateralen Verschiebung beim Abknicken der Trägerstruktur zu beachten, da aufgrund der Schrägen an der Aufprallmasse eine laterale Verschiebung des Querträgers eine axiale Verschiebung der

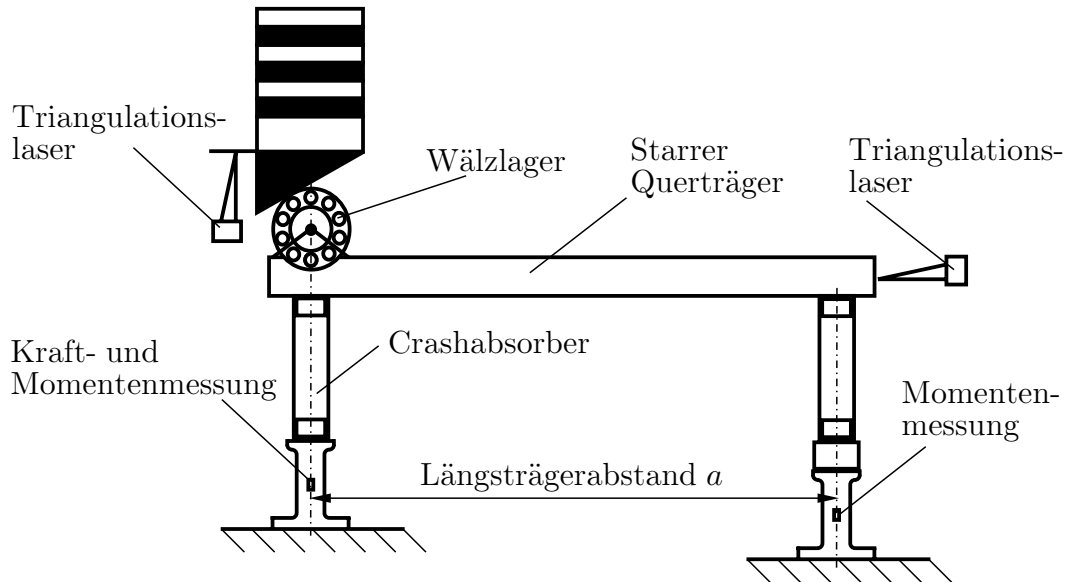


Bild 3.4: Versuchskonfiguration für den Test der Vorderwagenstruktur beim Schrägaufprall

Aufprallmasse verursacht. Der Querträger aus einem Rechteckrohr 80x40x3-St52 mit den Wälzlagern am Kontakt zur Aufprallmasse kann bei den Versuchen als starr angenommen werden und besitzt eine Masse von 19,7 kg.

Ein weiterer wichtiger Test der Vorderwagenstruktur ist der Offsettest. Am Gesamtfahrzeug werden Offsettests mit 40% oder 50% Überdeckung durchgeführt und die Barriere ist bei einigen Tests deformierbar. In den hier verwendeten Komponententests wird eine starre Barriere verwendet, die mit einem Querschnitt von 220x220 mm mittig in Bezug auf die Achse des primären Crashabsorbers aufschlägt, siehe **Bild 3.5**.

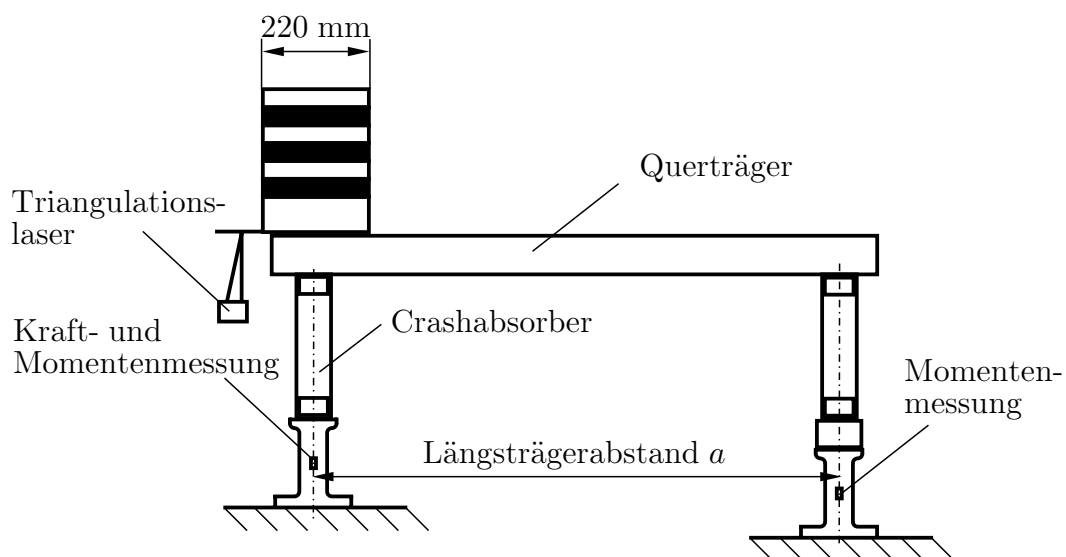


Bild 3.5: Versuchskonfiguration für den Test der Vorderwagenstruktur beim Offetaufprall

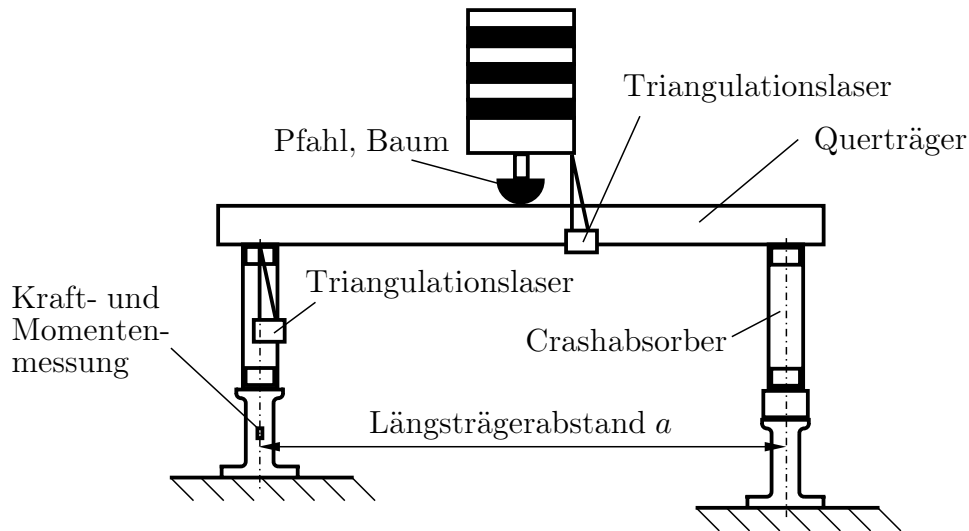


Bild 3.6: Versuchskonfigurationen für den Test der Vorderwagenstruktur beim Pfahlaufprall

Bei diesem Test sind in erster Linie das Zusammenspiel von Querträger und Crashabsorber und deren Kopplung von Interesse. Außerdem kann das Knickverhalten des Querträgers am Rande der Aufprallmasse betrachtet werden. In den durchgeführten Versuchen ist die Aufprallmasse an dieser Kante rechtwinklig. Oft wird allerdings eine Rundung vorgesehen, die die Belastung für den Querträger deutlich reduziert.

Als weitere Variante des Prüfstandes ist ein Pfahlaufprall realisiert, bei dem nicht nur der Querträger, sondern auch der Querträger zusammen mit den Crashabsorbern untersucht werden. Bei der Konfiguration des Pfahlaufpralls als Komponententest für den Querträger liegt dieser verschieblich auf zwei Widerlagern und es treten nur Normalkräfte und Reibungskräfte an den Auflagern auf. Je nach Kopplung zwischen Querträger und Crashabsorber sind in der Crashstruktur dort zusätzlich Querkräfte oder sogar Biegemomente vorhanden. Deshalb wird in dieser Konfiguration des Vorderwagenprüfstandes neben der axialen Kraft auch das Biegemoment am Aufnehmer mitgemessen. Der Versuchsaufbau ist im **Bild 3.6** dargestellt. Da beim Pfahlaufprall auch die Crashabsorber deformiert werden können, wird an einem Crashabsorber mit Hilfe eines Triangulationslasers die Verschiebung gemessen. Aus Symmetriegründen kann auf die Messung der Verschiebung sowie der Kräfte und Momente im zweiten Crashabsorber verzichtet werden. Bei irreversiblen Crashabsorbern kann zur Absicherung dieser Annahme die Gleichheit der plastischen Deformationen nach dem Versuch überprüft werden.

Bei den Versuchen für die Vorderwagenstruktur können je nach Fahrzeugkonfiguration anstelle der Crashabsorber auch die Längsträger oder die Längsträger und die Crashabsorber getestet werden.

3.4 Materialeigenschaften der Versuchsbauteile

Bei der Untersuchung plastischer Verformungen spielen die Materialeigenschaften eine bedeutende Rolle. Die erforderliche Spannung zum Aufrechterhalten des Fließens nach einer gegebenen Formänderung wird als Fließspannung bezeichnet. Die Formänderung wird durch den Umformgrad beschrieben. Der Umformgrad φ hängt mit der Dehnung ε wie folgt zusammen,

$$\varepsilon = \frac{\ell_1 - \ell_0}{\ell_0}; \quad \varphi = \ln \frac{\ell_1}{\ell_0} = \ln(1 + \varepsilon). \quad (3.2)$$

Die Fließspannung k_f hängt nicht nur vom Umformgrad und dem Werkstoff, sondern oft auch von der Umformgeschwindigkeit $\dot{\varphi}$ und der Temperatur θ ab. Im Gegensatz zur technischen Spannung $\sigma = F/A_0$, die sich auf die Fläche A_0 des Ausgangsquerschnitts bezieht, ist die Fließspannung $k_f = F/A$ auf die momentane Querschnittsfläche A bezogen.

Bei der einfachsten Beschreibung des Materialverhaltens wird eine konstante Fließspannung $k_f = \text{const}$ angenommen. Das Material wird dann als starr/idealplastisch bezeichnet. Als erste Näherung für die Verfestigung des Materials kann eine lineare Verfestigung mit der Materialkonstanten b_p angenommen werden,

$$k_f = \sigma_0 + b_p \varphi. \quad (3.3)$$

Die Spannung σ_0 entspricht je nach Material der Streckgrenze R_e oder der Dehngrenze $R_{p0,2}$. Die elastische Dehnung wird wiederum vernachlässigt. Komplexere Beschreibungen berücksichtigen den nichtlinearen Verfestigungsverlauf durch eine Potenzfunktion. Diese Beschreibung erfordert allerdings eine genauere Kenntnis des Materials, um die unbekanntenen Parameter zu bestimmen.

Die Darstellung der Fließspannung in Abhängigkeit des Umformgrades wird als Fließkurve bezeichnet. Die Fließkurve wird oft durch eine Parabel

$$k_f(\varphi) = b_p \varphi^n \quad (3.4)$$

beschreiben. Die Beschreibung trifft aber nur für Teilbereiche zu und gibt nach Doege [31] die Fließspannung besonders im Anfangsbereich unzureichend wieder. Die Beschreibung entspricht einer Geraden in einer doppelt logarithmischen Darstellung der Fließkurve. Der Verfestigungsexponent n entspricht dann der Steigung der Gerade,

$$n = \frac{d \ln k_f}{d \ln \varphi}. \quad (3.5)$$

Weiterhin wurden nach [31] die folgenden Approximationen für Fließkurven vorgeschlagen

$$k_f(\varphi) = c_p + b_p \varphi^n, \quad (3.6)$$

$$k_f(\varphi) = b_p (c_p + \varphi)^n. \quad (3.7)$$

Die Konstanten b_p , c_p , n sind werkstoffabhängige Größen, die sich für jeden Ansatz unterscheiden und speziell bestimmt werden müssen.

Die Umformgeschwindigkeit $\dot{\varphi}$ hat durch zeit- und temperaturabhängige Erholungs- und Rekristallisationsvorgänge oft Einfluss auf die Fließspannung. Mit zunehmender Umformgeschwindigkeit wird die Fließspannung zumeist größer, da weniger Entfestigungsvorgänge ablaufen können. Nach Doege [31] ist für umformtechnisch interessante Geschwindigkeiten im Bereich $10^{-1} \text{ s}^{-1} \leq \dot{\varphi} \leq 10^3 \text{ s}^{-1}$ eine Beschreibung durch die Funktion

$$k_f = k_{f1} \left(\frac{\dot{\varphi}}{\dot{\varphi}_1} \right)^m \quad (3.8)$$

bei konstantem Umformgrad φ und konstanter Temperatur θ möglich. Hierbei beschreibt k_{f1} die Fließspannung bei der Umformgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_1$. Der Exponent m ist ebenfalls ein Werkstoffkennwert.

Auch die Trägheitskräfte können bei sehr hohen Umformgeschwindigkeiten Einfluss auf die Umformkräfte haben. Dieser Effekt tritt nach [31] aber erst bei sehr hohen Umformgeschwindigkeiten $\dot{\varphi} > 100 \text{ s}^{-1}$ auf. Dann wird das Deformationsverhalten auch durch Trägheitskräfte verändert.

Die gebräuchlichste Art zur Bestimmung der Materialeigenschaften ist die Durchführung eines Zugversuches. Da hier hauptsächlich Rohre zum Einsatz kommen, ist die Verwendung von Rohrsegmenten nach DIN EN 10 002 Teil 1 als Zugprobe besonders sinnvoll. Nach dieser Norm haben die Rohrsegmente die im **Bild 3.7 links** dargestellten Abmessungen. Die Messlänge ℓ_0 steht bei den verwendeten proportionalen Proben gemäß $\ell_0 = 5,65\sqrt{A_0}$ im festen Verhältnis zum Probenquerschnitt A_0 und wird auf ganzzahlige Vielfache von 5 mm gerundet. Das entspricht dem gleichen Verhältnis von Messlänge und Querschnittsfläche wie die Forderung $\ell_0 = 5D_0$ bei zylindrischen Proben mit dem Durchmesser D_0 und führt auf die Bruchdehnung A_5 .

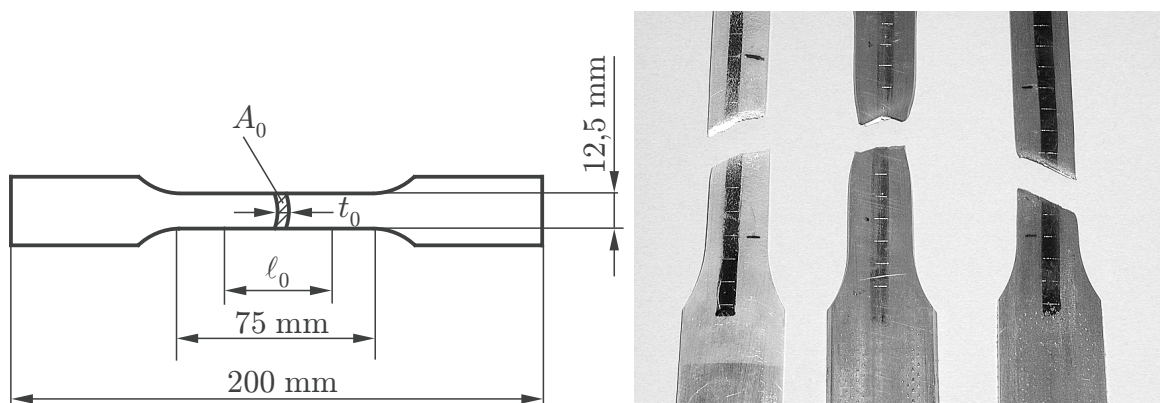


Bild 3.7: Geometrie der Zugproben nach DIN EN 10 002 Teil 1 (links) und zerstörte Zugproben (rechts) der Rohre $\varnothing 50 \times 2$ -AlMgSi0,5 F22, $\varnothing 50 \times 2,6$ -Ck35 BK und $\varnothing 50 \times 1,5$ -St35 BK von links nach rechts

Tabelle 3.3: Materialkennwerte aus den Zugversuchen

Material	Hersteller bzw. Lieferant	$\sigma_0 (R_e; R_{p0,2})$ [N/mm ²]	$\sigma_u (R_m)$ [N/mm ²]	A_5 [%]	Z [%]
AlMgSi0,5 F22 ø50x2	Alu-Point Harsum	219	244	15	ca. 37
Ck35 BK ø50x2,6	Mannesmann mhp	663	757	14	ca. 42
St35 BK ø50x1,5	Hannoverscher Röhrenhandel	672	782	10	ca. 49

Die im Folgenden beschriebenen Zugversuche sind in der Materialprüfanstalt für Werkstoffe des Maschinenwesens und Kunststoffe durchgeführt worden, die dem Institut für Werkstoffkunde der Universität Hannover angeschlossen ist. Die Ergebnisse, die Mittelwerte aus mehreren Zugversuchen darstellen, sind die in **Tabelle 3.3** zusammengefasst.

Die Brucheinschnürung Z ist nachträglich anhand der zerstörten Zugproben abgeschätzt worden; sie beschreibt entsprechend DIN EN 10002 Teil 1 die Querschnittsänderung im Einschnürungsbereich der Zugprobe und ist die größte im Zugversuch erreichte Formänderung

$$Z = \frac{A_0 - A_u}{A_0}. \quad (3.9)$$

Hierbei ist A_0 der Ausgangsquerschnitt und A_u der Querschnitt im Bruchbereich der Probe. Der lokale Umformgrad φ_Z in der Einschnürung ist demzufolge

$$\varphi_Z = \ln \frac{A_u}{A_0} = \ln(1 - Z). \quad (3.10)$$

Die Streck- bzw. Dehngrenze und die Zugfestigkeit der beiden Stahlwerkstoffe sind sehr hoch und deuten auf eine hohe Vorverfestigung und höherwertiges Material der nahtlosen Präzisionsstahlrohre hin. Die Stahlrohre sind nach der letzten Kaltverformung nicht mehr wärmebehandelt worden und sind zugblankhart (BK). Die Materialkennwerte sind wesentlich höher als die vorgeschriebenen Mindestwerte nach DIN 2391 von $R_m \geq 480 \text{ N/mm}^2$ und $A_5 \geq 6\%$ für St35. Einen Mindestwert für die Streckgrenze R_e gibt es für den Lieferzustand BK nicht.

Für das Aluminiumrohr stimmen die ermittelten Werte recht gut mit den vorgeschriebenen Werten aus DIN 1746 überein. Für Rohre aus AlMgSi0,5 F22 müssen die Dehngrenze $R_{p0,2}$ größer als 160 N/mm^2 , die Zugfestigkeit R_m größer als 215 N/mm^2 und die Bruchdehnung A_5 größer als 12% sein.

Bild 3.7 rechts zeigt die zerstörten Zugproben. Alle Proben weisen den für duktile Werkstoffe typischen 45° -Winkel zwischen der Bruchkante und der Spannungsrichtung auf. Allerdings

treten bei den Proben aus AlMgSi0,5 und St35 die 45°-Winkel in der Tangentialebene auf, während bei den Proben aus Ck35 der 45°-Winkel in einer anderen Ebene liegt.

Aufgrund der besseren Übereinstimmung mit den Nennmaterialwerten wurden viele Parametervariationen mit Aluminiumrohren aus AlMgSi0,5 F22 durchgeführt. Dabei konnte auf einen Zugversuch für jedes Rohr verzichtet werden, da die Materialeigenschaften dieser Aluminiumrohre nur wenig schwanken. Außerdem erfolgt die hier fokussierte Vorauslegung von Crashstrukturen üblicherweise bevor ein Prototyp oder ein Halbzeug existiert und eine Zugprobe gemacht werden kann.

Weitere Untersuchungen der Materialeigenschaften werden in Abschnitt 4.2.3 mit der Identifikation der Materialeigenschaften nach einer Verjüngung beschrieben. Die in der analytischen Berechnung verwendete Materialbeschreibung wird in Abschnitt 4.1.3 motiviert und dargestellt.

4 Untersuchung von Crashabsorbern unter axialer Belastung

Die wesentlichen Auslegungsgrößen für Crashabsorber sind die maximale Kraft, die oft die notwendige Triggerkraft zum Auslösen der Deformation ist, und die dissipierte Energie, die sich aus der mittleren Kraft und dem Deformationsweg ergibt. In diesem Kapitel sollen für verschiedene irreversible Crashabsorber die maximale Kraft bzw. Triggerkraft und die mittlere Kraft für die Vorauslegung anhand von analytischen Untersuchungen abgeschätzt werden. Für viele kontinuierliche Deformationsprinzipien tritt allerdings kein deutliches Kraftmaximum auf.

Die elementare Plastizitätstheorie ermöglicht eine analytische Beschreibung von Umform- und Deformationsvorgängen durch zwei Schrankenverfahren. Ein Verfahren schätzt zu einer Belastung eine konsistente Spannungsverteilung über das Gleichgewicht ab. Mit einer lokal am Angriffspunkt der äußeren Kraft bekannten Formänderungsgeschwindigkeit führt das Verfahren zu einer unteren Schranke der Deformationskraft.

Das zweite Verfahren schätzt eine konsistente Verteilung der Fließgeschwindigkeiten ab und bestimmt dann die Spannungen im Material so, dass die Fließbedingung erfüllt wird. Dieser kinematische Ansatz der elementaren Plastizitätstheorie führt zu einer oberen Schranke der Deformationskraft. Beide Ansätze können in Einzelfällen zu gleichen Ergebnissen führen und entsprechen dann der exakten Lösung [26].

Das Vorgehen der analytischen Beschreibung von Crashabsorbern soll anhand eines praktischen Beispiels, der freien Inversion, dargestellt werden. Dieses Beispiel ist von vielen Wissenschaftlern studiert worden und ermöglicht es dadurch, verschiedene Beschreibungsansätze aufzuzeigen.

4.1 Freie Inversion

4.1.1 Literatur zur freien Inversion

Die freie Inversion, auch als Umstülpen bezeichnet, ist in einer Reihe von Fahrzeugen als Energieabsorptionsprinzip der Crashabsorber eingesetzt. Die ersten Untersuchungen zur freien Inversion stammen von **Guist** und **Marble** (1966) [36]. Der kinematische Ansatz des Modells von Guist und Marble ist im **Bild 4.1** dargestellt. Das zylindrische Rohr wird demnach im Bereich von A auf einen Radius r_m gebogen und besitzt dann während der Aufweitung bis B eine konstante Krümmung. Dort wird das Rohr wieder zurückgebogen.

Das Modell hat nur den mittleren Rohrdurchmesser $D_{m0} = D_0 - t_0$ und die Wandstärke t_0 als geometrische Parameter, die mittlere Fließspannung σ_{pm} als Materialparameter und den

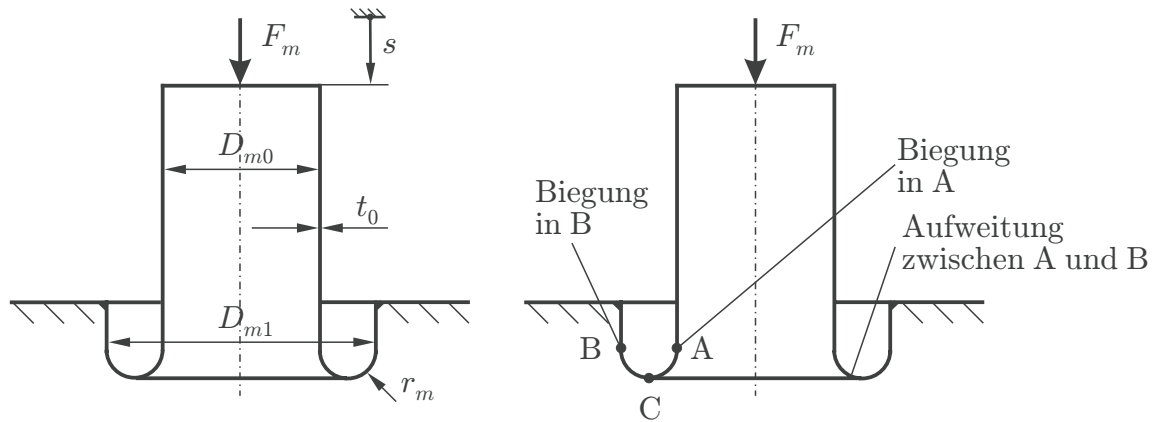


Bild 4.1: Kinematische Modellierung der Inversion und Beschreibung der Bereiche mit unterschiedlichen Deformationsarten

mittleren Biegeradius r_m als unbekanntem Parameter. Unbekannte Parameter müssen durch weitere Ansätze beschrieben oder durch empirische Untersuchungen bestimmt werden.

Von Guist und Marble wurden folgende Annahmen getroffen:

- Das Material ist starr/idealplastisch und der Einfluss des zweiachsigen Spannungszustandes auf die Fließspannung ist vernachlässigbar.
- Die Energie wird ausschließlich in der plastischen Arbeit bei der Aufweitung und den beiden Biegungen dissipiert.
- Die Änderungen sowohl der Wandstärke als auch der Rohrlänge sind vernachlässigbar.
- Die Inversion ist unabhängig von der axialen Verschiebung s . Der Enddurchmesser D_{m1} bzw. der Biegeradius r_m nehmen ein konstantes Niveau an. Der Biegeradius ist im Sinne einer minimalen oberen Schranke durch ein Minimum der dissipierten Energie definiert.
- Die Inversion besitzt ein konstantes Kraftniveau F_m .

Die Energien zur Biegung in A und B werden als gleich angenommen. Mit den mittleren Dehnungen ε_B bei der Biegung und ε_E bei der Aufweitung ergibt sich die dissipierte Energie durch das Produkt der Spannung σ_{pm} , der Dehnungen und des deformierten Volumens $A_0 s/2$ zu

$$W = \sigma_{pm}(\varepsilon_E + 2\varepsilon_B)A_0 \frac{s}{2}. \quad (4.1)$$

Hierbei ist zu beachten, dass eine Verschiebung des Kraftangriffspunktes um s nur eine Invertierung des Rohres um die Länge $\frac{s}{2}$ bewirkt, da die invertierte Seite des Rohres sich um den gleichen Betrag verlängert.

Die Dehnung ε_E aufgrund der Aufweitung berechnet sich als Verhältnis der Änderung des Umfanges zum ursprünglichen Umfang durch

$$\varepsilon_E = \frac{\pi D_{m1} - \pi D_{m0}}{\pi D_{m0}} = \frac{4r_m}{D_{m0}}. \quad (4.2)$$

Die mittlere Dehnung ε_B der Biegung setzt eine lineare Dehnungsverteilung über der Wandstärke voraus. Damit ist die mittlere Dehnung halb so groß wie die maximale Dehnung ε_{Bmax} ,

$$\varepsilon_B = \frac{1}{2}\varepsilon_{Bmax} = \frac{1}{2} \frac{(r_m + \frac{t_0}{2}) - r_m}{r_m} = \frac{t_0}{4r_m}. \quad (4.3)$$

Die Kombination der Gleichungen 4.1 bis 4.3 ergibt

$$W = \sigma_{pm} \left(\frac{4r_m}{D_{m0}} + 2 \frac{t_0}{4r_m} \right) A_0 \frac{s}{2}. \quad (4.4)$$

Die Arbeit der äußeren Kraft F_m entspricht der durch plastische Deformation dissipierten Energie W . Damit ergibt sich unter Verwendung des Querschnitts $A_0 = \pi D_{m0} t_0$ dünnwandiger Rohre

$$F_m = \frac{W}{s} = \sigma_{pm} \left(2\pi r_m t_0 + \frac{\pi D_{m0} t_0^2}{4 r_m} \right). \quad (4.5)$$

Die Lösung für die mittlere axiale Kraft F_m beinhaltet allerdings noch den unbekanntem geometrischen Parameter r_m . Die Gleichung 4.5 zeigt die lineare Abhängigkeit der durch Aufweitung dissipierten Energie von dem Biegeradius r_m und die umgekehrt proportionale Abhängigkeit der durch Biegung dissipierten Energie. Daher hat für einen bestimmten Biegeradius die dissipierte Energie ein Minimum. Entsprechend der oben beschriebenen Annahmen stellt sich dieser Biegeradius automatisch ein. Er liefert die kleinste obere Schranke für die dissipierte Energie und damit die beste Näherung. Das Minimum lässt sich dadurch berechnen, dass die partielle Ableitung der dissipierten Energie nach dem Radius r_m Null ist,

$$\frac{\partial W}{\partial r_m} = 0 \quad \Rightarrow \quad r_m = \sqrt{\frac{D_{m0} t_0}{8}}. \quad (4.6)$$

Wird diese Lösung in Gleichung 4.5 eingesetzt, ergibt sich die gewünschte Abhängigkeit der Deformationskraft von den geometrischen Parametern und dem Materialparameter

$$F_m = \sqrt{2\pi} \sigma_{pm} D_{m0}^{\frac{1}{2}} t_0^{\frac{3}{2}}. \quad (4.7)$$

Angelehnt an die Lösung von Guist und Marble hat **Kinhead** (1983) [51] einen erweiterten Ansatz erarbeitet. Anstelle der oben bestimmten Dehnungen wurde hier der Ansatz der effektiven Dehnung $\bar{\varepsilon}$ mit den drei Hauptdehnungen ε_1 , ε_2 und ε_3

$$\bar{\varepsilon} = \sqrt{\frac{2}{9} ((\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_1)^2)} \quad (4.8)$$

verwendet. Weiterhin wurden die Umformgrade $\bar{\varphi}$ für die Aufweitung und die Biegung und zum Vergleich die Dehnungen $\bar{\varepsilon}$ verwendet. Dieser Ansatz liefert für die Aufweitung mit $\varepsilon_1 = 4r_m/D_{m0}$, $\varepsilon_2 = -\varepsilon_1$ und $\varepsilon_3 = 0$

$$\bar{\varphi}_E = \frac{2}{\sqrt{3}} \ln\left(1 + 4\frac{r_m}{D_{m0}}\right) \quad \text{bzw.} \quad \bar{\varepsilon}_E = \frac{8}{\sqrt{3}} \frac{r_m}{D_{m0}}. \quad (4.9)$$

Für die Biegung ermittelt Kinthead

$$\bar{\varphi}_B = \frac{2}{\sqrt{3}} \ln\left(1 + \frac{t_0}{4r_m}\right) \quad \text{bzw.} \quad \bar{\varepsilon}_B = \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{t_0}{4r_m}. \quad (4.10)$$

Weiterhin berücksichtigt Kinthead zwei weitere Energieanteile. Zum einen wird das Rohr vom Radius D_{m0} zwischen A und C auf einen unendlichen Radius aufgebogen und anschließend zwischen C und B zu einem Radius D_{m1} zusammengebogen. Außerdem wird berücksichtigt, dass jedes Element des Rohres während des Prozesses um 180° verdreht wird. Unter Verwendung der technischen Dehnungen $\bar{\varepsilon}$ und einer Näherung des Biegeradius, die der Lösung von Guist und Marble gleicht, ergibt sich nach Kinthead für die Deformationskraft

$$F_m = \frac{\pi}{\sqrt{3}} \sigma_{pm} \left(2\sqrt{2} D_{m0}^{\frac{1}{2}} t_0^{\frac{3}{2}} + t_0^2 \frac{D_{m0} + \sqrt{2D_{m0}t_0} + \frac{t_0}{2}}{D_{m0} + \sqrt{2D_{m0}t_0}} + \frac{\pi}{2} t_0^2 \right). \quad (4.11)$$

Bis auf die Abweichungen durch die Verwendung der effektiven Dehnung entspricht der erste Summand der Lösung von Guist und Marble in Gleichung 4.7. Die effektive Dehnung verursacht bei einem ebenen Dehnungszustand durch den Faktor $2/\sqrt{3}$ eine Abweichung von 15%.

Reddy (1992) [88] hat ebenfalls eine analytische Beschreibung der freien Inversion vorgeschlagen. Abweichend von den vorhergehenden Beschreibungen verwendet er ein starr/plastisches Materialverhalten mit linearer Verfestigung entsprechend

$$\sigma_p = \sigma_0 + b_p \varepsilon. \quad (4.12)$$

Außerdem berücksichtigt Reddy, dass beim Verformen und Rückverformen der Bauschinger-Effekt auftritt und damit beim Rückverformen die Fließspannung wesentlich kleiner ist, siehe **Bild 4.2 links**. Die Wandstärke t_0 wird als konstant angenommen, $d\varphi_t = 0$, und die Rohrlänge ℓ wird durch die Aufweitung kleiner. Aus der Volumenkonstanz beim plastischen Verformen resultiert $d\varphi_V = -d\varphi_\ell$. Dies soll zu einer Geschwindigkeit $v/2$ im Punkt A und einer kleineren Geschwindigkeit $v/2 D_{m0}/(D_{m0} + 4r_m)$ im Punkt B führen. Wie im nächsten Abschnitt gezeigt wird, handelt es sich nicht um eine konsistente Geschwindigkeitsverteilung.

Im Bereich A, dem Einlauf in die Umformzone, tritt eine lokale Biegedeformation auf. Die Biegeachse ist dabei für jeden Punkt anders orientiert und zeigt jeweils in Umfangsrichtung. Zur Bestimmung der notwendigen Energie zur Biegung ist es möglich, anstelle einer derartigen Biegung eines Rohres die Biegung eines Bleches gleicher Wandstärke und der Breite πD_{m0}

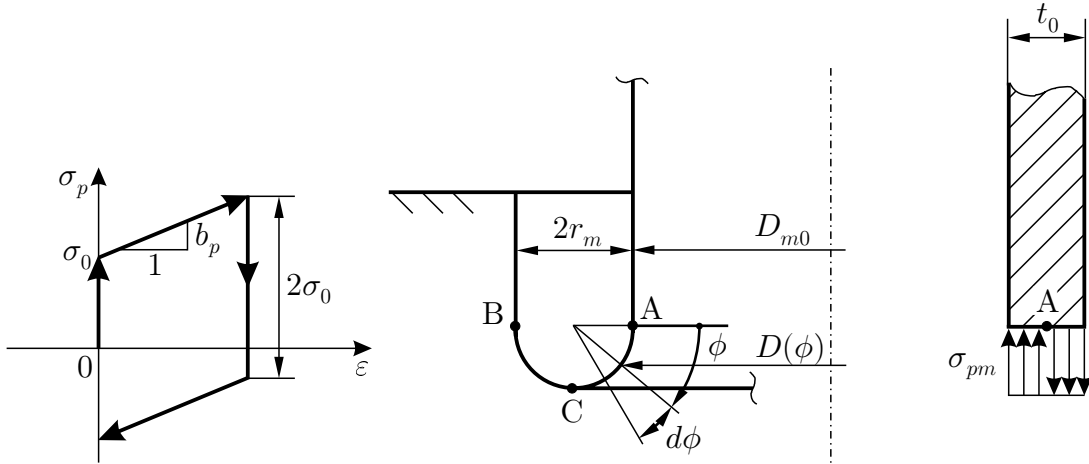


Bild 4.2: Materialbeschreibung mit linearer Verfestigung und Bauschinger-Effekt (links), Beschreibung der Durchmesserzunahme (mitte) und der idealisierten Normalspannungen aufgrund der Biegedeformation in A (rechts) nach Reddy

entsprechend dem Rohrumfang zu betrachten. Das plastische Biegemoment M_A ergibt sich nach **Bild 4.2 rechts** mit der mittleren Dehnung $\varepsilon_B = t_0/4r_m$ zu

$$M_A = \left(\sigma_0 + b_p \frac{t_0}{4r_m}\right) \frac{t_0^2}{4} \pi D_{m0}. \quad (4.13)$$

Die Energiedissipationsrate \dot{W}_A beträgt dann mit der Winkelgeschwindigkeit $\dot{\phi}_A$

$$\dot{W}_A = M_A \dot{\phi}_A = M_A \frac{v_0}{r_m}. \quad (4.14)$$

Mit Berücksichtigung des Bauschinger-Effektes ist das Biegemoment M_B für die Biegung im Bereich B

$$M_B = \left(\sigma_0 - b_p \frac{t_0}{4r_m}\right) \frac{t_0^2}{4} \pi (D_{m0} + 4r_m). \quad (4.15)$$

Bei Beachtung der geringeren Geschwindigkeit im Punkt B bestimmt sich die Energiedissipationsrate \dot{W}_B zu

$$\dot{W}_B = M_B \dot{\phi}_B = M_B \frac{v_0 \frac{D_{m0}}{2} \frac{D_{m0} + 4r_m}{r_m}}{r_m}. \quad (4.16)$$

Der Einfluss des größeren Durchmessers und der kleineren Deformationsgeschwindigkeit heben sich gegenseitig auf. Das Gleiche gilt für die Verfestigung und den Bauschinger-Effekt. Die gesamte Energiedissipationsrate für die Biegung lautet somit

$$\dot{W}_A + \dot{W}_B = \frac{\pi}{2} \sigma_0 t_0^2 D_{m0} \frac{v_0}{r_m}. \quad (4.17)$$

Die Beschreibung der Durchmesserzunahme erfolgt bei Reddy durch die Betrachtung eines Elementes der Länge $r_m d\phi$ bei dem Winkel ϕ entsprechend **Bild 4.2 mitte**. Der differentielle Umformgrad ergibt sich zu

$$d\varphi(\phi) = \frac{dD}{D} = \frac{2r_m \sin \phi d\phi}{D_{m0} + 2r_m - 2r_m \cos \phi}. \quad (4.18)$$

Der effektive Umformgrad $\bar{\varphi}$ ist entsprechend Gleichung (4.8) um den Faktor $\frac{2}{\sqrt{3}}$ größer. Die Energiedissipationsrate ergibt sich aus $d\dot{W} = \sigma_p d\bar{\varphi} d\dot{V}$ durch Integration zu

$$\dot{W}_E = \frac{2}{\sqrt{3}} \pi \sigma_0 D_{m0} t_0 \frac{v_0}{2} \left(\ln\left(1 + \frac{4r_m}{D_{m0}}\right) + \frac{b_p}{2\sigma_0} \ln^2\left(1 + \frac{4r_m}{D_{m0}}\right) \right). \quad (4.19)$$

Die mittlere Deformationskraft ist

$$F_m = \frac{\dot{W}}{v_0} = \pi \sigma_0 D_{m0} t_0 \left[\frac{t_0}{4r_m} + \frac{1}{\sqrt{3}} \ln\left(1 + \frac{4r_m}{D_{m0}}\right) \left(1 + \frac{b_p}{2\sigma_0} \ln\left(1 + \frac{4r_m}{D_{m0}}\right)\right) \right]. \quad (4.20)$$

Die Bestimmung des Biegeradius r_m durch das Minimum der dissipierten Energie führt in diesem Fall zu einer nur numerisch lösbaren Gleichung. Die Vereinfachung der Beschreibung durch die Annahme eines idealplastischen Materials ($b_p = 0$, $\sigma_0 = \sigma_{pm}$) und die Verwendung der Dehnungen ε anstelle des effektiven Umformgrades $\bar{\varphi}$ führt auf die gleichen Ergebnisse wie bei Guist und Marble in Gleichung 4.7.

Al Hassani, Johnson und Lowe (1972) [10] beschreiben die freie Inversion mit effektiven Umformgraden und einem Parabelansatz für die Fließspannung,

$$k_f = b_p (c_p + \bar{\varphi})^n. \quad (4.21)$$

Damit ergeben sich die Energieanteile W_B der Biegung und W_E der Aufweitung zu

$$W_B = \frac{\pi D_{m0} t_0 b_p}{n+1} \left[c_p + \frac{2}{\sqrt{3}} \ln\left(1 + \frac{t_0}{2r_m}\right) \right]^{n+1} s, \quad (4.22)$$

$$W_E = \frac{\pi D_{m0} t_0 b_p}{n+1} \left[c_p + \frac{2}{\sqrt{3}} \ln\left(1 + \frac{4r_m}{D_{m0}}\right) \right]^{n+1} s. \quad (4.23)$$

Aus dem Minimum der dissipierten Energie bezüglich des Biegeradius r_m berechnet sich der gleiche Wert wie in Gleichung (4.6) von Guist und Marble. Für die mittlere Deformationskraft gilt dann

$$F_m = \frac{2\pi D_{m0} t_0 b_p}{n+1} \left[c_p + \frac{2}{\sqrt{3}} \ln\left(1 + \sqrt{\frac{2t_0}{D_{m0}}}\right) \right]^{n+1}. \quad (4.24)$$

4.1.2 Bewertung der Literatur

Guist und Marble verwenden nicht konsistente Deformationsannahmen, da der Durchmesser zunimmt und sowohl die Wandstärke als auch die Länge als konstant angenommen werden. Die dadurch auftretende Volumenzunahme steht im Widerspruch zur elementaren Plastizitätstheorie. Kinkead benutzt ebenfalls diese nicht konsistente Annahme. Reddy berücksichtigt die Volumenkonstanz durch eine kleinere Geschwindigkeit im Punkt B. Die Summe der Deformationsgeschwindigkeiten in den Punkten A und B ergibt jedoch nicht die Geschwindigkeit des Kraftangriffspunktes. Es handelt sich hierbei um eine nicht konsistente und damit nicht zulässige Geschwindigkeitsverteilung. Die **Tabelle 4.1** stellt die verschiedenen Ansätze noch einmal gegenüber.

Tabelle 4.1: Vergleich der Ansätze zur Beschreibung der Deformationen

	Guist, Marble	Kinhead	Reddy	Al Hassani	Verwendetes Modell
Dehnung	$\varepsilon = \frac{\Delta\ell}{\ell}$	$\bar{\varepsilon}, \bar{\varphi}$	$\varepsilon, \bar{\varphi}$	$\bar{\varphi}$	$\varphi \approx \frac{\Delta\ell}{\ell_m}$
Bauschinger-Effekt	Nein	Nein	Ja	Nein	Nein
Spannungen	Konstant: $\sigma = \frac{F}{A_0},$ $\sigma = \sigma_{pm}$	Konstant: $\sigma = \sigma_{pm}$	Funktion: $\sigma_p = \sigma_0 + b_p\varepsilon$	Funktion: k_f $= b_p(c_p + \bar{\varphi})^n$	Konstant: $k_{fm} = \frac{F}{A},$ $k_{fm} \approx \sigma_{pm}$
Energie- anteile	Biegung, Aufweitung	Biegung, Aufweitung, zwei weitere Anteile	Biegung, Aufweitung	Biegung, Aufweitung	Biegung, Aufweitung
Ansatz	$W = \sigma\varepsilon V$	$W = \sigma\bar{\varphi}V,$ $W = \sigma\bar{\varepsilon}V$	$\dot{W} = M\dot{\phi},$ $d\dot{W} = \sigma d\bar{\varphi}d\dot{V}$	W $= V \int k_f d\bar{\varphi}$	$W = M\phi,$ $W = Fu$

4.1.3 Überarbeiteter Beschreibungsansatz

Für die weitere Untersuchung der verschiedenen Deformationsprinzipien muss das Verfahren dem Untersuchungsziel angepasst werden. Hauptziel dieser Arbeit ist das Aufzeigen und exemplarische Anwenden von analytischen Verfahren zur Vorauslegung von Crashabsorbern, siehe Abschnitt 1.4. Zum Zeitpunkt der Vorauslegung eines Crashabsorbers geht die Kenntnis des Materials zumeist nicht über die Ergebnisse eines Zugversuches in Form der Streckgrenze und der Zugfestigkeit hinaus, so dass als Materialbeschreibung nur eine konstante Fließspannung angenommen werden kann. Hierbei wird im Gegensatz zu Guist und Marble [36] allerdings nicht die auf den Anfangsquerschnitt bezogene Spannung sondern die Fließspannung, die sich auf den wahren Querschnitt bezieht, als konstant angenommen. Der Bauschinger-Effekt besitzt in der Gesamtenergiebilanz eher eine untergeordnete Rolle, so dass er für die Vorauslegung vernachlässigbar erscheint. Die mittlere Fließspannung kann bei bekannter Fließkurve durch

$$k_{fm} = \frac{1}{\varphi_{max} - \varphi_0} \int_{\varphi_0}^{\varphi_{max}} k_f(\varphi) d\varphi \quad (4.25)$$

bestimmt werden. Da die hier verwendeten Rohre stark vorverfestigt sind und dadurch nur noch eine geringe Verfestigung zeigen, kann als einfache Näherung für die Fließspannung

$$k_{fm} \approx \sigma_{pm} = \frac{\sigma_0 + \sigma_u}{2} \quad (4.26)$$

verwendet werden [34]. Der Ansatz besitzt den Vorteil, dass alle notwendigen Materialparameter für die Bestimmung der mittleren Fließspannung aus dem Zugversuch oder aus Tabellenwerken entnommen werden können. Das kommt den Kenntnissen bei der Vorauslegung entgegen.

Die analytischen Beschreibungen gehen davon aus, dass die einzelnen Deformationsanteile entkoppelt ablaufen und als ebene Umformvorgänge beschreibbar sind.

Wird das Volumen V mit dem konstanten Umformgrad φ umgeformt, so folgt für die dissipierte Energie $W = k_{fm}\varphi V$. Guist und Marble verwenden für den Umformgrad φ die Näherung ε und für die Fließspannung k_{fm} die Spannung σ als Näherung und erhalten

$$W = k_{fm}\varphi V \approx \sigma\varepsilon V. \quad (4.27)$$

Die eigenen Untersuchungen erfolgen mit einer anderen Näherung. Der Abbruch der Reihenentwicklung der Funktion $\ln x$ nach dem ersten Glied liefert $\ln x \approx 2\frac{x-1}{x+1}$. Wird als Argument der Logarithmusfunktion $(1 + \varepsilon)$ eingesetzt, bestimmt sich eine Näherung des Umformgrads zu

$$\varphi = \ln(1 + \varepsilon) \approx \varepsilon \frac{1}{1 + \varepsilon/2} = \frac{\Delta\ell}{\ell + \Delta\ell/2} = \frac{\Delta\ell}{\ell_m}. \quad (4.28)$$

Die Näherung des Umformgrads durch die auf die mittlere Länge ℓ_m bezogene Längenänderung $\Delta\ell$ liefert eine sehr gute Näherung mit vernachlässigbarer Abweichung im Bereich $0 \leq \varphi \leq 0,5$ der untersuchten Umformgrade. Mit der gezeigten Näherung und $V = A_m\ell_m$ liefert die Energieberechnung die Näherung

$$W = k_{fm}A_m\ell_m\varphi \approx k_{fm}A_m\ell_m \frac{\Delta\ell}{\ell_m} = k_{fm}A_m\Delta\ell. \quad (4.29)$$

Wird beispielsweise die Arbeit zur Aufweitung eines Rohres mit der Änderung $\Delta\ell = u$ des Umfanges betrachtet und ändert sich die Bezugsfläche von A_0 zu A_1 so bestimmt sich die Näherung der dissipierten Energie mit Gleichung 4.26 zu

$$W \approx k_{fm}A_m\Delta\ell \approx \sigma_{pm} \frac{A_0 + A_1}{2} u. \quad (4.30)$$

Bei einer Biegedeformation mit dem Biegemoment M und dem Biegewinkel ϕ lässt sich eine Näherung der Energiedissipation W nach [88] zu

$$W \approx M\phi \quad (4.31)$$

angeben. Dieser überarbeitete Beschreibungsansatz wird im Folgenden verwendet und ist in **Tabelle 4.1** zum Vergleich dargestellt. Das Vorgehen der analytischen Beschreibung anhand des kinematischen Ansatzes der Plastizitätstheorie beruht dabei immer auf einem konsistenten kinematischen Modell der Deformation. Darauf aufbauend wird die Gesamtenergie durch die einzelnen Anteile bestimmt. Nachdem die unbekannt Parameter bestimmt wurden, ergibt sich die mittlere Kraft aus der Division der Gesamtenergie durch die Verschiebung der äußeren Kraft. Die Vorgehensweise wird nachfolgend anhand verschiedener Deformationsprinzipien angewendet.

4.1.4 Eigene Untersuchung der freien Inversion

Im Gegensatz zu Guist, Marbel [36] und Kinthead [51] werden im Folgenden konsistente Deformationsannahmen getroffen. Die Zunahme des Durchmessers bei konstanter Wandstärke und Länge führt zu einer Verletzung der Bedingung der Volumenkonstanz. Die folgende Beschreibung erfüllt diese Anforderung durch die Annahme einer konsistenten Änderung der Rohrlänge. Die weiteren Annahmen entsprechen denen von Guist und Marbel [36], siehe Abschnitt 4.1.1.

Durch die während der Deformation konstante Deformationszone muss das Volumen, das in diese Deformationszone hineinläuft, gleich dem Volumen sein, das am Austritt aus der Deformationszone hinausläuft,

$$\pi D_{m0} t_0 s_A = \pi D_{m1} t_0 s_B. \quad (4.32)$$

Außerdem muss sich die Verschiebung s der äußeren Kraft aus der Verschiebung s_B des Punktes B und der Verschiebung s_A des Materials relativ zum bewegten Punkt A zusammensetzen. Dies wurde von Reddy nicht beachtet. Hierbei bewegen sich die Punkte A und B mit \dot{s}_B nach unten und s_A wird im mitbewegten Koordinatensystem bestimmt, siehe **Bild 4.3**,

$$s = s_A + s_B. \quad (4.33)$$

Daraus ergeben sich die Verschiebungen zu

$$s_A = s \frac{D_{m0} + 4r_m}{2D_{m0} + 4r_m}, \quad (4.34)$$

$$s_B = s \frac{D_{m0}}{2D_{m0} + 4r_m}.$$

Das notwendige Biegemoment M_A am Eintritt in die Deformationszone am Punkt A ist

$$M_A = \frac{\pi}{4} \sigma_{pm} D_{m0} t_0^2. \quad (4.35)$$

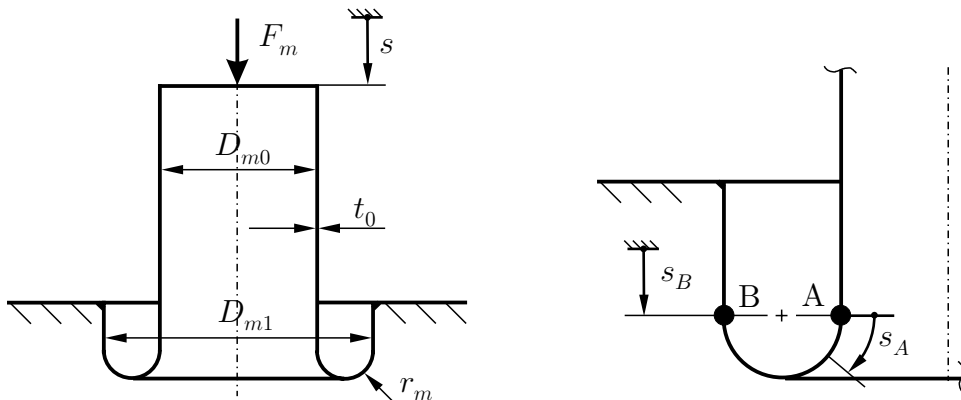


Bild 4.3: Kinematische Modellierung der Inversion und Beschreibung der Verschiebung s_B sowie der Bogenlänge s_A

Der Biegewinkel ϕ_A berechnet sich zu

$$\phi_A = \frac{s_A}{r_m}. \quad (4.36)$$

Die dissipierte Energie W_A durch die Biegung am Eintritt ist

$$W_A = M_A \phi_A = \frac{\pi}{4} \sigma_{pm} D_{m0} t_0^2 \frac{s_A}{r_m}. \quad (4.37)$$

Das notwendige Biegemoment M_B am Austritt der Deformationszone am Punkt B ist

$$M_B = \frac{\pi}{4} \sigma_{pm} D_{m1} t_0^2. \quad (4.38)$$

Der Biegewinkel ϕ_B berechnet sich zu

$$\phi_B = \frac{s_B}{r_m}. \quad (4.39)$$

Daraus ergibt sich die dissipierte Energie W_B durch die Biegung am Austritt zu

$$W_B = M_B \phi_B = \frac{\pi}{4} \sigma_{pm} D_{m1} t_0^2 \frac{s_B}{r_m}. \quad (4.40)$$

Die Deformationskraft F zum Aufweiten eines Rohrsegmentes ist

$$F = \sigma_{pm} A. \quad (4.41)$$

Während der Deformation ändert sich die Bezugsfläche A von

$$\begin{aligned} A_A &= t_0 s_A \quad \text{zu} \\ A_B &= t_0 s_B. \end{aligned} \quad (4.42)$$

Die Deformationskraft

$$F = \sigma_{pm} t_0 \frac{s_A + s_B}{2} = \sigma_{pm} t_0 \frac{s}{2} \quad (4.43)$$

bezieht sich auf die mittlere Bezugsfläche A_m . Die Zunahme u des Umfanges beträgt

$$u = \pi(D_{m1} - D_{m0}) = 4\pi r_m. \quad (4.44)$$

Dieses ermöglicht die Berechnung der dissipierten Energie W_E aufgrund der Aufweitung zu

$$W_E = F u = 2\pi \sigma_{pm} t_0 r_m s. \quad (4.45)$$

Die gesamte dissipierte Energie W bestimmt sich aus der Summe der drei Energieanteile W_A , W_B und W_E ,

$$W = \pi \sigma_{pm} \left[\frac{t_0^2 D_{m0}}{4r_m} \left(1 + \frac{2r_m}{D_{m0} + 2r_m} \right) + 2r_m t_0 \right] s. \quad (4.46)$$

Für die mittlere Kraft F_m ergibt sich

$$F_m = \pi \sigma_{pm} \left[\frac{t_0^2 D_{m0}}{4r_m} \left(1 + \frac{2r_m}{D_{m0} + 2r_m} \right) + 2r_m t_0 \right]. \quad (4.47)$$

Die dissipierte Energie beinhaltet den unbekanntem Biegeradius r_m , der sich aus dem Minimum der dissipierten Energie abschätzen lässt zu

$$\frac{\partial W}{\partial r_m} = 0 \Rightarrow 32r_m^4 + 32D_{m0}r_m^3 + (8D_{m0}^2 - 8D_{m0}t_0)r_m^2 - 4D_{m0}^2t_0r_m - D_{m0}^3t_0 = 0. \quad (4.48)$$

Diese Gleichung besitzt die vier Lösungen

$$r_{m,1..4} = -\frac{1}{4}D_{m0} \pm \frac{1}{4}\sqrt{D_{m0}^2 + 2t_0D_{m0} \pm 2D_{m0}\sqrt{t_0^2 + 2t_0D_{m0}}}, \quad (4.49)$$

von denen drei immer negativ sind und nur die Lösung

$$r_m = -\frac{1}{4}D_{m0} + \frac{1}{4}\sqrt{D_{m0}^2 + 2t_0D_{m0} + 2D_{m0}\sqrt{t_0^2 + 2t_0D_{m0}}} \quad (4.50)$$

einen positiven Biegeradius ergibt. Aus Grenzwertbetrachtungen für sehr kleine und sehr große Biegeradien kann nachgewiesen werden, dass es sich bei dem berechneten Extremwert um ein Minimum der dissipierten Energie handeln muss. Der berechnete Biegeradius weicht in **Tabelle 4.2** nur unwesentlich von dem Minimum nach Guist und Marbel [36] aus Gleichung 4.6 ab. Die berechneten mittleren Deformationskräfte sind etwas größer.

