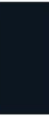


MASTERARBEIT

Björn Hoffmann

Matrikel-Nummer: 358892



Untersuchungen von Stutzenlasten auf Schalenstrukturen aus faserverstärkten Kunststoffen

FH Aachen
Luft- und Raumfahrttechnik

Labor für Leichtbau und Schwingungstechnik
und
Labor für Faserverbundwerkstoffe

betreut durch

Prof. Dr.-Ing. Michael Wahle
Prof. Dr.-Ing. Gottfried Nonhoff

Aachen

01 April 2020

Abstract

In Kooperation mit der Industrievereinigung Verstärkte Kunststoffe e.V. sollen im Labor für Leichtbau und Schwingungstechnik und dem Labor für Faserverbundwerkstoffe der FH Aachen Untersuchungen von Stutzenlasten an Behältern aus GFK geführt werden. Die Untersuchungen werden im Umfang dieser Masterarbeit durchgeführt und sollen einen Beitrag zu einer vereinfachten Vorauslegung von Stutzenanbindungen leisten.

Behälter und Rohre aus GFK entsprechen Kreiszylinderschalen und dienen oftmals der Lagerung und dem Transport flüssiger und gasförmiger Stoffe. Werden Stutzen in die Zylinderschale eingebracht und mit Lasten beaufschlagt, entstehen in der Schalenwand zusätzlich zu dem hydrostatischen Druck und dem Innendruck weitere Längs- und Biegebeanspruchungen, welche zu größeren Spannungen im Anschlussbereich führen. Diese als Stutzlasten bekannten Kräfte und Momente können aus dem Eigengewicht, der Temperatur, der Fülllast, dem Druck, Lasten aus Wind, Schnee und Erdbeben stammen und werden in Form von Lastentabellen vorgegeben.

Die Herstellung der Apparate und Druckbehälter geschieht dabei oft zu einem Zeitpunkt, an dem die realen Stutzenlasten noch nicht bekannt sind, sodass für die Stutzenlasttabellen Tragreserven eingeplant werden müssen, welche bei der Dimensionierung der Behälter und Stutzen zu berücksichtigen sind. Dabei werden die zu treffenden Annahmen oftmals sehr konservativ angesetzt, sodass eine Überdimensionierung der Behälter-Geometrien stattfindet. Hinzu kommt, dass aufgrund noch fehlender standardisierter Vorgehensweisen, jeder Nachweis individuell geführt werden muss, was derzeit noch mit einem großen Aufwand und hohen Kosten verbunden ist.

Diese Arbeit soll einen Beitrag dazu leisten, eine verbesserte Vorgehensweise bei der Berücksichtigung von Stutzenlasten zu finden. Dabei wird der Anschlussbereich der gängigsten Stutzenanbindungen mit dem Behälter als parametrisiertes FEM-Modell für Stutzendurchmesser bis 1000 mm untersucht. Hierzu werden Simulationsmodelle für Stutzenanbindungen mit einem zylindrischen Grundkörper und zweier Boden-Behälteranbindungen (Klörperboden und Korbbockenform) parametrisiert für Grundkörper bis 4000 mm erstellt.

Ziel der Untersuchung soll es sein, herstellerunabhängige Ausführungstabellen und Grafiken für die im Anschlussbereich vorhandenen sogenannten Überlamine zu erstellen, sodass zukünftig eine vereinfachte und standardisierte Vorgehensweise zur Dimensionierung der Behälter und Stutzenanbindungen erstellt werden kann.

Die Untersuchungen werden auf Basis der anzunehmenden 10%-Werte der Stutzenlasten nach E-S-MC-100 für GFK Behälter und Apparaten geführt [E-S-MC-100].

Als Vergleich mit den Simulationsmodellen dient ein gefertigter GFK-Zylinder mit mehreren Stutzen, an denen versuchstechnisch die Dehnungen im Anschlussbereich von Behälter und Stutzen ermittelt und die Qualität der FEM-Berechnung beurteilt wird.

Inhaltsverzeichnis

ABSTRACT	I
INHALTSVERZEICHNIS	II
ABBILDUNGSVERZEICHNIS	IV
TABELLENVERZEICHNIS	VII
1 EINLEITUNG	1
1.1 PROBLEMSTELLUNG UND ZIELSETZUNG.....	1
1.2 AUFBAU DER ARBEIT	3
2 FRÜHERE ARBEITEN AN STUTZENLASTEN.....	4
2.1 MASTERARBEIT HERR SCHÜRMANN	4
3 THEORETISCHER BEZUGSRAHMEN	6
3.1 FASER-KUNSTSTOFF-VERBUND (FKV).....	6
3.1.1 Verstärkungsfasern	6
3.1.2 Matrix	7
3.2 WERKSTOFFGESETZ EINER ORTHOTROPEN BETRACHTUNGSWEISE DES FKV	9
3.3 E-S-MC-100.....	10
3.3.1 Lokaler und globaler Spannungsnachweis	11
3.3.2 Rating Vergleich.....	12
3.4 ANFORDERUNGEN AUS DIN 16966 UND DIN 16965.....	12
3.5 ANFORDERUNGEN AUS DIN EN 13121-3	13
3.6 LASTENTRANSFORMATION.....	17
4 FEM MODELLIERUNG	20
4.1 2D SCHALENMODELL	21
4.2 MODELL 1: STUTZEN IN DER ZYLINDERSCHALE	21
4.3 MODELL 2: KLÖPPERBODEN	23
4.4 MODELL 3: KORBBOGENFORM	25
4.5 PARAMETRISIERTE SIMULATIONSMODELLE	25
4.5.1 Material	26
4.5.2 Wanddicken der Zylinder (R/t Verhältnisse)	26
4.5.3 Randbedingungen.....	27
4.5.4 Netzverfeinerung.....	27
4.6 LASTENEINLEITUNG.....	28
4.7 INNENDRUCK DURCH FÜLLLAST	28
5 EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNG	30

5.1	PRÜFKÖRPER	30
5.1.1	Vermessung des GFK-Zylinders und Stutzenanbindungen	30
5.2	ERMITTLUNG MECHANISCHER KENNGRÖßEN	31
5.3	VERSUCHSAUFBAU UND VERSUCHSDURCHFÜHRUNG	33
6	ERGEBNISSE	39
6.1	EXPERIMENTELLE ERGEBNISSE	39
6.2	VERGLEICH FEM VS. EXPERIMENT	41
6.3	SIMULATIONSERGEBNISSE	48
6.4	VERGLEICH MIT NOZZLEPRO	57
7	DISKUSSION DER ERGEBNISSE	60
7.1	EXPERIMENTELLER TEIL	60
7.2	DISKUSSION DER SIMULATIONSERGEBNISSE	64
7.2.1	Überlaminatdicken	64
7.2.2	5%-Stutzenlasten	64
7.2.3	R/t Verhältnisse	67
7.2.4	Einfluss von orthotropen Materialeigenschaften	67
7.3	NOZZLEPRO	68
8	ZUSAMMENFASSUNG	69
ANHANG A: BEDIENUNGSANLEITUNG FEM-MODELLE		70
LITERATURVERZEICHNIS		78
EIDESSTATTLICHE VERSICHERUNG		79

Abbildungsverzeichnis

Abb. 1.1.1: 10% Tabellenwerte der E-S-MC-100 [AVK19]	2
Abb. 2.1.1: 1: Zylinder 2: Stutzen 3: Außenlaminat 4: Innenlaminat 5: Gap [SCHU15]	4
Abb. 3.1.1: Textile Faserhalbzeuge: Multiaxial-Gelege (links); Gewebe (rechts) [SCHU07]	7
Abb. 3.1.2: Spannungs-Dehnungs-Verhalten von Fasern und Matrix [SCHU07]	8
Abb. 3.1.3: Zugmoduln parallel und quer zur Faserrichtung verschiedener FKV in Abhängigkeit vom Faservolumenanteil [WIED96.2]	8
Abb. 3.2.1: Bildhafte Erklärung der Transversalen Isotropie [ALT12]	9
Abb. 3.3.1: lokale Lastrichtungen der Stutzenlasten nach E-S-MC-100	11
Abb. 3.5.1: Schematische Stutzen-Zylinderanbindung im Schnittbild	14
Abb. 3.6.1: Einführung des globalen Koordinatensystems	18
Abb. 4.1.1: zweidimensionales Element im dreidimensionalen Raum [TORS07]	21
Abb. 4.2.1: Grundlegende Modellierungsschritte für Modell 1	21
Abb. 4.2.2: Prinzip Skizze für den Überlappungsbereich von Stutzen und Behälter	22
Abb. 4.2.3: Darstellung des Überlappungsbereiches als separate (braune) Flächen	23
Abb. 4.3.1: Grundlegende Modellierungsschritte für Modell 2	24
Abb. 4.3.2: Klöpperboden nach DIN 28011 im Schnittbild	24
Abb. 4.4.1: Korbbogenform nach DIN 28013 im Schnittbild	25
Abb. 4.5.1: Eingabeschablone für parametrisierte Simulationsmodelle	26
Abb. 4.5.2: Netzdarstellung Stutzenanbindung	27
Abb. 4.7.1: Gleichrichtung der lokalen Koordinatensysteme	28
Abb. 4.7.2: Aufbringung einer konstanten Flächenlast in lokaler z-Richtung	29
Abb. 5.1.1: GFK-Behälter mit Stutzenanbindungen	30
Abb. 5.1.2: Abmessungen vom Zylinder und den beiden untersuchten Stutzen [mm]	31
Abb. 5.2.1: Aufbau Zugversuch Abb. 5.2.2: Dehnungsbestimmung mit 3D Messsystem	32
Abb. 5.2.3: Aufbau 3-Punkt-Biegeversuch	32
Abb. 5.2.4: Bestimmung von E und G aus dem 3-Punkt-Biegeversuch mit 3 verschiedenen Auflagerabständen	33

Abb. 5.3.1: Gesamtansicht Prüfaufbau in globaler Z-Richtung mit Verklemmungsapplikation mit dem Boden	34
Abb. 5.3.2: Aufbau Krafteinleitung in globaler Z-Richtung Abb. 5.3.3: Krafteinleitung mittels Kugel	35
Abb. 5.3.4: Aufbau Krafteinleitung in globaler X-Richtung	36
Abb. 5.3.5: Aufbau Krafteinleitung in globaler Y-Richtung	36
Abb. 5.3.6: Messtechnik zum Auswerten	37
Abb. 5.3.7: Positionsschema der DMS-Applikation	38
Abb. 6.1.1: Veraschungsprobe aus Vergleichsplatte	39
Abb. 6.1.2: Dehnungsverhalten der Vergleichsplatte im Zugversuch an Probe V2_1.2_I	39
Abb. 6.1.3: Poissonzahl aus Zugversuch an Probe V2_1.2_I	40
Abb. 6.1.4: Spannungs-Dehnungs-Diagramm für Längsrichtung	40
Abb. 6.2.1: Dehnungen ϵ_x im Außenlaminat bei Krafteinleitung in globaler z-Richtung	41
Abb. 6.2.2: Dehnungen ϵ_y im Außenlaminat bei Krafteinleitung in globaler z-Richtung	42
Abb. 6.2.3: Dehnungen ϵ_x im Innenlaminat bei Krafteinleitung in globaler z-Richtung	42
Abb. 6.2.4: Dehnungen ϵ_y im Innenlaminat bei Krafteinleitung in globaler z-Richtung	43
Abb. 6.2.5: Dehnungen ϵ_x im Außenlaminat bei Krafteinleitung in globaler x-Richtung	43
Abb. 6.2.6: Dehnungen ϵ_y im Außenlaminat bei Krafteinleitung in globaler x-Richtung	44
Abb. 6.2.7: Dehnungen ϵ_x im Innenlaminat bei Krafteinleitung in globaler x-Richtung	44
Abb. 6.2.8: Dehnungen ϵ_y im Innenlaminat bei Krafteinleitung in globaler x-Richtung	45
Abb. 6.2.9: Dehnungen ϵ_x im Außenlaminat bei Krafteinleitung in globaler y-Richtung	45
Abb. 6.2.10: Dehnungen ϵ_y im Außenlaminat bei Krafteinleitung in globaler y-Richtung	46
Abb. 6.2.11: Dehnungen ϵ_x im Innenlaminat bei Krafteinleitung in globaler y-Richtung	46
Abb. 6.2.12: Dehnungen ϵ_y im Innenlaminat bei Krafteinleitung in globaler y-Richtung	47
Abb. 6.3.1: FEM berechnete Überlaminatdicken im Zylinder gegenüber den minimal einzuhaltenden Überlaminatdicken nach DIN EN 13121	48
Abb. 6.3.2: Einzel Betrachtung der in FEM berechneten Überlaminatdicken im Zylinder für DN 1000 gegenüber den minimal einzuhaltenden Überlaminatdicken $t_{\text{over-min}}$ aus der DIN EN 13121	49

Abb. 6.3.3: Erhöhung der Zylindergrunddicke und Aufbringung verschiedener Innendrucke	50
Abb. 6.3.4: Einzel Betrachtung der in FEM berechneten Überlaminatdicken für DN 2000 gegenüber den minimal einzuhaltenden Überlaminatdicken $t_{\text{over-min}}$ aus der DIN EN 13121 und Anforderungen für Innendrucke aus dem Verschwächungsbeiwert ν_a	51
Abb. 6.3.5: Auswertung der maximalen Dehnungen bei Erhöhung der Grundwanddicke für DN 2000 Zylinder in Kombination mit Innendrucken	52
Abb. 6.3.6: FEM berechnete Überlaminatdicken im Stutzen, gegenüber den minimal einzuhaltenden Überlaminatdicken nach DIN EN 13121	53
Abb. 6.3.7: Einzel Betrachtung der in FEM berechneten Überlaminatdicken im Stutzen für DN 1000 gegenüber den minimal einzuhaltenden Überlaminatdicken $t_{\text{over-min}}$ aus der DIN EN 13121	54
Abb. 6.3.8: Auswertung der maximalen Dehnungen für DN 1000 Zylinder bei 10%-Stutzenlasten und zusätzlicher Einleitung eines Innendrucks von 1 bar	54
Abb. 6.3.9: Einzel Betrachtung der in FEM berechneten Überlaminatdicken im Zylinder für DN 2000 gegenüber den minimal einzuhaltenden Überlaminatdicken $t_{\text{over-min}}$ aus der DIN EN 13121	55
Abb. 6.3.10: Auswertung der maximalen Dehnungen im Stutzen für verschiedene Grundwanddicken des DN 2000 Zylinders in Kombination mit Innendrucken	56
Abb. 6.4.1: Startoberfläche NozzlePro	57
Abb. 6.4.2: Lasteneinleitung in NozzlePro	58
Abb. 6.4.3: Ergebnisdarstellung in NozzlePro	59
Abb. 7.1.1: Symmetrische Dehnungsverteilung am Bsp. von ϵ_{y+} bei Einwirkung von F_x im Überlaminat	60
Abb. 7.1.2: Dehnungsverteilung ϵ_{y+} bei Haupteinwirkung von $F_x = 950\text{N}$ und $F_y = -40\text{N}$ und $F_z = -40\text{N}$	61
Abb. 7.1.3: Dehnungen im Zylinder-Überlaminat am Bsp. von ϵ_{y+} bei Einwirkung von F_x	62
Abb. 7.1.4: Dehnungen im Zylinder-Überlaminat am Bsp. von ϵ_{x+} bei Einwirkung von F_z	63
Abb. 7.2.1: Linearisierung der Überlaminatdicken im Zylinder bei Absenkung der Stutzenlasten auf 5% der Stutzenlasttabelle nach E-S-MC-100	66
Abb. 7.2.2: Linearisierung der Überlaminatdicken im Stutzen bei Absenkung der Stutzenlasten auf 5% der Stutzenlasttabelle nach E-S-MC-100	66
Abb. 7.2.3: Vergleichsberechnung eines isotropen Materials und eines orthotropen Materials. Beispielhaft an der Berechnung aus Abb. 6.3.5	68

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.4.1: Grundwanddicken für PN 6 Stützen nach DIN 16965.....	13
Tabelle 3.5.1: Tabellenwerte für $t_{\text{over-min}}$ aus den Anforderungen der DIN EN 13121-3 an Überlamine	17
Tabelle 3.6.1: 10%-Stützenlasten (Modell 1: „Zylinderstützen“) bezogen auf eine Stützenlänge von 200 mm.....	19
Tabelle 3.6.2: 10%-Stützenlasttabelle (Modell 2: „Klöpperboden“ und Modell 3: „Korbbogenform“) bezogen auf eine Stützenlänge von 200 mm	19
Tabelle 4.6.1: Kraft- und Momenteinleitung über Knoten am Stützenende	28
Tabelle 6.1.1: Ergebnisse der mechanischen Kennwerte als Mittelwerte.....	41
Tabelle 7.2.1: Überprüfung auf Linearität bei Absenkung der Stützenlasten von 10% auf 5% (beispielhaft an der Untersuchung aus Abb. 6.3.8)	65

1 Einleitung

Lagerbehälter und Rohre mit Stützenanbindung zum Transport von flüssigen und gasförmigen Stoffen sind durch die fortschreitende Entwicklung im Anlagenbau stets steigenden Anforderungen an Wirtschaftlichkeit und Leistungsfähigkeit ausgesetzt.

Dabei sind die zylindrisch gestalteten Behälter und Rohre hauptsächlich Belastungen ausgesetzt, welche in Umfangsrichtung wirken und damit über die Membrantragwirkung der Zylinderschale abgetragen werden können. Die Umfangsspannungen und Verformungen infolge dieser Belastung sind nicht sehr hoch und erlauben daher meist die Umsetzung dünnwandiger Strukturen.

Neben dem Form- und Werkstoffleichtbau traditioneller Leichtbaumetalle, weisen die Faser-Kunststoff-Verbunde (FKV) aufgrund ihres gezielten Werkstoffaufbaus zusätzlich richtungsgezielte Werkstoffeigenschaften auf.

Faser-Kunststoff-Verbunde haben aufgrund ihres hohen Leichtbaupotentials und der durch den Faseraufbau konstruierbaren richtungsabhängigen Werkstoffeigenschaften, die den Belastungen angepasst werden können, hervorragende Voraussetzungen, um im Behälter- und Anlagenbau immer größere Verwendung zu finden. Nicht zuletzt auch durch die hohe chemische Widerstandsfähigkeit der Matrix und der Fasern ist es ein Werkstoff nach Maß.

Aufgrund Ihres Kostenvorteils gegenüber Kohlenstoff- und Aramidfasern werden heutzutage bevorzugt Glasfaserverstärkte Kunststoffe (GFK) in Behältern und Apparaten eingesetzt. In den letzten Jahrzehnten fanden hier auch stets bemerkenswerte Entwicklungssprünge in den Verarbeitungstechniken der Verbundkomponenten statt, sodass eine optimale Materialausnutzung des anisotropen Werkstoffpotentials von FKV im Behälterbau Einzug genommen hat.

1.1 Problemstellung und Zielsetzung

Werden Stützen in die Zylinderschale eingebracht und mit Lasten beaufschlagt, entstehen in der Schalenwand zusätzlich zu denen aus hydrostatischem Druck und/oder dem Innendruck weitere Längs- und Biegebeanspruchungen, welche zu größeren Spannungen im Anschlussbereich führen. Diese als Stützlasten bekannten Kräfte und Momente können aus dem Eigengewicht, der Temperatur, der Fülllast, dem Druck, Lasten aus Wind, Schnee und Erdbeben stammen und werden in Form von Lastentabellen vorgegeben.

Ein entsprechender Nachweis der Auswirkung der Stützenlasten auf die Behälter-Stützenverbindung fehlt noch, sodass eine optimale Ausnutzung des Werkstoffs im Behälterbau derzeit nur begrenzt zum Einsatz kommt. Sonst konservativ ausgerichtete Bestimmungen und Regelwerke im Umgang mit Stützenlasten können derzeit nur über individuell geführte Berechnungen jeder einzelnen Behälter-Stützenverbindung optimiert werden, welche in den Bereichen der Bemessung und Planung einen erheblichen Mehraufwand und damit eingehend erhöhte Kosten für die Unternehmen darstellt.

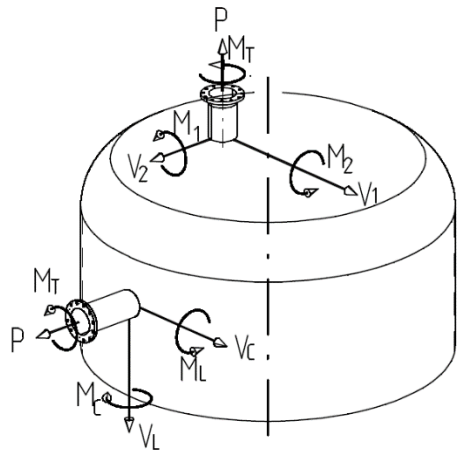
Für die Stützenlasten an GFK-Behältern und Apparaten, werden je nach Kundenanforderung 5%, 10% oder 20% der Planzahlenwerte nach E-S-MC-100 angesetzt [AVK19]. Aus dem AVK-Arbeitskreis ist bekannt, dass die 10%-Lastwerte bereits über 80% der in der Praxis auftretenden

Anwendungsfälle abdecken. Aufgrund bereits bestehenden Vorstudien von Stutzenlasten an Behältern aus GFK, wird davon ausgegangen, dass bei einer Standardauslegung von Behältern nach DIN EN 13121-3 und Stutzen nach DIN 16966-6 die 10%-Stutzenlasten nach E-S-MC-100 ohne zusätzlichen Bemessungsaufwand von den Stutzen aufgenommen werden können. Bei einer Anwendung der 20%-Planzahlen wird davon ausgegangen, dass nur noch 20% der Stutzenanbindungen die Lasten aufnehmen [AVK19].

In **Abb. 1.1.1** sind die anzunehmenden 10%-Stutzenlasten für GFK-Behälter und Apparaten nach E-S-MC-100 dargestellt.

max. zulaessige Lasten fuer Apparatestutzen mit aeusseren Stutzenlasten						
DN	N			Nm		
	P	V _L V ₁	V _C V ₂	M _L M ₁	M _C M ₂	M _T
50	230	310	230	50	40	80
80	350	410	300	140	90	180
100	430	480	350	210	140	260
150	670	680	480	400	260	480
200	950	930	630	640	420	730
250	1260	1220	800	910	610	1020
300	1620	1550	980	1220	830	1340
350	2010	1930	1190	1570	1090	1690
400	2430	2340	1400	1960	1380	2090
450	2900	2800	1640	2390	1700	2520
500	3400	3300	1890	2850	2050	2980
600	4520	4430	2450	3900	2860	4010
800	7210	7180	3760	6460	4870	6500
1000	10490	10610	5350	9630	7390	9550

s= Gesamtwanddicke an der Stutzen- Einbaustelle
R= Radius der Kontur



ohne besondere Nachweise wenn $R/s < 250$

Abb. 1.1.1: 10% Tabellenwerte der E-S-MC-100 [AVK19]

In der Regel sind bei Bestellung der Behälter und Apparaten die endgültigen Stutzenlasten noch nicht bekannt. Die von den Herstellern zu berücksichtigenden Stutzenlastentabellen enthalten daher auch Lastreserven, sodass die Bemessung der Wanddicken der Zylinderschalen größer ausfällt als real nötig wäre. Dies ist insgesamt unökonomisch und nicht im Sinne einer modernen Leichtbaulösung.

Ein rechnerischer Nachweis in Form einer Parameterstudie fehlt noch, um die These, dass die Stutzen die 10%-Lastwerte nach E-S-MC-100 aufnehmen können zu bestätigen. Des Weiteren fehlt es konkret an klaren herstellerunabhängigen Ausführungstabellen, welche die erforderlichen Grundwanddicken der Behälterschalen und die Längen und Dicken der Anbindungslamine für die jeweiligen Stutzen-Nennweiten definieren.

Dieser Nachweis soll in dieser Arbeit anhand eines parametrisierten Simulationsmodells für alle 10%-Lastwerte nach E-S-MC-100 für die gängigste Stutzenanbindung bis zu einem Durchmesser von 1000 mm geführt werden. Zur Validierung des Simulationsmodells dient ein gefertigter GFK-Zylinder mit mehreren Stutzen, an denen versuchstechnisch die Dehnungen im Anschlussbereich von Behälter und Stutzen ermittelt und die Qualität der FEM-Berechnungen beurteilt wird.

Ziel der Untersuchung soll es sein, in Form von Ausführungstabellen und Grafiken die nötigen Überlaminatdicken für die jeweiligen Stutzen-Nennweiten zu definieren, sodass in Zukunft eine vereinfachte und standardisierte Vorgehensweise zur Dimensionierung der Stutzenanbindungen erstellt werden kann.

1.2 Aufbau der Arbeit

Die vorliegende Arbeit unterteilt sich grundsätzlich in vier Teilgebiete.

Im einleitenden zweiten Kapitel soll ein kurzer Rückblick auf bereits geführte Arbeiten zu diesem Thema gegeben werden.

Im anschließenden Kapitel wird der theoretische Bezugsrahmen geschildert. Dabei wird auf den Werkstoff des Faser-Kunststoff-Verbundes und dessen Aufbau eingegangen. Hinsichtlich der im Hauptteil geführten Berechnungen an Stutzenanbindungen wird auch auf die Spannungsnachweise und zu führenden Lastentransformationen für das Simulationsmodell eingegangen.

Im Hauptteil der Arbeit werden die Simulationsmodelle und die experimentellen Untersuchungen vorgestellt und alle wesentlich geleisteten Schritte beschrieben. Für die Simulationsmodelle werden alle getätigten Annahmen begründet und getroffene Vereinfachungen auf Grundlage wissenschaftlicher Überlegungen dargelegt und erörtert.

In der Ergebnisdarstellung werden an konkreten Diagrammen und Tabellen die gewonnenen Ergebnisse aufgezeigt.

Abschließend folgen eine Ergebnisdiskussion mit einer abschließenden Zusammenfassung der wesentlichen Ergebnisse und ein Ausblick auf weiterführende Arbeiten auf diesem Sektor.

2 Frühere Arbeiten an Stutzenlasten

2.1 Masterarbeit Herr Schürmann

Herr John Patrick Schürmann hat im Jahr 2015 bereits eine Masterarbeit im Labor für Faserverbundwerkstoffe der FH Aachen mit dem Thema „Einleitung von Stutzenlasten in gekrümmte GFK-Schalenstrukturen mit der Finite Elemente Methode“ geschrieben. In der Abschlussarbeit von Herrn Schürmann wurden bereits viele, der auch in dieser Arbeit auftretenden Problemstellungen untersucht.

Um nicht bereits geführte Nachweise konkreter Problemstellungen wiederholt aufarbeiten zu müssen, versteht sich diese Arbeit als Anschlussarbeit zu bereits gefundenen Erkenntnissen von Herrn Schürmann.

In der Vorgängerarbeit wurde die Anbindung des Stutzens mit dem Zylinder versucht möglichst realitätsnah nach zu modellieren. Hierzu ist in **Abb. 2.1.1** der schematische Aufbau der Stutzen-Zylinder Verbindung im Schnittbild dargestellt.

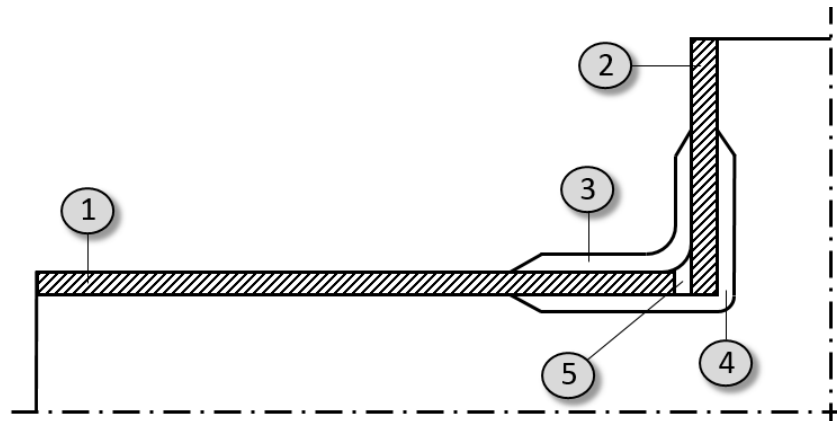


Abb. 2.1.1: 1: Zylinder 2: Stutzen 3: Außenlaminat 4: Innenlaminat 5: Gap [SCHU15]

Fertigungsbedingt entsteht zwischen Zylinder und Stutzen immer eine „Lücke“, folgend als Gap bezeichnet. Um eine steife Verbindung des Stutzens mit dem Zylinder zu erhalten werden außen und innen sogenannte Überlamine gelegt, welche mit einer Steigung von etwa 1:6 auslaufen.

Die Schwierigkeit diesen Übergangsbereich mit FEM möglichst realitätsnah abzubilden, hat dabei bereits einen Großteil der vorherigen Arbeit ausgemacht. Dabei wurde vor allem untersucht, mit welchen herkömmlichen FE-Programmen diese Problematik am besten in den Griff zu bekommen ist und ob eine Modellierung mit Volumenelementen notwendig sei.

In der Realität hat man es im Anbindungsbereich des Stutzens mit orthotropen Materialgesetzen, schwer definierbaren Kontaktbedingungen, nicht symmetrischen Zug/Druck Gegebenheiten durch Momente und vielen weiteren Phänomenen zu tun. Die Auswirkungen dieser Problematiken auf Spannungen, Tragfähigkeiten und Dehnungen des zu untersuchenden Bereiches sind im Vorfeld, ohne ein vorhandenes realitätsnahes FE-Modell nur schwer einschätzbar.

Da der Schwierigkeitsgrad und auch der Umfang der Problematik in einer Abschlussarbeit nicht vollends behandelt werden kann, sind viele Fragen zu diesem Thema offen geblieben.

Erkenntnisse der Vorgängerarbeit sind:

1. Eine parametrisierte Modellierung mit Volumenelementen ist mit den herkömmlichen FE-Programmen äußerst schwer umsetzbar und mit hohen Rechenzeiten verbunden.
2. Ein vereinfachtes Rechenmodell als 2D-Schalenmodell ohne Gap beschreibt die für die Bemessung ausschlaggebenden physikalischen Phänomene hingehend genau.
3. Das bestgeeignete zur Verfügung stehende FE-Programm ist RFEM von Dlubal.

In der Vorgängerarbeit wurden somit viele grundsätzliche Fragen zur Modellierbarkeit von Zylinder und Stützen erörtert und vorangebracht. Offengeblieben sind dabei, die für eine Bemessung praktisch relevant zu leistenden Nachweise der Stützenlasten mit den Behälterschalen und Stützenanbindungen. Auf Grundlage der oben geführten Erkenntnisse werden die offenen Fragen und Aufgabenstellungen in dieser Arbeit behandelt werden.

Dabei sollen folgende Aufgaben in dieser Arbeit abgehandelt werden:

1. Modellierung eines parametrisierbaren 2D-Schalenmodells für senkrecht aus dem Zylinder herauskommende Stützen.
2. Modellierung eines parametrisierbaren 2D-Schalenmodells für senkrecht aus einem Klöpperboden oder Korbbogenform herauskommende Stützen.
3. Experimentelle Untersuchungen an einem von der Firma Kurotec-KTS hergestellten GFK-Behälter mit Stützen und dessen Vergleich mit dem Simulationsmodell.
4. Ergebnisdarstellung anhand von praktisch orientierten Grafiken und Ausführungstabellen.

Folgende Fragestellungen müssen dabei erörtert werden:

1. Qualität der Simulationsmodelle: Liegt eine ausreichende Übereinstimmung der Versuchsergebnisse aus experimenteller Untersuchung und FEM Untersuchung vor?
2. Sind die Simulationsmodelle für eine finale Bemessung und Auslegung für Apparate aus GFK mit Stützenanbindungen geeignet?
3. Kann die These, dass die Stützen die 10%-Lastwerte nach E-S-MC-100 aufnehmen können, bestätigt werden?

3 Theoretischer Bezugsrahmen

Neben einer einleitenden Einführung in den Faser-Kunststoff-Verbund, werden die für die weiteren Arbeiten notwendigen Normen und Auslegungsvorschriften vorgestellt.

Außerdem wird zum Ende des Kapitels, die für die Simulation wichtige Lastentransformation der Stutzenlasttabelle vorgenommen.

3.1 Faser-Kunststoff-Verbund (FKV)

Im Allgemeinen beschreibt ein Faserkunststoffverbund einen Verbund aus hochfesten Fasern mit einem Kunststoff. Die mechanischen Eigenschaften werden dabei maßgeblich durch den Aufbau und die spezifischen mechanischen Kenngrößen der Fasern und den Eigenschaften des Matrixwerkstoffes bestimmt.

Die Vorteile von FK-Verbunden gegenüber klassischen metallischen Werkstoffen liegen in [SCHU07]:

- hohe gewichtsspezifische Festigkeit und Steifigkeit
- korrosionsbeständig und chemische Robustheit
- geometrische Gestaltungsfreiheit
- hohe gewichtsspezifische Energieaufnahme
- hohe Dämpfung im Vergleich zu herkömmlichen Metallen
- energieschonende Herstellung
- lange Haltbarkeit

Nachteile sind [WIED96.2]:

- hoher Preis im Vergleich zu einfachen Metallen
- relativ aufwendige spezifische Verarbeitungsverfahren
- schlecht recycelbar

3.1.1 Verstärkungsfasern

Die im Laminat vorliegenden Fasern werden in der Literatur häufig folgendermaßen kategorisiert [SCHU07].

- Kurzfasern (Partikel) mit $l \approx 0,1 - 1 \text{ mm}$
- Langfasern mit $l \approx 1 - 50 \text{ mm}$
- Endlosfasern mit $l > 50 \text{ mm}$

Zudem unterscheidet man noch zwischen organischen, anorganischen, Natur-, und Metallfasern. Bei den in dieser Arbeit vorkommenden Fasern handelt es sich um Endlosfasern aus Glasfaser, welche zu den anorganischen Fasern gehören. Glasfasern sind im Vergleich zu anderen anorganischen Fasern, wie Kohlenstofffasern oder Aramidfasern, günstiger. Glasfasern besitzen in Faserrichtung hohe Festigkeiten auf Zug- und Druck, welches auf die starken kovalenten Bindungen zwischen Silizium und Sauerstoff beruht. Glasfasern besitzen im Vergleich zu Kohlenstofffasern

eine eher geringe Steifigkeit und zu Aramidfasern eine bedingt geringe Steifigkeit. Der Elastizitätsmodul von Glasfasern liegt bei ca. 76.000 N/mm².

Da Kohlenstofffasern und Aramidfasern kein Bestandteil dieser Arbeit sind, wird auf eine Beschreibung verzichtet.

Im Herstellungsprozess nimmt man zur einfacheren Handhabe und schnellen Verarbeitung flächige textile Halbzeuge [SCHU07]. Bei Endlosfasern sind dies oftmals die in **Abb. 3.1.1** vorliegenden Formen.

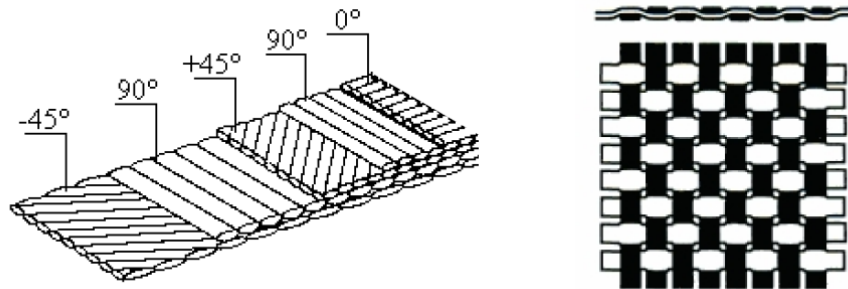


Abb. 3.1.1: Textile Faserhalbzeuge: Multiaxial-Gelege (links); Gewebe (rechts) [SCHU07]

Bei Gelegen liegen die Fasern geradlinig und ideal gestreckt nebeneinander. Dies wirkt sich festigkeits- und steifigkeitssteigernd aus. Im Fall des Gewebes liegen zwei Faserorientierungen vor, die rechtwinklig zueinander angeordnet sind. Die beiden Richtungen können aus unterschiedlichen Fasermengen aufgebaut sein und werden als Kette- und Schussrichtung beschrieben. Die gewebte Form hat durch Ihre leichte Krümmung der Fasern einen geringen Festigkeits- und Steifigkeitsabfall zur Folge [SCHU07].

3.1.2 Matrix

Die Matrix übernimmt im FK-Verbund eine Vielzahl von verschiedenen Aufgaben. Die Matrix fixiert und umschließt die Fasern und verleiht dem Bauteil seine Form. Durch das Fixieren wird das Bauteil stabil und kann Drucklasten, sowie Lasten und Schub senkrecht zur Faserrichtung aufnehmen. Darüber hinaus schützt die Matrix die Fasern vor Umwelteinflüssen.

Die Matrix ist in Bezug auf Festigkeit und Elastizitätsmodul wesentlich schwächer als die Faser und beeinflusst daher die mechanischen Eigenschaften für Zugbeanspruchungen in Faserrichtung nicht entscheidend mit (siehe **Abb. 3.1.2**). Die chemische Widerstandsfähigkeit wird durch die Matrix entscheidend mitbestimmt.

