



# **Diplomarbeit**

Zur Erlangung des akademischen Grades  
Diplom-Ingenieur (FH)

---

Thema:

## **Axiales Crashverhalten dünnwandiger Profile im modernen Fahrzeugleichtbau**

-----

**Axial crash behavior of thin-walled profiles in  
modern vehicle lightweight construction**

Vorgelegt von:

**Alexander Zelenka**

Matrikelnummer: 01895410

**Hochschule München Fakultät für Maschinenbau,  
Fahrzeugtechnik und Flugzeugtechnik (FH)**  
Studiengang: Fahrzeug- und Flugzeugtechnik  
im Studienschwerpunkt: Straßenfahrzeuge

München, den 27.09.2017

Fachbetreuer:

Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother



# I. Erklärung

Name: Alexander Zelenka

Geburtstag: 10.02.1986

Matrikelnummer: 01895410

2017 FAD8B im SS 2017

## Erklärung

Gemäß § 13 Abs. 5 RaPO

Hiermit erkläre ich, dass ich die Diplomarbeit selbstständig verfasst, noch nicht anderweitig für Prüfungszwecke vorgelegt, keine anderen als die angegebenen Quellen oder Hilfsmittel benutzt sowie wörtliche und sinngemäße Zitate als solche gekennzeichnet habe.

-----  
Ort, Datum

-----  
Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother  
(Betreuer der Arbeit)

-----  
Alexander Zelenka  
(Verfasser der Arbeit)



## II. Anschrift des Verfassers

### **Hochschule**

**Verfasser:** Alexander Zelenka

**Geburtsdatum:** 10.02.1986

**Matrikelnummer:** 01895410

**Studiengang:** Fahr- und Flugzeugtechnik Fach-  
richtung Straßenfahrzeuge

**@Mail-Adresse HM.:** Zelenka@hm.edu

### **Privat**

**Straße:** Edit-Stein-Straße 11

**Postleizahl:** 85386 Eching

**Telefon:** 089/3191957

**Handy:** 01729875901

**@Mail-Adresse:** AlexanderZelenka@hotmail.de



### III. Danksagung

Vorab möchte ich mich bei allen Personen bedanken, die es mir ermöglicht haben, meine Diplomarbeit zu schreiben. Die Danksagung gilt vor allem denjenigen, die mich fachlich und persönlich im Zeitraum der Diplomarbeit unterstützt haben.

Ein großer Dank richtet sich an meinen Professor und Mentor Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother. Die fachliche Beratung zu meiner Diplomarbeit war stets ausgezeichnet. Die Auskünfte zur wissenschaftlichen Fachliteratur waren sehr informativ und interessant, so dass ich mich schnell in das Thema einarbeiten konnte. Ebenso lobenswert ist, dass Sie sich stets Zeit genommen haben, anfallende Themen zu besprechen und mich zu beraten.

Der Dank richtet sich auch an die Hochschulbibliothek, die es ermöglicht hat, zahlreiche Kurse über das wissenschaftliche Arbeiten an einer Abschlussarbeit zu absolvieren. Auch die weiterführende Wissensvermittlung zur elektronischen Datenverarbeitung war sehr professionell und hilfreich.

Ein weiterer Dank richtet sich an meinen Vater Vlado Zelenka, der mich während meines Studiums und meiner Abschlussarbeit stets uneingeschränkt unterstützt hat und mir in schwierigen Phasen und Entscheidungen den Rücken gestärkt hat.



## IV. Kurzfassung

Bei der fortschreitenden Entwicklung der Fahrzeugtechnik werden hohe Anforderungen an das Crashverhalten gestellt, um primär den Insassen Sicherheit zu bieten und sekundär die Reparaturkosten bei einem Low-Speed-Crash zu minimieren.

Ein kleines Teilgebiet des Crashverhaltens, mit dem sich diese Diplomarbeit beschäftigt, sind die Crashboxen, die durch ihre Umformung einen großen Teil der Deformationsenergie absorbieren. Der Schwerpunkt der Arbeit wird dabei auf die irreversiblen axialen Deformationsprinzipien gelegt. Des Weiteren werden analytische und empirische Abschätzungsgleichungen, die auf dem kinematischen Ansatz der Plastizitätstheorie basieren, miteinander verglichen und über bestehende, experimentelle Tests bewertet. Dadurch kann eine Basis erstellt werden, die es ermöglicht, die beste Annäherungsgleichung zu finden.

Die Auswahl des Materials und Deformationsprinzips, um die Energieabsorption zu maximieren, kann so schneller erfolgen.

Die Deformationsprinzipien der freien Inversion, der erzwungenen Inversion, der Verjüngung, der Aufweitung und der Faltung von runden Profilen sowie der Faltung von mehreckigen Profilen und spezieller Profilvariation werden beschrieben und mit realen experimentellen Tests verglichen. Zu den relevanten Bezugsgrößen der Deformationsvorgänge zählen die Energieabsorption, Energiedissipation, mittlere Kraft, Materialparameter und Geometrieparameter. In der Arbeit soll zukunftsorientiert der Leichtbau als Grundlage dienen.

Damit die beste Variante ermittelt werden kann, werden alle Ergebnisse im jeweiligen Kapitel bewertet und mit einem Fazit beurteilt. Um die zugrunde liegenden Theorien zu optimieren und das bestmögliche Resultat für Crashabsorber zu erzielen, werden unter anderem auch eigene Ideen und Überlegungen mit eingebracht.





# 1 Inhaltsverzeichnis

1	Inhaltsverzeichnis .....	1
2	Aufgabenstellung .....	4
3	Einleitung.....	5
3.1	Hintergrund.....	5
3.1.1	Unfallstatistiken über die letzten Jahre.....	5
3.1.2	Passive Sicherheit .....	6
3.1.3	Stand der Forschung .....	6
4	Technische Aspekte .....	7
4.1	Allgemein über die technischen Tests.....	7
4.2	Fallhammertest.....	7
4.3	Crashbox .....	9
4.3.1	Funktion der Crashbox .....	9
4.3.2	Neue Entwicklung von Crashboxen .....	11
4.3.3	Untersuchung einer Crashbox .....	12
4.4	Trigger .....	15
4.4.1	Funktion eines Triggers .....	15
4.4.2	Bauformen von Triggern .....	15
4.4.3	Berechnung von Triggern .....	16
4.4.4	Beispielrechnung .....	16
4.5	Quasistatischer Test an Profilen .....	18
4.6	Klebstofftests für Profile mit Verbundmaterial .....	19
5	Runde Profile während des axialen Einschlags .....	21
5.1	Dissipation von Energien bei runden Profilen während des axialen Einschlags .....	21
5.1.1	Allgemein.....	21
5.2	Faltung eines runden Profils .....	22
5.2.1	Allgemein: Über die Faltung des axialen Lastfalls .....	22
5.2.2	Erklärung der Vorgehensweise, Formeln und Tabellen für die Berechnung des symmetrischen und asymmetrischen axialen Lastfalls .....	24
5.3	Freie Inversion eines runden Profils.....	43
5.3.1	Allgemein: Über die freie Inversion des axialen Lastfalls .....	43
5.3.2	Erklärung der Vorgehensweise, Formeln und Tabellen für die Berechnung des axialen Lastfalls .....	43
5.3.3	Berechnungsdiagramme und Bewertung der Ergebnisse .....	48
5.4	Erzwungene Inversion eines runden Profils .....	50
5.4.1	Allgemein: Über die erzwungene Inversion des axialen Lastfalls .....	50



5.4.2	Erklärung der Vorgehensweise, Formeln und Tabellen für die Berechnung ....	50
5.4.3	Berechnung und Bewertung der Dissipationsenergien entlang der erzwungenen Inversion.....	52
5.5	Verjüngung eines runden Profils .....	53
5.5.1	Allgemein: Über die Verjüngung eines Profils .....	53
5.5.2	Erklärung und Formeln für die Berechnung .....	53
5.5.3	Berechnung und Bewertung der Dissipationsenergien der Verjüngung .....	55
5.6	Aufweitung eines runden Profils.....	56
5.6.1	Allgemein: Über die Aufweitung eines Profils.....	56
5.6.2	Formeln und Tabellen für die Berechnung des axialen Lastfalls .....	56
5.6.3	Erklärung der Vorgehensweise, Berechnungsdiagramme und Bewertung der Ergebnisse der Aufweitung .....	59
5.7	Vergleiche der unterschiedlichen Lastfälle .....	61
5.7.1	Allgemeines .....	61
5.7.2	Vergleich der Faltung, freien Inversion, gezwungenen Inversion, Aufweitung und Verjüngung.....	62
6	Profile mit eckiger Geometrie während des axialen Einschlags .....	64
6.1	Allgemein.....	64
6.2	Faltung eines rechteckigen oder quadratischen Profils .....	68
6.2.1	Theorie von Mahmood und Paluszny.....	68
6.2.2	Theorie von Abramowicz und Jones .....	76
6.2.3	Theorie von Wierzbicki und Abramowicz .....	84
6.2.4	Theorie von Nagle .....	86
6.2.5	Berechnungsdiagramme für quadratische Profile mit der Anwendung der Theorien von Abramowicz/Jones und Wierzbicki/Abramowicz .....	87
6.3	Die Faltung von mehreckigen Profilen und der Vergleich aller Theorien .....	99
6.3.1	Beschreibung der mehreckigen Profile .....	99
6.3.2	Berechnungsdiagramme und Bewehrungen von orthogonalen Profilen im Vergleich zu allen anderen Theorien.....	105
6.3.3	Berechnungsdiagramme mit der Anwendung von unterschiedlichen Profilen und Materialien .....	110
7	Spezielle Profilformstrukturen während des axialen Einschlags.....	116
7.1	Faltung eines quadratischen Profils mit Pyramidenmuster.....	116
7.1.1	Allgemein: Über quadratische Profile mit Pyramidenmuster.....	116
7.1.2	Vergleichsberechnung und Bewertung der quadratischen Profile .....	121
7.2	Faltung eines Profils mit Füllung .....	123



---

7.2.1	Allgemeines: Über die Profilformen mit Füllung .....	123
7.2.2	Berechnungsdiagramme und Bewertung .....	127
7.3	Faltung eines Kreuzprofils .....	131
7.3.1	Allgemeines: Über das Kreuzprofil.....	131
7.3.2	Berechnungsdiagramme und Beurteilung des Kreuzprofils.....	134
8	Profile mit anderen Strukturen unter Berücksichtigung der Profilverbindung .....	136
8.1	Beschreibung der Stahlsorte und der verwendeten Profilformen.....	136
8.2	Hydraulischer Drucktest mit DARTEC HA100.....	138
8.2.1	Vergleich der Formgeometrie A mit zwei Klebstoffen (Triggervergleich) .....	138
8.2.2	Vergleich der Formgeometrie A mit zwei Klebstoffen (mit Trigger).....	139
8.2.3	Vergleich zwischen Laserschweißung und Punktschweißung an der Formvariante A .....	140
8.2.4	Vergleich der Varianten C, D und E mit Laserschweißung.....	141
8.2.5	Vergleich (Variante B) zwischen Laserschweißung und Klebeverbindung mit Klebstoff Loctite Hysol 9514 .....	142
8.3	Vergleich zwischen Fallhammertest und hydraulischem Drucktest .....	143
8.3.1	Vergleich der Varianten A und B mit dem Klebstoff Loctite 330 Multibond ....	143
8.3.2	Vergleich der Varianten A und C mit dem Klebstoff Loctite Hysol 9514 .....	144
8.3.3	Vergleich der Varianten A und B mit einer Laserschweißung.....	145
8.3.4	Zusammenfassung der Tests .....	145
9	Schlusswort .....	146
10	Quellenverzeichnis .....	147
11	Formelverzeichnis.....	149
12	Formelabkürzungsverzeichnis .....	152
13	Abbildungsverzeichnis .....	155
14	Bildverzeichnis.....	157
15	Diagrammverzeichnis .....	158
16	Tabellenverzeichnis .....	163



## 2 Aufgabenstellung

Das Aufgabengebiet der Diplomarbeit beruht auf Rechercharbeit über das axiale Deformationsverhalten von Profilen. In Fachzeitschriften oder Dissertationen wurden experimentelle Versuche durchgeführt, deren Ergebnisse mit analytischen Theorien und empirischen Gleichungen nachvollzogen werden können.

Daraus entsteht eine Wissensbasis über das axiale Crashverhalten von Profilen und deren höchstmögliche erreichbare Energiedissipation unter Berücksichtigung des Leichtbaupotenzials.

Zu den relevanten Größen zählen die mittlere Druckkraft bezogen auf die Wandstärke, geometrische Größen, die maximale Druckkraft, Dissipation- und Absorption, Materialparameter, Masse, ggf. auch die Faltenlänge und Faltenbildung. Anhand dieser Größen und der experimentellen Versuche, werden die Gleichungstheorien miteinander verglichen und bewertet.

Das Ziel besteht darin, eine übersichtliche Basis der verschiedenen Theorien zu erhalten, um so im Bereich des Möglichen eine genaue Abschätzung von Crashabsorbern zu gewährleisten.



### 3 Einleitung

#### 3.1 Hintergrund

##### 3.1.1 Unfallstatistiken über die letzten Jahre

Das Fahren mit einem Fahrzeug ist sicherer geworden, aber immer noch ein Risiko. Deswegen sind die Forschung und Entwicklung auf dem Gebiet der Fahrzeugsicherheit eine vordringliche Aufgabe jedes Fahrzeugherstellers. Für Kunden, die ein Fahrzeug erwerben, ist es in den meisten Fällen eine Selbstverständlichkeit, die Fahrzeugsicherheit zu schätzen. Auch werben die Fahrzeughersteller mit höherer Sicherheit und geringerem Verbrauch. Deswegen ist es relevant, in diesen Bereichen ständig weiter zu forschen, um neue und bessere Sicherheitsmaßnahmen zu gewährleisten. Die Palette an Möglichkeiten, ein Fahrzeug sicherer zu machen, ist groß und noch lange nicht ausgeschöpft. Zukunftsorientiert muss die Sicherheit auf der Grundlage des Leichtbaus basieren und deswegen dürfen neue Materialien und technische Innovationen nicht vernachlässigt werden.

Das wohl bedeutendste Argument, die Forschung voranzutreiben, ist es, Leben zu schützen. Eine Statistik des Statistischen Bundesamtes vom 12. Juli 2016 zeigt, dass die Zahl der Unfalltoten in den Jahren 2014–2015 wieder leicht angestiegen ist. Das bedeutet, dass die Fahrzeugsicherheit in den jüngeren Jahren Aufholpotenzial hat (destatis 12.07.2016, S. 9).

	Jahr 2010	Jahr 2015
	Anzahl der Menschen in Deutschland	
Unfälle mit Personenschäden:	288297	305659
Verletzte:	371170	393432
Getötete:	3648	3459

Tabelle 1: Entwicklung der Unfallstatistik (destatis 12.07.2016, S. 7)

	Jahr 2014	Jahr 2015	
	Anzahl in Deutschland		Anstieg in%
Unfälle mit Personenschäden:	302435	305659	1,1
Leichtverletzte:	321803	325726	1,2
Schwereverletzte:	67732	67706	0
Getötete:	3377	3459	2,4

Tabelle 2: Entwicklung der Unfallstatistik zwischen 2014 und 2015 ohne Berücksichtigung des Straftatbestandes oder einer Ordnungswidrigkeit (destatis 12.07.2016, S. 9)

Die dargestellten Tabellen 1 und 2 zeigen auf, dass zwischen den Jahren 2010 und 2015 zwar alle Zahlen sanken, aber die Werte vom Jahr 2014 zum Jahr 2015 wieder leicht anstiegen. Eine Steigung wurde seit 1991 nicht mehr verzeichnet. Durch den besorgniserregenden Anstieg der Verkehrstoten von 2014 zu 2015 kamen 82 Menschen mehr ums Leben. Auch die Zahl der Leichtverletzten ist um 1,2 % gestiegen. Die Anzahl der Schwerverletzten ist fast konstant geblieben (destatis 12.07.2016, S. 5–7).



Über einen langen Zeitraum gesehen, ist seit 1970 bundesweit die Anzahl der Verkehrstoten um 84% zurückgegangen. Es ist zwar die Verkehrsdichte höher geworden und die Durchschnittsgeschwindigkeit gestiegen, aber während zu Beginn der Aufzeichnungen im Jahr 1952 auf 100.000 Fahrzeugen 265 Todesfälle entfielen, waren es 2015 nur noch 6. Grund dafür sind Faktoren, die den Straßenverkehr sicherer machen. Darunter zählen unter anderem die verbesserte Fahrzeugtechnik und Fahrzeugsicherheit (destatis 12.07.2016, S. 8).

Unterschieden wird die Verkehrssicherheit in aktive und passive Sicherheit. Die aktive Sicherheit befasst sich damit, wie Verkehrsunfälle verhindert werden können (z. B. durch ABS, ESP,...), während die passive Sicherheit dem Umgang mit dem unvermeidlich eintretenden Unfall zum Gegenstand hat (z. B. mittels Energieabsorption durch Karosseriebauteile, Airbag,...) (Boltze u. a. 2010, S. 182).

### 3.1.2 Passive Sicherheit

Durch die fortschreitende Technik bezüglich der passiven Sicherheit wird das Verletzungsrisiko bei einem Unfall gesenkt. Möglich ist das durch den Einbau energieabsorbierender Karosserieelemente wie Crashboxen, Sicherheitssysteme wie den Gurtstraffer oder Gurtkraftbegrenzer, Airbags und Polster (Boltze u. a. 2010, S. 177) (Boltze u. a. 2010, S. 182).

Alle diese Sicherheitssysteme sind wesentlich, um eine gute passive Sicherheit zu gewährleisten und um primär das Leben der Insassen zu schützen. Um diese Sicherheitssysteme zu entwickeln und kontinuierlich zu verbessern, ist es von Belang, sie auch in Crashversuchen unter Laborbedingungen und realen Bedingungen zu testen. Die Tests erfolgen über Euro NCAP<sup>1</sup> und müssen strenge Bewertungskriterien erfüllen. Auch im Ausland werden ähnliche Bewertungsverfahren verwendet, allerdings sind sie bis heute nicht einheitlich, weil je nach Land ein unterschiedliches Unfallgeschehen berücksichtigt werden muss. Wenn es zu einem Unfall kommt und die Anwendung der passiven Sicherheit gewährleistet ist, kann dadurch der Schaden der Insassen vermindert werden. Doch ergeben sich dabei immer wieder Hindernisse, darunter z. B. die Abmessung und die Strukturen des Kraftfahrzeuges. Über dieses Problem schrieb Boltze schon 2010 in der Zeitschrift für Verkehrssicherheit: „Ziel müsste es sein, den Schutz der Insassen des stoßenden und des gestoßenen Fahrzeugs gleichzeitig für alle möglichen Paarungen und Situationen auf das praktisch erreichbare Minimum zu reduzieren“ (Boltze u. a. 2010, S. 182).

Es gibt analytische Gleichungen und methodische Ansätze, die solche Problematiken beschreiben. Der Vergleich zwischen Testversuchen und den theoretischen Ansätzen soll eine Basis sein, um Insassen im Kraftfahrzeug durch passive Sicherheit zu schützen (Boltze u. a. 2010, S. 182).

### 3.1.3 Stand der Forschung

Bei der Entwicklung der Crashboxen gibt es bis heute keine einheitlichen Profile (Abbildung 2.) die die optimale Energieabsorption umschreibt. Darum ist es wichtig Vergleiche aufzustellen die sich mit den Berechnungen, Auslegungen, Deformationsprinzipen und Geometrieparametern von Crashboxen beschäftigen.

---

<sup>1</sup> Europäischer Crashtest

## 4 Technische Aspekte

### 4.1 Allgemein über die technischen Tests

In diesem Kapitel werden die technischen Aspekte dazu beschrieben, wie die Crashabsorber in der Praxis getestet und entwickelt werden. Darunter fallen der Fallhammer, der den axialen dynamischen Aufprall simulieren soll, und die hydraulische Presse, die das statische Deformationsverhalten des Materials simuliert. Aus den experimentellen Ergebnissen unter Laborbedingungen entstehen die Vergleichswerte.

Die Crashboxen und der dazugehörige Trigger werden ausführlich erklärt und beschrieben. Das beinhaltet die Funktion, Entwicklung, Untersuchung und Auslegung.

Ein weiteres Kapitel beschäftigt sich mit einer anderen Verbindungsart, nämlich Crashboxen, die mit einem Klebstoff verbunden sind. Hierbei wird untersucht, welche Vorteile und Nachteile daraus resultieren können.

### 4.2 Fallhammertest



Bild 2: Fallhammer (Lorenzo Peroni 2007, S. 9)



Bild 1: Fallhammer (Lorenzo Peroni 2007, S. 9)

Die Bilder (1, 2 und 3) zeigen einen Test mit einem Fallhammer, der im Jahr 2007 im Politecnico di Torino durchgeführt wurde. Die Aufgabe des Fallhammers ist es, einen axialen Einschlag zu simulieren und daraus neue Erkenntnisse dazu zu gewinnen, wie sich die Profile bei einem Crash verhalten. Der Test verläuft so, dass ein genormtes Gewicht aus einer bestimmten Höhe axial auf das Prüfstück fällt. Bei diesem Fallhammer ist in Bild 1 zu erkennen, dass das Gewicht nicht direkt auf den Prüfling fällt, sondern erst schienengeführt auf eine Metallplatte. Die Metallplatte führt dann die Einschlagsenergie weiter in den Prüfkörper. Durch dieses Vorgehen wird die Probe besser fixiert und es resultieren bessere Ergebnisse. Es ist außerdem möglich, verschiedene Höheneinstellungen vorzunehmen, um dadurch unterschiedliche, axiale Aufprallszenarien zu simulieren.

Im nächsten Bild (Bild 3.) ist eine Probe zu sehen, an der ein Fallhammertest durchgeführt wurde. Die Probe wurde zwischen zwei gehärteten Platten fixiert. Darüber hinaus befindet sich die Probe in einem Prüfkasten, an dem die Sensortechnik (piezoelektrisches und optoelektronisches Messgerät) angebracht ist (Lorenzo Peroni 2007, S. 9).



Bild 3: Fallhammer (Lorenzo Peroni 2007, S. 9)

Ort:	2 Fakultät für Ingenieure Politecnico di Torino
Max. Höhe:	12m
Max. Fallgeschwindigkeit:	13 m/s
Max. Gewicht:	200kg
Messung:	Piezoelektrisch über ein optoelektronisches Messgerät

Tabelle 3: Technische Daten des Fallhammers (Lorenzo Peroni 2007, S. 9)

Die Daten des Fallhammers sind tabellarisch (Tabelle 3) aufgelistet. Dazu ist zu ergänzen, dass die maximale Höhe des Fallhammers der Fallhöhe des Gewichts in Bezug auf den Prüfling entspricht. Es sind bereits die Länge der Gewichtsbehaftung am oberen Ende, die Höhe der unteren Fixierung, der Führungsstangen und der Grundplatte abgezogen. Bei der Fallgeschwindigkeit werden die Laufschiene so bestimmt, dass im untersten Teil die maximale Geschwindigkeit vor dem Aufprall genau 13 m/s entspricht (je nach Fallhammer kann die Geschwindigkeit variieren), und auch dementsprechend geeicht. Der piezoelektrische Sensor und das optoelektronische Messgerät nehmen die Messwerte mit einer hohen Geschwindigkeit auf, umso möglicherweise entstehende Messfehler zu minimieren (Lorenzo Peroni 2007, S. 9).



## 4.3 Crashbox

### 4.3.1 Funktion der Crashbox

Die Crashboxen sind Bestandteile der Frontendmodule, doch der Begriff ist nicht genormt und variiert je nach Fahrzeughersteller. Zu den Hauptbestandteilen der Frontendmodule gehören Strukturträger, Kühlkomponenten, Stoßfänger, Querträger, Crashboxen, Scheinwerfer und weitere Front- und Signalleuchten sowie ggf. auch ein Stoßfängerüberzug (Braess und Seiffert 2013, S. 539).

Die Position der Crashbox ist zwischen dem Stoßfänger und dem Längsträger des Vorderrahmens. Seine Funktion besteht darin, kinetische Energie zu absorbieren und bei niedrigen Geschwindigkeiten den Unfallschaden zu minimieren (Sebastian Werner 2013, S. 4).

Crashboxen können aus einem Dualphasenstahl (DP-W 330Y580T) bestehen und eine Wandstärke von 2,5 mm besitzen. Bei höheren Geschwindigkeiten schlägt die elastische Verformung in plastische um, die Crashbox fungiert so als Faltbox (o. V. 2014, S. 94).

Die Crashboxen stellen mit dem Querträger ein Verschlusselement dar, das auch eine Versteifung der Karosserie bewirkt (Braess und Seiffert 2013, S. 539).

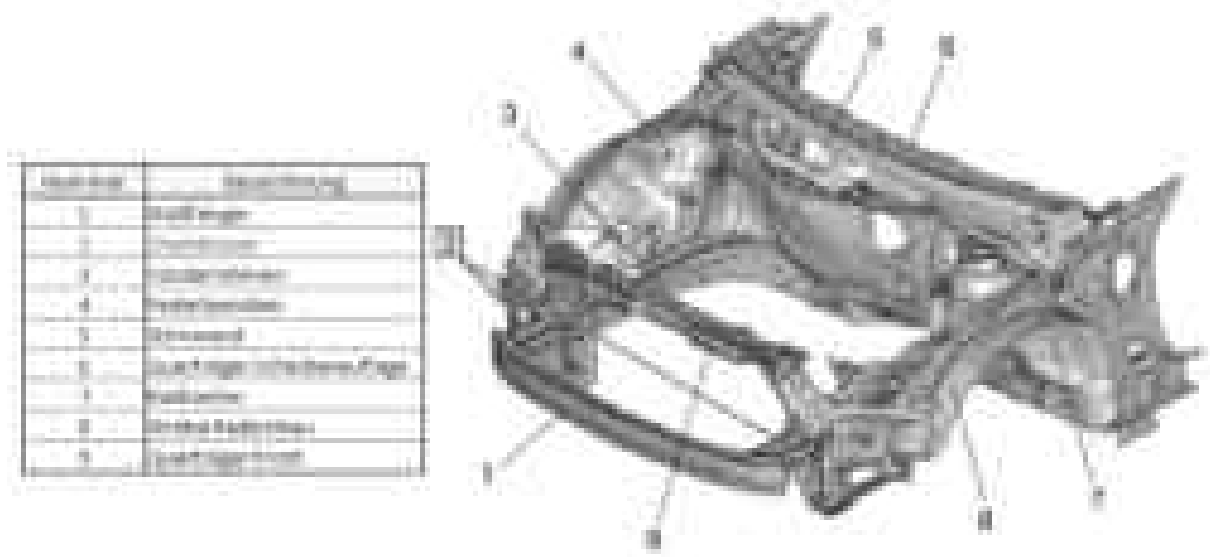


Abbildung 1: Position der Crashboxen (Braess und Seiffert 2013, S. 503)

Bei einem Aufprall (bis 15 km/h) sollen sich die Crashboxen so verhalten, dass keine Strukturbeschädigungen eintreten können. Konstruktions- oder herstellungsbedingt werden bevorzugt kreisförmige- oder rechteckige Profilformen verwendet (Klein 2013, S. 247).

In der Phase der Entwicklung kommt es immer wieder zu Differenzen zwischen der crashoptimierten Konstruktion und der technischen Machbarkeit in der Praxis (wie beim Warmumformen des Stoßfängers und der Befestigung der Crashbox daran) (o. V. 2014, S. 91).






Übersicht europäischer Crashtests			
Test	$v_0$	Beladung	Bewertung
Euro-NCAP			
 Deformier Element 40% Überdeckung	64	2+2 Insassen	Insassenbeladung, Fahrzeugstruktur, Innenraum, Kraftstoffdichtigkeit und Bergungsverhalten
AZT			
 40% Überdeckung	15	1 Insasse	Reparaturkosten
AZT			
 1100kg mit 40% Überdeckung	15	1 Insasse	Reparaturkosten

Tabelle 4: Übersicht europäischer Crashtests (Matthias Kröger 2002, S. 12)

Ein großer Abschnitt der Entwicklung besteht darin, verschiedene Tests zu bestehen. Darunter fallen z. B. der RCAR-Bumper- Test und der AZT- Test. Beide Tests sind Aufpralltests mit einer Geschwindigkeit von 15 km/h, die dazu führen, dass die Versicherungseinstufung herabgesetzt werden kann. Durch den RCAR-Bumper- Test wird geprüft, wie weit das eindrückende Niveau der Stoßstange in den Motorraum vordringt. Es dient dazu, das System im Motorraum (Motor, Kühlsystem, Scheinwerfer, ...) bei einem leichten Aufprall vor Schädigung zu schützen. Der Euro-NCAO-ODB-Lastfall (oder EURO N-CAP) wird mit einer höheren Geschwindigkeit ausgeführt (64 km/h), dadurch sind höhere Anforderungen die für den Hersteller maßgebend. Der Test dient so der Entwicklung von Crashboxen und Stoßfängern. Er gilt als bestanden, wenn es zu keinem Materialversagen kommt und das Kraftniveau in den vorgegebenen Bereichen begrenzt wird (o. V. 2014, S. 91).

Das Design der Crashboxen ist je nach Fahrzeughersteller unterschiedlich. Es kann konstruktive oder herstellungsrelevante Einflussfaktoren geben, darüber hinaus spielt auch das Fahrzeuggewicht eine Rolle. Hierbei gibt es methodische Ansätze, um eine optimierte Crashbox zu entwickeln (Sebastian Werner 2013, S. 5).

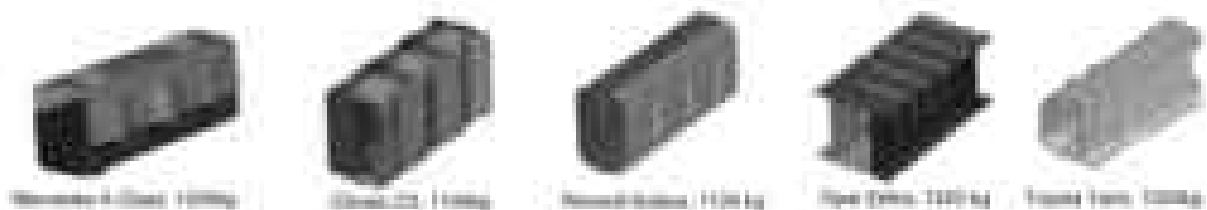


Abbildung 2: Unterschiedliche Designs von Crashboxen (Sebastian Werner 2013, S. 5)

### 4.3.2 Neue Entwicklung von Crashboxen

Um den Leichtbau bei Crashboxen zu berücksichtigen, kommen neue Stahlsorten zum Einsatz, die ein hohes Potenzial besitzen, Gewicht zu sparen. Gründe dafür sind Werkstoffe mit höherer Festigkeit wie der Mehrphasenstahl TPN-W 660Y760T oder der Komplexphasenstahl CP-W 660Y760T. Durch die erhöhte Festigkeit kann die Crashbox einem höheren axialen Druck standhalten, dadurch ist es wiederum möglich, an der Wandstärke Material einzusparen. Der Einsatz neuer Materialien hat ein Potenzial an Gewichtersparnis von 13 %.

Eine neue Crashboxentwicklung, auch Sliding-Absorber-Box genannt, zeigt, dass es möglich ist, eine noch gleichmäßigere Kraftverteilung zu realisieren. Die neue Variante der Crashboxen funktioniert nicht wie das alte Prinzip mit einem Faltprozess, der die Energie absorbiert, sondern durch ein Schieberprinzip, das die Kraftaufnahme in axialer Richtung gleichmäßig steuern kann. Das Prinzip, sorgt dafür, dass die am Anfang eintretende Energie nicht zu hoch ist. Zwar lässt sich das Problem teilweise mit Triggern beheben, aber die neue Entwicklung zeigt, dass sie bessere Werte erzielt. Außerdem lässt sich bei dem Schiebermodell gegenüber dem Faltboxprinzip zusätzlich Wandstärke einsparen (o. V. 2014, S. 94).

Verwendete Materialien	Einsparung der Wandstärke gegenüber dem Faltboxprinzip (mm)	Einsparung gegenüber Faltboxprinzip (%)
CP-W660Y760T	0,25	11
RA-K 47/78	0,55	24

Tabelle 5: Vergleich zwischen Schieberprinzip und Faltboxprinzip (o. V. 2014, S. 94)

Die überarbeiteten Crashboxen zeigen bei einem Test (ähnlich dem AZT-Test) unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Materialien und Wandstärken, dass sich das axiale Kraftniveau im Verhältnis zur Aufprallgeschwindigkeit sehr gleichmäßig verhält.

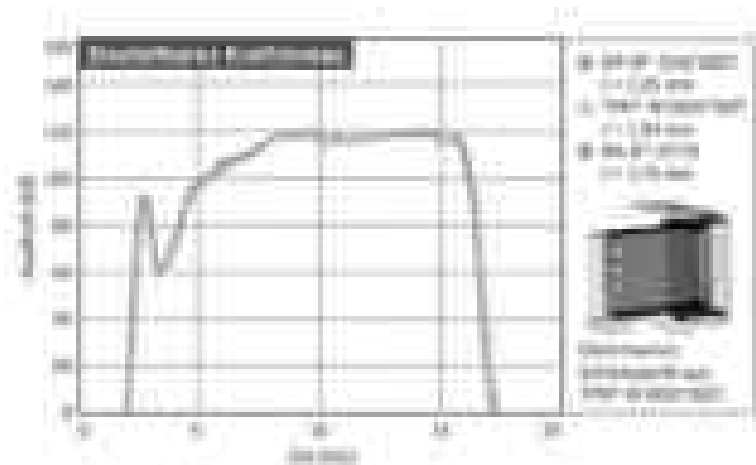


Diagramm 1: Deformiertes Schieberprofil und Axialkraftverlauf für unterschiedliche Stahlsorten (o. V. 2014, S. 94)

### 4.3.3 Untersuchung einer Crashbox

Eine Simulation der Crashbox wurde 2005 von Dr. Stefan Dominico und Dr. Armin Huß in Bamberg durchgeführt. Durch das verwendete Programm LS-DYNA können unterschiedliche Lastfälle eines Bumpersystems untersucht werden, um neue Erkenntnisse in der Fahrzeugtechnik zu gewinnen. In der Untersuchung wurde eine Crashbox mit unterschiedlichen Lastfällen simuliert. Der Vorteil der Simulation spiegelt sich erst in der Zeit und den Kosten wider. Die Simulation verläuft mit ähnlichen Einstellparametern wie der AZT-Test (16 km/h Fahrgeschwindigkeit und eine Barriere mit einer Masse von 1000 kg – der AZT-Test hat bei Matthias Kröger eine Fahrgeschwindigkeit von 15 km/h) und erfolgt nur in axialer Aufprallrichtung. Der verwendete Stahl der Crashbox ist ein CR300 und besitzt eine Wandstärke von 2 mm. Vorausgesetzt wird, dass sich der verwendete Stahl elastisch plastisch verformt, ohne zu reißen (Dr Stefan Dominico, Dr. Armin Huß 2005, S. 5).

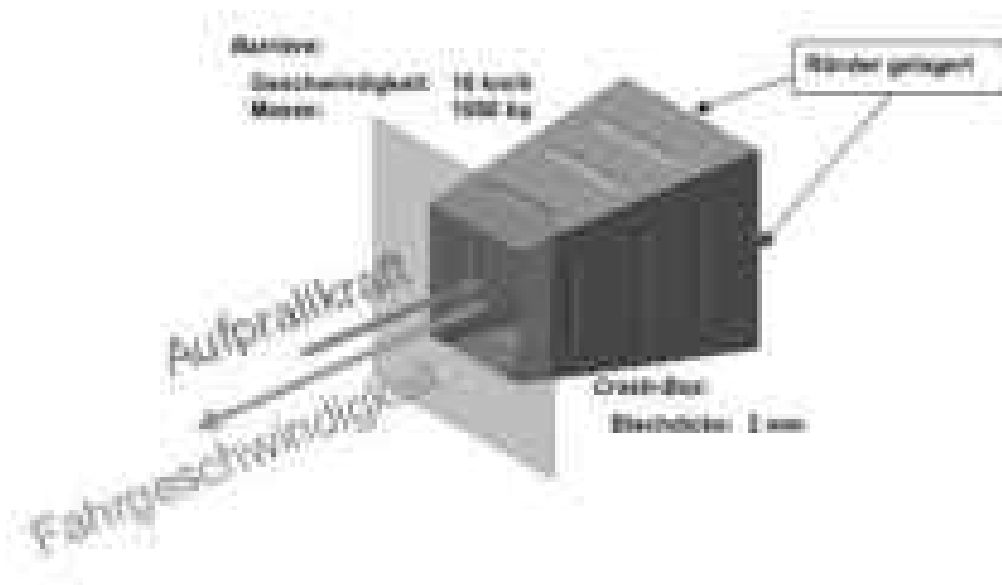


Abbildung 3: Crashbox-Modell mit 1000 kg Einschlag bei einer Geschwindigkeit von 16 km/h (Dr. Stefan Dominico, Dr. Armin Huß 2005, S. 6)

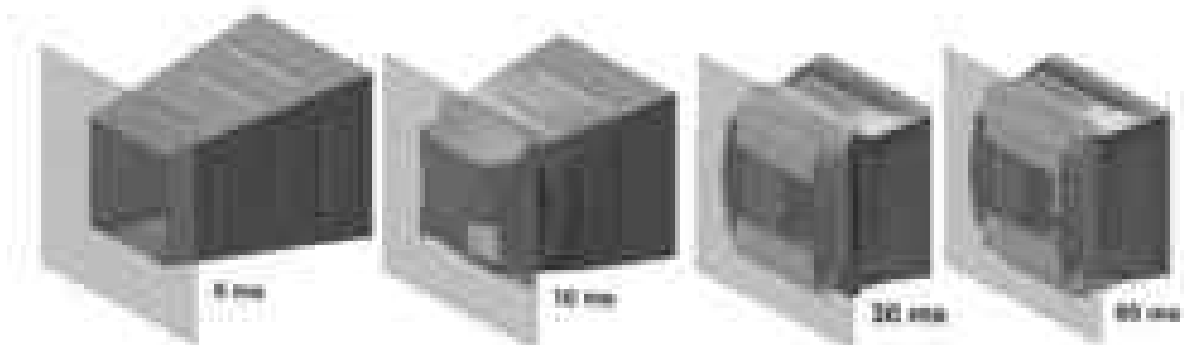


Abbildung 4: Axial verlaufende Deformation einer Crashbox in Zeitintervallen (Dr. Stefan Dominico, Dr. Armin Huß 2005, S. 6).

Durch die mehrmals ablaufende Simulation kommt es zu stark schwankenden Werten, sobald eine Parametereinstellung geändert wird (Dr. Stefan Dominico, Dr. Armin Huß 2005, S. 6).

Folgende Parametereinstellungen werden geändert (Dr. Stefan Dominico, Dr. Armin Huß 2005, S. 7):

1. Basismodell mit dehnratenabhängigem Materialgesetz
2. Modelle mit statischer Materialkennlinie
3. Modelle mit um Faktor 1,05 skaliertem dehnratenabhängigem Materialgesetz
4. Modelle mit um Faktor 0,95 skaliertem dehnratenabhängigem Materialgesetz
5. Modelle mit halbiertes Elementkantenlänge
6. Elementtyp #16 Belytschko-Tsay-Vollschalentyp

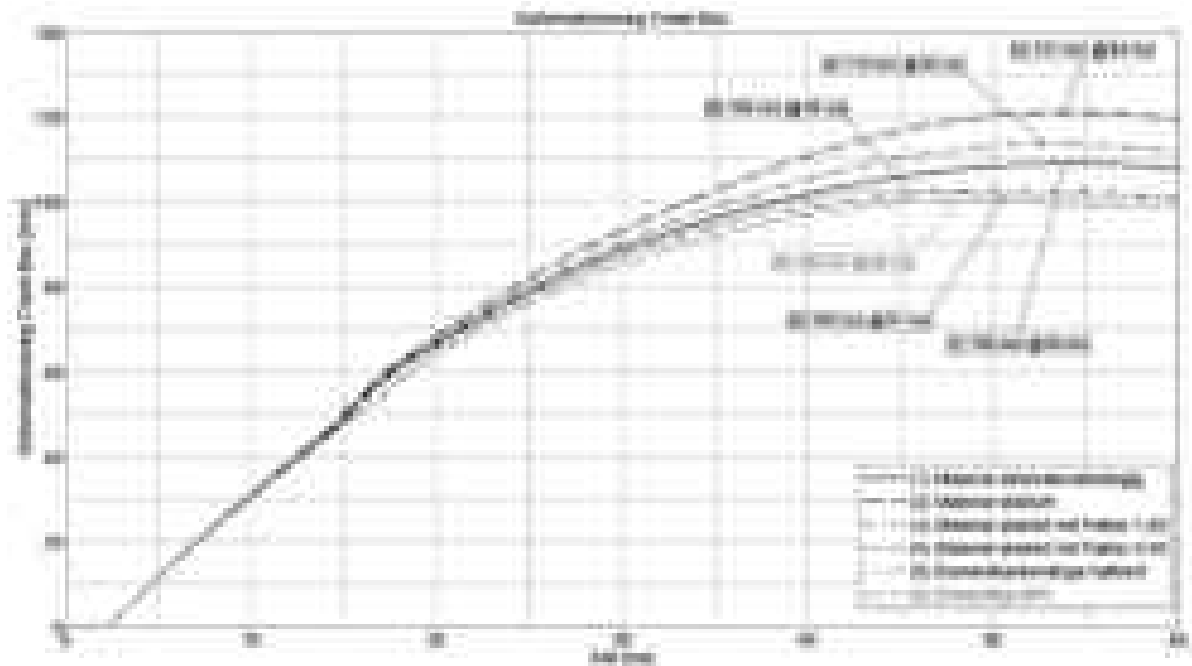


Diagramm 2: Deformationsweg einer Crashbox mit variierenden Modellparametern nach LS-DYNA (Dr. Stefan Dominico, Dr. Armin Huß 2005, S. 7)

Das Diagramm verdeutlicht, wie sich der Deformationsweg einer Crashbox verhält, wenn die Modellparameter verändert werden. Es sind über das Programm LS-DYNA starke Schwankungen des Deformationsweges zwischen 100 mm und 121 mm zu erkennen. Das Basismodell mit dem dehnratenabhängigen Materialgesetz (Kurve 1) hat einen Deformationsweg von 109 mm zu dem Zeitpunkt von 54 ms. Das Modell mit der statischen Materialkennlinie befindet sich zum Zeitpunkt von 54 ms bei einem Deformationsweg von 121 mm. Die Kurve 1 zeigt gegenüber der Kurve 2 einen 12 mm längeren Deformationsweg und hat damit ein zu weiches Materialverhalten. Die skalierten dehnratenabhängigen Materialgesetze mit 1.05 und 0.95 zeigen, dass der Deformationsweg geringer ist als bei der statischen Materialkennlinie. Durch das Halbieren der Elementkantenlänge gegenüber dem Basismodell sinkt der Deformationsweg wieder um 6 mm und zeigt, dass das System wieder eine höhere Steifigkeit bekommt. Die höchste Steifigkeit hat das Belytschko-Tsay-Modell als Vollschalentyp, es kommt zum Zeitpunkt von 48 ms auf 100 mm eindringende Deformationsstrecke (Dr. Stefan Dominico, Dr. Armin Huß 2005, S. 6).

Das nächste Diagramm (Diagramm 3) zeigt den Kraft-Weg-Verlauf einer Crashbox mit unterschiedlichen Parametereinstellungen. Viele dieser Werte haben einen ähnlichen Verlauf, nur die halbierte Elementkantenlänge (5) und das Belytschko-Tsay-Modell (6) weichen ab. Aus dem Diagramm des Kraft-Weg-Verlaufes lässt sich anhand der y-Achse auch der Deformationsweg ablesen. In LS-DYNA wird angegeben, dass die Crashbox fest gelagert ist, deswegen kann nicht simuliert werden, wie groß die Energieweiterleitung der Crashbox ist (Dr. Stefan Dominico, Dr. Armin Huß 2005, S. 7).

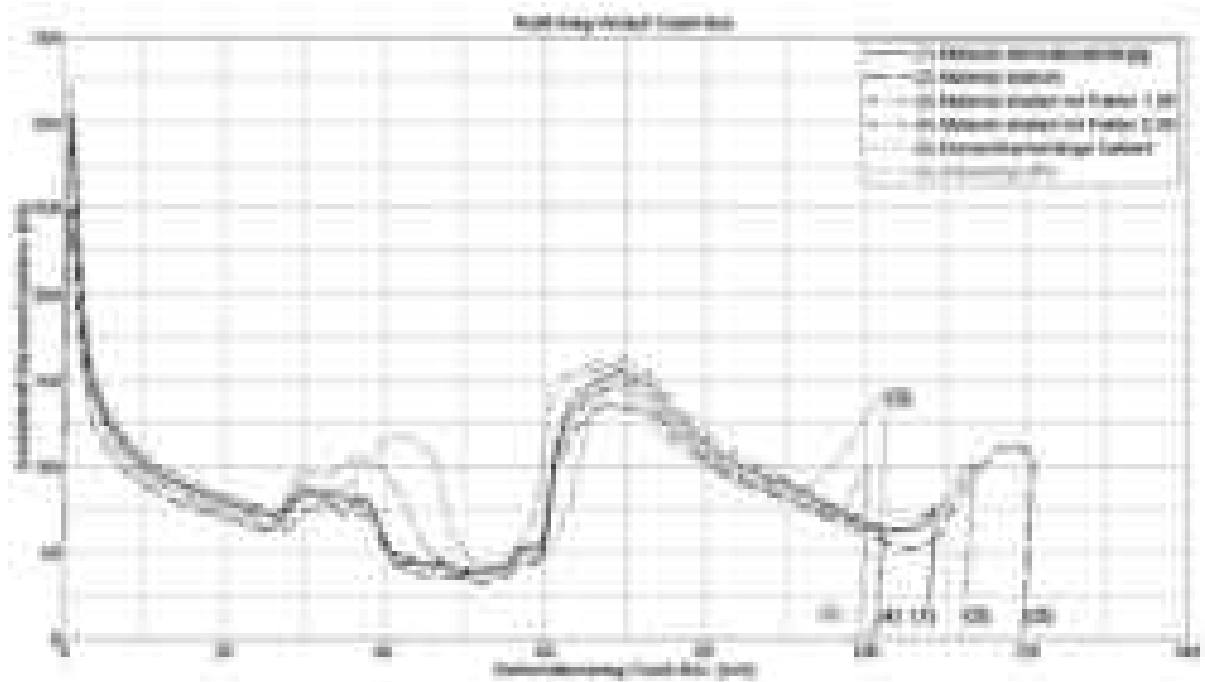


Diagramm 3: Kraft-Weg-Verlauf einer Crashbox nach LS-DYNA für variierende Modellparameter (Dr. Stefan Dominico, Dr. Armin Huß 2005, S. 7)

## 4.4 Trigger

### 4.4.1 Funktion eines Triggers

Bei einem Crash mit ausreichender Geschwindigkeit kommt es meistens zu einer irreversiblen Deformation der Crashbox. Durch die eintretende Deformationsenergie kommt es bei der Crashbox ohne Trigger anfangs zu einem erhöhten Ausschlag der maximalen Kraft mit darauf folgenden stärkeren Schwankungen des Deformationsverlaufes. Die Folge daraus ist, dass durch kleine Abweichungen des Aufpralleinfallswinkels eine asymmetrische Faltung oder Knickung entstehen kann. Um diesen Effekt zu verhindern, werden Profile mit Trigger ausgestattet, damit das gesamte Potenzial der Energieabsorption über eine gewollte symmetrische Faltung aufgenommen werden kann. Der Trigger hilft zusätzlich die maximale Kraft und Schwankungen der Deformationsform zu minimieren und senkt die Kraftspitzen des Profils über den gesamten Zeitraum der Deformation. Die Trigger können unterschiedliche Bauformen aufweisen (Bild 4), damit das angestrebte Kraftergebnis erzielt werden kann (Matthias Kröger 2002, S. 66).

### 4.4.2 Bauformen von Triggern

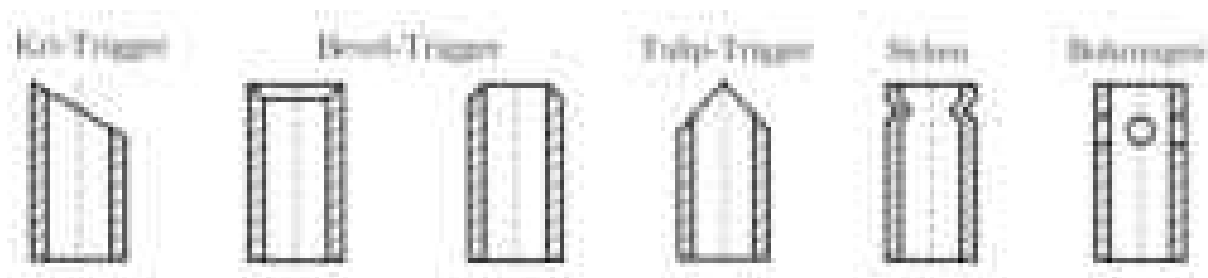


Bild 4: Verschiedene Bauformen von Triggern (Matthias Kröger 2002, S. 67)

Kri-, Bevel- und Tulip-Trigger (Bild 4) haben durch die verjüngende Form am oberen, einschlagenden Ende einen geringeren Querschnitt, um die eintretenden Kraftspitzen zu reduzieren. Das gleiche Resultat wird durch Bohrungen hervorgerufen, die auf ähnliche Weise eine Querschnittsreduzierung bewirken. Der Unterschied liegt darin, dass die nach unten versetzte Querschnittsreduktion durch axiale Last die Stauchung der ersten Faltung erzwingt. Eine weitere verwendete Variante der Trigger beinhaltet Sicken. Sie bewirkt als einzige keine Querschnittsänderung im eigentlichen Sinne, sondern macht eine Vorgabe, wie sich die fortlaufende Faltung des Profils verhalten soll. Das Profil wird durch eine axiale Last als Erstes an der plastisch verformten Stelle gestaucht und so wird die erste Faltung erzeugt (Matthias Kröger 2002, S. 67).



#### 4.4.3 Berechnung von Triggern

Bei der Berechnung der Triggerkraft  $F_{Trigger}$  kann bei dem Fall mit den Sicken eine Abschätzformel angewendet werden. Die Voraussetzung dafür ist, dass der gesamte nicht deformierte Außendurchmesser  $D_{m0}$  die Anfangsfließspannung  $\sigma_0$  erreicht. Wenn in der Theorie ein ideales Material als starr und plastisch angenommen wird, wird  $\sigma_0$  durch  $\sigma_{pm}$  ersetzt (Matthias Kröger 2002, S. 67).

$$F_{Trigger} = \pi \sigma_0 D_{m0} t_0 \quad \text{Formel 1}$$

Die Anfangsfließspannung errechnet sich aus der Energieäquivalenten, näherungsweise aus der Wurzel der Zugfestigkeit  $R_m$  und der Streckgrenze  $R_e$  (Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother 2015, S. 31).

$$\sigma_0 = \sqrt{R_m * R_e} \quad \text{Formel 2}$$

#### 4.4.4 Beispielrechnung

Die Triggerkraft entspricht der axialen Maximalkraft, die auf das Rohr wirken kann (Matthias Kröger 2002, S. 67).

Bei der Abschätzungsberechnung der Triggerkraft mit einem Complexphasenstahl (CP-W-900,  $R_e=700 \text{ N/mm}^2$  und  $R_m=965 \text{ N/mm}^2$ ) und Bake-Hardening-Stahl (H300B,  $R_e=330 \text{ N/mm}^2$  und  $R_m=440 \text{ N/mm}^2$ ) wird aus einer Stahltabelle der Mittelwert entnommen (Klein 2013, S. 40) und die Energieäquivalente der Anfangsfließspannung werden daraus gebildet. Die Triggerkraft (Maximalkraft) kann dann berechnet werden.

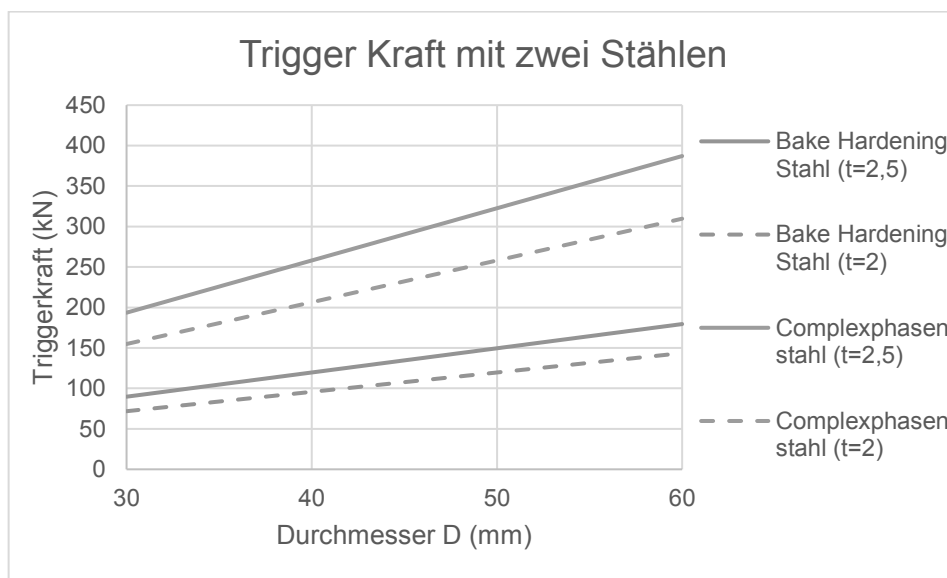


Diagramm 4: Berechnung mit variablem Durchmesser, zwei Stahlsorten und zwei Wandstärken (2,0 mm und 2,5 mm)



Um ein hohen Bereich abzudecken, ist Diagramm 4 mit einem variablen Außendurchmesser (Bereich von 30 mm bis 60 mm) berechnet. Die Wandstärken betragen 2,0 mm und 2,5 mm.

Es wird deutlich, dass die Triggerkraft bei dem Bake-Hardening-Stahl gegenüber dem Complexphasenstahl eine geringere Differenz besitzt und ein geringerer Spreizungsverlauf bei Durchmessererhöhung auftritt.

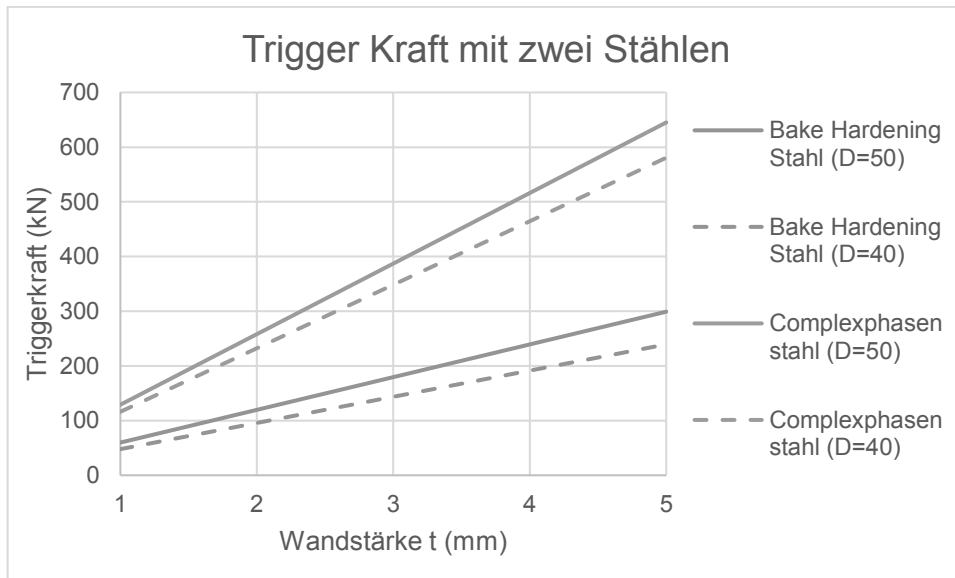


Diagramm 5: Berechnung mit variabler Wandstärke, zwei Stahlsorten und zwei Durchmessern (40 mm und 50 mm)

Bei variablem Wandstärkenbereich (Bereich von 1 mm bis 5 mm) (Diagramm 5) fällt auf, dass die Spreizungsverläufe der beiden Stähle sich sehr ähnlich verhalten. Wenn dies mit den unterschiedlichen Durchmessern verglichen wird, ist zu erkennen, dass sich durch die größere Querschnittsfläche ein steilerer Anstieg ergibt.

Die Testrechnung veranschaulicht, welche Größe den höheren Einfluss auf die Maximalkraft besitzt, und ergibt, dass eine variable Wandstärke ein besserer Berechnungsbezug ist. Auch in der konstruktiven Sichtweise ist der Bezug der Wandstärke von Vorteil.



## 4.6 Klebstofftests für Profile mit Verbundmaterial

Es stehen drei verschiedene Klebstoffe zur Auswahl, die durch ihre Eigenschaften für ein energieabsorbierendes Profil in Frage kommen. Der Acrylester 330 Multibond besitzt gegenüber den traditionellen Acryklebstoffen gute Eigenschaften, überzeugt durch eine hohe Zähigkeit und findet eine starke Anwendung im industriellen Bereich der Energieabsorption. Der Hysol 9514 ist ein leistungsstarker Kleber, der auch bei hohen Temperaturen (über 120 °C) seine Kraft nicht verliert. Er hält Scherfestigkeiten von über 45 MPa und Schälkräfte von ca. 4 MPa aus. Dadurch hat der Hysol 9514 im Vergleich zu dem ursprünglichen Hysol 9466 überlegene Eigenschaften (Lorenzo Peroni 2007, S. 4).

Nennspannung der verwendeten Klebstoffe		
Klebstoff	Scherfestigkeit MPa (ASTM D1002-94)	Schälung kN (ASTM D1876-95)
Loctite® 330 Multibond	16 ÷ 22	1.1 ÷ 1.2
Loctite® Hysol® 9514	52 ÷ 53	4.8 ÷ 5.7
Loctite® Hysol® 9466	30 ÷ 39	0.6 ÷ 0.8

Tabelle 6: Verwendete Klebstoffe (Lorenzo Peroni 2007, S. 4)

Durch den Zugversuch können die Werte der verschiedenen Klebstoffe ermittelt werden, so dass ein geeigneter Klebstoff für die optimale Energieabsorption bestimmt werden kann.

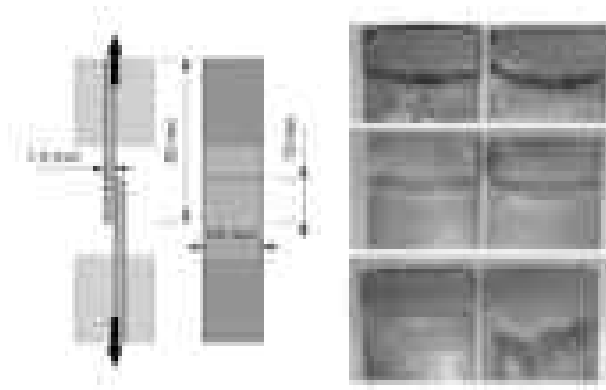


Abbildung 7: Zugversuchsaufbau für die Scherfestigkeit von verschiedenen Klebstoffen (Lorenzo Peroni 2007, S. 4)

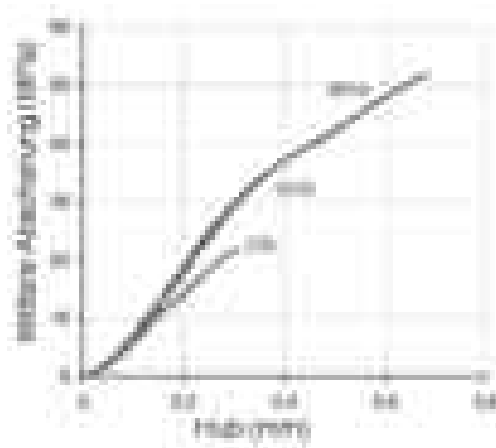


Diagramm 6: Scherfestigkeit der verschiedenen Klebstoffsorten (Lorenzo Peroni 2007, S. 4)

Der Zugversuchsaufbau besteht aus zwei Spannplatten, zwischen die spezifizierte Metallprüfplatten gespannt sind. An den Metallplatten befindet sich an den Enden aufgebrauchte und aneinandergedrückte Klebstoffflächen mit den Maßen 25 mm x 10 mm. Das Abmaß der Metallprüfplatten ist 50 mm x 25 mm x 1,5 mm, sie sind zu mehr als der Hälfte in der Spannvorrichtung eingespannt. Durch das Auseinanderziehen und die daraus resultierende Zugkraft wird die Klebstofffläche auf Abscherung beansprucht. Die Bewertungen der Ergebnisse zeigen, dass der Werkstoff Loctite Hysol 9514 bei dem Zugversuch auf Abscherung am besten abschneidet. Gemäß den Vorschriften von ASTM ist der Versuch aber nicht zulässig, weil nur eine Klebefläche von 25 mm x 10 mm (dies entspräche 250 mm<sup>2</sup>) verwendet wird. Nach ASTM-Standards müsste die Klebefläche aber 25 mm x 25 mm (dies entspräche 625 mm<sup>2</sup>) aufweisen (Lorenzo Peroni 2007, S. 4).

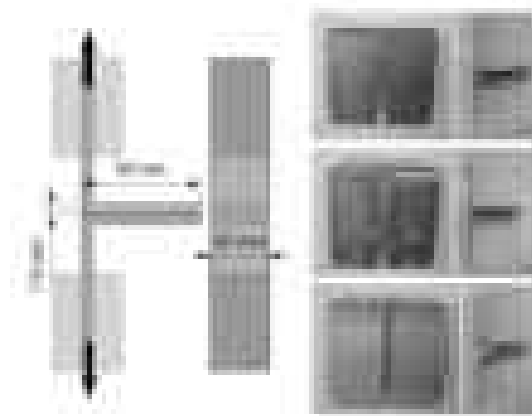


Abbildung 8: Zugversuchsaufbau für die Schälfestigkeit von verschiedenen Klebstoffen (Lorenzo Peroni 2007, S. 5)

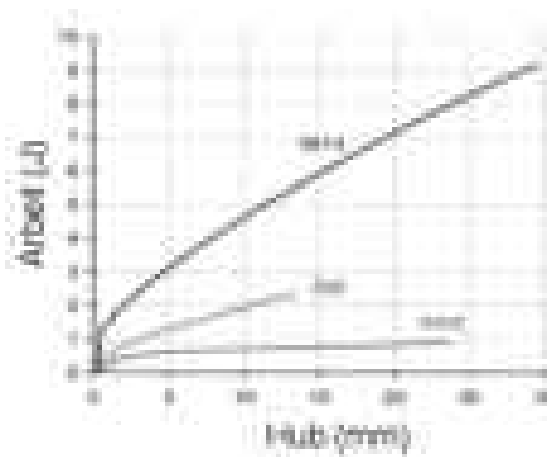


Diagramm 7: Schälfestigkeit der verschiedenen Klebstoffsorten (Lorenzo Peroni 2007, S. 5)

Der Versuchsaufbau besteht aus zwei L-Profilen, die durch eine Klebefläche von 50 mm x 25 mm mittig miteinander verbunden sind. Beide L-Profile haben das gleiche Maß von 50 mm x 25 mm und sind mit der Spannvorrichtung fest miteinander verbunden. Durch das Auseinanderziehen und die spezielle Form des L-Profils entsteht eine Schälung der Klebefläche. Das Resultat aus den Tests ist, dass sich der Klebstoff Loctite Hysol 9514 besser bewährt. Der Klebstoff erzielt gute Ergebnisse bei der Scherfestigkeit und exzellente Werte beim Schälversuch. Hinsichtlich der anderen Klebstoffen ist er bereichsweise bis zu 300 % – 400 % besser geeignet und kann so gut verwendet werden, um energieabsorbierende Elemente zu entwickeln (Lorenzo Peroni 2007, S. 5).

## 5 Runde Profile während des axialen Einschlags

### 5.1 Dissipation von Energien bei runden Profilen während des axialen Einschlags

#### 5.1.1 Allgemein

Bei einem axialen Crash soll die eintretende Dissipationsenergie untersucht werden, die das Profil zu einer Umformung zwingt. Durch den Deformationsvorgang sollen die Längsträger bei einem axialen Zusammenstoß des Gesamtfahrzeugs 57 % der kinetischen Gesamtenergie aufnehmen. Die Profile erreichen dies, indem sie sich während des axialen Aufschlags irreversibel verformen und so eine Stoßdämpfung erzeugen. Die Untersuchungen der einzelnen Fälle basieren auf den kinematischen Ansätzen der Plastizitätstheorie und es können Abschätzungsgleichungen und Beschreibungen auf analytischem Wege entwickelt und bewertet werden. Kräfte wie die maximale Kraft und mittlere Kraft spielen bei der Untersuchung eine bedeutende Rolle, um am Ende des Kapitels Erkenntnisse darüber zu gewinnen, welche Umformung die höchsten Werte der Energieabsorption erzielen kann. Die folgenden Untersuchungsfallbeispiele (Bild 5, 6) über die Faltung, freie und erzwungene Inversion, Verjüngung und Aufweitung wurden von Wissenschaftlern durch empirische Gleichungen und praktische Versuchsreihen umschrieben, um eine Basis für das Crashverhalten runder Profile zu entwickeln (Matthias Kröger 2002, S. 40).

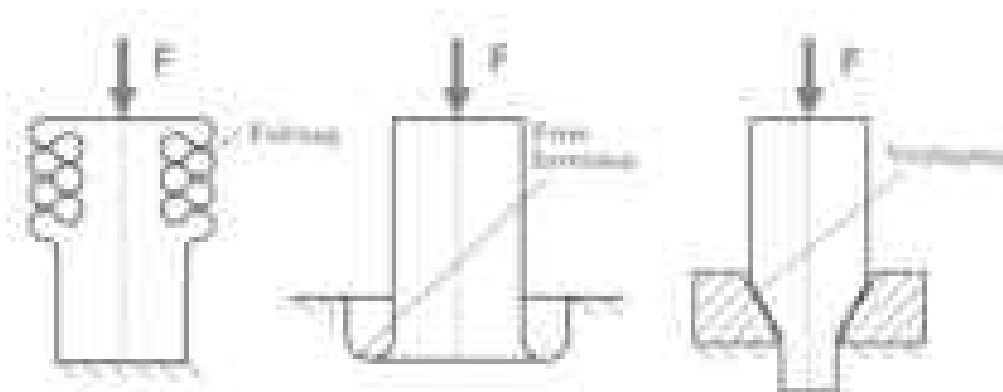


Bild 5: Irreversible Crashboxen (Matthias Kröger 2002, S. 9)

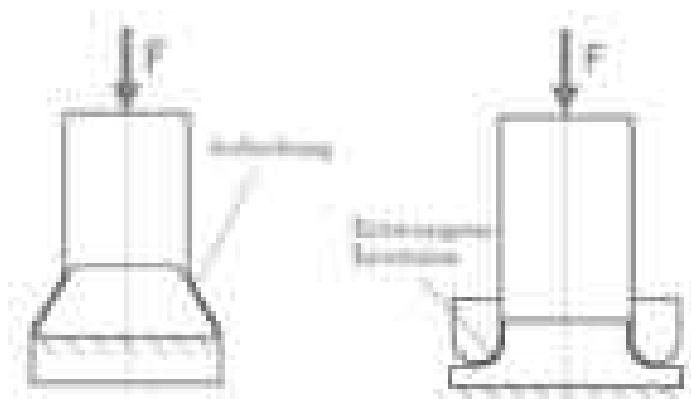


Bild 6: Irreversible Crashboxen (Matthias Kröger 2002, S. 9)

## 5.2 Faltung eines runden Profils

### 5.2.1 Allgemein: Über die Faltung des axialen Lastfalls

Erste analytische Untersuchungen für Fälle mit faltendem Deformationsverhalten während des axialen Einschlags erfolgten durch Alexander (1960) für symmetrische Fälle und Pugsley-Macaulay (1960) für asymmetrische Fälle. Alexanders Theorie resultiert in der Annahme, dass sich die Falten durch den Einschlag in den Fließgelenken bilden und im Winkel von  $180^\circ$  einfalten (Bild 7 links). Die Voraussetzung dafür ist, dass die Faltung immer symmetrisch abläuft. Eine Erweiterung dieser Erkenntnis stammt von Abramowicz und Jones (1984) und besteht darin, dass sich die Faltung nicht über Fließgelenke faltet, sondern der Biegewinkel sich über  $180^\circ$  biegen kann und es an bestimmten Stellen der Faltung auch zu einer Durchmesserreduktion kommen kann (Bild 7 rechts) (Matthias Kröger 2002, S. 65).

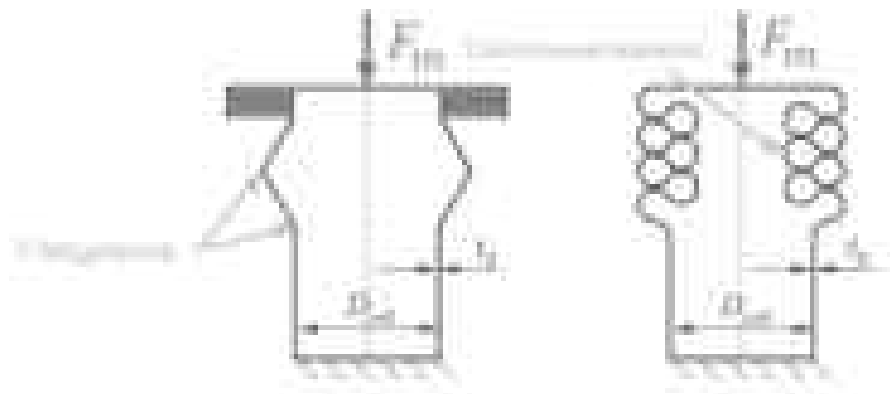


Bild 7: Überarbeitetes Bild des Modells von Alexander (links) und Abramowicz und Jones (rechts) (Matthias Kröger 2002, S. 65)

Im Verlauf der Deformation durch die axiale Kraft (Bild 8) kommt es im Bereich (1) bei den dickwandigen Profilen erst zu einem Umwandlungsbereich, der bei den dünnwandigen Profilen fehlt. Die maximale Kraft tritt bei der Bildung der ersten Falte ein. Sobald sich die erste Falte bildet (2), sinkt die Kraft auf ein Minimum. Der Wert kann kleiner als oder gleich groß wie an den Punkten (4) und (6) sein. Nach der ersten Falte zeigen sich die zyklischen Kraftniveaus als ständig wiederholender Prozess. Bei dem dünnwandigen Profil ist der Vorteil, dass der Höhenunterschied des Kraftniveaus geringer ausfällt und somit ein ruhigeres Verhalten der Energieabsorption vorliegt (Chen 2016, S. 32).

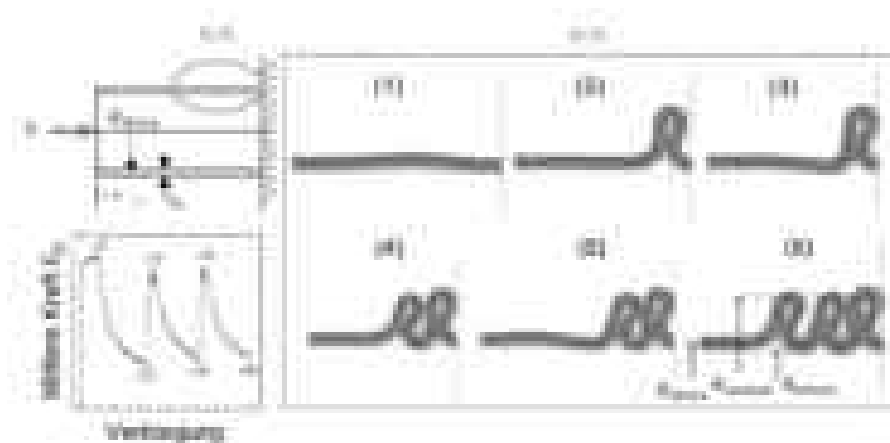


Bild 8: Überarbeitete schematische Darstellung (links oben), Verlauf der dickwandigen Biegung nach Zeitintervallen im Bereich A-A (rechts) und der Kraft-Biege-Verlauf über das Verhalten dickwandiger runder Profile (unten links) (Chen 2016, S. 32).

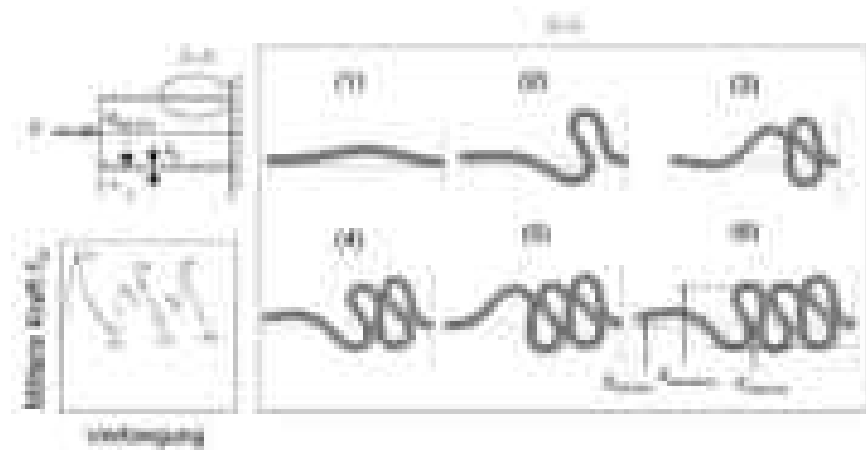


Bild 9: Überarbeitete schematische Darstellung (links oben), Verlauf der dünnwandigen Biegung nach Zeitintervallen im Bereich A-A (rechts) und der Kraft-Biege-Verlauf über das Verhalten dünnwandiger runder Profile (unten links) (Chen 2016, S. 33).

Die runden Profile zeigen an den Verläufen des Kraftniveaus und der Faltung eine Ähnlichkeit zu den Verläufen der eckigen Profile (Abbildung 15) (Nagle 2015, S. 43–44).



Bild 10: Das Foto zeigt Rohre mit  $\phi 50 * t_0 * 100$  aus AlMgSi0, 5 mit den Wandstärken von links nach rechts von  $t_0=1; 1, 5; 2; 3; 4$  und  $5$  mm (Matthias Kröger 2002, S. 68).

Durch die ständige Forschung und Weiterentwicklung auf diesem Gebiet haben sich zahlreiche Theorien ergeben, um die Energieabsorption zu optimieren. Bei der Deformation von runden Profilen haben (Bild 10) die Wandstärken einen hohen Einfluss. Es zeigt sich, dass bei dünnen Profilen von 1 mm und 2 mm eine eckige Faltung entsteht. Die Proben mit den Wandstärken 1,5 mm und 3 mm weisen einen symmetrischen Faltprozess auf und Proben mit höheren Wandstärken besitzen eine sehr große innere Durchmesserreduktion (Matthias Kröger 2002, S. 68).

Ausschlaggebende Faktoren dafür, wie sich ein Profil verhält, sind Einflüsse wie (Nagle 2015, S. 41–42):

1. Der Winkel des Einschlags.
2. Materialänderungen wie auf einen Bereich bezogene Härtung.
3. Befestigungsart wie z. B. durch Schweißen, das eher flächenbezogen ist, oder durch Schrauben, das eher einen punktuellen Bereich abdeckt.
4. Positionierung.
5. Unterschiedliche Form, z. B. andere geometrische Querschnittsflächen



(Die Geometrien werden beschrieben als Längen-Innendurchmesser-Verhältnis  $L/(D_0-2t_0)$  und Wandstärke-Innendurchmesser-Verhältnis  $t_0/(D_0-2t_0)$ .) (Matthias Kröger 2002, S. 66).

Abramowicz und Jones haben auch auf den Gebieten der zwei- und dreieckigen Faltung geforscht. Experimente zeigen, dass sich oft ein Mix aus verschiedenen Faltungen bildet. Meistens entsteht erst ein symmetrischer Faltenverlauf, der mit anschließender zwei- oder dreieckiger Faltung endet (Bild 11) (Matthias Kröger 2002, S. 65).

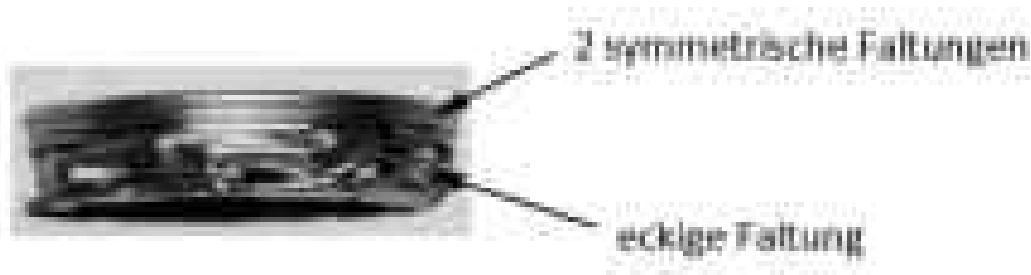


Bild 11: Bildung der symmetrischen mit anschließender eckiger Faltung (Foto von Toksoy 2003) (Ahmet Kaan TOKSOY 2009)

Fälle, bei denen erst eine eckige Faltung entsteht, die dann in den symmetrischen Bereich übergeht, entstanden in den durch Abramowicz und Jones ausgeführten Testversuchen (Tabelle 11) nicht.

