



universität
wien

MASTERARBEIT / MASTER'S THESIS

Titel der Masterarbeit / Title of the Master's Thesis

**„Berechnung, Konstruktion und Vermessung einer
mechanischen Tragestruktur des Belle II
Silizium-Vertex-Detektors“**

verfasst von / submitted by

Duško Smiljić BSc

angestrebter akademischer Grad / in partial fulfilment of the requirements for the degree of

Master of Science (MSc)

Wien, 2017 / Vienna, 2017

Studienkennzahl lt. Studienblatt /
degree programme code as it appears on
the student record sheet:

A 066 876

Studienrichtung lt. Studienblatt /
degree programme as it appears on
the student record sheet:

Masterstudium Physik UG2002

Betreut von / Supervisor:

Priv.-Doz. DI Dr. Christoph Schwanda

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	5
2	Der Belle II - Detektor	7
2.1	Motivation	7
2.2	Beschleuniger	7
2.3	Aufbau des Detektors	8
2.3.1	Pixeldetektor (PXD)	9
2.3.2	Silizium Vertex Detektor (SVD)	9
2.3.3	Driftkammer (Central Drift Chamber - CDC)	10
2.3.4	Teilchenidentifikation (Particle Identification System - PID)	11
2.3.5	Elektromagnetisches Kalorimeter (ECL)	11
2.3.6	K_L^0 und μ -Detektor (KLM)	12
2.3.7	Zusammenfassung	12
2.4	Silizium Vertex Detektor und seine Anforderungen	12
2.4.1	Test	14
3	Grundlagen des Konstruierens mit Kohlenstofffaser-Verbunden	15
3.1	Vorteile und Nachteile der Faser-Kunststoff-Verbunde (FKV)	15
3.2	Begriffe	15
3.3	Kohlenstofffasern	16
3.4	Matrixsystem	17
3.4.1	Relativer Faservolumenanteil	17
3.5	Das lineare Elastizitätsgesetz der UD-Schicht	18
3.5.1	Begriff der Querkontraktionszahl	18
3.5.2	Transversale Isotropie	19
3.6	Auswahl von Laminaten: ausgeglichener Winkelverbund	20
3.7	Versagen der Fasern	21
3.8	Die Netztheorie	21
3.8.1	Radialkräfte bei gekrümmten Laminaten	21
3.9	Bolzenverbindungen	22
3.9.1	Festlegen der Randabstände	22
3.9.2	Überprüfen der Lochleibungsfestigkeit	24
3.9.3	Maßnahmen zur Verstärkung der Belastbarkeit der Fügeteile	24
3.10	Kleilverbindungen	25
3.10.1	Spannungsanalyse von Kleilverbindungen	26
3.10.2	Erstellung der Kleilverbindung	27
4	Finite Elemente	28
4.1	Formulierung	28
4.1.1	Formänderungsenergie	28
4.1.2	Arbeit längs eines Verschiebungsweges	29
4.1.3	Formfunktionen	29
4.1.4	Materialmatrix	30
4.1.5	Diskretisierung des elastischen Potentials	31
4.2	Vorgehensweise der FEM	33
4.2.1	1. Schritt: Formulierung der Bedingungen	33

4.2.2	2. Schritt: Aufbau der Gesamtsteifigkeitsmatrix	33
4.2.3	3. Schritt: Randbedingungen	33
4.2.4	4. Schritt: Rückrechnung	34
4.3	FEM in SolidWorks	34
5	Belastungstests von Rippen und Endring des Belle II Silizium-Vertex-Detektors	36
5.1	Einleitung	36
5.1.1	Beschreibung	36
5.1.2	Aufgabenstellung	36
5.1.3	Endring	36
5.1.4	Rippen	37
5.1.5	Programm	38
5.2	Durchführung	39
5.2.1	Endring	39
5.3	Rippen	40
5.3.1	Programm für Messung der Rippen	41
5.4	Ergebnisse	42
5.5	Endring	42
5.5.1	Erste Messung	42
5.5.2	Verformung	42
5.6	Rippen	44
5.7	Zusammenfassung	46
5.7.1	Endring	46
5.7.2	Rippen	46
6	Tragestruktur des SVD	47
6.1	Bestimmung der Last	47
6.2	Festigkeit der Support-Cones	49
6.2.1	Biegemoment	49
6.2.2	Radiale Beanspruchung	51
6.3	Steifigkeit der Support-Cones	52
6.3.1	Definieren von Verbundstoff-Schalen	52
6.3.2	Einspannungen und Lasten	54
6.3.3	Auflagerlasten	55
6.4	Ergebnisse der Steifigkeit	57
6.4.1	fwd Support-Cones	58
6.4.2	bwd Support-Cones	60
6.5	Endringe	62
6.6	fwd-Endringe	63
6.6.1	Endring fwd-4	63
6.6.2	Endring fwd-5	65
6.6.3	Endring fwd-6	66
6.7	bwd-Endringe	68
6.7.1	Endring bwd-4	68
6.7.2	Endring bwd-5	69
6.7.3	Endring bwd-6	71
6.8	Vergleich der Messung und der Berechnung	72
6.8.1	Die Richtung der Verschiebung	73

6.9	Flansch	74
7	Zusammenfassung und Interpretation	75
7.1	Konzepte des Verschlussmechanismus	76
7.1.1	Testring	76
7.1.2	Haken	77
7.1.3	Verschraubung	78
7.1.4	Keil	78
7.1.5	Greifarme	79
7.1.6	Zentrierung/Führung	80

Abbildungsverzeichnis

1	Vergleich des früheren und des neuen Belle-Detektors [2]	8
2	Ein Modell des Pixel-Detektors [3]	9
3	Driftkammer in Belle II [1]	10
4	Funktionsweise des TOPs [2]	11
5	SVD mit PXD [10]	12
6	Spannungen auf ein Körper und deren Konvention mit Index-Erläuterung [17]	18
7	a) Vereinfachte Vorstellung eines Element der UD-Schicht b) Erklärung der transversalen Isotropie [17].	19
8	Gebräuchliche Laminattypen [17]	20
9	In radialer Richtung folgen am gekrümmten Laminat Spannungen σ_z [17].	21
10	Untersuchung des Laminatsversagens abhängig des Verhältnisses Randabstand zur Bohrdurchmesser e/d [11]	23
11	Eingeführte minimale Rand und Nietabstände [17]	24
12	Die Nietkraft beansprucht den Bohrungsrand auf Flächenpressung = Lochleibung [17]	24
13	Verstärkung der Bolzenverbindung durch Festschrauben [17]	25
14	Methoden zur Verklebung von Fügeteilen [17]	26
15	Stab auf Zug beansprucht	34
16	Tetraederelement; links: 1. Ordnung und rechts: 2. Ordnung [18]	35
17	Skizze des Endrings	37
18	Skizze der Rippen	38
19	CAD-Modell mit den Messpunkten von der ersten Messung	42
20	Verschiebungen der Auflageflächen unter Belastung, links sind alle Flächen und rechts ist nur die fünfte Fläche aufgetragen.	43
21	Hier sind die Geometrieparameter aufgetragen, Radien und Winkel.	43
22	Oben longitudinale und unten transversale Belastung	45
23	Verschiebungen der Rippen	45
24	Überblick der Tragestruktur mit Support-Cones und Endringen [10]	47
25	Verteilung der Last auf die Support-Cones	47
26	Support-Cones als Kragbalken	50
27	Biegemoment bwd	50
28	Biegemoment fwd	50
29	Konvention der Lagenausrichtung [19]	52
30	Laminatbeschriftung der Support-Cones	54

31	Einspannung und Lasten des fwd, designet von Gfall [10]	54
32	Verteilung der Auflagerlast [19]	55
33	Auflagerlast mit sinusförmiger Verteilung am Support-Cone-fwd	56
34	Support-Cone-fwd unter Auflagerlast mit sinusförmigen Verteilung . . .	58
35	Support-Cone-fwd unter gleichverteilten Last	59
36	Support-Cone-bwd unter Auflagerlast mit sinusförmigen Verteilung . .	60
37	Support-Cone-bwd unter gleichverteilten Last	61
38	Kühlkanal im Endring bwd-4	62
39	Ergebnisse des Endrings fwd-4	63
40	Alle vier Versionen des Endrings fwd-4 grafisch dargestellt	63
41	Verschiebungsergebnisse aller vier Versionen des Endrings fwd-4	64
42	Verschiebungsergebnisse aller vier Versionen des Endrings fwd-5	65
43	Alle vier Versionen des Endrings fwd-5 grafisch dargestellt	66
44	Alle vier Versionen des Endrings fwd-6 grafisch dargestellt	66
45	Verschiebungsergebnisse aller vier Versionen des Endrings fwd-6	67
46	Verschiebungsergebnisse aller vier Versionen des Endrings bwd-4	68
47	Alle vier Versionen des Endrings bwd-4 grafisch dargestellt	69
48	Alle vier Versionen des Endrings bwd-5 grafisch dargestellt	69
49	Verschiebungsergebnisse aller vier Versionen des Endrings bwd-5	70
50	Verschiebungsergebnisse aller vier Versionen des Endrings bwd-6	71
51	Alle vier Versionen des Endrings bwd-6 grafisch dargestellt	72
52	Vergleich der Rechnung und der Messung grafisch dargestellt	73
53	Positionierung des Endrings bei der Messung	73
54	Simulation des Endrings	73
55	Testring	76
56	Haken	77
57	Verschlussmechanismus mit Haken	77
58	Gefertigtes Verschraubungsmechanismus	78
59	Verschlussmechanismus mit Verschraubung	78
60	Das Konzept mit dem Keil	79
61	Verschlussmechanismus mit Greifarmen	79
62	Zentrierung mit Stifte und Buchsen	80

1 Einleitung

Die Arbeit betrifft die mechanische Konstruktion eines Detektors für ein Elektron-Positron Kollisionsexperiment am KEK in Japan, zur Erforschung der CP-Verletzung aus Zerfallskanälen des B-Systems. Die Trajektorien, der aus den Kollisionen entstehenden Teilchen, werden in einer zylindersymmetrischen Anordnung um den Vertex des Kollisionsbereichs der Elektronen und Positronen in einem homogenen Magnetfeld mit Hilfe von innen liegenden Pixeldetektor und Streifendetektor und weiter außen liegenden Driftkammer, Čerenkov-Zähler und Kalorimetern gemessen. Für eine störungsfreie, zylindersymmetrische Erfassung ist eine freitragende mechanische Struktur zur Befestigung des Silizium-Vertex-Detektors erforderlich, die folgende Anforderungen erfüllen muss:

- Die zylindersymmetrische Anordnung darf von keinen mechanischen Stützstrukturen unterbrochen sein, damit zur Auswertung von Experimenten kein Raumwinkelbereich verschiedene Eigenschaften hat als ein anderer.
- Die tragende Struktur muss von möglichst geringer Masse resp. Massendichte sein, damit die Bremsung von geladenen Teilchen in der Materie eine möglichst geringe Interferenz mit dem Experiment hat.
- Von der tragenden Struktur wird eine hohe Biegesteifigkeit und eine hohe Torsionssteifigkeit gefordert, um die Eichung für den software-mäßigen Vorhalt der Positionen jedes einzelnen Streifens des Streifendetektors präziser durchführen zu können. Auch wird ein konstruktiver Vorhalt gegen die gravitationsbedingte Verformung der ganzen Detektoranordnung durch eine hohe Biege- und Torsionssteifigkeit erleichtert.
- Schließlich wünscht man sich von einem Detektor eine möglichst kleine nukleare Aktivierung der Materialien. Dazu sind Konstruktionen aus Materialien, deren Atome eine kleine Massenzahl haben, sowohl hinsichtlich der Wirkungsquerschnitte der Aktivierungsprozesse, als auch hinsichtlich der Lebensdauer der radioaktiven Nuklide im Allgemeinen im Vorteil.
- Letztlich ist der praktische Aufwand für eine Realisierung einer Konstruktion mit äußerst geringer Stückzahl aus finanziellen Gründen möglichst klein zu halten.

Von den bekannten Werkstoffen erfüllen Faserverbundwerkstoffe aus hoch festen Kohlenstofffasern und Epoxidharz (CFK) die Anforderungen am besten, weil

1. die Zug- und Druckfestigkeit der Kohlenstofffasern außerordentlich hoch ist,
2. die Atome der Materialien allesamt sehr leicht sind,
3. durch die Wahl der Orientierung des Kohlenstofffasergewebes Freiheiten in der Optimierung der Biege- und Torsionssteifigkeit ausnützbar sind,
4. der Elastizitätsmodul der Kohlenstofffasern bezogen auf die Massendichte außerordentlich hoch ist, und
5. der Wärmeausdehnungskoeffizient der Fasern in Faserrichtung praktisch Null ist.

Der Preis für die hervorragenden Materialeigenschaften und deren zum Vorteil auszunützenden Anisotropieeigenschaften ist eine numerische Festigkeitsrechnung, die komplizierter ist als für isotrope, üblicherweise metallische Werkstoffe.

Die vorliegende Master-Arbeit besteht nun in der numerischen Optimierung der freitragenden Konstruktion des Detektors hinsichtlich mechanischer Verschiebungen der Silizium-Streifendetektorschichten, hauptsächlich durch deren Eigengewicht, sowie in der numerischen Optimierung der Beanspruchung des Materials. Dafür wurde das Rechenprogramm Solid Works Simulation verwendet.

2 Der Belle II - Detektor

In diesem Kapitel ist das Belle II Detektor System beschrieben. Hier soll die theoretische Physik nicht näher behandelt werden, es wird lediglich eine Interpretation erläutert. In erster Linie werden die Messmethoden und deren Anwendung vorgestellt.

Der Detektor ist eine Erweiterung des Belle Detektors. Das Belle Experiment begann 2009. Dabei ging es darum, die CP-Verletzung in den B-System zu untersuchen und die CKM-Matrix zu ergänzen. Makoto Kobayashi und Toshihide Maskawa bekamen 2008 den Nobelpreis für ihre Theorie, die in der Verbindung mit dem Belle-Experiment steht. Das Experiment wurde in Japan am Forschungszentrum KEK durchgeführt. Der Beschleuniger KEKB lies Elektron und Positron miteinander kollidieren, welche B-Mesonen produziert haben. In Zusammenarbeit mit BaBar lieferten sie derartige Ergebnisse zum ersten Mal aus dem Zerfällen der dritten Generation der Fermionen.

2.1 Motivation

Viele Fragen wurden bereits mit den vorherigen Ergebnissen beantwortet. Dennoch will man mit dem Belle II das Ausmaß der CP Verletzung herausfinden. Während des Urknalls ist man der Meinung, dass Materie und Antimaterie in gleicher Menge entstehen müsste. Wir sind von Materie umgeben, während Antimaterie in freier Natur so nicht zu beobachten ist. Diesem Rätsel will man auf die Spur kommen. Dazu sind höhere Raten notwendig, aus denen man weitere Zerfallskanäle untersuchen kann. Aus diesen Ergebnissen erhofft man auch andere Aspekte erklären zu können, wie die Supersymetrie oder diese mit dem Higgs-Boson in Zusammenhang zu bringen.

2.2 Beschleuniger

Tabelle 1: Beamparameter des SuperKEKB [2]

	LER	HER	Einheit
Energie	4	7	GeV
β_x/β_y	32/0.27	25/0.41	mm
ϵ_x/ϵ_y	3.2/12.8	2.4/8.4	nm/pm
Koplung	0.4	0.35	%
Beamgröße in x am IP	10.2	7.75	μm
Beamgröße in y am IP	0.059	0.059	μm
Beam-beam Parameter	0.09	0.0875	
Bunchlänge	6	5	mm
Strom des Beams	3.6	2.6	A
Betatron tune ν_x/ν_y	45.53 / 45.57	58.53 / 52.57	
Synchrotron tune	-0.023	-0.012	
Anzahl der Bunches	2503		
Schnittwinkel	83		mrad
Luminosität	8×10^{35}		$\text{cm}^{-2}\text{s}^{-1}$

Der Beschleuniger muss auch dementsprechend erweitert werden und trägt den Namen SuperKEKB. Elektronen werden auf 7 GeV und die Positronen auf 4 GeV be-

schleunigt. Bei solch hohen Energien entsteht eine Hintergrundstrahlung, aber insbesondere auch die Synchrotronstrahlung. Die Wechselwirkungskammer wird so angepasst, dass der innere Detektor (PXD und SVD) von dieser Strahlung geschützt wird. In der Tab. 1 sind wichtige Parameter des Strahls aufgelistet, nach [2].

2.3 Aufbau des Detektors

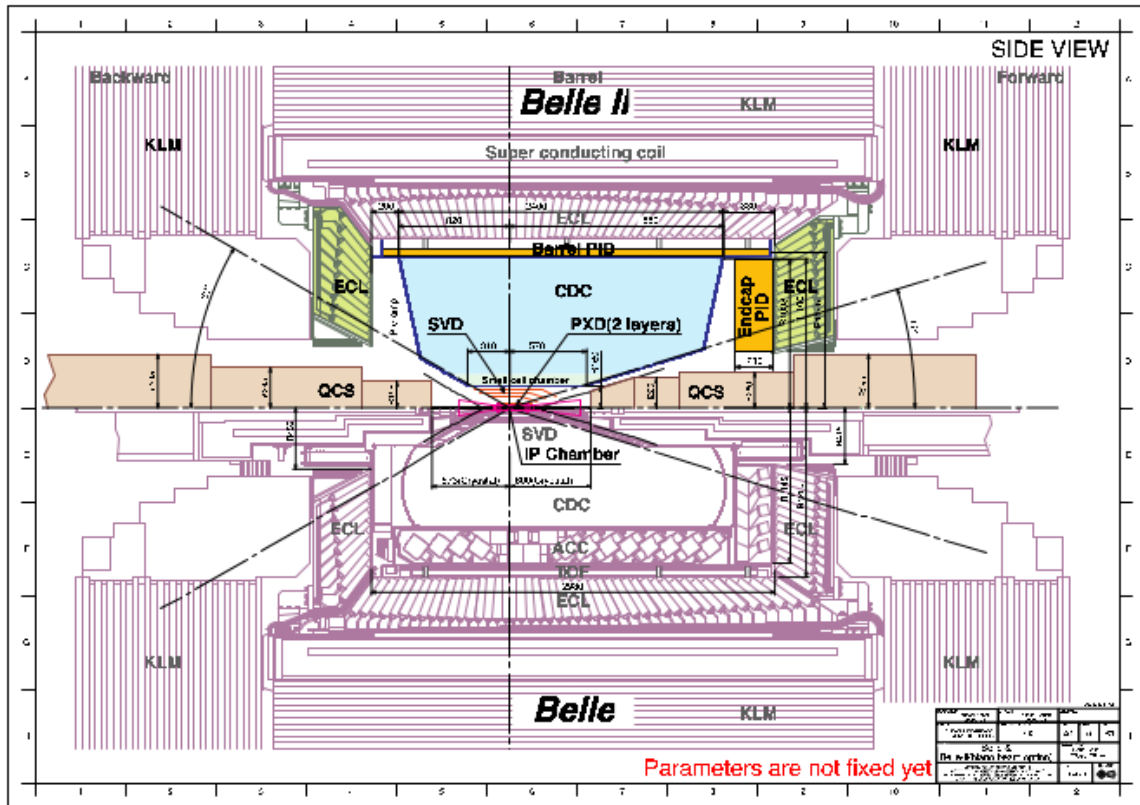


Abbildung 1: Vergleich des früheren und des neuen Belle-Detektors [2]

Da es sich hierbei um höhere Raten handelt, muss der neue Detektor dementsprechend angepasst werden. Die Komponenten müssen in der Lage sein diese hohen Raten zu erfassen. Die Komponenten des Belle II:

- Pixeldetektor (PXD)
- Silizium Vertex Detektor (SVD)
- Driftkammer (Central Drift Chamber - CDC)
- Teilchenidentifikation (Particle Identification System - PID)
- Elektromagnetisches Kalorimeter (ECL)
- K_L^0 und μ -Detektor (KLM)

Alle diese Komponenten erfüllen bloß einen Teil der Aufgaben, erst gemeinsam erreichen sie das gewünschte Ergebnis. Mit Ausnahme der Driftkammer, die mehrere Aufgaben übernimmt, was im folgenden genauer beschrieben wird.

2.3.1 Pixeldetektor (PXD)

Der PXD ist am nächsten zum Wechselwirkungspunkt. Das liegt daran, dass er die Leistung bei einer so hohen Rate hervorbringen kann. Der PXD und der SVD gehören zu dem inneren Detektor des Systems und kommunizieren gemeinsam. Deren Aufgabe ist es, die Position der durchfliegenden Teilchen zu erfassen und den Ort der Teilchenzerfälle herauszufinden, insbesondere von B-Mesonen. Die gewonnene Information soll an andere Komponenten zur Spurenrekonstruktion weitergeleitet werden.



Abbildung 2: Ein Modell des Pixel-Detektors [3]

Der PXD besteht aus zwei Schichten mit Radien von 14 mm und 22 mm. Die innere Schicht besteht aus 8 ebenen Sensoren mit einer Breite von 15 mm und einer Länge von 90 mm. Die zweite Schicht besteht aus 12 Sensoren, welche eine Dimension von jeweils 15×123 mm haben. Ein Radialspalt von 16 mm ist zwischen PXD und SVD. In Abb. 2 ist ein Bild vom PXD zu sehen.

2.3.2 Silizium Vertex Detektor (SVD)

Der SVD ist ein Streifendetektor, der Nachteil von diesem Detektor ist, dass er bei hohen Raten ausgetrickst werden kann. Es werden mehr Teilchen als eigentlich vorhanden sind registriert. 40 mm außerhalb des Wechselwirkungspunktes ist die Rate für den Streifendetektor noch erfassbar. Die Aufgabe jedoch besteht darin, die Durchgänge von Teilchen zu erfassen, die etwas weiter Außerhalb des PXD auftreten. Mit dieser Information können die Zerfallsorte der Teilchen noch genauer untersucht werden. Zur Messung der CP-Asymmetrie ist es notwendig den Zerfall von B-Mesonen zu messen. Die Hauptaufgabe des SVD besteht darin einige der B-Zerfälle zu messen. Wie beispielsweise die K_S , welche außerhalb von PXD zerfallen, kann der SVD rekonstruieren, wie auch den Zerfall von D-Mesonen und τ . Mit Hilfe von PXD und CDC können weitere B-Zerfälle rekonstruiert werden. Zusätzlich unterstützt der SVD den PXD bei der Beseitigung von Hintergrundstrahlung, indem er Informationen schickt, welche für die Ereignisse relevant sind.

2.3.3 Driftkammer (Central Drift Chamber - CDC)

Zur Messung nutzt man den Effekt der Ionisation. Während ein Teilchen durch Gas durchfliegt, ionisiert es die Gasatome. Mit diesen Detektor erzielt man nicht nur eine Positionsmessung, es kann auch der Energieverlust gemessen werden. Aufgrund des Magnetfeldes ist die Spur der Teilchen gekrümmt, aus dem der Impuls berechnet werden kann. Aus Energie und Impuls können wiederum Teilchen identifiziert werden. Für niederenergetische Teilchen reicht der Weg bis CDC aus, um sie zu identifizieren. Bei höherenergetischen Teilchen reicht die Spurkrümmung nicht zur ausreichend genauen Impulsmessung aus. Somit sind weitere Komponente notwendig. Parameter von CDC sind in der Tab. 2 aufgelistet. In der Abb. 3 ist der CDC mit einigen Teilchenspuren illustriert.

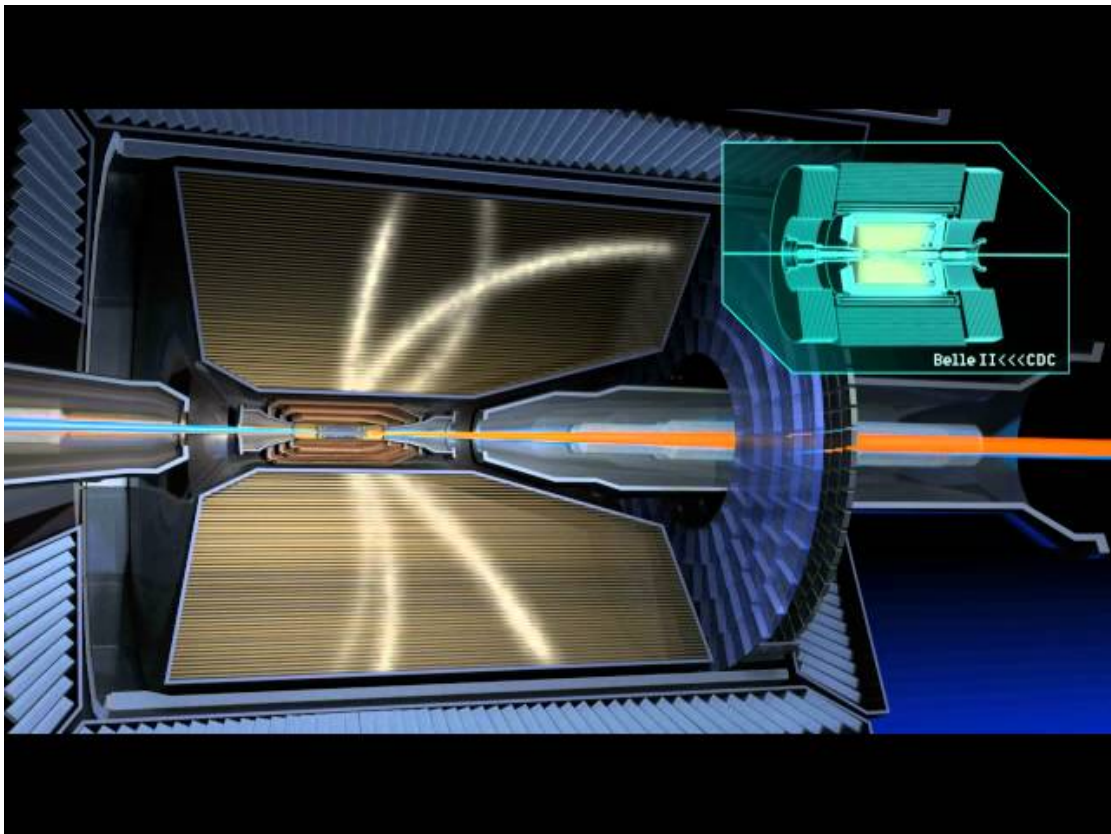


Abbildung 3: Driftkammer in Belle II [1]

Tabelle 2: Wichtige Parameter von CDC nach [2]

Innerer Radius (mm)	160
Äußerer Radius (mm)	1130
Anzahl der Schichten	56
Gas	He-C ₂ H ₆

2.3.4 Teilchenidentifikation (Particle Identification System - PID)

PID ist ausgerichtet dafür und dient hauptsächlich dazu, um K von π zu trennen. Die Massen dieser beiden Teilchen unterscheiden sich zwar, aber die Messgenauigkeit der anderen Komponenten reichen nicht aus um sie voneinander zu trennen. Hinzu kommt, dass beide Hadronen sind und selbe Eigenschaften bei Wechselwirkungen aufweisen. Hingegen wenn man μ nimmt, hat es keine hadronischen Wechselwirkungen und ist dadurch leichter zu selektieren. Diese Methode ist die einzige um beide Teilchen voneinander zu trennen. Es handelt sich um ein Čerenkov-Zähler, der wie schon

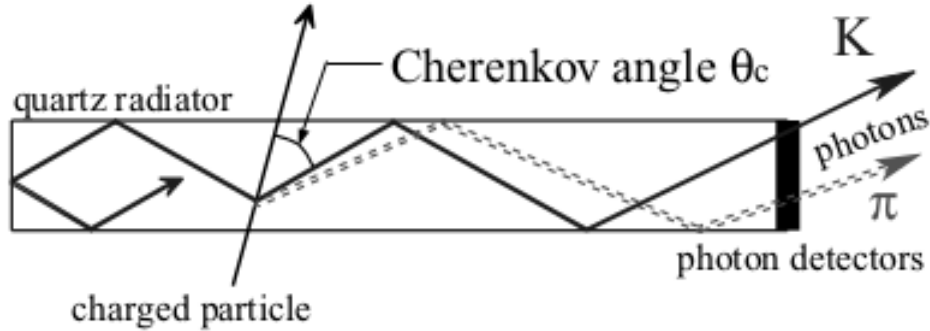


Abbildung 4: Funktionsweise des TOPs [2]

der Name sagt den Čerenkov-Effekt nutzt. Mit einer Teilchengeschwindigkeit, die höher ist als die Lichtgeschwindigkeit in diesem Medium, breitet sich die elektromagnetische Welle mit einer kegelförmigen Front aus. So bildet sich auf dem Schirm ein Kreis. Aus dem Kegel-Winkel θ berechnet man die Geschwindigkeit aus.

Diese Komponente ist ein Detection of Internally Reflected Cherenkov light (DIRC). Hier ist das Medium so ausgerichtet, dass die erzeugte Strahlung sich mittels Totalreflexion durch das Medium fortsetzt und von Photodetektoren detektiert wird (siehe Abb. 4). Während der Fortbewegung der Strahlung durch das Medium behält es den Winkel aus dem die Geschwindigkeit ausgewertet wird. Das PID ist eine Schicht zwischen CDC und ECL.

2.3.5 Elektromagnetisches Kalorimeter (ECL)

Hiermit erwartet man eine verbesserte Rekonstruktion von hochenergetischen π^0 -s, die aus B-Meson-Zerfällen kommen. Ein Drittel dieser Zerfälle sind neutrale Teilchen. Beispielsweise zerfallen die π^0 -s in Photonen von 20 MeV bis 4 GeV. Aus diesem Grund ist eine hohe Auflösung erforderlich, die laut [2] abgeschätzt ist:

$$\frac{\sigma_E}{E} = \sqrt{\left(\frac{0.066\%}{E}\right)^2 + \left(\frac{0.81\%}{\sqrt[4]{E}}\right)^2 + (1.34\%)^2} \quad (1)$$

E ist in GeV und der erste Term beschreibt das Rauschen der Elektronik. Dieser elektromagnetischen Kalorimeter dient dazu die Energie von Photonen und geladenen Teilchen zu messen. Dabei muss die Energie der Teilchen vollständig absorbiert werden, d.h. sie müssen in Kalorimetern gestoppt werden. Beim eindringen eines hochenergetischen geladenen Teilchens entsteht ein elektromagnetischer Schauer, der durch das Heitler-Rossi Modell gut beschrieben wird.

2.3.6 K_L^0 und μ -Detektor (KLM)

Der KLM, wie der Name schon sagt, dient hauptsächlich zur Detektion von K_L^0 und μ . Der Impuls der Teilchen, die hier detektiert werden, befindet sich zwischen 0.6 GeV/c bis 1.5 GeV/c. Es ist eigentlich ein Eisenstück, dass dazu dient das Magnetfeld zurück zuleiten. Zusätzlich dient es auch als Tragestruktur für andere Komponenten. Gleichzeitig wird es auch dazu verwendet, die restlichen Teilchen abzufangen.

Hadronen haben in Absorbern Wechselwirkungen mit Kernen. Dabei kommt es zur inelastischen Stößen und sie erzeugen andere Hadronen. Aufgrund komplexeren hadronischen Wechselwirkungen sind hadronische Kalorimeter schwieriger zu verstehen als elektromagnetische. Es besteht aus 4.7 cm dicken Eisenplatten, gestapelt mit Szintillatoren. Eisen dient hier als Absorber und in den Szintillator stoßen die neuen Teilchen. Das szintillierende Licht wird in Photomultiplier gesammelt und misst dadurch die Energie. Verglichen zu den elektrischen Kalorimetern werden hier längere Bremsstrecken benötigt, womit die Größe dieses Detektors erklärt ist.

μ -Identifikation Da μ ein geladenes Teilchen ist, wechselwirkt es auch in anderen Komponenten. Jedoch um dessen Spur aufzunehmen, wird es erst ab CDC relevant. Vereinfacht kann man sagen, diese Spur wird extrapoliert und wenn diese mit KLM übereinstimmt wird es als μ eingestuft. Im anderen Fall wird es als π eingeordnet.

2.3.7 Zusammenfassung

Es erfordert eine gewisse Strategie, wenn ein Teilchen durch verschiedene Komponenten durchfliegt. Bei jeden von ihnen gibt es verschiedene Wechselwirkungen, aus welchen man rückschließen kann um welches Teilchen es sich handelt. Photonen bis zur 4 GeV werden am ECL absorbiert, wo hingegen μ hindurch fliegen und einen Teil ihrer Energie abgeben. Dabei muss das kleine Signal mit der extrapolierten Spur übereinstimmen, um es als μ identifiziert zu werden. Hinzu kommt, wie zuvor erklärt, dass es auch in den KLM registriert werden muss, sonst handelt es sich um ein anderes Teilchen.