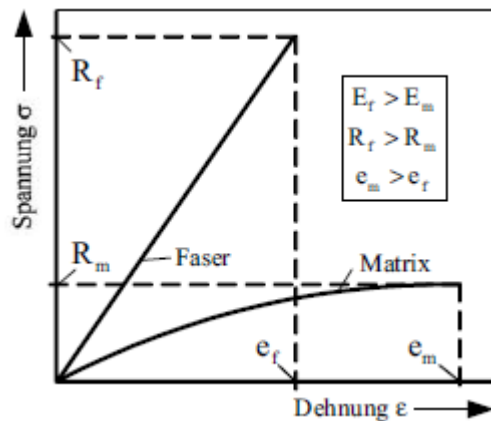


Abb. 3.1.2: Spannungs-Dehnungs-Verhalten von Fasern und Matrix [SCHU07]

Die reine Bruchdehnung des Matrixwerkstoffs übersteigt die der Fasern und verleiht dem Bauteil seine Duktilität. Die Steifigkeits- und Festigkeitswerte sowie das Kriech- und Relaxationsverhalten, thermisches Verhalten, Chemiebeständigkeit und Brandverhalten werden erst durch das zutun eines Matrixwerkstoffs definiert.

Dabei hängen die genauen mechanischen Kennzahlen des FKV vom prozentualen Mischverhältnis der beiden Verbundwerkstoffe ab. Praktisch relevant ist ein Faservolumengehalt zwischen 20% - 70% (siehe **Abb. 3.1.3**).

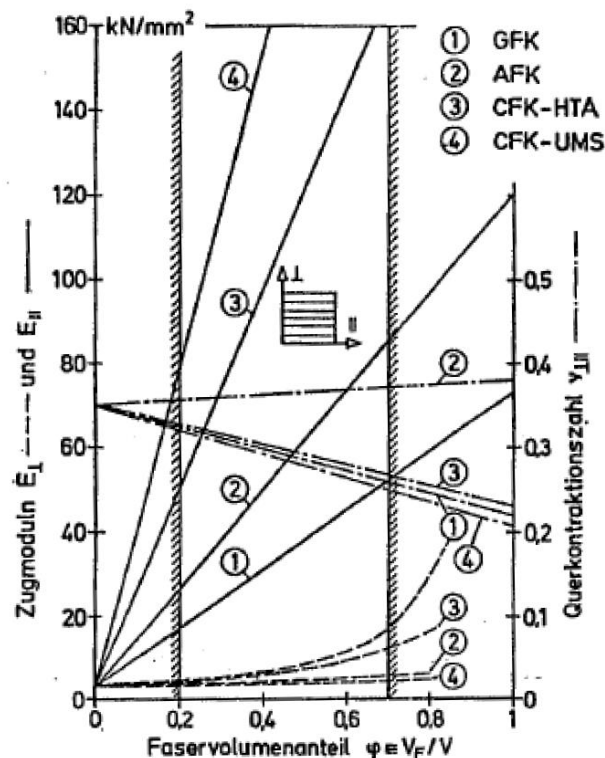


Abb. 3.1.3: Zugmoduln parallel und quer zur Faserrichtung verschiedener FKV in Abhängigkeit vom Faservolumenanteil [WIED96.2]

Als Matrixsystem werden im Bereich der Polymere vorzugsweise Duroplaste oder Thermoplaste verwendet.

Duroplaste haben eine amorphe Molekülstruktur und besitzen gegenüber Thermoplasten aufgrund einer engen räumlichen Netzstruktur einen vergleichbar hohen Elastizitätsmodul, geringe Kriechneigung, eine hohe Viskosität sowie eine gute thermische und chemische Beständigkeit. Duroplaste zeichnen sich durch eine besonders gute Verarbeitbarkeit aus, da sie erst nach chemischer Reaktion mit mehreren Zusatzstoffen unter Wirkung von Zeit fest werden. Dieser Prozess wird "Härten" genannt. Aufgrund ihrer unlöslichen Vernetzung ist ein Aufschmelzen nicht möglich. Somit sind Duroplaste nicht zum Schweißen geeignet. Zu den wichtigsten Duroplasten gehören Epoxidharze, ungesättigte Polyesterharze und Vinylesterharze [SCHU07].

3.2 Werkstoffgesetz einer orthotropen Betrachtungsweise des FKV

Eine Besonderheit der unidirektional verstärkten Faserverbundwerkstoffe ist ihre Anisotropie. Aufgrund von vorherrschenden Symmetrien kann jedoch näherungsweise von dem Sonderfall der Orthotropie oder sogar der transversalen Isotropie ausgegangen werden.

Transversale isotrope Materialien zeichnen sich durch drei Eigenschaften aus (siehe auch **Abb. 3.2.1**):

1. Es gibt eine Vorzugsrichtung, die 1-Richtung im Bild, in der das Kraft-Verformungs-Verhalten des Materials anders ist als senkrecht dazu.
2. Senkrecht zur Vorzugsrichtung, in 2- und 3-Richtung, sind die Materialeigenschaften unabhängig von der Richtung (isotrope Ebene) und
3. in einem Bezugssystem parallel zur Vorzugsrichtung gibt es keine Kopplung zwischen Normaldehnungen und Schubverzerrungen.

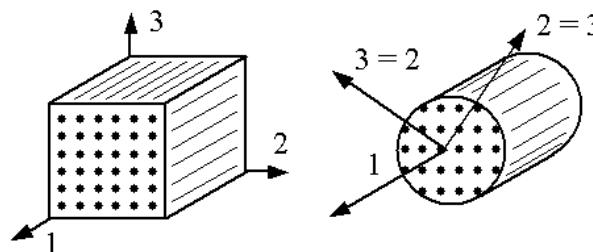


Abb. 3.2.1: Bildhafte Erklärung der Transversalen Isotropie [ALT12]

Der Werkstoff ist rotationssymmetrisch bezüglich der 1-Achse, die senkrecht auf der isotropen 2-3-Ebene steht. Ein so orientierter Rundstab aus diesem Material kann um seine Längsachse gedreht werden, ohne dass sich seine Eigenschaften ändern [ALT12].

FK-Verbunde besitzen eine hohe Festigkeit in Richtung der Fasern und sind senkrecht dazu nachgiebiger. In Ebenen, die nicht senkrecht zur Vorzugsrichtung liegen, ist das Kraft-Verformungs-Verhalten des Materials richtungsabhängig. Die Richtungsabhängigkeit eines Materials beschreibt, dass das Kraft-Verformungs-Verhalten unabhängig ist gegenüber nur bestimmten Drehungen des Materials: Bei der transversalen Isotropie sind dies beliebige Drehungen um die Vorzugsrichtung. Diese Drehungen bilden also die Symmetriegruppe des transversal isotropen Materials [HAUP00].

Ein transversal isotroper linear elastischer Werkstoff zeichnet sich dadurch aus, dass in seiner Steifigkeits- oder Nachgiebigkeitsmatrix die Koppelterme nicht besetzt sind. Schubspannungen in Ebenen parallel oder senkrecht zur Vorzugsrichtung führen nicht zu Normaldehnungen. [HAUP00,SCHU07].

Das Elastizitätsgesetz eines transversal isotropen Werkstoffs ist für eine Schicht somit wie folgt [SCHU07]:

$$\begin{Bmatrix} \epsilon_1 \\ \epsilon_2 \\ \epsilon_3 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{21} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_{\parallel}} & \frac{\nu_{\parallel\perp}}{E_{\perp}} & \frac{\nu_{\parallel\perp}}{E_{\perp}} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{\perp\parallel}}{E_{\parallel}} & \frac{1}{E_{\perp}} & \frac{\nu_{\perp\perp}}{E_{\perp}} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{\perp\parallel}}{E_{\parallel}} & \frac{\nu_{\perp\perp}}{E_{\perp}} & \frac{1}{E_{\perp}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{\perp\perp}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{\perp\parallel}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{\perp\parallel}} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{21} \end{Bmatrix}$$

Basierend auf der Energiebetrachtung und der daraus resultierenden Forderung der Symmetrie des Tensors des Werkstoffgesetzes ergibt sich folgender Zusammenhang zwischen den Querkontraktionszahlen und den homogenisierten Elastizitätsmodul des Verbundwerkstoffs.

$$\frac{E_{\parallel}}{\nu_{\perp\parallel}} = \frac{E_{\perp}}{\nu_{\parallel\perp}}$$

3.3 E-S-MC-100

„Die E-S-MC-100 enthält die Mindestanforderungen an die Ausführung von Maschinen wie z. B. Pumpen, Filter und Mischer sowie von Apparaten wie z. B. Behälter, Kolonnen und Wärmeaustauscher.“ [E-S-MC-100].

Hierin werden unter anderem Anforderungen an Apparate und Stutzenanbindungen aus GFK beschrieben.

Für Stutzenanbindungen gilt:

„Bei Anordnung von Stutzen oder Öffnungen in unmittelbarer Nähe von "Störstellen" (z. B. Wanddickenänderungen, Versteifungen, Flansche, Kolonnenböden, Rohrböden) ist separat nachzuweisen, dass die höchstzulässigen Spannungen nicht überschritten werden.“ [E-S-MC-100].

Die für die Stutzen zu berücksichtigenden Rechenwerte der höchstzulässigen Spannungen für eine statische Belastung an Kunststoffbehältern werden der auf Basis der Stutzenlasten-Tabelle 1 der E-S-MC-100, Anhang 2.5.1 ("NozzleSpecApp") getroffen.

Dabei ist die E-S-MC-100 eigentlich eine Richtlinie für metallische Behälter, die von einem Konsortium führender Industrieunternehmen, welche im Bereich Behälterbau vertreten sind, entwickelt wurde. Für Kunststoffbehälter werden derzeit je nach Hersteller und tatsächlich auftretenden Lasten 5%, 10% oder 20% der Zahlenwerte der E-S-MC-100 herangezogen.

Neben den Lastzahlen nach E-S-MC-100 gibt es von anderen Herstellern noch weitere Stutzenlasttabellen, welches bei der Auslegung von Behältern für zusätzlichen Arbeitsaufwand sorgt. Für die anzunehmenden Zahlenwerte gibt es derzeit noch keine bindende Richtlinie, wobei sich mittlerweile eine Vielzahl der beteiligten Firmen an der E-S-MC-100 orientieren.

Für die NozzleSpecApp gelten Konstruktionsgrundsätze, welche bei der Herstellung einzuhalten sind. Hierin werden Stutzennenndurchmesser von 50 mm (DN 50) bis 1000 mm (DN 1000) behandelt. Bei Nenndurchmesser $< \text{DN } 50$ wird davon ausgegangen, dass die Lasten aus den Rohrleitungsanschlüssen zu vernachlässigen sind [NozzleSpecApp].

Dabei gilt für die Stutzenwanddicke, dass diese nicht kleiner sein darf als entweder die Mindestdicke nach dem anzuwendenden Regelwerk oder $0,5 \times \text{Grundkörperwanddicke}$. Eine Abweichung darf nur erfolgen, wenn ein rechnerischer Nachweis mit FEM geführt wird.

Die Kräfte und Momente der Lastentabelle beziehen sich auf den Verschneidungspunkt von Stutzen und Grundkörper und werden für das lokale Koordinatensystem des Stutzens angegeben (siehe **Abb. 3.3.1**).

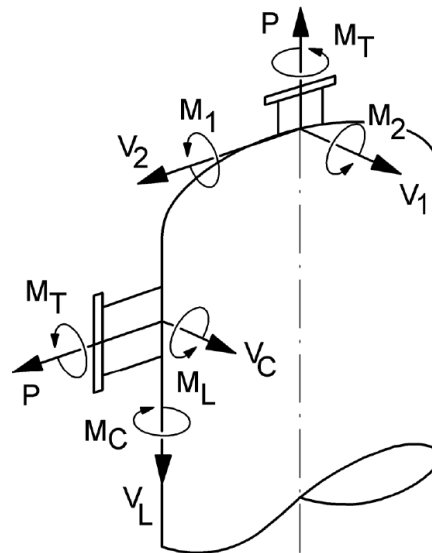


Abb. 3.3.1: lokale Lastrichtungen der Stutzenlasten nach E-S-MC-100

Es sei erwähnt, dass für besonders kritische und/oder große Apparate und Rohrleitungen gesonderte Nachweise zu führen sind. Dies trifft allerdings nur auf einen Bruchteil der in der Praxis auftretenden Fälle zu und soll nicht weiter in dieser Arbeit behandelt werden.

3.3.1 Lokaler und globaler Spannungsnachweis

Der lokale Spannungsnachweis bezieht sich auf die Stutzenanbindung und dessen Anschluss zum Zylinder. Für die Nachweise sind alle drei Kräfte und drei Momente und ein möglicher Innendruck zu berücksichtigen.

Für Kraft- und Momenteneinleitungen außerhalb des Verschneidungspunktes (z.B. Stutzenanbindung) muss eine Transformation der Lasten vorgenommen werden. Der lokale Spannungsnachweis ist für folgende Bauteile, soweit vorhanden, durchzuführen:

- Stutzenflansch
- der Flansch entspricht nicht DIN EN 1092-1, Typ 11 bzw. ASME B16.5 oder ASME B16.47/B
- Nennweiten > DN 1000
- die Stutzenlasten sind größer als die in der Stutzenlasttabelle angegebenen NozzleSpecApp
- Stutzenanschluss zum Grundkörper

Der globale Nachweis beinhaltet sowohl Spannungs- als auch Stabilitätsnachweise. Falls bei einem Behälter für mehrere Stutzen Zusatzlasten zu berücksichtigen sind, ist für den globalen Nachweis eine quadratische Überlagerung dieser Lasten vorzunehmen. Die so ermittelten Lasten der Stutzen sind zu summieren. Die Schnittgrößen aus quadratisch überlagerten Lasten sind sowohl mit positivem als auch negativem Vorzeichen den Schnittgrößen aus Lasten mit korrektem Vorzeichen zu überlagern. Die Schnittgrößen aus den Stutzenlasten sind stets mit den Schnittgrößen aus gleichzeitig wirkenden anderen Lasten zu kombinieren, das heißt Kräfte und Momente müssen in gleicher Richtung wirken [NozzleSpecApp].

3.3.2 Rating Vergleich

Der Rating Vergleich ist eine erlaubte Methode, die in der NozzleSpecApp beschrieben wird, um einen Berechnungsnachweis der Stutzenlasten zu erbringen. Dabei werden die Stutzenlasten in einen äquivalenten Innendruck umgerechnet, welcher die gleichen Schnittgrößen wie die Stutzenlasten hervorruft. Der äquivalente Innendruck wird zu dem wahren Innendruck addiert und anschließend mit dem zulässigen Rating Druck des Stutzens nach DIN 16966 verglichen. Der resultierende Druck darf dabei nicht größer sein als der Ratingdruck bei Berechnungstemperatur.

Diese Vorgehensweise ist zwar schnell und kostengünstig, führt aber zu stark konservativen Ergebnissen, welche eine Überdimensionierung der Stutzen verursacht.

3.4 Anforderungen aus DIN 16966 und DIN 16965

Die DIN 16966 ist die deutsche Norm für Formstücke und Verbindungen aus glasfaserverstärkten Polyesterharzen und beschreibt unter anderem die für diese Arbeit notwendigen Anforderungen und Grundbemaßungen an Stutzenanbindungen. Hierin wird der zu verwendende Werkstoff genauestens beschrieben und die erlaubten Anwendungsbereiche dargelegt. Die Grundwanddicken für die Rohre können der DIN 16965 entnommen werden. Dabei unterscheidet man zwischen verschiedenen Rohrtypen (A – E). Für diese Arbeit wurde sich als Ausgangspunkt auf den Rohrtyp A bei einem Nenndruck von 6 bar (PN 6) geeinigt. Die im Teil 1, Tabelle 3 (Nenndruck PN6) vorgegebenen Maße definieren die Grundwanddicken für Rohre des Typs A für Nennweiten bis DN 1000. Für die weiteren Arbeiten sind die in **Tabelle 3.4.1** aus der Norm bestimmten Stutzenwanddicken zu entnehmen.

Nennweite DN [mm]	Stutzenwanddicken t [mm]
50	2,9
80	2,9
100	2,9
150	3,3
200	4,1
250	4,8
300	5,6
350	6,4
400	7,1
450	7,9
500	8,6
600	10,2
800	13,2
1000	16,3

Tabelle 3.4.1: Grundwanddicken für PN 6 Stutzen nach DIN 16965

3.5 Anforderungen aus DIN EN 13121-3

Die fünf Teile der EN 13121 legen gemeinsam die Verantwortlichkeiten der Hersteller der Tanks bzw. Behälter sowie die für deren Fertigung zu verwendenden Werkstoffe fest.

„Die EN 13121-1 enthält die Anforderungen und Annahmebedingungen für die Ausgangswerkstoffe – Harze, Härter, thermoplastische Auskleidungen, Verstärkungs- und Zusatzwerkstoffe. Diese Anforderungen sind notwendig, um die nach EN 13121-2 ermittelten Eigenschaften der chemischen Widerstandsfähigkeit sowie die nach diesem Teil der EN 13121 bestimmten thermischen und mechanischen Auslegungsmerkmale festzulegen. Gemeinsam mit den nach diesem Teil 3 bestimmten Grundsätzen für die Bauausführung stellen die Anforderungen und Annahmebedingungen für die Ausgangswerkstoffe sicher, dass Tank bzw. Behälter den konstruktiven Anforderungen entsprechen. EN 13121-4 enthält Empfehlungen für die Auslieferung, Handhabung, Aufstellung und Instandhaltung von GFK-Tanks und -Behältern.“ [DIN EN 13121-3]

Die für diese Arbeit notwendigen Anforderungen an die Überlamine sollen an dieser Stelle vorgestellt werden. In Abhängigkeit von der Ausführung ist eine scheibenförmige Verstärkungsschicht um den Ausschnitt herum erforderlich.

Das Ausschnittsverstärkungslaminat muss die folgenden zwei Funktionen haben:

1. Ausgleich des Tragfähigkeitsverlustes gegenüber den aufkommenden Lasten und/oder dem Innendruck aufgrund des Einbringens einer Öffnung in den Tank oder Behälter.
2. Befestigung des Abzweigs am Tank oder Behälter unter Schubbeanspruchung, aufgrund von Abschälen des Stutzens.

In **Abb. 3.5.1** ist eine schematische Stutzen-Zylinderanbindung im Schnittbild dargestellt.

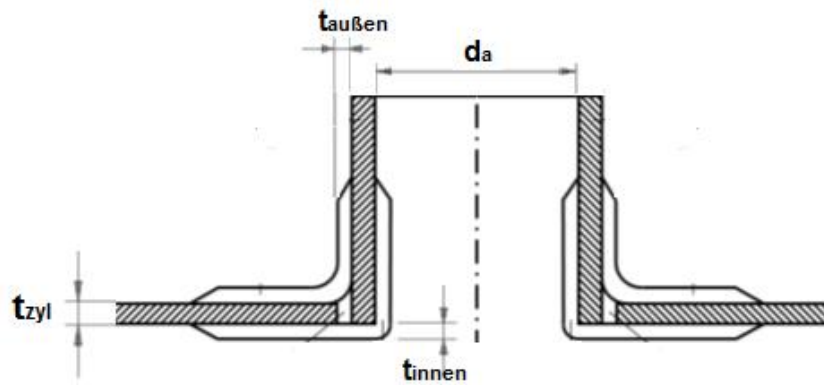


Abb. 3.5.1: Schematische Stutzen-Zylinderanbindung im Schnittbild

Im Bereich der Ausschnitte der Stutzen entsteht zwangsläufig eine Minderung in den Steifigkeiten. Diese Steifigkeitsminderung wird anhand des Verschwächungsbeiwertes v_a bestimmt.

Eine Berechnung der Ausschnitte erfolgt mit den folgenden Gleichungen:

$$v_a \approx \frac{1}{\left(1,5 + \frac{d_a}{2 * \sqrt{D_a * t_a}}\right)}$$

$$\varepsilon_{cut} = \frac{p * D_a}{2 * (E_{zyl} * t_{zyl} + E_{over} * t_{over})} * \frac{1}{v_a}$$

$$t_{over} = t_a - t_{zyl}$$

mit:

v_a = Verschwächungsbeiwert

ε_{cut} = Dehnung resultierend aus den Summen der Steifigkeiten im Ausschnitt

d_a = Nenndurchmesser des Stutzens

D_a = Nenndurchmesser des Zylinders

t_a = Gesamtdicke = $t_{zyl} + t_{außen} + t_{innen}$

t_{over} = Gesamtüberlaminat = $t_{außen} + t_{innen}$

t_{zyl} = Grundwanddicke des Zylinders

p = Innendruck

$E_{zyl,over}$ = E-Modul des Zylinders bzw. des Überlaminats

Das t_a bzw. das t_{over} wird in dieser Arbeit gesucht und soll daher anhand der Bemessungsgrenze für ε_{cut} ermittelt werden. Dabei wird das ε_{cut} auf den maximal erlaubten Wert gesetzt (für die

folgenden Untersuchungen 0,25%). Folglich kann das t_a als Funktion des Verschwächungsbeiwertes ermittelt werden.

Für eine isotrope Betrachtung vereinfacht sich ε_{cut} zu:

$$\varepsilon_{cut} = \frac{p * D_a}{2 * E * t_a} * \frac{1}{v_a}$$

Durch Umstellen der beiden Formeln für v_a und ε_{cut} und weiteres Auflösen nach t_a entsteht eine kubische Gleichung:

$$t_a^3 - \frac{3 * p * D_a}{2 * E * \varepsilon_{cut}} * t_a^2 + \frac{2,25 * p^2 * D_a^2}{4 * E^2 * \varepsilon_{cut}^2} * t_a - \frac{\left(\frac{0,75 * d_a}{\sqrt{D_a}}\right)^2}{\left(\frac{2 * E * \varepsilon_{cut}}{p * D_a}\right)^2} = 0$$

mit:

$$a = \frac{3 * p * D_a}{2 * E * \varepsilon_{cut}}$$

$$b = \frac{2,25 * p^2 * D_a^2}{4 * E^2 * \varepsilon_{cut}^2}$$

$$c = \frac{\left(\frac{0,75 * d_a}{\sqrt{D_a}}\right)^2}{\left(\frac{2 * E * \varepsilon_{cut}}{p * D_a}\right)^2}$$

$$\Leftrightarrow t_a^3 - a * t_a^2 + b * t_a - c = 0$$

Weiter wird über die Cardanischen Formeln die Lösung für t_a gesucht. Im ersten Schritt erfolgt dafür das Reduzieren auf die allgemeine Form:

$$x^3 + p * x + q = 0$$

Durch substituieren mit: $t_a = x = y - \frac{a}{3}$ folgt:

$$y^3 + \left(b - \frac{a^2}{3}\right) * y + \left(\frac{2 * a^3}{27} - \frac{a * b}{3} + c\right) = 0$$

Nach dem Satz von Vieta kann weiter aufgelöst werden:

$$y = u + v$$

mit:

$$u = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{\frac{q^2}{2} + \frac{p^3}{27}}}$$

$$v = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} - \sqrt{\frac{q^2}{2} + \frac{p^3}{27}}}$$

Für die Diskriminante $D := \frac{p^3}{27} + \frac{q^2}{4} \geq 0$ ist x bzw. t_a eine Lösung der Gleichung.

Nach Rücksubstituieren von $x = t_a = y - \frac{a}{3}$ können die $t_{\text{over-min}}(v_a)$ bestimmt werden.

$$t_{\text{over-min}}(v_a) = t_a - t_{\text{zyl}}$$

Mit der oben vorgestellten Vorgehensweise entstehen rechnerische Mindestdicken des Zylinders an der Stelle der Stutzenanbindung unter Berücksichtigung des Verschwächungsbeiwertes v_a , die eingehalten werden müssen, um einen entsprechenden Innendruck aufnehmen zu können. Bis zu diesem Punkt sind noch keine Reserven in den Überlaminatdicken für die Stutzenlasten inbegriffen.

Je nach Auswahl der Grundwanddicke des Zylinders (oder Grundkörpers) können rechnerisch auch negative Werte für die Überlaminatdicken $t_{\text{over-min}}$ entstehen. Da die Überlamine die Steifigkeit an der Stelle der Stutzenanbindung und damit auch die Kraftübertragung der Stutzenlasten sicher stellen müssen, gelten Grundanforderungen für eine minimale Dicke des Überlaminats für innen und außen nach DIN EN 13121-3.

Die Verstärkung außen, muss aus mindestens 3 Schichten Wirrfasermatte mit 450 g/m² bestehen.

Für das Innenlaminat t_{innen} gilt:

Für 50 mm < $d_a \leq 150$ mm: $t_{\text{innen}} \geq 2 \times 450$ g/m² Wirrfasermatte

Für 150 mm < $d_a \leq 400$ mm: $t_{\text{innen}} \geq 3 \times 450$ g/m² Wirrfasermatte

Für $d_a \geq 400$ mm: $t_{\text{innen}} \geq 4 \times 450$ g/m² Wirrfasermatte

Dies entspricht bei einem Faservolumengehalt von ca. 20% der Wirrfasermatte, einer Dicke von ca. 0,9 mm pro Lage.

Aus den Anforderungen der DIN EN 13121-3 gehen die in **Tabelle 3.5.1** dargestellten gesamt Mindestdicken aus dem Außen- und Innenlaminat für die Überlamine hervor.

Zylinder Stutzen	DN 1000 - DN 4000
	$t_{\text{over-min}}$ [mm]
DN 50	4,5
DN 80	4,5
DN 100	4,5
DN 150	4,5
DN 200	5,4
DN 250	5,4
DN 300	5,4
DN 350	5,4
DN 400	6,3
DN 450	6,3
DN 500	6,3
DN 600	6,3
DN 800	6,3
DN 1000	6,3

Tabelle 3.5.1: Tabellenwerte für $t_{\text{over-min}}$ aus den Anforderungen der DIN EN 13121-3 an Überlamine

Ziel ist es herauszufinden, ob die in der obigen Tabelle bestimmten Überlaminatdicken ausreichen, die 10%-Stutzenlasten im Zylinder und Stutzen zusätzlich aufzunehmen.

Auslegungskriterium ist dabei die für das Mischlaminat mit einem E-Modul von 10.000 N/mm² festgelegte Dehngrenze von $\leq 0,25\%$ bzw. maximale Spannungswerte von ≤ 30 N/mm².

Das $t_{\text{over-min}}$ besitzt also eine Hauptbedingung ($\varepsilon_{\text{cut}} \leq 0,25\%$ als Funktion von v_a) und eine Nebenbedingung (Tabellenwerte aus **Tabelle 3.5.1**), die eingehalten werden müssen.

Die Länge des Verstärkungslaminats l_a einschließlich der Schäftung (Schäftung 1:6) muss entweder 100 mm betragen oder folgender Gleichung entsprechen, wobei der größere Wert gilt:

$$l_a = \sqrt{D_a * t_a}$$

3.6 Lastentransformation

Für die Lastentransformation wird an dieser Stelle, das für die weiteren Betrachtungen gültige globale x-y-z Koordinatensystem eingeführt (siehe **Abb. 3.6.1**).

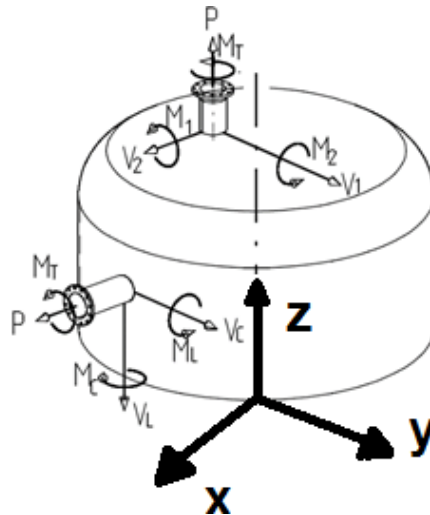


Abb. 3.6.1: Einführung des globalen Koordinatensystems

Die in **Abb. 1.1.1** abgebildete Stutzenlasttabelle der 10%- Werte nach E-S-MC-100 setzt sich aus drei Kräften und drei Momenten zusammen, die im Verschneidepunkt von Stutzen mit dem Grundkörper wirken. Eine entsprechende Einleitung der Kräfte und Momente ist in der FE-Umgebung relativ kompliziert bzw. nicht umsetzbar.

Daher müssen die Kräfte und Momente auf den Stutzenrand projiziert und umgerechnet werden. Dabei bleiben alle drei Kräfte und das Torsionsmoment um die globale X-Achse unverändert. Die Biegemomente um die Y-Achse bzw. Z-Achse müssen um den zusätzlich entstandenen Hebelarm verringert werden.

Die Umrechnung der Momente erfolgt nach den Formeln:

$$M_y = M_c - V_L * l_{Stutzen}$$

$$M_z = -M_L - V_c * l_{Stutzen}$$

$$F_z = -V_L$$

mit: $M_{y,z}$ = Biegemoment um die globale Y-Achse bzw. Z-Achse

$M_{L,c}$ = Biegemoment um die Y,Z-Achse im Verschneidepunkt (E-S-MC-100)

$F_{y,z}$ = Kraft in globaler Y-Richtung bzw. Z-Richtung

$l_{Stutzen}$ = Länge des Stutzens ausgehend vom Verschneidepunkt

In **Tabelle 3.6.1** sind die Lastentransformationen für das Modell 1: „Zylinderstutzen“ für eine Stutzenlänge von 200 mm bestimmt worden.

	N			Nm		
	F_x P	F_y V_c	F_z $-V_L$	M_x M_T	M_y M_c	M_z $-M_L$
DN 50	230	230	-310	80	-12	6
DN 80	350	300	-410	180	58	-30
DN 100	430	350	-480	260	114	-70
DN 150	670	480	-680	480	264	-164
DN 200	950	630	-930	730	454	-294
DN 250	1260	800	-1220	1020	666	-450
DN 300	1620	980	-1550	1340	910	-634
DN 350	2010	1190	-1930	1690	1184	-852
DN 400	2430	1400	-2340	2090	1492	-1100
DN 450	2900	1640	-2800	2520	1830	-1372
DN 500	3400	1890	-3300	2980	2190	-1672
DN 600	4520	2450	-4430	4010	3014	-2370
DN 800	7210	3760	-7180	6500	5024	-4118
DN 1000	10490	5350	-10610	9550	7508	-6320

Tabelle 3.6.1: 10%-Stutzenlasten (Modell 1: „Zylinderstutzen“) bezogen auf eine Stutzenlänge von 200 mm

In **Tabelle 3.6.2** ist eine äquivalente Transformation für das Modell 2: „Klöpferboden“ und Modell 3: „Korbbogenform“ vorgenommen worden.

	N			Nm		
	F_z P	F_y V_1	F_x V_2	M_x M_T	M_y M_2	M_z M_1
DN 50	230	230	310	80	-12	-6
DN 80	350	300	410	180	58	30
DN 100	430	350	480	260	114	70
DN 150	670	480	680	480	264	164
DN 200	950	630	930	730	454	294
DN 250	1260	800	1220	1020	666	450
DN 300	1620	980	1550	1340	910	634
DN 350	2010	1190	1930	1690	1184	852
DN 400	2430	1400	2340	2090	1492	1100
DN 450	2900	1640	2800	2520	1830	1372
DN 500	3400	1890	3300	2980	2190	1672
DN 600	4520	2450	4430	4010	3014	2370
DN 800	7210	3760	7180	6500	5024	4118
DN 1000	10490	5350	10610	9550	7508	6320

Tabelle 3.6.2: 10%-Stutzenlasttabelle (Modell 2: „Klöpferboden“ und Modell 3: „Korbbogenform“) bezogen auf eine Stutzenlänge von 200 mm

4 FEM Modellierung

In diesem Kapitel wird die Modellierung der drei Simulationsmodelle schrittweise aufgezeigt.

- Modell 1: Zylinderstutzen
- Modell 2: Klöpperboden
- Modell 3: Korbboogenform

Da die Arbeit und auch die Simulationsmodelle allen beteiligten Firmen und Personen zugänglich gemacht werden, sei darauf hingewiesen, dass im **Anhang A** eine ausführliche Anleitung für eine einfache Bedienung der drei verschiedenen Modelle beigefügt wird.

Um die im Anschluss zu führenden Auswertungen im Rahmen zu halten, wurde sich auf eine Reihe von Randbedingungen geeinigt. Der gesamtumfassende Arbeitsaufwand soll in der folgenden Abbildung (**Abb. 4.1**) anhand eines Flussdiagramms anschaulich gemacht werden.

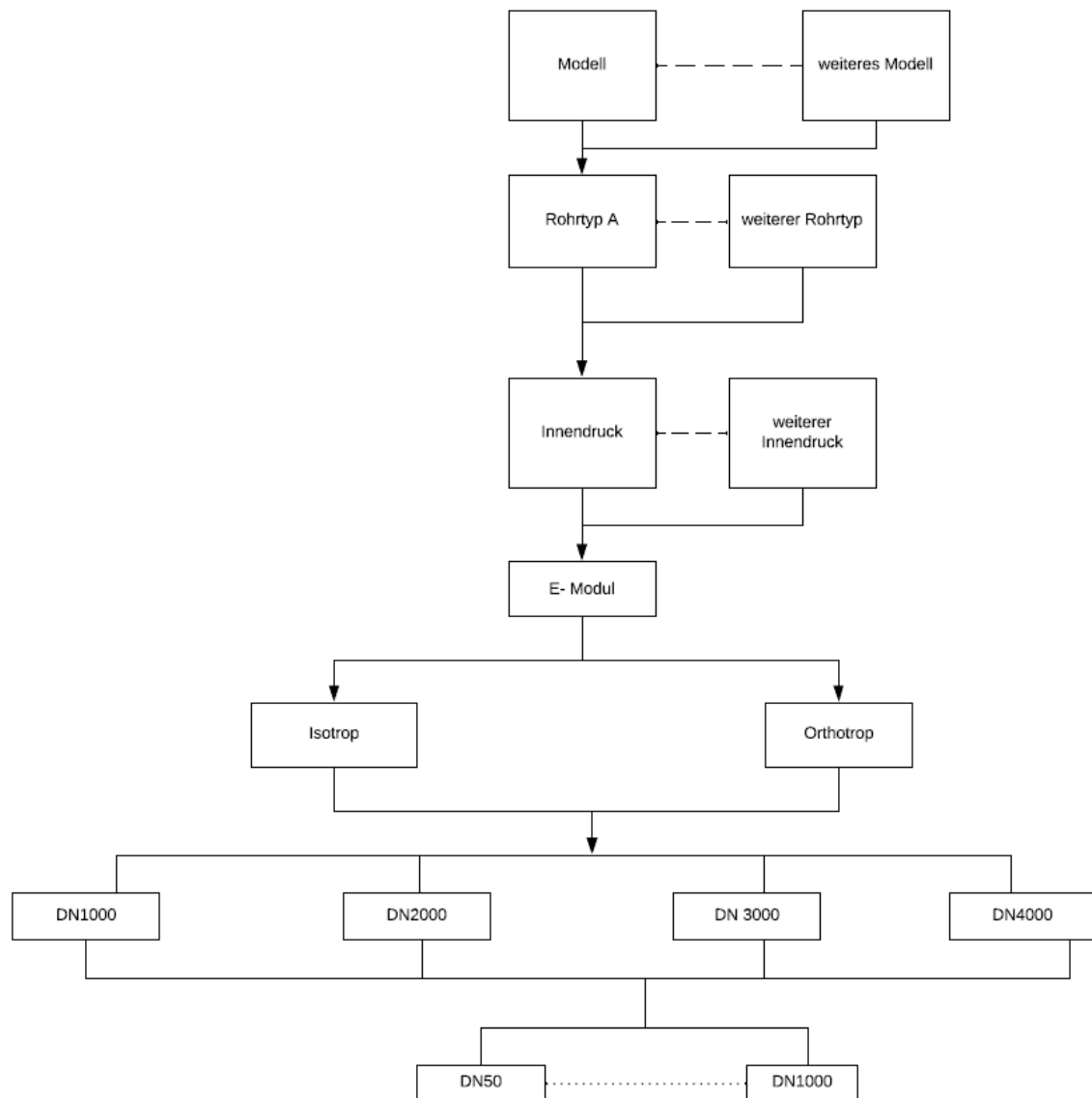


Abb. 4. 1: Flussdiagramm

4.1 2D Schalenmodell

Die drei Simulationsmodelle werden in RFEM mit zweidimensionalen Schalenelementen im dreidimensionalen Raum modelliert. Mit den Schalen- bzw. Flächenelementen kann eine dreidimensionale Modellierung dünnwandiger Strukturen erstellt werden. Dabei entsteht die Dickenrichtung des Körpers immer symmetrisch von der Schwerachse ausgehend und wird als Eigenschaft dem Element zugewiesen (siehe **Abb. 4.1.1**).

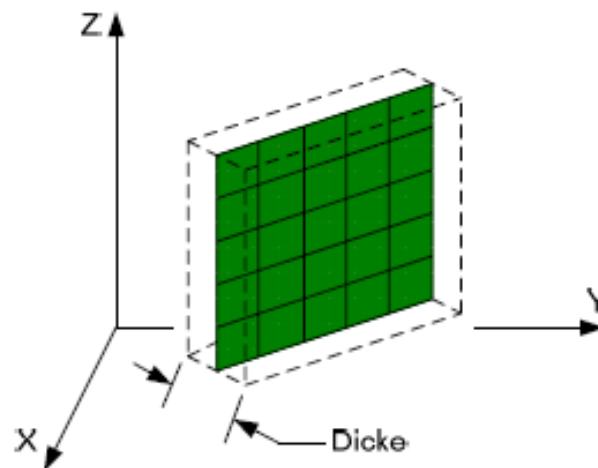


Abb. 4.1.1: zweidimensionales Element im dreidimensionalen Raum [TORS07]

Der Vorteil von zweidimensionalen Schalenelementen gegenüber einem Volumenmodell liegt in den für das Programm zu lösenden Gleichungen, welches sich stark auf die Berechnungsdauer des Gesamtmodells auswirkt.