### 5.2.2 Erklärung der Vorgehensweise, Formeln und Tabellen für die Berechnung des symmetrischen und asymmetrischen axialen Lastfalls

#### Anmerkung zu den Berechnungen:

- In den ersten Anfängen durch Alexander (1960) erfolgt die Berechnung der Fließspannung  $\sigma_0$  noch mit der Streckgrenze, die niedrigere Werte als mit dem Energieäquivalent aus der Fließspannung  $\sigma_0$  ergibt. Um bei den Berechnungen und der Beurteilung der verschiedenen Theorien eine gewisse Gleichheit zu erhalten, erfolgt die Berechnung genau nach der Formelvorgabe.
- Bei den Rechnungen wird die mittlere Kraft  $F_m$  in Abhängigkeit von der Anfangswandstärke  $t_0$  kalkuliert.
- Sämtliche Theorien werden mit den Versuchsauswertungen von Abramowicz und Jones (Tabelle 9, 11 und 12) verglichen und in den Diagrammen wiedergegeben. Zusätzlich werden verschiedene Streckgrenzen, Zugfestigkeiten und Durchmesser angegeben, was mehrere Berechnungsdiagramme erfordert.
- Es werden auch unterschiedliche Längen angegeben, die aber eine untergeordnete Rolle spielen, weil sie nicht mit in die Rechnung hineinspielen.
- Um nicht zu viele Diagramme zu erhalten, sind die einzelnen Rechnungsabschnitte auf den Mittelwert des Durchmessers bezogen.
- Der Bezug ist je nach Formel das Energieäquivalent oder die besagte Streckgrenze.



Tabelle für den symmetrisch-axialen Lastfall von runden Profilen				
Part	Theorie	mittlere Kraft $F_m$ (kN)	Halbe Länge einer Falte $H$ (mm)	Formeln
1	Alexander (1960)	$F_m = \left( \frac{2}{\sqrt{3}} * \frac{\sigma_s t^2}{4} \right) \left( 20,73 \sqrt{\frac{2R}{t}} + 6,283 \right)$	$H = 0,952\sqrt{2Rt}$	Formel 3
2	Abramowicz und Jones (1984)	$F_m = \left( \frac{2}{\sqrt{3}} * \frac{\sigma_s t^2}{4} \right) \left( \frac{20,79 \sqrt{\frac{2R}{t}} + 11,9}{0,86 - 0,568 * \sqrt{\frac{t}{2R}}} \right)$	$H = 0,880\sqrt{2Rt}$	Formel 4
3	Abramowicz und Jones (1986)	$F_m = \left( \frac{\sigma_0 t^2}{4} \right) \left( \frac{25,23 \sqrt{\frac{2R}{t}} + 15,09}{0,86 - 0,568 * \sqrt{\frac{t}{2R}}} \right)$	$H = 0,920\sqrt{2Rt}$	Formel 5
4	Wierzbicki und andere (1992)	$F_m = \left( \frac{\sigma_0 t^2}{4} \right) \left( 22,27 \sqrt{\frac{2R}{t}} \right)$	$H = 0,886\sqrt{2Rt}$	Formel 6
5	Wierzbicki und andere (1992)	$F_m = \left( \frac{\sigma_0 t^2}{4} \right) \left( 31,74 \sqrt{\frac{2R}{t}} \right)$	$H = 1,31\sqrt{2Rt}$	Formel 7
6	Singace und andere (1995)	$F_m = \left( \frac{\sigma_0 t^2}{4} \right) \left( 22,27 \sqrt{\frac{2R}{t}} + 5,632 \right)$	$H = 0,886\sqrt{2Rt}$	Formel 8
7	Guillow und andere (2001)	$F_m = \left( \frac{\sigma_0 t^2}{4} \right) \left( 72,3 \left( \frac{2R}{t} \right)^{0,32} \right)$	x	Formel 9
8	Wierzbicki und Abramowicz (2009)	$F_m = 21,5 \sigma_0 D^{\frac{1}{3}} t^{\frac{5}{3}}$	$H = 0,4 D^{\frac{2}{3}} t^{\frac{1}{3}}$	Formel 10

Tabelle 7: Überarbeitete und erweiterte Formeltabellensammlung für den symmetrisch-axialen Lastfall runder Profile aus (Chen 2016, S. 46) und Skript Leichtbau (Kapitel 5.4) Crashverhalten (Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother 2015, S. 66)



Tabelle für asymmetrisch-axialen Lastfall (runde Profile)																		
Nummer	Theorie	mittlere Kraft (kN)	Bemerkung/Formel															
1	Pugsley und Macaulay (1960)	$F_m = 2\sigma_s \pi R t \left( \frac{10t}{R} + 0,03 \right)$ mit $\left( \frac{t}{R} \leq 0,02 \right)$	Formel 11															
2	Johnson und andere (1977)	$F_m = \left( \frac{2}{\sqrt{3}} * \frac{\sigma_s t^2}{4} \right) 2\pi \left[ 1 + \frac{n}{\sin \frac{\pi}{2n}} + \frac{n}{\tan \frac{\pi}{2n}} \right]$	Formel 12															
3	Johnson und andere (1977)	$F_m = \left( \frac{2}{\sqrt{3}} * \frac{\sigma_s t^2}{4} \right) \left( \frac{2\pi}{1 - \left( \frac{2\rho_f}{\lambda} \right)} \right) \left( A + \frac{2R}{\rho_f} \right)$ $\rho_f = \frac{2R}{A} \left( \sqrt{1 + \frac{A}{2} \frac{\pi}{2n} \tan \left( \frac{\pi}{2n} \right)} - 1 \right)$ $A = 1 + \frac{n}{\sin \left( \frac{\pi}{2n} \right)} - \frac{n}{\tan \left( \frac{\pi}{2n} \right)}$	Formel 13  $\lambda = \frac{\pi R}{n} \tan \left( \frac{\pi}{2n} \right)$															
4	Wierzbicki (1983)	$F_m = 2\sigma_s \pi R t \left( 3,64 \left( \frac{t}{R} \right)^{\frac{2}{3}} \right)$	Formel 14															
5	Abramowicz und Jones (1984)	$F_m = \left( \frac{2}{\sqrt{3}} * \frac{\sigma_s t^2}{4} \right) 86,14 \left( \frac{2R}{t} \right)^{\frac{1}{3}}$	Formel 15															
6	Abramowicz und Jones (1986) (1)	$F_m = \left( \frac{\sigma_0 t^2}{4} \right) \left( A_{1N} \sqrt{\frac{2R}{t}} + A_{2N} \right)$	Formel 16 (N = Anzahl Falten) N = 1; 2 (A <sub>1N</sub> = 22,64) N = 1; 2 (A <sub>2N</sub> = 4π)															
7	Abramowicz und Jones (1986) (2)	$F_m = \left( \frac{\sigma_0 t^2}{4} \right) \left( \left( \frac{A_{1N}}{0,73} \right) \sqrt{\frac{2R}{t}} + \frac{A_{2N}}{0,73} \right)$	Formel 17 <table border="1"> <thead> <tr> <th>N</th> <th>A<sub>1N</sub></th> <th>A<sub>2N</sub></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>N = 3</td> <td>21,07</td> <td>32,66</td> </tr> <tr> <td>N = 4</td> <td>20,61</td> <td>60,70</td> </tr> <tr> <td>N = 5</td> <td>20,40</td> <td>96,72</td> </tr> <tr> <td>N = 6</td> <td>20,30</td> <td>140,74</td> </tr> </tbody> </table>	N	A <sub>1N</sub>	A <sub>2N</sub>	N = 3	21,07	32,66	N = 4	20,61	60,70	N = 5	20,40	96,72	N = 6	20,30	140,74
N	A <sub>1N</sub>	A <sub>2N</sub>																
N = 3	21,07	32,66																
N = 4	20,61	60,70																
N = 5	20,40	96,72																
N = 6	20,30	140,74																
8	Singace (1999)	$F_m = \left( \frac{\sigma_0 t^2}{4} \right) \left( \left( \frac{4\pi^2}{n} \right) \tan \left( \frac{\pi}{2n} \right) \frac{R}{t} - \frac{\pi}{3} n \right)$	Formel 18															



9	Guillow und andere (2001)	$F_m = \left( \frac{\sigma_0 t^2}{4} \right) \left( 72,3 \left( \frac{2R}{t} \right)^{0,32} \right)$	Formel 19
---	---------------------------	--	-----------

Tabelle 8: Überarbeitete Formeltabelle für das asymmetrisch-axiale Deformationsverhalten runder Profile (Chen 2016, S. 70).

Statischer Drucktest an kreisrunden Profilen						
Probe	Länge	Durchmesser	Wandstärke	Stat. Druckkraft	Fall der Deformation	Energieäquivalenz
	L (mm)	2R (mm)	t <sub>0</sub> (mm)	F <sub>m</sub> <sup>s</sup> (kN)		σ <sub>0</sub> (MN m <sup>-2</sup> )
AT1	48,30	9,12	0,95	x	OB	502,20
AT3	47,50	8,97	1,00	x	OB	502,20
AT7	23,20	9,00	1,00	13,44	S(2)-D2(1)-TS	502,20
AT10	23,60	9,02	0,95	11,65	S(1)-D2(2)-TS	502,20
AT13	100,00	9,08	0,95	x	OB	502,20
BT3	100,20	24,15	1,23	18,06	S(1)-D2(4)	338,70
BT4	100,20	24,16	1,21	18,01	S(1)-D2(4)	338,70
CT1	100,10	28,77	1,21	25,38	S(7)	313,60
CT4	100,40	28,74	1,23	22,69	S(2)-D3(3,5)	313,60
D1T6	266,80	55,70	1,53	44,56	S(2)-D2(2,5)	336,00
D1T7	266,50	55,70	1,54	44,50	S(5)	336,00
DT3	99,80	49,34	1,56	41,72	S(5)	327,40
DT4	100,10	49,40	1,52	41,64	S(5)	327,40

Tabelle 9: Gekürzte Sammlung der statischen Versuchswerte der hydraulischen Presse nach Abramowicz und Jones (W. Abramowicz 1986, S. 247).

Abkürzungstabelle für den Fall der Deformationen		
Abkürzung	Englische Erklärung	Deutsche Erklärung
A	asymmetric	asymmetrisch
EX	extensional	Extensional
OB	Overall banding	komplettes Durchbiegen
S	symmetric	symmetrisch
TS	Tearing or splitting	Reißen oder Splittern
( )	Number of folding	In Klammern ist die Anzahl der Faltungen
DN	diamond pattern with N Corners	Eckige Faltung mit der Anzahl der Ecken

Tabelle 10: Erweiterte Abkürzungstabelle für die unterschiedlichen Fälle der Deformationsart (W. Abramowicz 1986, S. 247).



### Anmerkung zur Testauswertung:

Bei der Aufteilung der Proben fällt auf, dass nach Abramowicz und Jones keine asymmetrischen Werte entstanden sind (Tabelle 9 und 11). Um die asymmetrischen Formeln und Werte zu vergleichen, wird mit Bezug auf eine andere Quelle gerechnet (Tabelle 12).

Dynamischer Fallhammertest an kreisrunden Profilen									
Probe	Länge	Durchmesser	Wandstärke	Masse	Geschwindigkeit	Kin. Energie	Stauchweg	Dyn. Druckkraft	Fall der Deformation
	$L$ (mm)	$2R$ (mm)	$t_0$ (mm)	$m$ (kg)	$v$ (m/s)	$K$ (kJ)	$s$ (mm)	$F_m^d$ (kN)	
AT4	48,30	8,96	1,00	16,75	4,99	0,22	X	4,49	OB
AT6	48,20	9,02	0,95	16,75	4,99	0,22	X	4,50	OB
AT9	23,30	9,04	0,95	16,75	5,18	0,23	14,10	16,09	S(2)-TS
AT11	23,80	8,99	1,00	16,75	5,90	0,29	17,60	16,73	S(1)-D2(2)-TS
AT12	100,00	9,04	0,95	77,25	4,62	0,90	X	9,02	OB
AT14	23,10	8,98	1,00	16,75	4,99	0,21	14,20	14,88	S(1)-D2(1,5)
AT15	23,80	9,01	1,00	16,75	4,99	0,21	15,20	13,91	S(2)-TS
AT16	23,50	8,99	1,00	16,75	5,36	0,24	15,70	15,51	S(1)-D2(2)-TS
AT17	23,60	8,98	1,00	16,75	4,25	0,15	9,80	15,62	S(2)
BT1	100,30	24,22	1,21	77,25	6,66	1,76	68,00	25,94	S(1)-D2(3)
BT2	100,40	24,18	1,22	77,25	4,62	0,85	31,40	27,06	S(1)-D2(1)
BT5	200,30	24,17	1,20	77,25	7,21	2,16	X	10,78	OB;{S(1)-D3(3)-OB}
BT6	200,50	24,20	1,22	77,25	7,95	2,59	X	12,94	OB;{S(1)-D3(3)-OB}
BT7	96,10	24,15	1,22	16,75	9,62	0,78	34,50	22,61	S(1)-D2(1)
BT8	95,80	24,24	1,21	16,75	11,28	1,07	41,00	26,16	S(1)-D2(2)
BT9	95,50	24,19	1,20	16,75	9,62	0,78	28,10	27,72	S(2)
BT10	95,90	24,19	1,22	16,75	11,28	1,07	41,00	26,16	S(2)-D2(1)
BT11	96,20	24,15	1,21	16,75	10,17	0,87	30,30	28,76	S(3)
BT12	95,20	24,17	1,23	16,75	11,28	1,07	37,70	28,44	S(1)-D2(1,5)
CT2	99,90	33,75	1,22	77,25	6,66	1,75	49,90	35,07	S(4)
CT3	100,30	33,71	1,22	77,25	7,40	2,17	71,80	30,18	S(2)-D3(5)
CT5	200,40	33,76	1,22	77,25	8,14	2,61	74,40	35,14	S(2)-D3(4)
CT6	200,30	33,75	1,22	135,50	4,07	1,16	30,30	38,33	S(1)-D2(1)
CT7	300,40	33,80	1,22	77,25	11,10	4,86	139,00	34,97	S(6)-D2(3)-OB
CT8	300,30	33,77	1,20	77,25	9,25	3,38	102,10	33,12	S(2)-D(5)
DT1	100,30	49,25	1,53	77,25	8,14	2,59	44,90	57,73	S(3)
DT2	100,40	49,29	1,54	77,25	9,25	3,35	60,30	55,61	S(4)
DT5	199,90	49,30	1,55	30,50	11,10	1,89	30,10	62,68	S(2)
DT6	200,30	49,30	1,54	77,25	9,25	3,35	62,30	53,78	S(1)-D2(2)
DT7	300,20	49,37	1,53	135,50	9,62	6,43	120,80	53,20	S(1)-D3(5,5)
DT8	299,60	49,27	1,56	135,50	6,84	3,24	53,40	60,72	S(3)
D1T1	178,00	55,64	1,54	77,25	11,10	4,81	77,40	62,23	S(5)
D1T2	221,90	55,73	1,52	77,25	11,10	4,81	76,00	63,33	S(5)
D1T3	222,00	55,75	1,53	77,25	11,10	4,81	77,30	62,28	S(5)



D1T4	224,00	55,70	1,54	77,25	11,10	4,81	75,00	64,17	S(5)
D1T5	223,90	55,69	1,53	135,50	7,58	3,99	74,30	53,75	S(1)-D3(2,5)
D1T8	288,70	55,73	1,52	135,50	8,98	5,59	94,90	58,90	S(6)

Tabelle 11: Gekürzte Sammlung der dynamischen Versuchswerte des Fallhammertests von Abramowicz und Jones (W. Abramowicz 1986, S. 246)

Quasistatische Testversuche an kreisrunden Profilen (asymmetrisch)									
Probe	Länge	Durchmesser	Wandstärke	Energie äq.	Kin. En.	Spannung	Stauchweg	Stat-Druckkraft	Fall der Deformation
	(mm)	(mm)	(mm)	(MN m <sup>-2</sup> )	(kJ)	(MN m <sup>-2</sup> )	(mm)	(kN)	
	$L$	$2R$	$t_0$	$\sigma_0$	$K$	$\sigma$	$s$	$F_m^s$	
SSC1	250	48,71	2,18	549	19,42	418	192,6	100,9	A(1)-D(6) von Boden
SAASC1a	250	49,75	1,53	246	4,97	225	195	25,53	A(7) von Boden D(3) von oben A(1)
SAASC3	350	49,75	1,53	246	7,33	225	276	26,53	A(7) von Boden D(7) von oben A(1)
SAASC6	380	49,75	1,53	246	7,11	225	302	23,53	A(1) von Boden D(9) von oben A(7)
SAASC8	420	49,75	1,53	246	8,44	225	334	25,27	A(1) von Boden D(12) von oben A(6)
SAASC12	410	49,75	1,53	246	8,12	225	324	25,04	A(7) von Boden D(10) von oben A(1)
SAASC13	430	49,75	1,53	246	7,96	225	326	24,41	A(7) von Boden D(13)
SMSC1	250	49,14	1,88	327	11,96	303	191,2	62,5	A(6) von Boden und A(5) von oben
SMSC4	281	49,14	1,88	327	13,21	303	217	60,9	A(7) von Boden D(4)
SMSC6	290	49,14	1,88	327	13,6	303	240	56,6	A(3) von Boden D(6)

Tabelle 12: Asymmetrische Testversuche, Materialparameter und Probengeometrien von runden Profilen aus Edelstahl (SSC-Proben), Alu (SAASC-Proben) und Baustahl (SMSC-Proben) (Hsu und Jones 2004).



5.2.2.1 Berechnungsdiagramme und Bewertung der Ergebnisse für den symmetrischen und axialen Lastfall von runden Profilen

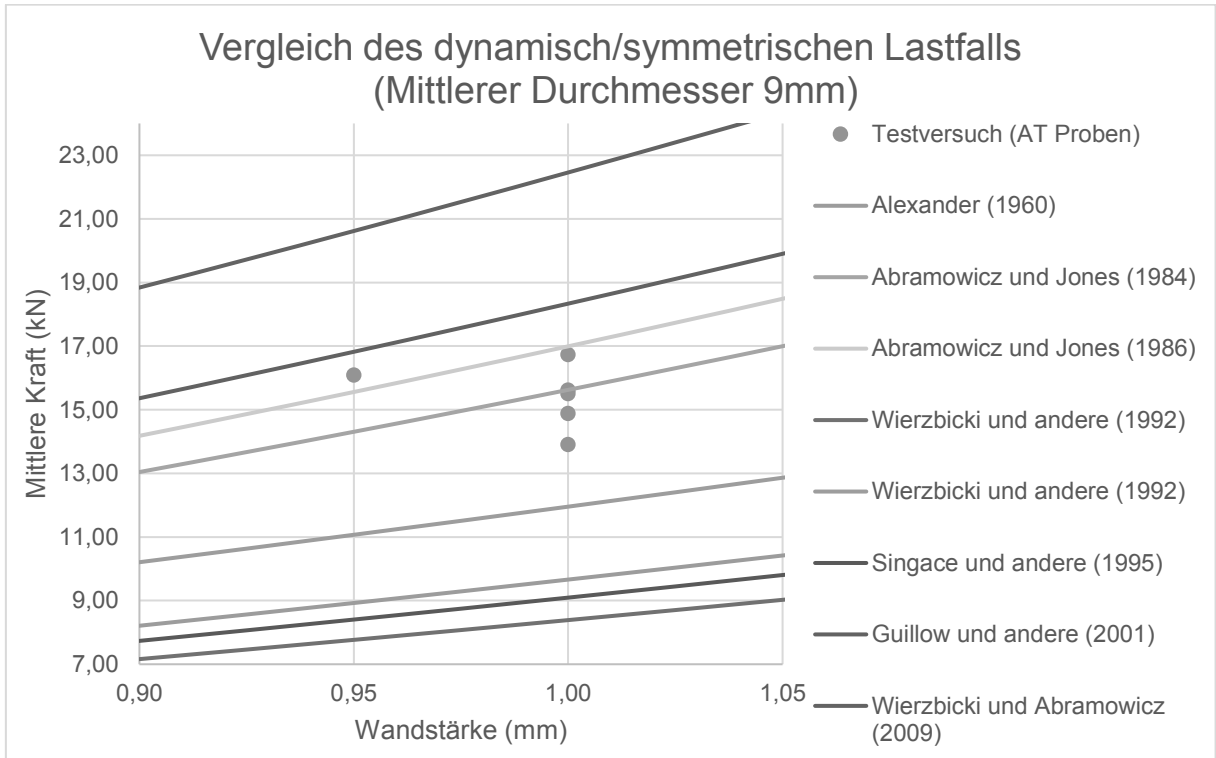


Diagramm 8: Berechnungsdiagramm (AT-Proben aus Tabelle 11) des dynamisch-symmetrischen Lastfalls mit dem mittleren Durchmesser 9 mm, Streckgrenze 488,8 MN/m<sup>2</sup> und Energieäquivalent 502,2 MN/m<sup>2</sup> (Formel 3-10).

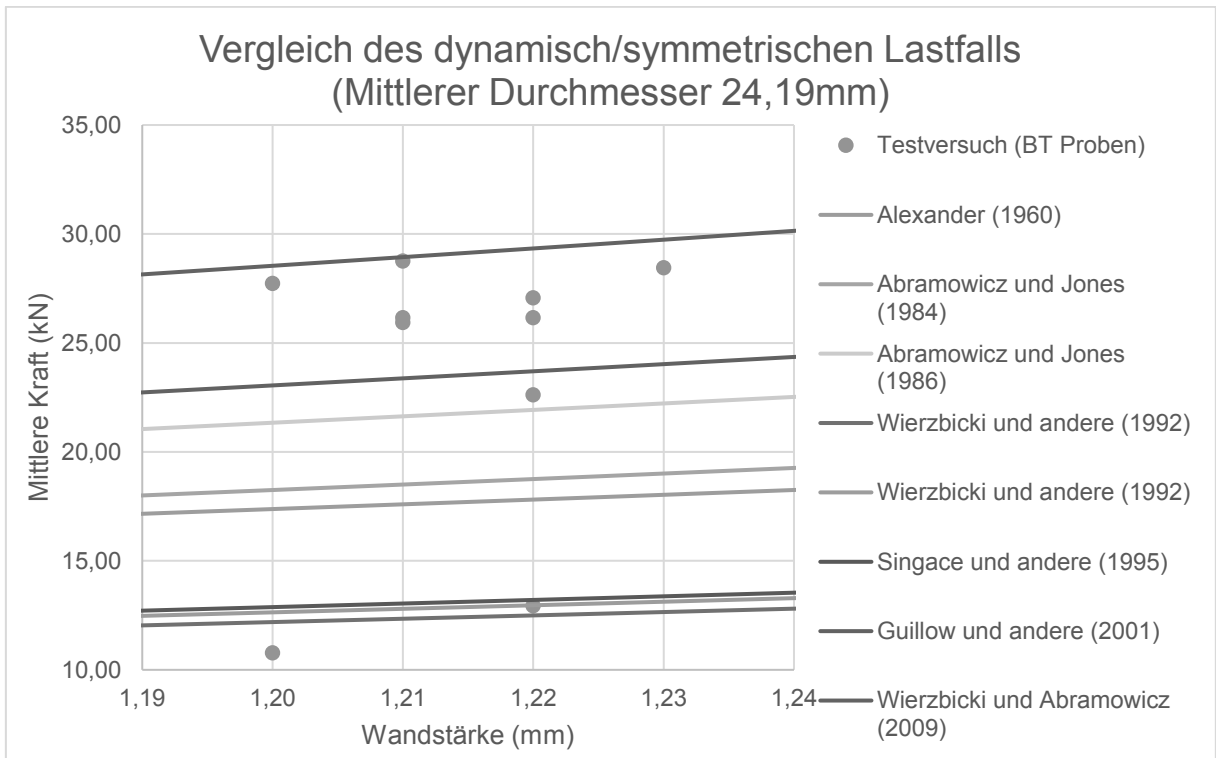


Diagramm 9: Berechnungsdiagramm (BT-Proben aus Tabelle 11) des dynamisch-symmetrischen Lastfalls mit dem mittleren Durchmesser 24,19 mm, Streckgrenze 306 MN/m<sup>2</sup> und Energieäquivalent 338,7 MN/m<sup>2</sup> (Formel 3-10).

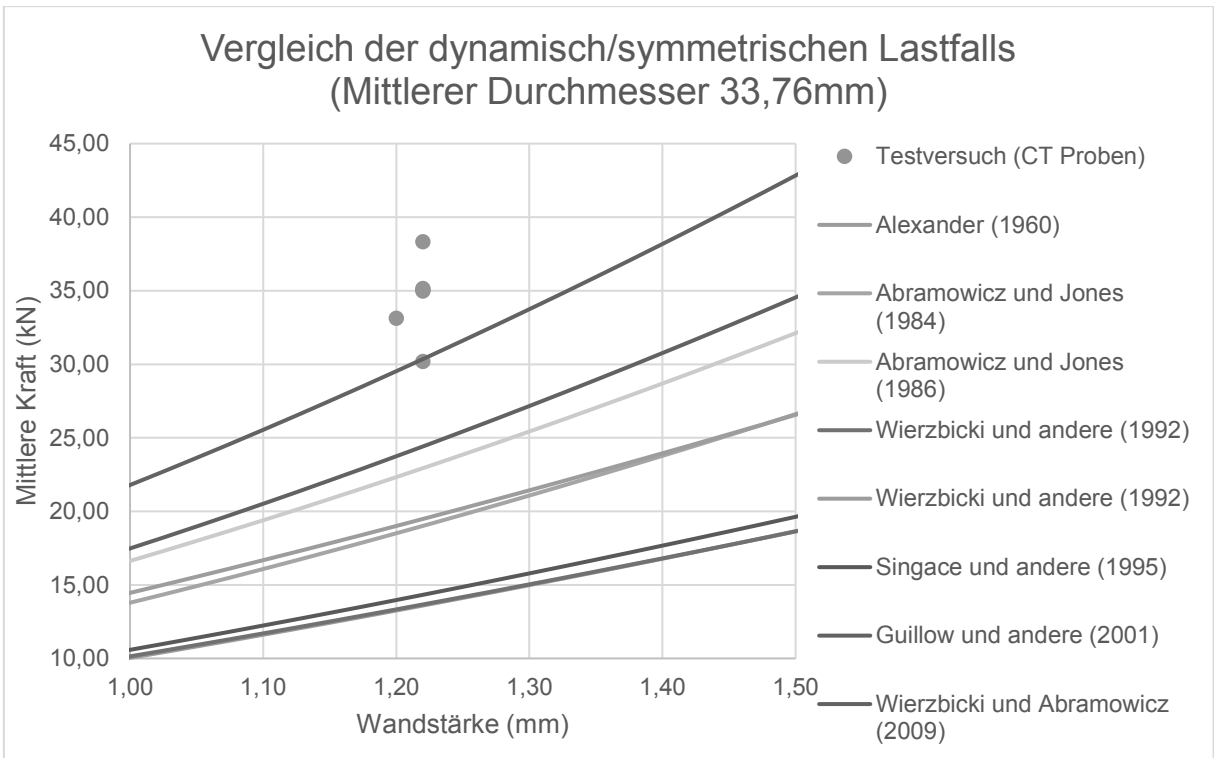


Diagramm 10: Berechnungsdiagramm (CT-Proben aus Tabelle 11) des dynamisch-symmetrischen Lastfalls mit dem mittleren Durchmesser 33,76 mm, Streckgrenze 274,4 MN/m<sup>2</sup> und Energieäquivalent 313,6 MN/m<sup>2</sup> (Formel 3-10).

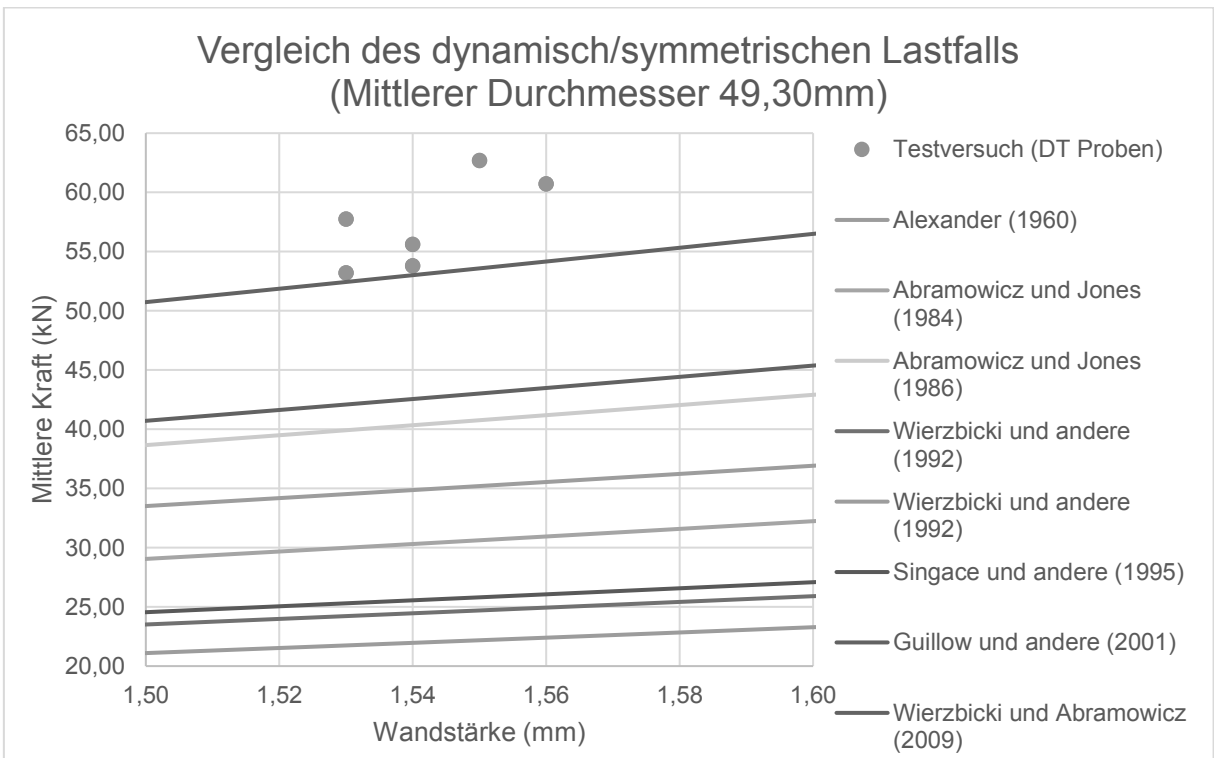


Diagramm 11: Berechnungsdiagramm (DT-Proben aus Tabelle 11) des dynamisch-symmetrischen Lastfalls mit dem mittleren Durchmesser 49,30 mm, Streckgrenze 259,6 MN/m<sup>2</sup> und Energieäquivalent 327,4 MN/m<sup>2</sup> (Formel 3-10).

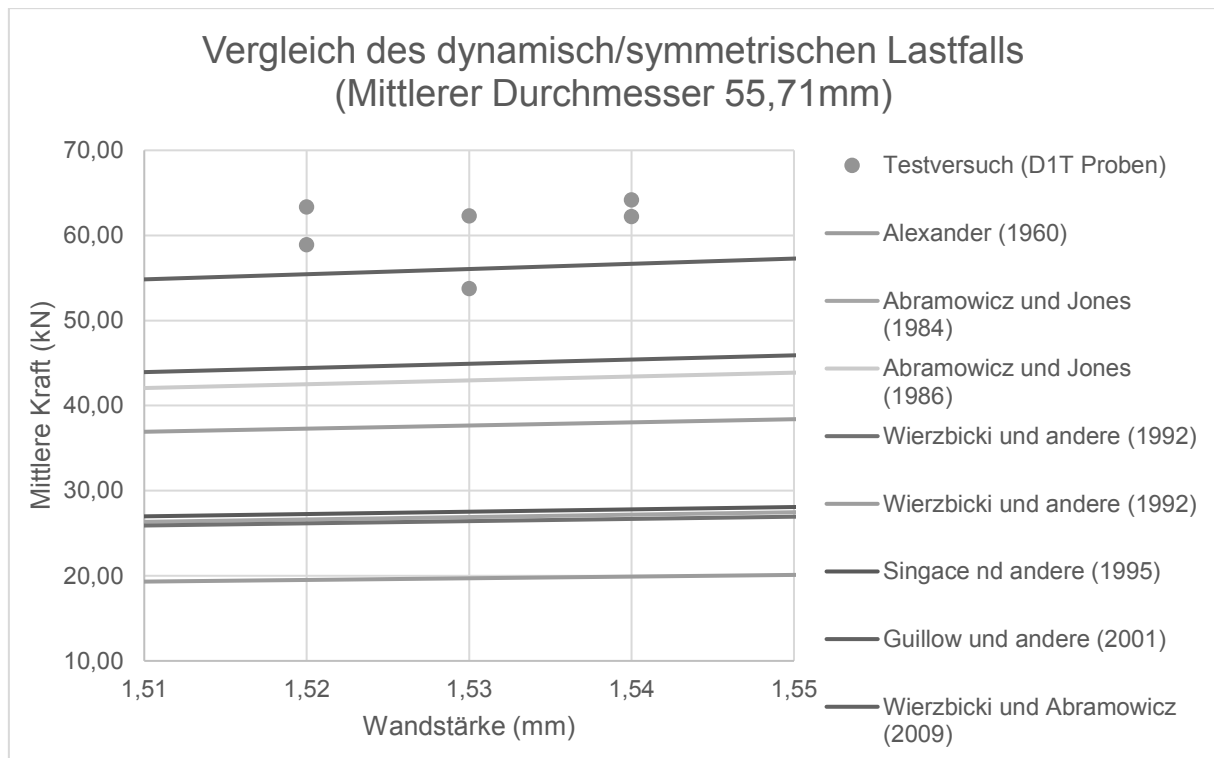


Diagramm 12: Berechnungsdiagramm (D1T-Proben aus Tabelle 11) des dynamisch-symmetrischen Lastfalls mit dem mittleren Durchmesser 55,71 mm, Streckgrenze 222 MN/m<sup>2</sup> und Energieäquivalent 336 MN/m<sup>2</sup> (Formel 3-10).

### Bewertung der Rechenergebnisse:

Die Theorie von Wierzbicki und Abramowicz aus dem Jahr 2009 hat am besten die experimentellen Testversuche erfasst. Sie trifft fast immer die höchste Anzahl der Versuchswerte. Abweichungen gibt es nur bei den AT-Proben mit dem geringsten Durchmesser (9 mm) und der höchsten Streckgrenze oder dem höchsten Energieäquivalent. Die besten Ergebnisse der AT-Proben kann die Theorie von Abramowicz und Jones aus dem Jahr 1986 liefern.

Die zweitbeste Theorie, die ähnlich gute Werte liefert, ist die von Guillow. Die Theorie von Abramowicz und Jones aus dem Jahr 1986 kann an dritter Stelle ähnlich viele Testwerte wie die Theorie von Guillow erreichen.

Die am wenigsten zutreffende Theorie ist die von Alexander aus dem Jahr 1960. Das Ergebnis mit den Fließgelenken würde leicht nach oben variieren, wenn mit dem Mittelwert aus der Streckgrenze und der Zugfestigkeit gerechnet würde, trotzdem besitzt der Verlauf eine hohe Toleranz.

### **Fazit:**

Für die Berechnung von runden Profilen, bei denen der Durchmesser zwischen 20 und 60 mm liegt, die eine Wandstärke zwischen 1 und 2 mm und ein mittleres Energieäquivalent von 300 – 400 MN/m<sup>2</sup> aufweisen, ist die Gleichung von Wierzbicki und Abramowicz aus dem Jahr 2009 am besten.

Bei einem höheren Energieäquivalent mit geringerem Durchmesser und geringerer Wandstärke bewährt sich die Theorie von Abramowicz und Jones aus dem Jahr 1984 am besten.



5.2.2.2 Berechnungsdiagramme und Bewertung der Ergebnisse für den asymmetrischen axialen Lastfall von runden Profilen

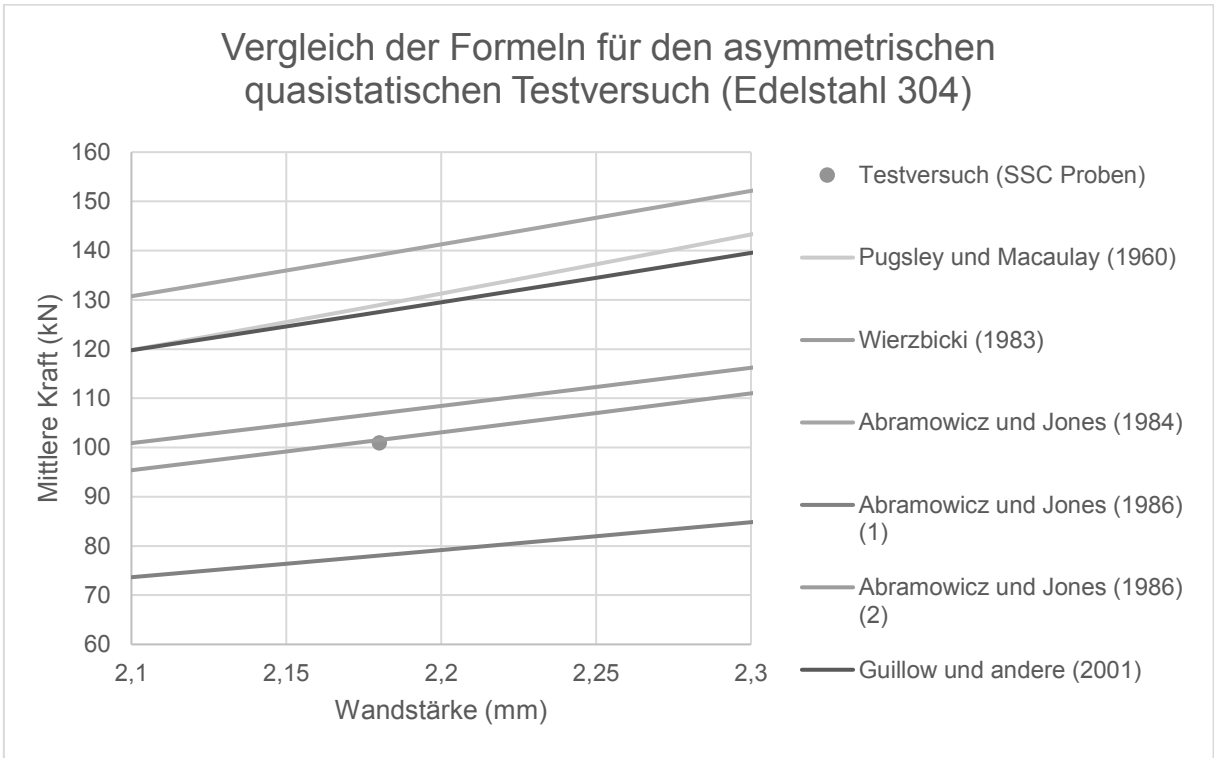


Diagramm 13: Berechnungsdiagramm (SSC-Proben der Tabelle 12) des asymmetrischen Lastfalls (Streckgrenze des Edelstahls 304 beträgt  $418 \text{ MN/m}^2$ , Durchmesser von  $48,71 \text{ mm}$  mit einer Wandstärke von  $2,18 \text{ mm}$ ) (Formel 11, 14, 15, 16, 17 und 19).

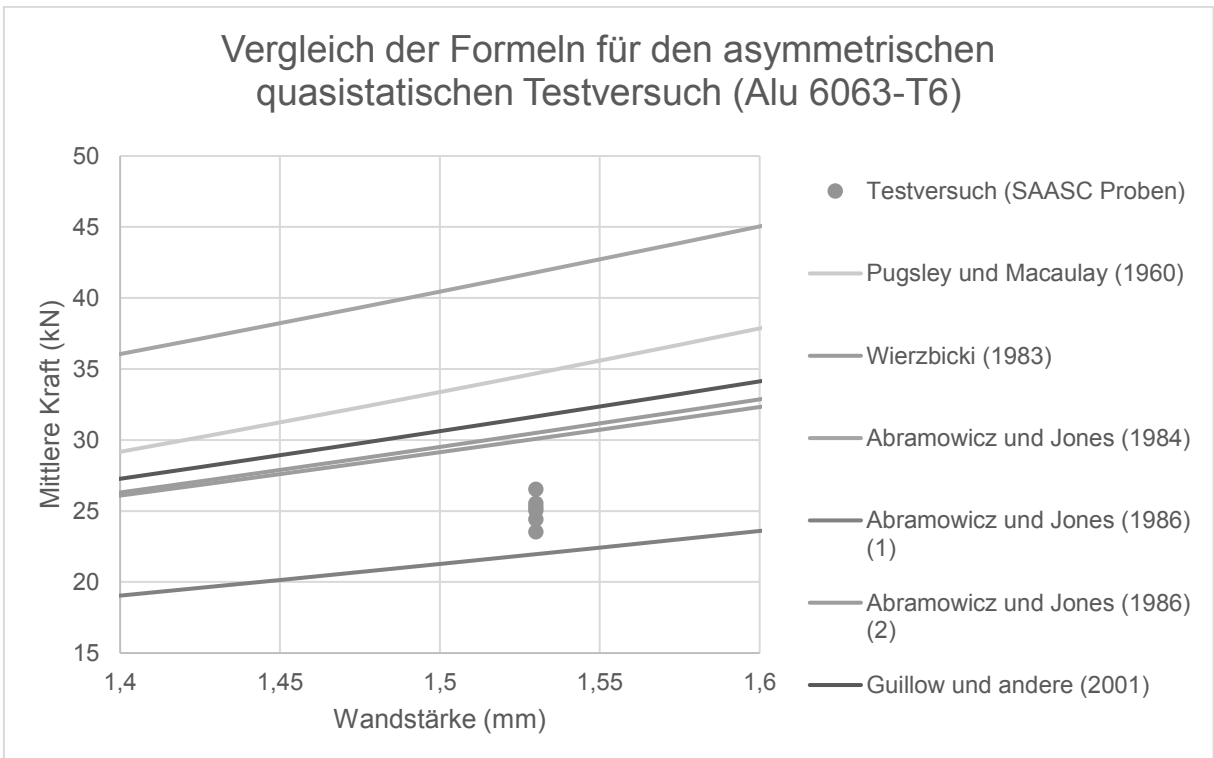


Diagramm 14: Berechnungsdiagramm (SAASC-Proben der Tabelle 12) des asymmetrischen Lastfalls (Streckgrenze des Aluminiums 6063-T6 beträgt  $225 \text{ MN/m}^2$ , Durchmesser von  $49,75 \text{ mm}$  mit einer Wandstärke von  $1,53 \text{ mm}$ ) (Formel 11, 14, 15, 16, 17 und 19).

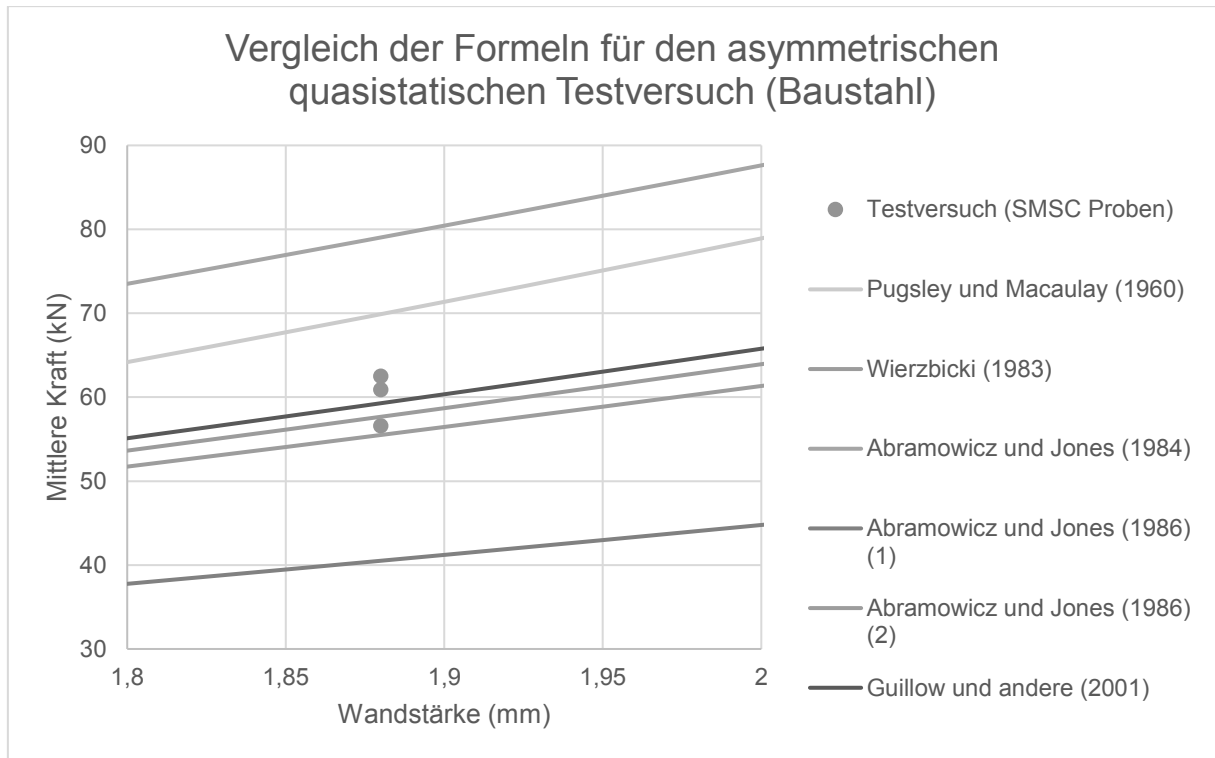


Diagramm 15: Berechnungsdiagramm (SMSC-Proben der Tabelle 12) des asymmetrischen Lastfalls (Streckgrenze des Baustahls beträgt  $303 \text{ MN/m}^2$ , Durchmesser von  $49,14 \text{ mm}$  mit einer Wandstärke von  $1,88 \text{ mm}$ ) (Formel 11, 14, 15, 16, 17 und 19).

#### Bewertung der Rechenergebnisse:

Die beste Annäherung des statisch-asymmetrischen Lastfalls erreicht die Formel von Wierzbicki (1983). Sie liefert sehr gute Werte beim Edelstahl und Baustahl und gute beim Aluminium. Die zweitbesten Werte werden durch die Formel von Abramowicz und Jones (1986) (2) erzielt. Sie besitzt gute Annäherungen an alle drei Werkstoffe. Die besten Ergebnisse bei Aluminium werden von Abramowicz und Jones (1986) (1) aufgezeigt, deren Theorie schneidet aber bei den Werkstoffen mit einer höheren Streckgrenze ( $<250 \text{ MN/m}^2$ ) schlechter ab. Die beste Annäherung mit den geringsten Toleranzen bei Baustahl wird durch die Formel von Guillow und anderen (2001) erbracht. Sie ist bei einer mittleren Streckgrenze (ca.  $300 \text{ MN/m}^2$ ) den Testergebnissen am nächsten gekommen.

Die Formel von Pugsley und Macaulay (1960) dürfte nach dem Formelgesetz nur eine geringere Wandstärke als  $0,5 \text{ mm}$  besitzen ( $t/R \leq 0,02$ ).

#### **Fazit:**

Wenn hohe Anzahlen von verschiedenen Materialien mit unterschiedlichen Streckgrenzen getestet werden, ist es am günstigsten, beim asymmetrischen Lastfall die Formel von Wierzbicki (1983) oder Abramowicz und Jones (1986) (2) anzuwenden.

Wenn die asymmetrischen Proben aus einem Aluminiumwerkstoff bestehen, ist es am besten, die Formel von Abramowicz und Jones (1986) (1) zu verwenden.

Die Formel von Guillow und anderen (2001) wird am besten bei Proben aus Baustahl mit einer mittleren Streckgrenze (ca.  $300 \text{ MN/m}^2$ ) eingesetzt.



### 5.2.2.3 Abramowicz und Jones Theorie unter Berücksichtigung der eckigen Faltung (symmetrisch) (Diamond-Mode)

In weiteren Studien durch Abramowicz und Jones konnten auch Theorien über die zwei- und dreieckige Faltung hergeleitet werden. Beim axialen Aufprall der Masse auf das Rohr wird davon ausgegangen, dass die Ausgangslänge des symmetrischen Falls 25 % und einer mehreckigen Faltung 27 % beträgt (Matthias Kröger 2002, S. 65). Experimente haben ergeben, dass durch kleine Abweichungen des Aufprallwinkels eine symmetrische Faltung in eine mehreckige Faltung oder zu einem Mix aus symmetrischer und anschließender mehreckiger Faltung umschlagen kann (Matthias Kröger 2002, S. 66).

Als Vergleich sollen die Theorien, die im vorigen Teilkapitel am besten abgeschnitten haben, dienen (Abramowicz und Jones (1984) bei den AT-Proben und Wierzbicki und Abramowicz (2009) bei den anderen).

Die Formel für den symmetrischen Fall  $F_{mSym}$  ist (Matthias Kröger 2002, S. 65):

$$F_{mSym} = \sigma_0 \left( \frac{25,23 D_{m0}^{\frac{1}{2}} t_0^{\frac{3}{2}} + 15,09 t^2}{3,44 - 2,27 \frac{t_0^{\frac{1}{2}}}{D_{m0}^{\frac{1}{2}}}} \right) \quad \text{Formel 20}$$

Die Formel für die zweieckige Faltung oder die symmetrische mit anschließender zweieckiger Faltung lautet (Matthias Kröger 2002, S. 65):

$$F_{m2} = \sigma_0 \left( 7,75 D_{m0}^{\frac{1}{2}} t_0^{\frac{3}{2}} + 4,31 t_0^2 \right) \quad \text{Formel 21}$$

Die Formel für die dreieckige Faltung oder die symmetrische mit anschließender dreieckiger Faltung lautet (Matthias Kröger 2002, S. 65):

$$F_{m3} = \sigma_0 \left( 7,22 D_{m0}^{\frac{1}{2}} t_0^{\frac{3}{2}} + 11,19 t_0^2 \right) \quad \text{Formel 22}$$



#### 5.2.2.4 Abramowicz und Jones Theorie unter Berücksichtigung der eckigen Faltung (asymmetrisch) (Diamond-Mode)

Für das asymmetrische eckige Verhalten, das bei der Faltung eintritt, werden bei Wierzbicki (1983) und Pugsley und Macaulay (1960) keine verschiedenen Formeln verwendet. Pugsley stellte in einem anderen Jahr (1979) eine abweichende Formel auf, um sich den Versuchswerten anzunähern (Abramowicz und Jones 1984, S. 271).

Asymmetrische Formeln mit einem eckigen Verhalten (Diamond-Mode)		
Pugsley und Macaulay (1960)	$F_m = 2\sigma_s \pi R t \left( \frac{10t}{R} + 0,03 \right) \quad \text{mit} \left( \frac{t}{R} \leq 50, \right)$	Formel 23
Pugsley (1979)	$F_m = 2\sigma_s \pi R t 9,097 \left( \frac{t}{R} \right) \left( \frac{\sigma_a}{\sigma_0} \right)$	Formel 24
Wierzbicki (1983)	$F_m = 2\sigma_s \pi R t \left( 3,64 \left( \frac{t}{R} \right)^{\frac{2}{3}} \right)$	Formel 25
Abramowicz und Jones (1984)	$F_m = \left( \frac{2}{\sqrt{3}} * \frac{\sigma_s t^2}{4} \right) 62,88 \left( \frac{2R}{t} \right)^{\frac{1}{3}}$	Formel 26

Tabelle 13: Formeltabelle für das asymmetrische eckige Verhalten (Diamond-Mode) (Abramowicz und Jones 1984, S. 271).

Tabelle für Mix-Mode und Diamond-Mode (asymmetrisch)							
Proben	Länge	Masse	Gesch.	Kin. Energie	Stauchlänge	Dyn. Stauchkraft	Fall der Deformation
	(mm)	(kg)	(m/s)	(KJ)	(mm)	(kN)	
T2	133	73,6	10,36	3,95	103,20	38,30	c+d
T3	178	73,6	10,33	3,92	94,40	41,60	c+d
T6	224	73,6	10,28	3,89	88,90	43,80	c+d
T8	221,9	73,6	10,29	3,90	96,08	40,60	c+d
T9	244,3	73,6	10,28	3,89	95,70	40,60	c+d
T10	244,2	73,6	10,28	3,89	88,70	43,90	c+d
T11	267,1	73,6	8,51	2,67	64,50	41,40	c+d
T12	266,9	73,6	10,25	3,87	94,30	41,00	c+d
T13	289,2	73,6	8,49	2,65	62,90	42,10	c+d
T14	289,1	73,6	10,23	3,85	92,00	41,80	c+d
T38	100	73,6	7,93	2,31	53,30	43,30	c+d
T40	100,1	73,6	8,68	2,77	70,70	39,20	c+d
T42	100,1	73,6	9,27	3,16	79,80	39,60	c+d
T44	100	73,6	9,27	3,16	80,80	39,10	d

Tabelle 14: Testwerte von runden Profilen mit einem Radius von 28,032 mm (+0,343; -0,472) und einer Wandstärke von 1,2 mm (+0,005; -0,005) (Abramowicz und Jones 1984, S. 266).



## 5.2.2.5 Berechnung und Bewertung der symmetrischen eckigen Faltung (Diamond-Mode)

Anmerkung zur den Berechnungen:

- Die Versuchswerte sind von Abramowicz und Jones (Tabelle 11).
- Die unterschiedlichen Fälle der Deformation sind für die Berechnung in der Tabelle 11 aufgeteilt. Dadurch entstehen drei Fälle, die umschrieben werden, als rein symmetrische oder Mix-Mode mit zwei- und dreieckiger Faltung.
- In den Diagrammen zeigt sich, um welche Streckgrenze es sich handelt.
- Des Weiteren gilt der Mittelwert des Durchmessers und daraus berechnen sich die Diagramme mit einer variablen Wandstärke im Verhältnis zur mittleren Kraft.

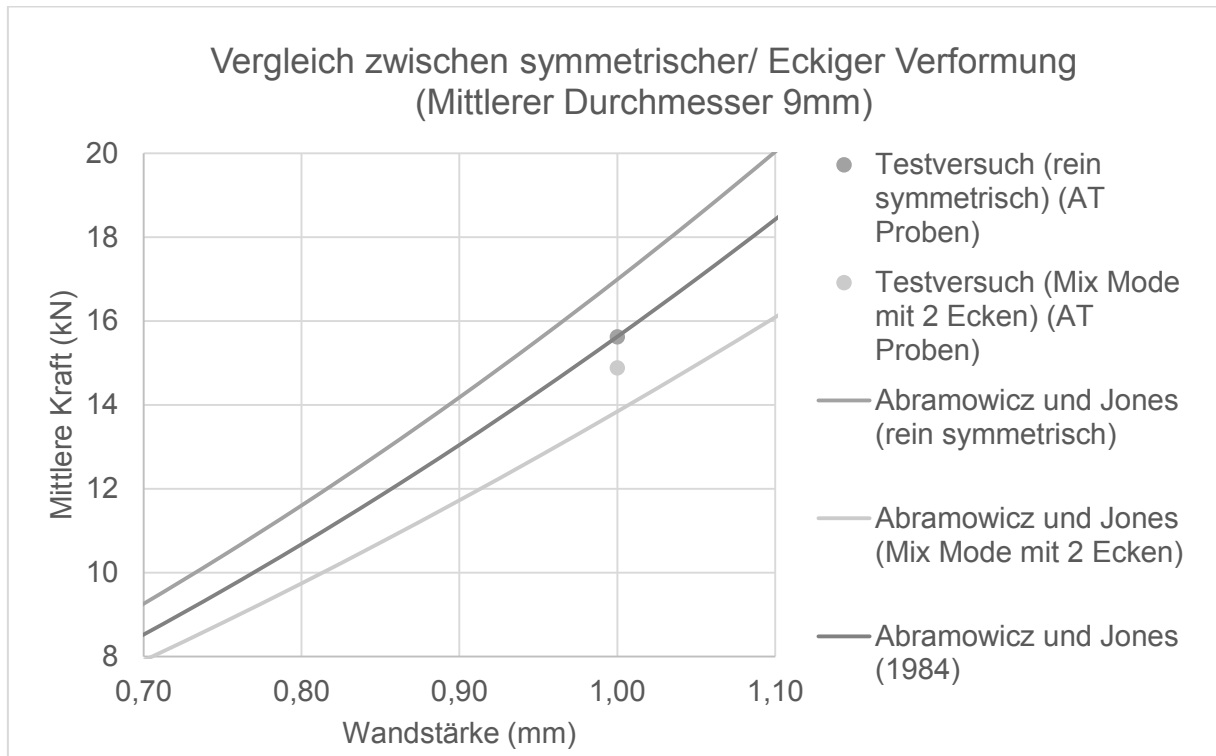


Diagramm 16: Berechnungsdiagramm (AT-Proben der Tabelle 11) über den Vergleich zwischen symmetrischer und eckiger Verformung des dynamisch-symmetrischen Lastfalls mit dem mittleren Durchmesser 9 mm, Streckgrenze  $488,8 \text{ MN/m}^2$  und Energieäquivalent  $502,2 \text{ MN/m}^2$  (Formel 20, 21 und 4).

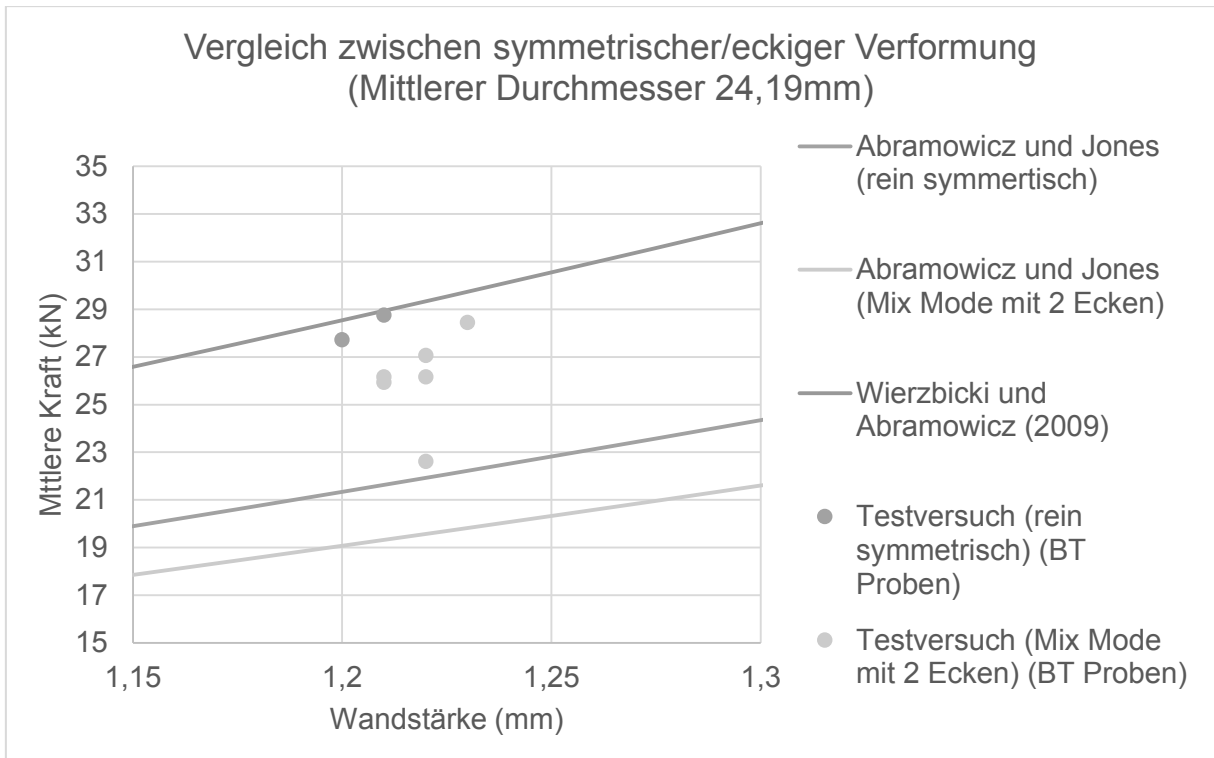


Diagramm 17: Berechnungsdiagramm (BT-Proben der Tabelle 11) über den Vergleich zwischen symmetrischer und eckiger Verformung des dynamisch-symmetrischen Lastfalls mit dem mittleren Durchmesser 24,19 mm, Streckgrenze 306 MN/m<sup>2</sup> und Energieäquivalent 338,7 MN/m<sup>2</sup> (Formel 20, 21 und 10).

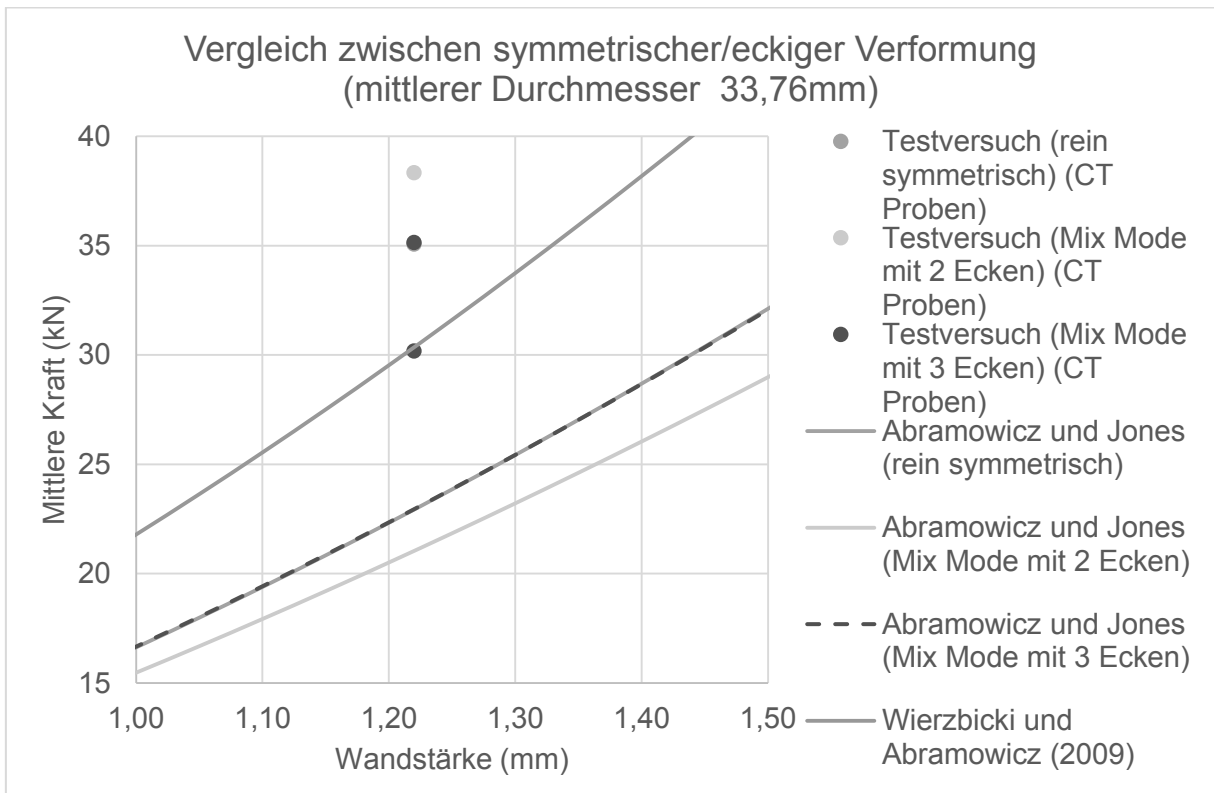


Diagramm 18: Berechnungsdiagramm (CT-Proben der Tabelle 11) über den Vergleich zwischen symmetrischer und eckiger Verformung des dynamisch-symmetrischen Lastfalls mit dem mittleren Durchmesser 33,76 mm, Streckgrenze 274,4 MN/m<sup>2</sup> und Energieäquivalent 313,6 MN/m<sup>2</sup> (Formel 20, 21, 22 und 10).

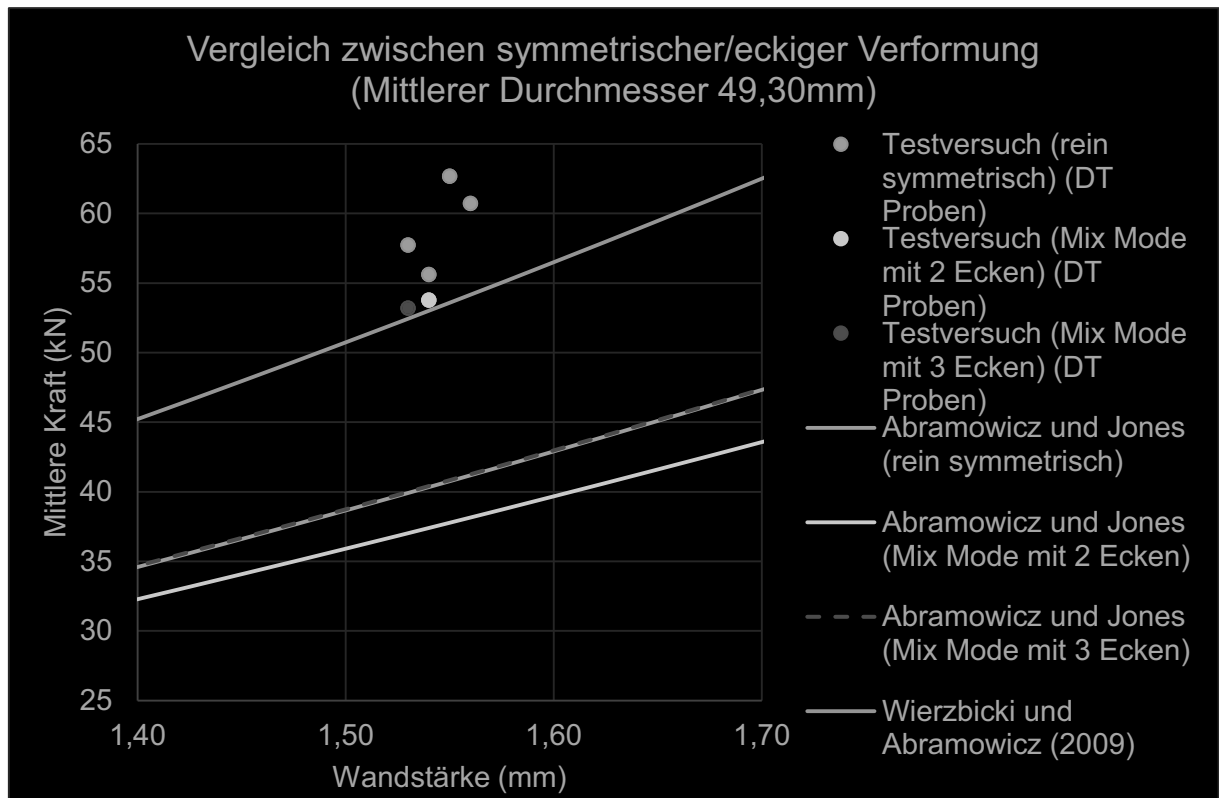


Diagramm 19: Berechnungsdiagramm (DT-Proben der Tabelle 11) über den Vergleich zwischen symmetrischer und eckiger Verformung des dynamisch-symmetrischen Lastfalls mit dem mittleren Durchmesser 49,30 mm, Streckgrenze 259,6 MN/m<sup>2</sup> und Energieäquivalent 327,4 MN/m<sup>2</sup> (Formel 20, 21, 22 und 10).

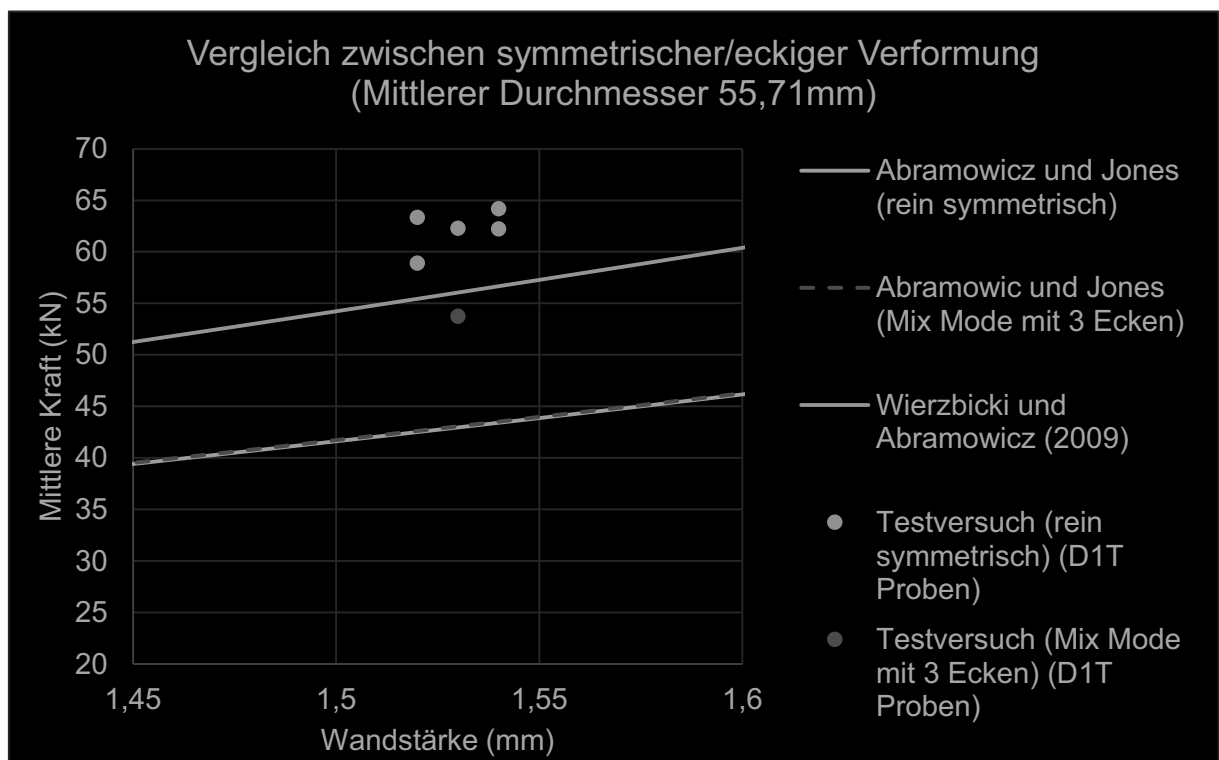


Diagramm 20: Berechnungsdiagramm (D1T-Proben der Tabelle 11) über den Vergleich zwischen symmetrischer und eckiger Verformung des dynamisch-symmetrischen Lastfalls mit dem mittleren Durchmesser 55,71 mm, Streckgrenze 222 MN/m<sup>2</sup> und Energieäquivalent 336 MN/m<sup>2</sup> (Formel 20, 22 und 10).



---

**Bewertung der Rechenergebnisse:**

Die Ergebnisse zeigen, dass in den meisten Fällen die Gleichung von Wierzbicki und Abramowicz aus dem Jahr 2009 am besten abgeschnitten hat. Bei den AT-Proben liefert das Modell von Abramowicz und Jones aus dem Jahr 1984 die besten Resultate. In Vergleich zu der Zwei- und Drei-Ecken-Theorie von Abramowicz und Jones lässt sich eine leichte Annäherung an die Testversuche erkennen, doch die Toleranzklasse fällt höher aus als bei den anderen Theorien. Die Drei-Ecken-Theorie weist den gleichen Verlauf wie die auf Symmetrie basierende Theorie von Abramowicz und Jones auf.

**Fazit:**

Das Resultat ist das gleiche wie das ohne die Anwendung der Ecken-Theorie von Abramowicz und Jones. Dieses Fazit bezieht sich auf dasjenige Fazit des vorigen Kapitels, in dem der symmetrische axiale Lastfall veranschaulicht ist.

Bemerkung zu den Theorien:

Es fällt auf, dass es einen Widerspruch zwischen den Deformationstheorien gibt. Abramowicz und Jones beschreiben den Concertina-Mode als achsensymmetrischen Fall und den Diamond-Mode als nicht achsensymmetrischen Fall (Abramowicz und Jones 1984, S. 268).

Bei der Dissipation von Matthias Kröger (Matthias Kröger 2002, S. 65) ist von einer eckigen Faltung die Rede, die auch ein symmetrischer Fall sein kann. Es ist nicht eindeutig, dass der Diamond-Mode symmetrisch oder asymmetrisch ist.



## 5.2.2.6 Berechnung und Bewertung der asymmetrischen eckigen Faltung (Diamond-Mode)

Anmerkung zu den Berechnungen:

Es fällt schnell auf, dass die Werte und die Formel (Tabelle 14) relativ weit auseinanderliegen. Da es sich um Schätzgleichungen handelt und diese möglichst genau sein sollen, sind die Formeln leicht verändert worden. In dem Diagramm mit der Streckgrenze ( $222 \text{ MN/m}^2$ ) weisen die Formeln keine Änderung auf. In den anderen zwei Diagrammen ist die Streckgrenze mit der entsprechenden Energieäquivalenten ersetzt worden. Durch diesen Vorgang zeigt sich eine leichte Annäherung an die Testwerte.

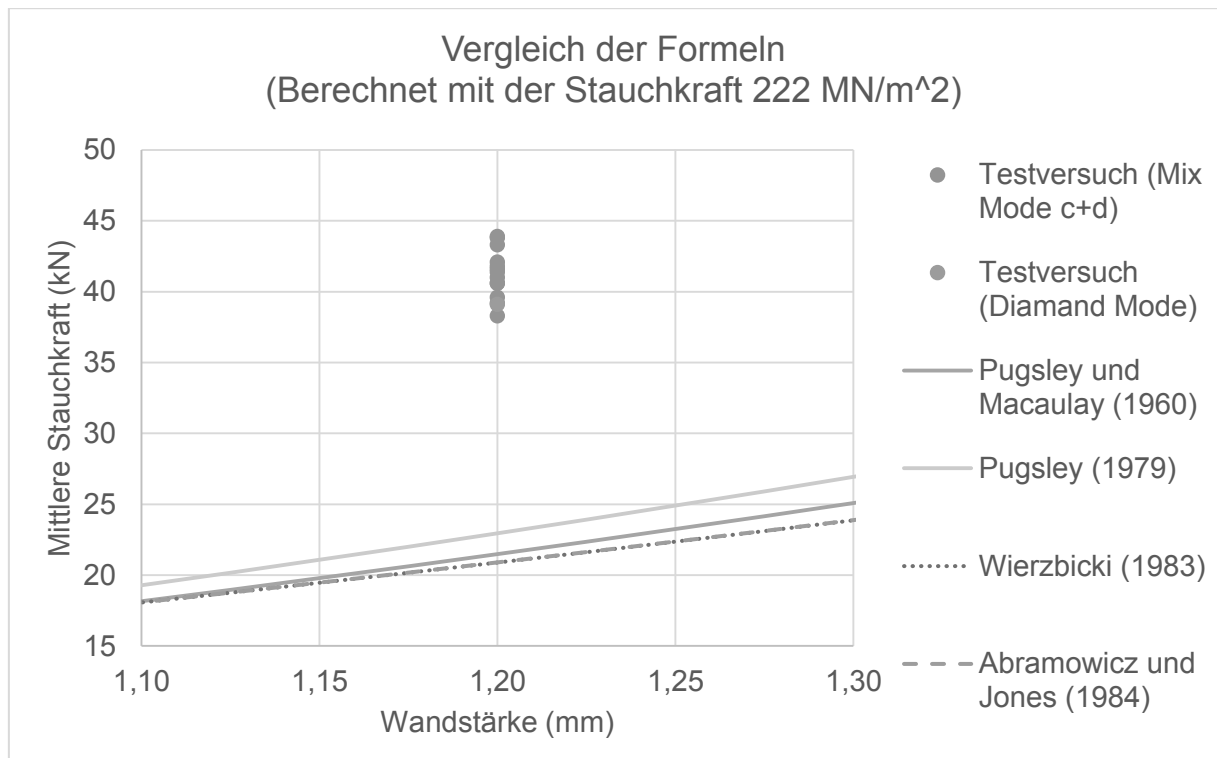


Diagramm 21: Vergleich der Formeln des unsymmetrischen Verhaltens (Tabelle 14), das entweder erst von Concertina-Mode (c) in Diamond-Mode (d) umschlägt oder nur einen Diamond-Mode besitzt (Formel 23, 24, 25 und 26)

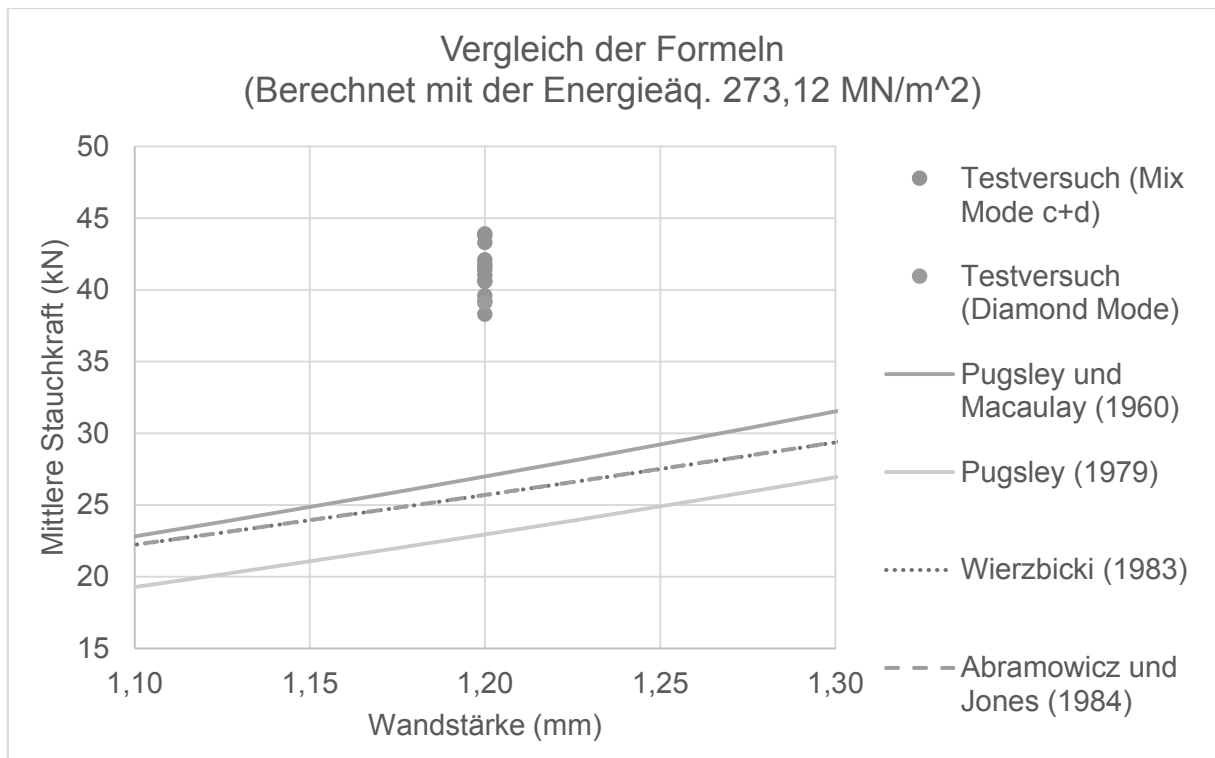


Diagramm 22: Vergleich der Formeln des unsymmetrischen Verhaltens (Tabelle 14), das entweder erst von Concertina-Mode (c) in Diamond-Mode (d) umschlägt oder nur einen Diamond-Mode besitzt (Formel 23, 24, 25 und 26).

