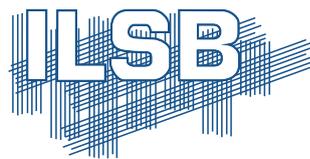




**TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
WIEN**  
Vienna University of Technology



---

## DIPLOMARBEIT

# Optimierung eines Leichtbau-Roboterarms

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung  
des akademischen Grades eines Diplom-Ingenieurs  
unter der Leitung von

o. Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Franz G. RAMMERSTORFER und  
Ass. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Isabella SKRNA-JAKL

Institut für Leichtbau und Struktur-Biomechanik (E317)

eingereicht an der Technischen Universität Wien  
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften  
von

Michael Peregrin PREISEL

E700/e0326209

Hauptstraße 61/1/4

3412 Kierling.

19. Juli 2010

---

## Kurzfassung

Der Armroboter ROMO — ein Produkt der Firma FERROBOTICS (4040 Linz, Österreich) — ist ein Industrieroboter, der zur Bewegung seiner Freiheitsgrade teilweise pneumatische Muskeln als Aktuatoren verwendet. Ein Paar solcher Muskeln agiert innerhalb des Oberarms in Form von Beuger und Strecker, um Drehbewegungen am Ellbogengelenk ausführen zu können.

Um den Energieverbrauch des Roboters zu senken bzw. das Beschleunigungsvermögen zu erhöhen, ist es zielführend, vor allem in der Nähe des Endeffektors durch den Einsatz von Leichtbaukonstruktionen Masse einzusparen. Dadurch motiviert, beschäftigt sich die vorliegende Arbeit mit der Entwicklung von Leichtbaukonzepten für die strukturellen Bauteile im Bereich des Oberarms. Derzeit ist die tragende Struktur des Oberarms als Stahlschweißkonstruktion ausgeführt. Diese besteht aus einem Stahlrohr und daran anschließenden, aus Plattenteilen zusammengesetzten Endknoten. Der Streckermuskel befindet sich innerhalb des Stahlrohrs. Der Beugermuskel ist unterhalb angeordnet und nach Demontage der (nicht tragenden) Außenverkleidung aus glasfaserverstärktem Kunststoff frei zugänglich.

Davon ausgehend ist das Ziel dieser Arbeit, für zwei alternative Trägertopologien geeignete Konstruktionskonzepte zu entwickeln, die eine deutliche Massensparnis ermöglichen. Im ersten Fall befindet sich das Muskelpaar innerhalb eines Rohres, im zweiten Fall soll die Trägerstruktur zwischen bzw. neben den Muskeln Platz finden. Es werden Strukturen aus Kohlenstofffaser-verstärkten Werkstoffen konzipiert, an deren Enden Knoten aus Aluminium anschließen. Einer der Endknoten dient zur Montage an die Schulterbaugruppe, der andere Endknoten nimmt ein Wälzlager auf, das das Ellbogengelenk darstellt.

Zur Auslegung der Trägerstrukturen werden Finite-Elemente-Modelle in Kombination mit mathematischen Optimierungsverfahren verwendet (Softwarepaket ALTAIR HYPERWORKS). Das Optimierungsziel ist, unter Einhaltung von vorgegebenen Mindeststeifigkeiten eine minimale Strukturmasse zu erreichen. Bei der Optimierung müssen des Weiteren die fertigungstechnischen Einschränkungen berücksichtigt werden, die sich aus der Produktion im Wickelverfahren bzw. dem Pultrusionsverfahren ergeben.

Die Optimierungsergebnisse werden fertigungsgerecht konkretisiert, anschließend wird deren Festigkeit überprüft. Dazu werden vier versagensrelevante Lastfälle definiert, die bei der Überlagerung äußerer Lasten im Betrieb eintreten können.

Neben den Faserverbundträgern wird in einem Extrakapitel der Frage nachgegangen, inwieweit sich die Trägermasse bei Ersatz des hohlen Stahlrohrs durch ein mit Aluminiumschaum gefülltes Stahlrohr gleicher Steifigkeit verändert.

Weiters werden, um für das Konzept des außenliegenden Rohrs geeignete Designvorschläge für die Endknoten zu erhalten, Topologieoptimierungen durchgeführt.

Mit einem Vergleich zwischen den mechanischen Eigenschaften der verschiedenen Trägerstrukturen und einer aktuellen Kostenabschätzung wird die Arbeit abgeschlossen.

## Notation

In Anlehnung an das Buch „Schürmann - Konstruieren mit Faser-Kunststoff-Verbunden“ [20] wird folgende allgemeine Notation verwendet:

### Abkürzungen

DOF	<i>degree of freedom</i> (Freiheitsgrad)
KOS	Koordinatensystem
CFK	kohlenstofffaserverstärkter Kunststoff
GFK	glasfaserverstärkter Kunststoff
UD-Schicht	unidirektional faserverstärkte Schicht
ILSS	<i>interlaminar shear strength</i> (interlaminare Scherfestigkeit)
IPSS	<i>in-plane shear strength</i> (Scherfestigkeit der Einzelschicht)

### Symbole

$q_i$	Roboterachse, die zum Freiheitsgrad DOFi gehört
$\varphi_i$	Lagewinkel zwischen Roboterglied ( $i - 1$ ) und Roboterglied ( $i$ ) (Achse $q_i$ )
$\vec{e}_{ix}, \vec{e}_{iy}, \vec{e}_{iz}$	Einheitsvektoren zum lokalen Koordinatensystem des Roboterglieds $i$
$M_i$	Moment, das um die Achse $q_i$ wirkt
$y_e$	lokale y-Koordinate mit Ursprung im Lagermittelpunkt des Ellbogens
$F_N, F_{QX},$ $F_{QZ}, M_{BX},$ $F_{QX}, F_{QX}$	Lokale Schnittgrößen an der Stelle $y_e$
$E_{\parallel}, E_{\perp}$	Längs- bzw. Quer-Elastizitätsmodul einer UD-Schicht
$G_{\perp\parallel}$	Quer-Längs-Schubmodul einer UD-Schicht
$R_{\parallel}^+, R_{\parallel}^-$	Längs-Zug- bzw. Druckfestigkeit einer UD-Schicht
$R_{\perp}^+, R_{\perp}^-$	Quer-Zug- bzw. Druckfestigkeit einer UD-Schicht
$R_{\perp\parallel}$	Quer-Längs-Schubfestigkeit einer UD-Schicht
$\varphi$	Winkel zwischen der 1,2-Ebene und der Normalen einer faserparallelen Schnittenebene der UD-Schicht

### Indizes

1,2,3	Bezug auf Schicht-Koordinatensystem
x,y,z	Bezug auf Laminat-Koordinatensystem
$\parallel, \perp$	„längs“, „parallel“ bzw. „quer“, „senkrecht“ zur Ausrichtung der Fasern.
0	Startpunkt, Ausgangszustand
f	<i>fabric</i> (Gewebe)
c	<i>crossed</i> (überkreuzt gewickelte Einzelschicht)

### Farben

$\rightarrow$ blau	Einheitsvektor
$\rightarrow$ gelb	Kraftvektor
$\rightarrow$ rot	Momentenvektor
grün	Struktur (Hervorhebung)

# Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Ausgangssituation und Zielsetzung	4
2.1	Allgemeine Eigenschaften des FERROBOTICS ROMO	4
2.1.1	Allgemeine Spezifikationen	4
2.1.2	Kinematische Kette	5
2.1.3	Teach-In und Betrieb	6
2.1.4	Umgebungsbedingungen	6
2.2	Beschreibung des Oberarms	7
2.2.1	Mechanische Struktur - Überblick	7
2.2.2	Aktuatoren	8
2.2.3	Sensorik	10
2.3	Zielsetzung	10
3	Modellbildung	12
3.1	Definition der Betriebslasten	12
3.1.1	Maximale Querkraft — Lastfälle A und B	15
3.1.2	Maximale Axialkraft — Lastfälle C und D	18
3.1.3	Zusammenfassung	20
3.2	Mindestsicherheiten gegen Versagen und Steifigkeitsanforderungen	22
3.2.1	Mindestsicherheiten gegen Versagen	22
3.2.2	Steifigkeitsanforderungen	25
4	Strukturoptimierung	32
4.1	Optimierungsmethoden als Werkzeuge der Produktentwicklung	32
4.1.1	Optimierungsdisziplinen in der Strukturmechanik	33
4.1.2	Rechnergestützte Optimierungsverfahren	34
4.2	Mathematische Optimierung mit ALTAIR OPTISTRUCT	36
4.2.1	Optimierungs-Setup	37
4.2.2	Iteratives Lösungsverfahren	38
4.2.3	Dimensionierung	41
4.2.4	Topologieoptimierung	43
5	Konzepte für die Konstruktionsvarianten	47
5.1	Topologische Neuaufteilungen	47
5.2	Konzept »Muskeln intern«	49
5.2.1	Rohrherstellung durch die Wickeltechnik	49
5.2.2	Rohrherstellung durch das Pultrusionsverfahren	53
5.2.3	Herstellung der Knotenbauteile	54

5.3	Konzept »Muskeln extern«	55
5.3.1	Profilherstellung durch das Pultrusionsverfahren	55
5.3.2	Herstellung der Knotenbauteile	56
6	Konstruktionsvariante »Muskeln intern«	57
6.1	Optimierung des Lagenaufbaus des gewickelten CFK-Rohrs	57
6.1.1	Bestimmung der Vorzugs-Orientierungen	58
6.1.2	Konkretisierung des Lagenaufbaus	62
6.1.3	Kontrolle der Sicherheiten gegen Versagen	67
6.2	Optimierung des Lagenaufbaus des pultrudierten CFK-Rohrs	72
6.2.1	Bestimmung der Vorzugs-Materialverteilung	72
6.2.2	Bestimmung der Mindest-Einzelschichtdicken	73
6.2.3	Konkretisierung des Lagenaufbaus	74
6.2.4	Kontrolle der Sicherheiten gegen Versagen	74
6.3	Topologieoptimierung der Knoten	78
6.3.1	Modellierung des Ellbogenknotens	79
6.3.2	Modellierung des Schulterknotens	81
6.3.3	Lastdefinitionen	84
6.3.4	Erste Optimierungsläufe	85
6.3.5	Zweite Optimierungsläufe	91
7	Konstruktionsvariante »Muskeln extern«	96
7.1	Optimierung des Lagenaufbaus der CFK-Struktur	96
7.1.1	Bestimmung der Vorzugs-Orientierungen	97
7.1.2	Konkretisierung des Lagenaufbaus	101
7.1.3	Kontrolle der Sicherheiten gegen Versagen	101
8	Steifigkeitsbezogener Massevergleich zwischen hohlen und schaumgefüllten Profilen	106
8.1	Charakterisierung von Aluminiumschäumen	106
8.1.1	Kenngrößen	107
8.2	Vergleichsrechnung	108
8.2.1	Materialdaten	109
8.2.2	Biegesteifigkeit	109
8.2.3	Festigkeit	111
9	Ergebnisse im Vergleich zur Originalkonstruktion	113
9.1	Masse	113
9.2	Steifigkeiten	115
9.3	Sicherheiten gegen Versagen	117
9.4	Kostenvergleich	118
9.5	Diskussion der Ergebnisse und Ausblick	118
9.5.1	Diskussion der Variante »Muskeln intern«	118
9.5.2	Diskussion der Variante »Muskeln extern«	121
10	Zusammenfassung der Diplomarbeit	124
	Literaturverzeichnis	126

# 1 Einleitung

Ursprünglich wurden Armroboter in den 1950er Jahren für sicherheitskritische Anwendungsgebiete entwickelt. Heutzutage spielen sie in erster Linie in Industrieanlagen eine Rolle, wo sie zur Steigerung von Effizienz und/oder Qualität unterschiedlichster Arbeitsprozesse eingesetzt werden. Die Palette der möglichen Anwendungsgebiete erweitert sich gegenwärtig zusehends. Dies ist auf die Entwicklungsfortschritte mehrerer „Zuliefertechnologien“ zurückzuführen. Dazu können vor allem die Informatik, aber auch Bereiche wie die Energieversorgung, sowie die Weiterentwicklung von Aktuatoren, um nur einige zu nennen, gezählt werden.

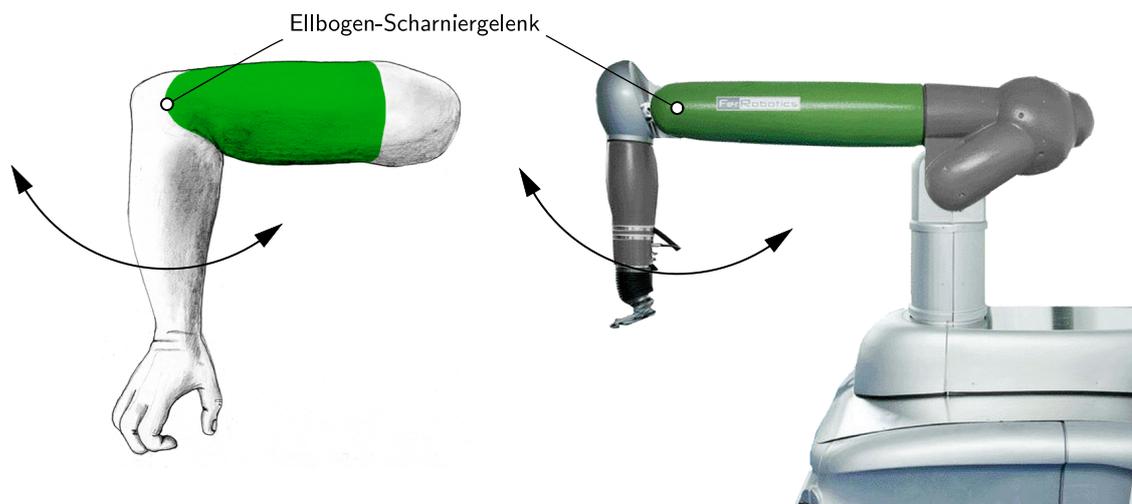
Um automatisierte Abläufe zu ermöglichen, werden im Allgemeinen *kinematische* Daten programmiert, denen der Roboter *strikt* folgt. Im industriellen Betrieb arbeiten in der Regel Roboter und Mensch aus Sicherheitsgründen räumlich getrennt, bis der Prozess unterbrochen und gegebenenfalls neu definiert wird.

Für manche Aufgaben sind jedoch flexiblere Lösungen wünschenswert oder auch notwendig. Dazu ein Beispiel:

Ein Mensch, der ein Trinkglas vom Tisch heben möchte, wird im ersten Schritt die Hand aufgrund optisch erfasster Eindrücke (räumliches Sehen) bis in die Nähe des Glases führen — ein Herantasten bei geschlossenen Augen würde länger brauchen. Das Ergreifen des Glases wird jedoch primär mithilfe des Tastsinns durchgeführt, um die angestrebte Spannkraft im sinnvollen Bereich zwischen Durchrutschen und Zerdrücken des Glases zu erreichen — die Verwendung des Sehsinns wäre hier nicht zielführend, da keine konkrete Fingerstellung sondern ein bestimmter Kraftschluss ausschlaggebend ist.

Der Armroboter ROMO der Firma FERROBOTICS (4040 Linz, Österreich) ahmt das beschriebene Tastverhalten nach. Sowohl die Geometrie (Proportionen, Wahl der Freiheitsgrade) als auch die Sensorik und Aktorik des ROMO sind einem menschlichen Arm nachempfunden (Abb. 1.1). Um kraftsensitives Arbeiten zu ermöglichen, werden für einen Teil der Freiheitsgrade pneumatische Muskeln als Aktuatoren verwendet. Diese haben darüberhinaus den Vorteil, gegen stoßartige Lasteinleitung weitaus verträglicher zu sein, als dies bei gewöhnlichen, elektromechanisch angetriebenen Roboterkonzepten der Fall ist. Das Ergebnis ist ein Armroboter mit stark erweitertem Anwendungsspektrum, der auch interaktiv mit Menschen zusammenarbeiten kann.

Der Wunsch nach hoher Dynamik im Betrieb ist ein Argument dafür, die bewegte Systemmasse gering zu halten und sich für eine Leichtbaukonstruktion zu entscheiden. Dabei wird ein möglichst geringes Verhältnis von Roboter-Eigenmasse zu Lastmasse angestrebt. Beide Massenkomponten tragen zum Energiebedarf des Roboters im Betrieb bei — Energieverbräuche treten durch statische Gewichtskräfte (Potentialänderung bei Bewegung des Massenmittelpunkts), dynamische Massenkräfte sowie äußere Kräfte (Betriebslasten am Endeffektor) auf. Während der Roboter für eine bestimmte, maximale Lastmasse ausgelegt wird, bietet die



**Abbildung 1.1:** Menschlicher Arm — FERROBOTICS ROMO. Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der grün markierten Oberarmstruktur, die den Beuger- und den Streckermuskel in sich birgt. Diese Muskeln ermöglichen die Bewegung um den rotatorischen Freiheitsgrad des Ellbogengelenks.

tragende Struktur Spielraum für eine Gewichtsreduktion.

Masseneinsparungen bringen den Vorteil, bei gleichem Energieaufwand höhere Beschleunigungen erreichen zu können, oder — bei unveränderter Kinematik — den Energieverbrauch im Betrieb zu senken. In der Nähe des Endeffektors sind die Einsparungen am „wertvollsten“, da dort im Betrieb eines stationären, seriellkinematischen Roboters die höchsten Absolutbeschleunigungen zu erwarten sind. Im Falle des Armroboters ROMO sind vor allem die Unterarmstruktur sowie, wenngleich in geringerem Maße, auch die Oberarmstruktur betroffen.

Auf der Grundlage dieser Motivation werden in der vorliegenden Arbeit für die bestehende *tragende Oberarmstruktur* mögliche alternative *Designkonzepte*, basierend auf der Verwendung von Verbundwerkstoffen, entwickelt, analysiert und beurteilt:

- In Kapitel 2 wird die bestehende Original-Konstruktion beschrieben. Veränderliche Parameter, Randbedingungen sowie die von FERROBOTICS gewünschten Konstruktionsvarianten werden erläutert.
- Kapitel 3 widmet sich der Ermittlung der Betriebslasten und den mechanischen Anforderungen, die sich aus den Eigenschaften der Originalkonstruktion ergeben.
- Für die Entwicklung der alternativen Designkonzepte wird als wesentliches Werkzeug Optimierungssoftware unter Verwendung der Finite-Elemente-Methode benutzt. Kapitel 4 gibt einen kurzen Überblick über deren Rolle in der Produktentwicklung, sowie über ihre Funktionsweise und Anwendung. Dabei werden speziell das eingesetzte Softwarepaket ALTAIR HYPERWORKS vorgestellt und die für diese Arbeit benutzten Optimierungsdisziplinen erläutert.
- In Kapitel 5 werden die beiden grundlegenden Konzepte für die zu entwickelnden Konstruktionsvarianten der tragenden Oberarmstruktur genauer erklärt und die Entwicklungsschritte gegenübergestellt.

- 
- Kapitel 6 dokumentiert die Entwicklungsschritte der Konstruktionsvariante »Muskeln intern« im Detail. In erster Linie geht es um die Optimierung des Lagenaufbaus der Composite-Struktur. Danach wird die Topologie der Aluminium-Knotenbauteile optimiert, um Gestaltungskonzepte ableiten zu können.
  - In Kapitel 7 wird in Analogie zu Kapitel 6 die zweite Konstruktionsvariante »Muskeln extern« behandelt.
  - Als weitere, alternative Trägerstruktur wird in Kapitel 8 die Befüllung von Stahlrohren mit Aluminiumschaum untersucht. Unter Einhaltung der Ausgangssteifigkeiten zeigt eine analytische Vergleichsrechnung, in welchem Ausmaß sich die Masse ändert.
  - Die gewonnenen Lösungen werden im Kapitel 9 sowohl anhand technischer Parameter wie auch hinsichtlich der zu erwartenden Herstellungskosten im Vergleich zur Originalkonstruktion beurteilt.
  - Kapitel 10 fasst schließlich den Inhalt der Diplomarbeit zusammen.

## 2 Ausgangssituation und Zielsetzung

Im Rahmen dieser Arbeit sollen für den Armroboter ROMO unter der Verwendung von Verbundwerkstoffen zwei mögliche Designkonzepte für die Oberarmstruktur erarbeitet werden. Dazu dient das bestehende Produkt als Referenz.

Das Ziel der Arbeit ist, Komponenten zu entwickeln, die bei geringerer Masse idealerweise die selben mechanischen Eigenschaften (Steifigkeiten, Sicherheiten gegen Versagen) und die selbe Funktionalität wie die derzeitige Ausführung aufweisen.

Im Zuge der Neuentwicklung der tragenden Struktur ändert sich auch die Topologie der Bauteile bzw. der Baugruppe. Damit stehen die mechanischen Vergleichsparameter in einem anderen Verhältnis zueinander als im ursprünglichen Zustand. Dies läuft darauf hinaus, dass nur für einen dieser Parameter der Sollwert punktuell getroffen werden kann. Die anderen Eigenschaften dürfen ihre Sollwerte in Form von Mindeststeifigkeit oder Mindestsicherheit gegen Versagen zwar übersteigen, bei Unterschreitung muss jedoch das Konzept geändert oder verworfen werden.

Um alle an die Struktur gestellten Anforderungen genau erfassen zu können, muss zuvor das Originalprodukt im Detail studiert werden. Daher wird in diesem Kapitel kurz auf die relevanten, allgemeinen Produktmerkmale des Roboters in seiner bestehenden Form eingegangen. Die an die Oberarmstruktur gestellten, mechanischen Anforderungen, die für diese Arbeit im Vordergrund stehen, werden im Kapitel 3 gesondert behandelt.

### 2.1 Allgemeine Eigenschaften des FERROBOTICS ROMO

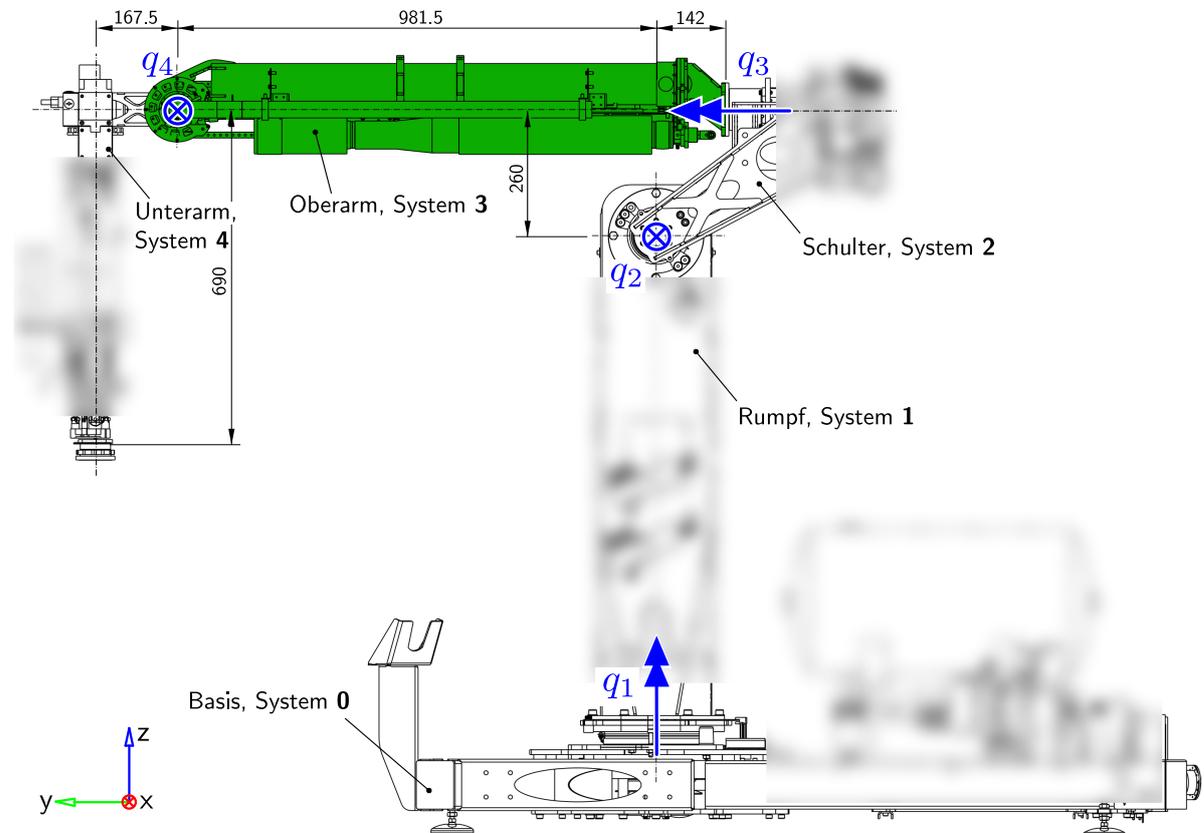
Dieser Abschnitt gibt über die wichtigsten Eckdaten des Gesamtprodukts einen Überblick (siehe Tab. 2.1). Im Folgeabschnitt 2.2 wird speziell auf die Eigenschaften des Oberarms eingegangen.

#### 2.1.1 Allgemeine Spezifikationen

**Tabelle 2.1:** Wichtigste Produktmerkmale für den Anwender.

Gewicht ohne Zubauten:	200 kg	Reduzierte Geschwindigkeit:	250 mm s <sup>-1</sup>
Max. Reichweite:	2000 mm	Kontaktgenauigkeit:	exakt
Max. Arbeitslast:	5 kg	Wiederholgenauigkeit:	±2 mm
Max. Geschwindigkeit:	120° s <sup>-1</sup>		

## 2.1.2 Kinematische Kette



**Abbildung 2.1:** Abbildung der Original-Konstruktion - Darstellung der Strukturbauteile und Aktuatoren. Die Bezeichnungen legen die Nomenklatur innerhalb dieser Arbeit fest.