Der Vergleich mit experimentellen Ergebnissen in **Tabelle 4.2** ergibt eine gute Übereinstimmung zwischen den gemessenen mittleren Kräften F_m und den analytisch bestimmten Werten. Größere Abweichungen treten bei den Biegeradien r_m auf. Da der Einfluss des Biegeradius auf die dissipierte Energie im Bereich des Minimums der dissipierten Energie bezüglich des Biegeradius klein ist, hat diese Abweichung kaum Einfluss auf die dissipierte Energie und die mittleren Kräfte.

Tabelle 4.2: Ergebnisse der freien Inversion für 3 verschiedene Inversionsrohre aus drei unterschiedlichen Werkstoffen (*: nach Herstellerangaben)

Werkstoff	Parameter			Messung		Rechnung Guist, Marbel		Rechnung Gl. 4.47, 4.50	
	t_0 [mm]	D_0 [mm]	σ_{pm} [N/mm ²]	r_m [mm]	F_m [kN]	r_m [mm]	F_m [kN]	r_m [mm]	F_m [kN]
Aluminium AlMgSi0,5	1	48	232	1,75	7,5	2,42	7,06	2,43	7,39
Stahl St 35	1,5	50	727	2,0	43	3,02	41,30	3,03	43,59
Stahl St 52	1,8	39,5	630 *	2,3	50	2,91	41,48	2,94	44,26

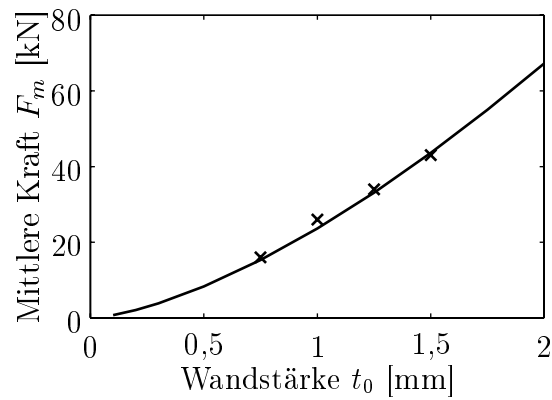


Bild 4.4: Mittlere Deformationskraft bei Inversion in Abhängigkeit der Wandstärke t_0 ; die Proben sind durch Abdrehen von Rohren $\varnothing 50 \times 1,5$ -St35 hergestellt (\times : Messung, —: Rechnung)

Auch die Parametervariation der Wandstärke t_0 in **Bild 4.4** zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung für die mittlere Kraft F_m . Die verschiedenen Wandstärken wurden durch Abdrehen von Rohren $\varnothing 50 \times 1,5$ -St35 hergestellt. Durch die Verwendung des gleichen Halbzeuges sind Unterschiede in den einzelnen Materialverhalten vernachlässigbar.

4.2 Untersuchung der Verjüngung

Nachdem anhand der Inversion das Vorgehen der kinematischen Modellierung der Plastizitätstheorie aufgezeigt wurde, soll anhand der Verjüngung das Modell auf Deformationsvorgänge mit Reibung erweitert werden. Das Verjüngen ist in der Umformtechnik als Durchdrückverfahren nach DIN 8583 bekannt und wird zum Bearbeiten von Rohrenden verwendet. Albert [8], Haarscheid [39] und Ebertshäuser [32] haben sich mit dem Verjüngen beschäftigt. In der Umformtechnik liegt der Betrachtungsschwerpunkt allerdings im Erreichen einer genauen Endform, hier speziell des verjüngten Durchmessers, sowie dem Vermeiden von Oberflächenschäden wie Abrieb im Kontakt oder Riffelbildung.

Nach der Herleitung einer analytischen Beschreibung für die Verjüngung wird anhand einer großen Zahl von Versuchsergebnissen der Einfluss aller geometrischen Parameter überprüft. Die Materialparameter, Fließspannung und Gleitreibungszahl, sind besonders bei der Verwendung neuer Materialien nicht genau bekannt. Hierfür soll die Möglichkeit der Parameteridentifikation anhand von ersten Versuchsergebnissen aufgezeigt werden. Der Einfluss des Reibwertes wird anschließend durch die Variation des Schmiermittels und durch die Messung der Normal- und Reibkraft in der Matrize untersucht.

4.2.1 Analytische Beschreibung

Das kinematische Modell der Verjüngung ist im **Bild 4.5** dargestellt. Es treten Biegungen in den Bereichen A und B auf. Zwischen A und B wird das Rohr im Durchmesser reduziert. Außerdem wird durch die Reibung im Kontakt zwischen Rohr und Matrize Energie dissipiert.

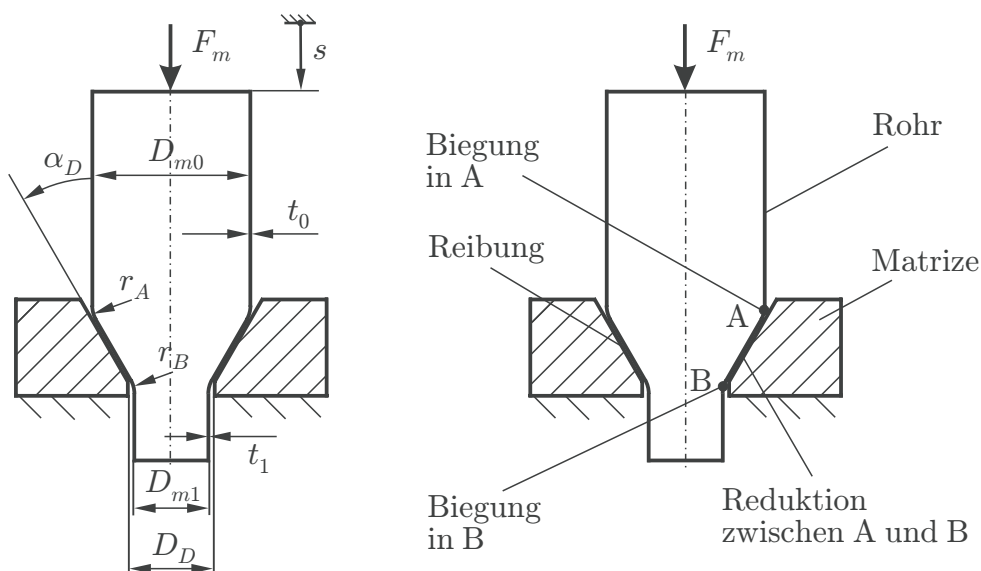


Bild 4.5: Kinematische Modellierung der Verjüngung und Beschreibung der Anteile der Energie-dissipation

Das Biegemoment im Deformationsbereich A ist

$$M_A = \frac{\pi}{4} \sigma_{pm} D_{m0} t_0^2. \quad (4.51)$$

Der Biegewinkel ϕ_A berechnet sich zu

$$\phi_A = \frac{s}{r_A}. \quad (4.52)$$

Daraus ergibt sich die dissipierte Energie W_A durch das Biegen und Rückbiegen am Eintritt zu

$$W_A = 2M_A \phi_A = \frac{\pi}{2} \sigma_{pm} \frac{D_{m0} t_0^2}{r_A} s. \quad (4.53)$$

Das notwendige Biegemoment M_B am Austritt der Deformationszone am Punkt B ist

$$M_B = \frac{\pi}{4} \sigma_{pm} D_{m1} t_1^2. \quad (4.54)$$

Analog entsteht mit dem Biegewinkel $\phi_B = \frac{s}{r_B}$ die Gleichung für die dissipierte Energie W_B durch das Biegen und Rückbiegen am Austritt zu

$$W_B = 2M_B \phi_B = \frac{\pi}{2} \sigma_{pm} \frac{D_{m1} t_1^2}{r_B} s. \quad (4.55)$$

Die Deformationskraft F zum Reduzieren eines Rohrsegmentes der Länge s ist

$$F = \sigma_{pm} A. \quad (4.56)$$

Während der Deformation ändert sich die Bezugsfläche A von

$$A_A = t_0 s \quad \text{auf} \quad A_B = t_1 s. \quad (4.57)$$

Die Deformationskraft

$$F = \sigma_{pm} \frac{t_0 + t_1}{2} s \quad (4.58)$$

bezieht sich auf die mittlere Bezugsfläche. Die Abnahme des Umfanges beträgt

$$u = \pi(D_{m0} - D_{m1}). \quad (4.59)$$

Die Gleichungen 4.58 und 4.59 ermöglichen die Berechnung der dissipierten Energie W_E aufgrund der Reduktion zu

$$W_E = F u = \pi \sigma_{pm} (D_{m0} - D_{m1}) \frac{t_0 + t_1}{2} s. \quad (4.60)$$

Neben der plastischen Deformationsarbeit tritt in diesem Beispiel auch Reibung zwischen Matrize und Rohr auf. Um die Reibarbeit W_R bestimmen zu können, sind die durch die Reibung verursachten Schubspannungen τ in der Matrize notwendig. Hierbei wird eine konstante Verteilung der Normalspannungen σ_N vom Matrizeneintritt bis zum Matrizenaustritt

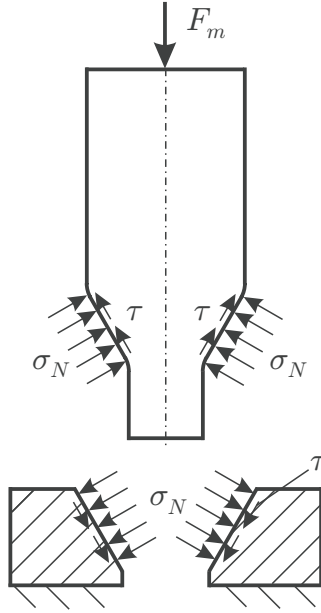


Bild 4.6: Spannungen zwischen Rohr und Matrize beim Verjüngen

unter Vernachlässigung des Einlaufradius r_A angenommen, siehe **Bild 4.6**. Bei einer kegelförmigen Matrize und Annahme des Coulombschen Reibgesetzes mit dem Reibwert μ hat die wahre Verteilung keinen Einfluss auf die Reibenergie. Die Deformationskraft F_m stützt sich komplett in der Matrize ab, daraus ergibt sich

$$F_m = \int_{\text{Matrize}} (\sigma_N \sin \alpha_D + \tau \cos \alpha_D) dA, \quad (4.61)$$

$$\sigma_N = \frac{4}{\pi} F_m \frac{\sin \alpha_D}{\sin \alpha_D + \mu \cos \alpha_D} \frac{1}{D_0^2 - D_D^2}, \quad (4.61)$$

$$\tau = \mu \sigma_N. \quad (4.62)$$

Die durch Reibung dissipierte Energie W_R bestimmt sich zu

$$W_R = \int_{\text{Matrize}} \tau s dA = F_m \frac{\mu}{\sin \alpha_D + \mu \cos \alpha_D} s. \quad (4.63)$$

Mit den vier ermittelten Energieanteilen kann die Gesamtenergie W bestimmt werden,

$$\begin{aligned} W &= W_A + W_B + W_E + W_R \\ &= \pi \sigma_{pm} \left(\frac{D_{m0} t_0^2}{2r_A} + \frac{D_{m1} t_1^2}{2r_B} + (D_{m0} - D_{m1}) \frac{t_0 + t_1}{2} \right) s + \frac{\mu}{\sin \alpha_D + \mu \cos \alpha_D} F_m s. \end{aligned} \quad (4.64)$$

Die mittlere Deformationskraft F_m ist

$$F_m = \frac{W}{s} = \frac{\pi \sigma_{pm}}{1 - \frac{\mu}{\sin \alpha_D + \mu \cos \alpha_D}} \left(\frac{D_{m0} t_0^2}{2r_A} + \frac{D_{m1} t_1^2}{2r_B} + (D_{m0} - D_{m1}) \frac{t_0 + t_1}{2} \right). \quad (4.65)$$

Um die Lösung anwenden zu können, werden noch die vier unbekannt Parameter D_{m1} , t_1 , r_A und r_B benötigt. Aus der Volumenkonstanz und der Annahme einer konstanten Rohrlänge

ergibt sich die Rohrwandstärke t_1 nach der Deformation zu

$$t_1 = t_0 \frac{D_{m0}}{D_{m1}} \approx t_0 \frac{D_0}{D_D}. \quad (4.66)$$

Als Näherung wird in Gleichung 4.66 der Enddurchmesser durch den Matrizendurchmesser ersetzt und bei dünnwandigen Rohren werden für die Mittendurchmesser die Außendurchmesser verwendet. Der verjüngte Rohrdurchmesser D_{m1} ergibt sich aus der Geometrie zu

$$D_{m1} = D_D - t_1 - 2r_B(1 - \cos \alpha_D). \quad (4.67)$$

Der auf die Rohrwandmitte bezogene Biegeradius am Matrizenauslauf kann durch die Bestimmung des Minimums der dissipierten Energie in Bezug auf diesen Parameter ermittelt werden,

$$\frac{\partial W}{\partial r_B} = 0 \Rightarrow r_B = \sqrt{\frac{(D_D - t_1)t_1^2}{2(1 - \cos \alpha_D)(t_0 + t_1)}}. \quad (4.68)$$

Dieser berechnete Biegeradius führt auf die kleinste obere Schranke für die Verjüngung im reibungsfreien Fall. Unter Reibungseinfluss ist der Schrankensatz allerdings nicht mehr sicher erfüllt.

Der Biegeradius r_A am Matrizeneinlauf ist aus einem Minimum der dissipierten Energie nicht zu bestimmen, da dieser nur in einem Summanden auftritt und damit kein lokales Minimum, sondern nur ein Extremwert für unendlich große Werte r_A erreicht wird. Als Näherung kann für r_A der gleiche Wert wie für r_B angenommen werden.

Die berechneten Biegeradien sind für die Bestimmung der dissipierten Energie hilfreich. Sie liefern aber nur eine grobe Schätzung für den realen Biegeradius und den realen Enddurchmesser. Da in der Nähe des Minimums die Abhängigkeit der dissipierten Energie von dem Biegeradius klein ist, haben Abweichungen des Biegeradius kaum Einfluss auf die durchgeführten Berechnungen der mittleren Kraft. Hier sei auf die Veröffentlichung von Ebertshäuser [32] verwiesen, der die Biegeradien beim Verjüngen aufwendig experimentell untersucht hat.

Damit sind alle verwendeten Parameter in Gleichung 4.65 zur Berechnung der Deformationskraft der Verjüngung bekannt.

4.2.2 Experimentelle Verifizierung

Anhand von Experimenten sollen die Ergebnisse der analytischen Untersuchungen zur Verjüngung überprüft werden. Dazu sind mehrere hundert Versuche durchgeführt worden, von denen einige beschrieben werden. **Bild 4.7 links** zeigt den linearen Kraftanstieg bei einem unverjüngten Rohr, bis das Rohr den Auslauf der Matrize verlässt; die Höhe der Matrize ist dabei 31 mm. Danach ist die Kraft fast konstant. **Bild 4.7 rechts** zeigt, dass bei einem vorverjüngten Rohr das konstante Kraftniveau nach kurzem Deformationsweg erreicht wird.

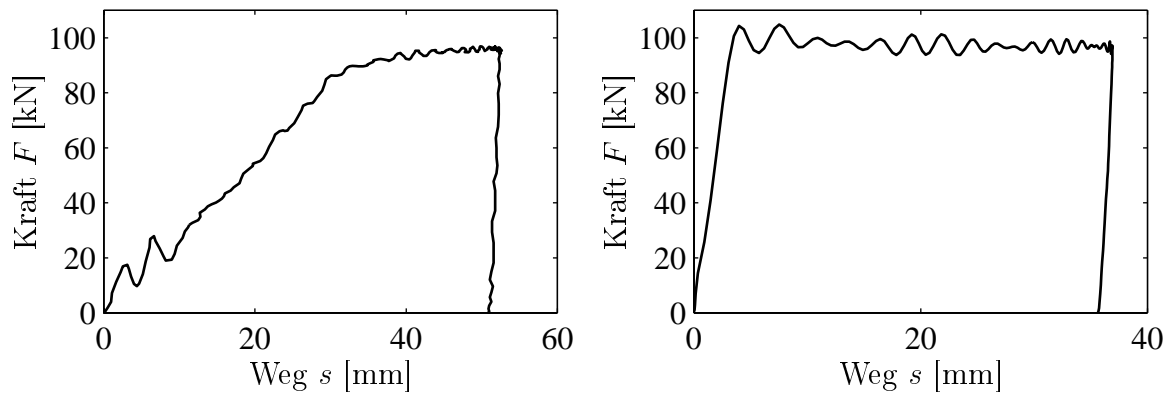


Bild 4.7: Gemessener Kraftverlauf bei Verjüngung ohne (links) und mit Vorverjüngung (rechts) eines Rohres $\varnothing 50 \times 1,5$ -St35; $\varphi_D = 0,35$; $\alpha_D = 15^\circ$

Die Abhängigkeit der mittleren Kraft F_m vom Außendurchmesser D_0 des Rohres im **Bild 4.8 links** und von der Wandstärke t_0 im **Bild 4.8 rechts** zeigt eine gute Übereinstimmung mit den berechneten Werten, wobei von einem vorverjüngten Zustand ausgegangen wurde.

Die Abweichungen für das Rohr mit 5 mm Wandstärke ist besonders auffällig. Wahrscheinlich hat dieses Rohr stärker abweichende Materialeigenschaften, die in der Berechnung des Wandstärkeinflusses unberücksichtigt bleiben. Die Abweichungen der Materialeigenschaften zwischen verschiedenen Halbzeugen bereiten besonders beim Vergleich der Ergebnisse mit Variation der Wandstärke und dem Rohrdurchmesser Probleme, da sie eventuell sogar systematische Abweichungen aufgrund unterschiedlicher Vorverfestigungen verursachen können.

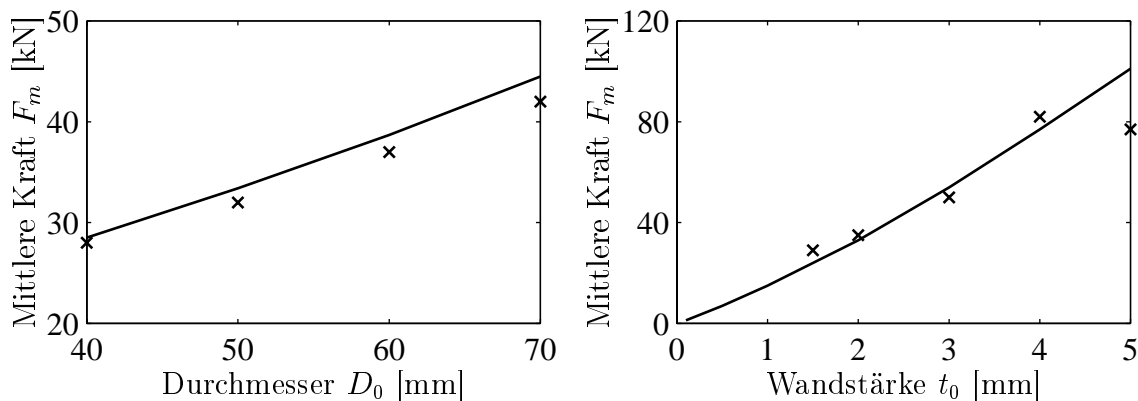


Bild 4.8: Mittlere Deformationskraft bei Verjüngung in Abhängigkeit des Durchmessers D_{m0} (links) von Rohren $D_0 \times 2$ -AlMgSi0,5 und der Wandstärke t_0 (rechts) von Rohren $\varnothing 50 \times t_0$ -AlMgSi0,5; $\varphi_D = 0,25$; $\alpha_D = 15^\circ$ (x: Messung, —: Rechnung)

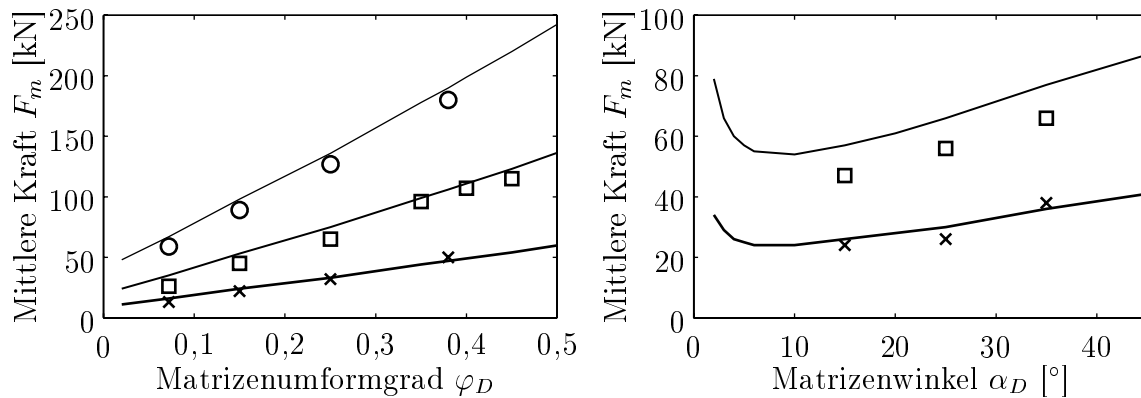


Bild 4.9: Mittlere Deformationskraft bei Verjüngung in Abhängigkeit des Matrizenumformgrades φ_D (links) von Rohren $\varnothing 50 \times 2$ -AlMgSi0,5 (x), $\varnothing 50 \times 1,5$ -St35 (\square), $\varnothing 50 \times 2,6$ -Ck35 (o); $\alpha_D = 15^\circ$ und des Matrizenwinkels α_D (rechts) von Rohren $\varnothing 50 \times 2$ -AlMgSi0,5 (x), $\varnothing 50 \times 1,5$ -St35 (\square); $\varphi_D = 0,17$ (—: Rechnungen)

Die Matrizenparameter sind im **Bild 4.9** variiert worden. **Bild 4.9 links** zeigt den Einfluss der Matrizenöffnung D_D in Form des Matrizenumformgrades $\varphi_D = \ln \frac{D_0}{D_D}$. Hier besteht bei den Aluminiumrohren eine hervorragende Übereinstimmung. Für die beiden Stahlrohre sind die berechneten Kraftniveaus etwas zu hoch. Gleiches ergibt sich auch für die Variation des Matrizenwinkels α_D im **Bild 4.9 rechts**. Hierbei ist in der Rechnung das Auftreten eines Minimums bei Winkeln zwischen 5° und 10° auffällig. Bei kleineren Winkeln steigt die Reibung sehr stark an, für größere Winkel wird viel Energie durch die Biegung im Ein- und Auslauf dissipiert. Die Abweichungen der Vorhersagen für die Stahlrohre werden im Folgenden detailliert untersucht.

4.2.3 Identifikation der Materialparameter und der Reibwerte

Die Materialparameter des Modells sind nicht exakt bekannt. Die Streckgrenze R_e bzw. die Dehngrenze $R_{p0,2}$ und die Zugfestigkeit R_m wurden aus Zugversuchen ermittelt, resultieren aber je nach Materialbeschreibung in unterschiedlichen mittleren Fließspannungen, siehe Abschnitt 3.4 und 4.1.3. Außerdem wird im Zugversuch ein Rohrsegment in axiale Richtung gedehnt, während bei der Verjüngung eine Stauchung in tangentialer Richtung erfolgt. Anisotropes Materialverhalten führt dadurch zu Abweichungen in der Vorhersage. Anisotropie muss beim Herstellen von Rohren speziell beim Strangpressen erwartet werden. Ein weiterer ungenau bekannter Parameter ist die Gleitreibungszahl μ . Ohne Schmiermittel liegt dieser Reibwert nach Lange [63] typischerweise zwischen $\mu = 0,1$ und $\mu = 0,3$. Mit Schmiermittel liegt der Reibwert der Mischreibung gewöhnlich zwischen $\mu = 0,03$ und $\mu = 0,1$. Aufgrund der hohen Gleitgeschwindigkeiten kann ein hydrodynamischer Gleitzustand erwartet werden. Dann ist der Reibwert üblicherweise $\mu < 0,05$.

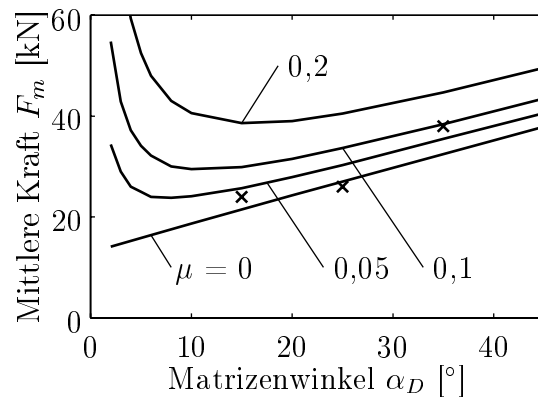


Bild 4.10: Einfluss des Reibwertes auf die mittlere Deformationskraft der Verjüngung in Abhängigkeit des Matrizenwinkels α_D von Rohren $\varnothing 50 \times 2$ -AlMgSi0,5; $\varphi_D = 0,17$ (×: Messung, —: Rechnung)

Für die analytische Berechnung muss die Gleitreibungszahl vorgegeben werden. Nach ersten Tests mit den Materialien und den Oberflächen der Matrize und des Rohres kann der Reibwert identifiziert werden.

Bild 4.10 zeigt den Einfluss der Gleitreibungszahl μ auf die mittlere Deformationskraft F_m . Ohne Reibung ist die mittlere Kraft näherungsweise linear abhängig vom Matrizenwinkel α_D . Mit steigendem Reibwert steigt auch die mittlere Deformationskraft an und zeigt ein Minimum für spezielle Winkel. Die Identifikation des Reibwertes ergibt Werte zwischen $\mu = 0$ und $\mu = 0,1$. Eine Gleitreibungszahl von $\mu = 0,05$ ist für Fettschmierung eine gute Näherung und wird für alle anderen Berechnungen bei der Verjüngung verwendet.

Da aber sowohl der Reibwert als auch die mittlere Fließspannung nicht exakt bekannt sind, ist es sinnvoll, beide Parameter gemeinsam zu identifizieren. Für konstante Matrizenwinkel können der Reibwert und die mittlere Fließspannung zu einem Parameter verknüpft werden. Diese reibwertberücksichtigende Fließspannung σ_μ ergibt sich zu

$$\sigma_\mu = \frac{\sigma_{pm}}{1 - \frac{\mu}{\sin \alpha_D + \mu \cos \alpha_D}}. \quad (4.69)$$

Auf diese Weise werden die Parameter des Modells auf drei geometrische Parameter, D_{m0} , t_0 und D_D mit $\alpha_D = const$ und einen kombinierten Parameter σ_μ reduziert.

Dadurch sind beide Materialparameter gemeinsam identifizierbar ohne aufwendige Versuchsreihen durchführen zu müssen. Die im Bild 4.9 aufgezeigten Abweichungen für die Rohre aus Ck35 kann mit Hilfe dieser Parameteridentifikation minimiert werden. **Bild 4.11** zeigt die Berechnungen für drei verschiedene Werte der reibwertberücksichtigenden Fließspannung σ_μ . Die Berechnung mit $\sigma_\mu = 848 \text{ N/mm}^2$ beruht auf dem verwendeten Reibwert von $\mu = 0,05$ und der aus dem Zugversuch ermittelten mittleren Fließspannung von $\sigma_{pm} = 710 \text{ N/mm}^2$. Eine gute Übereinstimmung wird mit $\sigma_\mu = 765 \text{ N/mm}^2$ erreicht. Ohne Berücksichtigung der Reibung wäre σ_μ gleich der mittleren Fließspannung $\sigma_\mu(\mu = 0) = \sigma_{pm} = 710 \text{ N/mm}^2$.

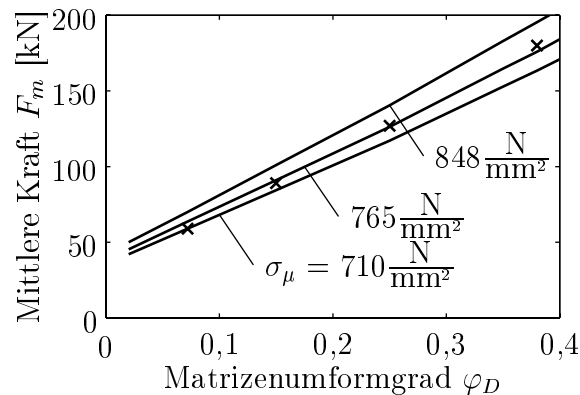


Bild 4.11: Identifikation der reibwertwertberücksichtigenden Fließspannung σ_μ von Rohren $\phi 50 \times 2,6$ -Ck35; $\alpha_D = 15^\circ$ (x: Messung, —: Rechnungen)

Beim Verjüngen wird ein Teil der Energie durch Reibung dissipiert. **Bild 4.12 links** zeigt die berechneten Energieanteile der Reduktion, der Biegung und der Reibung in Abhängigkeit des Reibwertes auf. Unter der gegebenen Geometrie hat die durch Reibung dissipierte Energie für Reibwerte $\mu < 0,07$ den kleinsten Anteil. Für Reibwerte $\mu > 0,17$ hat die Reibung den größten Energieanteil. Der Einfluss des Schmiermittels ist im **Bild 4.12 rechts** aufgezeigt. Ohne Schmierung ist die Gleitreibungszahl hoch, aber unabhängig von der Gleitgeschwindigkeit. Die Ölschmierung mit Esso Universal Öl ergibt niedrigere Reibwerte und dadurch niedrigere Deformationskräfte. Die Deformationskraft hängt stark von der Gleitgeschwindigkeit ab. Im untersuchten Geschwindigkeitsbereich wird der Mischreibungszustand erreicht und am Ende der Deformation $v \approx 0$ ist der Reibwert gleich dem der trockenen Reibung. Fettschmierung mit Shell Retinax ergibt kleinere Reibwerte mit geringerem Einfluss der Reibgeschwindigkeit. Es kann von einem hydrodynamischen Gleitzustand ausgegangen werden. **Tabelle 4.3** zeigt die hieraus identifizierten Reibwerte und die oben genannten Werte von Lange [63].

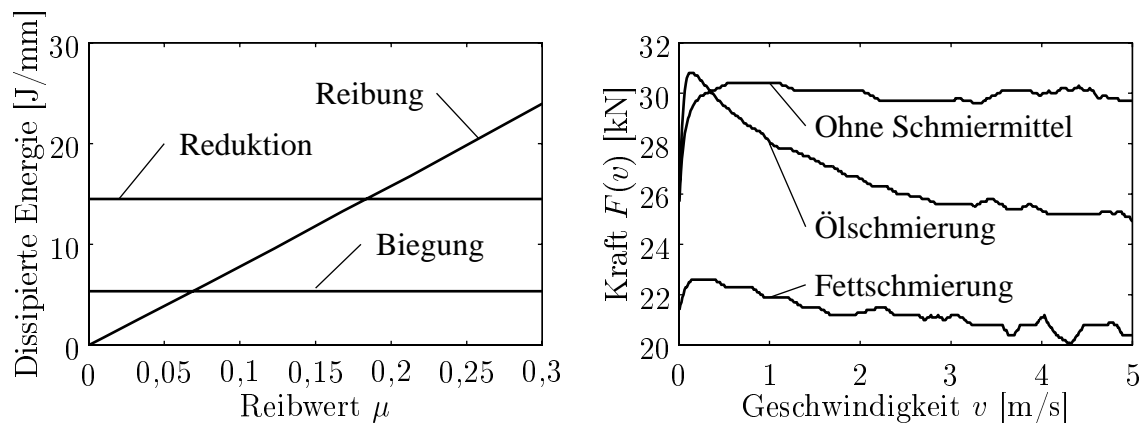


Bild 4.12: Rechnerischer Einfluss des Reibwertes μ auf die Energieanteile (links) und gemessener Einfluss des Schmiermittels und der Geschwindigkeit v auf die Deformationskraft F (rechts) von Rohren $\phi 50 \times 2$ -AlMgSi0,5; $\varphi_D = 0,15$; $\alpha_D = 15^\circ$

Tabelle 4.3: Vergleich der üblichen Reibwerte nach Lange mit den identifizierten Reibwerten bei der Verjüngung von Rohren AlMgSi0,5 mit einer Matrize aus C45

Schmierung	Übliche Reibwerte [63]	Identifizierte Reibwerte
Ohne Schmiermittel	0,1 – 0,3	0,14
Ölschmierung	0,03 – 0,1 oder < 0,05	0,07 – 0,14
Fettschmierung	0,03 – 0,1 oder < 0,05	0 – 0,03

Die direkte Messung des Reibwertes in der Matrize ist schwierig, da die relativ hohen Flächenpressungen und die Forderung, den Schmierfilm im Messbereich nicht zu stark zu verändern, mit berücksichtigt werden müssen. **Bild 4.13 links** zeigt eine Matrize mit Messeinrichtung, in die durch einen kreisförmigen Ausschnitt ein Messstift eingeführt wird. Mit minimalem Luftspalt stellt die Stirnseite des Messstiftes einen Abschnitt der Matrize dar. Über Dehnungsmessstreifen werden die Normalkräfte und die Querkkräfte am Messstift bestimmt. Die Messergebnisse mit dieser Vorrichtung werden häufig durch Spannbildung am Luftspalt verfälscht. Dies tritt besonders bei den Aluminiumrohren auf und zeigt sich oft am Querkraftverlauf, der am Ende der Deformation nicht auf Null abfällt, und am Vorhandensein eines Spans bei der Demontage. Die mit Aluminiumrohren und Fettschmierung gemessenen Reibwerte liegen zwischen $\mu = 0,1$ und $0,2$ und hängen in den meisten Fällen kaum von der Geschwindigkeit ab. Aufgrund der beschriebenen Zusammenhänge bilden diese Messungen an Aluminiumrohren den Verjüngungsprozess in der Matrize nur unzureichend ab. Mit Stahlrohren und Fettschmierung hingegen lassen sich recht gut reproduzierbare Messergebnisse erreichen. Dabei liegt der ermittelte Reibwert zwischen $\mu = 0,02$ und $0,13$ und steigt mit sinkender Geschwindigkeit bzw. zunehmendem Weg an, siehe **Bild 4.13 rechts**. Der mittlere Reibwert liegt bei $\mu = 0,07$ und bestätigt den identifizierten Wert von $0,05$.

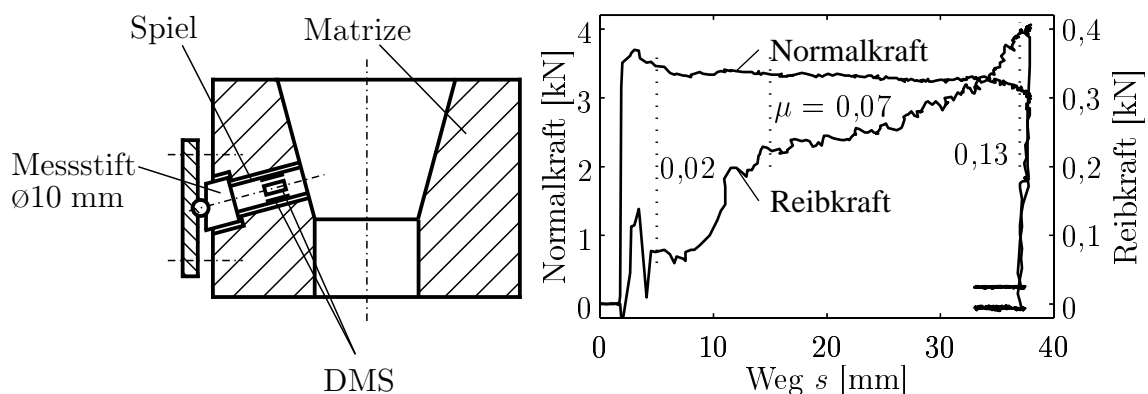


Bild 4.13: Verjüngungsmatrize mit Messeinrichtung zur Bestimmung des Reibwertes durch die Normal- und Querkräfte im Kontakt (links) und Messung der Normal- und Reibkraft (rechts) an einem Rohr $\phi 50 \times 1,5$ -St35 unter Fettschmierung mit Shell Retinax; $\varphi_D = 0,25$; $\alpha_D = 0,15^\circ$

4.3 Untersuchung der Aufweitung

Die Aufweitung ist ein zur Verjüngung verwandtes Deformationsverfahren. Allerdings wird beim Aufweiten der Durchmesser vergrößert und es handelt sich um eine Deformation aufgrund von Zugspannungen in Umfangsrichtung. Die Aufweitung wurde aus der Sicht der Umformtechnik von Albert [8] untersucht und wird von der Firma ZF Boge in Hybridabsorbern eingesetzt, siehe Bild 1.10. Die Energieanteile und das kinematische Modell der Aufweitung sind im **Bild 4.14** dargestellt.

Für die doppelten Biegungen im Punkt A bzw. B ergeben sich

$$M_A = \frac{\pi}{4} \sigma_{pm} D_{m0} t_0^2, \quad (4.70)$$

$$W_A = 2M_A \phi_A = 2M_A \frac{s}{r_A} = \frac{\pi}{2} \sigma_{pm} \frac{D_{m0} t_0^2}{r_A} s, \quad (4.71)$$

$$M_B = \frac{\pi}{4} \sigma_{pm} D_{m1} t_1^2, \quad (4.72)$$

$$W_B = \frac{\pi}{2} \sigma_{pm} \frac{D_{m1} t_1^2}{r_B} s. \quad (4.73)$$

Für die Aufweitung eines Rohrsegmentes der Länge s wird die Kraft F an der mittleren Bezugsfläche A_m und die Energie W_E benötigt,

$$F = \sigma_{pm} A_m = \sigma_{pm} \frac{t_0 + t_1}{2} s, \quad (4.74)$$

$$W_E = F(\pi D_{m1} - \pi D_{m0}) = \pi \sigma_{pm} (D_{m1} - D_{m0}) \frac{t_0 + t_1}{2} s. \quad (4.75)$$

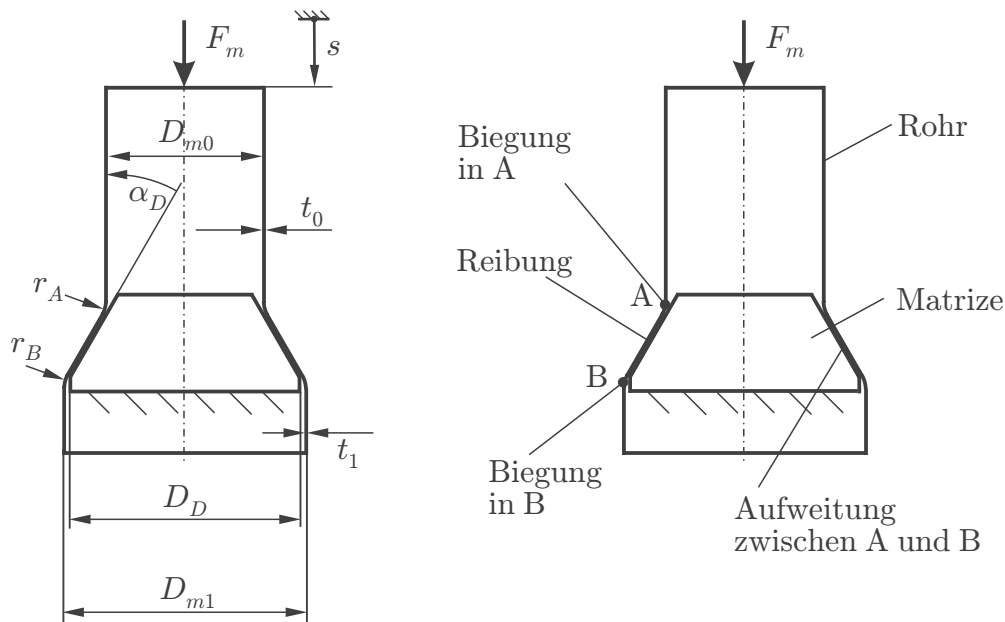


Bild 4.14: Kinematische Modellierung der Aufweitung und Beschreibung der Bereiche mit unterschiedlichen Deformationsarten

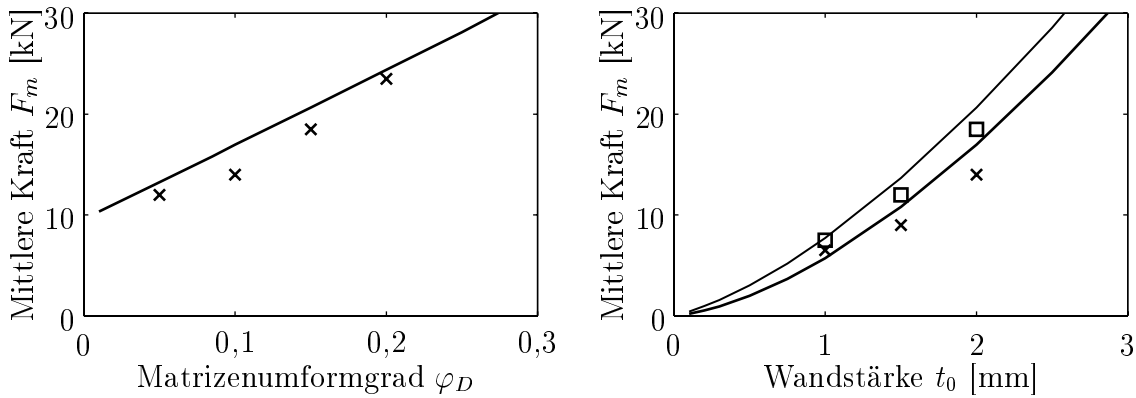


Bild 4.15: Mittlere Deformationskraft bei Aufweitung in Abhängigkeit des Matrizenumformgrades φ_D (links) von Rohren $\phi 50 \times 2$ -AlMgSi0,5 mit $\alpha_D = 15^\circ$ und der Wandstärke t_0 bei konstantem Matrizendurchmesser (rechts) von Rohren $\phi 50 \times t_0$ -AlMgSi0,5; $D_D = 50,9$ mm (\times) und $D_D = 53,5$ mm (\square) mit $\alpha_D = 15^\circ$ (—: Rechnung)

Die Gleichungen für die Normalspannung und die Schubspannung an der Matrize sind identisch zu den Gleichungen 4.61 und 4.62. Der Reibungsanteil ergibt sich in gleicher Weise wie bei der Verjüngung zu

$$W_R = F_m \frac{\mu}{\sin \alpha_D + \mu \cos \alpha_D} s. \quad (4.76)$$

Damit lässt sich die mittlere Deformationskraft F_m bestimmen zu

$$F_m = \frac{W}{s} = \frac{\pi \sigma_{pm}}{1 - \frac{\mu}{\sin \alpha_D + \mu \cos \alpha_D}} \left(\frac{D_{m0} t_0^2}{2r_A} + \frac{D_{m1} t_1^2}{2r_B} + (D_{m1} - D_{m0}) \frac{t_0 + t_1}{2} \right). \quad (4.77)$$

Die mittlere Deformationskraft F_m für die Aufweitung ist fast identisch mit der für die Verjüngung in Gleichung 4.65; es sind nur die Durchmesser im letzten Summanden vertauscht. Die unbekannt Parameter unterscheiden sich zum Fall der Verjüngung und sind

$$t_1 = t_0 \frac{D_{m0}}{D_{m1}} \approx t_0 \frac{D_0 - 2t_0}{D_D}, \quad (4.78)$$

$$D_{m1} = D_D + t_1 + 2r_B(1 - \cos \alpha_D), \quad (4.79)$$

$$\frac{\partial W}{\partial r_B} = 0 \Rightarrow r_B = \sqrt{\frac{(D_D + t_1)t_1^2}{2(1 - \cos \alpha_D)(t_0 + t_1)}}. \quad (4.80)$$

Auch hier wird als Näherung der Biegeradius am Einlauf mit dem Biegeradius am Auslauf der Matrize gleichgesetzt, $r_A = r_B$.

Bild 4.15 zeigt den Vergleich der analytischen Berechnung mit Messergebnissen unter Variation der Wandstärke t_0 bei konstantem Matrizendurchmesser D_D und der Variation des Matrizendurchmessers bzw. des Matrizenumformgrades bei konstanten Rohrparametern. Der Matrizenumformgrad ist hier als $\varphi_D = \ln \frac{D_D}{D_0 - 2t_0}$ auf die Änderung des Innendurchmessers bezogen. Versuche mit Umformgraden $\varphi > 0,2$ oder Wandstärken $t_0 > 2$ mm zeigen Versagen durch Rissbildung.

4.4 Untersuchung der erzwungenen Inversion

Ein weiteres Deformationsprinzip für Crashabsorber ist die erzwungene Inversion, siehe **Bild 4.16**. Vorteil hierbei ist die direkte Abstützung des Rohres in der Matrize, die bewirkt, dass bei der Verschiebung um den Weg s auch ein Rohrsegment gleicher Länge deformiert wird. Im Gegensatz dazu wird bei der freien Inversion bei gleicher Verschiebung nur etwa die Hälfte des Materials deformiert, siehe Abschnitt 4.1.4. Nach der Deformation um $s = \ell \frac{D_{m0} + 4r_m}{2D_{m0} + 4r_m}$ behindert das invertierte Rohrteil aber die weitere Inversion. Die Blocklänge beträgt $\ell \frac{D_{m0}}{2D_{m0} + 4r_m}$.

Als kinematische Beschreibung wird wie in Abschnitt 4.1.4 eine konstante Wandstärke t_0 und eine konsistente Änderung der Rohrlänge angenommen. Das führt zu den Verschiebungen $s_A = s$ und $s_B = s \frac{D_{m0}}{D_{m0} + 4r_m}$. Die dissipierten Energien W_A und W_B für die Biegung in A bzw. B sowie W_E für die Aufweitung berechnen sich in gleicher Weise wie für die freie Inversion zu

$$W_A = M_A \phi_A = \frac{\pi}{4} \sigma_{pm} D_{m0} t_0^2 \frac{s_A}{r_m}, \quad (4.81)$$

$$W_B = M_B \phi_B = \frac{\pi}{4} \sigma_{pm} D_{m1} t_0^2 \frac{s_B}{r_m}, \quad (4.82)$$

$$W_E = F u = 4\pi \sigma_{pm} t_0 r_m \frac{s_A + s_B}{2}. \quad (4.83)$$

Der auf die Mitte der Rohrwand bezogene Biegeradius r_m ergibt sich aus dem Radius r_D der Matrize durch $r_m = r_D - \frac{t_0}{2}$. Für den Enddurchmesser gilt $D_{m1} = D_{m0} + 4r_m$. Zusätzlich tritt hier Energiedissipation aufgrund der Reibung zwischen Matrize und Rohr auf. Eine einfache Modellierung des Reibkontaktes stellt die Zusammenfassung der Reibfläche auf einen Linienkontakt im Bereich C unter 45° dar. Die axiale Komponente des Integrals der Normal- und Schubspannungen im Kontakt ist dann gleich der Deformationskraft F_m . Bei Vernachlässigung der Verschiebungsänderung aufgrund der Durchmesseränderung bis zum Punkt C

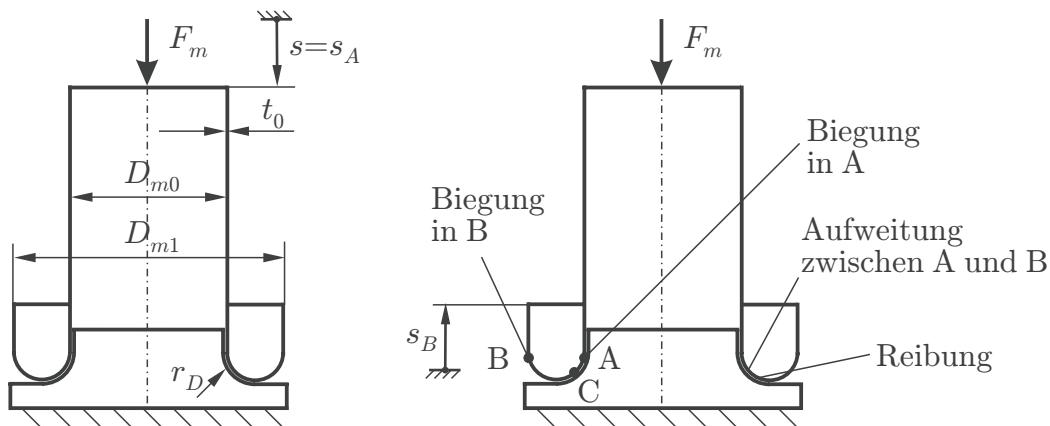


Bild 4.16: Kinematische Modellierung der erzwungenen Inversion und Beschreibung der Bereiche mit unterschiedlichen Deformationsarten

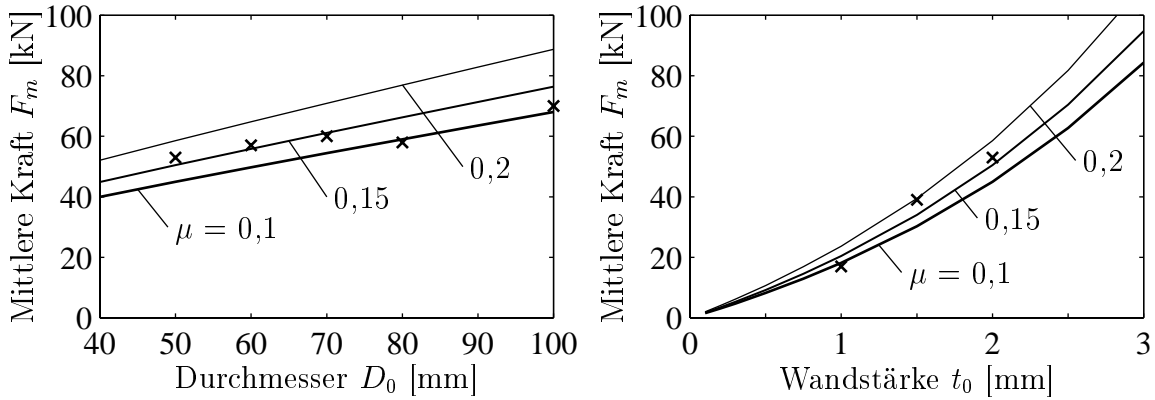


Bild 4.17: Mittlere Deformationskraft bei erzwungener Inversion in Abhängigkeit des Durchmessers D_0 von Rohren $D_0 \times 2$ -AlMgSi0,5 und der Wandstärke t_0 von Rohren $\phi 50 \times t_0$ -AlMgSi0,5; $r_D = 5$ mm (×: Messung, —: Rechnung)

beträgt die Energiedissipation W_R infolge Reibung

$$W_R = \sqrt{2} \frac{\mu}{1 - \mu} F_m s. \quad (4.84)$$

Die Energieanteile der Biegung in A und B sind gleich groß, da sich die Einflüsse des größeren Durchmessers in B und der geringeren Verschiebung gegenseitig aufheben. Die Berechnung der gesamten dissipierten Energie W_{Ges} und der mittleren Deformationskraft F_m liefert

$$W = \pi \sigma_{pm} \left[2 \frac{t_0^2 D_{m0}}{4r_m} + 2r_m t_0 \left(1 + \frac{D_{m0}}{D_{m0} + 4r_m} \right) \right] s + \sqrt{2} \frac{\mu}{1 - \mu} F_m s, \quad (4.85)$$

$$F_m = \frac{\pi \sigma_{pm}}{1 - \sqrt{2} \frac{\mu}{1 - \mu}} \left[2 \frac{t_0^2 D_{m0}}{4r_m} + 2r_m t_0 \left(1 + \frac{D_{m0}}{D_{m0} + 4r_m} \right) \right]. \quad (4.86)$$

Ein Vergleich der mittleren Kraftniveaus mit durchgeführten Versuchen ist in **Bild 4.17** bei Variation von Wandstärke t_0 und Durchmesser D_0 dargestellt. Shell Retinax wurde zur Fettschmierung verwendet. Die Matrizen haben einen Radius $r_D = 5$ mm. Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung von Messung und Rechnung für Reibwerte zwischen $\mu = 0,1$ und $\mu = 0,2$. Mit zunehmender Flächenpressung nimmt auch der Reibwert zu. Die Flächenpressung steigt mit sinkendem Durchmesser und steigender Wandstärke. Im betrachteten Parameterbereich ergibt ein Reibwert von $\mu = 0,15$ eine aussagefähige erste Näherung der mittleren Kraft. Dieser Reibwert liegt deutlich höher als der bei der Verjüngung identifizierte von $\mu = 0,05$. Dies liegt an der ungünstigeren Normalspannungsverteilung im Kontakt zwischen Rohr und Matrize bei der erzwungenen Inversion. Ohne Schmierung werden Reibwerte $\mu \approx 0,2$ identifiziert. Versuche mit Rohren $\phi 50 \times 2,5$ und $\phi 50 \times 3$ zeigen Versagen durch Faltung. Detailliertere Untersuchungen der erzwungenen Inversion sind von Reddy [87], Al-Qureshi und DeMorais [11], Miscow und Al-Qureshi [78] sowie von Searle und Brabin [96] durchgeführt worden. Auch die Inversion nach innen ist möglich und wurde z.B. von Abramowicz und Sawczuk [1] und von Al-Qureshi und DeMorais [11] untersucht.