### Bewertung:

Die Werte und die Formeln ergeben keine gute Annäherung. Die Werte sind bei Pugsley und Macaulay (1960) am besten. Die Formeln von Wierzbicki (1983) und Abramowicz/Jones ergeben das gleiche Ergebnis. Wenn mit der Streckgrenze gerechnet wird, ist das Ergebnis von Pugsley am besten.

### **Fazit:**

Da die Ergebnisse einen zu hohen Toleranzbereich aufweisen, müssen die Formeln verbessert werden oder der Fall mit dem asymmetrischen eckigen Verhalten muss umgangen werden, indem die Geometrie und Materialparameter verändert werden. Es zeigt sich, dass sich der Fall der Asymmetrie relativ schlecht steuern lässt und die mittleren Kräfte stark ansteigen.

## 5.3 Freie Inversion eines runden Profils

### 5.3.1 Allgemein: Über die freie Inversion des axialen Lastfalls

Die erste Untersuchung über das Prinzip der freien Inversion (Umstülpung eines Profils ohne Matrize) eines Rohres ist von Guist-Marble (NASA technical im Jahr 1966). Es entstanden damit die ersten empirischen Gleichungen und theoretischen Ansätze. Das schematische Modell (Bild 12) zeigt eine Darstellung, wie sich die freie Inversion theoretisch verhält, wenn die mittlere Kraft auf das Profil drückt und in den Bereichen A, B und C umgestülpt wird. Es wird angenommen, dass im Punkt B eine konstante Krümmung stattfindet und dass der Abstand zum Punkt A einen unbekanntenen gebogenen mittleren Radius  $r_m$  besitzt. Der mittlere Radius  $r_m$  wird als geometrischer Parameter angesehen. Durch die mittlere Kraft sind alle drei Punkte ständig in Bewegung. Der mittlere Durchmesser  $D_{m0}$  beschreibt den Durchmesser des Außendurchmessers  $D$ , der mit der Subtraktion der Anfangswandstärke  $t_0$  berechnet wird. Durch einen Zugversuch müsste der mittlere Materialparameter  $\sigma_{pm}$  herausgefunden werden und daraus eine empirische Untersuchung des mittleren Radius  $r_m$  abgeleitet werden (Matthias Kröger 2002, S. 40).

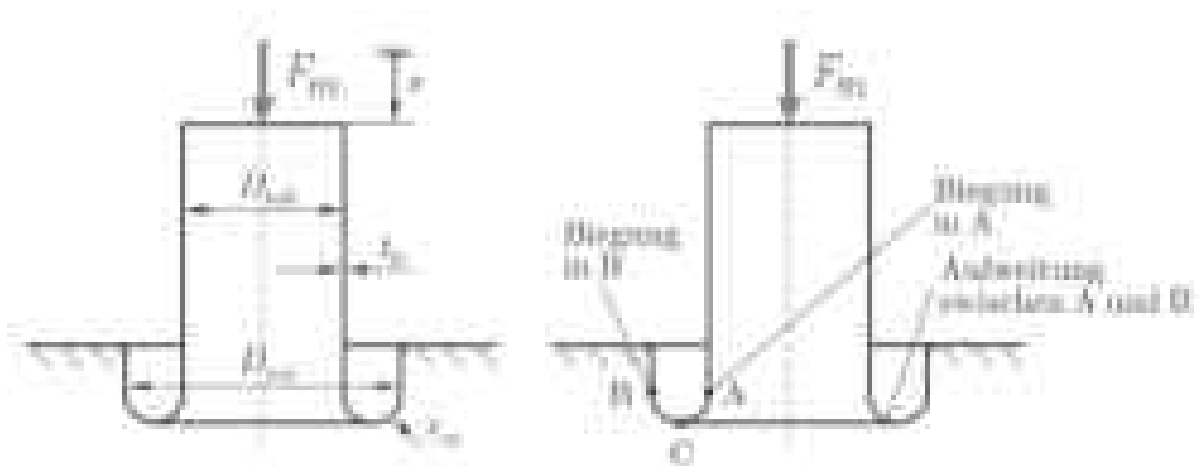


Bild 12: Überarbeitetes Modell nach Guist und Marble (Matthias Kröger 2002, S. 41).

### 5.3.2 Erklärung der Vorgehensweise, Formeln und Tabellen für die Berechnung des axialen Lastfalls

Die Annahmen, die durch Guist und Marble getroffen werden, sagen Folgendes aus (Matthias Kröger 2002, S. 41):

- Die Verschiebung, die in der Umstülpung stattfindet, ist unabhängig von der axialen Verschiebung der Strecke  $s$ .
- Die zwei Biegeradien  $r_m$  sollen sich über ein konstantes Niveau mit dem mittleren Durchmesser der Umstülpung  $D_{m1}$  zueinander gleich verhalten.
- Die Länge und die Anfangs- bzw. Ausgangswandstärke  $t_0$  des Rohres dürfen sich nicht ändern und das Material besitzt eine starr-idealplastische Fließspannung.
- Energie wird durch die plastische Arbeit der Biegung aufgenommen.
- Die ableitende Energie wird durch Deformation über den minimalen Wert der mittleren Biegeradien definiert.
- Durch die mittlere Kraft  $F_m$  wird angenommen, dass die freie Inversion ein zeitlich konstantes Kraftniveau besitzt.



Die empirischen Gleichungen, die durch **Guist** und **Marble** (1966) aufgestellt worden sind besagen, dass die gesamte Dissipationsenergie  $W$  über die Strecke  $s$  aufgenommen wird (Matthias Kröger 2002, S. 42):

$$F_m = \frac{W}{s} \quad \text{Formel 27}$$

Die mittlere Kraft der Deformation ist abhängig vom Materialparameter  $\sigma_{pm}$  und den geometrischen Parametern (Matthias Kröger 2002, S. 42):

$$F_m = \sqrt{2}\pi\sigma_{pm}D_{m0}^{\frac{1}{2}}t_0^{\frac{3}{2}} \quad \text{Formel 28}$$

**Al Hassani, Johnson** und **Lowe** (1972) begannen mit ersten Parabelansätzen für Fließspannungen zu rechnen und beschrieben Ansätze für die Umformungsgeraden der freien Inversion. Darauf konnte ein neuer Ansatz entstehen, der die mittlere Kraft der Deformation beschreibt (Matthias Kröger 2002, S. 45):

$$F_m = \frac{2\pi D_{m0} t_0 b_p}{n+1} \left[ c_p + \frac{2}{\sqrt{3}} \ln \left( 1 + \sqrt{\frac{2t_0}{D_{m0}}} \right) \right]^{n+1} \quad \text{Formel 29}$$

Basierend auf dem Ansatz der Theorie von Guist und Marble hat **Kinkead** (1983) analytische Ansätze neu entwickelt, die über drei Hauptdehnungen und zwei Energieanteile berechnet werden. Die Theorie besagt, dass das Rohr um  $180^\circ$  um den mittleren Radius umgestülpt wird und dadurch bei Beginn der Biegung bei  $D_{m0}$  von A nach C ein unendlich großer Radius entsteht. Der Radius verformt sich aber vom Punkt C nach B wieder zurück zu dem Enddurchmesser  $D_{m1}$  (Matthias Kröger 2002, S. 42).

Bei der mittleren Kraft der Deformation von Kinkead lassen sich Ähnlichkeiten des ersten Summanden erkennen. Der Unterschied des Dehnungszustandes beträgt ca. 15 % mehr als nach der Theorie von Guist und Marble, was auf den Faktor  $2/\sqrt{3}$  zurückgeht (Matthias Kröger 2002, S. 43).

$$F_m = \frac{\pi}{\sqrt{3}}\sigma_{pm} \left( 2\sqrt{2}D_{m0}^{\frac{1}{2}}t_0^{\frac{3}{2}} + t_0^2 \frac{D_{m0} + \sqrt{2D_{m0}t_0} + \frac{t_0}{2}}{D_{m0} + \sqrt{2D_{m0}t_0}} + \frac{\pi}{2}t_0^2 \right) \quad \text{Formel 30}$$

Basierend auf der Theorie von Guist und Marble hat **Reddy** (1992) mit einem neuen empirischen Ansatz angesetzt. Er ist der gleichen Annahme gefolgt, dass das Materialverhalten als starr-plastisch gilt und die Wandstärke sich dadurch nicht verändert (Matthias Kröger 2002, S. 43).



Die neuen Annahmen von Reddy besagen Folgendes (Matthias Kröger 2002, S. 43):

- In Punkt A gilt die halbe Einschlagsgeschwindigkeit und dadurch wird es auch zu einer Veränderung in Punkt B kommen.
- In beiden Punkten herrschen keine konstanten Geschwindigkeitsbedingungen.
- Im Bereich A findet auch eine Biegedeformation statt.
- Es wird als Einzige unter den Theorien der Bauschinger-Effekt berücksichtigt, indem die Rückverformung wesentlich kleiner ausfällt.
- Durch die Aufweitung und die Krafteinwirkung in axialer Richtung kommt es auch zu einer geringeren Endlänge des Rohres.
- Die Biegeachse orientiert sich je nach Punktposition immer neu.
- Durch die Erkenntnisse ist es auch möglich, statt Rohrbiegung ein Blech zu biegen, das die gleiche Wandstärke besitzt (Matthias Kröger 2002, S. 43).

Um die mittlere Kraft der Deformation über Reddy berechnen zu können, wird auf die Formel von Guist und Marble zurückgegriffen (Matthias Kröger 2002, S. 42):

$$r_m = \sqrt{\frac{D_{m0} t_0}{8}} \quad \text{Formel 31}$$

Durch Einsetzen der mittleren Biegeradien kann das ideal-plastische Materialverhalten ( $b_p = 0$ ;  $\sigma_0 = \sigma_{pm}$ ) angenommen werden und es folgt das gleiche Resultat wie bei Guist und Marble (Matthias Kröger 2002, S. 45):

$$F_m = \pi \sigma_0 D_{m0} t_0 \left[ \frac{t_0}{4r_m} + \frac{1}{\sqrt{3}} \ln \left( 1 + \frac{4r_m}{D_{m0}} \right) \left( 1 + \frac{b_p}{2\sigma_0} \ln \left( 1 + \frac{4r_m}{D_{m0}} \right) \right) \right] \quad \text{Formel 32}$$

#### Bewertung durch Matthias Kröger

Gemäß der Beurteilung durch Matthias Kröger hat sich bei Guist und Marble ein Widerspruch in der Plastizitätstheorie über die Volumenzunahmen ergeben. Sowohl Länge als auch Wandstärke gelten als Konstanten und es hat trotzdem eine Durchmessererhöhung stattgefunden. Kinkeads Theorie beruht auf der gleichen Annahme. Reddy verstößt nicht gegen das Gesetz der Volumenkonstanz, weil eine geringe Geschwindigkeit in den Punkten A und B angenommen wird. Es handelt sich dabei aber nicht um eine konsistente Geschwindigkeit des Angriffspunktes, sondern um die Deformationsgeschwindigkeit der einschlagenden Masse, was deshalb nicht zulässig ist (Matthias Kröger 2002, S. 45).

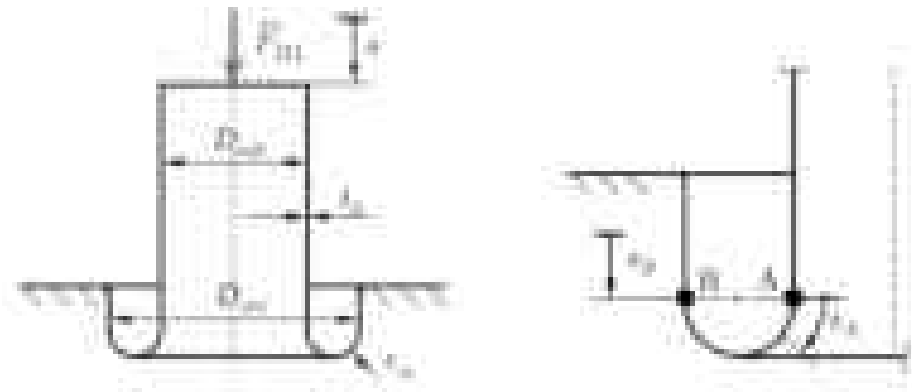


Abbildung 9: Überarbeitete freie Inversion nach der Untersuchung von Matthias Kröger (Matthias Kröger 2002, S. 48).

Aufgrund der Theorie von **Matthias Kröger** muss angenommen werden, dass sich der Punkt A und der Punkt B durch das Einwirken einer äußeren Kraft über die Verschiebung  $s$  aus der Verschiebung des Materials  $s_A$  und der Verschiebung  $s_B$  relativ zueinander bewegen. Des Weiteren wird durch eine konsistente Änderung der Rohrlänge die Volumenkonvergenz nicht verletzt (Matthias Kröger 2002, S. 48).

Die gesamte Dissipation der Energie  $W$  setzt sich zusammen aus dem Eintritt der Biegung  $W_A$ , der anschließenden Aufweitung  $W_E$  und der Biegung am Austritt  $W_B$  (Matthias Kröger 2002, S. 49):

$$W = \pi \sigma_{pm} \left[ \frac{t_0^2 D_{m0}}{4r_m} \right] \left( 1 + \frac{2r_m}{D_{m0} + 2r_m} \right) + 2r_m t_0 \Big] s \quad \text{Formel 33}$$

$$W_A = \frac{\pi}{4} \sigma_{pm} D_{m0} t_0^2 \frac{s_A}{r_m} \quad \text{Formel 34}$$

$$W_E = 2\pi \sigma_{pm} t_0 r_m s \quad \text{Formel 35}$$

$$W_B = \frac{\pi}{4} \sigma_{pm} D_{m1} t_0^2 \frac{s_B}{r_m} \quad \text{Formel 36}$$

Der mittlere Biegeradius  $r_m$  ergibt sich aus:

$$r_m = -\frac{1}{4} D_{m0} + \frac{1}{4} \sqrt{D_{m0}^2 + 2t_0 D_{m0} + 2D_{m0} \sqrt{t_0^2 + 2t_0 D_{m0}}} \quad \text{Formel 37}$$

Und die mittlere Kraft wird definiert als:

$$F_m = \pi \sigma_{pm} \left[ \frac{t_0^2 D_{m0}}{4r_m} \right] \left( 1 + \frac{2r_m}{D_{m0} + 2r_m} \right) + 2r_m t_0 \Big] \quad \text{Formel 38}$$



Werkstoff	Parameter			Messung	
	$t_0$ (mm)	$D_{m0}$ (mm)	$\sigma_{pm}$ (N/mm <sup>2</sup> )	$r_m$ (mm)	$F_m$ (kN)
Aluminium AlMgSi0,5	1	48	232	1,75	7,5
Stahl St 35	1,5	50	727	2	43
Stahl St 52	1,8	39,5	630	2,3	50

Tabelle 15: Tabelle für Messungen der freien Inversion mit drei unterschiedlichen Versuchswerkstoffen (Matthias Kröger 2002, S. 50).



### 5.3.3 Berechnungsdiagramme und Bewertung der Ergebnisse

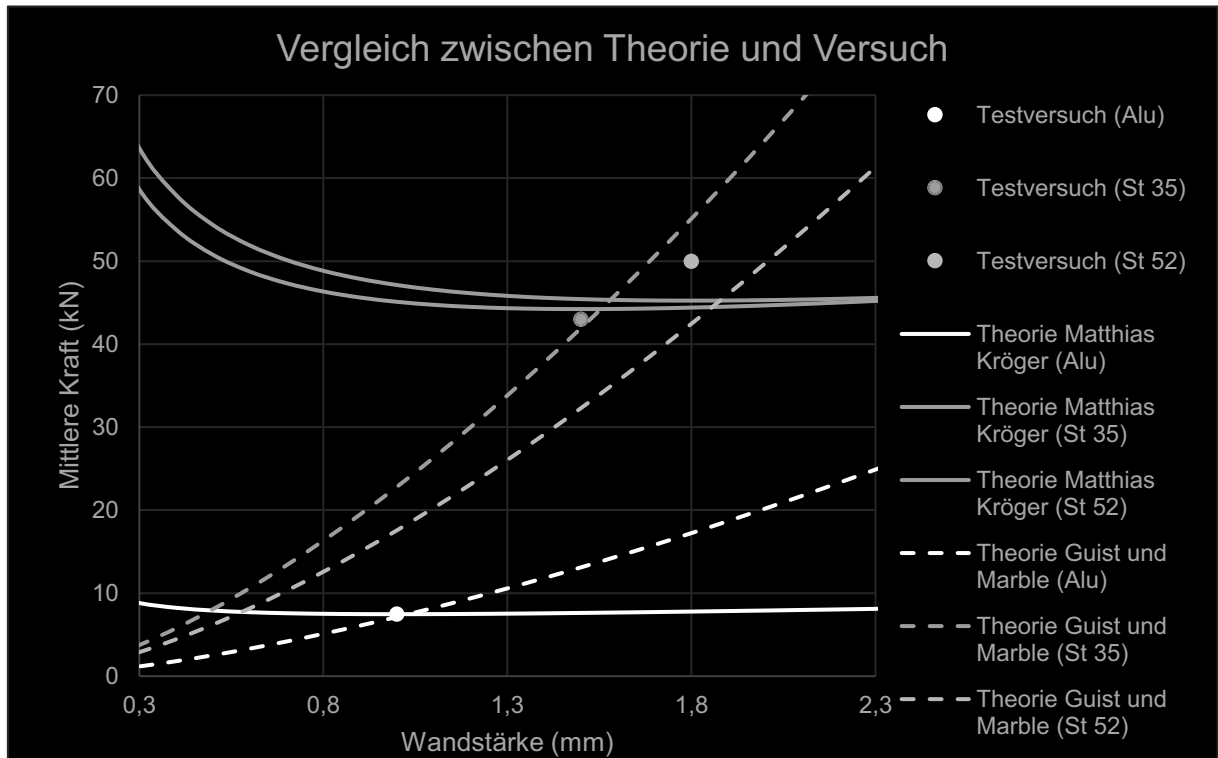


Diagramm 23: Versuche (Tabelle 15) und Berechnung der mittleren Kraft im Verhältnis zur Wandstärke über die Formeln von Matthias Kröger und Guist/Marble (Formel 38 und 28)

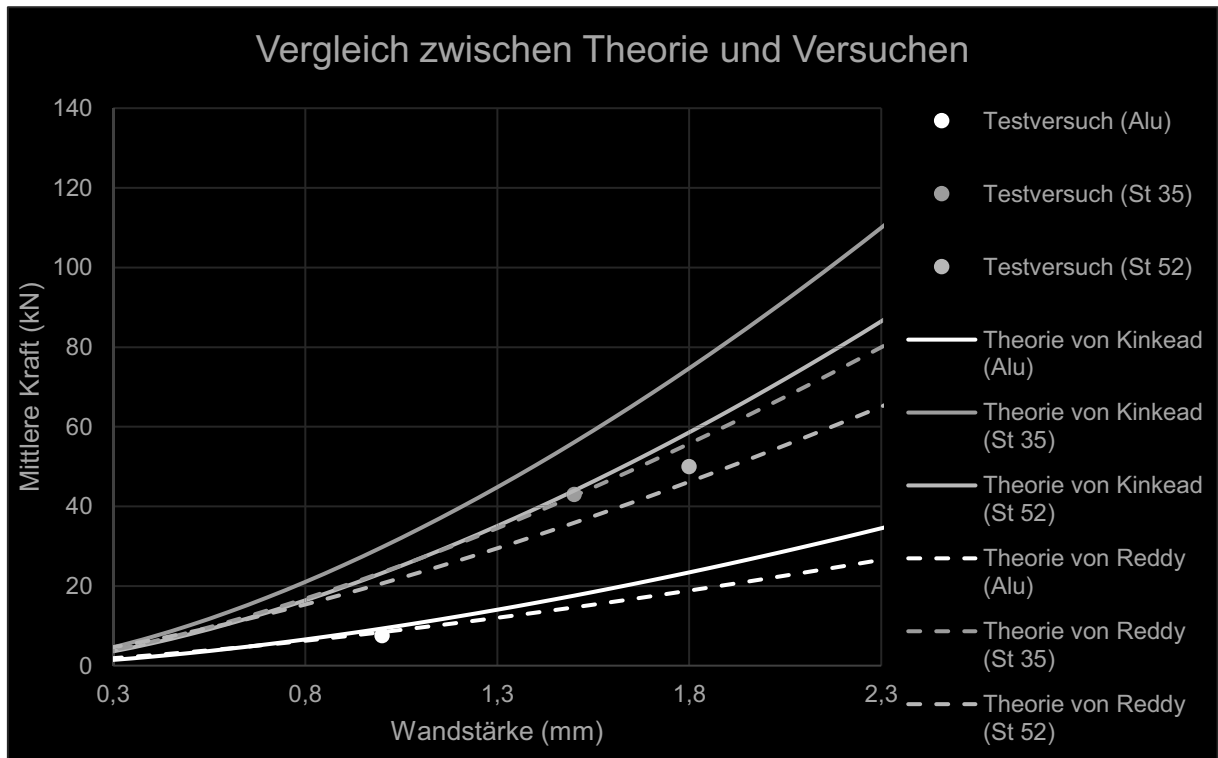


Diagramm 24: Versuche (Tabelle 15) und Berechnung der mittleren Kraft im Verhältnis zur Wandstärke über die Formeln von Kinhead und Reddy (Formel 30 und 32)



### Bewertung und Vergleich der Theorien:

Die Bewertung der Ergebnisse hat ergeben, dass die Theorie von Reddy am besten abgeschnitten hat. Wahrscheinlich wird das durch die Berücksichtigung der leichteren Rückverformung hervorgerufen (Bauschinger-Effekt). Auch wenn durch Matthias Kröger die verschiedenen Verschiebungen der Punkte von A und B berücksichtigt worden sind, hat der Bauschinger-Effekt vermutlich einen größeren Einflussbereich. Die Gleichungen haben sich den Messwerten am besten angenähert. Die Theorien von Matthias Kröger und Guist/Marble haben beide eine Abweichung bezüglich des Stahls St-52, doch die anderen Stähle sind im Toleranzbereich und weisen ähnlich gute Werte auf. Es fällt auf, dass die Theorie von Matthias Kröger bei zu kleiner Wandstärke keine guten Werte liefert. Durch die Annäherung an die Null steigt die mittlere Kraft an, was eigentlich nicht plausibel sein kann. Schätzgleichungen von Kinkead haben Abweichungen in zwei Stählen ergeben, nur das Aluminium ist in der Toleranz.

### **Fazit:**

Bei Berechnungen über die freie Inversion ist es am besten, mit der Theorie von Reddy zu rechnen. Alle Testversuche unter Berücksichtigung des unterschiedlichen Materials werden am besten durch die Theorie von Reddy widerlegt.

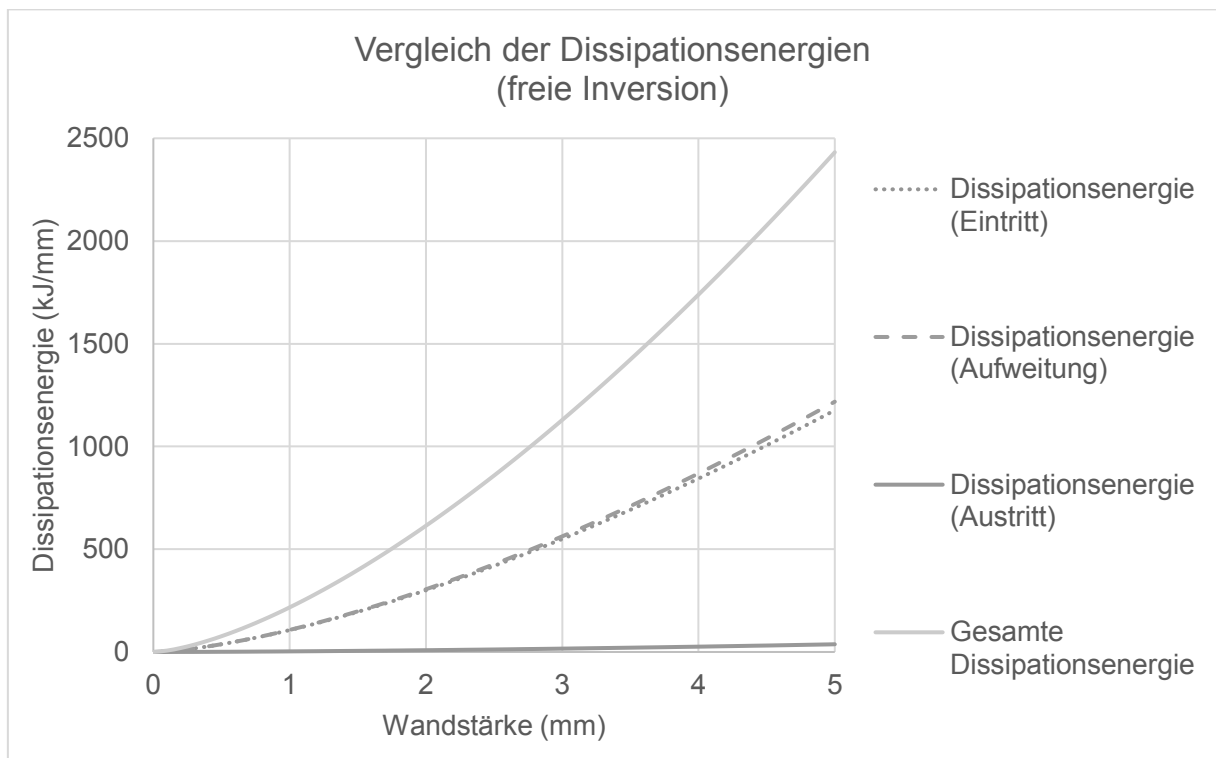


Diagramm 25: Alle Dissipationsenergien der freien Inversion (Matthias Kröger 2002, S. 49) (Formeln 33–36) aus Aluminium AlMgSi0,5 (Matthias Kröger 2002, S. 50).

### Bewertung der Dissipationsenergien:

Bei der Berechnung der freien Inversion fällt auf, dass die Dissipationsenergien für die Aufweitung und den Eintritt gleiche Werte liefern. Die Dissipationsenergie vom Austritt ist im Vergleich zu den anderen Energien verhältnismäßig klein.

## 5.4 Erzwangene Inversion eines runden Profils

### 5.4.1 Allgemein: Über die erzwungene Inversion des axialen Lastfalls

Erste Untersuchungen der erzwungenen Inversion, bei der die Falz nach außen klappt, wurden von Searle/Brabin (1970), Reddy (1986), Al-Qureshi und DeMorais (1997) untersucht. Durch die innen liegende Matrize ist es möglich, eine platzsparende Fixierung des Profils zu realisieren. Auch Fälle, bei denen die Falz nach innen umschlägt, wurden durch Abramowicz/Samczuk (1981) und Al-Qureshi/DeMorais (1997) untersucht. Das kann einen ähnlichen Effekt der Stauchung verursachen wie bei der Verjüngung. Damit es nicht zu einem Versagen kommt, darf der Reibwert nicht höher als  $\mu = 0,2$  sein. Bei höheren Werten kann das Profil ins Falten umschlagen (Matthias Kröger 2002, S. 64).

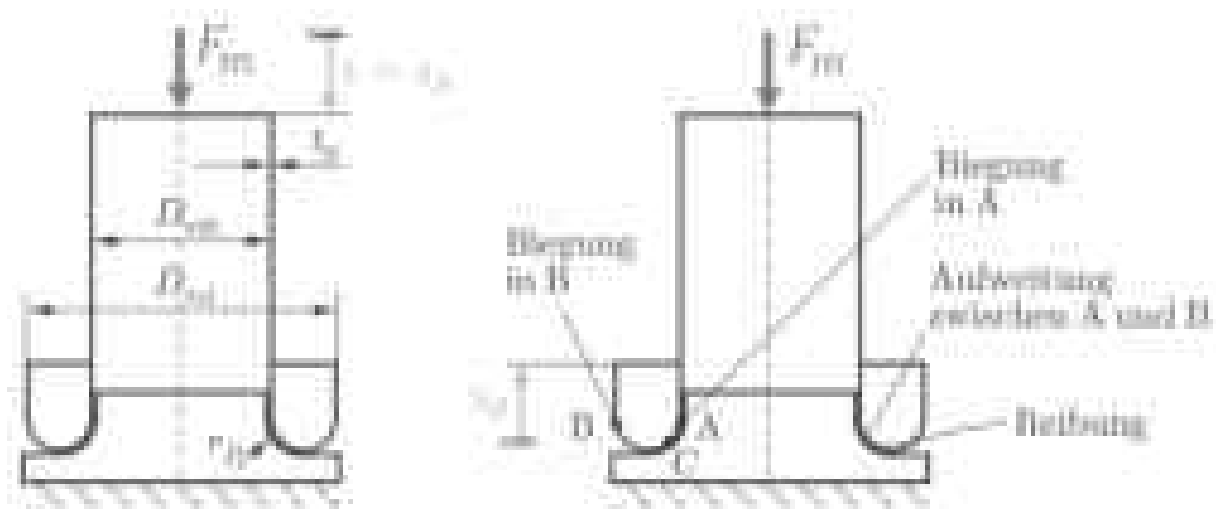


Bild 13: Schematische Darstellung der erzwungenen Inversion (Matthias Kröger 2002, S. 63).

### 5.4.2 Erklärung der Vorgehensweise, Formeln und Tabellen für die Berechnung

Um die Berechnung zu vereinfachen, wird angenommen, dass die Matrize nicht aus vielen einzelnen Radien besteht, sondern es nur einen Radius der Matrize  $r_D$  gibt. Der durch Reibung belastete Flächenabschnitt (Punkt C) besitzt genau einen  $45^\circ$ -Winkel (Matthias Kröger 2002, S. 63).

$$r_m = \left( r_D - \frac{t_0}{2} \right) \text{ und } D_{m1} = (D_{m0} + 4r_m) \quad \text{Formel 39}$$

Die Dissipationsenergie aufgrund der Verformung am Eintritt  $W_A$  ist (Matthias Kröger 2002, S. 63):

$$W_A = \frac{\pi}{4} \sigma_{pm} D_{m0} t_0^2 \frac{s_A}{\left( r_D - \frac{t_0}{2} \right)} \quad \text{mit } s_A = s \quad \text{Formel 40}$$



Die Dissipationsenergie aufgrund der Verformung am Austritt  $W_B$  ist (Matthias Kröger 2002, S. 63):

$$W_B = \frac{\pi}{4} \sigma_{pm} (D_{m0} + 4r_m) t_0^2 \frac{s_B}{\left(r_D - \frac{t_0}{2}\right)} \quad \text{mit } s_B = \left( \frac{D_{m0}}{D_{m0} + 4\left(r_D - \frac{t_0}{2}\right)} \right) \quad \text{Formel 41}$$

Die Dissipationsenergie aufgrund der Aufweitung der Falz vom Punkt A bis B ist (Matthias Kröger 2002, S. 63):

$$W_E = 4\pi\sigma_{pm}t_0\left(r_D - \frac{t_0}{2}\right)\left(\frac{s_A + s_B}{2}\right) \quad \text{mit } (s_A = s) \quad \text{und } s_B = \left( \frac{D_{m0}}{D_{m0} + 4\left(r_D - \frac{t_0}{2}\right)} \right) \quad \text{Formel 42}$$

Der Unterschied zwischen der erzwungenen und freien Inversion liegt bei der Dissipationsenergie bezüglich der Reibung  $W_R$  des Flächenabschnittes. Mit höherer Deformationskraft steigt auch die Dissipationsreibung an (Matthias Kröger 2002, S. 64).

$$W_R = \sqrt{2} \left( \frac{\mu}{1 - \mu} \right) F_m s \quad \text{Formel 43}$$

Die gesamte Dissipationsenergie setzt sich so zusammen (Matthias Kröger 2002, S. 64):

$$W = \pi\sigma_{pm} \left( \left( 2 \frac{t_0^2 D_{m0}}{4\left(r_D - \frac{t_0}{2}\right)} \right) + 2\left(r_D - \frac{t_0}{2}\right) t_0 \left( 1 + \frac{D_{m0}}{D_{m0} + 4\left(r_D - \frac{t_0}{2}\right)} \right) \right) s + \left( \sqrt{2} \left( \frac{\mu}{1 - \mu} \right) F_m s \right) \quad \text{Formel 44}$$

Die mittlere Kraft der erzwungenen Inversion ist (Matthias Kröger 2002, S. 64):

$$F_m = \left( \frac{\pi\sigma_{pm}}{1 - \sqrt{2} \left( \frac{\mu}{1 - \mu} \right)} \right) * \left( \left( 2 \frac{t_0^2 D_{m0}}{4\left(r_D - \frac{t_0}{2}\right)} \right) + 2r_m t_0 \left( 1 + \frac{D_{m0}}{D_{m0} + 4\left(r_D - \frac{t_0}{2}\right)} \right) \right) \quad \text{Formel 45}$$

Werkstoff	Geometrie-, Material- und Parameterwerte (erzwungene Inversion)									
	$t_0$ (mm)	$D_{m0}$ (mm)	$\sigma_{pm}$ (N/mm <sup>2</sup> )	$D_{d1}$ (mm)	$D_{d2}$ (mm)	$D_{m1}$ (mm)	$\mu$	$r_D$ (mm)	$\alpha_D$ (°)	$s = s_a$ (mm)
Aluminium AlMgSi0,5	1	48	232	50,9	53,5	55,5	0,1	5	15	30

Tabelle 16: Werte für Berechnung der erzwungene Inversion teilweise (Matthias Kröger 2002, S. 64) mit eigenen Schätzwerten.



### 5.4.3 Berechnung und Bewertung der Dissipationsenergien entlang der erzwungenen Inversion

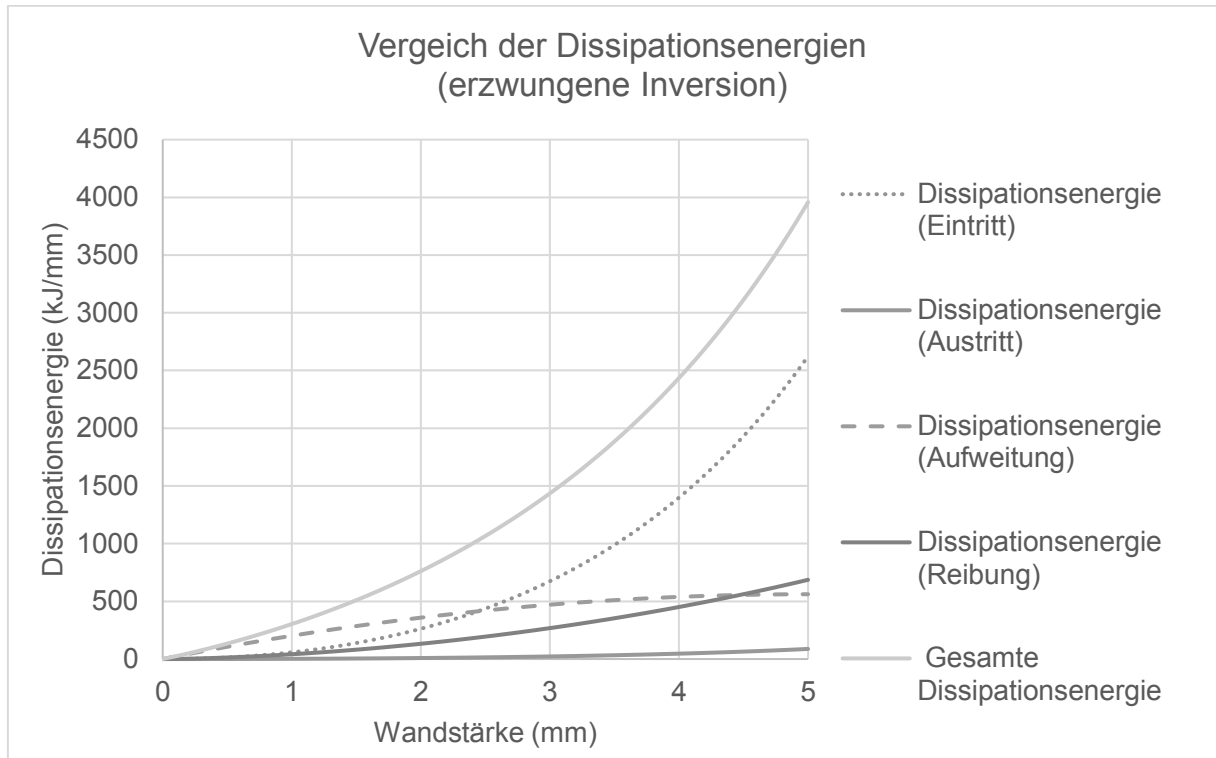


Diagramm 26: Alle Dissipationsenergien der erzwungenen Inversion (Matthias Kröger 2002, S. 63) (Matthias Kröger 2002, S. 64) aus Aluminium AlMgSi0,5 (Matthias Kröger 2002, S. 50) (Formeln 39–45).

#### Bewertung der Dissipationsenergien durch die erzwungene Inversion:

Bei der erzwungenen Inversion fällt auf, dass bei dünnwandigen Profilen (bis 1,2 mm) die Dissipationsenergien des Eintritts und der Reibung ähnliche hohe Werte erreichen. Bei höheren Wandstärken (ab 1,2 mm) steigt die Eintrittsenergie steiler an. Die Dissipationsenergie am Austritt ist wie bei der freien Inversion wieder verhältnismäßig klein. Die Energie durch die Aufweitung besitzt am Anfang den höchsten Anteil der gesamten Dissipation und verläuft bei steigender Wandstärke gekrümmt. Bei einer entsprechenden dicken Wandstärke (4,4 mm) ist die Dissipationsenergie der Aufweitung geringer als die der Reibung. Die Eintrittsenergie übersteigt die Energie der Aufweitung bereits bei einer Wandstärke von 2,3 mm.

## 5.5 Verjüngung eines runden Profils

### 5.5.1 Allgemein: Über die Verjüngung eines Profils

Erste Untersuchungen und empirische Ansätze zur Verjüngung von runden Profilen sind von **Albert Haarscheid** und **Eberthäuser** entworfen worden. Es geht dabei darum, wie viel dissipierte Energie über die Umformtechnik (DIN 8583) des Profils absorbiert wird. Durch die Verjüngung und das Eintreten einer axialen Kraft entsteht eine Durchmesserreduktion. Der Anfangsdurchmesser  $D_{m0}$  wird durch eine Matrize geleitet und in einen kleineren Durchmesser  $D_{m1}$  gezwungen. Damit es zu keinen Beschädigungen kommen kann (bzw. Abrieb oder Oberflächenschäden) und um trotzdem ein hohes Niveau an absorbierter Energie zu erreichen, muss der kleinere Durchmesser  $D_{m1}$  richtig ausgelegt werden (Matthias Kröger 2002, S. 52).

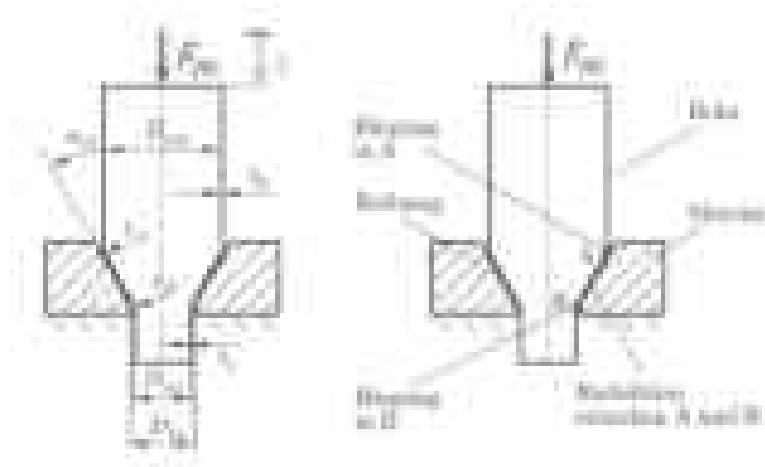


Bild 14: Schematische Darstellung über die Verjüngung von runden Profilen (Matthias Kröger 2002, S. 52).

### 5.5.2 Erklärung und Formeln für die Berechnung

Ein relevanter Parameter ist neben Materialparametern auch die Oberflächenbeschaffenheit. Es dient dazu, hohe Reibkräfte zwischen der Oberfläche der Matrize und der des Rohrs zu erlangen, und erhält so ein hohes Maß an Energieabsorption (Matthias Kröger 2002, S. 52).

Die Reibkraft wird über die Form der Gleiteigenschaften ermittelt. Darunter fallen gestrahlte ( $\mu = 0,25$ ), beschichtete ( $\mu = 0,05$ ) und unbehandelte ( $\mu = 0,10$ ) Rohre (Shakeri et al. 2007, S. 495). Durch den vorlaufenden Prozess am Eintritt und Austritt der Matrize entsteht an den Punkten A und B eine Biegung mit anschließender Rückbiegung.

Durch den Vorgang entsteht zeitgleich eine Querschnittsreduktion. Alle Prozessvorgänge sorgen zusätzlich für ein hohes Maß an Energieabsorption (Matthias Kröger 2002, S. 52).

Daraus ergibt sich die Energie  $W_A$  durch Biegung und Rückbiegung am Punkt A (Matthias Kröger 2002, S. 53):

$$W_A = \frac{\pi}{2} \sigma_0 \left( \frac{D_{m0} t_0^2}{r_A} \right) s \quad \text{Formel 46}$$

Energie  $W_B$  durch Biegung und Rückbiegung am Punkt B (Matthias Kröger 2002, S. 53):

$$W_B = \frac{\pi}{2} \sigma_0 \left( \frac{D_{m1} t_1^2}{r_B} \right) s \quad \text{Formel 47}$$



Die Energie aufgrund der Reduktion des Durchmessers (Matthias Kröger 2002, S. 53):

$$W_E = \pi \sigma_0 (D_{m0} - D_{m1}) \left( \frac{t_0 + t_1}{2} \right) s \quad \text{Formel 48}$$

Die Energie aufgrund der Reibung an der Oberfläche des Rohrs auf der Matrize (Matthias Kröger 2002, S. 54):

$$W_R = F_m \left( \frac{\mu}{\sin \alpha_D + \mu \cos \alpha_D} \right) s \quad \text{Formel 49}$$

Die Summe der gesamten Dissipationsenergie  $W_{ges}$  (Matthias Kröger 2002, S. 54):

$$W_{ges} = \pi \sigma_0 \left( \frac{D_{m0} t_0^2}{2r_A} + \frac{D_{m1} t_1^2}{2r_B} + (D_{m0} - D_{m1}) \left( \frac{t_0 + t_1}{2} \right) \right) s \quad \text{Formel 50}$$

$$+ F_m \left( \frac{\mu}{\sin \alpha_D + \mu \cos \alpha_D} \right) s$$

Die Wandstärke  $t_1$  entsteht durch die Volumenkonstanz und hängt unmittelbar mit dem Durchmesser zusammen (Matthias Kröger 2002, S. 54). Es wird dabei vorausgesetzt, dass sich die erhöhte Wandstärke  $t_1$  nach der Durchmesserreduktion  $D_{m1}$  konstant verhält (Matthias Kröger 2002, S. 55).

$$t_1 = t_0 \left( \frac{D_{m0}}{D_{m1}} \right) \quad \text{Formel 51}$$

$$D_D = D_{m1} - t_0 \left( \frac{D_{m0}}{D_{m1}} \right) - 2r_B (1 - \cos \alpha_D) \quad \text{Formel 52}$$

Der Biegeradius an den Punkten A und B wird auf die Rohrwandmitte bezogen. Durch die Näherung von **Eberthäuser** werden die Biegeradien untersucht und als gleich angenommen (Matthias Kröger 2002, S. 55).

$$r_A = r_B = \sqrt{\left( \frac{(D_D - t_1) t_1^2}{2(1 - \cos \alpha_D)(t_0 + t_1)} \right)} \quad \text{Formel 53}$$



Die mittlere Kraft aus der Verjüngung kann folgendermaßen ermittelt werden (Matthias Kröger 2002, S. 54):

$$F_m = \left( \frac{\pi \sigma_0}{1 - \left( \frac{\mu}{\sin \alpha_D + \mu \cos \alpha_D} \right)} \right) * \left( \frac{D_{m0} t_0^2}{2r_A} + \frac{D_{m1} t_1^2}{2r_B} + (D_{m0} - D_{m1}) \left( \frac{t_0 + t_1}{2} \right) \right) \quad \text{Formel 54}$$

Werkstoff	Geometrie-, Material- und Parameterwerte (Verjüngung)								
	$t_0$ (mm)	$D_{m0}$ (mm)	$\sigma_{pm}$ (N/mm <sup>2</sup> )	$D_{d1}$ (mm)	$D_{d2}$ (mm)	$D_{m1}$ (mm)	$\mu$	$\alpha_D$ (°)	$s = s_a$ (mm)
Aluminium AlMgSi0,5	1	48	232	50,9	53,5	40,5	0,1	15	30

Tabelle 17: Werte für Berechnung der Verjüngung teilweise (Matthias Kröger 2002, S. 64) mit eigenen Schätzwerten.

### 5.5.3 Berechnung und Bewertung der Dissipationsenergien der Verjüngung

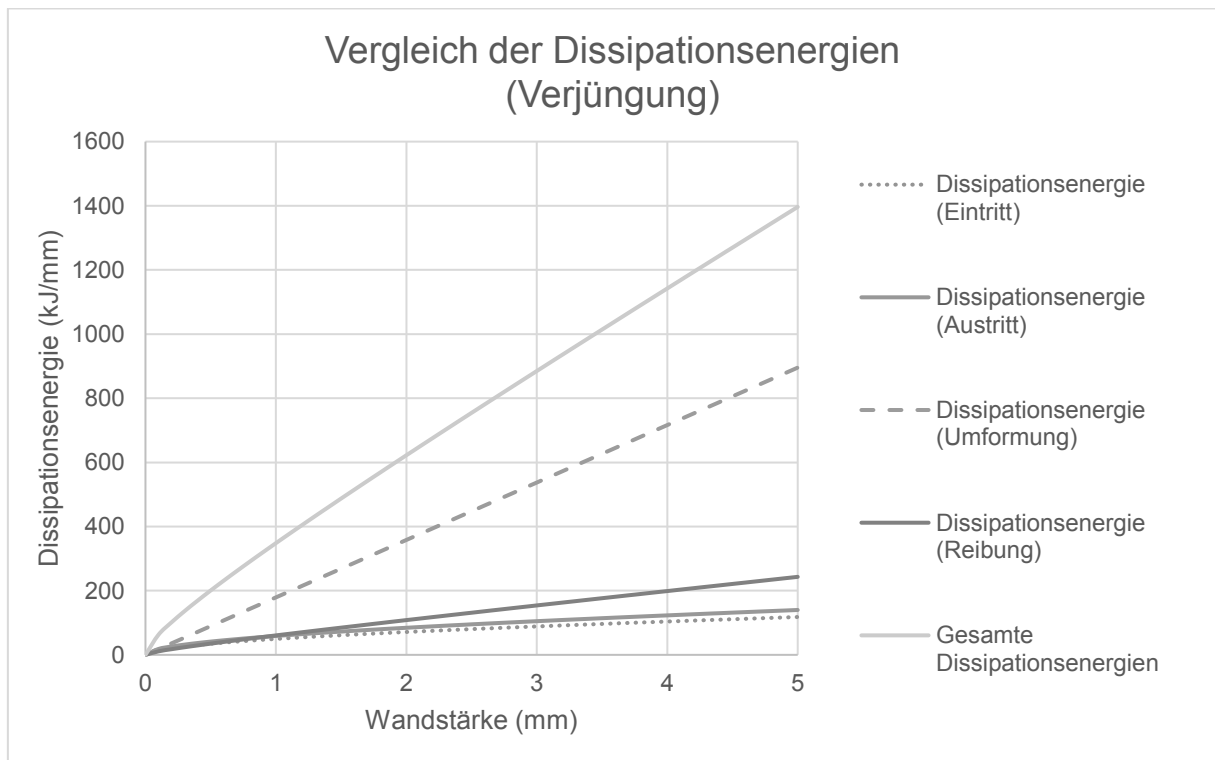


Diagramm 27: Alle Dissipationsenergien der Verjüngung (Matthias Kröger 2002, S. 54) (Matthias Kröger 2002, S. 55) aus Aluminium AlMgSi0,5 (Matthias Kröger 2002, S. 50) (Formeln 46–54).

#### Bewertung der Dissipationsenergien durch die Verjüngung:

Es fällt auf, dass die Dissipationsenergie am Austritt gegenüber den anderen Fällen (freie und erzwungene Inversion) das erste Mal die entstehende Energie am Eintritt übersteigt. Die Umformungsenergie besitzt den höchsten Gesamtenergieanteil. Auffällig ist, dass bei dünnen Profilen (>1 mm) die Dissipationsenergie am Austritt höher ist als die Energie, die durch Reibung hervorgerufen wird.

## 5.6 Aufweitung eines runden Profils

### 5.6.1 Allgemein: Über die Aufweitung eines Profils

Die Aufweitung ist der Verjüngung sehr ähnlich. Der Unterschied liegt darin, dass die Umformtechnik nicht als Stauchung angesehen wird (wie bei der Verjüngung), sondern durch eine Durchmessererhöhung (Aufweitung) stattfindet. Erste Untersuchungen wurden von **Albert** (1990) durchgeführt und in der Industrie schon als Hybridabsorber umgesetzt. Des Weiteren gilt wie bei der Verjüngung das Gleichgewicht der Volumenkonstanz. Damit es erfüllt ist, muss durch die Erhöhung entweder die Wandstärke geringer werden oder die Rohrlänge kürzer ausfallen (Matthias Kröger 2002, S. 61).

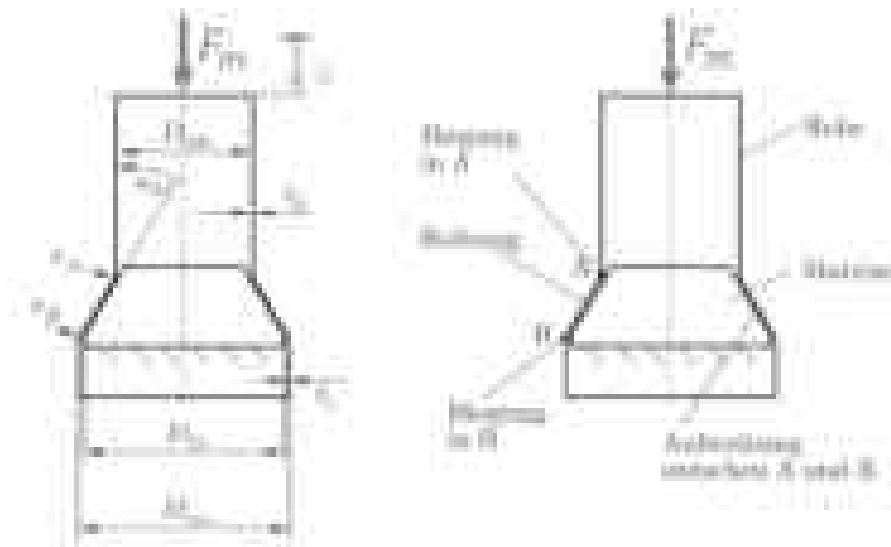


Bild 15: Schematische Darstellung der Aufweitung von runden Profilen (Matthias Kröger 2002, S. 61).

### 5.6.2 Formeln und Tabellen für die Berechnung des axialen Lastfalls

Durch eine Testreihe hat sich gezeigt, dass das Profil aufgrund seiner Aufweitung mit zu hohen Umformgraden ( $\varphi > 0,2$ ) oder Wandstärken ( $t_0 > 2\text{mm}$ ) zu reißen beginnt (Matthias Kröger 2002, S. 62).

Die Formeln für die Energiedissipation durch Biegung und Rückbiegung sind identisch wie bei dem Fall der Verjüngung (Matthias Kröger 2002, S. 61):

$$W_A = \frac{\pi}{2} \sigma_{pm} \left( \frac{D_{m0} t_0^2}{r_A} \right) s \quad \text{Formel 55}$$

$$W_B = \frac{\pi}{2} \sigma_{pm} \left( \frac{D_{m1} \left( t_0 \left( \frac{D_{m0}}{D_{m1}} \right) \right)^2}{r_B} \right) s \quad \text{Formel 56}$$



Bei der Formel der Durchmesseraufweitung sind im Gegensatz zur Verjüngung die Durchmesser  $D_{m1}$  und  $D_{m0}$  vertauscht (Matthias Kröger 2002, S. 61):

$$W_E = \pi \sigma_{pm} (D_{m1} - D_{m0}) \left( \frac{t_0 + t_0 \left( \frac{D_{m0}}{D_{m1}} \right)}{2} \right) s \quad \text{Formel 57}$$

Die durch Aufweitung entstehende Reibung  $W_R$  gleicht derjenigen der Verjüngung (Matthias Kröger 2002, S. 62):

$$W_R = F_m \left( \frac{\mu}{\sin \alpha_D + \mu \cos \alpha_D} \right) s \quad \text{Formel 58}$$

Die gesamte Energiedissipation beträgt (Matthias Kröger 2002, S. 62):

$$W_{ges} = \pi \sigma_0 \left( \frac{D_{m0} t_0^2}{2r_A} + \frac{D_{m1} t_1^2}{2r_B} + (D_{m1} - D_{m0}) \left( \frac{t_0 + t_1}{2} \right) \right) s + F_m \left( \frac{\mu}{\sin \alpha_D + \mu \cos \alpha_D} \right) s \quad \text{Formel 59}$$

Der Radius am Eintritt und Austritt der Aufweitung ist der gleiche wie bei der Verjüngung (Matthias Kröger 2002, S. 62):

$$r_A = r_B = \sqrt{\frac{\left( \left( D_D - t_0 \left( \frac{D_{m0}}{D_{m1}} \right) \right) \left( t_0 \left( \frac{D_{m0}}{D_{m1}} \right) \right)^2 \right)}{2(1 - \cos \alpha_D) \left( t_0 + t_0 \left( \frac{D_{m0}}{D_{m1}} \right) \right)}} \quad \text{Formel 60}$$

Daraus folgt die mittlere Kraft der Aufweitung (Matthias Kröger 2002, S. 62):

$$F_m = \left( \frac{\pi \sigma_0}{1 - \left( \frac{\mu}{\sin \alpha_D + \mu \cos \alpha_D} \right)} \right) * \left( \frac{D_{m0} t_0^2}{2r_A} + \frac{D_{m1} \left( t_0 \left( \frac{D_{m0}}{D_{m1}} \right) \right)^2}{2r_B} + (D_{m1} - D_{m0}) \left( \frac{t_0 + t_0 \left( \frac{D_{m0}}{D_{m1}} \right)}{2} \right) \right) \quad \text{Formel 61}$$

In einer neuen Theorie von **Shakeri et al.** (2007) sind zwei Rohre ineinander verschoben, wobei aber nur ein Rohr eine Aufweitung erhält, ohne dass das andere Rohr gestaucht wird. Als Matrize gilt das Rohr, das sich nicht verformt. Die Veranschaulichung des quasistatischen Tests (Bild 16) zeigt zwei Rohre, die sich ineinander verschieben. Im Foto (Bild 16 rechts) ist zu erkennen, in welchen Bereichen die Coulombsche Reibkraft eintritt (Shakeri et al. 2007, S. 495).

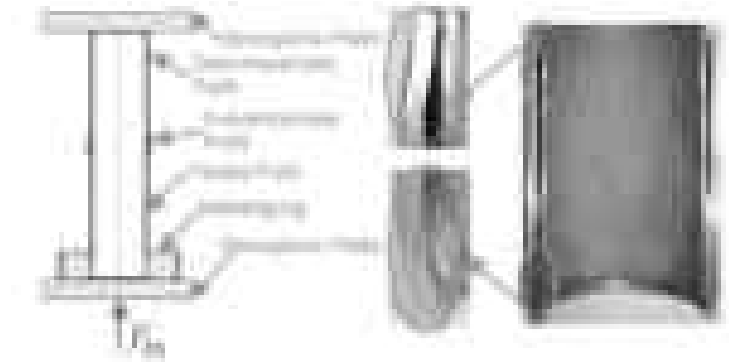


Bild 16: Beschreibung des quasistatischen Tests (Shakeri et al. 2007, S. 495) und Foto einer aufgeschnittenen Probe (C12 aus Tabelle 20) (Shakeri et al. 2007, S. 498)

Die Annahmen der Theorie sind (Shakeri et al. 2007, S. 496):

- Material hat eine mittlere Fließspannung.
- Bei der Aufweitung entsteht keine Änderung der Wandstärke. Dadurch kann sich aufgrund der Volumenkonstanz nur das Volumen in der Längsrichtung ändern.
- Achsen in horizontaler und vertikaler Richtung tragen die Hauptbelastung.
- Die Coulombsche Reibkraft an den Wandoberflächen ist zu berücksichtigen.

Daraus folgt die Formel für die mittlere Kraft (Shakeri et al. 2007, S. 497):

$$F_m = (\pi t_0 (D_1 + t_0) \sigma_0) \left[ \left( 1 + \frac{t_0}{\left( \frac{\mu + \tan \alpha}{2 \tan \alpha (1 - \mu \tan \alpha)} \right) D_1} \right) - \left( \left( \frac{D_2}{D_1} + \frac{t_0}{\left( \frac{\mu + \tan \alpha}{2 \tan \alpha (1 - \mu \tan \alpha)} \right) D_1} \right) e^{\frac{\left( \frac{\mu + \tan \alpha}{2 \tan \alpha (1 - \mu \tan \alpha)} \right) (D_1 - D_2)}{t_0}} \right) \right] \quad \text{Formel 62}$$

Parameterwert  $A = \left( \frac{\mu + \tan \alpha}{2 \tan \alpha (1 - \mu \tan \alpha)} \right)$

Geometrieparameter der Rohrverbindung		
Handskizze der Rohrverbindung		
Beschreibung	Formelzeichen	Wert (mm)
Innendurchmesser des deformierenden Rohrs	$D_2$	85
Wandstärke des deformierenden Rohrs	$t_0$	3,5
Hydraulischer Voreindruck des deformierenden Rohrs	–	30
Innendurchmesser vor der Deformation	$D_1$	70,5
Außen Durchmesser des gehärteten Rohrs	$D_2$	85
Anfangslänge beider Rohre	$L$	200
Abstand zwischen dem gehärteten Rohr und der Innenseite des überstülpten Rohrs	–	5

Tabelle 18: Geometrische Werte der ineinanderlaufenden Rohre (Shakeri et al. 2007, S. 494)



Materialparameter Aufweitung und Verjüngung	
Beschreibung	Wert
E-Modul	210 GPa
Dichte	7800 kg/m <sup>3</sup>
(1) Energieäquivalente des deformierenden Rohrs	235 N/mm <sup>2</sup>
(4) Energieäquivalente des deformierenden Rohrs	354 N/mm <sup>2</sup>

Tabelle 19: Materialparameter des deformierenden Rohres (Shakeri et al. 2007, S. 494).

Tabelle für Aufweitung/Verjüngung von Rohren										
Probe	Oberflächen-Behandlung	$\mu$ Reibzahl	L Länge (mm)	Grad (°)	Grad FE (°)	Grad Analyt. (°)	$F_m$ Test (kN)	$F_m$ FE (kN)	$F_m$ Analyt. (kN)	$F_{max}$ Test (kN)
B11	Gestrahlt	0,25	190,00	37,27	37,17	38,18	209,79	210,23	214,41	226,48
B12	Gestrahlt	0,25	190,00	37,43	x	x	209,39	x	x	227,65
B13	Gestrahlt	0,25	190,00	37,11	x	x	210,10	x	x	224,32
N10	Keine Behandlung	0,10	190,00	41,37	40,40	42,27	199,72	201,62	196,64	x
N11	Keine Behandlung	0,10	190,00	41,73	x	x	199,56	x	x	216,83
N12	Keine Behandlung	0,10	190,00	41,26	x	x	199,78	x	x	215,10
N13	Keine Behandlung	0,10	190,00	41,12	x	x	199,81	x	x	212,68
C10	Mit Beschichtung	0,05	190,00	43,40	42,23	44,12	192,17	192,54	189,40	x
C11	Mit Beschichtung	0,05	190,00	43,19	x	x	192,86	x	x	204,67
C12	Mit Beschichtung	0,05	190,00	43,25	x	x	192,50	x	x	205,34
C13	Mit Beschichtung	0,05	190,00	43,76	x	x	191,15	x	x	208,72
N21	Keine Behandlung	0,10	128,00	x	x	x	165,26	x	x	239,12
N22	Keine Behandlung	0,10	142,00	x	x	x	174,67	x	x	228,40
N23	Keine Behandlung	0,10	136,00	x	x	x	166,26	x	x	233,54

Tabelle 20: Überarbeitete Testversuchstabelle für Aufweitung und Verjüngung für runde Profile (Shakeri et al. 2007, S. 495) mit Berechnungen finiter Elemente (Shakeri et al. 2007, S. 499).

### 5.6.3 Erklärung der Vorgehensweise, Berechnungsdiagramme und Bewertung der Ergebnisse der Aufweitung

#### Anmerkung zu den Berechnungen:

Ein Vergleich der Theorien ist aus folgendem Grund nicht möglich:

- Um beide Theorien vergleichen zu können, wären die Parameterwerte  $r_A$  und  $r_B$  erforderlich, die über den Matrizedurchmesser  $D_D$  (Formel 60) berechnet werden können. Der Matrizedurchmesser ist zwar gegeben, aber er ist nicht identisch mit den Versuchswerten der anderen Theorie.

Wenn ein Vergleich möglich wäre, gälte:

- Bei der Theorie von Albert (1990) wird mit einer Änderung der Wandstärke über die Volumenkonvergenz gerechnet und bei der Theorie von Shakeri et al. (2007) bleibt die Wandstärke konstant. Um die Formeln vergleichen zu können, wird das Verhältnis zwischen mittlerer Kraft und Durchmesser berechnet.



- Um besser rechnen zu können, werden die Formeln angeglichen mit der Volumenkonzanz für  $t_1$  aus den Kreisfläche den beiden Durchmessern.
- Es sind auch unterschiedliche Angaben bezüglich des Durchmessers vorhanden. Bei einer Theorie wird mit dem Durchmesserwert und bei der anderen mit dem Innendurchmesser gerechnet. Um das auszugleichen, wird der Innendurchmesser mit der Wandstärke addiert.

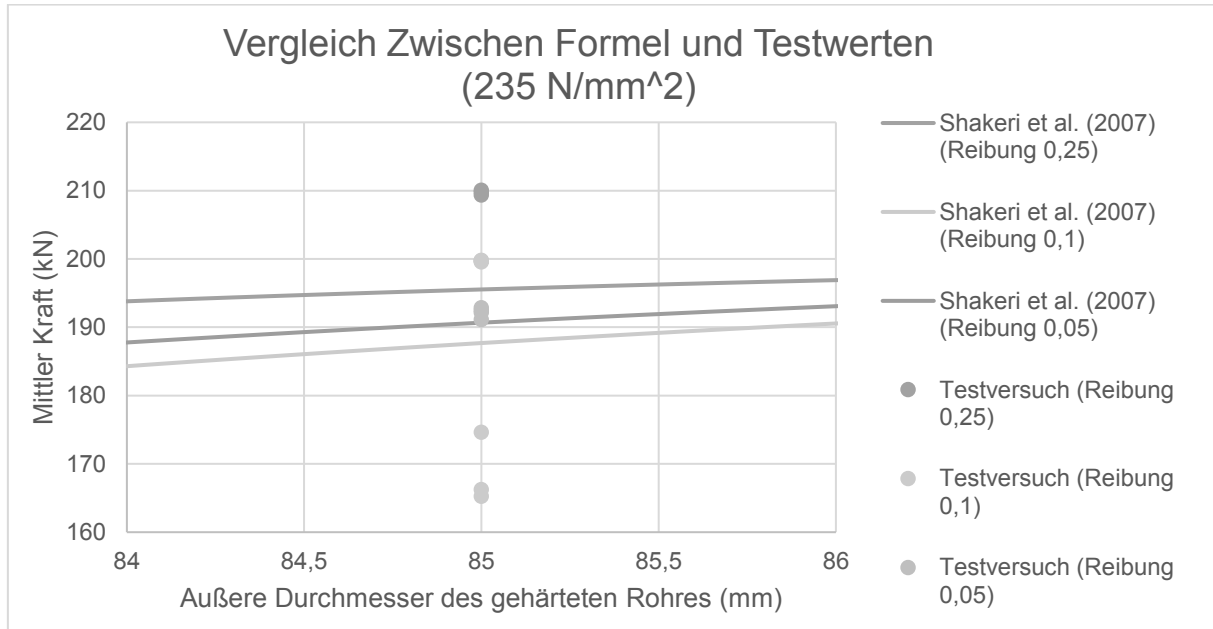


Diagramm 28: Vergleich der Formel (Formel 62) mit den Testwerten (Shakeri et al. 2007, S. 495).

### Bewertung:

Die besten Werte erzielen die Testversuche mit der beschichteten Oberfläche und der Reibung von 0,05. Dadurch, dass die Oberflächenreibungen sehr geringe Reibung erzeugen, fallen die Testversuche relativ dicht zusammen. Die Formel von Shakeri et al. (2007) (Reibung 0,05) erzielt in dem Testlauf auch die besten Ergebnisse.

Bei höherer Reibung (0,25) mit einer gestrahlten Oberfläche liegen die Testversuche zwar näher zusammen, aber die Toleranz der Formel fällt zu hoch aus. Die Testversuche weisen daher keine gute Kompatibilität mit der Formel auf.

Die Testversuche mit einer mittleren Reibung (0,1 ohne Oberflächenbehandlung) besitzen eine zu hohe Variation der mittleren Kraft, dadurch ist zwischen dem minimalen und maximalen Wert ein zu hoher Toleranzbereich. Die Folge daraus ist, dass die Anwendung der Formel keine genauen Ergebnisse liefern kann. Es ist notwendig, sich auf den arithmetischen Mittelwert zu beziehen, um ein akzeptables Ergebnis zu erhalten.

### **Fazit:**

Wenn die runden Profile verjüngt oder ausgeweitet sind, spielt die Oberflächenbeschaffenheit eine bedeutende Rolle. Wenn die Profile so vorbereitet sind, dass die Reibung gering ist, fällt auch die Energiedissipation geringer aus. Durch einen hohen Reibwert steigt prinzipiell die Energiedissipation an, doch die Werte schwanken zu stark. Die beste Möglichkeit haben die beschichteten Profile, weil sie eine gute Annäherung an die Messwerte aufweisen und durch die Formel ein guter empirischer Nachweis erbracht ist.

## 5.7 Vergleiche der unterschiedlichen Lastfälle

### 5.7.1 Allgemeines

Der Vergleich der verschiedenen Fälle macht nochmals deutlich, wie sich Deformationsprinzipien der Profile verhalten. Durch die **Faltung** eines Profils entstehen Biegefaltungen, die je nach Falte entweder eine Zunahme oder Abnahme des Durchmessers vorgeben. Bei der Bildung der ersten Falte entsteht die maximale Kraft. Während der Bildung fällt die Kraft und steigt wieder, sobald sich die nächste Falte bildet. Daraus entsteht ein oszillierender Prozess, der ein schwankendes Kraftniveau verursacht. Durch die Schwankungen kann an besonders belasteten Stellen eine lokale Rissbildung entstehen, die aber auf die Gesamtfunktion keinen großen Einfluss hat (Matthias Kröger 2002, S. 78).

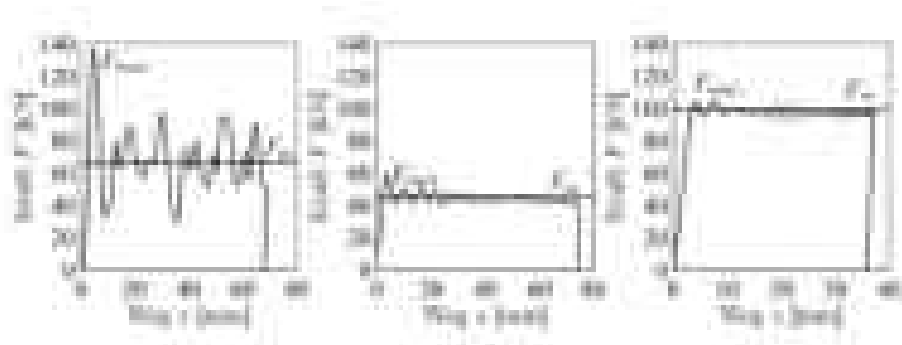


Abbildung 10: Kraft-Weg-Verlauf der unterschiedlichen Fälle (links Faltung, Mitte freie Inversion, rechts Verjüngung) im Vergleich mit einem runden Profil aus St-35 (Rohr-Matrizengeometrie  $D_m=50$ ;  $t_0=1,5$ ;  $\varphi_D=0,35$  und  $\alpha_D=15^\circ$ ) (Matthias Kröger 2002, S. 75).

Die **Inversion** ist ein Deformationsprinzip, das über Biegung und Aufweitung die Kraft absorbiert. Das Verhalten des Kraftniveaus ist konstant und zeigt eine gute heterogene Dehnverteilung. Durch die Zugkräfte, die in dem Material stattfinden, könnte es sein, dass gleich am Anfang eine Rissbildung entsteht, die während des laufenden Prozesses weiter fortschreitet. Die Folge daraus ist, dass die Absorptionsenergie geringer ausfällt (Matthias Kröger 2002, S. 79).

Zusammenfassung der verschiedenen Fälle			
Kriterium	Symmetrische Faltung	Freie Inversion	Verjüngung
Kraftverläufe	Oszillierend	Konstant	Konstant
Energieabsorption	Hoch	Mittel	Sehr Hoch
Hauptdeformation	Biegung, Aufweitung, Reduktion	Biegung, Aufweitung	Reduktion und Reibung
Dehnungsverteilung	Sehr heterogen	Heterogen	Homogen
Hauptversagens-Mechanismen	Lokale Rissbildung an besonders belasteten Stellen	Rissbildung an besonders belastete Stellen	Bei zu hoher Kraft geht die Verjüngung in die Faltung über und dadurch kann lokale Rissbildung entstehen

Tabelle 21: Zusammenfassender Vergleich der verschiedenen Fälle (erweitert) (Matthias Kröger 2002, S. 79).

Die **Verjüngung** ist ein Deformationsverfahren, das durch Reduktion des Rohrdurchmessers und Zunahme der Rohrlänge und Wandstärke Energie absorbiert. Durch den Umformungsprozess und die Reibung an der Matrize entsteht eine hohe Energieabsorption. Ist die Deformationskraft zu hoch, kann der Verjüngungsprozess in einen Faltprozess umspringen und eine lokale Rissbildung entstehen (Matthias Kröger 2002, S. 79).



### 5.7.2 Vergleich der Faltung, freien Inversion, gezwungenen Inversion, Aufweitung und Verjüngung

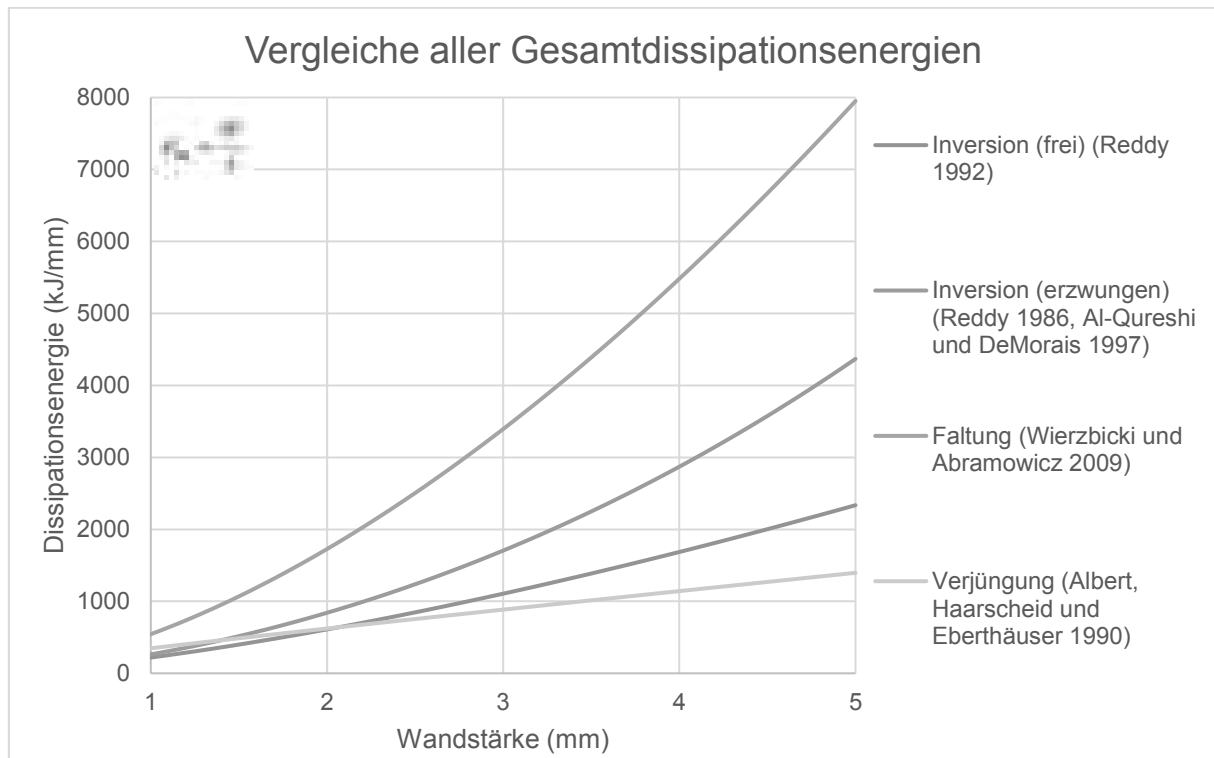


Diagramm 29: Vergleich zwischen freier (Matthias Kröger 2002, S. 45), erzwungener Inversion (Matthias Kröger 2002, S. 64), Faltung (Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother 2015, S. 66) und Verjüngung (Matthias Kröger 2002, S. 54) (Formel 10, 32, 45 und 54 mit Umrechnungsformel auf die Dissipationsenergie)

#### Bewertung der fallbezogenen Gesamtdissipationsenergie und der entstehenden Vergleichs-problematik:

Beim Vergleich der verschiedenen Fälle ist es schwierig zu bewerten, welcher Prozess am meisten Energie absorbiert. Die Prozesse unterscheiden sich darin, dass z. B. bei der Verjüngung und der erzwungenen Inversion eine Reibung an der Matrize entsteht. Diese Matrizenreibung gibt es bei der freien Inversion und Faltung nicht. Zusätzlich spielen Faktoren wie Matrizensteigung auch eine hohe Rolle, denn dadurch variiert die Reibung zusätzlich. Bei der Wahl des richtigen Deformationsprinzips ist unter Berücksichtigung des Leichtbaus der Prozess der Faltung der geeignetste, weil er keine zusätzlichen Elemente (z. B. Matrize, Führung, ...) benötigt.

#### **Fazit:**

Bei Fahrzeugen ist es am besten, faltende Profile zu verwenden.

Die Umformung durch die Inversion würde sich eher für große Baufahrzeuge eignen, bei denen die Geschwindigkeit nicht so hoch ist und das Leichtbaupotenzial geringfügiger ausfällt.

Die Verjüngung oder Aufweitung wäre bei geringer Wandstärke, Geschwindigkeit und Gewicht günstig. Ein günstiger Bereich, in dem das Umformverfahren Anwendung finden kann, wären Sonderkraftfahrzeuge (bis 25 km/h) wie Krankenfahrräder.



---

**Eigene Idee:**

Ein Potenzial böte aber auch eine Kombination aus verschiedenen Umformungsverfahren, beispielsweise durch Kombination einer erzwungenen Inversion und einer Faltung. So könnte die erzwungene Inversion einerseits als Aufhängung dienen und andererseits ein schnelles Auswechseln ermöglichen.