2.4 Silizium Vertex Detektor und seine Anforderungen

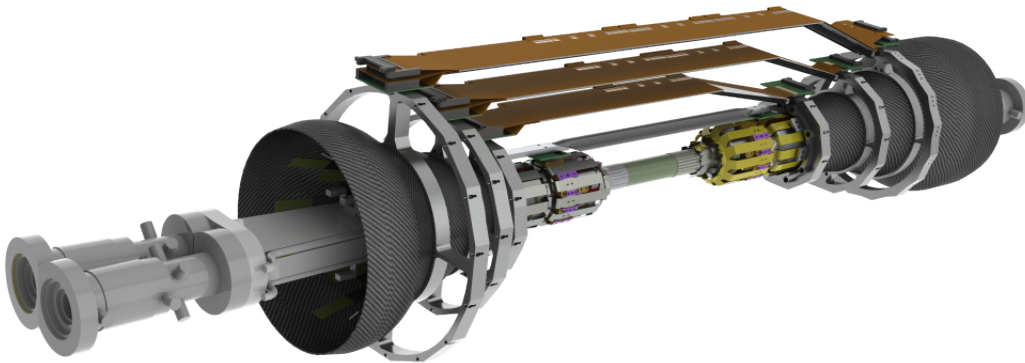


Abbildung 5: SVD mit PXD [10]

In Kap. 2.3.2 wurde schon die Rolle des SVD in dem System beschrieben. Da es in dieser Arbeit primär um den SVD geht, werden hier seine Eigenschaften und Anforderungen näher erläutert. In der Abb. 5 ist das Innere des SVD mit jeweils einer Sensorplane pro jeder Schicht dargestellt. Zu erkennen sind die grauen Support-Cones, an denen die Endringe liegen und im Inneren ist das Innere vom PXD zu sehen. Die zwei Strahlrohre kreuzen sich im Inneren des Detektors. In diesem Abschnitt beschriebenen Punkte sind in [2] genauer erläutert. Folgenden Punkte betreffen den SVD:

- Wie sein Vorgänger der Belle Vertex Detektor soll er kleine Masse, hohe Präzision, Immunität gegen Hintergrundstrahlung und Langzeitstabilität nachweisen. Statt Pixeln ist er mit vielen Streifen ausgestattet, um sein Nachweisvermögen zu behalten. Bei so einer hohen Luminosität ist eine 30-mal höhere Hintergrundstrahlung zu erwarten.
- Bei so hohen Raten hat sich herausgestellt, dass die Elektronik eine Auslesezeit von 50 ns benötigt. Der APV25-Chip war ursprünglich für CMS Tracker entwickelt. Es hat sich herausgestellt, dass er für SVD gut geeignet ist.
- Zur der Mechanik: die Schichten müssen den Anforderungen der B-Physik angepasst werden. Somit führt es zu einigen Schwierigkeiten an den Schichten, welche lediglich von dünnen leichten Rippen getragen werden. Es entstehen Spannungen wie Drehmoment, die den Aufbau erschweren.
- Die vorher erwähnten Rippen sind aus einem leichten Material gebaut. Aus mehreren Lagen mit dem Namen Rohacell 71 HF. Es hat sich gezeigt, dass eine gewisse Belastung zu Delamination führt. Auch der thermische Ausdehnungskoeffizient passt nicht den Bedingungen überein. Es besteht das Risiko, die Sensoren zu verschieben.
- Das Merkmal liegt auf den Endringen. Dabei soll möglichst auch Platz für beispielsweise Kabel sein, ohne jedoch die Stabilität zu beeinträchtigen. Näheres dazu kommt in den Kap. 6.5.
- Das Kühlen der Elektronik benötigt man zum besseren Signal-Rausch-Verhältnis. Dies geschah mit Zweiphasen-CO₂-Anlage und Glykol-Wassergemisch. Dabei soll mit einem Kreislauf alle vier Schichten gekühlt werden.
- Auch die Montage des SVD ist ein Thema. Dabei spielen mehrere Faktoren, wie die Reihenfolge des Aufbaus und die Methoden zur Befestigung von Bauteilen eine Rolle. In Kap. 7.1 werden einige Konzepte für den Verschluss von SVD vorgeschlagen.

2.4.1 Test

Um die Anforderungen zu gewährleisten, müssen alle Komponenten des SVD vor dem Betrieb getestet werden. Insbesondere müssen die APV25-Chips und die Sensorschichten einigen Prüfungstests untergezogen werden. Zur Prüfung jedes einzelnen Streifens werden die Schichten auf einen Koordinatentisch gemessen. Um so etwas schnell zu gewährleisten werden die schon vorhandenen Vorrichtungen angewendet. Da eine Messung einige Stunden in Anspruch nehmen kann, müssen diese Vorrichtungen so eingestellt werden, dass die Messungen unbeaufsichtigt durchgeführt werden können.

Wie vor dem Montieren, wird jede Schicht auch nach der Montage getestet. Bevor der SVD in den Belle II eingebaut wird, muss er selbst als Einheit getestet werden. Nach dem der Detektor zusammengebaut ist, wird die gesamte Elektronik samt Kühlsystem in Betrieb genommen. Vier Schichten Siliziumlagen sind zu dick für Teilchen die aus einer Quelle herauskommen, da man durch Mehrfachstreuung keine geraden Spuren bekommen würde. Dabei prüft man die Anordnung der Schichten. Man macht sich die kosmische Strahlung zu Nutze, indem man Szintillatoren unter und über den SVD positioniert und durch Koinzidenzen die Spuren registriert. Die Rate beträgt etwa ein paar Ereignisse pro Minute, aber mit dieser Methode erreicht man geradlinige Spuren. Somit kann die Auslegung der Schichten kalibriert werden. Nach dem Einbau in den Belle II wird die Funktionalität erneut getestet, bevor die Steuerung und die Datenausgänge an die Infrastruktur angeschlossen werden.

3 Grundlagen des Konstruierens mit Kohlenstoff-faser-Verbunden

Dieses Kapitel beschreibt das Konstruieren mit Kohlenstofffaser-Verbunden und bezieht sich in keiner Weise auf die Teilchenphysik. Daher kann es zu Überschneidungen der Symbole kommen, die hier eine andere Bedeutung haben. Im Text werden die Symbole explizit erläutert. Die Symbole und Formeln sind aus [17] übernommen worden.

3.1 Vorteile und Nachteile der Faser-Kunststoff-Verbunde (FKV)

Verglichen zu Metallkonstruktionen haben Faser-Kunststoff-Verbunde eine Liste von Vorteilen:

- Sie weisen eine hohe Festigkeit bei niedriger Dichte auf.
- Es ist möglich die Form des Leichtbaumaterials frei zu gestalten und kostengünstige Komponenten einzubauen.
- Die Fasern und die Matrix weisen eine gute Korrosionsbeständigkeit auf.
- Besitzen Leitereigenschaften, die vom Leiter bis Isolator einstellbar sind.
- Sie sind ein guter Wärmeisolator.
- Die Faserausrichtung kann frei gewählt werden und ermöglicht so einen Wärmeausdehnungskoeffizient der praktisch Null ist.

Der Nachteil von diesen Materialien gegenüber den Metallen hingegen ist der Preis.

3.2 Begriffe

FKV bestehen aus Fasern und der Matrix. Die Fasern übernehmen die mechanische Belastung, während es die Aufgabe der Matrix ist, diese zu schützen und deren Position zu halten. Solche Materialien haben im Allgemeinen mehrere Schichten, die sich in der Ausrichtung der Fasern unterscheiden. Eine Schicht nennt man unidirektionale Schicht (UD-Schicht). Mehrere gestapelte Schichten heißen Lamine oder Mehrschichten-Verbunde (MSV). Wie schon angesprochen, haben die Fasern in verschiedenen Schichten verschiedene Ausrichtungen. Dies bringt den Vorteil, dass man in einer Richtung die Eigenschaften verstärken kann. Im Gegensatz zu Metallen die isotrop sind, d.h. die mechanischen Eigenschaften sind in allen Richtungen gleichbedeutend, weist eine UD-Schicht in verschiedenen Richtungen andere Eigenschaften wie Elastizität, Festigkeit, thermische Längenausdehnungskoeffizient, Wärmeleitfähigkeit usw. auf. Solches Verhalten von Stoffen heißt Anisotrop.

Wie vorher erwähnt, sind hohe Steifigkeit und hohe Festigkeit bei niedriger Dichte wünschenswert. Das erreicht man mit Elementen mit einer starken atomaren Bindung, z.B. B, C und Si erfüllen alle diese Eigenschaften. Im Laufe der Zeit hat sich gezeigt, dass diese Elemente all diese Eigenschaften als Faser besser erfüllen als in kompakter Form. Die folgenden Mechanismen sind dafür verantwortlich:

- Größeneffekt

- Einfluss von Orientierungen
- Verminderung von Fehlstellen und Kerben
- Eigenspannungen

3.3 Kohlenstofffasern

Kohlenstoff-Faser bringen große Vorteile mit sich, die auch in vielen Bereichen zum Einsatz kommen. Einige von diesen Vorteilen werden hier aufgezählt:

- Die Fasern sind sehr leicht ($\rho_f \approx 1.8 \text{ g/cm}^3$).
- Hinzu kommt eine hohe Festigkeit und ein hohes Elastizitätsmodul.
- Ein weiterer Vorteil ist ihre hohe Ermüdungsfestigkeit.
- Das Spannungs-Dehnungs-Diagramm zeigt von Anfang an ein lineares und elastisches Verhalten. Danach steigt die Festigkeit um etwa 10%. Diesen Effekt nutzt man oft indem man eine Konstruktion wählt, die die Bauteile unter Spannung setzt.
- Aufgrund ihrer hohen Festigkeit übernehmen sie die Last und entlasten dadurch die Matrix.
- Der thermische Ausdehnungskoeffizient ist quer zur Faserrichtung positiv und längs der Faser negativ. Dies kann als Vorteil genutzt werden, in Fällen wo die Ausdehnung des Bauteils aufgrund der Temperaturänderung problematisch ist. Die Faser können gezielt ausgerichtet werden um den Koeffizienten auf $\alpha = 0$ zu setzen.

Neben den Vorteilen bringen die Fasern aber auch Nachteile mit sich:

- Sie sind spröde und bringen bei hohen Dehnungen frühzeitigen Bruch mit sich.
- Schädigungen können bei Schlägen auftreten und sind schwer zu erkennen. Innere Risse und Brüche sind von außen nicht auffindbar. Diese Schädigungen führen zur Delamination und schwächen die Steifigkeit, wie die Biegesteifigkeit, die in vielen Anwendungen sehr wichtig ist. Um solche Brüche ausfindig zu machen, wendet man zerstörungsfreie Methoden an, wie beispielsweise den Ultraschall.
- Radien wie z.B. bei der Anwendung von Schlaufen müssen groß gehalten werden. Um kleine Radien zu halten benötigt man zusätzlichen Aufwand um einen Anpressdruck zu erzeugen.
- Die Druckfestigkeit ist niedriger als die Zugfestigkeit, wobei hier auf die Anwendung geachtet werden muss.
- Die Preiskosten der Kohlenstofffasern sind verglichen zu anderen Stoffen sehr hoch.

3.4 Matrixsystem

Die Aufgaben die eine Matrix in FKV übernimmt sind folgende:

- Sie fixiert die Fasern in der gewünschten Anordnung und hält Abstand zwischen ihnen.
- Sie verklebt die Fasern und leitet die Kräfte auf die Fasern und entlang den.
- Sie übernimmt die Schubbeanspruchungen und die Beanspruchungen die quer zur Faserrichtung wirken.
- Um Risse im Material zu vermeiden ist eine zähe Matrix gut geeignet.
- Sie bietet den Fasern Schutz von äußeren Einwirkungen wie zum Beispiel mechanischem Abrieb, chemischen Reagenzien usw.

Die Matrix ist das schwächste Glied in FKV. Dennoch beeinflusst sie fast alle Eigenschaften: Dichte, Steifigkeitswerte, Festigkeitswerte, Kriech- und Relaxationsverhalten, Schlagzähigkeiten, Temperatur-Einsatzgrenzen, thermische Ausdehnungskoeffizienten, Wärmeleitfähigkeiten, Chemikalienbeständigkeit, Witterungs- und Alterungsbeständigkeit, Brandverhalten usw. laut [17]

3.4.1 Relativer Faservolumenanteil

Der relative Faservolumenanteil φ ist ein wichtiger Parameter der viele Eigenschaften beeinflusst. Zusammen mit der Wahl der Matrix und der Fasern hat es einen Einfluss auf verschiedene Eigenschaft wie Steifigkeit, Festigkeit, thermische Ausdehnung usw. Insbesondere wirkt sich φ auf die Steifigkeit und Festigkeit aus. Es hat sich ein günstiger Wert von 60% herausgestellt. In der Berechnung wird er immer in Einheit angegeben $\varphi = 0.6$. Bei Werten über 65% verlaufen die Fasern viel zu eng aneinander und erschweren dadurch die Klebung und Befestigung der Matrix. Mit den kleinen Anteil der Matrix kann sie auch nicht genug Schutz bieten. Denkt man sich ein Stück Volumen solches Materials kann man diesen Parameter mit

$$\varphi = \frac{V_f}{V_{\text{Verbund}}} = \frac{A_f}{A_{\text{Verbund}}} = \frac{t_f}{t_{\text{Verbund}}} \quad (2)$$

ausrechnen.

V_f ... Faservolumen

A_f ... Querschnittsfläche der Fasern

Es kann auch der relative Massenanteil gleich behandelt werden:

$$\psi = \frac{m_f}{m_{\text{Verbund}}} \quad (3)$$

Insbesondere ist es wichtig, von einem Parameter auf den anderen umzurechnen:

$$\varphi = \frac{1}{1 + \frac{(1-\psi)\rho_f}{\psi\rho_m}} \quad (4)$$

Berechnung der Schichtdicke des Laminats wie folgt:

$$t_{\text{Verbund}} = \frac{t_f}{\varphi} \quad (5)$$

3.5 Das lineare Elastizitätsgesetz der UD-Schicht

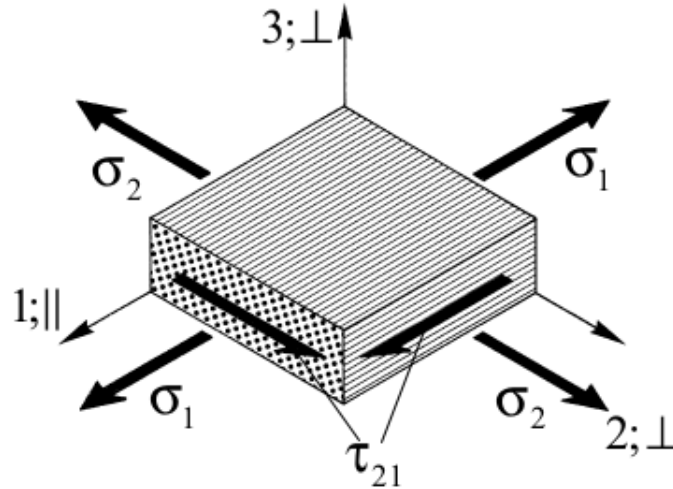


Abbildung 6: Spannungen auf ein Körper und deren Konvention mit Index-Erläuterung [17]

Für die Dimensionierung ist es notwendig zu wissen welche Kräfte auf das Bauteil wirken und welche Spannungen daraus entstehen. Man unterscheidet zwischen Normal-Spannung σ und Tangential-Spannung τ . Je nachdem in welcher Richtung die Spannung im Vergleich zur Querschnittsfläche wirkt (siehe Abb 6). Der Normal-Spannungsvektor zeigt sich normal zur Querschnittsfläche, wie bei Zug, Druck und Biegung. Wobei der Tangential-Spannungsvektor auf der Ebene der Querschnittsfläche liegt wie beim Schub und der Torsion. Die Spannung verursacht bei Normal-Spannung eine Dehnung ε und bei Tangential-Spannung eine Schiebung γ . Zusätzlich ist bei einer UD-Schicht zu berücksichtigen, dass die Faserrichtung eine wesentliche Rolle spielt. In Abb 6 wird die Richtung der Faser nummeriert:

- 1 || In Richtung der Faser.
- 2 $\perp$ Orthogonal zur Faser.
- 3 $\perp$ Orthogonal zur Faser.

Die Achsenorientierung wird im Index definiert. Eine Spannung $\sigma_{||}$ bzw. $\sigma_{\perp}$ verursacht eine Dehnung $\varepsilon_{||}$ bzw. $\varepsilon_{\perp}$. Das Elastizitätsgesetz sagt, dass es eine Konstante gibt, die das Verhalten zwischen Spannung und Verzerrung beschreibt. Die gilt jedoch nur im Idealfall, d.h. es verhält sich linear und elastisch. Für die Normal-Spannung ist das Elastizitätsmodul E zuständig und für die Beanspruchung mit der Tangential-Spannung der Schubmodul G :

$$\sigma = E \varepsilon \quad (6)$$

$$\tau = G \tan \gamma \quad (7)$$

3.5.1 Begriff der Querkontraktionszahl

Bei Beanspruchungen wie zum Beispiel Zug mit der Spannung σ , wird der Körper in der Länge $\varepsilon_{||}$ gedehnt. Aber durch diese Dehnung erfolgt in der Querrichtung ein Stauchung

$\varepsilon_{\perp}$. Dieses Verhalten beschreibt man mit der Querkontraktionszahl (Poissonzahl)

$$\nu_{\perp\parallel} = -\frac{\varepsilon_{\perp}}{\varepsilon_{\parallel}}. \quad (8)$$

Die Stauchung $\varepsilon_{\perp}$ ist eine negative Dehnung. Die Querkontraktionszahl wird daher mit einem Minus versehen und bleibt somit positiv. Die Indizierung erfolgt in der Reihenfolge Wirkung-Ursachen. Der erste Index definiert was nach der Beanspruchung im Fall $\perp$ passiert, es wirkt sich in der Querrichtung aus. Der zweite Index zeigt in welche Richtung beansprucht wird, wie im Fall $\parallel$, wo der Körper in Längsrichtung beansprucht wird. Aufgrund der isotropen Eigenschaft hat die UD-Schicht drei Querkontraktionszahlen: $\nu_{\perp\parallel}$, $\nu_{\parallel\perp}$ und $\nu_{\perp\perp}$.

3.5.2 Transversale Isotropie

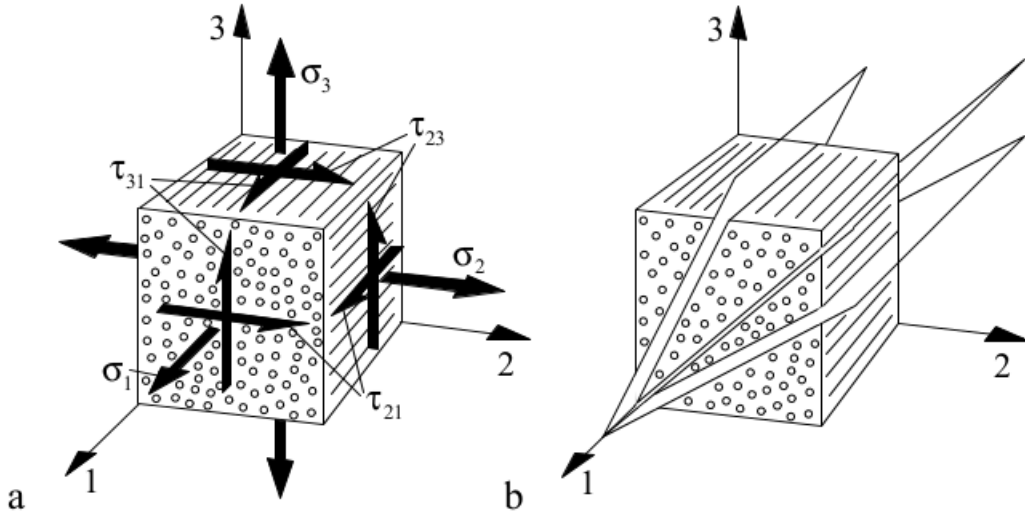


Abbildung 7: a) Vereinfachte Vorstellung eines Element der UD-Schicht b) Erklärung der transversalen Isotropie [17].

Stellt man sich ein Volumenelement einer UD-Schicht vor (siehe Abb 7), bezeichnet man die orthogonal zu Faser liegende Ebene als isotrope Ebene. In allen anderen Ebenen die orthogonal zur der isotropen Ebene stehen sind Eigenschaften gleich. Solche Werkstoffe werden als transversale isotropen Werkstoffen bezeichnet. Die UD-Schicht gehört zu den transversalen isotropen Werkstoffen (siehe Abb. 7). Diese Eigenschaft weist einige Besonderheiten auf:

- Aufgrund der kleinen Auswahl der Orientierung, wie längs und quer der Faser, sind manche Elastizitätsgrößen gleich: $E_2 = E_3 = E_{\perp}$, $G_{31} = G_{21} = G_{\perp}$ und $\nu_{31} = \nu_{21} = \nu_{\perp\parallel}$.
- Aus der isotropen Ebene ($G_{\perp\perp} = G_{32}$) können Größen in einen Zusammenhang gebracht werden:

$$G_{\perp\perp} = \frac{E_{\perp}}{2(1 + \nu_{\perp\perp})} \quad (9)$$

- Die folgenden Querkontraktionszahlen lassen sich bei bekannten Elastizitätsmodulen berechnen:

$$\frac{E_{\parallel}}{\nu_{\perp\parallel}} = \frac{E_{\perp}}{\nu_{\parallel\perp}} \quad (10)$$

Bei transversaler Isotropie sind nur noch 5 unabhängige Elastizitätsgrößen zur vollständigen Beschreibung des Verhaltens des Werkstoffs notwendig. Diese Größen werden auch als Grund-Elastizitätsgrößen bezeichnet: $E_{\parallel}$, $E_{\perp}$, $G_{\perp\parallel}$, $\nu_{\perp\parallel}$ und $\nu_{\parallel\perp}$.

Die vorangehende Beschreibung ist für ein Werkstoff-Körperelement gültig. Für Werkstoff-Scheibenelemente werden nur noch 4 unabhängige Elastizitätsgrößen benötigt. Die Querkontraktionszahl $\nu_{\perp\perp}$ ist in diesem Fall nicht notwendig.

3.6 Auswahl von Laminaten: ausgeglichener Winkelverbund

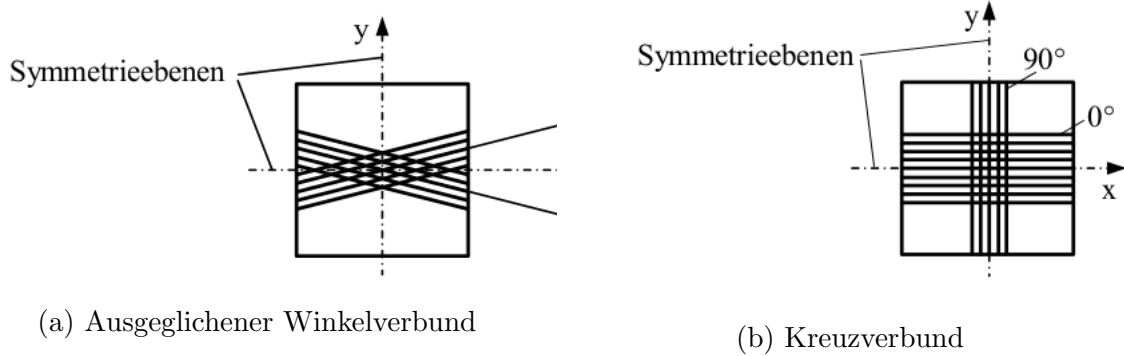


Abbildung 8: Gebräuchliche Laminattypen [17]

Ein Laminat besteht aus mehreren Schichten. Jede dieser Schichten übernimmt eine Aufgabe entsprechend der Faserausrichtung. Bei einachsigen Beanspruchungen wie z.B. bei Biegung reicht eine Faserrichtung aus. Somit übernehmen alle Fasern die Belastung. Bei Belastungen in mehrere Richtungen ist ein Laminat mit mehreren Schichten mit verschiedenen Faserrichtungen erforderlich. Sodass je nachdem auf welche Richtung die Belastung wirkt, ein Anteil der Faser die Last übernimmt. Es gibt verschiedene Faseranordnungen, die gute Lösungen für verschiedene Anwendungen bieten. Es können Lamine auf Torsion zwar beständig sein, sind aber hingegen für Biegebelastungen nicht geeignet. Umgekehrt können Faser so ausgerichtet werden, dass sie zwar für die Biegebelastung geeignet sind jedoch gegen Torsion unbeständig.

Ein ausgeglichener Winkelverbund kommt beim zweiachsigen Spannungszustand zum Einsatz. Somit übernehmen überwiegend die Faserkräfte die Belastung. Dieser Verbund ist paarweise mit Schichten mit gleichem Faserwinkel aber entgegengesetzten Vorzeichen angeordnet. Der Faserwinkel bezieht sich auf eine Symmetrieebene, im Fall der Abb 8a auf x . Diese Paarweise Schichten haben die gleiche Dicke, Fasertypen und Faservolumenanteile. Solche Lamine bieten sich gut an um z.B. bei Rohren eine hohe Biegesteifigkeit und Torsionbeständigkeit zu erreichen. Ein Kreuzverbund wie in Abb. 8b kommt z.B. bei Rohr mit Faserrichtungen in Längs und Umfangsrichtung des Rohrs zur Anwendung. Somit übernehmen die länglichen Fasern die Biegung und die quer dazu die radialen Kräfte.

3.7 Versagen der Fasern

Unter Faserbruch versteht man wenn einzelne Fasern reißen oder sie sich von einander trennen. Beim überschreiten der Grenzwerte (Festigkeit) kommt es zu Brüchen. Versagen der Fasern unter anderen Einflüssen wie Strahlung oder Erosion werden hier nicht behandelt. Bei unterschiedlichen Beanspruchungen ist die Spannungsverteilung in den Werkstoffen verschieden. Beispielsweise ist bei Biegung der Spannungsgradient sehr hoch. Dadurch entstehen die Brüche an den hochbelasteten Stellen. Im Allgemeinen entstehen ab 50% des Grenzwertes die ersten Risse. Wenn einzelne Fasern versagen, verliert der Werkstoff an Festigkeit und Steifigkeit. Die Festigkeit auf Zug $R_{\parallel}^+$ und auf Druck $R_{\parallel}^-$ unterscheiden sich. Bei Faserverbunden ist immer der Anteil der Faser φ zu berücksichtigen. Er bestimmt hauptsächlich die Festigkeit des Verbunds:

$$R_{V\parallel}^+ = R_{f\parallel}^+ \varphi \quad (11)$$

3.8 Die Netztheorie

Die Matrix, welche die Fasern zusammenhält, trägt geringfügig zur Steifigkeit bei. Jedoch wird in der Berechnung die Matrix nicht miteinbezogen. Man will die Belastung auf die Fasern konzentrieren um die Matrix weitgehend zu schonen. Mit dieser Methode beugt man Faserbruch vor.

3.8.1 Radialkräfte bei gekrümmten Laminaten

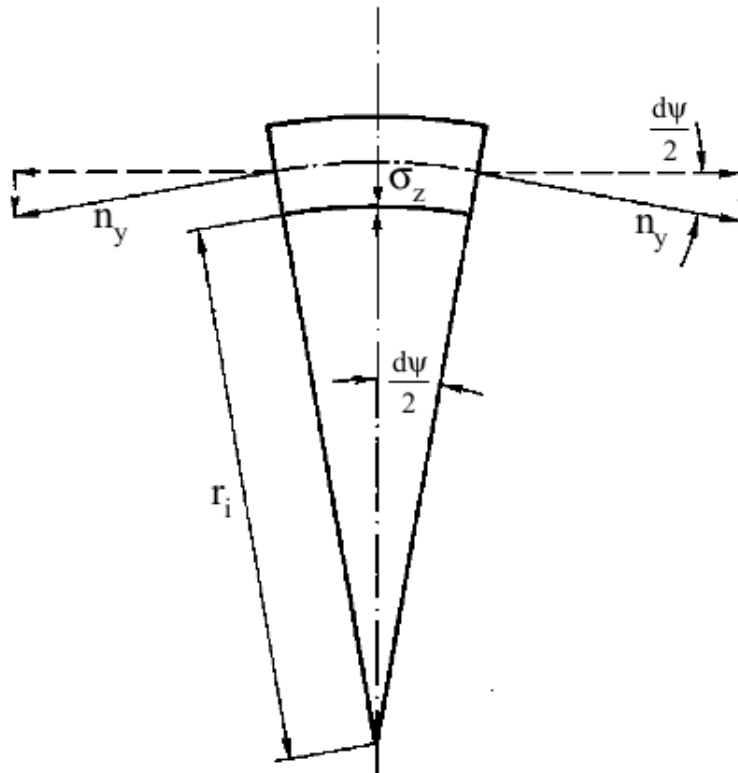


Abbildung 9: In radialer Richtung folgen am gekrümmten Laminat Spannungen σ_z [17].

Ein selten vorkommender Fall ist die Radialbeanspruchung an gekrümmter UD-Schicht. Z.B. ein Rohr an dem eine Last wirkt. Man stellt sich ein infinitesimales Stück des gekrümmten Laminat vor, wie in Abb 9 dargestellt. Eine radiale Spannung σ_z übt sich auf das Laminat aus. Um dieser Spannung entgegen zu wirken, benötigt man eine Schichtkraft n_y (Einheit: [Kraft/Länge] = N/m), die unter Zug steht:

$$r_i \, d\Psi \, \sigma_z = 2n_y \sin \frac{d\Psi}{2} = n_y \, d\Psi \quad (12)$$

$d\Psi$ kann gekürzt werden und somit folgt:

$$\sigma_z = \frac{n_y}{r_i} = \frac{n_{\parallel} \sin \alpha}{r_i} \quad (13)$$

$n_{\parallel}$ ist die Schichtkraft in Faserrichtung und α ist der Faserwinkel.

3.9 Bolzenverbindungen

Bolzenverbindungen sind ein kritischer Prozess für FKV. Beim Bohren trennt man Fasern voneinander und geht somit das Risiko ein, dass sich Risse verbreiten. Man verbindet die Lamine in der Regel überlappend. Mit diesen Verbindungen kann man folgende Vorteile erreichen:

- Mit Nieten und Bolzen kann man FKV mit anderen Werkstoffen verbinden, wie Metalle oder Holz.
- Nieten und Schrauben sind preisgünstige Standardprodukte und werden in hoher Qualität und hoher Genauigkeit hergestellt. Im Gegensatz zur Klebverbindungen ist die Verbindung leichter zu prüfen und benötigen kein aufwändiges Prüfverfahren.
- Die Verbindung erfolgt einfach und schnell und benötigt keine nachfolgenden Prozesse wie das Aushärten beim Kleben.
- In Kombination mit dem Kleben wird die Lebensdauer der Verbindung um den Faktor 3 erhöht.

Der größte Nachteil den man in Kauf nehmen muss ist der Verlust der Steifigkeit der Fügeteile. Das Trennen der Fasern trägt eine Spannungsüberhöhung um die Bohrung mit sich, was zur Folge hat, dass sich Risse durch das Material verbreiten. Zusätzlich bewirkt es die Ermüdung des Materials. Um Faserbrüche zu vermeiden, hält man sich an untersuchten Methoden der Bolzenverbindungen. Es gibt auch Verfahren die eine Fasertrennung umgehen. Diese werden im Weiteren vorgestellt.