4.5 Untersuchung der Faltung

Das Faltungsrohr stellt den ältesten und am weitesten verbreitete Crashabsorber dar. Erste analytische Untersuchungen wurden schon 1960 von Alexander [9] durchgeführt. Sein Modell in **Bild 4.18 links** beruht auf der Biegung in Fließgelenken, in denen eine Biegung um 180° stattfindet, und auf der Aufweitung zwischen den Fließgelenken. Dieses Modell setzt eine symmetrische Faltung als Deformationsform voraus. Eine deutliche Verfeinerung des Modells ist Abramowicz und Jones [3], [4] gelungen. In dem Modell tritt die Biegung nicht mehr lokal in Fließgelenken auf und die Biegewinkel sind größer als 180° . Neben der lokalen Aufweitung treten auch Bereiche mit einer Durchmesserreduktion auf, siehe **Bild 4.18 rechts**. Außerdem sind neben der symmetrischen noch die zweieckige und dreieckige Faltungsform beschrieben. Für diese Deformationsformen geben Abramowicz und Jones analytisch hergeleitete Berechnungsformeln an. Es ergeben sich für die symmetrische Faltung

$$F_{mSym} = \sigma_{pm} \frac{25,23 D_{m0}^{0,5} t_0^{1,5} + 15,09 t^2}{3,44 - 2,27 \frac{t_0^{0,5}}{D_{m0}}}, \quad (4.87)$$

für die zweieckige Faltung

$$F_{m2} = \sigma_{pm} (7,75 D_{m0}^{0,5} t_0^{1,5} + 4,31 t_0^2) \quad (4.88)$$

und für die dreieckige Faltung

$$F_{m3} = \sigma_{pm} (7,22 D_{m0}^{0,5} t_0^{1,5} + 11,19 t_0^2). \quad (4.89)$$

Die Herleitung wird in [3] und [4] beschrieben. Außerdem werden dort Gleichungen zur Berücksichtigung der lokalen Umformgeschwindigkeiten für Materialien mit geschwindigkeitsabhängiger Fließspannung hergeleitet. Bei der Faltung tritt eine Restlänge des gefalteten Rohres auf, die den Deformationsweg reduziert. Diese Blocklänge beträgt bei der symmetrischen Faltung näherungsweise 25% und bei der mehreckigen Faltung 27% der Ausgangslänge.

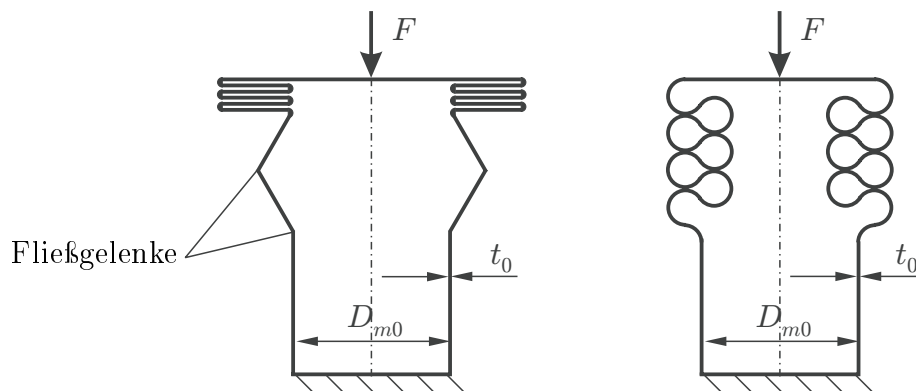


Bild 4.18: Kinematische Modellierung der Faltung nach Alexander [9] (links) sowie nach Abramowicz und Jones [3], [4] (rechts)

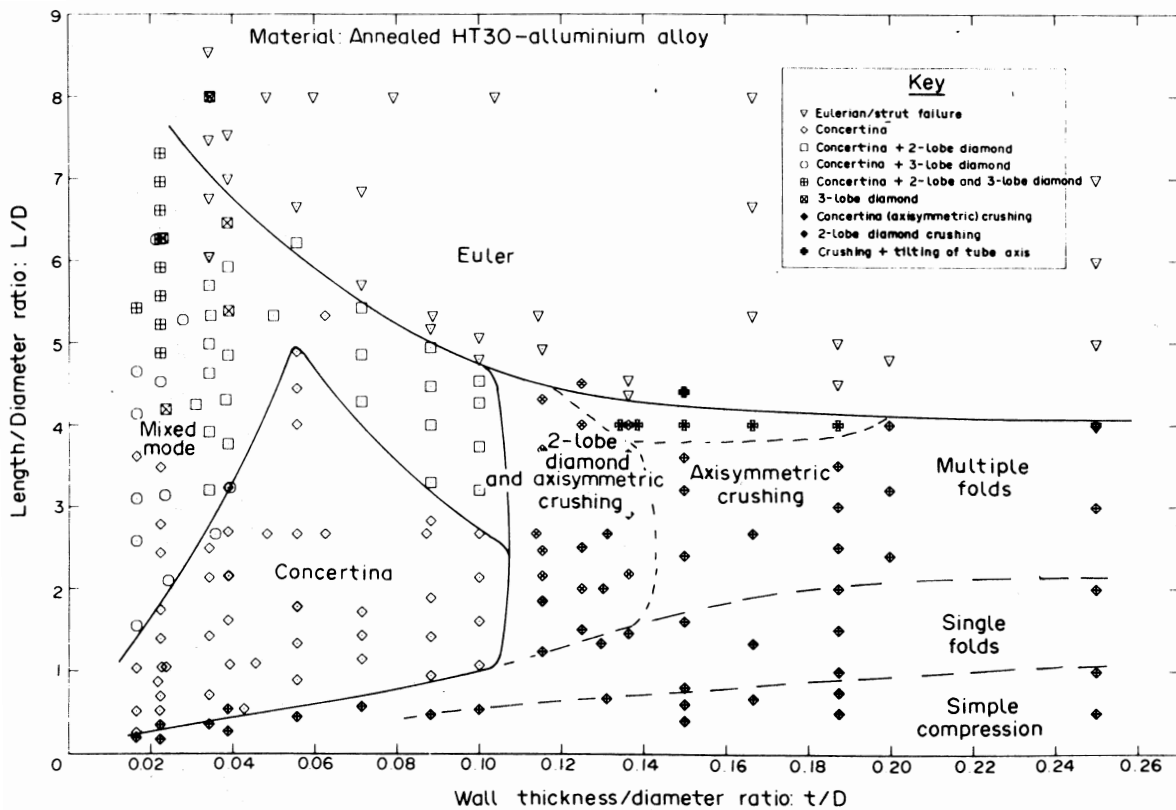


Bild 4.19: Auftretende Deformationsformen von Rohren in Abhängigkeit der Rohrgeometrie aus Andrews, England und Ghani [13] mit $D = D_0 - 2t_0$ als Innendurchmesser

Die Länge des Rohrabschnittes, der eine Falte bildet, ist ein unbekannter Modellparameter, der sich nach Abramowicz und Jones aus dem Minimum der dissipierten Energie ergibt. Der Deformationsweg pro Falte für die symmetrische Faltung ist $\Delta s = 1,38D_{m0}^{0,5}t_0^{0,5}$.

Welche Faltungsform auftritt hängt von der Rohrgeometrie ab. In Abhängigkeit des Längen-Innendurchmesser-Verhältnisses $\ell/(D_0 - 2t_0)$ und des Wandstärken-Innendurchmesser-Verhältnisses $t_0/(D_0 - 2t_0)$ haben Andrews, England und Ghani [13] das Auftreten der Faltungsform in quasistatischen Tests an Aluminiumrohren experimentell untersucht. Neben den beschriebenen Faltungsformen treten für große Längen auch Knicken und für große Wandstärken Stauchen auf, siehe **Bild 4.19**.

Allerdings hängt die Deformationsform neben der Geometrie auch von den Versuchsbedingungen ab. Experimente zeigen, dass schon bei kleinen Aufprallwinkeln die symmetrische Faltung in die zwei- oder dreieckige Faltung übergeht.

Der Kraftverlauf der Faltung in **Bild 4.20 links** ist geprägt von der stark oszillierenden Deformationskraft. Die Kraftspitzen treten jeweils zu Beginn einer Falte auf und werden zu ihrem Auslösen benötigt. Die größte Kraftspitze tritt üblicherweise bei Deformationsbeginn auf und wird als Triggerkraft $F_{Trigger}$ bezeichnet. Jede weitere Falte wird bereits durch die vorherige etwas eingeleitet. Zur Reduktion der Kraftspitzen werden verschiedene Lösun-

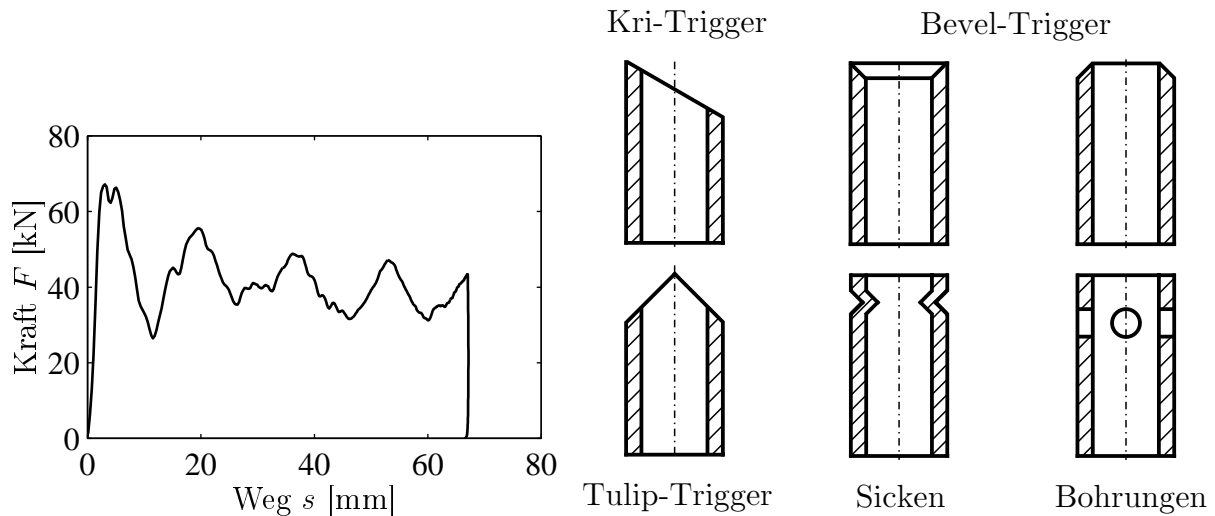


Bild 4.20: Kraftverlauf der Faltung eines Rohres $\varnothing 50 \times 2 \times 100$ -AlMgSi0,5 (links) und Varianten der Triggerung (rechts)

gen vorgeschlagen. Einige dieser als Triggerung bezeichneten Maßnahmen sind in **Bild 4.20 rechts** dargestellt. Der Kri-, Bevel- und der Tuliptrigger [95] reduzieren zu Beginn den beaufschlagten Querschnitt. Außerdem kann das Rohr vorgefaltet, durch Sicken [94] vorverformt oder durch Bohrungen [37] geschwächt werden. Durch geschickte Triggerung kann auch die Deformationsform beeinflusst oder sogar vorgegeben werden.

Eine Abschätzung der Triggerkraft $F_{Trigger}$ für ein ungetriggertes Rohr ergibt sich in Form einer oberen Schranke durch die Annahme, dass hierzu auf dem gesamten Rohrquerschnitt die Anfangsfließspannung σ_0 erreicht werden muss. Nach diesem Ansatz berechnet sich die Triggerkraft zu

$$F_{Trigger} = \pi \sigma_0 D_{m0} t_0. \quad (4.90)$$

Bei der Annahme eines starr/idealplastischen Materials mit der Fließspannung σ_{pm} muss in Gleichung 4.90 die Spannung σ_0 durch σ_{pm} ersetzt werden.

In **Bild 4.21 links** zeigt der Vergleich der experimentell bestimmten und der berechneten mittleren Kraft für die symmetrische und zweieckige Faltung bis zu einer Wandstärke von 3 mm eine sehr gute Übereinstimmung. Darüber hinaus liegen die Messwerte deutlich unterhalb der Berechnung, da zum einen das Material beim Falten zu reißen beginnt und dadurch die Kräfte absinken und zum anderen der Faltung gleichzeitig eine Rohrstauchung überlagert ist. Damit ist für große Wandstärken das Modell der Faltung nicht mehr voll zutreffend. Für kleine Wandstärken liegt die Berechnung für die symmetrische und zweieckige Faltung auf gleichem Kraftniveau. Erst bei größeren Wandstärken erfordert die zweieckige Faltung deutlich niedrigere Faltungskräfte und ergibt damit eine niedrige spezifische Energieabsorption. Die mittlere Kraft der dreieckigen Faltung liegt bei den gewählten Parametern nur geringfügig niedriger als die der symmetrischen Faltung und ist daher nicht explizit in dem Diagramm angegeben.

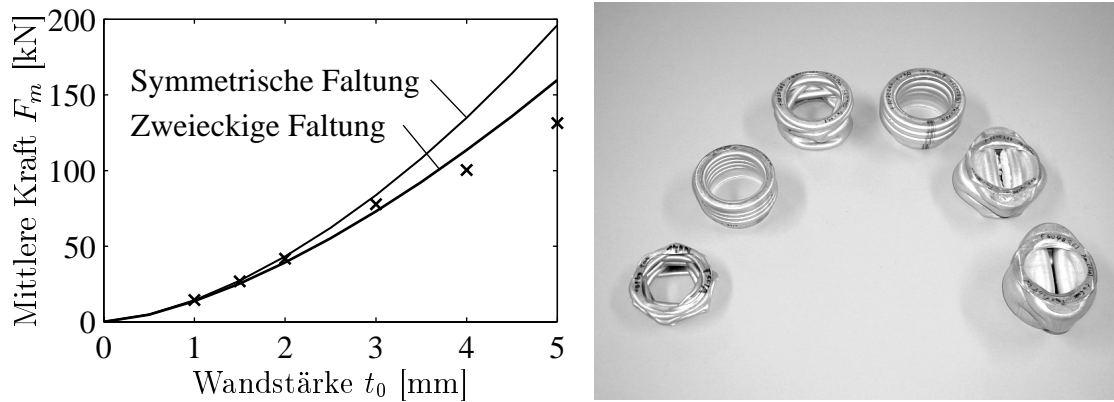


Bild 4.21: Mittlere Deformationskraft bei Faltung in Abhängigkeit der Wandstärke t_0 (links) von Rohren $\phi 50 \times t_0 \times 100$ -AlMgSi0,5 (\times : Messung, —: Rechnung) und Foto (rechts) der deformierten Rohre mit 1; 1,5; 2; 3; 4 und 5 mm Wandstärke von links nach rechts

Als Faltungsformen ergeben sich bei den Experimenten die symmetrischen Faltungen für $t_0 = 1,5$ mm und 3 mm; die zweieckige Faltung für $t_0 = 4$ mm und 5 mm sowie die dreieckige Faltung für $t_0 = 1$ mm und 2 mm, siehe **Bild 4.21 rechts**. Bei der Wiederholung eines Versuches mit gleicher Rohrgeometrie kann es vorkommen, dass sich die Faltungsform ändert. Dies zeigt sich speziell bei den dünnwandigen Rohren, die zum Teil symmetrische und zum Teil dreieckige Falten zeigen. Oft sind dabei auch die ersten Falten symmetrisch und die folgenden Falten dreieckig. Ein Übergang von der dreieckigen in die symmetrische Faltung während des Deformationsvorganges ist hingegen nicht aufgetreten. Weiterführende Untersuchungen zur Faltung sind von Grzebieta und Murray [35] sowie von Wierzbicki, Bhat, Abramowicz und Brodtkin [109] durchgeführt worden.

4.6 Weitere Beispiele zu Deformationsprinzipien

Im Folgenden sollen noch weitere Beispiele für Deformationsprinzipien gebracht werden, die der Literatur entnommen sind. Ein analytisch untersuchtes Deformationsprinzip ist das Splitting von zylindrischen Rohren, das in **Bild 4.22** dargestellt ist. Dabei tritt nach Reddy und Reid [86] neben dem Aufweiten bis zum Eintritt des Reißens, dem Biegen und der Reibung noch eine Energiedissipation aufgrund der Rissbildung auf. Diese Energiedissipation W_C lässt sich mit einer Materialkonstanten G_C für die Rissenergie bei n_C Rissen durch

$$W_C = n_C G_C t_0 s \quad (4.91)$$

beschreiben. Das mittlere Kraftniveau ergibt sich nach Reddy und Reid zu

$$F_m = \frac{\pi \sigma_{pm}}{1 - \sqrt{2\mu^2/(1 + \mu^2)}} \left[(D_0 - 2t_0)t_0 \left(\ln \frac{D_{iC}}{D_0 - 2t_0} + \frac{t_0}{4r_D} + \frac{t_0}{2D_0 - 4t_0} \right) + n_C G_C t_0 \right]. \quad (4.92)$$

Dabei ist ein unbekannter Parameter der Innendurchmesser D_{iC} des Rohres beim Auftreten der Risse. Die Anzahl der Risse n_C ist ebenfalls ein unbekannter Parameter, der durch eine

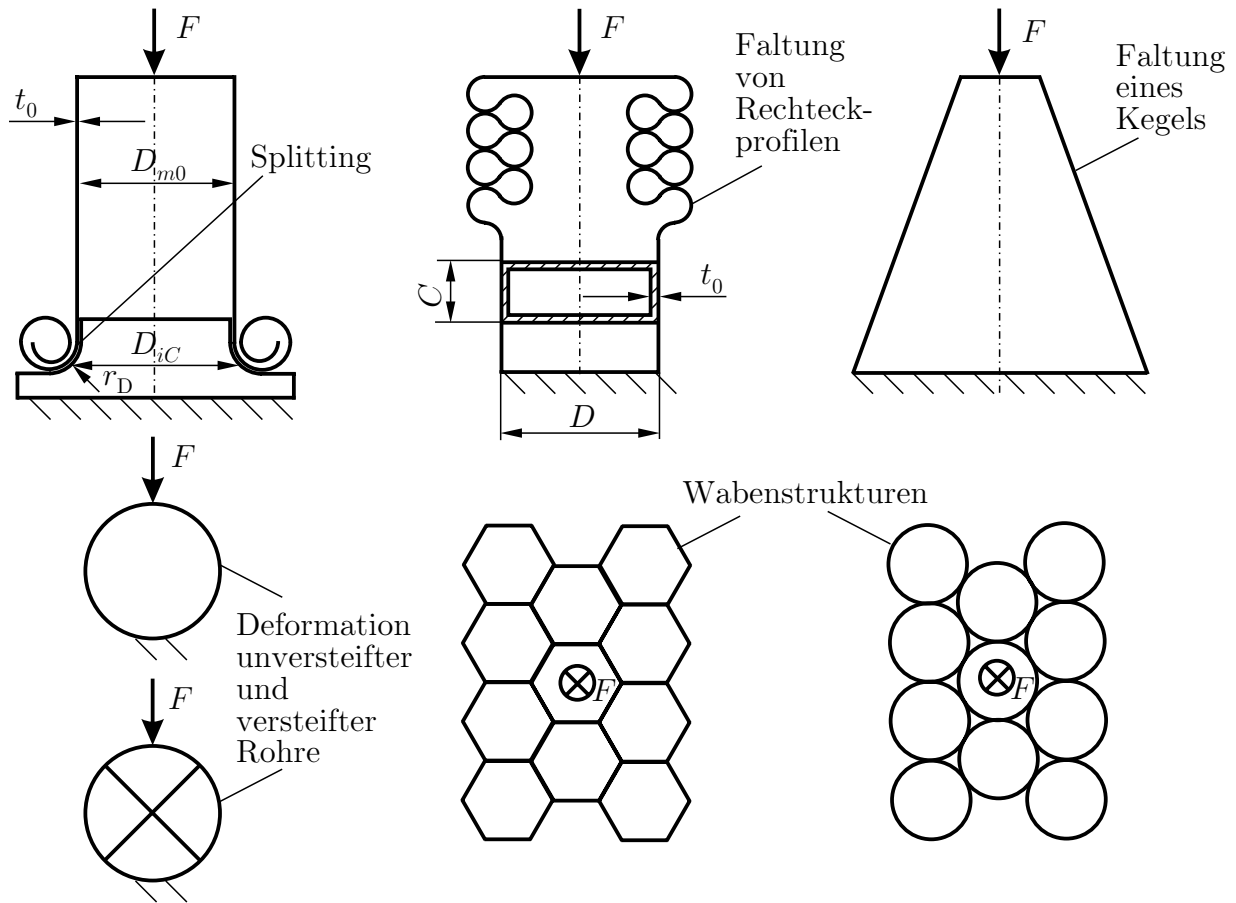


Bild 4.22: Skizze weiterer Deformationselemente

Vorschädigung des Rohres beeinflusst werden kann. Weitere Untersuchungen zum Splitting sind in [17] dargestellt. Das Splitting von Rechteckprofilen ist von Stronge, Yu und Johnson [101] untersucht worden.

Die Beschreibung der Faltung quadratischer Profile von Abramowicz und Jones [2], [4] ist besonders für die Auslegung von Längsträgern interessant, da die meisten Längsträger ein quadratisches oder rechteckiges Profil aufweisen. Hierbei können unterschiedliche Faltungskombinationen auftreten. Die Faltungsform ist durch Triggerung beeinflussbar. Häufig treten symmetrische Faltungen auf, bei denen zwei gegenüberliegende Seiten Falten nach außen, die beiden anderen Seiten Falten nach innen bilden. Bei der nächsten Falte kehrt sich die Richtung um. Ohne Berücksichtigung des Geschwindigkeitseinflusses auf die Fließspannung ist nach Abramowicz und Jones die mittlere Deformationskraft F_m für die symmetrische Faltung eines quadratischen Profils mit der Kantenlänge C

$$F_m = 13,06\sigma_{pm}C^{1/3}t_0^{5/3}. \quad (4.93)$$

Eine Beschreibung für Rechteckprofile geben Wierzbicki und Abramowicz in [108]. Das Ergebnis für die mittlere Kraft ist mit den Kantenlängen C und D

$$F_m = 12,16\sigma_{pm} \left(\frac{C+D}{2} \right)^{0,37} t_0^{1,63}. \quad (4.94)$$

Die Übertragung auf vieleckige Profile ist in [6] dargestellt.

Für viele technische Anwendungen sind auch Wabenstrukturen von Interesse. Diese bestehen entweder aus hexagonalen Waben oder aus verklebten einzelner Röhren mit Kreisprofil, siehe **Bild 4.22**. Hexagonale Waben werden durch Expansion übereinandergelegter und streifenweise verklebter Aluminiumbleche oder aus dem Verkleben vorher profilierter Aluminiumbleche hergestellt. Diese Profile werden beispielsweise von der Firma Hexcel aus Aluminiumblech oder von der Firma Tubus Bauer aus Kunststoffröhren gefertigt. Eine analytische Beschreibung des Deformationsverhaltens ist von Wierzbicki [105] erarbeitet worden. Bei der Verwendung von Wabenstrukturen sind die sehr unterschiedlichen Längs- und Quersteifigkeiten zu berücksichtigen und die Gefahr des irregulären Versagens durch lokale oder globale Knickung zu beachten.

Die Deformation von versteiften und unversteiften Rohren normal zur Längsachse, siehe **Bild 4.22**, ist von Reid [89] analytisch untersucht worden. Mamalis beschreibt das Verhalten von kegelförmigen Profilen [72] und von zwei ineinander angeordneten Rohren [73]. Das Faltungsverhalten von stufenförmigen Nöpfchen ist in [100] dargestellt. Analytische Modelle weiterer komplexer Deformationselemente befinden sich z.B. in [5], [90] und [106].

Die aufgeführten Beispiele für analytisch untersuchbare Deformationselemente zeigen das große Spektrum der mit dem vorgestellten analytischen Ansätzen beschreibbaren Strukturen. Alle Ansätze beruhen dabei auf den gleichen Grundelementen der Deformation durch Biegung in Fließgelenken, durch rollende Biegung, durch Aufweitung oder Reduktion und durch Rissbildung sowie auf der Reibung. Aus diesen Grundelementen sind die kinematischen Modelle sehr vieler Deformationselemente zusammengesetzt.

Das Vorgehen der analytischen Beschreibung ist dabei immer gleich:

1. Zusammensetzen verschiedener Grundelemente der Deformation zu einem konsistenten kinematischen Modell.
2. Bestimmung der einzelnen Anteile der Energiedissipation.
3. Bestimmung der Gesamtenergie.
4. Bestimmung der unbekannt Parameter aus dem Minimum der dissipierten Energie, aus der Kinematik oder aus Experimenten.
5. Bestimmung der mittleren Kraft aus der Gesamtenergie und dem Deformationsweg.

Anstelle der Gesamtenergie und dem Deformationsweg werden zum Teil die Leistung und die Deformationsgeschwindigkeit verwendet, um z.B. den Einfluss der Deformationsgeschwindigkeit auf die Fließspannung zu berücksichtigen.

4.7 Funktionsgrenzen

Der kinematische Ansatz der Plastizitätstheorie geht davon aus, dass das angenommene Deformationsverhalten auch auftritt. Dies gilt nur in gewissen Grenzen. Daher ist es wichtig, diese Funktionsgrenzen zu kennen. Im Folgenden werden Ansätze zum Abschätzen der Funktionsgrenzen aufgezeigt.

4.7.1 Funktionsgrenzen der Verjüngung

Verschiedene Versagensprinzipien können die Funktion von Verjüngungsabsorbern begrenzen. Dazu gehören das Euler-Knicken, die Rissbildung, die Längsfaltenbildung, die Quersfaltenbildung (Faltung), die Verschweißung mit der Matrize oder die Verformung bzw. der Bruch der Matrize.

Für lange, schlanke Crashabsorber besteht die Gefahr der Euler-Knickung. Um dies zu vermeiden, darf die kritische Knickkraft nicht erreicht werden, die nach der Theorie von Euler berechnet werden kann. Je nach Einbausituation treten unterschiedliche Randbedingungen auf. Ist die Anbindung an den Längsträger biegesteif und am Querträger gelenkig, so ergibt sich die kritische Axialkraft F_{krit} zu

$$F_{krit} = 2,0457 \frac{EI\pi^2}{l^2}. \quad (4.95)$$

Ist neben der Anbindung zum Längsträger auch die zum Querträger biegesteif, so gilt

$$F_{krit} = 4 \frac{EI\pi^2}{l^2}. \quad (4.96)$$

Das Flächenträgheitsmoment für dünnwandige Rohre beträgt dabei $I = \frac{\pi}{8} D_{m0}^3 t_0$. Das Ausknicken spielt im Anwendungsfall des Crashabsorbers aufgrund der relativ kurzen Baulänge eine untergeordnete Rolle. Für ein Rohr $\varnothing 50 \times 2 \times 100$ -AlMgSi0,5 ergibt sich beispielsweise eine kritische Axialkraft von ca. 12000 kN bzw. 24000 kN. Diese Kraft liegt um ein Vielfaches höher als die erreichbare Deformationskraft, da die Triggerkraft der Faltung bei $F_{Trigger} = 70$ kN liegt.

Die Rissbildung stellt eine weitere Grenze des Verjüngungsprozesses dar. Hierbei entstehen Längsrisse im Rohr am Matrizenauflauf. Kritisch für die Anwendung sind diese Effekte dadurch, dass die Risse wachsen können und damit den Verjüngungsprozess in der Matrize verhindern. Statt der Verjüngung findet dann ein Einrollen des aufgerissenen Rohres in der Matrize statt, siehe **Bild 4.23**. Das Einrollen geht mit einem deutlich abgesenkten Kraftniveau einher und muss vermieden werden.

Ursache der Rissbildung ist ein Verspröden des Materials aufgrund zu starker Deformation. Der Umformgrad darf daher einen kritischen Wert, der vom Material abhängig ist, nicht überschreiten. Liegen keine genaueren Angaben zum Materialverhalten vor, so kann aus dem



Bild 4.23: Versagensarten von Verjüngungscrashabsorbern: beginnende und fortgeschrittene Rissbildung (links) und Übergang zur Faltung (rechts)

Zugversuch die Brucheinschnürung herangezogen werden, siehe Abschnitt 3.4. Obwohl die Beanspruchung im Zugversuch eine Zugspannung ist und es sich bei der Verjüngung um eine Druckumformung handelt, hat sich der lokale Umformgrad in der Einschnürung als hilfreiche Kenngröße herausgestellt. Als Grenze für die Umformbarkeit werden 75% der Brucheinschnürung angenommen. Bei dem untersuchten Stahlrohr $\varnothing 50 \times 1,5$ -St35 lag die Brucheinschnürung bei 49% und der Betrag des Umformgrades betrug $|\varphi_Z| = 0,67$. Der Verjüngungsprozess begann ab einem Umformgrad von $\varphi_D = 0,45$ durch Risse zu versagen. Bei den anderen untersuchten Rohren ist der Deformationsprozess durch andere Ausfallkriterien beschränkt. Auf detailliertere Untersuchungen zur Rissbildung wird hier mit Hinweis auf die Bruchmechanik verzichtet.

Das Verjüngen kann durch Querfaltenbildung im druckbelasteten Rohrbereich verhindert werden, siehe **Bild 4.23**. Eine Faltenbildung tritt nur dann auf, wenn in diesem Bereich die Triggerkraft für die Faltenbildung erreicht wird. Die Triggerkraft wurde in Abschnitt 4.5 zu $F_{Trigger} = \pi \sigma_0 D_{m0} t_0$ abgeschätzt.

Mit diesem Kriterium kann eine wichtige Funktionsgrenze im Parameterraum der Verjüngung abgeschätzt werden. Für die sichere Funktion muss bei der Auslegung ein hinreichender Abstand von dieser Funktionsgrenze eingehalten werden.

Wird die Pressung zwischen Rohr und Matrize zu groß, so kann ein Verschweißen beider Kontaktpartner auftreten. Dieses Phänomen wird im Fertigungsprozess des Reibschweißens

genutzt, muss hier aber verhindert werden. Außer vom Druck und vom Schmierstoff haben hierbei die lokale Temperatur und das Material der Kontaktpartner Einfluss auf das Entstehen der Verschweißungen. Ein komplettes Reibverschweißen zwischen Rohr und Matrize ist bei den durchgeführten Versuchen nur bei einem Umformgrad $\varphi_D = 0,4$ und dem Rohr $\varnothing 50 \times 2,6$ -Ck35 aufgetreten. Die Matrize mit einem Matrizenwinkel $\alpha_D = 15^\circ$ bestand aus Stahl C45 und es wurde das Schmiermittel Shell Retinax verwendet. Die Flächenpressung lag nach den Berechnungen entsprechend Gleichung 4.61 mit einer Gleitreibungszahl $\mu = 0,1$ bei ca. 160 N/mm^2 . Diese Flächenpressung ist aufgrund der hohen Fließspannung und der großen Wandstärke relativ hoch.

Der Versagensfall der Längsfaltenbildung tritt nur bei Rohren mit kleiner Wandstärke und großem Durchmesser auf. Ebertshäuser [32] stellte dieses Phänomen bei Verhältnissen von Durchmesser zu Wandstärken $D_0/t_0 > 60$ fest. Albert [8] beobachtete die Längsfaltenbildung schon bei $D_0/t_0 = 36$ und $D_0/t_0 = 45$. Die eigenen Untersuchungen im Bereich $10 < D_0/t_0 < 50$ haben keine Längsfalten ergeben. Dieser Versagensfall, der auf einer zu geringen Knickstabilität der Rohrwand beruht, hat kaum Bedeutung für die Auslegung von Crashabsorbern, da er nur außerhalb des üblichen Parameterbereiches auftritt.

Um einen möglichst leichten Crashabsorber zu entwickeln, muss auch die Baugröße der Matrize optimiert werden. Bei zu schwach ausgelegten Matrizen kann eine Deformation oder ein Bruch der Matrize aufgrund von Tangentialspannungen auftreten. Mit Hilfe der Berechnung der Normal- und Schubspannung in der Matrizenfläche anhand von Gleichung 4.61 und 4.62 kann die Tangentialkraft F_t in der Matrize angegeben werden,

$$F_t = \frac{1}{2\pi} F_m \frac{\cos \alpha - \mu \sin \alpha}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}. \quad (4.97)$$

Die Querschnittsfläche A_D der Matrize muss nun so ausgelegt werden, dass die auftretenden Spannungen σ kleiner sind als die zulässigen Spannungen σ_{zul} des Matrizenmaterials,

$$\sigma = \frac{F_t}{A_D} < \sigma_{zul}. \quad (4.98)$$

Weiterhin tritt eine Biegung in der Matrize aufgrund von Momenten in der Querschnittsfläche auf, die zur Vergrößerung der Matrizenöffnung führen können.

4.7.2 Funktionsgrenzen anderer Deformationsprinzipien

Die Funktionsgrenzen der anderen Deformationsprinzipien sind nicht detailliert experimentell untersucht worden. Auch hier kann bei großen Längen eine Euler-Knickung entsprechend den zuvor gegebenen Beziehungen auftreten.

Die freie Inversion neigt zu Rissbildungen aufgrund zu großer lokaler Deformationen im äußeren Bereich der Deformationszone, in der das Material aufgrund der Biegung und der

Aufweitung in axialer und tangentialer Richtung gedehnt wird. Deshalb können nur dünnwandige Rohre ohne Rissbildung invertiert werden. Tritt ein Riss auf, so fällt das Kraftniveau sehr stark ab.

Auch die Aufweitung zeigt aufgrund der Zugspannungen Versagen durch Rissbildung für größere Umformgrade. Die erzwungene Inversion versagt bei größeren Wandstärken durch Querfalten (Faltung).

Die Faltung besitzt eine sehr heterogene Deformationsverteilung und zeigt lokale Rissbildungen in den stark verformten Bereichen. Die Wahrscheinlichkeit des Auftretens von Rissen nimmt mit zunehmender Wandstärke aufgrund der großen lokalen Dehnungen im Biegebereich zu. Die mittlere Kraft sinkt beim Auftritt von Risse nur leicht ab. Die globale Funktion des Crashabsorbers wird hierdurch aber kaum beeinträchtigt. Außerdem kann ein instabiles Deformationsverhalten der Faltung eintreten, das zum Abknicken des Rohres führt. Dies wurde experimentell z.B. bei Rohren $\varnothing 50 \times 1 \times 100$ -St35 und $\varnothing 40 \times 1 \times 100$ -St35 beobachtet.

4.8 Vergleich der Crashabsorber

Um die Eigenschaften von Crashabsorbern zu vergleichen und zu beurteilen, gibt es verschiedene Kenngrößen, siehe **Tabelle 4.4**. Die meisten Größen lassen sich dabei aus dem Kraft-Weg-Diagramm ableiten, vgl. Bild 4.24. Die maximale Kraft F_{max} gibt den größten Kraftausschlag während der Deformation an. In dynamischen Tests ist die maximale Kraft stark von den Schwingungseigenschaften des Versuchsaufbaus und der Filterung der Messwerte abhängig. Oft tritt die maximale Kraft zu Deformationsbeginn auf und wird als Triggerkraft $F_{Trigger}$ bezeichnet. Die mittlere Kraft F_m ergibt sich als Mittelwert der Kraft bezüglich des Deformationsweges Δs . Zum Teil tritt nach einem Anfangsstadium ein konstantes Kraftniveau auf, das dann als mittlere Kraft bezeichnet wird. Das konstante Kraftniveau ist eigentlich der Grenzwert der mittleren Kraft für beliebig große Deformationswege, weil das Anfangsstadium vernachlässigt werden kann. Die Schlagwirksamkeit η_ℓ gibt das Ver-

Tabelle 4.4: Kenngrößen von Crashabsorbern

Kenngröße	Berechnung
Maximale Kraft (Triggerkraft)	$F_{max} \quad (F_{Trigger})$
Mittlere Kraft	$F_m = \frac{1}{\Delta s} \int_0^{\Delta s} F(s) ds$
Schlagwirksamkeit	$\eta_\ell = \frac{\Delta s_{max}}{\ell_0}$
Maximale Energieabsorption	$W_{max} = \int_0^{\Delta s_{max}} F(s) ds = F_m \Delta s_{max}$
Spezifische Energieabsorption	$E_s = \frac{W(s)}{\Delta m_{Rohr}(s)}$ mit $\Delta m_{Rohr}(s) = m_{Rohr} \frac{\Delta s_{max}}{\ell_0}$
Totale spez. Energieabsorption	$E_t = \frac{W_{max}}{m_{Rohr}} = \eta_\ell E_s$

hältnis des maximalen Deformationsweges Δs_{max} zur Gesamtlänge ℓ_0 des Crashabsorbers an. Für die symmetrische Faltung von Rohren ist die Schlagwirksamkeit $\eta_\ell = 75\%$. Bei der Inversion und der Verjüngung kann die Schlagwirksamkeit bei $\eta_\ell = 100\%$ liegen, wenn die Crashabsorberrohre vollständig durch die Matrize gedrückt bzw. invertiert werden.

Die maximale Energieabsorption W_{max} ist die Energieabsorption bei vollständiger Deformation des Crashabsorbers. Dieser Wert ist direkt umrechenbar in eine maximale Aufprallgeschwindigkeit des Fahrzeuges, wenn der Crashabsorber das einzige energieabsorbierende Element ist und der Aufprall senkrecht mit 100% Überdeckung stattfindet. Die spezifische Energieabsorption E_s gibt ein Verhältnis zwischen absorbierte Energie und der Masse Δm_{Rohr} der verkürzten Länge Δs eines Crashabsorbers an. Ist z.B. ein Rohr um $\Delta s = 10$ mm deformiert worden, so wird die dabei dissipierte Energie durch die Masse Δm_{Rohr} eines $\Delta s = 10$ mm langen Rohres geteilt. Für die spezifische Energieabsorption gibt es in der Literatur verschiedene Definitionen, die zu unterschiedlichen Ergebnissen führen. Die hier gewählte Definition ist für die experimentelle Praxis besonders geeignet, da eine vollständige Deformation des Crashabsorbers meist nicht stattfindet. Die spezifische Energieabsorption E_s ist für Materialentwickler von besonderer Bedeutung, um das Potential zur Gewichtseinsparung aufzuzeigen. Die totale spezifische Energieabsorption E_t , auch Gewichtseffizienz genannt, gibt dagegen das reale Verhältnis zwischen maximaler Energieabsorption und Gesamtmasse m_{Rohr} des Crashabsorberrohres an. Mit bekannter Schlagwirksamkeit ist die spezifische Energieabsorption E_s in die totale spezifische Energieabsorption E_t umrechenbar, solange sich die mittlere Kraft über dem Deformationsweg nicht verändert.

Die verschiedenen Deformationsprinzipien zeigen deutlich unterschiedliches Crashverhalten. Im Folgenden werden exemplarisch die Prinzipien freie Inversion, Verjüngung und Faltung miteinander verglichen. **Bild 4.24** verdeutlicht den stark oszillierenden Charakter des Kraftverlaufes der Faltung. Jedes Iniziiieren einer neuen Falte verursacht ein neues Kraftmaximum.

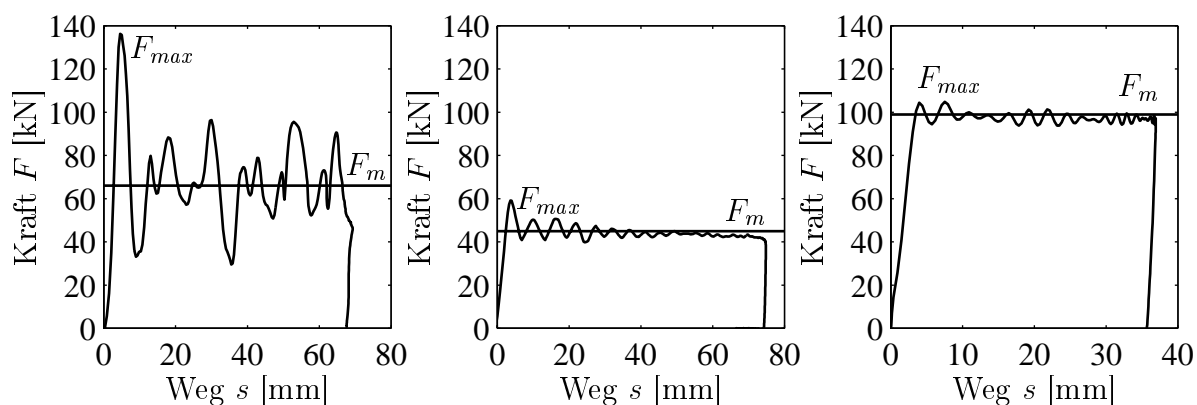


Bild 4.24: Kraftverläufe, maximale Kraft F_{max} und mittlere Kraft F_m der Faltung (links), der freien Inversion (mitte) und der Verjüngung (rechts) eines Rohres $\varnothing 50 \times 1,5$ -St35; $\varphi_D = 0,35$; $\alpha_D = 15^\circ$

Tabelle 4.5: Vergleich der mittleren Kraft F_m und der spezifischen Energieabsorption E_s bei verschiedenen Deformationsprinzipien und unterschiedlichen Rohren (*: Ohne Schmiermittel)

Material	Geometrie	Freie Inversion		Verjüngung			Faltung	
		F_m [kN]	E_s [kJ/kg]	φ_{Dmax}	F_m [kN]	E_s [kJ/kg]	F_m [kN]	E_s [kJ/kg]
AlMgSi0,5	$\varnothing 48 \times 1$	7,5	20	0,25*	26*	68*	14	37
AlMgSi0,5	$\varnothing 50 \times 2$	-	-	0,35*	62*	76*	42	52
St35	$\varnothing 50 \times 1,5$	45	26	0,4	108	63	66	38
Ck35	$\varnothing 50 \times 2,6$	-	-	0,5	290	92	205	65

Für das Bilden der ersten Falte wird die größte Kraft benötigt, die Triggerkraft. Dagegen zeichnen sich die freie Inversion und die Verjüngung durch annähernd konstante Deformationskräfte aus.

Die dargestellten Messungen sind mit gleichen Rohren $\varnothing 50 \times 1,5$ -St35 durchgeführt worden. Dadurch zeigt der Vergleich der mittleren Kräfte die unterschiedlichen Energieabsorptionspotentiale der Deformationsprinzipien auf. Mit 45 kN hat die Inversion das niedrigste Kraftniveau. Die Faltung ergibt eine mittlere Kraft von 66 kN. Bei der Verjüngung hängt die mittlere Kraft zusätzlich von der Matrize ab. Im hier gezeigten Beispiel liegt das Kraftniveau bei 99 kN. Die Verjüngung kann bis zu einem Kraftniveau von 108 kN und einem Matrizenumformgrad von $\varphi_D = 0,4$ gesteigert werden. Entsprechende Vergleiche sind auch für andere Rohrgeometrien und andere Werkstoffe durchgeführt worden, siehe **Tabelle 4.5**.

Da die Funktion der freien Inversion aufgrund starker lokaler Deformationen beim Biegen und Aufweiten bei großen Wandstärken nicht mehr gegeben ist, treten Lücken in der Tabelle auf. Bei dem Rohr $\varnothing 50 \times 2$ -AlMgSi0,5 ergeben sich oft schon beim Invertieren in der Matrize leichte Risse, die bei der freien Inversion zum Abreißen führen. Mit dem Rohr $\varnothing 50 \times 2,6$ -Ck35 ist eine Inversion in der Matrize aufgrund des Übergangs zur Faltenbildung nicht möglich.

Der Vergleich der spezifischen Energieabsorption E_s in **Bild 4.25** zeigt für alle untersuchten Rohre den großen Vorteil der Verjüngung, die ca. 50% mehr Energie dissipieren kann als die Faltung. Das setzt allerdings eine hinreichende Duktilität des Materials voraus, die bei den verwendeten Rohren gegeben ist. Ähnliche Vergleiche sind in [65] durchgeführt worden.

Dem Verhalten der unterschiedlichen Materialien ist hier der Einfluss der Wandstärke überlagert, da bestimmte Rohre nur mit gegebenen Wandstärken erhältlich sind. Bei konstanter Geometrie und hinreichender Duktilität des Materials ist das Verhältnis $\frac{\sigma_{pm}}{\rho}$ aus Fließspannung σ_{pm} und Dichte ρ ein guter Kennwert für die spezifische Energieabsorption. Dieses Verhältnis ist bei den hier untersuchten Werkstoffen ungefähr gleich groß.

Da die Wandstärke linear in das Gewicht, aber progressiv in die mittlere Kraft bei der symmetrischen Faltung eingeht, steigt die spezifische Energieabsorption mit Zunahme der Wand-

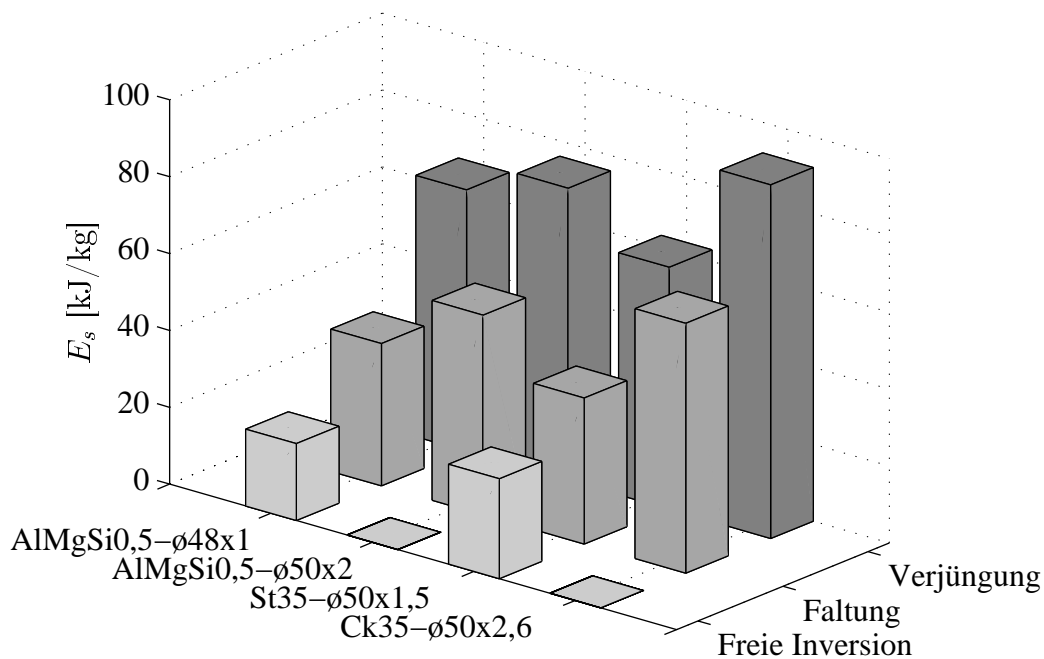


Bild 4.25: Spezifische Energieabsorption E_s der Faltung, der freien Inversion und der Verjüngung von Rohren verschiedener Abmessungen aus Stahl und Aluminium

stärke, siehe **Bild 4.26 links**. Auch die spezifische Energieabsorption der freien Inversion und der Verjüngung steigen mit zunehmender Wandstärke. Wird hingegen die Wandstärke konstant gehalten und der Durchmesser variiert, ergeben sich vollkommen andere Ergebnisse, da sich eine Durchmesserzunahme auf die spezifische Energieabsorption E_s der drei Deformationsprinzipien negativ auswirkt, siehe **Bild 4.26 rechts**. Da der Einbauraum häufig vorgegeben ist, kommt der Variation des Außendurchmessers geringere Bedeutung zu.

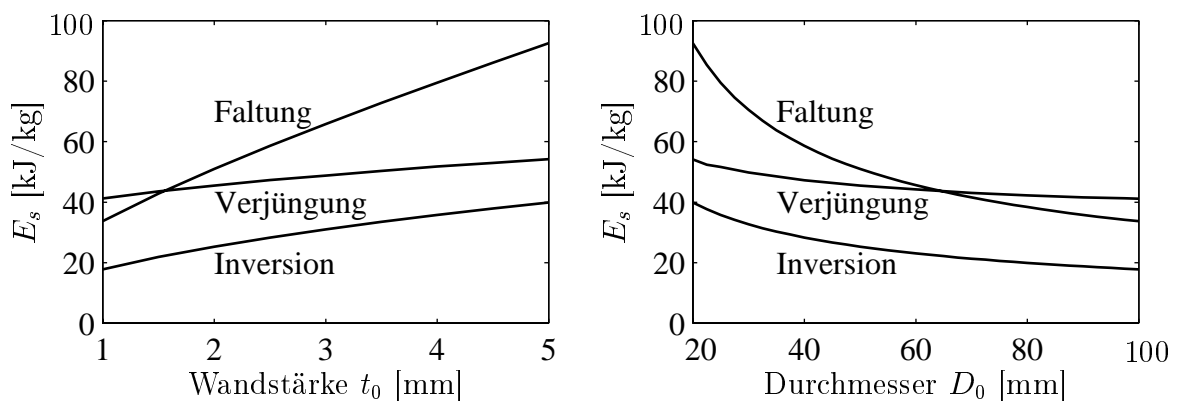


Bild 4.26: Berechnete spezifische Energieabsorption E_s der symmetrischen Faltung, der freien Inversion und der Verjüngung in Abhängigkeit der Wandstärke t_0 (links) von Rohren $\phi 50 \times t_0$ -AlMgSi0,5 und des Durchmessers D_0 (rechts) von Rohren $D_0 \times 2$ -AlMgSi0,5; $\varphi_D = 0,3$; $\alpha_D = 15^\circ$; $\mu = 0,05$

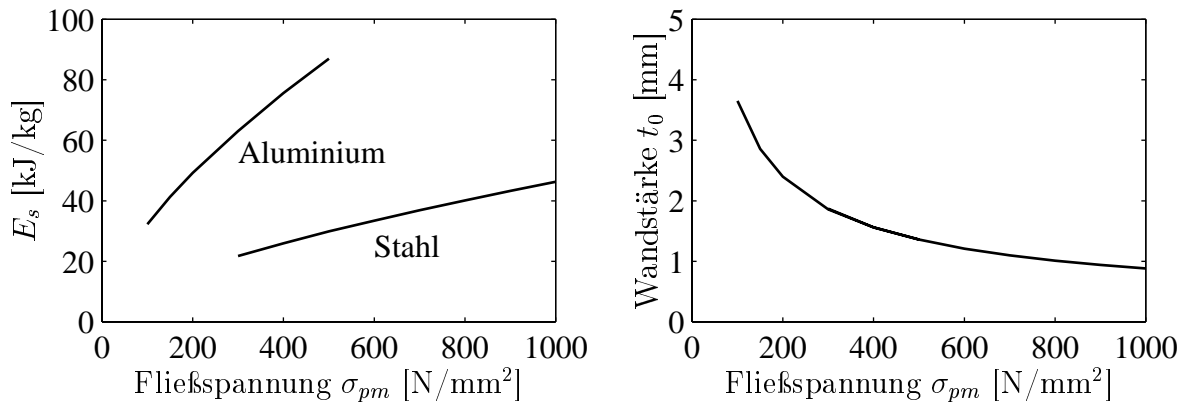


Bild 4.27: Berechnete spezifische Energieabsorption E_s (links) der symmetrischen Faltung bei konstantem Durchmesser $D_0 = 50$ mm und konstanter mittlerer Kraft $F_m = 50$ kN unter Variation der Wandstärke t_0 und die dazu notwendige Wandstärke t_0 (rechts)

Für den realen Einsatz ist meist ein bestimmtes Kraftniveau vorgegeben, so dass für unterschiedliche Materialien unterschiedliche Geometrien verwendet werden müssen. Deshalb ist ein Vergleich bei konstantem Durchmesser und konstantem Kraftniveau unter Variation der Wandstärke sinnvoll.

Bild 4.27 links zeigt die spezifische Energieabsorption E_s für Stahl- und Aluminiumwerkstoffe mit unterschiedlichen Fließspannungen für die symmetrische Faltung bei konstantem Durchmesser $D_0 = 50$ mm und konstanter mittlerer Kraft $F_m = 50$ kN unter Variation der Wandstärke t_0 . Die notwendige Wandstärke zum Erreichen der geforderten mittleren Kraft ist nicht vom verwendeten Werkstoff abhängig, sondern nur von der Fließspannung, siehe **Bild 4.27 rechts**. Im betrachteten Fließspannungsbereich für die Aluminium- und Stahlwerkstoffe zeigt Aluminium ein größeres Potential zum Erreichen einer hohen spezifischen Energieabsorption E_s . Eine hinreichende Duktilität wird auch hier vorausgesetzt.

Bei dieser Betrachtung wurde auf die Einbeziehung der notwendigen Halterungen zum Längs- und Querträger sowie der notwendigen Matrize verzichtet, da die Halterungen sehr stark fahrzeugspezifisch sind und eine Vergleichbarkeit erschweren. Durch den Bezug auf die Rohrlänge ist die totale spezifische Energieabsorption E_t für die Faltung um 25% niedriger als die spezifische Energieabsorption E_s , da die Blocklänge 25% beträgt, während bei den anderen Prinzipien annähernd die volle Rohrlänge verformt werden kann. Die nutzbare Rohrlänge wird von der Konstruktion der Crashabsorber erheblich beeinflusst.

Die Betrachtung der unterschiedlichen Deformationen und deren Verteilung zeigt wichtige Unterschiede zwischen den Deformationsprinzipien auf. Die **Faltung** beruht auf Biegespannungen sowie auf Zug- und Druckspannungen infolge der Zunahme bzw. Abnahme des Durchmessers. Es ergibt sich eine sehr heterogene Deformationsverteilung mit besonders großen Dehnungen in den Außenbereichen der Falten. Dadurch kommt es häufig zu lokaler Rissbildung. Lokale Risse haben auf die Gesamtfunktion meist keinen großen Einfluss.

Tabelle 4.6: Vergleich der Deformationsprinzipien

Kriterium	Sym. Faltung	Freie Inversion	Verjüngung
Kraftverlauf	Oszillierend	Konstant	Konstant
Energieabsorption	Hoch	Mittel	Sehr hoch
Hauptdeformationen	Biegung, Aufweitung, Reduktion	Biegung, Aufweitung	Reduktion
Dehnungsverteilung	Sehr heterogen	Heterogen	Homogen
Hauptversagensmechanismen	Lokale Rissbildung	Rissbildung	Übergang zur Faltung, Rissbildung

Die **Inversion** ist geprägt durch Deformationen aufgrund von Biege- und Zugspannungen. Die Biegung führt zu einer heterogenen Dehnungsverteilung. Außerdem bleibt die innere Hälfte des Rohres am Ende der Deformation unverformt. Die Zugspannungen können schon frühzeitig eine Rissbildung verursachen.

Die **Verjüngung** wird hauptsächlich durch Druckspannungen verursacht und hat eine sehr homogene Deformationsverteilung, wodurch Risse erst nach großen Verformungen auftreten. Somit ist eine hohe spezifische Energieabsorption erreichbar.

Der Vergleich der Deformationsprinzipien ist in **Tabelle 4.6** zusammengefasst.