Ein weiterer Grund ist, dass der Low-Speed-Aufprall bei der Inversion geringer zu spüren ist als bei der Faltung. Dies liegt daran, dass die Kraftspitzen geringfügiger ausschlagen (Abbildung 10) (Matthias Kröger 2002, S. 75).

Im Fall eines Low-Speeds-Auffahrunfalls soll nur die erzwungene Inversion eintreten, damit das Element separat ausgewechselt werden kann. Bei etwas höherer Geschwindigkeit müsste das Profil in die Faltung umspringen, um so höhere Unfallschäden zu minimieren. Möglich wäre dies wahrscheinlich durch eine geschickt gewählte Geometrie mit unterschiedlichen Wandstärken.

## 6 Profile mit eckiger Geometrie während des axialen Einschlags

### 6.1 Allgemein

Genau wie bei den runden Profilen (Kapitel 5) absorbieren eckige Profile beim axialen Crash die Energie, um großen Beschädigungen vorzubeugen. In diesem Kapitel werden eckige Crashabsorber behandelt, die die Energie durch eine irreversible Umformung absorbieren. Der Einfluss auf das Verhalten des axialen Crashes wird durch einen optimalen, axialen Einschlagswinkel, Materialbeschaffenheit, geometrische Parameter, Befestigungsart und die Positionierung des Profils gesteuert (Nagle 2015, S. 41–42).

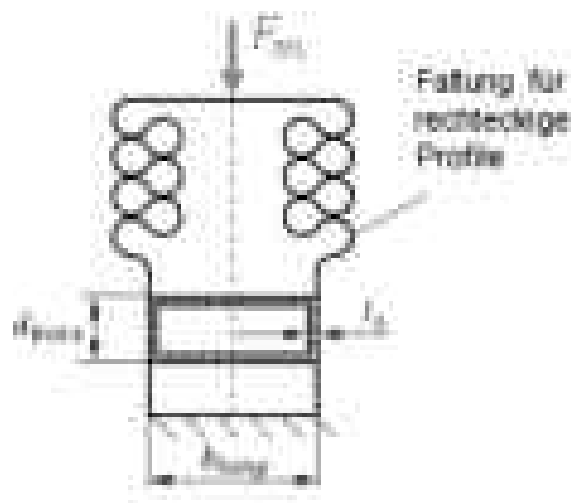


Abbildung 11: Schematische Skizze für die rechteckige Profile während des Deformationsprinzips der Faltung (neu überarbeitet) (Matthias Kröger 2002, S. 69).

Nur wenn alle benannten Faktoren aufeinander abgestimmt sind, werden brauchbare Ergebnisse geliefert. Um dies zu ermöglichen, wird auf unterschiedliche Quellen zugegriffen und es werden verschiedene empirische Gleichungen angewendet. Im Vergleich mit den experimentellen Testreihen werden die besten Gleichungen analysiert und bewertet in Diagrammen wiedergegeben.

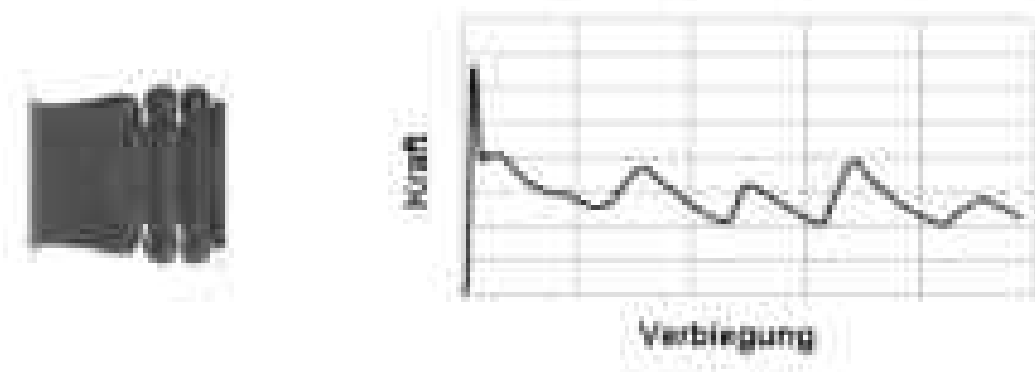


Abbildung 12: Zeigt den idealen Lastfall in axialer Richtung (Nagle 2015, S. 40).

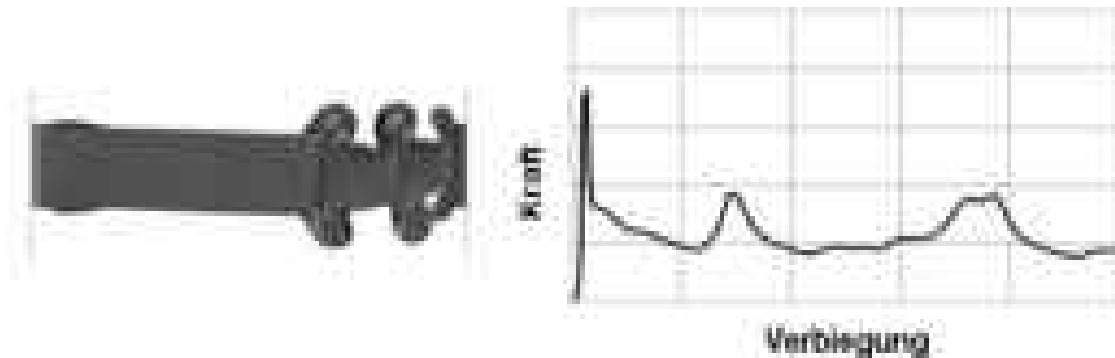


Abbildung 13: Zeigt einen Lastfall in axialer Richtung (Nagle 2015, S. 40).

Die zwei Bilder (Abbildung 12 und 13) beschreiben, wie sich die Träger bei einem Crash in axialer Richtung verhalten. Die Abbildung 12 zeigt, wie sich der Träger im idealen Verhältnis von Kraft und Biegung verhält, wenn alle Eigenschaften und Einflüsse gegeben sind (S. 62). Der ideale Fall kann die meiste Deformationsenergie aufnehmen. Falls Abweichungen vorhanden sind und keine optimalen Bedingungen mehr herrschen (zu schiefer Aufprallwinkel, Positionierung des Profils, ...), zeigt die Abbildung 13 den Kraft-Biegungs-Verlauf. Einerseits ist das Kraft-Biegungs-Verhältnis geringer und es kann weniger Deformationsenergie im Träger aufgenommen werden und andererseits ist der Fall schlechter steuerbar. Beide Fälle sind jedoch schwer zu realisieren und es tritt auch ein Knicken auf. Damit es nicht zum großen Knickfall kommen kann, muss der Aufprallwinkel von  $0^\circ - 10^\circ$  eingehalten werden. Wenn der Winkel überschritten wird, ist keine axiale Deformation mehr möglich und es kommt zu geringer Energieabsorption. Damit es zu den bevorzugten axialen Fällen kommt, werden Änderungen vorgenommen, um das Profil zu optimieren (Nagle 2015, S. 41).

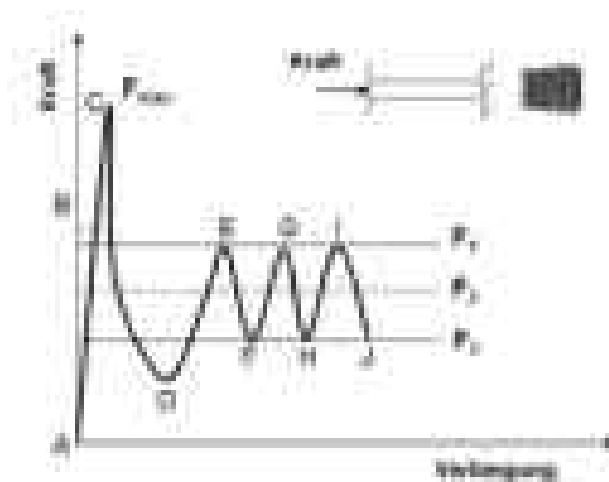


Abbildung 14: Deformationskurve eines idealen axialen Lastfalls (Nagle 2015, S. 41).

Die Abbildung 14 zeigt eine typische Deformationskurve bei einem ideal ausgeführten Einschlagwinkel in axialer Richtung (Nagle 2015, S. 41).

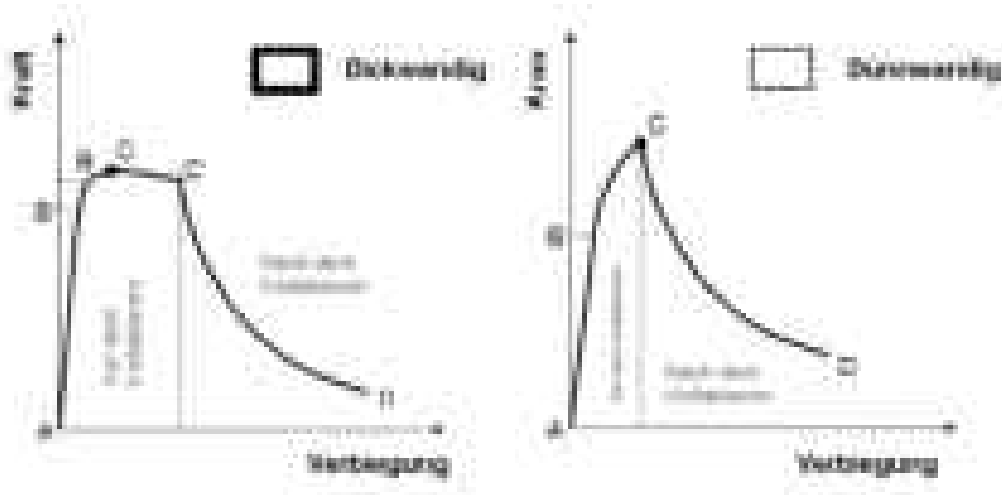


Abbildung 15: Kraft-Biege-Verläufe von dick- und dünnwandigen Trägern (Nagle 2015, S. 43–44)

Dickwandiger Träger		Dünnwandiger Träger	
Bereich	Verhalten	Bereich	Verhalten
AB'	Elastischer Druckverlauf	AB	Elastischer Druckverlauf
B'B	Elastischer Druckverlauf geht ins plastische über	B	örtliche Knickung
B	örtliche Knickung	BC	Elastischer Druckverlauf geht ins plastische über
C	Maximaler Lastbereich	C	Maximaler Lastbereich
BC'	Umwandlungszone	CD	Nach dem Zusammenbruch
C'	Anfang des örtlichen Zusammenfalls		
C'D	Nach dem Zusammenbruch		

Tabelle 22: Beschreibung der Punkte (Abbildung 15) der Kraft-Biege-Verläufe von dick- und dünnwandigen Profilen (Nagle 2015, S. 43–44).

Die Abbildungen (Abb. 15) zeigen zwei verschiedene Fälle von Trägern, bei denen verschiedene Wandstärken in einem Breiten-Dicken-Verhältnis stehen. Der Fall auf der linken Seite zeigt das Kraft-Biege-Verhalten bei dickwandigen Trägern und der auf der rechten Seite bei dünnwandigen. Beide Fälle sind unterteilt in eine elastischen und eine plastische Verformung. Es lässt sich auf der Abbildung erkennen, dass sich das Verhalten des Kraft-Biege-Verlaufes durch die Wandstärke beeinflussen lässt und dass die stärkste Kraft von der Verformbarkeit des Trägermaterials abhängig ist. Der dickwandige Verlauf (Abb. 15 links) zeigt, dass sich der elastische Bereich von Punkt A zu B' bewegt und ab B' zu B in ein elastisch-plastisches Verhalten übergeht. In Punkt B ist die Druckkraft bereits so groß, dass die erste örtliche Knickung eintritt. Der Druck steigt an, während sich der Träger weiter verbiegt, bis der Punkt C erreicht ist. Am Punkt C herrscht die maximale Last, die der Träger vor dem Zusammenbruch aushalten kann (Nagle 2015, S. 43–44).

Jetzt wird zwischen dick- und dünnwandigem Profil unterschieden. Beim dickwandigen Profil beginnt bei B zu C' eine Umwandlungszone, bis der Träger kollabiert. Diese Umwandlungszone hat der dünnwandige Träger (Abb. 15 rechts) nicht und er tritt schneller in den kollabierten Bereich ein. Im Verlauf von C nach D setzt eine Deformation ein, die den Träger gleichzeitig schwächt. Daraus folgt, dass die erste Falte entsteht, bis der Punkt D erreicht ist (Nagle 2015, S. 43–44).



Wenn die Falte keine Deformationsenergie mehr aufnehmen kann, steigt (Abb. 14) von Punkt D an der Kraft-Biege-Verlauf wieder an und es bildet sich an einer anderen Stelle eine neue Falte. Durch Experimente ist nachgewiesen, dass der Punkt D eine kleinere oder gleich große Kraft besitzt wie die Punkte F, H und J. Der Punkt E besitzt aufgrund der fortlaufenden Verformung eine geringere Kraft als Punkt C und kann die maximale Kraft nicht mehr erreichen. Die Bezeichnung F1 beschreibt die Eckendrucklast, bei der eine geringe Verformung stattfindet. F3 beschreibt die geringste Drucklast und F2 ist die mittlere Drucklast von F3 und F1 (Nagle 2015, S. 43–44).



## 6.2 Faltung eines rechteckigen oder quadratischen Profils

### 6.2.1 Theorie von Mahmood und Paluszny

Durch die Theorie von **Mahmood und Paluszny** können erste empirische Ansätze zur Berechnung von dünnwandigen Trägern in axialer Lastrichtung verfolgt werden. Die Theorie basiert auf den Grundlagen der Plattentheorie und kann so durch Experimente hergeleitet werden. Durch Faktoren wie die Querschnittsfläche, Materialeigenschaften und Trägergrößen können die exemplarischen Ergebnisse variieren. Anhand der von Mahmood und Paluszny durchgeführten Testreihen von dünnwandigen Profilen konnten folgende Gleichungen ermittelt werden: die Berechnung der maximalen Kraft ( $F_{max}$ ), mittleren Druckkraft ( $F_2$ ), Eckendruckkraft ( $F_1$ ) und der minimalen Druckkraft ( $F_3$ ). Durch Mahmood und Paluszny wurden die Werte ( $k_p$ ,  $k_i$  und  $\beta$ ) experimentell durch Versuche festgelegt und ermittelt. Anhand der Theorie lassen sich daraus so drei Kriterien ableiten, um einen Träger während des axialen Zusammenbruchs zu berechnen. Es wird ermittelt, ab wann sich das Profil verbiegt, ab wann die Faltung einsetzt und welche geometrischen oder materiellen Eigenschaften benötigt werden (Nagle 2015, S. 44–46).

Die maximale Kraft  $F_{max}$  ergibt sich aus der maximalen Fließspannung multipliziert mit der Querschnittsfläche des Profils ( $F_{max} = \sigma_{max} * A$ ) für rechteckige Profile (Nagle 2015, S. 44–46).

$$F_{max} = \left( \left[ \frac{k_p E \left(\frac{t}{b}\right)^2}{(1 - \nu^2)\beta\sigma_y} \right]^{0,43} \sigma_y \right) A \quad \text{Formel 63}$$

Die maximale längenbezogene Kraft  $F_{max}$  ergibt sich aus der maximalen längenbezogenen Fließspannung multipliziert mit der Querschnittsfläche des Profils ( $F_{max} = \sigma'_{max} * A$ ) für rechteckige Profile (Nagle 2015, S. 44–46):

$$F_{max} = \left( \sigma_{max} - \frac{\sigma_{max}^2}{4\pi^2 E} \left(\frac{l_{eff}}{\rho}\right)^2 \right) A \quad \text{Formel 64}$$

$$\rho = \left[ \frac{\alpha^2(3 + \alpha)}{12(1 + \alpha)} b^2 \right]^{0,5} \quad \text{und} \quad \sigma'_{max} = \sigma_{max} - \frac{\sigma_{max}^2}{4\pi^2 E} \left(\frac{l_{eff}}{\rho}\right)^2$$

Die nach dem Kollaps vorliegende Kraft  $F_i$  ergibt sich aus der nach dem Kollaps vorliegenden Fließspannung und der Multiplikation mit der Querschnittsfläche des Profils ( $F_i = \sigma_i * A$ ) für rechteckige Profile (Nagle 2015, S. 44–46):

$$F_i = \left( \left[ \frac{k_i E \left(\frac{t}{b}\right)^2}{(1 - \nu^2)\beta\sigma_y} \right]^{0,43} \sigma_y \right) A \quad \text{Formel 65}$$

$i = 1,2,3$



Die Drucklast für rechteckige Profile ist (H. F. Mahmood, A. Paluszny 1981, S. 16):

$$F_m = 3420 \left( L + \frac{d_{kurz}}{b_{lang}} \right) t_o^{1,86} b_{lang}^{0,14} \left( \frac{k_i}{\beta} \right)^{0,43} \sigma_y^{0,57} \quad \text{Formel 66}$$

Die Umrechnungsformel  $\phi$  gilt für quadratische und rechteckige Formeln (H. F. Mahmood, A. Paluszny 1981, S. 13):

$$\phi = 1709 \left( \frac{\left( \frac{t}{b_{lang}} \right)^2}{\beta} \right)^{0,43} \quad \text{Formel 67}$$

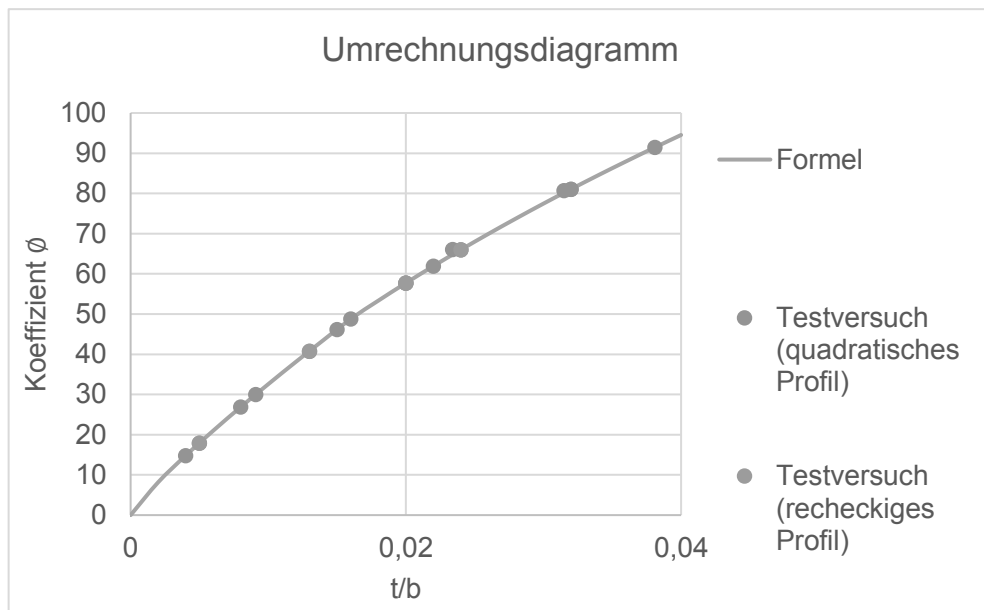


Diagramm 30: Neu bearbeitetes Umrechnungsdiagramm, über das der Koeffizient  $\phi$  ermittelt werden kann (mit Testversuchen aus Tabelle für rechteckige und quadratische Profile) (H. F. Mahmood, A. Paluszny 1981, S. 13).

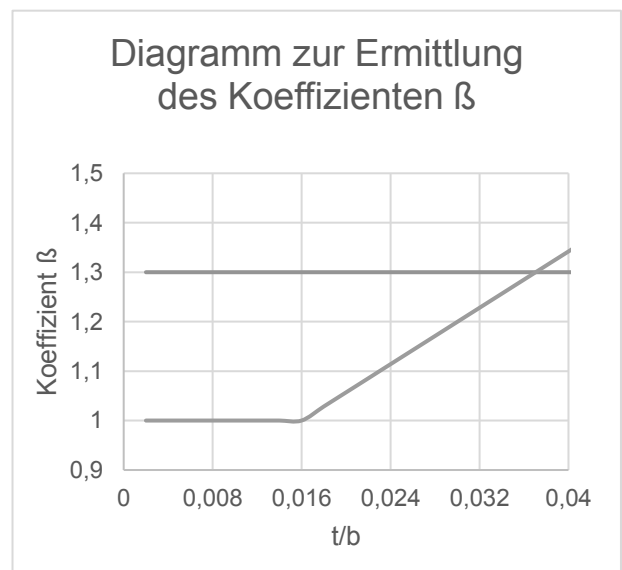
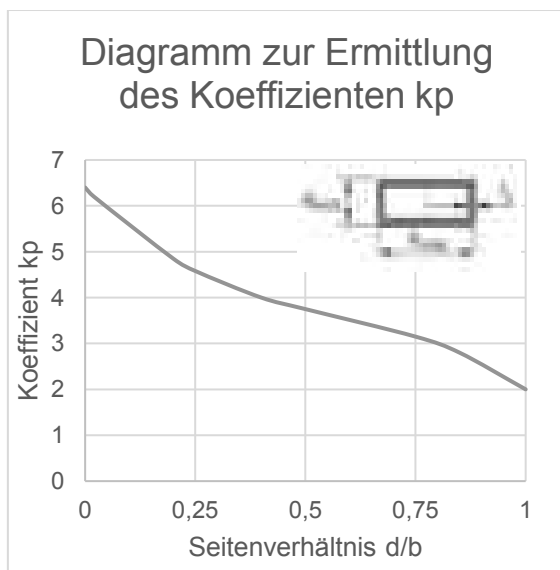


Diagramm 31: (Links) das Diagramm mit dem Koeffizienten  $k_p$  und (rechts) das Diagramm mit dem Koeffizienten  $\beta$ , beides sind nachbearbeitete Diagramme (H. F. Mahmood, A. Paluszny 1981, S. 11).

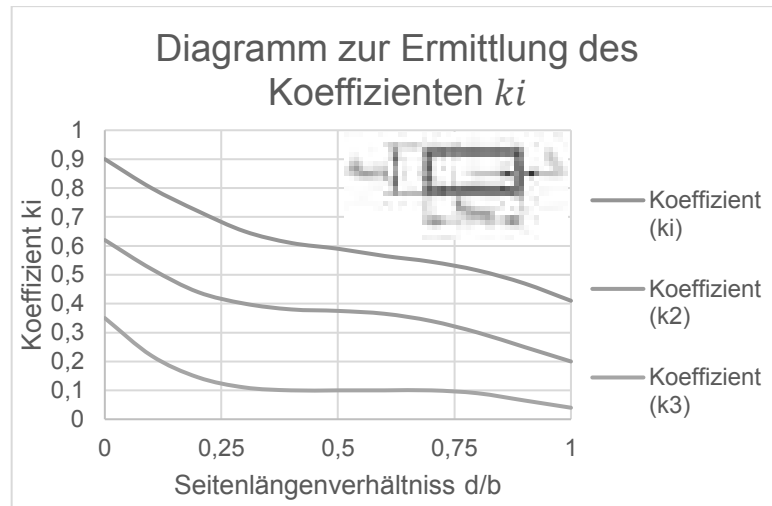


Diagramm 32: Neu bearbeitetes Diagramm, über das der Koeffizient ( $k_i$ ) ermittelt werden kann (H. F. Mahmood, A. Paluszny 1981, S. 16).

Eckendrucklast (obere Spitzenwerte nach der maximalen Last) für quadratische Profile (H. F. Mahmood, A. Paluszny 1981, S. 16):

$$F_1 = 4686 t_o^{1,86} b_{lang}^{0,14} \sigma_y^{0,57} \beta^{-0,43} \quad \text{Formel 68}$$

$$\text{mit } \left( \alpha = \frac{d_{kurz}}{b_{lang}} = 1 \right)$$

Mittlere Drucklast für quadratische Profile (H. F. Mahmood, A. Paluszny 1981, S. 16):

$$F_2 = 3286 t_o^{1,86} b_{lang}^{0,14} \sigma_y^{0,57} \beta^{-0,43} \quad \text{Formel 69}$$

$$\text{oder } \left( F_2 \approx \frac{F_1 + F_3}{2} \right)$$

$$\text{mit } \left( \alpha = \frac{d_{kurz}}{b_{lang}} = 1 \right)$$

Minimale Drucklast (untere Spitzenwerte nach dem minimalen Wert) für quadratische Profile (H. F. Mahmood, A. Paluszny 1981, S. 16):

$$F_3 = 1886 t_o^{1,86} b_{lang}^{0,14} \sigma_y^{0,57} \beta^{-0,43} \quad \text{Formel 70}$$

$$\text{mit } \left( \alpha = \frac{d_{kurz}}{b_{lang}} = 1 \right)$$



Kleine Abkürzungstabelle für die Formeln nach Mahmood und Paluszny	
$k_p$	Nachgebender Plattenkoeffizient in Abhängigkeit von $\left(\alpha = \frac{d}{b}\right)$
$k_i$	Plattenkoeffizient in Abhängigkeit von $\left(\alpha = \frac{d}{b}\right)$
$\nu$	Querkontraktionszahl vom Material des Profils
$\beta$	Faktor zwischen Materialstärke und des Seitenverhältnisses $\left(\frac{t}{b}\right)$
$t$	Wandstärke
$b_{Lang}$	Breite der knickenden Platte (Lange Seite der Querschnittsfläche vom Profil)
$d_{kurz}$	Breite der eingespannten Platte (kurze Seite der Querschnittsfläche vom Profil)
$E$	Elastizitätsmodul des Materials
$\sigma_y$	Fließspannung des Materials
$A$	Querschnittsfläche
$\rho$	Radius der Drehung
$l_{eff}$	Effektive Länge des Profils ( Theorie vom Euler Knickung)
$\alpha$	Verhältnis $\left(\frac{d}{b}\right)$

Tabelle 23: Tabelle für spezielle Abkürzungen, die zu den Formeln von Mahmood und Paluszny gehören. (Nagle 2015, S. 44–46).

Experimentelle Testversuche für quadratische Profile (Mahmood und Paluszny)							
Länge einer Seite des Quadrats	Wandstärke	Verhältnis	Fließspannung	Dynamische maximale Kraft (Testversuch)	Koeffizient aus Tabelle	Dynamische maximale Kraft (Formel)	Error
$\frac{b_{lang} = d_{kurz}}{d_{kurz}}$ (mm)	$t_0$ (mm)	$\frac{t_0}{b_{lang} = d_{kurz}}$	$\sigma_y$ (N/mm <sup>2</sup> ) oder (MPa)	$F_{max}^d$ (kN)	$\beta$	$F_{max}^d$ (kN)	%
190,50	0,762	0,0040	296,47	36,83	1,00	35,76	3
95,25	0,762	0,0080	296,47	32,47	1,00	32,47	0
82,55	0,8128	0,0091	160,65	24,20	1,00	25,57	5,7
58,42	0,762	0,0130	296,47	29,91	1,00	30,31	1,3
100,08	1,4986	0,0150	215,81	98,55	1,00	95,94	2,6
82,55	1,4224	0,0160	160,65	72,95	1,00	72,42	0,72
38,10	0,762	0,0200	298,54	27,28	1,06	27,83	2
100,08	2,1844	0,0220	215,81	186,31	1,09	186,19	0
82,55	2,032	0,0240	298,54	191,26	1,12	187,67	1,9
100,08	3,1496	0,0315	215,81	343,22	1,24	348,68	1,6
63,50	2,032	0,0320	296,47	174,36	1,24	172,97	0,5
59,94	2,286	0,0381	215,81	175,53	1,34	172,87	1,5
40,64	1,6002	0,0320	215,81	83,81	1,55	79,13	5,5
82,55	1,9304	0,0234	138,58	115,65	1,11	111,2	3,8

Tabelle 24: Experimentelle, dynamische Testversuche für quadratische Profile (Tabelle wurde in andere Einheiten umgerechnet) (H. F. Mahmood, A. Paluszny 1981, S. 12).



Experimentelle Testversuche für rechteckige Profile (Mahmood und Paluszny)									
Längere Seite des Rechtecks	Kürzere Seite des Rechtecks	Wandstärke	Verhältnis	Verhältnis	Streckgrenze	Dynamische maximale Kraft (Testversuch)	Koeff. aus Tabelle	Dynamische maximale Kraft (Formel)	Error
$b_{lang}$ (mm)	$d_{kurz}$ (mm)	$t_0$ (mm)	$\frac{t_0}{b_{lang}}$	$\alpha = \frac{a}{b_{lang}}$	$\sigma_y$ (N/mm <sup>2</sup> ) oder (MPa)	$F_{max}^d$ (kN)	$k_p$	$F_{max}^d$ (kN)	%
101,6	25,4	2,032	0,0200	0,25	296,47	156,6	4,65	39,10	11
152,4	38,1	0,762	0,0050	0,25	296,47	32,0	4,65	6,84	4,7
101,6	50,8	2,032	0,0200	0,5	296,47	188,6	3,7	42,49	0,2
152,4	76,2	0,762	0,0050	0,5	296,47	32,4	3,7	7,44	2
82,55	82,55	2,032	0,0240	1	296,47	191,3	2,11	42,19	1,2
58,42	58,42	0,762	0,0130	1	296,47	29,9	2,11	6,81	1,3

Tabelle 25: Experimentelle, dynamische Testversuche für rechteckige Profile (Tabelle wurde in andere Einheiten umgerechnet) (H. F. Mahmood, A. Paluszny 1981, S. 12).

#### Bemerkung zu den Berechnungen:

- Die Versuchswerte von Mahmood und Paluszny sind immer auf die maximale dynamische Last bezogen. Dadurch kann die Theorie von Nagle (nur rechteckige Profile) nur über die maximale wirkende Kraft verglichen werden.
- Dadurch, dass in der Tabelle die maximalen Kräfte angegeben sind und die Bezugsformeln der quadratischen Profile die Eckendrucklast, mittlere Last und minimale Drucklast beschreiben, ist es nicht möglich, sich auf die Tabellenwerte zu beziehen.
- Um zum richtigen Ergebnis zu gelangen, müssen die Tabellenwerte erst in das metrische System umgerechnet werden.
- Die experimentellen Versuche zeigen eine große Variation der geometrischen Parameter. Sowohl die Wandstärken als auch die Breitenverhältnisse geben immer unterschiedliche Werte, so dass kein Geometrievergleich möglich ist (Tabelle 25). Aus diesem Grund können keine ganzen Versuchsreihen bewertet werden, sondern immer nur einzelne Testversuche.
- Die Koeffizienten  $k_p$ ,  $k_i$ ,  $\beta$  wurden abgelesen (Diagramm 31 und 32).
- Weil die Geometrie zwischen den quadratischen und rechteckigen Profilen ähnlich ist und nach der Quelle keine Formeln für max. Kräfte (für Quadratprofile) hervorgehen, werden die Formeln der rechteckigen Profile anhand eines Eigenversuchs auf die quadratischen Profile angewendet.

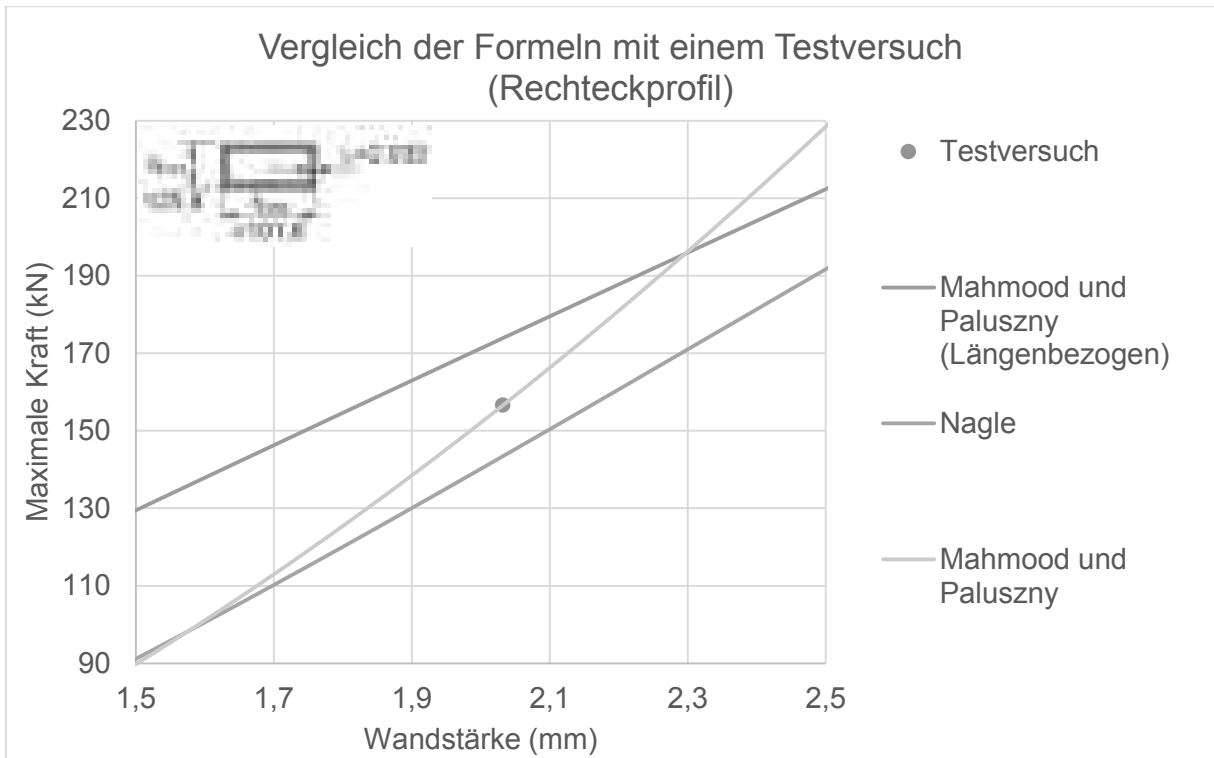


Diagramm 33: Der Vergleich zwischen den Formeln (64, 97 und 63) und dem Testversuch (Tabelle 25) von Mahmood und Paluszny (1981) und Nagle (2014) mit einem Rechteckprofil mit den Abmaßen (101,6 \* 25,4 \* 2,032) mm und einer Länge  $L = 711,2$  mm, E-Modul = 206,8428 GPa und Querkontraktionszahl vom Material  $\nu = 0,3$

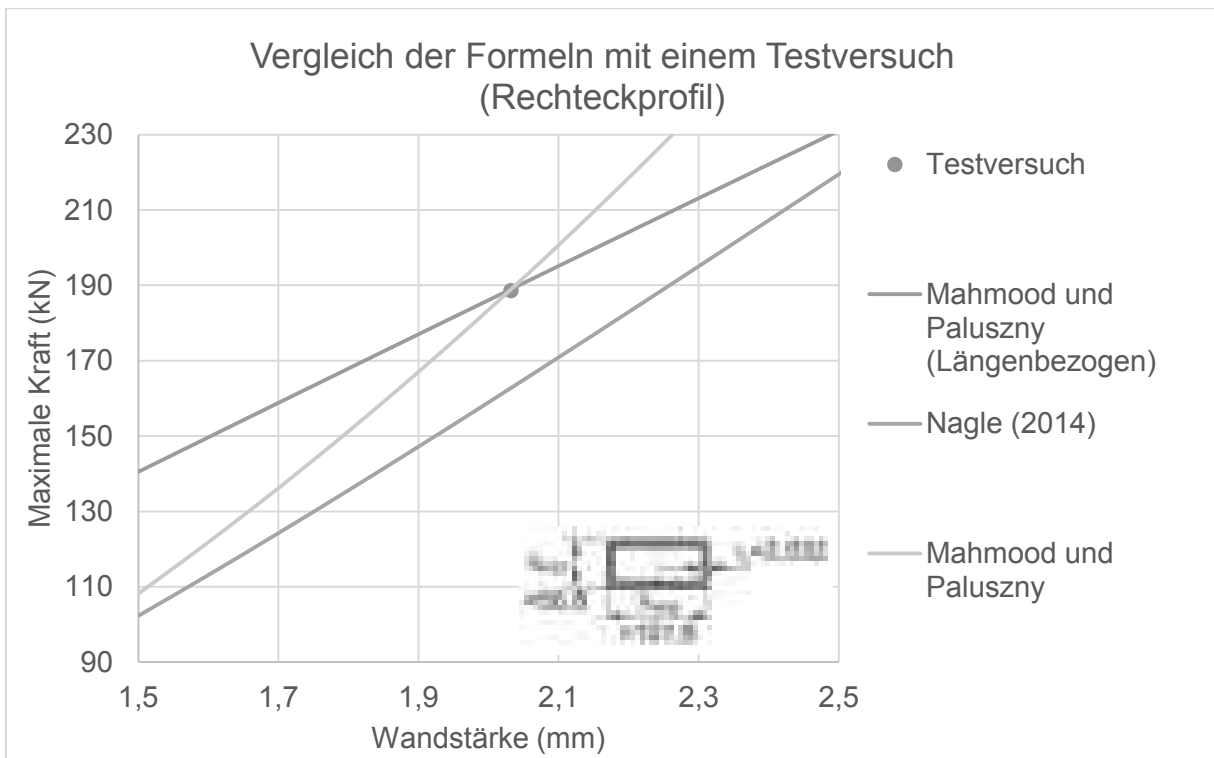


Diagramm 34: Der Vergleich zwischen den Formeln (64, 97 und 63) und Testversuch (Tabelle 25) von Mahmood und Paluszny (1981) und Nagle (2014). Das Rechteckprofil hat das Abmaß (101,6 \* 50,8 \* 2,032) mm und eine Länge von  $L = 711,2$  mm, E-Modul = 206,8428 GPa und Querkontraktionszahl vom Material  $\nu = 0,3$ .

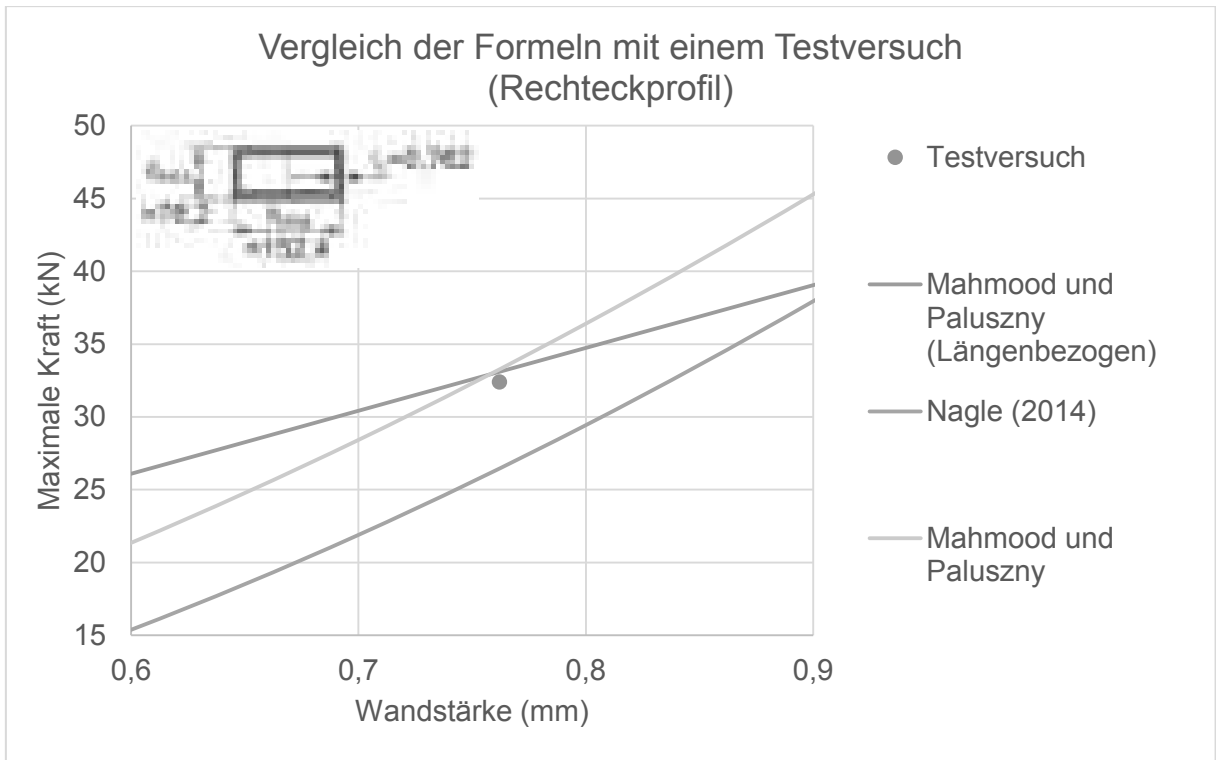


Diagramm 35: Der Vergleich zwischen den Formeln (64, 97 und 63) und Testversuch (Tabelle 25) von Mahmood und Paluszny (1981) und Nagle (2014). Das Rechteckprofil hat das Abmaß (152,4 \* 76,2 \* 0,762) mm und eine Länge von L = 711,2 mm, E-Modul = 206,8428 GPa und Querkontraktionszahl vom Material  $\nu = 0,3$ .

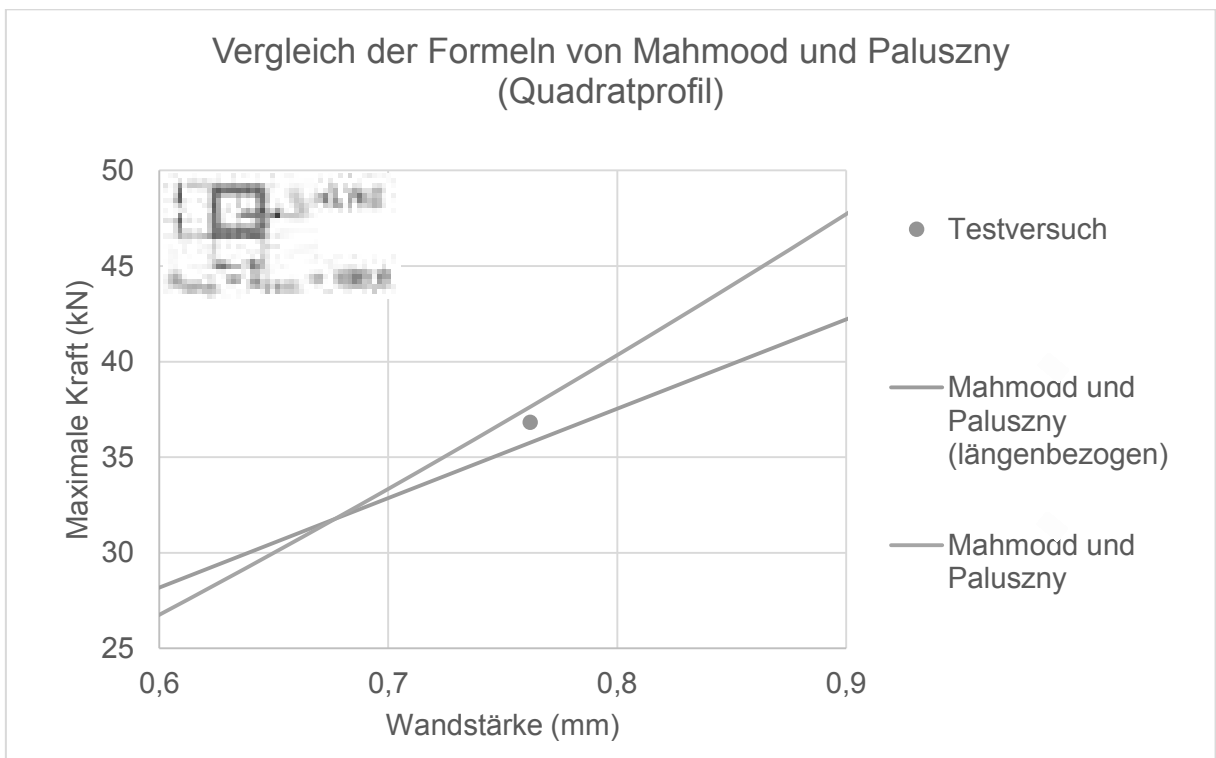


Diagramm 36: Der Vergleich zwischen den Formeln (64 und 63) und Testversuch (Tabelle 24) von Mahmood und Paluszny (1981). Das Quadratprofil hat das Abmaß (190,5 \* 190,5 \* 0,762) mm und eine Länge von L = 711,2 mm, E-Modul = 206,8428 GPa und Querkontraktionszahl vom Material  $\nu = 0,3$ .

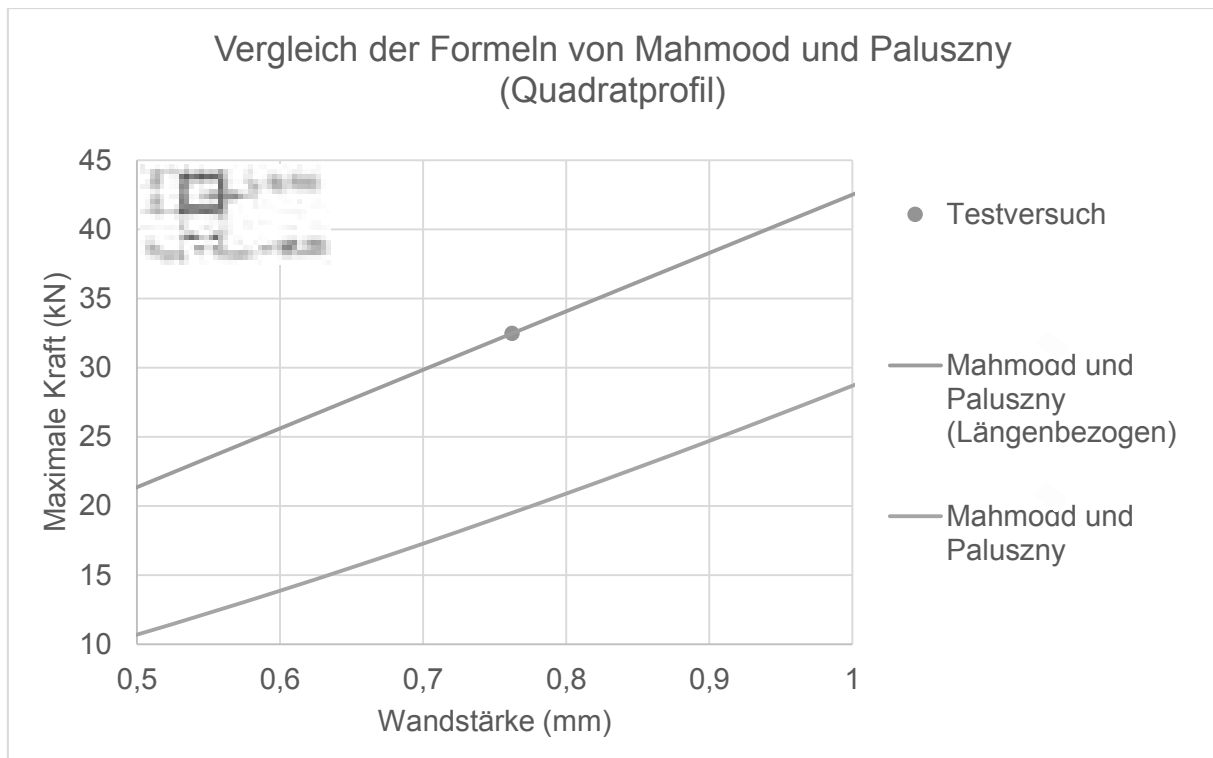


Diagramm 37: Der Vergleich zwischen den Formeln (64 und 63) und Testversuch (Tabelle 24) von Mahmood und Paluszny (1981). Das Quadratprofil hat das Abmaß  $(95,25 * 95,25 * 0,762)$  mm und eine Länge von  $L = 711,2$  mm, E-Modul = 206,8428 GPa und Querkontraktionszahl vom Material  $\nu = 0,3$ .

#### Bewertung der Ergebnisse für Rechteckprofile:

- Bei den Rechteckprofilen ist die Formel von Mahmood und Paluszny (1981) am besten, die nicht auf die Länge des Profils bezogen ist. Mit den Profilabmaßen vom ersten  $(101,6 * 25,4 * 2,032)$  mm und zweiten  $(101,6 * 50,8 * 2,032)$  mm Profil trifft die Formelfunktion sogar exakt die Versuchswerte. Der Schätzwert fällt dadurch sehr gut aus. Durch die Maße des dritten Profils von  $(152,4 * 76,2 * 0,762)$  mm kann ein guter Schätzwert geliefert werden.
- Die Formelvariante mit Berücksichtigung der Profillänge von 711,2 mm kann bei dem zweiten Profil mit den Abmaßen  $(101,6 * 50,8 * 2,032)$  mm einen exakten Wert liefern. Die Annäherung an das dritte Profil weist ähnlich gute Werte auf wie die längenunabhängige Formel. Das erste Profil mit den Abmaßen von  $(101,6 * 25,4 * 2,032)$  mm zeigt im Vergleich zu den anderen den höchsten Toleranzbereich.
- Die Berechnung über die Theorie von Nagle (2014) weist immer Toleranzen auf. Die Versuche zeigen, dass die maximale Kraft immer höher liegt als der Funktionsverlauf.

#### Bewertung der Ergebnisse für Quadratprofile:

- Der eigene Versuch, die Formeln von Mahmood und Paluszny auf quadratische Profile anzuwenden, hat ergeben, dass die Gleichung mit Berücksichtigung der Länge gute Ergebnisse liefert. Der Wert mit den Maßen  $(95,25 * 95,25 * 0,762)$  mm wird sogar exakt getroffen. Bei dem anderen Profil zeigt sich ein geringer Toleranzbereich.
- Durch die längenunabhängige Formel zeigt sich durch die Berechnung ein zu hoher Toleranzbereich und die Werte sind dadurch unbrauchbar.



**Fazit:**

In diesem Kapitel sind die Berechnungen von rechteckigen Profilen mit der längenunabhängigen Formel von Mahmood und Paluszny (1981) am besten. Die Berechnung der quadratischen Profile muss mit der mittleren Kraft berechnet werden. Das erfordert weitere Testreihen, die weniger in ihren Geometrieparametern variieren. Durch die einzelnen Versuchswerte und die Anwendungen der Formeln von Mahmood und Paluszny ist nicht erwiesen, dass die Gleichungen bei einer hohen Anzahl von Testversuchen die Genauigkeit beibehalten können. Eine hohe Anzahl von Testversuchen ohne Variation der Geometrieparameter wäre dafür nötig.

6.2.2 Theorie von Abramowicz und Jones

Durch die Theorie von **Abramowicz und Jones** wird das Deformationsprinzip der Faltung in unterschiedliche Fälle eingeteilt. Bei der Draufsicht auf das Profil wird unterschieden zwischen symmetrischem Fall, asymmetrischem Fall Typ A, asymmetrischem Fall Typ B und einem ausgedehnten Fall (extensionaler Mode), der in den Profilen eintreten kann.

	symmetrischer Fall	asymmetrischer Fall (B)
	asymmetrischer Fall (A)	ausgedehnter Fall
Ausdehnungsfall	asymmetrischer Fall (A)	

Abbildung 16: Unterschiede der verschiedenen Deformationsfälle nach Abramowicz und Jones (Nagle 2015, S. 48).

Die schematische Erklärung der verschiedenen Fälle ist am anschaulichsten, wenn nach dem Eintritt der Deformation ein Schnitt durch die Querschnittsfläche A-A gelegt wird. Die Draufsicht zeigt dann die verschiedenen Verformungsebenen. Dadurch ist es möglich, den jeweiligen Fall kategorisch zu bewerten und zuzuordnen. Es gibt drei Möglichkeiten, damit der Querschnitt des symmetrischen Falls gewährleistet ist (Nagle 2015, S. 48).

Der symmetrische Fall (symmetrischer Mode) ist gegeben, wenn (Nagle 2015, S. 48):

- alle vier Ebenen nach innen deformiert sind.
- zwei gegenüberliegende Ebenen entweder nach innen oder außen deformiert sind.
- drei Ebenen eine nach innen und eine Ebene eine nach außen gerichtete Deformation zeigen.

Der asymmetrische Fall A (asymmetrischer Mode A) ist gegeben, wenn (Nagle 2015, S. 48):

- die Querschnittsfläche der Deformation von drei Ebenen nach außen zeigt und eine nach innen. Damit ist der asymmetrische Fall A das Gegenteil der dritten Variante des symmetrischen Falls.



Der asymmetrische Fall B (asymmetrischer Mode B) ist gegeben, wenn (Nagle 2015, S. 48):

- jeweils auf der gegenüberliegenden Seite eine deformierte Ebenen nach innen und eine nach außen zeigt.

Der ausgedehnte (extensionaler Mode) Fall ist gegeben, wenn (Nagle 2015, S. 48):

- alle deformierten Ebenen nach außen gewölbt sind.

Durch die vier Fälle (Tabelle 26) ist es möglich, dass während eines Zeitintervalls der Deformation die symmetrische in die asymmetrische Faltung umschlägt. Experimente haben gezeigt, dass sich die Reihenfolge entlang der Deformation wiederholt. Während der Umwandlung wechselt die asymmetrische Ebene zwischen deformierten und nicht deformierten Bereichen. Es ist möglich, dass bei unsymmetrischer Deformation oder fehlerhaftem Profil eine Biegung beginnt. Die Testreihen haben gezeigt, dass die Energieabsorption variieren kann und sich dem Trägerverhalten anpasst (Nagle 2015, S. 48).

**Abramowicz und Jones** beziehen sich auf Größen wie mittlere Kraft und externe Kraft, die im Bezug zu den Material- und Geometrieparametern stehen. Dadurch konnten analytische Gleichungen für das statische und dynamische Faltmodell abgeleitet werden. Zusätzlich sind Gleichungen entwickelt worden, die den effektiven eindrückenden Abstand beschreiben. Durch experimentelle Resultate mit quadratischen Profilen unter Anwendung der Theorie ist es möglich, die Ergebnisse zu ermitteln und zu beurteilen (Nagle 2015, S. 48).

Abhängig von der analytischen Vorhersage ist durch Abramowicz und Jones eine besondere Art der axialen Faltung in einem Bereich festgelegt worden, es gilt das Verhältnis zwischen  $C/t$  (Nagle 2015, S. 48).

$$C = \frac{b_{lang} + d_{kurz}}{2}$$

Formel 71

Das Verhältnis zwischen  $C/t$  variiert je nach Fall unterschiedlich (Nagle 2015, S. 49).

Tabelle mit dem Verhalten von $C/t$		
1	Symmetrisches Verhalten für den dünnen Bereich (symmetrischer Mode )	$\frac{C}{t} \geq 40,8$
2	Asymmetrisches Verhalten Fall A ist während der Deformationsfase nicht kontrollierbar (asymmetrische Mode A)	$0 \leq \frac{C}{t} \leq 40,8$
3	Asymmetrisches Verhalten Fall B (asymmetrische Mode B)	$7,5 \leq \frac{C}{t} \leq 40,8$
4	Ausgedehntes Verhalten für den dicken Bereich (Extensionaler Mode)	$\frac{C}{t} \leq 7,5$

Tabelle 26: Verschiedene Fälle des Deformationsverhaltens in einer Ebene (Nagle 2015, S. 49).



Die statische Druckkraft im symmetrischen Fall mit Berücksichtigung des effektiven eindrückenden Abstandes ergibt sich aus (Nagle 2015, S. 49):

$$F_2' = 52.22 \left(\frac{C}{t}\right)^{\frac{1}{3}} * M_0 \quad \text{Formel 72}$$

Aus dem plastischen Moment pro Längeneinheit  $M_0$  ergibt sich (Nagle 2015, S. 49):

$$M_0 = \frac{\sigma_0 t^2}{4} \quad \text{Formel 73}$$

Die dynamische Drucklast im symmetrischen Fall mit Berücksichtigung des effektiven eindrückenden Abstandes und der Material-Dehnungsgeschwindigkeit ergibt sich aus  $P_2^{d'}$ . Berücksichtigt werden dabei die Geschwindigkeit der einschlagenden Masse  $V$ , der Cowper-Koeffizient  $D = 6844$  und  $p = 3,91$  (Nagle 2015, S. 50).

$$F_2^{d'} = 52.22 \left[ 1 + \left(\frac{0.33V}{CD}\right)^{\frac{1}{p}} \right] \left(\frac{C}{t}\right)^{\frac{1}{3}} * M_0^d \quad \text{Formel 74}$$

Weitere Fälle der dynamischen Drucklast im asymmetrischen Fall (A und B) sind (W. Abramowicz 1984, S. 200):

$$F_2^{d'} = \left[ 1 + \left(\frac{0.49V}{CD}\right)^{\frac{1}{p}} \right] * \left[ 43.61 \left(\frac{C}{t}\right)^{\frac{1}{3}} + 3,79 \left(\frac{C}{t}\right)^{\frac{2}{3}} + 2,6 \right] * M_0^d \quad \text{Formel 75}$$

$$F_2^{d'} = \left[ 1 + \left(\frac{0.41V}{CD}\right)^{\frac{1}{p}} \right] * \left[ 46.16 \left(\frac{C}{t}\right)^{\frac{1}{3}} + 2.14 \left(\frac{C}{t}\right)^{\frac{2}{3}} + 1.30 \right] * M_0^d \quad \text{Formel 76}$$

Aus dem dynamisch-plastischen Moment pro Längeneinheit  $M_0^d$  mit der dynamischen Fließspannung  $\sigma_0^d$  ergibt sich (Nagle 2015, S. 50):

$$M_0^d = \frac{\sigma_0^d t^2}{4} \quad \text{Formel 77}$$

Die statische Drucklast im asymmetrischen Fall A mit Berücksichtigung des effektiven eindrückenden Abstandes ergibt sich aus (Nagle 2015, S. 50):

$$F_2' = \left[ 42.92 \left(\frac{C}{t}\right)^{\frac{1}{3}} + 3.17 \left(\frac{C}{t}\right)^{\frac{2}{3}} + 2.04 \right] * M_0 \quad \text{Formel 78}$$



Die mittlere dynamische Drucklast im asymmetrischen Fall A mit Berücksichtigung des effektiven eindrückenden Abstandes und der Geschwindigkeit der Materialdehnung ist (Nagle 2015, S. 50):

$$F_2^{d'} = \left[ 1 + \left( \frac{0.44V}{CD} \right)^{\frac{1}{p}} \right] * \left[ 42.92 \left( \frac{C}{t} \right)^{\frac{1}{3}} + 3.17 \left( \frac{C}{t} \right)^{\frac{2}{3}} + 2.04 \right] * M_0^d \quad \text{Formel 79}$$

Die mittlere Drucklast im asymmetrischen Fall A ist (W. Abramowicz 1984, S. 197):

$$F_2' = \left[ 43.61 \left( \frac{C}{t} \right)^{\frac{1}{3}} + 3.79 \left( \frac{C}{t} \right)^{\frac{2}{3}} + 2.6 \right] * M_0 \quad \text{Formel 80}$$

Die mittlere, statische Drucklast im asymmetrischen Fall B mit Berücksichtigung des effektiven eindrückenden Abstandes ergibt sich aus (Nagle 2015, S. 50):

$$F_2' = \left[ 45.9 \left( \frac{C}{t} \right)^{\frac{1}{3}} + 1.75 \left( \frac{C}{t} \right)^{\frac{2}{3}} + 1.02 \right] * M_0 \quad \text{Formel 81}$$

Die mittlere, dynamische Drucklast im asymmetrischen Fall B mit Berücksichtigung des effektiven eindrückenden Abstandes und der Geschwindigkeit der Materialdehnung ist (Nagle 2015, S. 51):

$$F_2^{d'} = \left[ 1 + \left( \frac{0.39V}{CD} \right)^{\frac{1}{p}} \right] * \left[ 45.9 \left( \frac{C}{t} \right)^{\frac{1}{3}} + 1.75 \left( \frac{C}{t} \right)^{\frac{2}{3}} + 1.02 \right] * M_0^d \quad \text{Formel 82}$$

Die mittlere Drucklast im asymmetrischen Fall B ist (W. Abramowicz 1984, S. 197):

$$F_2' = \left[ 46,16 \left( \frac{C}{t} \right)^{\frac{1}{3}} + 2,14 \left( \frac{C}{t} \right)^{\frac{2}{3}} + 1.3 \right] * M_0 \quad \text{Formel 83}$$

Die mittlere, statische Drucklast im extensionalen Fall mit Berücksichtigung des effektiven eindrückenden Abstandes wird berechnet als (Nagle 2015, S. 51):

$$F_2' = \left[ 32.64 \left( \frac{C}{t} \right)^{\frac{1}{2}} + 8.16 \right] * M_0 \quad \text{Formel 84}$$

Die mittlere, dynamische Drucklast im extensionalen Fall mit Berücksichtigung des effektiven eindrückenden Abstandes und der Geschwindigkeit der Materialdehnung ist (Nagle 2015, S. 51):

$$F_2^{d'} = \left[ 1 + \left( \frac{0.25V}{CD} \right)^{\frac{1}{p}} \right] * \left[ 32.64 \left( \frac{C}{t} \right)^{\frac{1}{2}} + 8.16 \right] * M_0^d \quad \text{Formel 85}$$



Die mittlere dynamische Drucklast des (Mix-Mode) extensionalen Falls ergibt sich durch (W. Abramowicz 1984, S. 197):

$$F_2^d = \left[ 36.83 \left( \frac{C}{t} \right)^{\frac{1}{2}} + 10,39 \right] * M_0 \quad \text{Formel 86}$$

Die symmetrische Geschwindigkeit in Abhängigkeit des Falls der Deformation ist (W. Abramowicz 1984, S. 204):

$$\frac{F_m^d}{F_m} = 1 + 0,183V^{0,256} \quad \text{Formel 87}$$

$$\frac{F_m^d}{F_m} = 1 + 0,170V^{0,256} \quad \text{Formel 88}$$

symmetrische/dynamische Testversuche (I Proben) (Abramowicz und Jones)							
Proben	Länge	Masse	Gesch.	Kin. Energie	Eindrucklänge	Dynamische Kraft des Experimentes	Fall der Deformation
	L(mm)	M (Kg)	V (m/s)	K (kJ)	(mm)	(kN)	
I1	133,2	73,6	6,350	1,48	62,24	23,8	s
I5	133	73,6	8,963	2,96	107,4	27,5	s
I7	177,9	73,6	6,302	1,46	52,1	28	s
I9	177,9	73,6	9,806	3,54	141,56	25	s
I13	222	73,6	7,847	2,27	88,5	25,6	s
I16	222,1	73,6	8,558	2,70	101	26,7	s
I19	244,4	73,6	6,207	1,42	47,3	30	s
I21	244,1	73,6	10,288	3,90	149,5	26,1	s
I23	244,3	73,6	8,513	2,67	109,4	24,5	s
I24	244	73,6	10,291	3,90	161	24,2	s
I25	267,1	73,6	6,174	1,40	57,1	24,6	s
I27	267,1	73,6	8,499	2,66	110,4	24,1	s
I28	267,1	73,6	7,794	2,24	86,5	25,3	s
I29	267,1	73,6	10,271	3,88	151,1	25,7	s
I33	289,1	73,6	8,476	2,64	109,7	24,1	s
I34	289	73,6	9,675	3,44	140	24,6	s
I36	289,1	73,6	7,747	2,21	82,9	26,6	s
I45	100,2	53,6	8,706	2,03	75,4	26,9	s
I46	100	38,6	10,387	2,08	78,6	26,5	s

Tabelle 27: Symmetrisch-dynamische quadratische Testversuche (I-Proben) mit einer Kantenlänge von 37,07 mm (Toleranzbereich mit +/-0,14 mm bis 0,15 mm) und einer Wandstärke von 1,152 mm (Toleranzbereich mit +/-0,028 mm bis 0,032 mm) (W. Abramowicz 1984, S. 182).



asymmetrische/dynamische Testversuche (I Proben) (Abramowicz und Jones)							
Proben	Länge	Masse	Gesch.	Kin. Energie	Eindrucklänge	Dynamische Kraft des Experimentes	Fall der Deformation
	$L$ (mm)	$M$ (Kg)	$V$ (m/s)	$K$ (kJ)	$\delta$ (mm)	$F_m^d$ (kN)	
I2	132,5	73,6	8,630	2,75	93,1	29,5	a
I3	132,9	73,6	7,890	2,29	85,1	26,5	a
I4	132	73,6	6,442	1,53	50,1	30,5	a
I6	133	53,6	10,421	2,91	108,3	26,9	a
I8	177,9	73,6	7,839	2,26	77,8	29,1	a
I10	177,9	73,6	8,647	2,75	95,6	28,8	a
I11	178,3	73,6	6,390	1,50	56,1	26,8	a
I12	178,1	63,6	10,415	3,45	126	27,4	a
I14	222	73,6	6,239	1,43	49,9	28,7	a
I15	222,3	73,6	7,883	2,29	83,4	27,4	a
I17	222,2	73,6	10,313	3,91	116,6	33,6	a
I18	222,1	73,6	10,282	3,89	132,3	29,4	a
I20	244,3	73,6	7,799	2,24	71,7	31,2	a
I26	267	73,6	6,238	1,43	45,4	31,5	a
I30	267	73,6	9,185	3,10	111,7	27,8	a
I32	289,1	73,6	6,151	1,39	48,9	28,5	a
I37	100,1	63,6	8,728	2,42	83,1	29,1	a
I40	100	73,6	6,420	1,52	51,8	29,3	a
I43	100	73,6	6,487	1,55	49,4	31,4	a
I44	100	43,6	9,298	1,88	58,7	32,1	a

Tabelle 28: Asymmetrisch-dynamische quadratische Testversuche (I-Proben) mit einer Kantenlänge von 37,07 mm (Toleranzbereich mit +/-0,14 mm bis 0,15 mm) und einer Wandstärke von 1,152 mm (Toleranzbereich mit +/- 0,028 mm bis 0,032 mm) (W. Abramowicz 1984, S. 182).



symmetrische/dynamische Testversuche (Abramowicz und Jones)							
Proben	Länge	Masse	Gesch.	Kin. Energie	Eindrucklänge	Dynamische Kraft des Experimentes	Fall der Deformation
	$L$ (mm)	$M$ (Kg)	$V$ (m/s)	$K$ (kJ)	$\delta$ (mm)	$F_m^d$ (kN)	
1	133,3	73,6	6,364	1,49	31,2	47,8	s
7	178,1	73,6	6,301	1,46	23,2	62,7	s
13	222,0	73,6	6,248	1,44	21,7	66,2	s
16	222,0	73,6	10,369	3,96	80,7	49,0	s
21	244,0	73,6	7,749	2,21	38,7	57,1	s
22	244,4	73,6	10,097	3,75	82,1	45,7	s
27	267,1	73,6	7,722	2,19	47,9	45,8	s
29	267,2	73,6	10,262	3,88	81,9	47,3	s
30	267,1	73,6	9,697	3,46	73,30	47,2	s
31	289,1	73,6	8,488	2,65	53,5	49,6	s
32	289,0	73,6	6,142	1,39	19,85	70,0	s
33	289,0	73,6	7,711	2,19	49,7	44,0	s
36	289,1	73,6	10,255	3,87	82,7	46,8	s
37	100,0	73,6	6,397	1,51	28,9	52,1	s
40	100,1	73,6	10,381	3,97	81,9	48,4	s

Tabelle 29: Symmetrisch-dynamische quadratische Testversuche mit einer Kantenlänge von 49,31 mm (Toleranzbereich mit +/-0,06 mm bis 0,14 mm) und einer Wandstärke von 1,63 mm (Toleranzbereich mit +/-0,02 mm) (W. Abramowicz 1984, S. 183).



asymmetrische/dynamische Testversuche (Abramowicz und Jones)							
Proben	Länge	Masse	Gesch.	Kin. Energie	Eindrucklänge	Dynamische Kraft des Experimentes	Fall der Deformation
	$L$ (mm)	$M$ (Kg)	$V$ (m/s)	$K$ (kJ)	$\delta$ (mm)	$F_m^d$ (kN)	
2	133.2	73.6	10.698	4.21	76.0	55.4	a
3	133.2	73.6	7.890	2.29	42.74	53.6	a
5	133.3	73.6	10.364	3.95	73.3	53.9	a
6	133.2	73.6	9.316	3.19	56.9	56.1	a
8	178.1	73.6	8.625	2.74	49.9	54.9	a
9	178.1	73.6	7.824	2.25	43.9	51.3	a
10	178.2	73.6	9.222	3.13	55.8	56.1	a
11	178.1	73.6	10.326	3.92	72.6	54.0	a
12	178.3	73.6	10.319	3.92	69.7	56.2	a
14	221.0	73.6	8.559	2.70	51.3	52.6	a
15	222.1	73.6	7.788	2.23	47.3	47.2	a
18	222.2	73.6	9.155	3.08	59.20	52.1	a
19	244.1	73.6	6.207	1.42	27.98	50.7	a
20	244.2	73.6	8.556	2.69	44.4	60.7	a
25	266.9	73.6	8.511	2.67	50.6	52.7	a
26	267.1	73.6	6.183	1.41	25.9	54.4	a
28	267.2	73.6	9.136	3.07	58.5	52.5	a
35	289.1	73.6	10.230	3.85	74.8	51.5	a
39	100.1	56.6	10.374	3.05	60.7	50.2	a
41	100.3	73.6	7.890	2.29	43.7	52.4	a
42	100.1	73.6	8.631	2.74	57.2	47.9	a
43	100.0	38.6	10.362	2.07	40.2	51.5	a
44	100.0	56.6	9.844	2.74	50.6	54.2	a
45	100.0	26.6	9.652	1.24	24.7	50.2	a

Tabelle 30: Asymmetrisch-dynamische quadratische Testversuche mit einer Kantenlänge von 49,31 mm (Toleranzbereich mit +/-0,06 mm bis 0,14 mm) und einer Wandstärke von 1,63 mm (Toleranzbereich mit +/-0,02 mm) (W. Abramowicz 1984, S. 183).

#### Anmerkung zu dem Vergleich der Abramowicz-Jones-Gleichungen:

1. Es sind nur die Vergleiche aufgestellt worden, die direkt aus der Quelle von Abramowicz und Jones stammen. Es wird so ermittelt, welche Formel die beste Annäherung an die Versuche besitzt.
2. Danach werden andere Quellen betrachtet und beurteilt.



### 6.2.3 Theorie von Wierzbicki und Abramowicz

**Wierzbicki und Abramowicz** entwarfen in ihrer Theorie ein Superfolding-Element (SE), das auch als Marco-Element oder Corner-Element bezeichnet werden kann. Das Verhalten des Superfolding-Elements wird während der Deformationsphase analysiert, um das theoretische Verhalten während der Faltprozesse zu untersuchen. Durch die Anwendung der Methode der finiten Elemente und der gängigen Deformationstheorien kann so der Faltprozess beschrieben werden. Die Theorie bezieht sich auf den axialen Einschlag, der einen kleinen Spielraum des Einschlagwinkels besitzen darf (nach Mahmood und Fileta ist dieser von 0° bis 10° möglich) (Nagle 2015, S. 51).

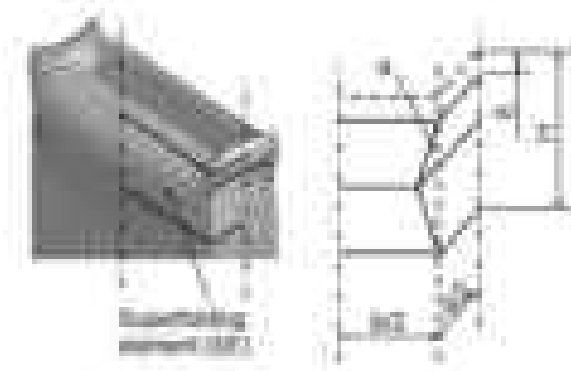


Abbildung 17: Die Position des Superfolding-Elementes (links) und eine schematische Darstellung des Superfolding-Elementes (rechts) (Nagle 2015, S. 52).

Kleine Abkürzungstabelle für die Theorie des Superfolding-Elementes		
1	$H$	Halbe Länge einer Falte
2	$\delta$	Die gestauchte Länge die durch den Faltprozess entsteht
3	$\alpha$	Der Winkel der durch den Faltprozess entsteht
4	$C$	Summe der halben Längen eines Rechtecks $C = \frac{b_{lang} + d_{kurz}}{2}$

Tabelle 31: Abkürzungstabelle für die Berechnung eines Superfolding-Elements nach der Theorie von Wierzbicki und Abramowicz (Nagle 2015, S. 52)

Nach Wierzbicki und Abramowicz kann der Faltprozess mit mehreren Modes berechnet werden. Darunter fällt der Mix-Mode, der aus den sich ausdehnenden (extensionalen Modes) und sich nicht ausdehnenden (inextensionalen Modes) ebenen Faltprozessen besteht. Die Energieabsorption findet an der plastischen, schmalen Deformationszone statt, die sich entlang des Profils bewegt (Nagle 2015, S. 52).

Für quadratische oder rechteckige Profile gilt für vier SEs eine mittlere Kraft (Nagle 2015, S. 53):

$$F_{2,eff,rect}^{sq} = 16\pi M_0 \left(\frac{C}{t}\right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Formel 89}$$



Die mittlere Kraft auf das Quadratprofil nach Wierzbicki und Abramowicz 2009 ergibt sich aus (Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother 2015, S. 66):

$$F_{m(Quadrat)} = 13,1\sigma_o a^{\frac{1}{3}} t^{\frac{5}{3}} \quad \text{Formel 90}$$

Die mittlere Kraft auf das Quadratprofil nach Wierzbicki und Abramowicz 1983 ergibt sich aus (T. Wierzbicki 1983, S. 732):

$$F_{m(Quadrat)} = 9,56\sigma_o a^{\frac{1}{3}} t^{\frac{5}{3}} \quad \text{Formel 91}$$

Die mittlere Kraft auf das Rechteckprofil nach Wierzbicki und Abramowicz 2009 ergibt sich aus (Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother 2015, S. 66):

$$F_{m(Rechteck)} = 10,4\sigma_o d_{kurz}^{\frac{1}{3}} t^{\frac{5}{3}} \left(1 + \frac{b_{lang}}{d_{kurz}}\right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Formel 92}$$

Die mittlere Kraft auf das Rechteckprofil nach Wierzbicki und Abramowicz 1983 ergibt sich aus (T. Wierzbicki 1983, S. 732):

$$F_{m(Rechteck)} = M_0 38,27 \sqrt[3]{\frac{C}{t}} \quad \text{Formel 93}$$

$$\text{mit } M_0 = \frac{\sigma_o t^2}{4} \text{ und } C = \frac{b_{lang} + d_{kurz}}{2}$$

Die berechnete Kraft ergibt sich aus dem Winkel der Deformation. Es gilt für ein Superfolding-Element (Nagle 2015, S. 53):

$$F(\alpha) = F_2 \left[0,6 + \frac{0,512}{\alpha}\right] \quad \text{Formel 94}$$

$$\delta = 2H(1 - \cos\alpha) \quad \text{Formel 95}$$

$$H = t^{\frac{1}{3}} C^{\frac{2}{3}} \quad \text{Formel 96}$$



## 6.2.4 Theorie von Nagle

Über die Theorie von Nagle (2015) können rechteckige Profile bereichsweise bestimmt werden. Der Bereich richtet sich nach der Wandstärke.