3.9.1 Festlegen der Randabstände

Bei Bohrungen ist für gewöhnlich ein Laminat mit mehreren Schichten zu wählen, deren Fasern in mehreren Richtungen angeordnet sind. Bei Bolzenverbindungen wird auf Lochleibung dimensioniert. Die Lochleibung erweitert die Bohrung. Als erstes verformt sie das Loch plastisch und gleicht die Spannungsspitzen aus. Ab dem Punkt kann die Bindung eine höhere Last tragen. Dieses Versagen wird als gutmütig gesehen und das

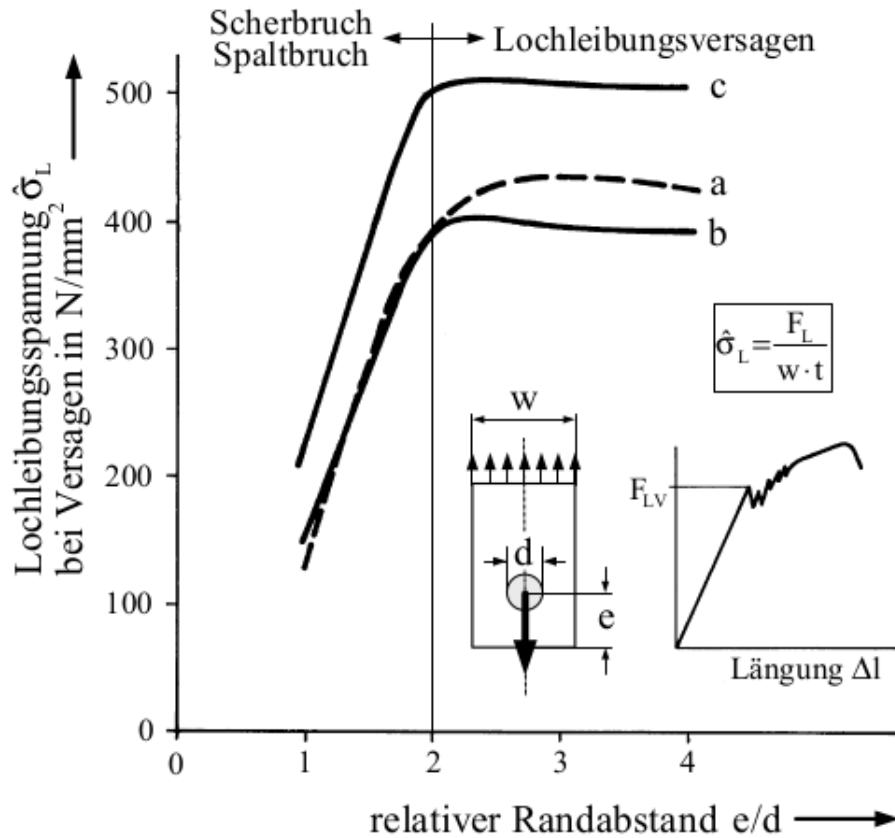


Abbildung 10: Untersuchung des Laminatsversagens abhängig des Verhältnisses Randabstand zur Bohrdurchmesser e/d [11]

Material kann weiterhin verwendet werden. Erst wenn die Druckspannung die Festigkeit $R_L = R_{\parallel}^-$ übersteigt, versagen die Fasern. In Abb. 10 ist die Kurve bei verschiedenen Laminaten mit Kohlenstofffasern dargestellt. Zu untersuchen ist das notwendige Verhältnis von Randabstand e zu Lochdurchmesser d . Alle drei Laminaten zeigen das gleiche Verhalten. Zu nah an dem Rand bricht es durch Scherung oder Spaltung. Erst ab $e/d \approx 2$ ist eine signifikante Änderung zu erkennen. Ab diesen Wert versagen die Faser nur noch auf Lochleibung. Standardmäßig wird in FKV immer ein Wert von $e/d \geq 3$ genommen. Hier sieht man, dass man sich an gewissen Randabstände halten muss um zu gewährleisten, dass es nicht zum Bruch durch Scherung oder Spaltung kommt. Dabei ist nicht nur der Randabstand zu beachten sondern auch die Abstände zwischen den Bohrungen. In Abb. 11 sind die untersuchten, minimal erlaubten Abstände dargestellt. Um größere Kräfte zu übertragen werden oft mehrere Niete eingesetzt, dabei ist der Abstand zwischen den Bohrungen zu beachten. Wenn der Abstand w zwischen den beiden Bohrungen niedrig ist, können Spannungen nicht abklingen. Es kann zur Spaltung kommen. Ein empfohlener Wert ist $w/d \geq 5$. Bei höheren Kräften können auch mehrere Niete hintereinander mit den Abstand p eingefügt werden. Dafür ist der Wert $p/d \geq 4$ festgelegt. Werden diese minimalen Abstände nicht eingehalten, müssen die Bolzenverbindungen auf Scherung, Flankenzug und Spalten überprüft werden.

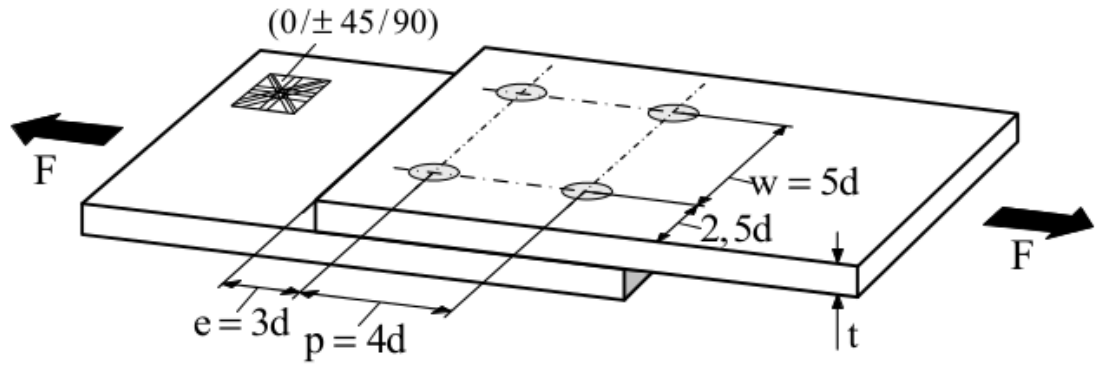


Abbildung 11: Eingeführte minimale Rand und Nietabstände [17]

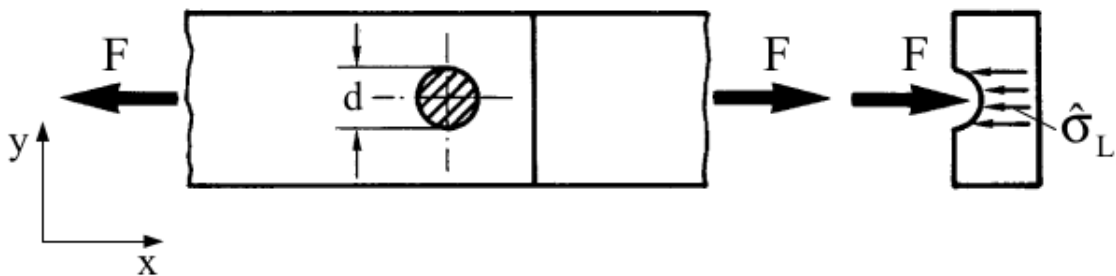


Abbildung 12: Die Nietkraft beansprucht den Bohrungsrand auf Flächenpressung = Lochleibung [17]

3.9.2 Überprüfen der Lochleibungsfestigkeit

Die Lochleibung ist genau genommen eine Flächenpressung. In Abb. 12 wirkt die Kraft F auf die effektive Fläche $d \cdot t$ und löst eine Spannung σ_L aus. Diese Belastung verursacht keine Fügeteiltrennung, sie bewirkt eine elastische und plastische Deformation. Dadurch werden Spannungen reduziert, andererseits wird die Festigkeit durch Fasertrennung reduziert. Zusätzlich ist die Locherweiterung gut beobachtbar. Um die Grenzkraft

$$F = R_L d t \quad (14)$$

zu berechnen, verwendet man die Druckfestigkeit R_L . Demzufolge sollen die Fasern auf 0° (bzgl. x -Achse in Abb. 12) orientiert sein. Zu berücksichtigen ist, dass aufgrund der Kreisform der Bohrung die Spannungen unregelmäßig verteilt sind. Diese beanspruchen die Fasern und führen zu Delamination. Um dem entgegen zu wirken, sollen querorientierte Fasern die gefährdeten Fasern zusammenhalten. Diese sollten demzufolge bei 90° oder $\pm 45^\circ$ angeordnet werden. Weiters kann die Belastbarkeit durch Erhöhung des Durchmessers d und/oder der Laminatdicke t verbessert werden. Die effektive Fläche kann auch durch doppelte Lamine vergrößert werden.

3.9.3 Maßnahmen zur Verstärkung der Belastbarkeit der Fügeiteile

Um die Festigkeit der Fasern maximal nutzen zu können, kann man versuchen bei Bohrungen die Fasern weitmöglichst nicht zu trennen. Während des Bearbeitungsprozesses der FKV können Löcher noch vor dem Aushärten der Matrix zwischen den

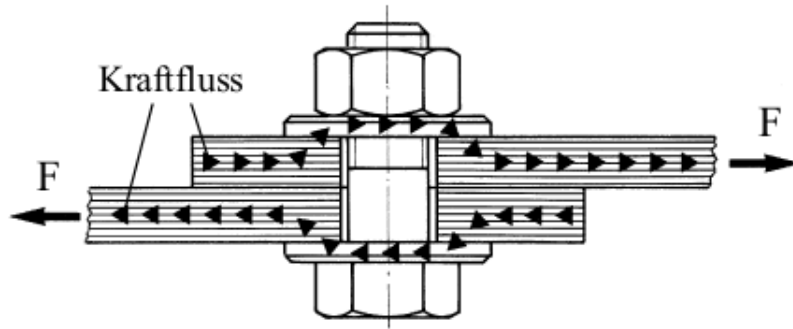


Abbildung 13: Verstärkung der Bolzenverbindung durch Festschrauben [17]

Fasern gestochen werden. Eignet sich gut für dünne Niete. Weiters kann während des Verarbeitungsprozesses an der jeweiligen Stelle ein Bolzen positioniert und in der Matrix die Fasern um den Bolzen gelegt werden. Das Ergebnis ist ein fertiges FKV mit dem gewünschten Loch und ohne Risse und Delamination. Es gibt sogar Ausführungen wobei gezielt Fasern in einen Kreis gewickelt werden wie üblicherweise eine Schlaufe. Jedoch werden diese Methoden meistens für andere Anwendungen eingesetzt. Die umständliche Verarbeitung und der hohe Preis ist hier jedoch als Nachteil anzuführen. Wie bereits erwähnt, werden Kleber eingesetzt um der Lochleibung entgegen zu wirken.

Wenn es unvermeidlich oder günstiger ist in den FKV zu bohren, gibt es auch weitere Lösungen um die Belastbarkeit zu verbessern. Beispielsweise können Metallfolien eingesetzt werden. Diese verteilen bei Lochleibung die Spannung besser und reduzieren die Spannungsspitzen. Im Gegensatz zu Niete, wirken beim Schrauben axiale Kräfte. Das kann man sich zum Vorteil nutzen, indem man große Unterlegscheiben einsetzt. Die Kraft, die von Schrauben ausgeht und auf die Unterlegscheiben drückt, verursacht Reibung zwischen den Fügeteilen. Beim Zuschrauben wirkt die Kraft, welche die Fügeteile zusammenhält und zusätzlich einen Anteil der Tragkraft über die Reibung übernimmt (Abb. 13). Aufgrund des Festziehens kann das Kippen der Schrauben vermieden werden. Die tragende Kraft kann folgendermaßen abgeschätzt werden:

$$F = R_L d t + \mu_0 F_V \quad (15)$$

Mit μ_0 als Haftungskoeffizient und F_V als axiale Spannkraft des Bolzens.

3.10 Klebverbindungen

FKV mit anderen Materialien zu kleben, stellt sich oft als beste Lösung heraus. Die Vorteile, die eine Klebverbindung mit sich bringt sind:

- Es können unterschiedliche Materialien miteinander geklebt werden.
- Da beim Schweißen hohe Temperaturen Verzerrungen verursachen können, liegt das Kleben gegenüber dem Schweißen im Vorteil.
- Durch Bolzenverbindungen wird die Querschnittsfläche reduziert. Dies ist im Gegensatz zu Klebverbindungen nicht der Fall. Hinzu kommt, dass keine Löcher gebohrt werden müssen, aus denen sich Risse ausbreiten können.
- Kleber können auch als Dichtmittel verwendet werden.

- Der Film des Klebers bietet eine Schichtdicke und erfordert somit keine präzisen Passungen.
- Es kann zusätzliches Hilfsmaterial dazugeklebt werden um eine Verstärkung zu erreichen. Zusätzlich helfen diese Pflaster gegen Risse in FKV.

Die Klebverbindung bringt aber auch Nachteile mit sich. Unter Beanspruchung ist die Spannungsverteilung unregelmäßig. Gegen Schälbeanspruchungen ist die Festigkeit gering. Da Klebeverbindungen empfindlich gegen äußere Einflüsse wie Temperaturänderungen oder Feuchtigkeit sind, muss man ihre Anwendungsgebiete beachten. Für den Klebprozess sind bestimmte Kriterien zu erfüllen und sorgfältige Vorbehandlungen durchzuführen.

Der Klebstoff selbst kann in Kategorien unterteilt werden. Laut [17] unterteilt man der Festigkeit aufsteigend: Dichtstoffe, elastisch und Strukturkleber. Je höher die Festigkeit ist, umso niedriger wird die Bruchdehnung. Eine genaue Trennung ist nicht bestimmbar. Die Klebstoffe werden je nach Anwendungsgebiet ausgewählt. Für Konstruktionen, die Vibrationen und Schläge aufnehmen müssen, wählt man einen Klebstoff mit guter Bruchdehnung. Die Strukturkleber werden in Gebieten wo hohe Genauigkeit und kleine Abweichungen vorausgesetzt werden, eingesetzt.

3.10.1 Spannungsanalyse von Klebverbindungen

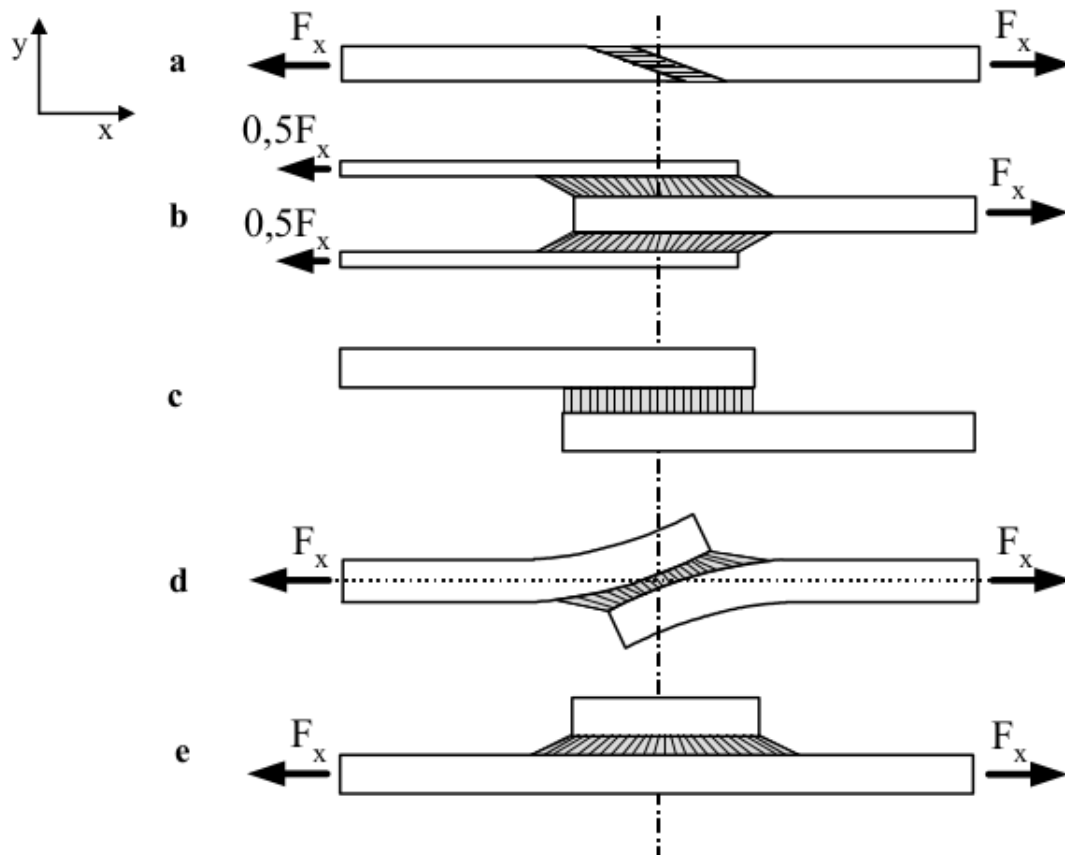


Abbildung 14: Methoden zur Verklebung von Fügeteilen [17]

Die Klebung soll auf großen Flächen erfolgen um die Tragkraft der Fügeteilen maximal nutzen zu können. Die Festigkeit der Klebung kann höchstens abgeschätzt werden. Scherungen wirken als Spannungen auf die Klebeverbindungen. Daher verwendet man auch die Festigkeit τ_K auf Scherung zur Abschätzung der Tragkraft

$$F_K = \tau_K l b \quad (16)$$

mit l als Überlappungslänge und b als Breite der Fügeteile. Die Klebverbindung hängt davon ab wie man die Fügeteile verklebt und wie diese beansprucht werden (siehe Abb. 14). In erster Linie sollte man sich auf experimentelle Versuche verlassen. Im Allgemeinen entstehen bei Klebverbindungen Spannungsspitzen, die am Rand des verklebten Fügeteils verursacht werden. Dies führt dazu, dass sich dieses Teil entlang der Klebeschicht schält und die Verbindung auflöst. Selbst bei Vergrößerung der Überlappungslänge wird die Belastbarkeit nicht verbessert. Stärken kann man sie, indem man die Breite des Fügeteils vergrößert. In Abb. 14 sind verschiedene Möglichkeiten für Klebverbindungen dargestellt:

- a** Die Fügeteile werden auf Schäftung geklebt. Der Klebefilm wird vorwiegend auf Zug beansprucht. Um die größtmögliche Fläche zu erlangen ist die Klebefläche schräg.
- b** Zweischnittige Überlappungsklebung verdoppeln die Bindung und kompensieren die Drehmomente und beanspruchen nur auf Scherung.
- c** Einschnittige unbelastete Überlappungsklebung.
- d** Einschnittige Überlappungsklebung unter Belastung schälen die Fügeteile. Da sie nicht wie bei zweischnittigen Überlappungsklebungen die Kräfte symmetrisch kompensiert, kommt es hier zur Scherung und Zugbeanspruchung. Zudem ist die Spannungsverteilung unregelmäßig.
- e** Doppler oder Pflaster werden an kritischen Stellen eingesetzt, um dem Werkstoff mehr Querschnittsfläche zu verleihen und dadurch die Festigkeit erhöht.

3.10.2 Erstellung der Klebverbindung

Das Kleben der FKV ist ein sorgfältiger Prozess, indem die Vorbehandlung ein notwendiger Vorgang ist. Nach der Erstellung des FKV ist sie mit einer schützenden Abrisschicht bedeckt. Kurz vor dem Klebvorgang wird die Schicht abgenommen, womit alle Partikel entfernt sind und eine saubere Fläche vorliegt. Es kommen auch einige Mittel zum Einsatz um eine gute Haftung zu gewährleisten. Dabei ist zu beachten unter welchen Bedingungen der Klebprozess stattfindet. Temperatur, Feuchte oder ähnliches können entscheidend beim Klebvorgang sein. Das Aushärten je nach Art des Klebstoffes kann einen zusätzlichen Prozess verlangen. Bei manchen Stoffen können erforderliche Prozesse erst ab einer gewissen Temperatur stattfinden. All diese Behandlungen haben einen Einfluss auf die Festigkeit der Klebverbindung. Dies ist auch einer der Gründe wieso die Tragkraft der Klebverbindung nicht leicht berechenbar ist.

Der Klebefilm spielt eine wesentliche Rolle in der Festigkeit der Klebverbindung. Z.B. wurde für Strukturkleber nachgewiesen, dass die beste Festigkeit zwischen 0.05 - 0.15 mm liegt.

4 Finite Elemente

Die Finiten-Elemente-Methode (FEM) ist ein numerisches Verfahren mit dem man partielle Differentialgleichungen lösen kann. Es gibt viele Anwendungen im Engineering wie in den Naturwissenschaften. Die Rechenmethode geht vom Variationsprinzip aus. In diesem Abschnitt wird das Konzept und die Methode der FEM erklärt. Jedoch wird man sich auf den Einsatz in der Festigkeitslehre beschränken. Es wird an dieser Stelle hingewiesen, dass hier die Festigkeitslehre als gegeben angenommen und nicht näher erläutert wird. Man geht von der Annahme aus, dass das Verhalten der Werkstoffe unter Belastung statisch-linear ist, bei Stahl ist das Verhalten unter der Streckgrenze zwischen Spannung und Dehnung linear. Vieles in der Natur verhält sich aber nicht linear. Deshalb werden diese Verhalten einfachheitshalber linearisiert. Die Aufgaben eines Konstrukteurs in Hinblick auf die Festigkeitslehre sind:

- Dimensionierung des Bauteils aufgrund der gegebenen Bedingungen (Belastung, Kraft, Druck, Stützpunkte usw.)
- Analyse des auskonstruierten Bauteils, d.h. Verformungs- und Spannungsberechnung

Die Analyse erweist sich schwieriger als die Dimensionierung, vor allem wenn die Bauteile komplexer sind. Hinzu kommt die Interpretation der Analyseergebnisse, für die eine gewisse Erfahrung erforderlich ist. Oft gibt es Fälle wo Spannungsspitzen entstehen, die leicht übersehbar sind.

Bei dieser Methode stellt man sich einen Körper als Zusammensetzung von vielen kleinen Elementen vor. Diese kleinen Elemente nennt man finite Elemente. Finite Elemente müssen eine endliche Größe besitzen um mit ihnen Rechnungen durchführen zu können. Wie es schon bei numerischen Verfahren der Fall ist nähert man sich der exakten Lösung immer mehr je kleiner die Elemente sind. Ein vereinfachtes Beispiel ist in der Abb. 15 dargestellt, ein Stab der in Elementen zerlegt ist. Die Elemente werden über Knoten verknüpft um mittels dieser innere Kräfte zu berechnen. Diese Kräfte werden auf andere Elemente übertragen.

4.1 Formulierung

Die FEM beruht auf dem Variationsprinzip. Die gesuchte Größe wird variiert bis das Extremum gefunden wird. Dies wird auch virtuelle Verschiebung genannt. Dabei ist die Variation der Formänderungsenergie δW gleich der äußeren Arbeit δA_a

$$\delta W = \delta A_a . \quad (17)$$

Das elastische Potenzial ergibt sich aus:

$$\Pi = W - A_a \quad (18)$$

4.1.1 Formänderungsenergie

Wie der Name schon verrät ist das die Energie, die durch Verformung entsteht. Aus dem Hookschen Gesetz folgt, wenn ein Körper unter Spannung σ steht wird er gedehnt

ε . Die spezifische Formänderungsenergie $W^{(s)}$ ist die Energie pro Volumeinheit. Im Allgemeinen wird sie hier in Matrizenschreibweise dargestellt

$$W^{(s)} = \frac{1}{2} \boldsymbol{\sigma}^\top \boldsymbol{\varepsilon} = \frac{1}{2} \boldsymbol{\varepsilon}^\top \mathbf{D} \boldsymbol{\varepsilon} \quad (19)$$

Mit $\mathbf{D}$ als Materialmatrix (siehe Kap. 4.1.4). Integration über das ganze Volumen liefert die Formänderungsenergie:

$$W = \int_V W^{(s)} dV \quad (20)$$

4.1.2 Arbeit längs eines Verschiebungsweges

Im Allgemeinen ist die Arbeit Kraft mal dem zurückgelegtem Weg

$$A = \int \vec{F}(\vec{r}) d\vec{r}. \quad (21)$$

In der Festigkeitslehre geht man davon aus, dass ein Körper durch die Kraft verzerrt wird. Durch diese Dehnung verschieben sich einzelne Elemente. Untersucht man ein Element, auf das eine äußere Kraft $\mathbf{q}(\vec{r})$ wirkt, so wird es verschoben $\hat{\mathbf{U}}(\vec{r})$ und verrichtet eine Arbeit. Integriert über das gesamte Volumen erhält man die Arbeit, verursacht durch die äußeren Kräfte, hier in Matrizenschreibweise dargestellt:

$$A_a = \int_V \mathbf{q}(\vec{r})^\top \hat{\mathbf{U}}(\vec{r}) dV \quad (22)$$

4.1.3 Formfunktionen

Die Formfunktionen gestalten die finiten Elemente. Wie bereits oben erläutert, variiert man die Verschiebung U laut dem Variationsprinzip. Für dieses U stellt man einen Ansatz auf:

$$\vec{U}(\vec{r}) = \sum_i N_i(\vec{r}) \vec{U}_i \quad (23)$$

U_i ist die Verschiebung am Punkt i und N_i die Formfunktion am Punkt i . Im Weiteren wird die Verschiebung als $\hat{\mathbf{U}}$ bezeichnet und $\mathbf{N}$ als Zeilenvektor verwendet, wie in diesen ein dimensional Beispiels dargestellt:

$$\hat{\mathbf{U}}(\xi)^{(e)} = \begin{pmatrix} N_1(\xi) & N_2(\xi) & N_3(\xi) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} U_1 \\ U_2 \\ U_3 \end{pmatrix} = \mathbf{N}^{(e)}(\xi) \mathbf{U}^{(e)} \quad (24)$$

Das $\hat{\mathbf{U}}(\xi)^{(e)}$ stellt hier die Verschiebung eines Elementes mit drei Knoten dar. Das ξ ist die Einheitslänge des Elements. Im Allgemeinen sind Formfunktionen Polynome, die meist linear, quadratisch oder kubisch sind. In der Tab. 3 sind die Formfunktionen mit der benötigten Anzahl der Knoten für ein Element dargestellt. Die Formfunktionen $N_i(\xi)$ ergeben nur an ihren Knoten eins, an allen anderen müssen sie null sein

$$N_i(\xi_j) = \delta_{ij}. \quad (25)$$

Mit der Einführung der Knoten diskretisiert man die Größen und die Elementmatrizen.

Tabelle 3: Formfunktionen für 1 dimensionalen Fall

Ordnung	Ansatz	Knoten
linear	$N(\xi) = a_0 + a_1 \xi$	2
quadratisch	$N(\xi) = a_0 + a_1 \xi + a_2 \xi^2$	3
kubisch	$N(\xi) = a_0 + a_1 \xi + a_2 \xi^2 + a_3 \xi^3$	4

4.1.4 Materialmatrix

Man stelle sich einen Stab der Länge l vor, der auf Zug beansprucht wird. Im eindimensionalen Fall ist die Dehnung als relative Änderung der Länge des Stabes definiert

$$\varepsilon_x = \frac{\Delta l}{l} \implies \varepsilon_x = \lim_{l \rightarrow 0} \frac{\Delta l(l)}{l} = \frac{du}{dx} . \quad (26)$$

u wird als Verschiebung bezeichnet. Im Allgemeinen schreibt man es als Matrix

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{L} \hat{\mathbf{U}} \xrightarrow{\text{Diskretisierung}} \boldsymbol{\varepsilon} = \underbrace{\mathbf{L} \mathbf{N}}_{\mathbf{B}} \mathbf{U} = \mathbf{B} \mathbf{U} . \quad (27)$$

$\mathbf{B}$ wird Verzerrungs-Verschiebungs-Transformationsmatrix genannt. Den Dehnungstensor kann man im dreidimensionalen Fall als Spaltenvektor darstellen

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \begin{pmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \varepsilon_{xy} \\ \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{yz} \end{pmatrix} \quad (28)$$

mit der Definition:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{1 + \delta_{ij}} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (29)$$

Das Hooksche Gesetz beschreibt die lineare Elastizität der Werkstoffe. Im obigen eindimensionalen Fall ist

$$\sigma = E \varepsilon , \quad (30)$$

analog im dreidimensionalen Fall

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D} \boldsymbol{\varepsilon} . \quad (31)$$

Die Materialmatrix $\mathbf{D}$ ist im Allgemeinen

$$\mathbf{D} = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{pmatrix} 1 & \frac{\nu}{1-\nu} & \frac{\nu}{1-\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-\nu} & 1 & \frac{\nu}{1-\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-\nu} & \frac{\nu}{1-\nu} & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} \end{pmatrix}. \quad (32)$$

4.1.5 Diskretisierung des elastischen Potentials

Durch Einführung der Formfunktionen entkoppelt man die Verschiebungsgrößen $\mathbf{U}$ und kann über $\mathbf{N}$ integrieren. Für die Formänderungsenergie setzt man (19) in (20) ein, somit ergibt sich:

$$W = \frac{1}{2} \int_V (\mathbf{B} \mathbf{U})^\top \mathbf{D} \mathbf{B} \mathbf{U} \, dV \quad (33)$$

Nach der FEM ist der Körper in n Elementen unterteilt. Die gesamte Energie ergibt sich aus der Summe der Energie $W^{(e)}$ aller Elemente:

$$W = \sum_{e=1}^n W^{(e)} = \sum_{e=1}^n \frac{1}{2} \int_V \mathbf{U}^{(e)\top} \mathbf{B}^{(e)\top} \mathbf{D} \mathbf{B}^{(e)} \mathbf{U}^{(e)} \, dV \quad (34)$$

Analog wird so auch die äußere Arbeit behandelt. Setzt man in (22) den Ansatz der Formfunktion (siehe (23) und (24)) ein und summiert alle Elemente, ergibt sich:

$$A_a = \sum_{e=1}^n \int_V \mathbf{q}^{(e)\top} \mathbf{N}^{(e)} \mathbf{U}^{(e)} \, dV \quad (35)$$

Desweiteren schaut man sich deren Variation an. Wie oben schon erwähnt wird nach $\hat{\mathbf{U}}$ variiert:

$$\delta \hat{\mathbf{U}} = \mathbf{N} \delta \mathbf{U} \quad (36)$$

Auf das Summenzeichen in (34) wird jetzt verzichtet, da die Betrachtung von nur einem Element ausreichend ist.

$$\delta W^{(e)} = \int_{V^{(e)}} \delta \mathbf{U}^{(e)\top} \mathbf{B}^{(e)\top} \mathbf{D} \mathbf{B}^{(e)} \mathbf{U}^{(e)} \, dV^{(e)} = \delta \mathbf{U}^{(e)\top} \int_{V^{(e)}} \mathbf{B}^{(e)\top} \mathbf{D} \mathbf{B}^{(e)} \, dV^{(e)} \mathbf{U}^{(e)} \quad (37)$$

Aufgrund unveränderlicher Verschiebungen an den Knoten kann das $\mathbf{U}^{(e)}$ aus dem Integral heraus genommen werden. Jedoch die Formfunktion, die in $\mathbf{B}^{(e)}$ enthalten ist, sind Funktionen innerhalb des Elementes, die unter Umständen frei wählbar sind und über die leicht integriert werden kann. Man erkennt aus der Formänderungsenergie die Elementsteifigkeitsmatrix resultiert:

$$\mathbf{K}^{(e)} = \int_{V^{(e)}} \mathbf{B}^{(e)\top} \mathbf{D} \mathbf{B}^{(e)} \, dV^{(e)} \quad (38)$$

Aus der äußeren Arbeit erhält man den Elementlastvektor. Auch hier betrachtet man nur ein Element:

$$\delta A_a^{(e)} = \int_{V^{(e)}} \mathbf{q}^{(e)\top} \mathbf{N}^{(e)} \delta \mathbf{U}^{(e)} dV^{(e)} = \delta \mathbf{U}^{(e)\top} \int_V \mathbf{N}^{(e)\top} \mathbf{q}^{(e)} dV^{(e)} \quad (39)$$

Der Elementlastvektor ist das Integral:

$$\mathbf{F}^{(e)} = \int_{V^{(e)}} \mathbf{N}^{(e)\top} \mathbf{q}^{(e)} dV^{(e)} \quad (40)$$

Für das elastische Potenzial (18) muss die Variation Null ergeben:

$$\delta \Pi = \delta W - \delta A_a = \quad (41)$$

$$\sum_{e=1}^n \delta \mathbf{U}^{(e)\top} \left(\int_{V^{(e)}} \mathbf{B}^{(e)\top} \mathbf{D} \mathbf{B}^{(e)} dV^{(e)} \mathbf{U}^{(e)} - \int_{V^{(e)}} \mathbf{N}^{(e)\top} \mathbf{q}^{(e)} dV^{(e)} \right) = \quad (42)$$

$$\sum_{e=1}^n \delta \mathbf{U}^{(e)\top} (\mathbf{K}^{(e)} \mathbf{U}^{(e)} - \mathbf{F}^{(e)}) = 0 \quad (43)$$

Da $\delta \mathbf{U}$ beliebig wählbar ist, muss

$$\mathbf{K}^{(e)} \mathbf{U}^{(e)} = \mathbf{F}^{(e)} \quad (44)$$

erfüllt sein. Mit den boolschen Matrizen $\mathbf{C}^{(e)}$ kann die Rechnung auf ein Gleichungssystem gebracht werden:

$$\mathbf{U}^{(e)} = \mathbf{C}^{(e)} \mathbf{U} \quad (45)$$

So erhält man die Gesamtsteifigkeitsmatrix

$$\mathbf{K} = \sum_{e=1}^n \mathbf{C}^{(e)\top} \mathbf{K}^{(e)} \mathbf{C}^{(e)}, \quad (46)$$

wie auch den globalen Knotenlastvektor

$$\mathbf{F} = \sum_{e=1}^n \mathbf{C}^{(e)\top} \mathbf{F}^{(e)}. \quad (47)$$

Somit erhält man das Gleichungssystem:

$$\mathbf{K} \mathbf{U} = \mathbf{F} \quad (48)$$

Aus (46) ist zu erkennen, dass die Gesamtsteifigkeitsmatrix mit der Anzahl der Elemente n immer größer wird. Da sie hauptsächlich in der Diagonale dünn besetzt ist, kann ein schnelles Verfahren zur Lösung von Gleichungssystemen eingesetzt werden. Das Eliminationverfahren liegt in der Komplexitätsklasse $\mathcal{O}(n^3)$ bei n Gleichungen. Iterationsverfahren wie Jacobi, Gauß-Seidel oder das Verfahren mit dem konjugierten Gradienten können hier zum Einsatz kommen um zu einem schnelleren Ergebnis zu gelangen.