5 Untersuchung von Crashabsorbern unter nichtaxialer Belastung

5.1 Laterale Belastung

In Abschnitt 2.2 wurde gezeigt, dass Crashabsorber neben der axialen Belastung zum Teil auch durch laterale Kräfte belastet werden. Dies trifft am sekundären Crashabsorber für alle drei Schrägaufprallszenarien zu. Zur Beschreibung des Crashverhaltens unter Querkraftbelastung sind besonders

- die Deformationsform bzw. Versagensform,
- die maximale Querkraft bzw. das maximale Biegemoment und
- der Querkraftverlauf über der lateralen Verschiebung

von Interesse. Als Versagensform wird dabei eine Deformationsform bezeichnet, die nicht der für die Energieabsorption vorgesehenen Deformation entspricht. Unter lateraler Belastung existieren zwei unterschiedliche Versagensformen. Zum einen kann sich im Druckspannungsbereich eine Falte bilden. Hierbei tritt ein fallender Kraft-Weg-Verlauf auf. Zum anderen kann das Versagen durch Rissbildung im Zugspannungsbereich eintreten. Nach der Rissinitialisierung fällt das Biegemoment schnell ab. Ein derartiges Versagen sollte nach Möglichkeit vermieden werden. Einfluss auf die Deformationsform haben die Materialeigenschaften, die Geometrie und insbesondere die Verbindung mit dem Längsträger. Eine Vergrößerung der Bruchdehnung und der Verfestigung des Materials reduzieren die Wahrscheinlichkeit des Rissversagens.

Wird entsprechend **Bild 5.1 links** ein Rohr mit der Querkraft Q beaufschlagt, so liegt der kritische Querschnitt direkt oberhalb der Einspannung. Das Versagen wird durch das resultierende Biegemoment $M = Q\ell$ verursacht. Ohne plastische Verformung ist das Rohr maximal mit dem elastischen Biegemoment M_{el} beaufschlagbar. Wird das Moment größer als diese elastische Grenze, so beginnt das Rohr im Außenbereich zu fließen und das Biegemoment steigt an. Wird das Rohr sehr stark verbogen, so kann als Näherung angenommen werden, dass im gesamten Querschnitt Fließen auftritt, vgl. Bild 5.1 links. Das Biegemoment ist dann das kritische plastische Biegemoment M_{cr} . Für dünnwandige zylindrische Rohre mit dem mittleren Durchmesser D_{m0} und der Wandstärke t_0 gilt

$$M_{el} = \frac{\pi}{4} \sigma_0 t_0 D_{m0}^2, \quad (5.1)$$

$$M_{cr} = \sigma_{pm} t_0 D_{m0}^2. \quad (5.2)$$

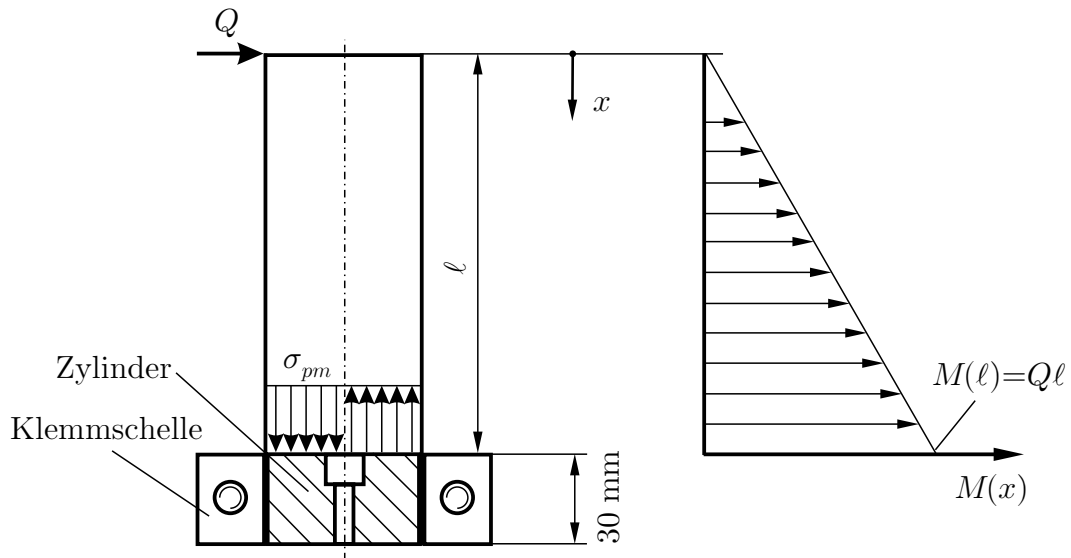


Bild 5.1: Einspannung eines Rohres und Verteilung der Normalspannungen bei lateraler Belastung (Schubspannungen vernachlässigt) (links) sowie der zugehörige Biegemomentenverlauf (rechts)

In **Tabelle 5.1** wird das elastische und das plastische Biegemoment mit dem Maximum des gemessenen Biegemoments an einem Rohr $\varnothing 50 \times 2$ -AlMgSi0,5 verglichen. Das maximale Biegemoment M_{max} wird sehr gut durch das kritische plastische Biegemoment M_{cr} wiedergegeben. Das elastische Biegemoment M_{el} liegt um ca. 25% niedriger als M_{cr} .

Unterschiede zwischen den Deformationsprinzipien sind bei der Deformationsform und damit auch bei der Energieabsorption zu erwarten, da die Verbindung des Rohres zum Längsträger eine entscheidende Rolle spielt und sehr unterschiedlich ist. Eine Rissbildung tritt bei der Verjüngung und Inversion gewöhnlich nicht auf, da bei diesen Prinzipien das Rohr auch in der Matrize bzw. im Inversionsbereich mit an der Biegedeformation teilnehmen kann.

Bei einem einfachen Rohr zur Faltung ist hingegen der Versagensform und der Befestigung mehr Aufmerksamkeit zu schenken. Wird das Rohr auf eine Platte geschweißt oder durch einen Mechanismus eingeklemmt, so muss mit einer Versagensform durch Rissbildung gerechnet werden. Weitere Untersuchungen zur Querkraftbelastung sind in [77], [21] und [23] zu finden.

Tabelle 5.1: Vergleich des elastischen und plastischen Biegemoments mit dem Maximum des gemessenen Biegemoments eines Rohres $\varnothing 50 \times 2 \times 2000$ -AlMgSi0,5 mit $\sigma_0 = 219 \text{ N/mm}^2$ und $\sigma_{pm} = 232 \text{ N/mm}^2$

Versuch	Gleichung 5.1	Gleichung 5.2
M_{max} [Nm]	M_{el} [Nm]	M_{cr} [Nm]
1110	793	1069

5.2 Kombinierte Belastung

Neben der reinen axialen und der lateralen Belastung müssen die Crashabsorber bei bestimmten Crashszenarien auch kombinierte Belastungen aufnehmen, siehe Abschnitt 2.2. Der linke Crashabsorber muss beim Pfahlaufprall, beim 10°-Schrägaufprall mit bewegter Barriere und beim 30°-Schrägaufprall kombinierte Belastungen aufnehmen. Der rechte Crashabsorber wird beim Aufprall mit 40% Überdeckung und beim Pfahlaufprall durch kombinierte Kräfte belastet.

Das Crashverhalten unter kombinierter Belastung lässt sich beschreiben durch

- die Deformationsform bzw. Versagensform,
- die maximale Belastung bzw. das maximale Biegemoment in Abhängigkeit der axialen Kraft und
- den Axialkraft- und Querkraftverlauf über der axialen und lateralen Verschiebung.

Wird ein Rohr gleichzeitig mit einer axialen und einer lateralen Kraft beaufschlagt, so sind die ertragbaren Axial- und Querkräfte bzw. das ertragbare Moment gegenüber der einachsigen Belastung kleiner. Dabei muss nach Murray [80] ein Teil des Querschnitts das Biegemoment aufnehmen und nur der Rest des Querschnitts um die neutrale Achse steht zum Aufnehmen der Axialkraft zur Verfügung, siehe **Bild 5.2 links**.

Die beiden Belastungsgrenzen hängen voneinander ab und gehen in eine gemeinsame Grenzkurve $M_{el}(F)$ bzw. $F_{el}(M)$ über. Für die elastische Grenze des Biegemomentes in Abhän-

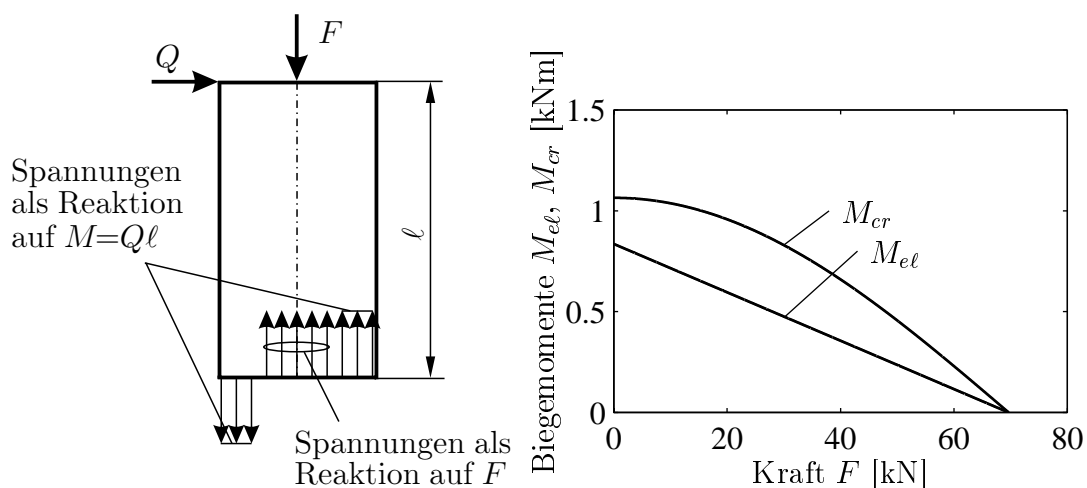


Bild 5.2: Verteilung der Normalspannungen unter kombinierter Belastung (Schubspannungen vernachlässigt) (links) und Grenzkurven $M_{el}(F)$, $M_{cr}(F)$ (rechts) eines Rohres $\varnothing 50 \times 2$ -AlMgSi0,5 mit ideal plastischem Verhalten $\sigma_0 = \sigma_{pm} = 232 \text{ N/mm}^2$

gigkeit der axialen Kraft gilt für dünnwandige Rohre

$$M_{el} = \frac{\pi}{4} \sigma_0 t_0 D_{m0}^2 - F \frac{D_{m0}}{4} \quad \text{für} \quad F \leq \pi \sigma_0 t_0 D_{m0}. \quad (5.3)$$

Wird diese Grenze überschritten, so tritt plastisches Verformen ein und der plastisch verformte Bereich des Querschnitts nimmt zu. Dabei steigt das Biegemoment bis zum maximalen Biegemoment M_{cr} an, bei dem am gesamten Querschnitt die Fließspannung erreicht ist

$$M_{cr}(F) = \sigma_{pm} t_0 D_{m0}^2 \cos \frac{F}{2\sigma_{pm} t_0 D_{m0}} \quad \text{für} \quad \frac{F}{2\sigma_{pm} t_0 D_{m0}} \leq \frac{\pi}{2}. \quad (5.4)$$

In **Bild 5.2 rechts** sind die Grenzkurven $M_{el}(F)$ und $M_{cr}(F)$ dargestellt. Für kleine Axialkräfte ändert sich das kritische Biegemoment kaum. Für große Axialkräfte geht das kritische Biegemoment gegen Null, denn im Zustand des axialen Fließens kann das Rohr kein zusätzliches Biegemoment mehr aufnehmen.

5.2.1 Versuche zur kombinierten Belastung

Bei einer Variation des Aufprallwinkels zwischen 0° und 10° in Versuchskonfiguration A nach Bild 3.2 ist für Aluminiumrohre $\varnothing 48 \times 1 \times 90$ -AlMgSi0,5 kein Abknicken bei der Faltung festzustellen. Bei steigendem Aufprallwinkel ergibt sich allerdings ein verschobenes Faltungsbild, da der Prüfling aufgrund von Querkräften im Faltungsbereich verschoben wird. Das mittlere Kraftniveau während der Faltung bleibt in diesem Winkelbereich unverändert. Wird die nicht eingespannte, freie Rohrlänge erhöht, so knickt das Rohr nach anfänglichem Faltungsbeginn ab und versagt durch Rissbildung im Zugspannungsbereich. **Bild 5.3** zeigt den Übergang der Faltung in das Abknicken in Abhängigkeit der freien Länge ℓ und des Aufprallwinkels α .

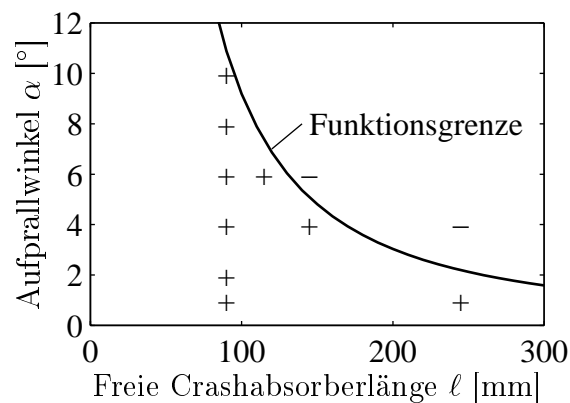


Bild 5.3: Deformationsform in Abhängigkeit des Aufprallwinkels α und der freien Crashabsorberlänge ℓ bei Rohren $\varnothing 48 \times 1$ -AlMgSi0,5 unter Versuchskonfiguration A (+: Faltung; -: Abknicken)

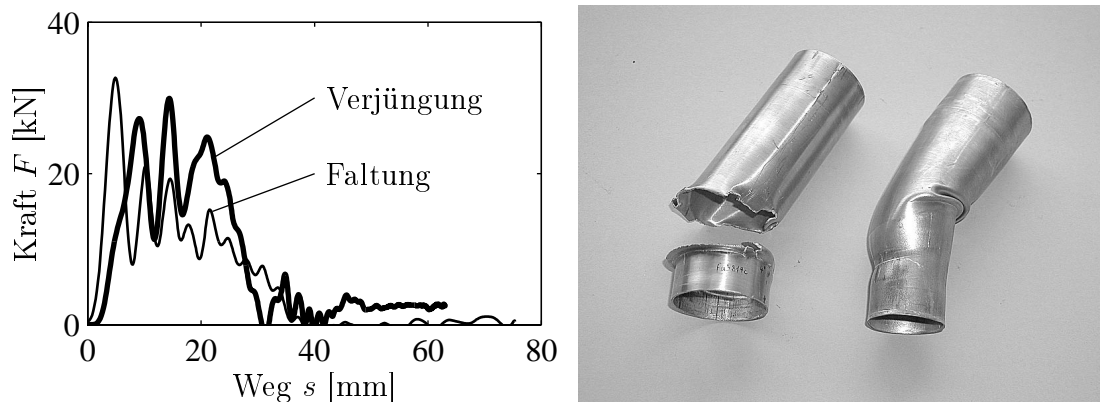


Bild 5.4: Verlauf der Axialkraft beim Abknicken eines Faltungsabsorbers und eines Verjüngungsabsorbers $\varnothing 48 \times 1 \times 150$ -AlMgSi0,5 ($\varphi_D = 0,2$) unter 4° -Schrägaufprall bei Konfiguration C und Foto der abgeknickten Crashabsorber

Unter der Versuchskonfiguration B zeigt sich bei der Untersuchung des Aluminiumrohres $\varnothing 48 \times 1 \times 90$ -AlMgSi0,5 schon ab $\alpha = 4^\circ$ eine erheblich verschobene Faltungsbildung aufgrund der schrägen Deformation, die durch das Haften im Kontakt eingepreßt wird. Ab $\alpha = 10^\circ$ versagen die Crashabsorber durch Abknicken und Rissbildung. Dadurch fällt die axiale Deformationskraft stark ab. Die gleiche Untersuchung mit Stahlrohren $\varnothing 50 \times 1,5 \times 90$ -St35 ergibt ein Versagen der Faltung ab $\alpha = 4^\circ$ durch Rissbildung und Abknicken. Ab $\alpha = 3^\circ$ zeigen sich hier erheblich verschobene Faltungsbildungen.

Die Versuchsanordnung C beansprucht die Crashabsorber besonders stark, da keine Reibung auftritt, die im allgemeinen einem Abknicken entgegenwirkt. Mit den Aluminiumrohren $\varnothing 48 \times 1 \times 90$ -AlMgSi0,5 ergibt sich ein Versagen der Crashabsorber auf Faltungsbasis schon ab $\alpha = 1^\circ$. Die Versagensform beim Abknicken ist bei den hier untersuchten Faltungscrashabsorbern immer durch eine Rissbildung, bei den Verjüngungscrashabsorbern hingegen durch eine Falte auf der Druckspannungsseite des Rohres ohne Rissbildung gekennzeichnet, siehe **Bild 5.4 rechts**. Bei allen durchgeführten Versuchen tritt ein starker Abfall der Axialkraft beim Beginn des Abknickens auf, siehe **Bild 5.4 links**.

Speziell die Versuchsergebnisse der Konfiguration C machen deutlich, dass derartige Crashabsorber nicht oder nur sehr eingeschränkt in der Lage sind, Querkräfte während der axialen Deformation zu übertragen. Beispielsweise bei der Faltung sind zur axialen Deformation auf dem gesamten Rohrquerschnitt hinreichend große Druckspannungen notwendig. Wird durch eine Querkraft in diesem Querschnitt zusätzlich ein Biegemoment eingeleitet, so treten im plastischen Zustand Bereiche mit Zugspannungen auf, siehe **Bild 5.2 links**. Die Zugspannungen verhindern einseitig die Faltenbildung und führt zum Abknicken der Bauteile. Auch bei der Untersuchung von serienmäßig eingesetzten Crashabsorbern unter der Versuchskonfiguration C ergibt sich ein Abknicken der Bauteile schon bei sehr kleinen Winkeln, $\alpha \ll 10^\circ$. Nur die in Abschnitt 6.2.2 beschriebenen schrägaufpralloptimierten Crashabsorber zeigten in diesem Test hervorragende Ergebnisse.

5.2.2 Optimierung der Crashabsorber für kombinierte Lasten

Die Untersuchungen an einfachen Crashabsorbern unter kombinierter Belastung haben gezeigt, dass alle getesteten Bauteile während der axialen Deformation praktisch keine Querkkräfte übertragen können. Dies führt bei größeren Aufprallwinkeln zum Abknicken der Crashabsorber. Um dieses Problem zu lösen, gibt es verschiedene Vorgehensweisen:

- Anpassung der Crashabsorber an den Momentenverlauf,
- Übertragung aller Querkkräfte auf den sekundären Crashabsorber,
- Auslegung auf eine nichtaxiale Kraft,
- Trennung der Biegemomentenaufnahme von der Axialkraftaufnahme.

Zum einen ist es möglich die Crashabsorber so auszulegen, dass sie dem auftretenden Momentenverlauf aufgrund der Querkraft angepasst sind. Eine Anpassung an den Momentenverlauf kann bei Rohren durch eine variable Wandstärke oder durch eine Veränderung des Durchmessers erreicht werden, siehe **Bild 5.5 oben**. Bei der Faltung bewirkt dies zusätzlich noch eine

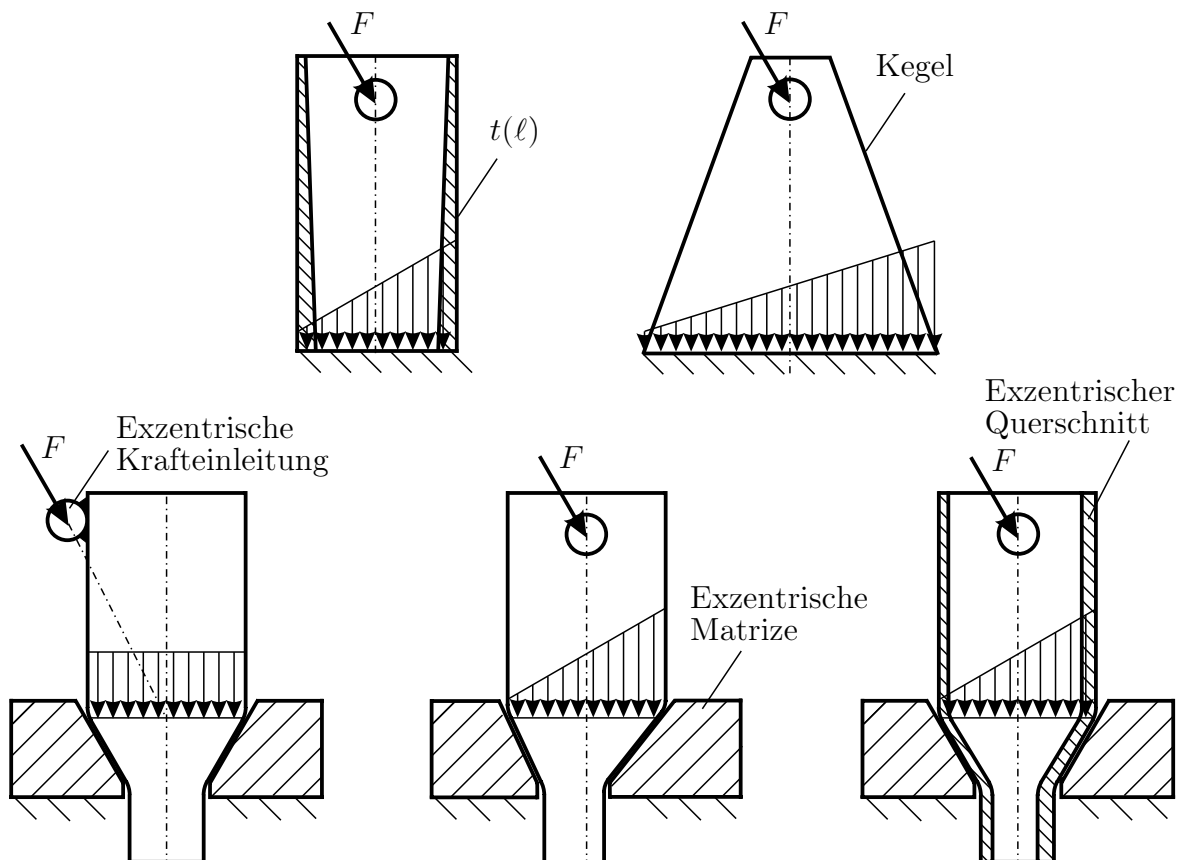


Bild 5.5: Anpassung der Crashabsorber an den Biegemomentenverlauf (oben) und an eine nichtaxiale Krafteinleitung (unten)

Triggerung an der querträgerzugewandten Seite, die eine Deformation in Bereichen kleiner Biegemomente auslöst. Diese Lösungen besitzen aber den Nachteil, dass bei fortschreitender axialer Deformation das Kraftniveau aufgrund der Wandstärken- bzw. Durchmesserzunahme ansteigt. Das Ansteigen des Kraftniveaus läuft den Auslegungszielen für die axiale Kollision entgegen, die ein konstantes Kraftniveau anstrebt.

Eine andere Möglichkeit ist die alleinige Beaufschlagung des sekundären Crashabsorbers mit der gesamten Querkraft beim Schrägaufprall. Dann ist es allerdings erforderlich, dass der Querträger auf Druckkräfte hinreichend belastbar ist. Der stoßabgewandte Crashabsorber wird bei den relevanten Schrägaufprallszenarien nur durch eine Querkraft beaufschlagt und muss dementsprechend ausgelegt werden.

Die Auslegung auf eine schräg angreifende Kraft ist eine weitere Möglichkeit der Anpassung der Crashabsorber. **Bild 5.5 unten** zeigt Realisierungen durch eine exzentrische Krafteinleitung, durch eine schräg gefertigte Matrize bei der Verjüngung oder einen exzentrischen Querschnitt. Derartige Konstruktionen können aber zu einem instabilen Verhalten der Crashabsorber unter axialer Belastung führen. Außerdem ändert sich der notwendige Kraftangriffswinkel mit dem Deformationsweg.

Die beim senkrechten Aufprall auftretenden Kräfte müssen deshalb über Zugkräfte im Querträger aufgefangen werden. Diese Auslegung führt zu einer Optimierung der gesamten Crashstruktur, da dadurch die Crashabsorber sowohl für den senkrechten als auch für den schrägen Aufprall optimiert werden können. Die schräge Krafteinleitung beim senkrechten Aufprall könnte zusätzlich den Querträger durch Zugkräfte in seiner Form stabilisieren.

Beim Schrägaufprall mit einem durch die Auslegung vorgegebenen Winkel wird der Querträger im Bereich zwischen den Längsträgern überhaupt nicht belastet. Erst bei größeren Winkeln wird der Querträger durch eine Druckkraft beaufschlagt, die auf den zweiten Crashabsorber als Querkraft übertragen wird. **Bild 5.6** beschreibt die Belastung der Crashabsorber und des Querträgers bei senkrechter und schräger Krafteinwirkung für einen Standard Crashabsorber und einen optimierten Crashabsorber.

Bei den Freikörperbildern wird angenommen, dass der Standard-Crashabsorber unter axialer Belastung keine Querkraft aufnimmt und die Querkraft vollständig in den stoßabgewandten Crashabsorber übertragen wird. Außerdem wurde die Dicke des Querträgers vernachlässigt und dadurch erfolgt die Krafteinleitung an der Verbindung zwischen Querträger und Crashabsorber. Dies hat zur Folge, dass der stoßabgewandte Crashabsorber keine axiale Belastung erfährt.

Eine detailliertere Untersuchung der Vorderwagenstruktur beim Schrägaufprall wird im folgenden Kapitel durchgeführt.

Bei der Verjüngung und der Inversion sind die Spannungen in der Kraftübertragungsstrecke vor dem Deformationsbereich niedriger als die Fließspannung. Dies ermöglicht die Übertragung von Momenten. Durch eine hinreichend gute Führung kann die Querkraft bzw. das

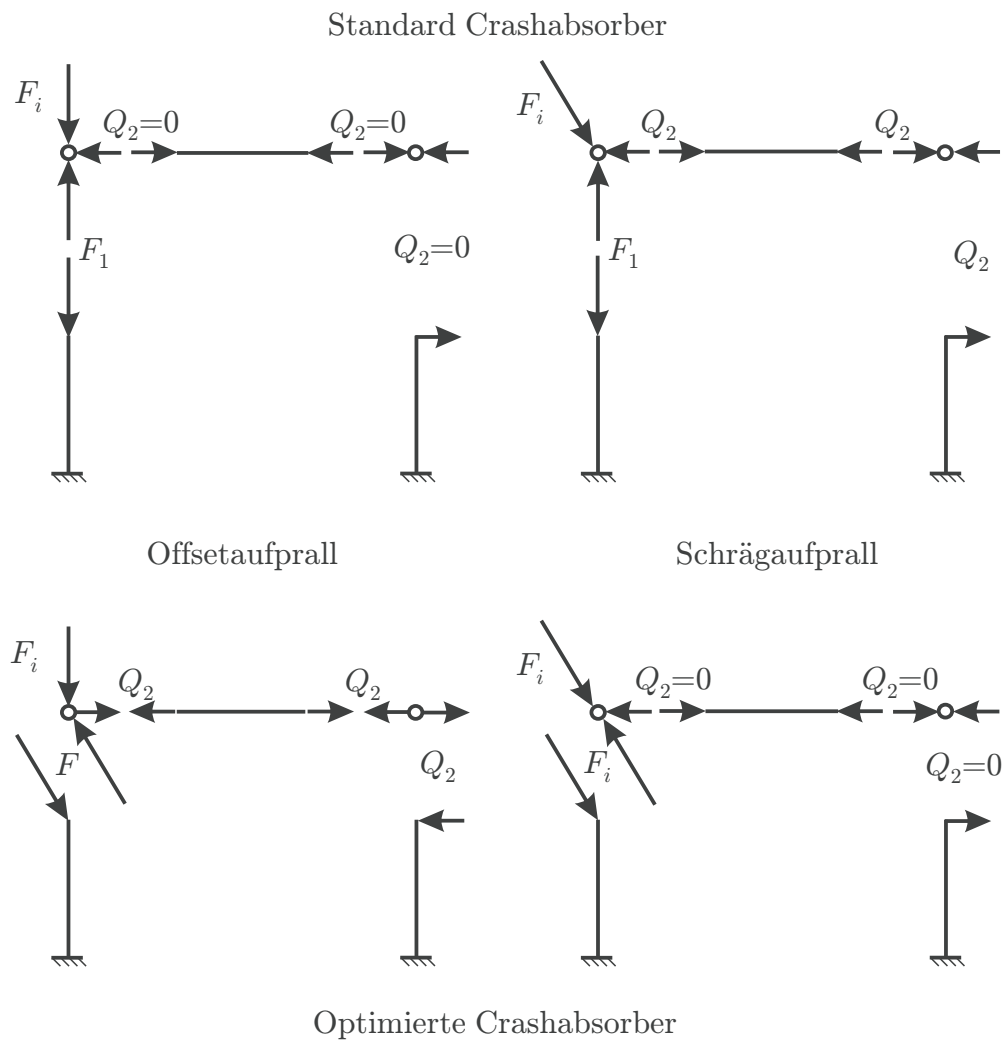


Bild 5.6: Belastungen der Crashabsorber und des Querträgers beim Beginn eines Offset- bzw. Schrägaufpralls mit Standard Crashabsorbern und mit optimierten Crashabsorbern

Biegemoment aufgenommen werden und der Deformationsbereich muss nur die axiale Kraft aufnehmen, siehe Abschnitt 6.2.2.

6 Untersuchung des Schrägaufpralls

Dem Schrägaufprall wird in der Auslegung der Frontstruktur bisher wenig Gewicht beigemessen. Der Vergleich des Gefährdungspotentials bei einem asymmetrischen Unfall zweier Fahrzeuge, einem Offetaufprall gegen eine Barriere und einem Schrägaufpralls gegen eine Barriere von Decker 1990 [30] zeigte geringere Gefährdungen beim Schrägaufprall. In der Folgezeit wurde dem Schrägaufprall kaum Beachtung geschenkt. Speziell die neuen Anforderungen des Crashreparaturtests bei 15 km/h, die oft durch einfache Crashabsorber gelöst werden, haben zu starken Veränderungen der Frontstruktur geführt. Da diese Crashabsorber oft empfindlich auf schräge Belastungen reagieren und beim Abknicken wenig Energie dissipieren, ist die Vernachlässigung des Schrägaufpralls bei der Vorauslegung der Crashabsorber nicht mehr sinnvoll. Im Gegensatz zum senkrechten Aufprall, bei dem für die Vorauslegung die Crashabsorber als einzelne Komponente betrachtet werden können, muss beim Schrägaufprall die Trägerstruktur berücksichtigt werden. Da die Krafteinleitung auf einer Seite erfolgt, muss der Querträger einen Teil der Belastung auf den crashabgewandten, sekundären Crashabsorber übertragen.

Zur Verdeutlichung der Probleme beim Schrägaufprall werden die Crashabsorber und der Querträger eines VW Passat (Baujahr 1998) bei einem 20°-Schrägaufprall getestet, siehe **Bild 6.1**. Hierbei wurde auf die Wälzlager im Kontakt verzichtet, so dass Reibung im Kontakt auftritt, die die Empfindlichkeit der Fahrzeugstruktur zum Abknicken in der Test-



Bild 6.1: Abgeknickte Verjüngungsabsorber des VW Passat bei 20°-Schrägaufprall unter Verwendung des originalen Querträgers

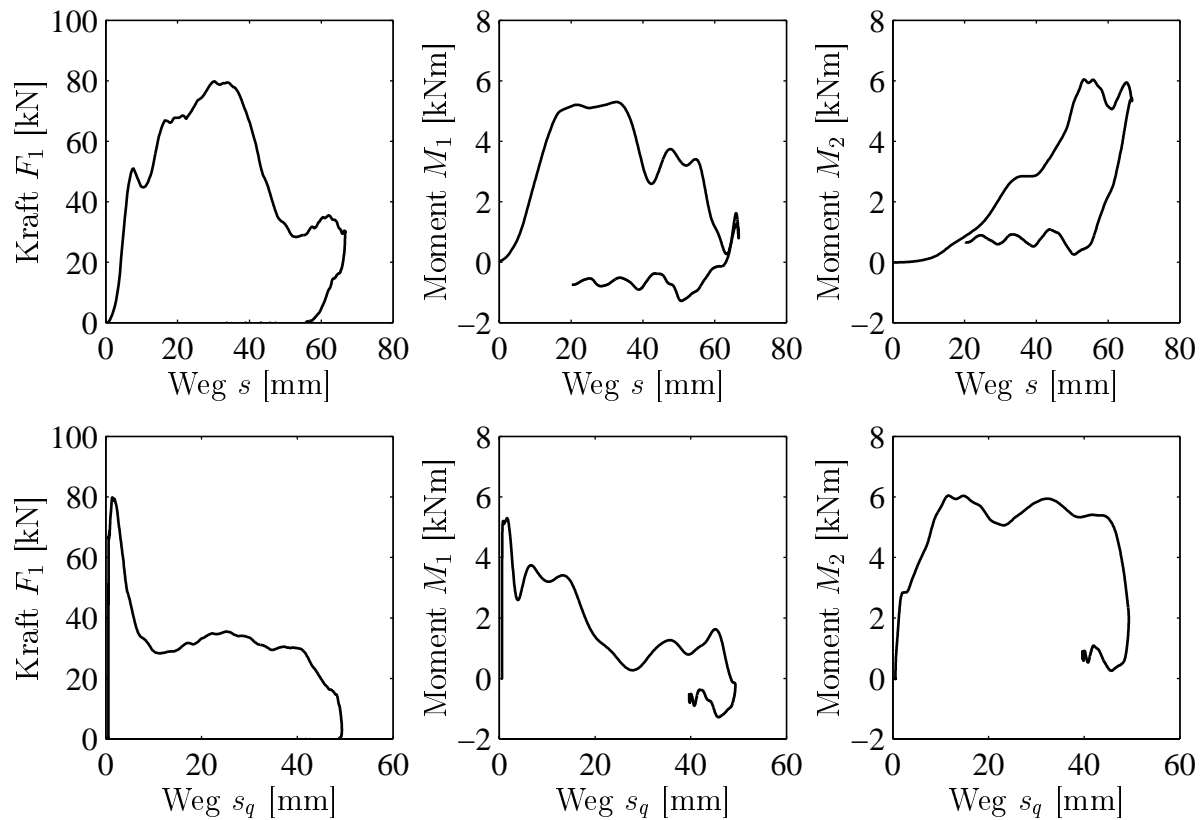


Bild 6.2: Kraft- und Momentenverläufe in Abhängigkeit der axialen s und lateralen Verschiebung s_q beim Abknicken der Verjüngungsabsorber des VW Passat bei 20°-Schrägaufprall mit gelenkiger Anbindung, $\phi_{D} \approx 0,27$; $\alpha_D = 15^\circ$

konfiguration reduziert. Dennoch zeigt das Crashverhalten ein Abknicken der serienmäßigen Verjüngungsabsorber. Bei diesem Versuch bleibt der Querträger unverformt und beide Crashabsorber knicken ab. Der Kraftverlauf F_1 sowie die Momentenverläufe M_1 und M_2 beim Crash sind in **Bild 6.2** dargestellt. Die Biegemomente wurden 250 mm bzw. 280 mm unterhalb der Crashabsorberhalterung im Kraft- und Momentenaufnehmer gemessen, vgl. Bild 6.15.

Der sekundäre Crashabsorber nimmt sein maximales Biegemoment erst auf, wenn der direkt belastete, primäre Crashabsorber schon begonnen hat abzuknicken und die Kraft und das Moment am primären Crashabsorber abfallen. Das beruht zum einen auf der geringen Biegesteifigkeit der Führung des Verjüngungsrohres und zum anderen auf einem Langloch im Querträger an der Anbindung zum Crashabsorber, das eine Übertragung der Querkraft für $s_q \approx 4$ mm verhindert. Das Langloch ist zur Vereinfachung der Montage vorgesehen.

Obwohl beim Beginn des Abknickens die Kraft F_1 kurzzeitig die axiale Verjüngungskraft von ca. 60 kN übersteigt, würde bei dieser Deformationsform und dem gesamten Deformationweg $s = 90$ mm weniger Energie dissipiert als bei der axialen Deformation. Um diesem unbefriedigenden Sachverhalt abzuwehren, wird im Folgenden ein analytisches Berechnungsverfahren zur Vorauslegung von Crashabsorbern für den Schrägaufprall aufgezeigt.

Die Frontstruktur eines Fahrzeuges lässt sich durch ein einfaches Trägermodell beschreiben, siehe Kapitel 2. Der Querträger ist dabei an die beiden Längsträger bzw. Crashabsorber gekoppelt, die wiederum mit der Fahrzeugkarosserie verbunden sind. Zur Analyse des Schrägaufpralls werden in diesem Modell zwei plastische Fließgelenke in der Verbindung zur Fahrzeugkarosserie, je nach Konstruktion zwei Dreh- oder Fließgelenke zwischen Längs- und Querträger und eine axiale Deformationszone im direkt beaufschlagten Längsträger benötigt, vgl. Bild 2.2 in Abschnitt 2.1.

Ziel des Modells für den Schrägaufprall ist eine analytische Abschätzung des kritischen Aufprallwinkels α_{cr} . Für Winkel $\alpha < \alpha_{cr}$ tritt eine mehrheitlich axiale Deformation des primären Crashabsorbers auf und für Winkel $\alpha > \alpha_{cr}$ erfolgt ein Versagen durch Abknicken beider Crashabsorber. Die analytische Vorauslegung soll den Einfluss der wesentlichen geometrischen Parameter und Materialparameter aufzeigen und dadurch eine Optimierung der Crashabsorber erleichtern.

6.1 Vorderwagenstruktur mit Faltungsabsorbern

6.1.1 Faltungsabsorber mit gelenkiger Anbindung

Unter Verwendung des Vorderwagenmodells ergibt sich für den Schrägaufprall das Freikörperbild in **Bild 6.3**. Dabei werden die Dicke des Querträgers und die bei den Versuchen auftretende Exzentrizität der Krafteinleitung aufgrund des Wälzlagers durch die Länge ℓ_{ex} berücksichtigt. Als Crashabsorberlänge ℓ wird die freie Länge von der oberen Einspannung bzw. der Mitte des Bolzens bis zur unteren Einspannung definiert. Als Länge a des Querträgers wird der Abstand der beiden Längsträger bzw. der beiden Crashabsorber betrachtet. Der Überstand des Querträgers über den Längsträger hinaus bleibt hier unberücksichtigt.

Die unbekanntes Schnittgrößen im **Bild 6.3** ergeben sich durch die Gleichgewichtsbeziehungen der Kräfte und Momente der einzelnen Komponenten. Aus dem Gleichgewicht der Kräfte in Längsrichtung des Fahrzeuges am Querträger ergibt sich die Kraft F_i an der Barriere zu

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{\cos \alpha}. \quad (6.1)$$

Aus dem Gleichgewicht der Momente um den Punkt C am Querträger bestimmt sich die Axialkraft F_2 am sekundären Crashabsorber zu

$$F_2 = F_i \frac{\ell_{ex}}{a} \sin \alpha \Rightarrow F_2 = \frac{F_1 \frac{\ell_{ex}}{a} \tan \alpha}{1 - \frac{\ell_{ex}}{a} \tan \alpha} \approx F_1 \frac{\ell_{ex}}{a} \tan \alpha. \quad (6.2)$$

Für die betrachtete Konfiguration ist die Kraft F_2 relativ klein. Mit der sinnvollen Annahme $\ell_{ex}/a \leq 0,15$ und $\alpha \leq 30^\circ$ gilt $F_2/F_1 < 0,09$.

Das kritische Biegemoment eines Rohres unter gleichzeitiger axialer Belastung ist in Abschnitt 5.2 beschrieben worden. Angewendet auf den sekundären Crashabsorber ergibt sich

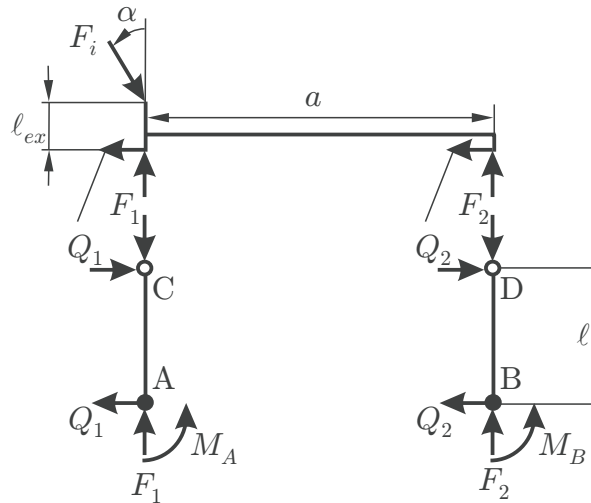


Bild 6.3: Freikörperbild der Komponenten des Vorderwagens mit gelenkiger Anbindung des Querträgers

für das kritische Biegemoment M_{Bcr} am Fließgelenk B

$$M_{Bcr} = \sigma_{pm} t_0 D_{m0}^2 \cos \frac{F_2}{2\sigma_{pm} t_0 D_{m0}} \approx \sigma_{pm} t_0 D_{m0}^2. \quad (6.3)$$

Da die Kraft F_2 klein ist, kann sie näherungsweise bei der Berechnung von M_{Bcr} vernachlässigt werden. Aus dem Momentengleichgewicht für den sekundären Crashabsorber lässt sich mit der freien Länge ℓ die kritische Querkraft ermitteln zu

$$Q_{2cr} = \frac{M_{Bcr}}{\ell} = \frac{\sigma_{pm} t_0 D_{m0}^2 \cos \frac{F_2}{2\sigma_{pm} t_0 D_{m0}}}{\ell} \approx \frac{\sigma_{pm} t_0 D_{m0}^2}{\ell}. \quad (6.4)$$

Mit gleichem Vorgehen erfolgt die Bestimmung der Belastungen für den primären Crashabsorber,

$$M_{Acr} = \sigma_{pm} t_0 D_{m0}^2 \cos \frac{F_1}{2\sigma_{pm} t_0 D_{m0}}, \quad (6.5)$$

$$Q_{1cr} = \frac{\sigma_{pm} t_0 D_{m0}^2 \cos \frac{F_1}{2\sigma_{pm} t_0 D_{m0}}}{\ell}. \quad (6.6)$$

Da die axiale Kraft F_1 im primären Crashabsorber groß ist, kann F_1 nicht vernachlässigt werden. Mit der Kenntnis aller Schnittgrößen kann der kritische Aufprallwinkel α_{cr} berechnet werden durch

$$\tan \alpha_{cr} = \frac{Q_{1cr} + Q_{2cr}}{F_1 + F_2} = \frac{M_{Acr} + M_{Bcr}}{(F_1 + F_2)\ell}. \quad (6.7)$$

Das Einsetzen der Gleichungen 6.2 bis 6.6 in Gleichung 6.7 und einige Umrechnungen liefern

$$\tan \alpha_{cr} = \frac{\sigma_{pm} t_0 D_{m0}^2 \left(\cos \frac{F_2}{2\sigma_{pm} t_0 D_{m0}} + \cos \frac{F_1}{2\sigma_{pm} t_0 D_{m0}} \right)}{F_1 \left(1 + \frac{\frac{\ell_{ex}}{a} \tan \alpha_{cr}}{1 - \frac{\ell_{ex}}{a} \tan \alpha_{cr}} \right) \ell}. \quad (6.8)$$

Die Auflösung nach dem Winkel α_{cr} ergibt

$$\alpha_{cr} = \arctan \frac{\sigma_{pm} t_0 D_{m0}^2 \left(\cos \frac{F_2}{2\sigma_{pm} t_0 D_{m0}} + \cos \frac{F_1}{2\sigma_{pm} t_0 D_{m0}} \right)}{F_1 \ell + \sigma_{pm} t_0 D_{m0}^2 \left(\cos \frac{F_2}{2\sigma_{pm} t_0 D_{m0}} + \cos \frac{F_1}{2\sigma_{pm} t_0 D_{m0}} \right) \frac{\ell_{ex}}{a}}. \quad (6.9)$$

Unter Vernachlässigung des Einflusses der kleinen Kraft F_2 auf das Moment M_{Bcr} und auf die Summe der Axialkräfte folgt als Näherung aus Gleichung 6.9

$$\alpha_{cr} \approx \arctan \frac{\sigma_{pm} t_0 D_{m0}^2 \left(1 + \cos \frac{F_1}{2\sigma_{pm} t_0 D_{m0}}\right)}{F_1 \ell}. \quad (6.10)$$

Diese Gleichung enthält alle wesentlichen geometrischen Parameter und den Materialparameter σ_{pm} . Zusätzlich ist die Axialkraft F_1 des primären Crashabsorbers enthalten. Als Kraft F_1 muss die Kraft für die axiale Deformation verwendet werden, die in Kapitel 4 untersucht wurde.

6.1.2 Experimente zu Faltungsabsorbern mit gelenkiger Anbindung

Anhand von experimentellen Ergebnissen wird das Deformationsverhalten der Crashstruktur beim Schrägaufprall analysiert. Dabei ist besonders der Unterschied zwischen dem globalen Abknicken und dem axialen Falten von Interesse.

Um die Kräfte über die Bolzen in das Rohr des Faltungsabsorbers einleiten zu können, sind in die Verbindungen zum Quertäger zusätzliche Zylinder mit Absatz eingesetzt, die die Kräfte auf den gesamten Querschnitt der Rohre verteilen, siehe **Bild 6.4**. Die Anbindung an den Längsträger ist durch eine Klemmverbindung realisiert, die eine Deformation der unteren

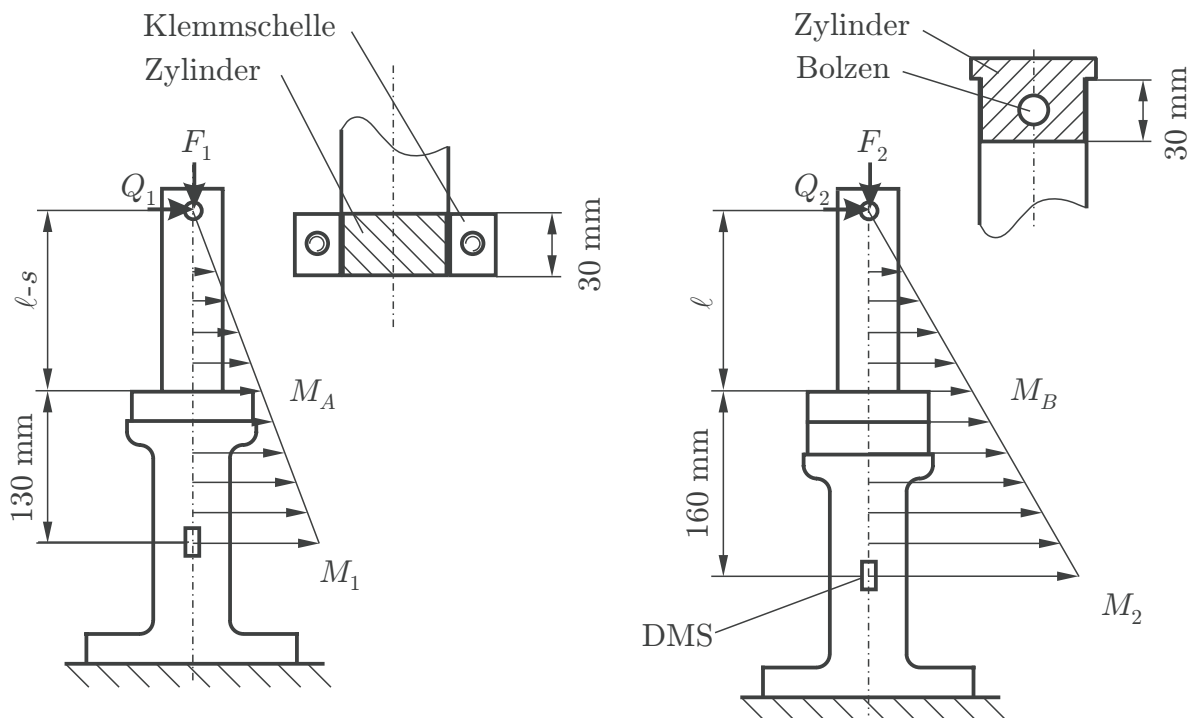


Bild 6.4: Biegemomentenverlauf im primären (links) und sekundären (rechts) Faltungsabsorber beim Prinzipversuch mit gelenkiger Anbindung sowie technische Ausführung der Anbindungen



Bild 6.5: Deformierte Faltungsabsorber $\phi 50 \times 2 \times 100$ -AlMgSi0,5 mit gelenkiger Anbindung nach einem Schrägaufprall mit $\alpha = 5^\circ$ (links) bzw. $\alpha = 15^\circ$ (rechts)

30 mm verhindert. Die anfängliche freie Länge ℓ wird von der Mitte des Bolzens bis zum Beginn der Einspannung gemessen, so dass die Einspannlänge vernachlässigt bleibt.

Betrachtet werden Crashabsorber der Länge $\ell = 100$ mm aus Aluminium $\phi 50 \times 2 \times 100$ -AlMgSi0,5. Unter einem Schrägaufprallwinkel $\alpha = 5^\circ$ deformiert der primäre Crashabsorber mehrheitlich axial. Der sekundäre Crashabsorber bleibt unverformt, siehe **Bild 6.5 links**.

Im Gegensatz dazu knicken beide Crashabsorber unter einem Schrägaufprallwinkel von $\alpha = 15^\circ$ ab, siehe **Bild 6.5 rechts**. Dabei reißt der sekundäre Crashabsorber im Punkt B ein, während der primäre Crashabsorber aufgrund der kombinierten Biege- und Axialbelastung im Punkt A nur abknickt ohne einzureißen. Die Kraft F_1 im primären Crashabsorber und die auf die Punkte A und B umgerechneten Momente M_A und M_B sind für den Test mit $\alpha = 5^\circ$ im **Bild 6.6** und für den Test mit $\alpha = 15^\circ$ im **Bild 6.7** jeweils über der axialen Verschiebung s und der lateralen Verschiebung s_q dargestellt. Die Umrechnung der gemessenen Momente auf die Momente in den Punkten A und B erfolgt anhand der im **Bild 6.4** dargestellten Momentenverläufe. Die Umrechnung setzt eine reibungsfreie Kraftübertragung am Bolzen voraus und liefert $M_A = M_1 \frac{\ell - s}{\ell - s + 130 \text{ mm}}$ und $M_B = M_2 \frac{\ell}{\ell + 160 \text{ mm}}$.

Die axiale Kraft F_1 zeigt beim 5° -Schrägaufprall im **Bild 6.6** den typischen oszillierenden Verlauf bei der Faltung. Das Moment M_A steigt nur zu Beginn etwas an und schwankt dann aufgrund der asymmetrischen Faltenbildung um Null. Das Moment M_B zeigt die tragende Funktion des sekundären Crashabsorbers, der in dieser Konfiguration die Querkraft aufneh-

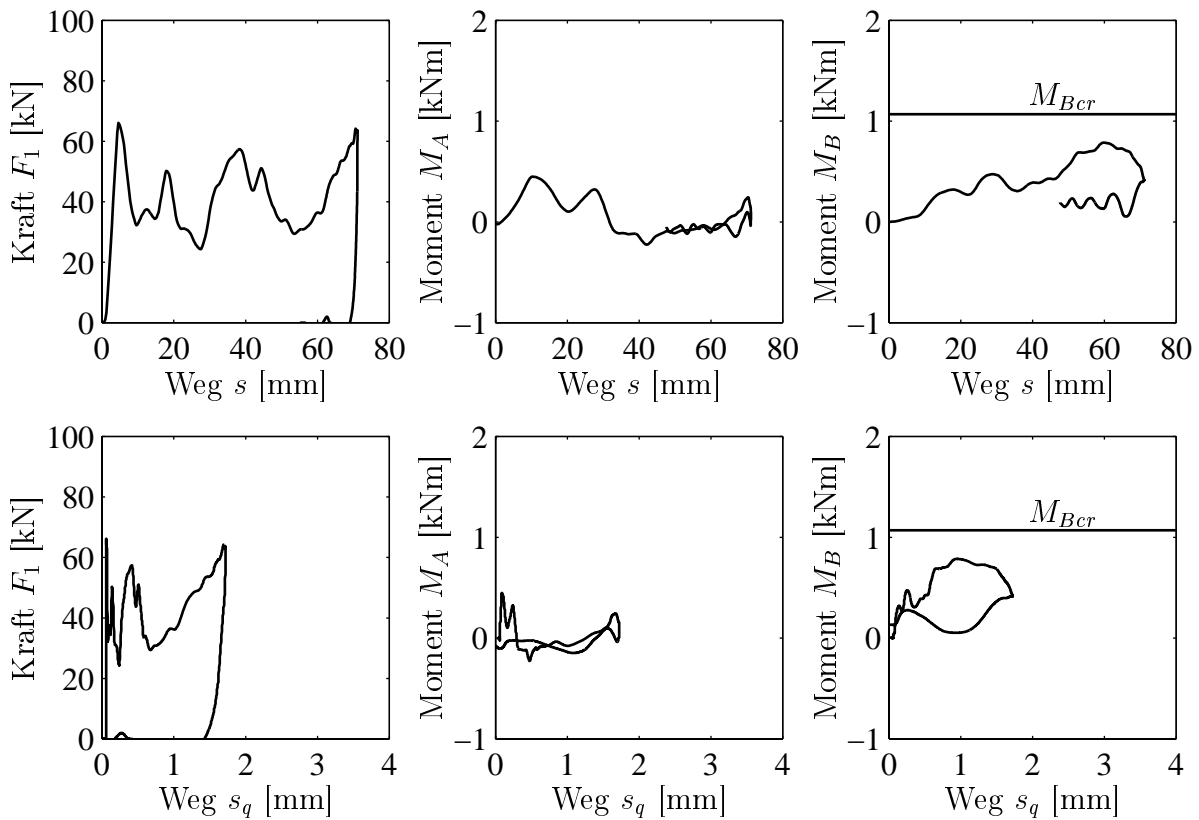


Bild 6.6: Kraft- und Momentenverläufe beim 5°-Schrägaufprall eines Faltungsabsorbers $\phi 50 \times 2 \times 100$ -AlMgSi0,5 mit gelenkiger Anbindung

men muss. Da das Moment M_B das kritische Moment $M_{Bcr} = 1,069$ kNm nicht übersteigt, findet keine wesentliche laterale Deformation s_q des Crashabsorbers statt und die Struktur kann ohne Abknicken dieser Belastung standhalten. Aufgrund der minimalen lateralen Verschiebung s_q beim 5°-Schrägaufprall sind die Diagramme über s_q wenig aussagekräftig und demzufolge nur vollständigshalber aufgeführt.