Nach der Theorie von Nagle ergibt sich für rechteckige Profile eine maximale Deformationskraft  $F_{max}$  aus (Nagle 2015, S. 128):

$$\begin{aligned}
 F_{max} = & \left[ 473,514 + 14,679 \left( \frac{b_{lang} - 80}{50} \right) + 85,774 \left( \frac{d_{kurz} - 80}{50} \right) \right. & \text{Formel 97} \\
 & - 7,494 \left( \frac{L - 525}{425} \right) + 199,202 \left( \frac{t_0 - 2,5}{1,5} \right) \\
 & + 78,203 \left( \frac{\sigma_y - 291,125}{170,613} \right) + 45,351 \left( \frac{\sigma_z - 368,376}{168,534} \right) \\
 & - 38,522 \left( \frac{b_{lang} - 80}{50} \right) \left( \frac{d_{kurz} - 80}{50} \right) \\
 & + 43,025 \left( \frac{b_{lang} - 80}{50} \right) \left( \frac{t_0 - 2,5}{1,5} \right) \\
 & + 18,607 \left( \frac{b_{lang} - 80}{50} \right) \left( \frac{\sigma_y - 291,125}{170,613} \right) \\
 & + 37,647 \left( \frac{d_{kurz} - 80}{50} \right) \left( \frac{t_0 - 2,5}{1,5} \right) \\
 & + 54,388 \left( \frac{d_{kurz} - 80}{50} \right) \left( \frac{\sigma_y - 291,125}{170,613} \right) \\
 & - 41,159 \left( \frac{d_{kurz} - 80}{50} \right) \left( \frac{\sigma_z - 368,376}{168,534} \right) \\
 & + 60,57 \left( \frac{t_0 - 2,5}{1,5} \right) \left( \frac{\sigma_y - 291,125}{170,613} \right) - 40,753 \left( \frac{t_0 - 2,5}{1,5} \right)^2 \\
 & \left. - 17,311 \left( \frac{\sigma_y - 291,125}{170,613} \right)^2 \right]^2
 \end{aligned}$$

Die mittlere Deformationskraft für rechteckige Profile  $F_2$  ergibt sich aus (Nagle 2015, S. 129):

$$\begin{aligned}
 F_2 = \exp & \left[ 10,987 + 0,108 \left( \frac{d_{kurz} - 80}{50} \right) - 0,084 \left( \frac{L - 525}{425} \right) + 1,161 \left( \frac{t_0 - 2,5}{1,5} \right) \right. & \text{Formel 98} \\
 & + 1,122 \left( \frac{\sigma_y - 291,125}{170,613} \right) + 0,141 \left( \frac{d_{kurz} - 80}{50} \right) \left( \frac{L - 525}{425} \right) \\
 & - 0,118 \left( \frac{d_{kurz} - 80}{50} \right) \left( \frac{\sigma_y - 291,125}{170,613} \right) \\
 & + 0,941 \left( \frac{\sigma_y - 291,125}{170,613} \right)^2 - 0,712 \left( \frac{\sigma_y - 291,125}{170,613} \right)^3 \\
 & - 0,198 \left( \frac{d_{kurz} - 80}{50} \right)^4 - 0,308 \left( \frac{t_0 - 2,5}{1,5} \right)^4 \\
 & \left. - 0,879 \left( \frac{\sigma_y - 291,125}{170,613} \right)^4 \right]
 \end{aligned}$$



## 6.2.5 Berechnungsdiagramme für quadratische Profile mit der Anwendung der Theorien von Abramowicz/Jones und Wierzbicki/Abramowicz

### 6.2.5.1 Vergleiche der Abramowicz- und Jones-Gleichungen

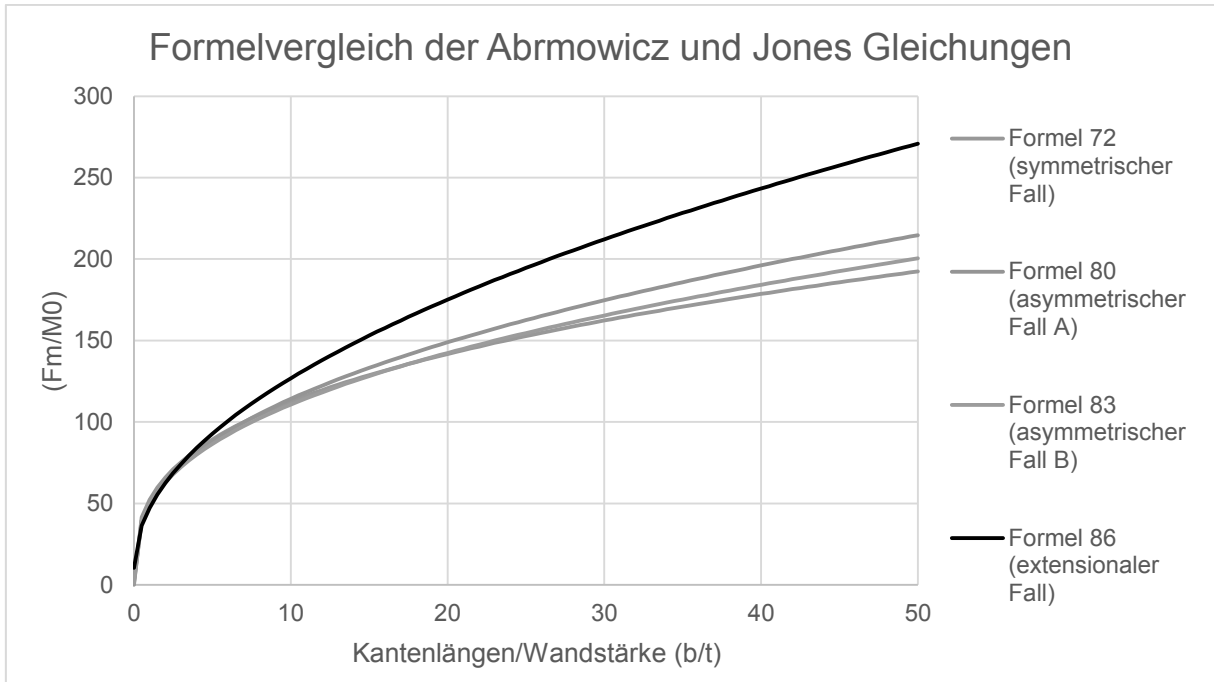


Diagramm 38: Das Verhältnis zwischen dynamischer Kraft /  $M_0$  und Kantenlänge / Wandstärke (der symmetrische Fall, asymmetrische Fall (A und B) und extensionale Fall). Überarbeitetes Diagramm und Verwendung der originalen Formeln nach Abramowicz und Jones (W. Abramowicz 1984, S. 201) (W. Abramowicz 1984, S. 182) (W. Abramowicz 1984, S. 183).

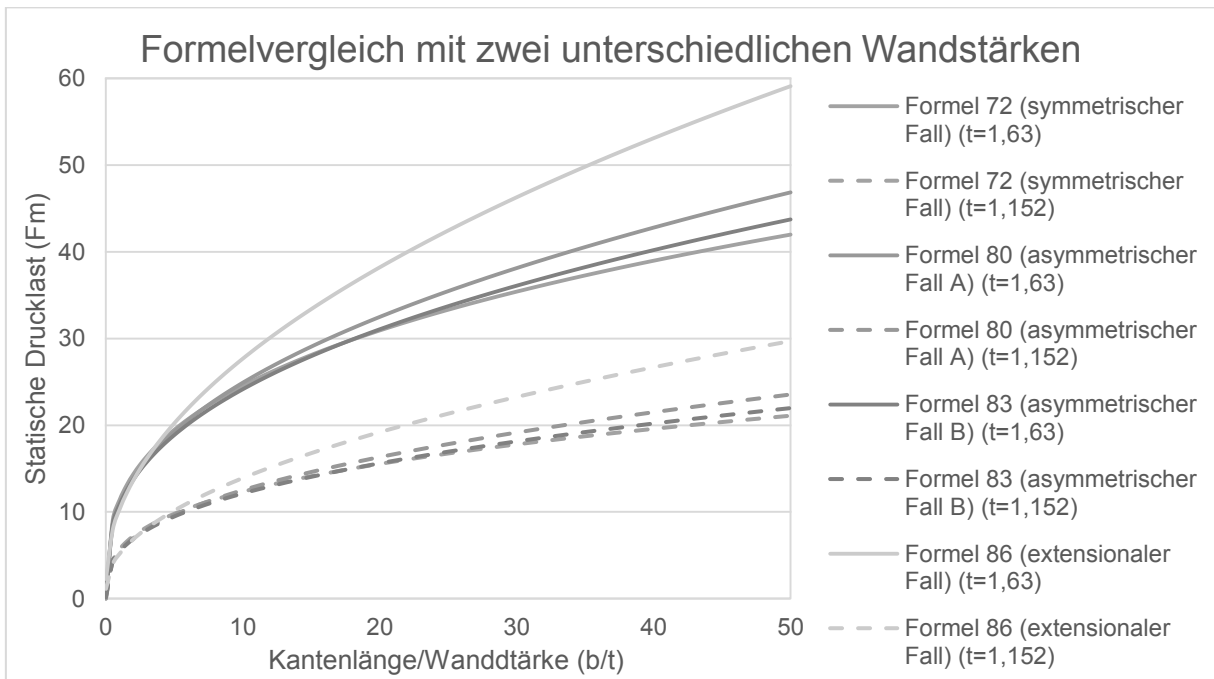


Diagramm 39: Das Verhältnis zwischen der statischen Drucklast und der Kantenlänge / Wandstärke (der symmetrische Fall, asymmetrische Fall (A und B) und extensionale Fall) mit zwei verschiedenen Wandstärken (Verwendung der originalen Formeln von Abramowicz und Jones) (W. Abramowicz 1984, S. 182) (W. Abramowicz 1984, S. 183).



6.2.5.2 Auswertung der Versuche mit zwei verschiedenen Wandstärken und mit Berücksichtigung der Profillängen

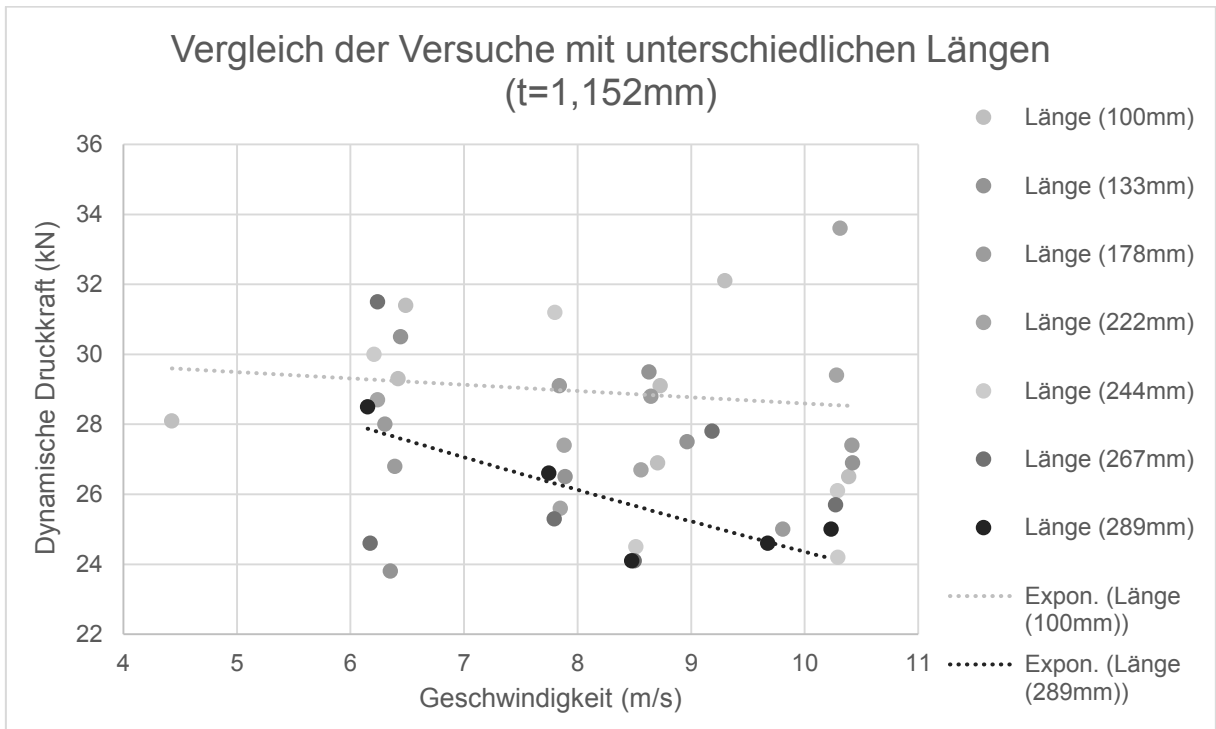


Diagramm 40: Das Verhältnis zwischen dynamischer Druckkraft und der Geschwindigkeit ( mit Berücksichtigung des Längenverhältnisses) und zwei exponentiellen Funktionsgeraden zwischen den längsten und kürzesten Profillängen (quadratische Profile) (W. Abramowicz 1984, S. 182).

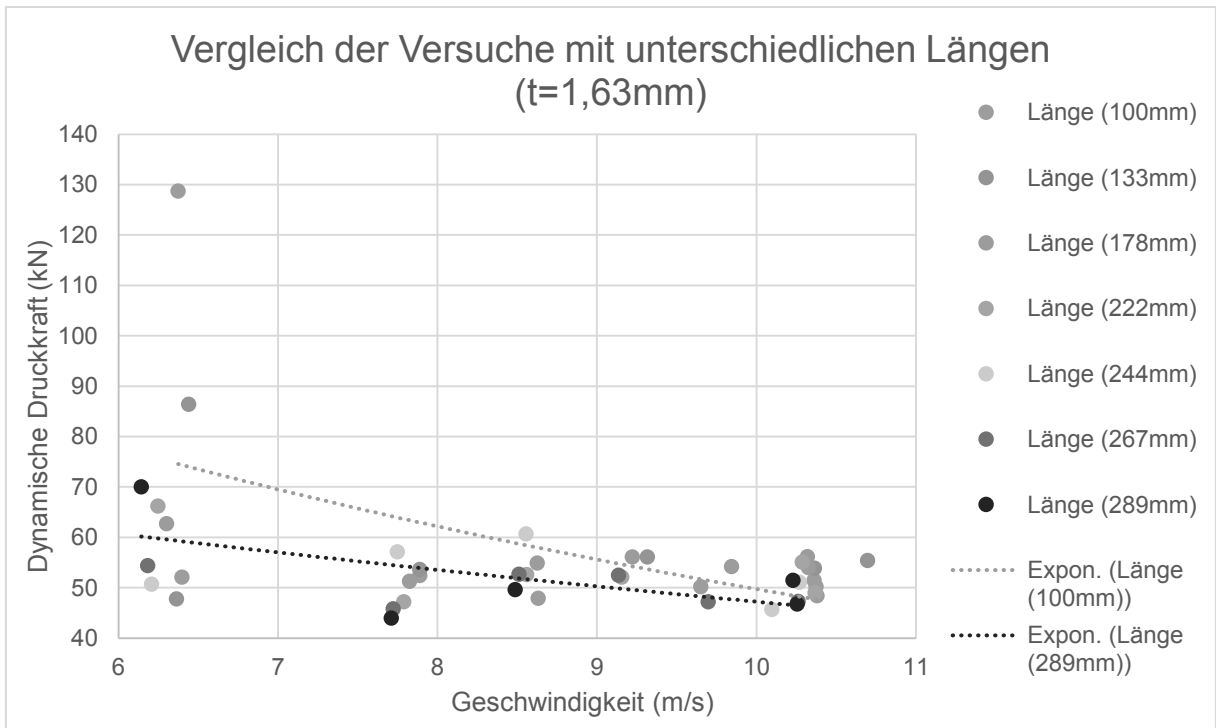


Diagramm 41: Das Verhältnis zwischen dynamischer Druckkraft und der Geschwindigkeit (mit Berücksichtigung des Längenverhältnisses) und zwei exponentiellen Funktionsgeraden zwischen den längsten und kürzesten Profillängen (quadratische Profile) (W. Abramowicz 1984, S. 183).



6.2.5.3 Auswertung der Versuche mit zwei Wandstärken und unter Einfluss der verschiedenen Symmetrien

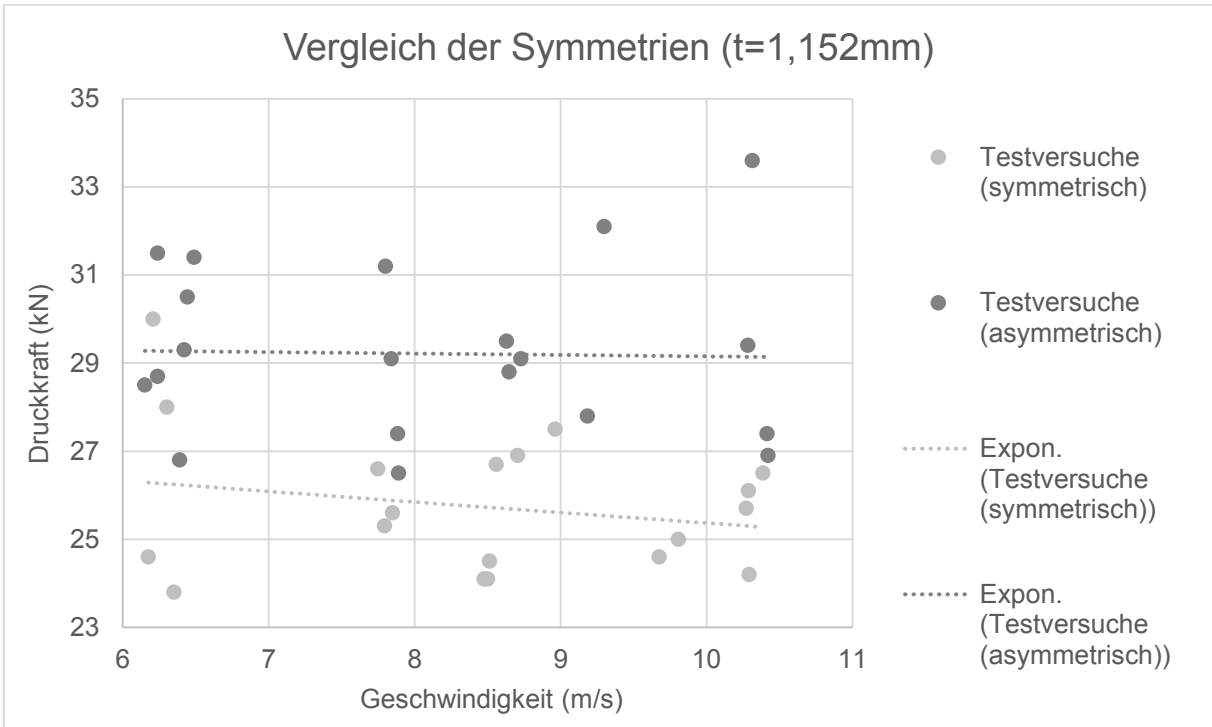


Diagramm 42: Das Verhältnis zwischen der Druckkraft und der Geschwindigkeit (mit Vergleich zwischen Symmetrie und Asymmetrie) mit einer Wandstärke von 1,152 mm (quadratische Profile) (W. Abramowicz 1984, S. 182).

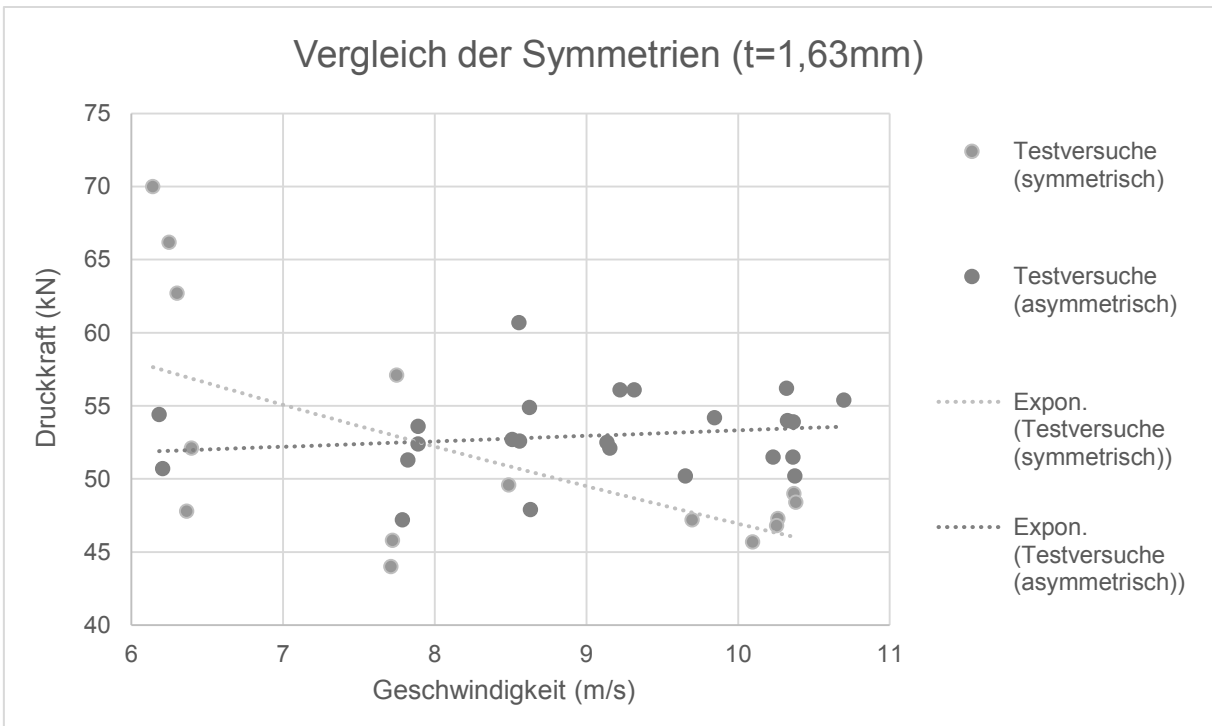


Diagramm 43: Das Verhältnis zwischen der Druckkraft und der Geschwindigkeit (mit Vergleich zwischen Symmetrie und Asymmetrie) mit einer Wandstärke von 1,63 mm (quadratische Profile) (W. Abramowicz 1984, S. 183).



6.2.5.4 Schätzung der Versuchswerte nach der Theorie von Wierzbicki und Abramowicz (Druckkraft / Geschwindigkeit)

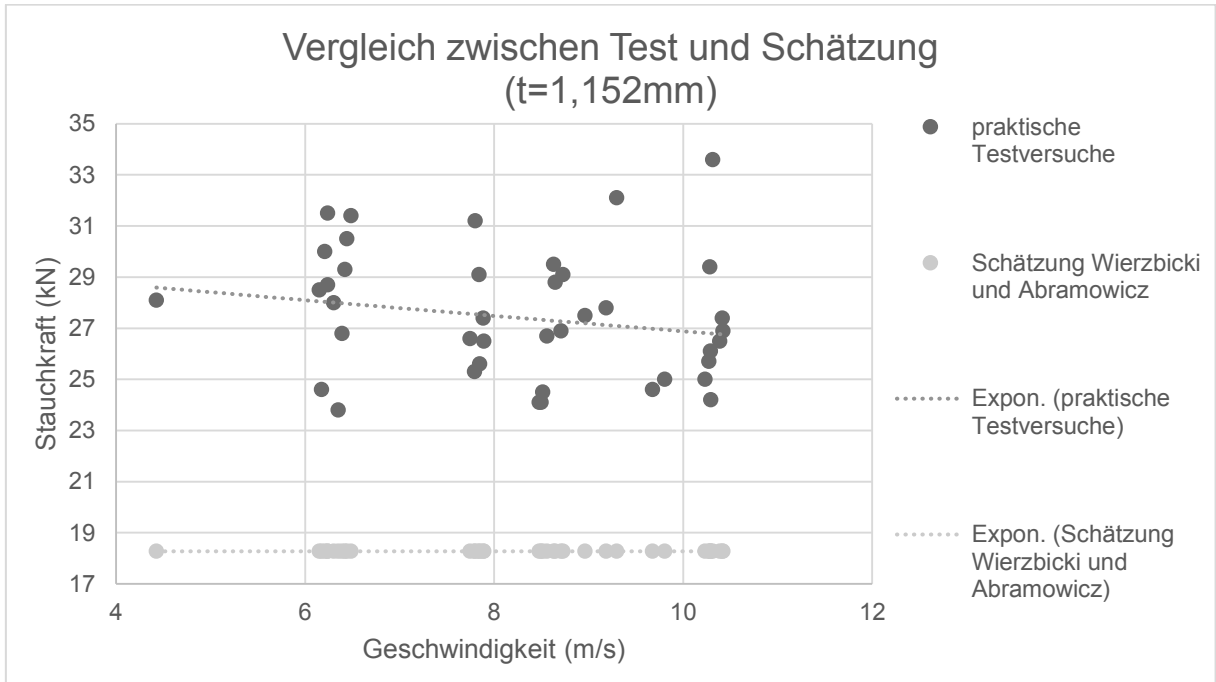


Diagramm 44: Das Verhältnis zwischen Druckkraft und Geschwindigkeit (Vergleich zwischen der Schätzung von Wierzbicki/Abramowicz und den Versuchswerten mit einer Wandstärke von 1,152 mm) (quadratische Profile). (W. Abramowicz 1984, S. 182). Formel ( $F_m = E_{kin}/s$ ) von Aufgabe Crashboxen (Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother 2015, S. 74).

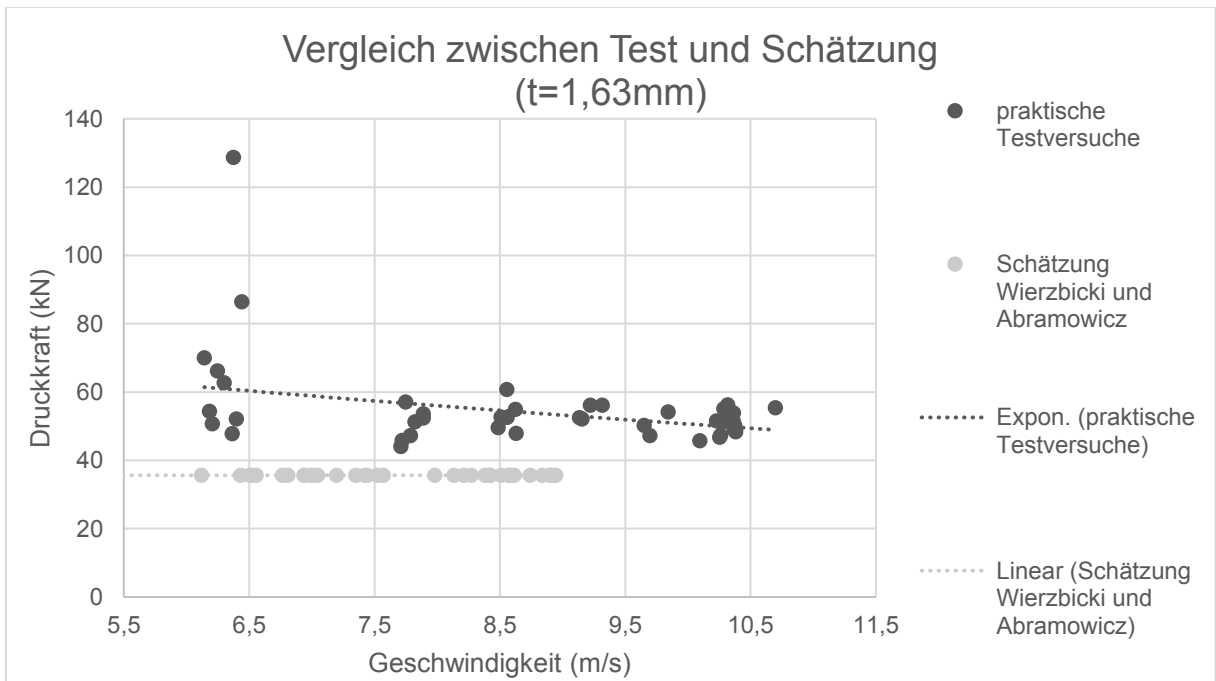


Diagramm 45: Das Verhältnis zwischen Druckkraft und Geschwindigkeit (Vergleich zwischen der Schätzung von Wierzbicki/Abramowicz und den Versuchswerten mit einer Wandstärke von 1,63mm) (quadratische Profile). (W. Abramowicz 1984, S. 183). Formel ( $F_m = E_{kin}/s$ ) von Aufgabe Crashboxen (Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother 2015, S. 74).



6.2.5.5 Schätzung der Versuchswerte nach der Theorie von Wierzbicki und Abramowicz (Druckkraft / Stauchweg)

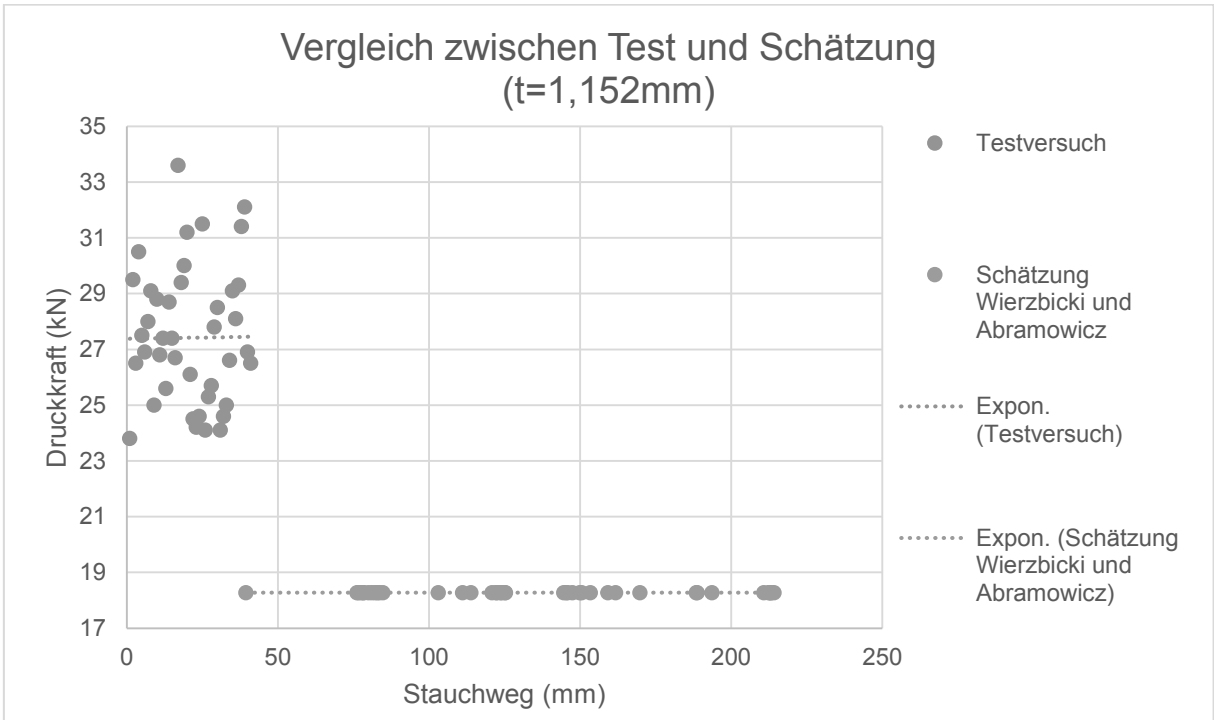


Diagramm 46: Das Verhältnis zwischen Druckkraft und Stauchweg (Vergleich zwischen der Schätzung von Wierzbicki/Abramowicz und den Versuchswerten mit einer Wandstärke von 1,152 mm) (quadratische Profile) Versuchswerte von Abramowicz und Jones (W. Abramowicz 1984, S. 182). Formel ( $F_m = E_{kin}/S$ ) von Aufgabe Crashboxen (Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother 2015, S. 74).

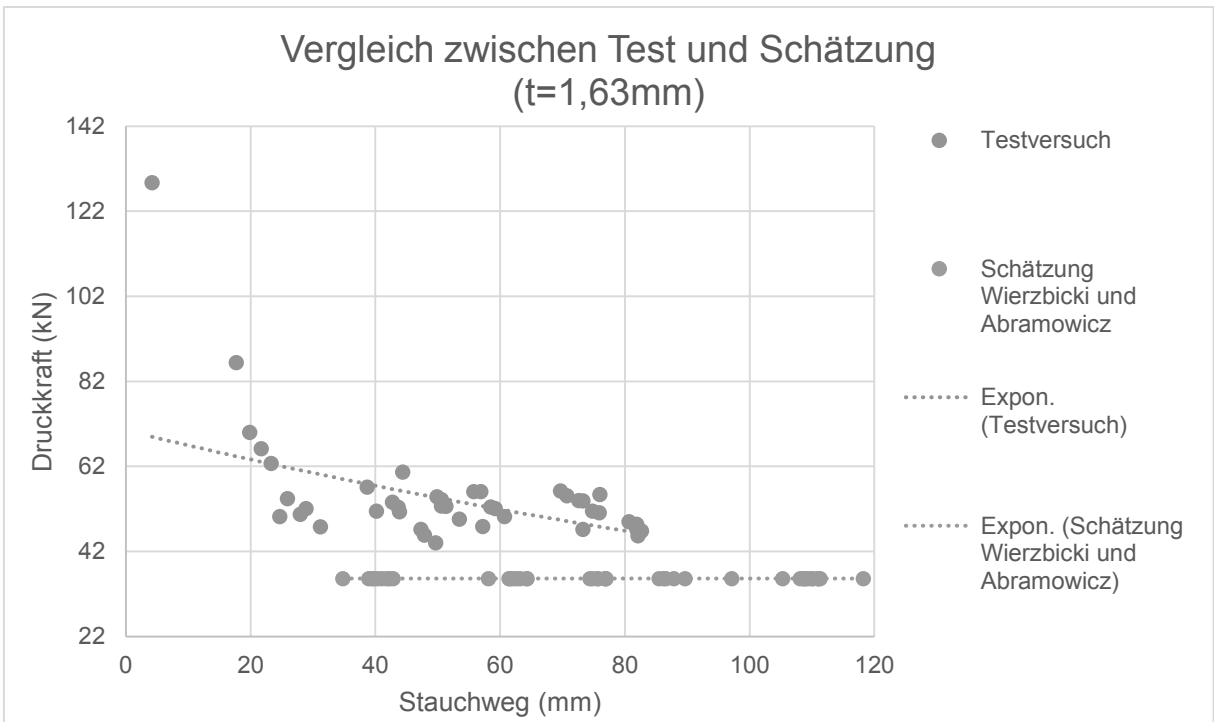


Diagramm 47: Das Verhältnis zwischen Druckkraft und Stauchweg (Vergleich zwischen der Schätzung von Wierzbicki/Abramowicz und den Versuchswerten mit einer Wandstärke von 1,63 mm) (quadratische Profile) Versuchswerte von Abramowicz und Jones (W. Abramowicz 1984, S. 183). Formel ( $F_m = E_{kin}/S$ ) von Aufgabe Crashboxen (Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother 2015, S. 74).

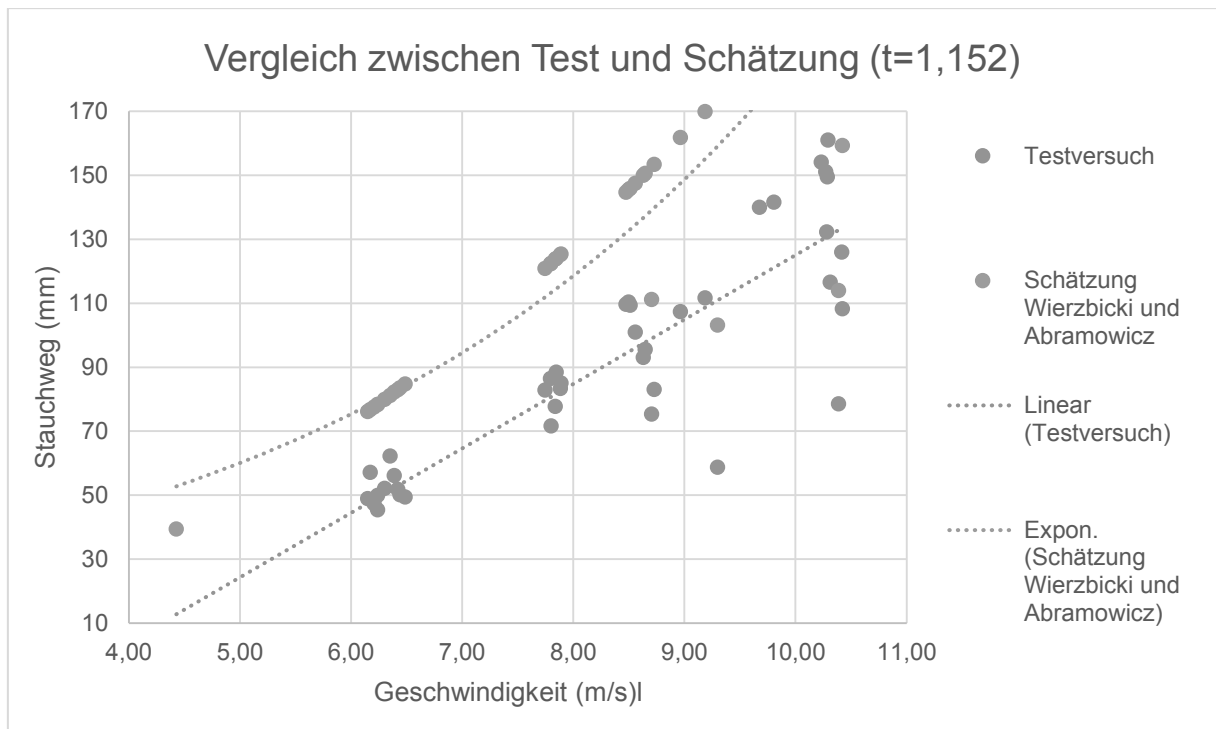


Diagramm 48: Das Verhältnis zwischen Stauchweg und Geschwindigkeit (Vergleich zwischen der Schätzung von Wierzbicki/Abramowicz und den Versuchswerten) mit einer Wandstärke von 1,152 mm (quadratische Profile) Versuchswerte und Verwendung der originalen Formeln von Abramowicz und Jones (W. Abramowicz 1984, S. 182). Formel ( $F_m = E_{kin}/s$ ) von Aufgabe Crashboxen (Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother 2015, S. 74).

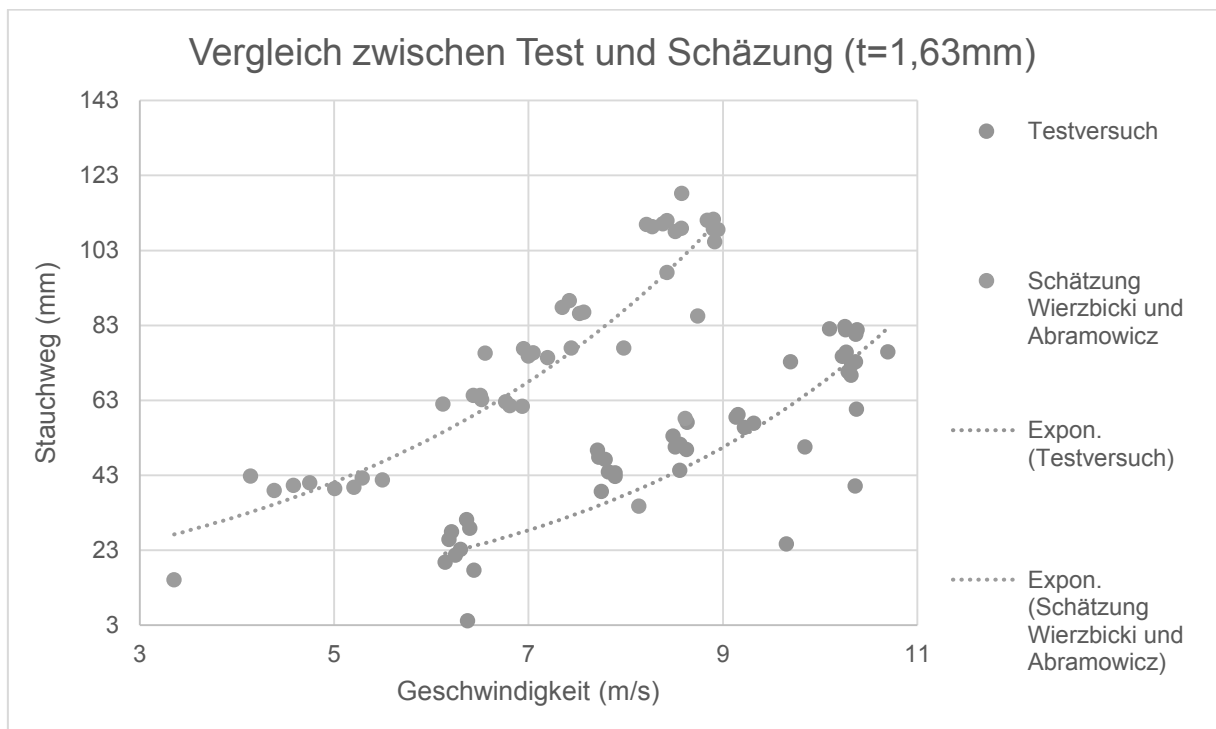


Diagramm 49: Das Verhältnis zwischen Stauchweg und Geschwindigkeit (Vergleich zwischen der Schätzung von Wierzbicki/Abramowicz und den Versuchswerten) mit einer Wandstärke von 1,63 mm (quadratische Profile) Versuchswerte und Verwendung der originalen Formeln von Abramowicz und Jones (W. Abramowicz 1984, S. 183). Formel ( $F_m = E_{kin}/s$ ) von Aufgabe Crashboxen (Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother 2015, S. 74)



6.2.5.6 Vergleich der Abramowicz- und Jones-Gleichungen

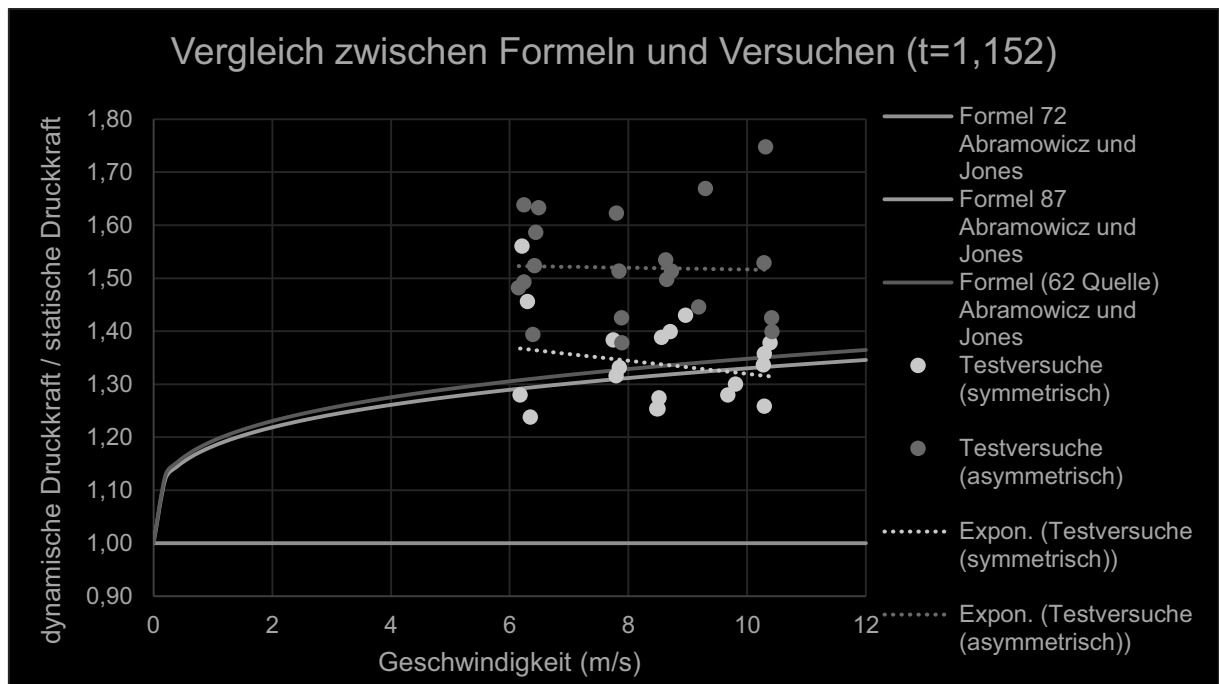


Diagramm 50: Neu überarbeitetes Diagramm mit der Anwendung verschiedener Formeln mit einer Kantenlänge von 37,07 mm. Versuchswerte und Verwendung der originalen Formeln von Abramowicz und Jones (W. Abramowicz 1984, S. 204) (Formel 62 aus Quelle)<sup>2</sup> (W. Abramowicz 1984, S. 206) (W. Abramowicz 1984, S. 182).

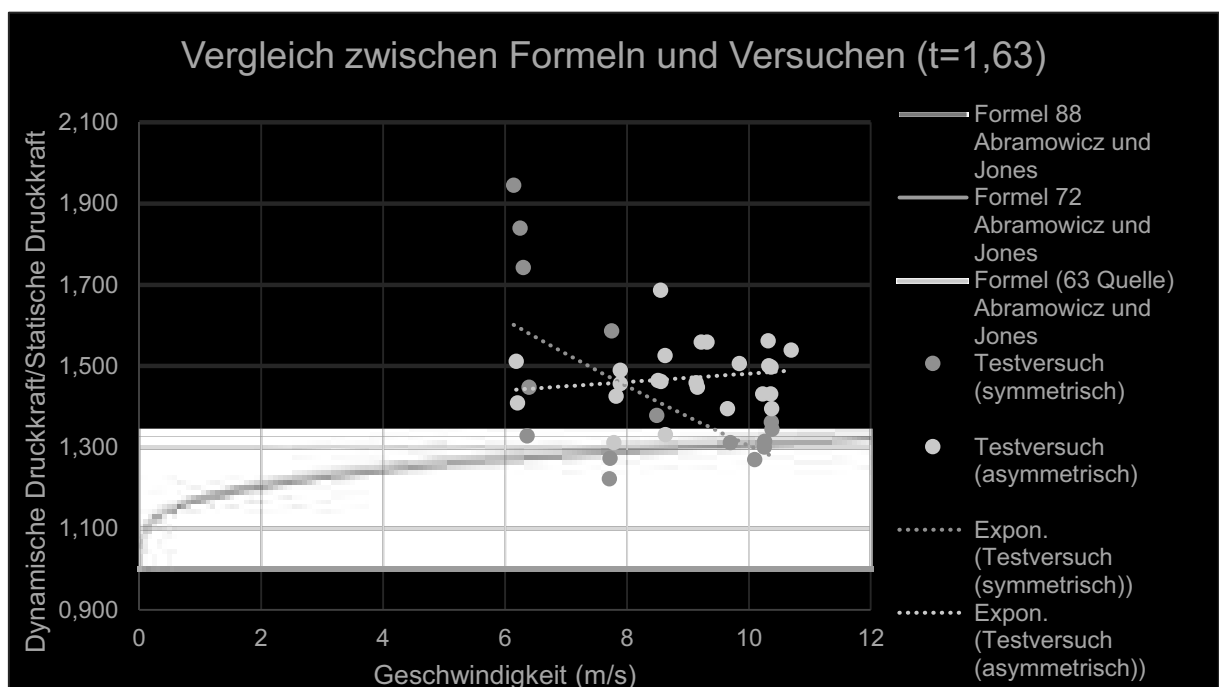


Diagramm 51: Neu überarbeitetes Diagramm mit der Anwendung verschiedener Formeln und einer Kantenlänge von 49,31 mm. Versuchswerte und Verwendung der originalen Formeln von Abramowicz und Jones (W. Abramowicz 1984, S. 205) (Formel 63 aus Quelle)<sup>3</sup> (W. Abramowicz 1984, S. 206) (W. Abramowicz 1984, S. 183).

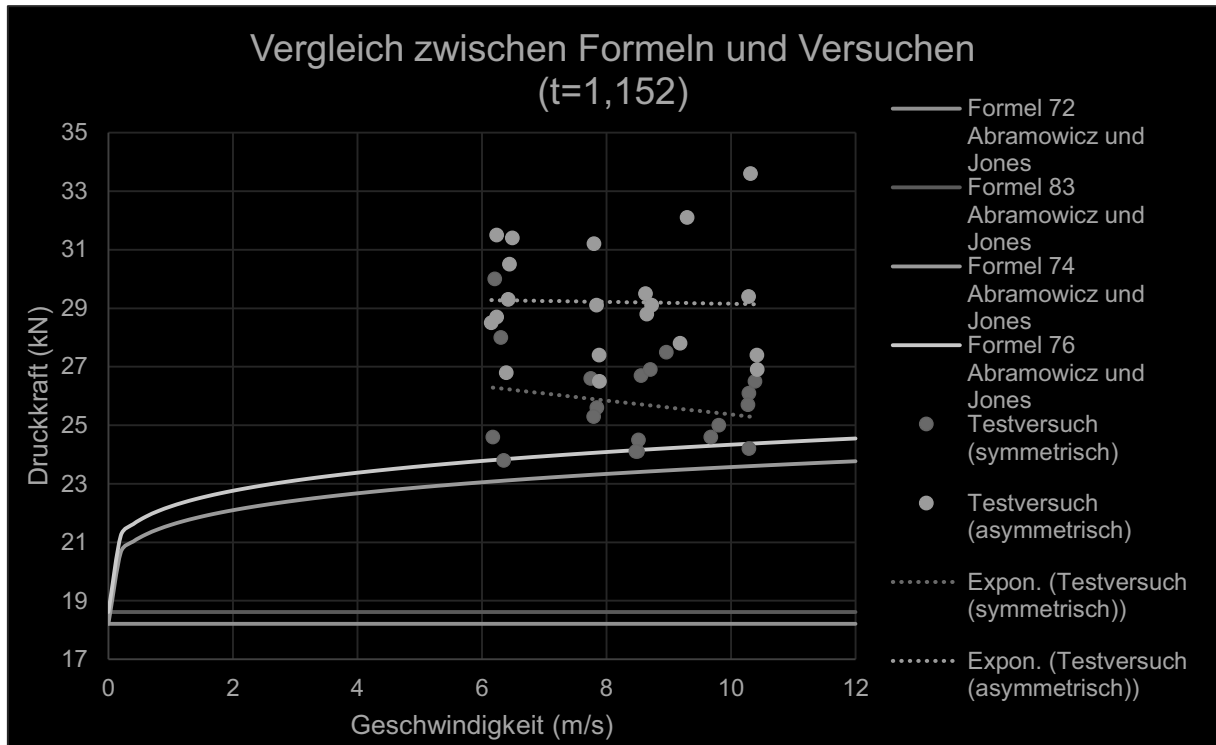


Diagramm 52: Neu überarbeitetes Diagramm mit der Anwendung verschiedener Formeln und einer Kantenlänge von 37,07 mm. Versuchswerte und Verwendung der originalen Formeln von Abramowicz und Jones (W. Abramowicz 1984, S. 203) (W. Abramowicz 1984, S. 182).

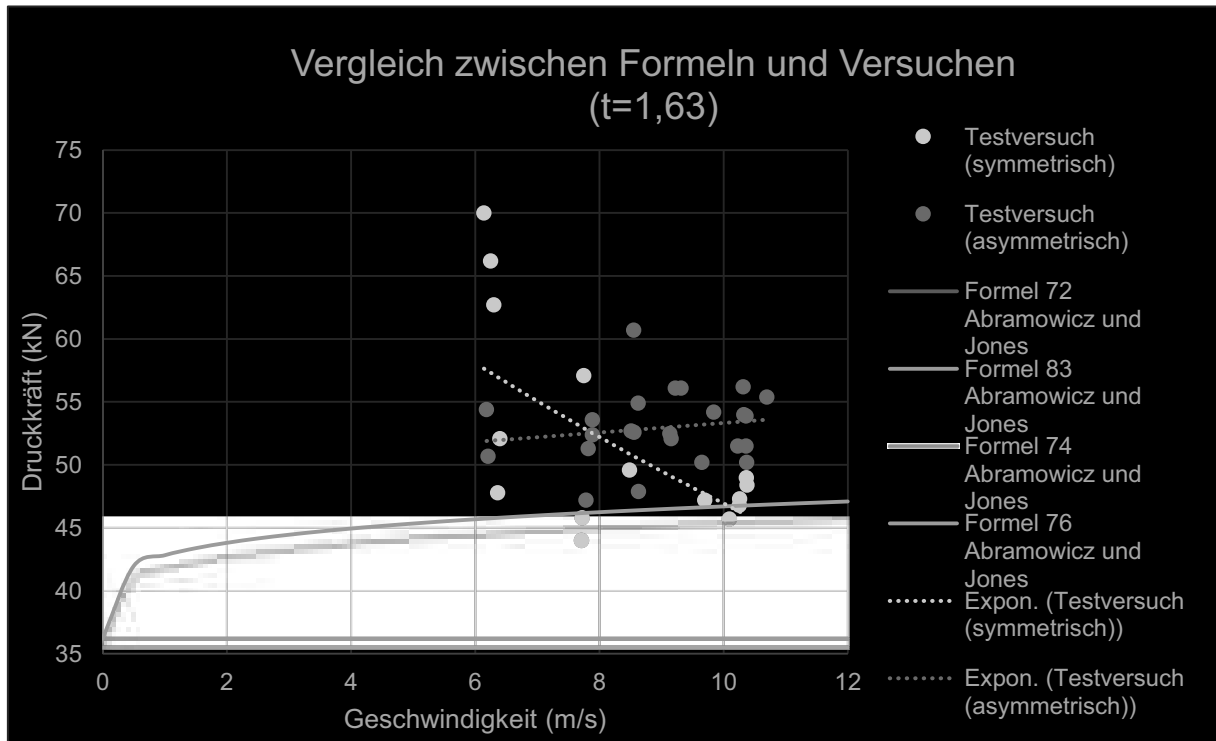


Diagramm 53: Neu überarbeitetes Diagramm mit der Anwendung verschiedener Formeln und einer Kantenlänge von 49,31 mm. Versuchswerte und Verwendung der originalen Formeln von Abramowicz und Jones (W. Abramowicz 1984, S. 203) (W. Abramowicz 1984, S. 183)..



6.2.5.7 Vergleich zwischen Versuchswerten und den Theorien von Abramowicz/Jones und Wierzbicki/Abramowicz

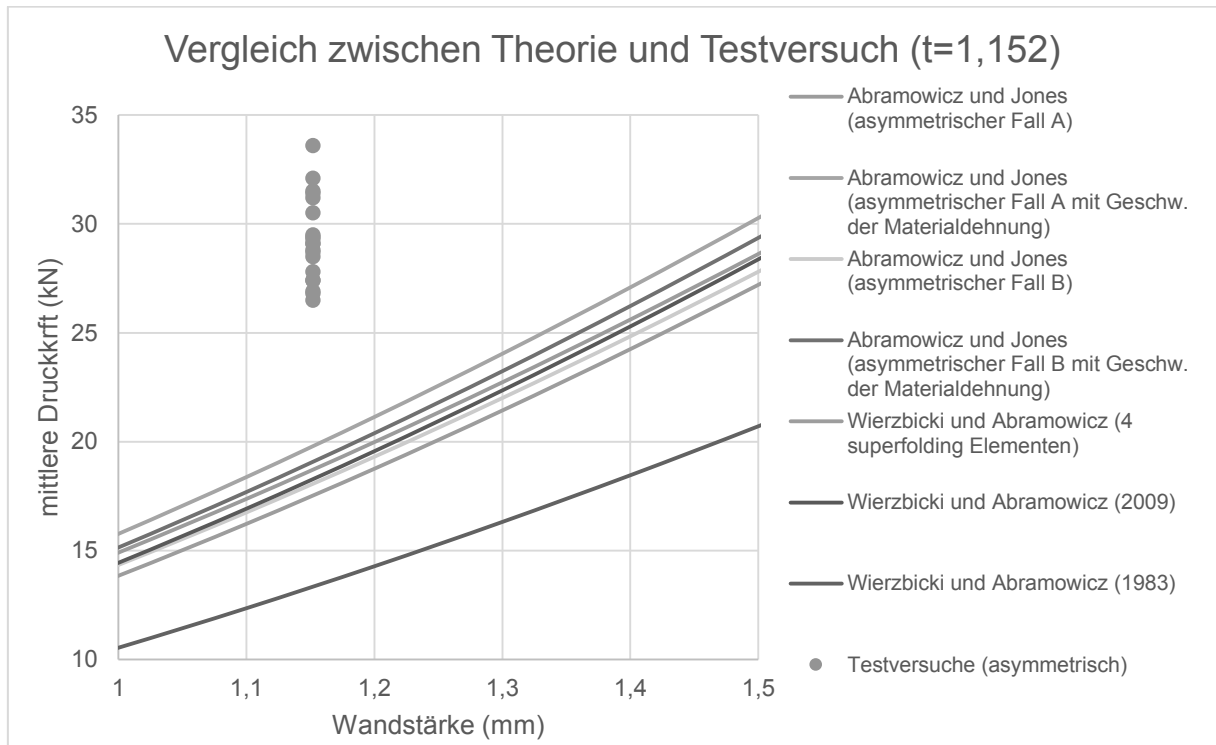


Diagramm 54: Vergleich zwischen den asymmetrischen Testversuchen (I-Proben Tabelle 28 (W. Abramowicz 1984, S. 182)) und den asymmetrischen Theorien von Abramowicz/Jones. Im Vergleich die Anwendungen der Theorie von Wierzbicki/Abramowicz (Das Quadratprofil hat eine Kantenlänge von 37,07 mm und eine konstante Wandstärke von 1,152 mm). Von oben nach unten die Formeln 78, 79, 81, 82, 89, 90 und 91.

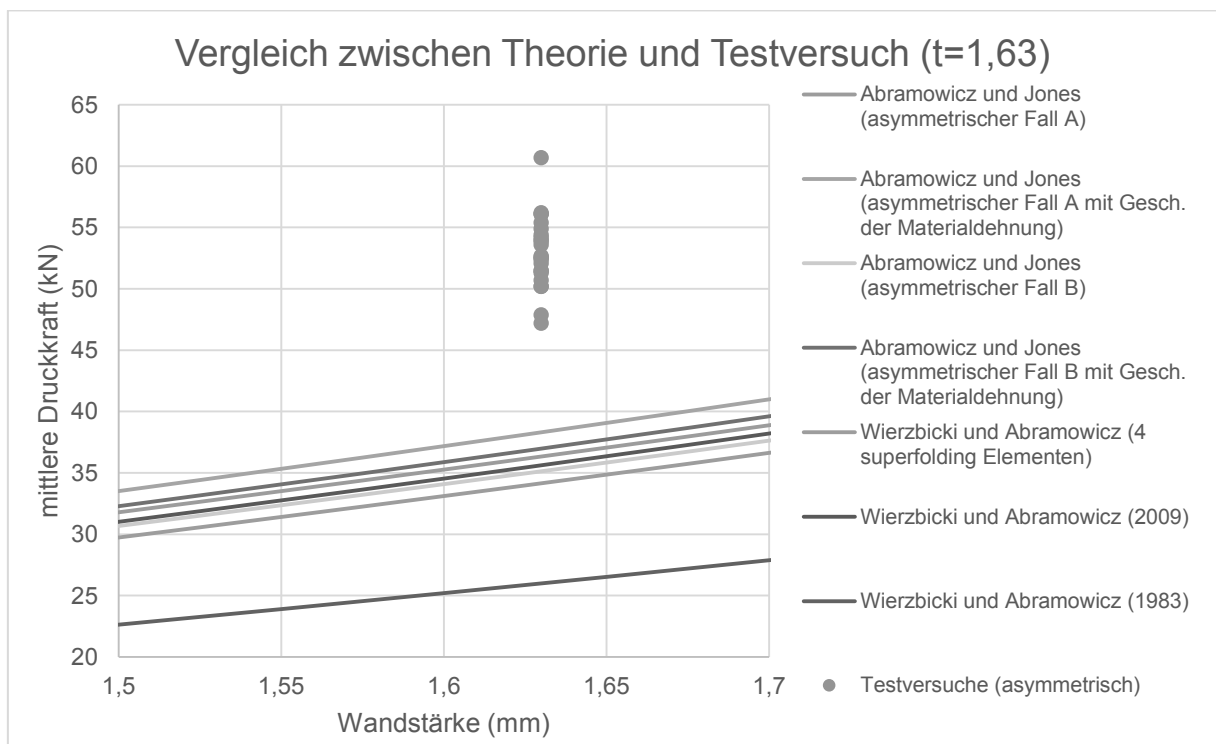


Diagramm 55: Vergleich zwischen den asymmetrischen Testversuchen (Tabelle 30 (W. Abramowicz 1984, S. 183)) und den asymmetrischen Theorien von Abramowicz/Jones. Im Vergleich die Anwendungen der Theorie von Wierzbicki/Abramowicz (Das Quadratprofil hat eine Kantenlänge von 49,31 mm und eine konstante Wandstärke von 1,63 mm). Von oben nach unten die Formeln 78, 79, 81, 82, 89, 90 und 91.

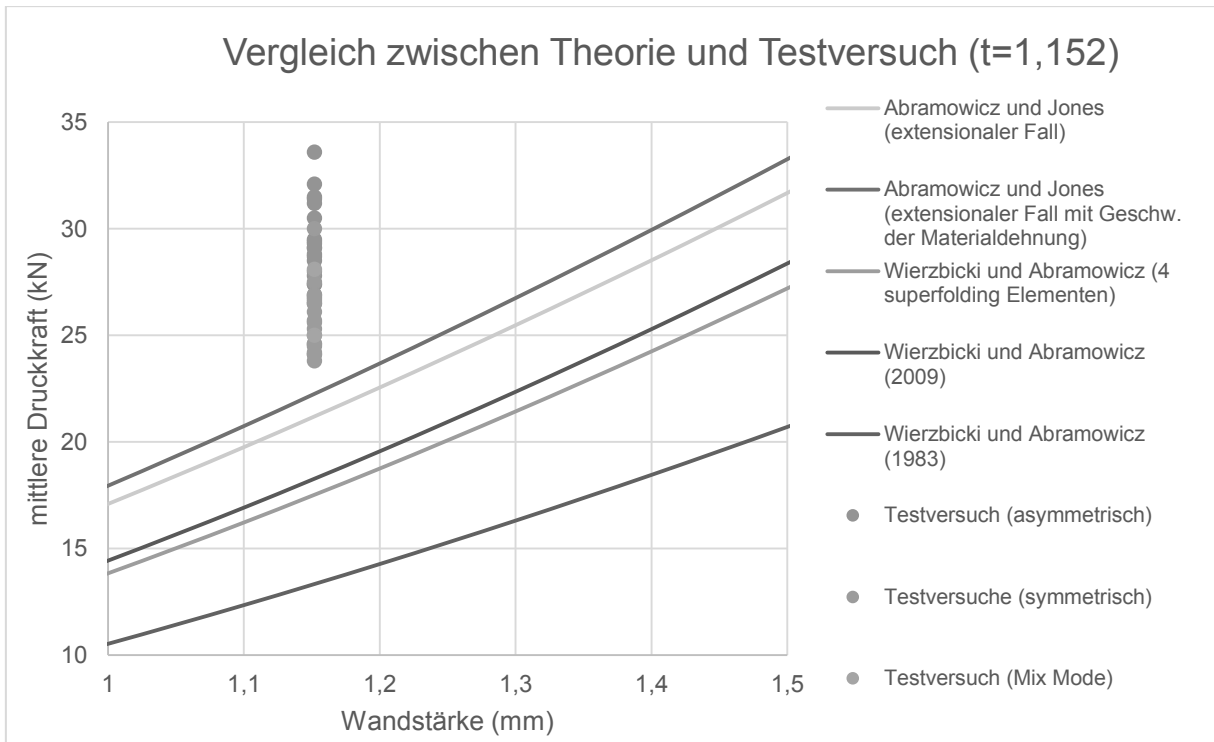


Diagramm 56: Vergleich zwischen den verschiedenen Varianten der Testversuche (I-Proben Tabelle 27 und 28), den extensionalen Fällen von Abramowicz und Jones (aus Quelle (W. Abramowicz 1984, S. 182)). Im Vergleich die Anwendungen der Theorie von Wierzbicki und Abramowicz (Das Quadratprofil hat eine Kantenlänge von 37,07 mm und eine konstante Wandstärke von 1,152 mm). Von oben nach unten die Formeln 84, 85, 89, 90 und 91.

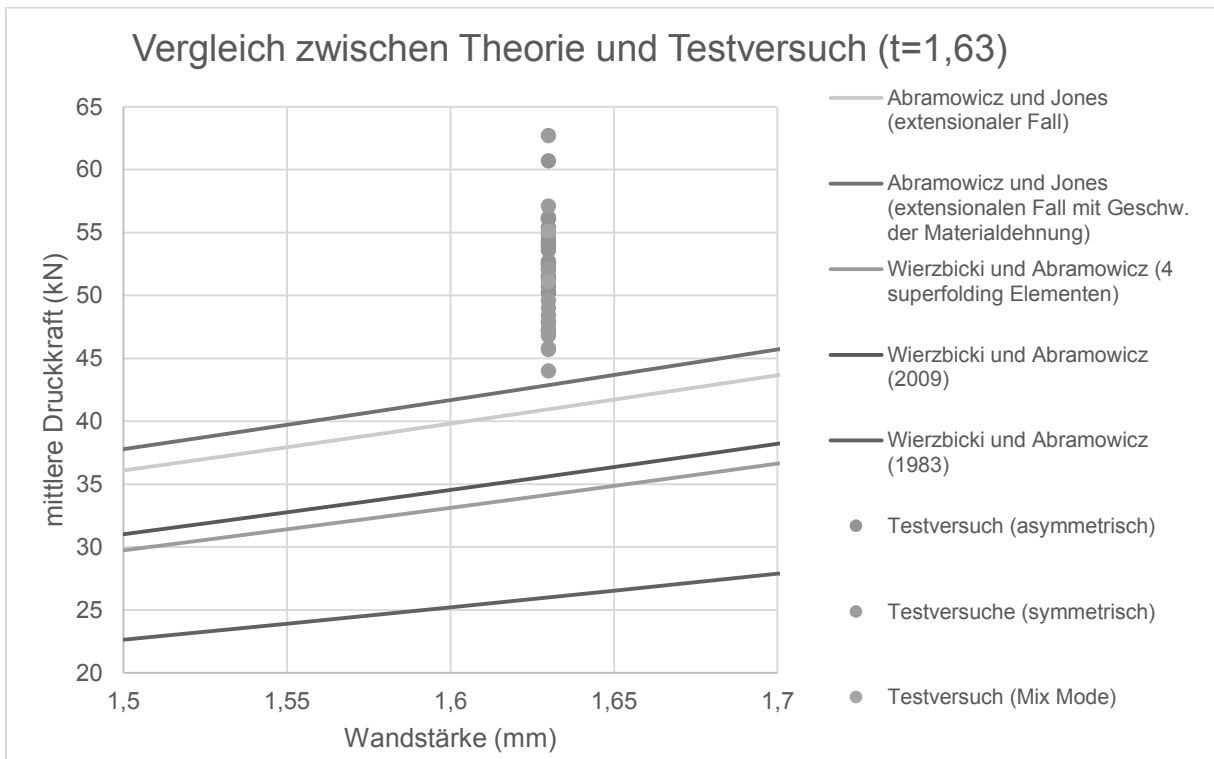


Diagramm 57: Vergleich zwischen den verschiedenen Varianten der Testversuche (Tabelle 29 und 30), den extensionalen Fällen von Abramowicz und Jones (W. Abramowicz 1984, S. 183). Im Vergleich die Anwendungen der Theorie von Wierzbicki und Abramowicz (Das Quadratprofil hat eine Kantenlänge von 49,31 mm und eine konstante Wandstärke von 1,63 mm). Von oben nach unten die Formeln 84, 85, 89, 90 und 91.



#### 6.2.5.8 Bewertung und Fazit der Berechnungsdiagramme

1. Die Vergleiche der Abramowicz- und Jones-Gleichungen zeigen, dass der extensionale Fall (Diagramm 40 und 41) die meiste statische mittlere Kraft aufnimmt. Durch die axiale Deformation des Quadratprofils und das typische extensionale Verhalten wird theoretisch über den fortlaufenden Faltprozess die meiste Energie absorbiert. Die Berechnung mit zwei konstanten Wandstärken ( $t = 1,152 \text{ mm}$  und  $t = 1,63 \text{ mm}$ ) und einer variablen Kantenlänge ( $0 - 50 \text{ mm}$ ) zeigt, dass die Funktionsgleichungen durch höhere Wandstärke weiter auseinandergehen und sich nicht überschneiden. Der asymmetrische Fall A besitzt ein höheres Energiepotenzial als der asymmetrische Fall B. Der bevorzugte symmetrische Fall besitzt nach der Theorie die geringste Energieabsorption.
2. Steht die mittlere Deformationskraft im Verhältnis zu der Geschwindigkeit der einschlagenden Masse, so spielt die Länge der Profile in den Testversuchen eine Rolle (Diagramm 42 und 43). Bei einem Vergleich der kürzesten ( $100 \text{ mm}$ ) und längsten ( $289 \text{ mm}$ ) Probenlänge erweist sich, dass die kürzeren Proben oft eine höhere mittlere Deformationskraft aushalten. Durch die Erhöhung der Geschwindigkeit zeigt sich durch den exponentiellen Verlauf eine Annäherung der Testversuchsproben. Dadurch kann pauschal gefolgert werden: Je höher die Geschwindigkeit ist, desto geringer ist die mittlere Deformationskraft (besonders deutlich erkennbar bei der Wandstärke von  $1,63 \text{ mm}$ ). Im Fall der reinen asymmetrischen Deformationskraft trifft das nicht zu.
3. Die symmetrischen und asymmetrischen Testversuche (Diagramm 44 und 45) unterscheiden sich durch die Form der Faltung. Auffällig ist, dass die asymmetrischen Werte oft eine höhere Kraft zeigen. Eine Ausnahme ist hier nur, wenn die symmetrische Faltung mit einer erhöhten Wandstärke ( $1,63 \text{ mm}$ ) eine geringe Deformationsgeschwindigkeit (kleiner  $6,3 \text{ m/s}$ ) hat.
4. Nach Abschätzung der Deformationskraft von Wierzbicki und Abramowicz und bei einer konstanten Wandstärke findet keine Verschiebung in der y-Achse statt (Diagramm 46 und 47). Eine bessere Abschätzung kann bei höheren Geschwindigkeiten und einer erhöhten Wandstärke ( $1,63 \text{ mm}$ ) erzielt werden (pauschal gesagt gibt es erst gute Ergebnisse, wenn die Geschwindigkeit mehr als  $12 \text{ m/s}$  beträgt und die Wandstärke dicker als  $1,5 \text{ mm}$  ist).

Es böten sich Crashversuche wie der Euro-NCAP ( $64 \text{ km/h}$ ), US-NCAP ( $56 \text{ km/h}$ ) und der AZT-Test ( $15 \text{ km/h}$ ) an. Voraussetzung dafür ist, dass der Aufprall auf das Profil axial verläuft (Matthias Kröger 2002, S. 12).

5. Zum Verhältnis zwischen der mittleren Druckkraft und dem Stauchweg fällt die Schätzung bei den Tests mit einer erhöhten Wandstärke ( $1,63 \text{ mm}$ ) besser aus. Die Abschätzung der Tests zeigt bei dünnen Wandstärken ( $1,152 \text{ mm}$ ) eine zu hohe Toleranz. Durch die Berechnung mit konstanter Wandstärke bleibt die mittlere Druckkraft linear und besitzt keine Verschiebung auf der y-Achse (schätzungsweise können bessere Ergebnisse des Stauchwegs erzielt werden, wenn mit einer mittleren Wandstärke von ca.  $1,6 \text{ mm}$  bis  $2 \text{ mm}$  gerechnet wird).



6. Beim Verhältnis zwischen der dynamisch-statischen Druckkraft und der Geschwindigkeit (Diagramm 50 und 51) zeigen die asymmetrischen Testwerte eine höhere Druckkraft. Die Ergebnisse der symmetrischen Werte können durch die Formeln (außer Formel 72) gut abgeschätzt werden. Die dünnere Wandstärke (1,152 mm) ergibt eine genauere Schätzung.

Das Verhältnis zwischen dynamischer Druckkraft und Geschwindigkeit (Diagramm 52 und 53) zeigt bei dünnwandigen Wandstärken eine höhere Streuung der Werte. Die Formeln mit einer Funktionssteigung, die eine Erhöhung der Geschwindigkeit aufweisen, haben die besten Schätzungen ergeben. Die Formeln (74 und 76) liefern die besten Schätzungsergebnisse.

7. Die Werte der asymmetrischen Testversuche zeigen immer höhere Kräfte als die Schätzungsgleichungen der angewendeten Theorien (Diagramm 54 und 55). Die Schätzungsgleichung mit der geringsten Toleranz in Bezug auf die Versuchswerte ist die Theorie von Abramowicz und Jones mit dem asymmetrischen Fall A (Formel 79), bei dem die Geschwindigkeit der Materialdehnung berücksichtigt wird.

Bei Einspielung aller Testversuche (symmetrisch, asymmetrisch und Mix-Mode) zeigen die symmetrischen und gemischten Testversuche eine deutliche Annäherung an die Gleichungen (Diagramm 56 und 57). Die Theorien von Abramowicz und Jones mit den extensionalen Fällen (Formel 84 und 85) schneiden am besten ab. Die relativ neue Theorie von Wierzbicki und Abramowicz (2009) weist eine relativ große Differenz zu den Versuchswerten auf.

### **Fazit:**

Die Funktionsverläufe der verschiedenen Formeln variieren bei Abramowicz und Jones nicht sehr stark. Das Verhalten der Asymmetrien sollte in der Theorie vermieden werden, weil die Werte der mittleren Druckkraft immer höher ausfallen als die Schätzgleichungen es erlauben. Die asymmetrischen Werte lassen sich zusätzlich schlecht steuern und können praktisch gesehen auch nicht verhindert werden. Der Mix-Mode kann ähnliche Werte aufweisen wie der asymmetrische oder symmetrische Test. Es muss dabei angegeben werden, ab wann die symmetrische Faltung startet und nach welcher Faltung der asymmetrische Fall beginnt. Die symmetrischen Werte lassen sich über die Gleichung von Abramowicz und Jones am besten bestimmen. Bei diesen Testversuchen passt der Fall mit dem extensionalen Mode sogar besser zu den symmetrischen Werten als der symmetrische Mode selbst.

Grob gesagt sind die Theorien von Abramowicz und Jones für extensionale Fälle am genauesten. Bedingt kann auch der asymmetrische Fall A verwendet werden. Der Toleranzbereich zwischen den Testwerten und den Theorien von Wierzbicki und Abramowicz ist hoch.

Die beiden Wandstärken (1,152 mm und 1,63 mm) zeigen ein ausgewogenes Verhältnis zwischen den asymmetrischen und symmetrischen Proben. Es wird davon ausgegangen, dass die gleiche Maschine mit der gleichen Kalibrierung verwendet wurde. Um einen Unterschied feststellen zu können, muss die Differenz der Wandstärke erhöht werden. Mit einer Wandstärke von 1,152 mm liegen 19 symmetrische und 20 asymmetrische I-Proben vor. Die Wandstärke mit 1,63 mm hat 15 symmetrische und 24 asymmetrische Proben. Weitere Tests mit einer Wandstärke von z. B. 4 mm müssten daher bevorzugt das asymmetrische Verhalten zeigen.



## 6.3 Die Faltung von mehreckigen Profilen und der Vergleich aller Theorien

### 6.3.1 Beschreibung der mehreckigen Profile

Im Gegensatz zu runden Profilen kann die Deformation aufgrund der Geometrie in einen unstabilen Mode wechseln. Durch die Berechnungen über FEM (Finite Elemente Methode) und unter Anwendung der Koeffizienten lässt sich bereichsweise das Verhalten abschätzen (Chen 2016, S. 92).

$$\left(\frac{E_t}{E} = 0,01\right) \tag{Formel 99}$$

Daraus ergeben sich Bereiche der Unstabilität (durch Knickung) oder Stabilität (im Translationsbereich). Durch die Anwendung der Formel von Abramowicz und Jones (1997) kann abgeschätzt werden, in welchem Bereich das Profil ist. Die Formel 100 bezieht sich ausschließlich auf die Geometrieparameter (Chen 2016, S. 92):

$$\left(\frac{L}{C}\right)_{cr} = 2,482 \exp\left(0,0409 \frac{C}{t_0}\right) \tag{Formel 100}$$

bei Quadrat gilt  $C = \frac{b_{lang} + d_{kurz}}{2}$  mit  $(b_{lang} = d_{kurz})$



Abbildung 18: Übergangsbereiche zwischen (grün) stabiler, (orange) unstabiler Translation und (rot) unstabiler Knickung für quadratische Profile mit der Formel 99 und 100 (Chen 2016, S. 93).

Die Fläche des Querschnitts gliedert sich in einen extensionalen Mode und einen inextensionalen Mode. Bei der Darstellung wird nicht unterschieden, wie viele Ecken es gibt, sondern welcher Mode sich während der Deformation einstellen kann.

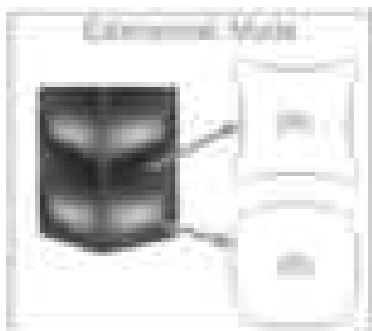


Abbildung 19: Die Schnittebene der extensiblen Modes mit einem zwischen (A) und (B) wechselnden (Chen 2016, S. 93)

Bei dem extensionalen Mode variieren die Ebenen. Sie wechseln zwischen eindrückenden (A) und ausdehnenden (B) Bereichen. Durch experimentelle Versuche zeigt sich, dass der Mode bevorzugt bei Profilen mit einer höheren Wandstärke eintritt (Chen 2016, S. 93).

#### Widerspruch der Dissertationsarbeiten:

In dem Vergleich der Theorien ergeben sich Widersprüche bezüglich des Modes. Der extensionale Fall (A) von Chen (2016, S. 93) ist bei Nagle (2015, S. 48) ein symmetrischer Fall (Abbildung 16) und der Fall (B) ein extensionaler Mode.

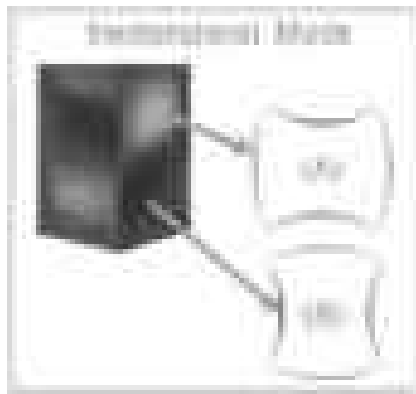


Abbildung 20: Die Schnittebene der inextensiblen Modes mit einem zwischen (A) und (B) wechselnden (Chen 2016, S. 93)

Der inextensionale Mode variiert in der Ebene abwechselnd zwischen Ausdehnung (A links und rechts) und Eindrücken (B links und rechts) zweier gegenüberliegender Bereiche. Durch experimentelle Versuche zeigte sich, dass der Mode bevorzugt bei Profilen mit einer dünnen Wandstärke eintritt (Chen 2016, S. 93).

Widerspruch der Dissertationsarbeiten:

In dem Vergleich der Theorien ergeben sich Widersprüche bezüglich des Modes. Nach Nagle (2015, S. 48) gehören die Fälle (A) und (B) zum symmetrischen Fall (Abbildung 16). Bei Chen (2016, S. 93) werden die Fälle als inextensibler Fall bezeichnet. Demnach ist der symmetrische Fall der inextensible Fall.

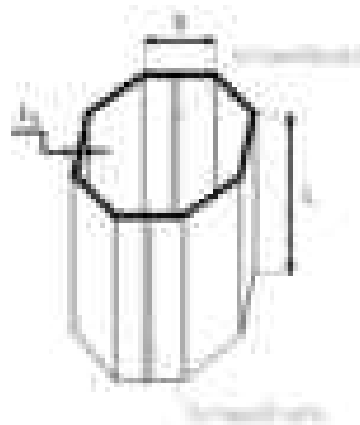


Abbildung 21: Schematische Darstellung eines orthogonalen Profils (Mamalis et al. 2003, S. 892).