Bei den Schalenelementen handelt es sich um isoparametrische Elemente mit drei oder vier Knoten, die jeweils über drei translatorische Freiheitsgrade (in x-, y- und z-Richtung) und drei Rotationsfreiheitsgrade um die entsprechenden Achsen verfügen [HARD14].

4.2 Modell 1: Stutzen in der Zylinderschale

Das erste FEM-Modell beschreibt einen auf mittlerer Höhe eines Zylinders befindlichen Stutzen. Die schematische Vorgehensweise zur Modellierung ist in **Abb. 4.2.1** dargestellt.

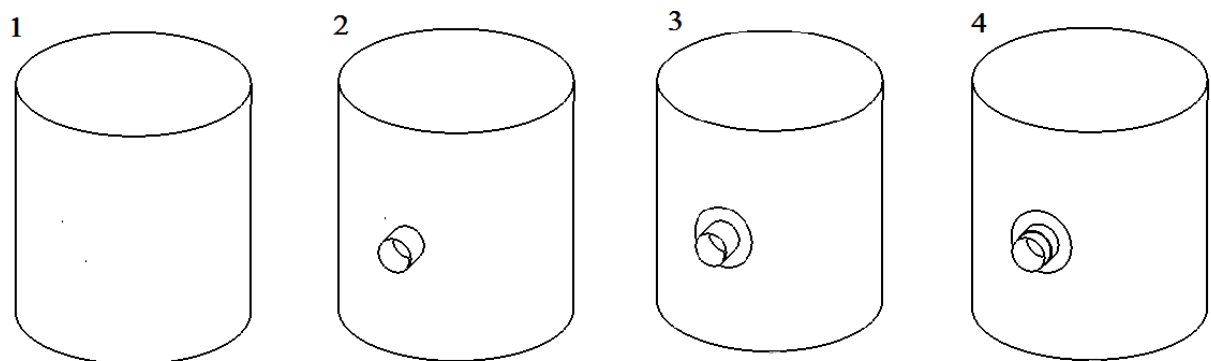


Abb. 4.2.1: Grundlegende Modellierungsschritte für Modell 1

Im ersten Schritt (1) wird hierfür in RFEM mit der Funktion "Rohr erzeugen" ein einfacher Zylinder erzeugt. Die Höhe, Dicke und der Durchmesser des Zylinders sind dabei parametrisiert zu erzeugen.

Im Schritt 2 wird der Zylinder auf halber Höhe mit einem senkrecht herausragendem Rohr über die Funktion "Durchdringung erzeugen" verschnitten. Hier sind wieder Höhe, Dicke und Durchmesser parametrisiert zu erstellen.

Der Durchmesser bezieht sich bei der Modellierung mit 2D-Schalenelementen immer auf den mittleren Durchmesser einer Fläche und wurde daher für eine erleichterte Eingabe noch für die in den Stutzenlasttabellen angegebenen Nennweiten über den Formeleditor im RFEM umgerechnet.

In Schritt 3 und 4, werden die Überlamine als Dickenauflaß im Stutzen und Zylinder erstellt. Die Flächen werden wieder über die "Rohr erzeugen" Funktion aufgebaut und über die Dicke und Breite (Länge) des Überlaminats gesteuert. Der Übergang vom Überlaminat zum Anschlusskörper geschieht in der Realität auslaufend mit der Steigung 1:6, wird aber mit der gewählten Methodik als kantig in RFEM generiert. Dies kann bei großen Dickenunterschieden zu Sprüngen in den Spannungen sorgen.

Die beiden Rohre treffen in RFEM "kantig" aufeinander und werden schlussendlich über die Elementvernetzung an dieser Stelle verbunden. In Realität wird das Überlaminat mit einem Radius verlegt, um die Dehnungen bzw. Spannungen in diesem Bereich besser unter Kontrolle zu bekommen. In **Abb. 4.2.2** wird anhand einer Prinzip-Skizze die Problematik im Überlappungsbereich deutlich gemacht.

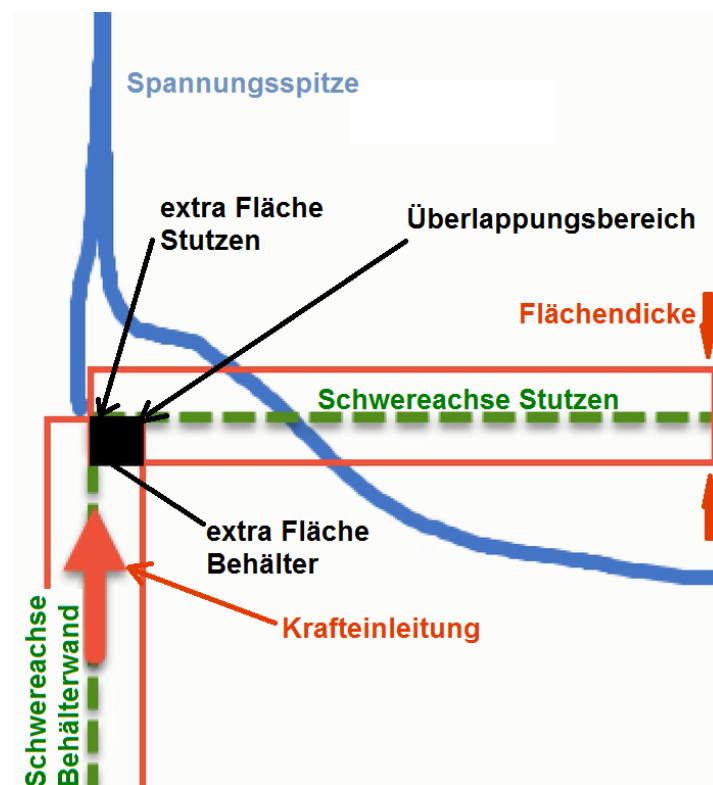


Abb. 4.2.2: Prinzip Skizze für den Überlappungsbereich von Stutzen und Behälter

Die beiden aufeinander treffenden Schwereachsen vom Behälter und Stutzen verschneiden sich in einem Punkt. An diesem Punkt werden Kräfte genauso wie in einem Stabwerk stoßartig, ohne Flächenausdehnung auf das nächste Element übertragen. Die Dicke der Flächen beschreibt dabei nur die Steifigkeit des Elements im Verschneidepunkt. Der eingezeichnete Überlappungsbereich beinhaltet damit automatisch einen anerkannten Modellierungsfehler, welcher zu Spannungsspitzen in der Auswertung führt. Aus diesem Grund werden in den Modellen die Flächen des Überlappungsbereiches extra modelliert, um Sie später bei der Analyse ausblenden zu können (siehe **Abb. 4.2.3**).

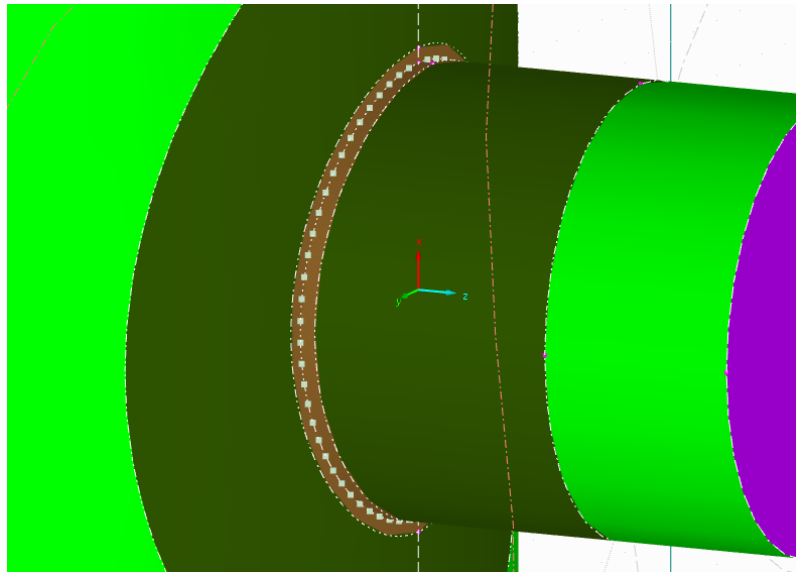


Abb. 4.2.3: Darstellung des Überlappungsbereiches als separate (braune) Flächen

Konkret bemisst sich der über den Radius gesteuerte Überlappungsbereich R_{over} nach folgender Formel:

$$R_{over} = \frac{DN}{2} + t_{DN} + \frac{t_{over}}{2}$$

DN beschreibt dabei den Durchmesser des Grundkörpers. Somit "wächst" der Bereich entsprechend größerer Behälter und Stutzendurchmesser mit und verursacht einen moderaten Anstieg der Elemente an dieser Stelle.

4.3 Modell 2: Klöpperboden

Das zweite Modell besteht erneut aus einem zylindrischen Grundkörper mit angeschlossenen Stutzen, welcher senkrecht aus einem Klöpperboden herausragt. Die schematische Vorgehensweise zur Modellierung ist in **Abb. 4.3.1** dargestellt.

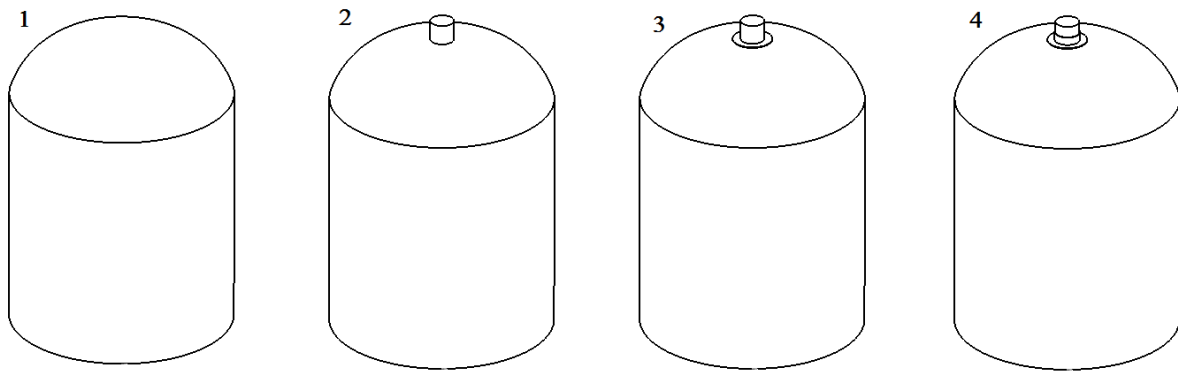


Abb. 4.3.1: Grundlegende Modellierungsschritte für Modell 2

Im ersten Schritt (1) wird wieder genauso wie im Modell 1 ein Zylinder erstellt. Auf diesen Zylinder wird ein gewölbter Boden, folgend Klöpperboden genannt, auf den Zylinder aufgesetzt. Die Form des Klöpperbodens ist in der DIN 28011 festgelegt und als Schnittbild in **Abb. 4.3.2** dargestellt.

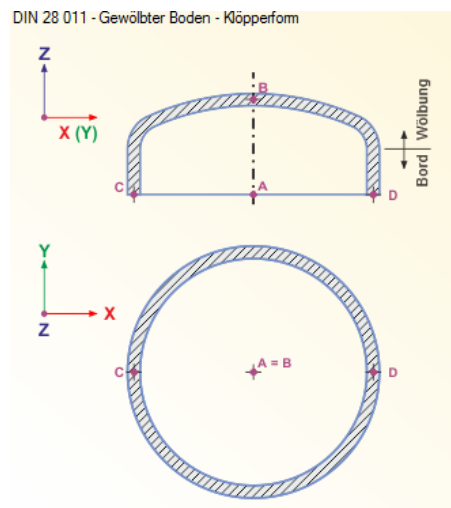


Abb. 4.3.2: Klöpperboden nach DIN 28011 im Schnittbild

Die Form des Klöpperbodens ist bereits als vorgefertigte Fläche im RFEM hinterlegt, bietet derzeit allerdings keine funktionierende Parametrisierung in RFEM. Aus diesem Grund wird einzig der rotationssymmetrische Linienzug der Klöpperform verwendet. Der Linienzug wird anschließend mit einer Fläche über die "Rotationsfunktion" versehen. Damit entsteht die Form des Klöpperbodens mit drei Flächenunterteilungen:

- Das kugelformartige Dach, welches als Kalotte bezeichnet wird.
- Die mit einem Radius versehene Überführung auf den senkrechten Teil, welche als Krempelring bezeichnet wird.
- Die senkrecht herausragende Fläche, welche den Klöpperboden mit dem Zylinder verbindet.

Alle drei Flächen sind über ihre Dicke steuerbar und beziehen sich dabei wieder auf ihre jeweilige Schwereachse. Entsprechend verläuft der Übergang zur nächsten Fläche bei Eingabe unterschiedlicher Dicken wieder kantig. An diesen Stellen kann es bei großen Dickenunterschieden zu größeren Sprüngen in den Spannungen kommen.

Die weiteren Schritte (2-4) entsprechen dann wieder der Vorgehensweise aus dem Modell 1.

Im anschließenden Schritt wurde für dieses Modell, äquivalent zum Modell 1, der Überlappungsbereich gesondert modelliert.

4.4 Modell 3: Korbbogenform

Für das dritte Modell wird die Korbbogenform mit einem senkrecht herausragenden Stutzen modelliert. Die Form unterscheidet sich hauptsächlich vom Klöpperboden durch den radialen Zusammenhang zwischen Grundradius und dem Radius in der Kalotte. Beim Klöpperboden ist der Radius gleich dem des Grundkörpers, wohin bei der Korbbogenform der Radius mit dem Faktor $0,8 \times$ Grundkörperradius bemessen wird.

Das Model wurde gleich dem Modell 2 für den Klöpperboden modelliert, nur das diesmal der zylindrische Grundkörper ausgelassen wurde. Die Korbbogenform ist in der DIN 28013 festgelegt und als Schnittbild in **Abb. 4.4.1** dargestellt.

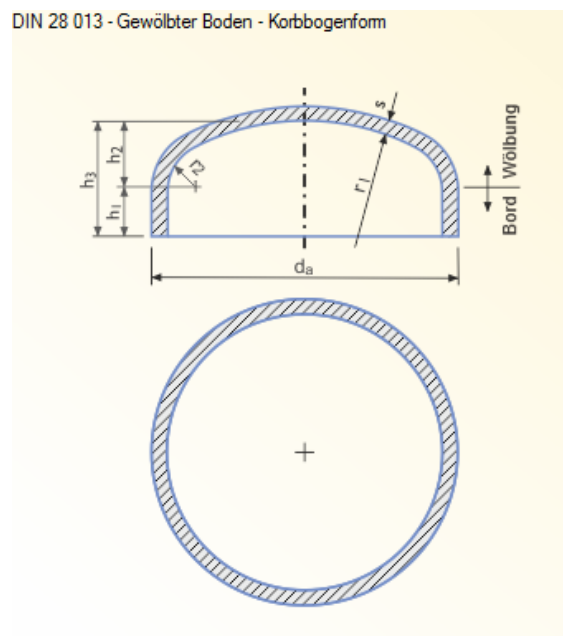


Abb. 4.4.1: Korbbogenform nach DIN 28013 im Schnittbild

Die Parametrisierung und Unterteilung der Flächen entspricht dem des Modells 2.

4.5 Parametrisierte Simulationsmodelle

Die Simulationsmodelle sollten wie im vorherigen Kapitel bereits beschrieben so aufgebaut werden, dass mittels einfacher Tabelleneingabe der Eingangsparameter sich das entsprechende Modell geometrisch erzeugt und automatisiert eine Zuordnung der Kräfte und Momente am Stutzenende vornimmt.

Hierfür wurde die gesamte Stutzenlasttabelle (**Tabelle 3.6.1 bzw. Tabelle 3.6.2**) so im Programm hinterlegt, dass sich bei Geometrieänderung die entsprechenden Kräfte und Momente automatisch mit verändern.

In **Abb. 4.5.1** ist die variabel gestaltete Eingabetabelle in Grün markiert dargestellt.

Liste der Parameter				
	A	B	C	D
	Parameter	Einheitentyp	Wert	Einheit
1	B_S_E_Modul	E, G - Modul	10000.000	N/mm ²
2	UE_E_Modul	E, G - Modul	10000.000	N/mm ²
3	Innendruck	Innendruck	0.500	bar
4	B_Hoehe	Länge	1500.000	mm
5	B_DN	Länge	1410.000	mm
6	B_Dicke	Länge	10.000	mm
7	S_DN	Länge	200.000	mm
8	S_Dicke	Länge	8.000	mm
9	S_Laenge	Länge	200.000	mm
10	UE_Breite	Länge	110.000	mm
11	UE_Dicke_B	Länge	4.000	mm
12	UE_Dicke_S	Länge	4.000	mm
13	FX	Kraft	950.000	N
14	FY	Kraft	630.000	N
15	FZ	Kraft	-930.000	N
16	MX	Moment	730.000	Nm
17	MY	Moment	454.000	Nm
18	MZ	Moment	-294.000	Nm

Abb. 4.5.1: Eingabeschablone für parametrisierte Simulationsmodelle

Zusätzlich zu den geometrischen Größen können hier auch die E-Moduli und ein vorhandener Innendruck eingegeben werden. Eine Umstellung von Isotrop auf ein anderes Materialmodell kann im Programm an anderer Stelle ebenfalls über einen Mausklick vorgenommen werden. Die rot markierten Eingabefelder sind fest programmierte Werte und dienen zur Kontrolle der einzuleitenden Kräfte und Momente. Eine genaue Anleitung ist im **Anhang A** zu finden.

4.5.1 Material

Die Materialkennwerte werden in RFEM über eine Maske eingegeben. Hier kann auch das gewünschte Materialmodell ausgewählt werden.

Die Hauptuntersuchungen werden dafür an einem GFK-Vergleichsmischlaminat für Behälter/Stutzen und Überlaminat durchgeführt.

Kennwerte für das Mischlaminat sind:

- Behälter/Stutzen: E-Modul = 10.000 N/mm²; Poissonzahl = 0,30 [-]
- Überlaminat: E-Modul = 10.000 N/mm²; Poissonzahl = 0,30 [-]

Die Modelle sind bereits so aufgebaut, dass weitere für eine Bemessung relevante Materialkennwertkombinationen problemlos simuliert werden können. Hierfür ist einzig die entsprechende Eingabe in der Parameterliste erforderlich.

4.5.2 Wanddicken der Zylinder (R/t Verhältnisse)

Die heranzuziehenden Wanddicken für die verschiedenen Behälterdurchmesser orientieren sich an den Anforderungen der DIN EN 13121-3 und der DIBt/EN für Mindestwanddicken von R/300. Es wurde sich in dieser Arbeit auf 4 auszuwertende Durchmesser der Behälter mit folgenden Dimensionen geeinigt:

1. DN1000 mit $t = 5 \text{ mm}$
2. DN2000 mit $t = 5 \text{ mm}$
3. DN3000 mit $t = 6 \text{ mm}$
4. DN4000 mit $t = 8 \text{ mm}$

4.5.3 Randbedingungen

Die Simulationsmodelle werden über ein gelenkiges Linienlager über die untere Umfangslinie gelagert. Dabei könnte, wie sich im weiteren Verlauf zeigt, auch ein starres Lager angenommen werden. Die Dehnungen und Spannungen auf dem Zylinder bauen sich bis zur Einspannstelle am unteren Rand sehr stark ab, sodass dieser Bereich als unkritisch angesehen werden kann. Um im späteren Verlauf einen Körper unter Innendruck erzeugen zu können werden die Bodenfläche der Modelle und die Stützen mit einer starren Platte geschlossen. Zusätzlich besitzt das Modell 1 noch einen starren Verschluss auf der Oberseite des Zylinders.

4.5.4 Netzverfeinerung

Das Netz beider Simulationsmodelle besteht vorrangig aus Quadrangel-Elementen. Um nicht zu viele Elemente zu erzeugen und damit die Rechenzeit in die Höhe zu treiben, werden Netzverfeinerungen nur in auswertungsrelevanten Bereichen eingeführt. Hierfür wird das Netz genauso wie die Parametrisierung der Geometrie so gestaltet, dass es mit dem Modell mitwächst und dabei die Anzahl der Elemente annähernd konstant bleibt. Das Netz im Bereich des Stützens ist in **Abb. 4.5.2** dargestellt [RFEM14].

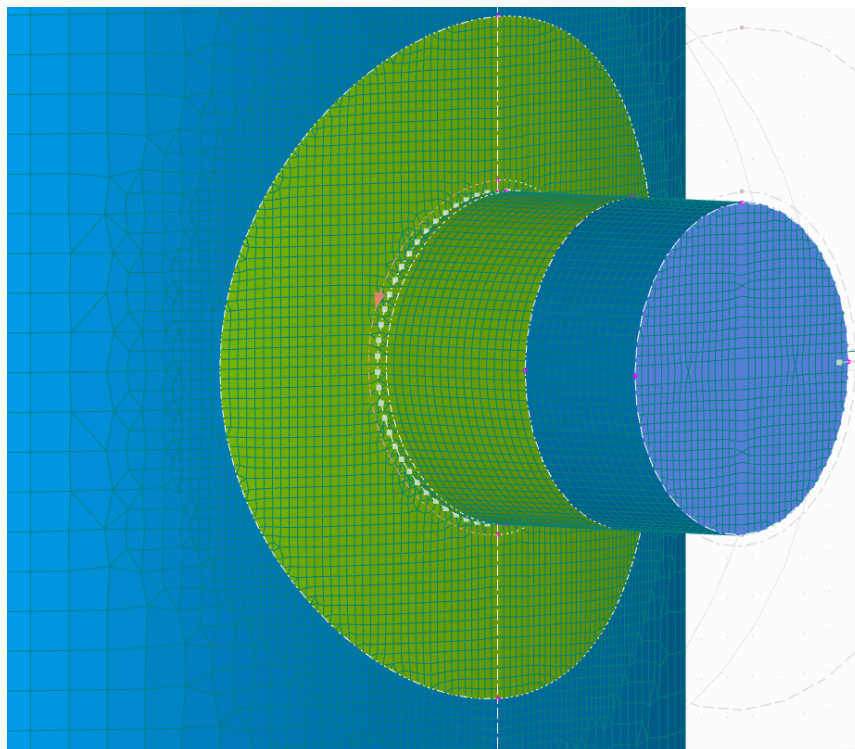


Abb. 4.5.2: Netzdarstellung Stützenanbindung

Es ist zu sehen, dass außerhalb des Überlaminats des Zylinders die Elementgröße anwächst. Entlang der Verschneidungslinie wird ein feines Netz gewählt, um die zwangsläufige Spannungserhöhung in diesem Bereich besser in den Griff zu bekommen [SMART10].

4.6 Lasteneinleitung

Die Kraft- und Momenteinleitung geschieht am Ende des Stutzens über den zentrischen Knoten auf der starren Platte (siehe **Abb. 4.6.1**).

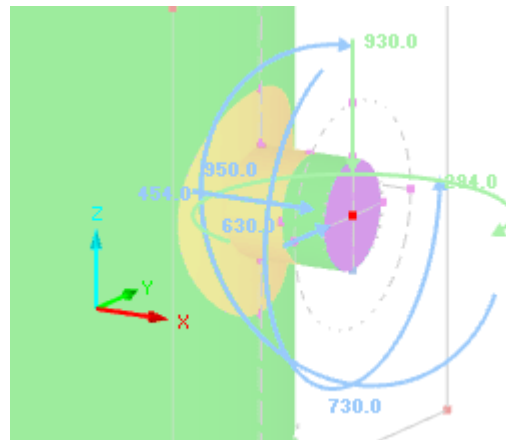


Tabelle 4.6.1: Kraft- und Momenteinleitung über Knoten am Stutzenende

Hierfür wird die starre Platte noch zusätzlich mit einem starren Starrstabkreuz versehen, welche im Winkel von jeweils 90° mit den Knoten auf der Stutzenumfangslinie verbunden sind. Hiermit lässt sich eine gleichmäßigere Lastverteilung auf den Stutzen bewirken und lokale Singularitäten werden hiermit vermieden [REUL12].

4.7 Innendruck durch Fülllast

Stutzenlasten treten oftmals zusammen mit vorhandenem Innendruck auf. Selbst bei vermeintlich "druckfreien" Lagerbehältern ist eine statische Flüssigkeitslast zu berücksichtigen.

Zum Generieren eines Innendrucks in RFEM muss darauf geachtet werden, dass die lokalen Koordinatensysteme aller Flächen in die gleiche Richtung ausgerichtet werden (siehe **Abb. 4.7.1**).

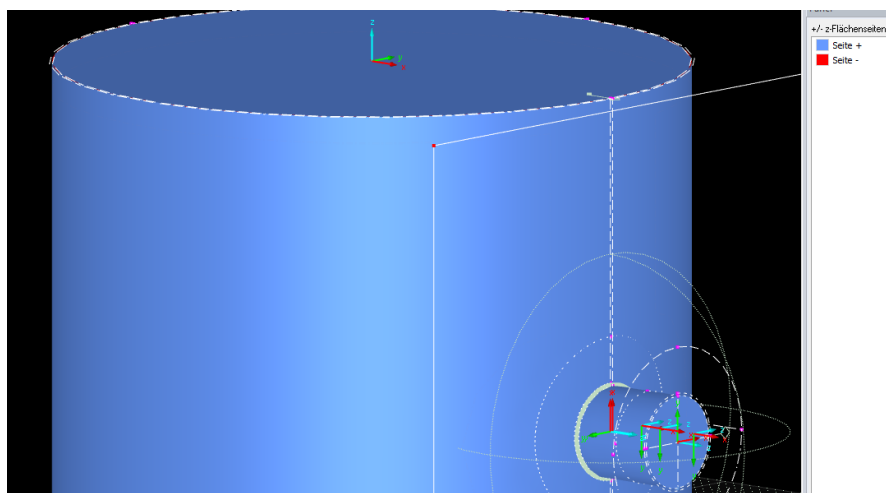


Abb. 4.7.1: Gleichrichtung der lokalen Koordinatensysteme

Der Innendruck selbst kann mit der Funktion "Flächenlast" erzeugt werden (siehe **Abb. 4.7.2**).

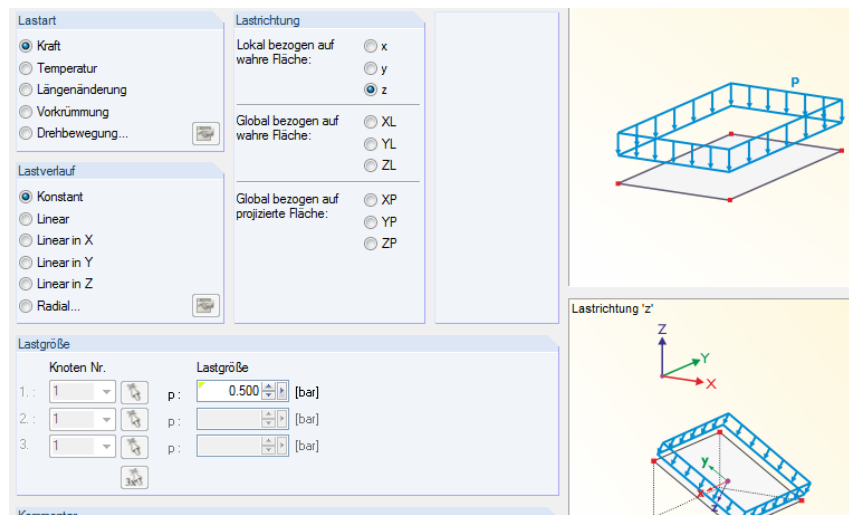


Abb. 4.7.2: Aufbringung einer konstanten Flächenlast in lokaler z-Richtung

Dabei bezieht sich die Flächenlast immer lokal auf die wahre Fläche bzw. auf das entsprechende Element. Der Lastverlauf wird als konstant angesetzt.

5 Experimentelle Untersuchung

Zur Überprüfung des Simulationsmodells dient ein GFK-Zylinder mit vier Stutzenanbindungen. Dafür wurde ein Zylinder mit Stutzenanbindungen nach den Anforderungen der DIN EN 13121-3 bzw. DIN 16966 gefertigt. Als Vergleichsgröße dienen die Dehnungen in axialer- und Umfangsrichtung, die mit Hilfe der auf dem Prüfkörper applizierten DMS ermittelt wurden.

Die ermittelten mechanischen Kenngrößen sowie die Vermessung und die Versuchsdurchführung werden in diesem Kapitel beschrieben. Die Versuche wurden an zwei der vier Stutzen (DN 100 und DN 200) durchgeführt.

5.1 Prüfkörper

Der von der Firma Kurotec-KTS GmbH hergestellte GFK-Zylinder ist in **Abb. 5.1.1** abgebildet.



Abb. 5.1.1: GFK-Behälter mit Stutzenanbindungen

5.1.1 Vermessung des GFK-Zylinders und Stutzenanbindungen

Der Zylinder sowie die zwei ausgewerteten Stutzen wurden genau vermessen und sind in der **Abb. 5.1.2** dargestellt.

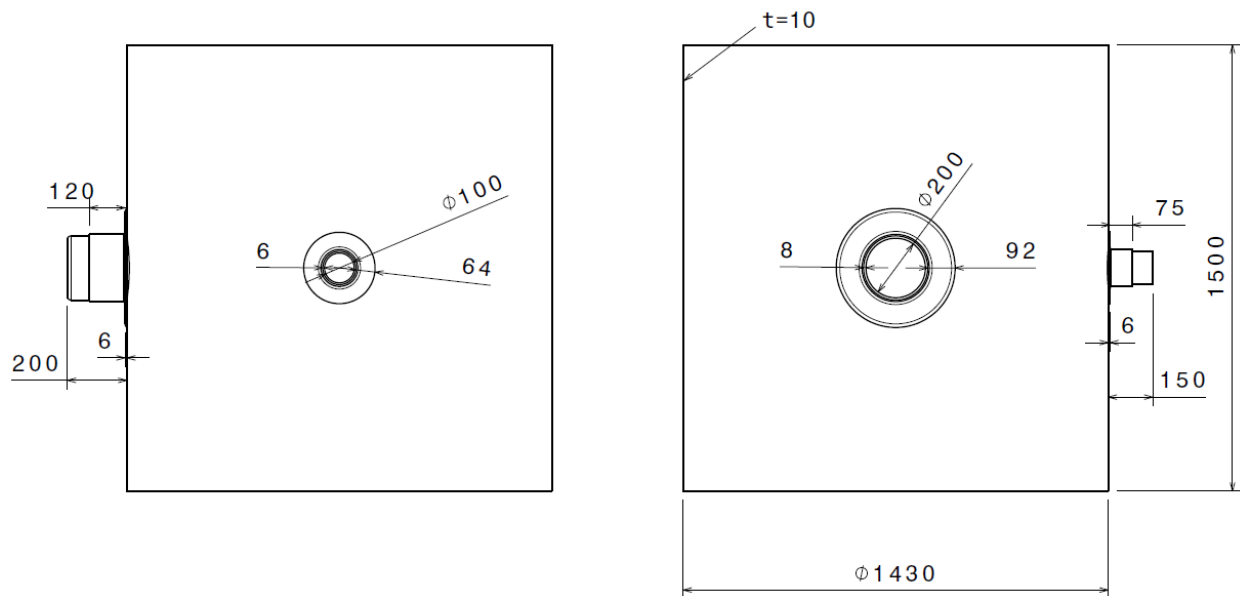


Abb. 5.1.2: Abmessungen vom Zylinder und den beiden untersuchten Stützen [mm]

5.2 Ermittlung mechanischer Kenngrößen

Für den Vergleich mit dem FEM-Modell mussten die mechanischen Kennwerte des Zylinders sowie der Stützen und Überlamine bestimmt werden. Hierfür wurden von der Firma Kurotec zusätzlich zum Behälter ebene Vergleichsplatten für Zylinder und Stützen mit Überlaminat geliefert, an denen in Form von Flachproben die unten aufgeführten Prüfungen durchgeführt worden.

Die Untersuchung der Vergleichsplatten erfolgte dabei nach werkstoffspezifischen Prüfvorschriften.

Dabei wurden folgende Prüfungen durchgeführt:

- E-Modul aus Zugversuch in Anlehnung an die DIN EN ISO 527-4
- Biege-E-Modul aus Biegeversuch in Anlehnung an DIN EN ISO 14125 bzw. DIN EN 13121-3

Die für die Untersuchungen benutzte Prüfmaschine nach DIN EN ISO 7500-1 ist eine Hydropulsmaschine der Fa. Schenck/Instron mit einer 25 kN bzw. 400 kN Kraftmessdose.

Die Ermittlung der Werkstoffkennwerte aus dem Zugversuch erfolgte mithilfe eines Bildkorrelationsverfahrens. Dabei werden die Dehnungen auf der Probe mit einem 3D-Videoextensometer (Fa. LIMESS) auf der Probe ermittelt. Mit Hilfe der integrierten Kraftmessdose der Prüfmaschine konnten die Spannungs-Dehnungs-Verläufe sowie die E-Moduli für Zugbeanspruchung ermittelt werden (siehe **Abb. 5.2.1** und **Abb. 5.2.2**).

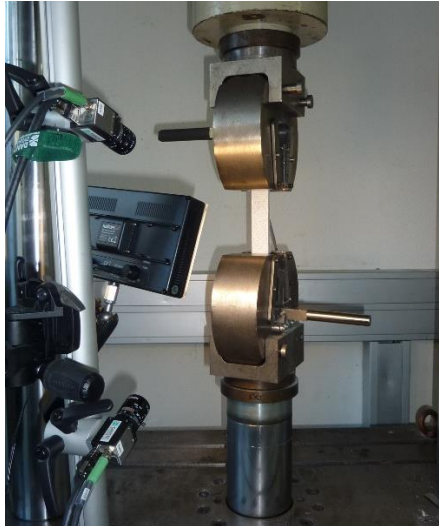


Abb. 5.2.1: Aufbau Zugversuch

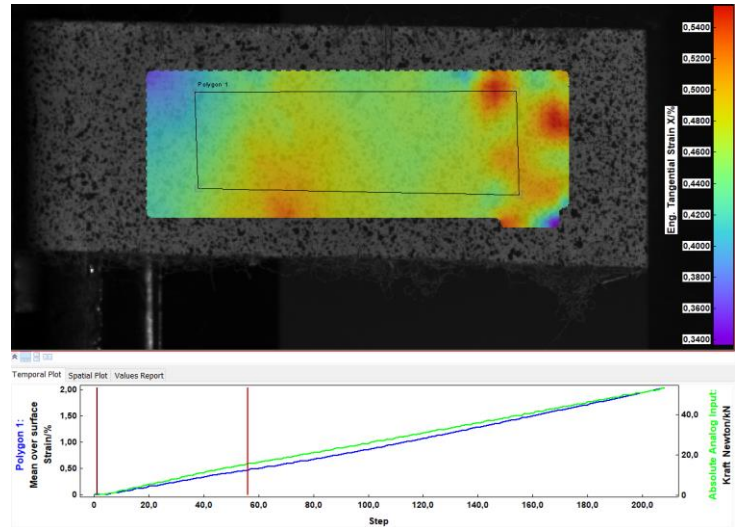


Abb. 5.2.2: Dehnungsbestimmung mit 3D Messsystem

Zur Bestimmung der effektiven Biegesteifigkeit bzw. der effektiven Biege-E-Moduli wurde mittels 3- Punkt-Biegeversuch die Absenkung in Abhängigkeit der einwirkenden Kraft mit Hilfe der internen Messeinrichtungen der Prüfmaschine ermittelt und digital aufgezeichnet. Der grundsätzliche Aufbau des 3-Punkt-Biegeversuchs ist in **Abb. 5.2.3** zu sehen.



Abb. 5.2.3: Aufbau 3-Punkt-Biegeversuch

Die Auswertung der effektiven Biege-E-Moduli erfolgte aufbauend auf den grundmechanischen Gleichungen für einen Balken auf 2 Stützen mit dem von Herrn Prof. Nonhoff entwickelten Verfahren zur Eliminierung des Schubeinflusses auf drei verschiedenen Auflagern.

Für den linearen Bereich kann die Absenkung in der Mitte der Probe beschrieben werden über:

$$\Delta w = \frac{\Delta F * l_{Aufl}^3}{48 * E * I} + \frac{\Delta F * l_{Aufl} * \kappa}{4 * G * A}$$

mit :

ΔF	= Änderung der Kraft in Probenmitte
Δw	= Änderung der Absenkung in Probenmitte
l_{Aufl}	= Auflagerabstand
I	= $b \cdot t^3 / 12$ (für den Rechteckquerschnitt)
A	= $b \cdot t$ (für den fiktiven Rechteckquerschnitt)
b	= Probenbreite
t	= Probendicke
E	= effektiver Biege-E-Modul

G = effektiver Schubmodul
 κ = Korrekturfaktor für den Schubeinfluss

Um den Schubverformungseinfluss bestimmen zu können, wird der 3-Punkt-Biegeversuch für drei unterschiedliche Auflagerabstände durchgeführt. Stellt man nun die obige Gleichung um nach

$$\frac{4 * \Delta w * b * t}{\Delta F * l_{Aufl}} = \frac{1}{E} * \left(\frac{l_{Aufl}}{t} \right)^2 + \frac{\kappa}{G}$$

($\kappa \approx 1,2$ ist hierbei die Schubkonstante für den vorhandenen Rechteckquerschnitt),

dann können für jeden Probekörper die drei ermittelten Wertepaare $\frac{4 * \Delta w * b * t}{\Delta F * l_{Aufl}}$ über $\left(\frac{l_{Aufl}}{t} \right)^2$ als Gerade graphisch dargestellt werden. Damit erhält man aus der **Abb. 5.2.4** den effektiven Biege-E-Modul E [N/mm²] bzw. die Biegesteifigkeit der Probe aus der Steigung der Geraden und den effektiven Schubmodul G [N/mm²] aus dem Schnittpunkt der Geraden mit der y-Achse.