Im Gegensatz dazu zeigt die axiale Kraft F_1 beim 15°-Schrägaufprall im **Bild 6.7** nach anfänglicher Oszillation eine abfallende Kennlinie. Das Moment M_B steigt an und erreicht M_{Bcr} . Deshalb wird der sekundäre Crashabsorber abgeknickt und beginnt zu reißen. Der Riss verursacht ein schnelles Absinken des Momentes gegen Null. Zu diesem Zeitpunkt muss der primäre Crashabsorber sowohl die axiale Kraft als auch die Querkraft aufnehmen und das Moment M_A steigt an. Da der Crashabsorber nicht gleichzeitig eine hohe axiale Kraft und ein hohes Biegemoment aufnehmen kann, beginnt auch dieser abzuknicken und die Kraft F_1 sinkt ab. Die Fallmasse wird anschließend durch externe Crashabsorber als Notstopp abgebremst.

Wesentlich deutlicher wird der Versagensmechanismus bei der Darstellung über der lateralen Verschiebung s_q . Dort wird deutlich, dass zu Beginn der lateralen Verschiebung das Biegemoment M_B gerade das kritische Biegemoment M_{Bcr} erreicht. Das Biegemoment fällt zu Beginn der Rissbildung schnell ab. Die Kraft F_1 ist zu Beginn der Querverschiebung gleich

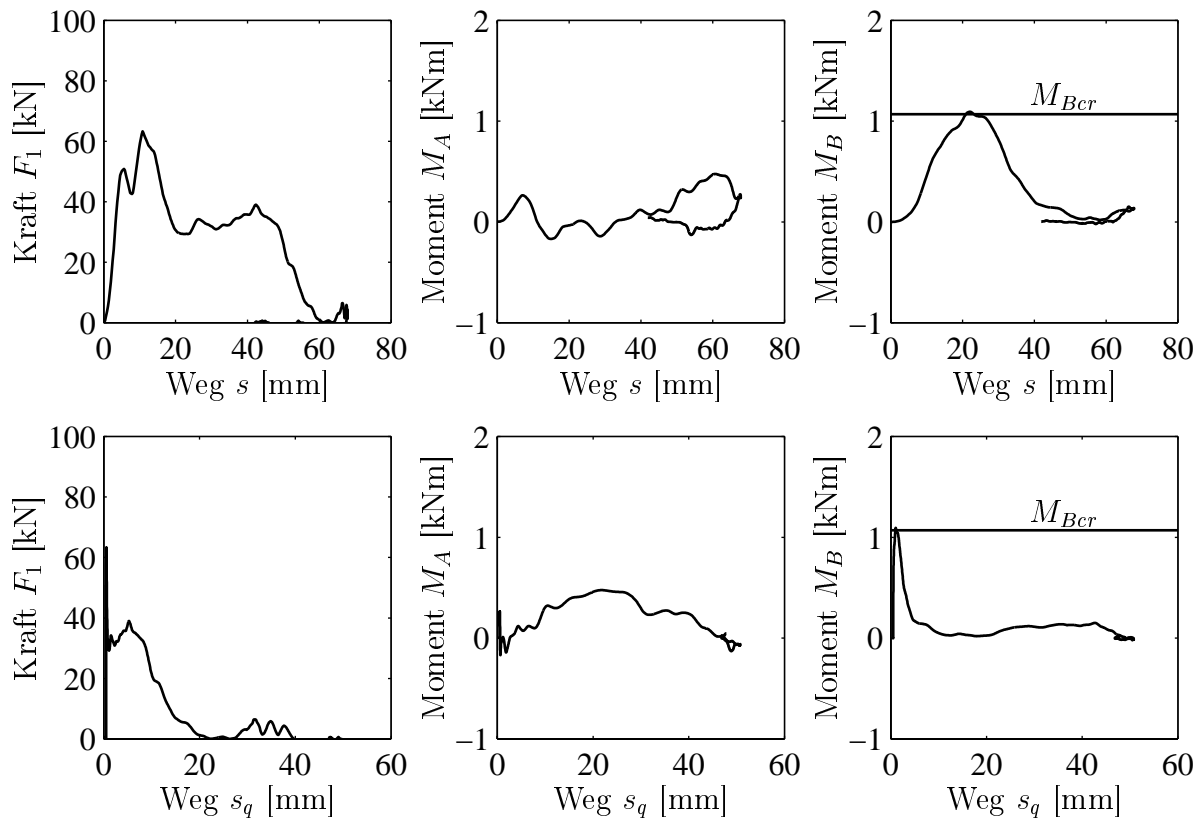


Bild 6.7: Kraft- und Momentenverläufe beim 15° -Schrägaufprall eines Faltungsabsorbers $\varnothing 50 \times 2 \times 100$ -AlMgSi0,5 mit gelenkiger Anbindung

der Triggerkraft $F_{Trigger}$. Nach Einsetzen der lateralen Verschiebung ist die Kraft F_1 zunächst fast konstant und beginnt nach $s_q \approx 5$ mm zu fallen. Zu diesem Zeitpunkt nimmt der sekundäre Crashabsorber nur noch eine geringe Querkraft auf. Der primäre Crashabsorber wird mit einem Biegemoment belastet. Dem weiteren Abknicken kann auch der primäre Crashabsorber kaum Widerstand entgegensetzen und es wird nur noch wenig Energie durch die weitere Deformation absorbiert.

Den Einfluss des Abknickens auf die Energiedissipation zeigt **Tabelle 6.1**. Bei etwa gleichem Energieeintrag aufgrund konstanter Versuchsbedingungen nimmt mit steigendem Schrägauf-

Tabelle 6.1: Einfluss des Aufprallwinkels auf die Deformationsform, auf den axialen Deformationsweg Δs und auf die mittlere axiale Deformationskraft F_m von Faltungsabsorbern $\varnothing 50 \times 2 \times 150$ -AlMgSi0,5 mit gelenkiger Anbindung

Winkel α [°]	Deformationsweg Δs [mm]	Mittlere axiale Deformationskraft F_m [kN]	Deformationsform
5	71	39,2	Faltung
10	79	32,6	Abknicken
15	$\gg 95$	$\ll 22,1$	Abknicken, Notstopp

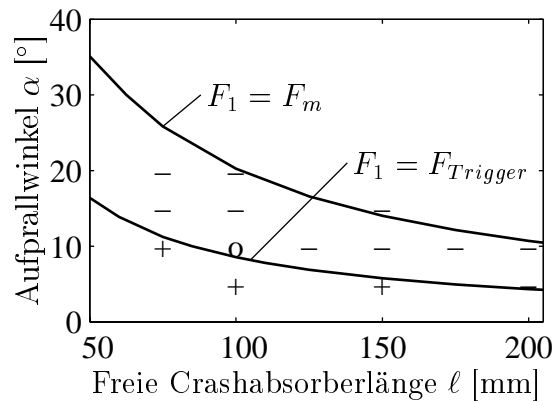


Bild 6.8: Einfluss des Aufprallwinkels α und der freien Crashabsorberlänge l auf die Deformationsform bei Faltungsabsorbern $\varnothing 50 \times 2$ -AlMgSi0,5 mit gelenkiger Anbindung und analytisch berechnete Grenzen (+: Faltung; o: Gemischte Deformation; -: Abknicken)

prallwinkel der axiale Deformationsweg Δs zu und die mittlere axiale Deformationskraft F_m sinkt um knapp 50% von 39 kN auf 22 kN ab. Unter einem Aufprallwinkel von $\alpha = 15^\circ$ muss dabei ein Teil der Aufprallenergie durch das Notstoppsystem aufgenommen werden. Dieses Ergebnis würde noch deutlicher ausfallen, wenn anstelle einer konstanten Aufprallenergie die zum vollständigen Deformieren notwendige Energie betrachtet werden würde, da nach Beginn des Abknickens die Deformationskraft schnell sinkt und nur noch wenig Energie aufgenommen werden kann. Die Unterschiede der mittleren axialen Deformationskraft F_m in **Tabelle 6.1** würden dadurch in gleicher Weise ansteigen.

Die durchgeführten Untersuchungen lassen sich sehr gut anhand des Diagramms in **Bild 6.8** darstellen, das in Abhängigkeit des Aufprallwinkels α und der freien Crashabsorberlänge l die auftretende Deformationsform zeigt. Die Faltung als Deformationsform ist mit “+”, das Abknicken mit “-” und die gemischte Deformation mit “o” gekennzeichnet. Die 14 verschiedenen Versuchskonfigurationen sind zur Begrenzung des erheblichen Versuchsaufwandes meist nur einmal durchgeführt worden. Die dennoch durchgeführten Wiederholungsmessungen zeigten die gleiche Deformationsform und sehr ähnliche Kraft- und Momentenverläufe.

Ziel der analytischen Berechnung ist die Bestimmung des kritischen Aufprallwinkels α_{cr} , der die Bereiche der Deformationsformen Faltung und Abknicken trennt. **Bild 6.8** stellt diese berechnete Grenze für zwei Werte der axialen Kraft F_1 dar, nämlich für die bestimmte mittlere Kraft $F_m = 43$ kN und die maximale Kraft $F_{max} = F_{Trigger} = 70$ kN. Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung mit den Versuchen unter Berücksichtigung der maximalen Kraft. Das korrespondiert mit den Auswertungen der Kraftverläufe beim Abknicken, da das Abknicken beim Auftreten der maximalen Kraft beginnt.

6.1.3 Faltungsabsorber mit biegesteifer Anbindung

Neben dem Crashabsorberprinzip und der Geometrie ist für den Schrägaufprall auch die Anbindung an den Querträger von großer Bedeutung. Deshalb soll nachfolgend die biegesteife Anbindung an den Querträger untersucht werden. In diesem Fall existieren neben den plastischen Fließgelenken in den Punkten A und B zwei weitere Fließgelenke in den Punkten C und D. Das zugehörige Freikörperbild zeigt **Bild 6.9**. Zusätzlich zum Freikörperbild der gelenkigen Anbindung treten im Punkt C und D die Biegemomente M_C und M_D aufgrund der biegesteifen Kopplung zum Querträger auf. Es wird vorausgesetzt, dass der Querträger eine höhere Biegesteifigkeit als der Crashabsorber an der Koppelstelle besitzt und die Deformation am Crashabsorber stattfindet.

Das kritische Biegemoment M_{Bcr} im Punkt B bestimmt sich unter Berücksichtigung der axialen Kraft bei Abknickbeginn F_{2cr} zu

$$M_{Bcr} = \sigma_{pm} t_0 D_{m0}^2 \cos \frac{F_{2cr}}{2\sigma_{pm} t_0 D_{m0}}. \quad (6.11)$$

Im Falle des beginnenden Abknickens der Struktur muss auch im Punkt D das kritische Biegemoment M_{Dcr} auftreten. Bei der Verwendung von zylindrischen Rohren gilt $M_{Acr} = M_{Ccr}$ und $M_{Bcr} = M_{Dcr}$. Aus dem Momentengleichgewicht des sekundären Crashabsorbers berechnet sich die Querkraft Q_{2cr} im sekundären Crashabsorber zu

$$Q_{2cr} = \frac{2\sigma_{pm} t_0 D_{m0}^2 \cos \frac{F_{2cr}}{2\sigma_{pm} t_0 D_{m0}}}{\ell}. \quad (6.12)$$

Entsprechend gilt für den primären Crashabsorber

$$M_{Acr} = M_{Ccr} = \sigma_{pm} t_0 D_{m0}^2 \cos \frac{F_1}{2\sigma_{pm} t_0 D_{m0}}, \quad (6.13)$$

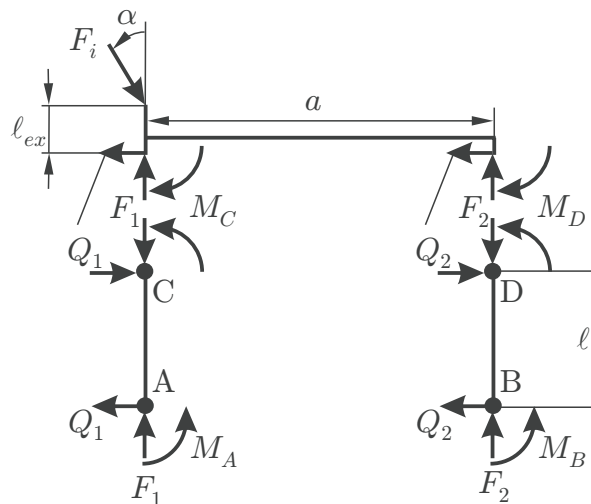


Bild 6.9: Freikörperbild der Komponenten des Vorderwagens mit biegesteifer Anbindung des Querträgers

$$Q_{1cr} = \frac{2\sigma_{pm}t_0D_{m0}^2 \cos \frac{F_1}{2\sigma_{pm}t_0D_{m0}}}{\ell}. \quad (6.14)$$

Die Kraft F_{2cr} zu Beginn des Abknickens kann aus dem Momentengleichgewicht um den Punkt A der gesamten Struktur,

$$M_{Acr} + M_{Bcr} + F_{2cr}a - F_i(\ell_{ex} + \ell)\sin\alpha_{cr} = 0, \quad (6.15)$$

und dem Momentengleichgewicht des Querträgers um den Punkt C,

$$M_{Ccr} + M_{Dcr} - F_{2cr}a + F_i\ell_{ex}\sin\alpha_{cr} = 0, \quad (6.16)$$

berechnet werden zu

$$F_{2cr} = F_i \left(\frac{\ell_{ex}}{a} + \frac{\ell}{2a} \right) \sin\alpha_{cr} \Rightarrow F_{2cr} = \frac{F_1 \left(\frac{\ell_{ex}}{a} + \frac{\ell}{2a} \right) \tan\alpha_{cr}}{1 - \left(\frac{\ell_{ex}}{a} + \frac{\ell}{2a} \right) \tan\alpha_{cr}}. \quad (6.17)$$

Auch hier soll die Größe der Kraft F_{2cr} im Verhältnis zur axialen Kraft F_1 abgeschätzt werden. Sind der Aufprallwinkel $\alpha_{cr} \leq 30^\circ$, die Exzentrizität der Krafteinleitung ℓ_{ex} und die freie Länge des Crashabsorbers ℓ deutlich kleiner als der Längsträgerabstand a , $\ell_{ex}/a \leq 0,15$ und $\ell/a \leq 0,2$, so gilt $F_{2cr}/F_1 \leq 0,17$. Ist die Kraft im primären Crashabsorber gerade $F_1 = F_{Trigger} = \pi\sigma_{pm}t_0D_{m0}$ und damit die Biegemomente $M_{Acr} = M_{Ccr} = 0$, so reduziert die Kraft F_{2cr} die kritischen Biegemomente M_{Bcr} und M_{Dcr} maximal um 4% bei gleichen Crashabsorbern rechts und links.

Nachdem alle unbekanntten Kräfte und Momente berechnet sind, lässt sich der kritische Aufprallwinkel abschätzen zu

$$\tan\alpha_{cr} = \frac{Q_{1cr} + Q_{2cr}}{F_1 + F_{2cr}} = \frac{M_{Acr} + M_{Bcr} + M_{Ccr} + M_{Dcr}}{(F_1 + F_{2cr})\ell}. \quad (6.18)$$

Für $F_1 + F_{2cr}$ lässt sich aus Gleichung 6.16 die Beziehung

$$F_1 + F_{2cr} = \frac{M_{Ccr} + M_{Dcr} + F_1a}{a - \ell_{ex}\tan\alpha_{cr}} \quad (6.19)$$

bestimmen. Aus den Gleichungen 6.18 und 6.19 folgt

$$\alpha_{cr} = \arctan \frac{2(M_{Acr} + M_{Bcr})}{F_1\ell + (M_{Acr} + M_{Bcr})\frac{\ell+2\ell_{ex}}{a}} \quad (6.20)$$

$$= \arctan \frac{2\sigma_{pm}t_0D_{m0}^2 \left(\cos \frac{F_1}{2\sigma_{pm}t_0D_{m0}} + \cos \frac{F_{2cr}}{2\sigma_{pm}t_0D_{m0}} \right)}{F_1\ell + \sigma_{pm}t_0D_{m0}^2 \left(\cos \frac{F_1}{2\sigma_{pm}t_0D_{m0}} + \cos \frac{F_{2cr}}{2\sigma_{pm}t_0D_{m0}} \right) \frac{(\ell+2\ell_{ex})}{a}}. \quad (6.21)$$

Diese Gleichung zeigt den Einfluss der Geometrie und des Materials auf den kritischen Aufprallwinkel. Der Einfluss der Kraft F_{2cr} auf die Momente M_{Bcr} und M_{Dcr} ist näherungsweise vernachlässigbar, damit folgt

$$\alpha_{cr} \approx \arctan \frac{2\sigma_{pm}t_0D_{m0}^2 \left(1 + \cos \frac{F_1}{2\sigma_{pm}t_0D_{m0}} \right)}{F_1\ell + \sigma_{pm}t_0D_{m0}^2 \left(1 + \cos \frac{F_1}{2\sigma_{pm}t_0D_{m0}} \right) \frac{(\ell+2\ell_{ex})}{a}}. \quad (6.22)$$

Der Vergleich von Gleichung 6.22 mit der entsprechenden Näherung in Gleichung 6.10 für die gelenkige Anbindung an den Querträger zeigt im Zähler des Bruchs einen zusätzlichen Faktor 2 und im Nenner einen weiteren kleinen Summanden. Da die Arkustangensfunktion monoton steigend ist und das Argument dieser Funktion in Gleichung 6.22 größer ist als in Gleichung 6.10, zeigt die analytische Berechnung den prinzipiellen Vorteil der biegesteifen Anbindung zum Querträger gegenüber der gelenkigen Anbindung im Bezug auf den Schrägaufprall. Nachteil dieser Lösung ist ein mögliches Montageproblem aufgrund der mehrfachen statischen Überbestimmtheit.

6.1.4 Experimente zu Faltungsabsorbern mit biegesteifer Anbindung

Auch diese Berechnungen sollen anhand von Versuchen überprüft und die Deformationsformen studiert werden. In diesem Fall sind die Crashabsorber sowohl an den Querträger als auch an die Längsträger durch 30 mm lange Klemmverbindungen befestigt, die im Klemmbereich eine Verformung verhindert. Als freie Crashabsorberlänge ℓ wird die Länge zwischen den beiden Klemmen bezeichnet, siehe **Bild 6.10**.

Betrachtet werden Crashabsorber der Länge $\ell = 125$ mm aus Aluminium $\text{ø}50 \times 2 \times 125$ -AlMgSi0,5. Unter einem Schrägaufprallwinkel $\alpha = 10^\circ$ wird der primäre Crashabsorber mehrheitlich axial deformiert und hat nur eine kleine laterale Deformation. Der sekundäre Crashabsorber wird nur leicht verformt, siehe **Bild 6.11 links**.

Im Gegensatz dazu knicken beide Crashabsorber unter einem Schrägaufprallwinkel von $\alpha = 20^\circ$ ab, siehe **Bild 6.11 rechts**. Dabei reißen der sekundäre und auch der primäre

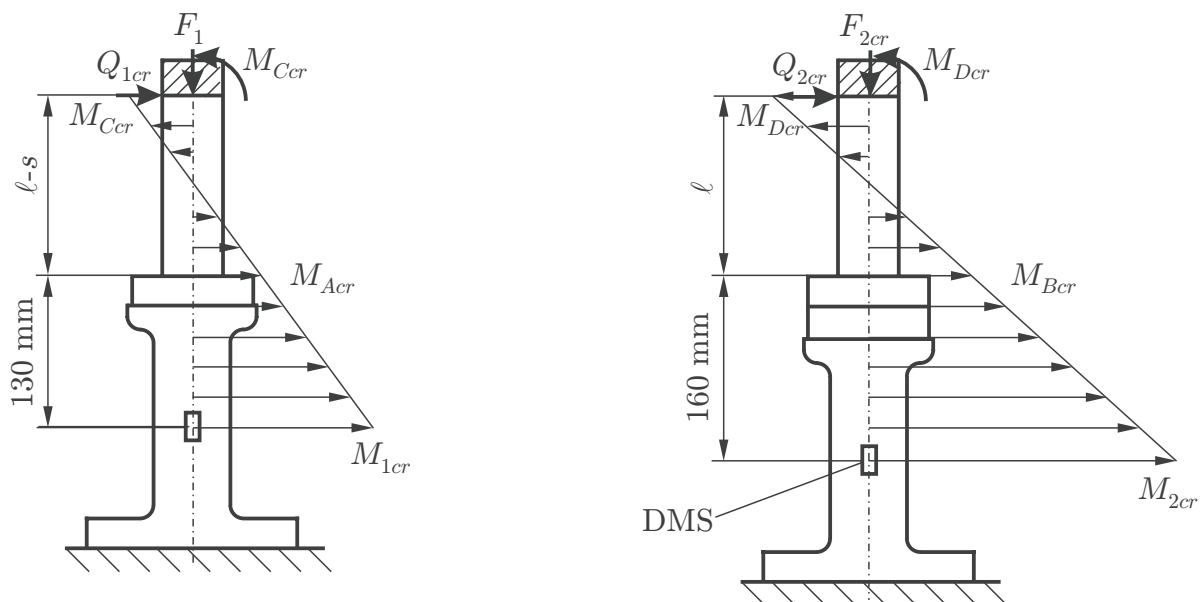


Bild 6.10: Biegemomentenverlauf im primären (links) und sekundären (rechts) Faltungsabsorber zu Beginn des Abknickens beim Prinzipversuch mit biegesteifer Anbindung



Bild 6.11: Deformierte Faltungsabsorber $\varnothing 50 \times 2 \times 125$ -AlMgSi0,5 mit biegesteifer Anbindung nach einem Schrägaufprall mit $\alpha = 10^\circ$ (links) bzw. $\alpha = 20^\circ$ (rechts)

Crashabsorber an beiden Einspannungen ein. Das Versagen ist durch die Rissbildung in allen 4 Fließgelenken geprägt.

Die axiale Kraft F_1 im primären Crashabsorber und die gemessenen Momente M_1 und M_2 sind für den Test mit $\alpha = 10^\circ$ im **Bild 6.12** und für den Test mit $\alpha = 20^\circ$ im **Bild 6.13** jeweils über der axialen Verschiebung s und der lateralen Verschiebung s_q dargestellt.

Die axiale Kraft zeigt beim 10° -Schrägaufprall den typischen oszillierenden Verlauf. Das Biegemoment M_1 ist zu Beginn der Deformation klein und wird später aufgrund der Faltungsform negativ. Das Biegemoment M_2 steigt während der Deformation an und erreicht das kritische Biegemoment M_{2cr} erst am Ende der Deformation. Der sekundäre Crashabsorber ist in der Lage, die komplette laterale Belastung aufzunehmen, deshalb ist die laterale Verschiebung $s_q \approx 6$ mm gering. Der kleine Abfall des Biegemomentes M_2 nach $s = 30$ mm deutet auf ein Rutschen des sekundären Rohres in der Klemmung hin.

Es zeigt sich, dass neben der lateralen Verschiebung aufgrund des Rutschens in der Klemmung eine weitere nennenswerte laterale Verschiebung erst beim Erreichen des kritischen Biegemomentes M_{2cr} auftritt. Das kritische Biegemoment M_{2cr} ergibt sich aus den kritischen Biegemomenten M_{Bcr} und M_{Dcr} aufgrund des in **Bild 6.10** dargestellten Biegemomentenverlaufes zu $M_{2cr} = M_{Bcr} \left(\frac{\ell + 160 \text{ mm}}{\ell/2} - 1 \right) = 3,806$ kNm.

Die Crashstruktur ist nach dem Ende der Deformation stark verspannt. Die Biegemomente M_1 und M_2 besitzen je einen Wert von ca. 1,5 kNm mit unterschiedlichem Vorzeichen.

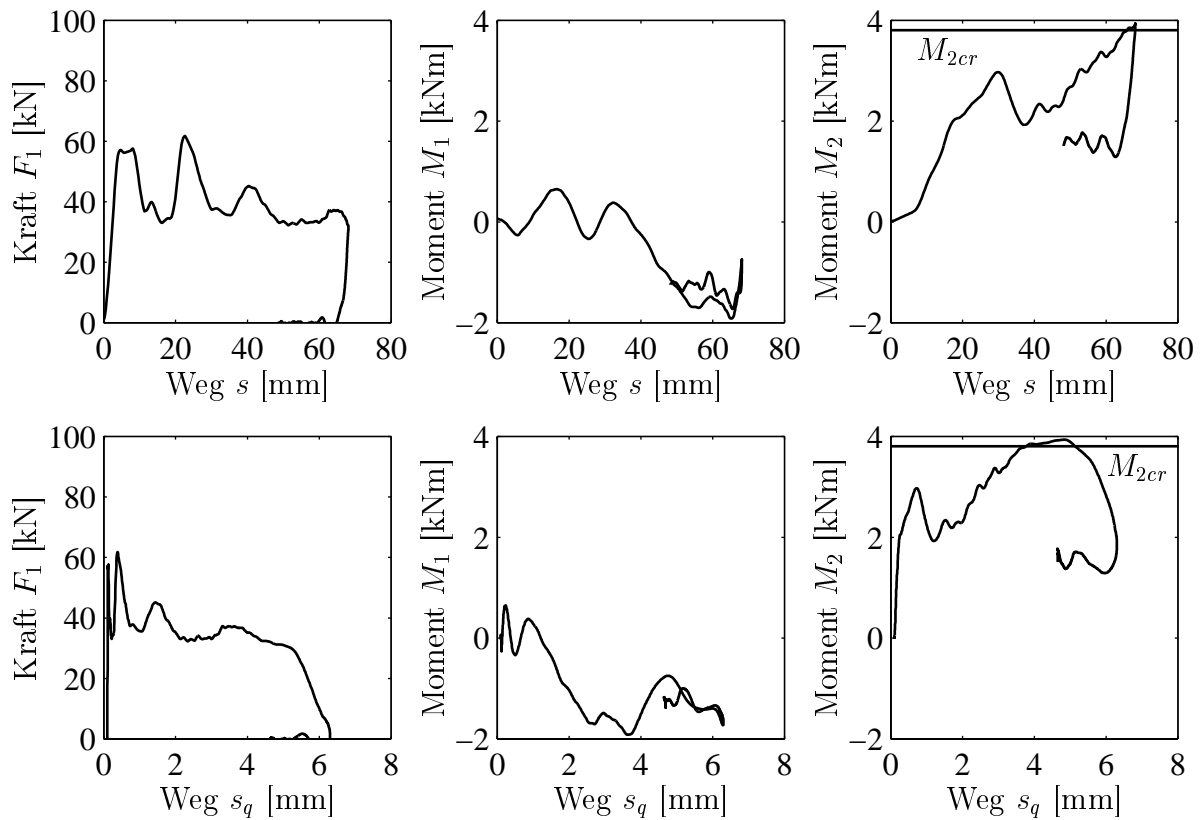


Bild 6.12: Kraft- und Momentenverläufe beim 10° -Schrägaufprall eines Faltungsabsorbers $\varnothing 50 \times 2 \times 125$ -AlMgSi0,5 mit biegesteifer Anbindung

Im Gegensatz dazu zeigt der 20° -Schrägaufprall einen schnellen Abfall der axialen Kraft F_1 . Das Biegemoment M_2 überschreitet das kritische Biegemoment M_{2cr} nach $s \approx 20$ mm axialer Deformation. Kurz darauf beginnt der sekundäre Crashabsorber einzureißen und das Biegemoment fällt sehr schnell auf Null ab.

Das Biegemoment unterhalb des primären Crashabsorbers M_1 zeigt nur kleine Werte. Zum Zeitpunkt des Einreißen des sekundären Crashabsorbers steigt das Biegemoment im primären Crashabsorber kurzzeitig etwas an. Da dann auch der primäre Crashabsorber durch Abknicken und Rissbildung versagt, sinkt das Biegemoment M_1 schnell wieder auf Null ab. Die axiale Verschiebung wird durch das Eingreifen des Notstoppsystems nach $s = 68$ mm gestoppt.

Die laterale Verschiebung s_q ist sehr groß, da beide Crashabsorber komplett abgeknickt und gerissen sind. Die laterale Verschiebung beginnt beim Maximalwert der axialen Kraft F_{max} und nach Überschreiten des kritischen Biegemomentes M_{2cr} . Nach einer lateralen Verschiebung von $s_q = 10$ mm nimmt der sekundäre Crashabsorber keine Querkraft mehr auf. Zu diesem Deformationszeitpunkt übernimmt der primäre Crashabsorber für weitere $\Delta s_q = 10$ mm einen Teil der Biegebelastung.

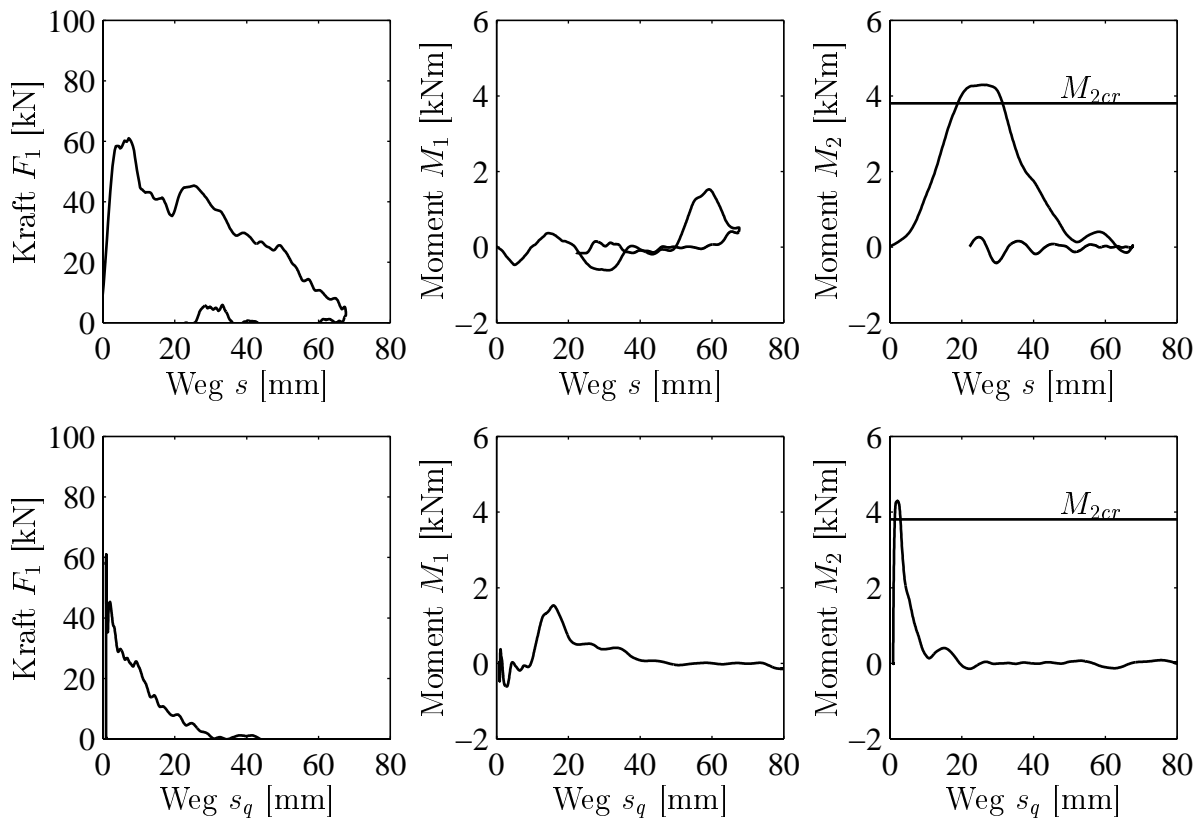


Bild 6.13: Kraft- und Momentenverläufe beim 20°-Schrägaufprall eines Faltungsabsorbers $\phi 50 \times 2 \times 125$ -AlMgSi0,5 mit biegesteifer Anbindung

Obwohl die Einwirkung der Aufprallmasse nach $s = 68$ mm bzw. $s_q \approx 30$ mm unterbrochen wurde, knicken die Crashabsorber aufgrund der Trägheit des Querträgers weiter ab. Diesem Abknicken wird von den Crashabsorbern praktisch kein Widerstand mehr entgegengesetzt und die laterale Verschiebung steigt auf Werte $s_q > 80$ mm an.

Den Einfluss des Abknickens auf die Energiedissipation zeigt **Tabelle 6.2**. Bei etwa gleichem Energieeintrag aufgrund konstanter Versuchsbedingungen nimmt mit steigendem Schrägaufprallwinkel beim Übergang der Faltung in das Abknicken die axiale Deformation zu und

Tabelle 6.2: Einfluss des Aufprallwinkels auf die Deformationsform, auf den axialen Deformationsweg Δs und auf die mittlere axiale Deformationskraft F_m von Faltungsabsorbern $\phi 50 \times 2 \times 125$ -AlMgSi0,5 mit biegesteifer Anbindung

Winkel α [°]	Deformationsweg Δs [mm]	Mittlere axiale Deformationskraft F_m [kN]	Deformationsform
5	66	41,8	Faltung
10	68	39,9	Faltung
15	85	32,5	Abknicken
20	$\gg 68$	$\ll 32,1$	Abknicken, Notstopp

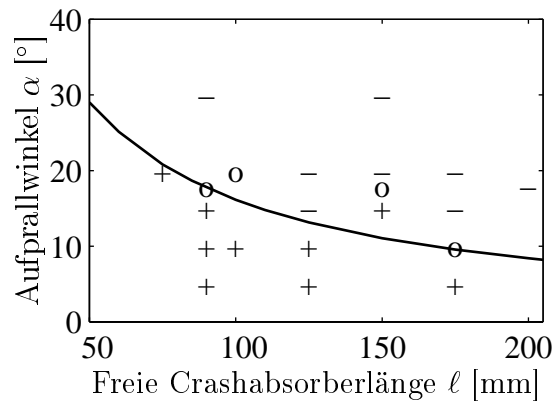


Bild 6.14: Einfluss des Aufprallwinkels α und der freien Crashabsorberlänge ℓ auf die Deformationsform bei Faltungsabsorbern $\varnothing 50 \times 2$ -AlMgSi0,5 mit biegesteifer Anbindung und analytisch berechnete Grenze (+: Faltung; o: Gemischte Deformation; -: Abknicken)

die mittlere axiale Deformationskraft von $F_m = 42$ kN auf $F_m = 32$ kN ab. Unter einem Aufprallwinkel von $\alpha = 20^\circ$ muss ein großer Teil der Aufprallenergie durch das Notstoppsystem aufgenommen werden. Dieses Ergebnis würde noch deutlicher ausfallen, wenn anstelle der mittleren Kraft bis zum Notstopp die mittlere Kraft bis zum vollständigen Deformieren betrachtet werden würde, da nach dem Abknicken und Einreißen beim 20° -Schrägaufprall die Deformationskraft vernachlässigbar ist und die Crashabsorber trotz Notstopp aufgrund der Trägheit des Querträgers weiter abknicken.

Auch für den Schrägaufprall mit biegesteifer Anbindung lässt sich das Gesamtverhalten sehr gut durch das Diagramm in **Bild 6.14** beschreiben. Es zeigt sich auch hier die wachsende Gefahr des Abknickens mit steigendem Aufprallwinkel α und zunehmender Crashabsorberlänge ℓ . Die vorhergesagte Grenze zwischen den beiden Deformationsformen Faltung und Abknicken stimmt gut mit den Ergebnissen der experimentellen Untersuchung überein. Dabei wurde auch hier in der Berechnung als axiale Kraft F_1 die maximale Kraft verwendet. Im Vergleich zum Diagramm für die gelenkige Anbindung an den Querträger im Bild 6.8 zeigt sich ein deutlicher Anstieg von bis zu 10° des kritischen Aufprallwinkels um ca. 50%. Dies verdeutlicht den Vorteil der biegesteifen Anbindung an den Querträger für den Schrägaufprall.

6.2 Vorderwagenstruktur mit Verjüngungsabsorbern

6.2.1 Verjüngungsabsorber mit gelenkiger Anbindung

In diesem Abschnitt wird die analytische Beschreibung der Vorderwagenstruktur beim Schrägaufprall auf den Einsatz von Verjüngungsabsorbern übertragen. Dabei müssen allerdings die Versagensmechanismen beim Abknicken neu betrachtet werden. Bei der Faltung darf das primäre Crashabsorberrohr an den Fließgelenken leicht deformiert werden, ohne dass es gleich zum Abknicken der Struktur kommt. Beim Verjüngen darf am primären Crashabsorber oberhalb der Matrize keine plastische Biegung auftreten, da eine Deformation das Rutschen des Rohres durch die Führung in die Matrize verhindert. Deshalb muss an den Fließgelenken als Grenzbiegemoment das maximale elastische Biegemoment angenommen werden. Das Freikörperbild in Bild 6.3 ist auch hier gültig. Die Kraft F_2 bestimmt sich aus dem Gleichgewicht am Querträger zu

$$F_2 = \frac{F_1 \frac{\ell_{ex}}{a} \tan \alpha}{1 - \frac{\ell_{ex}}{a} \tan \alpha} \approx F_1 \frac{\ell_{ex}}{a} \tan \alpha. \quad (6.23)$$

Das maximale elastische Biegemoment hängt neben der Geometrie und dem Material auch von der zusätzlichen axialen Kraft ab. Die maximale Spannung aus dem Moment und der axialen Kraft darf die Streckgrenze R_e bzw. Dehngrenze $R_{p0,2}$, hier gemeinsam als σ_0 bezeichnet, nicht überschreiten, siehe Abschnitt 5.2. Daraus ergeben sich das Grenzbiegemoment M_{Bel} und die Querkraft Q_{2el} am sekundären Crashabsorber zu

$$M_{Bel} = \frac{\pi}{4} \sigma_0 t_0 D_{m0}^2 - F_2 \frac{D_{m0}}{4}, \quad (6.24)$$

$$Q_{2el} = \frac{M_{Bel}}{\ell} = \frac{\pi \sigma_0 t_0 D_{m0}^2}{4\ell} - \frac{F_2 D_{m0}}{4\ell}. \quad (6.25)$$

In gleicher Weise lassen sich das Moment M_{Ael} und die Querkraft Q_{1el} im primären Crashabsorber bestimmen zu

$$M_{Ael} = \frac{\pi}{4} \sigma_0 t_0 D_{m0}^2 - F_1 \frac{D_{m0}}{4}, \quad (6.26)$$

$$Q_{1el} = \frac{M_{Ael}}{\ell} = \frac{\pi \sigma_0 t_0 D_{m0}^2}{4\ell} - \frac{F_1 D_{m0}}{4\ell}. \quad (6.27)$$

Mit den bestimmten Kräften und Momenten berechnet sind der kritische Aufprallwinkel α_{cr} zu

$$\tan \alpha_{cr} = \frac{Q_{1el} + Q_{2el}}{F_1 + F_2} = \frac{M_{Ael} + M_{Bel}}{(F_1 + F_2)\ell}. \quad (6.28)$$

Nach Einsetzen der Gleichung 6.23 bis 6.27 und Auflösung nach α ergibt sich

$$\alpha_{cr} = \arctan \frac{(M_{Ael} + M_{Bel})}{(M_{Ael} + M_{Bel}) \frac{\ell_{ex}}{a} + F_1 \ell} \quad (6.29)$$

$$= \arctan \frac{\frac{\pi}{2} \sigma_0 t_0 D_{m0}^2 - F_1 \frac{D_{m0}}{4} - F_2 \frac{D_{m0}}{4}}{\left(\frac{\pi}{2} \sigma_0 t_0 D_{m0}^2 - F_1 \frac{D_{m0}}{4} - F_2 \frac{D_{m0}}{4}\right) \frac{\ell_{ex}}{a} + F_1 \ell}. \quad (6.30)$$

Der Einfluss der kleinen axialen Kraft F_2 auf das kritische Biegemoment M_{Bel} ist näherungsweise vernachlässigt, damit folgt

$$\alpha_{cr} \approx \arctan \frac{2\pi\sigma_0 t_0 D_{m0}^2 - F_1 D_{m0}}{(2\pi\sigma_0 t_0 D_{m0}^2 - F_1 D_{m0}) \frac{\ell_{ax}}{a} + 4F_1 \ell}. \quad (6.31)$$

Es zeigt sich explizit der Einfluss der Rohrgeometrie, des Materials und der axialen Kraft, die durch die Geometrie der Matrize variiert werden kann, auf den kritischen Aufprallwinkel.

6.2.2 Experimente zu Verjüngungsabsorbern mit gelenkiger Anbindung

Verjüngungsabsorber mit gelenkiger Anbindung sind experimentell untersucht worden. Dazu war es notwendig, zwischen den Kraft- und Momentenaufnehmer und den Crashabsorber noch ein Distanzrohr mit der Länge 150 mm bzw. 180 mm einzufügen, siehe **Bild 6.15**. In das Distanzrohr bewegt sich bei der Deformation das verjüngte Rohr hinein. Die Ergebnisse der Prinzipversuche nach **Bild 6.16** sind allerdings nur bedingt aussagekräftig.

Als erstes soll ein Test mit einem Rohr $\varnothing 50 \times 2 \times 125$ -AlMgSi0,5 mit einem Aufprallwinkel von $\alpha = 5^\circ$ beschrieben werden. Anhand des deformierten primären Crashabsorbers im **Bild 6.17 links** zeigt sich, dass dieser bei dem Test um 40 mm verjüngt wurde. Ein Teil der Deformation beruht auf einer Drehbewegung in der Matrize.

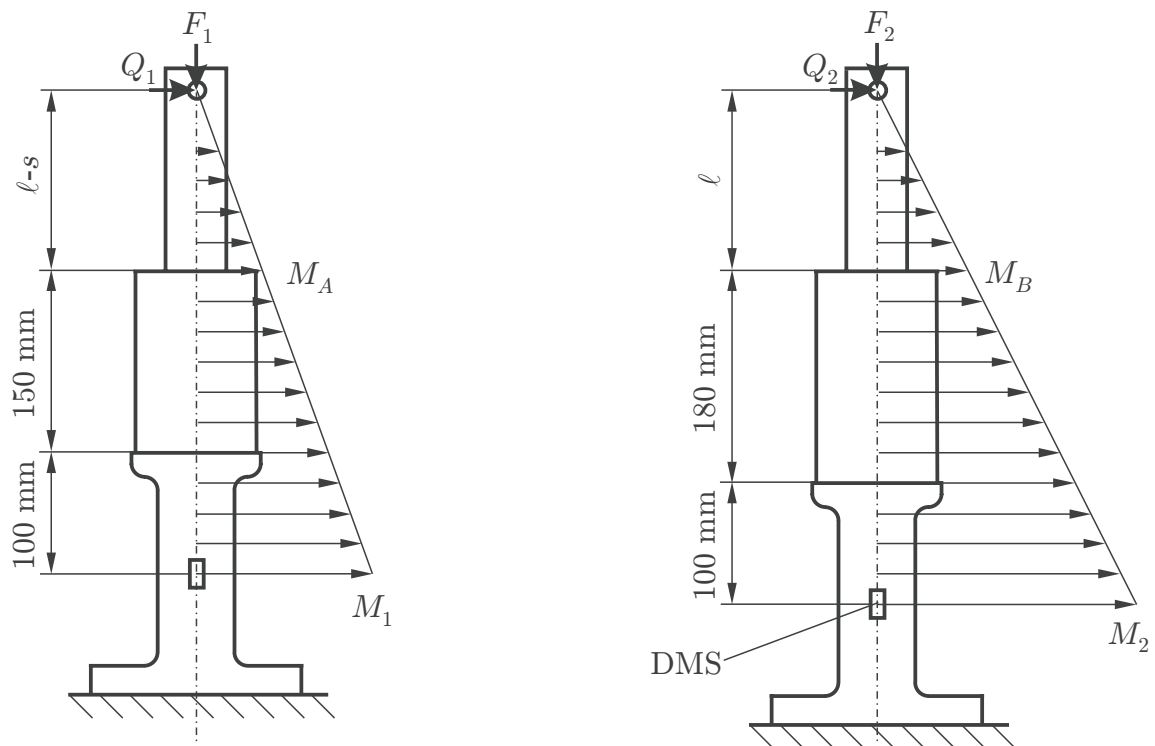


Bild 6.15: Biegemomentenverlauf im primären (links) und sekundären (rechts) Verjüngungsabsorber beim Prinzipversuch mit gelenkiger Anbindung

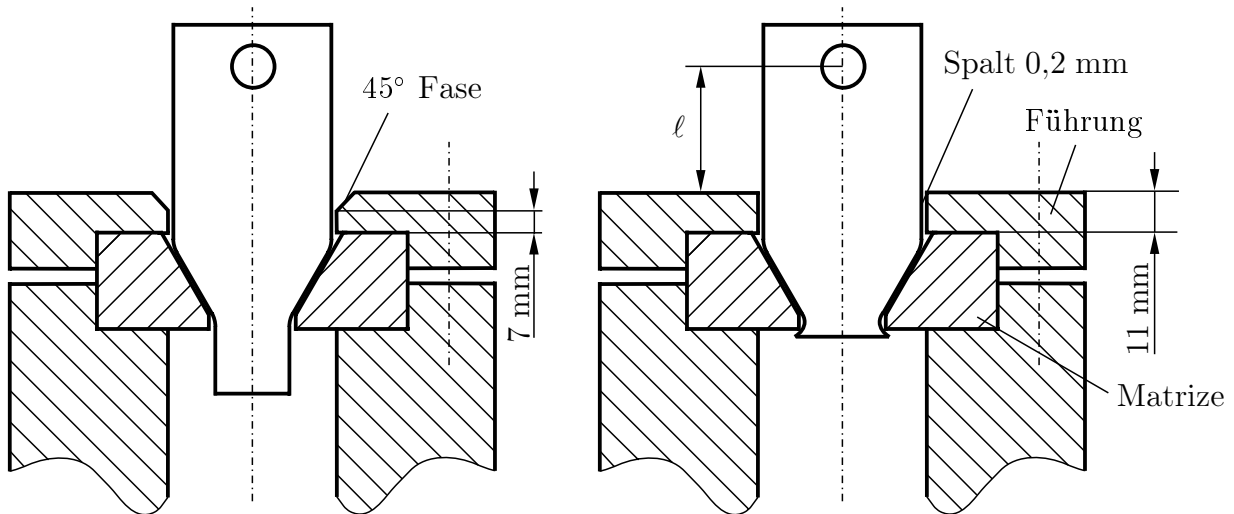


Bild 6.16: Aufbau der Verjüngungsabsorber für die Prinzipversuche mit gelenkiger Anbindung

Bild 6.18 stellt die Kraft- und Momentenverläufe dar. Bei der Verjüngung steigt die Kraft von $F_1 = 33$ kN auf $F_1 = 48$ kN an. Während der axialen Verjüngung bis $s \approx 30$ mm ist die laterale Verschiebung sehr klein und erreicht nur Werte um $s_q \approx 1$ mm und die axiale Kraft steigt nur leicht an. Danach ist die Zunahme der axialen Kraft größer.



Bild 6.17: Deformierte Verjüngungsabsorber $\varnothing 50 \times 2 \times 125$ -AlMgSi_{0,5} nach einem Schrägaufprall mit $\alpha = 5^\circ$ (links), $\alpha = 10^\circ$ (mitte) und $\varnothing 50 \times 2 \times 100$ -AlMgSi_{0,5} nach einem Schrägaufprall mit $\alpha = 20^\circ$ (rechts) mit gelenkiger Anbindung ($\varphi_D = 0,25$; $\alpha_D = 15^\circ$)

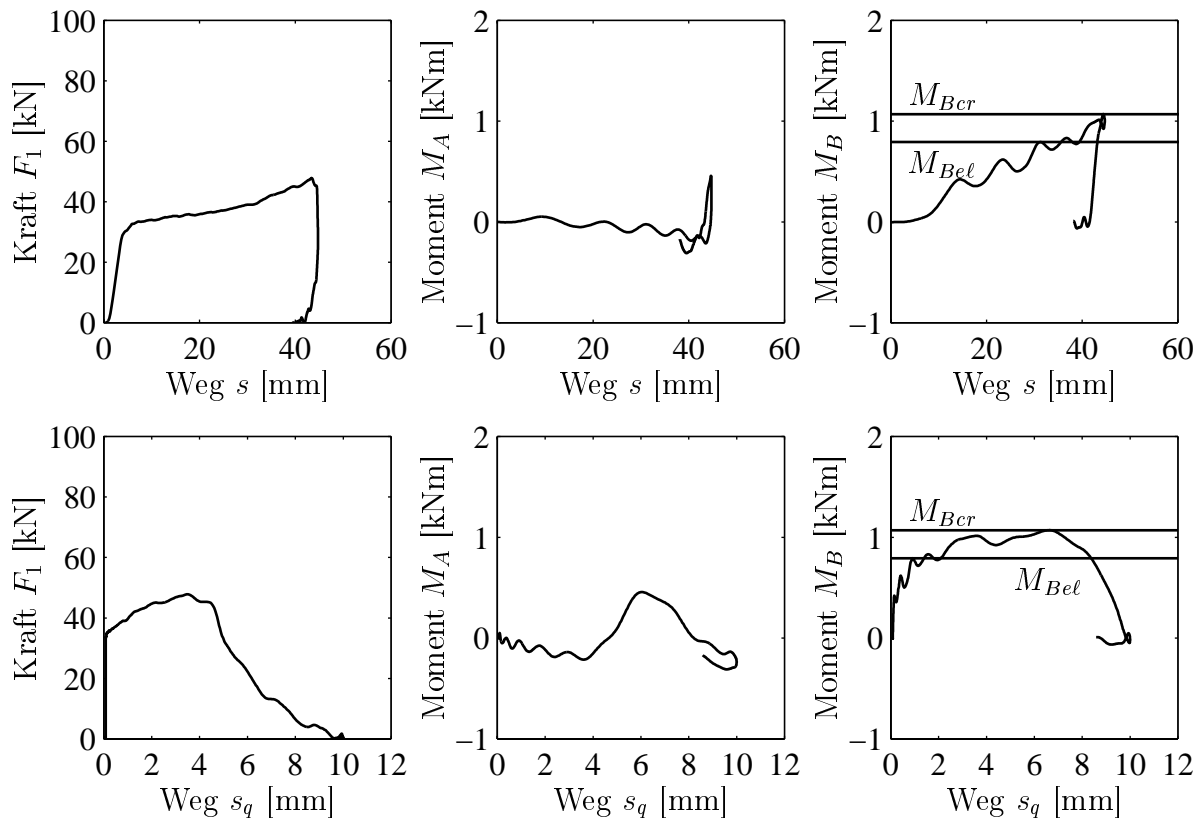


Bild 6.18: Kraft- und Momentenverläufe beim 5°-Schrägaufprall eines Verjüngungsabsorbers $\phi 50 \times 2 \times 125$ -AlMgSi0,5 mit gelenkiger Anbindung ($\varphi_D = 0,25$; $\alpha_D = 15^\circ$)

Die Momente werden entsprechend der Skizze im **Bild 6.15** gemessen und auf M_A und M_B zurückgerechnet anhand der Gleichungen $M_A = M_1 \frac{\ell - s}{\ell - s + 250 \text{ mm}}$ und $M_B = M_2 \frac{\ell}{\ell + 280 \text{ mm}}$.

Während der Deformation, insbesondere in der axialen Verjüngungsphase, ist das Moment M_A am primären Crashabsorber annähernd Null. Nach der axialen Deformation und dem Absinken der axialen Kraft steigt das Moment M_A kurz an und wirkt der lateralen Bewegung entgegen. Das Moment des sekundären Crashabsorbers steigt während der Deformation an und erreicht das elastische Biegemoment $M_{Bel} = 0,793 \text{ kNm}$ nach $s \approx 30 \text{ mm}$. Zu diesem Zeitpunkt beginnt die laterale Verschiebung stark zuzunehmen. Die laterale Verschiebung $s_q \approx 1 \text{ mm}$ vor Erreichen von M_{Bel} beruht auf dem Spiel zwischen Führungsring und Verjüngungsrohr sowie der elastischen Verformung.

Als zweites Beispiel soll der gleiche Aufbau bei einem Aufprallwinkel von $\alpha = 20^\circ$ und einem kürzeren Rohr $\phi 50 \times 2 \times 100$ -AlMgSi0,5 betrachtet werden. Die Kraft- und Momentenverläufe sind im **Bild 6.19** dargestellt. Hier ergibt sich aus den deformierten Crashabsorbern im **Bild 6.17 rechts**, dass der primäre Crashabsorber um 25 mm verjüngt wurde.