Durch die Deformation eines orthogonalen Profils wird deutlich, dass der extensionale Mode eine bessere Verformung zeigt. Der inextensionale Mode neigt eher zur Knickung (Abbildung 22).

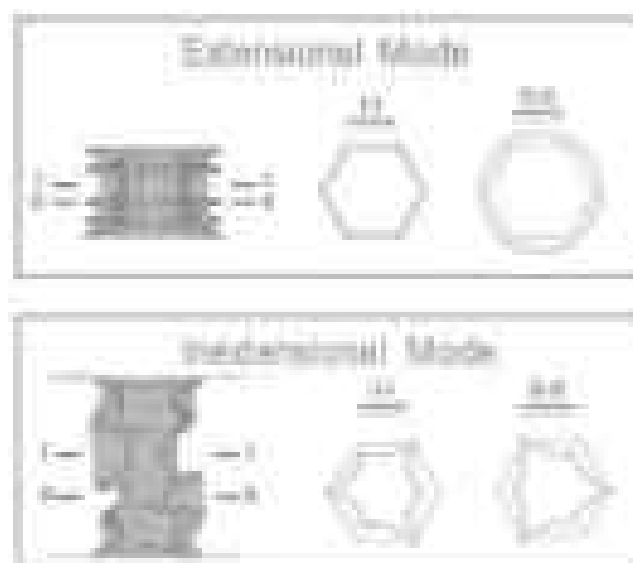


Abbildung 22: Vergleich der beiden Modes (Chen 2016, S. 95).



Formeltabelle für mittlere Kraft $P_m$ von Wierzbicki und Abramowicz			
	Quadrat	Hexagonal	
Wierzbicki und Abramowicz (1986)	$F_m = \left(\frac{\sigma_0 t^2}{4}\right) 48,64 \left(\frac{C}{t_0}\right)^{0,37}$	$F_m = \left(\frac{\sigma_0 t^2}{4}\right) 80,92 \left(\frac{C}{t_0}\right)^{0,4}$	Formel 101
Wierzbicki und Abramowicz (2009)	$F_m = 13,1 \sigma_0 b^{\frac{1}{3}} t_0^{\frac{5}{3}}$	$F_m = 20,23 \sigma_0 c^{\frac{2}{5}} t_0^{\frac{8}{5}}$	Formel 102

Tabelle 32: Formeltabelle für quadratische und hexagonale Profile (Chen 2016, S. 141) (Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother 2015, S. 66).

Formeltabelle für Profile mit unterschiedlicher Anzahl von Ecken für den inextensionalen Mode				
	Quadrat	Hexagonal	Orthogonal	
Halbe Länge einer Falte $H$	$0,976^3 \sqrt{C^2 t_0}$	$0,629^3 \sqrt{C^2 t_0}$	$0,469^3 \sqrt{C^2 t_0}$	Formel 103
Mittlere Kraft $F_m$	$\left(\frac{\sigma_0 t^2}{4}\right) 38,62 \left(C/t_0\right)^{1/3}$	$\left(\frac{\sigma_0 t^2}{4}\right) 89,92 \left(C/t_0\right)^{1/3}$	$\left(\frac{\sigma_0 t^2}{4}\right) 160,6 \left(C/t_0\right)^{1/3}$	Formel 104
$\eta$	$0,958 \phi^{2/3}$	$2,14 \phi^{2/3}$	$3,59 \phi^{2/3}$	Formel 105

Tabelle 33: Formeltabelle für inextensionalen Fall mit quadratischen, hexagonalen und orthogonalen Profilen (Chen 2016, S. 138)

Formeltabelle für Profile mit unterschiedlicher Anzahl von Ecken für den extensionalen Mode				
	Quadrat	Hexagonal	Orthogonal	
Halbe Länge einer Falte $H$	$\sqrt{C t_0}$	$\sqrt{6 C t_0} / 2$	$\sqrt{2 C t_0}$	Formel 106
Mittlere Kraft $F_m$	$M_0 \left( 8\pi \left(\frac{C}{t_0}\right)^{1/2} + 2\pi \right)$ mit $M_0 = \left(\frac{\sigma_0 t^2}{4}\right)$	$M_0 \left( 4\sqrt{6}\pi \left(\frac{C}{t_0}\right)^{1/2} + 2\pi \right)$ mit $M_0 = \left(\frac{\sigma_0 t^2}{4}\right)$	$M_0 \left( 8\sqrt{2}\pi \left(\frac{C}{t_0}\right)^{1/2} + 2\pi \right)$ mit $M_0 = \left(\frac{\sigma_0 t^2}{4}\right)$	Formel 107
$\eta$	$0,958 \phi + 0,785 \sqrt{\phi}$	$0,114 \phi + 0,844 \sqrt{\phi}$	$0,119 \phi + 0,863 \sqrt{\phi}$	Formel 108

Tabelle 34: Formeltabelle für extensionalen Fall mit quadratischen, hexagonalen und orthogonalen Profilen (Chen 2016, S. 139)



Proben	Material	Länge eines Eckenabschnitt	Wandstärke	Max. Kraft	Mittlere Kraft (Test)	Mittlere Kraft (FEM)	Nummer der Elemente	Fall der Deformation (Mode)
		$b$ (mm)	$t_0$ (mm)	$F_{Max}$ (kN)	$F_m$ (kN)	$F_m$ (kN)		
1	A	19,10	0,81	11,10	8,40	8,40	1920,00	Diamond
2	A	25,40	0,81	20,90	9,00	8,80	2560,00	Diamond
3	A	31,80	0,81	32,20	11,50	11,40	3200,00	Diamond
4	A	38,10	0,81	28,90	8,90	8,80	3840,00	Diamond
5	A	44,50	0,81	33,40	8,90	9,20	4480,00	Diamond
6	A	19,10	1,52	67,30	29,40	30,00	1920,00	Quadratisch
7	A	25,40	1,52	90,40	37,10	40,00	2560,00	Concertina
8	A	31,80	1,52	92,90	x	x	x	Diamond
9	A	38,10	1,52	133,50	30,00	31,20	3840,00	Diamond
10	A	44,50	1,52	147,10	29,60	31,00	4480,00	Diamond
11	A	25,40	0,81	x	6,30	6,50	2560,00	Diamond
12	B	31,80	0,81	34,70	7,30	7,30	3200,00	Diamond
13	B	25,40	1,12	53,90	20,00	19,90	2560,00	Diamond
14	B	31,80	1,12	66,70	17,80	17,50	3200,00	Mixed
15	B	38,10	1,12	89,00	18,30	18,00	3840,00	Diamond
16	B	19,10	1,52	49,50	25,80	25,20	1920,00	Quadratisch
17	B	25,40	1,52	66,70	24,90	24,70	2560,00	Diamond
18	B	31,80	1,52	91,70	33,10	33,80	3200,00	Mixed
19	B	38,10	1,52	114,00	37,30	39,00	3840,00	Mixed
20	B	44,50	1,52	134,80	36,30	37,00	4480,00	Diamond

Tabelle 35: Versuchswerte für orthogonale Profile (unterteilt in Mix-, Concertina und Diamond-Mode) (Mamalis et al. 2003, S. 893)

Beschreibung des Diamond-Mode (Fall 1)		
Diamond Mode		Theorie
		Test
<p><b>Beschreibung:</b>                  Die Deformation von mehreckigen Profilen weist Ähnlichkeiten zu den runden Profilen auf. Der praktische Deformationstest (Probe 1 in Tabelle 35) zeigt in der Theorie (FEM) die gleiche mittlere Druckkraft. Es fällt auf, dass der theoretische Wert des Diamond-Modes (Fall1) stärkere schwankende Kraftspitzen aufweist (Bild links). Das Bild (rechts) des praktischen Versuches hat im Vergleich einen ungleichmäßigeren Diamond-Mode.</p>		

Tabelle 36: Übersicht und Beschreibung des Diamond-Modes (Fall 1) der Probe 1 (Mamalis et al. 2003, S. 895).



Beschreibung des Diamond-Mode (Fall 2)		
Diamond Modes		Theorie
		Test
<p><b>Beschreibung:</b>                  Die Probe 13 (Tabelle 35) zeigt im praktischen Test eine höhere maximale Kraft. Der Vergleich der mittleren Kraft zwischen Versuch und FEM hat eine Toleranz von 100 N. Das Bild (links) des praktischen Tests hat ein ungleichmäßigeres Druckbild.</p>		

Tabelle 37: Übersicht und Beschreibung des Diamond-Modes (Fall 2) der Probe 13 (Mamalis et al. 2003, S. 896).

Beschreibung des symmetrischen Modes		
symmetrischer Mode (Concertina Mode)		Theorie
		Test
<p><b>Beschreibung:</b>                  Der symmetrische Fall (Probe 7 in Tabelle 35) der Deformation zeigt in der maximalen Kraft einen sehr ähnlichen Verlauf. Die mittleren Kraftspitzen verlaufen gemäß der Theorie durch FEM etwas nach hinten versetzt (Bild links). Die Differenz der mittleren Kraft beträgt dabei 2900 N. Das Bild (rechts) und die Faltenanzahl gleichen sich im Verhältnis zu den anderen Modes stark.</p>		

Tabelle 38: : Übersicht und Beschreibung des symmetrischen Modes (Concertina-Modes) der Probe 7 (Mamalis et al. 2003, S. 897).



Beschreibung des Mix-Modes		
Mix Mode		Theorie
		Test
<p><b>Beschreibung:</b>                  Der Mix-Mode (Probe 19 in Tabelle 35) zeigt im praktischen Test eine höhere maximale Druckkraft (Bild links). Der mittlere Kraftverlauf fällt bei dem Test geringer aus und die Differenz beträgt 1700 N. Die Übergangsphase von Concertina-Mode zum Diamond-Mode ist in der Theorie nach der zweiten Faltung. In der Praxis setzt die Übergangsphase früher ein.</p>		

Tabelle 39: Übersicht und Beschreibung des Mix-Modes der Probe 19 (Mamalis et al. 2003, S. 898).

Beschreibung des quadratischen Modes		
quadratischer Mode		Theorie
		Test
<p><b>Beschreibung:</b>                  Der quadratische Mode (Probe 16 in Tabelle 35) besitzt in der Theorie eine höhere maximale Kraftspitze. Die mittleren Kraftspitzen sind unregelmäßig und dadurch lassen sich keine regelmäßigen Muster erkennen (Bild links). Die Differenz der mittleren Kraft liegt bei 600 N. Die Draufsichten (Ober- und Unterseite) des praktischen Versuchs zeigen einen Aufriss der rechten Schweißnaht (Bild rechts). In der Theorie findet dieser Aufriss nicht statt und der Mode kann deswegen 600 N mehr an Kraft absorbieren.</p>		

Tabelle 40: Übersicht und Beschreibung des quadratischen Modes der Probe 16 (Mamalis et al. 2003, S. 899).



### 6.3.2 Berechnungsdiagramme und Bewehrungen von orthogonalen Profilen im Vergleich zu allen anderen Theorien

#### 6.3.2.1 Berechnungsdiagramme und Bewertung für orthogonale und runde Profile im Vergleich

Erklärung der Berechnung:

Der Vergleich zwischen den Testversuchen mit den orthogonalen und kreisrunden Theorien. Es gilt herauszufinden, inwieweit sich die mittlere Kraft bezüglich der Formgeometrie unterscheidet, wenn der konstruktive Aspekt berücksichtigt wird.

Handskizze	Formel
	<p>Die Umrechnung auf das kreisrunde und eckige Profile erfolgt über die Formelsammlung (Papula 2009, S 32.).</p> $x = 2r * \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right)$ <p style="text-align: center;">und</p> $Ank. = r * \cos\left(\frac{x}{2}\right)$

Abbildung 23: Handskizze der Bezugsdurchmesser und allgemeine Umrechnungsformel für eckige Profile

Die Berechnung des orthogonalen Profils nimmt Bezug auf die inneren und mittlern Radien. Der mittlere Radius bezieht sich auf den Mittelwert der inneren und äußeren Kreisberührungspunkte. Der äußere Radius entspricht dem Eckenradius und der innere Radius entspricht der Ankathete des orthogonalen Profils.

Umrechnungstabelle zwischen orthogonalen und runden Profilen		
$x$ (mm)	$r_{innen}$ (mm)	$r_{mitte}$ (mm)
19,1	23,06	24,01
25,4	30,66	31,88

Tabelle 41: Umrechnungstabelle des inneren und mittleren Durchmessers.  $x$ -Werte von der Quelle (Probe mit 19,1 mm und 25,4 mm Seitenlänge aus Tabelle 35) (Mamalis et al. 2003, S. 893).

Des Weiteren werden die unterschiedlichen Versuche in Concertina-Mode, Mix-Mode und Diamond-Mode aufgeteilt. Das Verhalten der Deformationsform unterscheidet sich zwischen extensionalem und inextensionalem Verhalten.

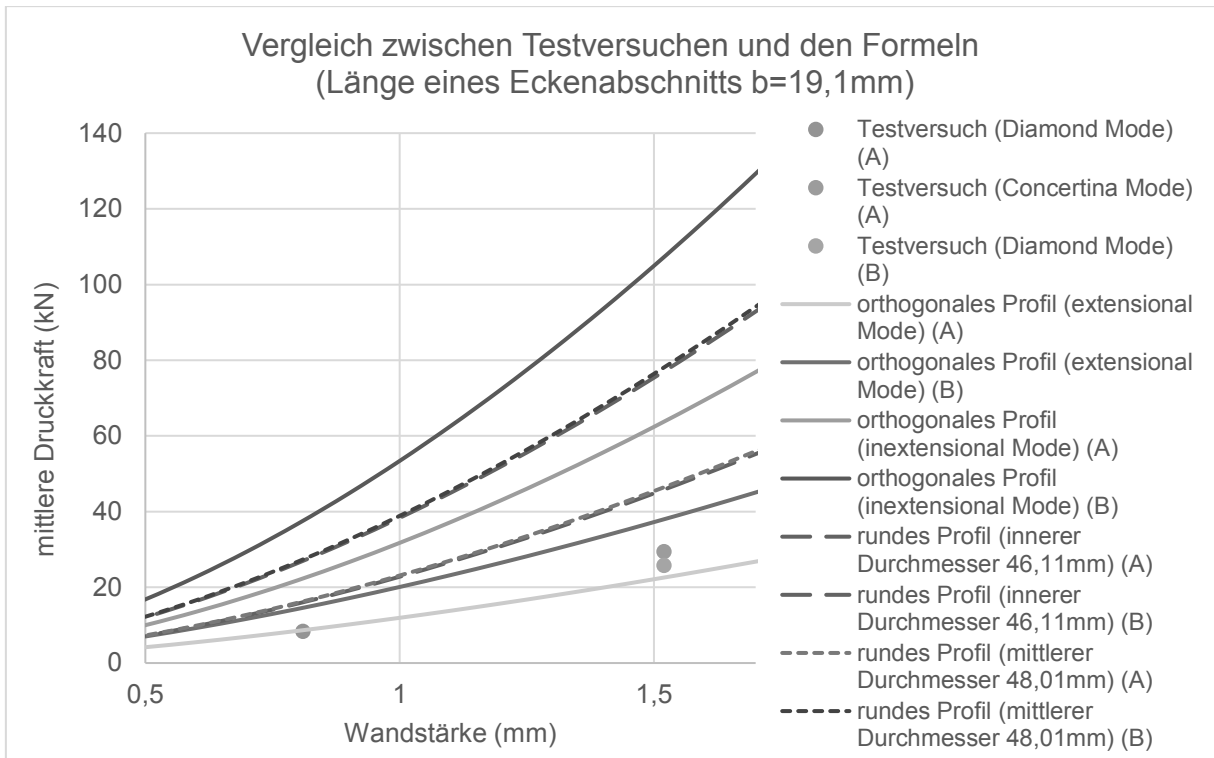


Diagramm 58: Vergleichsdiagramm mit unterschiedlichen Testversuchen (Diamond- und Concertina-Mode in Tabelle 35) mit einem Material aus CR-1018 (A ist nicht modifiziert ( $\sigma_y = 250, \sigma_z = 350$ ) $N/mm^3$  und B ( $\sigma_y = 450, \sigma_z = 550$ ) $N/mm^3$  ist modifiziert) (Mamalis et al. 2003, S. 893). Von oben nach unten die Formeln 107 und 104 für orthogonale Profile und Formel 10 für mittleren und inneren Durchmesser.

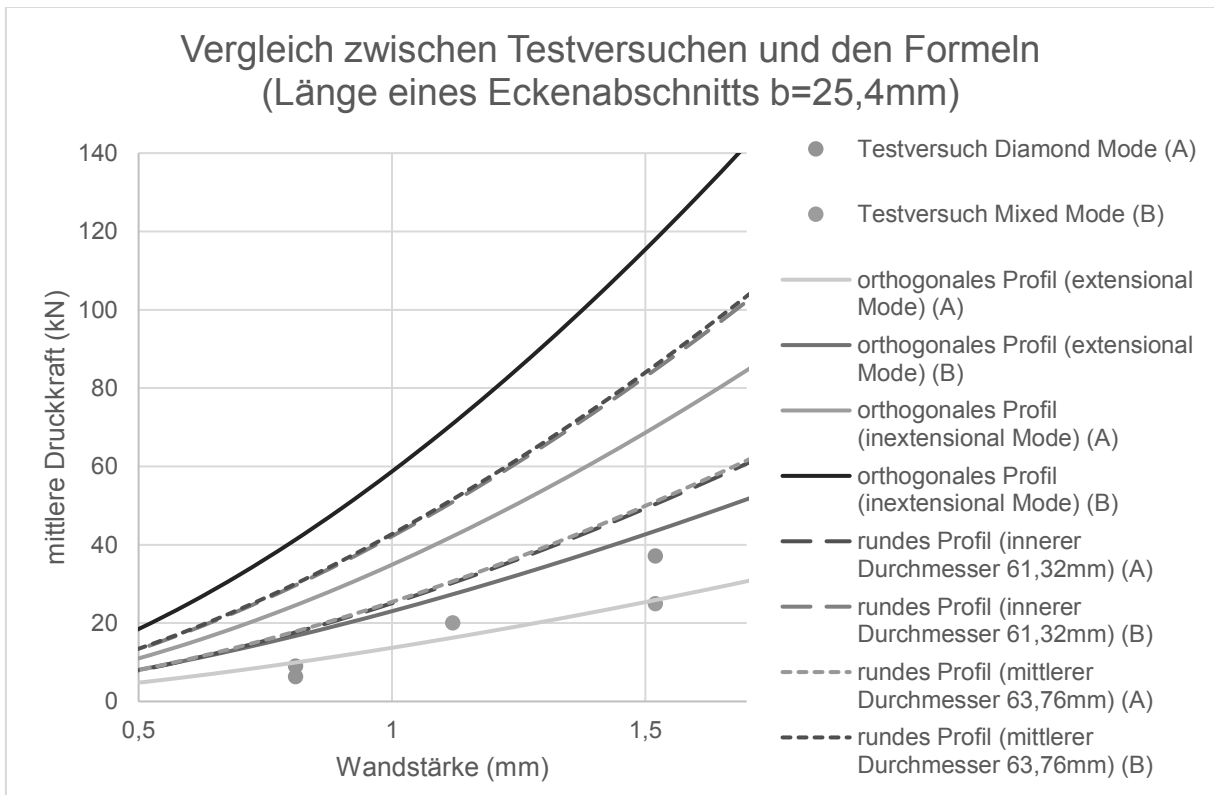


Diagramm 59: Vergleichsdiagramm mit unterschiedlichen Testversuchen (Diamond- und Concertina-Mode in Tabelle 35) mit einem Material aus CR-1018 (A ist nicht modifiziert ( $\sigma_y = 250, \sigma_z = 350$ ) $N/mm^3$  und B ( $\sigma_y = 450, \sigma_z = 550$ ) $N/mm^3$  ist modifiziert) (Mamalis et al. 2003, S. 893). Von oben nach unten die Formeln 107 und 104 für orthogonale Profile und Formel 10 für mittleren und inneren Durchmesser.



Bewertung der Berechnungen:

Die Variation zwischen inneren und mittleren Radien spielt bei diesen Messwerten in der Theorie keine große Rolle (Diagramm 58 und 59). Es zeigt sich, dass zwischen den extensionalen und inextensionalen Modes ein starker Anstieg der Druckkraft entstehen kann. Die extensionalen Modes der orthogonalen Profile besitzen eine gute Annäherung an die Testversuche.

6.3.2.2 Berechnungsdiagramme und Bewertung für Profile, die unterschiedlich viele Eckenanzahlen aufweisen

Erklärung der Berechnung:

Es werden die Testversuche für unterschiedlich modifiziertes Material (aus CR1018) in zwei Diagrammen wiedergegeben und mit den Formeln verglichen. Der mittlere Durchmesser bezieht sich auf die Umfangsgesamtlänge von 203,2 mm des orthogonalen (25,4 mm x 8) Profils.

Anmerkung:

Die hexagonalen Profile haben in der Formel 102 (Tabelle 32) die Abkürzung *c*. Bei dem quadratischen Profil bezieht sich die Rechnung auf einen Eckenabschnitt *b*. Demnach müsste der Eckenabschnitt des hexagonalen Profils kürzer sein ( $33,867 \text{ mm} * 6 = 203,2 \text{ mm}$ ). Für das quadratische Profil gilt  $50,8 \text{ mm} * 4 = 203,2 \text{ mm}$  und für das orthogonale  $25,4 \text{ mm} * 8 = 203,2 \text{ mm}$ . Nur für das runde Profil, bei dem es keine Kanten gibt, wird mit dem Umfang gerechnet ( $64,68 \text{ mm} * 3,14 = 203,2 \text{ mm}$ ).

Zusammenfassung der Geometrien mit gleicher Umfangslänge			
Profil	Kantenlänge <i>x</i> (mm)	Durchmesser D (mm)	Gesamtlänge (mm)
rundes	x	64,68	203,2
quadratisches	50,8	x	203,2
hexagonales	33,8	x	203,2
orthogonales	25,4	x	203,2

Tabelle 42: Umrechnungstabelle für die Berechnung der unterschiedlichen Profilformen (Proben mit 25,4 mm Kantenlänge aus Tabelle 35)

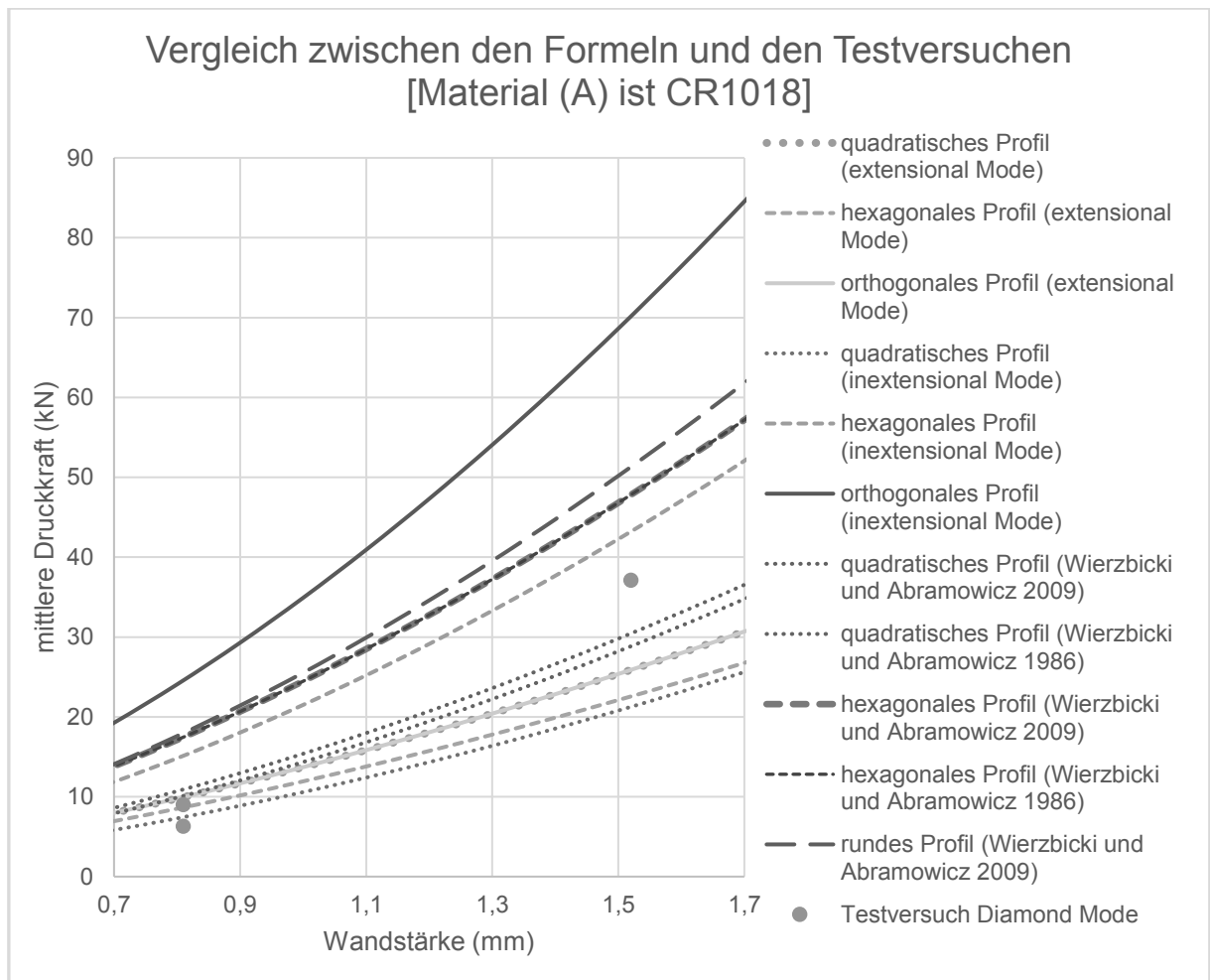


Diagramm 60: Vergleichsdiagramm zwischen den Testversuchen (Diamond-Mode in Tabelle 35) für orthogonale Profile und verschiedene Profilformen aus CR-1018 (A ist nicht modifiziert ( $\sigma_y = 250, \sigma_z = 350$ )N/mm<sup>3</sup>) (Mamalis et al. 2003, S. 893). Von oben nach unten alle Formeln aus den Tabellen 34, 33 und 32 für mittlere Druckkraft und Formel 10 für runde Profile.

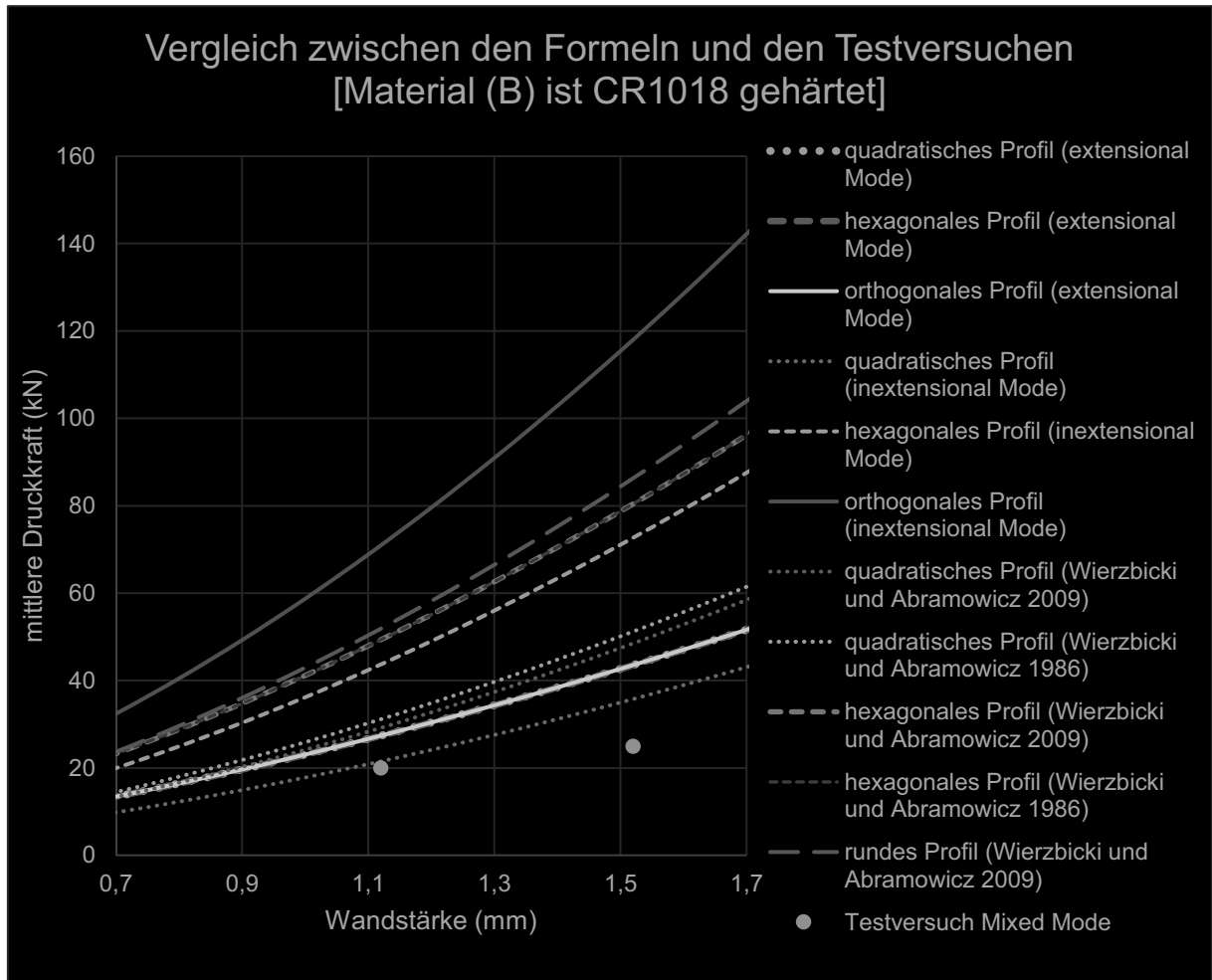


Diagramm 61: Vergleichsdiagramm zwischen den Testversuchen (Mix-Mode in Tabelle 35) für orthogonale Profile und verschiedene Profilformen aus CR-1018 (B mit Modifizierung ( $\sigma_y = 450$ ,  $\sigma_z = 550$ )N/mm<sup>3</sup>) (Mamalis et al. 2003, S. 893). Von oben nach unten alle Formeln aus den Tabellen 34, 33 und 32 für mittlere Druckkraft und Formel 10 für runde Profile.



### 6.3.3 Berechnungsdiagramme mit der Anwendung von unterschiedlichen Profilen und Materialien

Nach der Theorie lassen sich einfache Beziehungen von Längsträgern abschätzen. Es soll ein Low-Speed-Crashtest (16 km/h) berechnet werden, bei dem eine Masse von 2200 kg einschlägt. Es werden Profile mit einer kreisrunden, quadratischen, rechteckigen, hexagonalen und orthogonalen Querschnittsfläche gewählt und nach drei unterschiedlichen Materialien (Tripstahl  $R_{p0,2} = 600$  Mpa und  $R_m = 980$ , HSLA 350/450 und EN AW-6082 320/350) unterschieden. Es wird angenommen, dass das Profil axial auf die Masse aufschlägt und während der Deformation optimale Bedingungen herrschen. Dadurch kann auch angenommen werden, dass die gesamte kinetische Energie in potenzielle Energie umgewandelt wird (Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother 2015, S. 74). Wenn die erforderliche Wandstärke ermittelt ist, kann mit dem Volumen das Gesamtgewicht der einzelnen Profile berechnet werden. In Darstellung (Abbildung 24) lässt sich erkennen, welche Auswirkungen die Profilformen und Werkstoffe auf das Gewicht und die Wandstärke haben. Bei der Wandstärke zeigt sich, dass aufgrund der hohen Festigkeit immer der Tripstahl am schmalsten ausgelegt ist. Die Wandstärke des Aluminiums (EN AW-6082) ist durch die geringste Festigkeit am dicksten ausgelegt. Dadurch, dass die Dichte des Werkstoffes am geringsten ist, werden trotz höherer Wandstärken geringere Profilmassen erzielt. Bei einem Vergleich der Profilformen erzielt die Kreisform eine geringere Wandstärke und Masse als die Quadratform. Bei der Quadratform lassen sich auch leicht bessere Werte erkennen als bei der Rechteckform.


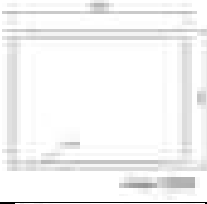
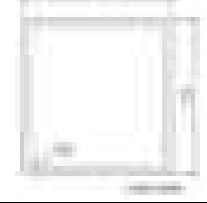
Formgeometrien	Werkstoffe	Erforderliche Wandstärke (t) in mm	Erforderliche Masse Kg
	Tripstahl	1,325	0,443
	EN AW-6082	2,178	0,251
	HSLA	1,967	0,663
	Tripstahl	1,784	0,886
	EN AW-6082	2,932	0,5
	HSLA	2,648	1,325
	Tripstahl	1,716	0,754
	EN AW-6082	2,82	0,425
	HSLA	2,547	1,126

Abbildung 24: Berechnete erforderliche Wandstärken und Massen der einzelnen Geometrien mit Berücksichtigung der verschiedenen Materialien (Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother 2015, S. 74).

Durch die Theorie ergibt sich, dass die runde Formgeometrie ein besseres Leichtbaupotenzial als die anderen zwei Profilformen besitzt. Wenn der konstruktive Vorteil betrachtet werden soll, ist wahrscheinlich eine rechteckige Variante von Vorteil. Das optimale Crashprofil entsteht mit hoher Wahrscheinlichkeit aus einem Hybrid, der aus vielen einzelnen Profilformen besteht. Der Nachteil ist dann eine kompliziertere Auslegung und Berechnung des Profils.

Durchmesser (mm)	70
Quadrat (mm)	70
Rechteck (mm)	100x70
hexagonale Seite (mm)	23,33
orthogonale Seite (mm)	17,5

Tabelle 43: Umrechnungstabelle der Längen (hexagonales, orthogonales und quadratisches Profil ergeben eine Umfanglänge von 140 mm) (Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother 2015, S. 74).

Um den konstruktiven Vorteil zu nutzen, ist für das quadratische, hexagonale und orthogonale Profil die Umfanglänge von 140 mm bestimmt worden. Dadurch ist die Kantenlänge des orthogonalen Profils etwas kleiner als die der hexagonalen Profilform. Die Umfanglänge des runden und rechteckigen Profils liegt bei 219,91 mm und 170 mm.



Materialeigenschaften und Deformationsparameter					
Material	$R_{P\ 0,2}$ (Mpa)	$R_m$ (Mpa)	$\sigma_0$ $\left(\frac{N}{mm^2}\right)$	$\nu$ $\left(\frac{m}{s}\right)$	$M$ (Kg)

Tabelle 44: Materialwerte vom Zugversuch mit einschlagender Geschwindigkeit und Masse (Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother 2015, S. 74)

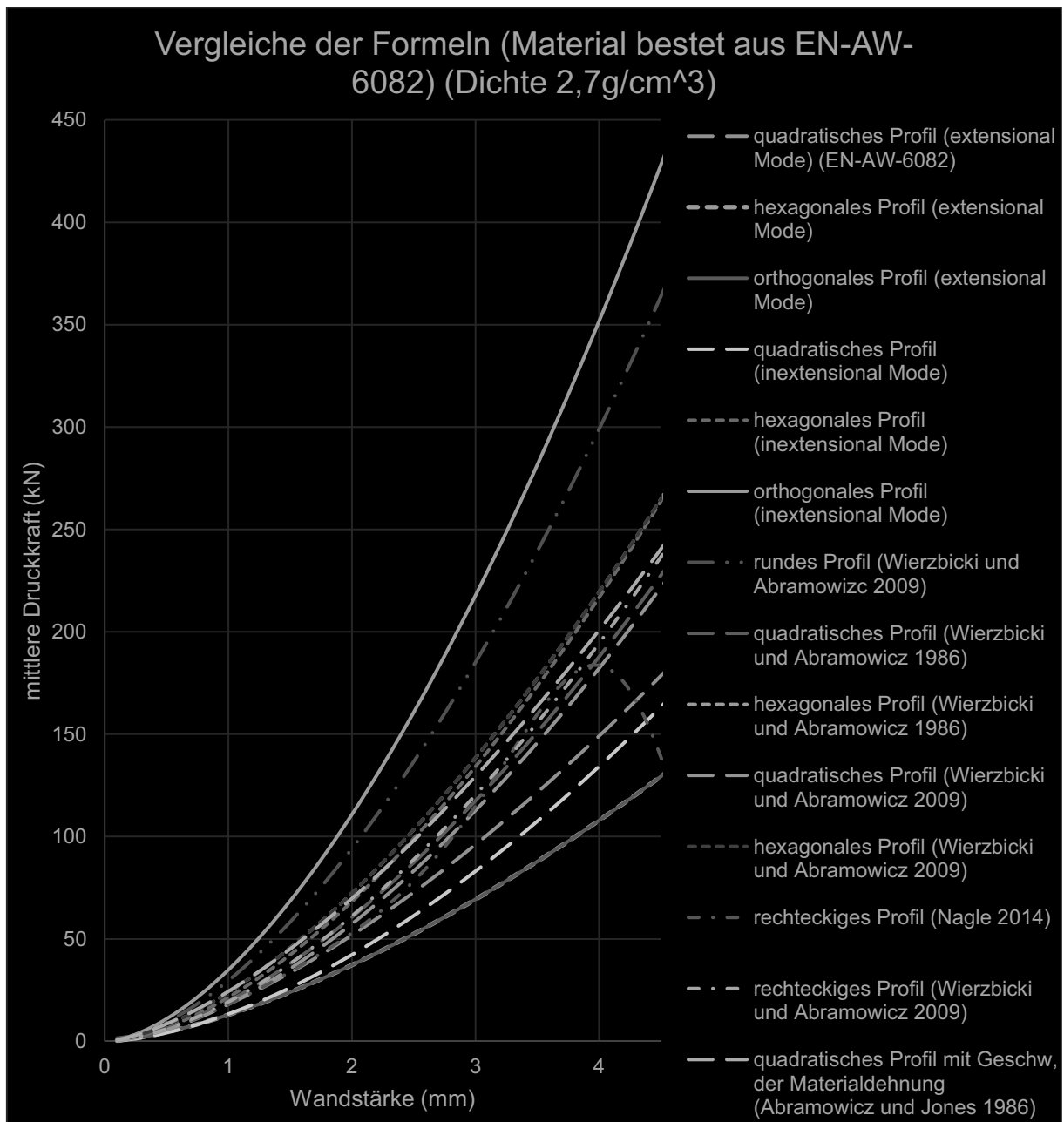


Diagramm 62: Berechnung ausgewählter Formeln mit unterschiedlicher Profilgeometrie (Alu-Werkstoff aus EN-AW-6082) (Dichte 2,7 g/cm<sup>3</sup>) und einer Länge von 200 mm. Von oben nach unten alle Formeln aus den Tabellen 34, 33 für mittlere Druckkraft, Formel 10 für runde Profile, Formeln aus Tabelle 32 für quadratische und hexagonale Profile, Formel 98 und 92 für rechteckige Profile und Formel 85 für den extensionalen Fall.

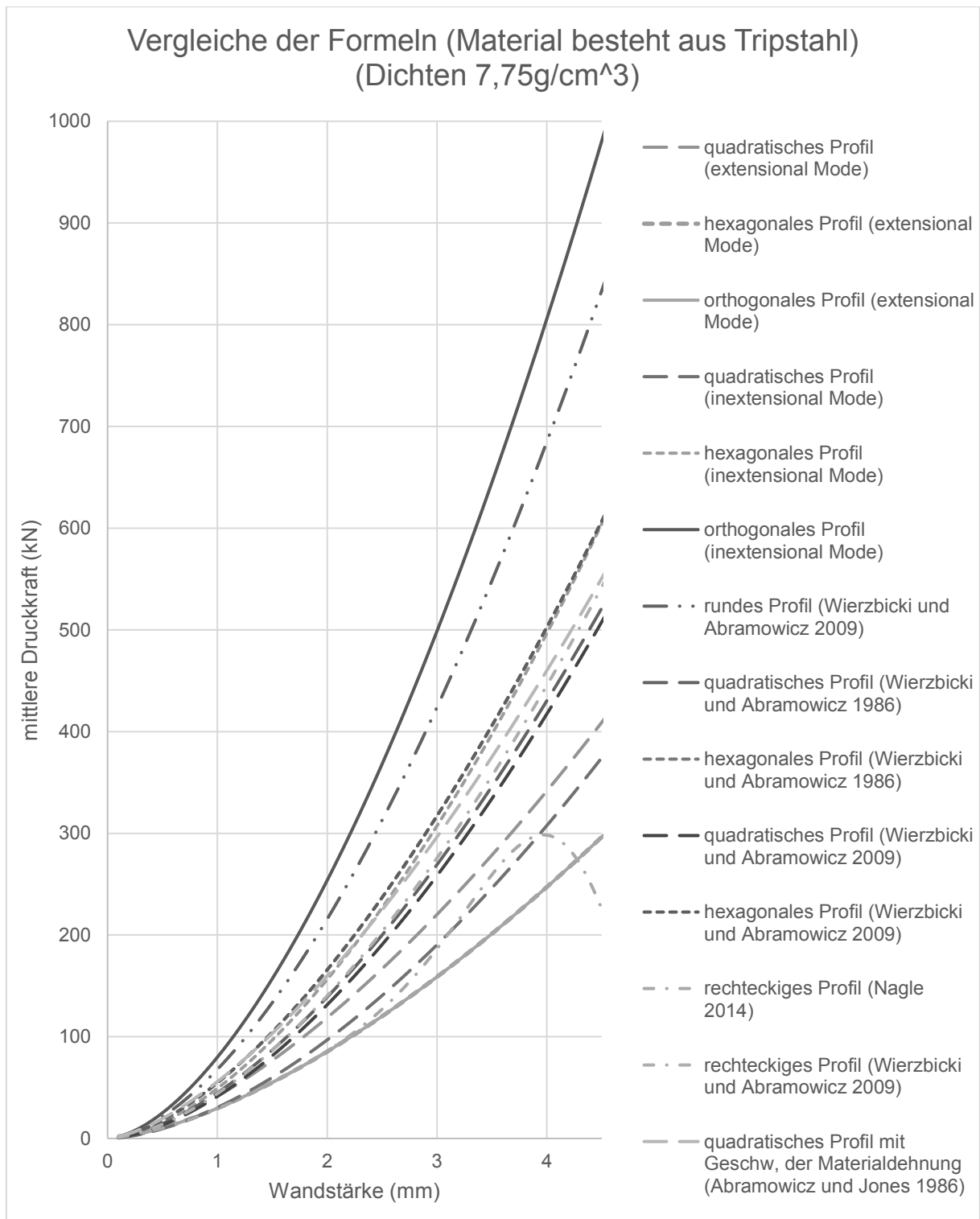


Diagramm 63: Berechnung ausgewählter Formeln mit unterschiedlicher Profilgeometrie (Werkstoff aus Tripstahl) (Dichte 7,75 g/cm<sup>3</sup>) und einer Länge von 200 mm. Von oben nach unten alle Formeln aus den Tabellen 34, 33 für mittlere Druckkraft, Formel 10 für runde Profile, Formeln aus Tabelle 32 für quadratische und hexagonale Profile, Formel 98 und 92 für rechteckige Profile und Formel 85 für den extensionalen Fall.

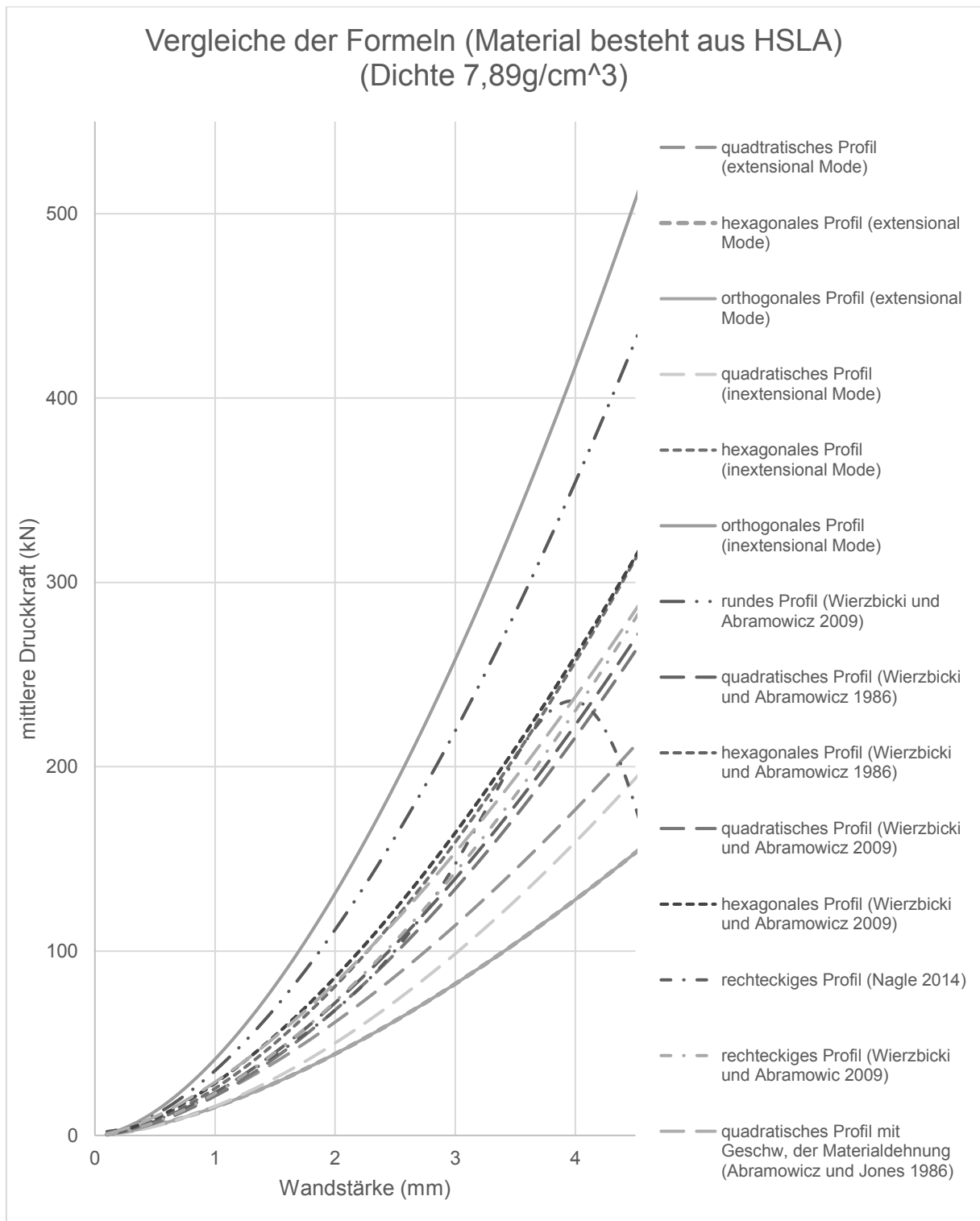


Diagramm 64: Berechnung ausgewählter Formeln mit unterschiedlicher Profilgeometrie (Werkstoff aus HSLA) (Dichte 7,89 g/cm<sup>3</sup>) und einer Länge von 200 mm. Von oben nach unten alle Formeln aus den Tabellen 34, 33 für mittlere Druckkraft, Formel 10 für runde Profile, Formeln aus Tabelle 32 für quadratische und hexagonale Profile, Formel 98 und 92 für rechteckige Profile und Formel 85 für den extensionalen Fall.

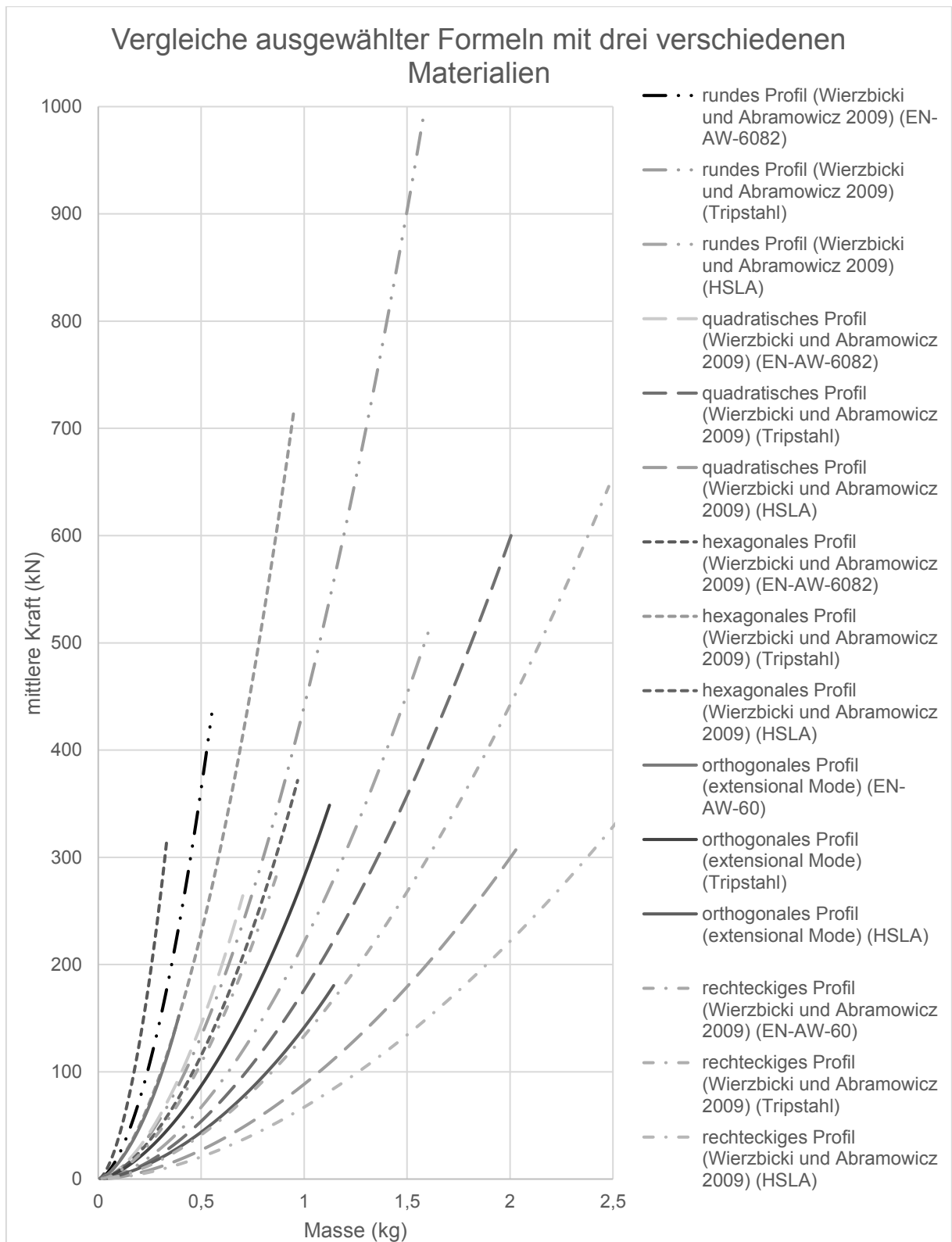


Diagramm 65: Berechnung ausgewählter Formeln bezogen auf die Masse mit unterschiedlicher Profilgeometrie und (Werkstoff aus HSLA, EN-EW-60 und Tripstahl) einer Länge von 200 mm (Wandstärke variiert von 0,1 mm bis 5 mm in Intervallen von 0,1 mm). Von oben nach unten Formel 10 für rundes Profil, Formel 90 für quadratisches Profil, Tabelle 32 für hexagonales Profil, Tabelle 34 für orthogonales Profil, Formel 92 für rechteckiges Profil.



### Bewertung der Ergebnisse:

- Bei dem Verhältnis der mittleren Kraft zur Wandstärke kann das orthogonale und hexagonale Profil im inextensionalen Fall die meiste mittlere Druckkraft aufnehmen.
- Das runde Profil zeigt zwischen der mittleren Kraft und Wandstärke ein gutes Verhältnis.
- Die Gleichung von Nagle (2014) kann nur bei einer Wandstärke bis ca. 4 mm eingesetzt werden. Die Absenkung der mittleren Druckkraft weist darauf hin, dass die Gleichung nur für die dünnwandigen Bereiche geeignet ist.
- Zwischen den hexagonalen und orthogonalen Profilen des extensionalen Falls bestehen fast identische Wertverläufe. Der Einfluss von zwei zusätzlichen Ecken im extensionalen Fall ist nur minimal.
  
- Bei dem Verhältnis der mittleren Kraft zur Masse schneidet das runde Profil gemäß der Theorie von Wierzbicki und Abramowicz (2009) am besten ab.
- Unter Berücksichtigung des Leichtbaupotenzials und des konstruktiven Vorteils ist das hexagonale Profil an besten.
- Durch die Abschätzung basierend auf der Theorie von Wierzbicki und Abramowicz (2009) muss der Wert des hexagonalen Profils etwas unter dem orthogonalen Profil liegen. Geometrisch gesehen ist der Eckenradius des orthogonalen Profils geringer, während die Umfangslänge gleich bleibt.
- Die quadratischen Profile besitzen in der Theorie von Wierzbicki und Abramowicz (2009) einen schlechten Wert des Kraft-Massen-Verhältnisses.

### **Fazit:**

Um das optimale Material bestimmen zu können, müssen viele Bereiche berücksichtigt werden. Bei einer platzsparenden günstigen Konstruktion würde sich ein rechteckiges Profil mit HSLA eignen.

Runde Profile aus Tripstahl eignen sich, um hohe axiale Kräfte aufzunehmen und den Bauraumdurchmesser gering zu halten.

Orthogonale oder hexagonale Profile eignen sich durch ihre günstige Geometrie als Befestigung am Rahmen oder Stoßfänger.

Bei mittlerem Kräftelevel und hohem Leichtbaupotenzial eignen sich Aluminium oder Tripstähle. Es zeigt sich, dass Aluminium bei geringerer Masse das gleiche Kräftelevel aufnimmt.



## 7 Spezielle Profilformstrukturen während des axialen Einschlags

### 7.1 Faltung eines quadratischen Profils mit Pyramidenmuster

#### 7.1.1 Allgemein: Über quadratische Profile mit Pyramidenmuster

Das Profil mit dem Pyramidenmuster basiert auf dem quadratischen Profil. Durch die Entwicklung eines neuen Designs durch Jiayao Ma, Yuan Le und Zhong You aus dem Jahr 2010 soll die Faltung in die axiale Richtung gesteuert werden. Das quadratische Profil soll in eine orthogonale Faltung umschlagen, um dadurch die Energieabsorption zu erhöhen. Es hat sich herausgestellt, dass das spezielle Profil schwierig zu triggern ist, weil das quadratische Pyramidenmuster den Trigger durch seine Form bereits vorgibt. Der Trigger würde so nicht auf dem klassischen Wege über Profilstauchung erstellt, sondern durch die Länge einer Pyramidenebene ( $q$ ) bestimmt (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 1).

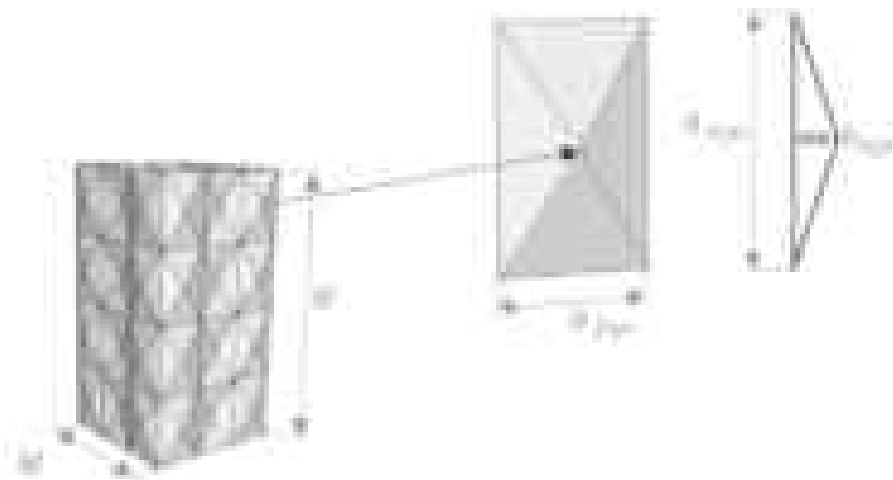


Abbildung 25: Überarbeitete schematische Darstellung eines quadratischen Profils mit Pyramidenmuster. (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 3)

Geometrieparameter für das quadratische Profil mit dem Pyramidenmuster						
Formelbezeichnung	$b_{pyr}$	$q_{pyr}$	$h_{pyr}$	$M$	$N$	$t_0$
Pyramidenelemente	x	x	x	3	4	x
Längen in (mm)	20	30	2	60	120	1

Tabelle 45: Geometrieparameter des quadratischen Profils mit Pyramidenmuster (durch das Profil steigt die Energieabsorption um 56,41 %) (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 3).



Tabelle über den Zugversuch der getesteten Materialien						
	Material	$E$ (GPa)	$\sigma_y$ (MPa)	$\sigma_{ult}$ (MPa)	$\epsilon_u$	$n$
	nicht behandelt	203,8	278,4	322	0,216	0,21
	an- gelassen	217,4	184,3	311	0,249	0,23
<p><u>Beschreibung des Zugversuchs:</u>                      Der Zugversuchstest findet an dem Modell Instron 5582 statt und besitzt einen Vorschub von 0,5mm/min.</p>						

Tabelle 46: Zugversuchsdaten des quadratischen Profils (rechts) (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 4) und (links) die Auswertung des Kraft-Dehnungs-Diagramms (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 6).

Tabelle der untersuchten Profile im Vergleich		
Typ der Probe	Foto der Probe	Simulation der Deformation
quadratisches Profil ohne Muster		
quadratisches Profil mit Muster		
quadratisches Profil mit Modifikation		

Tabelle 47: Foto (links) und Simulation (rechts) zur Veranschlagung der drei Deformationsprofile (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 3) (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 5).

Der statische Druckversuch wird in einen freien und einen fixierten Test unterteilt. Die Probe wird beim freien Versuch direkt eingelegt und deformiert, während die Probe mit Fixierung durch zwei Platten stabilisiert wird. Die Platten haben Nuten (2 mm breit und 3 mm tief), in die das Probestück beidseitig eingesteckt wird. Der Druckvorgang wird erst gestoppt, wenn die gestauchte Länge die Distanz von 85 mm erreicht hat. Das entspricht 73 % der ursprünglichen Länge (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 4).



Abbildung 26: (Von links nach rechts) Freie Stauchung, fixierte Stauchung und Platten zur Fixierung der Probe mit einer Nut von 2 mm Breite und 3 mm Tiefe (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 4)



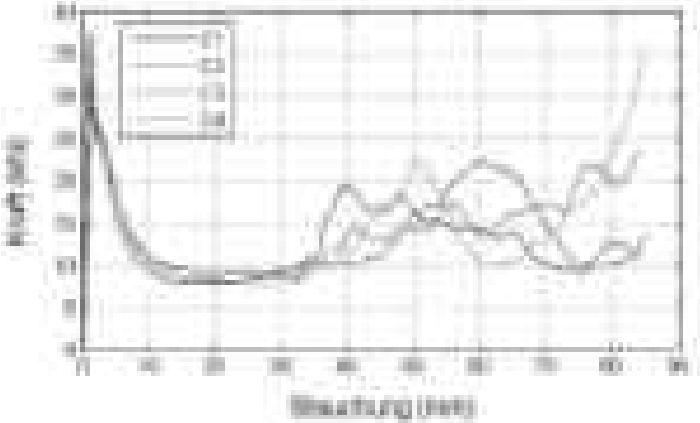
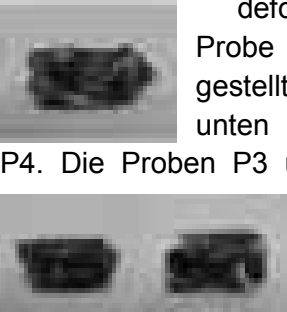
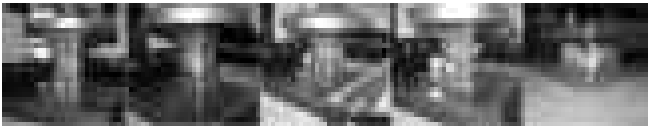
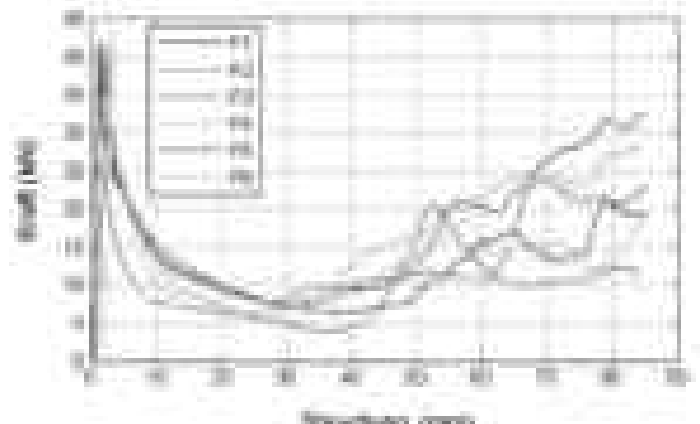
Beschreibungen der Testversuche	
quadratisches Profil	<p><b>Beschreibung:</b></p>  <p>Das Foto (oben) zeigt von links nach rechts die quadratischen Proben C1, C2 und C3. Die Proben C3 und C4 werden mit zwei Platten fixiert. Die Probe C4 wird über ein Zeitintervall fünf Mal fotografiert, um das Verhalten während der Deformationsphase zu analysieren. C1 und C2 stehen frei ohne Fixierung (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 6).</p>
	<p><b>Test (C4)</b></p>  
Quadratisches Profil mit Muster (unbehandelt)	<p><b>Beschreibung:</b> Links wird die deformierte Probe P1 dargestellt, weiter unten P2 mit P4. Die Proben P3 und P4 sind durch</p>  <p>Platten fixiert. P1 und P2 liegen beim Test frei im Werkzeug. Die Proben P1 – P4 besitzen keine Wärmebehandlung (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 7).</p>
	<p><b>Test (P3)</b></p>  

Tabelle 48: (links) Fotos von gestauchten Profilen (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 8). (rechts) Fotos während der Stauchung in Zeitintervallen (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 7) und Kraftstauchungsdiagramme C-Proben (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 7), P- und M-Proben (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 8). Testwerte aus Tabelle 50.




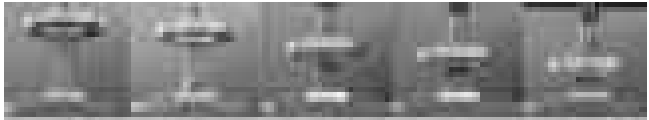
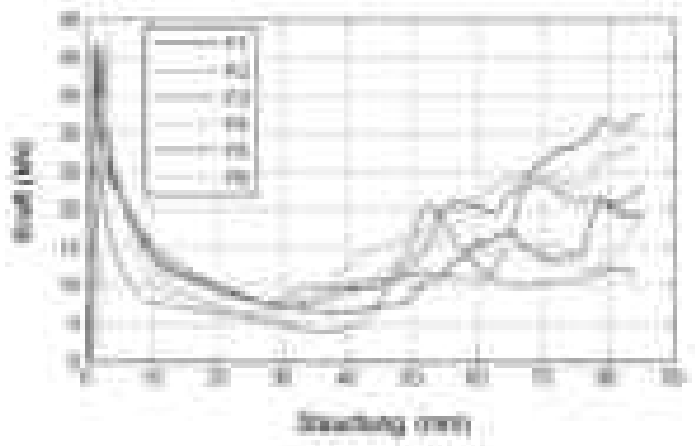

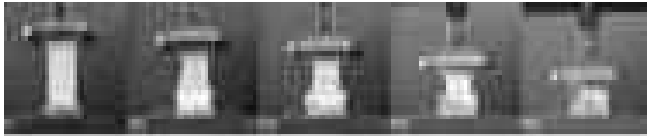
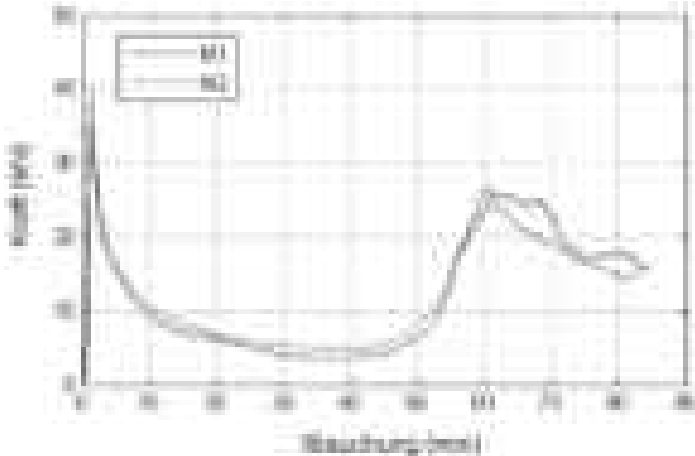
Beschreibungen der Testversuche	
quadratisches Profil mit Muster (angelassen)	<p><b>Beschreibung:</b></p>  <p>Die Probe P5 wird links im Bild dargestellt. In diesem Versuch werden zwei Proben (P5 und P9) mit einer Wärmebehandlung bearbeitet. Die Probe P6 wird über ein Zeitintervall fünf Mal fotografiert, um das Verhalten während des Deformationsvorganges zu analysieren (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 8).</p>
	<p><b>Test (P6)</b></p>  
modifiziertes Profil	<p><b>Beschreibung:</b></p>  <p>Die Probe M1 wird im Bild links dargestellt. Beide getesteten Proben (M1 und M2) sind durch Platten fixiert und nicht wärmebehandelt. In der Modifizierung bekommen die quadratischen Ecken eine Phase. Es entsteht dadurch ein Achteck mit Pyramidenmuster, das aber ungleich lange Kantenlängen besitzt. Durch die Modifizierung zeigt das Profil eine erhöhte Steifigkeit (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 8).</p>
	<p><b>Test (M2)</b></p>  

Tabelle 49: (links) Fotos von gestauchten Profilen (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 8). (rechts) Fotos während der Stauchung in Zeitintervallen (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 7) und Kraftstauchungsdiagramme C-Proben (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 7), P- und M-Proben (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 8). Testwerte aus Tabelle 50.



Experimentelle und simulierte Testversuche					
Probentyp	Wärmebehandelt	Randbedingung	$F_m$ Test (kN)	$F_m$ Simulation (kN)	$F_m$ Erhöhung (kN)
C1	Nein	frei	12,72	13,26	x
C2	Nein	frei	13,39		
C3	Nein	befestigt	14,19		
C4	Nein	befestigt	14,09		
P1	Nein	frei	13,32	22,37	68,7%
P2	Nein	frei	14,35		
P3	Nein	befestigt	17,01		
P4	Nein	befestigt	16,64		
P5	Ja	befestigt	10,01	19,99	x
P6	Ja	befestigt	11,96		
M1	Nein	befestigt	11,94	24,31	83,3%
M2	Nein	befestigt	12,29		

Tabelle 50: Testversuche der verschiedenen Proben (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 9) und simulierte Testversuche (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 6) des Profils mit Pyramidenmuster.

Unstimmigkeiten der Theorien:

- Bei der Berechnung des Energieäquivalents wird in der Wurzel mit dem Divisor  $1 + n$  gerechnet.
- Bei der Dissipation von Nagle (2015, S. 49) und der wissenschaftlichen Ausarbeitung von Jiayao Ma, Yuan Le und Zhong You (2010, S. 2) gibt es Unstimmigkeiten. Es fällt auf, dass der Vergleich der Längen-Wandstärken-Verhältnisse variiert.

Gegenüberstellung der Unstimmigkeiten	
Theorie von Nagle (Rechteck)	Theorie von Jiayao , Yuan Le und Zhong You (Quadrat)
Es gibt Unterschiede in folgender Formel (asymmetrischer Fall (A)): $0 \leq \frac{C}{t} \leq 40,8$	Es gibt Unterschiede in folgender Formel (asymmetrischer Fall (1)): $7,5 \leq \frac{C}{t} \leq 40,38$
Es gibt Unterschiede in folgender Formel (asymmetrischer Fall (B)): $7,5 \leq \frac{C}{t} \leq 40,8$	Es gibt Unterschiede in folgender Formel (asymmetrischer Fall (2)): $7,5 \leq \frac{C}{t} \leq 40,38$
Es gibt Unterschiede in folgender Formel (symmetrischer Fall): $\frac{C}{t} \leq 40,8$	Es gibt Unterschiede in folgender Formel (symmetrischer Fall): $\frac{C}{t} \leq 40,38$

Tabelle 51: Die Unstimmigkeiten in den beiden Theorien von Nagle (2015, S. 49) und Jiayao Ma, Yuan Le und Zhong You (2010, S. 2) (über die Theorie von Abramowicz/Jones und Wirzbicki/Abramowicz).



Formeln zur Berechnung des quadratischen Profils mit Pyramidenmuster		
Bezeichnung	Formel (mittleren Kraft in kN)	
Wierzbicki und Abramowicz (2009)	$F_{m(Quadrat)} = 13,1\sigma_o a^{\frac{1}{3}} t^{\frac{5}{3}}$	Formel 109
Abramowicz und Jones Übergang von symmetrisch in asymmetrischen Bereich(Mixed Mode asymmetrischer Fall 1)	$F_m = 10,73\sigma_o a^{\frac{1}{3}} t^{\frac{5}{3}} + 0,79\sigma_o a^{\frac{2}{3}} t^{\frac{4}{3}} + 0,51\sigma_o t^2$ mit $7,5 \leq \frac{C}{t} \leq 40,38$	Formel 110
Abramowicz und Jones Übergang von symmetrisch in asymmetrischen Bereich(Mixed Mode asymmetrischer Fall 2)	$F_m = 11,48\sigma_o a^{\frac{1}{3}} t^{\frac{5}{3}} + 0,44\sigma_o a^{\frac{2}{3}} t^{\frac{4}{3}} + 0,26\sigma_o t^2$ mit $7,5 \leq \frac{C}{t} \leq 40,38$	Formel 111
Abramowicz und Jones (extensionaler Fall)	$F_m = 8,16\sigma_o a^{\frac{1}{2}} t^{\frac{3}{2}} + 2,04\sigma_o t^2$ mit $\frac{C}{t} \leq 7,5$	Formel 112
Energieäquivalenz	$\sigma_o = \sqrt{\frac{\sigma_y \sigma_z}{1+n}}$	Formel 113

Tabelle 52: Formeln zur Berechnung des quadratischen Profils mit Pyramidenmuster (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 2)

### 7.1.2 Vergleichsberechnung und Bewertung der quadratischen Profile

#### Zu den Berechnungen:

- Es ist beim Energieäquivalent der Potenzgesetzexponent berücksichtigt worden
- Die Testversuche sind aufgeteilt zwischen freies Einlegen (frei) und Einlegen mit Fixierung (fix) durch zwei Platten.
- Des Weiteren sind die Proben in angelassene Probe (mW) und Probe ohne zugeführte Wärme (oW) aufgeteilt worden.
- Es muss jede Formel doppelt berechnet werden, weil sich durch das Anlassen die Streckgrenze verändert.

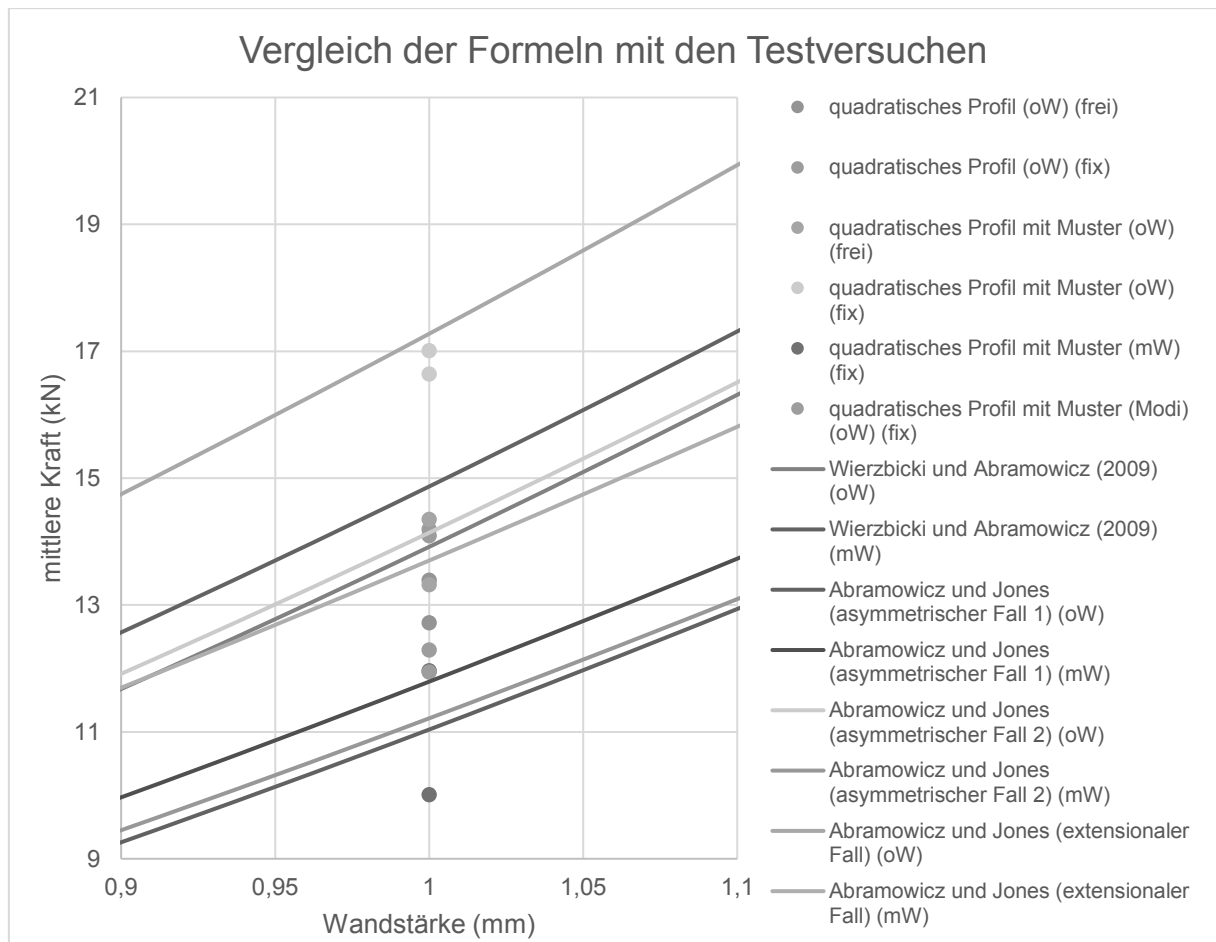


Diagramm 66: Aufteilung der Testversuche (Tabelle 50) für quadratische Profile mit variierenden Mustern und Vergleich der Formeln (Tabelle 52) (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 9).

**Bewertung der Testergebnisse:**

Das quadratische Profil mit Pyramidenmuster, das durch Platten fixiert ist und bei dem keine Wärme zugeführt worden ist, zeigt die höchste Deformationskraft. Die beste Formel dazu ist der extensionale Fall von Abramowicz und Jones.

Die schlechtesten Werte erzielen die Proben, bei denen Wärme zugeführt worden ist. Die fixierten quadratischen Proben ohne Muster und die frei eingelegten Proben mit Muster erzielen ähnlich hohe Kräfte. Die Formeln von Wierzbicki/Abramowicz (oW) (2009) sowie Abramowicz und Jones (oW) (asymmetrischer Fall 2), (mW) (extensionaler Fall) zeigen eine gute Annäherung an die Testwerte. Im mittleren Kräftebereich sind die frei eingelegten modifizierten Proben mit Muster und die frei eingelegten quadratischen Proben ohne Muster.

**Fazit:**

Die fixierten Profile mit dem zusätzlichen Pyramidenmuster weisen die größte Kraft auf. Es kann daraus geschlossen werden, dass das Muster die axiale Kraft positiv unterstützt. Um die beste Variante zu finden, müssen aber auch die Leichtbauprinzipien erfüllt werden. Das spezielle Pyramidenmuster hat gegenüber einem normalen Profil ein erhöhtes Gewicht. Auch die aufwändige Produktion fördert das Gewicht zusätzlich durch z. B. Schweißnähte. Deshalb kann auch das quadratische Profil (ohne Muster) mit Fixierung ähnlich hohe Kräfte aufnehmen.



## 7.2 Faltung eines Profils mit Füllung

### 7.2.1 Allgemeines: Über die Profilformen mit Füllung

Durch die Füllung von Profilen soll in erster Linie die Energieabsorption der Träger erhöht werden, während die Masse möglichst gering ausfällt. Die Profile besitzen rein äußerlich eine meist quadratische, rechteckige oder runde Form. In der Profilform können die Füllungen aus Alu, Kunststoff (PVC, ...) oder Holzspänen bestehen, die entweder das volle Profil (Abbildung 27 Mitte) oder nur einzelne Schichten ausfüllen. In das Hybridprofil (Abbildung 27 rechts) wird zusätzlich ein kleineres Profil der gleichen Geometrie gesteckt und der Füllstoff in der Zwischenlage geschichtet. Die Bauweise kann auch als geometrische Sandwichbauweise angesehen werden (Ahmet Kaan TOKSOY 2009, S. 48).