Vergleiche mit Abb. 2.1: Der Roboterarm weist eine serielle Kinematik auf und besitzt folgende Freiheitsgrade:

- DOF1: Dreht den Rumpf gegenüber der Basis um die vertikale Achse  $q_1$
- DOF2: Schwenkt die Schulter<sup>1</sup> und alle weiteren Anbauten um die horizontale Achse  $q_2$  nach oben und unten
- DOF3: Dreht den Oberarm bezüglich seiner Längsachse  $q_3$
- DOF4: Schwenkt den Unterarm samt Tool um die zum Oberarm normal stehende Achse  $q_4$ . Die Ansteuerung am Ellbogengelenk erfolgt durch die beiden im Oberarm befindlichen Luftmuskeln.
- DOF5–DOF7: Im Strukturabschnitt »Unterarm–Handgelenk–Tool« sind weitere 3 Freiheitsgrade untergebracht, wobei im Unterarm ebenfalls Luftmuskeln zum Einsatz kommen.

1 Der Analogie zum menschlichen Arm entsprechend wird die Struktur im Bereich des 2. und 3. Freiheitsgrads in weiterer Folge als „Schulter“ bezeichnet, jene beim 4. Freiheitsgrad als „Ellbogen“. Die verbindende Trägerstruktur wird „Oberarm“ genannt.

Auf diese Freiheitsgrade wird jedoch hier nicht weiter eingegangen, da sie auf die vorliegende Arbeit keinen Einfluss haben.

Mit diesen 7 Freiheitsgraden ist der Roboter im kinematischen Sinne redundant, da theoretisch 6 Freiheitsgrade ausreichen würden, um mit dem Endeffektor jede beliebige Lage im Aktionsraum zu erreichen. In der Praxis ist jedoch aufgrund eingeschränkter Aktuatoren-Winkelbereiche sowie zur Kollisionsvermeidung der Einzelglieder ein zusätzlicher Freiheitsgrad hilfreich bzw. notwendig [23].

### 2.1.3 Teach-In und Betrieb

Im Teach-In Modus können alle Glieder des Roboters entsprechend des zulässigen Aktionsraums in Position gebracht werden. Dazu wird der Unterarm von Hand an einem Griff geführt. Dies wird durch die Gestaltung des Arms erleichtert, dessen Massenverteilung sich annähernd in der Balance bezüglich  $q_2$  befindet. Durch geregelte Druckbeaufschlagung der Muskeln wird für den Benutzer eine gefühlte „Schwerelosigkeit“ des Endeffektors simuliert. Die angefahrenen Positionen werden messtechnisch erfasst und gespeichert. Zwischen den Haltepunkten wird numerisch interpoliert, um daraus Bahnkurven ableiten zu können.

Der Roboter lässt sich »online« im »Playback-Verfahren«<sup>1</sup> programmieren, wodurch eine schnelle und flexible Adaptierung der Arbeitsabläufe ermöglicht wird. Auch sind in diesem Modus für den Anwender keine speziellen Programmierkenntnisse auf Code-Ebene erforderlich.

### 2.1.4 Umgebungsbedingungen

Relevante Umgebungsbedingungen:

- *Der Roboter ist so ausgelegt, dass er (lokal) Temperaturen bis max. 60°C ausgesetzt werden kann.* Im Betrieb ist der Bereich von 10°C bis 35°C erlaubt.
- *Feuchtigkeitseinflüsse können vernachlässigt werden.* Die relative Luftfeuchtigkeit darf nicht höher als 60% sein. Spritzwasser und kondensierende Luftfeuchtigkeit werden ausgeschlossen.
- Der Roboter darf nicht Benzin, Öl oder Lösungsmitteln sowie keiner übermäßigen Staub- und Schmutzbelastung ausgesetzt werden.
- Es wird vorausgesetzt, dass von Seiten der Fundamentierung der Roboter keinen übermäßigen Vibrationen ausgesetzt wird.

---

<sup>1</sup> *Online* bedeutet im Jargon „direkt am Gerät vor Ort“. Es wird der Endeffektor von Hand direkt geführt und die Bahnkurve dabei „aufgezeichnet“. Im Betrieb führt der Roboter *Playbacks* durch.

## 2.2 Beschreibung des Oberarms

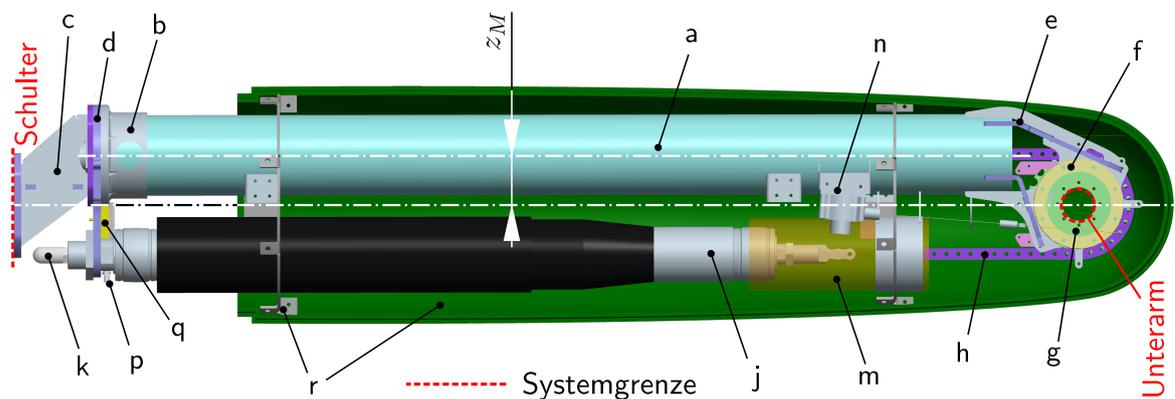
### 2.2.1 Mechanische Struktur - Überblick

Vergleiche mit Abb. 2.2: In der Original-Konfiguration befindet sich ein Luftmuskel innerhalb eines Stahlrohrs a, das die Trägerstruktur zwischen Ellbogen und Schulter bildet. Der andere Luftmuskel j befindet sich unterhalb und ist wie die restlichen Komponenten (bei demontierter Außenhülle) frei liegend angeordnet.

Die gesamte tragende Struktur besteht aus unlegierten Stählen. Die meisten Einzelteile sind mittels Laserschneidtechnik aus Platten geschnitten und miteinander verschweisst. Der Ellbogenknoten ist aus Plattenteilen zu einer Konsole e zusammengesetzt. Er trägt den Außenring des Ellbogenlagers f und ist über sechs Stege mit dem Rohrende verschweißt. Am Schulter-Ende ist das Rohr mit einer Muffe b verschweißt, die über zwei verschraubte Bauteile (Lagerplatte d, dient zur Befestigung der ruhenden Muskelenden, sowie Konsole c) eine Verbindung zum Drehgelenk für Rotationen um die Achse  $q_3$  herstellt. Wie in Abb. 2.2 ersichtlich, verläuft an dieser Stelle die Systemgrenze der Oberarmstruktur.

Die beiden beweglichen Muskelenden sind über die Kette h miteinander verbunden. Die Kette umschlingt ein mit dem Unterarm-Montageflansch g verschraubtes Kettenrad. Dieses System aus Kette und Kettenrad erzeugt aus den translatorischen Muskelbewegungen die Drehbewegung des Ellbogengelenks (DOF4) und führt die Muskelkräfte in das entsprechende Drehmoment über. Weiters ist der Innenring des Kreuzrollenlagers f über den Bauteil g mit der Unterarmstruktur fest verbunden. Dies stellt die zweite Systemgrenze der Oberarmstruktur dar.

Das bewegliche Ende des Beugermuskels j wird durch ein Rohr m geführt, das den Muskel im drucklosen Zustand in Position hält. Für den Streckermuskel ist die Führung durch das Stahlrohr a gegeben. Im Betrieb kommt es für beide Muskeln zu keinem Kontakt mit der umgebenden Struktur.



**Abbildung 2.2:** Seitenansicht der Oberarmkonstruktion (Verkleidungsteile teilweise entfernt, Systemgrenze als Abgrenzung zu Schulter- und Unterarm-Baugruppe);  
a - Tragendes Stahlrohr, b - Rohrmuffe, c - Schulterkonsole, d - Lagerplatte, e - Ellbogenkonsole,  
f - Kreuzrollenlager, g - Montageflansch, h - Kette, j - Pneumatischer Muskel, k - Druckluftfitting  
(Energie), m - Führungsrohr Beugermuskel, n - Seilzugsensor, p - Druckluftfitting (Messung),  
q - Drucksensoren, r - Verkleidungsteile;  $z_M$  bezeichnet den Versatz der Achse des Stahlrohrs zur  
Lagerkraft des Ellbogenlagers, die aus den Muskelkräften resultiert.

Durch den Einsatz eines Seilzugsensors  $n$  in Kombination mit einer beim Ellbogenlager untergebrachten Gabellichtschranke (nicht dargestellt) wird die Winkellage von  $q_4$  bestimmt.

Alle zur Steuerung der Freiheitsgrade 5–7 an Unterarm bzw. Tool erforderlichen Kabel und Druckleitungen werden durch den Innenring des Lagers geführt und lassen sich in der Nähe davon einzeln mit Steckkupplungen trennen.

Die festen Enden der Muskeln sind mit der Lagerplatte  $d$  verschraubt. In Abb. 2.2 sind nur die Druckluftanschlüsse des Beugermuskels sichtbar, jene des Streckers sind in der Konsole  $c$  verborgen. Der in der Muskelachse liegende Anschluss  $k$  dient zur Druckbeaufschlagung. Der kleinere Fitting  $p$  ist mit einem der beiden Drucksensoren  $q$  verbunden, die in unmittelbarer Nähe auf der Lagerplatte  $d$  untergebracht sind.

In Grün gefärbt ist eine Hälfte der Außenverkleidung  $r$  sichtbar. Mittels zweier Stahlreifen ist sie mit dem tragenden Rohr  $a$  verbunden. Zusammen mit der anderen Verkleidungshälfte (nicht dargestellt) wird nahezu die ganze Oberarmstruktur abgedeckt. Die Verkleidung der Schulter (Struktur im Bereich von  $q_2$  bis  $q_3$ ) ragt bis 250 mm über die Systemgrenze (siehe Abb. 2.2) der Oberarmstruktur herein. Daher endet hier, um Drehungen um  $q_3$  zu ermöglichen, die Oberarmverkleidung mit einem stufenförmigen Überlappungsbereich. Ellbogenseitig ist die vordere, nicht dargestellte Hälfte der Verkleidung geteilt, um sie auch bei montiertem Unterarm abnehmen zu können.

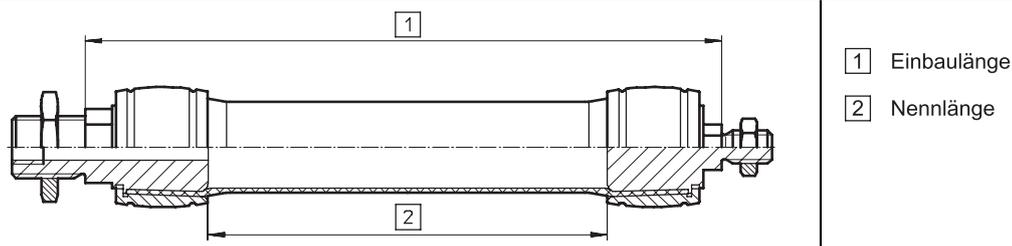
### 2.2.2 Aktuatoren

Die pneumatischen Muskeln, die als Aktuatoren für den Freiheitsgrad des Ellbogens  $q_4$  zum Einsatz kommen, werden als Zulieferteile aus dem Standardprogramm für »Fluidic Muscles DMSP« von FESTO (Deutschland) bezogen. Sie bestehen aus einem schlauchförmigen, faserverstärkten Gummibalgl (Chloropren-Kautschuk mit Aramid-Faserverstärkung), der mit Endstücken aus Aluminium luftdicht verschlossen ist (vgl. Abb. 2.3). Durch eine spezielle Wahl der Faserbündel-Orientierungen im Schlauch kommt es infolge einer Druckbeaufschlagung zu einer Aufweitung in radialer Richtung, die in axialer Richtung zu einer Kontraktion des Muskels führt.

#### Fluidic Muscle DMSP, mit gepresster Anbindung

FESTO

AM-CM - pneumatischer Anschluss axial, einseitig

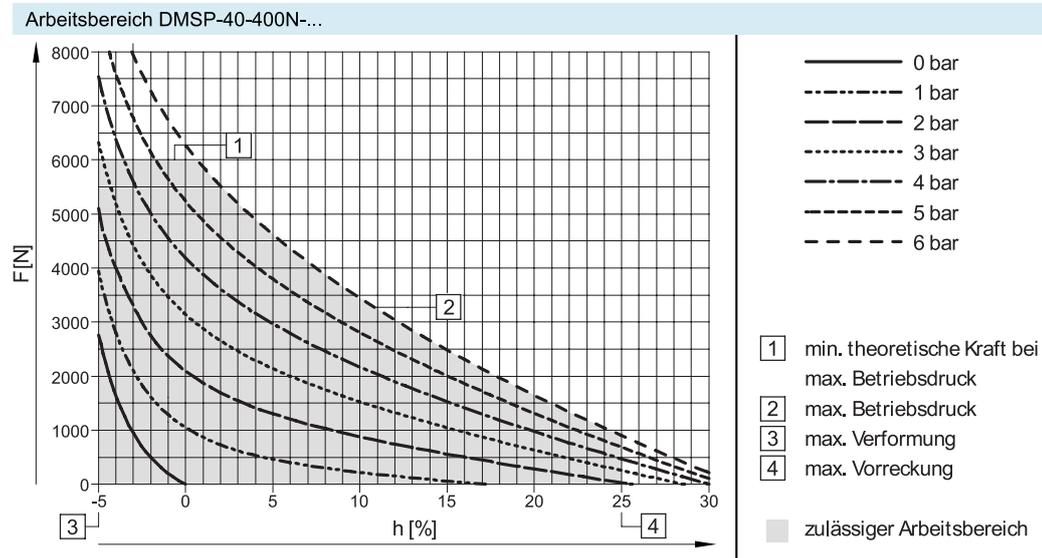


**Abbildung 2.3:** Darstellung eines FESTO DMSP Luftmuskels im Halbschnitt (Quelle: Prospekt FESTO Fluidic Muscle DMSP/MAS, 2008/09)

Die pneumatischen Muskeln arbeiten somit als Linearmotoren, die entweder bei gegebener Länge eine bestimmte Kraft ausüben oder bei gegebener äußerer Kraft ihre Länge anpassen. Dieser Zusammenhang zwischen Kraft und Länge kann in verschiedensten Anwendungen technisch

nutzbar gemacht werden. Er ist nichtlinear und von der Druckbeaufschlagung abhängig (siehe Kurvenschar in Abb. 2.4).

### Fluidic Muscle DMSP, mit gepresster Anbindung

**FESTO**


**Abbildung 2.4:** Zusammenhang zwischen Kontraktion  $h$  und Axialkraft  $F$  als Parameterschar für verschiedene Innendrucke eines FESTO DMSP (hier für einen Muskel mit „Normlänge“  $l = 10 \cdot d$ )

Die Ansteuerung des rotatorischen Freiheitsgrades DOF4 wird durch ein Paar solcher Aktuatoren umgesetzt, das analog zur menschlichen Oberarmmuskulatur als Beuger- und Streckermuskel agiert. Durch Aufhängung an einer um  $180^\circ$  umgelenkten Kette werden bei gegengleicher Längenänderung der beiden Muskeln Drehbewegungen am Kettenrad erzeugt.

Je nach Druckbeaufschlagung lässt sich das Verhältnis zwischen Axialkraft und Muskelkontraktion einstellen und infolgedessen eine Kraftregelung in diesem Freiheitsgrad erreichen. Durch die elastische Verformbarkeit und die guten Dämpfungseigenschaften der Muskeln, kann der Roboter Objekte „gefühlvoll“ manipulieren und ist verträglich gegenüber stoßhafter Kräfteinleitung am Endeffektor.

Die Muskeln können keine nennenswerten Druckkräfte in axialer Richtung aufnehmen, da die Muskelhülle bei Druckbeanspruchung sehr bald ihre Stabilität verliert. Infolgedessen müssen die Muskeln in allen Betriebszuständen durch eine permanent geregelte Druckbeaufschlagung vorgespannt sein und unter Zugbeanspruchung gehalten werden.

Bei Beaufschlagung mit Maximaldruck und voller Kontraktion erreichen die Muskeln den doppelten Durchmesser des drucklosen Zustands. Zur Beurteilung des Platzbedarfs werden daher für die verwendete Dimension »DMSP-40-760-AM-CM-SA« des pneumatischen Muskels (druckloser Durchmesser  $d = 40$  mm) unter Berücksichtigung eines Spielraums  $s$  non-Designspaces in Form von Zylindern mit  $D = 2d + 2s = 2 \cdot 40 + 5 = 85$  mm angenommen. Der eingesetzte Typ kann Axialzugkräfte von bis zu 6 kN erzeugen und seine Länge um bis zu 25% verkürzen.

Es sind verschiedene Ausführungen der Muskeln erhältlich, wobei die Fittings an den Enden axial oder radial angeordnet sein können.

### 2.2.3 Sensorik

*Druck:* Um die Druckbeaufschlagung der pneumatischen Muskeln zu erfassen, werden an deren unbeweglichen Enden zusätzliche Fittings verwendet (siehe Abb. 2.2, p). Von dort führen Leitungen zu zwei Druckmesssensoren, die auf der Lagerplatte neben den Muskeln angebracht sind. Fittings und Sensoren müssen auch bei den alternativen Oberarm-Konzepten zugänglich bleiben. Es besteht jedoch die Möglichkeit, Abzweigungen über separate T-Kupplungen in den Druckschläuchen zu verwenden. Die Drucksensoren sollen möglichst nahe der Anschlüsse untergebracht werden, um die Messungen nicht zu stark zu verfälschen.

*Drehwinkel:* Bei Industrierobotern wird der Drehwinkel in den Gelenken zumeist über digitale optoelektronische Inkrementalgeber (Auflösung des Rotationswinkel in der Größenordnung von 2000–6000 Diskretisierungsstufen je voller Umdrehung) erfasst. Beim Ellbogengelenk zwischen Ober- und Unterarm des ROMO geschieht dies über einen Seilzugsensor, der an den Kettentrieb des Unterarm-Antriebes gekoppelt ist. Das Seil wird dort in einer Ringnut des Nabenkörpers geführt. Für die Positionierung des Sensors ist zu beachten, dass die Seilführung tangential zu der Ringnut liegen muss.

## 2.3 Zielsetzung

Für die beschriebene Oberarmkonstruktion sollen auf Basis von zwei verschiedenen Designkonzepten Trägerstrukturen entwickelt werden, die sich in ein tragendes Profil und daran anschließende Knotenbauteile aufgliedern:

- Designkonzept 1 — »Muskeln intern«: Die tragende Struktur ist in Form eines Rohres außerhalb beider Muskeln angeordnet.
- Designkonzept 2 — »Muskeln extern«: Die tragende Struktur liegt neben bzw. zwischen den beiden Muskeln — eine geeignete Geometrie muss gefunden werden.

Die Details der Zielsetzung werden in *Festwertforderungen* **F** (quantitativ beschreibbar, unabdingbar), *Zielforderungen* **Z** (qualitativ beschreibbar, Optimum anzustreben) und *Wunschforderungen* **W** (optional) unterteilt, und beziehen sich auf beide Varianten (Tab. 2.2):

**Tabelle 2.2:** Zielsetzungen

Typ	Forderung
<b>F</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Die Trägerstruktur zwischen den Knoten muss mindestens die selbe Biegesteifigkeit <math>EI</math>, axiale Drucksteifigkeit <math>EA</math> und Torsionssteifigkeit <math>GI_T</math> wie das Stahlrohr der Originalkonstruktion aufweisen.</li> <li>• Die Trägerstruktur muss bei den zu erwartenden, kritischen Betriebslastfällen mindestens die Sicherheiten gegen Versagen einhalten, die das Stahlrohr aufweist. Eine genauere Spezifikation der Versagenskriterien erfolgt in den Kapiteln 6 und 7.</li> </ul>

Fortsetzung nächste Seite

*Fortsetzung von voriger Seite*

Typ	Forderung
<b>Z</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Es soll eine möglichst hohe Massenersparnis der Oberarm-Baugruppe erreicht werden.</li> <li>• Für die Trägerstruktur sollen mit Kohlenstofffaser verstärkte Kunststoffe verwendet werden. Materialauswahl, Konstruktion, Auslegung, Herstellung und Verbindungstechnik müssen daher der Faserverbundtechnologie entsprechen.</li> <li>• Die Trägerstruktur muss für beide Konstruktionsvarianten einen konstanten Querschnitt und damit einen einheitlichen Lagenaufbau aufweisen.</li> <li>• Die Konstruktion muss unter den Umgebungsbedingungen des Roboters funktionieren und standhalten.</li> <li>• Die Knotenbauteile sollen aus Aluminium (Guss- oder Knetlegierung) bestehen und gusstechnisch und/oder durch CNC-Bearbeitung herstellbar sein.</li> <li>• Luftmuskeln und Sensoren, die im Oberarm untergebracht sind, müssen gut erreichbar und montierbar sein. Kabel und Energieleitungen sollen einzeln trennbar und ausbaubar sein.</li> <li>• Für eine Stückzahl von 25 Einheiten/Jahr sollen die fertigungstechnischen und finanziellen Aufwände möglichst gering ausfallen.</li> <li>• Für eine weitere Trägerstruktur, bestehend aus einem mit Aluminiumschaum gefüllten Stahlrohr soll bei gleichbleibender Steifigkeit die Änderung der Masse untersucht werden, die sich durch die Befüllung ergibt.</li> </ul>
<b>W</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Allgemein: Übergang von Differential- auf Integralbauweise (ohne Einschränkung der Funktionalität und Wartbarkeit).</li> <li>• Falls erhältlich, ist aus Kostengründen für die Trägerstruktur ein fertiges Halbzeug anstelle einer Spezialanfertigung vorzuziehen.</li> <li>• Für bessere Zugänglichkeit ggfs. Ersatz des Seilzugsensors durch optoelektronischen Inkrementalgeber.</li> <li>• Für bessere Zugänglichkeit ggfs. Verwendung radialer Druckluftanschlüsse, Verzicht auf zusätzliche Fittings an den Endstücken, stattdessen Verwendung von T-Kupplungen in den Energieleitungen.</li> </ul>

## 3 Modellbildung

### 3.1 Definition der Betriebslasten

Die Qualität der Ergebnisse einer Bauteildimensionierung (auch im Falle einer numerischen Optimierung) hängt stark von der Realitätsnähe der angenommenen Lastfälle ab. Bei der konkreten Aufgabenstellung können die zugrunde gelegten Lasten auf verschiedene Arten definiert werden. Zum Beispiel als:

- Lasten aus einer dynamischen Simulation eines Mehrkörpermodells,
- Lasten aus Messungen während des Betriebs am realen System, oder
- Lasten, die im statischen Gleichgewicht mit den maximalen Kräften und Momenten stehen, die in den Aktuatoren wirken können.

Betriebslasten aus Messungen standen für diese Arbeit nicht zur Verfügung. Es wurde daher letzterer Weg eingeschlagen, wodurch ein sicherer, aber konservativer Ansatz gewählt wurde. Wesentlich bei dieser Methode ist, möglichst alle versagenskritischen Lastsituationen zu berücksichtigen, die aufgrund der Kinematik des Roboters und der übertragbaren Aktuatormomente potentiell auftreten können. Um für numerische Simulationen Rechenzeit zu sparen, werden diese durch wenige, relevante Lastkombinationen (*Loadcases*, siehe später in Kapitel 4) abgedeckt. Diese Lastfälle werden zur Beurteilung der Festigkeit benutzt. Steifigkeiten werden, wie später in Abschnitt 3.2.2 beschrieben, getrennt beurteilt.

Zunächst wird, der Oberarm-Systemgrenze entsprechend, an den Lagerstellen von  $q_3$  und  $q_4$  freigeschnitten (siehe Abb. 3.1). Für die verbleibende Struktur können nun die äußeren Lasten bestimmt werden. Dazu wird nacheinander für jede am Ellbogenknoten vorhandene Schnittgröße vorerst das Maximum angenommen und anschließend überprüft, welche weiteren Lasten diesem zusätzlich überlagert werden können, bis die maximalen Aktuatormomente erreicht werden.

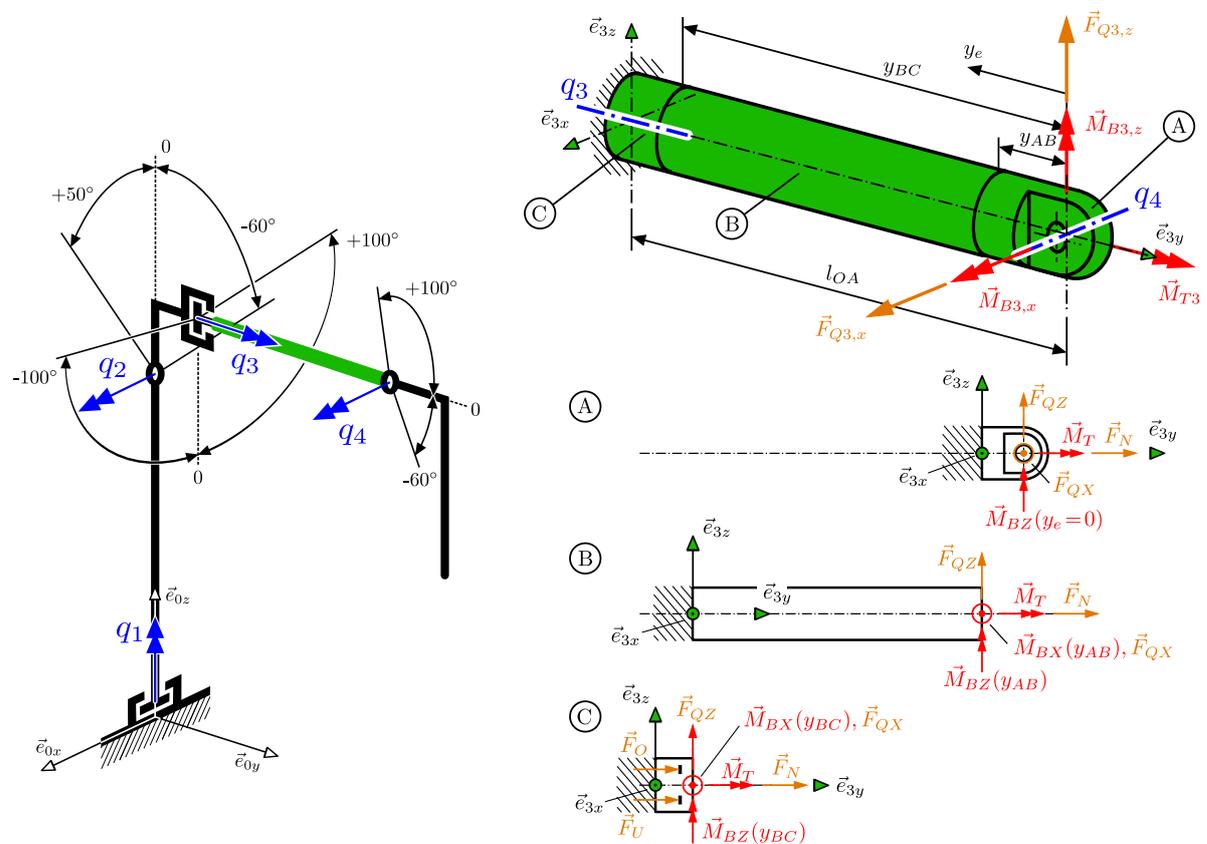
Ein Vorteil dieses Vorgehens ist die relativ einfache, analytische Berechnung. Von Nachteil ist die grobe Modellierung, und dass infolgedessen nicht alle angenommenen Lastsituationen tatsächlich im realen Betrieb auftreten müssen. Generell können auch keine Aussagen über die Häufigkeit oder Wahrscheinlichkeit bestimmter Betriebszustände getroffen werden.