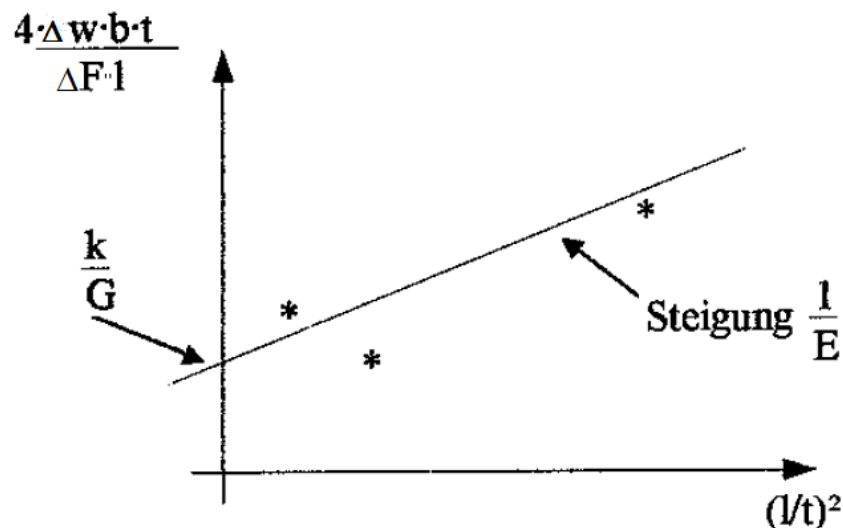


Abb. 5.2.4: Bestimmung von E und G aus dem 3-Punkt-Biegeversuch mit 3 verschiedenen Auflagerabständen

Für die Untersuchung der Zug-E-Moduli sind jeweils 3 Proben pro Vergleichsplatte in Längs- und Querrichtung geprüft worden. Die Definition der Längs- und Querrichtung erfolgte nach Probenentnahme und Auswertung einer Veraschungsuntersuchung.

Aus dem beigefügten Laminatplan des Behälters ging bereits hervor, dass für alle Komponenten des GFK-Behälters nur Gewebelamine mit dem Verhältnis 1:1 und Wirrfaserlamine verwendet wurden. Die Veraschung diente dabei nur zur Verifizierung des beigefügten Laminatplans.

5.3 Versuchsaufbau und Versuchsdurchführung

Aufgrund der großen Dimension des GFK-Behälters gab es keine Möglichkeit den Behälter auf den vorhandenen Servo-Prüfmaschinen zu prüfen. Für die Versuchsdurchführung wurde hierfür ein eigens entwickelter Prüfaufbau gefertigt.

Um Kräfte und Momente in den Zylinderstutzen einleiten zu können, musste der Behälter aus GFK auf dem Boden befestigt werden. Hierfür wurde der Behälter mittels bereits im Boden vorhandener Schienen über den gesamten Umfang an mehreren Stellen verklemmt (siehe **Abb. 5.3.1**).



Abb. 5.3.1: Gesamtansicht Prüfaufbau in globaler Z-Richtung mit Verklemmungsapplikation mit dem Boden

Um eine Kraft in globaler Z-Richtung des Behälters auf den Stutzen aufbringen zu können, wurde unterhalb des Krafteinleitungspunktes des Stutzens ein Hydraulikheber gesetzt (siehe **Abb. 5.3.2**).

**Abb. 5.3.2: Aufbau Krafteinleitung in globaler Z-Richtung****Abb. 5.3.3: Krafteinleitung mittels Kugel**

Der Zylinder des Hebers ist mechanisch über eine Hebelvorrichtung zu bedienen. Die Einleitung der Kraft wurde über eine Kugel realisiert. Hierfür wurde ein Ring auf der Spitze des Zylinders geschweißt in den die Kugel eingelegt werden konnte. Die Kugel selbst ist drehbar und besitzt ein leichtes Spiel, sodass die Kraft sich selbst zentrieren kann (siehe **Abb. 5.3.3**). Die Krafteinleitung geschieht nicht direkt auf den Stutzen, sondern über eine mit dem Stutzen verklebte Stahlplatte mit Flansch. Der Flansch besitzt eine kugelförmige Einkerbung, die für die Krafteinleitung mittels Kugel vorgesehen ist. Somit ist stets eine Drehbarkeit und geringe Translationsmöglichkeit der Kugel bei Krafteinleitung in den Stutzen gegeben.

Der Hydraulikzylinder steht dabei zentrisch auf einer Kraftmessdose, mit der die Kraft über ein digitales Messgerät abgelesen werden kann.

Um eine Krafteinleitung in globaler X-Richtung zu ermöglichen, wurde die Einheit Hydraulikzylinder/Kraftmessdose miteinander verschweißt und an einem massiven festen Prüfraumen befestigt (siehe **Abb. 5.3.4**).

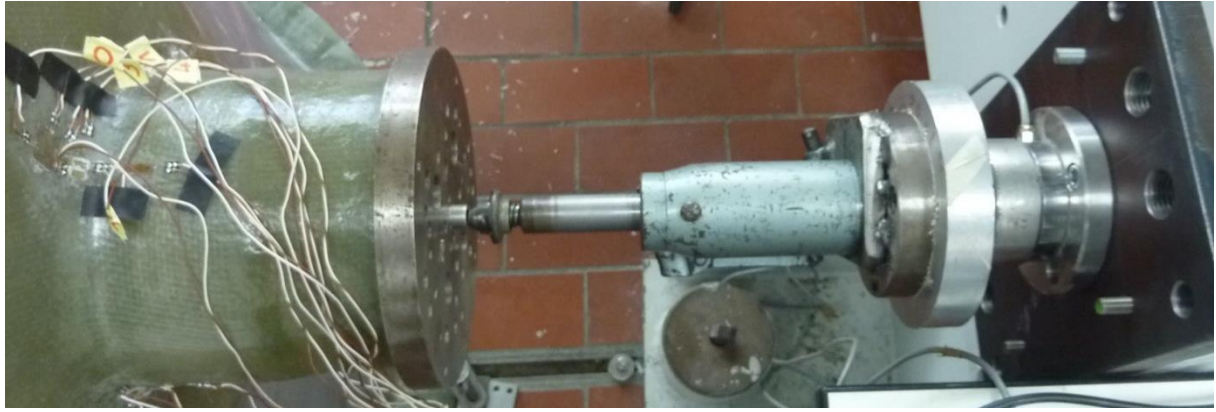


Abb. 5.3.4: Aufbau Krafteinleitung in globaler X-Richtung

Die Krafteinleitung erfolgt für diese Prüfrichtung zentral über den Mittelpunkt der Stahlplatte.

Für die Krafteinleitung in globaler Y-Richtung wird der Behälter lediglich um 90° gedreht und wieder über eine Einkerbung im Flansch der Stahlplatte eingeleitet (siehe **Abb. 5.3.5**).



Abb. 5.3.5: Aufbau Krafteinleitung in globaler Y-Richtung

In **Abb. 5.3.6** ist die gesamte Messtechnik für die Versuche, bestehend aus einer digitalen Kraftanzeige und einem Messboard mit angeschlossenen Dehnungsmessgerät (UPM), gezeigt.



Abb. 5.3.6: Messtechnik zum Auswerten

Die Auswertung der eingeleiteten Kräfte erfolgt mittels auf dem Überlaminat aufgebrachten DMS in Umfangs- und axialer Richtung. Dabei bezieht sich die Dehnung in Umfangsrichtung immer auf die lokale Y-Richtung des Stutzens bzw. des Behälters. Entsprechend beschreibt die lokale X-Richtung immer die Dehnungen in axialer Richtung.

Aus Voruntersuchungen am FEM-Modell konnten bereits im Vorfeld die Bereiche bestimmt werden, an denen die größten Dehnungen zu erwarten sind. Besonders im Übergangsbereich des Stutzens zum Zylinder werden hohe Spannungsspitzen erwartet, die aber schnell wieder abklingen.

In **Abb. 5.3.7** ist das Positionsschema der aufgebrachten DMS dargestellt.

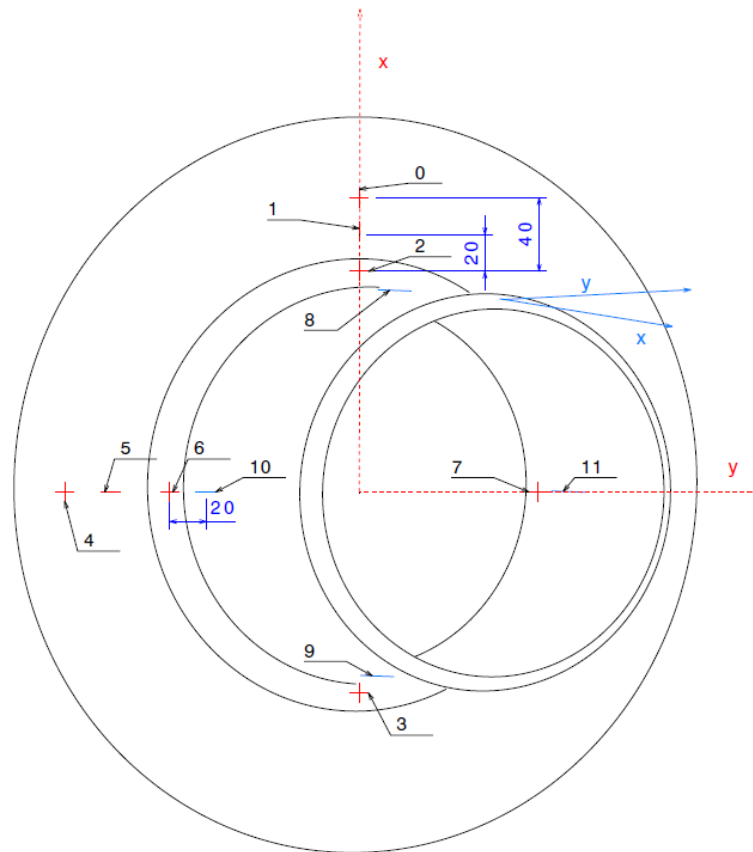


Abb. 5.3.7: Positionsschema der DMS-Applikation

Die DMS-Belegung des Innenlaminats ist genau so angelegt, dass ein DMS des Außenlaminats dem DMS des Innenlaminats genau gegenüber steht. Im Stutzen sind lediglich DMS im Außenlaminat in Längsrichtung des Stutzens appliziert. Im Außenlaminat des Zylinders sind 14 DMS aufgebracht und 4 weitere auf dem Außenlaminat des Stutzens. Im Innenlaminat sind dieselben Positionen wie für das Außenlaminat gewählt worden. Insgesamt sind 32 Einzel-DMS für eine Stutzenanbindung verklebt worden.

Die DMS in axialer Richtung sind immer in einem Abstand von 10 mm geklebt. Die DMS auf dem Überlaminat des Stutzens sind in einem Abstand von 20 mm von der Mitte des Übergangsradius geklebt. Die DMS im Übergangsbereich von Behälter und Stutzen (Position 2, 3, 6 und 7) besitzen eine Gitterlänge von 2 mm. Die DMS nahe des Übergangsbereiches (Position 1 und 5) besitzen eine Gitterlänge von 5 mm. Die weiteren DMS (Position 0, 4, 8, 9, 10 und 11) besitzen eine Gitterlänge von 10 mm.

6 Ergebnisse

6.1 Experimentelle Ergebnisse

In **Abb. 6.1.1** ist der Laminataufbau aus der Veraschungsprobe dargestellt.

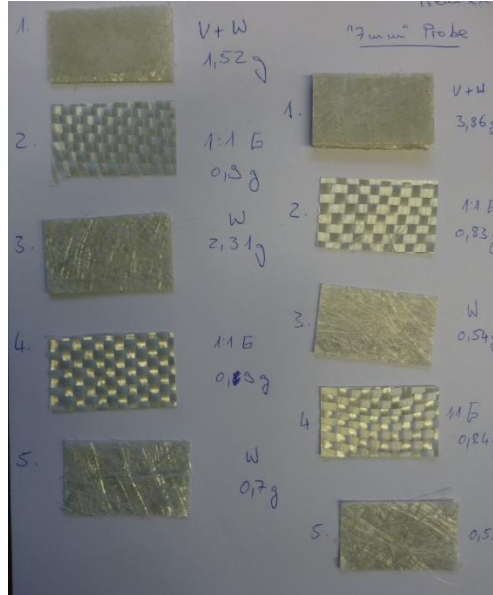


Abb. 6.1.1: Veraschungsprobe aus Vergleichsplatte

Aus der **Abb. 6.1.2** und **6.1.3** konnte aus dem Zugversuch die Poissonzahl ermittelt werden.

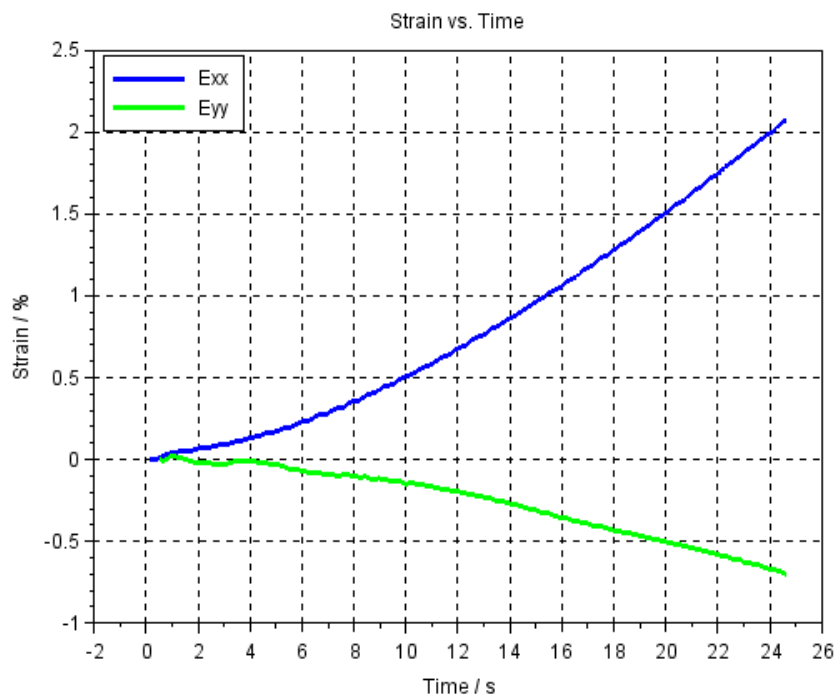


Abb. 6.1.2: Dehnungsverhalten der Vergleichsplatte im Zugversuch an Probe V2_1.2_I

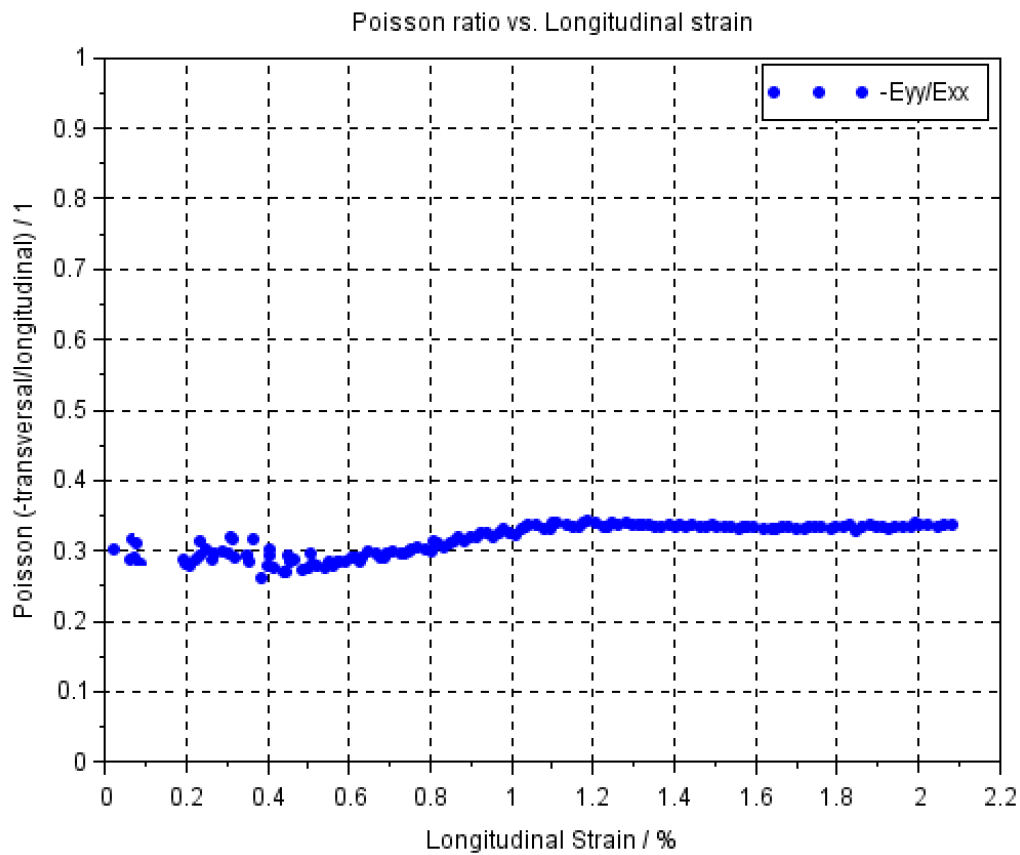


Abb. 6.1.3: Poissonzahl aus Zugversuch an Probe V2_1.2_I

In **Abb. 6.1.4** ist exemplarisch der Verlauf der Spannungs-Dehnungs-Verlauf an Probe V2_1.2_I dargestellt.

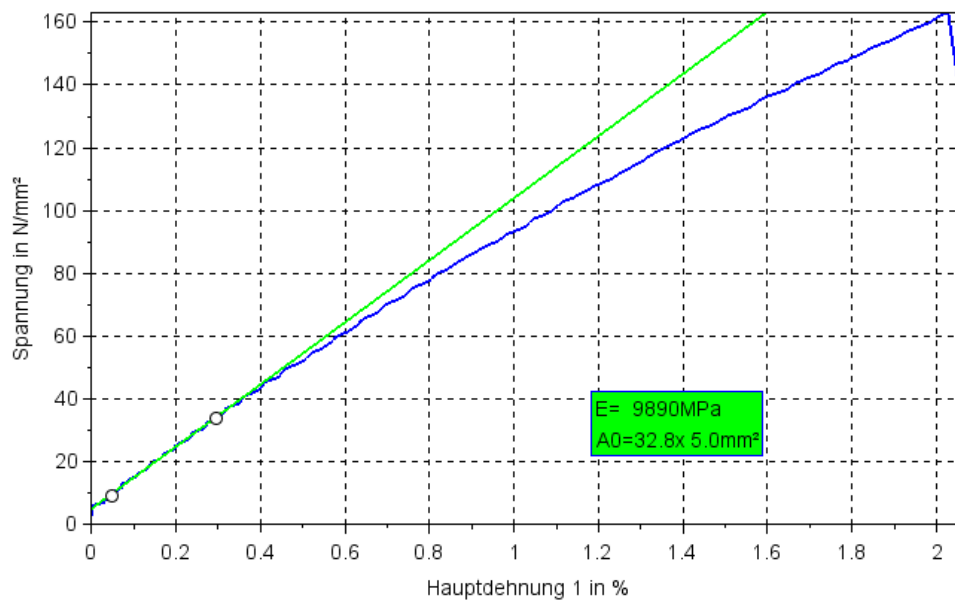


Abb. 6.1.4: Spannungs-Dehnungs-Diagramm für Längsrichtung

Die Ergebnisse der Untersuchungen an den Proben sind als Mittelwerte aus einer Probenrichtung in der **Tabelle 6.1.1** eingetragen.

		Längsrichtung	Querrichtung
Messwerte		Vergleichsplatte	Vergleichsplatte
Zug E-Modul [N/mm ²]	Mittelwert	10.254	9.894
Poissonzahl [-]	Mittelwert	0,29	0,30
Zug-Bruchspannung [N/mm ²]	Mittelwert	160	141
Biege-E-Modul 3-Punkt-Biegung [N/mm ²]	Mittelwert	10.410	10.109
Zug-Bruchdehnung [%]	Mittelwert	1,91	2,04

Tabelle 6.1.1: Ergebnisse der mechanischen Kennwerte als Mittelwerte

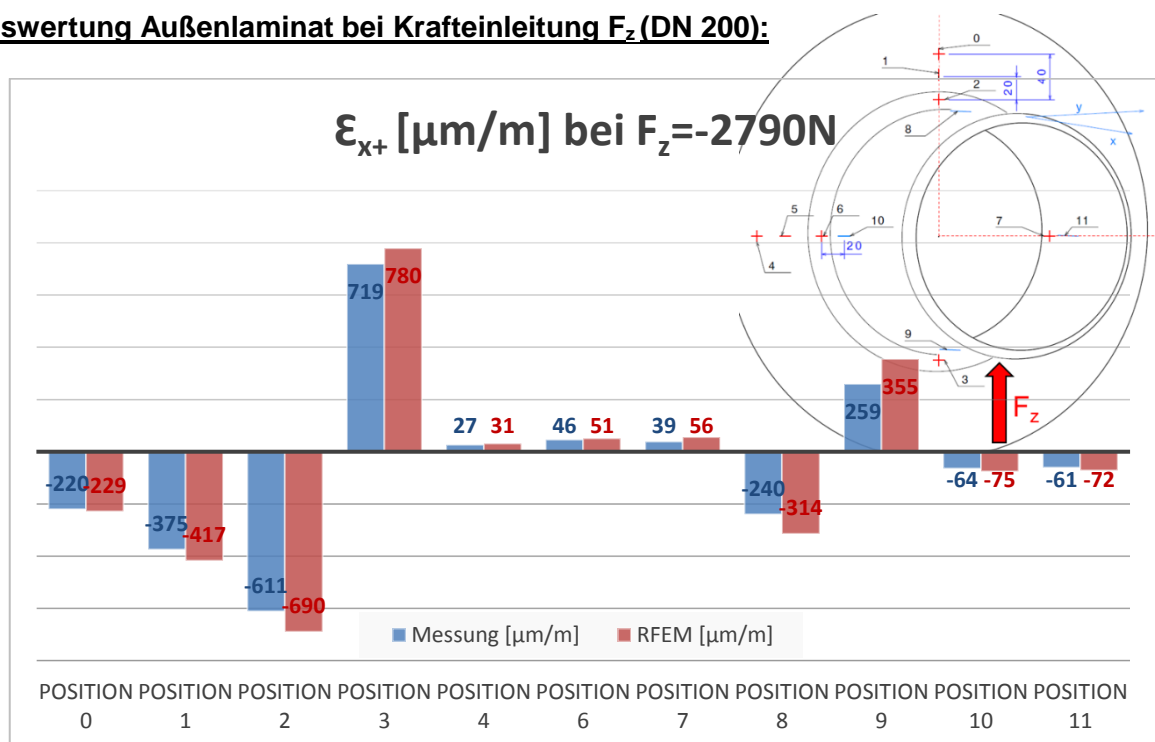
6.2 Vergleich FEM vs. Experiment

Die nachfolgenden Auswertungen beziehen sich auf die Untersuchung des Stutzens **DN 200** und zeigen den direkten Vergleich zwischen den messtechnisch ermittelten Ergebnissen und den Ergebnissen aus dem FEM Modell. Hierzu wurde das FEM-Modell mit den gleichen geometrischen Abmaßen wie im reale Prüfkörper modelliert.

Die Materialkennwerte wurden entsprechend der **Tabelle 6.1.1** festgelegt. Vereinfacht wurde an dieser Stelle mit einem isotropen Vergleichsmaterial mit einem E-Modul von 10.000 N/mm² und einer Poissonzahl von 0,3 gearbeitet.

Als Kraft wurde für jede Richtung der dreifache Wert der 10%-Lasttabelle nach E-S-MC-100 festgelegt. Die Kräfte werden in den experimentellen Versuchen einzeln eingeleitet. Dabei entstehen immer noch relativ kleine Dehnungen, sodass eine Betrachtung der dreifachen Last Sinn macht, um auch besser aus dem Bereich der messtechnischen Ungenauigkeiten zu kommen.

Auswertung Außenlaminat bei Krafteinleitung F_z (DN 200):

Abb. 6.2.1: Dehnungen ϵ_x im Außenlaminat bei Krafteinleitung in globaler z-Richtung

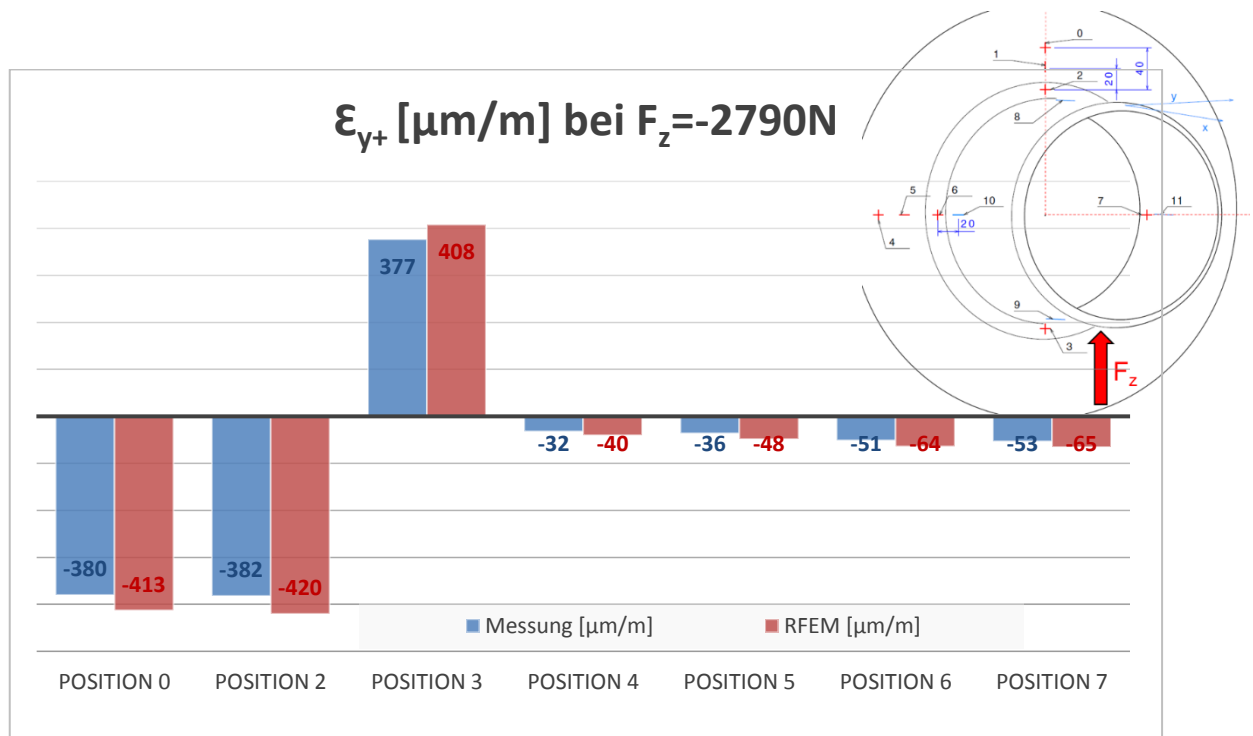


Abb. 6.2.2: Dehnungen ϵ_y im Außenlaminat bei Krafteinleitung in globaler z-Richtung

Im Außenlaminat zeigen sich bei Krafteinleitung in globaler z-Richtung grundsätzlich gute Übereinstimmungen zwischen Experiment und FEM. Erwartungsgemäß ergeben sich leicht größere Abweichungen in den Positionen 2 und 3, welche auf die vereinfachte Modellierung in diesem Bereich zurückzuführen ist. Es zeigt sich, dass das Simulationsmodell konservative Ergebnisse liefert.

Auswertung Innenlaminat bei Krafteinleitung F_z (DN 200):

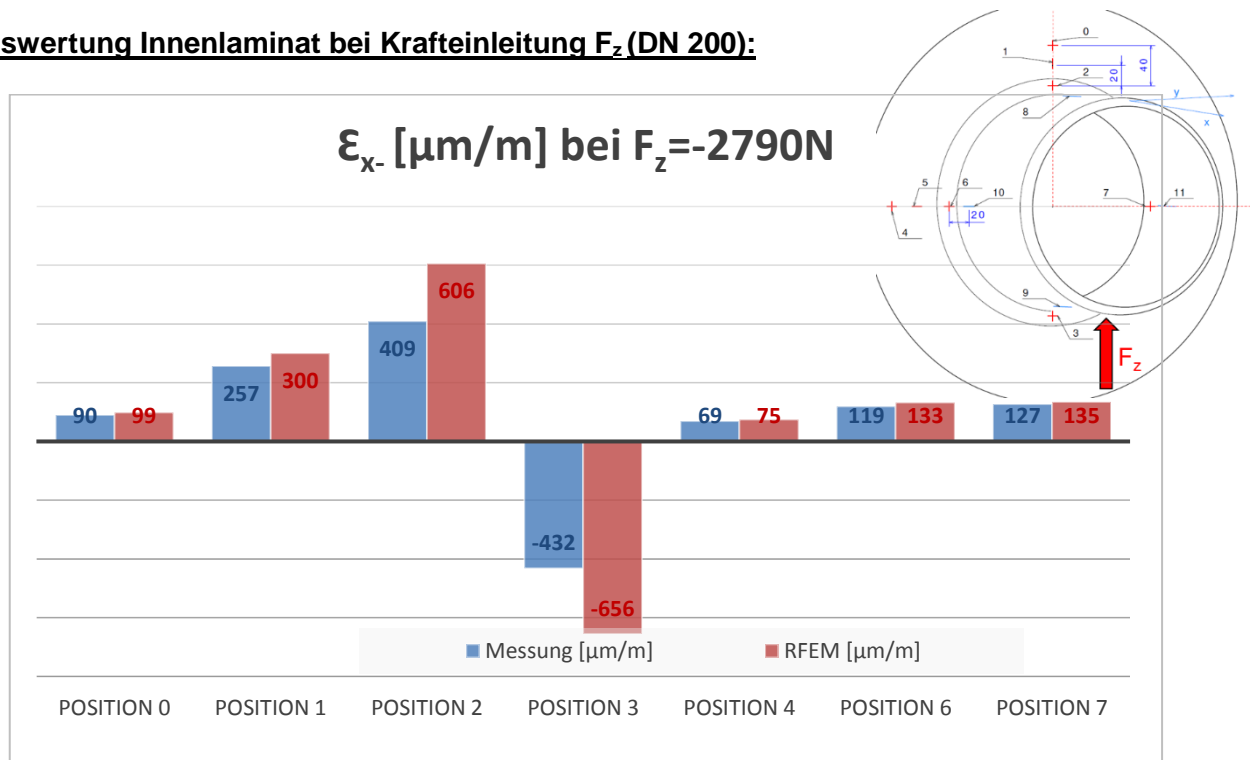


Abb. 6.2.3: Dehnungen ϵ_x im Innenlaminat bei Krafteinleitung in globaler z-Richtung

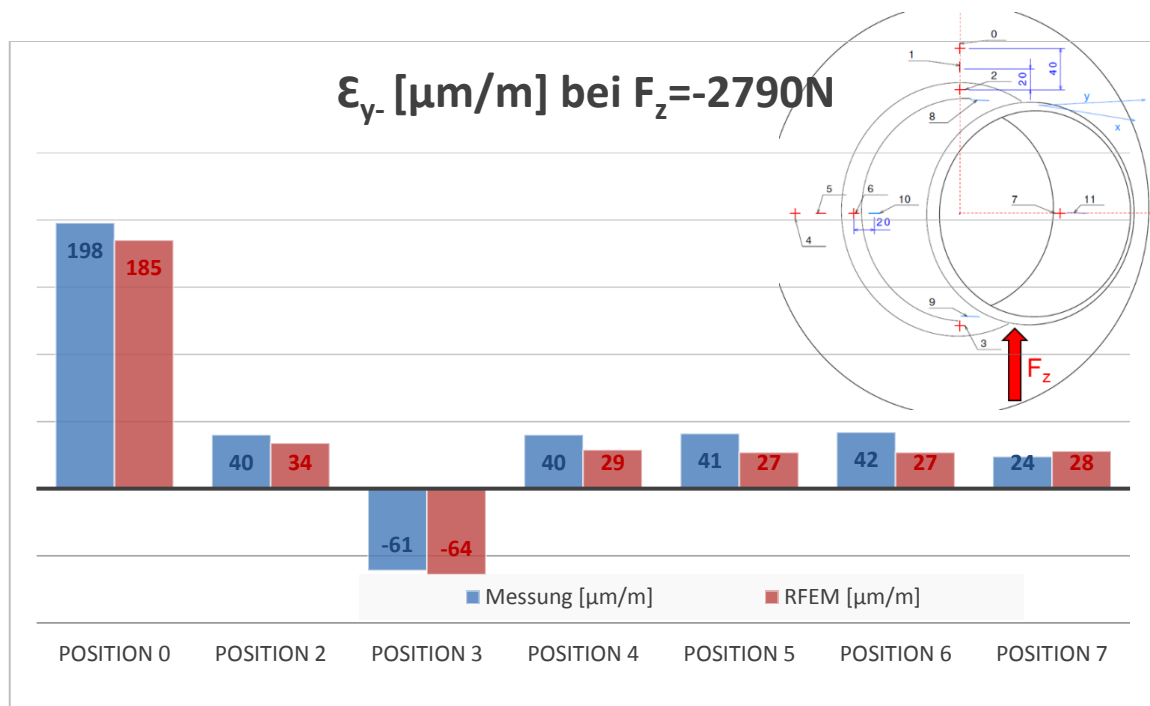


Abb. 6.2.4: Dehnungen ϵ_y im Innenlaminat bei Krafteinleitung in globaler z-Richtung

Auch im Innenlaminat treten die größten Abweichungen in den Positionen 2 und 3 auf. Die Ergebnisse sind in Umfangsrichtung nicht immer konservativ.

Auswertung Außenlaminat bei Krafteinleitung F_x (DN 200):

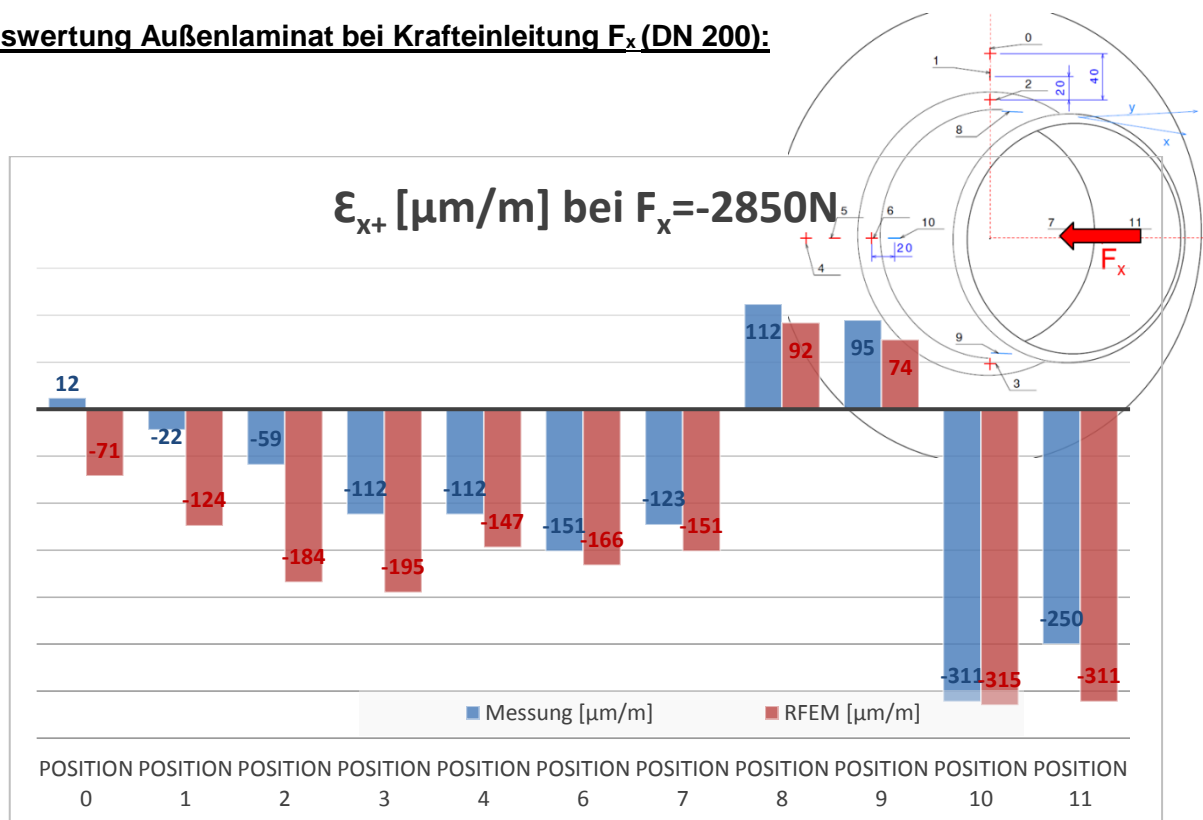


Abb. 6.2.5: Dehnungen ϵ_x im Außenlaminat bei Krafteinleitung in globaler x-Richtung

Auf den Positionen 1 bis 3 sind größere Abweichungen zu vernehmen. Zudem ergeben sich auf Position 0 Ergebnisse mit unterschiedlicher Vorzeichen. Mögliche Gründe hierfür werden in der anschließenden Ergebnisdiskussion geliefert. Auf den weiteren Positionen besteht wieder eine gute Übereinstimmung in den Ergebnissen.