4.2 Vorgehensweise der FEM

Es gibt zwei Rechnungsarten der FEM. Eine Möglichkeit ist die Verschiebungen $\mathbf{U}$ vorzugeben und aus dieser die Kräfte $\mathbf{F}$ zu berechnen. Die zweite und auch viel häufigere Methode ist es die Kräfte vorzugeben und daraus die Verschiebung zu rechnen. In Solid-Works wird das Letztere ausschließlich verwendet. Die eigentliche Rechnung der FEM geht von einem Gleichungssystem (48) aus. Hier wird die Vorgehensweise erläutert.

4.2.1 1. Schritt: Formulierung der Bedingungen

Um das Vorgehen zu vereinfachen betrachten wir als Beispiel einen Stab, der auf Zug beansprucht wird (siehe Abb. 15). Man stelle sich einen Körper aus zusammengebauten Stabelementen vor. Jeder Stab besitzt zwei Knoten. Am Knoten 1 ist der Stab befestigt $U_1 = 0$, dies wird auch als homogene Randbedingungen bezeichnet. Am Knoten 3 wirkt die Kraft F . Die Idee kommt von [16]. Die Vorgehensweise wird hier so einfach vorgestellt, dass man sie auch per Hand rechnen kann.

$$K = \frac{E A}{l} \quad (49)$$

ist die Steifigkeit, die von Elastizitätsmodul E , Querschnittsfläche A , und Länge l des Stabs abhängt. Das Gleichungssystem für das Element 1 sieht folgendermaßen aus:

$$\begin{aligned} F_1 &= K U_1 - K U_2 \\ F_2 &= K U_2 - K U_1 \end{aligned} \quad \Longleftrightarrow \quad \mathbf{K}^{(1)} \mathbf{U}^{(1)} = \mathbf{F}^{(1)}. \quad (50)$$

Dabei kann K für andere Elemente unterschiedlich sein.

4.2.2 2. Schritt: Aufbau der Gesamtsteifigkeitsmatrix

Jedes Element hat seine eigene Element-Steifigkeitsmatrix

$$\mathbf{K}^{(1)} = \begin{pmatrix} K_1 & -K_1 \\ -K_1 & K_1 \end{pmatrix} \text{ und } \mathbf{K}^{(2)} = \begin{pmatrix} K_2 & -K_2 \\ -K_2 & K_2 \end{pmatrix}. \quad (51)$$

Dabei können die Elemente verschiedene E-Module und Geometrien besitzen. Diese zwei Elemente sind über den Knoten 2 verbunden. Die Gesamtsteifigkeitsmatrix ist die Summe der Element-Steifigkeitsmatrizen (46). Da es sich hier um drei Knoten handelt, ist es eine 3×3 Steifigkeitsmatrix

$$\mathbf{K} = \begin{pmatrix} K_1 & -K_1 & 0 \\ -K_1 & K_1 + K_2 & -K_2 \\ 0 & -K_2 & K_2 \end{pmatrix}. \quad (52)$$

Das nennt man Kompilation. Hier ist zu beachten, dass in diesem Schritt im Allgemeinen über die Formfunktion integriert wird. Jedoch muss sie bei diesem simplen Beispiel nicht notwendigerweise zum Einsatz kommen.

4.2.3 3. Schritt: Randbedingungen

Noch ist $\mathbf{K}$ singulär, d.h. das Gleichungssystem ist linear abhängig und es gibt unendlich viele Lösungen. Oder anders gesagt, das System ist statisch unbestimmt. Unter

Randbedingungen versteht man in der FEM, Einbau der Last (äußere Kräfte) und Festlegung der Verschiebung am Rand. Somit führt man die Randbedingung $U_1 = 0$ ein. Der Knoten 1 ist auf ein Lager befestigt wie in der Abb. 15 zu sehen ist. Mit der Einführung der Randbedingungen ändert sich auch die Element-Steifigkeitsmatrix. Im Allgemeinen wird bei Einführung der homogenen Randbedingungen $U_j = F_j = 0$, die Zeile und die Spalte j null gesetzt und das Diagonalelement j der Matrix wird 1 gesetzt. Das System ist jetzt statisch bestimmt und somit ist das Gleichungssystem eindeutig lösbar. Die Lösung liefert die Verschiebung $\mathbf{U}$ an den Knoten.

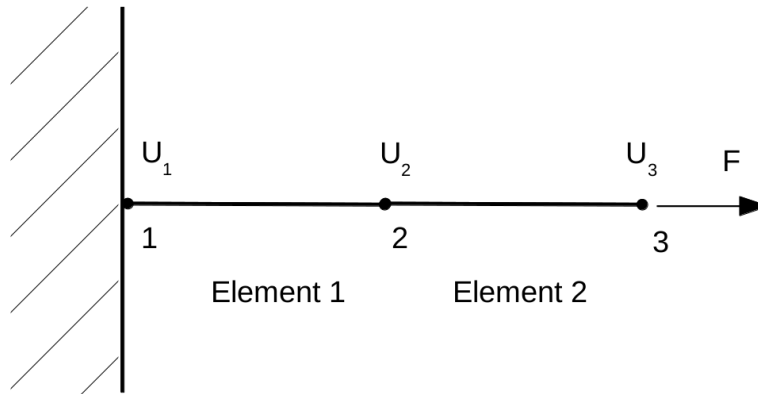


Abbildung 15: Stab auf Zug beansprucht

4.2.4 4. Schritt: Rückrechnung

Um die innere Kräfte zu berechnen, multipliziert man die ursprüngliche Element-Steifigkeitsmatrix $\mathbf{K}$ mit den berechneten Verschiebungen $\mathbf{U}$:

$$\mathbf{K} \mathbf{U} = \mathbf{F}^{\text{in}} \quad (53)$$

Um einen groben Überblick der Rechnung in der FEM zu bekommen, betrachtet man das Gleichungssystem. Dieses liefert uns die Verschiebung $\mathbf{U}$. Mit $\mathbf{U}$ kann man nun die Verzerrung rechnen

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{B} \mathbf{U} . \quad (54)$$

In weiterer Folge setzt man in (31) ein und berechnet so die Spannung.

4.3 FEM in SolidWorks

In dieser Arbeit wurde mit SolidWorks gearbeitet, in dem die FEM zum Einsatz kommt. In SolidWorks kann zwischen Schalen und Volumenkörper gewählt werden. Die Schalen kommen, im Gegensatz zu den Volumkörpern, bei dünnen Platten oder Blechen zum Einsatz. Diese Auswahl wirkt sich auf die finiten Elemente aus. Für Körper werden tetraedische Elemente verwendet für Schalen dreieckige. An dieser Stelle ist noch zu erwähnen, dass es bei Erstellung des Netzes eine 1. Ordnung (Entwurfsqualität) und eine 2. Ordnung gibt. Am tetraedischen Element beispielsweise sind bei der 1. Ordnung die Knoten nur an den Ecken (4 Eckknoten, siehe Abb. 16). Die Formfunktion ist linear.

Bei der 2. Ordnung kommt noch ein zusätzlicher Knoten an den Kanten zwischen den Eckknoten. Mit 6 zusätzlichen Knoten in der Mitte der Kanten sind es 10 Knoten insgesamt. In diesen Fall sind die Formfunktionen quadratisch.

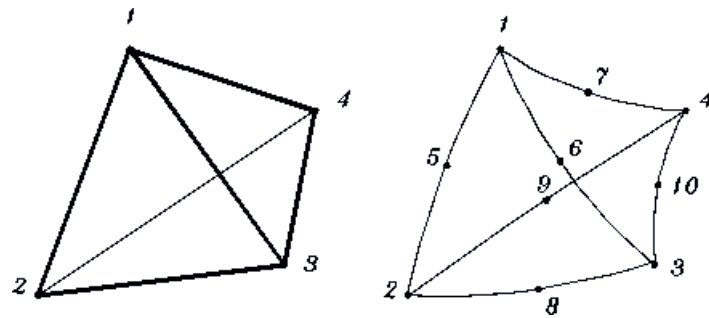


Abbildung 16: Tetraederelement; links: 1. Ordnung und rechts: 2. Ordnung [18]

5 Belastungstests von Rippen und Endring des Belle II Silizium-Vertex-Detektors

5.1 Einleitung

5.1.1 Beschreibung

Der Belle II Silizium-Vertex-Detektor besteht unter anderem aus Streifensensoren, welche auf den Rippen befestigt sind. Sensoren, Rippen und andere Komponenten bilden dabei eine gemeinsame Lage. Auf der sechsten Schicht befinden sich insgesamt 16 Lagen. Diese Lagen werden wiederum auf den Endringen befestigt. Die Rippen sollen nicht nur das Gewicht der Sensoren tragen, sie sollen auch eine gute Steifigkeit unter Belastung aufweisen. Von den Endringen wird das selbe erwartet.

Es werden Belastungstests durchgeführt, indem man die Teile unter Belastung testet und ihre Verformungen misst. Mit einer Koordinationsmessmaschine werden die Teile vermessen. Das Gerät ist von Mitutoyo Messgeräte GmbH und wird mit der Software MCOSMOS gesteuert.

5.1.2 Aufgabenstellung

Es werden Tests ohne und mit Belastung durchgeführt. Die Testteile sollen eine gute Genauigkeit und Steifigkeit aufweisen:

- Das gefertigte Teil soll eine kleine Abweichung von der CAD-Datei haben.
- Unter Belastung soll die Verformung des Teils geringfügig sein.

Die erste Vermessung verläuft ohne Belastung, aus mehreren Gründen:

- Zur Bestimmung der Genauigkeit des gefertigten Teils.
- Alle Messpunkte bekommen ihre Koordinaten, welche als Referenzpunkte für nachfolgende Messungen dienen.

Die weiteren Messungen werden unter Belastung durchgeführt, um die Abweichung und Verformung zu messen, aus dem, die Steifigkeit zu bestimmen ist. Dabei soll das Verhalten der Verformung genau bestimmt werden.

Für diese Aufgaben sollen entsprechende Programme geschrieben werden, welche in der Lage sind die Messungen automatisch durchführen zu können. Für jedes Programm ist es notwendig das Testteil im Raum zu erfassen und ein entsprechendes Koordinatensystem festzulegen. Das Koordinatensystem muss mit dem der CAD-Datei übereinstimmen.

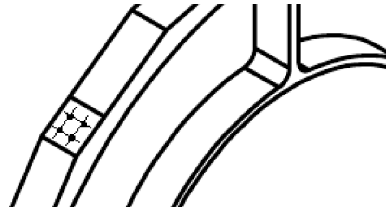
5.1.3 Endring

Der zu testende Endring hat 16 Auflageflächen, auf denen die einzelnen Lagen liegen. Der Endring besteht aus zwei symmetrischen Teilen. Da sie symmetrisch sind, wird auch nur ein Teil getestet. So hat man nur 8 Flächen zu messen, wobei eine hohe Genauigkeit erwartet wird.

Der Endring hat Kühlkanäle, im Betrieb herrscht ein Druck von 20 bar. Sicherheitsvorschriften besagen, dass es dem vierfachen Druck aushalten muss. Um ein Verhalten

aufzunehmen wird es bis 200 bar getestet. Die Stichproben werden in 10 bar Abständen durchgeführt d.h. für jeden Druck wird die Vermessung neu durchgeführt.

Von den Auflageflächen wird die Ebenheit gemessen, dafür braucht man mehrere Messpunkte. Die Flächen sind 15x15 mm groß. Daher wird man pro Fläche 4x4(=16) Messpunkte aufnehmen.



Auf der Abb.17 sind alle 8 Flächen beschriftet. Zur Geometrieprüfung wird folgendes gemessen:

- Radien des ersten und zweiten äußeren Kreises
- Radius des inneren Kreises
- Winkel zwischen Basisflächen I und II

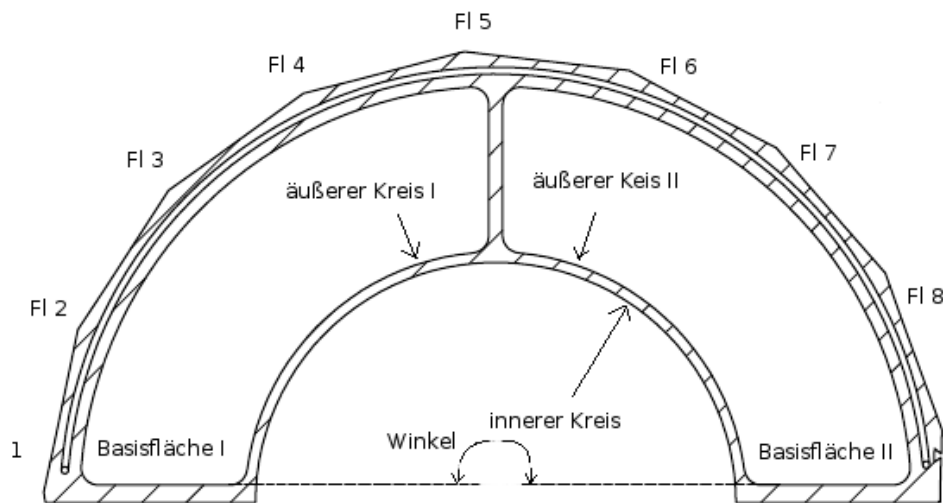


Abbildung 17: Skizze des Endrings

5.1.4 Rippen

Die Rippen werden mit einem Gewicht von 50 g belastet. Die Belastung ist etwa doppelt so groß als jene im Betrieb. Die Sensoren werden von zwei Rippen getragen und das Gewicht entlang der Rippe verteilt. Beim Test ist das Gewicht ungefähr in der Mitte der Rippe platziert.

Die Rippen werden auf zwei Arten der Belastung getestet. Der Querschnitt der Rippe ist ein Rechteck. Daher werden hier zwei Belastungen definiert:

- Die Kraft die entlang der Länge des Rechtecks wirkt, wird Longitudinal bezeichnet.
- Und die entlang der Breite wird als Transversal bezeichnet.

Wie schon am Anfang beschrieben, wird die erste Messung für Referenzierung der Messpunkte ohne Belastung durchgeführt.

Die Rippen haben Auflageschlitz, auf den die Sensoren aufgelegt werden. Auf den Schlitz werden die meisten Messpunkte montiert. Die restlichen Messpunkte dienen zur Messung der Geometrie.

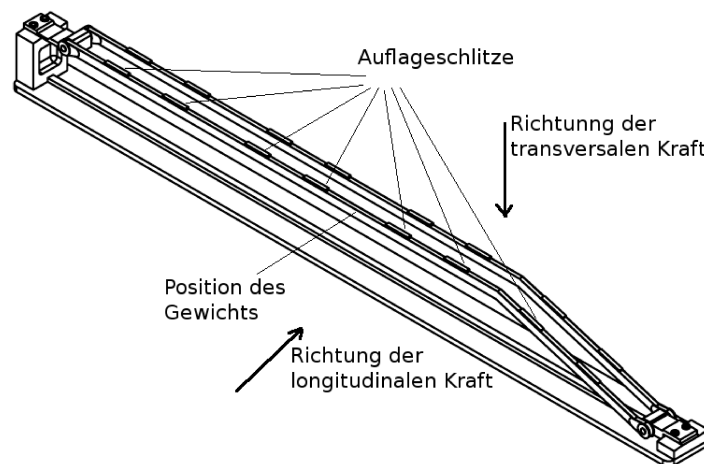


Abbildung 18: Skizze der Rippen

5.1.5 Programm

Das Programm wird im MCOSMOS geschrieben. Es soll die Messung automatisch durchführen. Die erste Messung dient zur Feststellung der Genauigkeit des fertigen Teils. Die Software besitzt bereits eine Funktion, die das Testteil mit der CAD-Datei vergleicht. Auf dem Ausgabeblatt wird ein Modell des Teils mit dessen Messpunkten mit unterschiedlichen Farben dargestellt: Grün heißt in, Rot über und Blau unter dem Toleranzbereich.

Endring

Da die Auflageflächen das Wichtigste an dem Endring ist, soll die Anzahl der Messpunkte wählbar sein, um Einfluss auf die Genauigkeit zu haben. Es gibt 8 Auflageflächen, die rotationssymmetrisch um die Endringachse verteilt liegen. Um genau die Messpunkte zu platzieren ist es erforderlich, die Auflageflächen im Koordinatensystem zu definieren. Der Endring hat eine Symmetrie, ihre Achse und die Flächen sind orthogonal zur XY-Ebene. Daher reicht es aus, wenn man nur eine Gerade auf dieser Ebene mit Anfangs- und Endpunkt bestimmt.

Rippen

Für die Rippen braucht man zwei Programme. Sie werden longitudinal und transversal getestet. Die Rippen bestehen aus mehreren Auflageschlitz. Weil sie alle die

selben Dimensionen haben, kann man alle Schlitze durch Abruf eines Unterprogramms abmessen.

5.2 Durchführung

Von den zu messenden Teilen hat man CAD-Dateien. In diesem 3D-Modell gibt es ein Koordinatensystem. Vor der Messung wird für die Maschine ein Koordinatensystem festgelegt, was mit dem in der CAD-Datei übereinstimmen muss. Das zu messende Teil wird eingespannt und durch antasten im Raum erfasst. So kann das Koordinatensystem bestimmt werden.

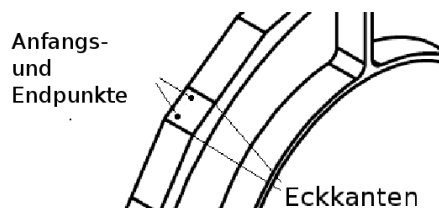
5.2.1 Endring

Vorbereitung

Vor der eigentlichen Durchführung werden für die Auflageflächen die Messpunkte in eine Datei gespeichert. Somit können für zukünftige Messungen die Punkte aufgerufen werden. Da die Auflageflächen orthogonal zur XY-Ebene stehen, reicht es aus, wenn es zweidimensional auf dieser Ebene betrachtet wird. Für jede Fläche werden zwei Messpunkte benötigt: Anfangs- und Endpunkt. Diese zwei Punkte definieren die Lage und Position der Fläche. Angenommen AP ist Anfangs- und EP Endpunkt, mit folgender Gleichung kann man jeden beliebigen Punkt X auf der Fläche wählen:

$$X = \lambda \vec{V} + AP \quad \text{wo} \quad \vec{V} = EP - AP \quad (55)$$

Um innerhalb der Fläche zu bleiben, muss $\lambda \vec{V} < 14\text{ mm}$ erfüllt sein. Hiermit bewegen wir uns nur auf der XY-Ebene. Mit gleichmäßigen Abständen in der Z-Richtung bedecken wir die gesamte Fläche. Die benötigten Referenzpunkte werden manuell angetastet. Sie werden nicht direkt an den Ecken platziert. Um Abweichungen zu vermeiden, werden sie sicherheitshalber ca. 0.5 mm nach innen verschoben. Da die Länge der Fläche 15 mm beträgt, wird der Abstand zwischen den äußeren Punkten ca. 14 mm sein.



Programm für Messung des Endrings

In der CAD-Datei sind die idealen Dimensionen vom Endring. Mit der ersten Messung prüft man ob die Dimensionen des gefertigten Teils sich im Toleranzbereich befinden. Zugleich werden die Messpunkte gespeichert und dienen als Referenzpunkte für die nachfolgenden Messungen unter Belastung. Für die Geometrie gibt es vorhandene Funktionen, aus den Messpunkten kann man den Radius des Kreises oder den Winkel zwischen zwei Flächen berechnen.

Am Anfang verlangt das Programm, folgende Parameter einzugeben:

- Anzahl der Messdurchgänge mit Belastung

- Anzahl der Messpunkte auf Auflageflächen, wobei man die Quadratwurzel eingeben muss. Denn die Flächen haben eine Quadratform und um es gleichmäßig zu verteilen, nimmt man die eingegebene Zahl zum Quadrat. Z.B. bei der Eingabe von 4 werden die Messpunkte 4×4 auf der Fläche verteilt.
- Das Koordinatensystem festzulegen.

Die Messdurchgänge sind die selben, also kann man es in einer Schleife beliebig oft wiederholen. Während man das Programm schreibt, tastet man die Geometrie des Teils, wodurch die Messpunkte gespeichert werden. So kann es in der Zukunft automatisch die selben Stellen abtasten.

Auflageflächen

Für die Auflageflächen ist es etwas allgemeiner, je nachdem wie genau man es haben will, wird die Anzahl der Messpunkte gewählt. Die Flächen sind 15×15 mm groß. Mit dem vorher festgelegten Anfangs- und Endpunkten der Flächen und dem Parameter für Anzahl der Messpunkte werden sie mit folgendem Algorithmus bestimmt:

Angenommen a ist der Parameter für die Anzahl der Messpunkte und mit (55) berechnet man die gesuchten Messpunkte:

$$\lambda_i = \frac{1}{\|\vec{V}\|} \frac{i}{a-1} \quad \text{für } i = 0, \dots, a-1 \quad (56)$$

Mit λ_i entlang der Gerade, beginnend mit $i = 0$ befinden wir uns am Anfangspunkt AP und enden mit $i = a-1$ am Endpunkt EP , haben wir a Messpunkte. a solche Reihen in Z-Richtung ergeben dann a^2 Messpunkte. Wie schon oben erwähnt, ist der Abstand vom Rand ca. 0.5 mm. Daher wird in der Z-Richtung auch ein Randabstand von 0.5 mm genommen. Die Z-Koordinaten bestimmt man:

$$z_i = 0.5 + \frac{i}{14(a-1)} \quad \text{für } i = 0, \dots, a-1 \quad (57)$$

Um die Verschiebung der Auflageflächen zu bestimmen, wird der Abstand zwischen Messpunkt und seinem entsprechendem Referenzpunkt gebildet. Für jede Fläche wird ein mittlerer Abstand gebildet.

Messung unter Belastung

Nach dem ersten Messdurchgang haltet das Programm an, damit in den Endring der gewünschte Druck eingepumpt werden kann. Der Wert des Drucks wird eingegeben, damit es die Messdaten zur richtigen Belastungsbedingungen zuordnet. Für jeden Druck wird eine Datei hergestellt mit den Verschiebungen der Auflageflächen und Geometrieparametern.

5.3 Rippen

Wie schon erwähnt, werden die Rippen bei den Test auf zwei Arten belastet: transversal und longitudinal. Der wesentliche Unterschied zwischen den beiden Messungen ist die Auslegung des Testteils. Bei der longitudinalen Belastung, stehen die Rippen aufrecht, so dass die Gewichtskraft nach unten und die Y-Achse nach oben zeigt. Die

X-Achse zeigt entlang der Breite des Querschnitts der Rippe. Für die transversale Belastung wird es so aufgestellt, dass die X-Achse nach unten zeigt. Im Unterschied zur Endringmessung, werden hier nur zwei Durchgänge durchgeführt, mit und ohne Belastung.

5.3.1 Programm für Messung der Rippen

Longitudinale Belastung

Da eine Rippe mehrere gleiche Auflageschlitze hat, verwendet man ein Unterprogramm um diese zu messen. Es beginnt von einem Ende der Rippe, dabei werden ein paar Messpunkte aufgezeichnet, bis es an einem der Auflageschlitze kommt. Dann wird das Unterprogramm aufgerufen und setzt mit dem nächsten Messpunkten fort.

Transversale Belastung

Bei transversalen Belastung werden die selben Messpunkte verwendet wie bei vorherigen Messungen, nur dass deren Koordinaten modifiziert werden. Hier befinden sich alle Punkte auf einer Ebene, die parallel zur YZ-Ebene ist. D.h. die Koordinaten werden unter 2 Kriterien geändert: sie werden auf eine Ebene gebracht und die Messpunkte werden entlang der Achse der Rippen geführt.

5.4 Ergebnisse

Die Genauigkeit der Koordinatenmessmaschine ist $1\text{ }\mu\text{m}$. Alle Messungen die hier durchgeführt worden sind, sind mit diesem Maschinenfehler verbunden. Alle gemessenen Parameter haben den Fehler der Maschine.

5.5 Endring

5.5.1 Erste Messung

Bei der ersten Messung wird die Ebenheit der Auflageflächen und die Geometrie gemessen.

Flächennummer	Ebenheit (mm)
1	0.012
2	0.008
3	0.011
4	0.022
5	0.008
6	0.008
7	0.009
8	0.011

Die Geometrieparameter sind in der unteren Tabellen. Zugleich wird es auch mit der CAD-Datei verglichen. Für die Auflageflächen wurde ein Toleranzbereich von $20\text{ }\mu\text{m}$ und für die restlichen Messpunkte $100\text{ }\mu\text{m}$ gewählt.

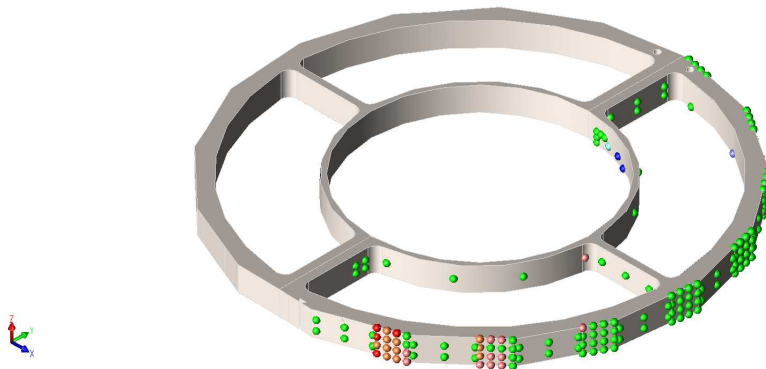


Abbildung 19: CAD-Model mit den Messpunkten von der ersten Messung

5.5.2 Verformung

Die Daten aus der ersten Messung wurden gespeichert und dienen als Referenzpunkte. Auf jeder Auflagefläche gibt es 16 Messpunkte. Jeder dieser Messpunkte hat seinen Referenzpunkt, der dazu dient, festzustellen um wie viel sich die Fläche verschoben hat. Für jede Fläche bildet man aus den Abständen der Messpunkten den Mittelwert, der als Verschiebung der Fläche bezeichnet wird. Auf dem linken Diagramm sind alle 8 Flächen, am Rechten Diagramm ist nur die fünfte Fläche, jene mit der größten Verschiebung dargestellt.

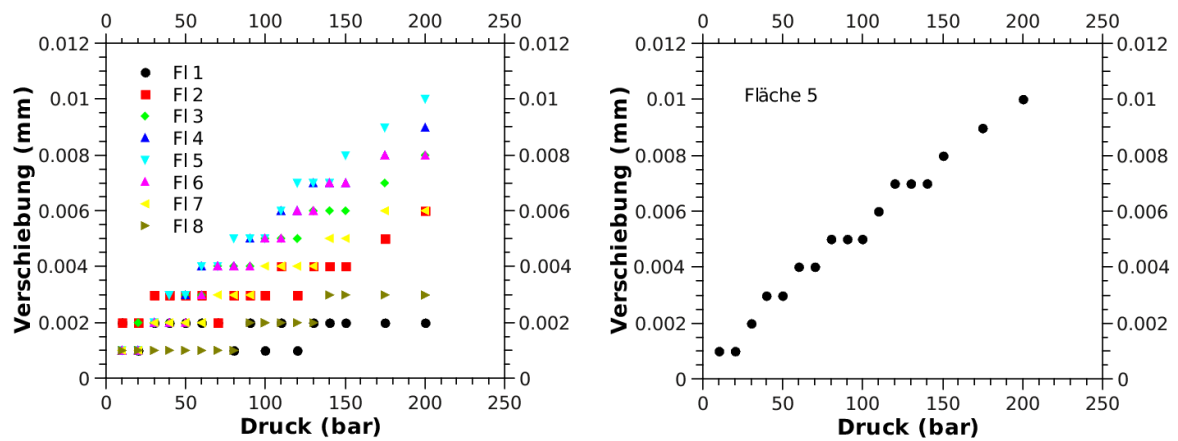


Abbildung 20: Verschiebungen der Auflageflächen unter Belastung, links sind alle Flächen und rechts ist nur die fünfte Fläche aufgetragen.

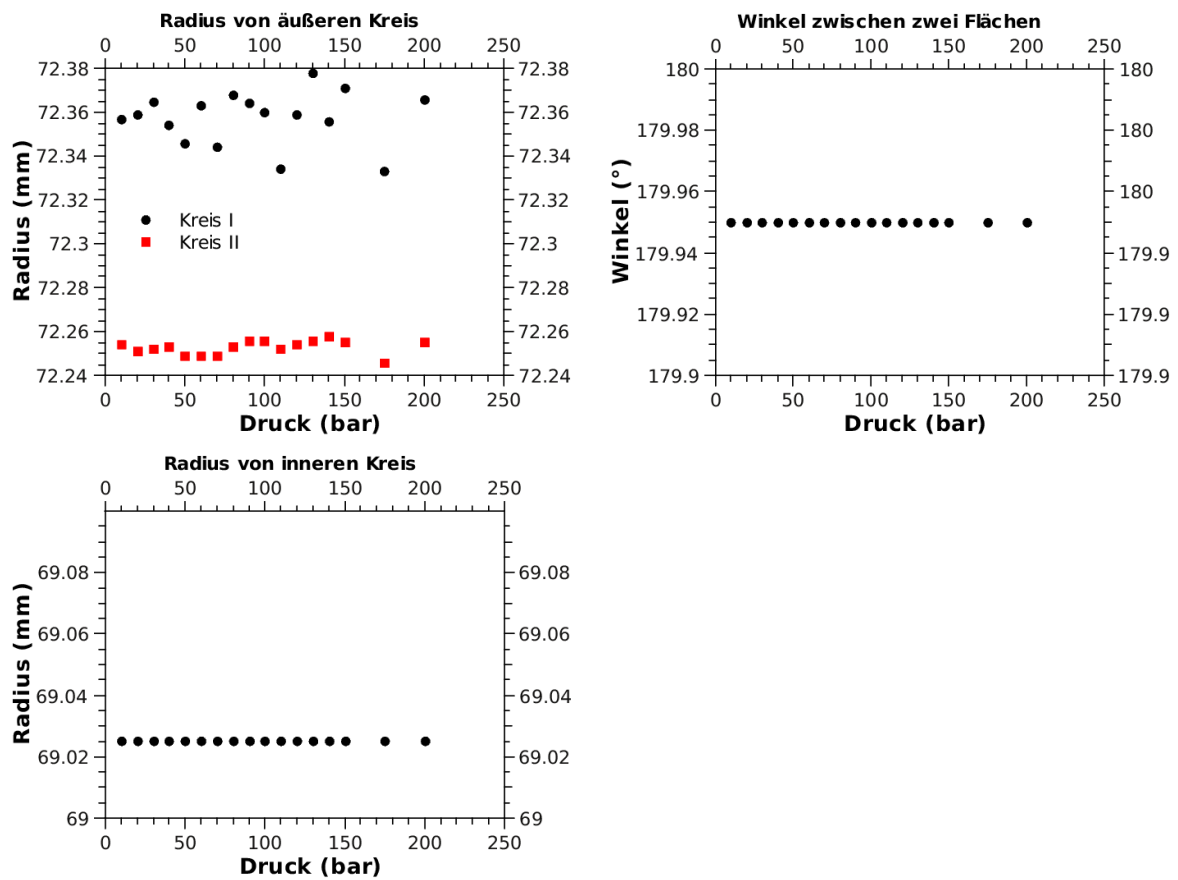


Abbildung 21: Hier sind die Geometrieparameter aufgetragen, Radien und Winkel.