Die im Folgenden hergeleiteten Lastsituationen ergeben sich lediglich aus der Suche nach extremen Spannungszuständen und sind somit als versagenskritische Zustände anzusehen.

Der Modellierung werden folgende Punkte zugrundegelegt (siehe auch Tab. 3.1 und Abb. 3.1a):

1. In jedem der Freiheitsgrade ist ein bestimmtes, maximales Moment in jeweils beiden Drehrichtungen übertragbar.
2. Die Drehwinkel sind beschränkt.
3. Die Komponenten des Roboters werden als masselos und starr angenommen.

Zur Bestimmung der Schnittgrößen entlang des Oberarms wird die Struktur in 3 Komponenten unterteilt: (A)... Ellbogenknoten, (B)... Trägerstruktur und (C)... Schulterknoten.



(a) Starrkörpermodell zur Ermittlung der Betriebslasten an der Oberarmstruktur (mit eingetragenen Orientierungen und Winkelbereichen der Freiheitsgrade).

(b) Schnittgrößen am Ellbogenknoten des freigeschnittenen Oberarms (System 3).  
Darunter: Lokale Schnittgrößen durch weiteres Freischneiden an den Übergängen (A)–(B) und (B)–(C) zwischen den einzelnen Komponenten.

**Abbildung 3.1:** Modellbildung und Freischneiden des Oberarms (grün markiert). Die Bezeichnungen und Darstellungen beziehen sich zunächst auf die Konstruktionsvariante »Muskeln intern«, sind jedoch analog auf die Variante »Muskeln extern« umlegbar.

Tabelle 3.1 zeigt die laut FERROBOTICS maximal wirksamen Aktuatormomente in den relevanten Freiheitsgraden  $q_1$ – $q_4$  sowie die zugehörigen, erreichbaren Winkellagen.

**Tabelle 3.1:** Maximal übertragbare Momente in den relevanten Freiheitsgraden samt Grenzen der Drehwinkel (Übersicht: Abbildungen 2.1 und 3.1a).

Freiheitsgrad $q_i$	Maximales Moment		Winkelbereich	
	$M_{i,max}$	Betrag	$\varphi_{i,min}$	$\varphi_{i,max}$
$q_1$	$ M_{1,max} $	390 Nm	–	–
$q_2$	$ M_{2,max} $	390 Nm	$-60^\circ$	$+50^\circ$
$q_3$	$ M_{3,max} $	145 Nm	$-100^\circ$	$+100^\circ$
$q_4$	$ M_{4,max} $	320 Nm	$-60^\circ$	$+100^\circ$

Die Schnittgrößen, die am Ellbogenknoten ( $q_4$ ,  $y_e = 0$ ) auftreten können, sind in Abb. 3.1b oben eingetragen. Im Detail wirken sie sich wie folgt aus:

- $\vec{M}_{B3,x}$ : Das Aktuatormoment um die Lagerachse des Ellbogenknotens ( $q_4$  in ①) wird über das obere und untere Kettentrum auf die pneumatischen Muskeln übertragen, deren Zugkräfte ( $F_O$ ,  $F_U$ ) mit dem Moment im Gleichgewicht stehen. Als resultierende, innere Axiallast wirkt  $\vec{F}_N$  auf das Lager im Ellbogenknoten (siehe auch Abb. 3.3). Am Klebeflansch an der Stelle  $y_{AB}$  wird sie in das Rohr ② eingeleitet — ebenso ist sie am anderen Ende am Flansch des Schulterknotens ③ wirksam. Da in ③ auch die Muskeln an deren unbeweglichen Enden montiert sind, greifen an dieser Stelle die Kräfte  $F_O$  und  $F_U$  an.
- $\vec{M}_{B3,z}$ : Das Biegemoment um die z-Achse wirkt unabhängig von der Position  $y_e$  durch ①, ② und ③ hindurch konstant.
- $\vec{M}_{T3}$ : Das Torsionsmoment wirkt ebenso in allen Komponenten konstant.
- $\vec{F}_{Q3,x}$  und  $\vec{F}_{Q3,z}$ : Die Querkräfte wirken konstant und erzeugen linear veränderliche Biegemomente entlang der Rohrachse ( $y_e$ ).

Von außerhalb der Oberarmstruktur eingeleitete Axialkräfte werden nach Rücksprache mit FERROBOTICS in diesem Modell nicht berücksichtigt. Die Axialbelastung innerhalb der Struktur wird allein durch  $F_N$  infolge der Einleitung von  $M_{B3,x}$  sowie durch die Muskelvorspannung hervorgerufen.

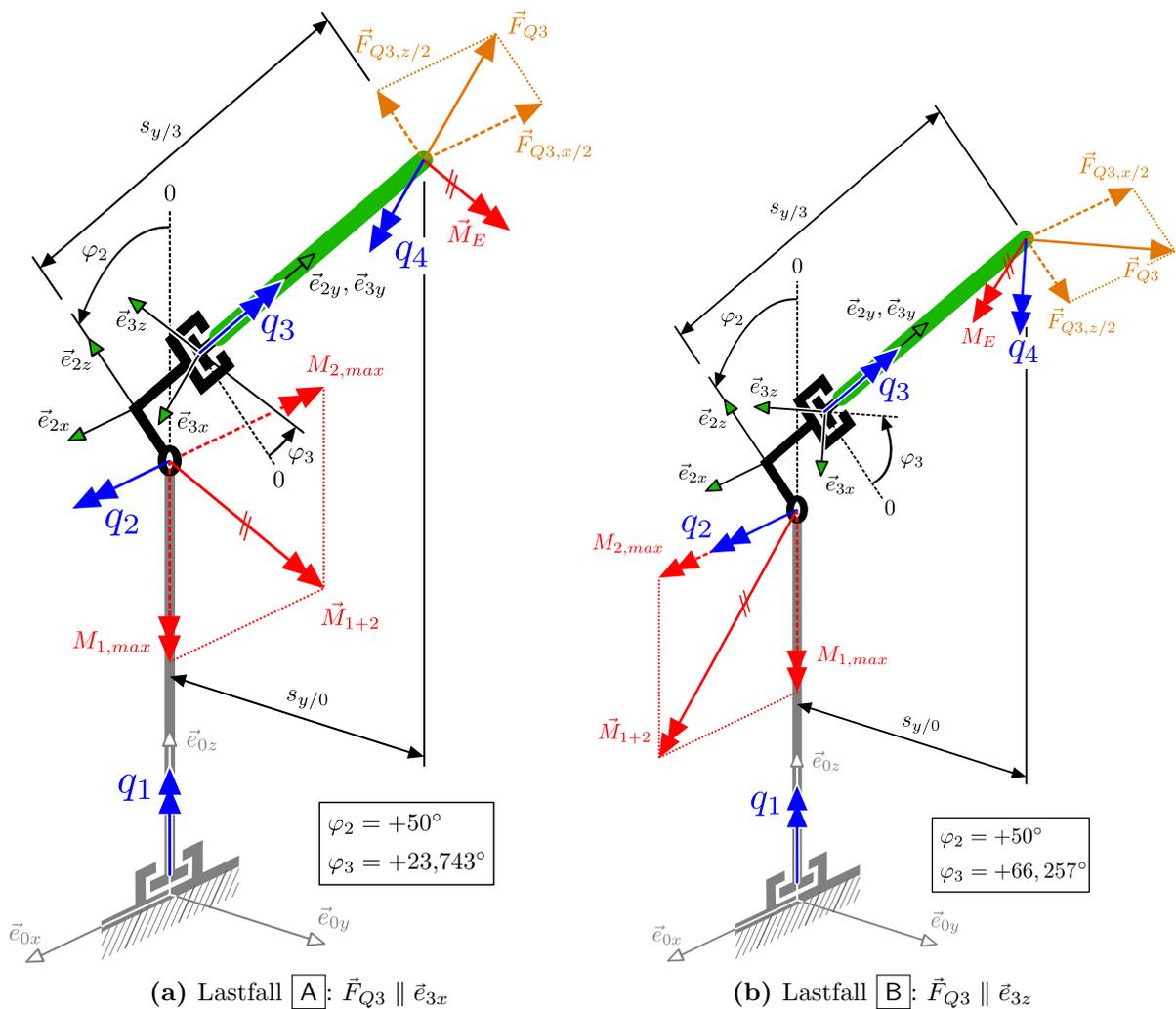
Bei den durchzuführenden Simulationen wird für jeden der Lastfälle das schulterseitige Struktur-Ende in allen 6 Freiheitsgraden gesperrt (hierauf wird später in den entsprechenden Kapiteln Bezug genommen) und das andere Ende belastet.

In den nächsten Abschnitten 3.1.1 und 3.1.2 wird die Herleitung der Betriebslastfälle beschrieben, die zunächst die Oberarmstruktur als Ganzes betreffen.

## 3.1.1 Maximale Querkraft — Lastfälle A und B

Eine Biegebeanspruchung der Struktur kann entweder durch reine Momentenbiegung oder durch Querkraftbiegung erzeugt werden. Für Handrechnungen im Sinne der »Technischen Biegelehre« (Bernoulli-Euler-Hypothese) werden in beiden Fällen Schubverzerrungen vernachlässigt und zur Festigkeitsbeurteilung ausschließlich Normalspannungen herangezogen. Bei der numerischen Berechnung werden unter Verwendung von Schalenelementen jedoch in jedem Fall auch Schubspannungen berücksichtigt.

Bei Querkraftbelastung sind sowohl Normalspannungen als auch in Hinblick auf gedrungene Oberarmstrukturen mit kleinerem Verhältnis  $l/d$  nicht vernachlässigbare Schubspannungen zu erwarten. Es ist daher sinnvoll, Lastfälle mit Querkraftbiegung zu definieren. Dazu sollen zwei Lastkombinationen des Querkraftmaximums (im „ungünstigsten“ Lage- und Belastungszustand) in Kombination mit anderen möglichen Lasten (gemäß Abb. 3.1b) ermittelt werden.



**Abbildung 3.2:** Lage des Roboterarms, wirkende Kräfte und Momente für die Lastfälle mit maximaler Querkrafteinleitung.

Die folgende Beschreibung bezieht sich auf Abb. 3.2a, Lastfall **A**:

Die Querkraft  $F_{Q3}$  wird am freigeschnittenen Ellbogenknoten eingeleitet und rührt von einer Belastung, die am Endeffektor des Roboters wirkt. Das erreichbare Maximum dieser Kraft ist durch die in  $q_1$  und  $q_2$  übertragbaren Aktuatormomente begrenzt. Diese Momente können in beiden Drehrichtungen wirksam werden und werden hier zusammengefasst und entsprechend der Orientierungen für den ersten Lastfall **A** mit:

$$\vec{M}_{1+2} = \vec{M}_{1,max} + \vec{M}_{2,max} = M_{1,max} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{pmatrix} + M_{2,max} \begin{pmatrix} -1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

angenommen (mit anderen Vorzeichenkombinationen für  $M_1$  und  $M_2$  ergeben sich noch drei weitere Orientierungen, für die  $M_{1+2}$  seinen Maximalbetrag annehmen kann).

Der Normalabstand  $s_{y/3}$  zwischen dem Lasteinleitungspunkt und der Achse von  $q_2$  ist lageunabhängig und legt somit die Querkraftkomponente  $\vec{F}_{Q3,z/2}$  fest<sup>1</sup>.

Der Normalabstand  $s_{y/0}$  zur Achse von  $q_1$  ist vom Winkel  $\varphi_2$  abhängig und erreicht bei  $+50^\circ$  sein Minimum. Damit ist der Maximalwert der Komponente  $\vec{F}_{Q3,x/2}$  bestimmt.

$$F_{Q3,x/2} = \frac{M_{1,max}}{s_{y/0}}, \quad \text{sowie} \quad F_{Q3,z/2} = \frac{M_{2,max}}{s_{y/3}}$$

$\vec{F}_{Q3}$  ist die Resultierende dieser beiden Querkraftkomponenten. Ausgehend von der Darstellung im System 2, ist  $\vec{F}_{Q3}$  im bodenfesten System 0 dargestellt:

$$\vec{F}_{Q3/0} = \begin{pmatrix} -|F_{Q3,x/2}| \\ -|F_{Q3,z/2}| \cdot \sin(50^\circ) \\ |F_{Q3,z/2}| \cdot \cos(50^\circ) \end{pmatrix}.$$

*Anmerkung:* Da der Gesamtwinkelbereich von  $\varphi_3$  größer als  $180^\circ$  ist und auch das Vorzeichen der Querkraft veränderlich ist, kann die Querkraftbelastung in Bezug auf die Oberarmstruktur aus allen radialen Richtungen erfolgen. In den Lastfällen **A** und **B** wird der Drehwinkel des Oberarms  $\varphi_3$  so gewählt, dass bei Lastfall **A** die lokale  $\vec{e}_{3x}$ -Richtung  $\parallel \vec{F}_{Q3}$  und bei Lastfall **B** die lokale  $\vec{e}_{3z}$ -Richtung  $\parallel \vec{F}_{Q3}$  liegt (vgl. Abb. 3.2).

Für den hier betrachteten Lastfall **A** ergibt sich daher die Drehung zu:

$$\varphi_3 = \arctan\left(\frac{F_{Q3,z/2}}{F_{Q3,x/2}}\right) = 23,743^\circ.$$

Die Querkraftkomponente  $F_{Q3,x/2}$  verursacht im Lager von  $q_2$  neben dem Aktuatormoment  $M_1$  auch ein Moment um eine zu  $e_{0y}$  parallele Achse. Dieses ist jedoch ein Zwangsmoment und an

<sup>1</sup> Ein hintangestellter Index kennzeichnet die Zugehörigkeit einer Größe zum jeweiligen körperfesten Koordinatensystem (zB. 0 für das bodenfesteste System und 3 für das Relativsystem der Oberarmstruktur).

Wenn Koordinaten in einem anderen System dargestellt werden, so wird dies zum Beispiel mit  $\vec{F}_{Q3,z/2}$  indiziert — hier handelt es sich um die z-Komponente der Querkraft im Körper 3, im System 2 dargestellt.

dieser Stelle nicht weiter interessant.

Das System steht nach bisheriger Betrachtung im Gleichgewicht. Mit einer Änderung lässt sich der Betrag der Querkraft  $\vec{F}_{Q3}$  noch weiter erhöhen: Am freigeschnittenen Ellbogenknoten soll ein zusätzliches Moment  $\vec{M}_E$  aufgebracht werden, das parallel zu  $\vec{M}_{1+2}$  liegt. Diese Annahme entspricht einer Belastung am Endeffektor des Roboters, die im Unterarm übertragen wird. Um den möglichen Maximalwert dieses Moments  $\vec{M}_E$  zu bestimmen, muss es durch Projektion auf die Drehachsen der Aktuatoren in  $q_3$  und  $q_4$  zerlegt werden. Die dazu parallelen Basisvektoren des 3-Systems (im 0-System dargestellt) sind:

$$\vec{e}_{3x/0} = -\frac{\vec{F}_{Q3/0}}{|\vec{F}_{Q3}|}, \quad \vec{e}_{3y/0} = \begin{Bmatrix} 0 \\ \cos(50^\circ) \\ \sin(50^\circ) \end{Bmatrix}, \quad \vec{e}_{3z/0} = \vec{e}_{3x/0} \times \vec{e}_{3y/0}.$$

Mit den Maximalwerten der Aktuatormomente (Tabelle 3.1) muss erfüllt sein, dass:

$$|\vec{M}_{E/0} \cdot \vec{e}_{3x/0}| \leq M_{4,max}, \quad \text{sowie} \quad |\vec{M}_{E/0} \cdot \vec{e}_{3y/0}| \leq M_{3,max} \quad (3.1)$$

bzw. mit  $\vec{M}_{E/0} = M_E \cdot \vec{e}_{E/0} = \frac{M_E}{\sqrt{2}} \begin{Bmatrix} -1 \\ 0 \\ -1 \end{Bmatrix}$ :

$$M_E \leq \frac{M_{4,max}}{|\vec{e}_{E/0} \cdot \vec{e}_{3x/0}|}, \quad \text{sowie} \quad M_E \leq \frac{M_{3,max}}{|\vec{e}_{E/0} \cdot \vec{e}_{3y/0}|}.$$

Da die Grenze für  $M_E$  aus dem rechten Ausdruck tiefer liegt, ist diese ausschlaggebend. Mit  $M_E = \frac{M_{3,max}}{|\vec{e}_{E/0} \cdot \vec{e}_{3y/0}|}$  erhöhen sich die Komponenten der Querkraft  $F_{Q3}$  auf:

$$F_{Q3,x/2} = \frac{M_{1,max} + M_E/\sqrt{2}}{s_{y/0}} \quad \text{und} \quad F_{Q3,z/2} = \frac{M_{2,max} + M_E/\sqrt{2}}{s_{y/3}}.$$

Die Richtung von  $\vec{F}_{Q3/0}$  bleibt auch nach Einführung von  $\vec{M}_E$  erhalten.

Der hier beschriebene Lastfall A enthält nun zusammengefasst unter gleichzeitiger Einwirkung:

- die am Ellbogenknoten maximal mögliche Querkraft  $F_{Q3} = 1465,888 \text{ N}$  entlang der negativen, lokalen x-Richtung  $\vec{e}_{3x}$ ,
- das maximal mögliche Torsionsmoment (aus Projektion von  $M_E$ ), sowie
- Biegemomente um x und z (aus Projektion von  $M_E$ ).

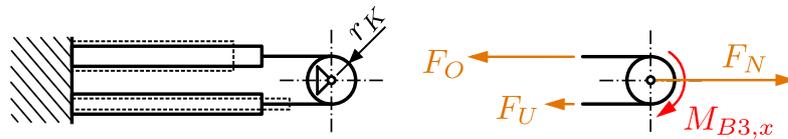
Für den Lastfall B gelten die gleichen Zusammenhänge, jedoch unter anderer Orientierung von  $\vec{M}_{1+2}$  und anderem Drehwinkel  $\varphi_3$  (siehe dazu Abbildung 3.2b).

Prinzipiell gibt es mehrere Kombinationen von Drehungen um  $q_3$  und Ausrichtungen von  $\vec{M}_{1+2}$ , die zu betraglich identischen äußeren Lasten führen. Die Begründung für die hier getroffene Wahl der Orientierungen erfolgt weiter unten in Abschnitt 3.2.1.

In der Übersichtstabelle 3.2 am Ende dieses Abschnitts sind für alle Lastfälle die Winkelstellungen, Schnittgrößen und inneren Lasten aufgelistet.

### 3.1.2 Maximale Axialkraft — Lastfälle C und D

Das Maximum der Axialkraft  $F_N$  wird dann erreicht, wenn im Ellbogengelenk das Moment  $M_{4,max}$  (entspricht der Oberarmschnittgröße  $M_{B3,x}$ , Abb. 3.3) wirkt. Da die Kettentrümmer und Luftmuskeln nur Zugkräfte ( $\vec{F}_O$  und  $\vec{F}_U$  für oberen und unteren Kettentrümmer) übertragen können, werden Muskel-Vorkräfte von  $F_V = 1500\text{ N}$  eingestellt, um im Betrieb eine ständige Zugbelastung aufrecht zu erhalten.



**Abbildung 3.3:** Links: Schematisch dargestellte Aktuatoren von  $q_4$ ; Rechts: Freigeschnittener Kettenträger, innere Kräfte  $F_N$ ,  $F_O$ ,  $F_U$ , äußeres Moment  $M_{B3,x}$

Aus dem Momentengleichgewicht um  $q_4$  ergibt sich (vgl. Abb. 3.3):

$$F_O = F_U + \Delta F = F_U + \frac{M_{B3,x}}{r_K}.$$

Wirkt im unteren Trum genau die Vorkraft  $F_U = F_V = 1500\text{ N}$ , so ergibt sich die maximale Axialkraft  $F_N$  bei maximal auftretendem Moment  $M_{4,max} = 320\text{ Nm}$  und einem Hebelsarm von  $r_K = 52,5\text{ mm}$  zu:

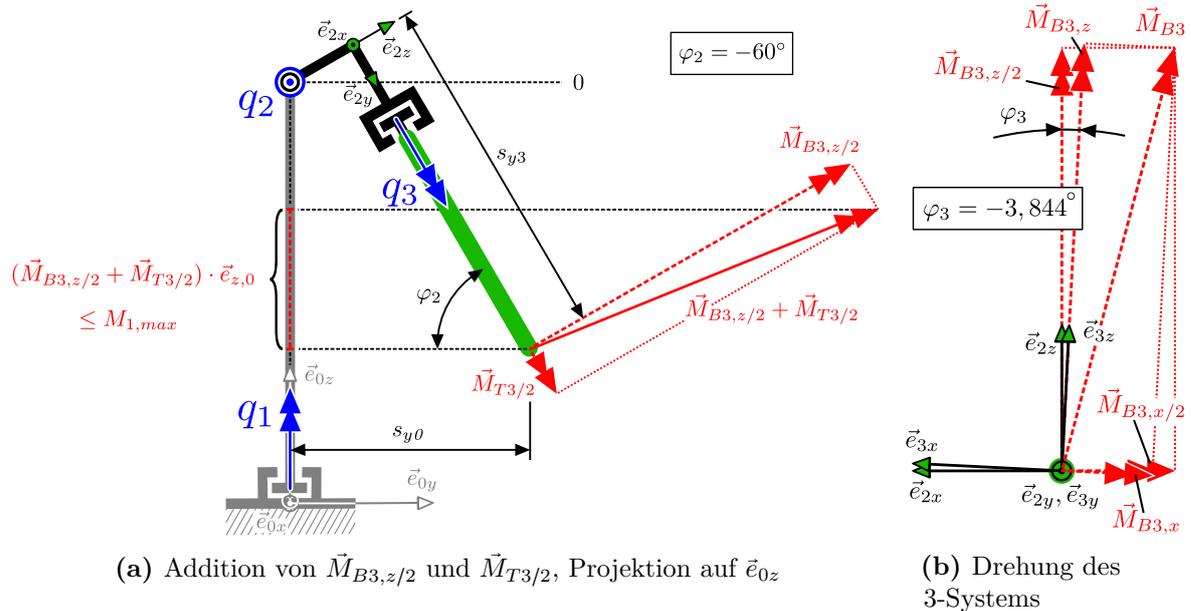
$$|F_N| = F_U + F_O = 2F_V + \Delta F = 9095,238\text{ N}.$$

Nach Rücksprache mit FERROBOTICS wird jedoch von einem möglichen Axialkraftmaximum  $F_{N,max} = 8\text{ kN}$  ausgegangen, da die Vorspannkraft bei Erreichen des maximalen Aktuatormoments reduziert wird. Für  $|M_{B3,x}| = 320\text{ Nm}$  ist die Restvorspannung demzufolge:

$$F_V = F_U = \frac{F_{N,max} - M_{B3,x}/r_K}{2} = \frac{8000\text{ N} - 320\,000\text{ Nmm}/52,5\text{ mm}}{2} = 952,381\text{ N}.$$

Dem Fall der maximalen Axiallast können nun noch weitere Lasten überlagert werden, die durch zwei Lastfälle unterschieden werden:

- [C] *Reine Momenteneinleitung:* Zusätzlich zum Moment um  $q_4$  wird ein zweites Biegemoment  $\vec{M}_{B3,z}$  um die darauf normal stehende Achse  $\vec{e}_{3z}$  sowie ein Torsionsmoment  $\vec{M}_{T3}$  aufgebracht.
- [D] *Momenten- und Querkrafteinleitung:* Wie voriger Fall, nur wird das um die lokale  $z$ -Achse wirkende Moment durch  $F_{Q3,x}$  (Querkraftbiegung) verursacht.



**Abbildung 3.4:** Ermittlung der äußeren Momente für den Lastfall der maximalen Axialkraft

Zunächst wird für den Lastfall  $\square$  der Oberarm in Neutralstellung von  $q_3$  ( $\varphi_3 = 0$ ), im parallelen Koordinatensystem 2 betrachtet (Abb. 3.4a). Unabhängig von  $\varphi_2$  ist das um die  $\vec{e}_{2x}$ -Achse eingeleitete Moment mit  $M_{2,max}$  (Tab. 3.1) begrenzt. Es kann daher (unter vorläufiger Missachtung der Stellung  $\varphi_3$  und des Moments  $M_4$ ):

$$M_{B3,x/2} = -M_{2,max}$$

gesetzt werden (siehe Abb. 3.4b). Für Momente um zu  $\vec{e}_{0y}$  parallele Achsen gibt es keine Beschränkung durch maximale Aktuatorenmomente, die eingeleiteten Momente resultieren in Zwangsmomenten in den Lagern.