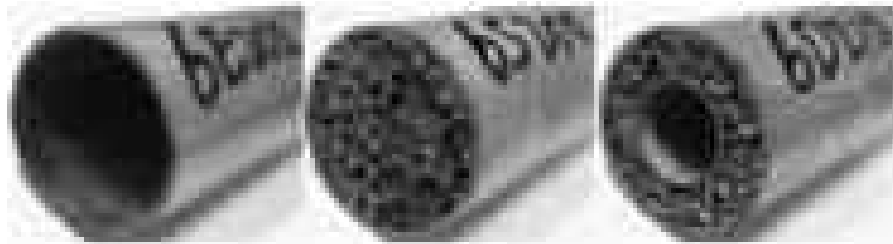


Abbildung 27: (Von links nach rechts) Rundes Profil ohne Füllstoff, rundes Vollprofil mit Aluminiumfüllstoff und ein rundes äußeres und inneres Profil mit geschichtetem Aluminiumfüllstoff (Hybridprofil) (Li et al. 2012, S. 50).

Der erste Versuch für runde und quadratische Profile wurde durch **Seitzberger** durchgeführt (Seitzberger, et al. 1997). Die Forschung richtete sich danach aus, wie viel Energie absorbiert werden kann, wenn ein Profil mit Füllung deformiert wird (Ahmet Kaan TOKSOY 2009, S. 48).

Die Erforschung der Profilfaltung mit Füllung wurde von **Santosa und Wierzbicki** (Santosa und Wierzbicki 1998a) weitergeführt. Sie untersuchten den Unterschied zwischen den gefüllten Profilen mit Wabenstruktur und Aluminiumform. Das Resultat der Arbeit zeigt auf, dass die Alufüllung ein besseres Crashelement darstellt (Ahmet Kaan TOKSOY 2009, S. 49).

Aus der Theorie von Santosa und Wierzbicki entstand die Formel zur Berechnung der mittleren Kraft für Profile mit Füllstoff (Ahmet Kaan TOKSOY 2009, S. 49):

$$F_{m(\text{Wabenstruktur})} = F_{m(\text{Leer})} + c^2 \sigma_h \quad \text{Formel 114}$$

$$\sigma_h = \text{Druckfestigkeit der Wabenfüllung}$$

$$F_{m(\text{Formfüllung})} = F_{m(\text{Leer})} + 2c^2 \sigma_f \quad \text{Formel 115}$$

mit

$$F_{m(\text{Leer})} = 13,1 \sigma_o a^{\frac{1}{3}} t_o^{\frac{5}{3}} \quad (\text{quadratisches Profil})$$

oder

$$P_{m(\text{Leer})} = 21,5 \sigma_o D^{\frac{1}{3}} t_o^{\frac{5}{3}} \quad (\text{rundes Profil})$$



Die Theorie von **Hanssen** (Hanssen et al, 2000a, Hanssen et al, 2000b) zeigt auf, dass bei steigender Füllung das Verhältnis zwischen Profilwand und Füllstoff steigt. Damit die Energie optimal absorbiert werden kann, ist ein Zusammenspiel zwischen Füllstoff und Profil nötig (Ahmet Kaan TOKSOY 2009, S. 51).

Die weiterentwickelte Formel von Hanssen zeigt die mittlere Kraft mit dem Zusammenspiel des Dimensionskoeffizienten  $C_{avg}$  (Ahmet Kaan TOKSOY 2009, S. 51):

$$F_{m(\text{Formfüllung})} = F_{m(\text{Leer})} + 2c^2\sigma_f + C_{avg}\sqrt{\sigma_f\sigma_0}ct \quad \text{Formel 116}$$

$$C_{avg} = 2,68 \text{ (runder Profil mit 50\% Deformation)}$$

$$C_{avg} = 5,5 \text{ (quadratisches Profil mit 50\% Deformation)}$$

Die Kombination mit mehreren Füllstoffen hat **Santosa** (Santosa, et al. 2000) untersucht. Das quadratische Profil ist mit zwei Aluminiumsorten (6060t4 und 6082T4) gefüllt und über Simulation (Model PAM CRASH 97) ausgewertet worden. In der Auswertung wird die Füllung in verbundenen und freien Füllstoff unterteilt. Das Ergebnis der Auswertung ergibt, dass der Füllstoff in der verbundenen Variante ein höheres mittleres Kraftniveau aufweisen kann (Ahmet Kaan TOKSOY 2009, S. 53).

Die Gleichungen (Santosa, et al. 2000) für quadratische Profile mit Füllstoff ergeben (Ahmet Kaan TOKSOY 2009, S. 54):

$$F_{m(\text{Formfüllung})} = F_{m(\text{Leer})} + 1,8c^2\sigma_f \quad \text{Formel 117}$$

$$F_{m(\text{Formfüllung})} = F_{m(\text{Leer})} + 2,8c^2\sigma_f \quad \text{Formel 118}$$

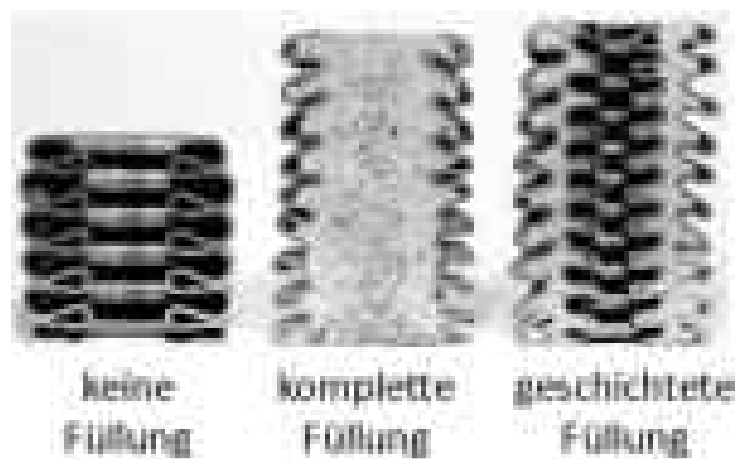


Abbildung 28: Schnitt durch deformierte quadratische Profile mit drei Varianten der Füllung [Bild von Seitzberger, et al. 2000] Quelle von (Ahmet Kaan TOKSOY 2009, S. 59)



Eine Studie über die Charakteristiken von Energieabsorption (Zang und Cheng 2007) hat ergeben, dass mehreckige Profile gegenüber den gefüllten Profilen eine um 50 % – 100 % höhere Energieabsorption aufweisen, wenn das Gewicht der Proben gleich groß ist (Ahmet Kaan TOKSOY 2009, S. 59).

Wenn aus konstruktiver Sicht kein hexagonaler oder orthogonaler Profiltyp verwendet werden kann, muss mit der Art des Füllstoffes Gewicht gespart werden. Die Verwendung eines Kunststoffes mit einer verhältnismäßig hohen Stabilität und geringer Dichte ist bei Crashboxen von Vorteil. Bei der Verwendung von geschichteten Profilen mit unterschiedlichen Materialien des inneren und äußeren Profilrohres kann ebenfalls Masse eingespart werden.

Im Vergleichsexperiment soll die mittlere Kraft von runden Profilen ermittelt werden. Die Untersuchung vergleicht zwischen runden Profilen ohne Füllstoff, mit Füllstoff und mit geschichtetem Füllstoff. Die Maße des runden Profils weisen einen Außendurchmesser von 60 mm und eine Länge von 200 mm auf. Das geschichtete Profil mit der gleichen Länge hat außen einen runden Metallmantel (R35) mit dem Außendurchmesser von 60 mm. Der innere Mantelkern besteht aus Aluminium (PA38) mit dem Außendurchmesser von 30 mm. Der Füllstoff in der Zwischenwand besteht aus Polyurethan (RR3040) (A. Tobota, J. Karliński, A. Koczyński 2007, S. 72).

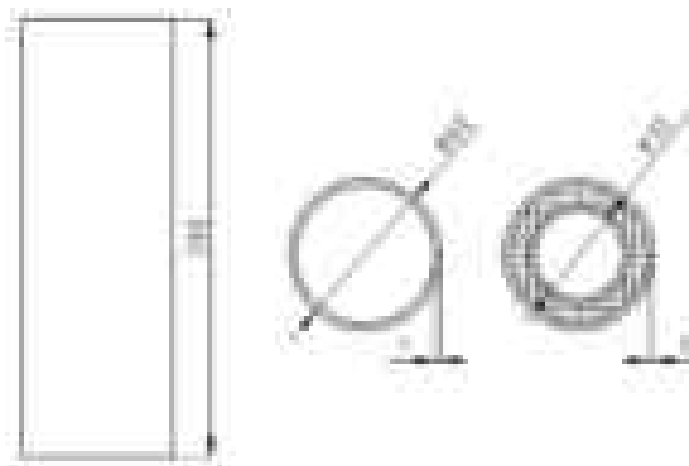


Abbildung 29: Aufbau und Maße des Profils (A. Tobota, J. Karliński, A. Koczyński 2007, S. 72)

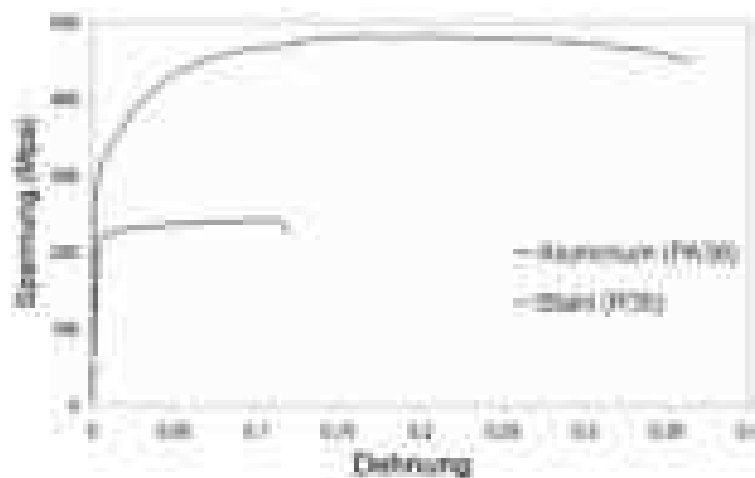


Diagramm 67: Spannung / Dehnung von Aluminium (PA38) und Stahl (R35) (A. Tobota, J. Karliński, A. Koczyński 2007, S. 72)



Werte der beiden verwendeten Stähle							
X	$R_e$	$R_m$	$t_0$	$\sigma_0$	$\varnothing$	$L$	$E$
	(MPa)	(MPa)	(mm)	(N/mm <sup>2</sup> )	(mm)	(mm)	(N/mm <sup>2</sup> )
R35	215	360	1	278,21	60	200	210
PA38	140	315	1	210	30	200	70

Tabelle 53: Die verwendeten Stähle für die verwendeten Profile (A. Tobota, J. Karliński, A. Koczyński 2007, S. 72).

Daten des Füllstoffes ( Polyurethan RR3040)						
X	$t_0$ (Schichtfüllung)	$t_0$ (Kompl. Voll)	$\sigma_f$ Druckspannung	L	E	$\rho$
	(mm)	(mm)	(MPa) (N/mm <sup>2</sup> )	(mm)	(N/mm <sup>2</sup> )	(kg/m <sup>3</sup> )
1	14	29	0,419	200	14,8	82,7
2	14	29	0,833	200	21,38	119,7
3	14	29	1,14	200	34,44	156,5

Tabelle 54: Verwendeter Füllstoff mit unterschiedlichen Kompressionsverhältnissen (A. Tobota, J. Karliński, A. Koczyński 2007, S. 72).

Der dynamische Fallhammertest hat eine Fallhöhe von 1,95 m und eine Masse von 206 kg. Bei der Geschwindigkeit von 6,24 m/s entsteht eine Einschlagsenergie von 4000 J (A. Tobota, J. Karliński, A. Koczyński 2007, S. 72).

Experimentelle Versuche zwischen Einzel- und Doppelprofilen					
X	$\rho$	$W_s$	Anstieg von $W_s$	$F_m$	Anstieg von $F_m$
Profil	(kg/m <sup>3</sup> )	(kJ/kg)	(%)	(kN)	(%)
rund	0	21,767	X	32,991	X
rund	82,7	22,487	X	41,100	X
rund	119,7	23,450	X	44,654	X
rund	156,5	24,424	X	47,723	X
geschichtet	0	26,831	23	42,531	29
geschichtet	77,5	27,566	22	52,987	29
geschichtet	119,3	30,071	28	59,679	34
geschichtet	156,5	30,581	25	62,912	32

Tabelle 55: Experimentelle Versuche zwischen Einzel- und Doppelprofilen (Mit bzw. ohne Füllstoffe) (A. Tobota, J. Karliński, A. Koczyński 2007, S. 73).

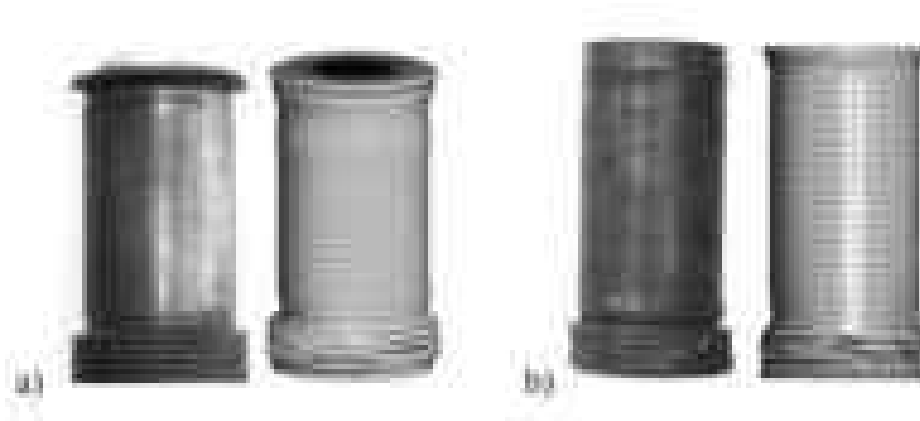


Abbildung 30: Bildvergleich zwischen rundem Profil und geschichtetem Profil mit einer Füllungsdichte von 160 kg/m<sup>3</sup> (A. Tobota, J. Karliński, A. Koczyński 2007, S. 73).



### 7.2.2 Berechnungsdiagramme und Bewertung

#### Zu der Vorgangsweise der Berechnung

- Im ersten Vergleich, bei dem die Dichte 0 beträgt, hat das Profil keinen Füllstoff.
- Im ersten Teil der Formel wird die Theorie von Wierzbicki und Abramowicz (2009) verwendet (Formel 10 für runde Profile).

In zweiten Teil der Formel ist ein Problem aufgetreten, da die Berechnungsformeln auf die Kantenlänge  $c$  bezogen sind. Dadurch lassen sich eckige Profile berechnen, doch keine Rundprofile. Damit die Rechnung einen hohen Schätzwert erreichen kann, sind die genannten theoretischen Ansatzgrundlagen benutzt und eigene Ideen mit eingebracht worden, um diese mit den experimentellen Versuchen zu vergleichen.

Zugrunde liegende Theorien und <u>Erklärung der Idee zur Berechnung von gefüllten Profilen</u>	
Profil mit Füllung (Formel 115)	Profil mit Zwischenfüllung (Formel 116)
$F_{m(\text{Formfüllung})} = F_{m(\text{Leer})} + 2c^2\sigma_f$ <p>(Teil 1) Berechnung mit der Formel 10;                      (Teil 2) hier ist <math>c</math> auf den mittleren Umfang des Füllstoffes bezogen:</p> $c = U_{m(\text{Füllung})} = \frac{D_{\text{Füllung}}\pi}{2}$ <p>Dadurch entsteht ein mittlerer Umfang des Füllstoffes von 91,1 mm.</p>	$F_{m(\text{Formfüllung})} = F_{m(\text{Leer})} + 2c^2\sigma_f$ <p>(Teil 1) Berechnung mit der Formel 10;                      (Teil 2) anders als beim Profil mit Füllung bekommt das geschichtete Profil eine imaginäre Kantenlänge <math>c</math>. Der Flächeninhalt des Kreisringes wird umgerechnet mit:</p> $A_m = \frac{D_{\text{Füllung}}^2\pi}{4} - \frac{d_{\text{Aussen}}^2\pi}{4}$ <p style="text-align: center;">mit  <math>A_m = a^2</math></p> <p>Daraus folgt eine imaginäre Kantenlänge mit 43,99 mm.</p>
$F_m = F_{m(\text{Leer})} + 2c^2\sigma_f + C_{\text{avg}}\sqrt{\sigma_f\sigma_0}ct$ <p>(Teil 1) Berechnung mit der Formel 10;                      (Teil 2) <math>c</math> besitzt wieder 91,1 mm;                      (Teil 3) <math>c</math> besitzt wieder 91,1 mm und <math>t</math> wird auf die Wandstärke des Profils bezogen.</p>	$F_m = F_{m(\text{Leer})} + 2c^2\sigma_f + C_{\text{avg}}\sqrt{\sigma_f\sigma_0}ct$ <p>(Teil 1) Berechnung mit der Formel 10;                      (Teil 2) <math>c</math> besitzt wieder 43,99 mm                      (Teil 3) <math>c</math> besitzt wieder 43,99 mm, <math>t</math> ist auf den Füllstoff mit 14 mm bezogen und <math>\sigma_0</math> ist der Mittelwert beider Profilmaterialien (244,1 N/mm<sup>2</sup>).</p>

Tabelle 56: Eigene Idee, um eine bessere Abschätzung zu erhalten, um runde Profile mit Füllstoff zu berechnen.



Die Beweggründe, aus denen gefüllte, runde Profile statt Profile mit Kantengeometrie verwendet worden sind, zeigen, dass die Rundprofile ein besseres Deformationsverhalten und bessere Energieabsorptionen aufweisen. Es fallen auch Kanten weg, die immer als Schwachstelle gelten. Des Weiteren sind keine Formeln gefunden worden, mit denen runde Profile mit Füllstoff berechnet werden können.

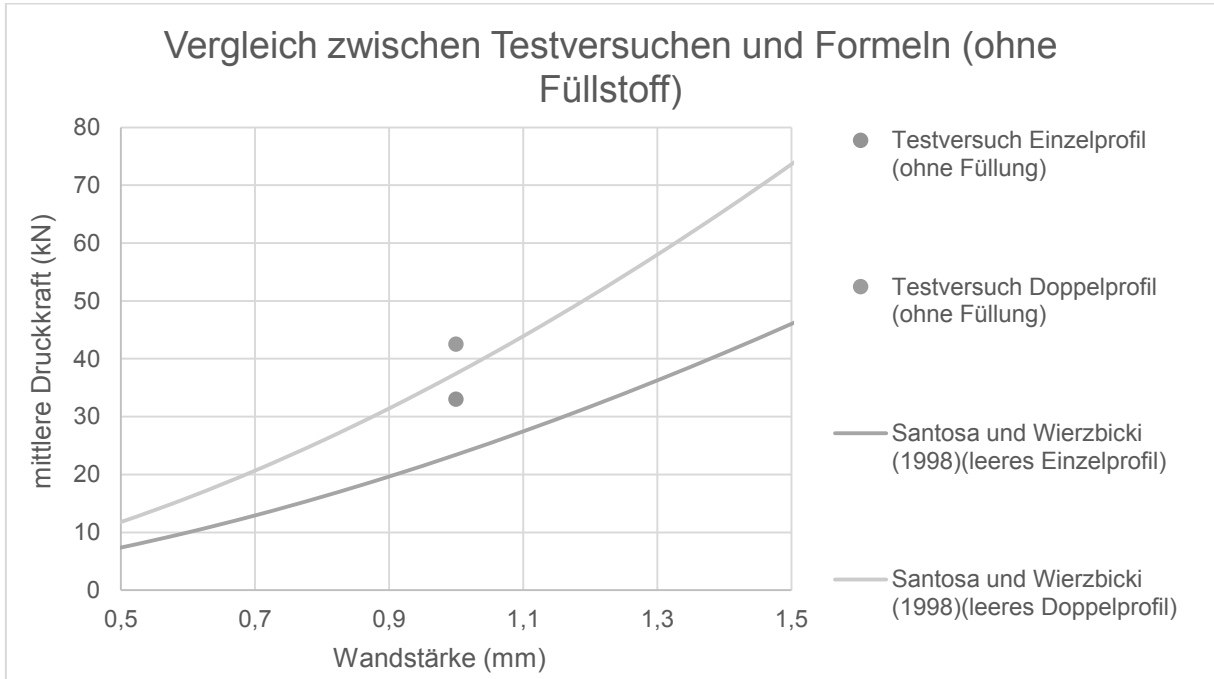


Diagramm 68: Berechnung der runden Profile (Formel 10) und die Testversuche (Tabelle 55).

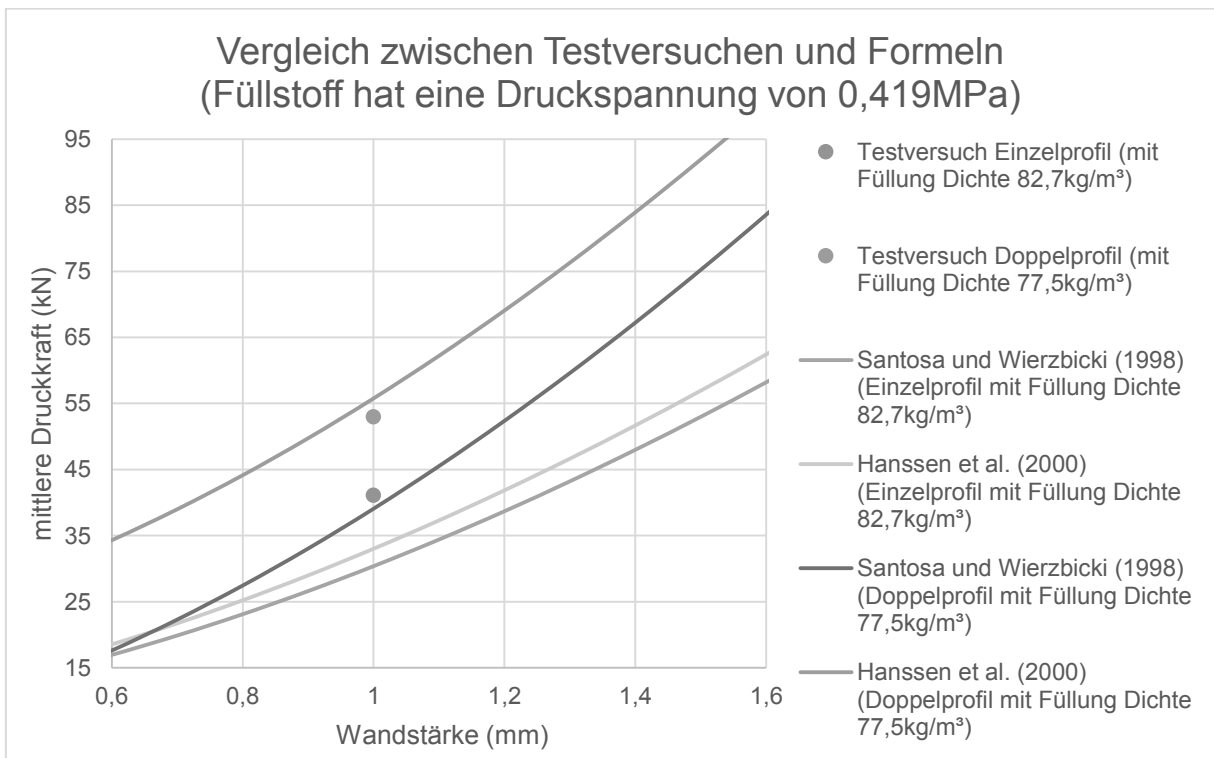


Diagramm 69: Berechnung der runden Profile (Formel 115 und 116 mit Vorgehensweise von Tabelle 56) und die experimentellen Werte (Tabelle 55) für zwei Varianten von Formfüllungen.

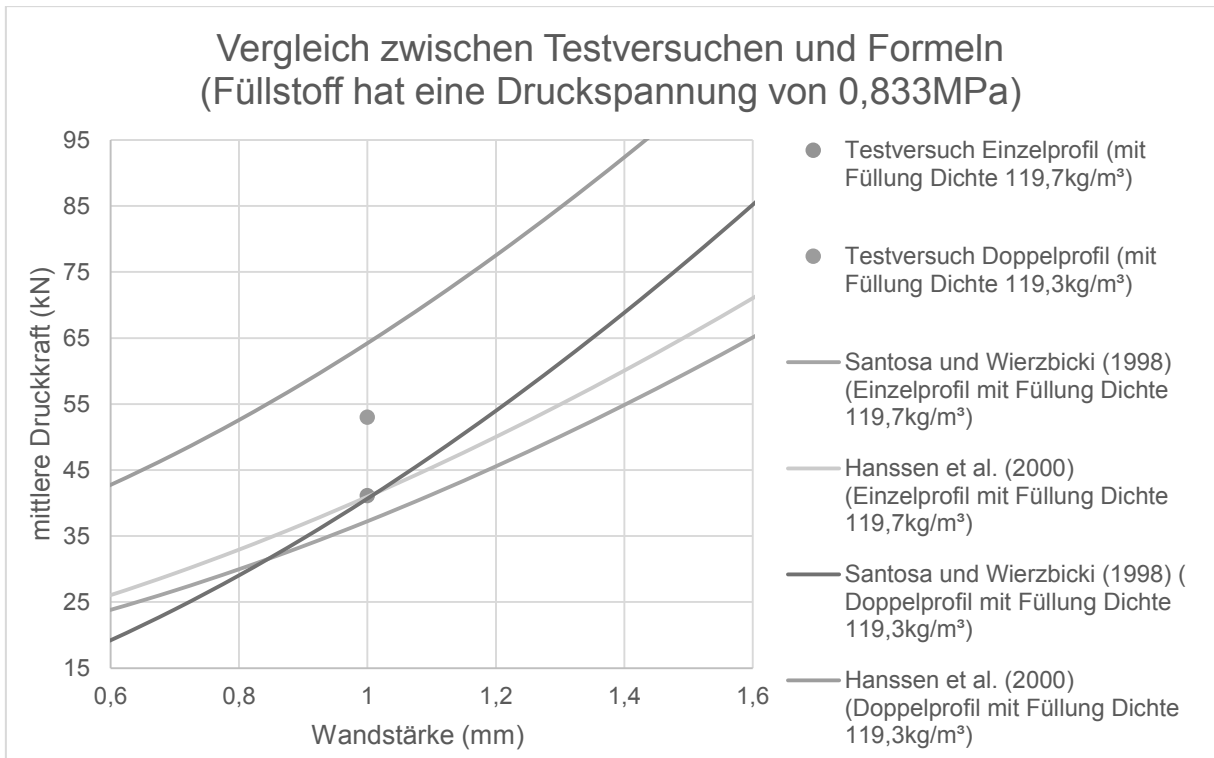


Diagramm 70: Berechnung der runden Profile (Formel 10, 115 und 116 mit Vorgehensweise von Tabelle 56) und die experimentellen Werte (Tabelle 55) für zwei Varianten von Formfüllungen.

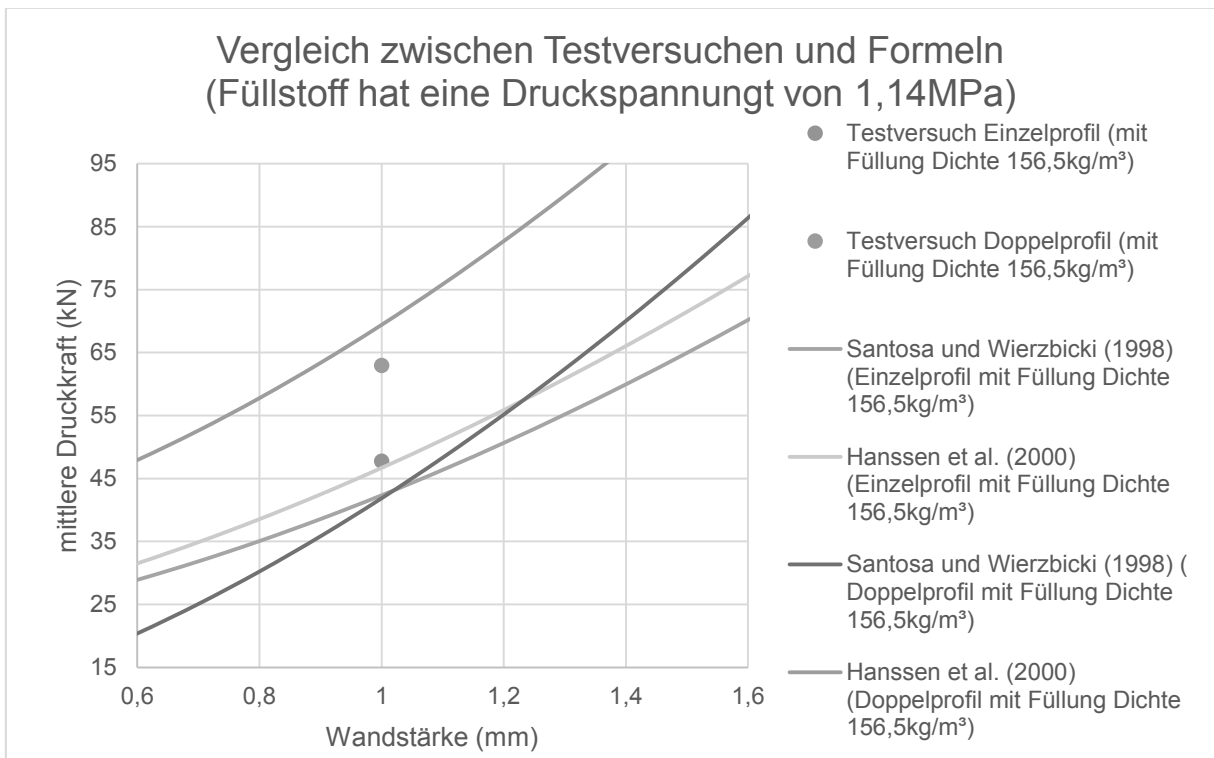


Diagramm 71: Berechnung der runden Profile (Formel 10, 115 und 116 mit Vorgehensweise von Tabelle 56) und die experimentellen Werte (Tabelle 55) für zwei Varianten von Formfüllungen.



### Bewertung der Berechnungen:

Anhand der Berechnung zeigt sich, dass die Theorie von Hassen (Profil mit kompletten Füllungen und unabhängig der Dichte) die besten Schätzungsgleichungen gegenüber den Testwerten aufweist. Bei dem geschichteten Profil zeigt sich das gleiche Resultat.

### **Fazit:**

In Bezug auf die Verwendung von runden Profilen mit Formfüllung, die sich über das Falzprinzip deformieren sollen, gibt es noch Bedarf an Forschung und Entwicklung. Dadurch, dass das Thema einen großen Umfang besitzt, können viele Variationen an Profilen entwickelt werden. Das beinhaltet nicht nur die Struktur (Warben-, Formstruktur, ...) oder die Art (Alu, Holz, Kunststoff, ...) des Füllstoffes, sondern auch Profile, die unterschiedliche Formen und Strukturen besitzen. Variationen von Profilen, die beispielsweise ineinander gesteckt sind oder miteinander verbunden sind, ergeben eine hohe Vielfalt an Crashabsorbieren. Der Gewichtsvorteil, der durch CFK entsteht, kann den Mantel des Stahlprofils verstärken, den Falzprozess positiv beeinflussen und gleichzeitig das Gewicht reduzieren. Die Rechnungen (Tabelle 56) wären eine Möglichkeit, sich an die Werte anzunähern, doch ist es nicht sicher, dass diese Variante bei anderen experimentellen Versuchen das gleiche Resultat erzielt. Es müsste in der Richtung weiter wissenschaftlich geforscht werden.

### **Bemerkung:**

Die Profile mit einer runden Form zeigen einerseits eine höhere Energiedissipation (Kapitel 5) und andererseits eine höhere Variantenanzahl an Deformationsprinzipien (Faltung, freie oder erzwungene Inversion, Verjüngung und Aufweitung). Aus diesem Grund ist bewusst von der quadratischen auf die runde Profilgeometrie umgerechnet worden.

### Eigene Idee zu Profilen mit Füllstoff:

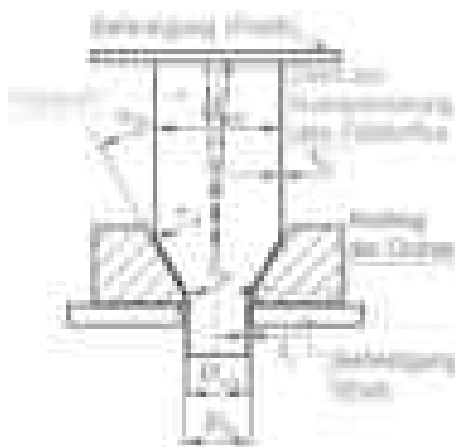


Abbildung 31: Optimierung der Verjüngung auf Basis der schematischen Darstellung von (Matthias Kröger 2002, S. 52).

In der Recherche haben sich mehrere Male entweder runde oder eckige Profile gezeigt, die mit einem Füllstoff über das Falzprinzip deformiert werden. Eine gute Variante, Energie zu absorbieren, wäre das Deformationsprinzip der Verjüngung in Verbindung mit einem Füllstoff. Die Idee dahinter ist, dass durch die Durchmesserreduktion der Füllstoff verdichtet wird. Dadurch, dass die Wandstärke durch die Volumenkonstanz ansteigt, kann der Füllstoff höher verdichtet werden. Der Winkel der Matrize muss angepasst werden, damit der Füllstoff einerseits das Rohr nicht beschädigt und andererseits nicht entweichen kann. Füllstoffe in loser Form würden sich so der Matrizenverjüngung anpassen und dazu beitragen können, höhere Energie zu absorbieren. Die Verjüngung (Abbildung 10) zeigt darüber hinaus geringere Kraftspitzen, die durch den Füllstoff noch zusätzlich verringert werden können. Eine Möglichkeit, den Füllstoff während der Deformation zu verdichten, zeigt die schematische Darstellung (Abbildung 31). Ein Dorn kann darüber hinaus für eine Querschnittsverengung sorgen, um den Füllstoff zusätzlich zu verdichten. Die Voraussetzung ist nur, dass der Füllstoff nicht entweicht und das Profil selber nicht in den Falzprozess umschlägt.



## 7.3 Faltung eines Kreuzprofils

### 7.3.1 Allgemeines: Über das Kreuzprofil

Die Idee, ein Kreuzprofil axial als Energieabsorber zu nutzen, stammt von Heiduk und Wierzbicki (1984). Die Vorstellung dahinter ist, dass die wirkende Druckkraft aufgrund des Winkels, der speziellen Form und der geringen Wandstärke ein hohes Potenzial an Energieabsorption besitzt. Aus der Theorie sind zwei Modes entwickelt worden.

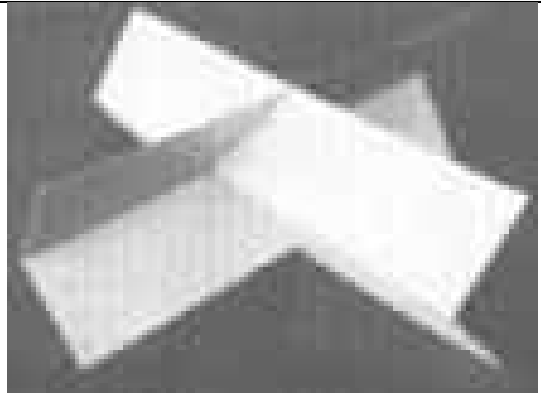
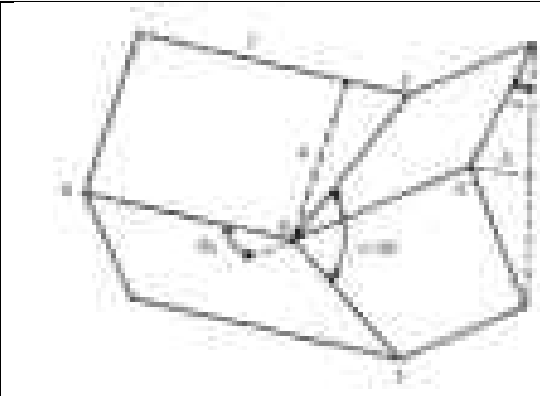
Beschreibung des Modes I	
	
<p><b>Beschreibung:</b>                      Das Papiermodell zeigt die Faltung des Modes I. Die Falte liegt mittig und besitzt die halbe Faltenlänge <math>H</math>. Die Falten verlaufen auf beiden Seiten des Kreuzes gleich.</p>	

Abbildung 32: Faltmodell des gekreuzten Profils (Robert J. Hayduk, Tomasz Wierzbicki 1984, S. 455), geometrische Darstellung (Robert J. Hayduk, Tomasz Wierzbicki 1984, S. 451).

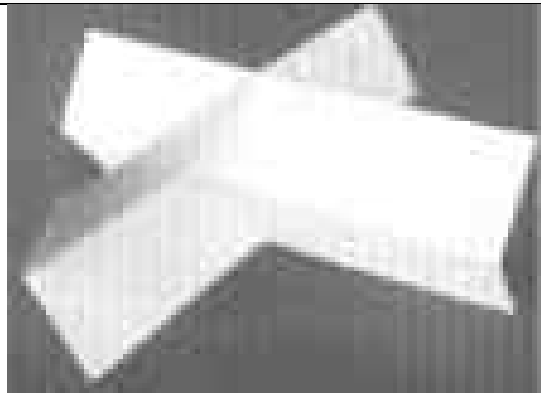
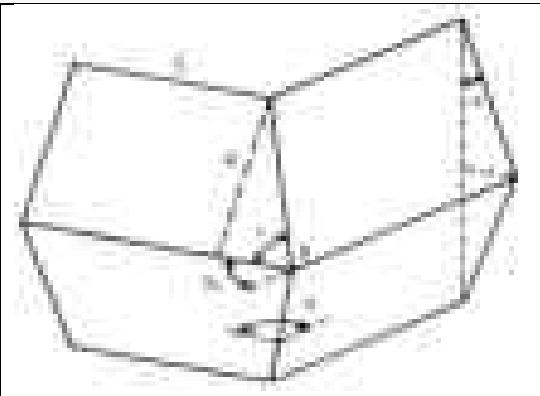
Beschreibung des Modes II	
	
<p><b>Beschreibung:</b>                      Das Papiermodell zeigt die modifizierte Faltung des Modes II. Auf einer Seite des Kreuzes verläuft die Falte in einer anderen Richtung. Durch die Modifikation kann die wirkende Knickkraft den anderen Knickkräften entgegenwirken.</p>	

Abbildung 33: Faltmodell des gekreuzten Profils (Robert J. Hayduk, Tomasz Wierzbicki 1984, S. 455), geometrische Darstellung (Robert J. Hayduk, Tomasz Wierzbicki 1984, S. 451).



Die Berechnung der mittleren Kraft entsteht aus (Robert J. Hayduk, Tomasz Wierzbicki 1984, S. 454):

$$F_m = M_0 \left( A_1 \frac{r}{t_0} + A_2 \frac{C}{H} + A_3 \frac{H}{r} + A_4 \frac{H}{t_0} + 2 \right) \quad \text{Formel 119}$$

Die zusätzlichen Formeln zur Berechnung der mittleren Kraft ergeben sich aus dem toroidalen Radius, der halben Faltenlänge und den konstanten Koeffizienten:

$$r = \sqrt[3]{\left(\frac{A_2 A_3}{A_1^2}\right)^3 \sqrt{C t_0^2}} \quad \text{Formel 120}$$

$$H = \sqrt{\frac{\pi}{2} C h}$$

mit

*konstante Koeffizienten*

$$A_1 = 4,64$$

$$A_2 = 12,56$$

$$A_3 = 2,22$$

$$A_4 = 4$$

Mittlere Druckkraft und konstante Parameter ( $A_1$  bis  $A_4$ ), die freien Parameter der halben Wellenlänge und toroidalen Winkel (Robert J. Hayduk, Tomasz Wierzbicki 1984, S. 454).

Die obere Grenze der mittleren Druckkraft ist (Robert J. Hayduk, Tomasz Wierzbicki 1984, S. 454):

$$F_m = M_0 20,05 \sqrt{\frac{C}{t_0}} \quad \text{Formel 121}$$

Die untere Grenze der mittleren Druckkraft ist (Robert J. Hayduk, Tomasz Wierzbicki 1984, S. 454):

$$F_m = M_0 24,8 \sqrt[3]{\frac{C}{t_0}} \quad \text{Formel 122}$$



Experimentelle Testversuche										
Proben	$F_{max}$	$F_m$	$L$	$C$	$L/C$	$C/t_0$	$F_m/M_0$	$t_0$	$M_0$	$\sigma_0$
	(N)	(N)	(mm)	(mm)				(mm)	(N)	(N/mm <sup>2</sup> )
4	1232,2	695,7	88,9	50,8	1,8	143	166,4	0,36	4,18	132,5
5	1232,2	616,1	88,9	50,8	1,8	143	147,3	0,36	4,18	132,6
a8	538,2	169,5	76,2	50,8	1,5	143	81,1	0,36	2,09	66,2
a11	435,9	157,0	101,6	25,4	4,0	71,4	75,1	0,36	2,09	66,1
a12	440,4	141,5	101,6	25,4	4,0	71,4	67,7	0,36	2,09	66,0
16	1645,8	777,1	50,8	50,8	1,0	143	185,9	0,36	4,18	132,5
18	1472,4	771,3	76,2	50,8	1,5	143	184,5	0,36	4,18	132,5
19	1143,2	669,0	101,6	25,4	4,0	71,4	160	0,36	4,18	132,2
21	1272,2	529,8	101,6	38,1	2,7	107	126,7	0,36	4,18	131,9
22	1214,4	685,5	101,6	38,1	2,7	107	163,9	0,36	4,18	131,9
23	1588,0	999,1	88,9	50,8	1,8	143	238,9	0,36	4,18	132,6
24	1499,1	684,1	88,9	50,8	1,8	143	163,6	0,36	4,18	132,5
25	1436,8	729,5	88,9	50,8	1,8	143	174,5	0,36	4,18	132,5
27	1356,7	750,9	101,6	50,8	2,0	143	179,6	0,36	4,18	132,5
29	1748,2	750,9	101,6	50,8	2,0	143	179,6	0,36	4,18	132,5
b37	960,8	375,4	101,6	50,8	2,0	143	89,8	0,36	4,18	132,5
b38	871,9	400,8	101,6	50,8	2,0	143	95,9	0,36	4,18	132,5
39	1000,8	615,6	101,6	25,4	4,0	71,4	147,2	0,36	4,18	132,2
40	978,6	524,4	101,6	25,4	4,0	71,4	125,4	0,36	4,18	132,2
42	1036,4	624,1	101,6	25,4	4,0	71,4	149,3	0,36	4,18	132,1
44	1089,8	692,1	101,6	38,1	2,7	107	165,5	0,36	4,18	131,9
45	1058,7	588,1	101,6	31,75	3,2	89,3	140,6	0,36	4,18	132,3
46	1201,0	721,9	101,6	31,75	3,2	89,3	172,7	0,36	4,18	132,3
48	1258,8	760,6	101,6	38,1	2,7	107	181,9	0,36	4,18	131,9

Tabelle 57: Umgerechnete Versuchswerte über das gekreuzte Profil (Robert J. Hayduk, Tomasz Wierzbicki 1984, S. 456).



### 7.3.2 Berechnungsdiagramme und Beurteilung des Kreuzprofils

Vorgehensweise der Berechnungen:

- Tabelle umgerechnet in das metrische System.
- Tabelle aufgeteilt in verschiedene Energieäquivalente und Seitenlängen.
- Berechnung immer mit konstanter Wandstärke.

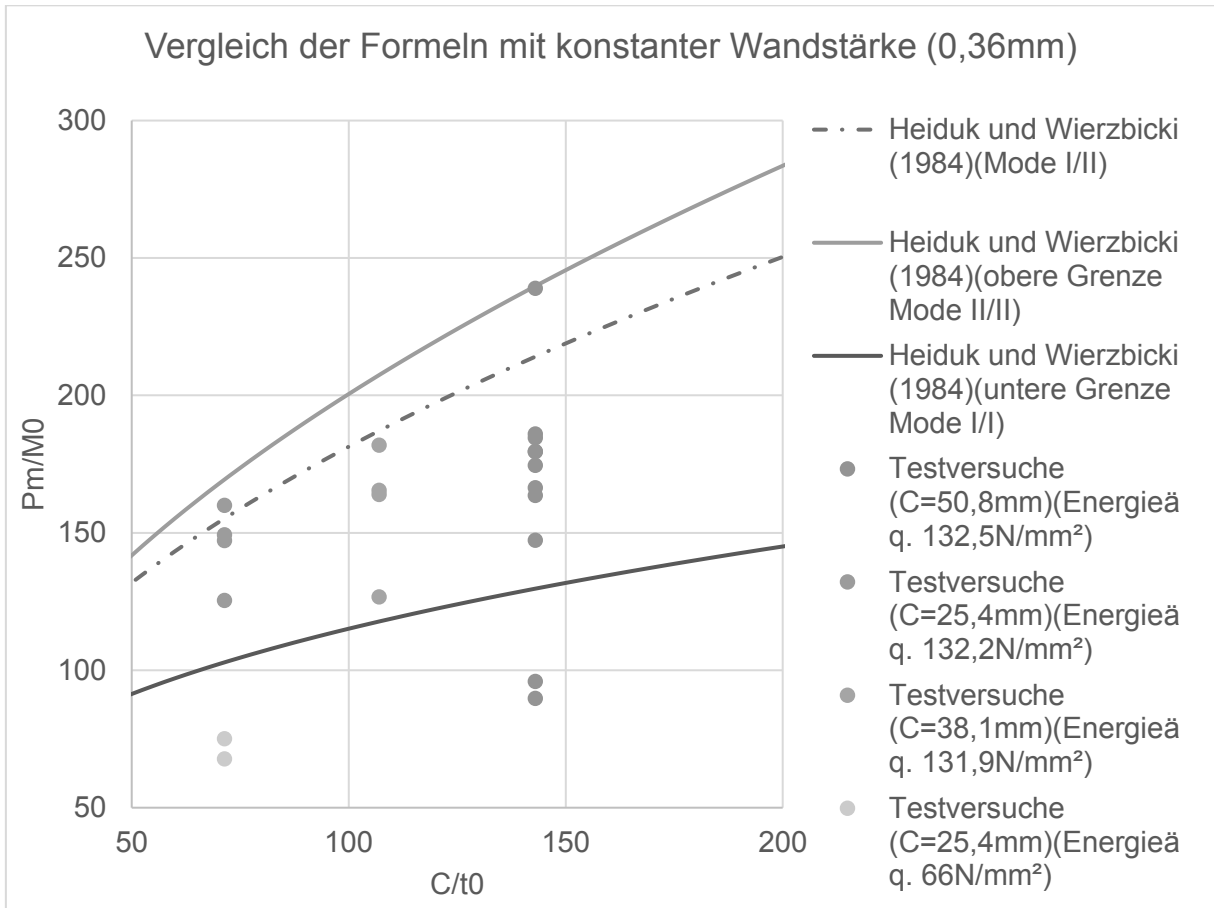


Diagramm 72: Neuüberarbeitung der Berechnung über obere (Mode II/II) und untere (Mode I/I) Grenze mit der Kombination der Modes (Mode I/II) (Robert J. Hayduk, Tomasz Wierzbicki 1984, S. 457).

Bewertung der Rechnungen:

Die Testwerte zeigen, dass die Werte umso stärker schwanken, je größer die Kantenlänge *c* ist. Bei einer geringeren Energieäquivalenten fallen die Werte dichter zusammen.

**Fazit:**

Profile mit einem Kreuzprofil finden in der Fahrzeugindustrie wegen des großen Bauraums nur geringen Anklang. Einerseits nimmt die Form zu viel Platz ein und andererseits stimmt das Gewichtspotenzial dadurch nicht mehr.



---

Eigene Idee einer Profilkreuzvariante:

Die Anwendung würde sich bei einem quadratischen Profil eignen, indem die Kreuze versetzt übereinander in das Innere des Profils gelegt werden.

Eine weitere Kombination mit dem Kreuzprofil kann über die erzwungene Inversion (Kapitel 5.2.3.) eines runden Profils entstehen. Die Matrize kann als Auflage dienen und das runde Profil selber als Fixierung. Wenn das Profil deformiert wird und zu invertieren beginnt, kann zusätzlich Energie über die Kreuze absorbiert werden. Die Voraussetzung dafür ist, dass die Kreuze sich in der Draufsicht dem runden Profil anpassen.



## 8 Profile mit anderen Strukturen unter Berücksichtigung der Profilverbindung

### 8.1 Beschreibung der Stahlsorte und der verwendeten Profilformen

In diesem Test im Politecnico di Torino sind von Lorenzo Peroni Profile daraufhin untersucht worden, wie die unterschiedlichen Profilformen und deren Verbindungsart sich verhalten. Bei diesen Versuchen ist auch die Art des Testes unterschieden worden, ob es sich also um einen hydraulischen Test oder einen Fallhammertest (Beschreibungen siehe technische Aspekte, Kapitel 4) handelt. Das verwendete Material ist ein DC02 EN10130 (in der Autoindustrie relativ weit verbreitet) und gilt als Basis für diesen Test. Es handelt sich um einen niedriglegierten Tiefziehstahl, der in seinem Verhalten besonders bei einem axialen Crash positive Eigenschaften zeigt. In der Tabelle 58 werden technische Daten des Stahls aufgelistet (Lorenzo Peroni 2007, S. 2).

Bedeutung	Abkürzung	Wert
Material	--	DC02 EN10130
Streckgrenze	( $R_e$ )	170-280
Zugfestigkeit	( $R_m$ )	270-400
Elastizitätsmodul	(E)	$200 \times 10^3$ MPa

Tabelle 58: Technische Daten für das Material DC02 EN10130 (Lorenzo Peroni 2007, S. 2).

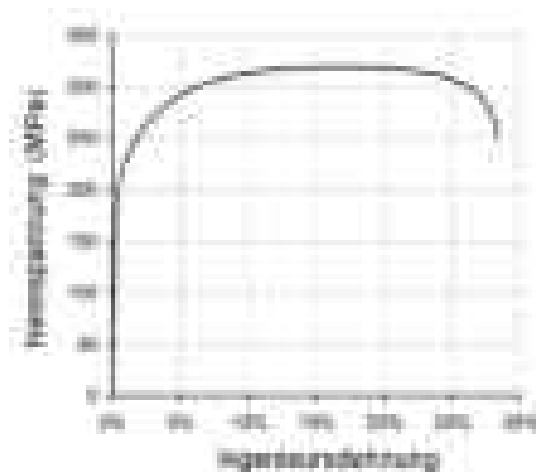


Diagramm 73: Spannungs-Dehnung-Diagramm von verwendetem Material DC02 EN10130 (Lorenzo Peroni 2007, S. 2)

Durch einen Zugversuch sind die Nennspannung und Ingenieursdehnung des Stahls nochmals genauer untersucht worden. Der Elastizitätsmodul beträgt  $200 \times 10^3$  MPa. Die Streckgrenze liegt bei ca. 200 MPa, was einer Ingenieursdehnung von 0,5 % entspricht. In dem Bereich von 200 MPa geht der Bereich ins Plastische über. Bei der maximalen Zugfestigkeit (325 MPa) liegt eine Ingenieursdehnung von 15 % vor und beginnt dann wieder an Spannung zu verlieren. Der Abriss findet bei einer Ingenieursdehnung von ca. 28 % statt. Die Werte machen nochmals deutlich, dass es sich um ein sehr elastisches Material handelt und durch die hohe Ingenieursdehnung ein großer prozentualer plastischer Dehnungsbereich hervorgeht. Durch den hohen Bereich ist es außerdem möglich, ein gutes Faltenbild zu liefern, wenn es zum axialen Einschlag kommt (Lorenzo Peroni 2007, S. 2).



In Tabelle 59 werden die unterschiedlichen Geometrieformen aufgelistet und nach ihren Verbindungsarten unterschieden. Zu den Verbindungsarten gehören das Punktschweißen, das in der Automobilbranche sehr oft verwendet wird, die Laserschweißung, die meistens schon als fertiges Profil in der Fahrzeugindustrie geliefert wird, und der Verbund durch einen Klebstoff, der es ermöglicht, das Profil an schwer oder schlecht schweißbaren Stellen zu verbinden. Bei den Klebstoffen werden zwei unterschiedliche Produkte getestet, darunter Loctite 330 Multibond (rot) und Loctite Hysol 9514 (Blau) (siehe Test unter den technischen Aspekten, Kapitel 4.6). Es wird in fünf verschiedene Profilgeometrien unterschieden (A bis E), die alle die gleiche Querschnittsfläche (40 mm x 40 mm x 1 mm) und Länge (300 mm) besitzen (Lorenzo Peroni 2007, S. 3).

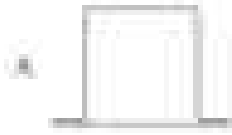
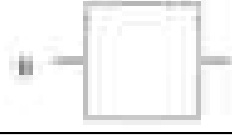



Formgeometrie	Verbunden durch Punktschweißung	Verbunden durch Laserschweißung	Verbunden durch Klebstoff mit 330 und 9514
	X	X	X
	X	X	X
	—	X*	X
	—	X*	X**
	—	X*	X**

Tabelle 59: Verwendete Profilformen mit unterschiedlichen Verbindungsarten (Lorenzo Peroni 2007, S. 3).

Durch die Tabelle wird außerdem deutlich, wo es Herstellungsschwierigkeiten gibt.

- (—) ungetestete Profile
- (X) getestete Profile
- (X\*) Es sind bei der Herstellung Probleme aufgetreten, weil der Schweißprozess die zwei Profilteile nicht optimal verbunden hat.
- (X\*\*) Es sind große Probleme aufgetreten, die zwei Profilteile zu verbinden, weil es durch die Montage nicht möglich war, eine komplette durchgehende Klebestelle zu realisieren.

## 8.2 Hydraulischer Drucktest mit DARTEC HA100

### 8.2.1 Vergleich der Formgeometrie A mit zwei Klebstoffen (Triggervergleich)

Im Diagramm 74 ist beschrieben, wie sich die Formgeometrie A mit den unterschiedlichen Klebstoffen (Loctite 330 Multibond und Loctite Hysol 9514) verhält. Auf der linken Seite ist der hydraulischen Drucktest ohne Trigger und rechts derjenige mit Trigger zu sehen. Es lässt sich erkennen, dass die am Anfang ansteigende Druckkraft ohne Trigger höher ist und über den gesamten Hubverlauf eine unregelmäßige Schwankung erzeugt. Auch bei den unterschiedlichen Klebstoffen ist zu erkennen, dass die Differenz der beiden Verläufe weiter auseinander geht als die mit Trigger versehene Variante.

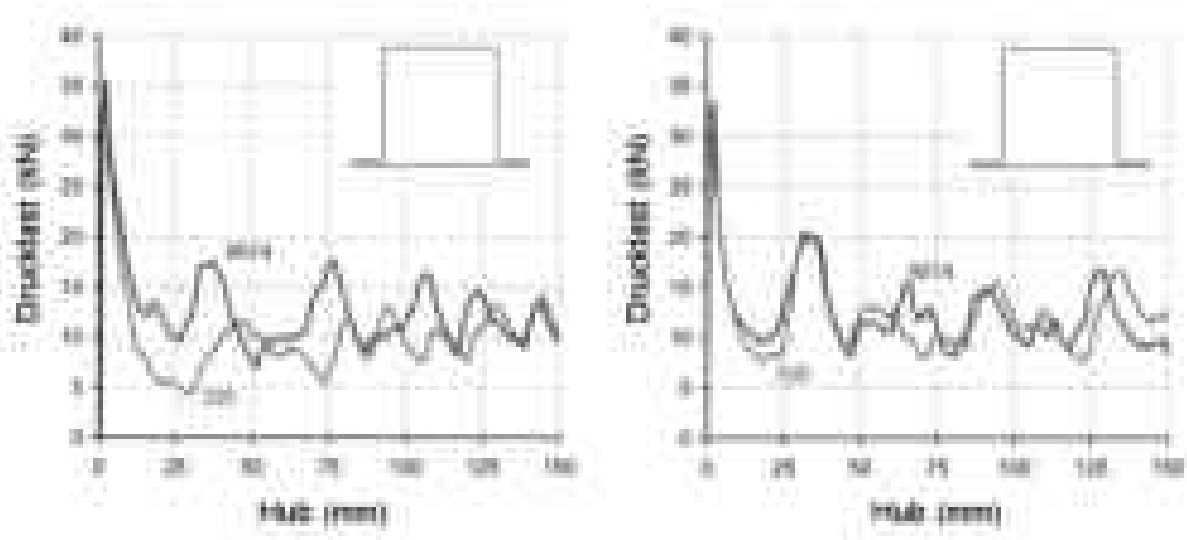


Diagramm 74: Hydraulischer Druckversuch mit zwei verschiedenen Klebstoffen der Variante A (mit Trigger rechts, ohne Trigger links) (Lorenzo Peroni 2007, S. 6).

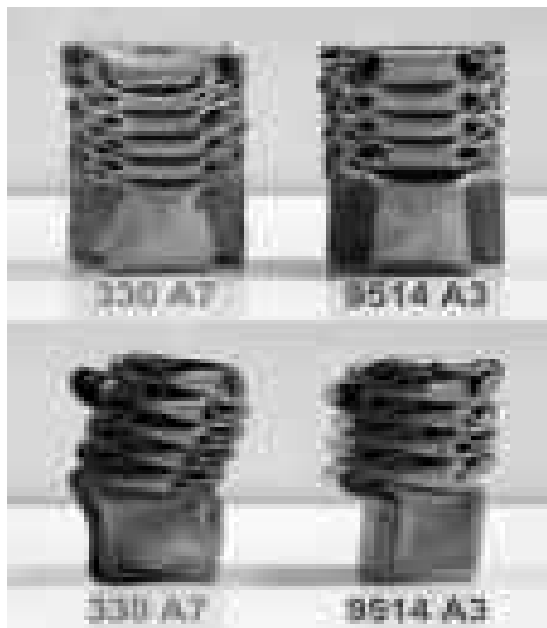


Bild 17: Zwei Ansichten des gestauchten Profils der Variante A mit zwei unterschiedlichen Klebstoffen (Lorenzo Peroni 2007, S. 6).

Im Bild 17 sind die Seitenansichten des gestauchten Profils der Variante A zu sehen. Es lässt sich auf dem Bild erkennen, dass die Falten des Klebstoffes mit Loctite Hysol 9514 ein größeres Faltenbild zeigen. An der Seitenansicht fällt auf, dass die Probe mit dem Klebstoff Loctite 330 Multibond leicht nach rechts gekrümmt ist. Es werden nur die Profile gezeigt, die mit Trigger vorbehandelt sind. Es handelt sich bei den Triggern nicht um eine vorgebogene Stelle, sondern um zwei Löcher auf jeder Seite des Profils. Durch die Löcher wird das Profil geschwächt und gibt das fortlaufende Faltmuster vor (Lorenzo Peroni 2007, S. 6).



### 8.2.2 Vergleich der Formgeometrie A mit zwei Klebstoffen (mit Trigger)

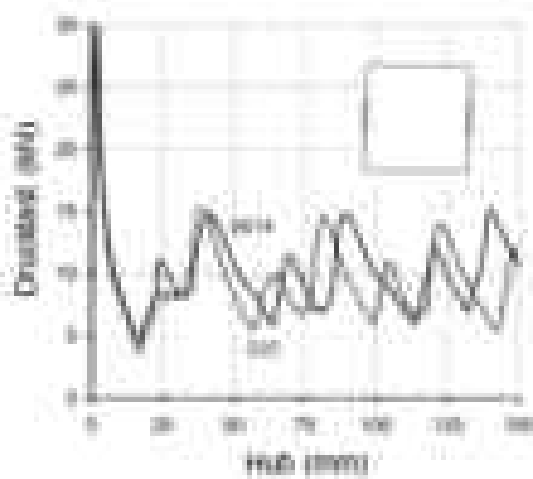


Diagramm 75: Hydraulischer Druckversuch mit zwei verschiedenen Klebstoffen der Variante C (Lorenzo Peroni 2007, S. 7).

In der Variante C (Diagramm 75) sind die Klebstoffe untersucht und bewertet worden. Es handelt sich um eine Probe mit Trigger. Verglichen mit der Variante A hat die Variante C eine geringere Anfangslast. Die Differenz zwischen den beiden Klebstoffen ist gering und hat einen sehr gleichmäßigen, fortlaufenden Druckspitzenverlauf. Das Profil zeigt auch eine Energieabsorption von 30 %. Im Vergleich zu der Variante D und E ist diese einfacher zu kleben und es kann eine durchgängige Klebeverbindung des Profils realisiert werden. Die Variante C ist ein gutes Profil, um die axiale Crashbedingung über eine Klebeverbindung zu gewährleisten (Lorenzo Peroni 2007, S. 7).

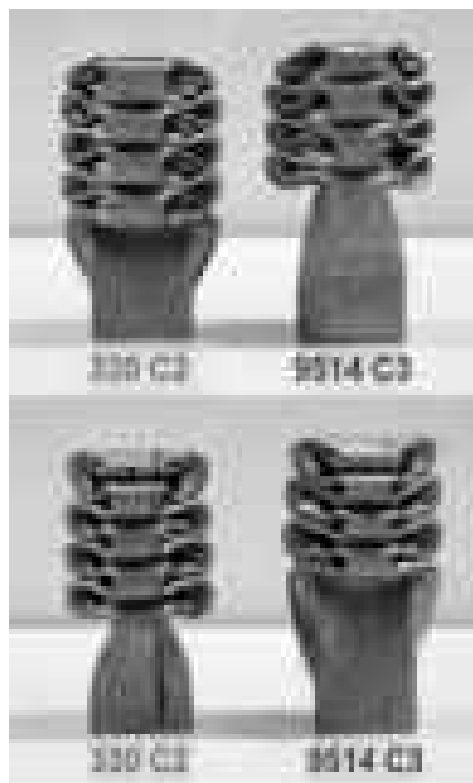


Bild 18: Zwei Ansichten des gestauchten Profils der Variante C mit zwei unterschiedlichen Klebstoffen (Lorenzo Peroni 2007, S. 6).

Durch den Vergleich der beiden Proben der Variante C lässt sich erkennen, dass das Profil mit dem Klebstoff Loctite Hysol 9514 die letzte Falte nicht ganz entwickelt hat. Bei dem Versuch gilt es, beide Proben mit der gleichen Tiefe von 200 mm einzudrücken. Doch die Anschauung (Bild 18) zeigt, dass durch die letzte, nicht ganz vollendete Falte ein elastischer Bereich entstanden ist und durch die Materialentspannung die Ausgangslänge der Probe verändert hat. Auch das Faltenbild verläuft bei beiden Proben sehr gleichmäßig und hat dadurch die Energieabsorption positiv beeinflusst.



### 8.2.3 Vergleich zwischen Laserschweißung und Punktschweißung an der Formvariante A

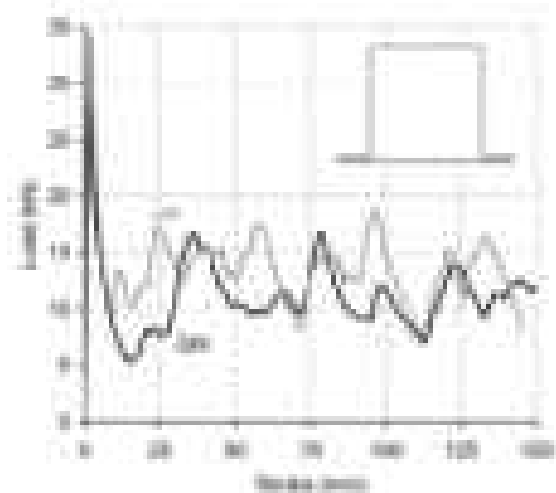


Diagramm 76: Vergleich zwischen Laserschweißung und Punktschweißung der Variante A (Lorenzo Peroni 2007, S. 7)

Gemäß dem Vergleich zwischen Laserschweißen und Punktschweißen der Variante A (Diagramm 76) haben beide ein gutes Kraftniveau erbracht. Im Vergleich der beiden Schweißverfahren konnte jedoch das Laserschweißen bessere Werte liefern. Grund dafür ist, dass die Schweißnaht durch das ganze Profil kontinuierlich und gleichmäßig verläuft und so bessere Werte liefern kann.

(SW) Spot-Welding	Punktschweißen
(LW) Laser-Welding	Laserschweißen

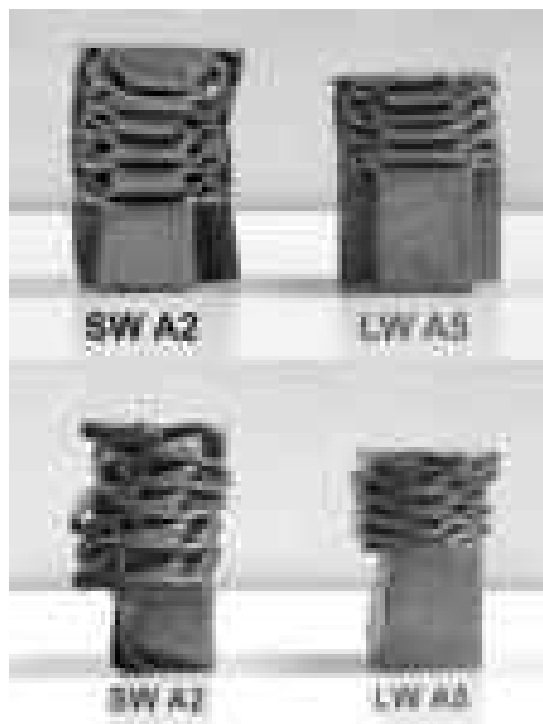
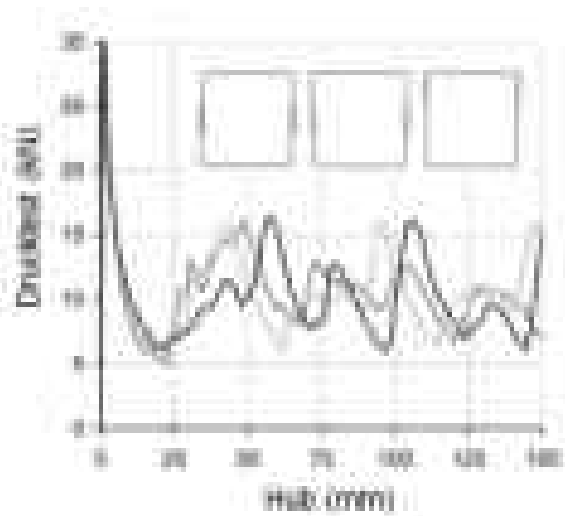


Bild 19: Vergleich zwischen Laser- und Punktschweißung (Lorenzo Peroni 2007, S. 7)

Beim Vergleich der getesteten Proben (Bild 19) wird deutlich, dass das Profil mit der Laserschweißung mehr gestaucht ist als das mit der Punktschweißung. Aus der höheren Stauchung resultieren auch eine höhere Energieabsorption und eine geringere Faltenlänge. Es lässt sich auch erkennen, dass sich bei der Punktschweißnaht die Falten von dem Profil ablösen und ein ungenaues Faltenbild werfen. Der Grund dafür ist die Punktschweißung, die nicht auf der vollen Länge erfolgt ist, sondern in Abständen stattgefunden hat und so ein Ablösen ermöglichen kann. Aus diesem Grund wird das Profil mit der Punktschweißnaht nicht weiter betrachtet (Lorenzo Peroni 2007, S. 7).



### 8.2.4 Vergleich der Varianten C, D und E mit Laserschweißung



Die lasergeschweißten Profile der Varianten C, D und E sind sehr ähnlich. Sie unterscheiden sich nur bei der Überlappungsposition. Alle drei Profile haben auch die gleiche maximale Anfangskraft. Es lässt sich auch daran erkennen, dass die darauf folgenden Schwankungen ein ähnlich hohes Druckniveau besitzen. Der ausschlaggebende Faktor für die Versuchsauswertung ist, dass alle Profile eine ähnliche Formcharakteristik aufweisen.

Diagramm 77: Lasergeschweißte Profile der Varianten C, D und E (Lorenzo Peroni 2007, S. 8)

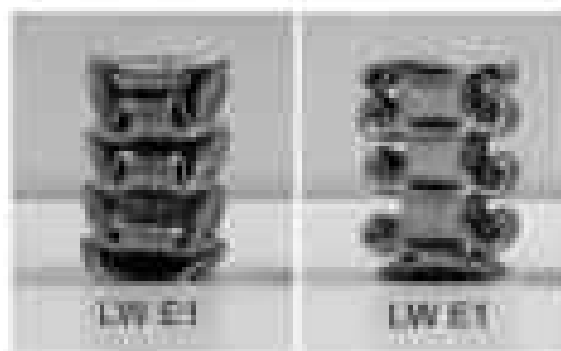
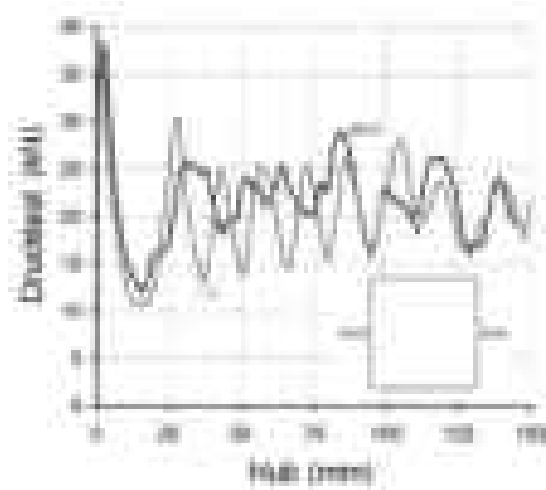


Bild 20: Lasergeschweißtes Profil der Variante E (Lorenzo Peroni 2007, S. 8)

Das Bild 20 zeigt die Seitenansichten eines lasergeschweißten Profils der Variante E. Auch hier zeigt sich nochmals, dass der axiale quasistatische Drucktest der Variante E ein sehr gleichmäßiges und stabiles Verhalten aufweist (Lorenzo Peroni 2007, S. 8).

### 8.2.5 Vergleich (Variante B) zwischen Laserschweißung und Klebeverbinding mit Klebstoff Loctite Hysol 9514



An dem Diagramm 78 lässt sich erkennen, wie sich die Variante B der Formgeometrie verhält. Die Erkenntnis ist, dass die Profilstücke, wenn sie mit dem Klebstoff Loctite Hysol 9514 behandelt werden, fast über die gesamte Hubstrecke eine höhere Druckkraft aufnehmen können. Der Grund dafür ist, dass der Klebstoff eine zusätzliche Versteifung bewirkt. Die Kraftspitzen der lasergeschweißten Profile besitzen gegenüber geklebten Profilen höhere Schwankungen und einen unruhigeren Verlauf (Lorenzo Peroni 2007, S. 8).

Diagramm 78: Vergleich der Variante B mit der Laserschweißnaht und der Klebstoffverbinding Loctite Hysol 9514 (Lorenzo Peroni 2007, S. 8).



Bild 21: Vergleich der Variante B zwischen Klebstoffverbinding und Laserschweißung (Lorenzo Peroni 2007, S. 8).

Der Vergleich (Bild 21) zeigt anschaulich den Unterschied zwischen einer Klebstoffverbinding und Laserverbinding der Variante B. Es ist deutlich zu erkennen, dass das Profil mit der Laserschweißung weiter gestaucht und leicht gekrümmt ist. Das Profil mit der Klebstoffverbinding verläuft dagegen relativ gerade. Durch die erhöhte Versteifung kommt es bei dem Profil mit dem Klebstoff nur im oberen Drittel zur Faltung, beim anderen Fall wird das Profil bis zur Hälfte gestaucht (Lorenzo Peroni 2007, S. 8).



## 8.3 Vergleich zwischen Fallhammertest und hydraulischem Drucktest

### 8.3.1 Vergleich der Varianten A und B mit dem Klebstoff Loctite 330 Multibond

Im Vergleich der beiden Tests ist die Anfangsdrucklast bei dem Fallhammer immer höher. Dies liegt daran, dass die Geschwindigkeit (kinetische Energie) des Fallhammers im Quadrat steht und so immer höher ausfällt. Auch die nachkommenden Schwankungen schlagen fast immer höher aus als bei den hydraulischen Drucktests.

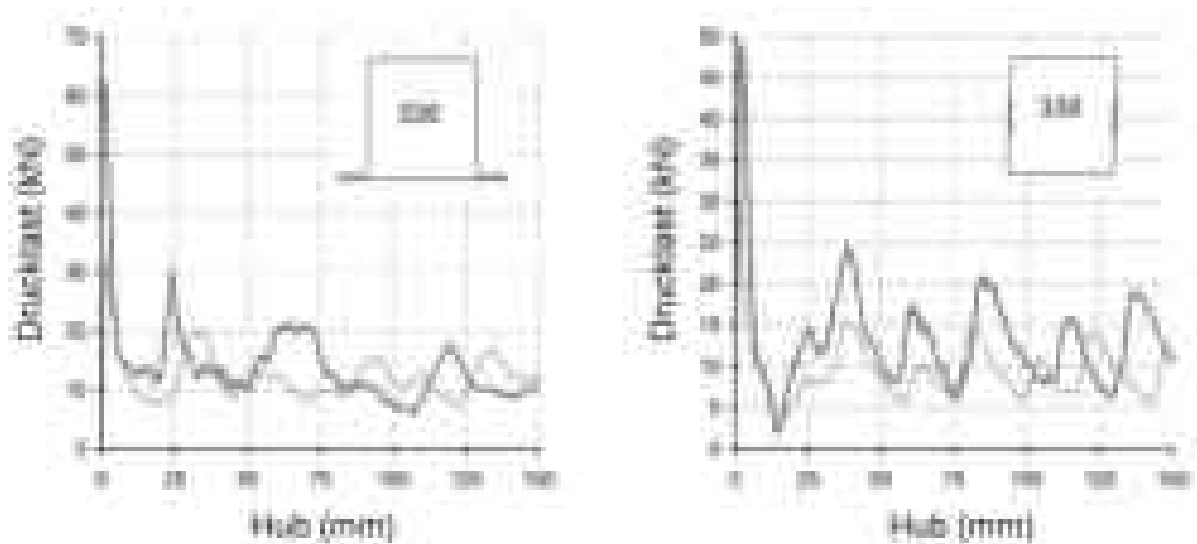


Diagramm 79: Vergleich (Varianten A und C) zwischen hydraulischen Tests (dünne Linie) und Fallhammertests (dicke Linie) mit dem Klebstoff Loctite 330 Multibond (Lorenzo Peroni 2007, S. 10).

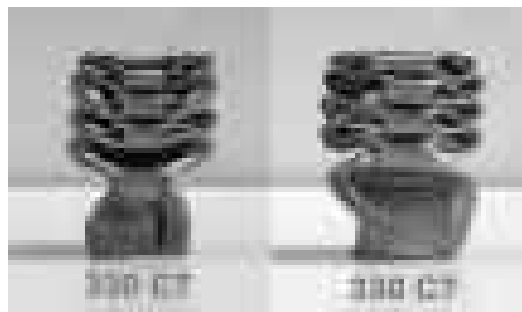


Bild 22: Fallhammertest (Variante C) mit Klebstoff Loctite 330 Multibond (Lorenzo Peroni 2007, S. 11).

### 8.3.2 Vergleich der Varianten A und C mit dem Klebstoff Loctite Hysol 9514

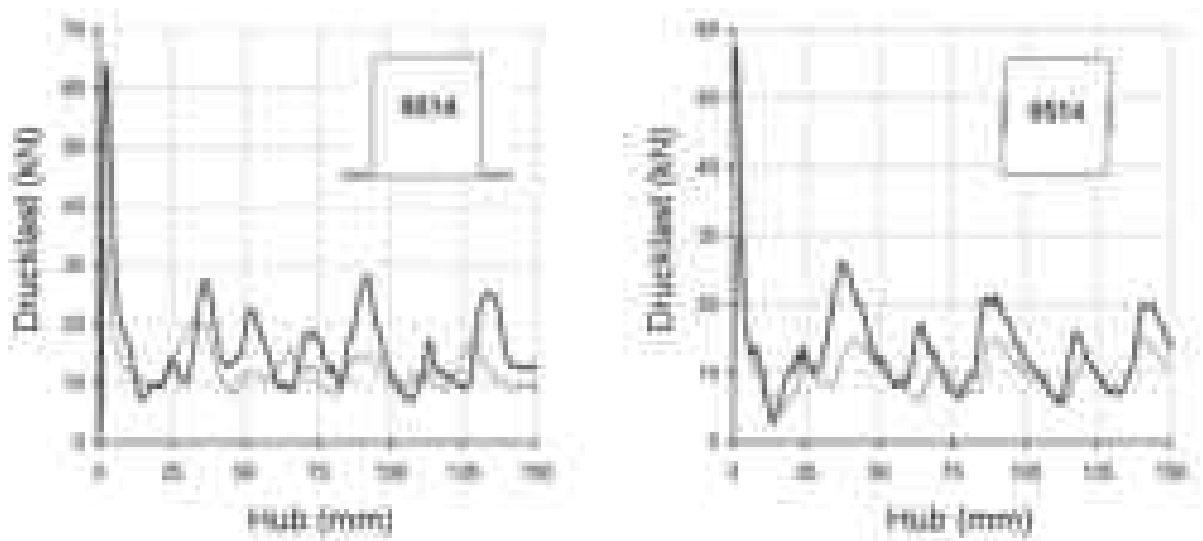


Diagramm 80: Vergleich (Varianten A und C) zwischen hydraulischen Tests (dünne Linie) und Fallhammertests (dicke Linie) mit dem Klebstoff Loctite Hysol 9514 (Lorenzo Peroni 2007, S. 10).