Während der Verjüngung steigt die Deformationskraft von $F_1 = 28 \text{ kN}$ auf $F_1 = 35 \text{ kN}$ an. Die weitere Deformation beruht auf dem Verdrehen des Rohres in der Matrizie und dem Abknicken oberhalb der Führung. Auch hier ist zu Beginn des Aufpralls das Moment M_A

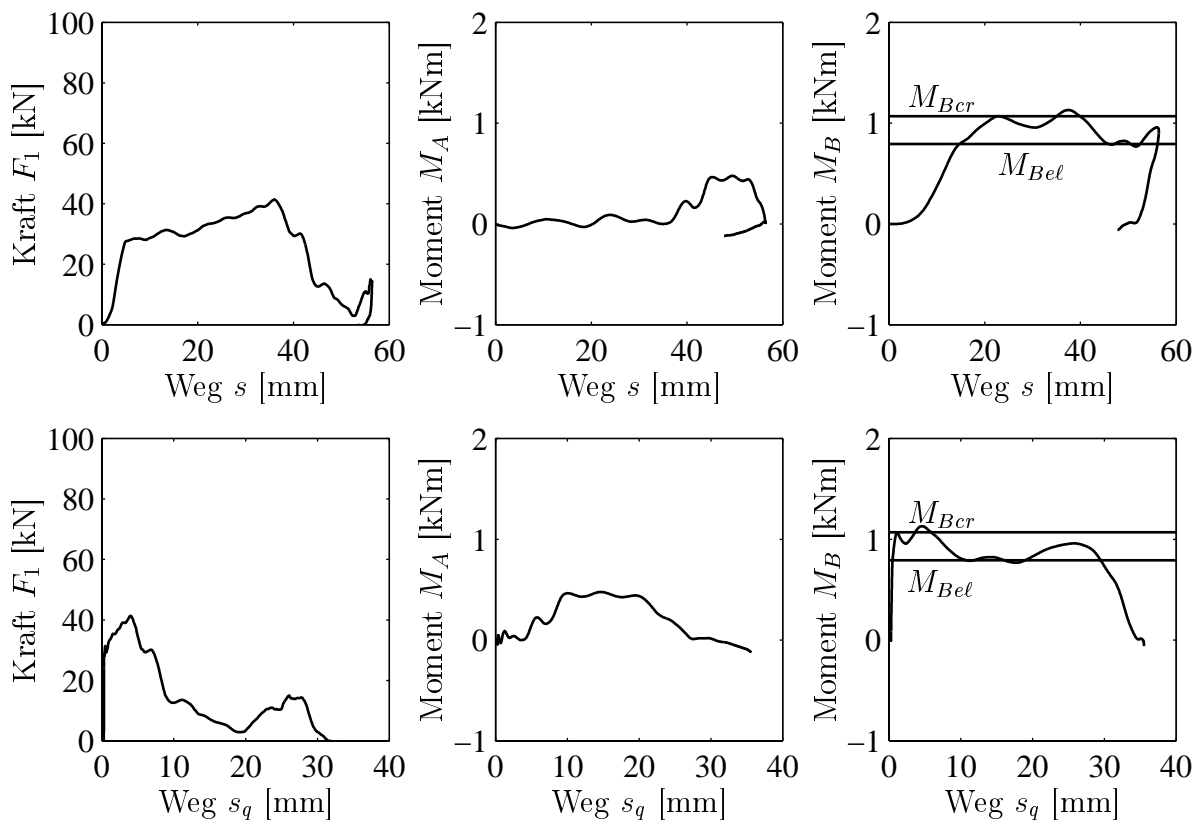


Bild 6.19: Kraft- und Momentenverläufe beim 20°-Schrägaufprall eines Verjüngungsabsorbers $\varnothing 50 \times 2 \times 100$ -AlMgSi0,5 mit gelenkiger Anbindung ($\varphi_D = 0,25$; $\alpha_D = 15^\circ$)

am primären Crashabsorber klein. Erst als die laterale Deformation $s_q = 10$ mm erreicht, steigt M_A an. Zu Beginn der lateralen Deformation erreicht das Moment M_B am sekundären Crashabsorber das berechnete Moment M_{Bel} und steigt schnell auf M_{Bcr} an. Zum Zeitpunkt des Erreichens von M_{Bel} geht die rein axiale Verjüngung im primären Crashabsorber in eine Verjüngung mit überlagerter Drehbewegung über, nachdem um 16 mm verjüngt wurde, da die einsetzende Schräglage die weitere Verjüngung behindert, siehe **Bild 6.20**.

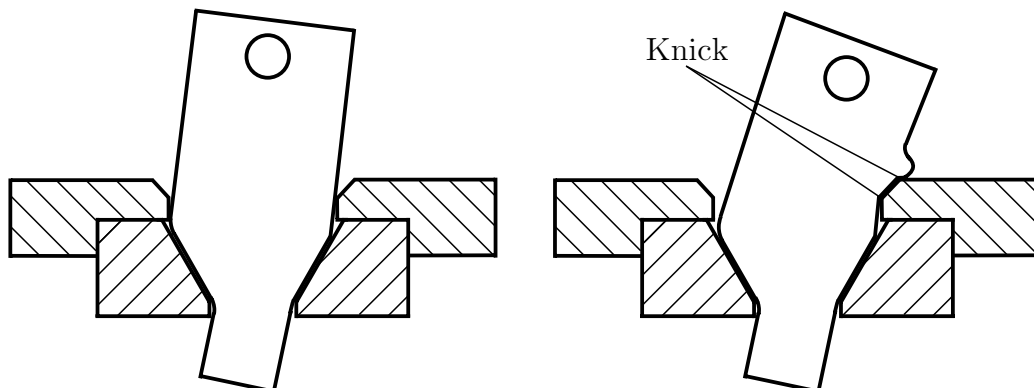


Bild 6.20: Exzentrische Verjüngung in der Matrizze und Abknicken

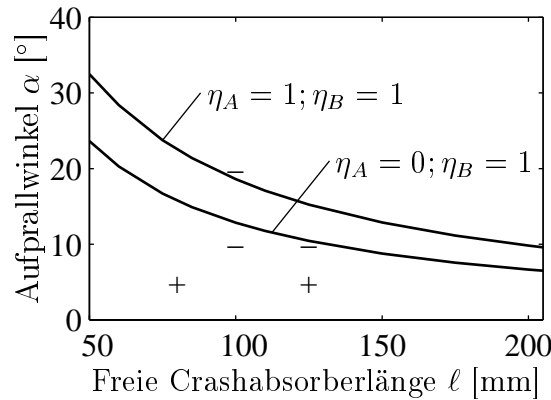


Bild 6.21: Einfluss des Aufprallwinkels α und der freien Crashabsorberlänge ℓ auf die Deformationsform bei Verjüngungsabsorbern $\phi 50 \times 2$ -AlMgSi0,5 ($\varphi_D = 0,25$; $\alpha_D = 15^\circ$) mit gelenkiger Anbindung und analytisch berechnete Grenzen (+: Verjüngung; -: Abknicken)

Aus der Betrachtung der Versuchsergebnisse geht hervor, dass der primäre Crashabsorber während der Verjüngung nicht nennenswert zur Querkraftaufnahme beiträgt. Die Funktion der Verjüngung ist schon bei kleinen lateralen Verschiebungen behindert. Eine bessere Funktion der Crashabsorber wäre durch eine Führung oberhalb der Matrize erreichbar, die größere Biegemomente übertragen kann.

Die Führung soll hier aber nicht experimentell optimiert, sondern ihre Güte anhand von Wirkungsgraden in der Berechnung berücksichtigt werden. Als Wirkungsgrad η_A , bzw. η_B wird das Verhältnis des durch den Crashabsorber real übertragbaren Biegemomentes zu dem analytisch ermittelten Biegemoment definiert. Mit einer idealen Führung kann der Wirkungsgrad $\eta_A = 1$, bzw. $\eta_B = 1$ werden. Eine weitere Verbesserung ist nicht möglich, da das Rohr des Crashabsorbers sonst oberhalb der Führung versagt.

Durch die zu kurze, spielbehaftete Führung am primären Crashabsorber ist der Wirkungsgrad der Führung $\eta_A = 0$. Während der axialen Deformation ist das Material des Rohres in der Matrize im plastischen Fließzustand und kann weder ein zusätzliches Moment noch eine Querkraft übertragen. Der Wirkungsgrad des sekundären Crashabsorbers ist etwa $\eta_B = 1$. Die Gleichungen 6.29 und 6.31 werden durch die Verwendung von Wirkungsgraden der Führungen zu

$$\alpha_{cr} = \arctan \frac{(\eta_A M_{Ael} + \eta_B M_{Bel})}{(\eta_A M_{Ael} + \eta_B M_{Bel}) \frac{\ell_{ex}}{a} + F_1 \ell} \quad (6.32)$$

$$\approx \arctan \frac{(\eta_A + \eta_B) \pi \sigma_0 t_0 D_{m0}^2 - \eta_A F_1 D_{m0}}{[(\eta_A + \eta_B) \pi \sigma_0 t_0 D_{m0}^2 - \eta_A F_1 D_{m0}] \frac{\ell_{ex}}{a} + 4 F_1 \ell} \quad (6.33)$$

Das Diagramm in **Bild 6.21** zeigt, dass mit nur einem tragenden plastischen Fließgelenk, $\eta_A = 0$ und $\eta_B = 1$, der berechnete kritische Aufprallwinkel α um ca. 5° bis 10° kleiner ist als mit besseren Führungen, $\eta_A = 1$ und $\eta_B = 1$, bei denen die Crashstruktur zwei tragende

Fließgelenke besitzt. Die Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen ist unbefriedigend. Das beruht zum einen auf der Instabilität der Crashstruktur mit nur einer biegesteifen Verbindung und zum anderen auf der Kinematik des Systems. Nach einer axialen Deformation von $s = 30$ mm tritt bei einem Längsträgerabstand von $a = 950$ mm zusätzlich zu s_q eine Querverschiebung am primären Crashabsorber von 0,5 mm auf, die einer weiteren Verjüngung entgegenwirkt. Aufgrund der beschriebenen Probleme wurde die experimentelle Untersuchung nach wenigen Versuchen abgebrochen.

Dass auch Verjüngungsabsorber mit gelenkiger Anbindung an den Querträger bei einer guten Führung oberhalb der Matrize hervorragende Ergebnisse liefern können, zeigen Experimente mit Prototypen eines Crashabsorbers der Firma Suspa, der für das Heck des Ford Mondeo (Baujahr 2001) unter besonderer Berücksichtigung des Schrägaufpralls entwickelt wurde, siehe **Bild 6.22**. Dieser Crashabsorber $\varnothing 50 \times 2 \times 109$ -St kann einen 30° -Schrägaufprall mit Wälzlagern im Kontakt ohne Abknicken standhalten. Dabei tragen beide Crashabsorber zum Aufnehmen der Querkraft von Beginn an bei, siehe **Bild 6.23**.

Bei einem Matrizenumformgrad $\varphi_D = 0,15$ und einem Matrizenwinkel $\alpha_D = 15^\circ$ berechnet sich die Verjüngungskraft zu $F_m = 51$ kN mit den Materialkennwert $\sigma_{pm} = 495$ N/mm² laut Firmenangabe. Die für diesen Crashabsorber berechneten Grenzbiegemomente betragen $M_{Ael} = 1,183$ kNm, $M_{Bel} = 1,791$ kNm und $M_{Bcr} = 2,281$ kNm. Der analytisch berechnete



Bild 6.22: Deformierter Prototyp eines Verjüngungsabsorbers der Firma Suspa für das Heck des Ford Mondeo $\varnothing 50 \times 2 \times 109$ -St, der speziell für den Schrägaufprall optimiert wurde ($\varphi_D = 0,15$; $\alpha_D = 15^\circ$)

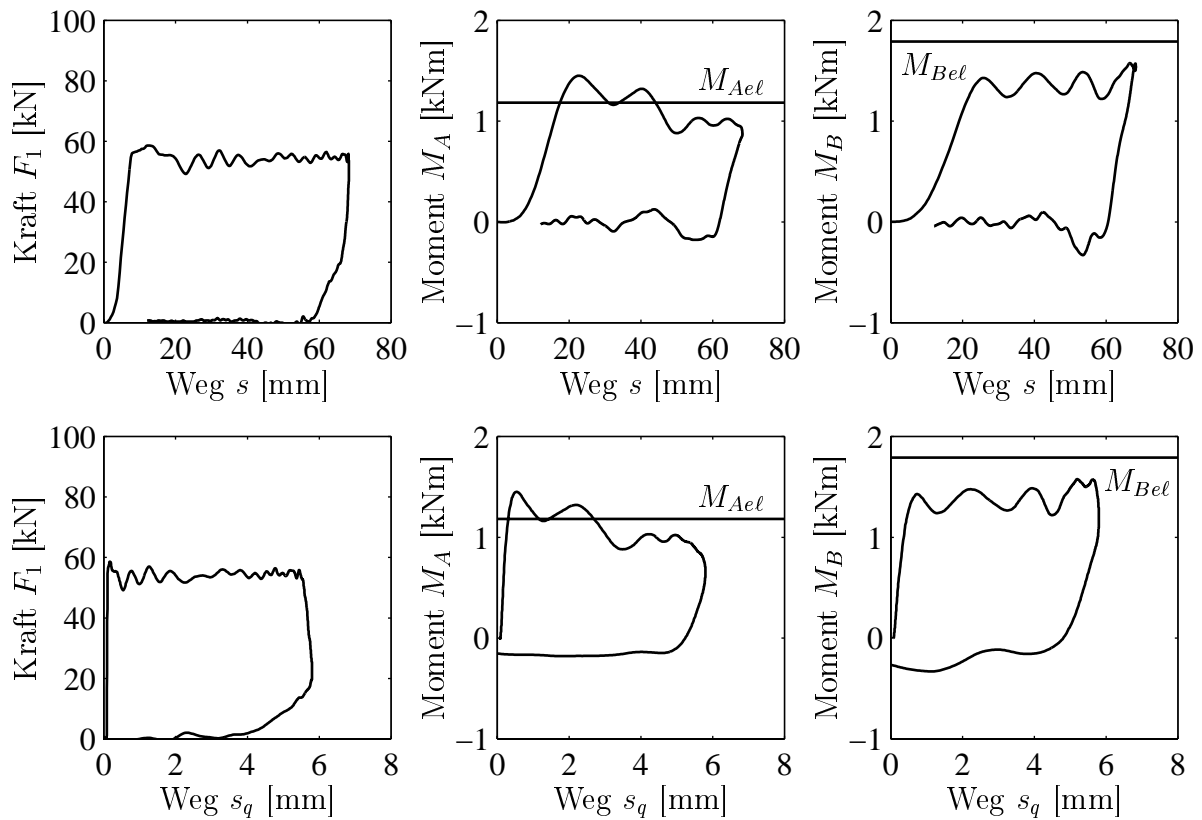


Bild 6.23: Kraft- und Momentenverläufe beim 30° -Schrägaufprall der Prototypen von Verjüngungsabsorbern für das Heck des Ford Mondeo $\emptyset 50 \times 2 \times 109$ -St mit gelenkiger Anbindung, der speziell für den Schrägaufprall optimiert wurde ($\varphi_D = 0,15$; $\alpha_D = 15^\circ$)

kritische Aufprallwinkel ist $\alpha_{cr} \approx 27^\circ$. Die Grenzbiegemomente werden bei dem durchgeführten Test nur zu Beginn im primären Crashabsorber erreicht.

Die kleine laterale Verschiebung $s_q \approx 6$ mm beruht auf Verformungen in der verwendeten Halterung für den Crashabsorber, die den Längsträger simuliert. Der primäre Crashabsorber zeigt nach dem Aufprall fast keine laterale Verschiebung, am sekundären Crashabsorber ist gar keine Deformation feststellbar.

6.2.3 Verjüngungsabsorber mit biegesteifer Anbindung

Auf ähnliche Weise wie in den vorhergehenden Abschnitten wird die Verjüngung mit vier Fließgelenken betrachtet. Das hier gültige Freikörperbild ist in Bild 6.9 dargestellt. Für die Biegemomente werden aufgrund der Empfindlichkeit der Verjüngung gegenüber geringer plastischer Biegung des Rohres die maximalen elastischen Biegemomente als Grenzwert verwendet. Für den sekundären Crashabsorber ergibt sich somit

$$M_{Del} = M_{Bel} = \frac{\pi}{4} \sigma_0 t_0 D_{m0}^2 - F_{2el} \frac{D_{m0}}{4}, \quad (6.34)$$

$$Q_{2el} = \frac{M_{Bel} + M_{Del}}{\ell} = \frac{\pi \sigma_0 t_0 D_{m0}^2}{2\ell} - \frac{F_{2el} D_{m0}}{2\ell}. \quad (6.35)$$

Ähnliches gilt auch für den primären Crashabsorber mit

$$M_{Ael} = M_{Cel} = \frac{\pi}{4} \sigma_0 t_0 D_{m0}^2 - F_1 \frac{D_{m0}}{4}, \quad (6.36)$$

$$Q_{1el} = \frac{M_{Ael} + M_{Cel}}{\ell} = \frac{\pi \sigma_0 t_0 D_{m0}^2}{2\ell} - \frac{F_1 D_{m0}}{2\ell}. \quad (6.37)$$

Aus dem Momentengleichgewicht des Querträgers um den Punkt C lässt sich die axiale Kraft F_{2el} im sekundären Crashabsorber bei Beginn des Abknickens bestimmen zu

$$F_{2el} = \frac{M_{Cel} + M_{Del} + F_1 \ell_{ex} \tan \alpha_{cr}}{a - \ell_{ex} \tan \alpha_{cr}}. \quad (6.38)$$

Mit diesen Kräften und Momenten ergibt sich für den kritischen Aufprallwinkel

$$\tan \alpha_{cr} = \frac{Q_{1el} + Q_{2el}}{F_1 + F_{2el}} = \frac{(M_{Ael} + M_{Bel} + M_{Cel} + M_{Del})(a - \ell_{ex} \tan \alpha_{cr})}{\ell (M_{Cel} + M_{Del} + F_1 a)}, \quad (6.39)$$

$$\alpha_{cr} = \arctan \frac{(M_{Ael} + M_{Bel} + M_{Cel} + M_{Del}) a}{M_{Ael} \ell_{ex} + M_{Bel} \ell_{ex} + M_{Cel} (\ell + \ell_{ex}) + M_{Del} (\ell + \ell_{ex}) + F_1 a \ell}. \quad (6.40)$$

Da die Momente in den beiden Einspannungen als gleich angenommen werden, $M_{Ael} = M_{Cel}$ und $M_{Bel} = M_{Del}$, vereinfacht sich Gleichung 6.40 zu

$$\alpha_{cr} = \arctan \frac{2(M_{Ael} + M_{Bel})}{(M_{Ael} + M_{Bel}) \frac{\ell + 2\ell_{ex}}{a} + F_1 \ell} \quad (6.41)$$

$$= \arctan \frac{\pi \sigma_0 t_0 D_{m0}^2 - \frac{F_1 D_{m0}}{2} - \frac{F_2 D_{m0}}{2}}{\left(\frac{\pi}{2} \sigma_0 t_0 D_{m0}^2 - \frac{F_1 D_{m0}}{4} - \frac{F_{2el} D_{m0}}{4} \right) \frac{\ell + 2\ell_{ex}}{a} + F_1 \ell}. \quad (6.42)$$

Diese Gleichung zeigt wiederum den Einfluss der Geometrie, des Materials und der durch die Matrize variierbaren Kraft F_1 auf den kritischen Aufprallwinkel. Auch in diesem Fall kann eine Näherung angegeben werden, da die Kraft F_{2el} klein ist,

$$\alpha_{cr} \approx \arctan \frac{4\pi \sigma_0 t_0 D_{m0}^2 - 2F_1 D_{m0}}{(2\pi \sigma_0 t_0 D_{m0}^2 - F_1 D_{m0}) \frac{\ell + 2\ell_{ex}}{a} + 4F_1 \ell}. \quad (6.43)$$

Wie zuvor für zwei Fließgelenke dargestellt, wird bei den Prinzipversuchen eine nicht ideale Führung eingesetzt, so dass auch hier Wirkungsgrade für die Fließgelenke verwendet werden,

$$\alpha_{cr} = \arctan \frac{(\eta_A M_{Ael} + \eta_B M_{Bel} + \eta_C M_{Cel} + \eta_D M_{Del}) a}{\eta_A M_{Ael} \ell_{ex} + \eta_B M_{Bel} \ell_{ex} + \eta_C M_{Cel} (\ell + \ell_{ex}) + \eta_D M_{Del} (\ell + \ell_{ex}) + F_1 a \ell}. \quad (6.44)$$

Nach Einsetzen der elastischen Biegemomente und Vernachlässigung des Einflusses von F_{2el} auf die Biegemomente M_{Bel} und M_{Del} ergibt sich

$$\alpha_{cr} \approx \arctan \frac{\eta_S \pi \sigma_0 t_0 D_{m0}^2 - \eta_{AC} F_1 D_{m0}}{[\eta_S \pi \sigma_0 t_0 D_{m0}^2 - \eta_{AC} F_1 D_{m0}] \frac{\ell_{ex}}{a} + [\eta_{CD} \pi \sigma_0 t_0 D_{m0}^2 - \eta_C F_1 D_{m0}] \frac{\ell}{a} + 4 F_1 \ell} \quad (6.45)$$

mit $\eta_S = \eta_A + \eta_B + \eta_C + \eta_D$ sowie $\eta_{AC} = \eta_A + \eta_C$ und $\eta_{CD} = \eta_C + \eta_D$.

6.2.4 Experimente zu Verjüngungsabsorbern mit biegesteifer Anbindung

Der Biegemomentenverläufe in **Bild 6.24** zeigen den Zustand zum Beginn des Abknickens. Vorher ist der Biegemomentenverlauf durch das gemessene Biegemoment nicht eindeutig bestimmt. Anhand zweier Beispiele soll das Deformationsverhalten der Verjüngung mit einer biegesteifen Anbindung an den Querträger beim Schrägaufprall beschrieben werden. Beim Verjüngungsrohr $\phi 50 \times 2 \times 55$ -AlMgSi0,5 tritt bei einem Aufprallwinkel von $\alpha = 20^\circ$ Verjüngung auf, siehe **Bild 6.25 links**. Die Kraft- und Momentenverläufe sind im **Bild 6.26** dargestellt.

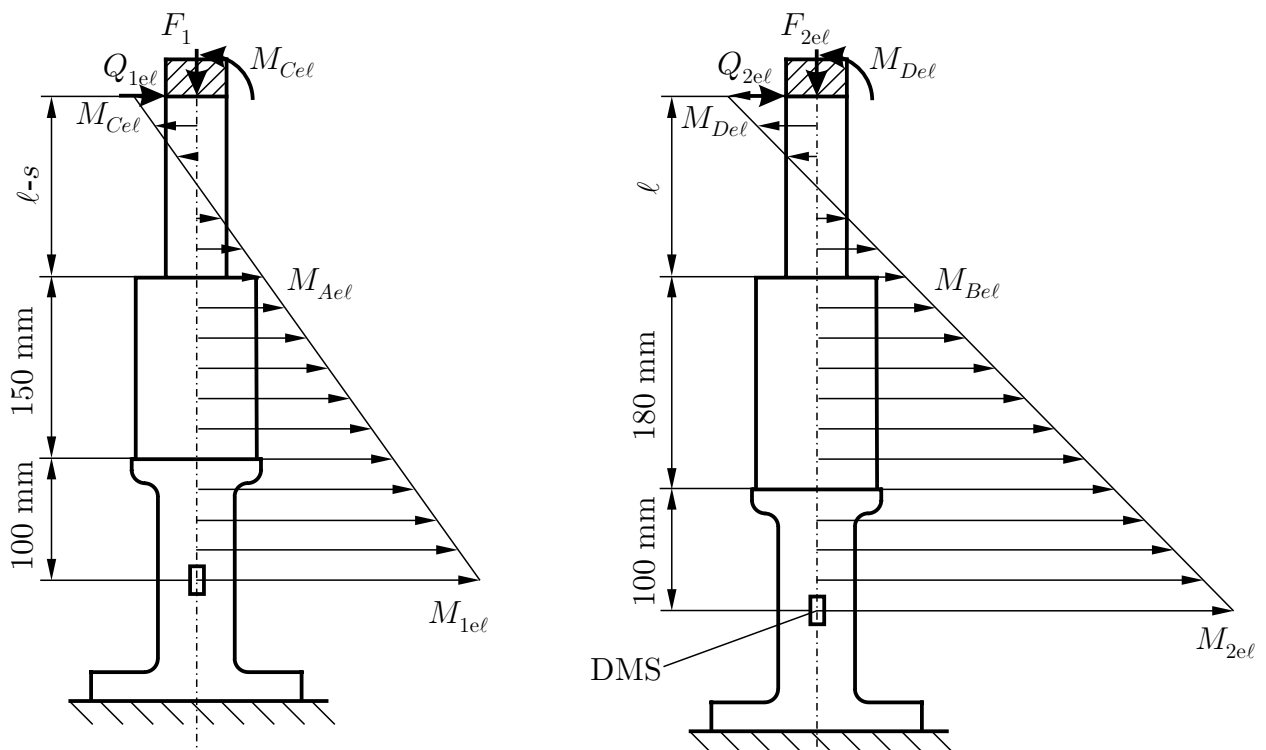


Bild 6.24: Biegemomentenverlauf im primären (links) und sekundären (rechts) Verjüngungsabsorber zu Beginn des Abknickens beim Prinzipversuch mit biegesteifer Anbindung



Bild 6.25: Deformierte Verjüngungsabsorber $\phi 50 \times 2 \times 55$ -AlMgSi0,5 (links) und $\phi 50 \times 2 \times 110$ -AlMgSi0,5 (rechts) mit biegesteifer Anbindung ($\alpha = 20^\circ$; $\varphi_D = 0,25$; $\alpha_D = 15^\circ$)

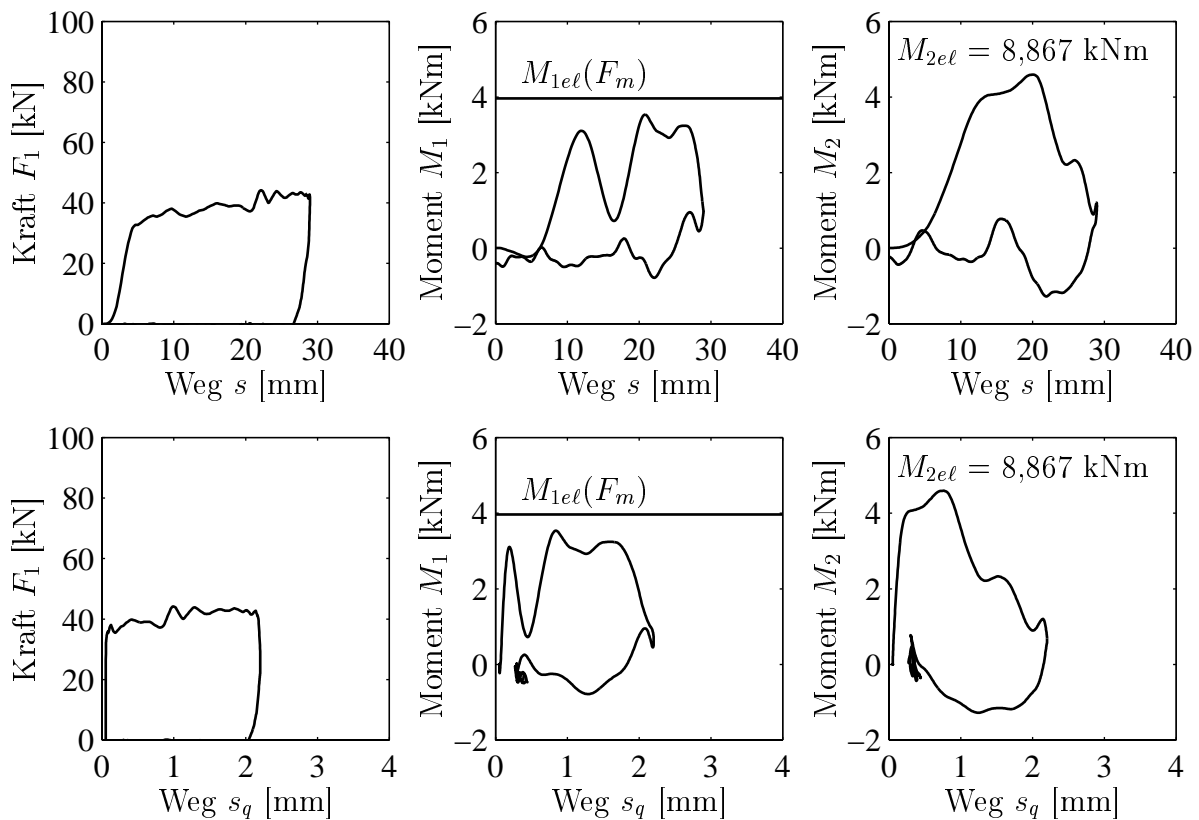


Bild 6.26: Kraft- und Momentenverläufe beim 20° -Schrägaufprall eines Verjüngungsabsorbers $\phi 50 \times 2 \times 55$ -AlMgSi0,5 mit biegesteifer Anbindung ($\varphi_D = 0,25$; $\alpha_D = 15^\circ$)

Die laterale Verschiebung des Querträgers $s_q \approx 2$ mm ist klein. Die verjüngte Länge am deformierten primären Crashabsorber beträgt $s \approx 27$ mm. Das bedeutet, dass die gesamte Deformation in Form der Verjüngung auftritt. Nach $s \approx 20$ mm steigt die Kraft etwas an, da ein leichtes Verdrehen in der Matrize beginnt.

Zusätzlich zu der kleinen Querverschiebung s_q ergibt sich am primären Crashabsorber aufgrund der Verkürzung des Crashabsorbers noch ein Versatz. Die Momente im primären Crashabsorber schwanken zu Beginn und liegen auch am Ende der Deformation unterhalb des kritischen Wertes M_{1el} . Die Grenzbiegemomente M_{1el} und M_{2el} lassen sich zu $M_{1el} = M_{Ael}(\frac{\ell-s+250 \text{ mm}}{(\ell-s)/2} - 1)$ und $M_{2el} = M_{Bel}(\frac{\ell+280 \text{ mm}}{\ell/2} - 1)$ bestimmen. In den Diagrammen ist M_{1el} für die berechnete mittlere Kraft $F_1 = F_m$ und für $s = 0$ eingetragen. M_{2el} ist unter Vernachlässigung der Kraft F_2 angegeben. Das Biegemoment M_2 verläuft deutlich unterhalb des Grenzbiegemomentes $M_{2el} = 8,867$ kNm.

Als zweites Beispiel soll ein Verjüngungsabsorber mit längerem Rohr $\varnothing 50 \times 2 \times 110$ -AlMgSi0,5 bei 20° -Schrägaufprall untersucht werden. Hierbei tritt ein Abknicken mit dem Übergang zur irregulären Faltenbildung auf und im Fließgelenk D ist ein Riss festzustellen, siehe **Bild 6.25 rechts**. Die zugehörigen Kraft- und Momentenverläufe sind im **Bild 6.27** dargestellt.

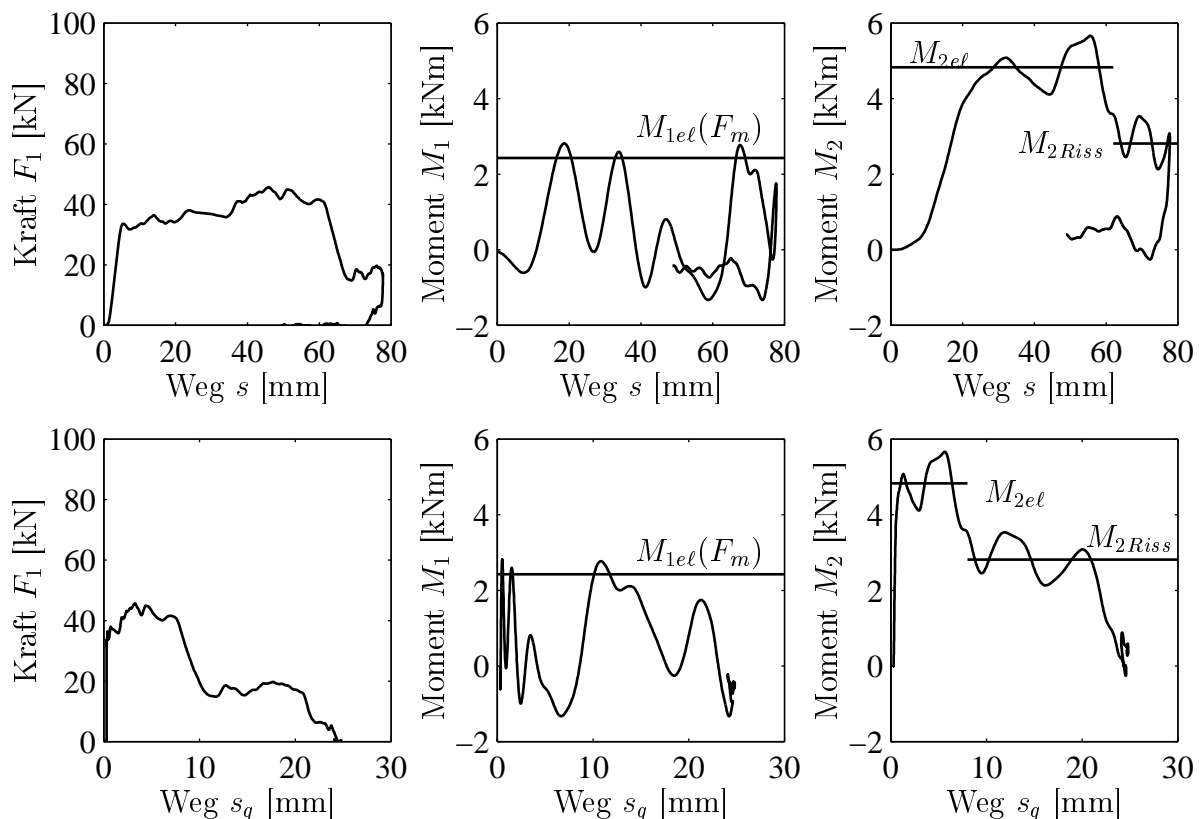


Bild 6.27: Kraft- und Momentenverläufe beim 20° -Schrägaufprall eines Verjüngungsabsorbers $\varnothing 50 \times 2 \times 110$ -AlMgSi0,5 mit biegesteifer Anbindung ($\varphi_D = 0,25$; $\alpha_D = 15^\circ$)

Die verjüngte Länge am deformierten Crashabsorber von $s = 33$ mm stimmt gut mit der ersten Phase des Kraftverlaufs von F_1 überein, die ein relativ konstantes Niveau besitzt. Danach steigt die Kraft stärker an und im weiteren Verlauf treten Falten oberhalb der Führung auf.

Das Biegemoment M_1 schwankt stark. Das Biegemoment M_2 steigt mit zunehmender Deformation s an und erreicht zu Beginn der lateralen Deformation s_q das elastische Grenzbiegemoment $M_{2el} = 4,830$ kNm. Bei einer Deformation von $s \approx 62$ mm bzw. $s_q \approx 8$ mm tritt ein Riss im Fließgelenk D auf und das Moment M_2 sinkt auf ein niedrigeres Niveau ab. Deshalb steigt das Moment M_1 an und demzufolge sinkt die axiale Kraft F_1 ab.

Ein ausgeprägter Riss im Bereich der Anbindung D verhält sich ähnlich wie ein Drehgelenk und kann nur Kräfte, aber keine Momente übertragen. Das nach dem Riss auftretende Biegemoment M_{2Riss} ergibt sich nach **Bild 6.28** zu

$$M_{2Riss} = M_{Bel} \frac{\ell + 280 \text{ mm}}{\ell}. \quad (6.46)$$

Die Ergebnisse zeigen die gute Beschreibung des sekundären Crashabsorbers durch das Grenzbiegemoment M_{2el} und das Biegemoment M_{2Riss} . Allerdings wird ein gegenüber M_{1el} niedrigeres und stark schwankendes Biegemoment M_1 am primären Crashabsorber festgestellt, das auf die schlechte Führung oberhalb der Matrize zurückzuführen ist. Deshalb sind

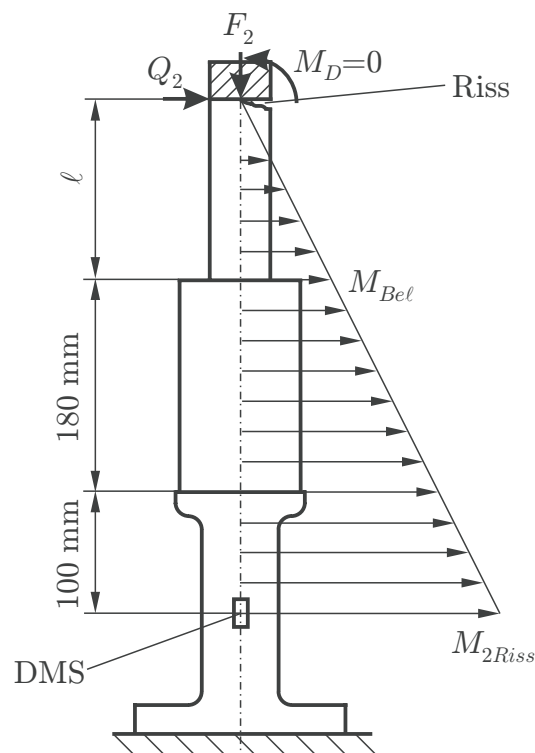


Bild 6.28: Modell zum Biegemomentenverlauf im sekundären Verjüngungsabsorber beim Prinzipversuch mit biegesteifer Anbindung nach dem Auftreten eines Risses im Punkt D

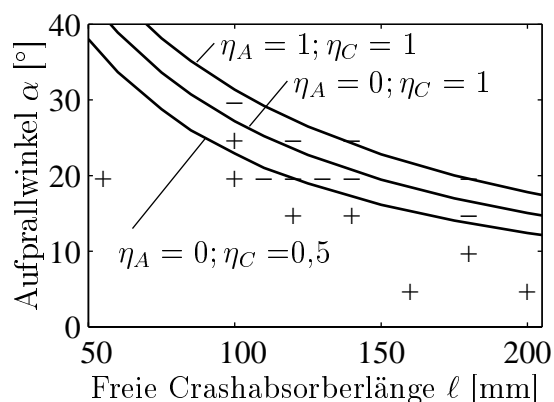


Bild 6.29: Einfluss des Aufprallwinkels α und der freien Crashabsorberlänge ℓ auf die Deformationsform bei Verjüngungsabsorbern $\varnothing 50 \times 2$ -AlMgSi0,5 ($\varphi_D = 0,25$; $\alpha_D = 15^\circ$) mit biege-steifer Anbindung und analytisch berechnete Grenzen (+: Verjüngung; -: Abknicken)

die Wirkungsgrade der Führung folgendermaßen angenommen worden: $\eta_A = 0$, $\eta_B = 1$, $\eta_C = 1$ und $\eta_D = 1$. Für die Parametervariation der freien Länge ℓ und des Aufprallwinkels α ergibt sich das Diagramm im **Bild 6.29**.

Die Verwendung der oben angeführten Wirkungsgrade liefert eine erste Näherung für die Grenze zwischen Verjüngung und Abknicken. Die Abweichung von der wahren Grenze beträgt $\alpha \approx 3^\circ$. Durch eine Identifikation des Wirkungsgrads $\eta_C \approx 0,5$ ist nachträglich eine noch bessere Näherung möglich geworden. Die Ursache der Abweichungen liegt in der unzureichenden axialen Führung, die eine Schrägstellung in der Verjüngungszone bewirken kann. Dadurch steigt die axiale Deformationskraft und gleichzeitig auch die laterale Belastung an. Außerdem sinkt durch eine höhere axiale Belastung die durch den primären Crashabsorber aufnehmbare Querbelastung.

6.3 Verallgemeinerte Beschreibung des Schrägaufpralls

Bei der Betrachtung des Schrägaufpralls wurde in den vorangehenden Abschnitten zwischen gelenkiger und biegesteifer Anbindung an den Querträger sowie zwischen Faltung und Verjüngung unterschieden. Bei gelenkiger Anbindung treten dabei beim Abknicken nur zwei Fließgelenke auf, während bei biegesteifer Anbindung vier Fließgelenke vorhanden sind. Dies hat auch direkte Auswirkungen auf das Freikörperbild, das für eine biegesteife Anbindung zwei zusätzliche Biegemomente in den Punkten C und D besitzt.

Die Ergebnisse zur Verjüngung zeigen, dass dort nur sehr kleine Biegungen oberhalb der Deformationszone für die Funktion zulässig sind, während bei der Faltung etwas größere Biegungen immer noch zu einem mehrheitlich axialen Deformationsverhalten führen.

Nachfolgend wird eine einheitliche Darstellung der verschiedenen Betrachtungsfälle gegeben. Dabei wird die gelenkige Anbindung als Sonderfall der biegesteifen Anbindung betrachtet, bei der die Grenzbiegemomente in den Punkten C und D als Null angenommen werden. Auch der Unterschied zwischen Faltung und Verjüngung wirkt direkt auf die Grenzbiegemomente. Die unterschiedlichen Grenzbiegemomente sind durch Wirkungsgrade der Fließgelenke berücksichtigt.

Das Freikörperbild im **Bild 6.30** gilt für die verallgemeinerte Beschreibung. Als Grenzbiegemomente $M_{Acr/el}$ bis $M_{Dcr/el}$ in den Punkten A bis D wird das kritische Biegemoment M_{cr} des Rohres gewichtet mit den Wirkungsgraden η_A^* bis η_D^* verwendet,

$$M_{A..Dcr/el} = \eta_{A..D}^* \sigma_{pm} t_0 D_{m0}^2. \quad (6.47)$$

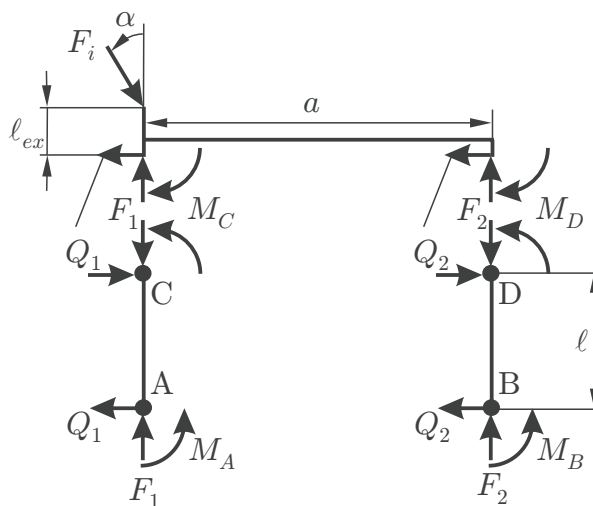


Bild 6.30: Freikörperbild der Komponenten des Vorderwagens mit gelenkiger oder biegesteifer Anbindung des Querträgers

Die Wirkungsgrade für die Faltung und Verjüngung mit biegesteifer und gelenkiger Querträgeranbindung sind der **Tabelle 6.3** zu entnehmen.

Aus den Biegemomenten ergeben sich die Querkräfte $Q_{1cr/el}$ und $Q_{2cr/el}$ der beiden Crashabsorber zu

$$Q_{1cr/el} = \frac{M_{Acr/el} + M_{Ccr/el}}{\ell}, \quad (6.48)$$

$$Q_{2cr/el} = \frac{M_{Bcr/el} + M_{Dcr/el}}{\ell}. \quad (6.49)$$

Mit Kenntnis der Querkräfte und der maximalen Deformationskraft F_{1max} im primären Crashabsorber, **Tabelle 6.3**, kann der kritische Schrägaufprallwinkel α_{cr} berechnet werden zu

$$\alpha_{cr} = \arctan \frac{Q_{1cr/el} + Q_{2cr/el}}{F_{1max} + F_{2cr/el}} = \arctan \frac{M_{Acr/el} + M_{Bcr/el} + M_{Ccr/el} + M_{Dcr/el}}{(F_{1max} + F_{2cr})\ell}. \quad (6.50)$$

Dabei wird für die Berechnung der Wirkungsgrade die axiale Kraft $F_{2cr/el}$ im sekundären Crashabsorber zuerst zu Null gesetzt. Die axiale Kraft $F_{2cr/el}$ im sekundären Crashabsorber kann erst bei Kenntnis des kritischen Schrägaufprallwinkels berechnet werden, sie ergibt sich zu

$$F_{2cr/el} = \frac{M_{Ccr/el} + M_{Dcr/el} + F_{1max}\ell_{ex} \tan \alpha_{cr}}{a - \ell_{ex} \tan \alpha_{cr}}. \quad (6.51)$$

Die Berechnung der Grenzbiegemomente, der daraus resultierenden Querkräfte, des kritischen Aufprallwinkels und der axialen Kraft im sekundären Crashabsorber muss iterativ durchgeführt werden, bis keine wesentlichen Veränderungen der Rechenergebnisse mehr auftreten. Die Veränderungen sind üblicherweise nach drei bis vier Schleifendurchläufen klein.

Durch die verallgemeinerte Darstellung gelingt es für alle untersuchten Fälle mit dem gleichen Algorithmus den kritischen Aufprallwinkel zu bestimmen. Für den kritischen Aufprallwinkel α_{cr} kann aber weder eine explizite analytische Lösung noch eine Näherungslösung angegeben werden. Dadurch geht die direkte Erkennbarkeit des Einflusses der geometrischen Parameter und der Materialparameter verloren. Stattdessen ist es möglich, verschiedene konstruktive Lösungen anhand der Wirkungsgrade der Fließgelenke miteinander zu vergleichen.

Tabelle 6.3: Wirkungsgrade der Fließgelenke und Kraft F_{1max} für die Faltung und Verjüngung mit biegesteifer und gelenkiger Querträgeranbindung

Deformationsprozess	Fließgelenke	η_A^*	η_B^*	η_C^*	η_D^*	F_{1max}
Faltung	2	$\cos \frac{F_{1max}}{2\sigma_{pm}t_0D_{m0}}$	$\cos \frac{F_{2cr}}{2\sigma_{pm}t_0D_{m0}}$	0	0	$F_{Trigger}$
Faltung	4	$\cos \frac{F_{1max}}{2\sigma_{pm}t_0D_{m0}}$	$\cos \frac{F_{2cr}}{2\sigma_{pm}t_0D_{m0}}$	η_A^*	η_B^*	$F_{Trigger}$
Verjüngung	2	$\frac{\pi\sigma_0}{4\sigma_{pm}} - \frac{F_{1max}}{4\sigma_{pm}t_0D_{m0}}$	$\frac{\pi\sigma_0}{4\sigma_{pm}} - \frac{F_{2el}}{4\sigma_{pm}t_0D_{m0}}$	0	0	F_m
Verjüngung	4	$\frac{\pi\sigma_0}{4\sigma_{pm}} - \frac{F_{1max}}{4\sigma_{pm}t_0D_{m0}}$	$\frac{\pi\sigma_0}{4\sigma_{pm}} - \frac{F_{2el}}{4\sigma_{pm}t_0D_{m0}}$	η_A^*	η_B^*	F_m

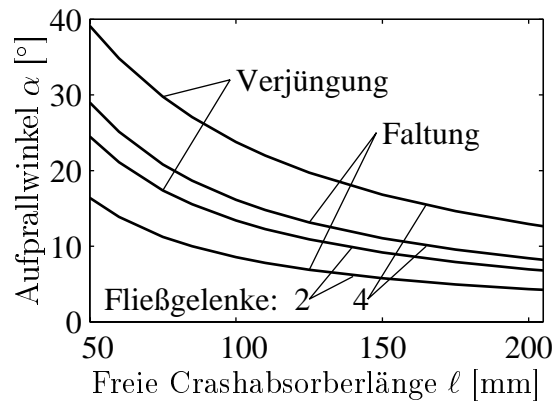


Bild 6.31: Einfluss des Aufprallwinkels α und der freien Crashabsorberlänge l auf die analytisch berechneten Funktionsgrenzen bei der Faltung und Verjüngung mit gelenkiger (2 Fließgelenke) und biegesteifer Anbindung (4 Fließgelenke) von Rohren $\phi 50 \times 2$ -AlMgSi0,5 ($\varphi_D = 0,34$; $\alpha_D = 15^\circ$)

Im Folgenden sollen die hier genauer untersuchten Konfigurationen, gelenkige und biegesteife Anbindung bei Faltung und Verjüngung, direkt verglichen werden. Dabei wird ein Deformationsrohr $\phi 50 \times 2$ -AlMgSi0,5 vorausgesetzt und die Matrize der Verjüngung auf $\varphi_D = 0,34$ so ausgelegt, dass die mittlere Kraft gleich der mittleren Kraft $F_m = 43$ kN der Faltung ist. Die Führungen oberhalb der Matrize sind als ideal angenommen, so dass die Grenzbiegemomente M_{Ael} bzw. M_{Bel} aufgenommen werden können. Es resultieren die im **Bild 6.31** dargestellten Funktionsgrenzen. Hier zeigt sich der Vorteil der Verjüngung und der biegesteifen Anbindung gegenüber den anderen Lösungen. Der Vorteil der Verjüngung beruht auf dem konstanten Kraftniveau, das unterhalb der Triggerkraft des Rohres liegt. Somit kann auch der primäre Crashabsorber noch eine Querkraft aufnehmen. Ein weiterer Vorteil der Verjüngung ist die durch die Matrize relativ unabhängig von der Rohrgeometrie einstellbare mittlere Kraft. Dadurch kann bei konstanter axialer Kraft der ertragbare Schrägaufprallwinkel erhöht werden durch Vergrößerung der Wandstärke oder des Durchmessers und gleichzeitiger Verringerung des Umformgrads.

Die Berechnungen für die Verjüngung sind direkt auf andere Crashabsorber übertragbar, beispielsweise auf Inversionsabsorber oder übliche reversible Crashabsorber.

Die Optimierung der Crashabsorber für den Schrägaufprall ist nur dann sinnvoll, wenn der gesamte Vorderwagen für den Schrägaufprall ausgelegt ist. Sonst besteht die Gefahr, dass der Crashabsorber zwar dem Schrägaufprall standhält, dafür aber die Längsträger abknicken. Ein derartiger Abstimmungsfehler hat für die Crashesicherheit noch fatalere Folgen als das Abknicken der Crashabsorber.

7 Untersuchungen des Pfahlaufpralls

Der Pfahl- oder Baumaufprall eines Fahrzeugs stellt für die Konstruktion der Fahrzeugfront eine große Herausforderung dar. Die Querträger in den meisten Stoßfängermodulen können der Belastung kaum standhalten und verformen sich plastisch bei niedriger Energieaufnahme. Ein typischer Querträger befindet sich im Frontendmodul des VW Passat für den europäischen Markt (Baujahr 1998) im **Bild 7.1 rechts**. Der Querträger besteht aus einem Aluminium-Strangpressprofil, das entsprechend der Kontur der Frontstruktur gebogen ist. Der Querträger hat ein geschlossenes rechteckähnliches Profil mit der Dicke $b \approx 60$ mm, der Höhe $c \approx 95$ mm, den Wandstärken $t_b \approx 2,3$ mm auf der Dickenseite und $t_c \approx 3,5$ mm auf der Höhenseite sowie einem Längsträgerabstand von $a = 890$ mm. Der Querträger wiegt 3,3 kg. Der Kraftverlauf beim Pfahlaufprallversuch, Pfahldurchmesser $D_i = 305$ mm, ist in **Bild 7.1 links** dargestellt. Die gemessene Kraft F_ℓ sinkt vom Maximalwert 19 kN schnell auf unter 5 kN ab. Die Kraft wird dabei unter dem Auflager, Auflagerdurchmesser $D_\ell = 80$ mm, in Höhe der Längsträgeranbindung entsprechend Abschnitt 3.2 gemessen. Der Crashabsorber des VW Passat ist als Verjüngungsabsorber auf ein Kraftniveau von ca. 60 kN ausgelegt und würde beim Pfahlaufprall nicht axial deformiert werden. Außerdem zeigt sich, dass beim Pfahlaufprall durch die Deformation des Querträgers nur ein Bruchteil der Energie dissipiert wird, die bei einem Aufprall mit 100% Überdeckung im Stoßfängermodul durch die Crashabsorber abgebaut werden würde. Im Einsatz befindliche offene U-förmige Profile als Querträger zeigen häufig eine noch schlechtere Energiedissipation, da sie sich im Aufprallbereich fast zu einem flachen Blech verformen und nur kleine Biegemomente aufnehmen können.

Erst der Kontakt des Hindernisses mit dem Motor erhöht den Widerstand des Fahrzeugs gegen das Eindringen und der Motor schiebt sich in die Fahrgastzelle. Besonders in ländlichen

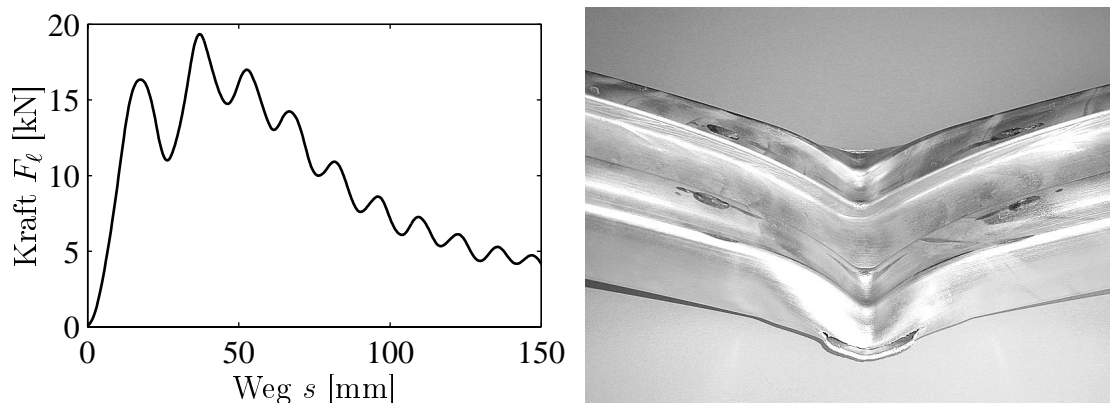


Bild 7.1: Kraftverlauf beim Einknicken des Querträgers des VW Passat für den europäischen Markt (Baujahr 1998) und Foto des deformierten Querträgers mit Höhe $c \approx 95$ mm, Dicke $b \approx 60$ mm, Wandstärken $t_b \approx 2,3$ mm, $t_c \approx 3,5$ mm, Pfahldurchmesser $D_i = 305$ mm, Auflagerdurchmesser $D_\ell = 80$ mm, Längsträgerabstand $a = 890$ mm

Regionen hat der Aufprall auf einen Baum einen erheblichen Anteil an der Zahl der im Verkehr getöteten Personen. Nachfolgend wird eine analytische Berechnung der maximal ertragbaren Kraft und des Kraftverlaufs beim Pfahlaufprall vorgestellt und experimentell verifiziert. Weiterhin soll der Einfluss der Reibung und der Geometrie des Kontakts bei den Versuchen aufgezeigt werden.

7.1 Bestimmung der maximalen Kraft

Eine wichtige Kenngröße für die Beschreibung des Querträgers ist die maximale Kraft F_{icr} am Pfahl, die der Querträger ohne große plastische Deformationen ertragen kann. Bei einem Rechteckquerträger wird die Krafteinleitung durch das aufnehmbare Biegemoment in Trägermitte begrenzt.