Aus den Parametern der Geometrie sollte man Schlüsse ziehen, wie sich das Testteil verformt. Aufgrund dieser Messergebnisse kann man sehen, dass es zu keiner Verformung der Geometrie kommt. Die Messwerte von Winkel und inneren Kreis sind konstant und zeigen keine Abweichungen. Messwerte des äußeren Kreises variieren. Wenn man in Betracht zieht, dass andere Parameter keine Variation aufweisen, kann man davon ausgehen, dass es zu einem systematischen Fehler gekommen ist, der nicht besonders groß ist. Die Messpunkte sind etwa gleichmäßig verteilt um den Mittelwert, was ausagt, dass die Variation nicht durch die Verformung zustande gekommen ist. Aus den zwei Parametern bilden wir Mittelwert und Standardabweichung:

äußerer Kreis I = 72.357 ± 0.012 mm

äußerer Kreis II = 72.253 ± 0.003 mm

Der statistische Fehler von Kreis I ist größer als die Genauigkeit der Messmaschine. Der Fehler von Kreis II weicht nicht so stark von der Genauigkeit, also könnte es vernachlässigt werden. Die Werte ohne und mit Belastung werden verglichen.

	ä. Kreis I (mm)	ä. Kreis II (mm)	Winkel (°)	innerer Kreis (mm)
o. B.	72.374	72.256	179.95	69.029
m. B.	72.357	72.252	179.95	69.025

Die Radien der äußeren Kreise weichen stark voneinander ab, dies ist aber nicht sehr aussagekräftig. Nur der Winkel ist konstant geblieben. Der innere Kreis hat eine Abweichung von $4 \mu\text{m}$, was man vernachlässigen kann.

5.6 Rippen

Wie bei dem Endring wird auch hier die Genauigkeit der Fertigung mit der CAD-Datei verglichen. Der Toleranzbereich ist $200 \mu\text{m}$.

Weil die Rippen sehr empfindlich sind, werden sie während des Ab tastens leicht gebogen. Also sind diese Messdaten nicht aussagekräftig genug. Bei der Messung von Abweichung unter Belastung hebt man den Fehler auf, indem man die Differenz von Messwerten mit und ohne Belastung bildet. Das kann man sich so überlegen: zwei Messwerte, M_o vor und M_m nach der der Belastung.

$M_o = M'_o + \Delta$ besteht aus den wahren Positionswert M'_o und Verschiebung Δ , durch die Biegung.

$M_m = M'_m + \Delta$ besteht aus den Positionswert M'_m , durch die Belastung und Verschiebung Δ , durch die Biegung.

Aus der Differenz bekommt man die Verschiebung der Messpunkte, die durch die Belastung zur Stande kommt:

$$M_m - M_o = (M'_m + \Delta) - (M'_o + \Delta) = M'_m - M'_o$$

Natürlich sind die Δ -s unterschiedlich, aber das ist vernachlässigbar.

In der Mitte ist die Abweichung am stärksten, da es ein größerer Hebelarm ist.

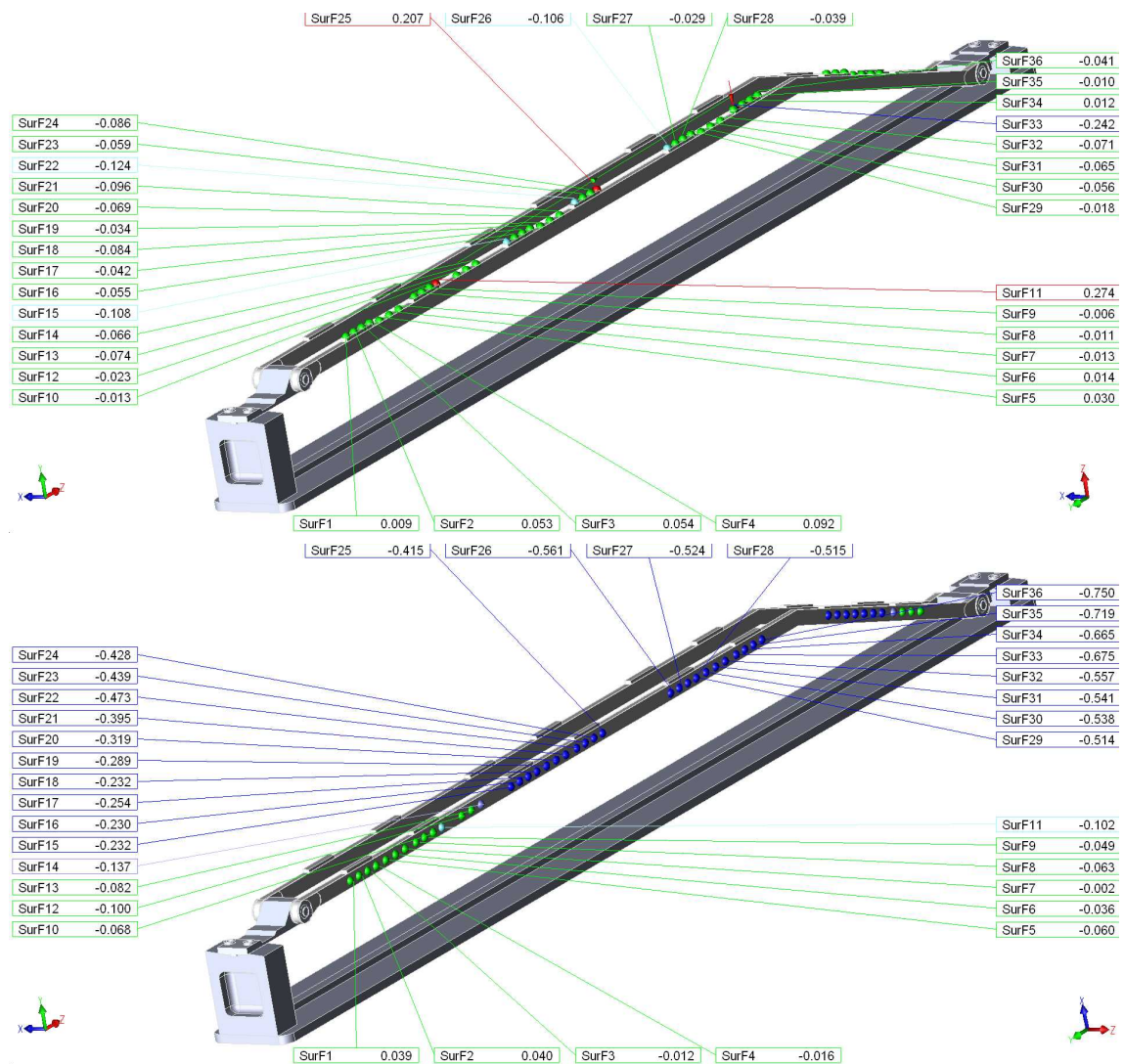


Abbildung 22: Oben longitudinale und unten transversale Belastung

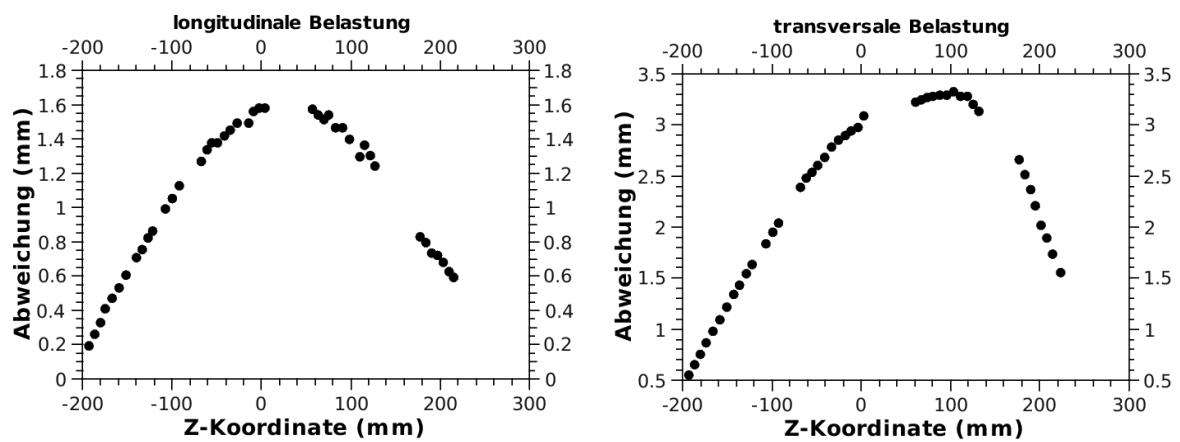


Abbildung 23: Verschiebungen der Rippen

5.7 Zusammenfassung

Aus den gewonnenen Daten bekommt man mehr Information über das Verhalten der Teile unter Belastung bei gegebenen Materialien und Geometrien. Damit kann man die zukünftige Entwicklung verbessern, indem man den theoretischen Hintergrund mit den neuen Messdaten aufbaut.

5.7.1 Endring

Hier ist es wichtig, dass die Auflageflächen kleine Verschiebungen unter Belastung aufweisen. Im Betrieb herrscht ein Druck von 20 bar, unter diesem Druck haben wir eine maximale Verschiebung von $3\text{ }\mu\text{m}$.

Die Messung der Geometrieparameter dienten nur zur Feststellung der Art und Form der Verformung. Messtechnisch können wir davon ausgehen, dass die Messung vom äußeren Kreis systematische Fehler besitzt. Im Gesamten lieferte die Messung positive Ergebnisse, die Steifigkeit des Endrings hat sich besser erwiesen als erwartet.

5.7.2 Rippen

Bei den Rippen haben wir maximale Verschiebung:

1.6 mm für longitudinale Belastung

3.4 mm für transversale Belastung

Aus diesen gewonnenen Daten können wir Verschiebungen zukünftiger Rippen mit anderen Eigenschaften interpolieren.

6 Tragestruktur des SVD

Hier sind die Endringe (Kap. 6.5) und Support-Cones den Bedingungen nach zu optimieren. Die Positionen der Silziumsensoren sind vorgegeben, daher muss die Struktur optimal angepasst werden. In Abb. 24 sind die Support-Cones und die Endringe mit je

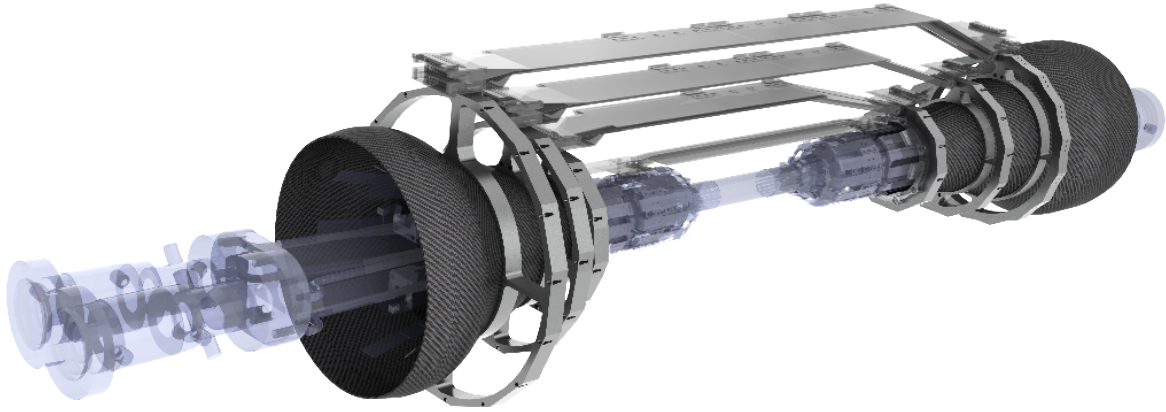


Abbildung 24: Überblick der Tragestruktur mit Support-Cones und Endringen [10]

einer Sensorlage dargestellt. Der PXD und das Strahlrohr sind durchsichtig. Es sind die wesentlichen Elemente dargestellt, die zu berücksichtigen sind. Die Kabel zur Versorgung der Sensoren sind, nicht dargestellt, sie werden aber in der Analyse berücksichtigt.

Zur Konvention werden die vorderen als fwd und hinteren Endringe und Support-Cones als bwd bezeichnet. Weiter werden die Lagen nummeriert und somit auch die Endringe, um sicher zu stellen welche Lagen sie tragen.

6.1 Bestimmung der Last

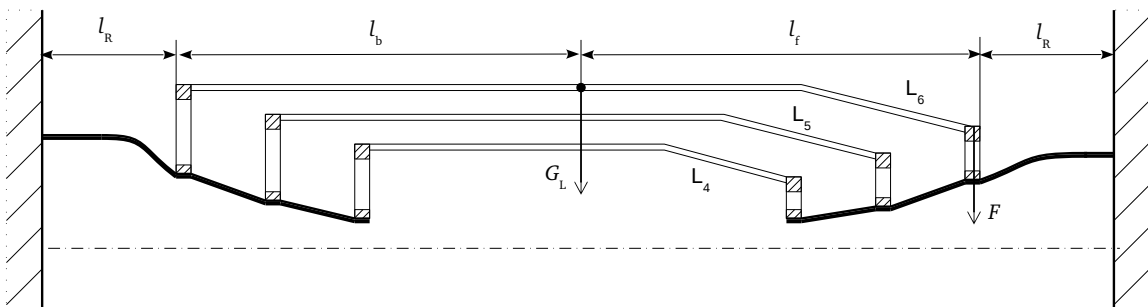


Abbildung 25: Verteilung der Last auf die Support-Cones

Die Support-Cones tragen das gesamte Gewicht des SVD. Die Anforderung ist eine hohe Steifigkeit zu erzielen, damit die Sensoren so wenig wie möglich von jeglicher Verschiebung spüren. Als erstes muss die zu tragende Last bestimmt werden. Es ist das Gewicht von folgenden Elementen zu berücksichtigen:

- Endringe
- Lagen, die auf die Endringe kommen
- Kabel, die mehrmals an den Lagen angesteckt werden

Die Endringe belasten mit ihren gesamten Gewicht die Support-Cones. Während die Lagen und Kabeln ihr Gewicht auf zwei Stützpunkte verteilen, und der größere Teil davon auf die Support-Cones weitergeleitet wird. In Abb. 25 ist dargestellt, wie Kräfte der Last auf die Endringe und Support-Cones wirken.

Tabelle 4: Gewicht der Lagen

Lagen	G_L (g)
L4	58
L5	79
L6	89

Die Lagen verteilen sich jeweils auf den vorderen und hinteren Endring. Wie die Gewichtskraft verteilt wird, hängt vom Schwerpunkt ab, in Abb. 25 als G_L bezeichnet. Betrachtet man die wirkende Gewichtskraft F'_L einer Lage, z.B. auf einen vorderen Endring (-fwd), so bestimmt man sie durch

$$F'_{L,f} = 1.1 \frac{G_L l_b}{l_b + l_f}, \quad (58)$$

analog auch für einen hinteren Endring (-bwd)

$$F'_{L,b} = 1.1 \frac{G_L l_f}{l_b + l_f}. \quad (59)$$

Um Unterschätzungen zu vermeiden, wurde hier die Last der Lagen um 10% erhöht. Das Gewicht der Lagen ist auf der Tab. 4 aufgelistet.

Weiters ist es notwendig die Last der Kabel F'_K zu bestimmen. Das Gewicht pro Länge entspricht $\rho_K = 0.044$ g/mm. Die Kabel reichen vom Rand bis zum Endring, auf der in Abb. 25 als l_R bezeichnet. In Abhängigkeit von der Anzahl der Stecker N_S pro Lage kann das Gesamtgewicht berechnet werden. Davon ausgehend, dass die Gewichtsichte homogen der Kabel ist, verteilt sich die Last auf beide Enden gleichmäßig:

$$F'_K = N_S \frac{\rho_K l_R}{2} \quad (60)$$

Diese Lastberechnung ist eine grobe Abschätzung. In Wirklichkeit werden die Kabel länger sein als der vorgegebene Abstand zwischen Rand und Stecker. Im folgenden wird man sehen, dass sie den kleinsten Anteil der Last ausmachen. Weiters wird bei der Gesamtberechnung von einer Überschätzung ausgegangen. Dadurch beugt man Fehler vor eine Unterschätzung vor.

Jeder Endring hat eine Anzahl von Lagen N_L . Die oben erwähnten Kräfte müssen mit N_L multipliziert werden und ergeben in Summe mit dem Gewicht der Endringe die Gesamtkraft, die auf die Support-Cones wirkt:

$$F = N_L F'_L + N_L F'_K + G_E = F_L + F_K + G_E \quad (61)$$

Tabelle 5: Last auf die Support-Cones

Endring	N_L	N_S	l_R (mm)	$l_{b,f}$ (mm)	F_K (N)	F_L (N)	G_E (N)	F (N)
4fwd	10	2	278	253.5	1.3	2.8	3.03	7.13
5fwd	12	2	200	353.5	1.1	4	5.35	10.45
6fwd	16	4	130	421	1.9	6.2	5.74	13.84
4bwd	10	4	186	194	1.7	3.7	3.6	9
5bwd	12	6	140	219	2.3	6.5	6	14.8
6bwd	16	6	87	274	1.9	9.5	8.33	19.73

In der Tab.5 sind alle notwendigen Parameter für die Bestimmung der Last auf die Support-Cones aufgelistet.

Weitere Maßnahmen zur Überbestimmung der Last wurden für die Erdbeschleunigung $g = 10 \text{ m/s}^2$ genommen.

6.2 Festigkeit der Support-Cones

Mit der nun bekannten Last, kann jetzt die Festigkeit der Support-Cones bestimmt werden. Die Berechnung wird unter der Annahme der Netztheorie (siehe Kap.3.8) durchgeführt. Es wird davon ausgegangen, dass nur die Faser die Last tragen. Diese Rechnung stellt eine Abschätzung der Anfangsparameter dar. Viel wichtiger dient sie als Dimensionierung laut Netztheorie (siehe Kap.3.8) und zur Verhinderung von Versagensformen wie die der Schichtentrennung oder der Delamination.

Tabelle 6: Parameter der Kohlenstofffaserverbund HT-C mit $\phi = 0.6$; [17]

Größe	(N/mm ²)
$E_{\parallel}$	139360
$E_{\perp}$	8800
$G_{\perp\parallel}$	4600
$\nu_{\parallel\perp}$	0.29
$R_{\parallel}^+$	1800
$R_{\parallel}^-$	1200

6.2.1 Biegemoment

Grob betrachtet, kann man die Support-Cones als Kragbalken betrachten, ohne den Einfluss, der Querschnittsänderung entlang der Länge zu berücksichtigen. Damit die Parameter konsistent mit Abb.26 sind, sind die erforderlichen Werte aus Tab.5 in Tab.7 nochmal aufgelistet. Mit folgenden Formeln werden Biegemomente an jeweiligen

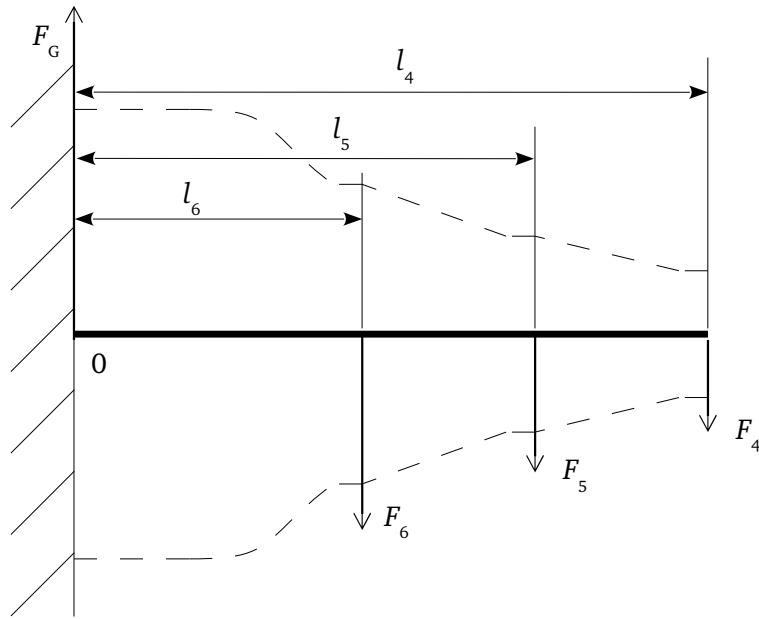


Abbildung 26: Support-Cones als Kragbalken

Stützstellen berechnet:

$$M_0 = l_6 F_6 + l_5 F_5 + l_4 F_4 \quad (62)$$

$$M_6 = (l_5 - l_6)F_5 + (l_4 - l_6)F_4 \quad (63)$$

$$M_5 = (l_4 - l_5)F_4 \quad (64)$$

$$M_4 = 0 \quad (65)$$

In Abb. 28 und Abb. 27 sind die Biegemomente entlang der Support-Cones dargestellt.

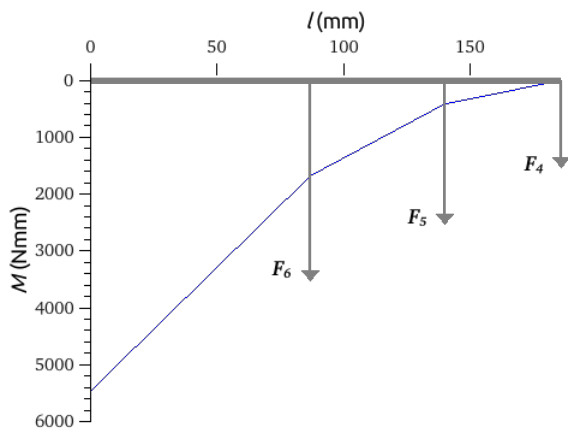


Abbildung 27: Biegemoment bwd

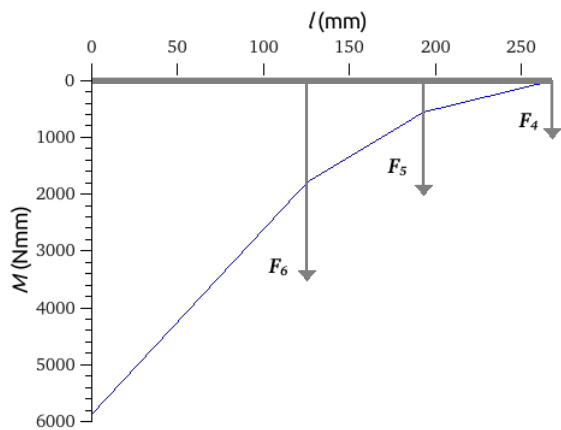


Abbildung 28: Biegemoment fwd

Dimensionierung

Aus der Geometrie der Support-Cones und dem berechneten Biegemoment kann die minimale Dicke des Laminats bestimmt werden. Die zulässige Spannung wurde aus [17] mit $\phi = 0.6$ entnommen und liegt im folgenden Zusammenhang:

$$R = \frac{M}{W_{ax}} = 1200 \text{ N/mm}^2, \quad (66)$$

mit W_{ax} als Widerstandsmomment. Wenn der Querschnitt ein Kreisring ist,

$$W_{ax} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32 D}, \quad (67)$$

mit D als äußerer Durchmesser. Eingesetzt in (66) und nach d aufgelöst

$$d = \sqrt[4]{D^4 - \frac{32 D M}{\pi R_f}}, \quad (68)$$

liefert es den inneren Durchmesser, womit man auf die mindeste Dicke des Laminats $t_{\parallel}$ kommt:

$$t_{\parallel} = \frac{D - d}{2} \quad (69)$$

In der Tab. 7 sind die berechneten Werte aufgelistet. Die erforderliche Dicke ist weit unter dem Millimeterbereich. Somit ist ein Bruch auf Grund der Biegung ausgeschlossen.

Tabelle 7: Dimensionierung des Laminats

Endring	l (mm)	F (N)	M (Nmm)	D (mm)	$t_{\parallel}$ (mm)	t_r (mm)
fwd						
0			5871.34	180	1.92E-4	
6fwd	130	13.84	1786.74	122	1.27E-4	3.84E-4
5fwd	200	10.45	556.14	89	7.45E-5	2.90E-4
4fwd	278	7.13	0	71		1.98E-4
bwd						
0			5462.51	200	1.45E-4	
6bwd	87	19.73	1675.40	138	9.33E-5	5.48E-4
5bwd	140	14.8	414.00	106	3.91E-5	4.11E-4
4bwd	186	9	0	71		2.50E-4

6.2.2 Radiale Beanspruchung

Für Radialkräfte ist eine zur Achse orthogonal liegende Faserrichtung ideal. Das ist eine zusätzliche Schicht, welche die radiale Beanspruchung aufnimmt. Die radiale Spannung berechnet man:

$$\sigma_z = \frac{F}{b D}, \quad (70)$$

mit b als Dicke des Endrings. Demzufolge entspricht es der Breite des Laminats. Da die Faser durch den Druck beansprucht wird, verwendet man die selbe zulässige Spannung wie vorhergehend für die Biegung zur folgenden Berechnung:

$$R = \frac{n_y}{t_r} = 1200 \text{ N/mm}^2, \quad (71)$$

wo t_r die Dicke und n_y den Kraftfluss im Laminat bezeichnet. Nachdem man (70) und (71) in (13) einsetzt und nach t_r auflöst:

$$t_r = \frac{F}{2 b R_f} \quad (72)$$

Die berechneten Werte sind in der Tab. 7. Auch hier ist die Festigkeit für die radiale Beanspruchung ausreichend. Die erforderliche Minstdicke $t_{\perp}$ ist weit unter dem Millimeterbereich.

6.3 Steifigkeit der Support-Cones

Die vorherige Berechnung zeigt, dass die Kohlenstofffasern den Bedingungen standhalten werden. Durch Überdimensionierung ist Materialversagen ausgeschlossen. Für die Festigkeitsrechnung betrachtete man die Schalen als ein Ganzes. Allerdings bestehen diese aus zwei zusammengefügt Teilen. Um den schlimmsten Fall zu betrachten, werden die Halbschalen ohne zweiter Hälfte und ohne die Unterstützung der Kreisform der Endringe simuliert (siehe Abb. 31). Diese Bedingungen könnten zur willkürlichen Deformation der Halbschalen führen. Dies ist allerdings wichtig zur Darstellung der Änderungen der Sensorpositionen. Hierfür betrachtet man die Steifigkeit. Die Support-Cones werden so optimiert, dass die Abweichung in dem Bereich von 0.1 mm bleibt. Hier kommt SolidWorks Simulation zum Einsatz. Dieses Programm verwendet FEM, die in Kap. 4 beschrieben ist. Die Simulation zeigt uns Spannungen in dem Bauelement und deren Verformung.

6.3.1 Definieren von Verbundstoff-Schalen

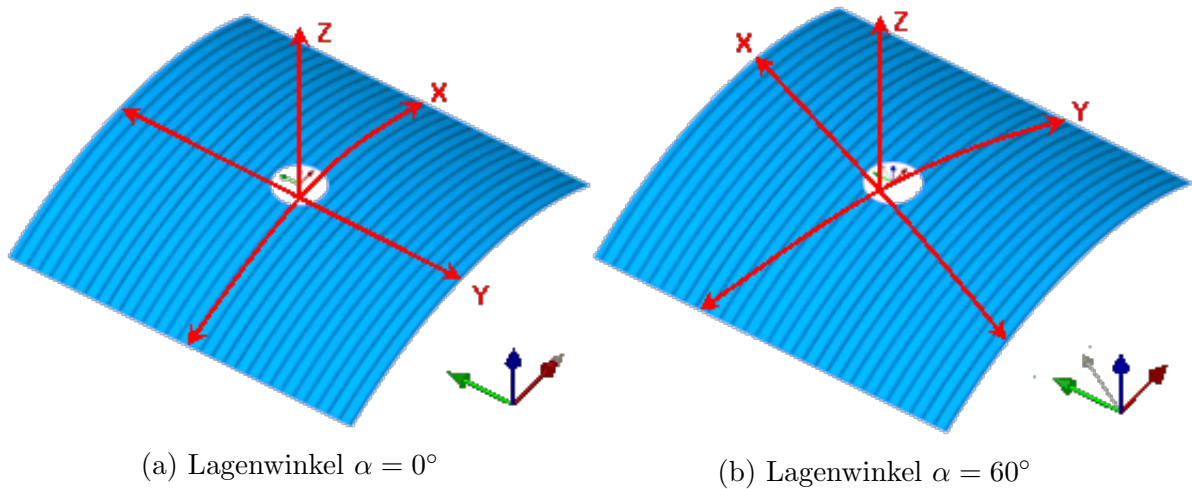


Abbildung 29: Konvention der Lagenausrichtung [19]

Verbunde bestehen aus mehreren Lagen mit verschiedenen Eigenschaften wie Faserausrichtung oder Material. Wie in unserem Fall müssen Laminat für verschiedene Belastungen optimiert werden. Somit wird es ein Verbund mit verschiedenen Faserausrichtungen sein. In der Abb. 29 stellen die grauen Streifen die Referenzausrichtung für 0° -Lagenwinkel dar. Es sind auch Koordinatenachsen eingezeichnet (in roter Farbe). Die X-Richtung zeigt in Faserrichtung, Y-Richtung quer dazu und die Z-Richtung zeigt orthogonal zur Oberfläche. In der Abb. 29a ist eine Lagenausrichtung von 0° und in der Abb. 29b von 60° . Zusätzlich wird hier auch das Koordinatensystem mit folgenden Pfeilen ausgestattet laut [19]:

- Rot: entlang der Streifen.
- Grün und blau: orthogonal zur Streifen.
- Grau: definiert die Faserrichtung.

Für die Support-Cones sind Dicke und Winkel in Abb. 30 und in Tab. 8 erläutert. Die Abb. 30 zeigt, dass das Laminat in drei Teile, mit verschiedenen Lageneigenschaften aufgeteilt ist. Im Allgemeinen ist am Konusschaft das Biegemoment am höchsten und sinkt auf Null bis zur Spitze (siehe Abb. 28). Dementsprechend soll am Schaft der Anteil der Faserausrichtung gegen Biegung am höchsten sein. Für das Laminat-I wurde eine Lage mit einer Dicke von 2 mm und einem Winkel von 90° gewählt. Entlang der Schale darf dieser Anteil geringer werden. Für die radiale Beanspruchung ist ein ausgeglichener Winkelverbund vorgesehen (siehe Kap. 3.6). Wie als Beispiel für fwd ein $\pm 60^\circ$ Faserwinkel. Da in der Software so eine Lage nicht definiert werden kann, zerlegt man sie in zwei Lagen. Die eine mit $+60^\circ$ und die andere mit -60° . Die Materialeigenschaften wurden aus Tab. 6 entnommen.

Tabelle 8: Lagen des Support-Cone für sinusverteilte Auflagerlast (links fwd, rechts bwd)

Laminat	k	t_k (mm)	α_k ($^\circ$)	Laminat	k	t_k (mm)	α_k ($^\circ$)
I:				I:			
	1	2	90		1	2	90
	2	1	60		2	1	-45
	3	1	-60		3	1	45
II:				II:			
	1	2	90		1	2	90
	2	0.5	60		2	0.5	-45
	3	0.5	-60		3	0.5	45
III:				III:			
	1	1	90		1	1	90
	2	0.5	60		2	0.5	-45
	3	0.5	-60		3	0.5	45

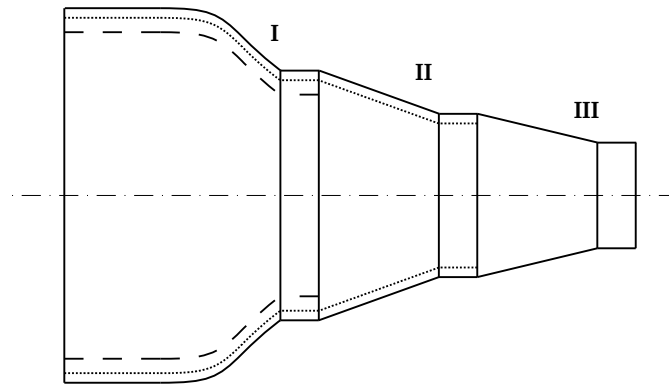


Abbildung 30: Laminatbeschriftung der Support-Cones

6.3.2 Einspannungen und Lasten

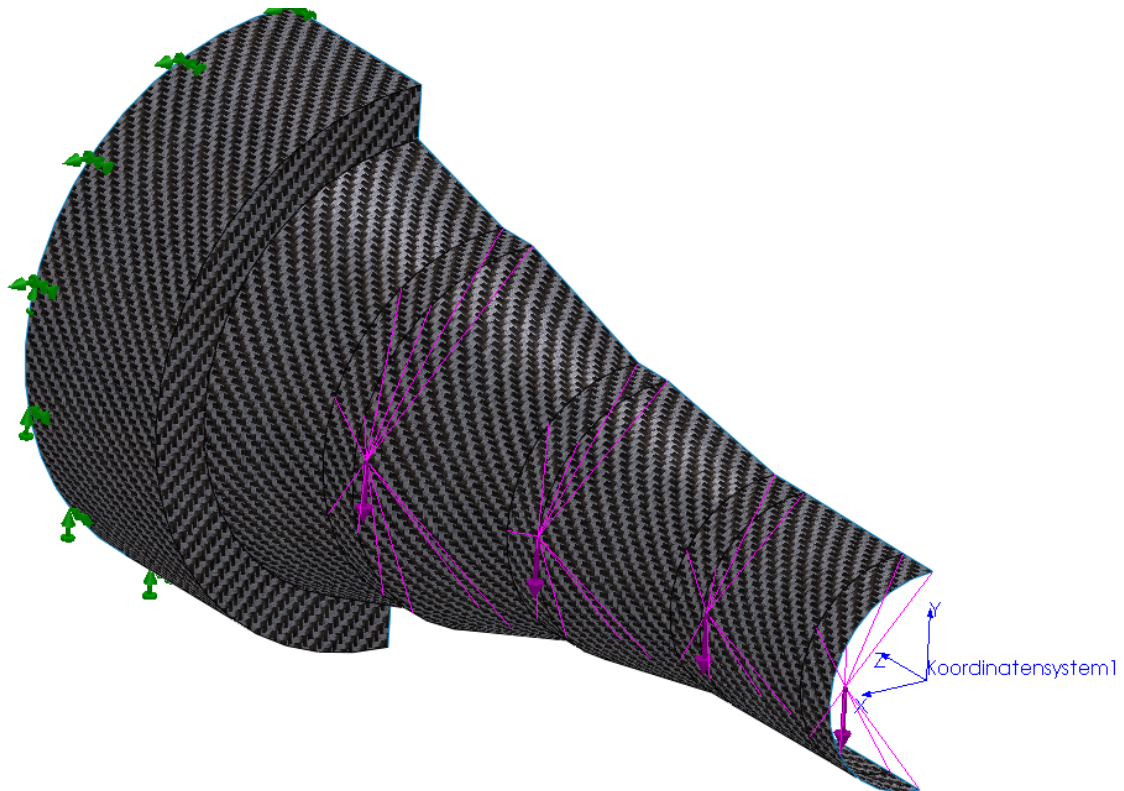


Abbildung 31: Einspannung und Lasten des fwd, designet von Gfall [10]

In Abb. 31 sind Einspannung und Lasten an einem der ersten Modelle des Support-Cones-fwd dargestellt. Diese ersten Modelle wurden von Gfall [10] designet. Die grünen Pfeile stellen die Einspannung dar, wo die Cones an einem Flansch geschraubt oder geklebt werden. Das ist ihre einzige Stütze und dementsprechend wird es im Programm simuliert. Lasten sind als violette Pfeile dargestellt. Simuliert wird das gesamte Gewicht der Endringe samt der Last, die sie tragen. Die wirkende Kräfte sind in der Tab. 5 und 7 angeführt. Da hier nur die halbe Schale simuliert wird, verringert sich die Kraft und somit auch das Gewicht, welches die Halbschale trägt. Um die ineffektive Gewichtsverteilung zu berücksichtigen, rechnet man mit 60% statt 50% der Kräfte.