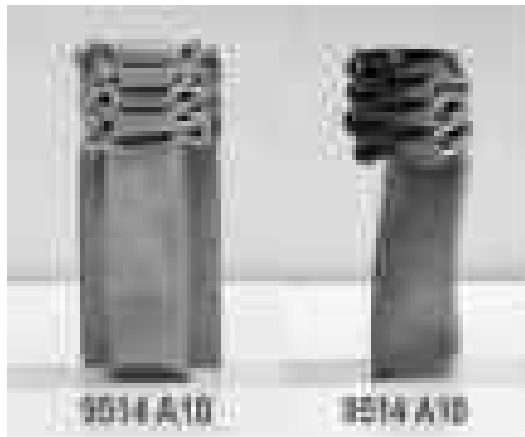


Bild 23: Fallhammertest (Variante A) mit dem Klebstoff Loctite Hysol 9514 (Lorenzo Peroni 2007, S. 11).

### 8.3.3 Vergleich der Varianten A und B mit einer Laserschweißung

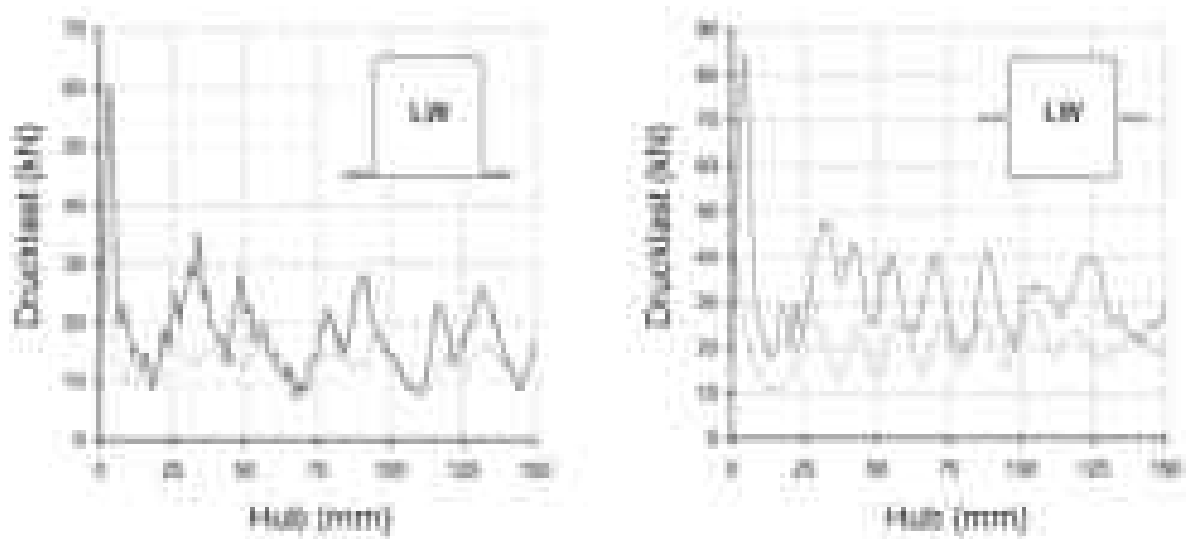


Diagramm 81: Vergleich (Varianten A und B) zwischen hydraulischen Tests (dünne Linie) und Fallhammertests (dicke Linie) mit Laserschweißung (Lorenzo Peroni 2007, S. 10).

### 8.3.4 Zusammenfassung der Tests

Alle Versuche mit Fallhammer fallen in der Regel ähnlich aus wie die hydraulischen Versuche. Bei Verwendung des gleichen Klebstoffes kann die Variante A bessere Werte liefern als Variante C. Der Klebstoff Loctite Hysol 9514 kann höheren Drucklasten standhalten als der Loctite 330 Multibond. Die Laserschweißung an der Variante B hält höhere Drucklasten aus als Variante A. Profile, die mit einer Laserschweißung oder Klebstoff versehen sind, nehmen die Energie besser auf als die mit den Punktschweißnähten. Varianten mit einer ähnlichen Geometrie (Varianten C, D und E) zeigen ein ähnliches Verhalten. Die Varianten A und B zeigen eine höhere Energieabsorption und eine geringere Faltenlänge bei einer höheren Querschnittsfläche. Die Varianten A und B zeigen darüber hinaus auch ein besseres Energie-Gewichts-Verhältnis als die Varianten C, D und E (Lorenzo Peroni 2007, S. 11).



## 9 Schlusswort

### **Gesamtfazit:**

Die experimentellen Versuche zeigen, dass runde Profile die Energie sehr gut absorbieren können. Die hexagonalen oder orthogonalen Profile können im inextensionalen Fall zwar mehr Energie aufnehmen, aber steuern lässt sich das Verhalten eher schlechter. Rechteckige und quadratische Profile eignen sich zwar konstruktiv, aber die Energieaufnahme und die hohe Masse wirken sich eher negativ aus.

Das Verhalten zwischen symmetrischen, asymmetrischen und dem Mix-Mode kann bei einem Crash schnell umschlagen und in den meisten Fällen eine höhere Energie absorbieren. Kleine Einflussfaktoren können dazu schon ausreichen und das Deformationsverhalten zu beeinträchtigen.

Der Unterschied der Energieabsorption zwischen zwei und dreieckigen Diamond-Modes ist gering und spielt nicht groß mit ein.

Durch die Anzahl der Profilecken (z. B. hexagonal und orthogonal) steigt die Dissipationsenergie geringfügig an.

### **Abschlussdiskussion:**

Um eine bessere Sicherheit zu gewährleisten und um Leben und Technik zu schützen, muss eine gute Kooperationsbereitschaft zwischen allen Fahrzeugherstellern herrschen. Die Sicherheitsversuche sollten offen für alle frei zugänglich sein, um möglichst effizient das Maximum an Schutz zu gewährleisten. Auch die Zusammenarbeit zwischen Herstellern und Universitäten ist in diesen Bereichen von großer Bedeutung, damit das Forschungsgebiet weiter ausgebaut wird und alle Parteien immer auf dem neusten Stand bleiben.

Die optimale Crashbox wurde bisher noch nicht entwickelt die alle Anforderungen gleichermaßen erfüllt, darunter fallen z. B. eine hohe Energieabsorption, geringes Gewicht und geringen Bauraum.

Das Forschungsgebiet ist sehr umfangreich und besitzt ein hohes Potenzial in der Auswahl des richtigen Materials, der optimalen Geometrie und Positionierung. Das Gebiet erweitert sich zusätzlich bei einem schräg versetzten Crash und dürfte bei dem Optimierungsprozess nicht vernachlässigt werden.



## 10 Quellenverzeichnis

- 1 A. Tobota, J. Karliński, A. Koczyński (2007): Axial crushing of monotubal and bitubal circular foam-filled sections. In: *Jamme* 22, S. 71–74. Online verfügbar unter <http://webcache.googleusercontent.com/search?q=cache:xqb3ROLA-fAJ:citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download%3Fdoi%3D10.1.1.530.2610%26rep%3Drep1%26type%3Dpdf+&cd=1&hl=de&ct=clnk&gl=de>.
- 2 Abramowicz und Jones (1984): Dynamic Axial Crushing of Circular Tubes, S. 263–281.
- 3 Ahmet Kaan TOKSOY (2009): OPTIMIZATION OF THE AXIAL CRUSHING BEHAVIOR OF CLOSED-CELL ALUMINUM FOAM FILLED WELDED 1050 AL SQUARE-CROSS SECTION CRASH BOXES.
- 4 Boltze u. a. (2010): Sicherheit zuerst–Möglichkeiten zur Erhöhung der Straßenverkehrssicherheit in Deutschland. In: *Zeitschrift für Verkehrssicherheit* 4/2010, S. 171–194. Online verfügbar unter [http://www.verkehr.tu-darmstadt.de/media/verkehr/fgvv/prof\\_boltze/ZVS\\_Boltze\\_WissBeirat.pdf](http://www.verkehr.tu-darmstadt.de/media/verkehr/fgvv/prof_boltze/ZVS_Boltze_WissBeirat.pdf).
- 5 Braess, Hans-Hermann; Seiffert, Ulrich (2013): Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. 7., aktual. Aufl. 2013. Wiesbaden, s.l.: Springer Fachmedien Wiesbaden (ATZ / MTZ-Fachbuch).
- 6 Chen, Dai-heng (2016): Crush mechanics of thin-walled tubes. Boca Raton: CRC Press.
- 7 destatis (12.07.2016): Unfallentwicklung auf deutschen strassen 2015. Begleitmaterial zur Pressekonferenz. Wiesbaden. Mitarbeiter vom Statistisches Bundesamt, [destatis.de/kontakt](http://www.destatis.de/kontakt). Online verfügbar unter [https://www.destatis.de/DE/PresseService/Presse/Pressekonferenzen/2016/Unfallentwicklung\\_2015/Pressebrochure\\_unfallentwicklung.pdf?\\_\\_blob=publicationFile](https://www.destatis.de/DE/PresseService/Presse/Pressekonferenzen/2016/Unfallentwicklung_2015/Pressebrochure_unfallentwicklung.pdf?__blob=publicationFile).
- 8 Dr Stefan Dominico, Dr. Armin Huß (2005): Materialbeschreibung bei kurzzeitdynamischen Simulationsvorgängen. Ingenieurbüro Huß & Feickert, Liederbach, Deutschland Adam Opel AG, Rüsselsheim, Deutschland. Passive Sicherheit. In: *LS-DYNA Anwenderforum*, S. 1–10.
- 9 H. F. Mahmood, A. Paluszny (1981): Design of Thin Walled Columns for Crash Energy Management - Their Strength and Mode of Collapse, S. 7–18.
- 10 Hsu, S. S.; Jones, N. (2004): Quasi-static and dynamic axial crushing of thin-walled circular stainless steel, mild steel and aluminium alloy tubes. In: *International Journal of Crashworthiness* 9 (2), S. 195–217. DOI: 10.1533/ijcr.2004.0282.
- 11 Jiayao Ma<sup>1</sup>, Yuan Le<sup>2</sup>, Zhong You (2010): Axial Crushing Tests of Thin-walled Steel Square Tubes with Pyramid Patterns, S. 1–10.
- 12 Klein, Bernd (2013): Leichtbau-Konstruktion. Berechnungsgrundlagen und Gestaltung. 10., überarb. u. erw. Aufl. 2013. Wiesbaden, s.l.: Springer Fachmedien Wiesbaden.
- 13 Li, Zhibin; Yu, Jilin; Guo, Liuwei (2012): Deformation and energy absorption of aluminum foam-filled tubes subjected to oblique loading. In: *International journal of mechanical sciences* 54 (1), S. 48–56. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2011.09.006.
- 14 Lorenzo Peroni (2007): EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE ENERGY ABSORPTION CAPABILITY OF CONTINUOUS JOINED CRASH BOXES. Paper Number 07-



0350. In: *Politecnico di Torino*, S. 1–13. Online verfügbar unter <https://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/esv/esv20/07-0350-o.pdf>.
- 15 Mamalis, A.G; Manolakos, D.E; Ioannidis, M.B; Kostazos, P.K; Dimitriou, C. (2003): Finite element simulation of the axial collapse of metallic thin-walled tubes with octagonal cross-section. In: *Thin-Walled Structures* 41 (10), S. 891–900. DOI: 10.1016/S0263-8231(03)00046-6.
- 16 Matthias Kröger (2002): Methodische Auslegung und Erprobung von Fahrzeug-Crashstrukturen. Universität Hannover. Online verfügbar unter <http://d-nb.info/967066832/34>.
- 17 Nagle, Anuja Pramod (2015): A numerical-based design approach for automotive space-frame structures considering their crash behaviour. Aachen: Shaker (Berichte aus der Fahrzeugtechnik).
- 18 o. V. (2014): ATZ\_InCar\_plus\_Karosserie\_Bumpersysteme. Stossfängersysteme Optimiert in Puncto Fertigungsprozess, Gewicht und Kosten. Das Projekt ThyssenKrupp InCarplus. In: *ATZ Extra*, S. 90–94. Online verfügbar unter [https://incarplus.thyssenkrupp.com/navigator\\_atz\\_pdf/ATZ\\_InCar\\_plus\\_Karosserie\\_Bumpersysteme.pdf](https://incarplus.thyssenkrupp.com/navigator_atz_pdf/ATZ_InCar_plus_Karosserie_Bumpersysteme.pdf).
- 19 Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother (2015): 5. Grundlagen Auslegung/Nachweise. Hochschule München Fakultät 03 Fahrzeug-Leichtbau, S. 1–51.
- 20 Robert J. Hayduk, Tomasz Wierzbicki (1984): Extensional collapse modes of structural members. In: *Computer & Structures* (Vol. 18, No. 3.), S. 447–458.
- 21 Sebastian Werner (2013): Robuste Crashboxoptimierung während der frühen Phase der Produktentstehungsprozesses. TU Berlin. Methoden der Produktentwicklung und Mechatronik. In: *dynardo*, S. 1–32. Online verfügbar unter [https://www.dynardo.de/fileadmin/Material\\_Dynardo/WOST/Paper/wost10.0/15\\_WOST2013\\_RDO2\\_Werner.pdf](https://www.dynardo.de/fileadmin/Material_Dynardo/WOST/Paper/wost10.0/15_WOST2013_RDO2_Werner.pdf).
- 22 Shakeri, M.; Salehghaffari, S.; Mirzaeifar, R. (2007): Expansion of circular tubes by rigid tubes as impact energy absorbers. Experimental and theoretical investigation. In: *International Journal of Crashworthiness* 12 (5), S. 493–501. DOI: 10.1080/13588260701483540.
- 23 Stöbener, Karsten; Lehmus, Dirk; Avalle, Massimiliano; Peroni, Lorenzo; Busse, Matthias (2008): Aluminum foam-polymer hybrid structures (APM aluminum foam) in compression testing. In: *International Journal of Solids and Structures* 45 (21), S. 5627–5641. DOI: 10.1016/j.ijsolstr.2008.06.007.
- 24 T. Wierzbicki, W. Abramowicz (1983): On the Crushing Mechanics of Thin-Walled Structures. Hg. v. Journal of Applied Mechanics Research Paper. Department of Ocean Engineering, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, Mass. 02139/ and / Institute of Fundamental Technological Research, Swietokrzyska 21, 00-049 Warsaw, Poland. The American Society of Mechanical Engineers (83-WA/APM-12).
- 25 W. Abramowicz, N. Jones (1984): Dynamic axial crushing of square tubes. In: *International Journal of Impact Engineering* (Vol 2 No 2), S. 179–208. Online verfügbar unter <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0734743X84900058>.
- 26 W. Abramowicz, N. Jones (1986): Dynamic progressive buckling of circular and square tubes. In: *International Journal of Impact Engineering* (Vol. 4, No. 4), S. 243–270. Online verfügbar unter <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0734743X86900175>.



## 11 Formelverzeichnis

Formel 1	Triggerkraft	16
Formel 2	Energieäquivalente Fließspannung	16
Formel 3	Faltung eines runden symmetrischen Profils nach Alexander (1960)	25
Formel 4	Faltung eines runden symmetrischen Profils nach Abramowicz und Jones(1984)	25
Formel 5	Faltung eines runden symmetrischen Profils Abramowicz und Jones (1986)	25
Formel 6	Faltung eines runden symmetrischen Profils nach Wierzbicki und andere (1992)	25
Formel 7	Faltung eines runden symmetrischen Profils nach Wierzbicki und andere (1992)	25
Formel 8	Faltung eines runden symmetrischen Profils nach Singace und andere (1995)	25
Formel 9	Faltung eines runden symmetrischen Profils nach Guillow und andere (2001)	25
Formel 10	Faltung eines runden Profils nach Wierzbicki und Abramowicz (2009)	25
Formel 11	Faltung eines asymmetrischen runden Profils nach Pugsley und Macaulay (1960)	26
Formel 12	Faltung eines asymmetrischen runden Profils nach Johnson und andere (1977)	26
Formel 13	Faltung eines asymmetrischen runden Profils nach Johnson und andere (1977)	26
Formel 14	Faltung eines asymmetrischen runden Profils nach Wierzbicki (1983)	26
Formel 15	Faltung eines asymmetrischen runden Profils nach Abramowicz und Jones (1984)	26
Formel 16	Faltung eines asymmetrischen runden Profils nach Abramowicz und Jones (1986) (1)	26
Formel 17	Faltung eines asymmetrischen runden Profils nach Abramowicz und Jones (1986) (2)	26
Formel 18	Faltung eines asymmetrischen runden Profils nach Singace (1999)	26
Formel 19	Faltung eines asymmetrischen runden Profils nach Guillow und andere (2001)	27
Formel 20	Symmetrischer Diamond Mode für runde Profile	35
Formel 21	Symmetrische zweieckige Faltung von runden Profilen	35
Formel 22	Symmetrische dreieckige Faltung von runden Profilen	35
Formel 23	Asymmetrische Diamond Mode nach Pugsley und Macaulay (1960)	36
Formel 24	Asymmetrische Diamond Mode nach Pugsley (1979)	36
Formel 25	Asymmetrische Diamond Mode nach Wierzbicki (1984)	36
Formel 26	Asymmetrische Diamond Mode nach Abramowicz und Jones (1984)	36
Formel 27	Mittlere Kraft über die Energiedissipation	44
Formel 28	Mittlere Kraft der freie Inversion nach Guist und Marble (1966)	44
Formel 29	Mittlere Kraft der freie Inversion nach Al Hassani, Johnson und Lowe (1972)	44
Formel 30	Mittlere Kraft der freien Inversion nach Kinkead (1983)	44
Formel 31	Mittlerer Radius der freien Inversion	45
Formel 32	Mittlere Kraft nach Reddy (1992)	45
Formel 33	Die gesamte Dissipationsenergie der freien Inversion nach Matthias Kröger	46
Formel 34	Die Dissipationsenergie durch Eintritt der Biegung (freie Inversion) (Matthias Kröger)	46
Formel 35	Dissipationsenergie durch Aufweitung (freie Inversion) (Matthias Kröger)	46
Formel 36	Dissipationsenergie am Austritt der freien Inversion (Matthias Kröger)	46
Formel 37	Mittlerer Biegeradius der freien Inversion (Matthias Kröger)	46
Formel 38	Mittlere Kraft der freien Inversion (Matthias Kröger)	46
Formel 39	Mittlerer Biegeradius und mittlerer Durchmesser der erzwungenen Inversion	50
Formel 40	Dissipationsenergie aufgrund der Verformung am Eintritt (erzwungene Inversion)	50
Formel 41	Dissipationsenergie aufgrund der Verformung am Austritt (erzwungene Inversion)	51
Formel 42	Dissipationsenergie aufgrund der Aufweitung (erzwungene Inversion)	51
Formel 43	Dissipationsenergie aufgrund der Reibung (erzwungene Inversion)	51
Formel 44	Gesamte Dissipationsenergie der erzwungenen Inversion	51
Formel 45	Mittlere Kraft der erzwungenen Inversion	51
Formel 46	Dissipationsenergie am Punkt A (Verjüngung)	53
Formel 47	Dissipationsenergie am Punkt B (Verjüngung)	53
Formel 48	Dissipationsenergie durch Durchmesserreduktion (Verjüngung)	54
Formel 49	Dissipationsenergie aufgrund der Reibung (Verjüngung)	54
Formel 50	Gesamte Dissipationsenergie (Verjüngung)	54
Formel 51	Wandstärke nach Einschlag (Verjüngung)	54
Formel 52	Matrizendurchmesser (Verjüngung)	54
Formel 53	Biegeradien (Verjüngung)	54
Formel 54	Mittlere Kraft (Verjüngung)	55
Formel 55	Dissipationsenergie am Punkt A (Aufweitung)	56
Formel 56	Dissipationsenergie am Punkt B (Aufweitung)	56
Formel 57	Durchmesseraufweitung	57



Formel 58	Dissipationsenergie aufgrund der Reibung (Aufweitung)	57
Formel 59	Gesamte Dissipationsenergie (Aufweitung)	57
Formel 60	Biegeradien (Aufweitung)	57
Formel 61	Mittlere Kraft (Aufweitung)	57
Formel 62	Mittlere Kraft der Verschiebung zweier Rohre (Aufweitung)	58
Formel 63	Maximale Kraft rechteckiger Profile	68
Formel 64	Maximale längenbezogene Kraft rechteckiger Profile	68
Formel 65	Postkollapse Kraft von rechteckigen Profilen	68
Formel 66	Mittlere Drucklast für rechteckige Profile	69
Formel 67	Umrechnungsformel für rechteckige und quadratische Profile	69
Formel 68	Eckendrucklast quadratischer Profile	70
Formel 69	Mittlere Drucklast für quadratische Profile	70
Formel 70	Minimale Drucklast für quadratische Profile	70
Formel 71	Geometrieverhältnis (Abramowicz und Jones)	77
Formel 72	Statische Druckkraft im symmetrischen Fall	78
Formel 73	Plastisches Moment pro Längeneinheit	78
Formel 74	Dynamische Drucklast im symmetrischen Fall	78
Formel 75	Dynamische Drucklast im asymmetrischen Fall (A und B)	78
Formel 76	Dynamische Drucklast im asymmetrischen Fall (A und B)	78
Formel 77	Dynamisch, plastisches Moment pro Längeneinheit	78
Formel 78	Statische Drucklast im asymmetrischen Fall A	78
Formel 79	Mittlere dynamische Drucklast im asymmetrischen Fall A ( mit Geschw. der Materialdehnung)	79
Formel 80	Mittlere Drucklast im asymmetrischen Fall A	79
Formel 81	Mittlere, statische Drucklast im asymmetrischen Fall B	79
Formel 82	Mittlere, dynamische Drucklast im asymmetrischen Fall B (mit Geschw. der Materialdehnung)	79
Formel 83	Mittlere Drucklast im asymmetrischen Fall B	79
Formel 84	Mittlere, statische Drucklast im extensionalen Fall	79
Formel 85	Mittlere, dynamische Drucklast im extensionalen Fall (mit Geschw. der Materialdehnung)	79
Formel 86	Mittlere dynamische Drucklast des extensionalen Falls (mix Mode)	80
Formel 87	Symmetrische Geschw. in Abhängigkeit des Falls der Deformation	80
Formel 88	Symmetrische Geschw. in Abhängigkeit des Falls der Deformation	80
Formel 89	Mittlere Kraft für quadratische oder rechteckige Profile (vier SEs)	84
Formel 90	Mittlere Kraft (Quadratprofil 2009)	85
Formel 91	Mittlere Kraft (Quadratprofil 1983)	85
Formel 92	Mittlere Kraft (Rechteckprofil 2009)	85
Formel 93	Mittlere Kraft (Rechteckprofil 1983)	85
Formel 94	Kraft nach dem Winkel der Deformation (SE)	85
Formel 95	Gestauchte Länge des Profils	85
Formel 96	Halbe Faltenlänge	85
Formel 97	Maximale Kraft (Rechteckprofile 2015)	86
Formel 98	Mittlere Kraft (Rechteckprofile 2015)	86
Formel 99	Schätzung der Unstabilität, Stabilität oder Translationsbereich	99
Formel 100	Abschätzung des Verhaltens über die Geometrieparameter	99
Formel 101	Quadratisches und hexagonales Profil nach Wierzbicki und Abramowicz (1986)	101
Formel 102	Quadratisches und hexagonales Profil nach Wierzbicki und Abramowicz (2009)	101
Formel 103	Halbe Länge einer Falte für quadratischen, hexagonalen und orthogonalen Profil	101
Formel 104	Mittlere Kraft für quadratisches, hexagonales und orthogonales Profil	101
Formel 105	Exponent für quadratisches, hexagonales und orthogonales Profil	101
Formel 106	Halbe Länge einer Falte für quadratisches, hexagonales und orthogonales Profil	101
Formel 107	Mittlere Kraft für quadratisches, hexagonales und orthogonales Profil	101
Formel 108	Exponent für quadratisches, hexagonales und orthogonales Profil	101
Formel 109	Mittlere Kraft für Quadratprofile (2009)	121
Formel 110	Mittlere Kraft für Quadratprofile (mix Mode asymmetrischer Fall 1)	121
Formel 111	Mittlere Kraft für Quadratprofile (mix Mode asymmetrischer Fall)	121
Formel 112	Mittlere Kraft (extensionaler Fall)	121
Formel 113	Energieäquivalenz mit Exponenten des Potenzgesetzes	121
Formel 114	Mittlere Kraft für Profile mit Wabenstruktur	123



---

Formel 115	Mittlere Kraft für Profile mit Formfüllung	123
Formel 116	Mittlere Kraft für Profile mit runder oder quadratischer Geometrie	124
Formel 117	Mittlere Kraft für quadratische Profile mit Füllstoff	124
Formel 118	Mittlere Kraft für quadratische Profile mit Füllstoff	124
Formel 119	Mittlere Kraft für Kreuzprofile	132
Formel 120	Toroidaler Radius und halbe Faltenlänge eines Kreuzprofils	132
Formel 121	Obere Grenze der mittleren Druckkraft für Kreuzprofile	132
Formel 122	Untere Grenze der mittleren Druckkraft für Kreuzprofile	132



## 12 Formelabkürzungsverzeichnis

$s = \delta$	Die Strecke die das Profil durch die Deformation zurückgelegt hat (gestauchte Strecke)
$h_{pyr}$	Höhe eines Pyramidensegments
$k_i$	Plattenkoeffizient in Abhängigkeit von $(\alpha = \frac{d}{b})$ (Experimenteller Wert)
$k_p$	Experimentelle Versuchswert (Mahmood und Paluszny)
$A_1$ bis $A_4$	Konstante Parameterwerte des Kreuzprofils
$A_{1N}$	Konstante Werte (runder Profile)
$C_{avg}$	Dimensionskoeffizienten des gefüllten Profils (2,68 runden und 5,5 bei eckigen Profilen bei 50% Deformation)
$D_0$ oder $D$	Mittlerer Durchmesser
$D_1$	Innendurchmesser vor der Deformation (Aufweitung durch zwei Rohre)
$D_2$	Innendurchmesser des deformierten Rohrs (Aufweitung durch zwei Rohre)
$D_D$	Matrizendurchmesser (Verjüngung und Aufweitung)
$D_{m1}$	Durchmesser nach der Deformation
$E_t$	Koeffizient der Translation
$F_1$	Eckendrucklast (eckiger Profile)
$F_{2,eff}^{sq}$	Mittlere Kraft des quadratische oder rechteckige Profile für vier Superfolding Elemente (SEs)
$F_2$	Mittlere Druckkraft (eckiger Profile)
$F_2'$	Statische mittlere Kraft mit Berücksichtigung eines Einflussfaktors (Hydraulische Presse)
$F_2^{d'}$	Dynamische mittlere Kraft mit Berücksichtigung eines Einflussfaktors (Fallhammertest)
$F_3$	Minimale Druckkraft (eckiger Profile)
$F_{Trigger}$	Triggerkraft
$F_i$	Postkollapse Kraft
$F_{m2}$	Mittlere Kraft mit einer zweieckigen Faltung
$F_{m3}$	Mittlere Kraft mit einer dreieckigen Faltung
$F_{mSym}$	Mittlere Kraft während der symmetrischen Faltung
$F_{max}$	Maximal entstehende Kraft (Ausschlag beim Beginn der Deformation)
$F_{max}^d$	Maximale Kraft des dynamischen Druckversuchs (Fallhammer)
$F_m^d$	Mittlere Kraft des dynamischen Druckversuchs (Fallhammer)
$F_m^s$	Mittlere Kraft des statischen Druckversuch (Hydraulische Presse)
$M_0$	Moment über die Energieäquivalenz $M_0 = \frac{\sigma_0 t^2}{4}$
$M_0^d$	plastisches Moment pro Längeneinheit über die dynamischen Energieäquivalenz $M_0^d = \frac{\sigma_0^d t^2}{4}$
$R_e$	Streckgrenze
$R_m$	Zugfestigkeit
$W_A$	Dissipationsenergie durch Eintritt der Biegung
$W_B$	Dissipationsenergie durch Austritt der Biegung
$W_E$	Dissipationsenergie durch die Aufweitung
$W_R$	Dissipationsenergie die durch Reibung verursacht wird
$W_s$	Dissipationsenergie (Profile ohne und mit Füllstoff)
$b_{pyr}$	Breite eines Pyramidensegments
$b_p$	Konstante (0 bei ideal/Plastischen Materialverhalten)
$l_{eff}$	Effektive Länge des Trägers (Theorie vom Euler Knickung)
$q_{pyr}$	Länge eines Pyramidensegments
$r_A$	Radius an dem Punkt A (Verjüngung und Aufweitung)
$r_B$	Radius an dem Punkt B (Verjüngung und Aufweitung)
$r_D$	Matrizenradius der erzwungenen Inversion



$r_{innen}$	Radius des Kreises (Innenseite des mehreckigen Profils)
$r_m$	Mittlerer Radius
$r_{mitte}$	Radius des Kreises (arithmetisches Mittel zwischen Innenseite und Außenseite des mehreckigen Profils)
$s_A = s$	Die Strecke die das Profil durch die Deformation zurückgelegt hat
$t_0$	Windstärke des ungeformten Profils
$t_1$	Wandstärkenveränderung durch die Deformation
$\alpha_D$	Matrizenwinkel (Verjüngung und Aufweitung)
$\sigma_0$	Energieäquivalenz
$\sigma_0^d$	dynamischen Energieäquivalenz
$\sigma_h$	Spannung der Wabenfüllung
$\sigma_a$	Mittlere Spannung
$\sigma_f$	Spannung der Formfüllung
$\sigma_i$	Postkollapse Fließspannung
$\sigma_{max}$	Maximale Spannung mit Berücksichtigung eines Einflussfaktors
$\sigma_{max}$	Maximale Spannung
$\sigma_{pm}$	Materialparameter bei ideal/plastischem Verhalten ( $\sigma_0 = \sigma_{pm}$ )
$\sigma_y$	Fließspannung des Materials
$\sigma_z = \sigma_{ult}$	Zugfestigkeit
$\emptyset$	Formelkürzel für Umrechnung
$\emptyset$	Durchmesser
$B$	Faktor zwischen Materialstärke und des Seitenverhältnisses $\left(\frac{t}{b}\right)$ (Experimenteller Wert)
$A$	Fläche des Profilquerschnitts
<i>Ank.</i>	Ankathete eines Profils mit mehreren Ecken
$C$	Formelsymbol für die halbe Summe der Rechteckseiten $C = \frac{b_{lang} + d_{kurz}}{2}$
$D = 6844$	Cowper Koeffizient (gilt bei Abramowicz und Jones Gleichungen)
$E$	Elastizitätsmodul des Werkstoffes
$H$	Halbe Faltenlänge eines Profils
$K$	Kinetische Energie
$L$	Länge des Profils
$M$	Masse
$M$	Breite des gesamten Pyramidenprofils
$N$	Anzahl der Falten
$N$	Länge des gesamten Pyramidenprofils
$R$	Radius
$V$	Geschwindigkeit der einschlagenden Masse
$W = W_{ges}$	Gesamte Dissipationsenergie
$a$	Länge einer Seite (Quadrat)
$b = b_{lang}$	Lange Seite eines Rechtecks
$c$	
$d = d_{kurz}$	Kurze Seite eines Rechtecks
$p = 3,91$	Koeffizient (gilt bei Abramowicz und Jones Gleichungen)
$r$	Radius eines Profils mit mehreren Ecken
$x$	Länge zwischen zwei Ecken eines mehreckigen Profils
$\alpha$	Verhältnis $\left(\frac{d}{b}\right)$ bei Mahmood und Paluszny
$\alpha$	Bei der Theorie von Wierzbicki und Abramowicz ist es der Winkel der durch den Faltprozess entsteht
$\varepsilon$	Dehnung
$\eta$	Exponenten des Potenzgesetzes (Profil mit Pyramidenmuster)
$\mu$	Reibungszahl
$\nu$	Querkontraktionszahl des Trägermaterials



---

$\rho$	Radius der Drehung die durch die Deformation verursacht wird
$\rho$	Dichte
$\sigma$	Ingenieursspannung
$\varphi$	Umformungsgrad
$\varphi$	Winkel eines Profils mit mehreren Ecken



## 13 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1:	Position der Crashboxen (Braess und Seiffert 2013, S. 503)	9
Abbildung 2:	Unterschiedliche Designs von Crashboxen (Sebastian Werner 2013, S. 5)	10
Abbildung 3:	Crash Box Modell mit 1000kg Einschlag bei einer Geschwindigkeit von 16km/h (Dr Stefan Dominico, Dr. Armin Huß 2005, S. 6)	12
Abbildung 4:	Axial verlaufende Deformation einer Crash Box in Zeitintervallen (Dr Stefan Dominico, Dr. Armin Huß 2005, S. 6)	12
Abbildung 5:	DARTEC HA100 (Stöbener et al. 2008, S. 5631)	18
Abbildung 6:	Hydraulischer Drucktest eines Profils (Lorenzo Peroni 2007, S. 5)	18
Abbildung 7:	Zugversuchsaufbau für die Scherfestigkeit von verschiedene Klebstoffe (Lorenzo Peroni 2007, S. 4)	19
Abbildung 8:	Zugversuchsaufbau für die Schälfestigkeit von verschiedene Klebstoffe (Lorenzo Peroni 2007, S. 5)	20
Abbildung 9:	Überarbeitete freie Inversion von der Untersuchung von Matthias Kröger (Matthias Kröger 2002, S. 48)	46
Abbildung 10:	Kraft/Wegverlauf der Unterschiedlichen Fälle (links Faltung) (Mitte freie Inversion) (Rechts Verjüngung) im Vergleich mit einem runden Profil aus St-35 (Rohr-Matrizengeometrie)	61
Abbildung 11:	Schematische Skizze für die rechteckige Profile während dem Deformationsprinzip der Faltung (neu Überarbeitet) (Matthias Kröger 2002, S. 69)	64
Abbildung 12:	Zeigt den Idealen Lastfall in axialer Richtung (Nagle 2015, S. 40)	64
Abbildung 13:	Zeigt ein Lastfall in axialer Richtung (Nagle 2015, S. 40)	65
Abbildung 14:	Deformationskurve von einem Idealem axialem Lastfall (Nagle 2015, S. 41)	65
Abbildung 15:	Kraft- Biegeverläufe von dick- dünnwandigen Trägern (Nagle 2015, S. 43–44)	66
Abbildung 16:	Unterschiede der verschiedenen Deformationsfälle nach Abramowicz und Jones (Nagle 2015, S. 48).	76
Abbildung 17:	Die Position des Superfolding-Elementes (links) und eine schematische Darstellung des Superfolding-Elementes (rechts) (Nagle 2015, S. 52).	84
Abbildung 18:	Übergangsbereiche zwischen (grün)stabil, (orange) unstabiler Translation und (rot) unstarile Knickung für quadratische Profile mit der Formel 99 und 100 (Chen 2016, S. 93).	99
Abbildung 19:	Die Schnittebene der Extensiblen Modes mit einem wechselnd zwischen (A) und (B) (Chen 2016, S. 93)	99
Abbildung 20:	Die Schnittebene der Inextensiblen Modes mit einem wechselnd zwischen (A) und (B) (Chen 2016, S. 93)	100
Abbildung 21:	Schematische Darstellung eines orthogonalen Profils (Mamalis et al. 2003, S. 892)	100
Abbildung 22:	Vergleich der beiden Modes (Chen 2016, S. 95)	100
Abbildung 23:	Handskizze der Bezugsdurchmesser und allgemeine Umrechnungsformel für Eckige Profile	105
Abbildung 24:	Berechnete erforderliche Wandstärken und Massen der einzelnen Geometrien mit Berücksichtigung der verschiedenen Materialien (Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother 2015, S. 74).	110
Abbildung 25:	Überarbeitete schematische Darstellung von einem quadratischen Profils mit Pyramidenmuster. (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 3)	116
Abbildung 26:	(Von links nach rechts) Freie Stauchung, fixierte Stauchung und Platten zur Fixierung der Probe mit einer Nut von 2mm Breite und 3mm Tiefe (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 4)	118
Abbildung 27:	(Von links nach rechts) Rundes Profil ohne Füllstoff, rundes Vollprofil mit Aluminiumfüllstoff und ein rundes äußeres und inneres Profil mit geschichtetem Aluminiumfüllstoff (Hybridprofil) (Li et al. 2012, S. 50).	123
Abbildung 28:	Schnitt durch das deformierte quadratische Profile mit drei Varianten der Füllung [Bild von Seitzberger, et al. 2000] Quelle von (Ahmet Kaan TOKSOY 2009, S. 59)	124
Abbildung 29:	Aufbau und Maße des Profils (A. Tobota, J. Karliński, A. Kopczyński 2007, S. 72)	125
Abbildung 30:	Bildvergleich zwischen runden Profil und geschichtetem Profil mit einer Füllungsichte 160kg/m3 (A. Tobota, J. Karliński, A. Kopczyński 2007, S. 73).	126
Abbildung 31:	Optimierung der Verjüngung auf Basis der Schematischen Darstellung von (Matthias Kröger 2002, S. 52).	130



---

Abbildung 32:	Faltmodell des gekreuzten Profils (Robert J. Hayduk, Tomasz Wierzbicki 1984, S. 455), geometrische Darstellung (Robert J. Hayduk, Tomasz Wierzbicki 1984, S. 451).	131
Abbildung 33:	Faltmodell des gekreuzten Profils (Robert J. Hayduk, Tomasz Wierzbicki 1984, S. 455), geometrische Darstellung (Robert J. Hayduk, Tomasz Wierzbicki 1984, S. 451).	131



## 14 Bildverzeichnis

Bild 1:	Fallhammer (Lorenzo Peroni 2007, S. 9)	7
Bild 2:	Fallhammer (Lorenzo Peroni 2007, S. 9)	7
Bild 3:	Fallhammer (Lorenzo Peroni 2007, S. 9)	8
Bild 4:	Verschiedene Bauformen von Trigger (Matthias Kröger 2002, S. 67)	15
Bild 5:	Irreversiblen Crash boxen (Matthias Kröger 2002, S. 9)	21
Bild 6:	Irreversiblen Crashboxen (Matthias Kröger 2002, S. 9)	21
Bild 7:	Überarbeitetes Bild von Alexanders Modell (links) und Abramowicz und Jones (rechts) (Matthias Kröger 2002, S. 65)	22
Bild 8:	Überarbeitete schematische Darstellung (Links oben), Verlauf der dickwandigen Biegung nach Zeitintervallen im Bereich A-A (rechts) und der Kraft/Biegeverlauf über das Verhalten Dickwandiger runder Profile (unten links) (Chen 2016, S. 32)	22
Bild 9:	Überarbeitete schematische Darstellung (links oben), Verlauf der dünnwandigen Biegung nach Zeitintervallen im Bereich A-A (rechts) und der Kraft/Biegeverlauf über das Verhalten dünnwandiger runder Profile (unten links) (Chen 2016, S. 33)	23
Bild 10:	Das Foto zeigt Rohre mit $\phi 50 \cdot t_0 \cdot 100$ aus AlMgSi0,5 mit den Wandstärken von links nach rechts $t_0 = 1; 1,5; 2; 3; 4$ und 5mm (Matthias Kröger 2002, S. 68)	23
Bild 11:	Bildung der symmetrischen mit anschließender eckigen Faltung (Foto von Toksoy 2003) (Ahmet Kaan TOKSOY 2009)	24
Bild 12:	Überarbeitetes Modell nach Guist und Marble (Matthias Kröger 2002, S. 41)	43
Bild 13:	Schematische Darstellung der erzwungenen Inversion (Matthias Kröger 2002, S. 63)	50
Bild 14:	Schematische Darstellung über die Verjüngung von runden Profilen (Matthias Kröger 2002, S. 52)	53
Bild 15:	Schematische Darstellung der Aufweitung von runden Profilen (Matthias Kröger 2002, S. 61)..	56
Bild 16:	Beschreibung des quasistatischen Tests (Shakeri et al. 2007, S. 495) und Foto einer Aufgeschnittenen Probe (C12) (Shakeri et al. 2007, S. 498)	58
Bild 17:	Zwei Ansichten des gestauchten Profils der Variante A mit zwei unterschiedlichen Klebstoffen (Lorenzo Peroni 2007, S. 6)	138
Bild 18:	Zwei Ansichten des gestauchten Profils der Variante C mit zwei unterschiedlichen Klebstoffen (Lorenzo Peroni 2007, S. 6)	139
Bild 19:	Vergleich zwischen Laser- und Punktschweißung (Lorenzo Peroni 2007, S. 7)	140
Bild 20:	Lasergeschweißtes Profil der Variante E (Lorenzo Peroni 2007, S. 8)	141
Bild 21:	Vergleich der Variante B zwischen Klebstoffverbindung und Laserschweißung (Lorenzo Peroni 2007, S. 8)	142
Bild 22:	Fallhammertest (Variante C) mit Klebstoff Loctite 330 Multibond (Lorenzo Peroni 2007, S. 11)	143
Bild 23:	Fallhammertest (Variante A) mit dem Klebstoff Loctite Hysol 9514 (Lorenzo Peroni 2007, S. 11)	144



## 15 Diagrammverzeichnis

Diagramm 1:	Deformiertes Schieberprofil und axialkraftverlauf für unterschiedliche Stahlsorten (o. V. 2014, S. 94)	11
Diagramm 2:	Deformationsweg einer Crash Box mit variierenden Modellparametern nach LS-DYNA (Dr Stefan Dominico, Dr. Armin Huß 2005, S. 7)	13
Diagramm 3:	Kraft Weg Verlauf einer Crash Box nach LS-DYNA für variierende Modellparameter (Dr Stefan Dominico, Dr. Armin Huß 2005, S. 7)	14
Diagramm 4:	Berechnung mit variablen Durchmesser, zwei Stahlsorten und zwei Wandstärken (2,0mm und 2,5mm)	16
Diagramm 5:	Berechnung mit variablen Wandstärke, zwei Stahlsorten und zwei Durchmessern (40mm und 50mm)	17
Diagramm 6:	Scherfestigkeit der verschiedenen Kunststoffsorten (Lorenzo Peroni 2007, S. 4)	19
Diagramm 7:	Schälfestigkeit der verschiedenen Kunststoffsorten (Lorenzo Peroni 2007, S. 5)	20
Diagramm 8:	Berechnungsdiagramm (AT Proben aus Tabelle 11) des dynamisch symmetrischen Lastfalls mit dem mittleren Durchmesser 9mm, Streckgrenze 488,8 MN/m <sup>2</sup> und Energieäquivalenz 502,2 MN/m <sup>2</sup> (Formel 3-10)	30
Diagramm 9:	Berechnungsdiagramm (BT Proben aus Tabelle 11) des dynamisch symmetrischen Lastfalls mit dem mittleren Durchmesser 24,19mm, Streckgrenze 306 MN/m <sup>2</sup> und Energieäquivalenz 338,7 MN/m <sup>2</sup> (Formel 3-10)	30
Diagramm 10:	Berechnungsdiagramm (CT Proben aus Tabelle 11) des dynamisch symmetrischen Lastfalls mit dem mittleren Durchmesser 33,76mm, Streckgrenze 274,4 MN/m <sup>2</sup> und Energieäquivalenz 313,6 MN/m <sup>2</sup> (Formel 3-10)	31
Diagramm 11:	Berechnungsdiagramm (DT Proben aus Tabelle 11) des dynamisch symmetrischen Lastfalls mit dem mittleren Durchmesser 49,30mm, Streckgrenze 259,6 MN/m <sup>2</sup> und Energieäquivalenz 327,4 MN/m <sup>2</sup> (Formel 3-10)	31
Diagramm 12:	Berechnungsdiagramm (D1T Proben aus Tabelle 11) des dynamisch symmetrischen Lastfalls mit dem mittleren Durchmesser 55,71mm, Streckgrenze 222 MN/m <sup>2</sup> und Energieäquivalenz 336 MN/m <sup>2</sup> (Formel 3-10)	32
Diagramm 13:	Berechnungsdiagramm (SSC Proben der Tabelle 12) des asymmetrischen Lastfalls (Streckgrenze des Edelstahl 304 beträgt 418 MN m <sup>-2</sup> , Durchmesser von 48,71mm mit einer Wandstärke von 2,18mm) (Formel 11, 14, 15, 16, 17 und 19)	33
Diagramm 14:	Berechnungsdiagramm (SAASC Proben der Tabelle 12) des asymmetrischen Lastfalls (Streckgrenze des Aluminiums 6063-T6 beträgt 225 MN m <sup>-2</sup> , Durchmesser von 49,75mm mit einer Wandstärke von 1,53mm) (Formel 11, 14, 15, 16, 17 und 19)	33
Diagramm 15:	Berechnungsdiagramm (SMSC Proben) des asymmetrischen Lastfalls (Streckgrenze des Baustahles beträgt 303 MN m <sup>-2</sup> , Durchmesser von 49,14mm mit einer Wandstärke von 1,88mm) (Formel 11, 14, 15, 16, 17 und 19)	34
Diagramm 16:	Berechnungsdiagramm (AT Proben der Tabelle 11) über den Vergleich zwischen symmetrischer und eckigen Verformung des dynamisch symmetrischen Lastfalls mit dem mittleren Durchmesser 9mm, Streckgrenze 488,8 MN/m <sup>2</sup> und Energieäquivalenz 502,2 MN/m <sup>2</sup> (Formel 4, 20 und 21)	37
Diagramm 17:	Berechnungsdiagramm (BT Proben der Tabelle 11) über den Vergleich zwischen symmetrischer und eckigen Verformung des dynamisch symmetrischen Lastfalls mit dem mittleren Durchmesser 24,19mm, Streckgrenze 306 MN/m <sup>2</sup> und Energieäquivalenz 338,7 MN/m <sup>2</sup> (Formel 10, 20 und 21)	38
Diagramm 18:	Berechnungsdiagramm (CT Proben der Tabelle 11) über den Vergleich zwischen symmetrischer und eckigen Verformung des dynamisch symmetrischen Lastfalls mit dem mittleren Durchmesser 33,76mm, Streckgrenze 274,4 MN/m <sup>2</sup> und Energieäquivalenz 313,6 MN/m <sup>2</sup> (Formel 10, 20, 21 und 22)	38
Diagramm 19:	Berechnungsdiagramm (DT Proben der Tabelle 11) über den Vergleich zwischen symmetrischer und eckigen Verformung des dynamisch symmetrischen Lastfalls mit dem mittleren Durchmesser 49,30mm, Streckgrenze 259,6 MN/m <sup>2</sup> und Energieäquivalenz 327,4 MN/m <sup>2</sup> (Formel 10, 20, 21 und 22)	39
Diagramm 20:	Berechnungsdiagramm (D1T Proben der Tabelle 11) über den Vergleich zwischen symmetrischer und eckigen Verformung des dynamisch symmetrischen Lastfalls mit dem mittleren Durchmesser 55,71mm, Streckgrenze 222 MN/m <sup>2</sup> und Energieäquivalenz 336 MN/m <sup>2</sup> (Formel 10, 20 und 22)	39



Diagramm 21:	Vergleich der Formeln des unsymmetrischen Verhaltens (Tabelle 14), dass entweder erst von Concertina Mode (c) in Diamond Mode (d) umschlägt oder nur ein Diamond Mode besitzt (Formel 23, 24, 25 und 26)	41
Diagramm 22:	Vergleich der Formeln des unsymmetrischen Verhaltens (Tabelle 14), dass entweder erst von Concertina Mode (c) in Diamond Mode (d) umschlägt oder nur ein Diamond Mode besitzt (Formel 23, 24, 25 und 26)	42
Diagramm 23:	Versuche (Tabelle 15) und Berechnung der Mittleren Kraft im Verhältnis zur Wandstärke über die Formeln von Matthias Kröger und Guist-Marble (Formel 28 und 38)	48
Diagramm 24:	Versuche (Tabelle 15) und Berechnung der mittleren Kraft im Verhältnis zur Wandstärke über die Formeln von Kinkead und Reddy (Formel 30 und 32)	48
Diagramm 25:	Alle Dissipationsenergien der Freien Inversion (Matthias Kröger 2002, S. 49) (Formel 33-36) aus Aluminium AlMgSi <sub>0,5</sub> (Matthias Kröger 2002, S. 50)	49
Diagramm 26:	Alle Dissipationsenergien der erzwungenen Inversion (Matthias Kröger 2002, S. 63) (Matthias Kröger 2002, S. 64) aus Aluminium AlMgSi <sub>0,5</sub> (Matthias Kröger 2002, S. 50) (Formel 39-45)	52
Diagramm 27:	Alle Dissipationsenergien der Verjüngung (Matthias Kröger 2002, S. 54) (Matthias Kröger 2002, S. 55) aus Aluminium AlMgSi <sub>0,5</sub> (Matthias Kröger 2002, S. 50) (Formel 46-54)	55
Diagramm 28:	Vergleich der Formel (Formel 62) von den Testwerten (Shakeri et al. 2007, S. 495)	60
Diagramm 29:	Vergleich zwischen freier (Matthias Kröger 2002, S. 45), erzwungener Inversion (Matthias Kröger 2002, S. 64), Faltung (Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother 2015, S. 66) und Verjüngung (Matthias Kröger 2002, S. 54) (Formel 10, 32, 45 und 54 mit Umrechnungsformel auf die Dissipationsenergie)	62
Diagramm 30:	Neu bearbeitetes Umrechnungsdiagramm über die man den Koeffizienten $\emptyset$ ermitteln kann (mit Testversuchen aus Tabelle für rechteckige und quadratische Profile) (H. F. Mahmood, A. Paluszny 1981, S. 13)	69
Diagramm 31:	(Links) das Diagramm mit dem Koeffizienten $k_p$ und (rechts) das Diagramm mit dem Koeffizienten $\beta$ , beides sind nachbearbeitete Diagramme (H. F. Mahmood, A. Paluszny 1981, S. 11)	69
Diagramm 32:	Neu Bearbeitetes Diagramm über die man den Koeffizienten $k_i$ ermitteln kann (H. F. Mahmood, A. Paluszny 1981, S. 16)	70
Diagramm 33:	Der Vergleich zwischen den Formeln (63, 64 und 97) und Testversuch (Tabelle 25) von Mahmood und Paluszny (1981) und Nagle (2014) mit einem Rechteckprofil mit den Abmaßen (101,6*25,4*2,032)mm und einer Länge $L=711,2$ mm, E-Modul = 206,8428GPa und Querkontraktionszahl vom Material $\nu=0,3$	73
Diagramm 34:	Der Vergleich zwischen den Formeln (63, 64 und 97) und Testversuch (Tabelle 25) von Mahmood und Paluszny (1981) und Nagle (2014). Das Rechteckprofil hat das Abmaß (101,6*50,8*2,032)mm und einer Länge von $L=711,2$ mm, E-Modul = 206,8428GPa und Querkontraktionszahl vom Material	73
Diagramm 35:	Der Vergleich zwischen den Formeln (63, 64 und 97) und Testversuch (Tabelle 25) von Mahmood und Paluszny (1981) und Nagle (2014). Das Rechteckprofil hat das Abmaß (152,4*76,2*0,762)mm und einer Länge von $L=711,2$ mm, E-Modul = 206,8428GPa und Querkontraktionszahl vom Material $\nu=0,3$	74
Diagramm 36:	Der Vergleich zwischen den Formeln (63, 64 und 97) und Testversuch (Tabelle 24) von Mahmood und Paluszny (1981). Das Quadratprofil hat das Abmaß (190,5*190,5*0,762)mm und einer Länge von $L=711,2$ mm, E-Modul = 206,8428GPa und Querkontraktionszahl vom Material $\nu=0,3$	74
Diagramm 37:	Der Vergleich zwischen den Formeln (63, 64 und 97) und Testversuch (Tabelle 24) von Mahmood und Paluszny (1981). Das Quadratprofil hat das Abmaß (95,25*95,25*0,762)mm und einer Länge von $L=711,2$ mm, E-Modul = 206,8428GPa und Querkontraktionszahl vom Material $\nu=0,3$	75
Diagramm 38:	Das Verhältnis zwischen Dynamische Kraft / und Kantenlänge / Wandstärke (der symmetrische Fall, asymmetrischen Fall (A und B) und extensionale Fall). Überarbeitetes Diagramm und Verwendung der originalen Formeln nach Abramowicz und Jones (W. Abramowicz 1984, S. 201)	87



Diagramm 39:	Das Verhältnis zwischen der statischen Drucklast und der Kantenlänge/Wandstärke (der symmetrische Fall, asymmetrische Fall (A und B) und extensionale Fall) mit zwei verschiedenen Wandstärken (Verwendung der originalen Formeln von Abramowicz und Jones)	87
Diagramm 40:	Das Verhältnis zwischen dynamischen Druckkraft und der Geschwindigkeit ( mit Berücksichtigung des Längenverhältnisses) und zwei exponentieller Funktionsgeraden zwischen dem längsten und kürzesten Profillängen (W. Abramowicz 1984, S. 182)	88
Diagramm 41:	Das Verhältnis zwischen dynamischen Druckkraft und der Geschwindigkeit ( mit Berücksichtigung des Längenverhältnisses) und zwei exponentieller Funktionsgeraden zwischen dem längsten und kürzesten Profillängen. (W. Abramowicz 1984, S. 183)	88
Diagramm 42:	Das Verhältnis zwischen der Druckkraft und der Geschwindigkeit (mit Vergleich zwischen Symmetrie und Asymmetrie) mit einer Wandstärke von 1,152mm (W. Abramowicz 1984, S. 182)	89
Diagramm 43:	Das Verhältnis zwischen der Druckkraft und der Geschwindigkeit (mit Vergleich zwischen Symmetrie und Asymmetrie) mit einer Wandstärke von 1,63mm (W. Abramowicz 1984, S. 183)	89
Diagramm 44:	Das Verhältnis zwischen Druckkraft und Geschwindigkeit (Vergleich zwischen der Schätzung von Wierzbicki-Abramowicz und den Versuchswerten mit einer Wandstärke von 1,152mm) (W. Abramowicz 1984, S. 182). Formel von Aufgabe Crashboxen (Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother 2015, S. 74). $F_m = E_{kins}$ von Aufgabe Crashboxen (Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother 2015, S. 74)	90
Diagramm 45:	Das Verhältnis zwischen Druckkraft und Geschwindigkeit (Vergleich zwischen der Schätzung von Wierzbicki-Abramowicz und den Versuchswerten mit einer Wandstärke von 1,63mm). (W. Abramowicz 1984, S. 183). Formel von Aufgabe Crashboxen (Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother 2015, S. 74). $F_m = E_{kins}$ von Aufgabe Crashboxen (Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother 2015, S. 74)	90
Diagramm 46:	Das Verhältnis zwischen Druckkraft und Stauchweg (Vergleich zwischen der Schätzung von Wierzbicki-Abramowicz und den Versuchswerten mit einer Wandstärke von 1,152mm). Versuchswerte von Abramowicz und Jones (W. Abramowicz 1984, S. 182). Formel $F_m = E_{kins}$ von Aufgabe Crashboxen (Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother 2015, S. 74)	91
Diagramm 47:	Das Verhältnis zwischen Druckkraft und Stauchweg (Vergleich zwischen der Schätzung von Wierzbicki-Abramowicz und den Versuchswerten mit einer Wandstärke von 1,63mm). Versuchswerte von Abramowicz und Jones (W. Abramowicz 1984, S. 183). Formel $F_m = E_{kins}$ von Aufgabe Crashboxen (Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother 2015, S. 74)	91
Diagramm 48:	Das Verhältnis zwischen Stauchweg und Geschwindigkeit (Vergleich zwischen der Schätzung von Wierzbicki-Abramowicz und den Versuchswerten) mit einer Wandstärke von 1,152mm. Versuchswerte und Verwendung der originalen Formeln von Abramowicz und Jones (W. Abramowicz 1984, S. 182). Formel $F_m = E_{kins}$ von Aufgabe Crashboxen (Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother 2015, S. 74)	92
Diagramm 49:	Das Verhältnis zwischen Stauchweg und Geschwindigkeit (Vergleich zwischen der Schätzung von Wierzbicki-Abramowicz und den Versuchswerten) mit einer Wandstärke von 1,63mm. Versuchswerte und Verwendung der originalen Formeln von Abramowicz und Jones (W. Abramowicz 1984, S. 183). Formel $F_m = E_{kins}$ von Aufgabe Crashboxen (Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother 2015, S. 74)	92
Diagramm 50:	Neu überarbeitetes Diagramm mit der Anwendung verschiedener Formeln mit einer Kantenlänge von 37,07mm. Versuchswerte und Verwendung der originalen Formeln von Abramowicz und Jones (W. Abramowicz 1984, S. 204) (Formel 62 aus Quelle) (W. Abramowicz 1984, S. 206)	93
Diagramm 51:	Neu überarbeitetes Diagramm mit der Anwendung verschiedener Formeln und einer Kantenlänge von 49,31mm. Versuchswerte und Verwendung der originalen Formeln von Abramowicz und Jones (W. Abramowicz 1984, S. 205) (Formel 63 aus Quelle) (W. Abramowicz 1984, S. 206)	93
Diagramm 52:	Neu überarbeitetes Diagramm mit der Anwendung verschiedener Formeln und einer Kantenlänge von 37,07mm. Versuchswerte und Verwendung der originalen Formeln von Abramowicz und Jones (W. Abramowicz 1984, S. 203)	94



Diagramm 53:	Neu überarbeitetes Diagramm mit der Anwendung verschiedener Formeln und einer Kantenlänge von 49,31mm. Versuchswerte und Verwendung der originalen Formeln von Abramowicz und Jones (W. Abramowicz 1984, S. 203)	94
Diagramm 54:	Vergleich zwischen den asymmetrischen Testversuchen (I-Proben Tabelle 28 (W. Abramowicz 1984, S. 182)) und den asymmetrischen Theorien von Abramowicz-Jones. Im Vergleich die Anwendungen der Theorie von Wierzbicki-Abramowicz (Das Quadratprofil hat eine Kantenlänge von 37,07mm und einer konstante Wandstärke von 1,152mm). Von Oben nach unten die Formeln 78, 79, 81, 82, 89, 90 und 91	95
Diagramm 55:	Vergleich zwischen den asymmetrischen Testversuchen (Tabelle 30 (W. Abramowicz 1984, S. 183)) und den asymmetrischen Theorien von Abramowicz-Jones. Im Vergleich die Anwendungen der Theorie von Wierzbicki-Abramowicz (Das Quadratprofil hat eine Kantenlänge von 49,31mm und einer konstante Wandstärke von 1,63mm). Von Oben nach unten die Formeln 78, 79, 81, 82, 89, 90 und 91	95
Diagramm 56:	Vergleich zwischen den verschiedenen Varianten der Testversuche (I-Proben Tabelle 27 und 28), den extensionalen Fällen von Abramowicz und Jones (aus Quelle (W. Abramowicz 1984, S. 182)). Im Vergleich die Anwendungen der Theorie von Wierzbicki und Abramowicz (Das Quadratprofil hat eine Kantenlänge von 37,07mm und einer konstante Wandstärke von 1,152mm). Von oben nach unten die Formeln 84, 85, 89, 90 und 91	96
Diagramm 57:	Vergleich zwischen den verschiedenen Varianten der Testversuche (Tabelle 29 und 30), den extensionalen Fällen von Abramowicz und Jones (W. Abramowicz 1984, S. 183). Im Vergleich die Anwendungen der Theorie von Wierzbicki und Abramowicz (Das Quadratprofil hat eine Kantenlänge von 49,31mm und einer konstante Wandstärke von 1,63mm). Von oben nach unten die Formeln 84, 85, 89, 90 und 91	96
Diagramm 58:	Vergleichsdiagramm mit unterschiedlichen Testversuchen (Diamond und Concentina Mode in Tabelle 35) mit einem Material aus CR-1018 (A ist nicht modifiziert ( $\sigma_y = 250$ , $\sigma_z = 350$ )N/mm <sup>3</sup> und B ( $\sigma_y = 450$ , $\sigma_z = 550$ )N/mm <sup>3</sup> ist modifiziert) (Mamalis et al. 2003, S. 893). Von oben nach unten die Formeln 107 und 104 für orthogonale Profile und Formel 10 für mittleren und inneren Durchmesser	106
Diagramm 59:	Vergleichsdiagramm mit unterschiedlichen Testversuchen (Diamond und Concentina Mode in Tabelle 35) mit einem Material aus CR-1018 (A ist nicht modifiziert ( $\sigma_y=250$ , $\sigma_z=350$ )N/mm <sup>3</sup> und B ( $\sigma_y=450$ , $\sigma_z=550$ )N/mm <sup>3</sup> ist modifiziert) (Mamalis et al. 2003, S. 893) . Von oben nach unten die Formeln 107 und 104 für orthogonale Profile und Formel 10 für mittleren und inneren Durchmesser	106
Diagramm 60:	Vergleichsdiagramm zwischen den Testversuchen (Diamond Mode in Tabelle 35) für orthogonale Profile und verschiedener Profilformen aus CR-1018 (A ist nicht modifiziert ( $\sigma_y=250$ , $\sigma_z=350$ )N/mm <sup>3</sup> ) (Mamalis et al. 2003, S. 893). Von oben nach unten alle Formeln aus den Tabellen 34, 33 und 32 für mittlere Druckkraft und Formel 10 für runde Profile	108
Diagramm 61:	Vergleichsdiagramm zwischen den Testversuchen (Mixed Mode in Tabelle 35) für orthogonale Profile und verschiedener Profilformen aus CR-1018 (B mit Modifizierung ( $\sigma_y=450$ , $\sigma_z=550$ )N/mm <sup>3</sup> ) (Mamalis et al. 2003, S. 893). Von oben nach unten alle Formeln aus den Tabellen 34, 33 und 32 für mittlere Druckkraft und Formel 10 für runde Profile	109
Diagramm 62:	Berechnung ausgewählter Formeln mit unterschiedlicher Profilgeometrie (Alu-Werkstoff aus EN-AW-6082)(Dichte 2,7g/cm <sup>3</sup> ) und einer Länge von 200mm. Von oben nach unten alle Formeln aus den Tabellen 34, 33 für mittlere Druckkraft, Formel 10 für runde Profile, Formeln aus Tabelle 32 für quadratische und hexagonale Profile , Formel 98 und 92 für rechteckige Profile und Formel 85 für den extensionalen Fall	111
Diagramm 63:	Berechnung ausgewählter Formeln mit unterschiedlicher Profilgeometrie (Werkstoff aus Tripstahl)(Dichte 7,75g/cm <sup>3</sup> ) und einer Länge von 200mm. Von oben nach unten alle Formeln aus den Tabellen 34, 33 für mittlere Druckkraft, Formel 10 für runde Profile, Formeln aus Tabelle 32 für quadratische und hexagonale Profile , Formel 98 und 92 für rechteckige Profile und Formel 85 für den extensionalen Fall	112
Diagramm 64:	Berechnung ausgewählter Formeln mit unterschiedlicher Profilgeometrie (Werkstoff aus HSLA)(Dichte 7,89g/cm <sup>3</sup> ) und einer Länge von 200mm. Von oben nach unten alle Formeln aus den Tabellen 34, 33 für mittlere Druckkraft, Formel 10 für runde Profile, Formeln aus Tabelle 32 für quadratische und hexagonale Profile , Formel 98 und 92 für rechteckige Profile und Formel 85 für den extensionalen Fall	113



Diagramm 65:	Berechnung ausgewählter Formeln bezogen auf die Masse mit unterschiedlicher Profilgeometrie und (Werkstoff aus HSLA, EN-EW-60 und Tripstahl) einer Länge von 200mm (Wandstärke variiert zwischen 0,1mm bis 5mm in 0,1mm Intervallen). Von oben nach unten Formel 10 für rundes Profil, Formel 90 für quadratisches Profil, Tabelle 32 für hexagonales Profil, Tabelle 34 für orthogonales Profil, Formel 92 für rechteckiges Profil	114
Diagramm 66:	Aufteilung der Testversuche (Tabelle 50) für quadratische Profile mit variierenden Muster und Vergleich der Formeln(Tabelle 52). (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 9)	122
Diagramm 67:	Spannung/Dehnung von Aluminium (PA38) und Stahl (R35) (A. Tobota, J. Karliński, A. Koczyński 2007, S. 72)	125
Diagramm 68:	Berechnung der runden Profile (Formel 10) und den Testversuchen (Tabelle 55)	128
Diagramm 69:	Berechnung der runden Profile (Formel 115 und 116 mit Vorgehensweise von Tabelle 56) und die experimentellen Werte (Tabelle 55) für zwei Varianten von Formfüllungen	128
Diagramm 70:	Berechnung der runden Profile (Formel 10, 115 und 116 mit Vorgehensweise von Tabelle 56) und die experimentellen Werte (Tabelle 55) für zwei Varianten von Formfüllungen	129
Diagramm 71:	Berechnung der runden Profile (Formel 10, 115 und 116 mit Vorgehensweise von Tabelle 56) und die experimentellen Werte (Tabelle 55) für zwei Varianten von Formfüllungen	129
Diagramm 72:	Neuüberarbeitung der Berechnung über oberen (Mode II/II) und unteren (Mode I/I) Grenze mit der Kombination der Modes (Mode I/II) (Robert J. Hayduk, Tomasz Wierzbicki 1984, S. 457)	134
Diagramm 73:	Spannungs-Dehnung Diagramm von verwendetem Material DC02 EN10130 (Lorenzo Peroni 2007, S. 2)	136
Diagramm 74:	Hydraulischer Druckversuch mit zwei verschiedenen Klebstoffen der Variante A (mit Trigger rechts)( ohne Trigger links) (Lorenzo Peroni 2007, S. 6)	138
Diagramm 75:	Hydraulischer Druckversuch mit zwei verschiedenen Klebstoffen der Variante C (Lorenzo Peroni 2007, S. 7).....	139
Diagramm 76:	Vergleich zwischen Laserschweißung und Punktschweißung der Variante A (Lorenzo Peroni 2007, S. 7)	140
Diagramm 77:	Lasergeschweißte Profile der Varianten C, D und E (Lorenzo Peroni 2007, S. 8)....	141
Diagramm 78:	Vergleich der Variante B mit der Laserschweißnaht und der Klebstoffverbindung Loctite Hysol 9514 (Lorenzo Peroni 2007, S. 8)	142
Diagramm 79:	Vergleich (Varianten A und C) zwischen Hydraulischen Tests (dünne Linie) und Fallhammertests (dicke Linie) mit dem Klebstoff Loctite 330 Multibond (Lorenzo Peroni 2007, S. 10)	143
Diagramm 80:	Vergleich (Varianten A und C) zwischen Hydraulischen Tests (dünne Linie) und Fallhammertests (dicke Linie) mit dem Klebstoff Loctite Hysol 9514 (Lorenzo Peroni 2007, S. 10)	144
Diagramm 81:	Vergleich (Varianten A und B) zwischen Hydraulischen Tests (dünne Linie) und Fallhammertests (dicke Linie) mit Laserschweißung (Lorenzo Peroni 2007, S. 10)	145



## 16 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Entwicklung der Unfallstatistik (destatis 12.07.2016, S. 7)	5
Tabelle 2:	Entwicklung der Unfallstatistik zwischen 2014 und 2015 ohne Berücksichtigung des Straftatbestandes oder einer Ordnungswidrigkeit (destatis 12.07.2016, S. 9)	5
Tabelle 3:	Technische Daten des Fallhammers (Lorenzo Peroni 2007, S. 9)	8
Tabelle 4:	Übersucht europäischer Crashtests (Matthias Kröger 2002, S. 12)	10
Tabelle 5:	Vergleich zwischen Schieberprinzip und Faltboxprinzip (o. V. 2014, S. 94)	11
Tabelle 6:	Verwendete Klebstoffe (Lorenzo Peroni 2007, S. 4)	19
Tabelle 7:	Überarbeitete und erweiterte Formeltabellensammlung für den symmetrisch/axialem Lastfall runder Profile (Chen 2016, S. 46) und Skript Leichtbau (Kapitel 5.4) Crashverhalten (Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother 2015, S. 66)	25
Tabelle 8:	Überarbeitete Formeltabelle für den asymmetrisch/axialen Deformationsverhalten runder Profile (Chen 2016, S. 70)	27
Tabelle 9:	Gekürzte Sammlung der statischen Versuchswerte des Hydraulischen Presse nach Abramowicz und Jones (W. Abramowicz 1986, S. 247)	27
Tabelle 10:	Erweiterte Abkürzungstabelle für die unterschiedlichen Fälle der Deformationsart (W. Abramowicz 1986, S. 247)	27
Tabelle 11:	Gekürzte Sammlung der dynamischen Versuchswerte des Fallhammertests von Abramowicz und Jones (W. Abramowicz 1986, S. 246)	29
Tabelle 12:	Asymmetrische Testversuche, Materialparameter und Proben Geometrien von runden Profilen aus Edelstahl (ssc Proben), Alu (SAASC Proben) und Baustahl (SMSC Proben) (Hsu und Jones 2004)	29
Tabelle 13:	Formeltabelle für den asymmetrischen Eckigen Verhalten (Diamond Mode) (Abramowicz und Jones 1984, S. 271)	36
Tabelle 14:	Testwerte von runden Profilen mit einem Radius von 28,032mm (+0,343;-0,472) und einer Wandstärke von 1,2mm (+0,005;-0,005) (Abramowicz und Jones 1984, S. 266)	36
Tabelle 15:	Tabelle für Messungen der freie Inversion mit drei unterschiedlichen Versuchswerkstoffen (Matthias Kröger 2002, S. 50)	47
Tabelle 16:	Werte für Berechnung der erzwungene Inversion teilweise (Matthias Kröger 2002, S. 64) mit eigenen Schätzwerten	51
Tabelle 17:	Werte für Berechnung der Verjüngung teilweise (Matthias Kröger 2002, S. 64) mit eigenen Schätzwerten	55
Tabelle 18:	Geometrische Werte der Ineinanderlaufende Rohre (Shakeri et al. 2007, S. 494)	58
Tabelle 19:	Materialparameter des deformierenden Rohres (Shakeri et al. 2007, S. 494)	59
Tabelle 20:	Überarbeitete Testversuchstabelle für Aufweitung und Verjüngung für runde Profile (Shakeri et al. 2007, S. 495) mit Finite Elemente Berechnungen (Shakeri et al. 2007, S. 499)	59
Tabelle 21:	Zusammenfassender Vergleich der Verschiedenen Fälle (erweitert) (Matthias Kröger 2002, S. 79)	61
Tabelle 22:	Beschreibung der Punkte (Abbildung 15) der Kraft- Biegeverläufe von dick- und dünnwandigen Profilen (Nagle 2015, S. 43–44)	66
Tabelle 23:	Tabelle für spezielle Abkürzungen die zu den Formeln von Mahmood und Paluszny gehören. (Nagle 2015, S. 44–46)	71
Tabelle 24:	Experimentelle, dynamische Testversuche für quadratische Profile (Tabelle wurde in andere Einheiten Umgerechnet) (H. F. Mahmood, A. Paluszny 1981, S. 12)	71
Tabelle 25:	Experimentelle, dynamische Testversuche für rechteckige Profile (Tabelle wurde in andere Einheiten Umgerechnet) (H. F. Mahmood, A. Paluszny 1981, S. 12)	72
Tabelle 26:	Verschiedene Fälle des Deformationsverhaltens in einer Ebene (Nagle 2015, S. 49)	77
Tabelle 27:	Symmetrisch /dynamische quadratische Testversuche (I-Proben) mit einer Kantenlänge von 37,07mm (Toleranzbereich mit +/-0,14mm bis 0,15mm) und einer Wandstärke von 1,152mm (Toleranzbereich mit +/-0,028mm bis 0,032mm) (W. Abramowicz 1984, S. 182)	80
Tabelle 28:	asymmetrisch /dynamische quadratische Testversuche (I-Proben) mit einer Kantenlänge von 37,07mm (Toleranzbereich mit +/-0,14mm bis 0,15mm) und einer Wandstärke von 1,152mm (Toleranzbereich mit +/-0,028mm bis 0,032mm) (W. Abramowicz 1984, S. 182)	81
Tabelle 29:	symmetrisch /dynamische quadratische Testversuche mit einer Kantenlänge von 49,31mm (Toleranzbereich mit +/-0,06mm bis 0,14mm) und einer Wandstärke von 1,63mm (Toleranzbereich mit +/-0,02mm) (W. Abramowicz 1984, S. 183)	82



Tabelle 30:	asymmetrisch /dynamische quadratische Testversuche mit einer Kantenlänge von 49,31mm (Toleranzbereich mit +/-0,06mm bis 0,14mm) und einer Wandstärke von 1,63mm (Toleranzbereich mit +/-0,02mm) (W. Abramowicz 1984, S. 183)	83
Tabelle 31:	Abkürzungstabelle für die Berechnung eines superfolding Elements nach der Theorie von Wierzbicki und Abramowicz (Nagle 2015, S. 52)	84
Tabelle 32:	Formeltabelle für quadratische und hexagonale Profile (Chen 2016, S. 141) (Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother 2015, S. 66)	101
Tabelle 33:	Formeltabelle für inextensionalen Fall mit quadratischen, hexagonalen und orthogonalen Profile (Chen 2016, S. 138)	101
Tabelle 34:	Formeltabelle für extensionalen Fall mit quadratischen, hexagonalen und orthogonalen Profile (Chen 2016, S. 139)	101
Tabelle 35:	Versuchswerte für orthogonale Profile (unterteilt in Mixed, Concentina und Diamond Mode) (Mamalis et al. 2003, S. 893)	102
Tabelle 36:	Übersicht und Beschreibung des Diamond Modes (Fall 1) der Probe 1 (Mamalis et al. 2003, S. 895)	102
Tabelle 37:	Übersicht und Beschreibung des Diamond Modes (Fall 2) der Probe 13 (Mamalis et al. 2003, S. 896).....	103
Tabelle 38:	Übersicht und Beschreibung des symmetrischen Modes (Concentina Modes) der Probe 7 : (Mamalis et al. 2003, S. 897)	103
Tabelle 39:	Übersicht und Beschreibung des Mix Modes der Probe 19 (Mamalis et al. 2003, S. 898)	104
Tabelle 40:	Übersicht und Beschreibung des quadratischen Modes der Probe 16 (Mamalis et al. 2003, S. 899)	104
Tabelle 41:	Umrechnungstabelle des inneren und mittleren Durchmessers. $x$ Werte von der Quelle (Probe mit 19,1mm und 25,4mm Seitenlänge aus Tabelle 34) (Mamalis et al. 2003, S. 893)	105
Tabelle 42:	Umrechnungstabelle für die Berechnung der unterschiedlichen Profilformen (Proben mit 25,4mm Kantenlänge aus Tabelle 35)	107
Tabelle 43:	Umrechnungstabelle der Längen(hexagonales, orthogonales und quadratisches Profil ergeben eine Umfanglänge von 140mm) (Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother 2015, S. 74)	110
Tabelle 44:	Materialwerte vom Zugversuch mit einschlagender Geschwindigkeit und Masse (Prof. Dr.-Ing. Klemens Rother 2015, S. 74)	111
Tabelle 45:	Geometrieparameter des quadratischen Profils mit Pyramidenmuster (durch das Profil steigt die Energieabsorption um 56,41%) (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 3)	116
Tabelle 46:	Zugversuchsdaten des quadratischen Profils (rechts) (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 4) und (links) die Auswertung des Kraft/Dehnungsdiagramms (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 6)	117
Tabelle 47:	Foto (links) und Simulation (rechts) zur Veranschlagung der drei Deformationsprofilen (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 3) (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 5)	117
Tabelle 48:	(links) Fotos von gestauchten Profilen (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 8). (rechts) Fotos während der Stauchung in Zeitintervallen(Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 7) und Kraftstauchungsdiagramme C Proben (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 7), P und M Proben (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 8). Testwerte aus Tabelle 50	118
Tabelle 49:	(links) Fotos von gestauchten Profilen (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 8). (rechts) Fotos während der Stauchung in Zeitintervallen(Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 7) und Kraftstauchungsdiagramme C Proben (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 7), P und M Proben (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 8). Testwerte aus Tabelle 50	119
Tabelle 50:	Testversuche der verschiedenen Proben (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 9) und Simulierte Testversuche (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 6) des Profils mit Pyramidenmuster	120
Tabelle 51:	Die Unstimmigkeiten in den beiden Theorien von Nagle (2015, S. 49) und Jiayao Ma, Yuan Le und Zhong You (2010, S. 2) (über die Theorie von Abramowicz/Jones und Wierzbicki/Abramowicz)	120
Tabelle 52:	Formeln zur Berechnung des quadratischen Profils mit Pyramidenmuster (Jiayao Ma1, Yuan Le2, Zhong You 2010, S. 2)	121
Tabelle 53:	Die verwendeten Stähle für die verwendeten Profile (A. Tobota, J. Karliński, A. Kocznyński 2007, S. 72)	126



---

Tabelle 54:	Verwendeter Füllstoff mit unterschiedlichen Kompressionsverhältnissen(A. Tobota, J. Karliński, A. Koczyński 2007, S. 72)	126
Tabelle 55:	Experimentelle Versuche zwischen Einzel- und Doppelprofilen (Mit bzw. ohne Füllstoffe) (A. Tobota, J. Karliński, A. Koczyński 2007, S. 73)	126
Tabelle 56:	Eigene Idee um eine bessere Abschätzung zu erhalten um runde Profile mit Füllstoff zu berechnen	127
Tabelle 57:	Umgerechnete Versuchswerte über das gekreuzte Profil (Robert J. Hayduk, Tomasz Wierzbicki 1984, S. 456)	133
Tabelle 58:	Technische Daten für das Material DC02 EN10130 (Lorenzo Peroni 2007, S. 2)	136
Tabelle 59:	Verwendete Profilformen mit unterschiedlichen Verbindungsarten (Lorenzo Peroni 2007, S. 3)	137