Eine gute Näherung für das maximale Biegemoment M_{cr} in Trägermitte liefert für hinreichend dickwandige Rechteckprofile der Dicke b , Höhe c und Wandstärke t_0 das vollplastische Biegemoment M_p . Bei dünnwandigen Profilen tritt ein Versagen allerdings schon bei niedrigeren Biegemomenten auf. Entscheidend ist die ertragbare Spannung auf der Druckseite des Profils. Kecman [48] gibt für diese kritische Spannung σ_{cr} den empirischen Ausdruck

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{12(1 - \nu^2)} (5,23 + 0,16 \frac{c}{b}) (\frac{t_0}{c})^2 \quad (7.1)$$

an. Nach Kecman ist das kritische Biegemoment M_{cr} in Abhängigkeit von σ_{cr} für den Bereich $\sigma_{cr} \leq \sigma_0$

$$M_{cr} = \sigma_0 t_0 b^2 \frac{2c + b + c(0,7 \frac{\sigma_{cr}}{\sigma_0} + 0,3)(3 \frac{c}{b} + 2)}{3(b + c)}. \quad (7.2)$$

Ist die kritische Spannung auf der Druckseite groß, $\sigma_{cr} \geq 3\sigma_0$, so entspricht das kritische Biegemoment dem vollplastischen Biegemoment M_p ,

$$M_{cr} = M_p = \sigma_0 t_0 [c(b - t_0) + 0,5(b - 2t_0)^2]. \quad (7.3)$$

Im Zwischenbereich kann das kritische Biegemoment durch eine lineare Interpolation bestimmt werden. Mit dem Grenzwert M_{cr}^* der Gleichung 7.2 für $\sigma_{cr} = \sigma_0$,

$$M_{cr}^* = \sigma_0 t_0 b (c + \frac{b}{3}), \quad (7.4)$$

ergibt sich für den Bereich $\sigma_0 < \sigma_{cr} < 3\sigma_0$ das kritische Moment

$$M_{cr} = M_{cr}^* + (M_p - M_{cr}^*) \frac{\sigma_{cr} - \sigma_0}{2\sigma_0}. \quad (7.5)$$

Mit Kenntnis des kritischen Biegemoments lässt sich die maximale Kraft F_{icr} am Pfahl und F_{lcr} an den beiden Längsträgern berechnen, vgl. Bild 7.8 links. Die maximalen Kräfte betragen bei einem Längsträgerabstand a

$$F_{lcr} = \frac{2M_{cr}}{a} \quad \text{und} \quad F_{icr} = \frac{4M_{cr}}{a}. \quad (7.6)$$

Die Kraft am Pfahl ist aufgrund des Kräftegleichgewichts doppelt so groß wie die Kräfte an den beiden Längsträgern.

Von praktischer Relevanz ist die Erweiterung der Bestimmung der maximalen Kraft auf Rechteckprofile mit unterschiedlichen Wandstärken t_b an der Dickenseite und t_c an der Höhenseite. Da es sich bei den Gleichungen 7.1 und 7.2 empirisch ermittelt sind, ist eine Übertragung nicht direkt möglich. Die Gleichung 7.3 für das vollplastische Biegemoment ist rein analytisch und deshalb auf unterschiedliche Wandstärken t_b und t_c umrechenbar,

$$M_{cr} = M_p = \sigma_0 [ct_c(b - t_c) + 0,5t_b(b - 2t_c)^2]. \quad (7.7)$$

In der Gleichung 7.2 kann zur Abschätzung der unteren Schranke des kritischen Biegemoments anstelle von t_0 bei Profilen mit unterschiedlichen Wandstärken das Minimum $\min[t_b; t_c]$ verwendet werden.

7.2 Modellierung des Einknickens beim Pfahlaufprall

Die Modellierung des Pfahlaufpralls kann vereinfacht auf die Dreipunktbiegung zurückgeführt werden. Für einen Rechteckträger hat Kecman [48] das Deformationsverhalten anhand eines Deformationsmodells für das Einknicken sehr gut beschrieben, siehe **Bild 7.2**. Diese Beschreibung mündet in jeweils einer Energiegleichung für jede Linie, an der die Biegedeformationen stattfinden. Aufgrund der Symmetrie zur Ebene $x = f$ und zur Ebene $z = -c/2$ lassen sich mehrere Linien jeweils gemeinsam behandeln, vgl. auch Bild 7.3. Zusätzlich sind die Biegewinkel an den entsprechenden Linien und weitere geometrische Größen als unbekannte Parameter aus der Kinematik in Abhängigkeit des Einknickwinkels ϕ zu bestimmen. Im Folgenden werden zuerst die Energiegleichungen bestimmt und anschließend die notwendigen geometrischen Größen.

Die Berechnungen entsprechen denen von Kecman [48]. Es erfolgt aber eine Erweiterung auf Rechteckprofile, bei denen die Wandstärken t_b der Dickenseite und t_c der Höhenseite unterschiedlich sind. Diese Erweiterung des Modells hat besonders deshalb praktische Relevanz, weil dadurch die Crasheigenschaften verbessert werden können oder ein effizienter Leichtbau betrieben werden kann. Außerdem sind Strangpressprofile leicht mit unterschiedlichen Wandstärken herzustellen. Diese Möglichkeit wird z.B. beim Querträger des VW Passat genutzt.

Im Modell von Kecman handelt es sich mehrheitlich um feste Linien, an denen eine Biegung stattfindet. Wird ein Blechstreifen mit der Wandstärke t_c und konstanter Fließspannung σ_{pm} an einer Linie gebogen, so ergibt sich die dissipierte Energie durch die Multiplikation des auf die Linienlänge bezogenen Biegemoments $\frac{\sigma_{pm} t_c^2}{4}$ mit der Linienlänge, z.B. c , und dem Biegewinkel, z.B. χ .

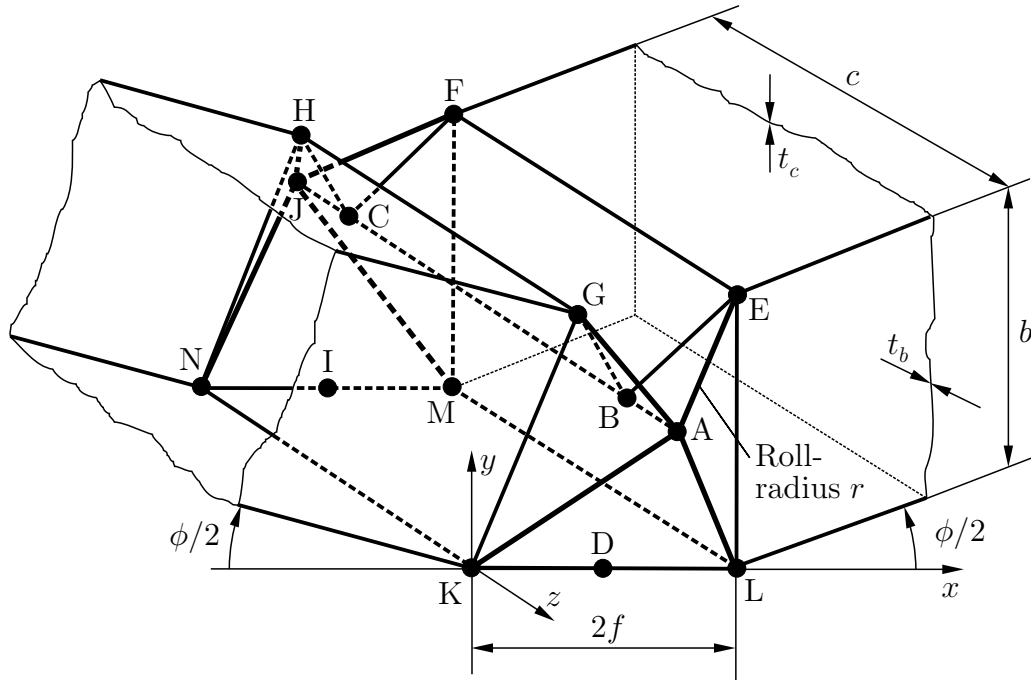


Bild 7.2: Kinematische Modellierung des Einknickens eines Rechteckquerträgers nach Kerman [48]

Angewendet auf die beiden gleichartig verformten Linien EF und GH bestimmt sich die dissipierte Energie W_1 mit dem Biegewinkel χ , vgl. Gleichung 7.26, zu

$$W_1 = W_{EF+GH} = 2 \frac{\sigma_{pm} t_c^2}{4} c \chi. \quad (7.8)$$

In gleicher Weise ergibt sich W_2 für die Linie BC mit dem Biegewinkel $\pi - 2\beta$, vgl. Gleichung 7.19, zu

$$W_2 = W_{BC} = \frac{\sigma_{pm} t_c^2}{4} c (\pi - 2\beta). \quad (7.9)$$

Mit der Kenntnis der Verschiebung z_A des Punktes A in z-Richtung, vgl. Gleichung 7.21, kann auch die dissipierte Energie W_3 an den Linien AB und CJ bestimmt werden,

$$W_3 = W_{AB+CJ} = 2 \frac{\sigma_{pm} t_b^2}{4} z_A (\pi - 2\beta). \quad (7.10)$$

An den Linien BG, BE, CH und CF liegen vor der Deformation die Profilkanten. Daher tritt zu Beginn der Deformation dort eine Biegung um 90° auf. Die Länge f der Linien entspricht der halben Länge der gesamten Deformationszone, vgl. Gleichung 7.27. Die dabei dissipierte Energie W_4 beträgt

$$W_4 = W_{BG+BE+CH+CF} = 4 \frac{\sigma_{pm} t_{min}^2}{4} f \frac{\pi}{2} \quad \text{mit} \quad t_{min} = \min[t_b; t_c]. \quad (7.11)$$

Die Deformation wird auf der Seite der Profilkante stattfinden, an der die kleinere Wandstärke vorliegt. Die Energiedissipation W_5 an den Linien GK, EL, HN und FM ergibt sich mit dem Biegewinkel η , vgl. Gleichung 7.24, zu

$$W_5 = W_{GK+EL+HN+FM} = 4 \frac{\sigma_{pm} t_b^2}{4} b \eta. \quad (7.12)$$

An den Linien GA, AE, HJ und JF findet eine rollende Biegung statt. Dabei wird das Material zuerst auf den Biegeradius r gebogen und anschließend wieder zurückgebogen. Wird ein Blechstreifen mit der Wandstärke t_b durch eine rollende Biegung deformiert, so berechnet sich die dissipierte Energie durch die Multiplikation des auf die Linienlänge bezogenen Biegemomentes $\frac{\sigma_{pm} t_b^2}{4}$ mit der überrollten Fläche, z.B. $z_A f/2$, und dem Faktor 2 aufgrund des doppelten Biegens sowie durch die Division mit dem Rollradius, z.B. r . Die Anwendung auf die genannten Linien liefert

$$W_6 = W_{GA+AE+HJ+JF} = 4 \frac{\sigma_{pm} t_b^2}{4} \frac{z_A f}{2} \frac{1}{r} = \frac{\sigma_{pm} t_b^2 z_A f}{r}. \quad (7.13)$$

Der Rollradius r wird erst später abgeschätzt, vgl. Gleichung 7.28. Die durch die Linien KA, LA, NJ und MJ überrollten Flächen sind etwas komplizierter zu berechnen. Für die Energiedissipation W_7 gibt Kecman die Lösung

$$W_7 = W_{KA+LA+NJ+MJ} = \frac{8}{3} \frac{\sigma_{pm} t_b^2}{4} \frac{z_A}{r} \sqrt{f^2 + y_A^2 + z_A^2} \quad (7.14)$$

an. Die Energiedissipation W_8 berechnet sich für die Linien KN und LM mit dem Biegewinkel $\frac{\phi}{2}$ sowie für die Linien KL und MN mit dem Biegewinkel ξ , vgl. Gleichung 7.25, zu

$$W_8 = W_{KN+LM+KL+MN} = 2 \frac{\sigma_{pm} t_c^2}{4} c \frac{\phi}{2} + 2 \frac{\sigma_{pm} t_{min}^2}{4} 2 f \xi \quad \text{mit} \quad t_{min} = \min[t_b; t_c]. \quad (7.15)$$

Die gesamte dissipierte Energie W ergibt sich aus der Summe der 8 Energieanteile,

$$W(\phi) = \sum_{i=1}^8 W_i(\phi), \quad (7.16)$$

wobei ϕ den globalen Biegewinkel des Querträgers bezeichnet. Der Kraftverlauf am Kontakt zum Pfahl resultiert aus der Ableitung der dissipierten Energie nach dem Deformationsweg s ,

$$F_i(s) = \frac{\delta W(\phi)}{\delta \phi} \frac{\delta \phi}{\delta s}. \quad (7.17)$$

In der Gleichung 7.17 stellt $\frac{\delta W(\phi)}{\delta \phi}$ das momentane Biegemoment in Trägermitte dar. Die Änderung der Arbeit der äußeren Kraft wird mit der Änderung der dissipierten Energie gleichgesetzt. Die Kraft F_ℓ am Crashabsorber bzw. am Längsträger beträgt genau die Hälfte der Kraft F_i am Pfahl.

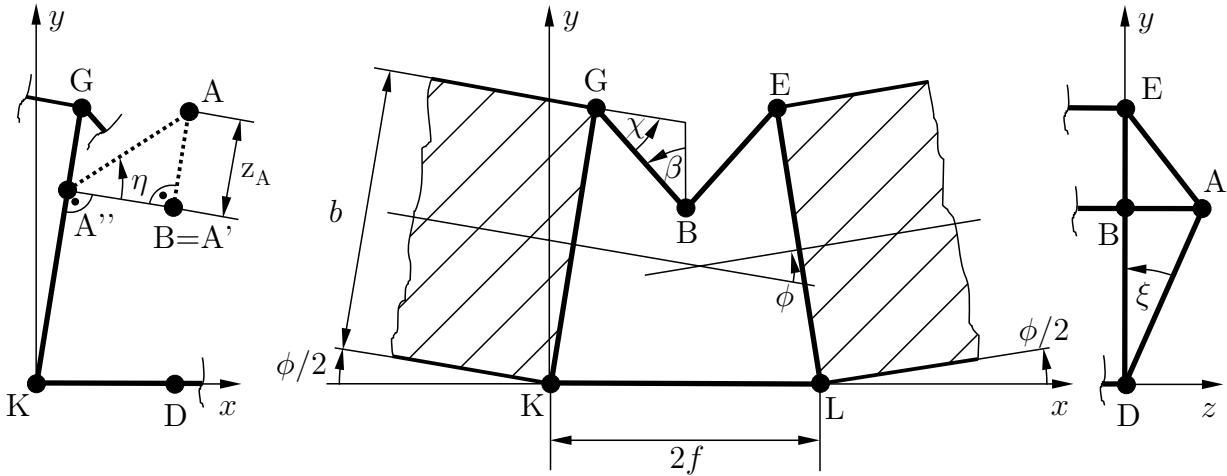


Bild 7.3: Unbekannte Parameter der kinematischen Modellierung des Einknickens eines Rechteckquerträgers nach Kecman [48]

Der Kraftverlauf F_ℓ wird durch die analytische Beschreibung von Kecman nur für größere Einknickwinkel erfasst. Der Übergang zu kleineren Deformationen lässt sich durch eine Gerade beginnend bei der maximalen Kraft F_{icr} nach Gleichung 7.6, die tangential in die Lösung von Kecman übergeht, beschreiben, vgl. Bild 7.4.

Das dargestellte Modell gilt nur bis zum Biegewinkel ϕ_1 , bei dem es zum Klemmen kommt und sich die Linien GH und EF treffen, vgl. Bild 7.2. Der Biegewinkel ϕ_1 ist

$$\phi_1 = 2 \arcsin \frac{f - 0,5t_c}{b}. \quad (7.18)$$

Das beschriebene Deformationsmodell von Kecman besitzt eine große Zahl von unbekanntem Parametern, die aus der Geometrie des Modells hergeleitet werden müssen. Die zu bestimmenden Größen sind im **Bild 7.3** angegeben.

Für den Winkel β liefert die Geometrie

$$\beta = \arcsin \frac{f - b \sin \frac{\phi}{2}}{f}. \quad (7.19)$$

Zur Berechnung des Biegewinkels η werden die Koordinaten des Punktes A und die des Hilfspunktes A'' benötigt. Die y-Koordinate y_A des Punktes A, die der y-Koordinate des Punktes B entspricht, und die z-Koordinate z_A des Punktes A ergeben sich nach längerer Rechnung zu

$$y_A = b \cos \frac{\phi}{2} - \sqrt{2fb \sin \frac{\phi}{2} - b^2 \sin^2 \frac{\phi}{2}}, \quad (7.20)$$

$$z_A = b \sin^2 \frac{\phi}{2} - f \sin \frac{\phi}{2} + \cos \frac{\phi}{2} \sqrt{b \sin \frac{\phi}{2} (2f - b \sin \frac{\phi}{2})}. \quad (7.21)$$

Die x-Koordinate x_A des Punktes A ist gleich f . Der Punkt A' ist die Projektion des Punktes A in die xy-Ebene und entspricht dem Punkt B. Der Schnittpunkt der Linie GK mit der

Senkrecht zu der Linie GK durch den Punkt A' ist der Punkt A". Die Koordinaten dieses Punktes sind

$$x_{A''} = y_{A''} \tan \frac{\phi}{2}, \quad (7.22)$$

$$y_{A''} = \frac{f \tan \frac{\phi}{2} + b \cos \frac{\phi}{2} - \sqrt{b \sin \frac{\phi}{2} (2f - b \sin \frac{\phi}{2})}}{1 + \tan^2 \frac{\phi}{2}}. \quad (7.23)$$

Die z-Koordinate des Punktes A" ist Null, da der Punkt in der xy-Ebene liegt. Mit den Koordinaten der Punkte A und A" berechnet sich der Biegewinkel η zu

$$\eta = \arctan \frac{z_A}{\sqrt{(f - x_{A''})^2 + (y_{A''} - y_A)^2}}. \quad (7.24)$$

Die Lage des Punktes A bestimmt die Größe des Biegewinkels ξ zu

$$\xi = \arctan \frac{z_A}{y_A}. \quad (7.25)$$

Der Biegewinkel χ hat unter Verwendung des Winkels β aus Gleichung 7.19 den Wert

$$\chi = \frac{\pi}{2} - \frac{\phi}{2} - \beta. \quad (7.26)$$

Ein besonderer, unbekannter Parameter ist die Länge f , die genau die halbe Länge der Deformationszone ist. Unter der Annahme, dass die Biegeradien klein sind und es nicht zu Dehnungen in den Wandungen kommt, erhält Kecman zwei Lösungen. Davon trifft die Lösung zu, die die kleinere Energiedissipation zeigt. Damit ergibt sich die einfache Lösung

$$2f = b \quad \text{für} \quad c \geq b \quad \text{und} \quad 2f = c \quad \text{für} \quad c \leq b. \quad (7.27)$$

Bei der rollenden Biegung tritt ein Rollradius r auf, der erheblichen Einfluss auf die Energieabsorption hat. Der Rollradius kann weder aus der Kinematik noch aus einem Minimum der dissipierten Energie sinnvoll abgeleitet werden. Kecman hat den Rollradius empirisch in Abhängigkeit des Biegewinkels ϕ und der Länge f bestimmt und gibt folgende Lösung an

$$r(\phi) = (0,07 - \frac{\phi}{70})f. \quad (7.28)$$

7.3 Experimentelle Untersuchungen

Die aufgestellten analytischen Beziehungen für die maximale Kraft und den Kraftverlauf sollen anhand von Versuchen überprüft werden. Dazu werden an Aluminium-Strangpressprofilen aus AlMgSi0,5 Variationen der Dicke b , der Höhe c , der Wandstärke $t_b = t_c = t_0$ sowie des Längsträgerabstandes a und des Pfahldurchmessers D_i durchgeführt.

Bild 7.4 zeigt die Deformationsbereiche von Rechteckträgern mit $b = c = 60$ mm und drei verschiedenen Wandstärken. An den deformierten Trägern lassen sich sehr gut die Linien, an denen die Biegedeformation stattfindet, und die Bereiche der rollenden Biegung erkennen.

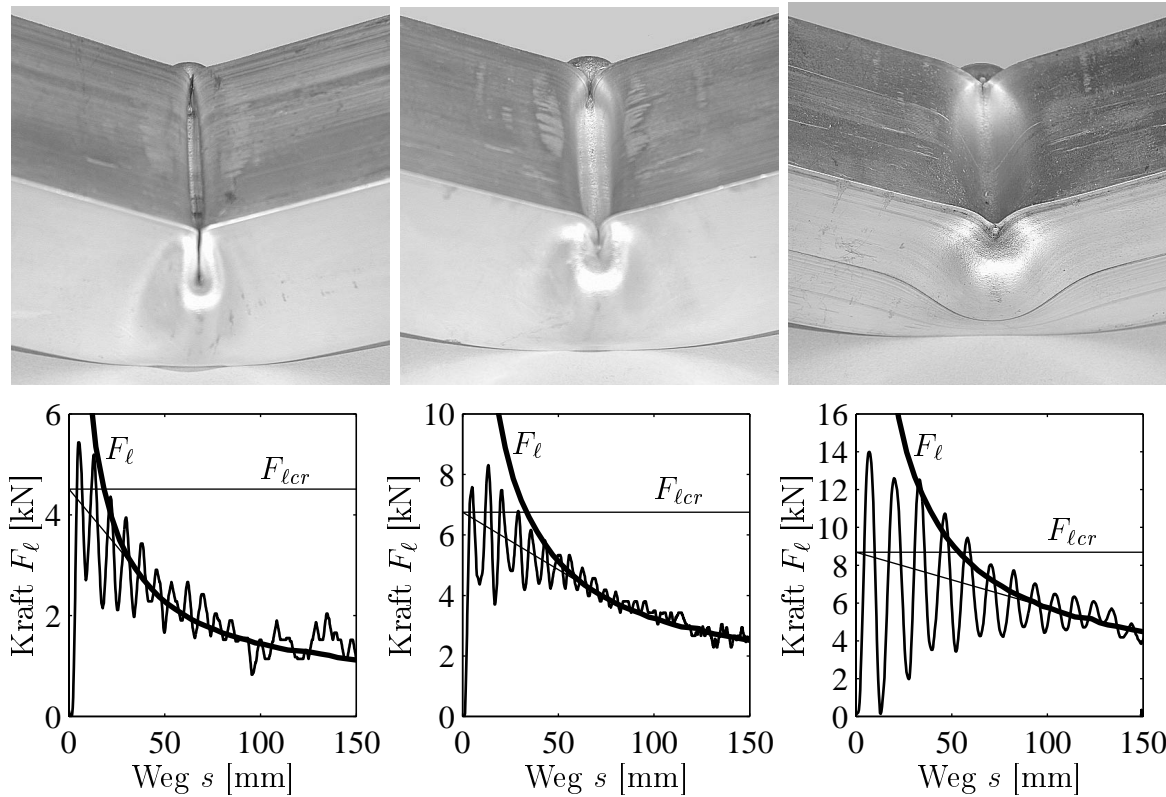


Bild 7.4: Foto der Rechteckträger mit $b = c = 60$ mm und $t_0 = 2$ mm (links), $t_0 = 3$ mm (mitte) und $t_0 = 4$ mm (rechts) aus AlMgSi0,5 nach einem Pfahlaufprall mit $D_i = 305$ mm, $D_\ell = 80$ mm und $a = 950$ mm sowie gemessene Auflagerkräfte in Abhängigkeit des Deformationsweges s mit berechneten kritischen Kräften F_{lcr} und Kraftverläufen F_ℓ

Die Kraftverläufe im **Bild 7.4** zeigen eine starke Überlagerung mit Eigenschwingungen der Querträger. Für größere Deformationen ergibt sich eine gute Übereinstimmung mit den berechneten Kurven aus dem Modell von Kecman. Für kleinere Deformationen stellt die kritische Kraft F_{lcr} eine gute Näherung für den Kraftverlauf ohne Berücksichtigung der überlagerten Schwingungen dar. Der Übergangsbereich ist durch eine Tangente an die berechneten Kurven ausgehend von der kritischen Kraft beschreibbar. Eine gute Übereinstimmung mit der Berechnung hat sich auch für andere Trägerabmessungen gezeigt.

Die Kraft am Längsträger hängt durch den Hebelarm $a/2$ linear vom Längsträgerabstand ab. In den Versuchen werden der Längsträgerabstand a und der Pfahldurchmesser D_i variiert. Die Kraft F_ℓ kann in das Biegemoment M in Trägermitte und der Weg s in den Biegewinkel $\frac{\phi}{2}$ umgerechnet werden zu

$$M = F_\ell \frac{a}{2} \quad \text{und} \quad \frac{\phi}{2} = \arctan \frac{2s}{a}. \quad (7.29)$$

Bei größeren Biegewinkeln ändert sich der Hebelarm leicht. Dieser Effekt wird hier vernachlässigt und im nächsten Abschnitt untersucht. Bei größeren Biegewinkeln tritt in Querträgermitte ein Abstand zwischen Querträger und Pfahl auf, so dass auch eine kleine Abweichung im Biegewinkel entsteht, vgl. Bild 7.8 mitte.

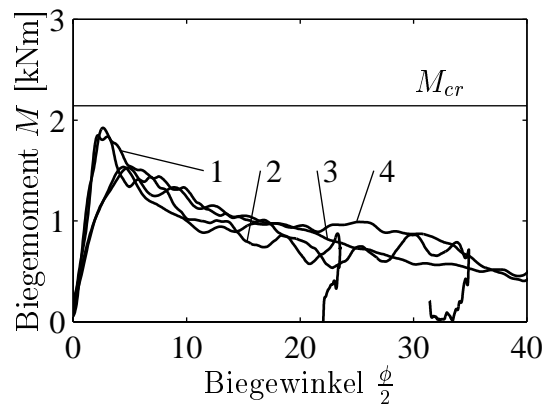


Bild 7.5: Umgerechnete und stark geglättete Momentenverläufe M in Trägermitte in Abhängigkeit des Biegewinkels $\frac{\phi}{2}$ beim Einknicken der Rechteckträger mit $b = c = 60$ mm und $t_0 = 2$ mm aus AlMgSi0,5 unter verschiedenen Versuchskonfigurationen: 1. $a = 950$ mm, $D_i = 305$ mm und $D_\ell = 80$ mm; 2. $a = 950$ mm, $D_i = 100$ mm und $D_\ell = 80$ mm; 3. $a = 400$ mm, $D_i = 100$ mm und $D_\ell = 50$ mm sowie 4. $a = 400$ mm, $D_i = 50$ mm und $D_\ell = 50$ mm

Die Darstellung des Biegemomentes M über dem Biegewinkel $\frac{\phi}{2}$ zeigt für die vier durchgeführten Versuchskonfigurationen eine gute Übereinstimmung, siehe **Bild 7.5**. Das kritische Biegemoment des Querträgers mit $b = c = 60$ mm und $t_0 = 2$ mm aus AlMgSi0,5 ist $M_{\ell cr} = 2,142$ kNm und stellt eine obere Schranke für die aus den Messungen umgerechneten Biegemomente dar. Durch die sehr starke Glättung der Messergebnisse werden die maximalen Biegemomente verkleinert.

Der dargestellte Verlauf hängt nur noch vom Querschnitt und dem Material des Profils ab, aber nicht mehr vom Abstand a der Querträgerauflager. Für die Versuche mit großen Pfahldurchmessern $D_i = 350$ mm treten etwas größere maximale Biegemomente auf. Der Einfluss des Pfahldurchmessers D_i ist aber insgesamt klein.

Rohre mit Kreisquerschnitt zeigen im Gegensatz dazu einen deutlich anderen Deformationsmechanismus. Bei Rohren tritt zu Deformationsbeginn ein Punktkontakt mit dem Pfahl und den Auflagern auf. Dadurch sind die lokalen Belastungen im Kontakt wesentlich größer als beim Rechteckträger, der einen Linienkontakt besitzt. Infolgedessen wird der Querträger erst lokal in den Kontakten deformiert.

Die Rohre weisen eine stark ausgeprägte lokale Deformation auf, die erheblichen Einfluss auf die Biegesteifigkeit der Struktur hat, so dass nach der lokalen Deformation ein Übergang zur Biegung auftritt. Die lokalen Deformationen benötigen unabhängig von dem Auflagerabstand a die gleichen Kräfte, die nur gering vom Pfahldurchmesser abhängen.

Durch die Umrechnung mit den Hebelarmen $a = 400$ mm bzw. $a = 950$ mm sind die mittigen Biegemomente zu Deformationsbeginn unterschiedlich. Im späteren Deformationsverlauf nähern sich die Biegemomentenverläufe wieder an, da dann die Biegedeformation ausschlagge-

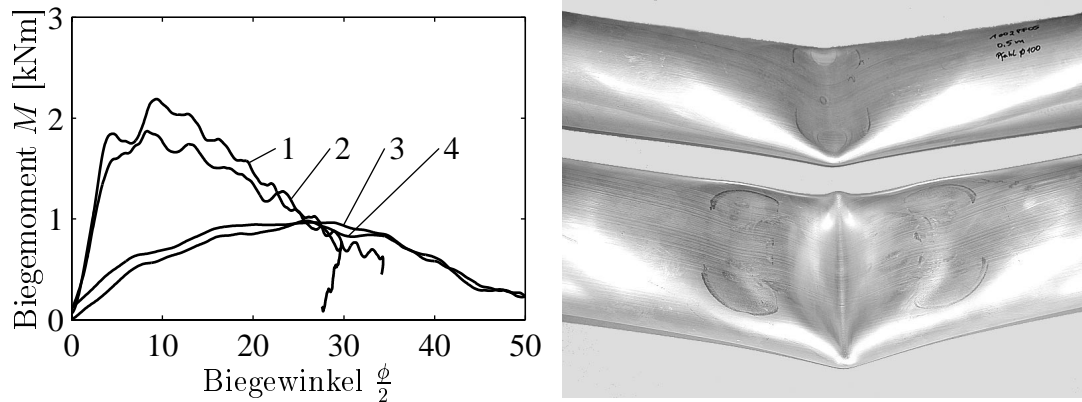


Bild 7.6: Umgerechnete und stark geglättete Momentenverläufe M in Trägermitte in Abhängigkeit des Biegewinkels $\frac{\phi}{2}$ beim Einknicken des zylindrischen Rohres $\phi 100 \times 2$ -AlMgSi0,5 unter verschiedenen Versuchsconfigurationen: 1. $a = 950$ mm, $D_i = 305$ mm und $D_\ell = 80$ mm; 2. $a = 950$ mm, $D_i = 100$ mm und $D_\ell = 80$ mm; 3. $a = 400$ mm, $D_i = 100$ mm und $D_\ell = 50$ mm sowie 4. $a = 400$ mm, $D_i = 50$ mm und $D_\ell = 50$ mm und Foto der deformierten Rohre unter Versuchsconfiguration 1 (unten) und 3 (oben)

bend ist. **Bild 7.6 links** zeigt den deutlichen Unterschied der aus Messungen umgerechneten Biegemomente in Trägermitte zu Beginn der Deformation.

Der Vergleich mit dem berechneten vollplastischen Biegemoment $M_{cr} = 4,206$ kNm belegt deutlich, dass in allen Fällen die Biegung bei Deformationsbeginn nicht dominant ist. Im **Bild 7.6 rechts** sind die lokalen Eindrücke durch das Baumsegment und das Pfahlsegment gut zu erkennen.

Die Beschreibungsmöglichkeit für Rechteckträger mit dem Modell von Kecman durch eine vom Auflagerabstand unabhängige Deformationszone ist offensichtlich auf Rohre mit Kreisquerschnitt nicht übertragbar. Weitere Untersuchungen zur Biegung zylindrischer Rohre sind in [33] und [43] zu finden.

7.4 Berücksichtigung des Kontakts

In der Modellbildung von Kecman sind keine Kontakte vorhanden. Bei der Übertragung des Modells auf den Pfahlaufprall ist zu prüfen, welchen Einfluss die auftretenden Kontaktbedingungen und die dabei vorhandene Reibung haben.

Zu Beginn des Aufpralls tritt zwischen dem Pfahl und dem Rechteckträger ein Linienkontakt in Trägermitte auf. Der Hebelarm beträgt $\ell_h = \frac{a}{2}$. Nach dem Beginn des Einknickens hat der Pfahl zwei Linienkontakte mit dem Querträger, siehe **Bild 7.7**. Dadurch verändert sich der Hebelarm und beträgt

$$\ell_h = \frac{a}{2} \frac{1}{\cos \frac{\phi}{2}} - \frac{D_i}{2} \tan \frac{\phi}{2}. \quad (7.30)$$

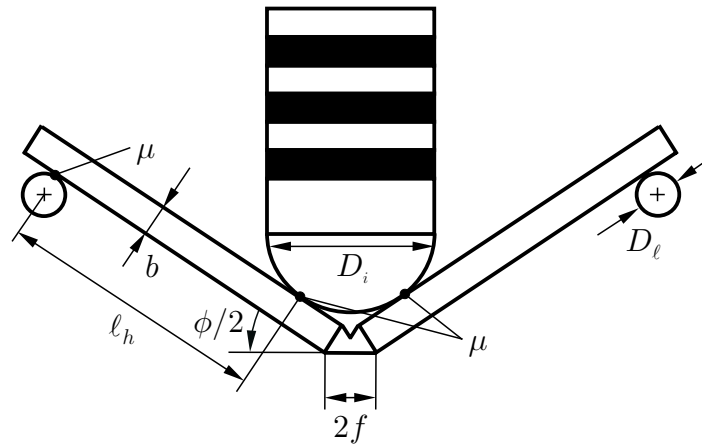


Bild 7.7: Reibkontakte zwischen Querträger und Pfahl sowie zwischen Querträger und Auflager

Der Bereich zwischen den beiden Linienkontakten besitzt ein konstantes Biegemoment. Der Momentenverlauf ist in **Bild 7.8** dargestellt. Der Wert dieses Biegemomentes ist durch die analytische Berechnung bestimmbar und hängt vom Biegewinkel $\frac{\phi}{2}$ ab. Bei einem Einknickwinkel von $\frac{\phi}{2} = 20^\circ$ ergibt sich mit einem Pfahl, $D_i = 100$ mm, ein 2,6% längerer Hebelarm und mit einem Baum, $D_i = 305$ mm, ein 5,3% kürzerer Hebelarm ($a = 950$ mm). Gleichzeitig erhöht sich die Kraft F_N in Kontaktnormalenrichtung auf

$$F_N = \frac{F_i}{2 \cos \frac{\phi}{2}} = \frac{F_\ell}{\cos \frac{\phi}{2}}. \quad (7.31)$$

Bei einem Einknickwinkel von $\frac{\phi}{2} = 20^\circ$ ist die Normalkraft um 6,4% größer als die gemessene axiale Kraft F_ℓ , sofern die Reibkräfte vernachlässigt werden.

Neben der Verlängerung des Hebelarmes und der Veränderung der Normalenrichtung der Kontaktkraft tritt im Kontakt noch Reibung auf. Bei den Komponentenversuchen am Querträger tritt die Reibung nicht nur im Kontakt zwischen dem Querträger und dem Pfahl auf, sondern auch zwischen dem Querträger und dem Auflager.

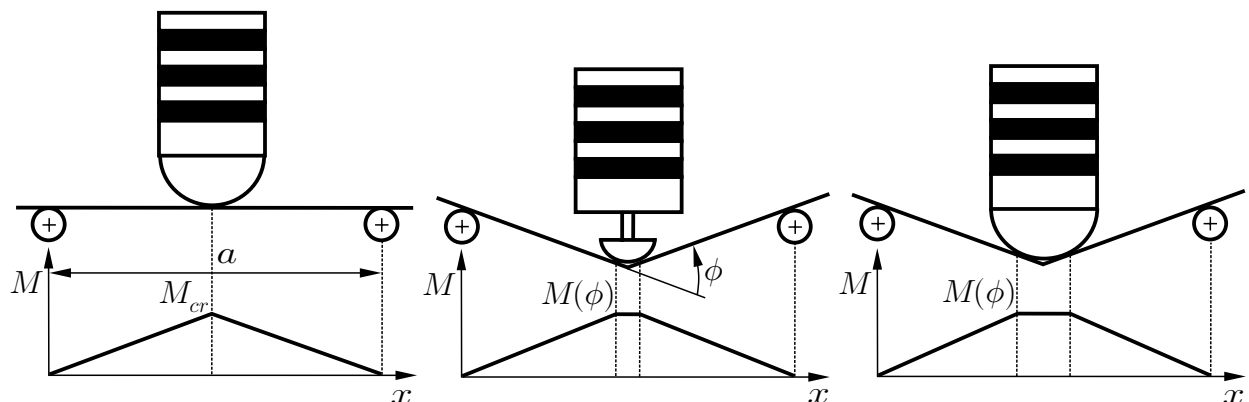


Bild 7.8: Einfluss der Verlagerung der Kontaktpunkte beim Pfahl- und Baumaufprall auf den Momentenverlauf im Querträger

An den Kontakten zu den Auflagern ergeben sich Verschiebungen $\Delta\ell_\ell$ des Querträgers. Sie bewirken aufgrund von Reibung eine zusätzlich dissipierte Energie $W_{R\ell}$. Die Energie $W_{R\ell}$ beträgt bei konstantem Reibwert μ näherungsweise

$$W_{R\ell} \approx \int_0^{\Delta\ell_\ell} 2\mu F_\ell d\ell_\ell \approx 2\mu F_{\ell m} \Delta\ell_\ell \quad (7.32)$$

mit der mittleren Kraft $F_{\ell m}$. Unter Vernachlässigung des Auflagerdurchmessers D_ℓ berechnet sich die Verschiebung mit der Länge $2f$ der Deformationszone zu

$$\Delta\ell_\ell = \left(\frac{a}{2} - f\right) \left(\frac{1}{\cos \frac{\phi}{2}} - 1\right). \quad (7.33)$$

Die gleiche Problematik tritt am Kontakt mit dem Pfahl auf. Hier überlagert sich die Relativverschiebung mit einer Abrollbewegung am Pfahl. Mit der mittleren Kraft $F_{im} = 2F_{\ell m}$ am Pfahl ist die durch Reibung am Pfahl dissipierte Energie

$$W_{Ri} \approx \int_0^{\Delta\ell_i} \mu F_i d\ell_i \approx \mu 2F_{\ell m} \Delta\ell_i. \quad (7.34)$$

Die Relativverschiebung $\Delta\ell_i$ bestimmt sich zu

$$\Delta\ell_i = \frac{D_i}{2} \left(\tan \frac{\phi}{2} - \frac{\phi}{2}\right) + b \tan \frac{\phi}{2} + f \left(1 - \frac{1}{\cos \frac{\phi}{2}}\right). \quad (7.35)$$

Als Beispiel für den Anteil der Reibung an der gesamten dissipierten Energie wird hier die Messung an einem Rechteckprofil mit $b = c = 60$ mm und $t_0 = 2$ mm aus AlMgSi0,5 herangezogen, vgl. Bild 7.4 links. Die dissipierte Energie beträgt $W = 337$ J bei einem Einknickwinkel von $\frac{\phi}{2} = 20^\circ$ ($a = 950$ mm, $D_i = 305$ mm, $D_\ell = 80$ mm).

Mit einer mittleren Kraft $F_{\ell m} = 2,1$ kN und einem Reibwert $\mu = 0,2$ berechnet sich die durch Reibung am Auflager dissipierte Energie zu $W_{R\ell} = 24$ J. Für die durch Reibung dissipierte Energie am Pfahl ergibt sich $W_{Ri} = 18,5$ J. Damit beträgt in diesem Beispiel der Anteil der durch Reibung dissipierte Energie 12,6%. Auch bei anderen untersuchten Profilgeometrien hat die durch Reibung dissipierte Energie einen ähnlich großen Anteil.

7.5 Lösungsansätze für den Pfahlaufprall

Der Baumaufprall besitzt ein hohes Gefahrenpotential, da die meisten Fahrzeuge hierfür nur unzureichend ausgelegt sind und oft hohe Aufprallgeschwindigkeiten vorliegen.

Zum Auslösen der Deformation der Crashabsorber wird je nach Fahrzeug eine Kraft von beispielsweise 60 kN benötigt. Könnte der Querträger diese Kraft ohne Einknicken übertragen, würde die Deformation im Stoßfängermodul beim Baumaufprall identisch mit der eines Wandaufpralls mit 100% Überdeckung sein und das Insassenrisiko erheblich sinken.

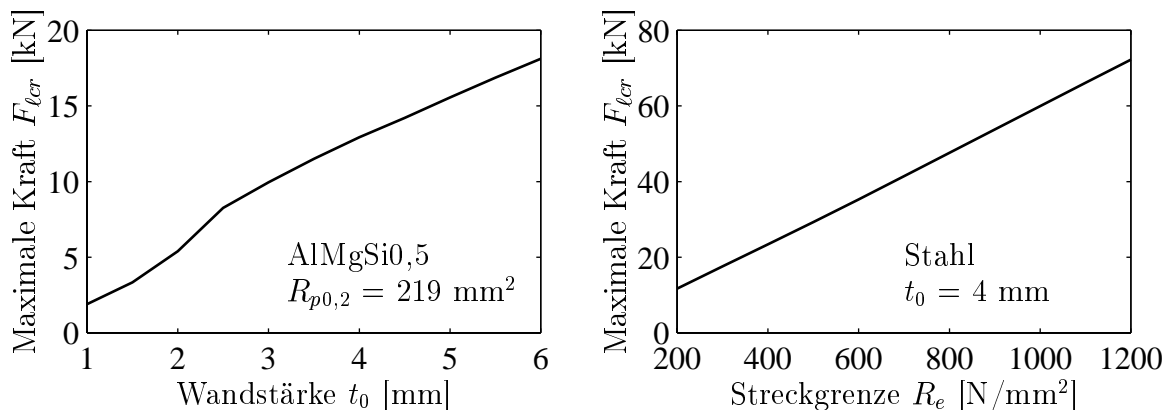


Bild 7.9: Kritische Kraft F_{lcr} am Längsträger beim Pfahlaufprall auf einen Rechteckquerträger ($b = 60$ mm, $c = 100$ mm) in Abhängigkeit der Wandstärke t_0 (links) und der Streckgrenze R_e (rechts)

Die erforderliche Biegesteifigkeit kann durch eine Veränderung der Trägereometrie oder einer Verwendung höherfester Werkstoffe erreicht werden. **Bild 7.9 links** zeigt den Einfluss der Wandstärke t_0 auf die maximale Kraft F_{lcr} eines Rechteckquerträgers mit $b = 60$ mm und $c = 100$ mm aus AlMgSi0,5. Gut erkennbar ist der Übergang zwischen den verschiedenen Bereichen. Für kleine Wandstärken tritt Versagen aufgrund der ertragbaren Spannungen auf der Druckseite auf, während für große Wandstärken das vollplastische Biegemoment ausschlaggebend ist. Im **Bild 7.9 rechts** ist bei konstanter Trägereometrie mit $b = 60$ mm, $c = 100$ mm und $t_0 = 4$ mm die Streckgrenze R_e des Stahl-Werkstoffes variiert worden.

Ein geeigneter Querträger mit $b = 60$ mm, $c = 100$ mm und $t_0 = 4$ mm muss gemäß der analytischen Berechnung der maximalen Kraft F_{lcr} aus einem hochfesten Stahl mit einer Streckgrenze $R_e = 1100$ N/mm² bestehen. Die maximale Kraft F_{lcr} am Längsträger beträgt dann 66 kN. Dies zeigt auf, dass es realistische Möglichkeiten zur Auslegung eines Querträgers für den Pfahlaufprall gibt.

Die Erweiterung auf Profile mit unterschiedlichen Wandstärken ermöglicht eine analytische Untersuchung des Einflusses der Wandstärken t_b und t_c . **Bild 7.10** zeigt die analytisch berechneten Kraftverläufe F_ℓ und die maximalen Kräfte F_{lcr} für Rechteckträger mit $b = c = 60$ mm aus hochfestem Stahl mit einer Streckgrenze $R_e = 1000$ N/mm². Die Rechteckträger unterscheiden sich nur in den Wandstärken mit $t_b = 3$ mm und $t_c = 5$ mm beziehungsweise $t_b = 5$ mm und $t_c = 3$ mm.

Obwohl beide Querträger das gleiche Gewicht aufweisen, zeigen sie deutlich unterschiedliche Deformationsverhalten. Für den Querträger mit $t_b = 3$ mm und $t_c = 5$ mm ist die kritische Kraft $F_{lcr} = 40$ kN höher als in der anderen Variante mit $F_{lcr} = 35,5$ kN. Dafür tritt nach dem Deformationsbeginn ein schnellerer Kraftabfall auf und es wird deutlich weniger Energie dissipiert. Dies liegt an dem großen Anteil der rollenden Biegung bei der Energiedissipation, denn die Energieanteile W_6 und W_7 steigen mit der Wandstärke t_b quadratisch an.

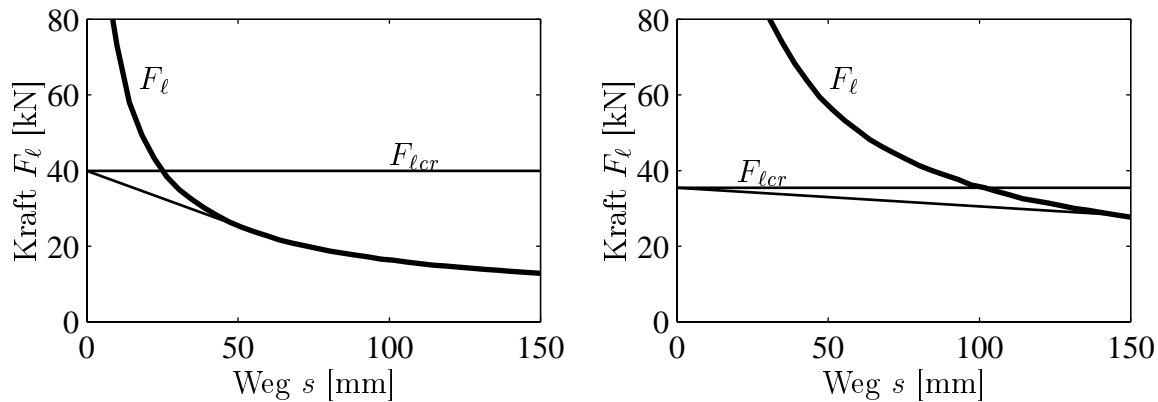


Bild 7.10: Berechnete maximale Kraft F_{lcr} und Kraftverlauf F_ℓ von Rechteckträgern mit $b = c = 60$ mm aus Stahl ($R_e = 1000$ N/mm²) mit unterschiedlichen Wandstärken: $t_b = 3$ mm und $t_c = 5$ mm (links), $t_b = 5$ mm und $t_c = 3$ mm (rechts)

An einigen Fahrzeugen ist das Bemühen festzustellen, biegesteifere Querträger einzusetzen. Der VW Passat in der Ausführung für den US-Markt (Baujahr 1998) besitzt erheblich größere Wandstärken als die Version für den europäischen Markt bei sonst ähnlicher Profilgestaltung. Die Wandstärken liegen in der US-Ausführung bei $t_b \approx 3$ mm und $t_c \approx 5,5$ mm.

Der Pfahlaufprall auf diesen Querträger besitzt einen deutlich höheren Kraftverlauf und zeigt keinen Kraftabfall, siehe **Bild 7.11**. Am deformierten Querträger zeigen sich auch eine wesentlich geringere Verformung und kein Versagen des Querschnitts im Gegensatz zum europäischen Querträger des VW Passat bei gleicher Aufprallenergie, vgl. Bild 7.1. Dafür wiegt der US-Querträger mit 5,1 kg deutlich mehr als der europäische Querträger mit 3,3 kg.

Aber auch das Kraftniveau des Querträgers der US-Version wäre zum Auslösen der Verjüngungsabsorber in der europäischen Version des VW Passat Frontmoduls nicht hinreichend, da hierzu 60 kN notwendig sind. In Verbindung mit reversiblen Crashabsorbern, Pralldämpfern

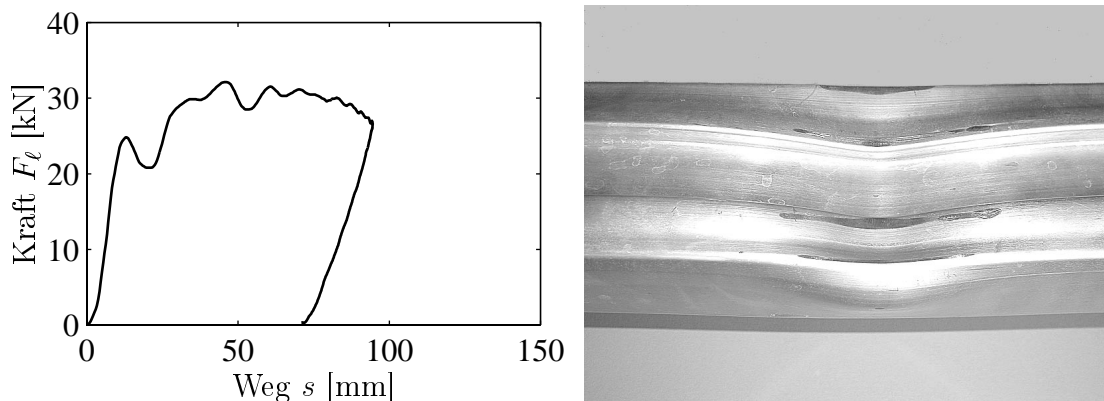


Bild 7.11: Kraftverlauf beim Einknicken des Querträgers des VW Passat für den US-Markt (Baujahr 1998) und Foto des deformierten Querträgers $c \approx 95$ mm, $b \approx 60$ mm, $t_b \approx 3$ mm, $t_c \approx 5,5$ mm, $D_i = 305$ mm, $D_\ell = 80$ mm, $a = 890$ mm

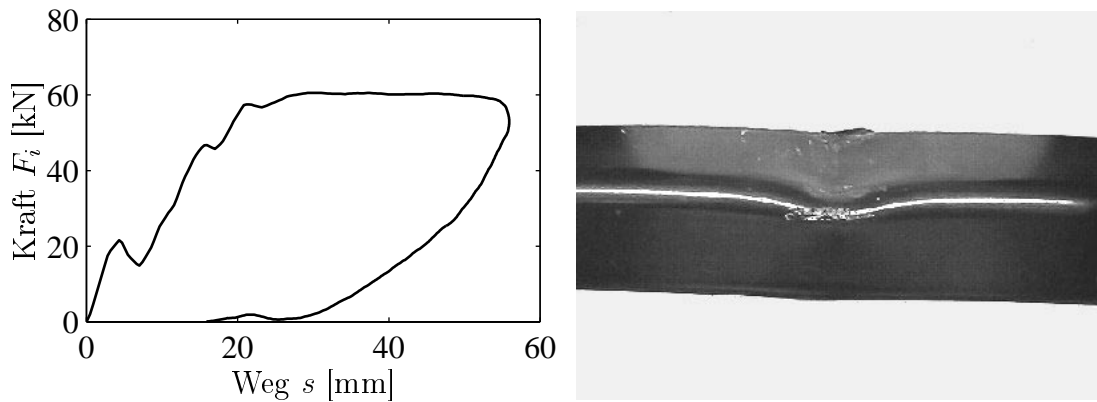


Bild 7.12: Kraftverlauf bei der Deformation des Frontquerträgers und der reversiblen Crashabsorber des VW Beetles (Baujahr 2000) beim Pfahlaufprall mit $D_i = 100$ mm, $a = 950$ mm, $v_0 = 4$ m/s, $W = 2640$ J und Foto des deformierten Querträgers

genannt, im Frontmodul der US-Version kann die Deformation möglicherweise in die Pralldämpfer verlagert werden, da Pralldämpfer meist ein niedrigeres Kraftniveau als irreversible Crashabsorber, Crashboxen genannt, besitzen.

Dass auch für den Pfahlaufprall sehr positive Entwicklungen existieren, soll anhand des Querträgers und der Pralldämpfer des VW Beetle Frontmoduls (Baujahr 2000) aufgezeigt werden. **Bild 7.12** zeigt den Querträger nach einem Pfahlaufprall mit einem Pfahldurchmesser von $D_i = 100$ mm.

Beim durchgeführten Test mit einer Aufprallgeschwindigkeit von $v_0 = 4$ m/s werden die hydropneumatischen Pralldämpfer der Firma ZF Boge aktiviert und übernehmen einen Teil der Energieabsorption. Ein weiterer Teil wird elastisch vom Querträger aufgenommen. Allerdings wird der Querträger auch bleibend plastisch verformt. Die Deformation verteilt sich auf ca. 25 mm am Pralldämpfer, ca. 14 mm als elastische Deformation am Querträger und ca. 15 mm als plastische Deformation am Querträger. Bei kleineren Aufprallgeschwindigkeiten treten fast keine bleibenden Deformationen am Querträger auf.

Die abgestimmte Auslegung von Pralldämpfer und Querträger führt dazu, dass der Beetle beim IIHS-Test mit einem 8 km/h Pfahlaufprall gegen das Heck sogar schadensfrei blieb, während alle anderen Fahrzeuge erhebliche Schäden aufwiesen.

Ein anderes interessantes Beispiel ist die Mercedes A-Klasse (Baujahr 1998). Die Verbindung zwischen Längs- und Querträger ist hier biegesteif ausgebildet. Beim mittigen Baumaufprall entstehen deshalb neben der Biegedeformationszone in der Mitte des Querträgers auch Biegedeformationszonen in den an den Querträgern angeschweißten Faltungsabsorbern.

Der Biegemomentenverlauf verändert sich durch die biegesteife Anbindung stark. Mit gelenkiger Anbindung an den Längsträger ist der Momentenverlauf im Querträger an den Drehgelenken Null, siehe **Bild 7.13 links**. Die biegesteife Anbindung bewirkt einen Momentenverlauf, der an den Längsträgern betragsmäßig gleich $M_{cr, Absorber}$ des Crashabsorbers

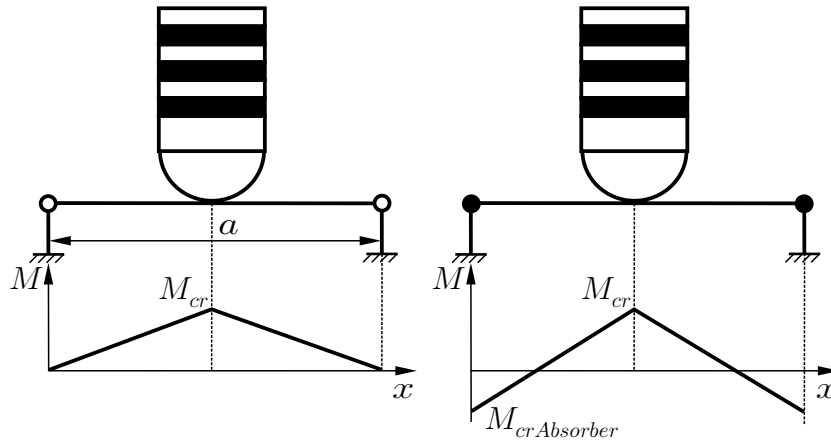


Bild 7.13: Einfluss der gelenkigen (links) und biegesteifen (rechts) Anbindung an den Längsträger auf den Momentenverlauf im Querträger beim Pfahlaufprall

ist, siehe **Bild 7.13 rechts**. Aufgrund dessen ergibt sich bei gleichem kritischem Biegemoment M_{cr} in Trägermitte eine größere ertragbare Querkraft F_{lcr} am Längsträger, da sich die Querkraft aus der Ableitung des Biegemomentes nach der Koordinate x bestimmt. Um eine Deformation im Crashabsorber zu erhalten, muss die Biegesteifigkeit des Querträgers an der Anbindung zum Crashabsorber größer sein als die Biegesteifigkeit des Crashabsorbers.