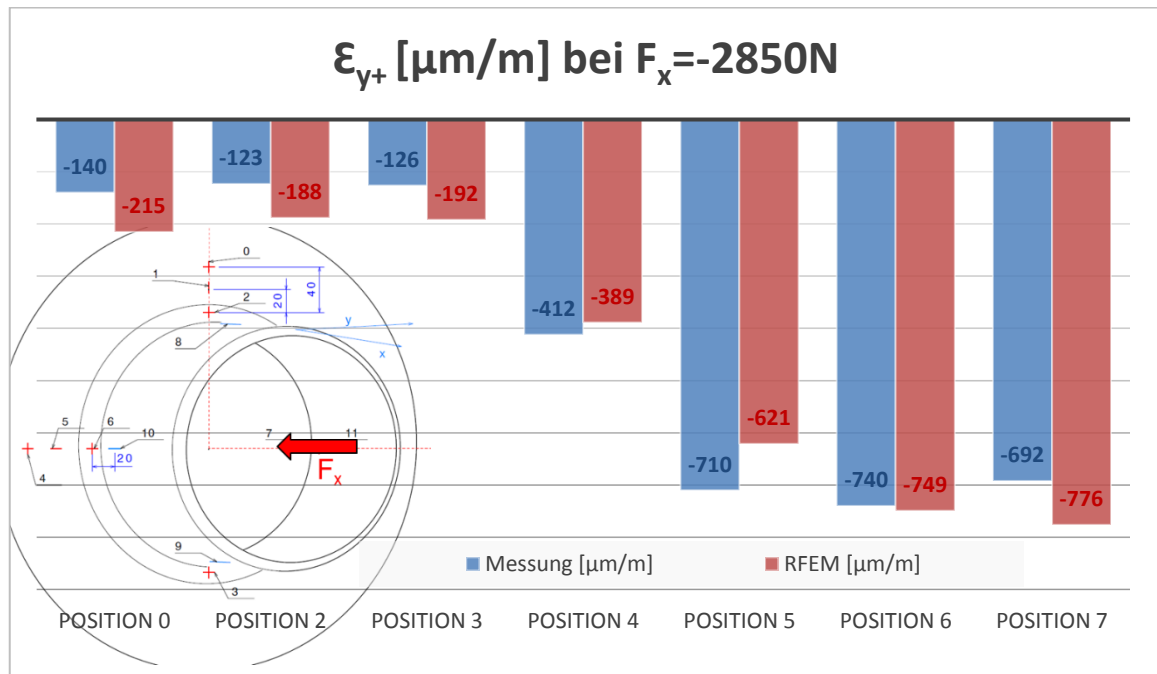


Abb. 6.2.6: Dehnungen ϵ_y im Außenlaminat bei Krafteinleitung in globaler x-Richtung

Auswertung Innenlaminat bei Krafteinleitung F_y (DN 200):

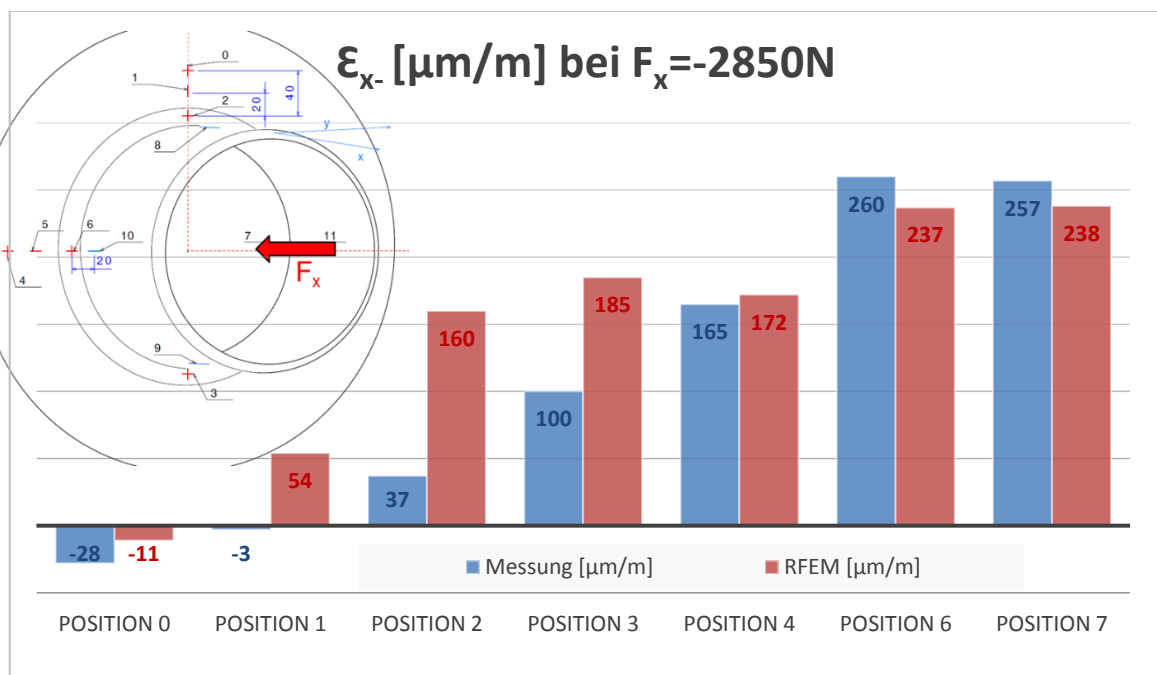


Abb. 6.2.7: Dehnungen ϵ_x im Innenlaminat bei Krafteinleitung in globaler x-Richtung

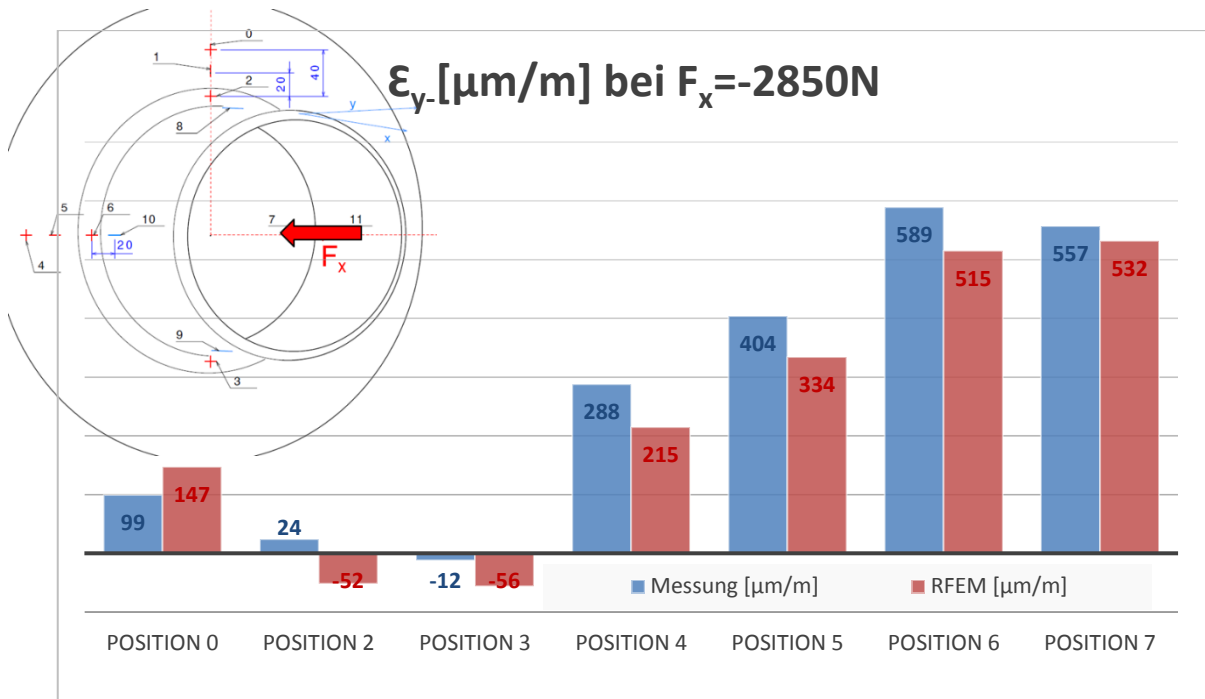


Abb. 6.2.8: Dehnungen ϵ_y im Innenlaminat bei Krafteinleitung in globaler x-Richtung

Grundsätzlich zeigt sich bei einer Krafteinleitung in globaler x-Richtung eine Vergleichbarkeit in den Ergebnisgrößen. Die Abweichungen sind dennoch größer als bei einer Krafteinleitung in globaler z-Richtung. Gründe hierfür werden in der Ergebnisdiskussion erörtert.

Auswertung Außenlaminat bei Krafteinleitung F_y (DN 200):

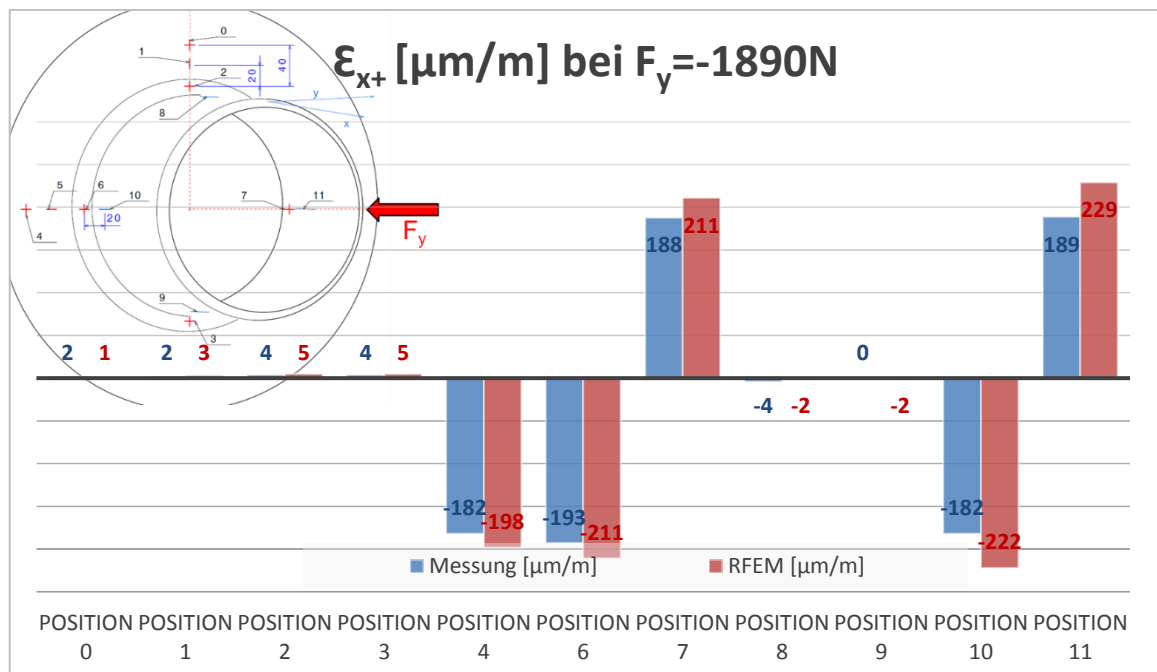


Abb. 6.2.9: Dehnungen ϵ_x im Außenlaminat bei Krafteinleitung in globaler y-Richtung

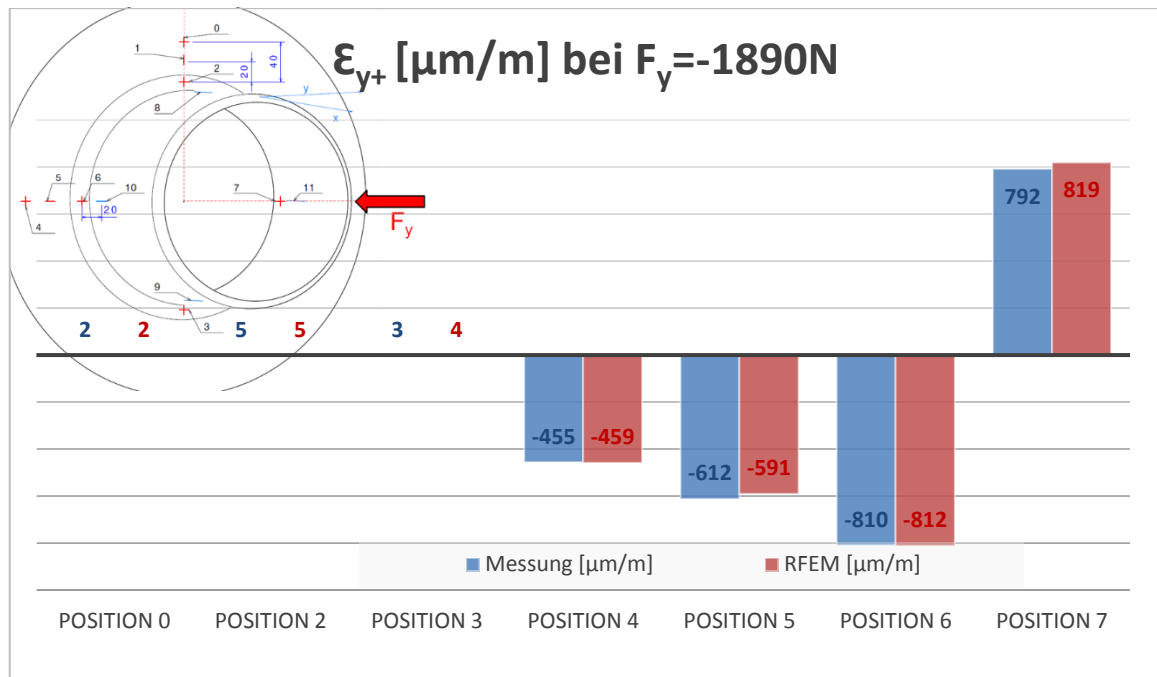


Abb. 6.2.10: Dehnungen ϵ_y im Außenlaminat bei Krafteinleitung in globaler y-Richtung

Auswertung Innenlaminat bei Krafteinleitung F_y (DN 200):

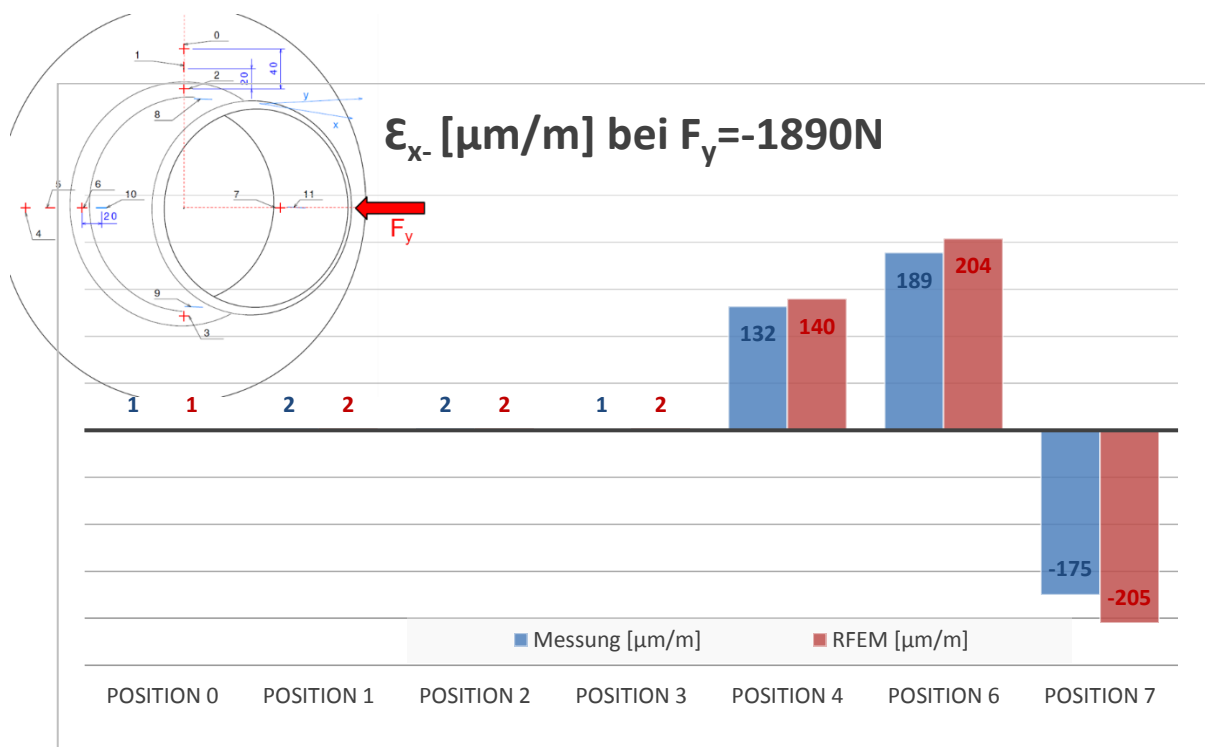


Abb. 6.2.11: Dehnungen ϵ_x im Innenlaminat bei Krafteinleitung in globaler y-Richtung

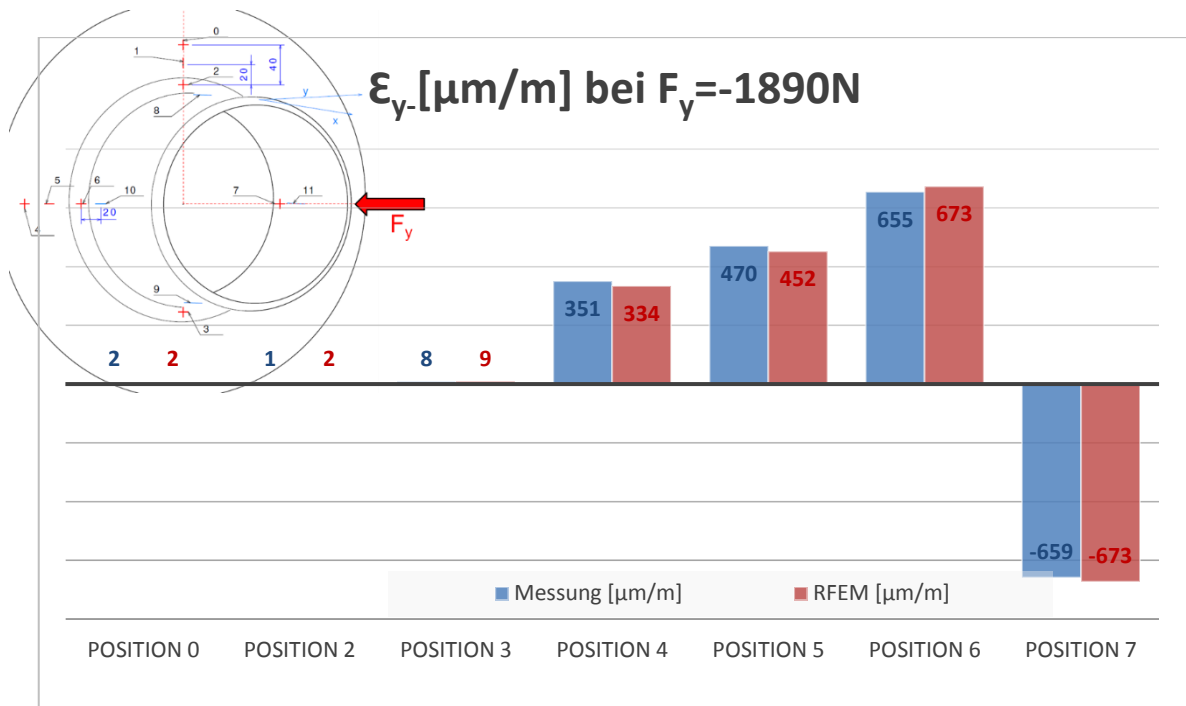


Abb. 6.2.12: Dehnungen ϵ_y im Innenlaminat bei Krafteinleitung in globaler y-Richtung

Es ist eine sehr gute Übereinstimmung bei einer Krafteinleitung in y-Richtung auf allen Positionen zu erkennen. Auf den Positionen 1 bis 3 entstehen erwartungsgemäß nahezu keine Dehnungen bei einer Krafteinleitung in y-Richtung. In Umfangsrichtung zeigen sich selbst im Bereich des Übergangsradius sehr gute Übereinstimmungen. Auch im Innenlaminat sind die Übereinstimmungen als sehr gut zu beurteilen.

Aufgrund der guten Übereinstimmung in den maßgebenden Punkten zwischen FEM-Modell und Experiment wird in diesem Fall auf eine Auswertung der weiteren Stützen verzichtet.

6.3 Simulationsergebnisse

In den folgenden Simulationen werden die minimalen Überlaminatdicken bei 10%-Stutzenlasten nach E-S-MC-100 für Zylinder und Stutzen gesucht, bei der maximal 0,25% Dehnung auftreten. Anschließend wird überprüft, ob das jeweilige Überlaminat aus **Tabelle 3.6.1** ausreicht, um die Stutzenlasten aufzunehmen.

Für das Überlaminat auf der Seite des Zylinders, ergeben sich die in der **Abb. 6.3.1** dargestellten Überlaminatdicken t_{over} .

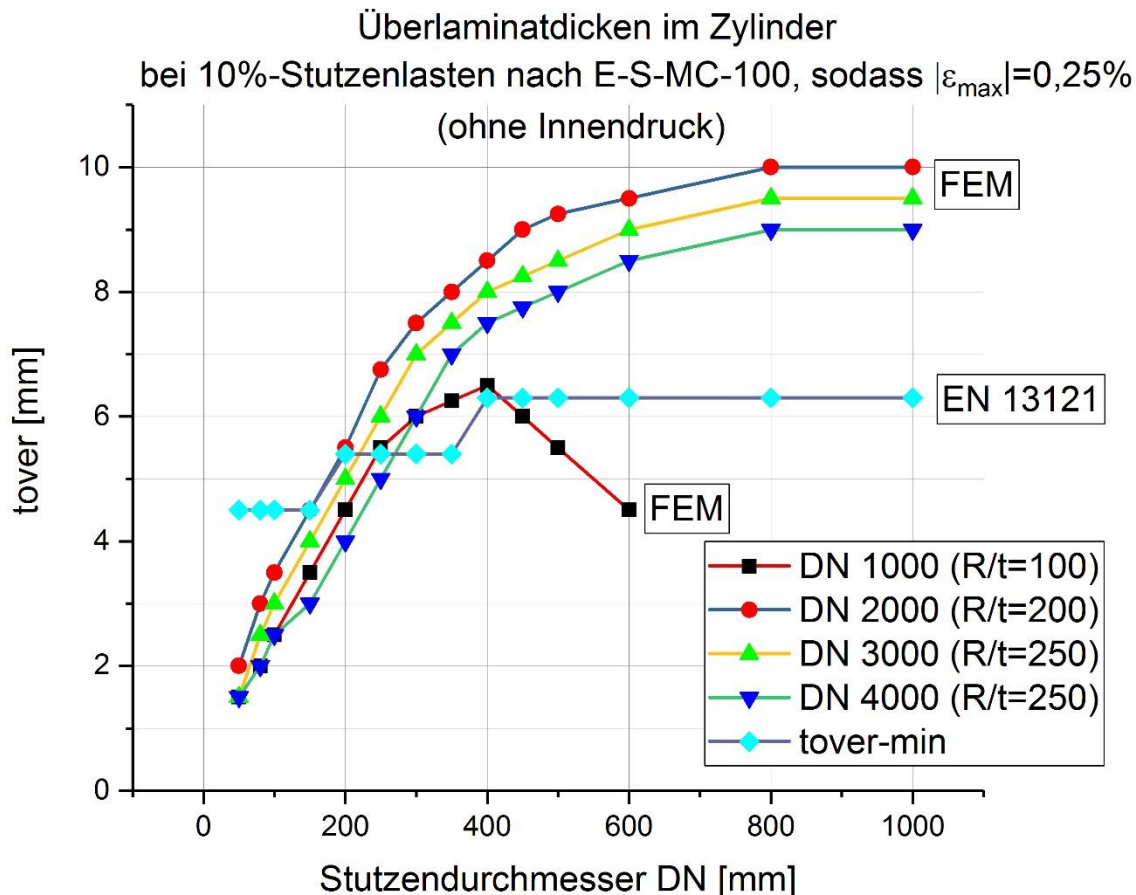


Abb. 6.3.1: FEM berechnete Überlaminatdicken im Zylinder gegenüber den minimal einzuhaltenden Überlaminatdicken nach DIN EN 13121

Für Stutzendurchmesser bis DN 200 reichen die minimalen Überlaminatdicken nach DIN EN 13121-3 aus um die 10%-Stutzenlasten für Zylinder bis mindestens DN 4000 aufnehmen zu können. Die Kurven DN 2000 bis DN 4000 übersteigen für Stutzendurchmesser > DN 200 die Mindestanforderung an die Überlaminatdicken deutlich. Für den Zylinderdurchmesser DN 1000 entstehen bei dem gewählten R/t –Verhältnis von 100 nur 2 Stutzendurchmesser die nennenswert größer als die Mindestdicke werden. Anschließend knickt die Kurve stark ein und wandert wieder unter die Kurve für $t_{\text{over-min}}$.

Als weiterer Schritt wird die Kurve DN 1000 isoliert betrachtet (siehe **Abb. 6.3.2**).

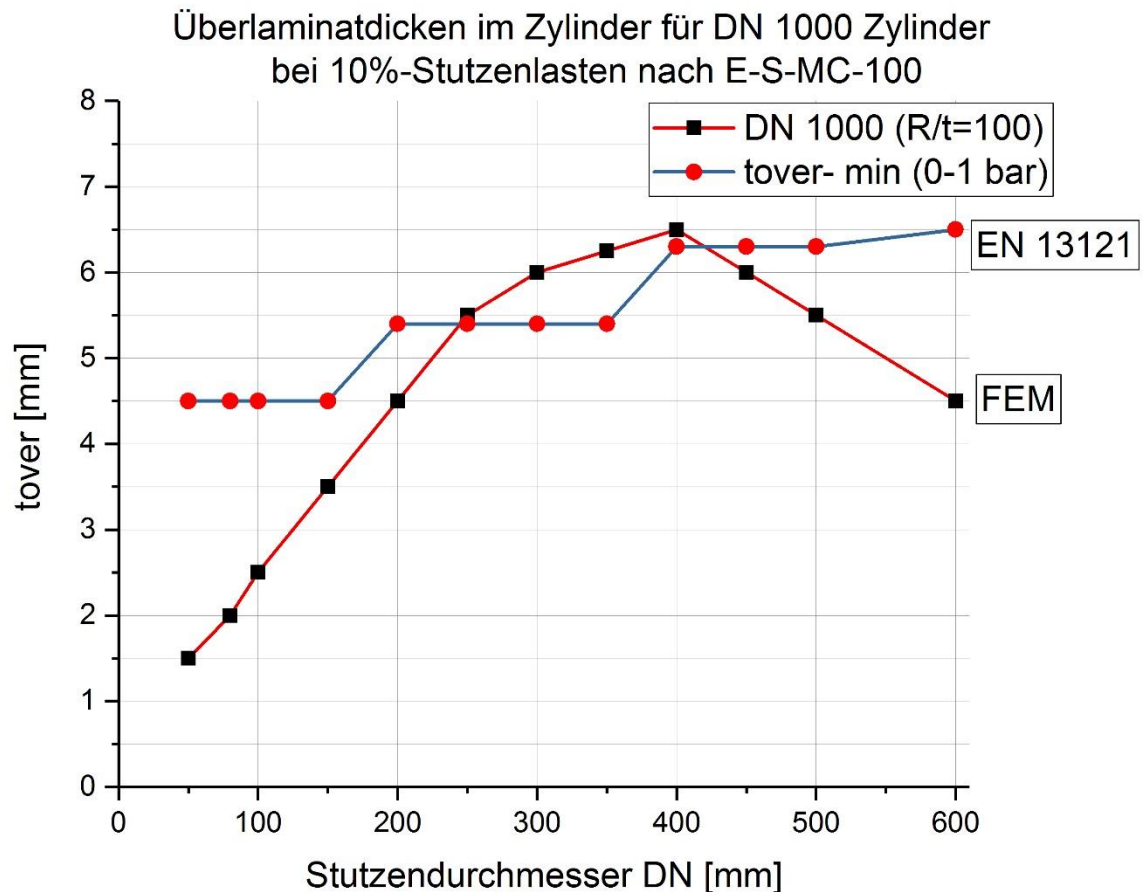


Abb. 6.3.2: Einzel Betrachtung der in FEM berechneten Überlaminatdicken im Zylinder für DN 1000 gegenüber den minimal einzuhaltenden Überlaminatdicken $t_{\text{over-min}}$ aus der DIN EN 13121

Die dargestellte $t_{\text{over-min}}$ Kurve gilt für einen drucklosen Behälter und Behälter bis 1 bar Innendruck. Erst bei Innendrücken > 1 bar würden die benötigten Überlaminatdicken (erzeugt aus dem Verschwächungsbeiwert v_a) größer als die einzuhaltenden Mindestdicken aus der Nebenbedingung werden.

In einem nächsten Schritt wird untersucht, welche Maßnahmen ergriffen werden müssten, um die DN 1000 Kurve für alle Stutzendurchmesser unterhalb der $t_{\text{over-min}}$ Kurve zu bekommen (siehe **Abb. 6.3.3**). Zur Bemessung dient weiterhin die 0,25 % Dehngrenze.

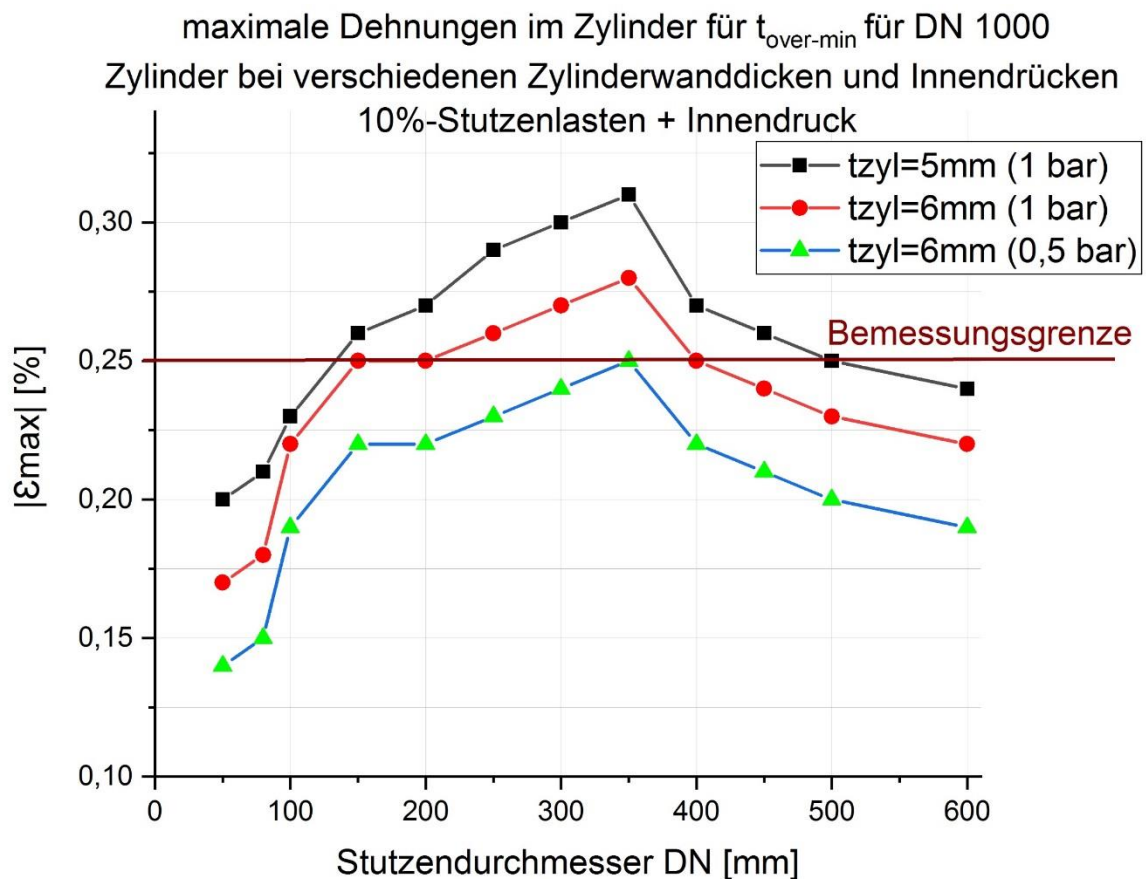


Abb. 6.3.3: Erhöhung der Zylindergrunddicke und Aufbringung verschiedener Innendrüken

Die schwarze Kurve beschreibt weiterhin ein R/t Verhältnis von 100 mit zusätzlichem Innendruck. Wie schon zu erwarten, werden die Dehnungen größer, sodass nur noch Stützendurchmesser bis DN 100 die Bemessungsgrenze nicht übersteigen (außerdem noch DN 500 und DN 600).

Bei einer Erhöhung der Zylinderwanddicke um 1mm, bei gleichzeitig wirkenden Innendruck von 1 bar ist bereits ein deutliches Abmindern der auftretenden Dehnungen zu erkennen (rote Kurve).

Wenn man anstatt 1 bar Innendruck nur 0,5 bar Innendruck bei einer Zylinderwanddicke von 6mm zugrunde legt, fallen alle Stützendurchmesser unterhalb der 0,25% Bemessungsgrenze (blaue Kurve). Somit wäre eine Auslegung aller Stützendurchmesser für einen Zylinder bis DN 1000 und einem wirkenden Innendruck bis 0,5 bar mit den minimalen Überlaminatdicken nach DIN EN 13121-3 möglich.

Die für den Zylinderdurchmesser DN 1000 geführten Untersuchungen werden anschließend auch für den Zylinderdurchmesser DN 2000 vorgenommen. Hierzu wird wieder die FEM Berechnung und die Mindestanforderungen aus der DIN EN 13121 übereinander gelegt und analysiert (siehe **Abb. 6.3.4**).

Überlaminatdicken im Zylinder für DN 2000 Zylinder und PN Stutzen

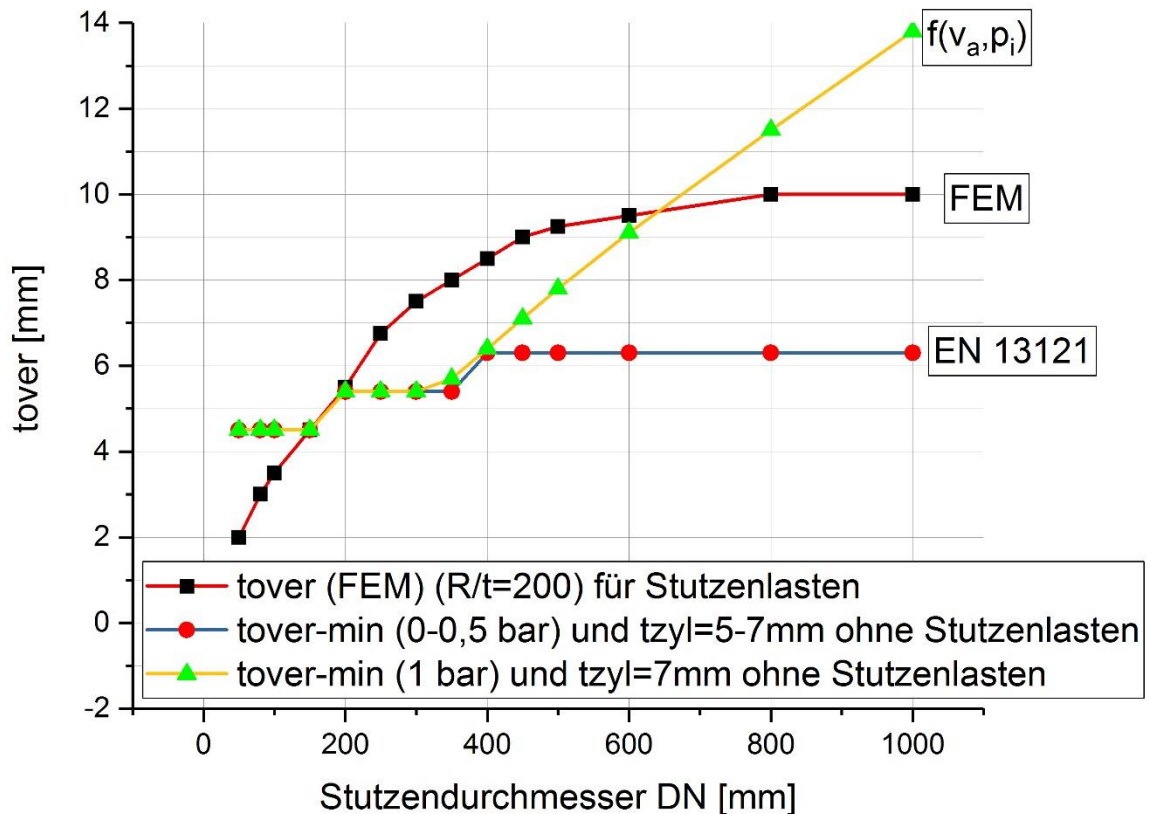


Abb. 6.3.4: Einzel Betrachtung der in FEM berechneten Überlaminatdicken für DN 2000 gegenüber den minimal einzuhaltenden Überlaminatdicken $t_{\text{over-min}}$ aus der DIN EN 13121 und Anforderungen für Innendrucke aus dem Verschwächungsbeiwert v_a

Die blaue Kurve beschreibt die minimalen Dicken für das Überlaminat im Zylinder für einen Innendruck bis 0,5 bar (ohne Stutzenlasten). Die Kurve entspricht der gleichen Abstufung wie auch schon für den Durchmesser DN 1000. Bei einem Innendruck von 1 bar und für Zylinderdicken zwischen 5mm bis 7mm übersteigt die Hauptbedingung (0,25%-Dehngrenze) die Nebenbedingung und steigt mit der gelben Kurve entsprechend an.