$M_{T3/2}$  ist durch das Aktuatormoment  $M_{3,max}$  beschränkt. Nun muss noch das Maximum für das darauf normal stehende, zweite Biegemoment  $M_{B3,z/2}$  gefunden werden. Die Resultierende der beiden Momente  $\vec{M}_{T3/2}$  und  $\vec{M}_{B3,z/2}$  wird, wie in Abb. 3.4a dargestellt, auf  $\vec{e}_{0z}$  projiziert. Der Wert des projizierten Moments kann maximal  $M_{1,max}$  erreichen und ist von  $\varphi_2$  abhängig. Bei  $\varphi_2 = -60^\circ$  liegt das Maximum von  $M_{B3,z/2}$  vor und es muss gelten:

$$M_{B3,z/2} \cdot \cos|\varphi_2| - M_{T3} \cdot \sin|\varphi_2| \leq M_{1,max}, \quad \text{mit} \quad M_{T3} = M_{3,max}.$$

Wie in Abb. 3.4b dargestellt, ergibt sich das gesamte Biegemoment  $\vec{M}_{B3}$  aus der Addition von  $\vec{M}_{B3,x/2}$  und  $\vec{M}_{B3,z/2}$  des Systems 2. Wenn der Winkel  $\varphi_3 = 0^\circ$  angenommen wird, kann jedoch das für  $M_{B3,x/2}$  angesetzte Moment am Ellbogenknoten nicht über dem durch die Aktuatoren im Oberarm begrenzte Moment  $M_{4,max} = M_{B3,x}$  liegen, da  $M_{4,max} < M_{2,max}$ . Mit der Drehung des Winkels  $\varphi_3$  kann die Aufteilung in die lokale x- und z-Komponente des 3-Systems eingestellt werden. Der Winkel wird so gewählt, dass die x-Komponente des Moments entsprechend der Angaben von FERROBOTICS  $M_{B3,x} = -320 \text{ Nm}$  annimmt, was genau dem Maximalwert in  $q_4$

entspricht (vgl. mit Abb. 3.4b).

Der Differenzwinkel zwischen den beiden entstehenden, rechtwinkligen Dreiecke ist:

$$\varphi_3 = \arctan\left(\frac{M_{B3,x/2}}{M_{B3,z/2}}\right) - \arctan\left(\frac{M_{B3,x}}{M_{B3,z}}\right).$$

Der Betrag von  $M_{B3,z}$  lässt sich errechnen durch:

$$M_{B3} = \sqrt{M_{B3,x/2}^2 + M_{B3,z/2}^2}, \quad \text{ sowie weiters } \quad M_{B3,z} = \sqrt{M_{B3}^2 - M_{B3,x}^2}.$$

Damit sind der Winkel  $\varphi_3$  und der Lastfall  $\boxed{\text{C}}$  (Reine Momenteneinleitung) festgelegt (entsprechende Zahlenwerte werden in Tab. 3.2 angeführt).

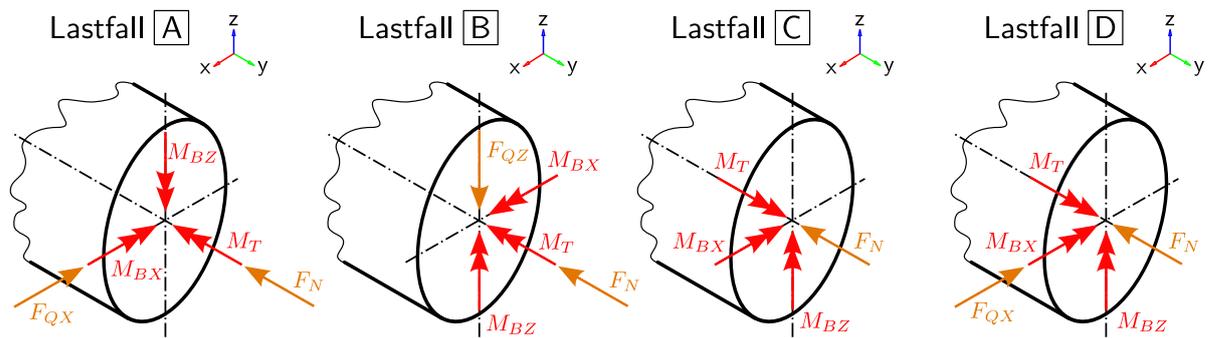
Neben diesem Lastfall ist insbesondere auch die Überlagerung von maximaler Normal- und Schubspannung von Interesse. Dazu wird von der Herleitung des Lastfalls  $\boxed{\text{C}}$  ausgegangen, nur wird  $M_{B3,z}$  nicht als Moment eingeleitet, sondern durch eine Querkraft erzeugt:

$$F_{Q3,x} = \frac{M_{B3,z}}{s_{y/3}}$$

Dies ist der Lastfall  $\boxed{\text{D}}$ . Die Querkraft  $F_{Q3,x}$  und der Biegemomentenvektor für  $M_{B3,x}$  sind hier kollinear ausgerichtet.

### 3.1.3 Zusammenfassung

In der Übersichtstabelle 3.2 sind die Lastfälle zusammenfassend aufgelistet. Abbildung 3.5 zeigt die Orientierungen der Einzellasten, wie sie an der Position  $y_e = 0$  am Lasteinleitungspunkt des Ellbogenknotens auftreten.



**Abbildung 3.5:** Übersicht über wirksame Kräfte und Momente in den Betriebslastfällen  $\boxed{\text{A}}$  –  $\boxed{\text{D}}$  sowie deren Orientierungen an der Stelle  $y_e = 0$

**Tabelle 3.2:** Übersichtstafel für die Betriebslastfälle **A** – **D**. Die Bezeichnungen und Vorzeichen der Lasten entsprechen den Definitionen aus Abb. 3.1b.  $y_e$  bezeichnet den Abstand von der Mitte des Ellbogenlagers bis zum betrachteten Querschnitt, entlang der Rohrachse gemessen.

Beschreibung		Maximale Querkraft		Maximale Axialkraft	
		entlang x	entlang z	Momenteneinleitung	Querkrafteinleitung
Lastfall		<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>D</b>
$\varphi_2$	(°)	+50,000	+50,000	-60,000	-60,000
$\varphi_3$	(°)	+23,743	+66,257	-3,844	-3,844
$M_1$	(Nm)	-390,000	-390,000	+390,000	+390,000
$M_2$	(Nm)	-390,000	+390,000	-390,000	-390,000
$M_3$	(Nm)	-145,000	-145,000	+145,000	+145,000
$M_4$	(Nm)	-124,275	+187,584	-320,000	-320,000
$F_{QX}$	(N)	-1465,860 <b>(max)</b>	0,000	0,000	-1074,856
$F_{QZ}$	(N)	0,000	-1465,860 <b>(max)</b>	0,000	0,000
$F_N$ *	(N)	-5367,148	-6573,019	-8000,000 <b>(max)</b>	-8000,000 <b>(max)</b>
$M_{BX}$	(Nm)	-124,275	+187,584 <b>(2)</b> + $F_{Q3,z} \cdot y_e$	-320,000 <b>(3)</b>	-320,000 <b>(3)</b>
$M_{BZ}$	(Nm)	-187,584 <b>(1)</b> - $F_{Q3,x} \cdot y_e$	+124,275	+1054,972 <b>(4)</b>	- $F_{Q3,x} \cdot y_e$
$M_T$	(Nm)	-145,000 <b>(max)</b>	-145,000 <b>(max)</b>	+145,000 <b>(max)</b>	+145,000 <b>(max)</b>
<b>Anmerkung</b>		<b>(1)</b> Absolutes Maximum wird bei $y_e = l_{OA}$ erreicht.	<b>(2)</b> Absolutes Maximum wird bei $y_e = l_{OA}$ erreicht.	<b>(3)</b> Maximum im Bereich $0 \leq y_e \leq 346,3$ mm, darüber wird <b>(2)</b> relevant.	<b>(4)</b> Maximum im Bereich $0 \leq y_e \leq 847,7$ mm, darüber wird <b>(1)</b> relevant.
<b>(max)</b>	Für diese Last maximaler Betrag unter den Lastfällen.				
*	Mit Ausnahme von $F_N$ (Axialkraft – innere Reaktionskraft auf $M_{B3,x}$ ) sind ausschließlich äußere, auf die Oberarmstruktur wirkende Lasten tabelliert.				

## 3.2 Mindestsicherheiten gegen Versagen und Steifigkeitsanforderungen

Gemäß der Aufgabenstellung müssen die Ersatzkonstruktionen der Oberarmstruktur in dem Sinn der Originalkonstruktion entsprechen, dass die tragende Struktur zwischen den Knotenbauteilen ...

1. mindestens jene Sicherheiten gegen Versagen aufweist, wie sie auch beim Stahlrohr vorliegen. Dabei werden die im Abschnitt 3.1 definierten Lastfälle untersucht und materialspezifische Versagensformen überprüft.
2. die gleiche Biege-, Torsions- und Drucksteifigkeit wie das Stahlrohr aufweist.

### Spezifikation des Stahlrohrs

Das eingesetzte Rohr weist entsprechend der Norm EN 10305-1:2002 (vormals als DIN 2391 bezeichnet) [2] und der Lieferform »+C: zugblank/hart - ohne Wärmebehandlung nach dem abschließenden Kaltziehen« folgende Geometrie und mechanische Kennwerte auf (Tab. 3.3):

**Tabelle 3.3:** Spezifikationen für das Stahlrohr der Originalkonstruktion

Merkmal	Symbol	Wert	Einheit
Stahlsorte	–	E235	–
Dichte	$\rho$	7850	kg/m <sup>3</sup>
Elastizitätsmodul	$E$	210	GPa
Schubmodul	$G$	79,3	GPa
Querdehnzahl	$\mu$	0,32	–
Zugfestigkeit	$R_m$	480	MPa
Obere Streckgrenze	$R_{eH}$	384	MPa
Bruchdehnung	$A$	6	%
Außendurchmesser	$D_a$	85,0	mm
Innendurchmesser	$D_i$	82,0	mm
Länge	$L$	960,0	mm

Anmerkung zu  $R_{eH}$ : Für die Lieferform +C wird in der Norm [2] für Berechnungszwecke der Verhältniswert  $R_{eH} \geq 0,8 R_m$  empfohlen.

### 3.2.1 Mindestsicherheiten gegen Versagen

Als Referenz für die Festigkeit aller zu entwickelnden Trägerstrukturen werden die vom Stahlrohr eingehaltenen Sicherheiten gegen Fließen bestimmt. Da das Stahlrohr aus einem isotropen Werkstoff besteht, wird zur Festigkeitsbeurteilung die Anstrengungshypothese nach von Mises

herangezogen. Aufgrund der Proportionen des Rohrs werden übliche „Leichtbauidealisierungen“ angewandt, und weiters wird mit einem zweiachsigen Spannungszustand das Auslangen gefunden.

Als Lastfälle werden die in Tabelle 3.2 angeführten kritischen Lastkombinationen herangezogen. Um das Rohr alleine analysieren zu können, wird es von der Ellbogenkonsole freigeschnitten. Dadurch muss einerseits der Abstand vom Ellbogengelenk  $y_e > 0$  (siehe Abb. 3.1b) berücksichtigt werden, der sich auf die Biegemomente  $M_{BX}$  und  $M_{BZ}$  auswirkt. Weiters tritt durch den seitlichen Versatz der Rohrachse zur resultierenden Axialkraft ( $z_M = 52,5$  mm, dargestellt in Abb. 2.2) ein zusätzliches Biegemoment  $F_N \cdot z_M$  auf, das bei jedem Lastfall zum Moment um die lokale Achse  $\vec{e}_{3x}$  addiert werden muss (Tab. 3.4).

$$F_N \cdot z_M < 0, \quad \text{da } F_N < 0 \text{ (Druckkraft).}$$

Damit keine Kompensation sondern eine Vergrößerung der Momentenbeträge erfolgt, wurden die Lastfälle in Abschnitt 3.1 bereits alle so ausgelegt, dass die Vorzeichen für  $\vec{M}_{BX}$  (gemäß der Definitionen in Tab. 3.2) im kritischen Querschnitt ebenfalls  $< 0$  werden.

**Tabelle 3.4:** Ausdrücke für  $M_{BX}$ , die für das Stahlrohr anstelle der Definitionen aus Tabelle 3.2 verwendet werden müssen.

Lastfall	A	B	C	D
$M_{BX}$ (Nm)	-124,275 $+F_N \cdot z_M$	+187,584 $+F_{Q,z} \cdot y_e$ (1) $+F_N \cdot z_M$	-320,000 (2) $+F_N \cdot z_M$	-320,000 (2) $+F_N \cdot z_M$
Anmerkung		(1) Absolutes Maximum wird bei $y_e = l_{OA}$ erreicht.	(2) Maximum im Bereich $0 \leq y_e \leq 397,4$ mm, darüber wird (1) relevant.	

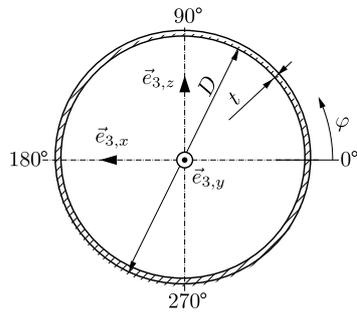
Die Stelle, an der bei Lastaufbringung zuerst Fließen auftreten würde, lässt sich beim Rohr am besten durch Zylinderkoordinaten beschreiben:

Die Lokalisierung in radialer Richtung fällt weg. Entlang der Rohrachse liegt bei allen Lastfällen mit Ausnahme des Lastfalls [C] (reine Momenteneinleitung) der kritische Querschnitt an der schulterseitigen Einspannstelle. Dort befindet sich eine Muffe, die über eine Länge von 45,5 mm das Rohr überdeckt (Abb. 2.2, Bauteil b). Es wird die sichere Annahme getroffen, dass das Rohr im Überdeckungsbereich nicht fließt, und der Querschnitt am Muffenende ( $y_e = 982,5$  mm) als kritisch betrachtet.

Da bei allen Lastfällen weder Radialspannungen  $\sigma_{rr}$  noch Umfangsspannungen  $\sigma_{\varphi\varphi}$  auftreten, vereinfacht sich der Ausdruck für die Vergleichsspannung zu:

$$\begin{aligned} \sigma_V &= \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_{rr} - \sigma_{\varphi\varphi})^2 + (\sigma_{\varphi\varphi} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{rr})^2 + 6(\sigma_{r\varphi}^2 + \sigma_{\varphi y}^2 + \sigma_{yr}^2)]} \\ &= \sqrt{\sigma_{yy}^2 + 3\sigma_{xy}^2} \end{aligned}$$

In weiterer Folge werden für die analytische Festigkeitsberechnung mithilfe eines Python-Skripts Werte für  $\sigma_v$  ermittelt. Dies geschieht für alle vier Lastfälle [A]–[D], an diskreten Winkelpositionen in Schritten von  $1^\circ$  entlang des Rohrumfanges (siehe Abb. 3.6a und 3.7). Die



(a) Rohrquerschnitt und Koordinatensystem

Lastfall	Max. v. Mises Spannung	Min. Sicherheit gegen Fließen
	$\sigma_{V,max}$	$\nu_{F,min}$
A	182,058 MPa	2,109
B	220,367 MPa	1,742
C	177,872 MPa	2,159
D	183,390 MPa	2,094

(b) Maximale von Mises Vergleichsspannungen im kritischen Rohrquerschnitt und minimale Sicherheiten gegen Fließen.

Abbildung 3.6: Von Mises Vergleichsspannungen für die Lastfälle A – D im kritischen Querschnitt des Stahlrohrs sowie Sicherheiten in Bezug auf die Fließgrenze.

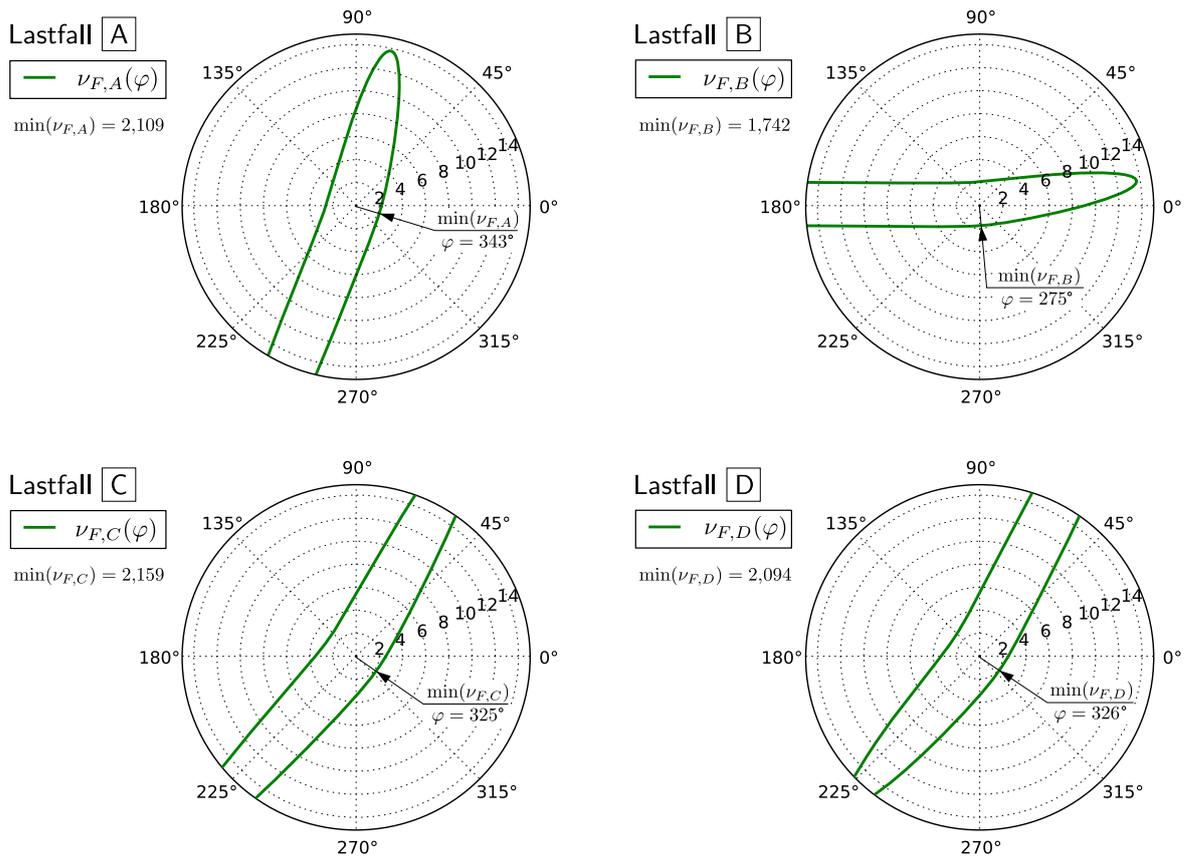


Abbildung 3.7: Polardiagramme für die Sicherheiten gegen Fließen  $\nu_F(\varphi)$

berechneten Maximalwerte sind in Abb. 3.6b aufgelistet. Die kleinste Sicherheit gegen Fließen tritt bei Lastfall **B** mit  $\nu_F = 1,742$  auf. Diese muss von den Composite-Trägerstrukturen für alle Versagensformen mindestens erreicht werden.

### 3.2.2 Steifigkeitsanforderungen

Ausgehend von den Daten aus Tabelle 3.3 ergeben sich die minimalen Steifigkeitsanforderungen wie in Tabelle 3.5 ersichtlich.

**Tabelle 3.5:** Biege-, Torsions- und Axialsteifigkeit sowie Masse/Länge des Stahlrohrs.

Merkmal	Symbol	Wert	Einheit
Querschnittsfläche	$A$	393,484	mm <sup>2</sup>
Masse pro Länge	$m/l$	3,077	kg/m
Axiales Flächenträgheitsmoment	$I$	$3,429 \times 10^5$	mm <sup>4</sup>
Polares Flächenträgheitsmoment	$I_t$	$6,859 \times 10^5$	mm <sup>4</sup>
Biegesteifigkeit	$EI$	$7,204 \times 10^{10}$	N mm <sup>2</sup>
Torsionssteifigkeit	$GI_t$	$5,441 \times 10^{10}$	N mm <sup>2</sup>
Dehnsteifigkeit	$EA$	$8,263 \times 10^7$	N

Bei allen numerischen Simulationen, in denen Struktur-Steifigkeiten auszuwerten sind, werden diese nicht auf direktem Weg ermittelt, sondern an bestimmten Stellen anhand von Verschiebungen infolge Aufbringung von Einzellasten kontrolliert. Die dafür definierten Lastfälle **S1** – **S4** haben nichts mit den in Abschnitt 3.1 beschriebenen Betriebslastfällen zu tun, sondern dienen allein als Vergleichsgrundlage. Da Einheitslasten aufgrund zu kleiner Verschiebungen zu numerischen Problemen führen könnten, werden für die Lasten Beträge gewählt, die zu Deformationen in der Größenordnung der Verschiebungen der Betriebslastfälle führen. Dazu wird für jede Einzellast das auftretende Betriebsmaximum aus **A** – **D** herangezogen.

Als elastische Referenzlänge der Struktur dient  $l = 914,5$  mm, dies entspricht dem Abstand vom Muffenende (Annahme: Starre Einspannung als Kragträger) bis zum ellbogenseitigen Rohrende (vgl. Abb 2.2).

Die analytisch bestimmten Verschiebungen werden durch Abbildung 3.8 und Tabelle 3.6 beschrieben. Für den Lastfall **S2** (Querkraft-Belastung) wird zur Berechnung der Durchbiegung auch der in der »Technischen Biegelehre« meistens vernachlässigte Schubanteil berücksichtigt (bewirkt Querschnittsverwölbung). Er lässt sich über das Verhältnis der Verzerrungsenergien aus Schub und Biegung herleiten [24, S. 221]. Mit der volumenspezifischen Schub-Verzerrungsenergie (für lokales Koordinatensystem siehe Abb. 3.6a,  $F_Q$  wirkt in  $z$ -Richtung):

$$w = \frac{\tau^2(\varphi)}{2G} \quad \text{ergibt sich bei einer Spannungsverteilung von} \quad \tau(\varphi) = \frac{F_Q}{r\pi t} \cos(\varphi)$$

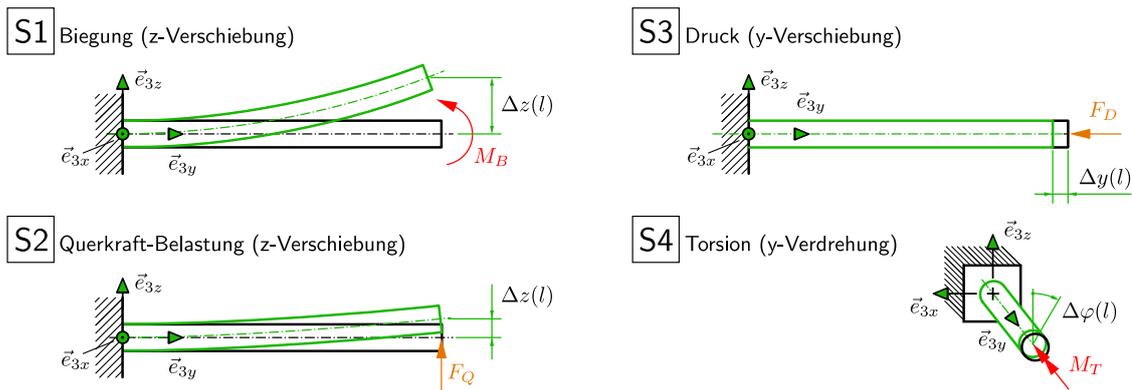


Abbildung 3.8: Randbedingungen und Verschiebungen zur Bewertung der Steifigkeiten

die durch Schub verursachte Verzerrungsenergie über die gesamte Stablänge  $l$  zu:

$$W_S = 4 \int_0^{\pi/2} \frac{1}{2G} \left( \frac{F_Q}{r\pi t} \cos(\varphi) \right)^2 l t r d\varphi = \frac{F_Q^2 l}{2Gr\pi t}.$$

Die Verzerrungsenergie aus der Biegung berechnet sich mit der Lastangriffspunkt-Verschiebung  $z_B$  zu:

$$W_B = \int_0^{z_B} F_Q(z) dz = \frac{F_Q^2 |_{z=z_B} l^3}{6EI}.$$

Die Summe der beiden Energien  $W_S$  und  $W_B$  entspricht der Arbeit, die von der äußeren Querkraft verrichtet wird. Da die Kraft eine richtungstreue Einzelkraft ist und linear vom Weg abhängt, entspricht das Verhältnis aus Schub- zu Biegeverzerrungsenergie dem Verhältnis von z-Verschiebung aus Schub  $z_S$  zu z-Verschiebung aus Biegung  $z_B$ :

$$\frac{z_S}{z_B} = \frac{W_S}{W_B} = \frac{3EI_x}{l^2 Gr\pi t} \doteq 0,01656.$$

Beim Lastfall **S2** beträgt also die Lastverschiebung aus Schub  $\approx 1,656\%$  der Lastverschiebung aus reiner Biegung. Dies wird durch einen entsprechenden Faktor berücksichtigt, um von  $z_S$  auf die Gesamtverschiebung ( $z_B + z_S$ ) schließen zu können.

Ergänzend werden die Verschiebungen an der Originalstruktur auch anhand eines einfachen FE-Modells mit quadratischen (8-knotigen) Shell-Strukturelementen ermittelt (Ergebnisse in Tab. 3.6).

Um die Konvergenz bei Netzverfeinerung sicherzustellen, werden probeweise drei verschiedene Elementgrößen verwendet. Für die vier Lastfälle ändern sich die Ergebnisse bei Verfeinerung der Elementlänge von 20 mm auf 10 mm durchschnittlich um 2,490 %, für die nächste Verfeinerung auf 5 mm Kantenlänge beträgt die Änderung nur noch 0,014 %, also um etwa zwei Größenordnungen weniger. Es werden daher für alle FE-Modelle der Trägerstruktur in weiterer Folge quadratische Elemente mit 10 mm Kantenlänge verwendet.