Ein durchgeführter Vergleich des Kraftverlaufs des Querträgers ohne Crashabsorber mit dem Kraftverlauf mit Crashabsorber zeigt, dass die abfallende Kraftkennlinie sich durch die biegesteife Anbindung zu einer waagerechten Kennlinie verändert und sowohl die Anfangskraft als auch der Mittelwert der Kraft höher liegen. Da in den zwei zusätzlichen Deformationszonen Energie dissipiert wird, ist dieser Effekt letztendlich nicht überraschend. Dennoch ist das Kraftniveau der Mercedes A-Klasse beim Pfahlaufprall niedrig. Weitere Untersuchungen zur Biegung von Trägern sind für offene Profile in [79] und für Rechteckprofile in [91] und [111] zu finden.

Beim Pfahl- und Baumaufprall wurden erhebliche Schwächen der existierenden Querträger festgestellt. Die analytische Beschreibung nach Kecman und die Erweiterung auf Profile mit zwei unterschiedlichen Wandstärken ist für die Beschreibung des Pfahlaufpralls gut geeignet. Es wurden analytisch berechnete Lösungsansätze und existierende, biegesteifere Querträger beschrieben.

8 Schaltbare Crashabsorber

8.1 Sinn schaltbarer Crashabsorber

In der Einleitung, Kapitel 1, und der Modellierung der Vorderwagenstruktur, Kapitel 2, werden verschiedene Anforderungen und Zielsetzungen zur Auslegung der Vorderwagenstruktur beschrieben. In den sich anschließenden Kapiteln werden Wege aufgezeigt, die eine Auslegung der Vorderwagenstruktur unter Berücksichtigung dieser Erfordernisse ermöglichen. Es gibt allerdings einige Anforderungen, die sich prinzipiell widersprechen oder nur mit Abstrichen gemeinsam erfüllen lassen.

Zur Lösung derartiger Zielkonflikte können intelligente Crashstrukturen wie schaltbare Crashabsorber beitragen. Intelligente Crashstrukturen verändern ihre Crasheigenschaften in Abhängigkeit der Unfallrandbedingungen, z.B. variiert die Deformationskraft zwischen einem hohen und einem niedrigen Niveau. Beispiele für derartige Crashabsorber sind im **Bild 8.1** und im **Bild 8.2** dargestellt und werden im nächsten Abschnitt beschrieben.

Tabelle 8.1 zeigt einige Problemstellungen und deren Lösungsansätze durch schaltbare Crashabsorber mit den dazugehörigen Schaltbedingungen, den möglichen Kraftniveaus der Crashabsorber und den Anforderungen an die Precrashsensorik. Im nicht geschalteten Zustand ist das Fahrzeug für einen Aufprall mit 100% Überdeckung ausgelegt und es wird eine mittlere Kraft $F_m = 80$ kN angenommen.

Ein Zielkonflikt entsteht durch den Crashreparaturtest bei geringen Geschwindigkeiten, der im Stoßfängermodul niedrigere Deformationskräfte erfordert als im restlichen Fahrzeug, um

Tabelle 8.1: Lösbare Zielkonflikte mit schaltbaren Crashabsorbern

Problemstellung	Schaltbedingung	Kraftniveau	Precrashsensorik
Crashreparaturtest	$v_{rel} < 15$ km/h	$F_m = 50$ kN	Erkennung Relativgeschwindigkeit v_{rel}
Partnerschutz beim Seitenaufprall	Seitenaufprall	$F_m = 40$ kN	Lageerkennung des Unfallpartners
Insassenschutz bei der Lkw-Kollision	Großer Unfallpartner	$F_m = 120$ kN	Größenerkennung des Unfallpartners
Offsetaufprall	Überdeckung $< 50\%$	$F_m = 160$ kN	Erkennung des Auftreffbereichs
Fußgängerschutz	Fußgänger als Kollisionspartner	$F_m \ll 10$ kN	Erkennung des Fußgängers
Schutz besonders gefährdeter Insassen	$v_{rel} < 15$ km/h	$F_m = 40$ kN	Erkennung Relativgeschwindigkeit v_{rel}

eine Schädigung der Karosserie zu vermeiden. Dadurch wird bei hohen Unfallgeschwindigkeiten im Stoßfängermodul weniger Energie dissipiert als möglich ist. Bei hohen Geschwindigkeiten sind deshalb steifere Crashabsorber günstiger.

Kollidiert ein Fahrzeug mit der Front gegen die Seite eines anderen Fahrzeugs, so wird das seitlich getroffene Fahrzeug häufig viel stärker deformiert. Um dabei auch in dem Stoßfängermodul Energie abzubauen, kann es sinnvoll sein, die Crashabsorber auf ein niedrigeres Kraftniveau zu schalten.

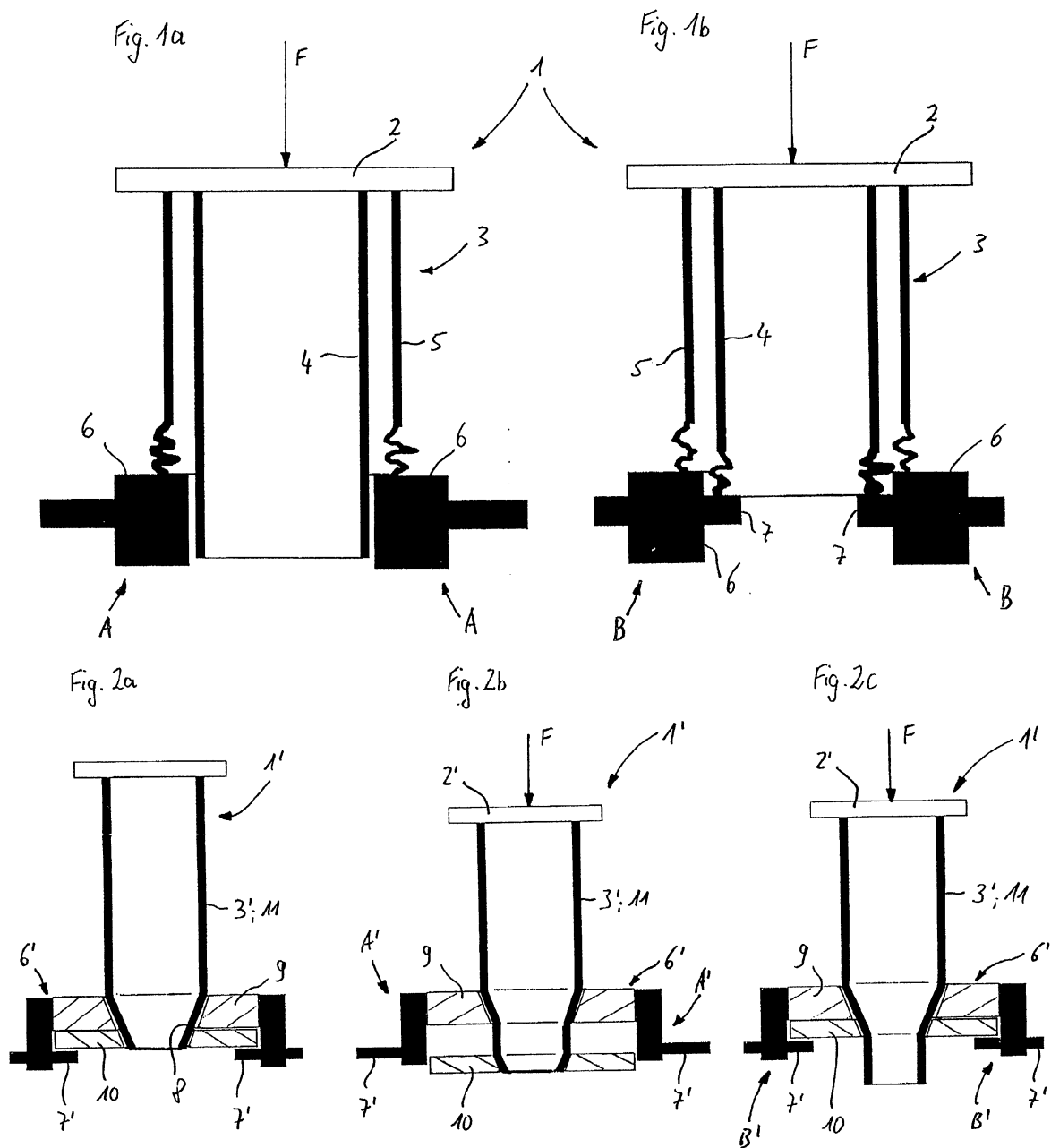


Bild 8.1: Prinzip schaltbarer Crashabsorber mit zwei irreversiblen Schaltzuständen aus [28]

Bei einem Frontalunfall mit einem anderen Pkw sollten im Idealfall beide Frontstrukturen deformiert werden. Dazu ist ein gleiches Deformationskraftniveau Voraussetzung. Im Falle der Kollision mit einem großen Fahrzeug, z.B. Bus oder Lkw, wird fast nur die Pkw-Frontstruktur deformiert. Hierbei ist zumindest bei größeren Relativgeschwindigkeiten eine steifere Frontstruktur sinnvoll.

In gleicher Weise lassen sich Problemstellungen wie Offetaufprall kontra 100% Überdeckungsaufprall, Fußgängerschutz kontra Pkw-Aufprall oder der Schutz von nicht angeschnallten, alten oder falsch sitzenden Insassen bei niedrigen Geschwindigkeiten mit in das Gesamtsicherheitskonzept einarbeiten.

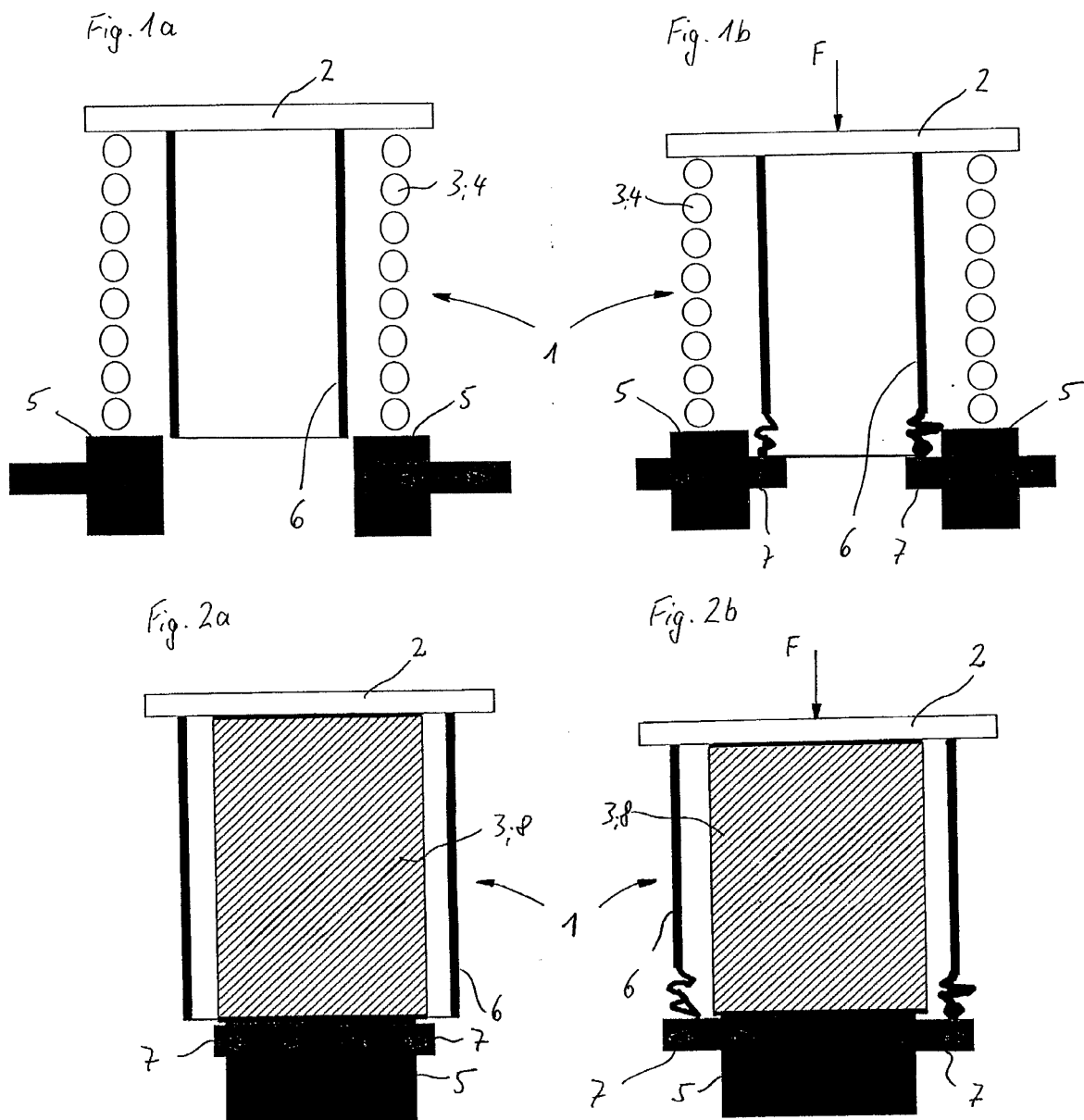


Bild 8.2: Prinzip schaltbarer Crashabsorber mit einem reversiblen und einem irreversiblen Schaltzustand aus [29]

Voraussetzung für die vorgeschlagenen Kraftniveaus der schaltbaren Crashabsorber ist eine entsprechende Deformationskraft des Längsträgers.

8.2 Lösungsprinzipien schaltbarer Crashabsorber

Zusammen mit der Firma Daimler Chrysler wurden schaltbare Crashabsorber entwickelt und patentiert, die nachfolgend kurz vorgestellt werden sollen.

Die Schaltung zwischen zwei irreversiblen Kraftniveaus [28] ist z.B. mit zwei Faltungsrohren realisierbar, von denen beim Crash entweder nur eines oder beide belastet werden. Das zweite Rohr kann durch ein Schaltelement freigeschaltet werden, siehe **Bild 8.1**. Eine weitere Lösung ist die Verwendung eines Verjüngungsrohres mit zwei Matrizen, von denen die zweite im Bedarfsfall freigeschaltet ist. Vorteil dieser Lösung ist unter anderem der Verzicht auf ein zweites Deformationselement.

Auch das Schalten zwischen einem reversiblen und einem irreversiblen Schaltzustand [29] ist sinnvoll, da bei reversiblen Pralldämpfern meist das Kraftniveau sehr niedrig liegt. Im ungeschalteten Zustand ist dem reversiblen Deformationselement, z.B. Feder oder Gummielement, ein irreversibles Deformationselement zugeschaltet, siehe **Bild 8.2**.

Zur Zeit ist der Einsatz derartiger Crashabsorber nicht sinnvoll möglich, da die Precrashsensorik noch nicht zuverlässig entwickelt und der technische Aufwand noch sehr hoch ist. Die schnelle Entwicklung der Fahrzeugelektronik im Allgemeinen und die rege Entwicklungstätigkeit auf diesem Gebiet insbesondere, lassen es wahrscheinlich erscheinen, dass derartige Systeme in Kürze serienreif zur Verfügung stehen. Dann sollte auch die Crashstruktur in der Lage sein, die verfügbaren Precrash-Informationen zu nutzen.

Eine ähnliche Lösung beschreibt ein Patent der Firma MAN [74] mit einem ausfahrbaren Stoßfänger für Lkws zur Vergrößerung der Knautschzone.

9 Zusammenfassung

Die Vorentwicklung von Kfz-Frontstrukturen und anderen Crashstrukturen stellt eine komplexe Aufgabenstellung dar. Die Frontstruktur muss nicht nur einem axialen Aufprall mit 100% Überdeckung gegen eine starre Wand standhalten, sondern den Anforderungen der realen Unfallsituationen entsprechen. Anhand von Unfallstatistiken sind acht Unfallszenarien erarbeitet und mit einem einfachen Vorderwagenmodell untersucht worden. Es zeigte sich, dass neben dem axialen Aufprall mit 100% Überdeckung und dem Offsetaufprall mit 40% Überdeckung auch der Schrägaufprall sowie der Pfahl- oder Baumaufprall für das Stoßfängermodul von entscheidender Bedeutung sind.

Unter Verwendung des einfachen Vorderwagenmodells konnten die Anforderungen an das Gesamtfahrzeug auf Anforderungen an die Komponenten und deren Abstimmung übertragen werden. Es ergeben sich daraus eine Vielzahl von Craschanforderungen, die sich zum Teil widersprechen. Zusätzlich zum Insassenschutz besitzt das Stoßfängermodul die Aufgabe, bei kleinen Geschwindigkeiten bis 15 km/h die Energie komplett aufzunehmen und dadurch die hohen Reparaturkosten zu senken, weil 85% der Frontalunfälle in diesem Geschwindigkeitsbereich stattfinden.

Die Verantwortung für die Crasheigenschaften des Stoßfängermoduls wird verstärkt vom Fahrzeughersteller an den Systemlieferanten übertragen. Dabei werden die Crashabsorber, der Querträger und die weiteren Bauteile des Moduls häufig von unterschiedlichen Herstellern entwickelt. Die getrennte Entwicklungsverantwortung kombiniert mit mangelnder Erfahrung bei der Systementwicklung führt oft zu rein empirischen und intuitiven Lösungen, die nur sehr bedingt den komplexen Anforderungen gerecht werden. Untersuchungen an aktuellen Frontstrukturen zeigen zum einen den Stand der Technik und zum anderen die existierenden Schwächen auf.

Die vorliegende Arbeit stellt ein systematisches Auslegungsverfahren für die Crashstruktur im Stoßfängermodul vor und löst die einzelnen Schritte der Vorauslegung durch analytische Berechnungen, bei denen die Wechselwirkungen zwischen den Komponenten mit berücksichtigt werden.

Die analytischen Berechnungen von Crashkomponenten beruhen auf konsistenten kinematischen Ansätzen der Plastizitätstheorie und liefern obere Schranken für die Crashkraft. Durch die verwendete Beschreibung wird der Einfluss der geometrischen Parameter und der Materialkennwerte explizit angegeben.

Die kinematische Beschreibung ermöglicht die Vorauslegung aller üblichen irreversiblen Crashabsorber. Die vorgestellte Berechnung findet für die freie und erzwungene Inversion, die Verjüngung, die Aufweitung und die Faltung Anwendung. Eine Vielzahl von Versuchen verifiziert die Berechnung. Die analytische Beschreibung erleichtert die Durchführung von Parametervariationen und damit die Lösungsfindung. Erst durch das systematische Vorgehen

können die verschiedenen Deformationsprinzipien fundiert verglichen werden. Das Berechnungsverfahren ist leicht auf andere Crashabsorber übertragbar.

Eine analytische Beschreibung des Schrägaufpralls findet sich bisher in der Literatur noch nicht. Bei der Untersuchung des Schrägaufpralls wird besonderes Augenmerk auf den Übergang zwischen der axialen Deformation und dem Abknicken der Crashabsorber gelegt. Dafür wird die gesamte Trägerstruktur modelliert und es werden Bedingungen für die Funktion erarbeitet. Die Beschreibung des Schrägaufpralls führt auf einen kritischen Winkel, bei dem die axiale Deformation in das Abknicken übergeht. Die analytische Berechnung des Schrägaufpralls liefert nicht nur diesen kritischen Aufprallwinkel, sondern zeigt auch den Einfluss der geometrischen Parameter und der Materialkennwerte. Die Grundlage der Berechnungen ist zudem die Erkenntnis über die Ursachen und den Ablauf des Abknickens der Vorderwagenstruktur. Versuche zeigen das kritische Verhalten beim Abknicken auf und bestätigen die modellbasierte Berechnung.

Für den Pfahlaufprall wird die kritische Kraft zum Einknicken des Querträgers analytisch bestimmt. Außerdem werden der Kraft-Weg-Verlauf und die Energieabsorption beim Einknicken eines Rechteckquerträgers berechnet. Die Untersuchung des Querträgers beim Pfahlaufprall gibt Einblicke in die Einflussmöglichkeiten auf das Systemverhalten. Die analytische Beschreibung von Rechteckträgern zeigt eine gute Übereinstimmung mit den durchgeführten Versuchen. Bei den Versuchen zum Pfahlaufprall tritt zusätzlich Reibung in den Kontakten auf. Die Reibung wird ebenfalls analytisch untersucht und der Einfluss auf das Gesamtergebnis abgeschätzt.

Durch die systematische Auslegung werden die einzelnen Berechnungen zur Vorauslegung geschickt verknüpft, so dass es gelingt, den komplexen Anforderungen gerecht zu werden und diese schon in der Vorauslegung voll zu berücksichtigen.

Der Nutzen der systematischen Vorauslegung auf der Basis analytischer Berechnungen liegt im Erzielen besserer Systemlösungen bei gleichzeitiger Reduzierung des Entwicklungsaufwandes. Durch die frühzeitige Berücksichtigung aller Anforderungen kann der Versuchsaufwand reduziert werden und die Wahrscheinlichkeit sinkt, dass im späten Entwicklungszustand des Fahrzeuges aufgrund schlechter Crasheigenschaften der Prototypen große Änderungen im Stoßfängermodul durchzuführen sind. Resultat ist ein verkürzter Entwicklungsablauf mit geringeren Entwicklungskosten. Durch die analytische Berechnung erhält der Entwickler auch ein größeres Verständnis für den Deformationsprozess. Dazu trägt die Darstellung der einzelnen Energieanteile an der Energiedissipation genauso bei, wie die Veranschaulichung des linearen, progressiven oder degressiven Einflusses der Parameter auf das Kraftniveau. Die Beschreibung der Funktionsgrenzen der einzelnen Deformationsprozesse erhöht auch das Gesamtverständnis für die Crashstruktur.

Die Anwendbarkeit der Ergebnisse dieser Arbeit geht dabei deutlich über die reine Vorauslegung von Kfz-Stoßfängermodulen hinaus. Die analytische Beschreibung kann auch zur

Auslegung spezieller Energieabsorber genutzt werden, wie sie beispielsweise im Katapultsystem der ZARM in Bremen Anwendung finden. Die Ergebnisse können auf Überrollbügel von Fahrzeugen [27] ebenso übertragen werden wie auf Trägerstrukturen des Aufbaus von Bussen [76] oder sogar auf Straßenüberdachungen zum Steinschlagschutz [52].

Mit der Entwicklung und Patentierung von intelligenten Crashabsorbern ist es gemeinsam mit der Firma Daimler Chrysler gelungen, eine Entwicklungsperspektive für das Stoßfängermodul aufzuzeigen. Der schaltbare Crashabsorber ist die erste mechatronische Komponente der tragenden Karosseriestruktur. Zusammen mit einer Precrashsensorik können sich die schaltbaren Crashabsorber auf die Unfallsituation einstellen und die passive Sicherheit erhöhen. Zielkonflikte zwischen Anforderungen verschiedener Unfallszenarien können so mechatronisch gelöst werden. Diese Entwicklung zeigt einen ersten Schritt auf, den rasanten Fortschritt der Fahrzeugmechatronik nutzbringend in die Knautschzone einzubringen.

Ein Hauptergebnis der Arbeit ist die Verknüpfung eines einfachen Vorderwagenmodells mit den plastomechanischen Komponentenmodellen. Die Verknüpfung erfolgt durch analytisch bestimmte und experimentell nachgewiesene Grenzen zwischen den Deformationsformen.

Ein weiteres Hauptergebnis ist die Ergänzung der bestehenden einzelnen Untersuchungen von Crashabsorbern bei axialer Belastung durch eine systematische Vorgehensweise. Diese ermöglicht fundierte Vergleiche und zeigt Vorteile und Nachteile der Deformationsprinzipien auf.

Neben der Untersuchung des axialen Aufpralls stellt der Schrägaufprall den zweiten Schwerpunkt der Arbeit dar. Als Hauptergebnis ergibt sich eine analytische Beschreibung des Schrägaufpralls für vier Vorderwagenkonfigurationen. Zudem ist eine verallgemeinerte Beschreibung des Schrägaufpralls aufgezeigt worden. Diese auf alle Konfigurationen anwendbare Beschreibung ermöglicht die Betrachtung weiterer Konfigurationen und einen expliziten Vergleich verschiedener konstruktiver Lösungen.

Insgesamt ist es gelungen, alle wesentlichen Kenngrößen für die Vorauslegung des Stoßfängermoduls analytisch zu bestimmen und durch eine systematische Verknüpfung aller Teillösungen einen vertieften Einblick in die Zusammenhänge zu gewinnen.

Literatur

- [1] Abramowicz, W.; Sawczuk, A.: On plastic inversion of cylinders. In: *Res Mechanica Letters* **1** (1981), S. 525-530
- [2] Abramowicz, W.; Jones, N.: Dynamic axial crushing of square tubes. In: *Int. J. Impact Engng.* **2** (1984), Nr. 2, S. 179-208
- [3] Abramowicz, W.; Jones, N.: Dynamic axial crushing of circular tubes. In: *Int. J. Impact Engng.* **2** (1984), Nr. 3, S. 263-281
- [4] Abramowicz, W.; Jones, N.: Dynamic progressive buckling of circular and square tubes. In: *Int. J. Impact Engng.* **4** (1986), Nr. 4, S. 243-270
- [5] Abramowicz, W.; Wierzbicki, T.: Axial crushing of form-filled columns. In: *Int. J. Mech. Sci.* **30** (1988), Nr. 3-4, S. 263-271
- [6] Abramowicz, W.; Wierzbicki, T.: Axial crushing of multicorner sheet metal columns. In: *J. Appl. Mech.* **56** (1989), S. 113-120
- [7] Abramowicz, W.: Extremal paths in progressive plasticity. In: *Int. J. Impact Engng.* **18** (1996), Nr. 7-8, S. 753-764
- [8] Albert, J.: *Über das Verjüngen und Weiten von Rohrenden mit starren, fertigungstechnisch optimierten Werkzeugen.* Hamburg-Harburg, Technische Universität, Diss., 1990
- [9] Alexander, J.M.: An approximate analysis of the collapse of thin cylindrical shells under axial loading. In: *Q. J. Mech. Appl. Math.* **13** (1960), S. 10-15
- [10] Al-Hassani, S.T.S.; Johnson, W.; Lowe, W.T.: Characteristics of inversion tubes under axial loading. In: *J. Mech. Engng. Sci.* **14** (1972), Nr. 6, S. 370-381
- [11] Al-Qureshi, H.A.; DeMoraes, G.A.: Analysis of multi-inversion of tube ends. In: *Design Engng. Conf.*, ASME Paper Nr.77-DE-35
- [12] Ambrosio, J.A.C.; Cunha, H.J.S.; Dias, J.M.P.: Advanced design and optimization of crashworthy structural components. In: *Int. Crashworthiness Conf. IJCRASH'98 (Dearborn 1998)*. Cambridge: Woodhead, 1998
- [13] Andrews, K.R.F.; England, G.L.; Ghani, E.: Classification of the axial collapse of cylindrical tubes under quasi-static loading. In: *Int. J. Mech. Sci.* **25** (1983), Nr. 9-10, S. 687-696
- [14] Anselm, D.; Danner, M.: *Crash-Reparaturversuche - Eine Entwicklung des Allianz Zentrums für Technik.* München: Allianz Versicherungs-AG, 1985

-
- [15] Anselm, D.: *Die Pkw-Karosserie: Konstruktion, Deformationsverhalten, Unfallinstandsetzung*. Würzburg: Vogel, 1997
- [16] Appel, H.; Ni, J.; Deter, T.: Grenzen der Passiven Sicherheit von leichten Fahrzeugen. In: *VDI Berichte* **1134** (1994), S. 235-258
- [17] Atkins, A.G.: Tearing of thin metal sheets. In: Wierzbicki, T. and Jones, N. (Hrsg.): *Structural failure*. New York: John Wiley, 1989. S. 107-132
- [18] Audi AG: *Aluminium Technologie im Karosseriebau - Audi Space Frame ASF*. Ingolstadt: Audi AG
- [19] Auf der Mauer, F.; Weiland, M.; Anselm, D.; Bechter, F.; Deutscher, C.; Wolff, H.: Moderne Kraftfahrzeugtechnik unter Unfallgesichtspunkten. In: *Allianz Report* **70** (1997), Nr. 1, S. 21-31
- [20] Bänsch, R.: *Zur Stabilität des Längsträgers beim Pkw-Frontalaufprall*. VDI Fortschrittsberichte Reihe 12, Nr. **165**, 1992
- [21] Banthia, V.K.; Miller, J.M.; Valisetty, R.R.; Winter, E.F.M.: Lightweighting of cars with aluminium for better crashworthiness. *SAE Technical Paper Series* **930494** (1993)
- [22] Braun, S.: Untersuchungen zum Fußgängerschutz. In: Haus der Technik: *Stoßfängersysteme von Kraftfahrzeugen (Essen 2000)*
- [23] Brown, J.C.; Tidbury, G.H.: An investigation of the collapse of thin-walled rectangular beams in biaxial bending. In: *Int. J. Mech. Sci.* **25** (1983), Nr. 9-10, S. 733-746
- [24] Brown, G.: Issues in the development of pedestrian-friendly bumper systems. In: Haus der Technik: *Stoßfängersysteme von Kraftfahrzeugen (Essen 1998)*
- [25] Burg, H.; Rau, H.: *Handbuch der Verkehrsunfallrekonstruktion*. Kippenheim: Information Ambs, 1981
- [26] Calladine, C.R.: *Plasticity for engineers*. Chichester: Horwood, 1985
- [27] Cimpoeru, S.J.; Murray, N.W.; Grzebieta, R.G.: A large-deflection design technique for the collapse and roll-over analysis of thin-walled tubular frames. In: *IMPLAST 2000, 7th Int. Sym. Structural Failure and Plasticity (Melbourne 2000)*. Amsterdam: Pergamon, 2000. S. 325-331
- [28] Daimler Chrysler AG; Hartlieb, M.; Nohr, M.; Kröger, M.; Popp, K.: *Pralldämpfer für ein Kraftfahrzeug*. Patent DE 197 45 656 A1, Anmeldung: 1997
- [29] Daimler Chrysler AG; Hartlieb, M.; Nohr, M.: *Pralldämpfer für ein Kraftfahrzeug*. Patent DE 197 45 651 A1, Anmeldung: 1997

- [30] Decker, J.; Grösch, L.; Justen, R.; Schwede, W.: Realitätsnahe frontale Crash-Versuche und daraus abgeleitete Schutzmaßnahmen in Mercedes-Benz Fahrzeugen, Teil 1. In: *Autotechnische Zeitschrift* **92** (1990), Nr. 11, S. 616-625
- [31] Doege, E.; Meyer-Nolkemper, H.; Saeed, I.: *Fließkurvenatlas metallischer Werkstoffe*. München: Hanser, 1986
- [32] Ebertshäuser, H.: Untersuchungen über das Einziehen (Verjüngen) von Hohlkörpern Teil I, II und III. In: *Blech, Rohre, Profile* **27** (1980), Nr. 1, S. 6-12; Nr. 2, S. 86-93; Nr. 3, S. 161-166
- [33] Elchalakani, M.; Zhao, X.L.; Grzebieta, R.H.: Strength and ductility of concrete-filled circular compact steel tubes under large deformation pure bending. In: *IMPLAST 2000, 7th Int. Sym. Structural Failure and Plasticity (Melbourne 2000)*. Amsterdam: Pergamon, 2000. S. 463-469
- [34] Groth, H.L.; Johansson, R.E.; Lundh, H.: Energy absorption in stainless steel structural members for automotive applications. *SAE Technical Paper Series* **910914** (1991)
- [35] Grzebieta, R.H.; Murray, N.W.: Rigid-plastic collapse behaviour of an axially crushed stocky tube. In: ASME: *Recent advances in impact dynamics of engineering structures (1989)*. S. 1-11
- [36] Guist, L.R.; Marble, D.P.: Prediction of the inversion load. *NASA Technical Note* **3622** (1966)
- [37] Gupta, N.K.; Gupta, S.K.: Effect of annealing, size and cut-outs on axial collapse behaviour of circular tubes. In: *Int. J. Mech. Sci.* **35** (1993), Nr. 7, S. 597-613
- [38] Gupta, N.K.: Implast symposia and large deformations - A perspective. In: *IMPLAST 2000, 7th Int. Sym. Structural Failure and Plasticity (Melbourne 2000)*. Amsterdam: Pergamon, 2000. S. 3-20
- [39] Haarscheidt, K.: *Untersuchung über das Verjüngen von dickwandigen zylindrischen Hohlkörpern*. Stuttgart, Universität, Diss., 1982
- [40] Imielowski, S.; Bogacz, R.: On stability of crushed columns under non-conservative contact loading. In: *Proceedings of the IUTAM Symposium (Prag 1990)*
- [41] Insurance Institute for Highway Safety, Highway Loss Data Institute: *Damage repair costs in four low-speed crash tests at 5 mph: Small cars*. [HTTP://www.hwysafety.org/vehicle%5Fratings/low_speed_smcars.htm](http://www.hwysafety.org/vehicle%5Fratings/low_speed_smcars.htm); Stand: 23.02.2001
- [42] Ishikawa, H.; Kajzer, J.; Schroeder, G.: Computer simulation of impact response of the human body in car-pedestrian accidents. *SAE Technical Paper Series* **933129** (1993)

- [43] Ishikawa, N.; Kajita, Y.; Takemoto, K.; Fukuchi, O.: Load deformation of thin tubular beam under impact load. In: *IMPLAST 2000, 7th Int. Sym. Structural Failure and Plasticity (Melbourne 2000)*. Amsterdam: Pergamon, 2000. S. 67-72
- [44] Ismar, H.; Mahrenholtz, O.: *Technische Plastomechanik*. Braunschweig: Vieweg, 1979
- [45] Justen, R.; Scheunert, D.; Herrmann, R.; Schwede, W.; Zeidler, F.: Die Bedeutung des Überdeckungsgrades für die Realitätsnähe frontaler Offset-Crashes. In: *Autotechnische Zeitschrift* **95** (1993), Nr. 3, S. 116-123
- [46] Kajzer, J.; Schroeder, G.; Ishikawa, H.; Matsui, Y.; Bosch, U.: Shearing and bending effects at the knee joint at high speed lateral loading. *SAE Technical Paper Series* **973326** (1997)
- [47] Kalliske, I.: Das EEVC-Prüfverfahren für den Fußgängerschutz und dessen praktische Anwendung. In: *8. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik (Aachen 1999)*. S. 1033-1050
- [48] Kecman, D.: Bending collapse of rectangular and square section tubes. In: *Int. J. Mech. Sci.* **25** (1983), Nr. 9-10, S. 623-636
- [49] Kindervater, C.M.: Energie absorption of composites as an aspect of aircraft structural crash-resistance. In: *4. European conference on composite materials (Stuttgart 1990)*. London: Elsevier. S. 642-651
- [50] Kindervater, C.M.: Aircraft and helicopter crashworthiness: Design and simulation. In: *NATO ASI: Crashworthiness of transportation systems: Structural impact and occupant protection (Troia 1996)*. Dordrecht: Kluwer, 1997. S. 525-577
- [51] Kinkead, A.N.: Analysis for inversion load and energy absorption of a circular tube. In: *J. Strain Analysis* **18** (1983), Nr. 3, S. 177-188
- [52] Kishi, N.; Konno, H.; Ikeda, K.; Matsuoka, K.G.: Prototype impact tests on ultimate impact resistance of pc rock-shed. In: *IMPLAST 2000, 7th Int. Sym. Structural Failure and Plasticity (Melbourne 2000)*. Amsterdam: Pergamon, 2000. S. 121-126
- [53] Kröger, M.; Popp, K.: Comparison of the energy absorption by tapering of tubes with other forming processes. In: *ISATA: 30th Symposium on Automotive Technology and Automation - Road and Vehicle Safety- (Florenz 1997)*. Croydon: Automotive Automation, 1997. S. 445-452
- [54] Kröger, M.; Hartlieb, M.; Nohr, M.: Optimierung von Crashabsorbern unter Berücksichtigung verschiedener Unfallszenarien. In: *6. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik Band 1 (Aachen 1997)*. S. 499-515

- [55] Kröger, M.: Analytische Auslegeverfahren für Deformationselemente. In: Haus der Technik: *Stoßfängersysteme von Kraftfahrzeugen (Essen 1998)*
- [56] Kröger, M.: Modellierung der Pkw-Vorderwagenstruktur zur Deformationsanalyse. In: Haus der Technik: *Stoßfängersysteme von Kraftfahrzeugen (Essen 1998)*
- [57] Kröger, M.; Popp, K.: Experimental and analytical investigations on the energy absorption by tapering. In: *Int. Crashworthiness Conf. IJCrash'98 (Dearborn 1998)* S. 499-508 und in: *Int. J. Crashworthiness* **4** (1999), Nr. 4, S. 365-377
- [58] Kröger, M.; Popp, K.: Nonaxial impacts on front structures of cars. In: ISATA: *32th Advances in automotive and transportation technology and practice for the 21st century - Automotive ergonomics and safety (Wien 1999)*. Croydon: ISATA, 1997. S. 285-292
- [59] Kröger, M.: Crashverhalten des Trägersystems im Stoßfängermodul. In: Haus der Technik: *Stoßfängersysteme von Kraftfahrzeugen (Essen 2000)*
- [60] Kröger, M.; Popp, K.: Energy absorption by plastic deformation using inversion of tubes. In: *Maschine Dynamics Problems* **24** (2000), Nr. 1, S. 101-103
- [61] Kröger, M.: Comparison of different car front structures under nonaxial impacts. In: *IMPLAST 2000, 7th Int. Sym. Structural Failure and Plasticity (Melbourne 2000)*. Amsterdam: Pergamon, 2000. S. 361-366
- [62] Kröger, M.: Biegung eines rechteckigen Querträgers beim mittigen Pfahlaufprall eines Fahrzeuges. In: *ZAMM* **81** (2001), Supplement 2, S. 345-346
- [63] Lange, K.: *Umformtechnik, Handbuch für Industrie und Wissenschaft, Band 1: Grundlagen*. Berlin: Springer, 1984
- [64] Lanzerath, H.; Schilling, R.; Zankl, T.: Einsatzpotential geschäumter Aluminiumstrukturen in Stoßfängersystemen in Bezug auf den Crashreparaturtest und den Fußgängerschutz. In: *8. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik (Aachen 1999)*. S. 441-476
- [65] Lin, K.H.; Mase, G.T.: An assessment of add-on energy absorbing devices for vehicle crashworthiness. In: ASME: *Crashworthiness and occupant protection in transportation systems (San Francisco 1989)*. New York: ASME, 1989. S. 73-80
- [66] Lippmann, H.: Die elementare Plastizitätslehre der Umformtechnik. In: *Bänder, Bleche Rohre* **3** (1962), S. 374-383
- [67] Lippmann, H.; Andresen, K.; Behrens, A.; Besdo, D.: Grundlagen der Umformtechnik. In: *Stahl u. Eisen* **87** (1967), Nr. 7, S. 389-393; Nr. 8, S. 464-466 und Nr. 11, S. 672-678

- [68] Lippmann, H.; Mahrenholtz, O.: *Plastomechanik der Umformung metallischer Werkstoffe Band 1*. Berlin: Springer, 1967
- [69] Lippmann, H.: *Mechanik des plastischen Fließens*. Berlin: Springer, 1981
- [70] Magain, P.; Kergen, R.: Comparison of the energy absorbed by different steels at different impact speeds. In: ISATA: *26th Int. Sym. on automotive technology and automation (Aachen 1993)*. S. 248-256
- [71] Maier, M.; Klipfel, W.; Neitzel, M.: Simulation des Crashverhaltens von Verbundwerkstoffen - Rechnung und Versuch. In: Arbeitsgemeinschaft verstärkter Kunststoffe e.V.: *23. Int. AVK-Tagung (Mainz 1990)*. S. A10.1-A10.13
- [72] Mamalis, A.G.; Johnsen, W.: The quasi-static crumpling of thin-walled circular cylinders and frusta under axial compression. In: *Int. J. Mech. Sci.* **25** (1983), Nr. 9-10, S. 713-732
- [73] Mamalis, A.G.; Manolakos, D.E.; Demosthenous, G.A.; Johnsen, W.: Axial plastic collapse of thin bi-material tubes as energy dissipating systems. In: *Int. J. Impact Engng.* **11** (1991), Nr. 2, S. 185-196
- [74] MAN Nutzfahrzeuge; Rieck, G.; Mertens, A.; Hinze, P.: *Aufprallschutzvorrichtung an Fahrzeugen*. Patent EP 0 589 227 A1, Anmeldung: 1993
- [75] Markiewicz, E.; Cornette, D.; Payen, F.; Ducrocq, P.; Anceau, J.H.; Drazetic, P.: Simplified vehicle crash simulation, part II: Tools for multibody modelling and application to an impacted double curvature S frame. In: NATO-ASI: *Crashworthiness of transportation systems: Structural impact and occupation protection (Troia 1996)*. S. 363-383
- [76] Matolcsy, M.: Crashworthiness of bus structures and rollover protection. In: NATO ASI: *Crashworthiness of transportation systems: Structural impact and occupant protection (Troia 1996)*. Dordrecht: Kluwer, 1997. S. 321-360
- [77] Meadows, D.J.; Seeds, A.D.; McGregor, I.J.; Kenyon, M.: Aluminium crash members in axial and bending collapse. *SAE Technical Paper Series* **922113** (1992)
- [78] Miscow, P.C.; Al-Qureshi, H.A.: Mechanics of static and dynamic inversion process. In: *Int. J. Mech. Sci.* **39** (1997), Nr. 2, S. 147-161
- [79] Murray, N.W.; Khoo, P.S.: Some basic plastic mechanisms in the local buckling of thin-walled steel structures. In: *Int. J. Mech. Sci.* **23** (1981), Nr. 12, S. 703-713
- [80] Murray, N.W.: The static approach to plastic collapse and energy dissipation in some thin-walled steel structures. In: Jones, N.; Wierzbicki, T.: *Structural crashworthiness*. London: Butterworths, 1983. S. 45-65

-
- [81] Otte, D.: Realitätsbezug von Crashbedingungen zu den Situationen des realen Unfallgeschehens. In: *Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik* **29** (1991), S. 329-336
- [82] Pedersen, R.E.H.: Hochleistungs-Aluminiumlegierungen für Hochleistungs-Stoßfängersysteme. In: Haus der Technik: *Stoßfängersysteme von Kraftfahrzeugen (Essen 1998)*
- [83] Phillips, M.; Friesen, F.: Versuch der FE-Simulation zur Optimierung von Fahrzeugfronten hinsichtlich Fußgängerkollisionen In: *8. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik (Aachen 1999)*. S. 1061-1077
- [84] Rathje, K.; Kauffmann, V.; Hurich, J.: Die passive Sicherheit der Mercedes-Benz S-Klasse. In: *Autotechnische Zeitschrift* **95** (1993), Nr. 7/8, S. 338-346
- [85] Rathje, K.: Das Frontmodul der A-Klasse. In: Haus der Technik: *Stoßfängersysteme von Kraftfahrzeugen (Essen 1998)*
- [86] Reddy, T.Y.; Reid, S.R.: Axial splitting of circular metal tubes. In: *Int. J. Mech. Sci.* **28** (1986), Nr. 2, S. 111-131
- [87] Reddy, T.Y.: Tube inversion - an experiment in plasticity. In: *Int. J. Mech. Engng. Edu.* **17** (1986), Nr. 4, S. 277-291
- [88] Reddy, T.Y.: Guist and Marble revisited - On the natural knuckle radius in tube inversion. In: *Int. J. Mech. Sci.* **34** (1992), Nr. 10, S. 761-768
- [89] Reid, S.R.; Drew, S.L.K.; Carney, J.F.: Energy absorbing capacities of braced metal tubes. In: *Int. J. Mech. Sci.* **25** (1983), Nr. 9-10, S. 649-667
- [90] Reid, S.R.; Reddy, T.Y.; Gray, M.D.: Static and dynamic axial crushing of foam-filled sheet metal tubes. In: *Int. J. Mech. Sci.* **28** (1986), Nr. 5, S. 295-332
- [91] Rodes, J.: Buckling of thin plates and thin-plate members - Some points of interest. In: *IMPLAST 2000, 7th Int. Sym. Structural Failure and Plasticity (Melbourne 2000)*. Amsterdam: Pergamon, 2000. S. 21-42
- [92] Scharnhorst, T.; Schettler-Köhler, R.W.: Zur passiven Sicherheit von Ultrakompaktautos - Das Volkswagenkonzeptfahrzeug Chico. In: *VDI Berichte* **968** (1992), S. 109-128
- [93] Schimmelpfennig, K.-H.: The gliding zone, a new approach to increase passive safety for vehicles. In: *15th Int. tech. Conf. on the Enhanced Safety of Vehicles (Melbourne 1996)*. S. 625-633
- [94] Schriever, T.; Helling, J.: Zum Einfluß gezielt eingebrachter geometrischer Imperfektionen auf das Verformungsverhalten von Längsträgerstrukturen. In: *VDI Berichte* **818** (1990), S. 209-237

- [95] Schweizerhof, K.; Maier, M.; Matzenmiller, A.; Rust, W.: Composite Crash Elemente zur Energieabsorption im Frontalcrash. In: *VDI Berichte* **1007** (1992), S. 523-545
- [96] Searle, J.A.; Brabin, E.J.: The invertube. In: *MIRA Bulletin* (1970), Nr. 2. S. 13-20
- [97] Seiffert, U.: *Unfallfolgenmildernde Fahrzeugsicherheit*. VDI Fortschrittberichte Reihe 12, Nr. **59**, 1985
- [98] Sielaff, J.; Recke, L.: Simulation des Crashverhaltens eines PKW-Vorbaus in der Vorentwicklungsphase mit einem vereinfachten FEM-Modell. In: *VDI Berichte* **818** (1990), S. 187-207
- [99] Spur, G.; Schmoeckel, D.: *Handbuch der Fertigungstechnik Band 2/2 Umformen*. München: Hanser, 1984
- [100] Stangl, P.K.; Meguid, S.A.: Experimental and theoretical evaluation of a novel shock absorber for an electrically powered vehicle. In: *Int. J. Impact Engng.* **11** (1991), Nr. 1, S. 41-59
- [101] Stronge, W.J.; Yu, T.X.; Johnson, W.: Long stroke energy dissipation in splitting tubes. In: *Int. J. Mech. Sci.* **25** (1983), Nr. 9-10, S. 637-647
- [102] Suspa Compart AG; Protengeier, E.: *Pralldämpfer*. Patent DE 43 00 284 A1, Anmeldung: 1993
- [103] Volkswagen AG: *Sicherheitsgrundlagen - Forschung für die Serie - Passive Sicherheit*. Wolfsburg: Volkswagen AG, Fahrzeugforschung, 1998
- [104] Wallentowitz, H.; Adam, H.: Predicting the crashworthiness of vehicle structures made by lightweight design materials and innovative joining methods. In: ASME: *Crashworthiness and occupant protection in transportation systems (1995)*. S. 331-354
- [105] Wierzbicki, T.: Crashing analysis of metal honeycombs. In: *Int. J. Impact Engng.* **1** (1983), Nr. 2, S. 157-174
- [106] Wierzbicki, T.: Crushing behaviour of plate intersections. In: Jones, N.; Wierzbicki, T. (Hrsg.): *Structural Crashworthiness*. London: Butterworths, 1983. S. 66-95
- [107] Wierzbicki, T.; Suh, M.S.: Indentation of tubes under combined loading. In: *Int. J. Mech. Sci.* **30** (1988), Nr. 3-4, S. 229-248
- [108] Wierzbicki, T.; Abramowicz, W.: The mechanics of deep plastic collapse of thin-walled structures. In: Wierzbicki, T. and Jones, N. (Hrsg.): *Structural failure*. New York: John Wiley, 1989. S. 281-329

- [109] Wierzbicki, T.; Bhat, S.U.; Abramowicz, W.; Brodtkin, D.: Alexander revisited - A two folding elements model of progressive crushing of tubes. In: *Int. J. Solids Structures* **29** (1992), Nr. 24, S. 3269-3288
- [110] Wierzbicki, T.; Recke, L.; Abramowicz, W.; Gholami, T.: Stress profiles in thin-walled prismatic columns subjected to crush loading - I. compression. In: *Computers and Structures* **51** (1994), Nr. 6, S. 611-623
- [111] Wierzbicki, T.; Recke, L.; Abramowicz, W.; Gholami, T.; Huang, J.: Stress profiles in thin-walled prismatic columns subjected to crush loading - II. bending. In: *Computers and Structures* **51** (1994), Nr. 6, S. 625-641
- [112] Wissussek, D.: Recyclinggerechtes Konstruieren am Beispiel eines Pkw-Stoßfängersystems. In: Haus der Technik Essen. (Hrsg.): *Technische Mitteilungen* **90** (1997), Nr. 3, S. 118-127

Unveröffentlichte Studien- und Diplomarbeiten:

- [113] Aehnlich, J.: *Experimentelle Untersuchung von Aluminium-Crashabsorbern beim senkrechten und schrägen Aufprall*. Universität Hannover, Institut für Mechanik, Studienarbeit, 1998
- [114] Aehnlich, J.: *Kalibrierung von Kraftaufnehmern und Untersuchungen zur Aufweitung von Rohren und zur Faltung von Aluminiumwaben*. Universität Hannover, Institut für Mechanik, Laborarbeit, 2001
- [115] Brinkmann, N.: *Untersuchung des Verhaltens der Fahrzeugfront beim Schrägaufprall*. Universität Hannover, Institut für Mechanik, Hausarbeit zur Ersten Staatsprüfung, Lehramt an berufsbildenden Schulen (LbS), 1997
- [116] Eggebrecht, D.: *Untersuchung des Crashverhaltens von Aluminiumrohren am Versuchstand Fallwerk und Vergleich mit den Ergebnissen aus der Literatur*. Universität Hannover, Institut für Mechanik, Studienarbeit, 1997
- [117] Eickhoff, B.: *Experimentelle Untersuchung von Verjüngungs-Crashabsorbern beim Schrägaufprall*. Universität Hannover, Institut für Mechanik, Studienarbeit, 1998
- [118] Evangelista, S.: *Experimental and analytical investigation in nonaxial impacts of car front structures*. Universität Hannover, Institut für Mechanik, Master Thesis, 1999
- [119] Girardet, M.: *Untersuchung des Stoßstangen-Querträgers bei unterschiedlichen Unfallszenarien*. Universität Hannover, Institut für Mechanik, Diplomarbeit, 1999

-
- [120] Heurich, M.: *Experimentelle Untersuchung von Crashstrukturen beim Schräg- und Pfahlaufprall*. Universität Hannover, Institut für Mechanik, Diplomarbeit, 1999
- [121] Laaser, D.: *Experimentelle Untersuchung und Modellierung des Verhaltens von Crashabsorbern beim Schrägaufprall*. Universität Hannover, Institut für Mechanik, Diplomarbeit, 1998
- [122] Nahrius, L.: *Untersuchung des Verhaltens von Wabenstrukturen beim Schrägaufprall*. Universität Hannover, Institut für Mechanik, Studienarbeit, 1998
- [123] Offermann, D.: *Entwicklung eines Crashabsorbers mit reversibler Verformung*. Universität Hannover, Institut für Mechanik, Diplomarbeit, 1998
- [124] Otterbein, F.: *Experimentelle Untersuchung von Crashabsorbern auf Basis des Inversionsprinzips*. Universität Hannover, Institut für Mechanik, Studienarbeit, 2001
- [125] Rasch, G.: *Entwicklung eines Pralldämpfers mit einem Gummi-Dämpfungselement*. Universität Hannover, Institut für Mechanik, Studienarbeit, 1997
- [126] Richter, W.: *Entwicklung eines Crashabsorbers mit reversibler und irreversibler Verformung*. Universität Hannover, Institut für Mechanik, Diplomarbeit, 1998
- [127] Rudert, B.: *Entwicklung eines Crashabsorbers basierend auf einer irreversiblen Verformung*. Universität Hannover, Institut für Mechanik, Diplomarbeit, 1996
- [128] Schulte, A.: *Beurteilung von Crashtest-Simulationen mit dem Programmsystem Neweul/Newsim*. Universität Hannover, Institut für Mechanik, Studienarbeit, 1997
- [129] Weber, J.: *Modellbildung und Simulation des Abgleitens von Fahrzeugen bei Frontalkollisionen geringer Überdeckung*. Universität Hannover, Institut für Mechanik, Diplomarbeit, 1997
- [130] Zajaczek, T.: *Untersuchung des Verhaltens von Crashabsorbern beim Schrägaufprall*. Universität Hannover, Institut für Mechanik, Diplomarbeit, 1997

Lebenslauf

Matthias Kröger

10. Mai 1968 geboren in Hannover
Mutter: Renate Kröger, geb. Walker
Vater: Hans Kröger
verlobt, 1 Tochter
- 1974-1980 Grundschule und Orientierungsstufe in Hannover
1980-1988 Gymnasium Schillerschule in Hannover,
Abschluss: Abitur
- 1988-1994 Studium des Maschinenbaus an der Universität Hannover,
Abschluss mit Auszeichnung: Diplom-Ingenieur
- 1990-1993 Wissenschaftliche Hilfskraft für Konstruktionsübungen und Wälz-
lagerversuche am Institut für Maschinenelemente, Konstruktions-
technik und Sicherheitstechnik der Universität Hannover
- 1994-1995 Grundwehrdienst
1995 Versuchsingenieur bei der INA Wälzlager Schäffler KG
in Herzogenaurach
- 1995-1999 Wissenschaftlicher Mitarbeiter bei Prof. Dr.-Ing. K. Popp
am Institut für Mechanik der Universität Hannover
- seit 1999 Wissenschaftlicher Assistent in der Funktion des Oberingenieurs am
Institut für Mechanik der Universität Hannover