Aus der obigen Grafik wird schnell deutlich, dass für eine Zylinderdicke von 5mm bei einem Durchmesser DN 2000 zwangsläufig größere Überlaminatdicken erforderlich wären. Ohne einen Innendruck wäre bei einem Stutzendurchmesser DN 400 ein Überlaminat von 8,5 mm notwendig. Hier ist zu überlegen und zu berücksichtigen, ab welchem Verhältnis der Zylinderdicke zur Überlaminatdicke eine Erhöhung der Grunddicke des Zylinders sinnvoll ist. Hierbei spielen die unterschiedlichen Kostenaufwendungen in der Herstellung für das Wickellaminat des Zylinders und dem meist händisch gelegtem Überlaminat eine Rolle. Die Kosten belaufen sich pro Kilogramm verlegtem Überlaminat auf etwa das Doppelte gegenüber dem Wickellaminat.

Bei einem theoretischen Innendruck von 1 bar liegt die Auslastung im ungestörten Bereich des Zylinders nach Kesselformel bei:

$$\sigma_{\text{Umfang}} = \frac{p \cdot D_a}{2 \cdot t} = \frac{0,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 2000 \text{mm}}{2 \cdot 5 \text{mm}} = 20 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die Bemessungsgrenze für das untersuchte Laminat (E-Modul von 10.000 N/mm^2), liegt bei $\sigma_{max} = 30 \text{ N/mm}^2$. Es wird daher auch untersucht, ob die 10%-Stutzenlasten bei einer Erhöhung der Zylinderdicke um 2mm eine Verbesserung erzielen.

Zum besseren Verständnis sei darauf hingewiesen, dass obwohl die gelbe Kurve ($t_{over-min}$ (1 bar) für Innendruck) die FEM Berechnung bei einem Zylinderdurchmesser $> \text{DN } 625$ übersteigt, nicht automatisch damit gleichzusetzen ist, dass damit die 10%-Stutzenlasten + 1 bar Innendruck aufgenommen werden können. Die Untersuchung hierzu wird in der nächsten Abbildung (**Abb. 6.3.5**) unternommen.

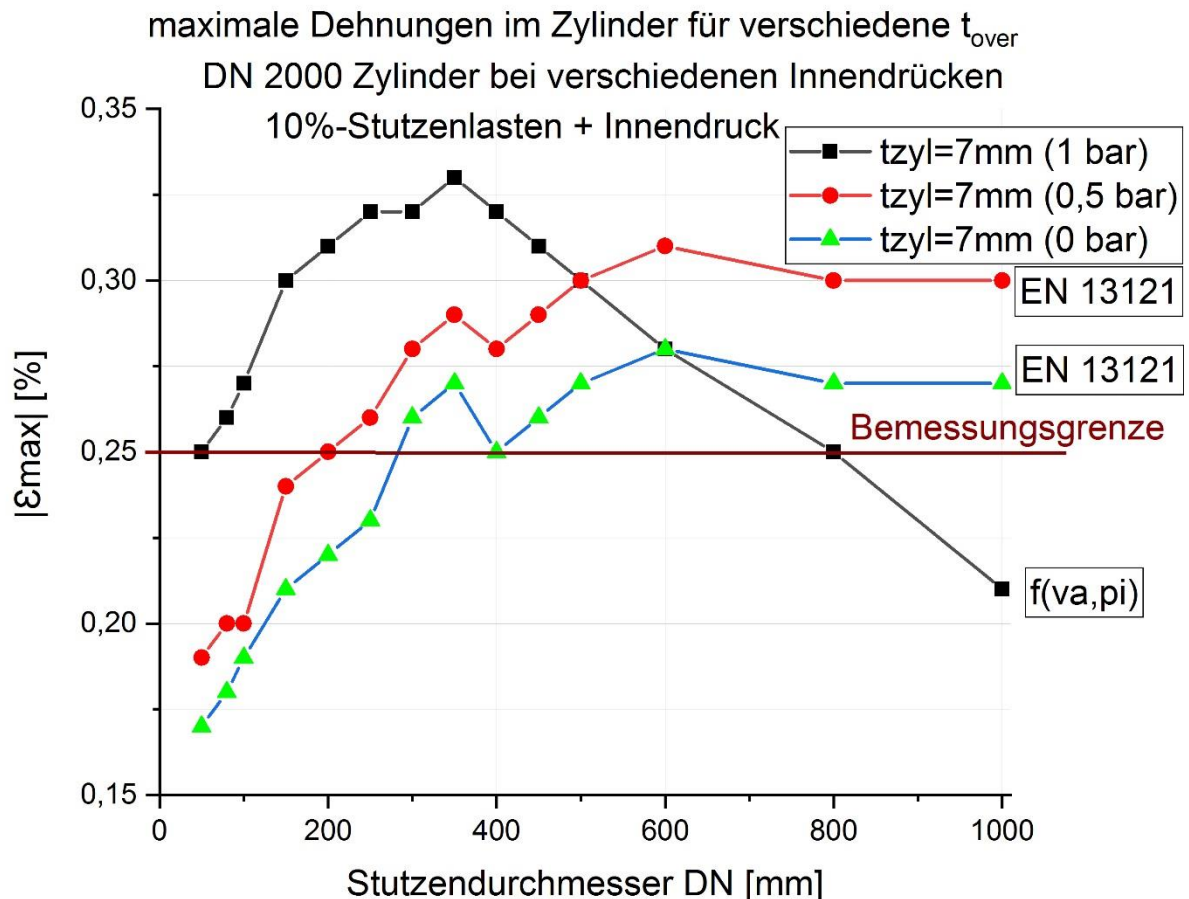


Abb. 6.3.5: Auswertung der maximalen Dehnungen bei Erhöhung der Grundwanddicke für DN 2000 Zylinder in Kombination mit Innendrücken

Es ist zu sehen, dass die Erhöhung der Dicke des Zylinders auf 7mm bei einem gleichzeitig wirkenden Innendruck von 1 bar die Bemessungsgrenze fast überall überschreitet (schwarze Kurve). Eine äquivalente Betrachtung mit 0,5 bar Innendruck zeigt, dass für kleinere Stutzendurchmesser bis DN 200 die Bemessungsgrenze eingehalten wird. Für Stutzendurchmesser $> \text{DN } 200$ ist eine gegenläufige Entwicklung der beiden Kurven zu erkennen. Der Grund liegt in den $t_{over-min}$, welche bei einem Innendruck von 1 bar aus dem Verschwächungsbeiwert resultieren. Es zeigt sich deutlich, dass mit zunehmendem Stutzendurchmesser sich der Verschwächungsbeiwert günstig für die Bemessung der Überlaminatdicken auswirkt.

Bei Betrachtung ohne Innendruck wird die Bemessungsgrenze nicht hinreichend genau eingehalten (blaue Kurve).

Es muss festgehalten werden, dass mit einer Erhöhung der Zylinderwanddicke keine wesentliche Verbesserung erzielt werden konnte. Eine weitere Vergrößerung der Grunddicken würde zu einer Überdimensionierung des Zylinders führen und wird daher als nicht sinnvoll erachtet.

Als nächstes werden die geführten Untersuchungen auf Seiten des Stutzens näher beleuchtet. Als Grundwanddicke für die verschiedenen Stutzendurchmesser dient ein PN 6 Stutzen, wie in **Tabelle 3.4.1** dargestellt.

Für das Überlaminat auf der Seite der Stutzen, ergeben sich die in der **Abb. 6.3.6** dargestellten Überlaminatdicken t_{over} .

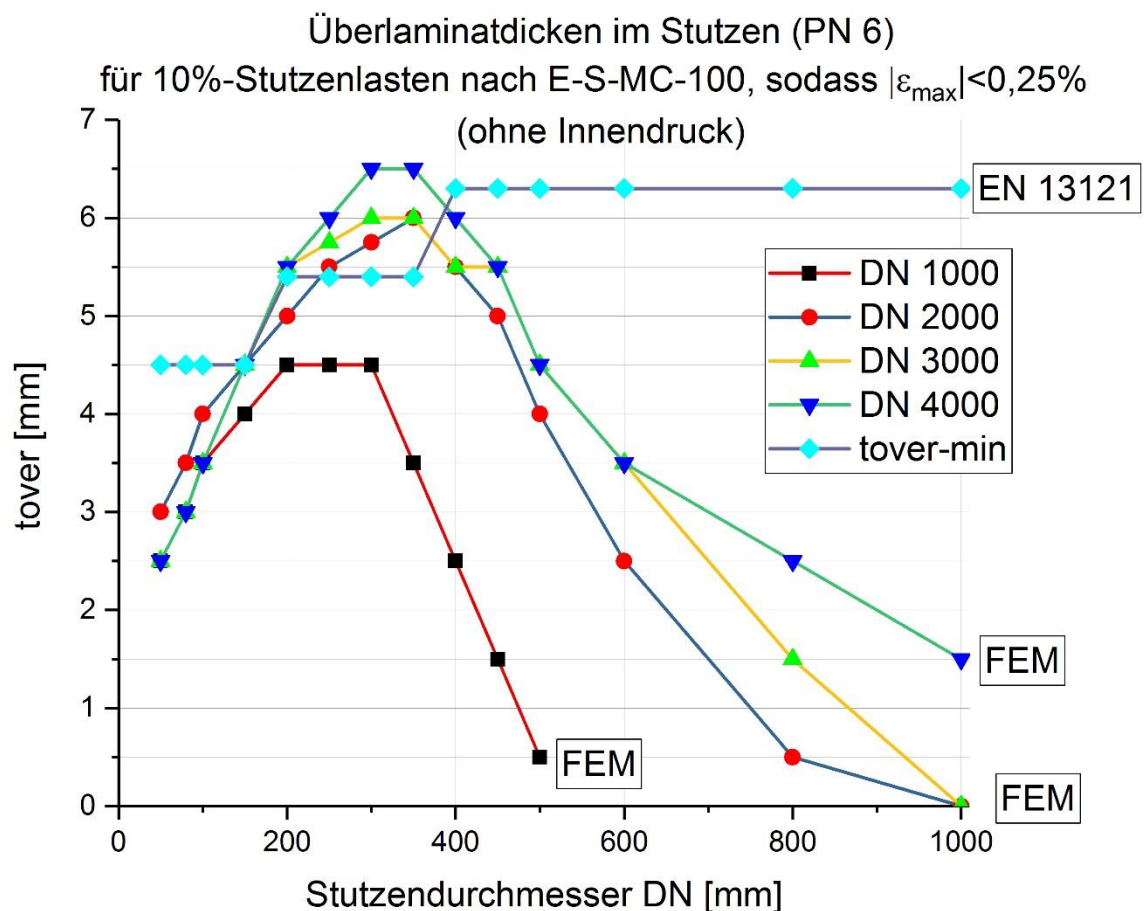


Abb. 6.3.6: FEM berechnete Überlaminatdicken im Stutzen, gegenüber den minimal einzuhaltenden Überlaminatdicken nach DIN EN 13121

Es ist zu erkennen, dass der DN 1000 Zylinder deutlich unter der Mindestanforderung aus der DIN EN 13121 liegt. Auch die weiteren Zylinderdurchmesser liegen größtenteils unterhalb von $t_{\text{over-min}}$. Lediglich 2-3 Stutzendurchmesser der Zylinderdurchmesser $>$ DN 1000 liegen leicht oberhalb der Mindestanforderung für die Überlaminatdicken.

Als erstes wird der Zylinder DN 1000 isoliert betrachtet (siehe **Abb. 6.3.7**).

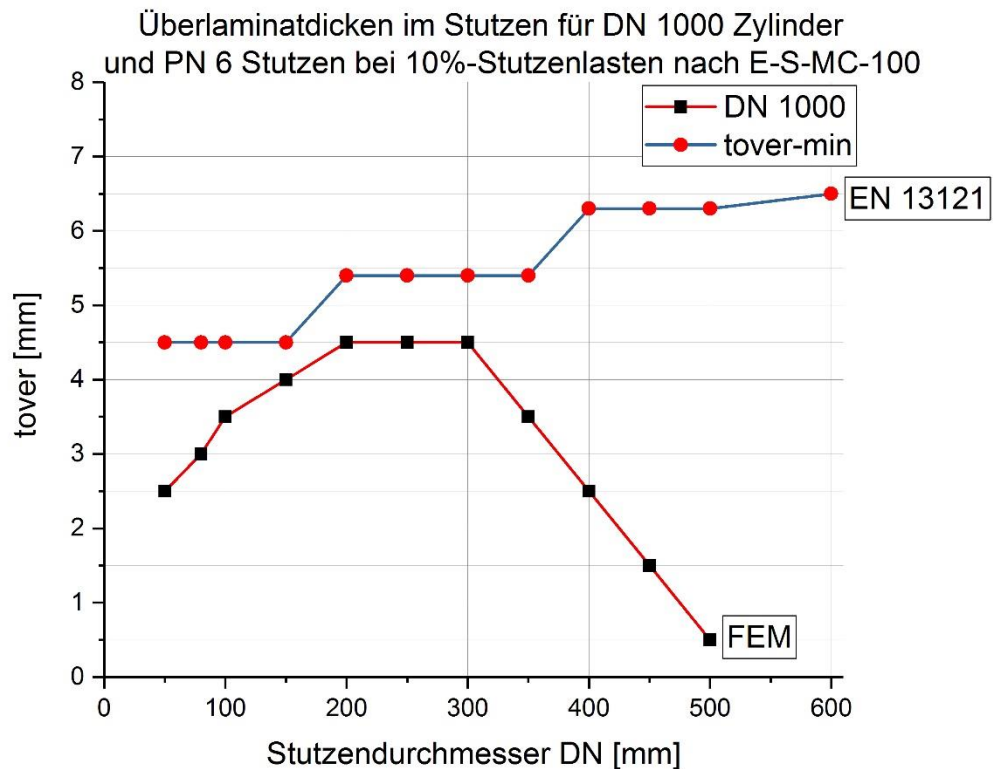


Abb. 6.3.7: Einzel Betrachtung der in FEM berechneten Überlaminatdicken im Stutzen für DN 1000 gegenüber den minimal einzuhaltenden Überlaminatdicken tover-min aus der DIN EN 13121

Da die mit FEM berechnete Kurve deutlich unterhalb der Mindestanforderung liegt, wird als nächstes ein zusätzlicher Innendruck von 1 bar erzeugt und überprüft, ob der Stutzen dies auch noch ohne zusätzliche Bemessung verträgt (siehe **Abb. 6.3.8**)

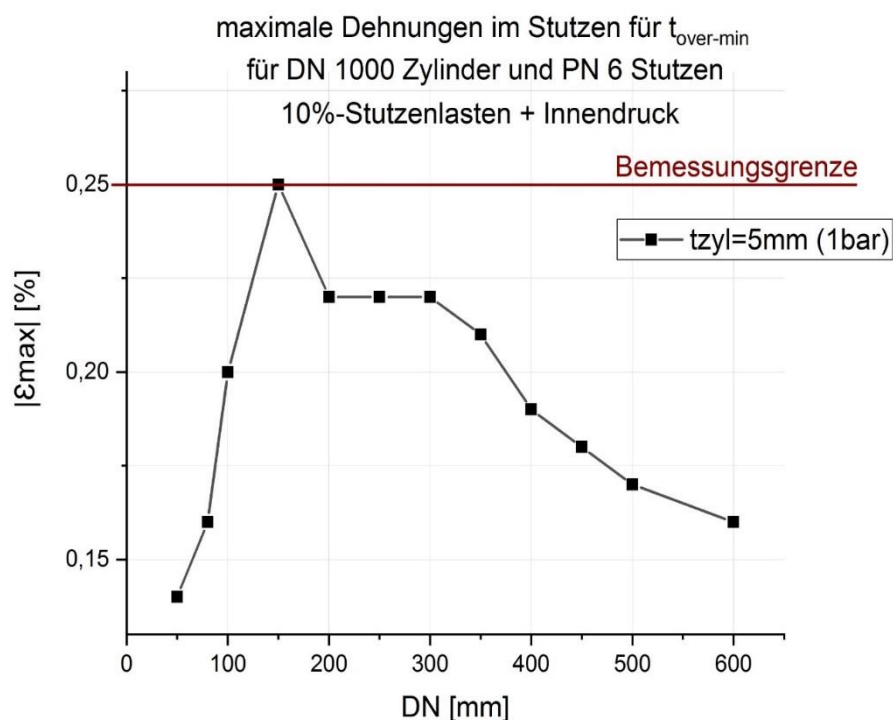


Abb. 6.3.8: Auswertung der maximalen Dehnungen für DN 1000 Zylinder bei 10%-Stutzenlasten und zusätzlicher Einleitung eines Innendrucks von 1 bar

Es ergibt sich, dass für den Zylinderdurchmesser DN 1000 die minimalen Überlaminatdicken ausreichen, um zusätzlich zu den 10%-Stutzenlasten auch noch einen Innendruck von 1 bar aufnehmen zu können.

Im nächsten Schritt wird der Zylinder DN 2000 isoliert betrachtet (siehe **Abb. 6.3.9**).

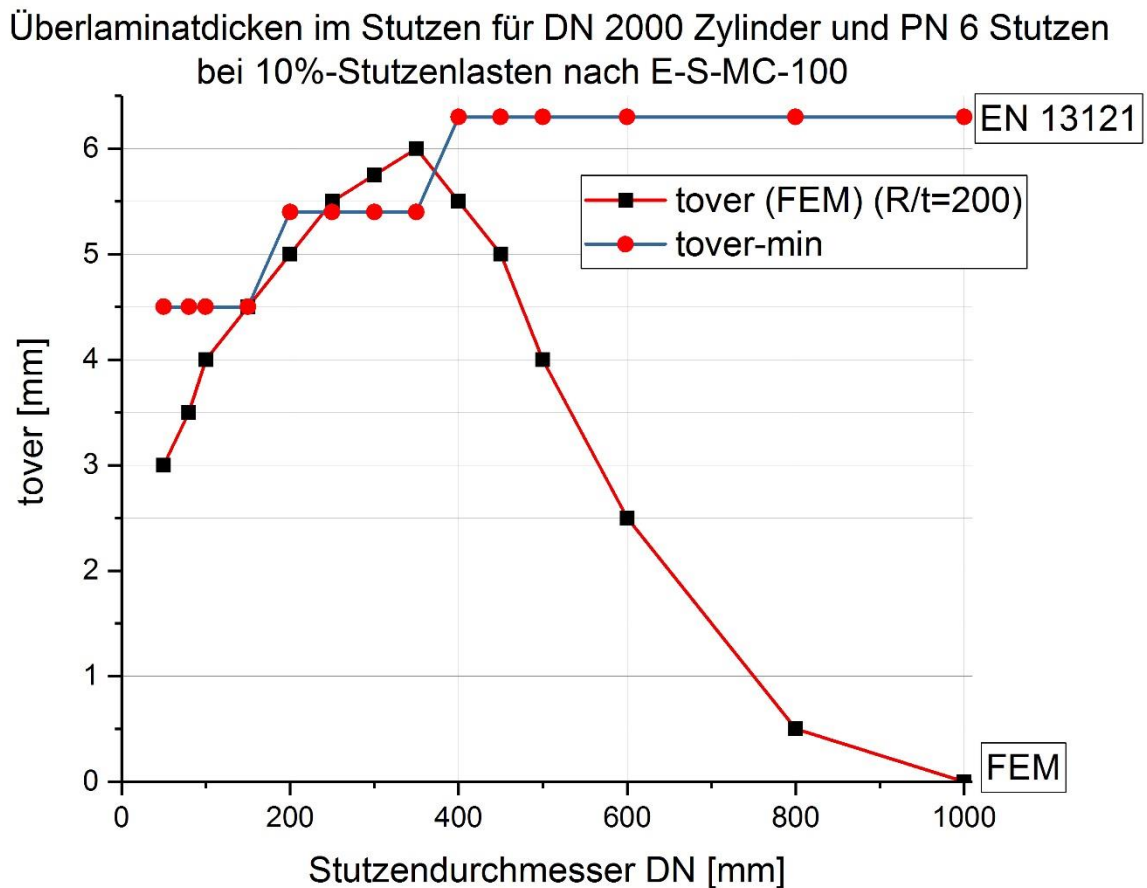


Abb. 6.3.9: Einzel Betrachtung der in FEM berechneten Überlaminatdicken im Zylinder für DN 2000 gegenüber den minimal einzuhaltenden Überlaminatdicken $t_{\text{over-min}}$ aus der DIN EN 13121

Es ist zu erkennen, dass die Mindestanforderung aus der Din 13121 nur an drei Stellen leicht überschritten wird. Eine mögliche Abhilfemaßnahme könnte die auch schon bei der Analyse der Überlamine auf Zylinderseite vorgeschlagene Erhöhung der Grundwanddicke sein.

In **Abb. 6.3.10** werden hierzu verschieden mögliche Szenarien getestet.

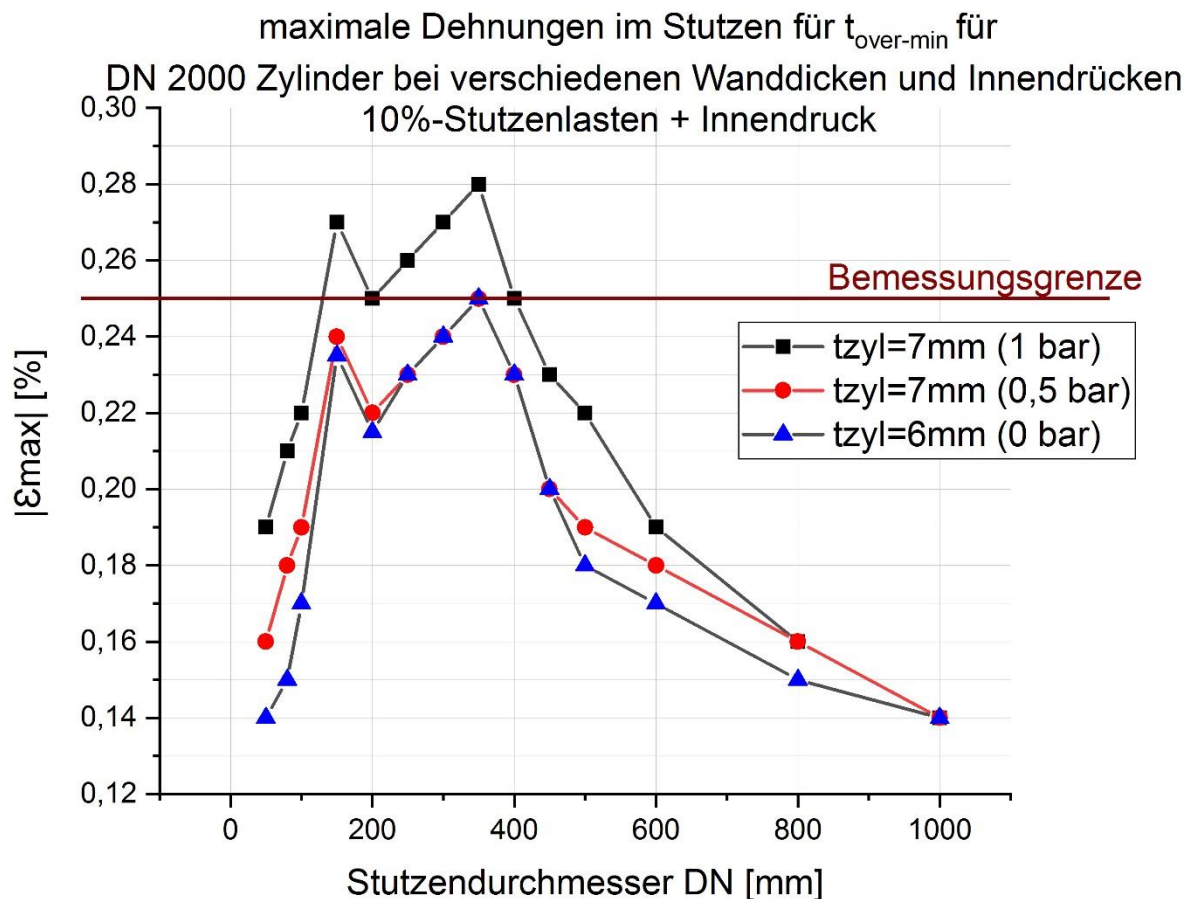


Abb. 6.3.10: Auswertung der maximalen Dehnungen im Stutzen für verschiedene Grundwanddicken des DN 2000 Zylinders in Kombination mit Innendrücken

Die Auswertung zeigt, dass bei einer Erhöhung der Zylinderwanddicke um 1 mm, die 10%-Stutzenlasten aufgenommen werden (blaue Kurve). Bei einer weiteren Erhöhung auf insgesamt 7 mm Grundwanddicke kann zusätzlich ein Innenruck von 0,5 bar sichergestellt werden (rote Kurve). Eine weitere Erhöhung des Innendrucks auf insgesamt 1 bar bei wieder 7mm Grundwanddicke des Zylinders ist für Stutzendurchmesser < DN 100 und > DN 400 möglich, ohne dass die Bemessungsgrenze überschritten wird (schwarze Kurve).

An dieser Stelle wird darauf verzichtet, für die Zylinderdurchmesser DN 3000 und DN 4000 äquivalente Untersuchungen durchzuführen. Aus den bisherigen Erkenntnissen kann bereits abgeleitet werden, dass auch hier Maßnahmen ergriffen werden müssen, um die Stutzendurchmesser > DN 150 < DN 400 unterhalb der Bemessungsgrenze zu bekommen. Wie die Hersteller dies bewältigen, muss in einem nächsten Schritt entschieden werden. Neben der Erhöhung der Zylinderwanddicken könnte man auch eine neue Abstufung der $t_{\text{over-min}}$ aus den Anforderungen für die Überlamine aus der DIN EN 13121 festlegen.

6.4 Vergleich mit NozzlePro

Als weiterer Vergleich zum Modell 1 „Stutzen in der Zylinderschale“ und den experimentellen Ergebnissen wurde in Zusammenarbeit mit der Firma Covestro, mit der Software NozzlePro ein Vergleichsmodell aufgebaut. An dieser Stelle soll ohne detaillierten Nachweis nur festgehalten werden, dass eine gute Übereinstimmung der ausgewerteten Ergebnisgrößen gefunden werden konnte.

Der Hintergrund, NozzlePro in dieser Arbeit zu thematisieren liegt allerdings mehr darauf, ein für die Zukunft potentes Ersatzprogramm für Arbeiten mit Stutzenanbindungen zu finden. NozzlePro ist ein für Apparaten Hersteller ein auf dem Markt bewährtes Programm zur Bemessung von Rohranbindungen für Metalle, welches unter anderem auch von den verschiedenen TÜV Einrichtungen benutzt wird. Ziel ist es daher herauszufinden, ob NozzlePro für Apparatehersteller mit dem Werkstoff GFK zu gebrauchen ist. Hierzu soll der grundsätzliche Aufbau des Programms und dessen Stärken und Schwächen kurz vorgestellt werden.

NozzlePro ist ein FEM-Tool, welches spezifisch für Auswertungen von Spannungen nach ASME/EN 13445 entwickelt wurde. Das Programm ist ausschließlich über die in der Bibliothek hinterlegten auf Schalenelementen basierten Geometrien zu bedienen (siehe **Abb. 6.4.1**).

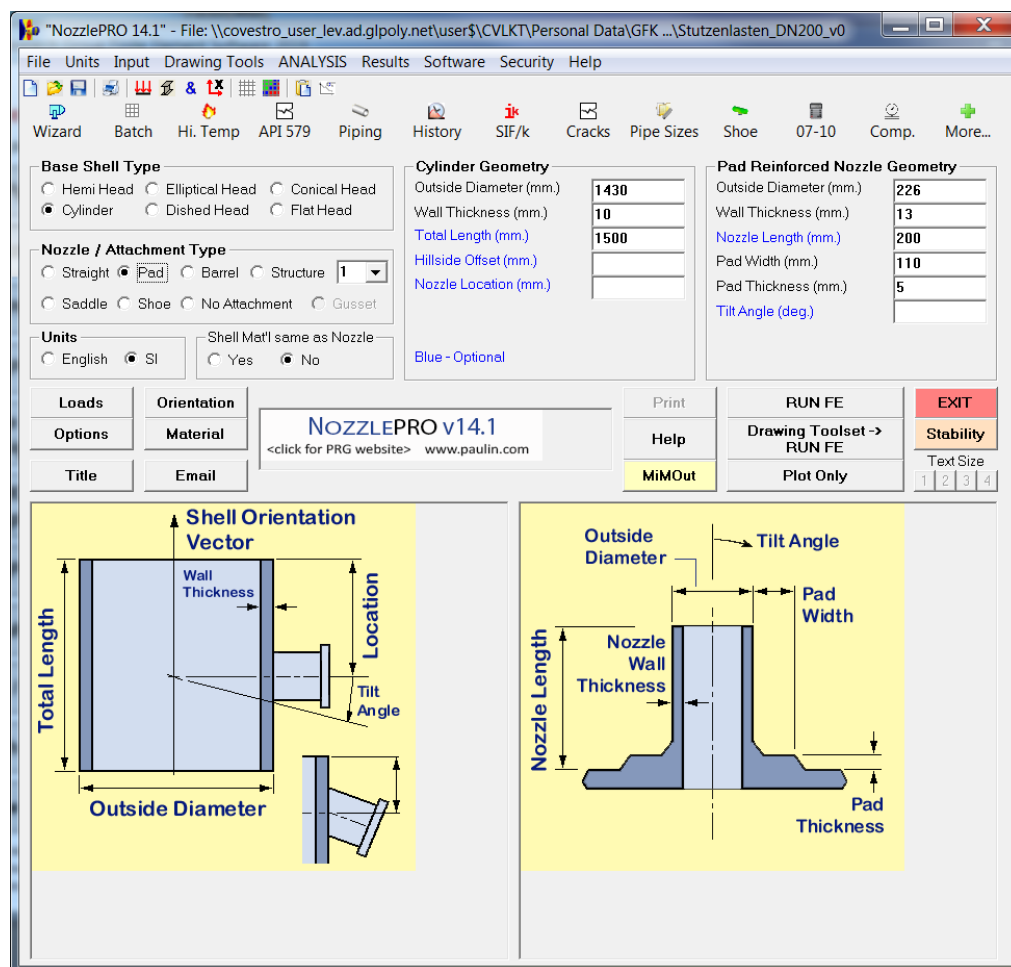


Abb. 6.4.1: Startoberfläche NozzlePro

Die geometrischen Abmaßen können praktisch über eine entsprechende Maske eingegeben werden. Die wichtigsten Stutzenanbindungen für Zylinder, Klöpperboden und der Korbbogenform können hier ausgewählt werden. Die Stutzen können zusätzlich zu senkrecht aus dem Grundkörper herausragenden Anbindungen auch mit einem Winkel versehen werden. Die Startoberfläche beinhaltet direkt ersichtlich die wichtigsten Auswahlfenster zur Definition der Randbedingungen, der Lasteinleitung und des Materials. In einem weiteren Fenster können anschließend über eine Eingabemaske die entsprechenden drei Kräfte- und Momente und ein zusätzlicher Innendruck definiert werden (siehe **Abb. 6.4.2**).

Nozzle Loads - at End of Nozzle (Global)

Loads are applied at... **End of Nozzle** i Loads are defined... **Globally** i i

	FX (N.)	FY (N.)	FZ (N.)	MX (N.m.)	MY (N.m.)	MZ (N.m.)
Weight						
Operating	-930					
Occasional						

Nozzle Inside Temperature (deg C) **21.00** Design Pressure (MPa) **1**

Nozzle Outside Temperature (deg C) **21.00** Operating Pressure (MPa) **1**

Shell Inside Temperature (deg.C) **21.00** i i i

Shell Outside Temperature (deg.C) **21.00**

Import Loads from Piping Program... **Import API 660 Loads...** Preview Transformed Loads... **O.K.**

Abb. 6.4.2: Lasteneinleitung in NozzlePro

Die Stutzenlasten können dabei bequem am Verschneidepunkt oder am Ende des Stutzens angesetzt werden.

Nach Eingabe der Eingangsgrößen geht das Programm sofort in die Ergebnisdarstellung (siehe **Abb. 6.4.3**).

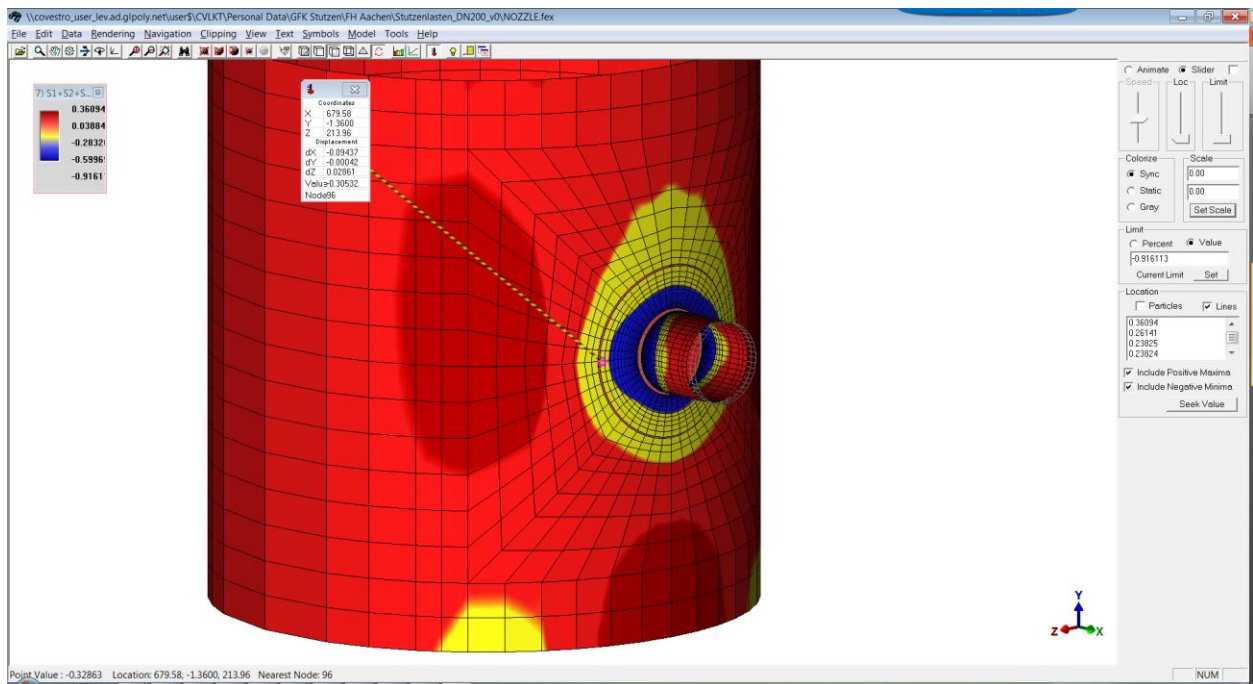


Abb. 6.4.3: Ergebnisdarstellung in NozzlePro

Das Netz wird vom Programm erzeugt und ist bereits in den entscheidenden Bereichen verfeinert.

Die Ergebnisdarstellung und Auswertung gestalten sich im Programm als etwas schwieriger. Ursprünglich ist das Programm für Spannungsclassifizierungen und Überlagerungen konzipiert worden. Dementsprechend begrenzt sich das Programm auf die Auswertung verschiedener Vergleichsspannungshypothesen. Das Abrufen einzelner Ergebnisgrößen ist nur begrenzt bzw. gar nicht verfügbar. In der jetzigen Version liefert das Programm keine Auswertungsmöglichkeiten von Dehnungen. Auch sind Auswertungen anisotroper Materialien derzeit nicht möglich.

Die Einführung der Software "NozzlePro" hat ergeben, dass das Programm in seiner jetzigen Ausführung eher ungeeignet für weitere Arbeiten mit der Thematik der Stutzenlasten an Behältern aus GFK ist, aber durchaus Potential besitzt. Um das Programm für die Zwecke mit Stutzenverbindungen aus GFK nutzbar zu machen, wären einige Erweiterungen bei der Ergebnisdarstellung nötig. Außerdem muss geklärt werden, inwiefern eine Auswertung für "nennenswert" orthotrope GFK-Laminate relevant ist. Ein erster Kontakt zu Herrn Paulin, dem Entwickler der Software, wurde hierfür bereits aufgebaut. Falls NozzlePro im AVK-Arbeitskreis für Interesse sorgt, könnte man den Kontakt mit Herrn Paulin intensivieren und man hätte außerdem eine stärkere Verhandlungsbasis, falls mehrere Unternehmen Interesse bekunden.