**Tabelle 3.6:** Analytisch und numerisch bestimmte Verschiebungen (Elementkantenlängen 5, 10 und 20 mm) sowie Last-Verschiebungs-Beziehungen für die Lastfälle **S1** – **S4** am Stahlrohr.

Lastfall	Momentenbiegung	Querkraftbiegung	Axialdruck	Torsion
	<b>S1</b>	<b>S2</b>	<b>S3</b>	<b>S4</b>
Last	Biegemoment $M_B$ $1,102 \times 10^6 \text{ Nmm}$	Querkraft $F_Q$ $1,466 \times 10^3 \text{ N}$	Druckkraft $F_D$ $8,000 \times 10^3 \text{ N}$	Torsionsmoment $M_T$ $1,450 \times 10^5 \text{ Nmm}$
Verschiebung	Translation $\Delta z$	Translation $\Delta z$	Translation $\Delta y$	Rotation $\Delta\varphi_y$
Analytisch	6,399 mm	5,273 mm	$-8,854 \times 10^{-2} \text{ mm}$	$-2,437 \times 10^{-3} \text{ rad}$
Numerisch (20)	6,609 mm	5,524 mm	$-8,997 \times 10^{-2} \text{ mm}$	$-2,436 \times 10^{-3} \text{ rad}$
Numerisch (10)	6,393 mm	5,262 mm	$-8,844 \times 10^{-2} \text{ mm}$	$-2,430 \times 10^{-3} \text{ rad}$
Numerisch (5)	6,392 mm	5,261 mm	$-8,842 \times 10^{-2} \text{ mm}$	$-2,430 \times 10^{-3} \text{ rad}$
Beziehung	$\Delta z = \frac{M_B l^2}{2EI}$	$\Delta z = \frac{F_Q l^3 (1 + \frac{W_S}{W_B})}{3EI}$	$\Delta y = \frac{F_D l}{EA}$	$\Delta\varphi_y = \frac{M_T l}{GI_T}$

#### Detaillierte Steifigkeitsanalyse der Originalstruktur

Eine Steifigkeitsanalyse der gesamten Oberarmstruktur soll zeigen, wie sich die bestehende Konstruktion unter Einwirkung der oben definierten Lasten verhält. Da die Struktur nicht rotationssymmetrisch ist, werden noch die beiden Zusatzlastfälle **S1z** und **S2x** betrachtet. Diese entsprechen **S1** und **S2** mit jeweils um  $90^\circ$  um die y-Achse gedrehten Wirkungsrichtungen von Moment bzw. Querkraft.

Das dazu erstellte Modell wird zum Großteil aus Shell-Strukturelementen aufgebaut (siehe Abb. 3.9). Eine Ausnahme bildet die schulterseitige Muffe, die das Stahlrohr aufnimmt. Diese besteht aus 3D-Kontinuumselementen. Zur Kopplung der Rotations-Freiheitsgrade wird als einfach handzuhabende Alternative zu *multiple point constraints* oder *rigid links* die PSCM-Methode (*perpendicular shell coupling method*) verwendet. Dazu wird im Zwischenbereich ein Streifen von Shell-Elementen normal zum strukturellen Shellmodell eingesetzt. Die angrenzenden Knoten werden gleichgesetzt. Somit werden Rotationen ohne aufwendige Definition von Koppel-Gleichungen von der Shell-Struktur in passende Translationen der Knoten in den Kontinuumselementen übertragen. Es stellt sich anhand von Tests an Minimalbeispielen als geeignet heraus, Dicke und E-Modul dieser „fiktiven“ Zwischenstruktur aus den Werten für die angrenzende, strukturelle Shellstruktur zu übernehmen. Dies deckt sich auch mit den Ergebnissen in [16].

In den Fringeplots der Abb. 3.10 – 3.12 werden die Verschiebungen der Struktur bei Aufbringung der Lastfälle **S1** – **S4**, **S1z** und **S2x** in übertriebener Darstellung (Skalierungsfaktor 10) gezeigt. Die Farben zeigen die Beträge der Verschiebungen je Element. Die unbelastete Ausgangslage (aus Gründen der Übersichtlichkeit axonometrisch dargestellt) ist ebenfalls angedeutet. Es zeichnet sich deutlich ab, dass die größten, lokalen Verzerrungen nicht in der Trägerstruktur sondern vor allem in den Knoten, insbes. dem Ellbogenknoten, auftreten.

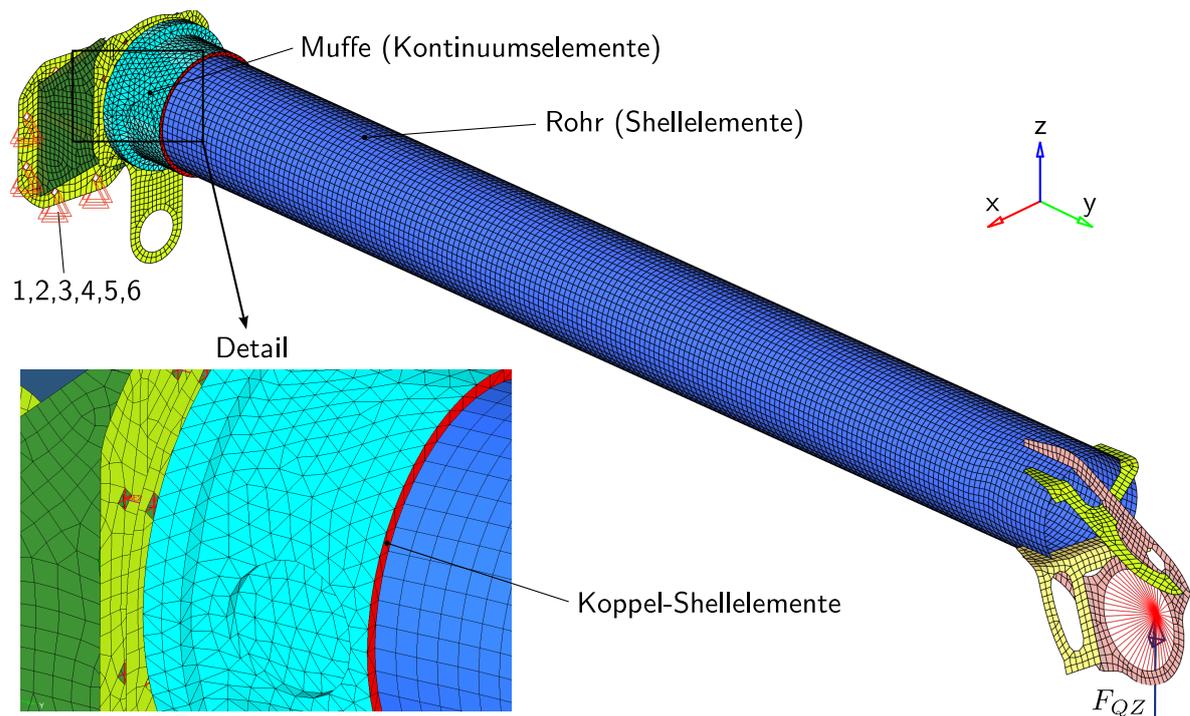


Abbildung 3.9: FE-Modell der Originalstruktur (Lastfall  $S_2$  dargestellt)

Neben den wie in Abb. 3.8 skizzierten, erwartungsgemäßen Verzerrungen fällt weiters folgendes auf:

- In Lastfall  $S_1$  (Momenteneinleitung) kommt es anders als in Lastfall  $S_2$  (Querkrafteinleitung) zu erheblichen Verzerrungen in der Randzone des Stahlrohrs (vgl. Abb. 3.10).
- Lastfall  $S_3$  (Belastung durch Axialkraft) führt neben der Stauchung entlang der  $y$ -Achse zu einer erheblichen Absenkung in negativer  $z$ -Richtung. Dies lässt sich auf die exzentrische Belastung der Struktur zurückführen, die ein Biegemoment im Stahlrohr verursacht (vgl. Abb. 3.11).
- In Lastfall  $S_4$  sieht man, dass die Konstruktion des Ellbogenknotens in Relation zur Trägerstruktur deutlich geringere Steifigkeit bei Verdrehung aufweist (vgl. Abb. 3.11).
- Vermutlich wird die Beanspruchungsart aus Lastfall  $S_{1z}$  im realen Betrieb selten oder gar nicht auftreten. Dennoch soll hier gezeigt werden, dass sich die Konstruktion des Ellbogenknotens bei Momentenbelastung um diese Achse sehr ungünstig verhält und auch den Rand des Stahlrohrs stark verzerrt. Bei reiner Querkraftbelastung ( $S_{2x}$ ) ist der Ellbogenknoten hingegen steif genug (vgl. Abb. 3.12).

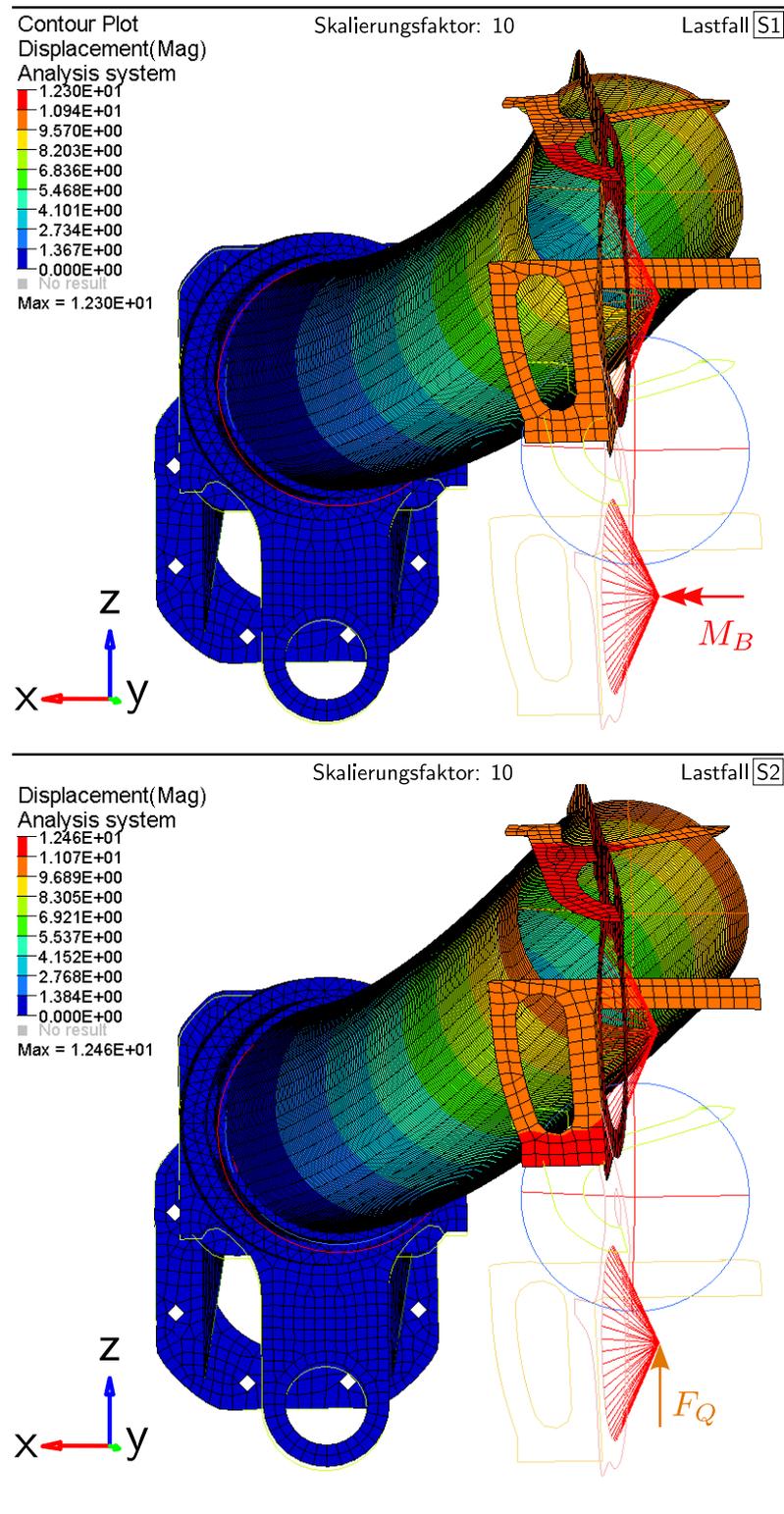


Abbildung 3.10: Deformationsplots (Skalierungsfaktor: 10) für die tragende Oberarm-Struktur im Originalzustand bei Aufbringung der Lasten **S1** und **S2**

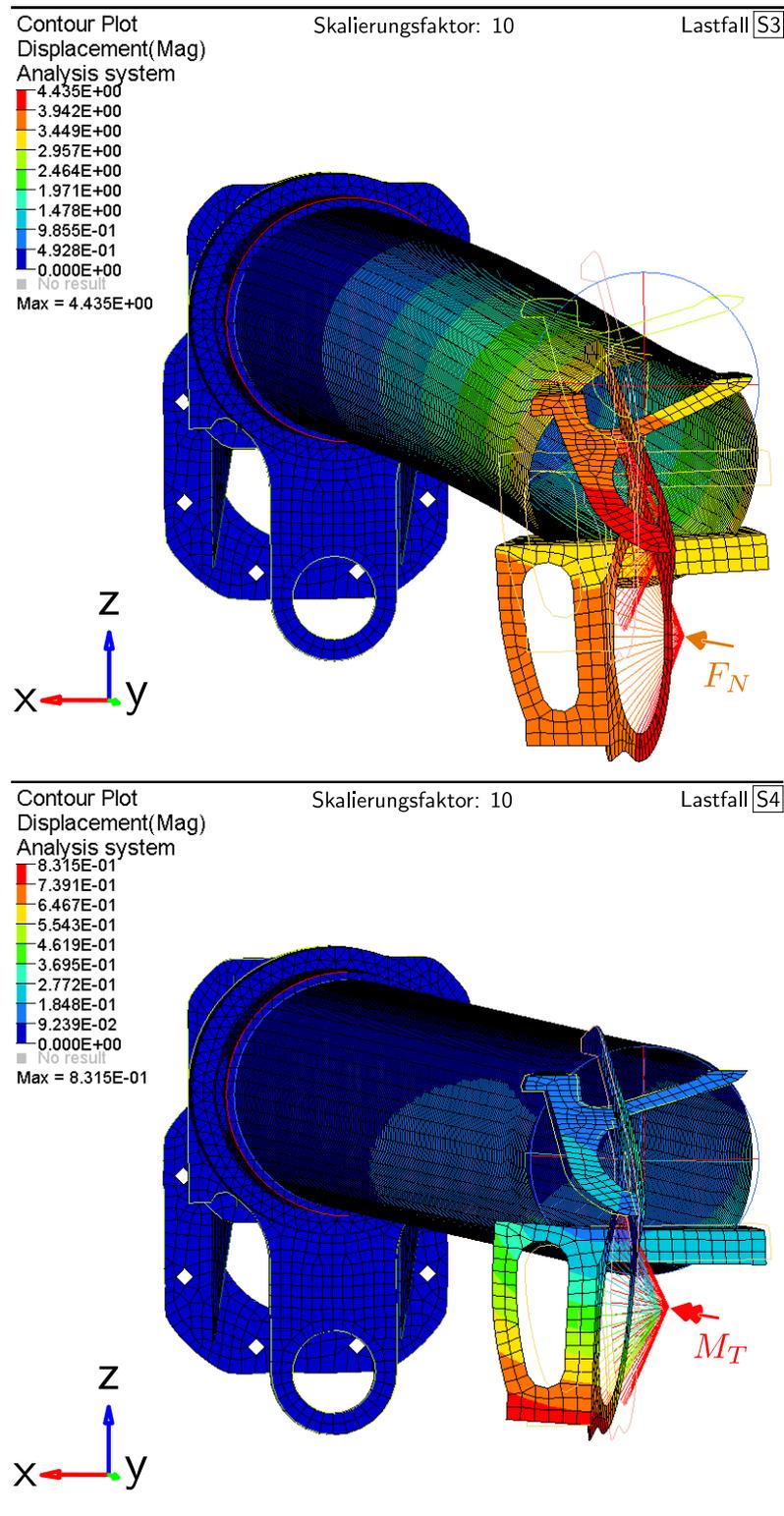


Abbildung 3.11: Deformationsplots (Skalierungsfaktor: 10) für die tragende Oberarm-Struktur im Originalzustand bei Aufbringung der Zusatzlasten S3 und S4

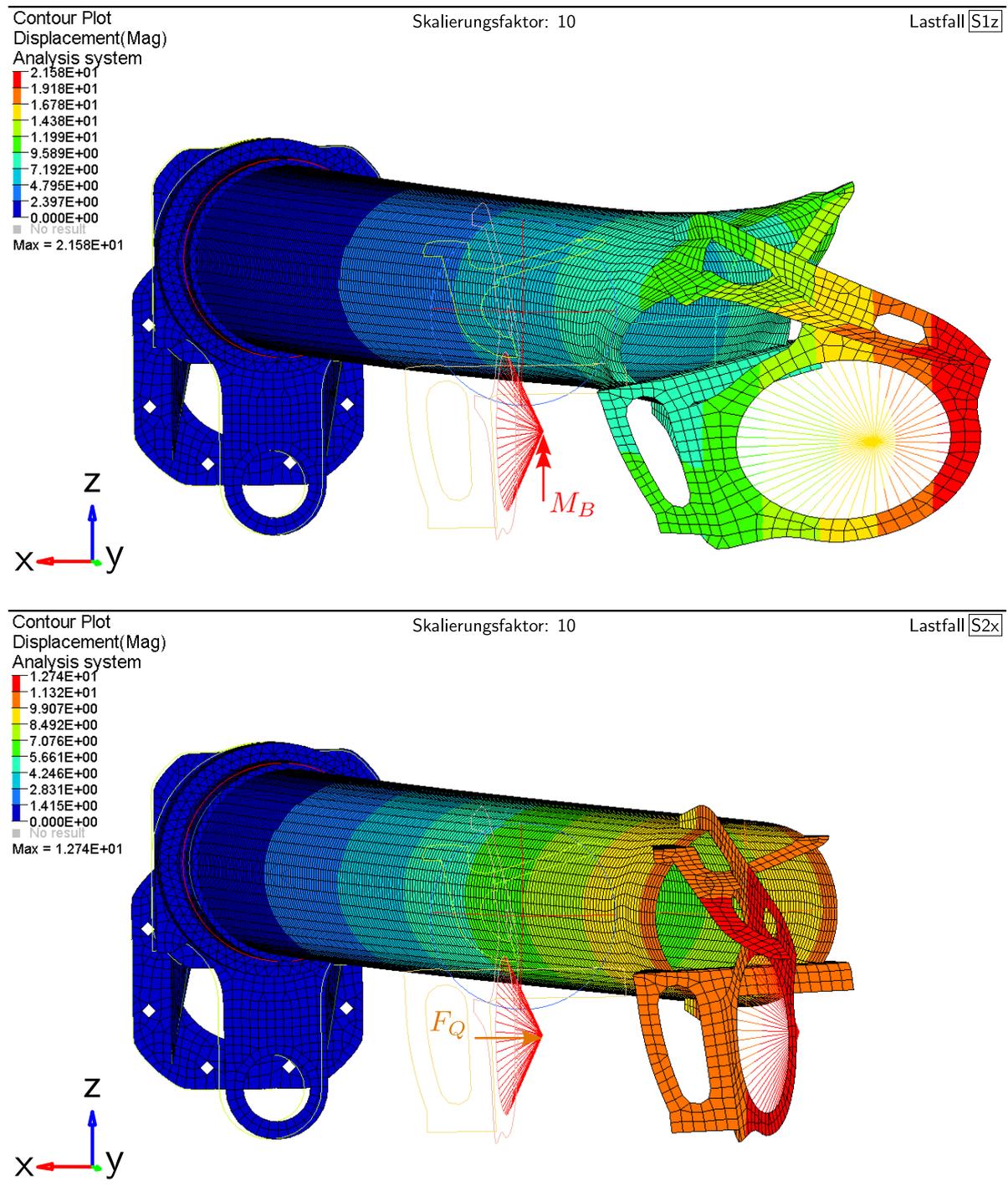
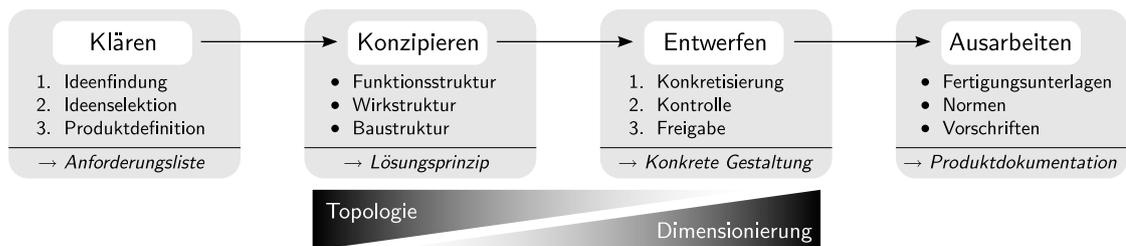


Abbildung 3.12: Deformationsplots (Skalierungsfaktor: 10) für die tragende Oberarm-Struktur im Originalzustand bei Aufbringung der Zusatzlasten **S1z** und **S2x**

## 4 Strukturoptimierung

Im allgemeinen Sprachgebrauch wird unter einem „Optimum“ ein Bestfall, also die „beste“ Ausprägung eines Systemzustands, verstanden. Für eine technische Betrachtung muss die Qualität der möglichen Ausprägungen als Funktion veränderlicher Parameter ausgedrückt werden. Das »Optimum« ist dann ein Extremwert dieser Funktion (Maximum bzw. Minimum), die »Optimierung« jener Prozess, in dem durch Änderung der Parameter dieses Optimum gefunden bzw. angenähert werden kann.

### 4.1 Optimierungsmethoden als Werkzeuge der Produktentwicklung



**Abbildung 4.1:** Entwicklungsphasen eines Produkts (basierend auf [8, 17, 25]) und Einsatzbereiche für Topologieoptimierung und Dimensionierung bei Strukturmechanik-Aufgaben

Im chronologischen Ablauf einer Produktentwicklung stehen zu Beginn die Phasen der *Ideenfindung*, *-selektion* und der daraus folgenden *Produktdefinition*. Dabei verfestigt sich eine Idee, die sich vom Zweck des Produkts ableitet, zu einer konkreten Anforderungsliste (vgl. Abb. 4.1). Diese beschreibt den optimalen Zielzustand des Produkts als primäres Merkmal. Darüberhinaus legt sie Eigenschaften fest, die das Produkt zusätzlich aufweisen muss<sup>1</sup>.

Die anschließenden Entwicklungsphasen enthalten in der Regel einen oder mehrere, eventuell parallel laufende Optimierungsprozess(e), um den primären Zielforderungen gerecht zu werden. Die verfügbaren Methoden zur praktischen Lösung solcher Optimierungsaufgaben sind vielfältig:

1. *Analytisch*: Manche einfache oder vereinfachte Optimierungsprobleme lassen sich als Funktion von wenigen, veränderlichen Parametern formulieren. Dazu muss der optimale Zustand durch *eine* numerische Größe beschrieben werden können, für die sich dann das gewünschte Extremum — sofern es die Bauart der Funktion zulässt — analytisch

<sup>1</sup> Die Beweggründe zur Festlegung können im allgemeinen auch nichttechnischer Natur sein, die Merkmale innerhalb der Anforderungsliste werden jedoch großteils durch technische Parameter quantifiziert.

berechnen lässt. Jedoch zeigt sich schon mit nur einer unabhängigen Variablen das Problem, dass bei mehreren Extrema jedes auf seine Eigenschaften hin untersucht und verglichen werden muss, um das globale Optimum zu finden. Mit steigender Zahl freier Parameter und/oder Nebenbedingungen wird der analytische Rechenweg zeitaufwendiger und für die Ingenieurpraxis de facto unbrauchbar.

2. *Empirisch*: In der Produktentwicklung war man daher früher nahezu gänzlich auf empirische Versuchsreihen, Funktionsmodelle und Prototypenserien angewiesen, um durch sukzessive Änderung von Parametern auf einen Systemzustand zu schließen, der dem gewünschten Optimum nahekommt.

Um einen Eindruck von Haptik und Optik eines Produkts zu gewinnen, werden auch heute oft *Anschauungsmodelle* gefertigt. Durch etablierte Rapid-Prototyping-Verfahren hält sich dafür der Aufwand in Grenzen. Der Bau von *Funktionsmodellen* hat zwar ebenso nach wie vor seine Bedeutung, wurde aber aus vielen Bereichen verdrängt und durch virtuelle Modelle ersetzt.

3. *Rechnergestützt, numerisch*: Unter dem Begriff der »Virtuellen Produktentwicklung« geht in der Industrie der Trend heute dazu über, von der ersten Idee eines Produkts bis hin zum Tooling bzw. der Planung ganzer Fertigungsstraßen alle Teiletappen der Produktentstehung auf Basis virtueller Computer-Modelle zu absolvieren. Darin sind auch verschiedenste Optimierungen eingeschlossen.

Von Seiten der Computerhardware ist es erst seit wenigen Jahren möglich, diese Methodik auch bei komplexen Produkten in geschlossener Form anzuwenden. Im Jahr 2007 wagte FIAT die ausschließlich virtuelle Entwicklung des PKW-Modells BRAVO (TYP 198) und hatte damit Erfolg. Lediglich die vom Gesetzgeber geforderten, realen Fahrzeugtests mussten am Ende mit Prototypen absolviert werden.

Die Hauptvorteile dieser Vorgangsweise sind die Kosten- und Zeitersparnisse sowie die höhere Flexibilität in Bezug auf Modellvariationen. Ein Nachteil ist, dass sich die Modellierung abstrakter als anhand realer Materie gestaltet. Dies bringt potentielle Fehlerquellen mit sich und verlangt besonders aufmerksame Interpretationen der Simulationsergebnisse. Weiters enthalten virtuelle Modelle in der Regel nur Informationen für einen speziellen Zweck. Sekundäre Erkenntnisse, die auf Interdependenzen zu anderen Produkteigenschaften beruhen, können daraus schwerer gewonnen werden oder benötigen weitere, komplexere Modelle [21].