6.3.3 Auflagerlasten

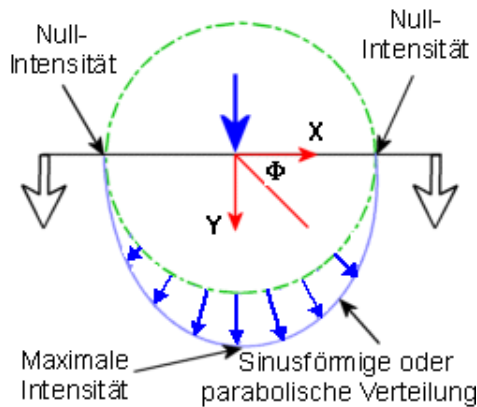


Abbildung 32: Verteilung der Auflagerlast [19]

Tabelle 9: Lagen des Support-Cone-fwd im Entwicklungsstadium

Laminat	k	t_k (mm)	α_k (°)
I:			
	1	4	90
	2	1	60
	3	1	-60
II:			
	1	3	90
	2	1.5	60
	3	1.5	-60
III:			
	1	2	90
	2	1	60
	3	1	-60

Die Software bietet verschiedene Optionen bzgl. der Lasten an. In unserem Fall steht unter anderem die passende Auswahl zur Verfügung, die Auflagerlasten. So wie es bei den Support-Cones ist, spüren sie eine Last von den Endringen auf der zylindrischen Kontaktfläche. Die Last verursacht einen ungleichmäßigen Druck auf die Schale. Man kann zwischen sinusförmige und parabolische Verteilung wählen, dies ist in der Abb. 32 dargestellt. Um zu wissen wie sich diese Lasten auf die Schalen auswirken, untersucht man verschiedene Szenarien. Folgende Optionen wurden simuliert:

- gleichverteilte Last
- Auflagerlast mit sinusförmigen Verteilung
- Auflagerlast mit parabolischen Verteilung

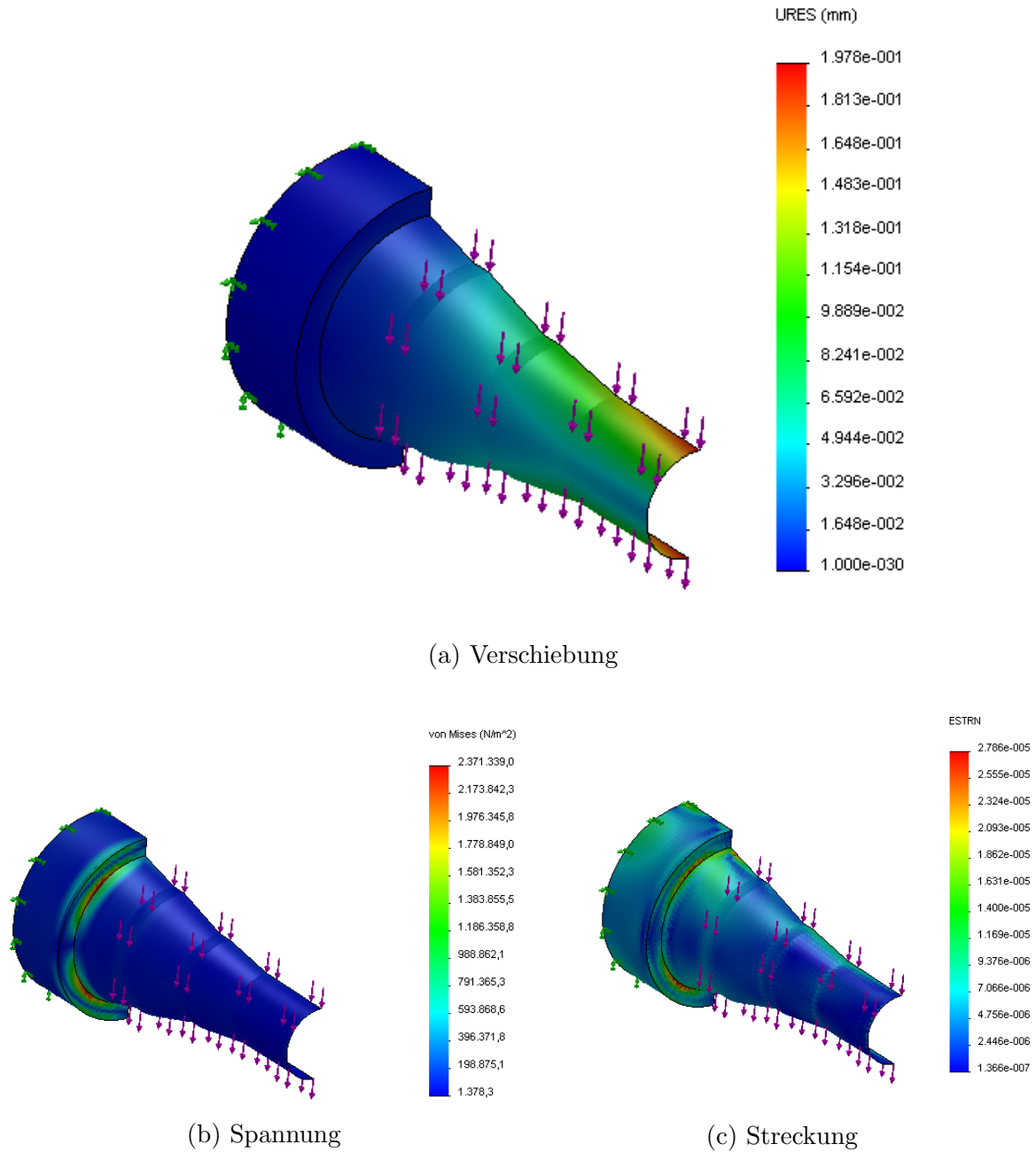


Abbildung 33: Auflagerlast mit sinusförmiger Verteilung am Support-Cone-fwd

Für diese Simulationen wurde auf die Laminatdicke nicht viel Rücksicht genommen, diese ist in Tab. 9 ersichtlich. Diese Untersuchung soll nur zeigen, welche Auswirkungen verschiedene Lasten hätten. In der Tab. 10 sind die Ergebnisse dargestellt. Es sind jeweils nur Maximalwerte von Spannung, Verschiebung und Dehnung angeführt. An dieser Stelle ist zu erwähnen, dass die Verschiebung relativ zur Einspannung ist. Durch Verformung des Versuchsteils werden Netzknuten aus ihrer ursprünglichen Lage gebracht. Jedoch muss einer der Knuten im Raum festgehalten werden, dies bedeutet dass der Bereich, der im Programm als Befestigung gewählt wird als Verschiebung Null ergibt. Weiters wirkt sich die Verformung auf die Knuten der anderen Bereiche des Teils aus. Diese sind von ihrer ursprünglichen Position abweichend. Das sagt das Verschiebungsergebnis aus.

Bei gleichem Betrag der Last, verursacht dennoch die Sinusverteilung die größte Spannung und demzufolge auch die größte Verschiebung. Da die Sinusverteilte Auflagerlast der schlimmste Fall ist, wird sie für die Simulation ausgewählt. In der Abb. 33 sind die Ergebnisse von der Simulation mit sinusverteilten Auflagerlasten dargestellt. Im Laufe der Analyse wurde die Geometrie und die Form an den Bedingungen angepasst.

Tabelle 10: Maximalwerte der verschiedene Lasten auf die vordere Schale (fwd)

Lastverteilung	σ (N/mm ²)	μ (mm)	ESTRN
sinus	4	0.62	5.22e-5
parabolisch	3.7	0.584	4.82e-5
gleichverteilt	2.4	0.142	2.61e-5

6.4 Ergebnisse der Steifigkeit

So wie die Vorgehensweise der FEM im Kap. 4 beschrieben ist, wird sie hier am konkreten Beispiel mit den Support-Cones noch erläutert:

1. Während der Netzerzeugung wird auch gleichzeitig das Gleichungssystem aufgestellt, dessen Lösung die Verschiebung darstellt (Abb. 34a).
2. Aus der Verschiebung rechnet man die Dehnung aus (Abb. 34c).
3. Über die Materialmatrix bekommt man aus der Dehnung die Spannung (Abb. 34b).

Hier hat man nun zwei Fälle dargestellt: die Sinusverteilung und Gleichverteilung. Die Sinusverteilung soll den schlimmsten Fall aufzeigen, indem es bei den Support-Cones aufgrund der Kraftverteilung an gewissen Stellen zu größeren Verformungen kommt. Bei der Simulation mit der gleichverteilten Last nimmt man an, dass die Endringe auf Grund ihres eigenen Innenrings die Form der Support-Cones unterstützen und dadurch ihre Verformung verringern. Demzufolge reicht auch ein dünneres und leicht zu verarbeitetes Laminat aus. Die Laminateneigenschaften aus der Tab. 8 wurden für die sinusverteilte Auflagerlast eingesetzt. Für die gleichverteilte Last wurde für das gesamte Laminat die gleiche Lageneigenschaft genommen wie in der Tab. 11 dargestellt.

Tabelle 11: Lagen des Support-Cone für gleichverteilte Last (links fwd, rechts bwd)

k	t_k (mm)	α_k (°)	k	t_k (mm)	α_k (°)
1	1	90	1	1	90
2	0.5	60	2	0.5	-45
3	0.5	-60	3	0.5	45

6.4.1 fwd Support-Cones

Die sinusförmige Auflagerlast in Abb. 34 verglichen mit der gleichverteilten Last in Abb. 35 ergibt eine Belastung gleicher Größenordnung. Wie in Kap. 6.3.3 ist bei gleichverteilter Last eine dünne Laminatschicht ausreichend.

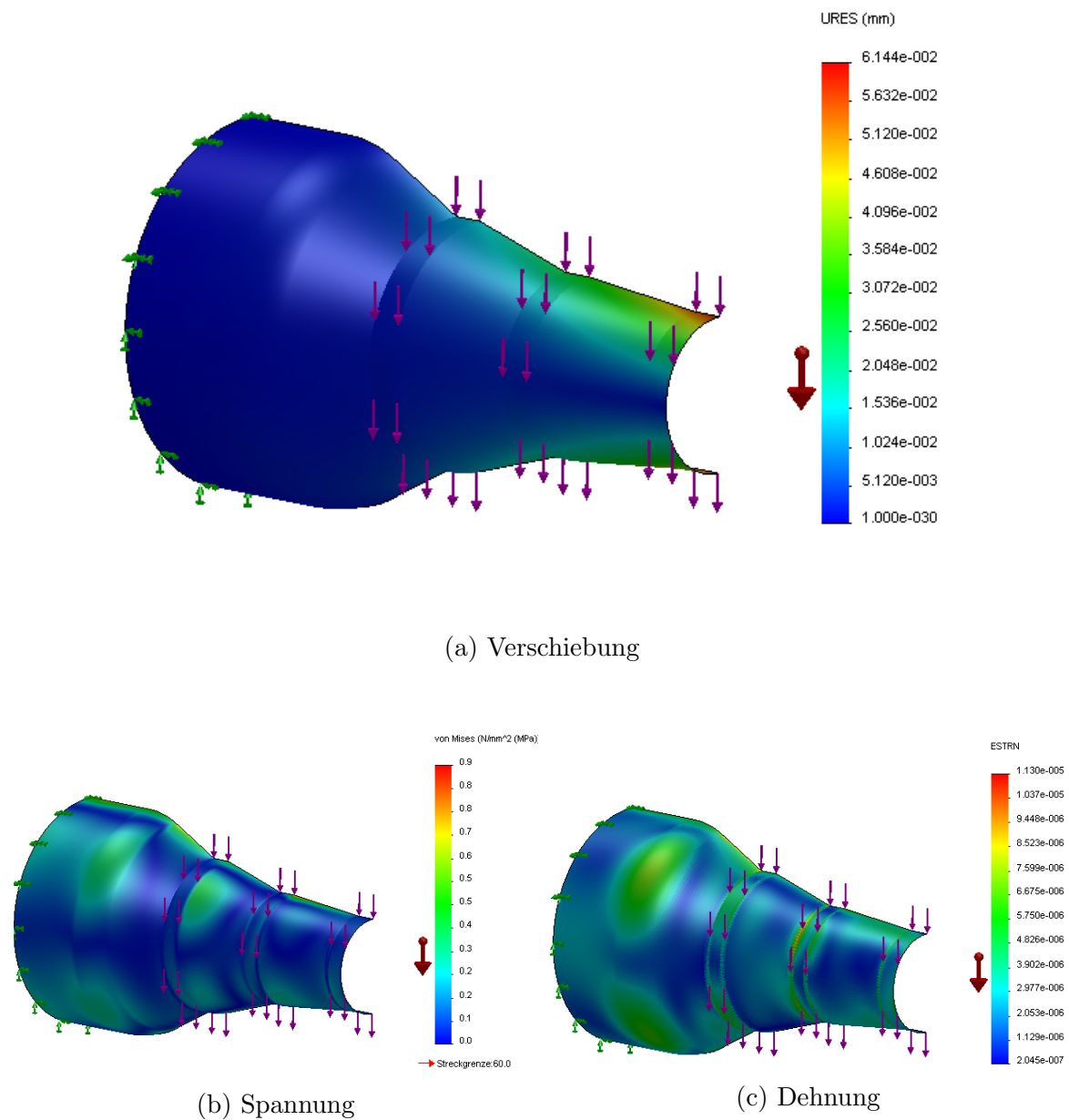
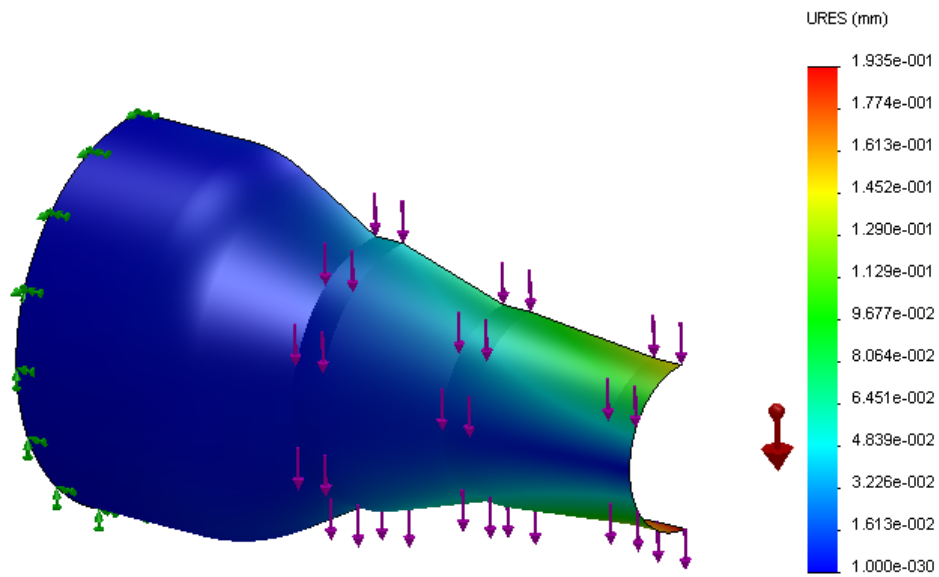
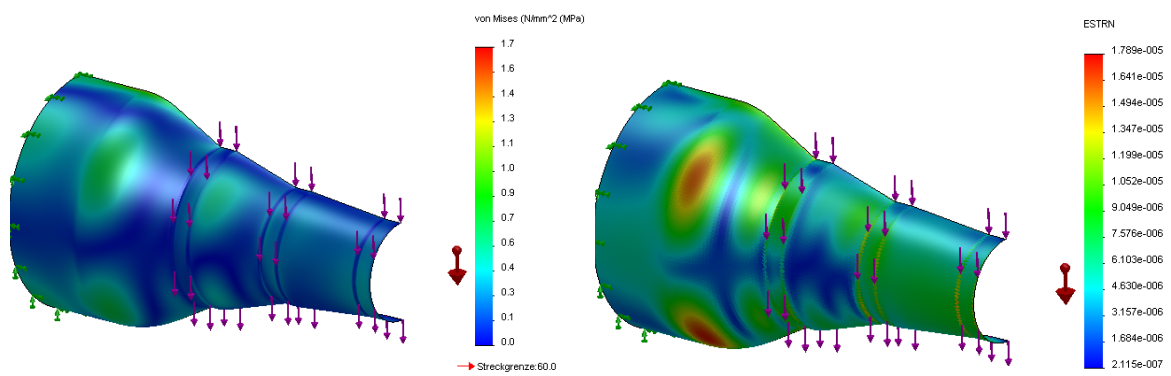


Abbildung 34: Support-Cone-fwd unter Auflagerlast mit sinusförmigen Verteilung



(a) Verschiebung



(b) Spannung

(c) Dehnung

Abbildung 35: Support-Cone-fwd unter gleichverteilten Last

6.4.2 bwd Support-Cones

Für den Supprt-Cone-bwd werden ebenfalls beide Fälle dargestellt. Die sinusförmige Auflagerlast in Abb. 36 und die gleichverteilte Last in Abb. 37.

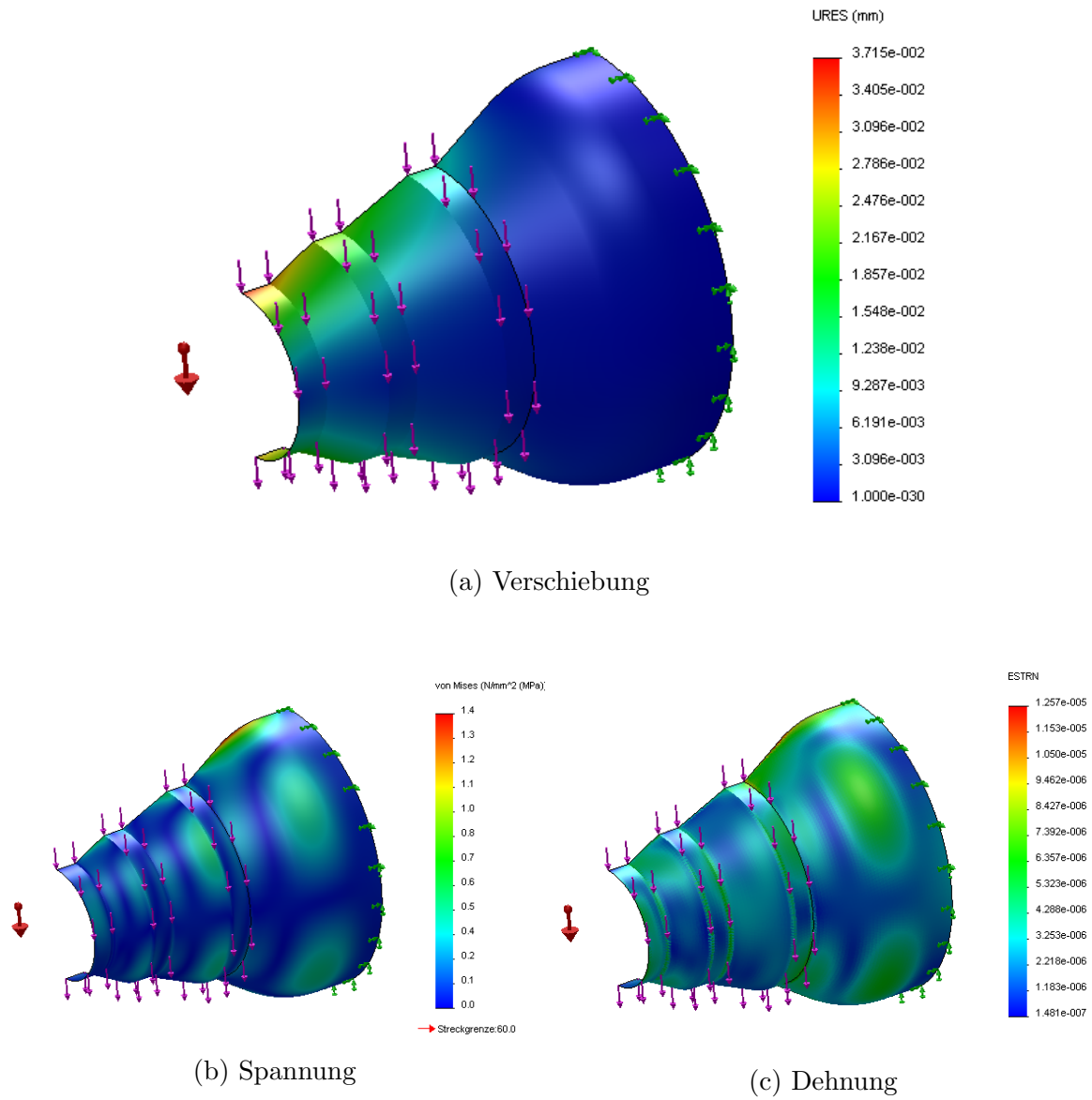
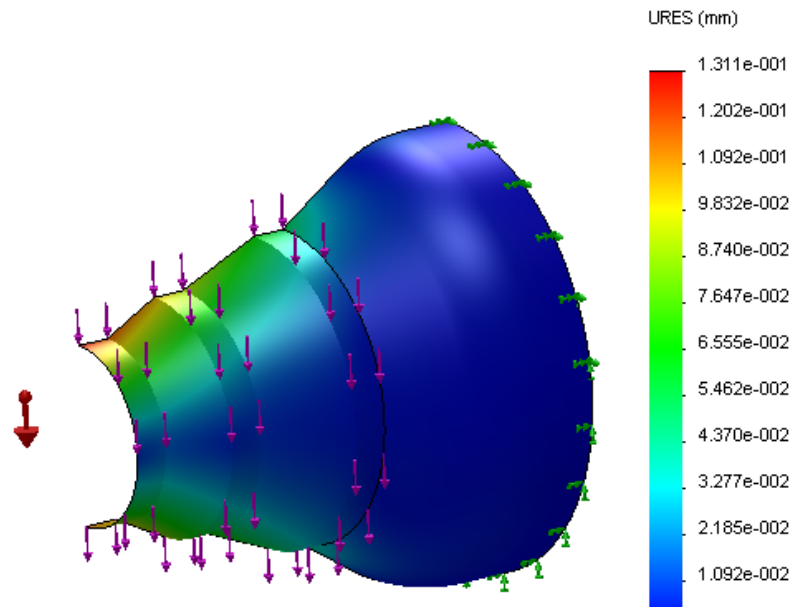
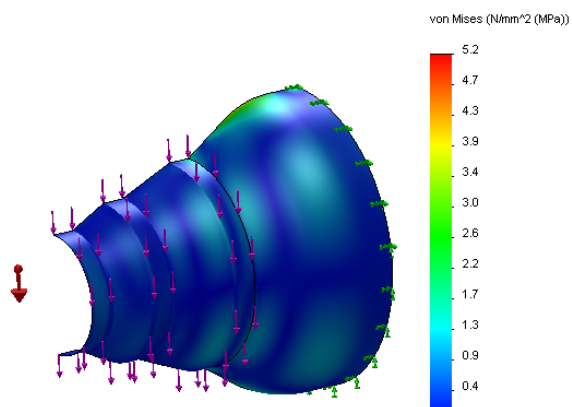


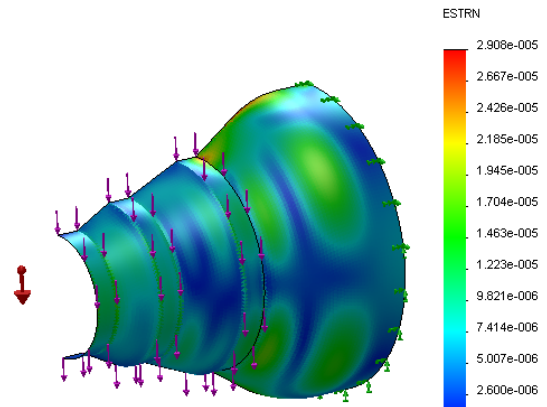
Abbildung 36: Support-Cone-bwd unter Auflagerlast mit sinusförmigen Verteilung



(a) Verschiebung



(b) Spannung



(c) Dehnung

Abbildung 37: Support-Cone-bwd unter gleichverteilten Last

6.5 Endringe

Die Endringe haben einen großen Anteil ihres Gewichts auf die Support-Cones verteilt (siehe Tab. 5). Sie können weiter optimiert werden, indem man das Gewicht reduziert und ihre Steifigkeit beibehält. Wie in der Abb. 41 ersichtlich, werden hier mehrere Versionen vorgestellt, die man von 1 bis 4 bezeichnet. Die Version 1 bezeichnet die ursprüngliche Variante, die von Gfall [10] designet wurde. Bei den anderen Versionen wurde Material an unkritischen Stellen abgenommen. Um aufzuzeigen wie der Steifigkeitsverlust vermieden werden kann, werden diese Versionen weiter untersucht. In

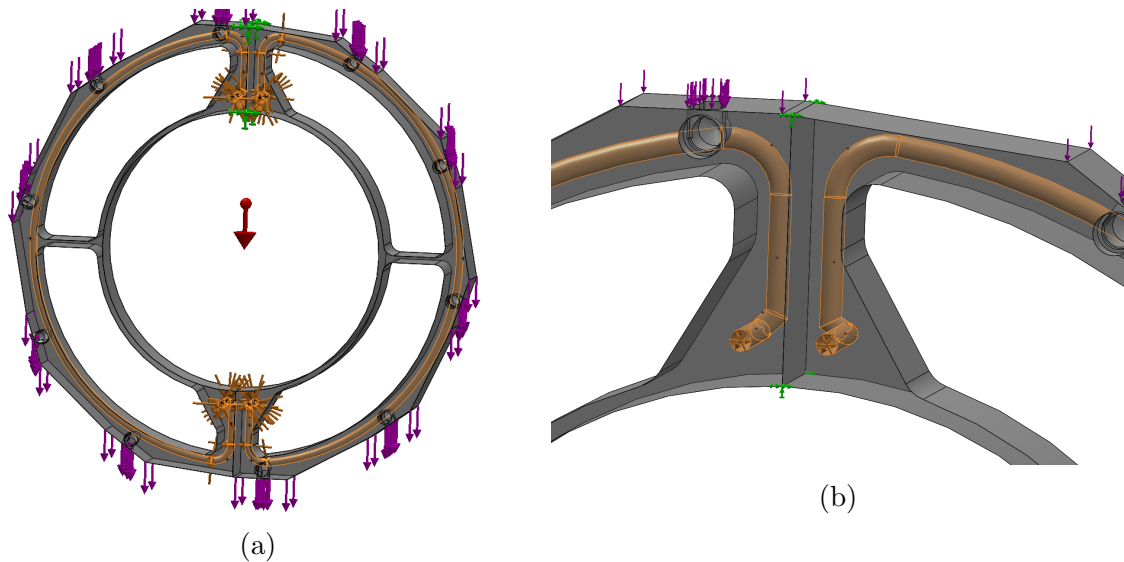


Abbildung 38: Kühlkanal im Endring bwd-4

Abb. 38 ist der Kühlkanal in dem Endring bwd-4 dargestellt. Im Betrieb herrscht ein Druck von 20 bar, die Simulationen werden jedoch unter einem Druck von 120 bar durchgeführt. Zusätzlich herrscht auf den Sensorflächen die Last der Lagen:

- Die grünen Pfeile zeigen die Befestigung des Endrings.
- Die violetten Pfeile zeigen die Last der Lagen.
- Die orangen Pfeile zeigen den Druck im Kühlkanal (ab Abb. 39 sind diese rot).

An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass das Verschiebungsergebniss die Befestigungsstelle als Referenzpunkt nimmt. D.h. der Referenzpunkt liegt fest im Raum, unabhängig wie die Belastung das Versuchsteil verformt. Die Verformung übt sich auf andere Bereiche des Teils aus. Demnach ist an der Befestigung die Verschiebung immer Null.

Die Endringe sollten mit ihrem Innenring auf den Support-Cones befestigt werden. Im Programm können zylindrische Kanten und Flächen nicht als Befestigung ausgewählt werden. Daher wurde so gewählt wie in der Abb. 38a dargestellt (mit grünen Pfeilen markiert). Zum einen dienen die Verschiebungsergebnisse zur Ermittlung der Größenordnung, zum anderen ist das Ergebnis ein relatives. Edelstahl 1.4404 wurde als Material für die Simulation der Endringe gewählt.

6.6 fwd-Endringe

6.6.1 Endring fwd-4

Das Ergebnis von Spannung und Dehnung von fwd-4 Version 1 ist in der Abb. 39 dargestellt. In erster Linie achtet man auf die Verschiebung der verschiedenen Versionen, die in Abb. 41 dargestellt sind. In der Abb. 40 und der Tab. 12 liegen die maximal Werte der Spannung σ in MPa, Verschiebung μ in μm und Dehnung ε vor. Diese Ergebnisse sind auch für andere Endringe im Weiteren hinterlegt.