7 Diskussion der Ergebnisse

7.1 Experimenteller Teil

In **Kapitel 6.3** wurde der Vergleich zwischen dem RFEM Modell und dem experimentellen Prüfkörper vorgenommen. Dabei zeigte sich fast immer eine gute Übereinstimmung in den ermittelten Dehnungen im Überlaminat des Zylinders und des Stutzens auf der Außen- und Innenseite des Laminats. Einzelne Messstellen auf dem Laminat zeigten allerdings größere Abweichungen zu den FEM Berechnungen. Folgend wird anhand einer Parameterstudie versucht, die größten Störeinflüsse auf die Messergebnisse zu identifizieren und zu bewerten.

Für einen genauen Vergleich zwischen FEM- und experimenteller Untersuchung spielt die Krafteinleitung auf die Stutzen die wesentlichste Rolle. Zum Vergleich wurden dabei, wie bereits dargestellt, die entsprechenden Kräfte einzeln in der jeweilige Achsrichtung eingeleitet, welches immer eine nahezu symmetrische Verteilung oder antimetrische Verteilung der Dehnungen zur Folge hatte (beispielhaft zu sehen in **Abb. 7.1.1**).

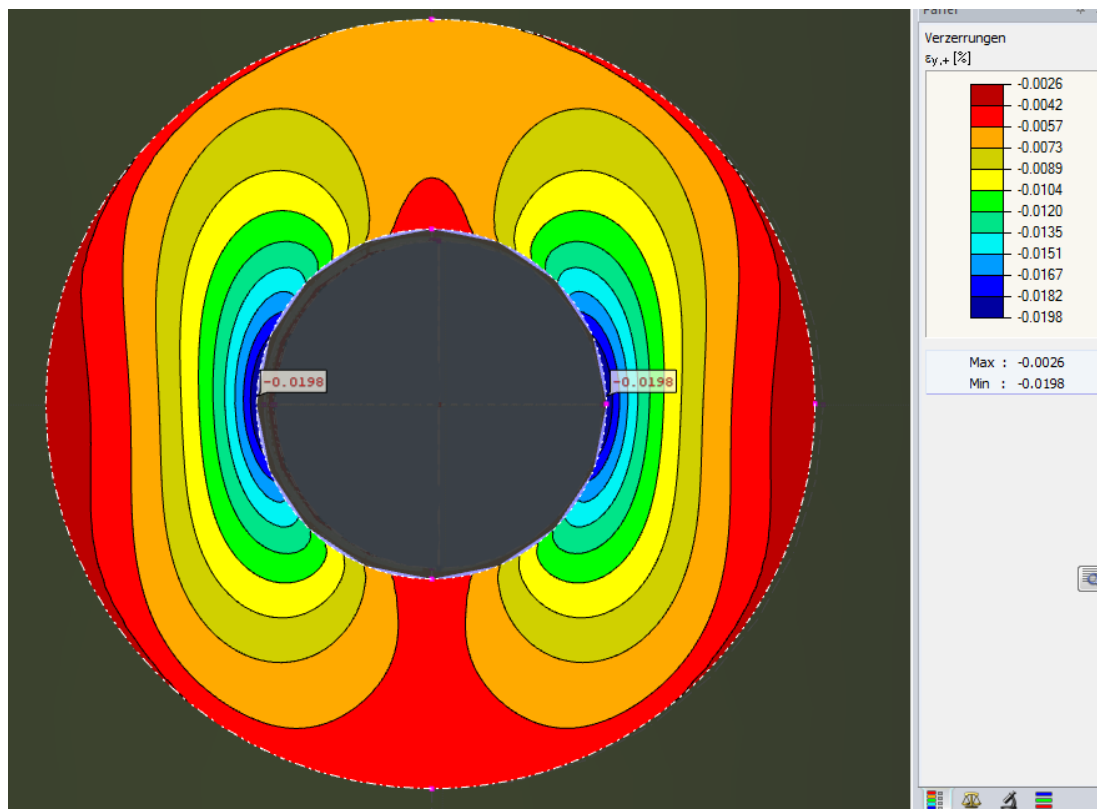


Abb. 7.1.1: Symmetrische Dehnungsverteilung am Bsp. von ϵ_y , bei Einwirkung von F_x im Überlaminat

In den experimentellen Messungen war eine derartige Dehnungsverteilung in der X-Richtung nur teilweise zu erkennen, was einerseits auf einen nicht ideal- symmetrischen Prüfkörper und zum anderen auf eine nicht ideale Krafteinleitung vermuten lässt. Wie bereits in **Kapitel 5.3** beschrieben, wurde die Kraft über eine Kugel in die Stahlplatte am Ende des Stutzens eingeleitet. Durch die Kugel kann sich die eingeleitete Kraft größtenteils selbst austarieren. In Vergleichsrechnungen zeigte sich allerdings, dass bereits bei kleinen Kraftanteilen in die beiden anderen Achsrichtungen eine Umverteilung der Dehnungen ergibt (siehe **Abb. 7.1.2**).

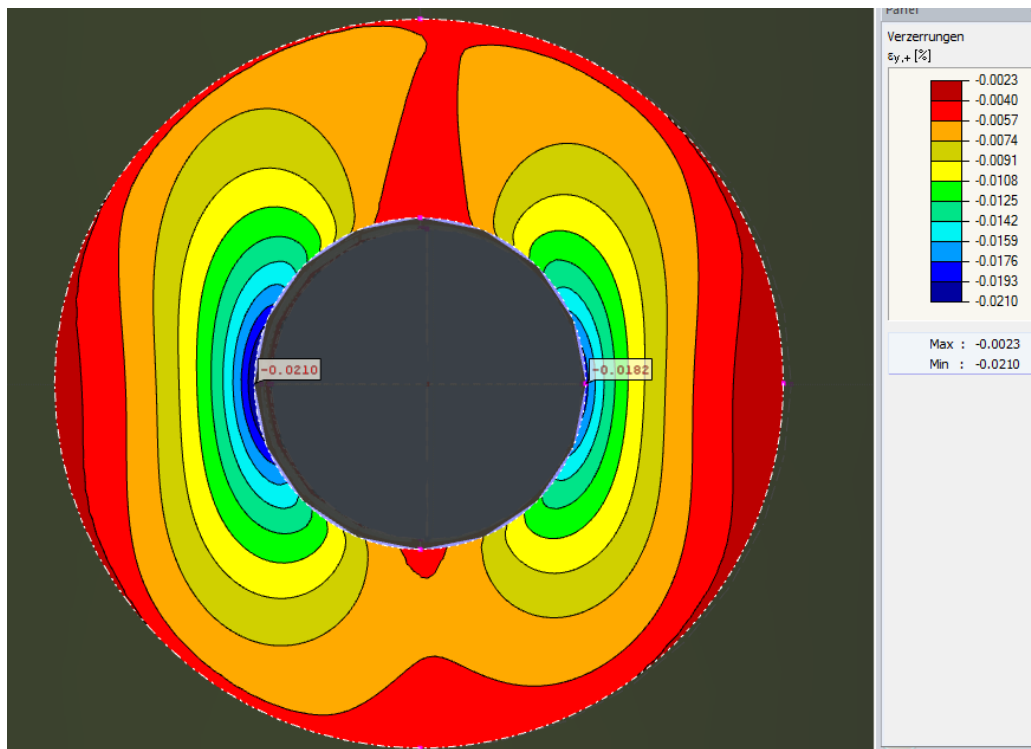


Abb. 7.1.2: Dehnungsverteilung ϵ_{y+} bei Haupteinwirkung von $F_x = 950\text{N}$ und $F_y = -40\text{N}$ und $F_z = -40\text{N}$

Die entsprechenden Maxima und Minima bilden sich durch Hinzubringen von Kraftkomponenten in Y- und Z-Richtung von etwa 5% der eigentlichen Nennkraft (in X-Richtung) neu aus und sorgen für größeren Abweichungen der Dehnung bei den gegenüber angebrachten Messpunkten.

Kraftanteile in der Größenordnung von 5% von der Nennkraft in den beiden anderen Achsrichtungen sind versuchstechnisch schnell erreicht und erklären den oben aufgeführten Effekt. Hinzu kommt, dass durch die Kugel zwar eine Drehmöglichkeit in der Krafteinleitungsstelle besteht, allerdings keine translatorische Verschiebmöglichkeit. Dies führt zwangsläufig zu weiteren anders gerichteten Kraftkomponenten.

Als weiterer "größerer" Einflussfaktor ist die Dehnungsmessung mit DMS genannt. In der folgenden **Abb. 7.1.3** wird das Abklingen der Dehnungen im Überlaminat des Zylinders beispielhaft am Fall der in F_x eingeleiteten Kraft dargestellt.

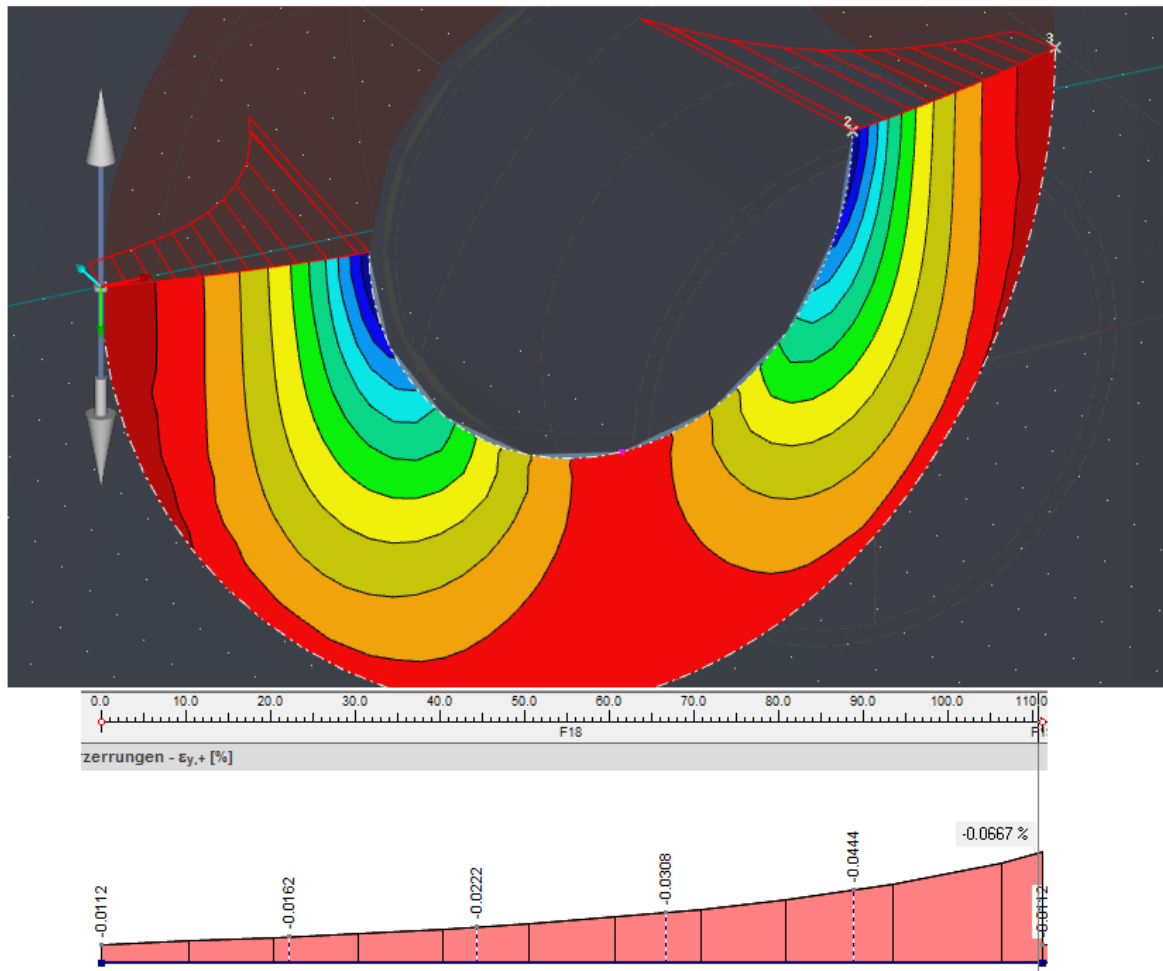


Abb. 7.1.3: Dehnungen im Zylinder-Überlaminat am Bsp. von ϵ_{y+} bei Einwirkung von F_x

Es ist ein sehr schnelles Abklingen der Dehnungen entlang der Umfangsrichtung zu erkennen. Dies ist zwar im FE-Berechnungsprogramm unproblematisch abzubilden, da in diesen Bereichen das Netz einfach fein genug aufgebaut werden kann, sorgt aber messtechnisch durch Ermittlung mittels DMS zu größeren Schwierigkeiten.

Eine schnelle Abnahme der Dehnungen im Messbereich wurde bereits im Vorfeld vorhergesagt und entsprechend wurden die charakteristischen Gitterlängen der DMS möglichst klein gewählt, um die Dehnungen an den Messpositionen exakter bestimmen zu können.

Im Übergangsbereich vom Zylinder zum Stutzen wurden die kleinsten zur Verfügung stehenden Gitterlängen von 2mm gewählt. Außerhalb vom Übergangsradius wurden Gitterlängen von 5 mm und 10 mm gewählt. Dies birgt gewisse Ungenauigkeiten in der Auswertung und im Vergleich, da im Berechnungsmodell Punktgrößen ausgewertet wurden und Messtechnisch Dehnungen über die entsprechenden Gitterlängen bestimmt wurden. An dieser Stelle könnte man für eine genauere Auswertung Mittelwerte im FE-Modell über die Länge der DMS bilden. Dies wurde aufgrund des doch vergleichsweise hohen Aufwands verworfen. Es wurde auch versucht die Elementgrößen in der FE-Berechnung den Gitterlängen der DMS anzupassen, um einen besseren Vergleich durchführen zu können. Dieser Ansatz war allerdings nicht zielführend.

In der **Abb. 7.1.4** ist zusätzlich zu einem schnellen Abklingen der Maximaldehnungen auch ein Sprung im Moment zu erkennen. Ein solcher Sprung wurde versuchstechnisch leicht verschoben ermittelt, sodass einige wenige Messstellen gegenüber den FEM-Simulationen unterschiedliche Vorzeichen aufwiesen.

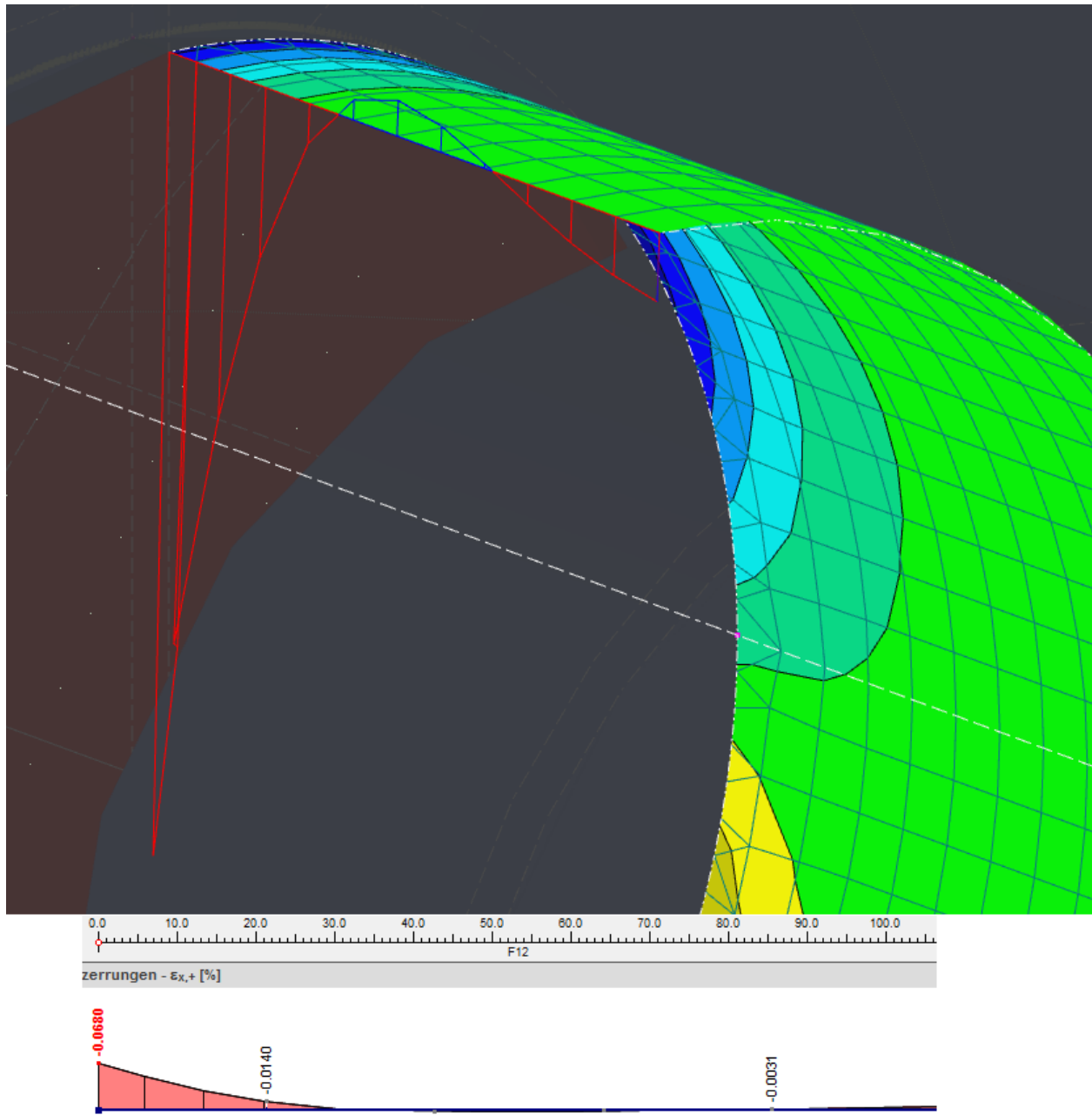


Abb. 7.1.4: Dehnungen im Zylinder-Überlaminat am Bsp. von ϵ_{x+} bei Einwirkung von F_z

Der im Vorfeld als kritisch erachtete Bereich im Übergansradius vom Behälter zum Stutzen hat sich bei der Auswertung als nicht so gravierend herausgestellt. Die Dehnungs- und Spannungsspitzen sind im Simulationsmodell zwar durchaus gegeben, liegen aber im gleichen Größenbereich wie die messtechnisch ermittelten. Dabei war das Simulationsmodell in diesem Bereich stets konservativ und besaß maximale Abweichungen von 30%. Die mittlere Abweichung lag bei ca. 12-15 %. Eine Ausblendung des Überlappungsbereiches wird daher für die Bemessung als durchaus sinnvoll erachtet.

7.2 Diskussion der Simulationsergebnisse

Die in **Kap. 6.3** geführten Simulationen sollen in den folgenden Betrachtungen unter Hinzunahme zusätzlicher Aspekte diskutiert werden.

7.2.1 Überlaminatdicken

Aus den erzeugten Diagrammen (besonders **Abb. 6.6.1** und **6.6.6**) können direkt die notwendigen Überlaminatdicken für Zylinder und Stützen unter Berücksichtigung der 10%-Stützenlasten nach E-S-MC-100 abgelesen werden. Dabei zeigte sich auf Seiten der Stützen, dass bei einer Standarddimensionierung nach DIN EN 13121-3 mit einem PN 6 Stützen fast alle 10%-Werte die Bemessungsgrenze von 0,25 % nicht überschreiten. Da es aber doch einige wenige Ausreißer im Bereich der Stützendurchmesser zwischen $> DN 150 < DN 400$ gab, wird als eine mögliche Maßnahme eine neue Abstufung der Mindestdicken $t_{\text{over-min}}$ vorgeschlagen.

Derzeit gilt nach DIN 13121-3 für das Außenlaminat:

„Die Verstärkung außen, muss aus mindestens 3 Schichten Wirrfasermatte mit 450 g/m² bestehen.“

Der Vorschlag wäre eine Abstufung, wie sie auch für das Innenlaminat vorgenommen wird.

Für $50 \text{ mm} < d_a \leq 150 \text{ mm}$: $t_{\text{außen}} \geq 3 \times 450 \text{ g/m}^2$ Wirrfasermatte

Für $150 \text{ mm} < d_a \leq 400 \text{ mm}$: $t_{\text{außen}} \geq 5 \times 450 \text{ g/m}^2$ Wirrfasermatte

Für $d_a \geq 400 \text{ mm}$: $t_{\text{außen}} \geq 3 \times 450 \text{ g/m}^2$ Wirrfasermatte

Dabei ist eine Mindestdicke von 0,9 mm pro Wirrfasermatte und ein minimales E-Modul von 10.000 N/mm² einzuhalten. Diese Maßnahme ist für ein $R/t > 166 < 250$ in den Simulationen nachgewiesen, sollte aber in einem weiteren Schritt für ein $R/t > 250 < 300$ (Das Verhältnis $R/300$ muss nach DIBt/ EN immer mindestens eingehalten werden) noch ausgeweitet werden.

7.2.2 5%-Stützenlasten

Weiter wurde beispielhaft untersucht, wie sich eine Verringerung der Stützenlasten auf 5% der Stützenlasten in den Dehnungen auswirkt. In **Tabelle 7.2.1** wird die Überprüfung auf Linearität bei Absenkung der Stützenlasten von 10% auf 5% beispielhaft an der Untersuchung aus **Abb. 6.3.8** aufgezeigt.

Stutzendurchmesser DN	$ \epsilon_{\max} $	$ \epsilon_{\max} $
mm	%	%
Stutzen	10%-Stutzenlasten	5%-Stutzenlasten
50	0,141	0,0705
80	0,1505	0,07525
100	0,1704	0,0852
150	0,235	0,1175
200	0,215	0,1075
250	0,231	0,1155
300	0,241	0,1205
350	0,2505	0,12525
400	0,2302	0,1151
450	0,2	0,1
500	0,182	0,091
600	0,172	0,086
800	0,154	0,077
1000	0,141	0,0705

Tabelle 7.2.1: Überprüfung auf Linearität bei Absenkung der Stutzenlasten von 10% auf 5% (beispielhaft an der Untersuchung aus Abb. 6.3.8)

Anhand der oben geführten Beispielberechnung kann ein eindeutiger linearer Zusammenhang in den Dehnungen bei Verringerung der Stutzenlasten festgestellt werden. Somit ist eine Linearisierung der berechneten t_{over} für das Zylinder- und Stutzenüberlaminat möglich.

In den **Abb. 7.2.1** und **Abb. 7.2.2** sind die 5%-Stutzenlasten aus den FEM berechneten Überlaminatdicken im Zylinder/Stutzen gegenüber den minimal einzuhaltenden Überlaminatdicken nach DIN EN 13121 aufgetragen.

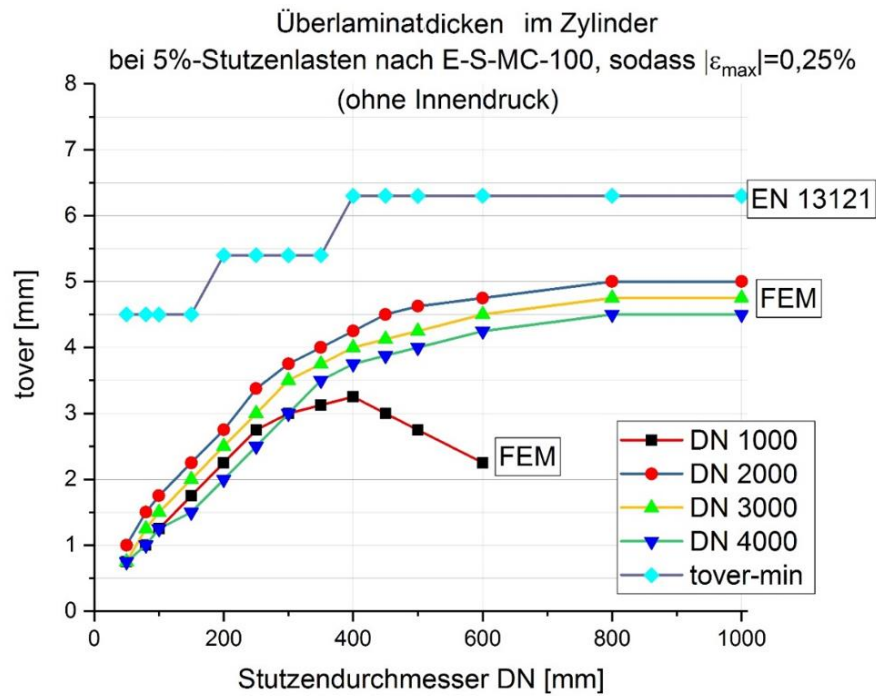


Abb. 7.2.1: Linearisierung der Überlaminatdicken im Zylinder bei Absenkung der Stutzenlasten auf 5% der Stutzenlasttabelle nach E-S-MC-100

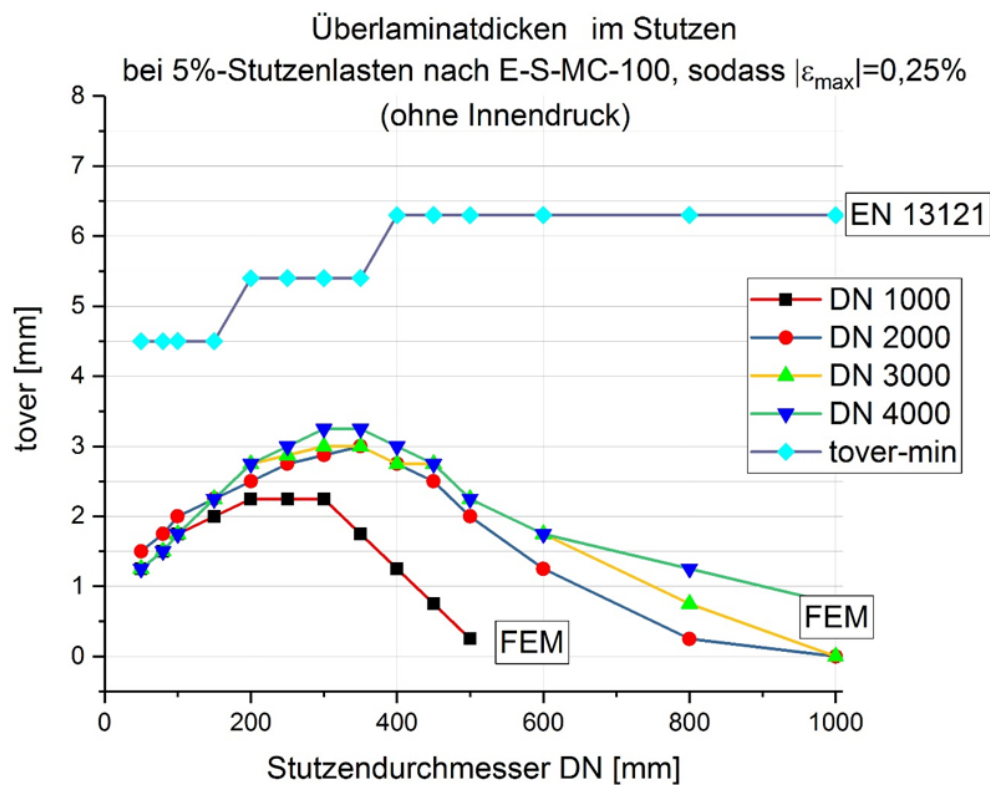


Abb. 7.2.2: Linearisierung der Überlaminatdicken im Stutzen bei Absenkung der Stutzenlasten auf 5% der Stutzenlasttabelle nach E-S-MC-100

Folglich könnten sowohl auf Seite der Zylinder als auch auf Seiten der Stutzen alle 5%-Stutzenlasten mit den Mindestdicken $t_{\text{over-min}}$ aus den Anforderungen der DIN EN 13121-3 aufgenommen werden.

7.2.3 R/t Verhältnisse

Eine ergänzende oder Alternative Maßnahme wäre eine Erhöhung der Zylindergrundwanddicken.

Wie bereits in den Simulationsergebnissen aufgezeigt, würde beispielsweise die Vergrößerung des DN 1000 auf 6 mm Wanddicke den Vorteil mit sich bringen, dass keine weiteren Bemessungen bei einer 10%-Stutzenlasten Annahme notwendig wären. Außerdem könnten somit, bei Betrachtung von Innendruck die Spannungen des Zylinders herabgesenkt werden, damit die Überlaminatdicken verhältnismäßig nicht allzu groß werden.

Der Vorschlag wäre:

- | | |
|------------------------------------|------------|
| 1. DN 1000 mit t = 5 mm | → t = 6 mm |
| 2. DN 2000 mit t = 5 mm | → t = 7 mm |
| 3. DN 3000 mit t = 6 mm | → t = 8 mm |
| 4. DN 4000 mit t = 8 mm | → t = 9 mm |

7.2.4 Einfluss von orthotropen Materialeigenschaften

In dieser Arbeit wurden die Untersuchungen isotrop mit einem E-Modul von 10.000 N/mm² geführt. In der Praxis wird ein E-Modul von 10.000 N/mm² als Mindestwert für ein Mischlaminat angesehen.

Wickellamine sind in der Regel orthotrop und können ein Verhältnis von 1:2 in den E-Moduli erreichen. In einer weiteren Untersuchung macht es daher Sinn, sich ein solches Laminat anzuschauen und anhand dessen eine Bemessung vorzunehmen.

Gewöhnlich wird bei Wickellaminaten dennoch ein Mindest-E-Modul von 10.000 N/mm² in Achsrichtung gefordert, sodass für das Wickellaminat geringere Dehnungen bei der Auswertung zu erwarten sind.

In der folgenden Abbildung **Abb. 7.2.3** wird die FEM-Simulation aus **Abb. 6.3.5** mit einem orthotropen Modell für den Zylinder DN 2000 und für 10%-Stutzenlasten (ohne Innendruck) mit den folgenden E-Moduli wiederholt und miteinander verglichen.

- Behälter/Umfangsrichtung: E-Modul = 20.000 N/mm²; Poissonzahl = 0,20 [-]
- Behälter/Längsrichtung: E-Modul = 10.000 N/mm²; Poissonzahl = 0,30 [-]
- Überlaminat: E-Modul = 10.000 N/mm²; Poissonzahl = 0,30 [-]

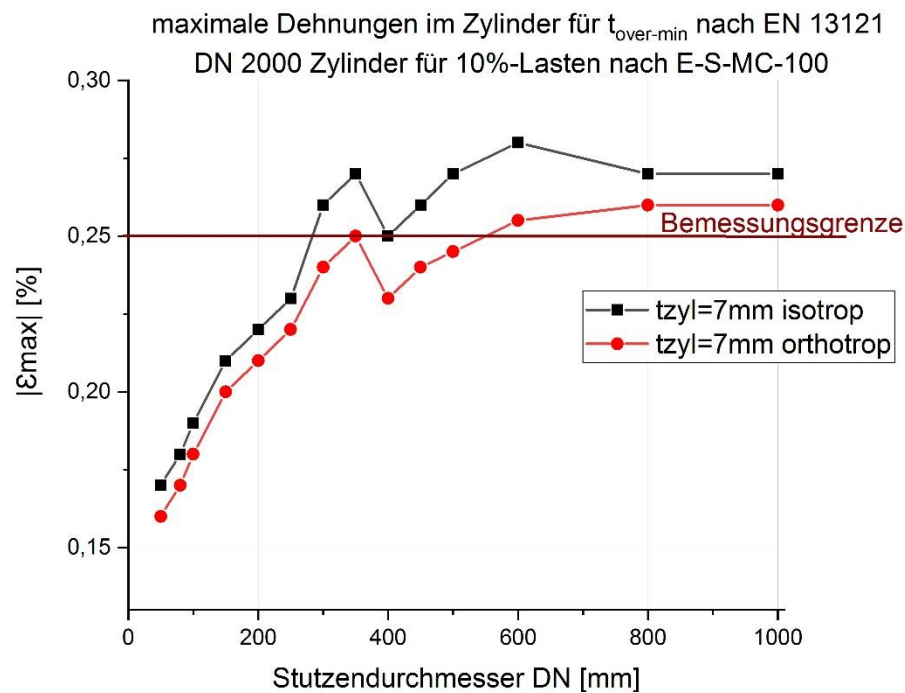


Abb. 7.2.3: Vergleichsberechnung eines isotropen Materials und eines orthotropen Materials. Beispielhaft an der Berechnung aus Abb. 6.3.5

Es zeigen sich im direkten Vergleich nur kleine Unterschiede, ob man mit einem isotropen oder orthotropen Material unter den gegebenen Randbedingungen arbeitet. Das orthotrope Material verhält sich für eine Auslegung wie erwartet günstiger. Der oben vorgenommene Vergleich beinhaltet noch keinen Innendruck. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass bei einer orthotropen Betrachtung mit Innendruck auch neue Verschwächungsbeiwerte v_a bzw. $t_{\text{over-min}}$ ergeben werden. Eine solche Untersuchung sollte daher weiter intensiviert werden, um möglicherweise ein Vergleichs-E-Modul für die meisten Lamine einführen zu können. Damit würde ein weiterer Berechnungsaufwand in Zukunft entfallen.

7.3 NozzlePro

In der Sitzung des AVK-Arbeitskreis am 23.03.2020, wurden die bisherigen Ergebnisse präsentiert und unter anderem auch über die Software NozzlePro diskutiert. Dabei stellte heraus, dass sich die beteiligten Personen und Firmen, bei denen NozzlePro bereits in Verwendung ist, eher gegen eine weitere Intensivierung mit der Software ausgesprochen haben.

Die Gründe hierfür lagen in:

- schlechten Erfahrungen mit der Software in der Vergangenheit.
- zu hohe Kosten für eine Jahres-Lizenz.
- noch mit sehr viel Arbeit verbunden, um die Software auf die Bedürfnisse für Apparaten Hersteller für GFK anzupassen und zu erweitern.
- die Bereitschaft, Anpassungen in das Programm einzuführen, sind seitens des Software Herstellers (Herrn Paulin) derzeit nicht erkennbar.
- Dlubal RFEM signalisiert Bereitschaft ein Makro zu schreiben, um eine Auswertung ähnlich wie in dieser Arbeit bereits unternommen zu ermöglichen.

8 Zusammenfassung

Ziel dieser Masterarbeit war es, vielseitige Untersuchungen durchzuführen, um bis dato noch fehlende Nachweise beim Umgang mit Stutzenlasten hin zu einer vereinfachten und standardisierten Vorgehensweise zu erarbeiten. Hierzu sollten für die drei gängigsten Stutzenanbindungen parametrisierte Simulationsmodelle erstellt werden, um auch im Anschluss an dieser Arbeit weitere Untersuchungen von Drittpersonen durchführen lassen zu können. Des Weiteren sollten an einem GFK-Zylinder mit mehreren Stutzenanbindungen Versuche durchgeführt und mit dem Simulationsmodell verglichen werden.

Die wichtigste Ausgangsthese, dass die Stutzen aus GFK die 10%-Stutzenlasten nach E-S-MC-100 problemlos aufnehmen können, konnte in dieser Arbeit teilweise bestätigt werden. Es kann folgendes festgehalten werden:

Für den Zylinderdurchmesser DN 1000 ($R/t=100$) reichen die minimalen Überlaminatdicken nach DIN 13121-3 aus, um alle 10%-Stutzenlasten nach E-S-MC-100 und einem Innendruck von 1 bar in einem PN 6 Stutzen (gefertigt nach DIN 16966) aufnehmen zu können. Außerdem können die Stutzendurchmesser \leq DN 150 und \geq DN 400 mit den minimalen Überlaminatdicken die 10%-Stutzenlasten für die Zylinderdurchmesser DN 2000 bis DN 4000 aufnehmen. Durch kleinere Maßnahmen an den größeren Zylinderdurchmessern DN 2000 bis DN 4000 könnten auch hier alle 10%-Stutzenlasten aufgenommen werden.

Die Untersuchung des Überlaminats auf der Zylinderseite hat folgendes ergeben:

Für Stutzendurchmesser bis DN 200 reichen die minimalen Überlaminatdicken nach DIN EN 13121-3 aus, um die 10%-Stutzenlasten nach E-S-MC-100 im Zylinder bis DN 4000 ($R/t \leq 250$) aufnehmen zu können. Für Stutzendurchmesser $>$ DN 200 müssen die in der Abb. 6.6.1 ermittelten t_{over} herangezogen werden. Hierfür wurden alle erforderlichen Mindestdicken im Zylinder für das Überlaminat ermittelt, um die geforderte Bemessungsgrenze von maximal 0,25% Dehnung bei 10%-Stutzenlasten für Zylinderdurchmesser bis DN 4000 einzuhalten. Durch Vergrößerung der Zylinder-Grundwanddicke bei DN 1000 auf 6mm reichen die minimalen Überlaminatdicken aus, um zusätzlich noch 0,5 bar Innendruck aufnehmen zu können. Für Zylinder $>$ DN 1000 ist auch nach Vergrößerung der Grundwanddicken nur eine teilweise Verbesserung zu erzielen.

Das Ziel des experimentellen Vergleichs, eine grundlegende Übereinstimmung mit den FE-Berechnungen nachzuweisen, wurde vollumfänglich erfüllt. Die geführte Ergebnisdiskussion hat Erklärungsgründe für Abweichungen zwischen Simulation und Experiment aufgezeigt. Die gefunden "Störfaktoren" waren nicht auf ein minder gutes Simulationsmodell zurückzuführen, sondern an die im Versuchsaufbau und Durchführung gewählten Vereinfachungen geknüpft. Eine weitere Optimierung der Versuchsdurchführung wird daher als nicht zwingend erforderlich gesehen, auch wenn damit die Güte des Simulationsmodells noch besser hätte getroffen werden können.