#### 4.1.1 Optimierungsdisziplinen in der Strukturmechanik

In Industriesparten des Leichtbaus wird die »Virtuelle Produktentwicklung« speziell im Bereich der Strukturanalyse in Kombination mit verschiedenen rechnergestützten Optimierungsverfahren angewandt.

Anstatt für einzelne Bauteile eine Reihe von Revisionszyklen (Auslegung – Konstruktion – Prototypenbau – Prüfung) durchlaufen zu müssen wird versucht, durch Optimierungen an einem FE-Modell im Vorfeld richtige, optimale Entscheidungen für die Bauteilgestaltung und -dimensionierung zu finden. Im besten Fall genügt es dann, am fertigen Objekt die Einhaltung aller relevanten, mechanischen Kriterien zu verifizieren. Die Fertigung von Prototypen oder die

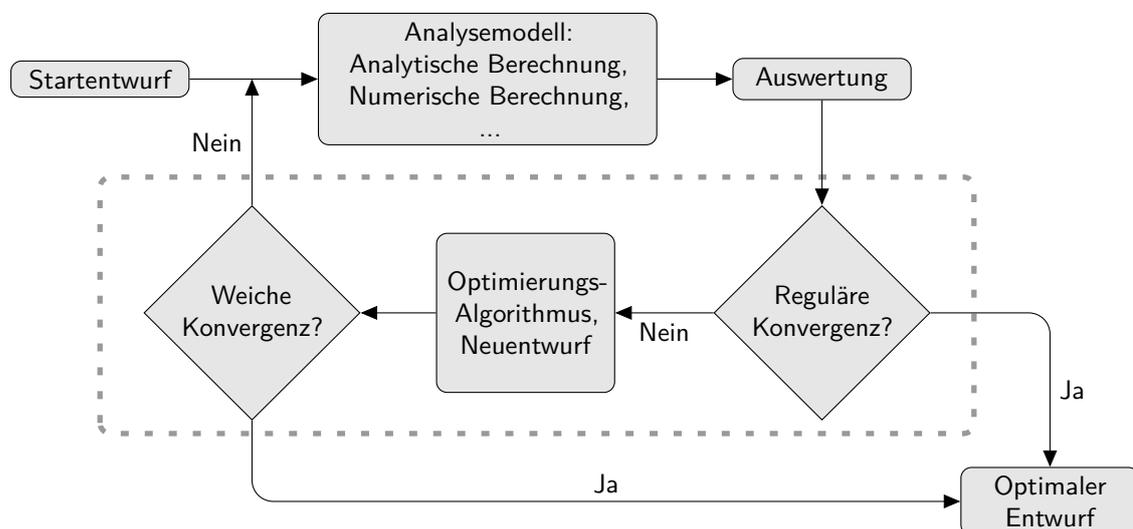
Durchführung von Prüfserien kann somit fallweise eingespart werden.

Umgangssprachlich bezieht sich der Begriff „Optimierung“ meist auf die Verbesserung bereits bestehender Konzepte. Es handelt sich dabei beispielsweise um Optimierung durch Änderung konkreter Maße (*Dimensionierung*, *size optimization*<sup>1</sup>) oder Formgebungen (*shape optimization*, *morphing*). Die Anwendung dieser *Optimierungsdisziplinen* setzt jedoch bezüglich des Bauteildesigns voraus, dass bereits Vorentscheidungen zur Topologie, also der grundlegenden, räumlichen Aufteilung der Struktur, getroffen worden sind. Will man auch für diese ersten Entscheidungsschritte hinsichtlich der Bauteiltopologie ein Optimierungsverfahren verwenden, bietet sich die *Topologieoptimierung* (*topology optimization*) als Hilfestellung an.

Mit zunehmender Einschränkung (wie z. B. durch angrenzende Baugruppen, Durchführungslöcher, anderweitige Entscheidungen zur Bauweise, Design der Produktoberfläche, etc.) des zur Verfügung stehenden Bauraums (*design space*) verringert sich das Potential, aus dem eine solche Topologieoptimierung schöpfen kann. Topologieoptimierungen kommen daher eher in der frühen Konzeptphase zum Einsatz, während Dimensionierungen eher an bestehenden Konzepten im Zuge der Weiterentwicklung durchgeführt werden (vgl. Abb. 4.1).

#### 4.1.2 Rechnergestützte Optimierungsverfahren

Es gibt mehrere, grundverschiedene Ansätze, die Lösungsfindung von Optimierungsaufgaben zu automatisieren. In jedem Fall handelt es sich um iterative Prozesse: In einer *Optimierungsschleife* werden schrittweise Simulationsergebnisse verglichen und daraus Schlüsse für die jeweils darauffolgende Iteration gezogen. Dabei entscheidet ein Optimierungsalgorithmus darüber, wie die Eingangsparameter geändert werden (vgl. Abb. 4.2).



**Abbildung 4.2:** Ablauf eines mathematischen Optimierungsprozesses in ALTAIR OPTISTRUCT [3] (verändert nach [19])

1 In *typewriter* gesetzte Begriffe entsprechen der von ALTAIR verwendeten Nomenklatur - siehe nächster Abschnitt 4.2

Die Größe, für die das Optimum gesucht wird, wird als »Zielfunktion« (*cost function* oder *objective function*) definiert. Dies könnte z. B. das Maximum einer bestimmten Steifigkeit sein. Zusätzlich geforderte Eigenschaften müssen ggfs. als Nebenbedingungen (**design constraints**) berücksichtigt werden (bspw. eine Beschränkung der Bauteilmasse).

Die Optimierung wird in der Regel bei Erfüllung eines Konvergenzkriteriums beendet, zusätzlich können die Anzahl der Iterationsschritte und/oder die Rechenzeit begrenzt werden.

Die heute bedeutendsten Klassen von Optimierungsverfahren sind:

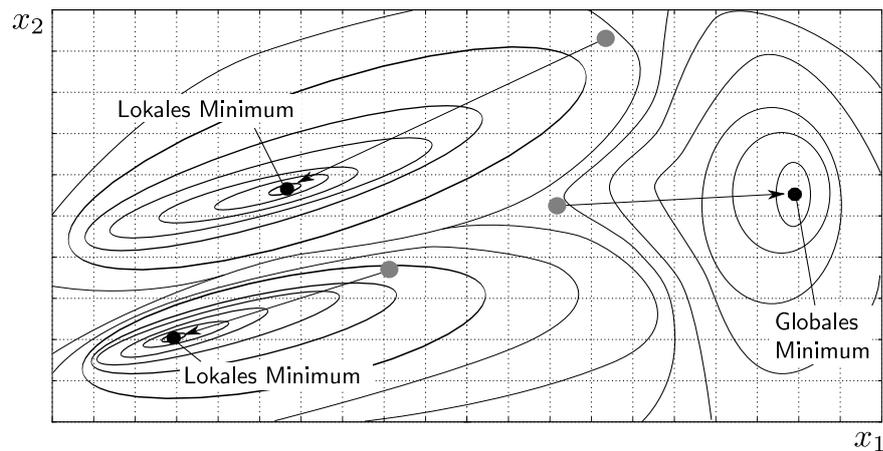
- *Mathematische Optimierungsverfahren* — sie verwenden numerische Algorithmen, um das Minimum der Zielfunktion zu bestimmen. Es ist nötig, ein konkretes Set von Parameterwerten als „Ausgangspunkt“ vorzugeben. Aufgrund der Eigenschaften des aktuell betrachteten Punkts wird das Parameter-Set für die nächste Iteration bestimmt (»Lokale Approximationsmethode«). Die Berechnung kann nach mehreren Methoden erfolgen und stützt sich in der Regel auf Informationen aus einer vorausgehenden Sensitivitätsanalyse. Da insbesondere der Vektor des maximalen Anstiegs der Zielfunktion von Interesse ist, wird auch oft der Ausdruck *Gradientenverfahren* gebraucht.
- *Evolutionäre Optimierungsverfahren* — diese erfassen Optimierungsaufgaben nicht durch mathematische Formulierung und anschließende, analytische Auswertung, sondern sind stochastische Suchmethoden. Es wird im Sinne der Bionik versucht, das Prinzip der Evolution von Lebewesen für technische Systeme zu adaptieren: Wie in der Natur aus einem Genotyp (der Gesamtheit aller genetisch festgelegten Merkmale) durch genetische Rekombination/Mutation immer wieder neue Phänotypen geschaffen werden, so generiert ein evolutionärer Algorithmus angepassten „Vererbungsregeln“ entsprechend aus vorhandenen Sets von Systemparametern neue Individuen. An Stelle der natürlichen Selektion tritt eine Bewertungsfunktion (*fitness function*), die aus der aktuellen Population die „besten“ Individuen auswählt. Diese stellen den Genotyp für die nächste Iteration dar (Näheres in [4, chapter 3], [12, ab S. 64] und [14, Abschn. 14.4]).

Als weitere wichtige Unterscheidung dient die Einteilung in *Lokale* und *Globale Optimierungsverfahren*:

In Abb. 4.3 wird die Zielfunktion eines einfachen mathematischen Optimierungsproblems ohne Restriktionen in Abhängigkeit von zwei freien Parametern  $x_1$  und  $x_2$  dargestellt. Für die drei eingezeichneten Startpunkte werden mit einem ausschließlich gradientenbasierten Algorithmus drei verschiedene Minima aufgefunden. Verfahren, die die Charakteristik aufweisen, immer im lokalen Minimum des anfangs betretenen „Tals“ zu konvergieren, nennt man »Lokale Optimierungsverfahren«.

Im Gegenzug bieten »Globale Optimierungsverfahren«, zu denen in erster Linie die evolutionären zählen, eine hohe Wahrscheinlichkeit, globale Optima zu finden. Ihre Nachteile sind jedoch der weit höhere Definitions- und Rechenaufwand und das im Allgemeinen langsamere Konvergenzverhalten.

Als Optimierungsstrategie bietet sich daher an, die Vorteile von lokalen und globalen Verfahren in Kombination zu nutzen. Man setzt dann das globale Verfahren nur dazu ein, einen guten Startwert für einen lokalen Optimierer zu finden [9, S. 287].



**Abbildung 4.3:** Konvergenzverhalten eines „reinen“ Gradientenverfahrens, anhand von Höhen-schichtlinien eines „Funktionsgebirges“ veranschaulicht [9, S. 9].

## 4.2 Mathematische Optimierung mit ALTAIR OPTISTRUCT

Für die Optimierungsaufgaben innerhalb dieser Arbeit wird das Softwarepaket ALTAIR HYPERWORKS in der Version 9.0, 32 Bit eingesetzt. Von den einzelnen CAE-Anwendungen werden folgende verwendet:

- HYPERMESH — Preprocessor für Geometriemodellierung und umfassendes Meshing, bietet weiters Import-Möglichkeiten aus den gängigsten CAD-Produkten sowie den Export von Input-Decks für mehrere FE-Solver an.
- OPTISTRUCT — Numerischer, impliziter Solver, mit dem Finite-Elemente-Aufgaben auch im Zusammenhang mit Optimierungsalgorithmen gelöst werden können; bietet mehrere numerische Methoden nach Stand der Technik an, entscheidet nach Erfordernis automatisch über deren Einsatz (siehe später); kann weiters zum Lösen von Problemen an Mehrkörpersystemen benutzt werden.
- HYPERVIEW — Postprocessor zur Visualisierung und Verarbeitung der Ergebnisdaten.

Da OPTISTRUCT ein mathematisches Optimierungsverfahren verwendet, beziehen sich die in diesem Abschnitt beschriebenen Methoden speziell hierauf. Am Ende des Kapitels wird auf die Arbeitsweise zur Optimierung von Faserverbundwerkstoffen eingegangen, da diese dem Konvergenzverhalten des Algorithmus angepasst werden muss.

### 4.2.1 Optimierungs-Setup

#### Finite-Elemente-Modell

Bevor das Setup der eigentlichen Optimierung konfiguriert werden kann, muss das FE-Modell fertig aufbereitet sein. Dies umfasst die Erstellung oder den CAD-Import einer Stützgeometrie, die Vernetzung der Geometrie mit zweckmäßigen Elementtypen sowie die Definition von Lastfällen samt Randbedingungen (zusammengefasst in **subcases**).

#### Wahl der Zielfunktion und der Restriktionen

Um die Problemstellung der eigentlichen Optimierung zu formulieren, muss zunächst *eine skalare Größe* festgelegt werden, deren *Minimum* bestimmt werden soll<sup>1</sup>. Die Funktion dieser Größe  $f(\mathbf{x})$  entspricht der Zielfunktion und wird in Abhängigkeit von allen in der Optimierung veränderlichen Parametern  $x_i$  (**design variables**;  $i \in [1, n]$ ) abgebildet. Werte- wie Bildbereich dieser Funktion werden durch verschiedenartige Restriktionen eingeschränkt, wodurch der zulässige Entwurfsraum  $\mathcal{S}$  definiert wird:

- Ungleichheits-Restriktionen (**inequality constraints**)      $g_j(\mathbf{x}) \leq 0 \mid j \in [1, m_g]$
- Gleichheits-Restriktionen (**equality constraints**)      $h_k(\mathbf{x}) = 0 \mid k \in [1, m_h]$
- Explizite Restriktionen (**upper, lower bounds**)      $x_i^l \leq x_i \leq x_i^u \mid i \in [1, n]$

Eine implizite Ungleichheits-Restriktionsfunktion  $g_j$  nennt man im Zuge der Optimierung an einem Punkt  $\mathbf{x}$  entweder

- *inaktiv* — wenn die Ungleichung erfüllt ist und sie somit nicht zum Tragen kommt (negativer Funktionswert von  $g_j$ ),
- *aktiv* — wenn sie in Form einer Gleichheit vorliegt (Funktionswert 0), oder
- *verletzt* (**violated**) — wenn sie nicht erfüllt ist (positiver Funktionswert).

Die impliziten Gleichheits-Restriktionen  $h_k$  können dementsprechend nur entweder aktiv oder verletzt sein. Die expliziten Restriktionen schränken unmittelbar den Wertebereich bestimmter Designvariablen  $x_i$  ein.

Das gesuchte Optimum im zulässigen Entwurfsraum  $\mathcal{S}$  (*feasible set of parameters*) ist also [9, 19]:

$$f^*(\mathbf{x}^*) = \min \{f(\mathbf{x}) \mid \mathbf{x} \in \mathcal{S}\} \quad \text{für} \quad \mathcal{S} = \{\mathbf{x} \in \mathbb{R}^n \mid \mathbf{g}(\mathbf{x}) \leq \mathbf{0}, \mathbf{h}(\mathbf{x}) = \mathbf{0}, \mathbf{x}^l \leq \mathbf{x} \leq \mathbf{x}^u\}$$

<sup>1</sup> Anwender sehen ebenso die Möglichkeit, Maximierungsprobleme zu formulieren. Diese werden intern jedoch immer durch  $\max f(\mathbf{x}) = -\min f(\mathbf{x})$  ausgedrückt. Selbiges gilt auch für die Formulierung von Restriktionen.

Durch Auferlegung zu vieler Restriktionen kann es (unbewusst) passieren, dass der Lösungsraum so weit eingeschränkt wird, dass er verschwindet.

Es können sich auch Situationen ergeben, in denen OPTISTRUC zwischenzeitlich kein brauchbares (*feasible*) Entwurfs-Design berechnen kann. Dies wird nach der Auswertung einer Iteration durch die Meldung `infeasible design` angezeigt, ebenso durch eine Liste mit `maximum constraint violations`. Prinzipiell kann der Algorithmus damit umgehen, indem er für Neuentwürfe den Vektor der Restriktions-„Verletzungen“ heranzieht. Es kann jedoch passieren, dass sich dieser Zustand bis zur Konvergenz nicht ändert und nur ein lokales Minimum der Zielfunktion außerhalb des brauchbaren Bereichs gefunden werden kann.

### Antworten aus der Simulation

Sowohl die Werte der Zielfunktion wie auch aller Restriktionen müssen in OPTISTRUC durch *Antworten* (`responses`) referenziert werden. Diese können wahlweise *Systemantworten* (direkte Antworten aus der FE-Analyse) oder *vom Benutzer definierte Antworten* (funktional verknüpfte Systemantworten oder extern generierte Antworten) sein.

Je nach Art der Lastfälle und Optimierungsdisziplin stehen folgende Systemantworten bereit (Auswahl; Begriffe entsprechen der Dokumentation zu OPTISTRUC, siehe [3]):

- *Lastfall-unabhängige Systemantworten*: Masse, Volumen, Massenanteil, Volumenanteil, Massenträgheitsmomente, gewichtete Nachgiebigkeit, von Mises Vergleichsspannung, ...
- *Antworten für statische Lastfälle*: Nachgiebigkeit, Verschiebungen, Kräfte, Spannungen, Dehnungen, sowie für Composite-Elemente adaptierte Größen (Spannungen, Dehnungen, Versagens-Sicherheiten)
- *Antworten für diverse Speziallastfälle*: `normal modes subcases` — Eigenfrequenz; `buckling subcase` — Beulfaktor; `frequency response subcase` — Spannung, Dehnung, Verschiebung, ...

Die Antworten müssen sich explizit auf einen (oder falls vorhanden mehrere) der Lastfälle beziehen. Dabei ist es auch möglich, eine Antwort nur einem Teil der Gesamtstruktur zuzuweisen (einer `component` als Gruppe von finiten Elementen bzw. einer individuellen Auswahl oder ggfs. auch nur einem Element oder einem Knoten).

#### 4.2.2 Iteratives Lösungsverfahren

Da die »Lokale Approximationsmethode« immer nur einen bestimmten Punkt (als Set konkreter Parameter-Werte) des Bildbereichs „sieht“, unterliegt sie der Voraussetzung, dass je Iteration nur kleine Änderungen am Design vorgenommen werden dürfen (siehe *move limit* am Ende dieses Unterabschnitts). Innerhalb der Optimierungsschleife (grau strichliert umrandeter Bereich in Abb. 4.2) passiert dementsprechend Folgendes:

1. Aufgrund der Auswertungsdaten aus der aktuellen FE-Analyse wird ein Konvergenztest durchgeführt.
2. Für das aktuell vorliegende Design wird eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt.
3. Auf Basis der Sensitivitätsinformationen wird ein approximiertes Optimierungsproblem gelöst.
4. Aus den Ergebnissen dieses vereinfachten Optimierungsproblems wird auf ein neues Design geschlossen.
5. Ein weiterer Konvergenztest wird ausgeführt, danach gegebenenfalls die nächste Iteration und FE-Analyse gestartet.

Anstatt das Optimierungsproblem am kompletten Funktionsraum anzuwenden, findet also anhand der Sensitivitätsanalyse in den Punkten 2. und 3. eine *Approximation* statt, mit der die Geometrie und somit die numerische Lösbarkeit lokal „vereinfacht“ werden. In OPTISTRUCT wurden drei verschiedene Methoden zur Berechnung von Design-Updates implementiert, die hier nicht näher erläutert werden (*optimality criteria method*, *dual method*, *primal feasible directions method*, [3], [9]). Die Entscheidung, welche der Methoden eingesetzt wird, hängt vom Typ des Optimierungsproblems ab und wird ohne Benutzereingriff automatisch von OPTISTRUCT gefällt.

Je Iteration wird die Konvergenz des Verfahrens auf zwei Arten kontrolliert. Jede für sich stellt eine hinreichende Abbruchbedingung dar:

- Reguläre Konvergenz (**regular convergence**) liegt vor, wenn das Konvergenzkriterium für zwei aufeinanderfolgende Iterationen erfüllt ist. Dies ist der Fall, wenn die Änderung des Wertes der Zielfunktion kleiner als eine dafür definierte Toleranz ist und keine Nebenbedingung um mehr als 1% verletzt ist.
- Weiche Konvergenz (**soft convergence**) ist gegeben, wenn sich zwischen zwei Iterationen die Werte der Designvariablen wenig oder gar nicht verändern.

Während zur Erreichung der Regulären Konvergenz theoretisch nur mindestens drei Iterationen von Nöten sind, reichen für die Weiche Konvergenz zwei aus, da in diesem Fall nicht die Zielfunktion, sondern die Ausgangslage eines Iterationsschritts bewertet wird.

Je nach Beschaffenheit des Funktionsraums und Ausgangsposition (Startwerte für die Designvariablen) stehen die Chancen unterschiedlich gut, mit denen ein mathematischer Optimierungsalgorithmus das globale Minimum auffindet. Bei einer hochgradig nichtlinearen Funktion werden dazu im allgemeinen mehrere Iterationen nötig als bei einer linearen Funktion. Die größten Änderungen am Design erfolgen normalerweise in den ersten paar Iterationen. Die praktische Erfahrung im Umgang mit dem Solver zeigt, dass zwischen 5 und 30 Iterationen zur Erreichung regulärer Konvergenz benötigt werden. Wenn ein Optimierungsproblem nicht innerhalb dieses Rahmens konvergiert, kann davon ausgegangen werden, dass das Setup ungünstig gewählt und

kein zufriedenstellendes Minimum der Zielfunktion aufgefunden wurde. Dies ist auch der Fall, wenn die Werte der Zielfunktion gegen Ende der Optimierung nicht über mehrere Iterationen monoton fallend verlaufen.

Ein anders gewählter Ausgangspunkt kann Abhilfe schaffen, ebenso ein enger gewählter zulässiger Bereich (durch Ändern/Hinzufügen von Restriktionen), wenn dadurch störende Nebenminima verschwinden.

Tatsächlich arbeitet ein mathematischer Optimierungsalgorithmus nur dann *garantiert* zuverlässig, wenn die Optimierung auf einer *konvexen* Zielfunktion abläuft — wodurch impliziert wird, dass nur *ein* globales Minimum existiert. Die Konvexität für eine Funktion  $f(\mathbf{x}) : [\mathbf{x}^l, \mathbf{x}^u] \rightarrow \mathbb{R}$  ist gegeben, wenn gilt:

$$f(\theta \cdot \mathbf{x}_A + (1 - \theta) \cdot \mathbf{x}_B) \leq \theta \cdot f(\mathbf{x}_A) + (1 - \theta) \cdot f(\mathbf{x}_B) \quad \forall \mathbf{x}_A, \mathbf{x}_B \in [\mathbf{x}^l, \mathbf{x}^u]; \quad \forall \theta \in [0, 1]$$

Bildhaft ausgedrückt bedeutet hier Konvexität, dass es keine zwei Punkte auf der Zielfunktion gibt, deren Verbindungsgerade die abgebildete Fläche schneidet.

Fallweise ist dieses Kriterium jedoch zu streng, da es auch nichtkonvexe Funktionen gibt, die nur ein Minimum aufweisen (Abb. 4.4c). Wird der zulässige Bereich (*feasible set*) von Restriktionen eingeschränkt, so wird ein zweites Kriterium dafür nötig, dass nur *ein* globales Minimum existiert: Fasst man den zulässigen Bereich als Menge auf, so muss auch diese konvex sein. Andernfalls können an ihrem Rand in manchen Fällen Nebenminima auftreten.

Letztlich macht es die Vielfalt an Spezialfällen schwierig, Aussagen über die Existenz von Nebenminima zu machen. Da man als Anwender bei realen, FE-basierten Optimierungsaufgaben aufgrund der Komplexität nicht über die globale Bauart der Zielfunktion Bescheid weiß, kann im allgemeinen nicht sicher bestimmt werden, ob sie konvex ist oder nicht [19].

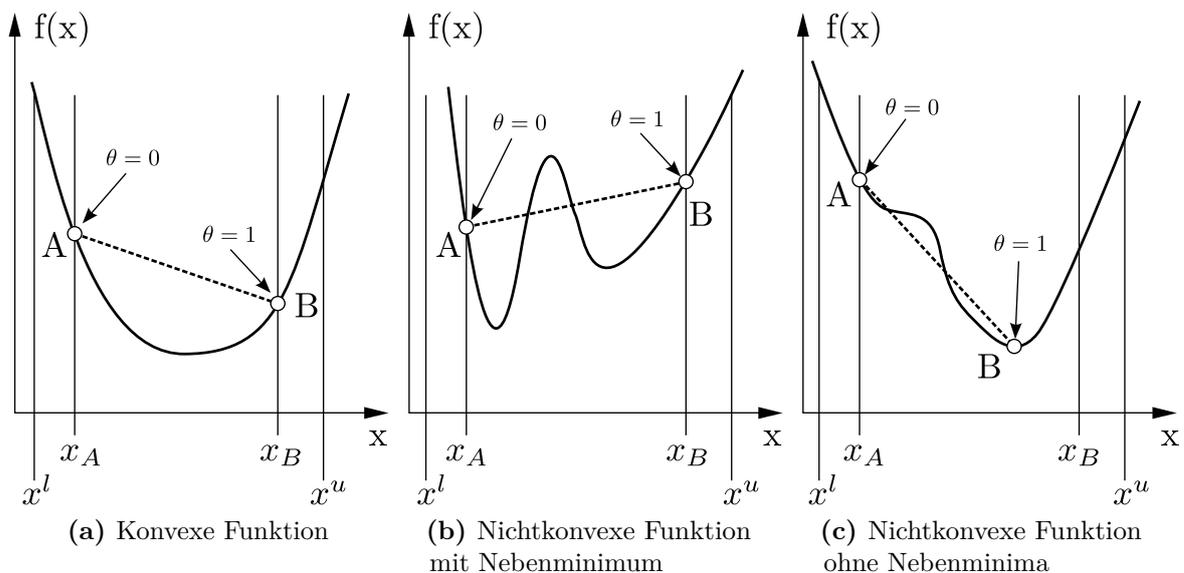


Abbildung 4.4: Beispiele für konvexe und nichtkonvexe Funktionen  $\mathbb{R} \rightarrow \mathbb{R}$

In der Praxis ist es daher sinnvoll, Optimierungsergebnisse durch Wahl verschiedener Startpunkte zu verifizieren und ggfs. das Setup zu ändern.