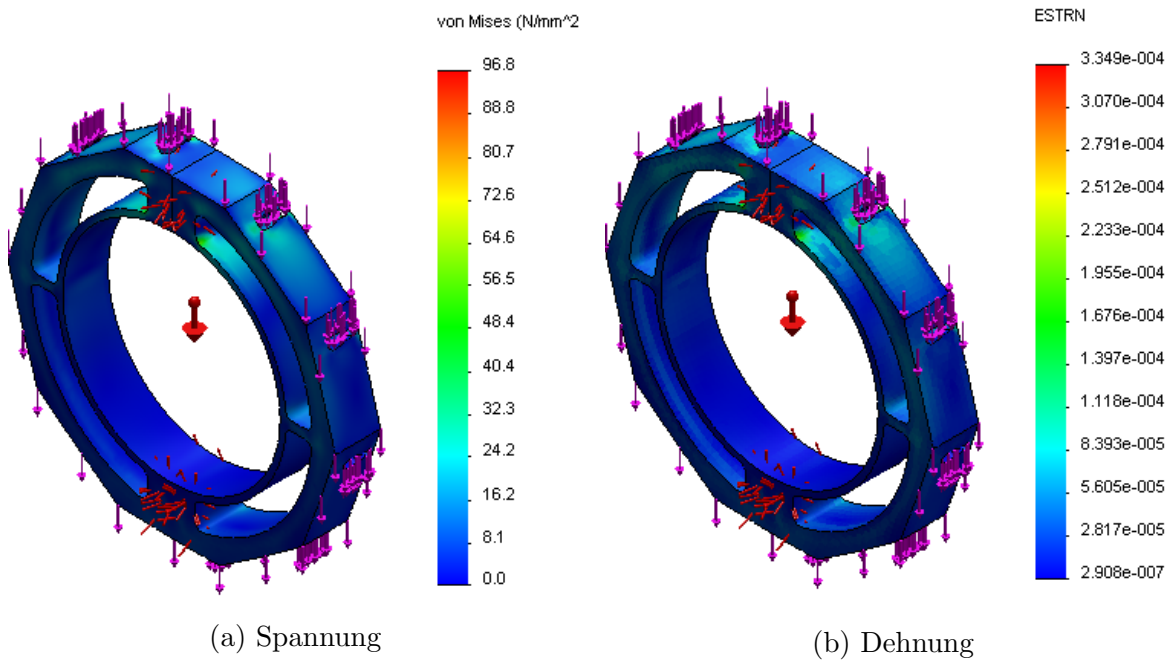


Abbildung 39: Ergebnisse des Endrings fwd-4

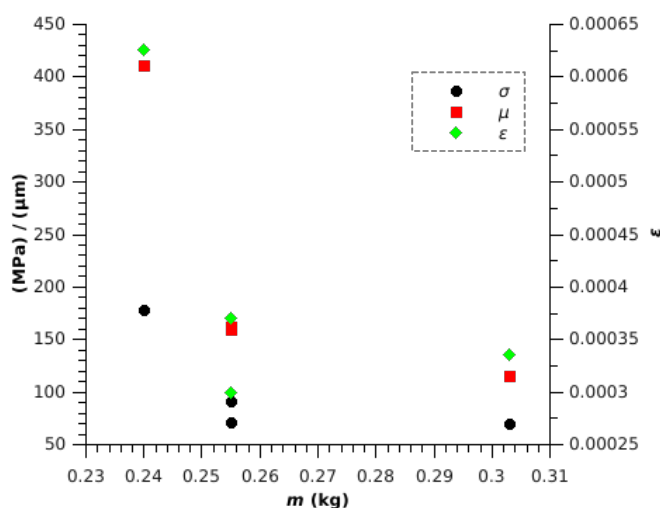


Tabelle 12: Alle vier Versionen des Endrings fwd-4

Ver.	m	σ	μ	ε (10^{-4})
1	0.303	70	115	3.35
2	0.24	179	411	6.26
3	0.255	92	163	3.71
4	0.255	72	160	2.99

Abbildung 40: Alle vier Versionen des Endrings fwd-4 grafisch dargestellt

Hier konnte das Programm für die Versionen 1, 3 und 4 nicht die maximale Spannung berechnen. Die Werte in der Tabelle sind abgelesen aus dem Spannungsergebnis im Abb. 39a.

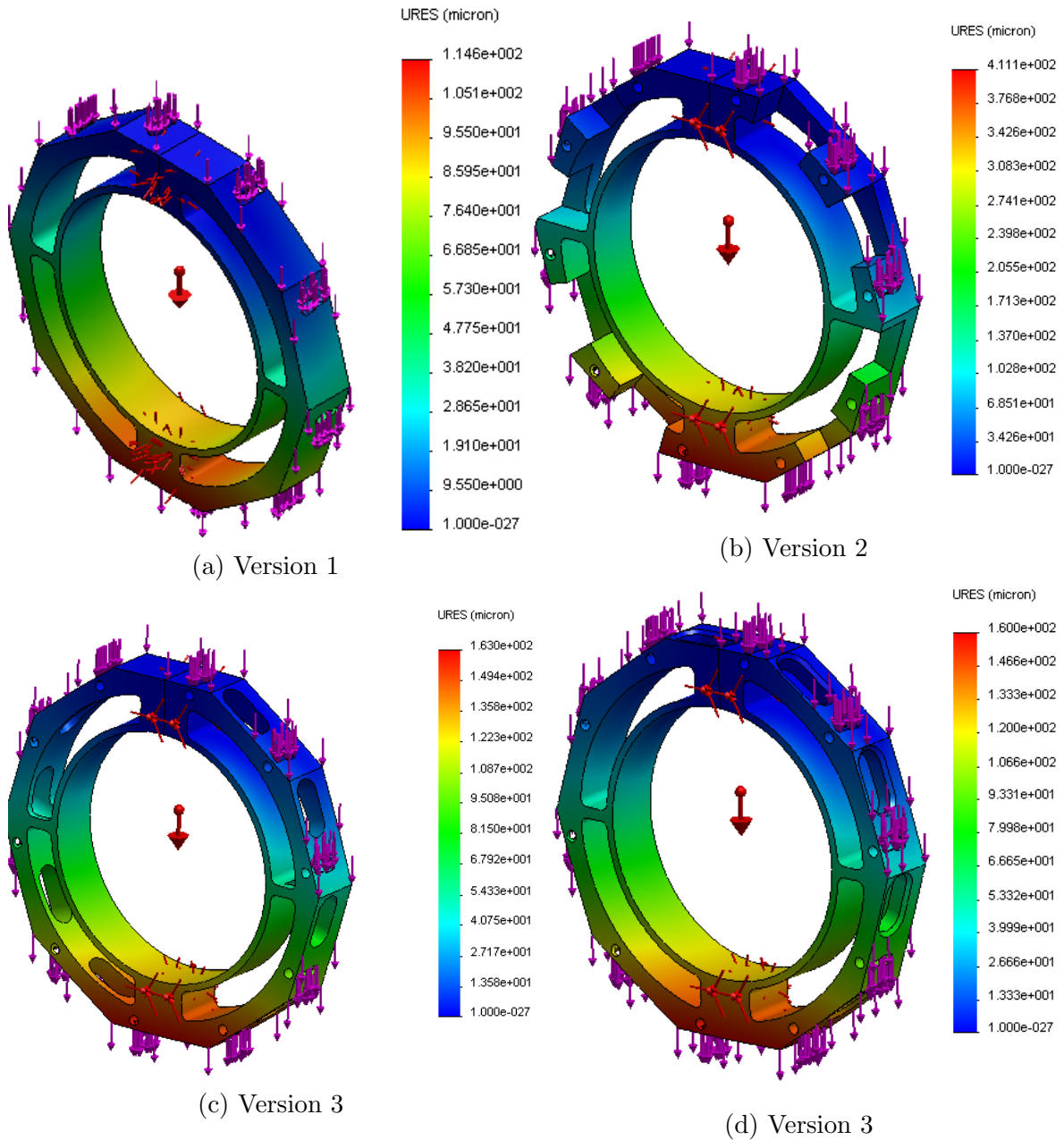


Abbildung 41: Verschiebungsergebnisse aller vier Versionen des Endrings fwd-4

In Abb. 40 ist zu erkennen, dass es sich um einen exponentiellen Verlauf handelt. Für so eine Funktion elementarer Form, ist im Allgemeinen der optimale Punkt $(1/e, 1)$. In diesem Fall sind das die Versionen 3 und 4. Für die anderen Versionen ist entweder bei kleiner Masse eine hohe Verschiebung oder bei großer Masse eine kleine Verschiebung.

6.6.2 Endring fwd-5

Der Belastungsverlauf in Abb. 43 zeigt eine lineare Form. Es sind alle Verschiebungen kleiner als 0.3 mm, womit alle Versionen die Kriterien erfüllen.

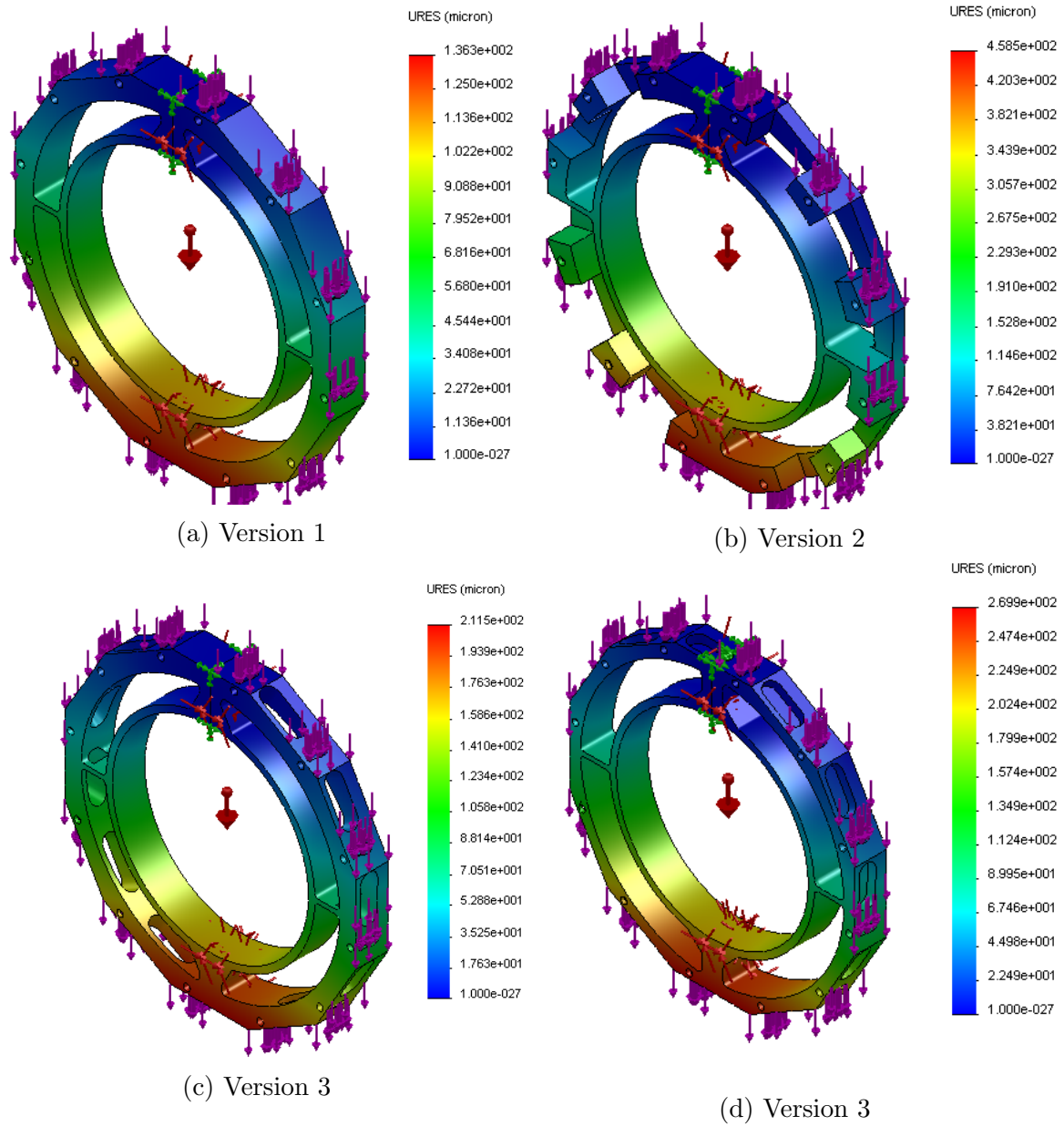


Abbildung 42: Verschiebungsergebnisse aller vier Versionen des Endrings fwd-5

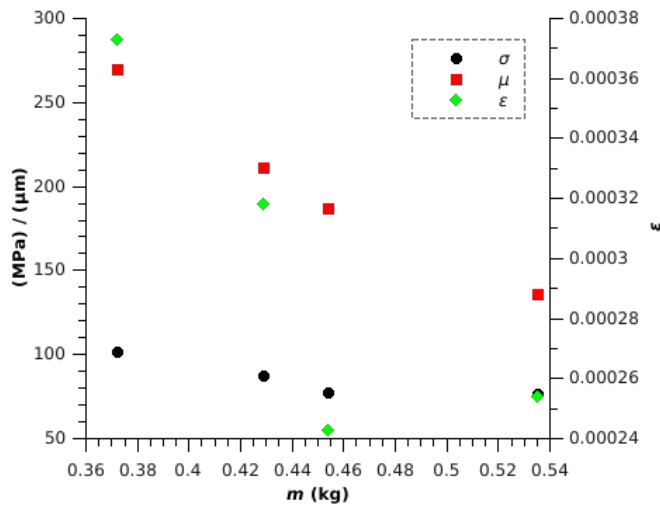


Tabelle 13: Alle vier Versionen des Endrings fwd-5

Ver.	m	σ	μ	$\varepsilon (10^{-4})$
1	0.535	77	136	2.54
2	0.372	102	270	3.73
3	0.429	88	211	3.18
4	0.454	78	187	2.43

Abbildung 43: Alle vier Versionen des Endrings fwd-5 grafisch dargestellt

6.6.3 Endring fwd-6

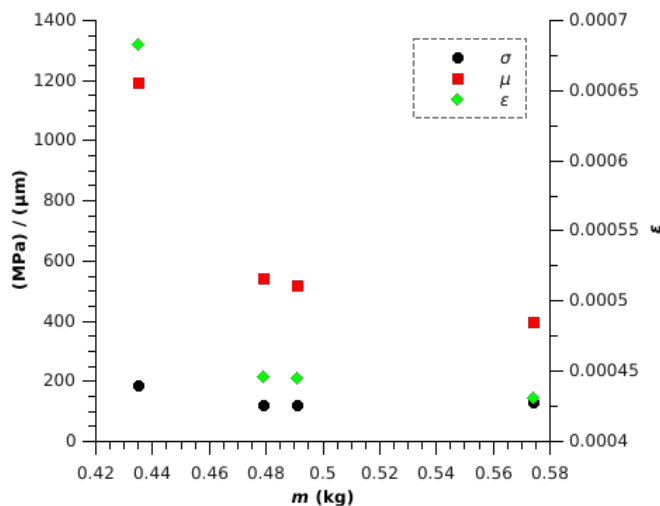


Tabelle 14: Alle vier Versionen des Endrings fwd-6

Ver.	m	σ	μ	$\varepsilon (10^{-4})$
1	0.574	133	396	4.31
2	0.435	185	1196	6.83
3	0.479	120	541	4.46
4	0.491	120	520	4.45

Abbildung 44: Alle vier Versionen des Endrings fwd-6 grafisch dargestellt

Abb. 44 zeigt einen exponentiellen Verlauf. Version 1 bietet sich in diesen Fall am besten an. Bei den anderen Versionen ist die Verschiebung relativ groß, dies wird später genauer erläutert. Verglichen zu den Versionen 3 und 4, muss man ca. 30% zusätzliche Verschiebung für ungefähr 15% Massenreduzierung in Kauf nehmen.

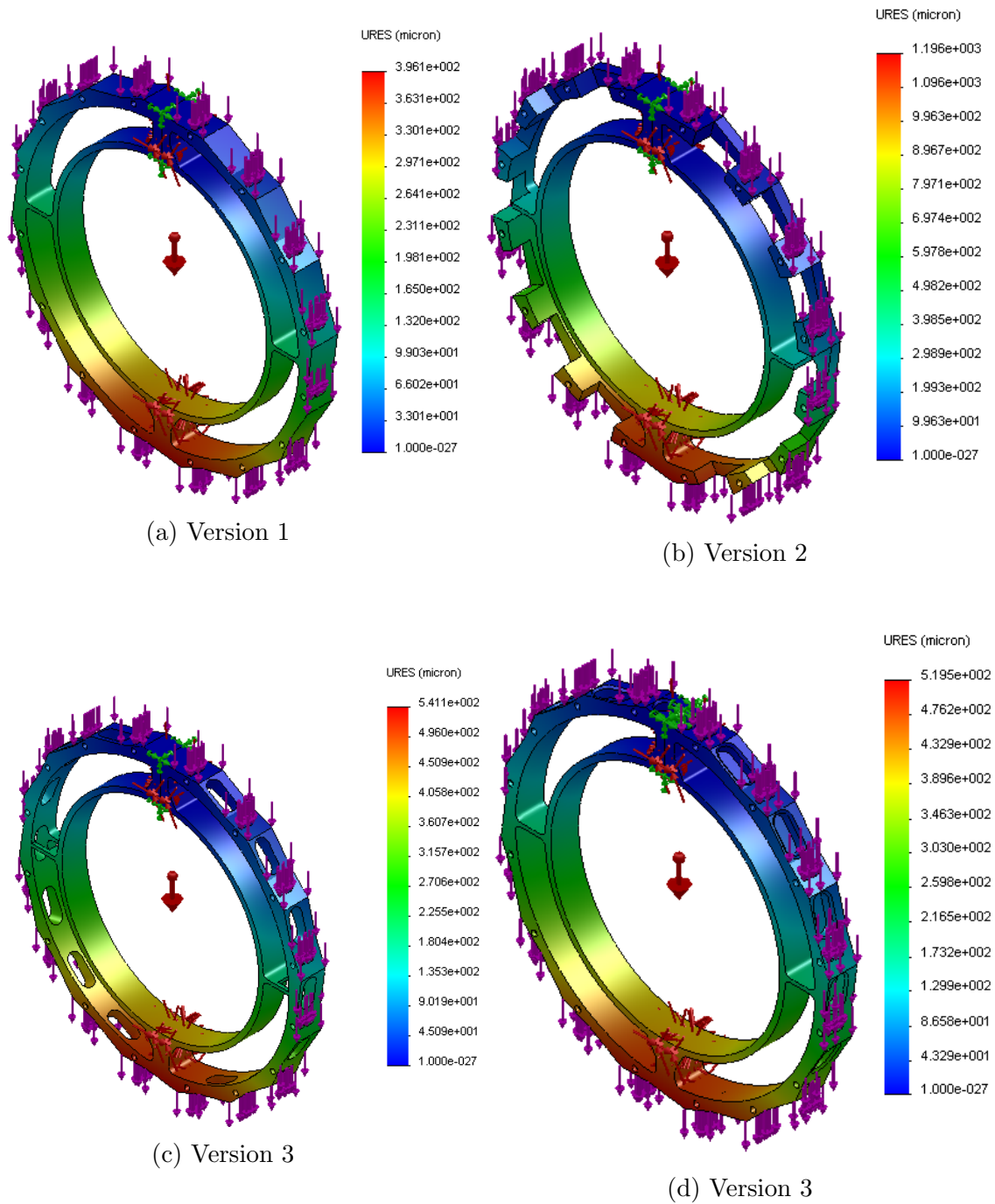


Abbildung 45: Verschiebungsergebnisse aller vier Versionen des Endrings fwd-6

6.7 bwd-Endringe

6.7.1 Endring bwd-4

Abb. 47 zeigt einen linearen Verlauf mit Ausnahme von Version 2. Die Verschiebung ist kleiner als 0.4 mm, was den Kriterien entspricht.

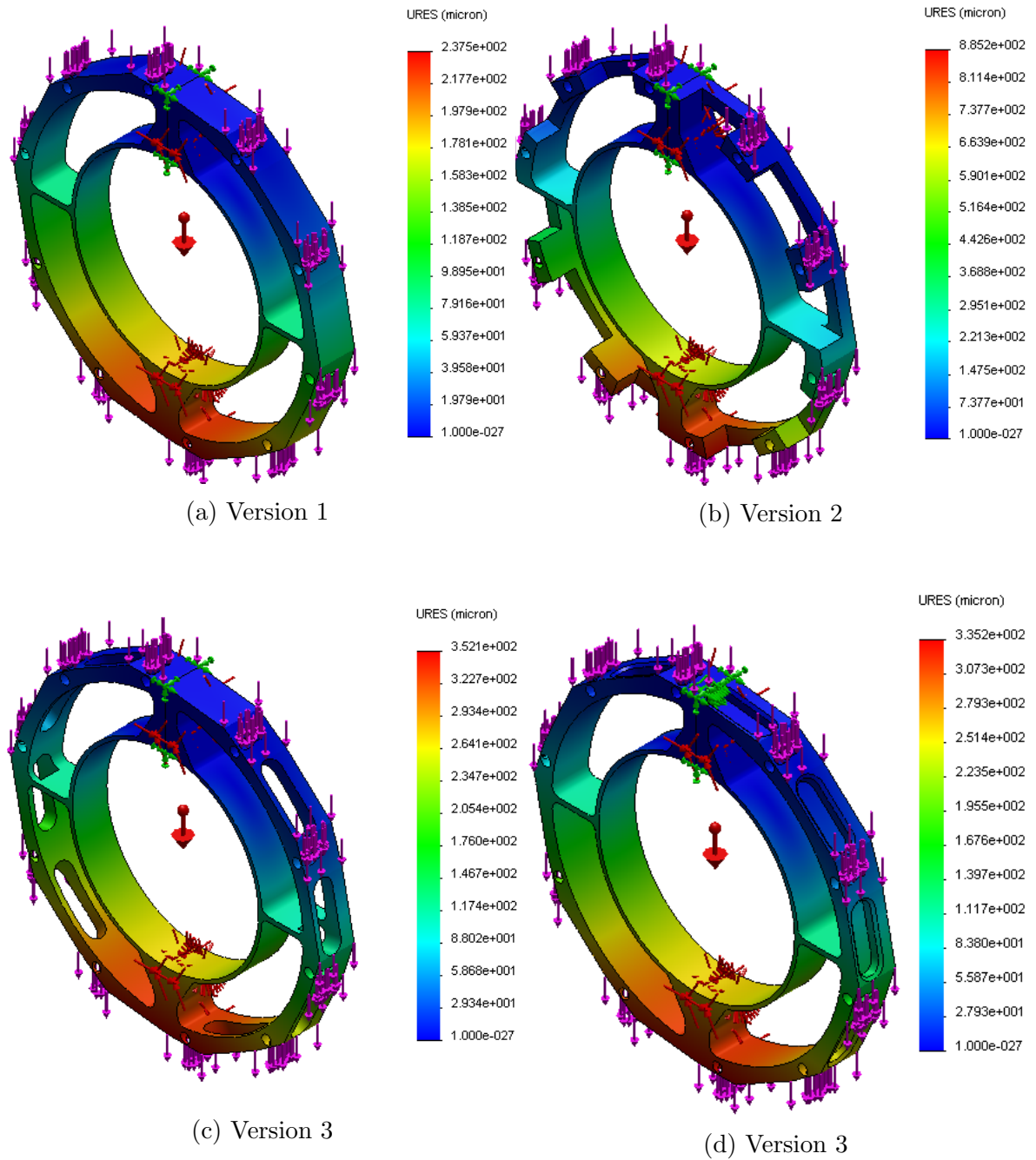


Abbildung 46: Verschiebungsergebnisse aller vier Versionen des Endrings bwd-4

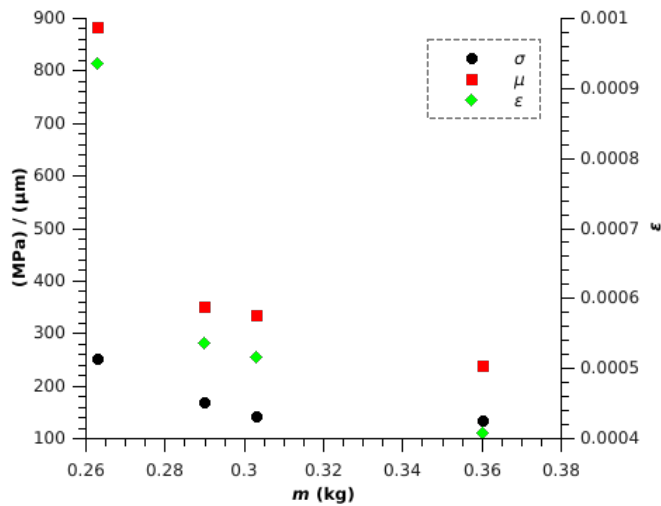


Tabelle 15: Alle vier Versionen des Endrings bwd-4

Ver.	m	σ	μ	ε (10^{-4})
1	0.36	136	238	4.09
2	0.263	253	885	9.36
3	0.29	170	352	5.36
4	0.303	143	336	5.16

Abbildung 47: Alle vier Versionen des Endrings bwd-4 grafisch dargestellt

6.7.2 Endring bwd-5

In Abb. 48 ist ein exponentiellen Verlauf zu erkennen. Die Versionen 3 und 4 wären optimal, jedoch beträgt die Verschiebung etwa 0.5 mm, was nicht den Anforderungen entspricht.

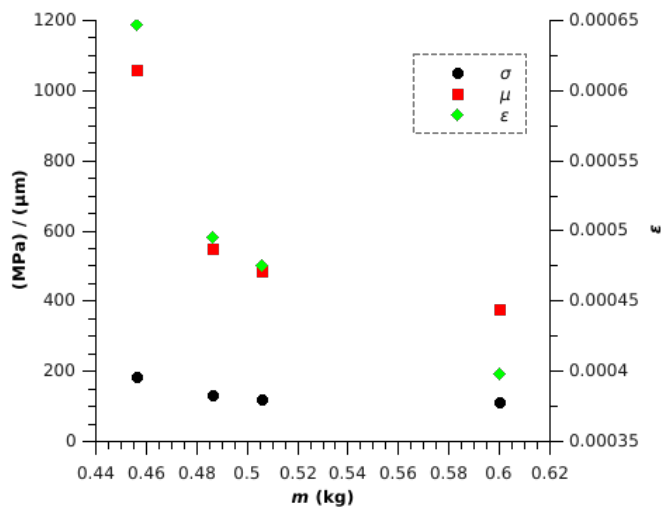


Tabelle 16: Alle vier Versionen des Endrings bwd-5

Ver.	m	σ	μ	ε (10^{-4})
1	0.6	114	378	3.98
2	0.456	183	1060	6.47
3	0.486	132	551	4.95
4	0.506	119	485	4.75

Abbildung 48: Alle vier Versionen des Endrings bwd-5 grafisch dargestellt

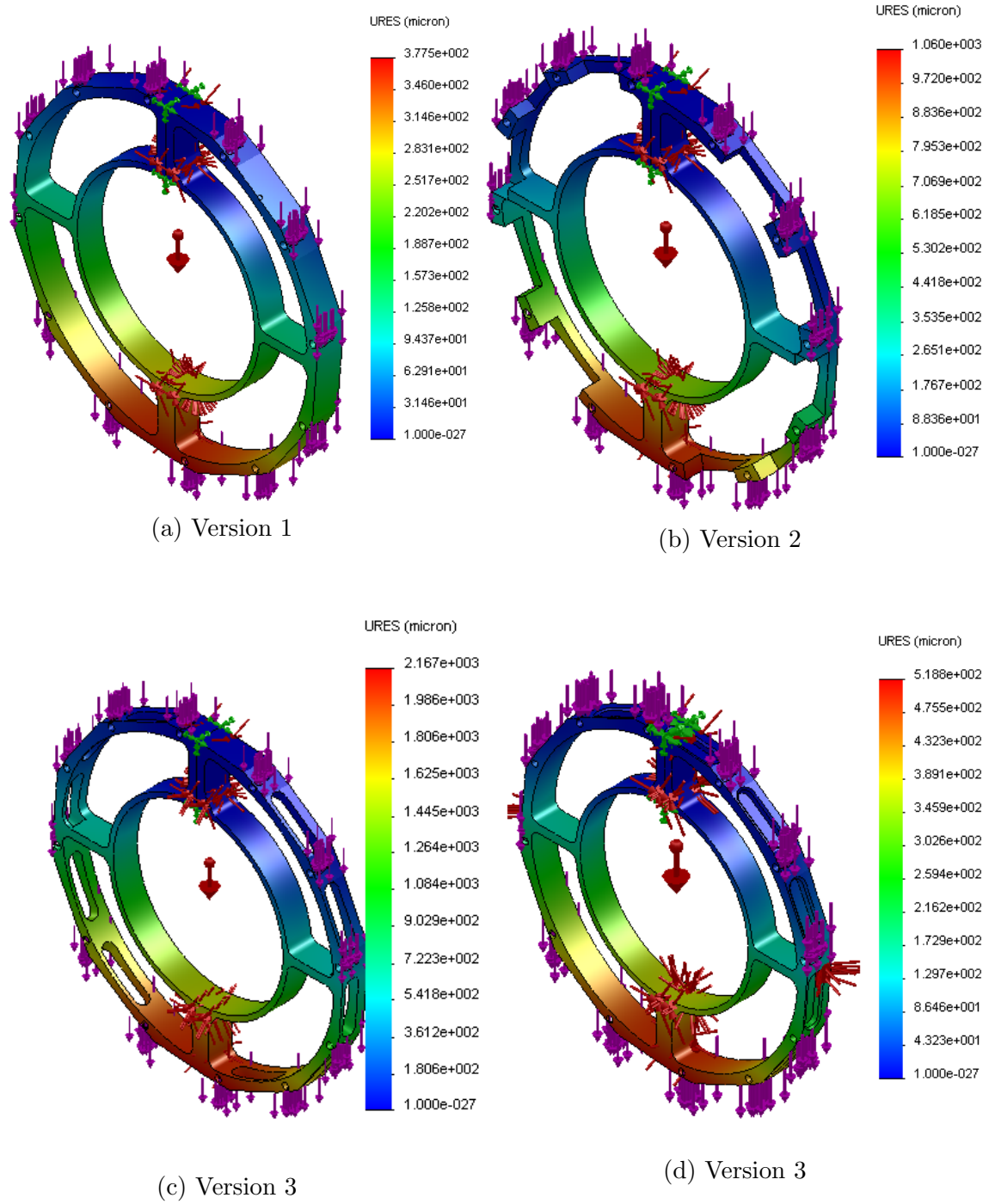


Abbildung 49: Verschiebungsergebnisse aller vier Versionen des Endrings bwd-5

6.7.3 Endring bwd-6

Die Abb. 51 zeigt einen exponentiellen Verlauf. Jedoch zeigen alle Versionen eine hohe Verschiebung.

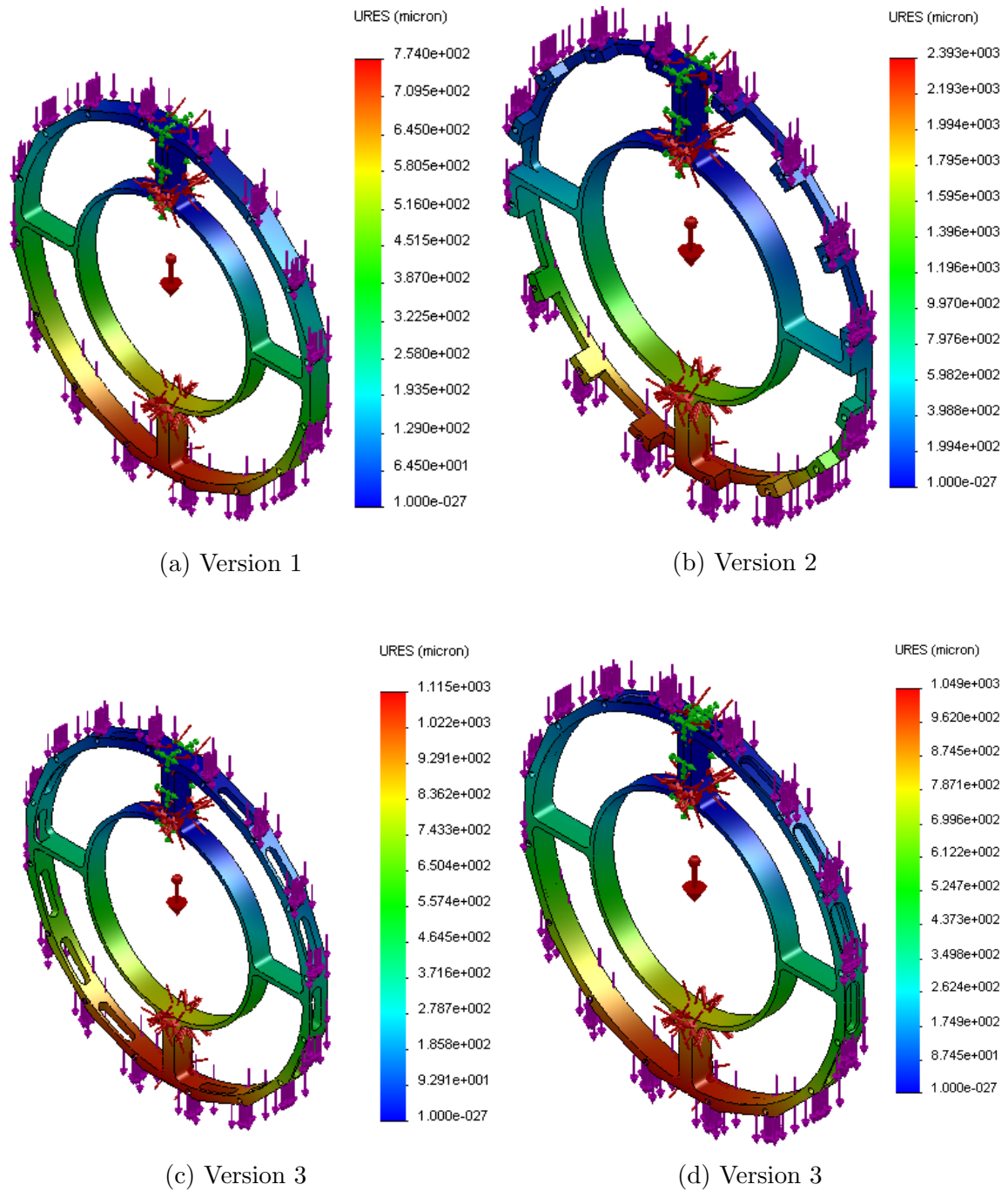


Abbildung 50: Verschiebungsergebnisse aller vier Versionen des Endrings bwd-6

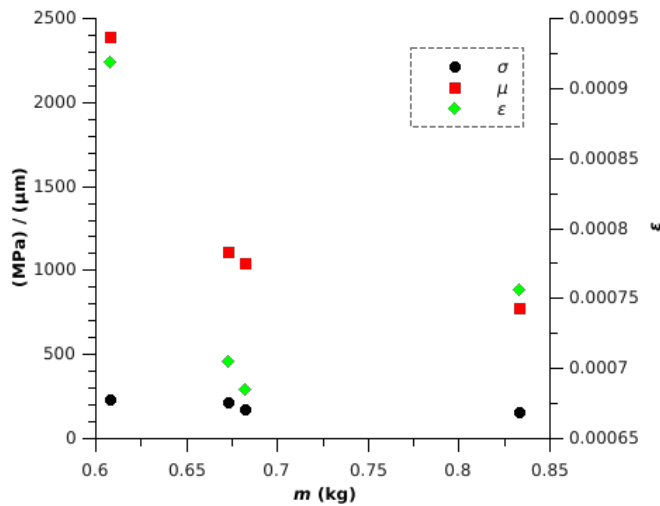


Tabelle 17: Alle vier Versionen des Endrings bwd-6

Ver.	m	σ	μ	ε (10^{-4})
1	0.833	160	774	7.56
2	0.608	234	2393	9.19
3	0.673	221	1115	7.05
4	0.682	179	1049	6.85

Abbildung 51: Alle vier Versionen des Endrings bwd-6 grafisch dargestellt

6.8 Vergleich der Messung und der Berechnung

Von Endring bwd-6 wurde ein Prototyp erstellt und wie in Kap. 5 beschrieben, unter bestimmten Bedingungen getestet. In diesem Abschnitt wird die Berechnung der Simulation in Kap. 6.7.3 und die Messung der Belastungstests verglichen. Es wird angenommen, dass der Druck im Kühlkanal am meisten Einfluss hat. Um die Ergebnisse vergleichen zu können, wurden für die Messung sowie für die Rechnung die gleichen Bedingungen geschaffen. Die Ergebnisse der Rechnung und der Simulation, bei einem Druck von 200 bar im Kühlkanal, sind in Abb. 52 sowie in Tab. 18 dargestellt. Abb. 52 zeigt deutlich, dass das Ergebnis der Rechnung linear verläuft, wohingegen das Ergebnis der Messung die Form einer Parabel hat.