Der Einfluss der Orthotropie auf die Lastabtragung sollte noch etwas intensiver untersucht werden, da hier sicher noch einige Reserven unter der Einwirkung von Stutzenlasten zu erwarten sind. Die Auseinandersetzung mit NozzlePro war zwar sehr aufschlussreich, soll aber nach weiterer Absprache mit den beteiligten Firmen nicht weiter verfolgt werden.

Anhang A: Bedienungsanleitung FEM-Modelle

Die drei Simulationsmodelle sind im RFEM modelliert und benötigen dafür die Software RFEM Version 5.19 oder höher.

Der Parameternaufbau der Modelle ist intuitiv konzipiert und kann bereits von Einsteigern mit dem Programm bedient werden. Änderungen oder Ergänzungen im Modell sollten allerdings nur von einem erfahrenden Nutzer unternommen werden.

Das Öffnen der Simulationsmodelle kann über zwei Wege getätigt werden.

Option 1: Blockmanager

Nach Öffnung des Programms „Dlubal RFEM“ über bspw. Doppelclick des Icons auf dem Desktop, öffnet sich der Startbildschirm des Programms (siehe **Abb. A 1**).

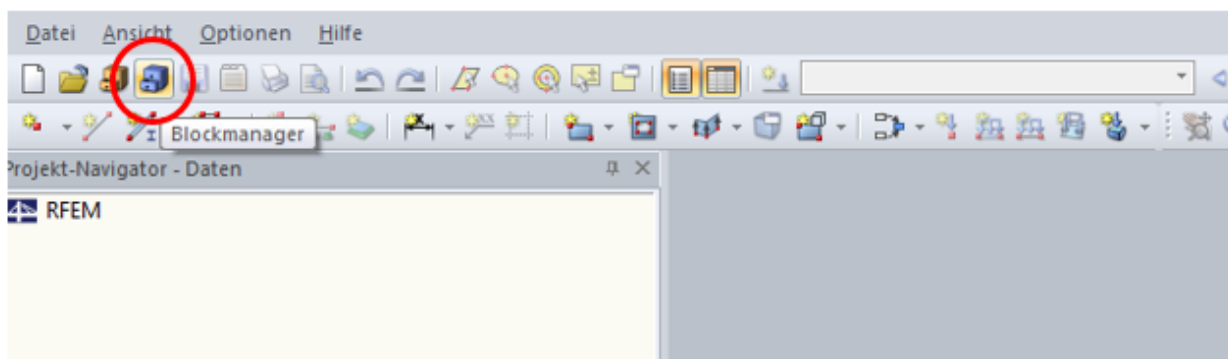


Abb. A 1: Startfenster RFEM mit Blockmanager Icon

Im ersten „Reiter“ der Icons existiert der Blockmanager. Eine Aktivierung des Blockmanagers öffnet dessen Hauptfenster (siehe **Abb. A 2**).

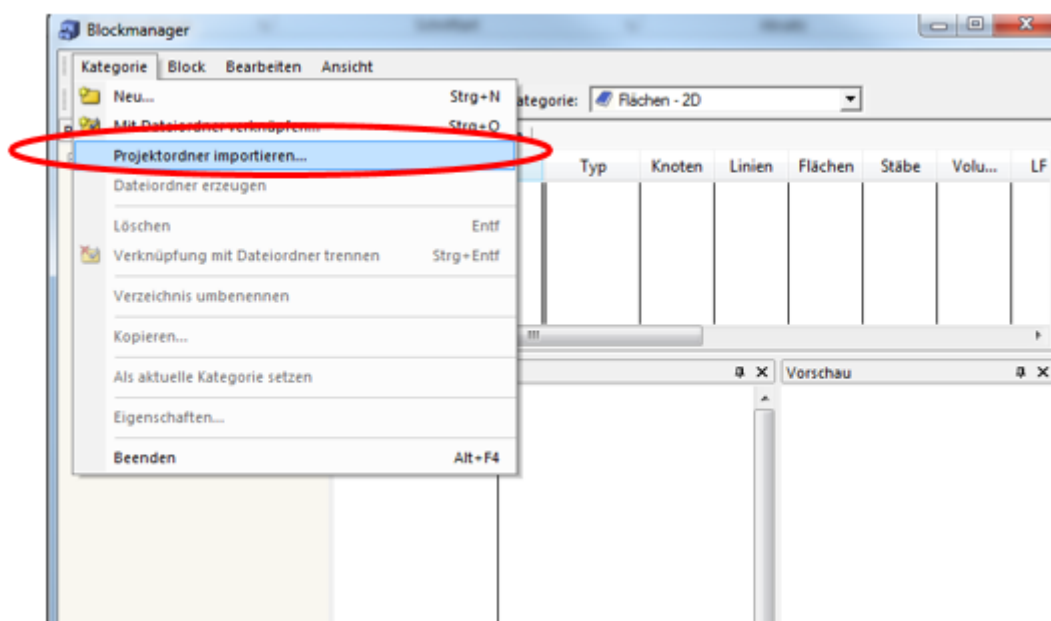


Abb. A 2: Blockmanager

Beim erstmaligen Öffnen des Modells über den Blockmanager muss der Zielordner der Datei zuerst importiert werden. Die Datei muss dafür dem im Navigationsfenster enthaltenen Katalog einem Ordner zugeteilt oder einem neuen Ordner zugewiesen werden. Anschließend wird das entsprechende Modell zur Auswahl angezeigt und kann über Doppelclick aktiviert werden (siehe **Abb. A 3**).

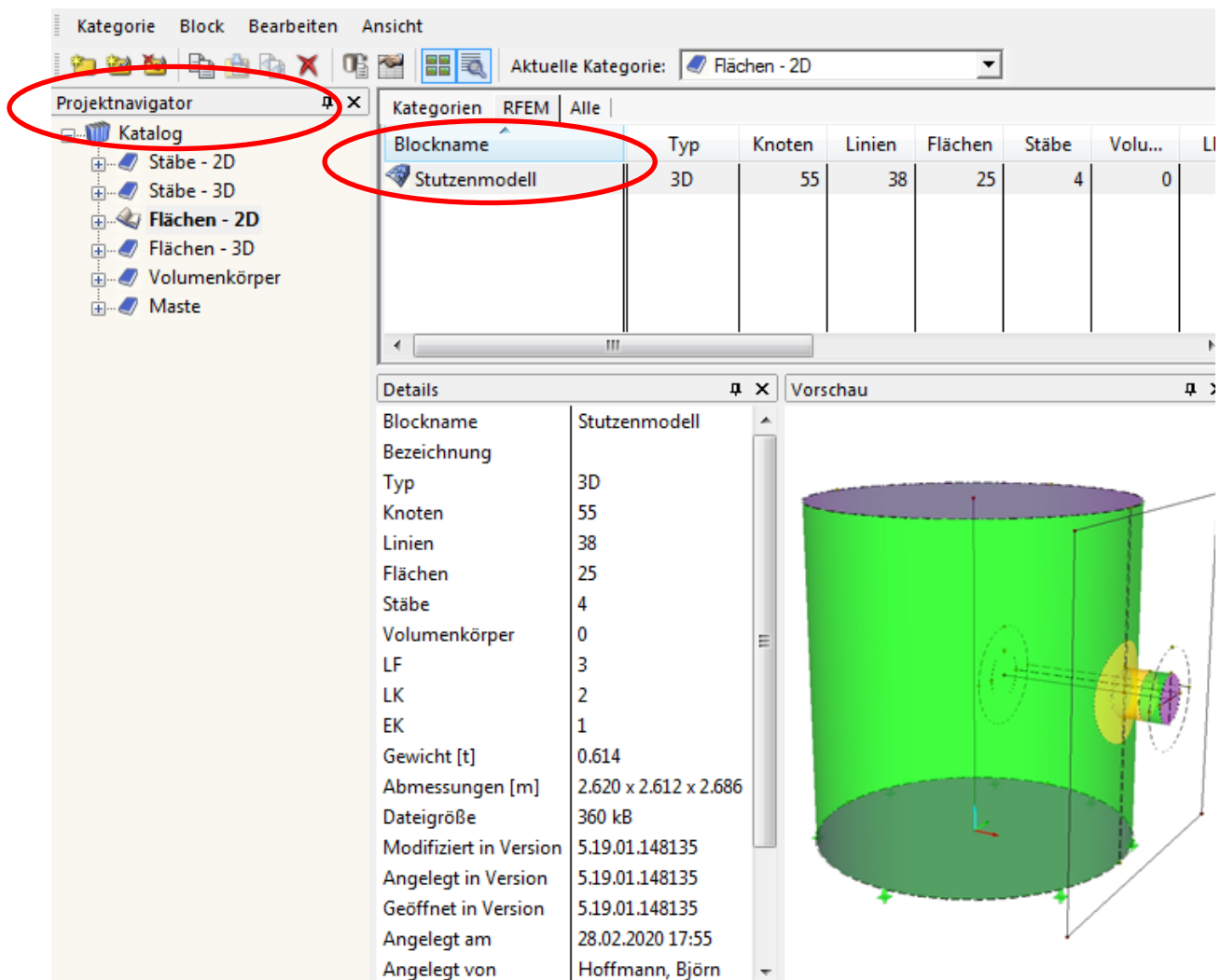


Abb. A 3: Auswahl Simulationsduell im Blockmanager

Anschließend öffnet sich eine Voransicht des Modells mit Parameterliste (siehe **Abb. A 4**).

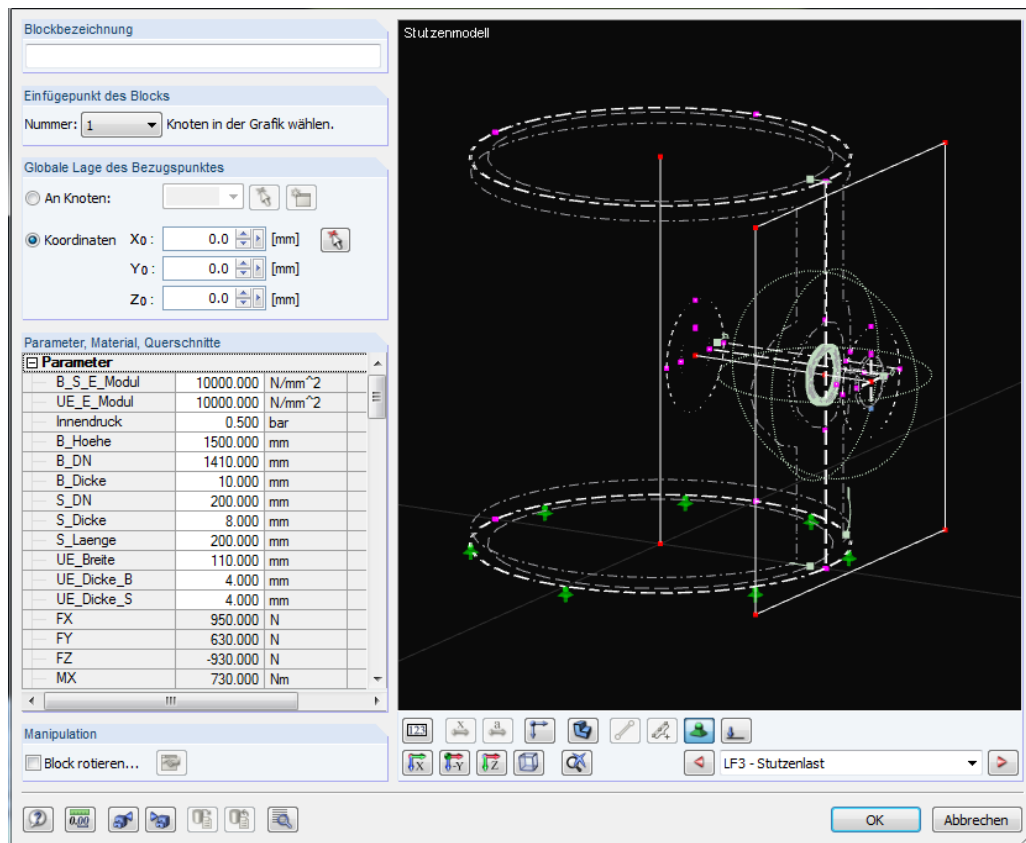


Abb. A 4: Eingabefeld der Parameter im Blockmanager mit Voranzeige

Die Vorgehensweise über den Blockmanager ist dahingehend angenehm, weil die wichtigsten Einstellmöglichkeiten bereits alle in der Voransicht verfügbar und veränderbar sind. Beispielsweise kann hier sofort der auszuwertende Lastfall (Eigengewicht, Stutzenlasten, Innendruck, oder als Kombination) ausgewählt werden. Außerdem kann anschließend jedes erzeugte Modell als neuer Block gespeichert werden und ist danach im Blockmanager wiederzufinden. Somit lässt sich eine Vielzahl von Modellvariationen übersichtlich darstellen, ohne jedes Mal ein neues Modell zu erzeugen.

Nachdem alle Einstellmöglichkeiten definiert wurden, kann das Modell über den OK Button in RFEM eingeladen werden.

Hinweis: Die Parameter sollten in der gleichen Reihenfolge wie in der Liste eingegeben werden, weil es ansonsten zu Verschneidungsproblemen im Modell kommen kann.

Option 2: Eingabe direkt im Modell

Die Eingabe der Parameter ist grundsätzlich genauso einfach, bietet allerdings nicht die gleiche Kompaktheit wie die Eingabe über den Blockmanager.

Nach Öffnung des Modells wird dieses im Hauptfenster von RFEM angezeigt. Im unteren "Reiter" findet sich rechts das entsprechende Icon zur Eingabe der gewünschten Parameter (siehe **Abb. A 5**).

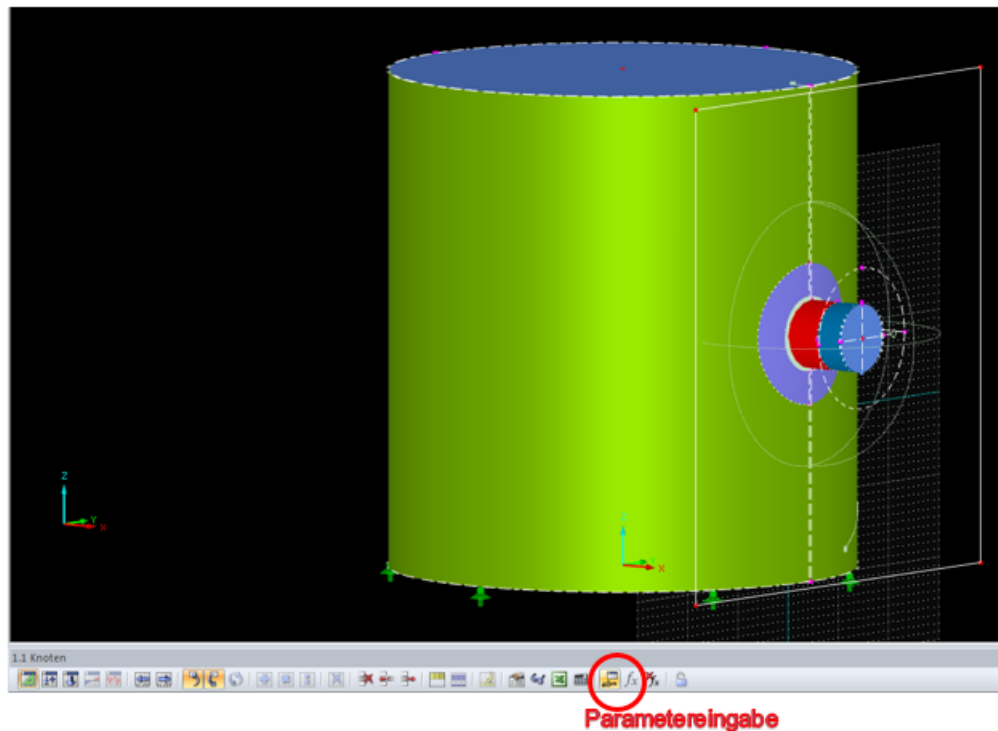


Abb. A 5: Aktivierung der Parametereingabe im Hauptfenster

Alternativ kann dieses Icon auch im Haupttreiber unter „Bearbeiten“ gefunden werden.

Anschließend öffnet sich die entsprechende Parameterliste mit den definierten Variablen (siehe **Abb. A 6**).

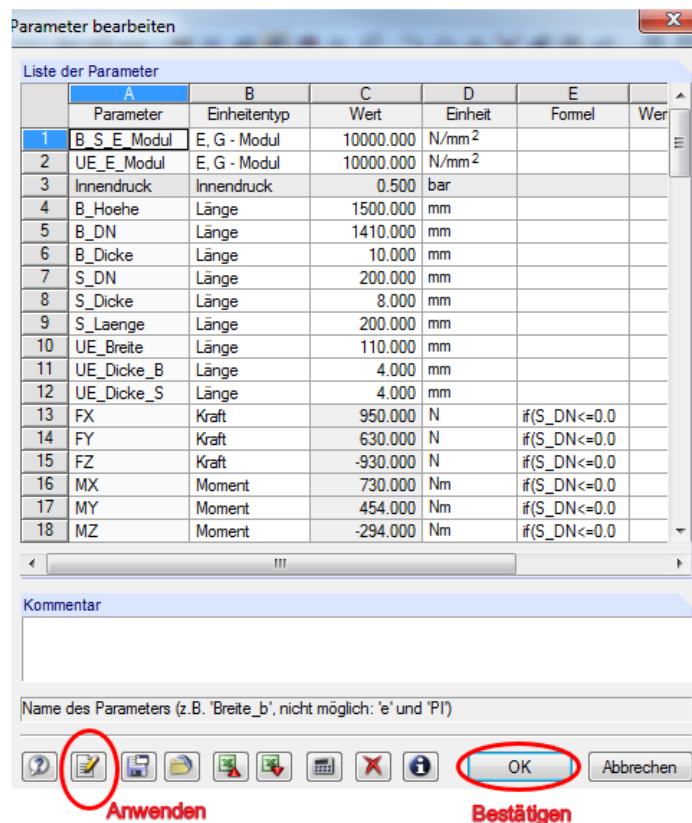


Abb. A 6: Parameterliste

Alle Variablen können in verschiedenen Einheitentypen (Länge, Kraft, E-Modul...) eingegeben werden. Formelabhängige Parameter können hier ebenso definiert werden. Mehrere Änderungen sollten vorzugsweise einzeln eingegeben und anschließend mit dem Button "Anwenden" bestätigt werden. Nachdem alle gewünschten Parameter angepasst wurden, muss das Fenster mit OK bestätigt werden.

Um eine kompakte und vereinfachte Eingabe zu ermöglichen, wurden für die einzelnen Parameter Kurznamen vergeben. Deren Bedeutungen sind die folgenden:

B_S_E_Modul:	E-Modul des Behälters und Stutzens
UE_E_Modul:	E-Modul im Überlaminat
Innendruck:	Innendruck
B_Hoehe:	Höhe des Behälters
B_DN:	Nenndurchmesser des Behälters
B_Dicke:	Wandstärke des Behälters
S_DN:	Nenndurchmesser des Stutzens
S_Dicke:	Dicke des Stutzens
S_Laenge:	Länge des Stutzens
UE_Breite:	Breite des Überlaminats
UE_Dicke_B:	Dicke des Überlaminats am Behälter
UE_Dicke_S:	Dicke des Überlaminats am Stutzen

Die Modelle "Klöpferboden" und "Korbbogenform" besitzen zusätzliche Parameter, um die einzelnen Flächen der Bodengeometrien genau zu erfassen (siehe **Abb. A 7**)

Boden_E_Modul:	E-Modul vom gesamten Boden Grundkörper
Krempel_Dicke:	Dicke des Krempelrings
Kalotten_Dicke:	Dicke der Kalotte (Kugelschale)
UE_Dicke_Kalotte:	Dicke des Überlaminats auf der Kalotte

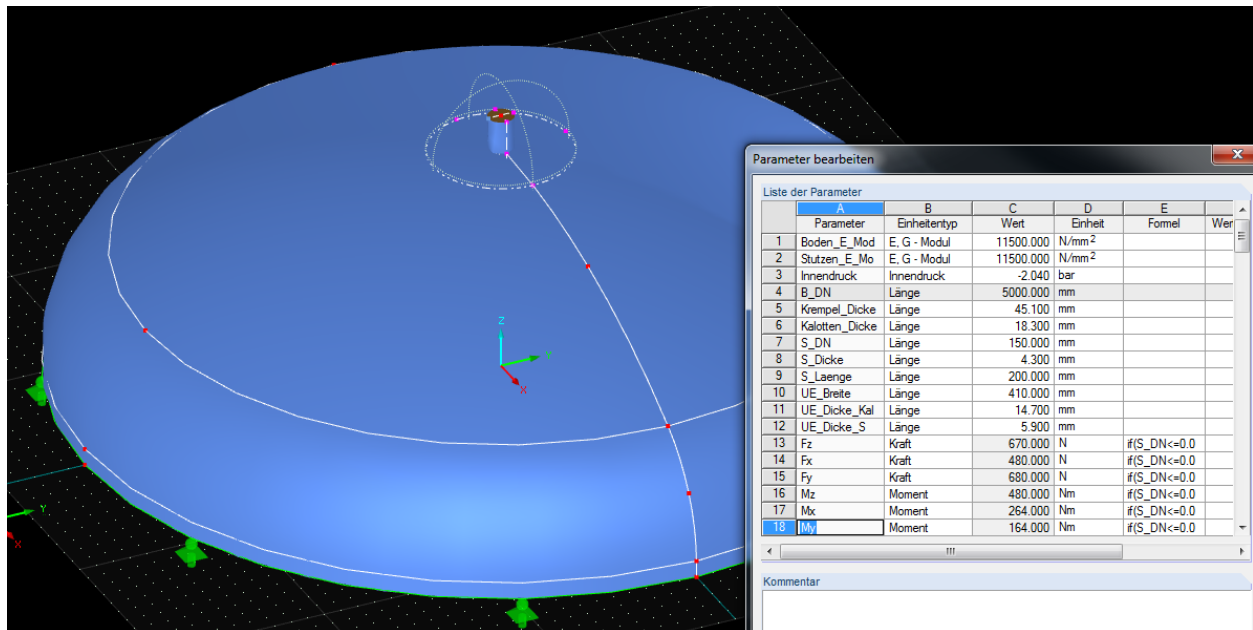


Abb. A 7: Parameterliste Klöpperboden und Korbbojenform

Es können jederzeit zusätzliche Parameter eingefügt oder verändert werden. Aus Gründen der Übersichtlichkeit wurden nur die gebräuchlich zu verändernden Parameter definiert.

Nachdem ein neuer Parameter erstellt wurde, muss eine entsprechende Zuordnung im Modell erfolgen. Hierzu ist jede potentiell veränderbare Größe in RFEM mit einem Dreieckssymbol neben dessen Eingabefeld ausgestattet (siehe **Abb. A 8**)

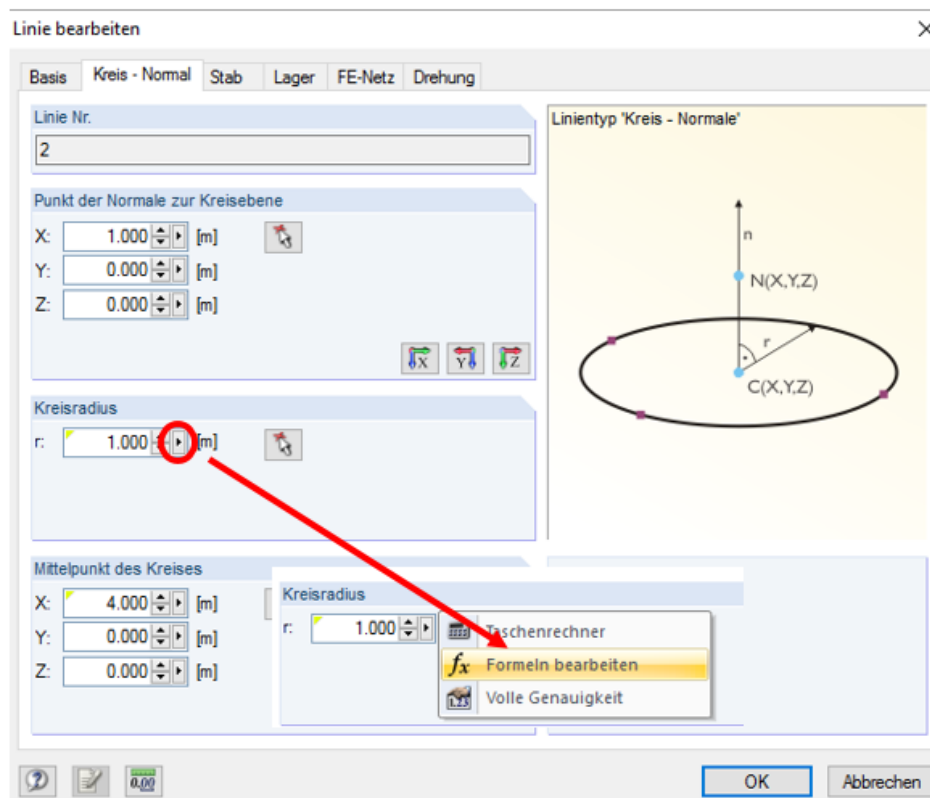


Abb. A 8: Formel und Parameterzuweisung einer Kenngröße

Dazu lassen sich die meisten Kenngrößen und Geometrien über die Funktion “bearbeiten” verändern. Im Formeleditor können die zuzuweisenden Kenngrößen noch mit einer Formelbeziehung versehen werden (siehe **Abb. A 9**).

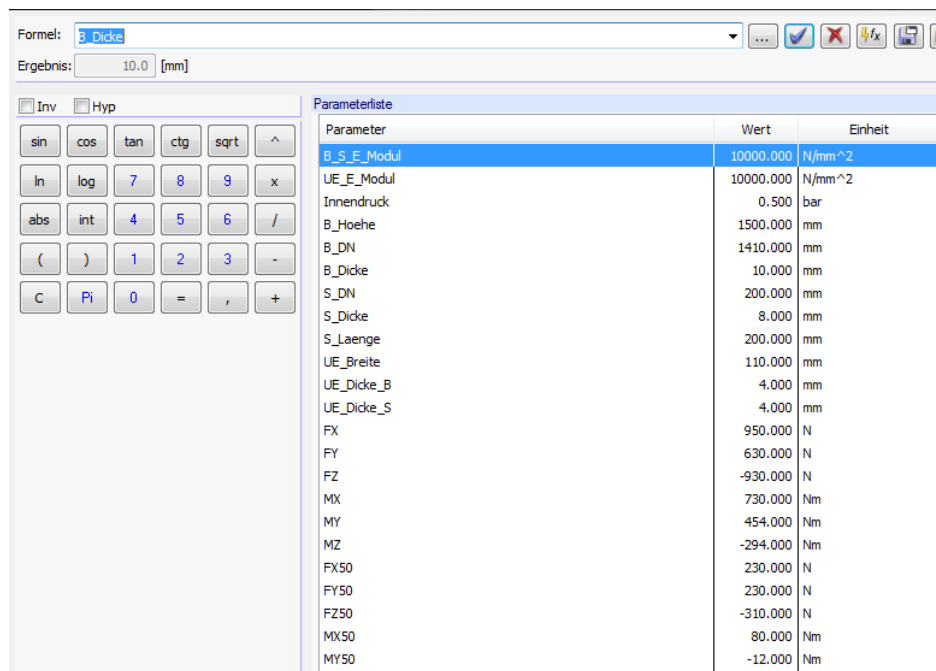


Abb. A 9: Formeleditor

Im Reiter “Lastfälle” lassen sich verschiedene Lastkombinationen und auch die gewünschte Berechnungsart vorprogrammieren (**Abb. A 10** und **Abb. A 11**).

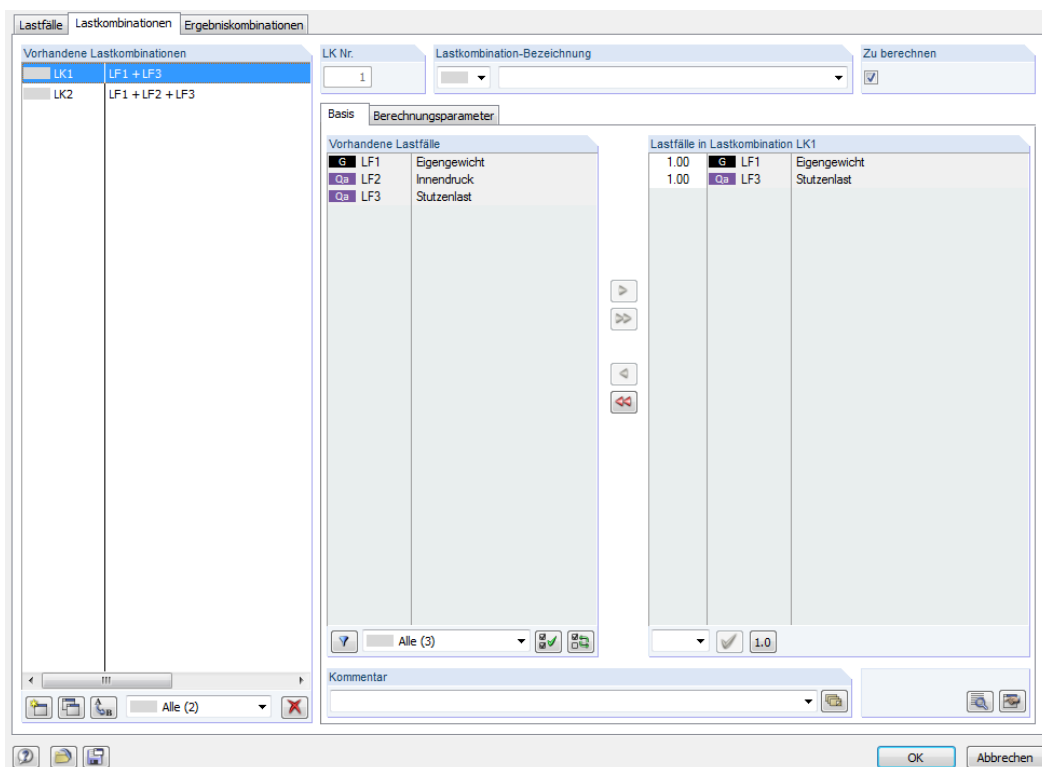


Abb. A 10: Definition der Lastkombinationen

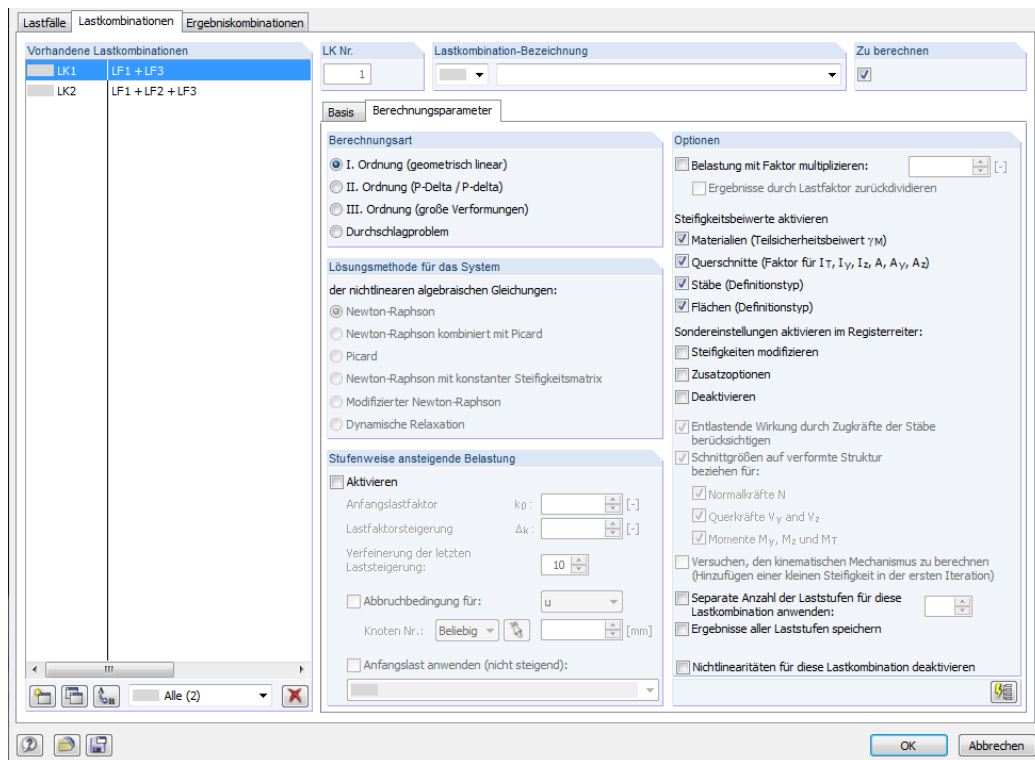


Abb. A 11: Berechnungsart der zu berechnenden Lastfälle

Literaturverzeichnis

- [ALT12] Altenbach, H.: Kontinuumsmechanik: Einführung in die materialunabhängigen und materialabhängigen Gleichungen. Springer, 2012
- [AVK10] AVK - Industrievereinigung Verstärkte Kunststoffe e.V.: Handbuch Faserverbundkunststoffe. 3. Aufl. Wiesbaden, Vieweg und Teubner, 2010
- [AVK19] Umgang mit Stutzenlasten an Kunststoffbehältern und Apparaten. Arbeitspapier der Arbeitsgruppe Statik, aufgerufen am 02.01.2019. URL: https://www.avk-tv.de/files/20190108_umgang_mit_stutzenlasten.pdf
- [EIER06] Eiersbrock, H.: Berücksichtigung von Stutzenlasten in der chemischen Industrie, Chemie Ingenieur Technik, 78,V9.24, S.1317-1318, 2006
- [HARD14] Harder, J.: Advanced Finite Element Methods, Lecture, Fachhochschule Aachen, Fachbereich 6 Luft- und Raumfahrttechnik, 2014
- [HAUP00] Haupt, P.: Continuum Mechanics and Theory of Materials. Springer, 2000
- [MERS87] Mershon, J. L., Mokhtarian, K., Ranjan, G. V., Rodabaugh, E. C., Local stresses in cylindrical shells due to external loadings on nozzles – Supplement to WRC Bulletin No. 107, Welding Research Council, revised bulletin 297, New York, 1987
- [REUL12] Reul, S.: Numerische Singularitäten bei FEM-Analysen, PRETECH GmbH, Vortrag SAXSIM, Chemnitz, 2012
- [RFEM14] RFEM Version 5.03, RFEM 5 Handbuch, Dlubal Software GmbH, Tiefenbach, 2014
- [SCHU07] Schürmann, H.: Konstruieren mit Faser-Kunststoff-Verbunden. 2. Aufl. Berlin, Springer, 2007
- [SCHU15] Schürmann, J.: Einleitung von Stutzenlasten in gekrümmte GFK-Schalenstrukturen mit der Finite Elemente Methode, M.Sc. Masterarbeit, FH Aachen, 2015
- [SMAR10] SMART Engineering GmbH, Singularitäten in der FEM und deren Bewertung, RB 2010
- [TORS07] Torsakul, S.: Modellierung und Simulation eines Verbunds von Sandwichplatten zur Entwicklung einer mechanischen Verbindungstechnik, Dr.-Ing. Dissertation, RWTH Aachen, 2007
- [WIED96.1] Wiedemann, J.: Leichtbau Band 1: Elemente, 2. Aufl. Berlin, Springer, 1996
- [WIED96.2] Wiedemann, J.: Leichtbau Band 2: Konstruktion, 2.Aufl. Berlin, Springer 1996

Eidesstattliche Versicherung

Hoffmann, Björn

358892

Name, Vorname

Matrikelnummer

Ich versichere hiermit an Eides Statt, dass ich die vorliegende Masterarbeit mit dem Titel:

Untersuchungen von Stutzenlasten auf Schalenstrukturen aus faserverstärkten Kunststoffen

selbständig und ohne unzulässige fremde Hilfe erbracht habe. Ich habe keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt. Für den Fall, dass die Arbeit zusätzlich auf einem Datenträger eingereicht wird, erkläre ich, dass die schriftliche und die elektronische Form vollständig übereinstimmen. Die Arbeit hat in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner Prüfungsbehörde vorgelegen.

Aachen, 01.04.2020

Ort, Datum



Unterschrift

*Nichtzutreffendes bitte streichen

Belehrung:

§ 156 StGB: Falsche Versicherung an Eides Statt

Wer vor einer zur Abnahme einer Versicherung an Eides Statt zuständigen Behörde eine solche Versicherung falsch abgibt oder unter Berufung auf eine solche Versicherung falsch aussagt, wird mit Freiheitsstrafe bis zu drei Jahren oder mit Geldstrafe bestraft.

§ 161 StGB: Fahrlässiger Falscheid; fahrlässige falsche Versicherung an Eides Statt

(1) Wenn eine der in den §§ 154 bis 156 bezeichneten Handlungen aus Fahrlässigkeit begangen worden ist, so tritt Freiheitsstrafe bis zu einem Jahr oder Geldstrafe ein.

(2) Straflosigkeit tritt ein, wenn der Täter die falsche Angabe rechtzeitig berichtigt. Die Vorschriften des § 158 Abs. 2 und 3 gelten entsprechend.

Die vorstehende Belehrung habe ich zur Kenntnis genommen:

Aachen, 01.04.2020

Ort, Datum



Unterschrift