### Optimierungsparameter

Das numerische Verhalten des Optimierungsalgorithmus kann durch mehrere Parameter vom Benutzer beeinflusst werden. Als wichtigste sind zu nennen:

- *Move Limit*: Je weiter sich neu berechnete Designs vom aktuellen Ausgangspunkt entfernen, desto ungenauer werden die approximierten Werte im Allgemeinen ausfallen. Dies kann zu einem schlechten Konvergenzverhalten führen, das an einer stark oszillierenden Zielfunktion erkennbar ist. Der Algorithmus springt dann von einem nicht brauchbaren (**infeasible**) Design zum nächsten, da die kritischen, verletzten Restriktionen nur unzureichend genau berechnet werden können. Zur Regulierung wird je Designvariable ein `move limit` eingesetzt, das die maximale Schrittweite für Neuentwürfe begrenzt. Ein kleiner gewähltes Move Limit wird im Allgemeinen zu einem glatteren Verlauf der Zielfunktionskurve führen, also besseres Konvergenzverhalten bringen, jedoch mehr Iterationsschritte verlangen. Als guter Kompromiss für ein typisches Move Limit gelten etwa 20% des Designvariablen-Werts. Wird keine manuelle Angabe gemacht, berechnet OPTISTRUCT auf Basis der Restriktions-Verletzungen voraussichtlich geeignete Move Limits automatisch.
- *Konvergenztoleranz*: Hiermit kann die Grenze für die relative Änderung zweier aufeinanderfolgender Zielfunktionswerte festgelegt werden, bei deren Unterschreitung der Optimierer abbricht.

### 4.2.3 Dimensionierung

Dimensionierungsaufgaben lassen sich in OPTISTRUCT durch die `size optimization` vielseitig definieren, indem jede zu verändernde Strukturelement-Eigenschaft  $p$  (**property**) über eine Beziehung der Form  $p = C_0 + \sum_i D_i \cdot C_i$  mit einer oder mehreren Designvariablen  $D_i$  verknüpft wird ( $C_0, C_i \dots$  Konstanten). Diese Eigenschaften können zum Beispiel Dicken von Shell Elementen, Geometrieparameter des Querschnitts von Beam-Elementen, Federsteifigkeiten, Massen, etc. sein.

Auf ähnliche Weise können auch Zusammenhänge *zwischen* Designvariablen (**design variable links**) geschaffen werden (z. B., um eine Eigenschaft stets doppelt so groß wie eine andere zu bemessen).

Auch besteht die Möglichkeit, *Diskrete Designvariable* zu definieren, die nur bestimmte, vom User vorgegebene Werte annehmen dürfen. Beispielsweise lässt sich auf diese Art eine Normreihe für Standardhalbzeuge (etwa Wandstärken für einen bestimmten Rohr-Außendurchmesser von Balkenelementen) bereitstellen. Alleine auf Basis diskreter Variablenwerte würde das Gradientenverfahren jedoch nicht mehr funktionieren. OPTISTRUCT verwendet daher für die

Zwischenbereiche der „Stützpunkte“ künstlich angelegte Funktionen, um es dennoch einsetzen zu können. Bei zu geringer Anzahl oder zu großen Abständen der diskreten Werte oder stark nichtlinear gebauter Zielfunktion funktioniert dies jedoch nicht mehr zufriedenstellend.

### Optimierung von Faserverbundwerkstoffen

Will man mit OPTISTRUC die Eigenschaften eines Faserverbundbauteils optimieren, so geschieht dies auf Basis der klassischen Laminattheorie. Das heißt, man fasst das zu optimierende Bauteil als flächenhaften Körper auf, der aus mehreren Laminat-Einzelschichten individueller Schichtdicken und Faserorientierungen besteht (Aufbau aus *unidirektional* faserverstärkten Schichten = *UD-Schichten*). OPTISTRUC bietet für Schalenelemente **properties** an, die speziell für derart aufgebaute Laminat gemacht wurden. Die darin festzulegenden Orientierungen und Einzelschichtdicken können, um Optimierungen zu ermöglichen, auch mit Designvariablen verknüpft werden. Um das Verhalten der anisotropen Einzelschichten abzubilden, müssen *orthotrope* Materialien definiert und referenziert werden. Es ist aber — falls benötigt — auch genauso möglich, isotrope Materialschichten einzubinden. UD-Schichten von CFK-Faser-Kunststoffverbunden sind stark anisotrop und weisen entlang ihrer Faserlängsrichtung ein Vielfaches an Festigkeit und Steifigkeit gegenüber quer dazu auf. Optimierungen für Leichtbauaufgaben zielen daher meist darauf ab:

- Faserorientierungen entlang der Spannungshauptachse zur größten Hauptnormalspannung auszurichten, bzw.
- Faserorientierungen so zu wählen, dass die Steifigkeit der Struktur maximal wird, bzw.
- Einzelschichtdicken verschiedener Orientierungen so aufeinander abzustimmen, um für verschiedenartige Lastfälle (zum Beispiel Torsion und Biegung eines Rohrs) hinsichtlich Festigkeit und Steifigkeit einen passenden Lagenaufbau zu erhalten, bzw.
- Strukturen lokal durch Patches zu verstärken, um die Festigkeit höherbeanspruchter Lasteinleitungszonen zu erhöhen bzw. um ein bestimmtes, lokal veränderliches Steifigkeitsverhalten zu bekommen.

Für Aufgaben, die dem letzten Punkt entsprechen, bietet OPTISTRUC die **free-size optimization** als spezielle Optimierungsdisziplin an. Diese ähnelt im Prinzip einer Topologieoptimierung (siehe Folgeabschnitt), bezieht sich jedoch auf die Materialverteilung *innerhalb* von Laminat-Einzelschichten. Da in dieser Arbeit nur Designs mit Volllagen zu entwerfen sind, reichen die Möglichkeiten der Dimensionierung aus. Jedoch gibt folgender Satz aus der OPTISTRUC-Dokumentation zur Free Size Optimierung Aufschluss über eine geeignete Arbeitsweise mit Einzelschichtgeometrien:

While ply angles are not variables for topology and free-size optimization, thickness optimization of plies indirectly leads to a discrete optimization of angles.

Diese Art der Interpretation kann ebenso sinnvoll auf die Dimensionierung angewandt werden

(für Genaueres siehe Abschnitt 6.2).

#### 4.2.4 Topologieoptimierung

Die Topologieoptimierung ist die geometrisch flexibelste Art der Struktur-Optimierung. Mit ihr werden nicht nur einzelne Abmessungen parametrisiert oder äußere Konturen geformt, es können auch Löcher in der Struktur ausgebildet werden. Man erhält in Form von Materialverteilungen ganze Bauteil-Topologien als Optimierungsergebnis und nicht nur lokale geometrische Ausprägungen, wie dies bei der Dimensionierung oder Formoptimierung der Fall ist.

Die Löcher werden im FE-Modell jedoch nicht durch Wegnahme von Elementen oder Änderung der Stützgeometrie und Neuvernetzung erzeugt, sondern alleine durch den Elastizitätsmodul je Element initiiert. Wird einem Element ein kleiner Elastizitätsmodul zugewiesen, so verhält es sich weich und wie ein *Lochelement*, bei Zuweisung des Maximalwertes (Elastizitätsmodul des Werkstoffes) verhält es sich wie ein *massives Element*. Anstelle von 0 muss für den Elastizitätsmodul jedoch ein Minimalwert eingesetzt werden, da dies die numerische Berechnung verlangt<sup>1</sup>. Für die mit den Designvariablen  $x_i$  verknüpften Element-E-Moduli gelten die expliziten Restriktionen:

$$x_i^L \leq x_i \leq x_i^U \quad \forall i \in I_E.$$

$I_E$  bezeichnet die Menge aller Elemente  $i$ , für die der E-Modul variiert werden soll. Der dafür beanspruchte Raum ist der Designspace, der zur optimalen Ausnutzung vom Algorithmus gestaltet werden soll. Des weiteren wird es in der Bauteilgeometrie Zonen geben, die zur Funktionserfüllung unerlässlich mit Material aufgefüllt sein müssen (Lasteinleitungszonen in Form von Federtellern, Anschlägen, Montageflanschen, ... bzw. Lagerstellen). Diese beschreiben den *non-designspace* und müssen bei der Modellierung extra ausgezeichnet sein. Sie werden bei jeder Analyse mit ihrer vollen „Materialdichte“ miteinbezogen und sind mit den Design-Elementen verbunden.

ALTAIR war mit dem kommerziellen Produkt OPTISTRUC der erste Anbieter der mathematischen Topologieoptimierung in seiner klassischen Version. Dabei wird die mittlere Nachgiebigkeit  $C = \sum_i \vec{F}_i^T \cdot \vec{u}_i$  (*compliance*)<sup>2</sup> als Zielfunktion und ein maximaler Füllgrad  $v^U$  (*mass fraction*, Massenanteil in Bezug auf die Masse des vollständig ausgefüllten Designspace) als Restriktion eingesetzt [9]:  $v \leq v^U$ .

Da die maximale Steifigkeit als Optimierungsziel verwendet wird, konvergieren die Lösungen immer zur Obergrenze des Füllgrades hin. Der Grund dafür ist, dass — unabhängig von der Topologie — mit einer Materialanhäufung immer eine weitere Minimierung der mittleren Nachgiebigkeit einhergeht. In der Praxis wird man also mit dem Füllgrad eine gewünschte

1 Intern wird der E-Modul über einen auf 1 normierten Dichtewert gesteuert. Der Dichtewert 0 entspricht dem Minimal-E-Modul, der Wert 1 dem Maximalwert. Dies ermöglicht auch bessere Interpretierbarkeit im Postprocessing.

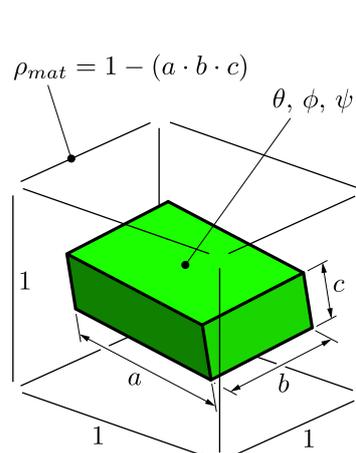
2 Hier sind  $\vec{F}_i$  die äußeren Lasten, die an der Struktur angreifen und  $\vec{u}_i$  die Verschiebungen der zugehörigen Angriffspunkte.

Endmasse einstellen und durch die Optimierung die Materialverteilung zur Erreichung der maximalen Steifigkeit ermitteln (die sich auch für mehrere Lastfälle bestimmen und gegebenenfalls gewichten lässt). Im nächsten Schritt überprüft man anhand statischer Analysen, ob die relevanten Versagenskriterien erfüllt sind. Falls nicht, muss die Optimierung mit anderem Setup (z. B. Erhöhung des Füllgrads  $v$ ) neu gestartet werden.

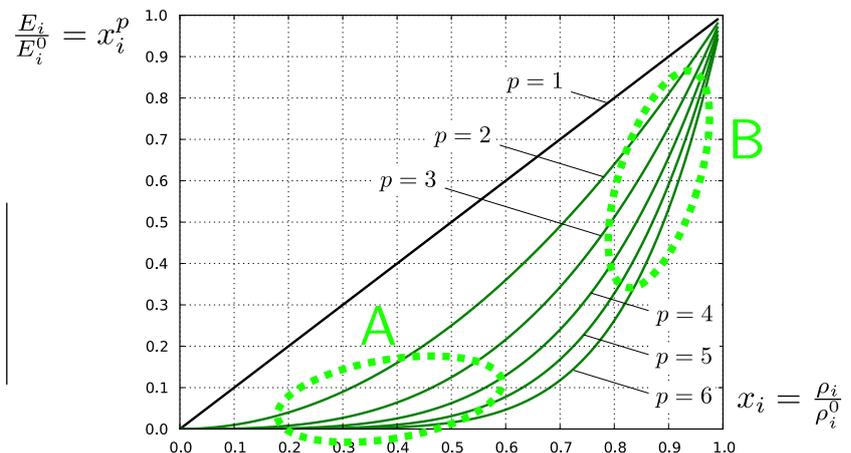
Ein solches Setup zeigt allgemein gutes Konvergenzverhalten und wird auch für die Topologieoptimierungen in dieser Arbeit verwendet.

Idealerweise sollte das Ergebnis einer Topologieoptimierung so aussehen, dass am Ende die Elementdichten entweder den Wert 0 oder 1 annehmen. Die Optimierung mit diskreten Design-Variablen erweist sich jedoch oft als problematisch und ist für eine große Anzahl unmöglich. Es muss daher mit kontinuierlichen „Dichte“-Variablen gearbeitet und ein funktionaler Zusammenhang zum Elastizitätsmodul geschaffen werden. Dazu haben sich zwei verschiedene Ansätze durchgesetzt:

- Bei der *Homogenisierungsmethode* wird angenommen, dass sich die Dichte aufgrund einer gedachten Porosität ergibt, die über periodisch angeordnete, hexaederförmige Einheitszellen beschrieben werden kann. Die Eigenschaften einer solchen Einheitszelle werden über wenige Parameter definiert (vgl. Abb. 4.5a): Die Parameter  $a$ ,  $b$  und  $c$  steuern die Abmessungen, einer darin befindlichen, quaderförmigen Lücke,  $\theta$ ,  $\phi$  und  $\psi$  deren räumliche Orientierung. Für das Material des gesamten FE-Elementes wird aus den Eigenschaften der Einheitszellen ein verschmiertes Materialverhalten abgeleitet. Durch die Homogenisierung ist es dann möglich, Verläufe von Materialeigenschaften in Abhängigkeit von der Elementdichte abzulesen, nachdem die Störungen (Oszillationen aufgrund der endlich kleinen Zellen) herausgefiltert wurden [9].



(a) Einheitszelle für die Homogenisierungsmethode



(b) Penalty Function für den SIMP-Ansatz

Abbildung 4.5: Methoden zur Beschreibung der Elementdichte

- Mit dem *SIMP-Ansatz* (*solid isotropic material with penalization*) wird formal eine Vereinfachung getroffen. Anders als bei der Homogenisierungsmethode liegt die Elementdichte als skalarer, anisotroper Wert vor. Um Topologieoptimierungen auszuwerten, müssen am Ende lediglich Entscheidungen getroffen werden, welche Elemente des Design Space die normierte Dichte 0 bzw. 1 erhalten sollen. Die nicht aussagekräftigen, dazwischen liegenden „Graubereiche“ müssen also entfernt werden. Für diese Entscheidung reichen Beschreibungen anhand von einem skalaren Wert je Element aus. Es wird also von vornherein isotropes Material angenommen und der Zusammenhang zwischen Elementdichte und Element-E-Modul empirisch mit einer Potenzfunktion definiert. Die Potenzfunktion (*penalty function*) „bestraft“ die grauen Elemente und verschiebt sie so zu den interpretationsfähigen Werten 0 oder 1 (vgl. A und B in Abb. 4.5b). Es wird also eine schärfere Abgrenzung zwischen Lochelementen und Massivelementen geschaffen. Das Potenzgesetz entspricht für dreidimensionale Strukturen nur bei  $p \geq 2$  physikalischem Materialverhalten [9]. Um die „Trennschärfe“ darüberhinaus zu erhöhen, kann der Potenzgrad vom Benutzer eingestellt werden<sup>1</sup>.

Der Homogenisierungsansatz bietet durch die Anisotropie der Einheitszellen den Vorteil, sich schnell entlang hochbelasteter Zonen „auszubreiten“. Jedoch müssen im dreidimensionalen Fall je Element sechs anstatt nur einer Variable beim SIMP-Ansatz verarbeitet werden. Dies stellt insbesondere bei mehreren Lastfällen bzw. Randbedingungen den Algorithmus vor die Schwierigkeit, eindeutige Orientierungen für die Lücken zu finden.

In OPTISTRUC wird der SIMP-Ansatz als Standardmethode für Topologieoptimierungen verwendet (*density method*), auch für alle Arten von Fertigungsrestriktionen (*manufacturing constraints*<sup>2</sup>) sowie bei der Simulation von Composite Materialien. Lediglich für die klassische Optimierungsdisziplin (minimale gewichtete, mittlere Nachgiebigkeit unter einer Füllgrad-Nebenbedingung) wird die ebenfalls implementierte Homogenisierungsmethode verwendet. OPTISTRUC trifft automatisch die Entscheidung, welche der beiden Methoden zum Einsatz kommt.

Das im SIMP-Ansatz durch die *penalty function* verwendete „Bestrafungsverfahren“ wird von OPTISTRUC auch für die Homogenisierungsmethode in adaptierter Form eingesetzt. Dadurch tendieren auch hier gegen Ende der Optimierung die Elementdichten dazu, die diskreten Werte 0 oder 1 anzunehmen. Bei diesen Werten verschwinden die oben erwähnten, anisotropen Eigenschaften der Einheitszellen, was bei isotropem Material durchaus erwünscht ist, um einen repräsentativen Designvorschlag zu erhalten.

### Member Size Control

Die `member size control` ermöglicht eine Einflussnahme auf die Feingliedrigkeit bzw. Grobheit der sich ausbildenden, optimierten Struktur. Als „Members“ werden diesbezüglich FE-Elemente

---

<sup>1</sup> Der entsprechende Optimierungsparameter heißt in OPTISTRUC `discrete parameter` und hat, aufgrund seiner Definition durch  $p = 1 + d$ , den Default-Wert 1 für 2D- bzw. 2 für 3D-Strukturen.

<sup>2</sup> Es gibt unter anderem die Möglichkeiten, Symmetrieebenen zu definieren, Auszugsschrägen für Gussbauteile vorzusehen, etc.

zusammenhängender Gebiete verstanden. Mithilfe der Minimum Member Size Control werden Elemente in Zonen unterhalb eines bestimmten Schwellwerts „bestraft“ (der Schwellwert muss dazu in nur einer beliebigen Orientierung unterschritten worden sein). Dies führt zwar nicht zu einer restlosen Unterdrückung zu kleiner Abmessungen, aber zu einer allgemeinen Simplifizierung der Topologie und erleichtert somit die Realisierung z. B. als Gussbauteil.

Ein weiterer positiver Effekt ist die wirkungsvolle Unterdrückung des Checkerboarding-Phänomens. Auf der Suche nach maximaler Steifigkeit entstehen Schachbrettmuster aufgrund von Effekten, die keine physikalische Begründung haben, sondern aus Schwächen der FE-Modellierung resultieren. Zum Beispiel ergeben schachbrettförmig angeordnete 8-knotige Quad-Elemente eine höhere Steifigkeit, als dies jede andere Materialverteilung ermöglicht [4].

In der Dokumentation zu OPTISTRUC wird für die Minimum Member Size  $s_{MMS}$  mindestens die dreifache, mittlere Elementgröße empfohlen, die folgendermaßen aus der Elementanzahl  $n_{elems}$  und dem gesamten Designvolumen  $V_{design}$  angenähert werden kann [3]:

$$s_{MMS} \geq 3 \cdot \sqrt[3]{\frac{V_{design}}{n_{elems}}}$$

Weiters wurde in OPTISTRUC eine Maximum Member Size Control implementiert, die z. B. die Rippendicke in Gussbauteilen begrenzen soll. Diese Restriktion ist jedoch mit mehreren Problemen verbunden — ihre Aktivierung wird daher in der Dokumentation (noch) nicht vorbehaltlos empfohlen.

## 5 Konzepte für die Konstruktionsvarianten

Vor der Dokumentation der Entwicklungs- und Optimierungsschritte werden in diesem Kapitel die in Betracht gezogenen Konzepte kurz vorgestellt. Es werden die topologischen Neuaufgliederungen der strukturellen Oberarm-Baugruppe erklärt und begründet.

Die zur Auswahl stehenden Fertigungstechnologien (Wickeltechnik, Pultrusionsverfahren für die Trägerstrukturen; gusstechnische oder schweißtechnische Fertigung der Knotenbauteile) wirken sich auf die Optimierungs-Setups wie auch die spätere, konstruktive Gestaltung aus. Daher werden in den Abschnitten 5.2 und 5.3 die wesentlichen Details zu den Verfahren erläutert und die relevanten Materialeigenschaften angegeben.

### 5.1 Topologische Neuaufteilungen

Die Topologie der zu entwickelnden Konzepte wurde durch FERROBOTICS auf Baugruppenebene weitgehend festgelegt: Es sollen in beiden Fällen Composite-Träger verwendet werden, die mit Knotenbauteilen aus Aluminium zu verbinden sind.

Abbildung 5.1 stellt die Konzepte für die alternativen, tragenden Strukturen der Original-Baugruppe gegenüber:

- Für die Konzeptvariante »Muskeln intern« wird ein Composite-Träger mit Kreisring-Querschnitt eingesetzt, der beide Aktuatoren in sich birgt. Für die Knotenbauteile werden die Designspaces dargestellt, die die Grundlage für Topologieoptimierungen bilden.
- Für die Konzeptvariante »Muskeln extern« bestehen von Seiten FERROBOTICS keine Vorgaben zur Profilform, lediglich dadurch, dass sich die Muskeln außerhalb des Querschnitts befinden sollen. Es wird ein Hohlkammerquerschnitt gewählt, der sich zwischen die Muskeln fügt und sowohl bezüglich der lokalen  $x$ - wie auch  $z$ -Achse eine symmetrische Geometrie aufweist. Für die Knotenbauteile werden mögliche, gusstechnische Ausführungen dargestellt.

Jede zu untersuchende Composite-Struktur muss lt. Vorgabe einen konstanten Querschnitt und einheitlichen Lagenaufbau (Einzelschichtdicken, -winkel und -materialien) entlang ihrer Länge aufweisen. Demzufolge dürfen auch keine lokalen Faserverstärkungen (*patches*) eingesetzt werden.

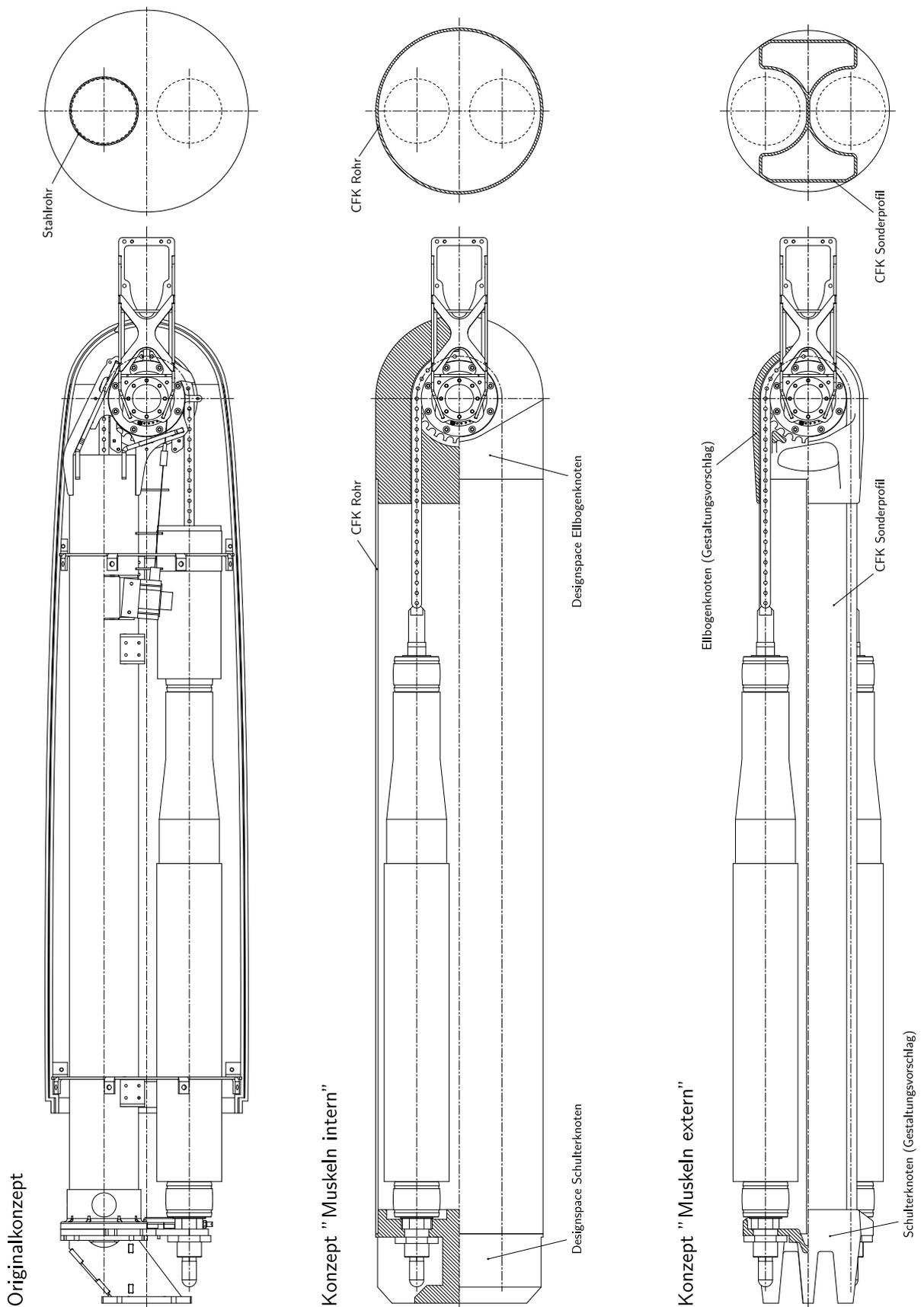


Abbildung 5.1: Originalkonfiguration der Oberarm-Baugruppe und alternative Konzepte

## 5.2 Konzept »Muskeln intern«

Für die Dimensionierung und Gestaltung der Composite-Trägerstruktur müssen unter den o. g. Voraussetzungen Entscheidungen für folgende Parameter, die teilweise von der gewählten Fertigungstechnologie abhängen, getroffen werden:

- Länge des Rohrs
- Rohrdurchmesser
- Fertigungstechnologie: Wickeltechnik bzw. Pultrusion
- Im Falle der Herstellung durch die Wickeltechnik: Lagenaufbauparameter (Anzahl und Orientierung der Einzelschichten sowie Material und Ablagetechnik je Einzelschicht)
- Im Falle der Herstellung durch Pultrusion: Wandstärke und Art der Faserverstärkung (auch Kombinationen aus verschiedenen Halbzeugen sind möglich)

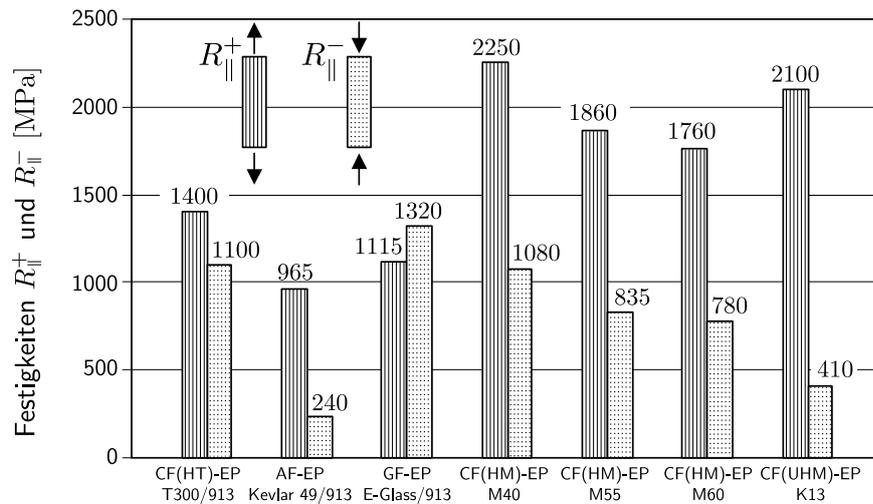
Der Rohrinne Durchmesser richtet sich nach dem Platzbedarf der innenliegenden Komponenten. Unter Berücksichtigung der sich aufblähenden Muskeln wird er mit 200 mm festgelegt. Energie- und Informationsleitungen sowie Sensoren können innerhalb dieses Rohrs oder wahlweise auch außerhalb in einem separaten Kabelkanal geführt werden.