Dieses Ergebnis erklärt sich durch die unterschiedlichen Auflagerreaktionen. Abb. 53 zeigt die Positionierung des Endrings während der Messung. Der Endring wurde auf der Basisfläche I befestigt. Die Basisfläche II wurde nur auf der Bodenfläche aufgestützt. In der Simulation (Abb. 54) hat die zweite Basisfläche keine Stütze.

Unter genauer Betrachtung stellt man fest, dass die Verschiebung der Simulation mit jeder weiteren Fläche integriert wird.

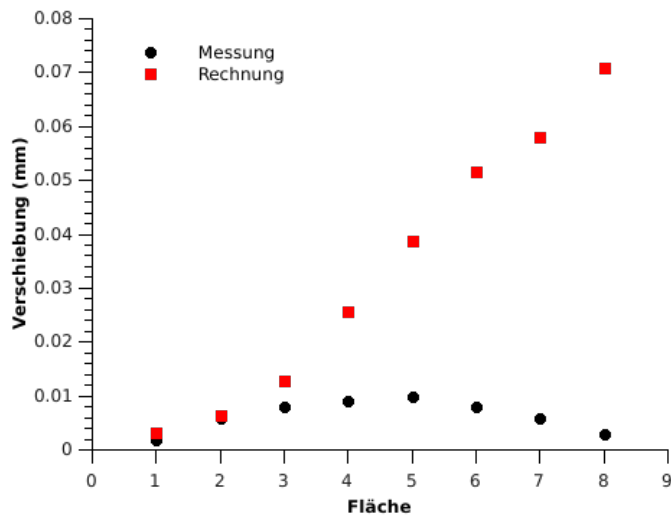


Tabelle 18: Vergleich der Messung Δ_M und der Simulation Δ_S

Fläche	Δ_M (mm)	Δ_S (mm)
1	0.002	0.003225
2	0.006	0.00645
3	0.008	0.0129
4	0.009	0.0258
5	0.01	0.0387
6	0.008	0.0516
7	0.006	0.05805
8	0.003	0.07096

Abbildung 52: Vergleich der Rechnung und der Messung grafisch dargestellt

6.8.1 Die Richtung der Verschiebung

Mit der Messung allein kann man nicht herausfinden in welche Richtung der Verschiebungsvektor zeigt. Rein geometrisch betrachtet, ist die Richtung der gemessenen Verschiebung normal zu der gemessenen Fläche. In der Simulation ist jedoch der Betrag der Verschiebung dargestellt. Da man mit der Messung der Verschiebung eingeschränkt ist, kann es vorkommen, dass nicht der volle Betrag der Verschiebung gemessen wird.

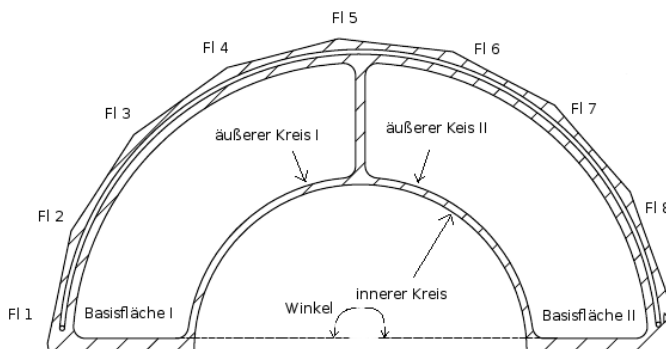


Abbildung 53: Positionierung des Endrings bei der Messung

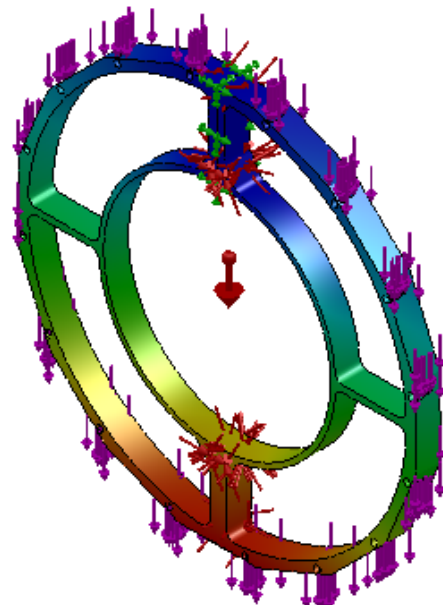


Abbildung 54: Simulation des Endrings

6.9 Flansch

Es gibt zwei Möglichkeiten wie man die Support-Cones am Flansch befestigt:

- Bolzenverbindung (siehe Kap. 3.9)
- Klebverbindung (siehe Kap. 3.10)

7 Zusammenfassung und Interpretation

Tabelle 19: Verschiebung in μm von Endringen und Support-Cones

Endring	End _{min}	End _{max}	Con _{final}	Con _{con}
fwd				
0				
6fwd	396	1196	20	65
5fwd	136	270	36	129
4fwd	115	411	61	194
bwd				
0				
6bwd	774	2393	15	76
5bwd	378	1060	25	109
4bwd	238	885	37	131

In der Tab. 19 sind jeweils Verschiebungsergebnisse von maximalen und minimalen Werten der Endringe und Verschiebung der entsprechenden Stützstellen beider Versionen der Support-Cones zusammengefasst. Betrachtet man den besten Fall der Endringe und den schlechtesten Fall der Support-Cones, erkennt man, dass die Massenreduktion der Endringen nicht erstrebenswert ist. Durch die Massenreduktion wird die Verschiebung der Support-Cones geringfügig besser, während die der Endringe in manchen Fällen doppelt so groß werden kann. An dieser Stelle wird erwähnt, dass der Druck im Kühlkanal im Betrieb bei 20 bar statt bei 120 bar liegt. Also ist die Verschiebung der Endringe um einiges kleiner.

Wenn man die Ergebnisse der Endringe und der Support-Cones vergleicht, insbesondere die Verschiebung, erkennt man, dass diese annähernd in gleicher Größenordnung sind. Insgesamt wird das System nicht besser, wenn nur eines seiner Bestandteile hohe Steifigkeit hat. Support-Cones mit dickerem Laminat haben eine höhere Steifigkeit (siehe Kap. 6.4) mit maximal $60\mu\text{m}$ Verschiebung. Jedoch zeigen die Endringe eine Verschiebung von über $100\mu\text{m}$. Die Support-Cones können ein einfacheres Laminat mit einer maximalen Verschiebung besitzen, die in der Größenordnung der Endringen liegen. Obwohl die Steifigkeit der Support-Cones geringer ist, blieb sie für das gesamte System in gleicher Größenordnung.

7.1 Konzepte des Verschlussmechanismus

Hier werden Konzepte von Verschlussmechanismen der Tragestruktur vorgestellt. Die Montage ist ein Thema, welches man berücksichtigen sollte. Da der Detektor um das Strahlrohr aufgebaut wird, können die Support-Cones und die Endringe nicht aus einem Stück um das Rohr aufgebaut werden. Eine Alternative ist, es aus zwei Teilen aufzubauen. So wird ein Verschluss benötigt während die zusammengebaut werden. Es muss gewährleistet werden, dass die Tragestruktur stabil zusammen befestigt wird. Es soll weiterhin vorgesehen werden, dass man mit bloßen Händen nicht an die Vorrichtung gelangt.

Die Teile benötigen eine Zentrierung, damit sie auch richtig befestigt werden. Diese Themen werden hier behandelt.

7.1.1 Testring

Ein Endring bwd4 wurde aus Aluminium gefertigt um verschiedene Konzepte zu testen. Er wurde so gefertigt, dass die folgenden Konzepte ausprobiert werden können: Haken, Verschraubung, Keil und die Zentrierung. In Abb. 55 ist der gefertigte Testring zu sehen. Auch soll so erkennbar sein, wie viel Platz für einen Verschlussmechanismus übrig ist und ob er machbar ist.

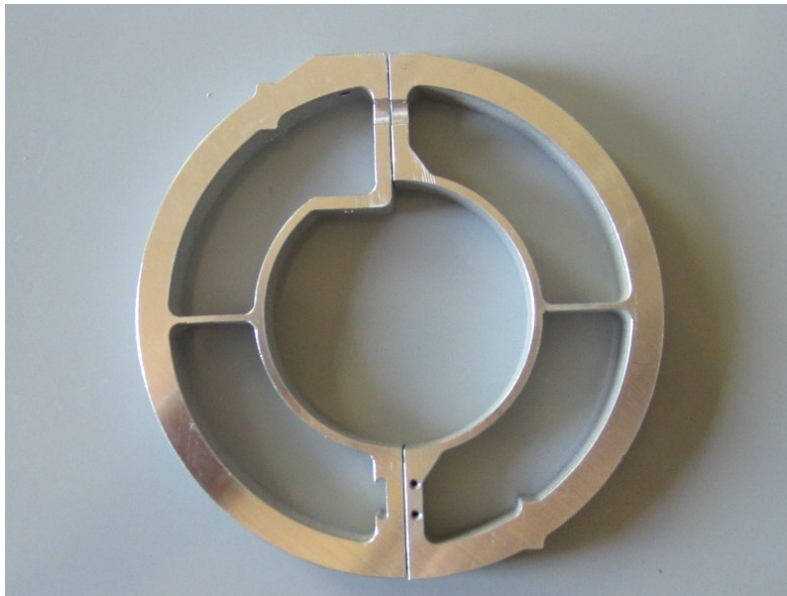


Abbildung 55: Testring

7.1.2 Haken

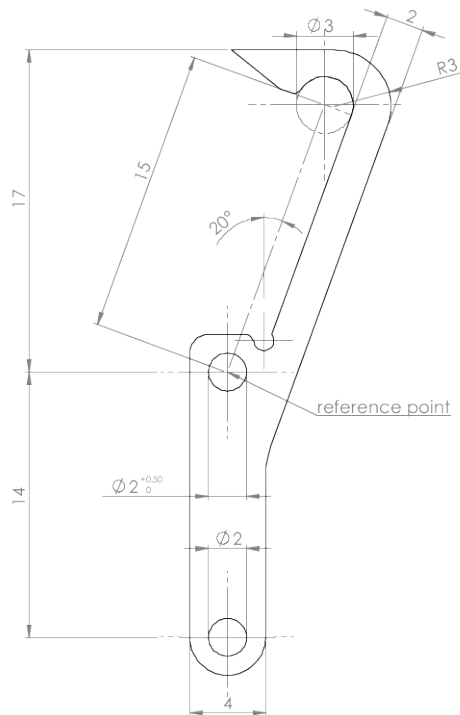


Abbildung 56: Haken

Die Idee hierbei ist, dass ein Teil mit dem anderen über einen Haken eingerastet wird. Mit einer Leitstange würde man von Außen den Haken bewegen. Dieses Konzept stellt eine einfache Ausführung mit wenig Platzbedürfnissen dar. In Abb. 57 ist der Haken zu sehen. Da dieser nicht elastisch ist, kann er auch nicht einrasten und ein Verschleiß ist nicht möglich. Der Abstand der zwei Bolzen ist genau so groß wie der Abstand der Bohrungen auf dem Haken (Abb.56). Da er nicht über genug Elastizität verfügt rastet er auch nicht ein. Um dieses Konzept umsetzen zu können müsste eine entsprechende Federung gefunden werden.

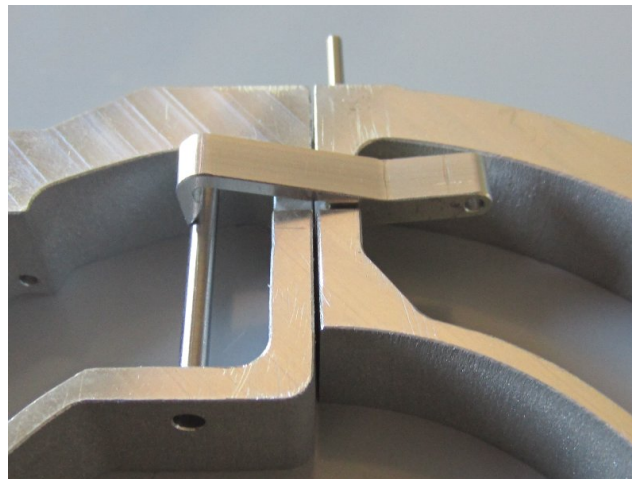


Abbildung 57: Verschlussmechanismus mit Haken

7.1.3 Verschraubung

Bei dieser Methode werden die Teile mit Schrauben fixiert. Um die Drehbewegung zur Schraube hinzu übertragen benutzt man eine Kardanwelle oder eine biegsame Welle. Dieses Konzept stellt eine einfache Ausführung dar. Eine biegsame Welle benötigt kaum Platz und stellt kein Hindernis gegenüber anderen Bauteilen dar. In Abb. 58 ist

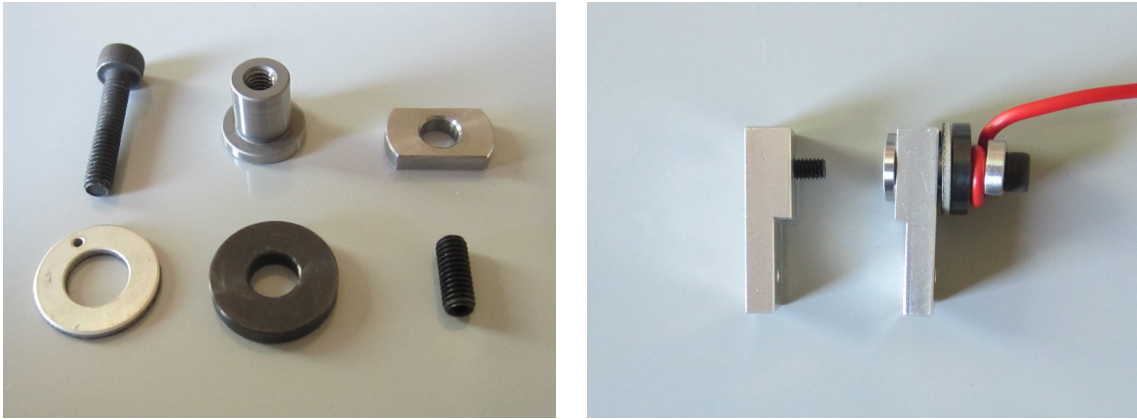


Abbildung 58: Gefertigtes Verschraubungsmechanismus

dieser Mechanismus mit seinen Einzelteilen dargestellt. Das Seil auf dem Bild dient als Provisorium anstatt einer Welle.

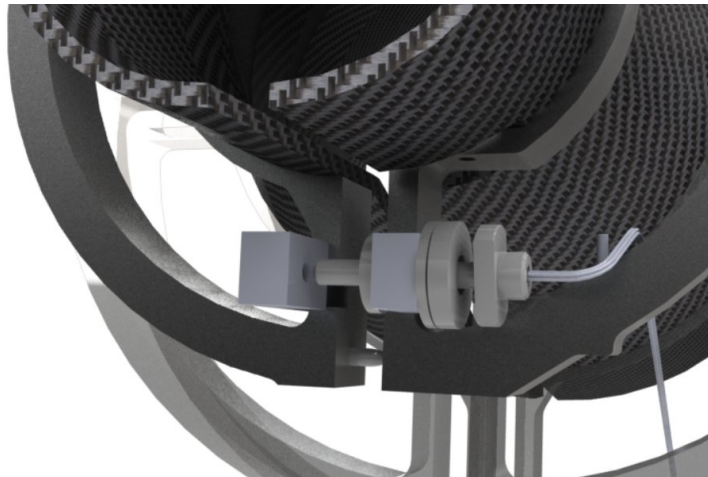
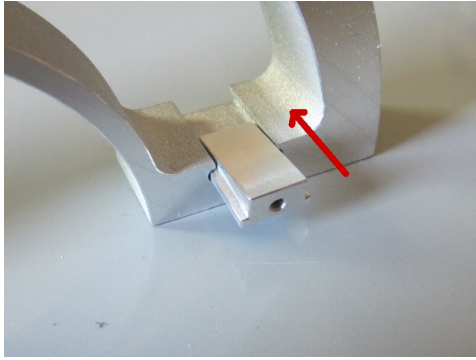


Abbildung 59: Verschlussmechanismus mit Verschraubung

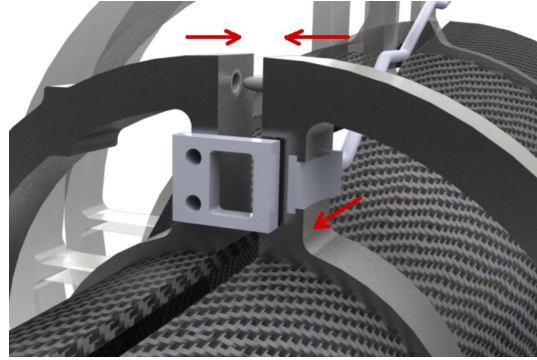
7.1.4 Keil

Ein Keil aus Aluminium kann sich in einen Schlitz (Abb. 60a), der auf einer der Endringhälften eingeritzt ist, bewegen. Auf der anderen Hälfte ist die Keilstütze, die ebenfalls aus Aluminium ist, montiert (siehe Abb. 60b). Wenn man den Keil in seiner Stütze rein schiebt, würde er die Endringteile zusammen drücken, wie auf Abb. 60b dargestellt. Um ihn von Außen betätigen zu können, würde ein Leitungsstab zum Einsatz kommen.

Die Vorteile sind, dass es ein einfacher, leicht zu fertigender Mechanismus ist und wenig Platz beansprucht. Der Nachteil ist, dass die Gleitflächen unter Umständen geschmiert werden müssten. Zusätzlich ist die Leitstange umständlich und kann zu einem



(a) Gefertigter Keil



(b) Verschlussmechanismus mit Keil

Abbildung 60: Das Konzept mit dem Keil

Hindernis im System werden. Es könnte durch eine bewegliche Welle ersetzt werden, jedoch ist ein Mechanismus notwendig, um Rotationsbewegung in eine Translationsbewegung umzuwandeln.

7.1.5 Greifarme

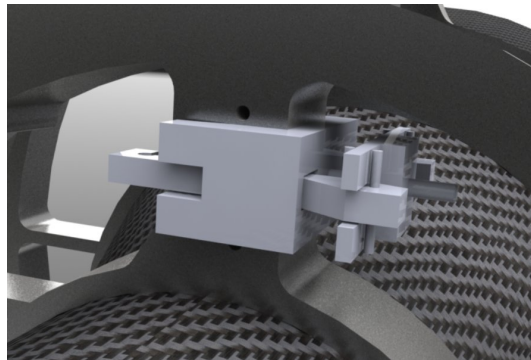


Abbildung 61: Verschlussmechanismus mit Greifarmen

Die Greifarme sollen die andere Hälfte des Endrings packen und zu sich heranziehen. Die Armhalterungen dienen zusätzlich als Führung, welche die zwei Hälften richtig zueinander positioniert. Durch eine Drehbewegung werden die Arme geschlossen bzw. geöffnet. Um es von außen zudrehen zu können, kommt eine bewegliche Welle zum Einsatz. Dieser Mechanismus übernimmt gleich mehrere Funktionen:

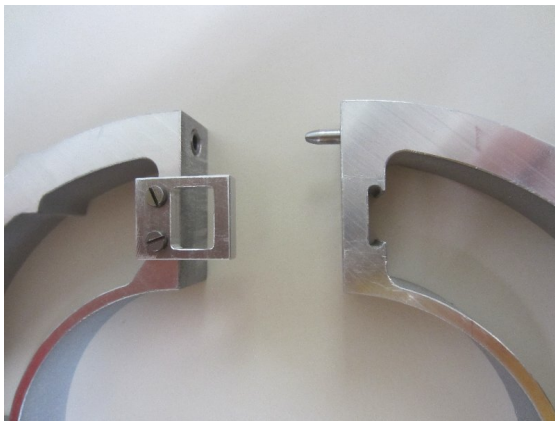
- Packt und zieht von selbst das Gegenstück heran, was ein Vorteil zur Verschraubung und zum Keil ist. In beiden Fällen müssen die Hälften vorher passend zusammengefügt werden, damit sie befestigt werden können.
- Die Halterungen dienen als Führung, womit man sich Zentrierung und Führung ersparen kann (siehe Kap. 7.1.6).
- Die Rotation dient als treibende Bewegung der Arme, wodurch die bewegliche Welle angewendet werden kann.
- Zudem wird es befestigt.

Nachteile sind: es ist ein komplexer Mechanismus und nimmt relativ viel Platz ein.

7.1.6 Zentrierung/Führung

Der erste Versuch eine Zentrierung zu erreichen, ist mit Hülsen und Stiften, wie auf den Abb. 62a und 62b erkennbar ist. Sie sind mit einer kleinen Abweichung für eine lockere Passung gefertigt. In den Endringteilen werden Löcher für Hülsen und Stifte eingebohrt. Während die zwei Hälften zusammengefügt werden, führt die Zentrierung dazu, die Teile definiert zueinander zu positionieren. Eine genaue Positionierung ist erforderlich. Es ist ungünstig wenn die Bauteile verschoben zusammengebaut werden. Dies wirkt sich auch auf die Positionen der Sensoren aus und erschwert auch den Aufbau der Lagen.

Am Testring wurde das Konzept der Zentrierung ausprobiert. Für zwei Bauteile, die sich über zwei Bohrungen verbinden, ist eine hohe Genauigkeit der Lochabständen erforderlich. Wenn kleine Abweichungen vorhanden sind, stimmen die Stifte mit den Hülsen nicht mehr überein. Um dies zu vermeiden wurde das Prinzip zunächst an zwei Platten ausprobiert (siehe Abb. 62b). Diese wurden übereinander gelegt und die Bohrungen in einem Prozess durchgeführt. Somit ist gewährleistet, dass der Abstand der beiden Bohrungen an beiden Teilen genau übereinstimmt. Mit der freien Hand muss man mit ein wenig Geschick die zwei Bauteile zusammenfügen. Bei kleinen Neigungen kommt es zur Reibung der Stifte an den Hülsen. Diese passen dann nicht mehr zusammen. Dies ist beim Aufbau der Tragestruktur, wo man mit der Hand nicht mehr rankommt, äußerst ungünstig. Hülsen und Stifte haben den Vorteil, dass sie simpel



(a) Stift und Buchsen am Testring



(b) Stift und Buchsen an Platten

Abbildung 62: Zentrierung mit Stifte und Buchsen

sind und anderen Bauteilen nicht im Weg stehen. Eine Lösung des Problems wäre ein konusförmiger Typ.

Eine Alternative wäre es eine Linearführung einzusetzen. In dem Fall würden wieder zwei solche Führungen zum Einsatz kommen. Grob besteht diese aus einer Buchse und einer Rollschiene. Bei der Führung ist es wichtig eine mit Kugellager zu wählen. Die mit Gleitlager sind zwar weniger komplex und beanspruchen weniger Platz, aber Schmieren ist erforderlich und somit ausgeschlossen. Der Vorteil ist, dass man einen längeren Bewegungsweg haben kann und dadurch mehr Spielraum für genaueres Zentrieren hat. Jedoch sind im Allgemeinen die Führungen nicht für Zentrieren vorgesehen. Aber wenn die Führungsschiene im Konus verläuft, kann man auch das erreichen.

Literatur

- [1] <https://i.ytimg.com/vi/nGCrrgXSE0k/sddefault.jpg>. abgerufen am 28.5.2016.
- [2] T. Abe, Z. Doležal, Kō-Enerugi-Kasokuki-Kenkyū-Kikō, M. Bračko, BELLE. Tsukuba, B. Golob, S. Korpar, P. Križan, S. Kupper, R. Pestotnik, et al. *Belle II Technical Design Report*. KEK Report. High Energy Accelerator Research Organisation, 2010.
- [3] Thomas Alef. Pxd - pixel vertex detector for belle ii. https://www.hep1.physik.uni-bonn.de/research/copy_of_depfet-active-pixel/pxd-pixel-vertex-detector-for-belle-ii. abgerufen am 28.5.2016.
- [4] Claude Amsler. Kern- und teilchenphysik. 2007.
- [5] C Arnault, PL Barberis, G Bassompierre, W Burkhardt, G Coignet, U Dosselli, P Heusse, F Montanet, and M Schneegans. A silica aerogel counter for large-acceptance hadron detection. *Physica Scripta*, 23(4B):710, 1981.
- [6] AJ Bevan, Boštjan Golob, Th Mannel, S Prell, BD Yabsley, H Aihara, F Anulli, N Arnaud, T Aushev, M Beneke, et al. The physics of the b factories. *The European Physical Journal C*, 74(11):1–928, 2014.
- [7] A. Bodek, William L. Marsh, M.V. Purohit, Priscilla S. Auchincloss, R. Blair, et al. Observation of Light Below Cherenkov Threshold in a 1.5-meter Long Integrating Cherenkov Counter. *Z.Phys.*, C18:289, 1983.
- [8] Michael Brand. Grundlagen fem mit solidworks 2010. *Grundlagen FEM mit SolidWorks 2010: Berechnungen verstehen und effektiv anwenden*, ISBN 978-3-8348-1306-0. Vieweg+ Teubner Verlag— Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, Wiesbaden, 2011, 1, 2011.
- [9] Guy D Coughlan and James Dodd. Elementarteilchen, 1996.
- [10] Immanuel Gfall. *Mechanical design of the Belle II Silicon Vertex Detector*. PhD thesis, uniwien, 2012.
- [11] G Grüninger. Möglichkeiten der krafteinleitung in faserverstärkte bauteile. *Kohlenstoff-und Aramidfaserverstärkte Kunststoffe*. VDI-Verlag, Düsseldorf, pages 123–154, 1977.
- [12] Konrad Kleinknecht. Detektoren für teilchenstrahlung. 2005.
- [13] C Könke. Methode der finiten elemente. *Skript, Bauhaus-Universität Weimar*, 2002.
- [14] S-W Lin, Y Unno, W-S Hou, P Chang, I Adachi, H Aihara, K Akai, K Arinstein, V Aulchenko, T Aushev, et al. Difference in direct charge-parity violation between charged and neutral b meson decays. *Nature*, 452(7185):332–335, 2008.
- [15] U Mathiak. Die methode der finiten elemente. *Skript, Hochschule Neubrandenburg*, 2010.

- [16] Frank Rieg, Reinhard Hackenschmidt, Bettina Alber-Laukant, Frank Rieg, Reinhard Hackenschmidt, and Bettina Alber-Laukant. Finite elemente analyse für ingenieure. 2014.
- [17] Helmut Schürmann. *Konstruieren mit Faser-Kunststoff-Verbunden*. Springer, 2005.
- [18] Frank Schwabe. Einspielen dreidimensionaler strukturen. <http://www.iam.rwth-aachen.de/forschung/festkoerper-und-strukturmechanik/einspielen-von-strukturen/einspielen-dreidimensionaler-strukturen/>. abgerufen am 29.08.2016.
- [19] Introducing SolidWorks. Solidworks corporation. *Concord, MA*, 2002.

Ich habe mich bemüht, sämtliche Inhaber der Bildrechte ausfindig zu machen und ihre Zustimmung zur Verwendung der Bilder in dieser Arbeit eingeholt. Sollte dennoch eine Urheberrechtsverletzung bekannt werden, ersuche ich um Meldung bei mir.

Anhang

Zusammenfassung

Die Arbeit betrifft die mechanische Konstruktion eines Detektors für ein Elektron-Positron Kollisionsexperiment am KEK in Japan, zur Erforschung der CP-Verletzung aus Zerfallskanälen des B-Systems. Die Trajektorien, der aus den Kollisionen entstehenden Teilchen, werden in einer zylindersymmetrischen Anordnung um den Vertex des Kollisionsbereichs der Elektronen und Positronen in einem homogenen Magnetfeld mit Hilfe von innen liegenden Pixeldetektor und Streifendetektor und weiter außen liegenden Driftkammer, Čerenkov-Zähler und Kalorimetern gemessen. Für eine störungsfreie, zylindersymmetrische Erfassung ist eine freitragende mechanische Struktur zur Befestigung des Silizium-Vertex-Detektors erforderlich.

Von den bekannten Werkstoffen erfüllen Faserverbundwerkstoffe aus hoch festen Kohlenstofffasern und Epoxidharz (CFK) die Anforderungen am besten. Der Preis für die hervorragenden Materialeigenschaften und deren zum Vorteil ausnützbaren Anisotropieeigenschaften ist eine numerische Festigkeitsrechnung, die komplizierter ist als für isotrope, üblicherweise metallische Werkstoffe.

Die vorliegende Master-Arbeit besteht nun in der numerischen Optimierung der freitragenden Konstruktion des Detektors hinsichtlich mechanischer Verschiebungen der Silizium-Streifendetektorschichten, hauptsächlich durch deren Eigengewicht, sowie in der numerischen Optimierung der Beanspruchung des Materials. Dafür wurde das Rechenprogramm Solid Works Simulation verwendet.

Abstract

This thesis deals with mechanical engineering aspects of a detector for an electron positron collision experiment at KEK in Japan for research of CP violation and decay modes of B-systems. The trajectories of the particles originating of the collisions are recorded in a homogenous magnetic field around the vertex of the collision region of the electrons and positrons, where in the inner region there are pixel- and strip detectors, and in the outer region drift chambers, Čerenkov counters and calorimeters. For an unperturbed, cylindrical symmetric detection a support free construction for carrying the silicon vertex detectors is necessary.

From all known materials carbon fiber reinforced epoxy resin products fulfill the requirements best. The effort to earn the advantages of the carbon fiber reinforced epoxy construction is a numerical calculation which is more complicated than this for homogenous materials. This master thesis deals with the numerical optimization of displacements of the free carrying support for the silicon strip detectors, originating mainly from the gravitation force. Although the mechanical strains of the parts of the support structure is numerically calculated. For the calculations the simulation software „Solid Works Simulation“ had been used.