Um die Demontage der Muskeln zu erleichtern bzw. überhaupt zu ermöglichen, müssen beim Design des Ellbogenknotens große Aussparungen vorgesehen werden, die die Zugänglichkeit mit Werkzeug gewährleisten. Um dies zu fördern, wird die Rohrlänge mit 937,5 mm etwas kürzer als beim Stahlrohr angesetzt.

### 5.2.1 Rohrherstellung durch die Wickeltechnik

Die Herstellung von Strukturen in Wickeltechnik erfolgt durch Aufspulen von Faserbündeln (*rovings, tows*) auf einen rotierenden Wickelkern (*mandrel*). Der Wickelwinkel zwischen Faserbündel und Kern-Drehachse wird dabei durch die Relativgeschwindigkeit zwischen der rotatorischen Bewegung des Kerns und der translatorischen Bewegung der Fadenführung gesteuert. Die Faserbündel werden je nach Verfahren entweder durch ein Harzbad gezogen und unmittelbar danach *nass abgelegt*, oder als *vorimprägnierte Rovings* (sogen. »Towpregs«) *trocken* verarbeitet.

Für die Rohrherstellung mittels Wickeltechnik wurde die Firma PEAKTECHNOLOGY (4611 Buchkirchen, Österreich) konsultiert. Die Verarbeitung erfolgt dort durch einen Wickelautomaten, der trockene Towpregs entweder kreuzungsfrei oder überkreuzt mehrlagig ablegt. Die zur Erreichung lückenloser Wickellagen nötige Berechnung der kinematischen Steuerung erfolgt nach Simulationen mit der darauf spezialisierten Software CADWIND. Bei kreuzungsfreier Ablage entstehen Laminat-Einzelschichten, die in ihren mechanischen Eigenschaften UD-Lagen (*tape plies*) ähneln.



**Abbildung 5.2:** Zug- und Druckfestigkeiten verschiedener Faser-Matrix-Verbunde

Anm.: Die Angaben zu den drei linken Werkstoffen sind 90-Perzentile, die Angaben zu den Hochmodulfaser-Composites sind arithmetische Mittelwerte.

Quelle: TORAY INDUSTRIES, Grafik verändert nach [20].

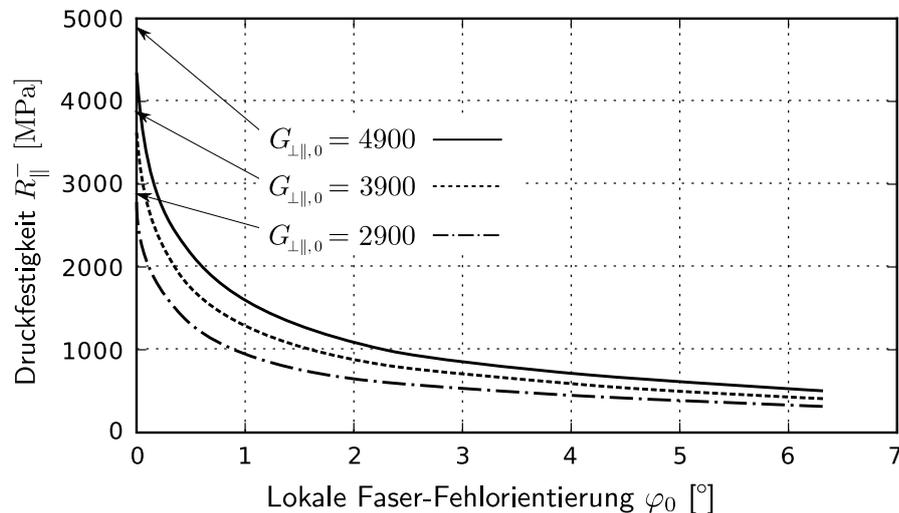
In Abb. 5.2 werden die faserparallelen Zug- und Druckfestigkeiten verschiedener Faser-Matrix-Systeme gegenübergestellt. Daraus geht hervor, dass unter den kohlefaserverstärkten Werkstoffen die Hochmodulfasern vergleichsweise niedrige Werte für die Druckfestigkeit  $R_{||}^-$  aufweisen. Es wird vermutet, dass sich bei diesem Fasertyp das frühere Versagen mit dem Abscheren der Fasern begründen lässt [20]. Für die überwiegende Beanspruchung in Druckrichtung kommen daher — sofern die Steifigkeitsanforderungen erfüllt werden können — eher HT-Fasern (*high tenacity*) in Frage. Auf Empfehlung von PEAKTECHNOLOGY wurde das hochfeste Towpreg TORAY T700S<sup>1</sup> mit einer Faserfeinheit von 800 tex (0,8 g/m) und 12k (Anzahl der Filamente in Tausend) gewählt (Spezifikationen in Tab. 5.1). Für das gewählte Material betragen die Schichtdicken im ausgehärteten Zustand für kreuzungsfreie Wickellagen 0,35 mm, für überkreuzte Wickellagen 0,55 mm. Der aufgrund der Vorimprägnierung mit dem Halbzeug festgelegte Faservolumengehalt beträgt  $\varphi = 60\%$ .

In der Praxis können die theoretischen Druckfestigkeiten einer UD-Schicht nicht erreicht werden. Dies zeigen Vergleiche zwischen errechneten Werten für  $R_{||}^-$  und realen Versuchsdaten. Eine häufige Versagensform unter Druckbeanspruchung in Faserrichtung ist das »Schubknicken«, das von fertigungsbedingten, lokalen Imperfektionen (Fehlwinkelstellungen) verursacht wird. Abb. 5.3 zeigt die analytisch bestimmten Verläufe faserparalleler Druckfestigkeiten in Abhängigkeit von lokalen Fehlwinkelstellungen. Ein Vorteil der Verarbeitung von Towpregs liegt darin, dass diesbezüglich höhere Verarbeitungsqualitäten als durch nasses Ablegen erreicht werden. Die Häufigkeit und Ausmaße lokaler Faserfehlorientierungen fallen in der Regel geringer aus. Anhand der drei eingetragenen Kurven ist weiters die unmittelbare Abhängigkeit der Druckfestigkeit vom Schubmodul  $G_{\perp||,0}$  der UD-Schicht (bei  $\varphi_0 = 0^\circ$ ) klar erkennbar. Der Versagensfall „Überschreiten von  $R_{||}^-$ “ kommt jedoch im allgemeinen selten vor. In der Regel

<sup>1</sup> <http://www.toray.com>

**Tabelle 5.1:** Composite-Materialdaten für TORAY T700S Towpregs, Faservolumenanteil: 60 % (semi toughened 350°F epoxy resin)

Merkmal	Symbol	Einheit	Wert
Dichte	$\rho$	g/cm <sup>3</sup>	1,60
Elastizitätsmodul 0°	$E_{11}$	MPa	125 000,00
Elastizitätsmodul 90°	$E_{22}$	MPa	8930,00
Poissonzahl	$\nu_{12}$	–	0,32
Schubmodul	$G_{12}$	MPa	4400,00
Zugfestigkeit 0°	$R_{\parallel}^+$	MPa	2450,00
Druckfestigkeit 0°	$R_{\parallel}^-$	MPa	1570,00
Zugfestigkeit 90°	$R_{\perp}^+$	MPa	70,00
Druckfestigkeit 90°	$R_{\perp}^-$	MPa	180,20
Schubfestigkeit (in-plane, <i>IPSS</i> )	$R_{\perp\parallel}$	MPa	98,00
Interlaminare Scherfestigkeit ( <i>ILSS</i> )	$R_{\perp\parallel,I}$	MPa	108,50



**Abbildung 5.3:** Analytisch bestimmter Einfluss einer lokalen Faserfehlorientierung auf die faserparallele Druckfestigkeit  $R_{\parallel}^-$ . Bei kleinen Fehlwinkelstellungen kommt es bereits zu starken Abminderungen (Grafik verändert nach [20]).

spielen bei Druckbeanspruchung von UD-Schichten der Zwischenfaserbruch und in Betrachtung der Gesamtstruktur globales Stabilitätsversagen eine größere Rolle [20].

Bedeutendere Fehlwinkelstellungen kommen bei der Fertigung überkreuzt gewickelter Lagen zustande. Aufgrund der Abfolge der abgelegten Towpreg-Streifen kommt es — ähnlich wie bei Gewebelagen (*fabric plies*) — zu Ondulationen. Diese treten jedoch nur lokal auf und wiederholen sich nicht wie in Form der Faserwelligkeit eines Gewebes periodisch. Sie werden nach Angabe von PEAKTECHNOLOGY außerdem, da die Ablage unter einer gewissen Vorspannung erfolgt, in Amplitude wie auch Fehlwinkel kleiner als bei Gewebelagen ausfallen.

Im Sinne einer „worst case“-Abschätzung werden dennoch die Abminderungen von Composite-Festigkeit und -Steifigkeit durch einen Vergleich von Gewebelagen mit einem UD-

Kreuzschichtverbund bestimmt (siehe dazu Tab. 5.2). Dem ist hinzuzufügen, dass der Einfluss des zwischen Ketten- und Schussrichtung eingeschlossenen Winkels des Gewebes außer Acht gelassen wird.

Der E-Modul in Faserlängs-Zugrichtung wird diesem Vergleich entsprechend nicht beeinträchtigt, der Abfall in Druckrichtung auf 95 % deckt sich mit den Angaben von PEAQTECHNOLOGY (0,9 – 0,95). Da in der Simulation die E-Moduli nicht nach der Beanspruchungsrichtung unterschieden werden, werden sicherheitshalber konsequent 90 % des jeweiligen Druck-Moduls herangezogen. Zug- und Druckfestigkeit werden stärker herabgesetzt. Entsprechend der Faktoren vermindern sich die Festigkeitswerte überkreuzt gewickelter Lagen auf die Werte  $R_{\parallel}^+ = 1911,0 \text{ MPa}$  und  $R_{\parallel}^- = 1146,1 \text{ MPa}$ .

Nach Angaben des Herstellers sind mit dem Wickelverfahren zur Wickelkernachse gemessene Faserwinkel im Bereich von mindestens  $5^\circ$  bis  $90^\circ$  möglich. Da bei kleinen Winkeln keine ausschließlich mit Reibung funktionierende Verarbeitung mehr möglich ist, werden an den Stirnseiten des Wickelkerns Bolzen eingesetzt, die die umgelenkten Faserbündel in Position halten.

Darüberhinaus ist es möglich, durch den Einsatz von *slit tapes* (in Streifen geschnittene UD-Prepregs) auch Lagen mit  $0^\circ$  Faserorientierung in den Lagenaufbau zu integrieren. Diese bieten den weiteren Vorteil, dass sie als Halbzeug in einer größeren Vielfalt bezüglich Dicken und Materialien bezogen werden können, man ist also nicht wie beim Towpreg an eine bestimmte Schichtdicke gebunden. Die dafür nötigen, zusätzlichen (teils manuellen) Fertigungsschritte erfordern jedoch eine Unterbrechung des Wickelvorganges und verteuern die Herstellung erheblich.

Für eine UD-Schicht des gegebenen Materials ergibt sich bei einer Faserorientierung von  $5^\circ$  zur Wickelkernachse ein durch Polartransformation errechneter Steifigkeitsverlust von theoretisch  $16,32\%<sup>1</sup>$  gegenüber der  $0^\circ$ -Orientierung. Es ist jedoch zu erwarten, dass mit dem im Durchmesser groß proportionierten Rohr die erforderlichen Steifigkeiten in Richtung der Rohrachse trotzdem ohne übermäßigen Materialaufwand zu erreichen sein werden. Es wird daher aus Kostengründen auf die Verwendung von Slit Tapes verzichtet.

**Tabelle 5.2:** Vergleich zwischen UD-Prepregs mit kreuzweisem Lagenaufbau ( $0^\circ/90^\circ$ ) und Gewebe (TORAYCA T300-3K/Epoxyd-Harz; Angaben der Firma TORAY INDUSTRIES)

Merkmal	Symbol	Einheit	Gewebe	UD-Prepregs	Abminderungsfaktor
Elastizitätsmodul Zug $0^\circ$	$E_{\parallel}^+$	MPa	67 000	67 000	1,00
Elastizitätsmodul Druck $0^\circ$	$E_{\parallel}^-$	MPa	57 000	60 000	0,95
Zugfestigkeit $0^\circ$	$R_{\parallel}^+$	MPa	570	725	0,78
Druckfestigkeit $0^\circ$	$R_{\parallel}^-$	MPa	745	1020	0,73

1 Die transformierten Werte wurden mit dem Tool eLAMX errechnet, das Berechnungen nach der klassischen Laminattheorie ermöglicht.

[http://tu-dresden.de/die\\_tu\\_dresden/fakultaeten/fakultaet\\_maschinenwesen/ilr/aero](http://tu-dresden.de/die_tu_dresden/fakultaeten/fakultaet_maschinenwesen/ilr/aero)

### 5.2.2 Rohrherstellung durch das Pultrusionsverfahren

Das Pultrusionsverfahren ist ein Strangziehverfahren, mit dem in großer Stückzahl preisgünstig faserverstärkte Kunststoffprofile erzeugt werden können. Für das Rohrprofil des Konzepts »Muskeln intern« wurde mit der Firma RÖCHLING ENGINEERING PLASTICS (49733 Haren, Deutschland) ein Hersteller gefunden, der einen Rohrquerschnitt mit einem Innendurchmesser von 210 mm und einer Wandstärke von 3 mm im Standardprogramm anbietet. Dieser weicht nur geringfügig von den Entwurfsabmessungen ab und ist somit geometrisch geeignet.

Mit dem Verfahren werden wie auch beim Wickelverfahren Faservolumenanteile von annähernd 60 % erreicht. Verstärkungen können durch das Einziehen von Multiaxial-Gelegebändern, Gewebebändern und unidirektionalen Faserbündeln realisiert werden. Von 0° abweichende Faserorientierungen können nur durch Multiaxial-Gelege oder Gewebe erreicht werden, die mindestens zu einem Drittel aus Fasern in 0°-Ausrichtung bestehen. Dies ist notwendig, da die Verstärkungsmaterialien im Zuge der Fertigung unter Längs-Vorspannung eingezogen werden. Der Zulieferer SAERTEX<sup>1</sup> bietet sogen. »Non-Crimp Fabrics« an. Dabei handelt es sich um Multiaxial-Gelege, die aus zwei, drei oder vier einzelnen, miteinander vernähten UD-Schichten bestehen. Es kommt daher — anders als bei Geweben (*woven fabrics*) — zu bei Weitem kleineren lokalen Fehlwinkelstellungen zufolge Ondulationen, sodass sie in der Berechnung vernachlässigt werden können.

Auf Anfrage wäre auch die Sonderanfertigung von Gelegen mit Hochmodulfasern, weiters auch die Herstellung von Multiaxial-Gelegen machbar, deren Faserorientierungen von den Standard-Richtungen 0°, +45° und -45° abweichen. Sowohl bezüglich Materialkomponenten als auch Orientierungen soll jedoch aus Kostengründen ausschließlich mit Standardhalbzeugen das Auslangen gefunden werden.

Als Matrixwerkstoff wird ein speziell auf die Pultrusion abgestimmtes Epoxidharzsystem des Herstellers HEXION<sup>2</sup> verwendet. Da es sich bei dem von SAERTEX eingesetzten Standard-Fasertyp wie zuvor um T700 von TORAY handelt, werden zur Auslegung die Composite-Daten des Towpregs aus Tabelle 5.1 verwendet<sup>3</sup>.

Um die Auslegung der mechanischen Eigenschaften flexibler gestalten zu können, bietet RÖCHLING als Alternative an, bei der Pultrusion zusätzlich zu einem Standard-Halbzeug Rovings in 0°-Orientierung zu verarbeiten. Um damit die *Steifigkeit* in axialer Richtung des Profils erheblich zu erhöhen, sind UMS-Fasern (*ultra high modulus*) besonders geeignet. Zu diesem Zweck werden Materialdaten der Firma TOHO TENAX<sup>4</sup> herangezogen (Messwerte für Composites mit Epoxid-Matrix in Tab. 5.3. Zug- und Druckfestigkeit in 90°-Richtung wurden wiederum durch die entsprechenden Eigenschaften des Pultrusionsharz ersetzt.).

---

1 <http://www.saertex.com>

2 <http://www.hexion.com>

3 Mangels Verfügbarkeit gemessener Composite-Werkstoffeigenschaften muss darauf zurückgegriffen werden. Es wird angenommen, dass der Einfluss auf die Elastizitätsmoduli durch den vom Towpreg verschiedenen Matrixwerkstoff des pultrudierten Profils vernachlässigbar ist. Nur für die Zug- und Druckfestigkeit in 90°-Richtung müssen die entsprechenden Werte des Pultrusionsharzes eingesetzt werden (siehe Einträge für  $R_1^+$  und  $R_1^-$  in Tab. 5.3).

4 <http://www.tohotenax-eu.com>

**Tabelle 5.3:** Composite-Materialdaten für TOHO TENAX UMS45 F22 12K 385tex (180°C epoxy resin for aircraft applications), Faservolumenanteil: 60 %.

Merkmal	Symbol	Einheit	Wert
Dichte	$\rho$	g/cm <sup>3</sup>	1,60
Elastizitätsmodul 0°	$E_{11}$	MPa	217 000,00
Elastizitätsmodul 90°	$E_{22}$	MPa	8000,00
Poissonzahl	$\nu_{12}$	–	0,32
Schubmodul	$G_{12}$	MPa	4500,00
Zugfestigkeit 0°	$R_{\parallel}^+$	MPa	2400,00
Druckfestigkeit 0°	$R_{\parallel}^-$	MPa	1000,00
Zugfestigkeit 90°	$R_{\perp}^+$	MPa	61,00
Druckfestigkeit 90°	$R_{\perp}^-$	MPa	142,00
Schubfestigkeit (in-plane, <i>IPSS</i> )	$R_{\perp\parallel}$	MPa	67,00
Interlaminare Scherfestigkeit ( <i>ILSS</i> )	$R_{\perp\parallel,I}$	MPa	84,00

### 5.2.3 Herstellung der Knotenbauteile

Während die Composite-Strukturen lt. Projektvorgabe konstanten Lagenaufbau und Querschnitt aufweisen müssen, steht die Gestaltung der Endknoten frei. Folgende Punkte müssen bei der Gestaltung der Knoten-Konstruktionen erfüllt werden:

- (De-)Montierbarkeit aller Bauteile (Aktuatoren, Sensoren, etc.)
- Fertigungsgerechte Geometrie (gusstechnische Ausführung oder Schweißkonstruktion aus Halbzeugen; anschließende, spanende CNC-Bearbeitung)
- Beschränkung der geometrischen Ausmaße, sodass alle im Betrieb möglichen Lagen des Roboterarms kollisionsfrei erreicht werden können und kein Teil über die Außenkontur der ursprünglichen Baugruppe hinausragt.

Die Geometrie der Endknoten muss unter Berücksichtigung aller angrenzenden Baugruppen in einen entsprechenden Designspace passen. Die geforderte Zugänglichkeit der innerhalb des Rohrs angeordneten Komponenten bedeutet weiters, dass entweder Öffnungen oder teilbare Knotenbauteile vorgesehen werden müssen.

Für den Ellbogenknoten muss insbesondere auch die Bewegung des Unterarms und der dadurch beanspruchte Platz bedacht werden.

Zunächst wird von einer gusstechnischen Ausführung mit anschließender CNC-Bearbeitung ausgegangen. Für die Simulationen werden Daten der dazu geeigneten Legierung AlSi10Mg(Fe) nach EN AC-43000D (DIN EN 1780) herangezogen (Tab. 5.4).

**Tabelle 5.4:** Materialdaten für den Aluminium-Gusswerkstoff AlSi10Mg(Fe) nach EN AC-43000 (ohne anschließender Wärmebehandlung)

Merkmal	Symbol	Einheit	Wert
Dichte	$\rho$	g/cm <sup>3</sup>	2,65
Elastizitätsmodul	$E$	MPa	74 000,00
Poissonzahl	$\nu$	–	0,30
Schubmodul	$G$	MPa	28 462,00
Zugfestigkeit	$R_m$	MPa	240,00
0,2%-Dehngrenze	$R_{p0.2}$	MPa	140,00

Bis auf die Definition des Designspace werden zur Optimierung der Struktur keine weiteren, aus der Fertigungstechnologie resultierenden Einschränkungen in das Setup aufgenommen.

### 5.3 Konzept »Muskeln extern«

Da im Wickelverfahren die Faserbündel unter Vorspannung abgelegt werden, muss der Wickelkern eine konvexe Oberflächengeometrie aufweisen. Für den angestrebten, H-förmigen Querschnitt (vgl. Abb. 5.1) kommt das Verfahren daher nicht in Frage. Als Alternativen sind in Differenzialbauweise miteinander zu verbindende Einzelprofile, oder eine Verarbeitung in Pultrusionstechnik geeignet. Der letztere Weg erscheint praktikabler und wird in dieser Arbeit weiter verfolgt.

#### 5.3.1 Profilverstellung durch das Pultrusionsverfahren

Für die Pultrusion des H-Profiles wurden ebenfalls Informationen von der Firma RÖCHLING ENGINEERING PLASTICS eingeholt. Für das Design des Profilquerschnitts gelten zusätzlich zu den oben genannten Rahmenbedingungen folgende Einschränkungen bzw. Empfehlungen:

- Die Wandstärken müssen  $\geq 1,8$  mm sein.
- Eine rundum konstante Wandstärke ist anzustreben.
- Der Lagenaufbau sollte nach Möglichkeit rundum konstant sein.

Im Pultrusionsverfahren werden je Verstärkungslage mehrere Gelege- oder Gewebestreifen bzw. Rovings eingezogen, die mit einem bestimmten Überlappungsbereich zusammengeführt werden. Die Positionen dieser Überlappungsbereiche werden mit jeder Verstärkungsschicht verändert. Speziell im Bereich konkaver Profiloberflächen ist eine Stückelung in kleinere Streifen erforderlich, um Verwerfungen des Materials zu vermeiden (SAERTEX bietet Multiaxial-Gelege ab einer Streifenbreite von 30 mm an).

### 5.3.2 Herstellung der Knotenbauteile

Für die Auslegung und Herstellung der Knoten gelten die gleichen Voraussetzungen wie in Abschn. 5.2.3. Da aufgrund der „offenen“ Bauweise die Geometrie geringeren Anforderungen unterliegt, wird auf Topologieoptimierungen verzichtet.

Um die CNC-Bearbeitung der Klebeflächen im Verbindungsbereich einfach zu halten, werden im Zuge der Optimierung der Trägerstruktur entsprechende Randbedingungen eingesetzt (siehe später in Abschn. 7.1).

## 6 Konstruktionsvariante »Muskeln intern«

Dieses Kapitel dokumentiert die Entwicklungsschritte für die Konstruktionsvariante »Muskeln intern«. Der chronologische Ablauf ist:

1. Vorläufige Dimensionierung des Lagenaufbaus des in Wickeltechnik gefertigten Rohrs
2. Detail-Optimierung des Lagenaufbaus, konkrete Festlegung
3. Kontrolle der Sicherheiten gegen Versagen
4. Ermittlung und Gegenüberstellung entsprechender Ergebnisse für ein pultrudiertes Rohr
5. Topologieoptimierung des Ellbogenknotens
6. Topologieoptimierung des Schulterknotens

### 6.1 Optimierung des Lagenaufbaus des gewickelten CFK-Rohrs

Mit dem Ziel einer minimalen Masse soll ein Lagenaufbau ermittelt werden, der alle durch die Lastfälle S1 – S4 auferlegten Steifigkeits-Nebenbedingungen erfüllt. Festigkeits-Überprüfungen werden zunächst nicht in das Optimierungssetup involviert (dem Versagenkriterium entsprechend müssten in *jedem* Iterationsschritt für *jeden* Lastfall *alle* Schichten *jedes* Elements überprüft werden), sondern später am fertig optimierten Layup durchgeführt.

Bei der Auslegung eines ersten Setups ist man geneigt, den Lagenaufbau völlig frei zu parametrisieren und sowohl alle Einzelschichtdicken als auch -winkel des Ausgangs-Laminats mit Designvariablen zu belegen. Dies erweist sich jedoch als nicht zielführend, da eine solche Konfiguration zu einer nicht-konvexen Zielfunktion mit einer Vielzahl von Nebenminima führt. Dies fällt dadurch auf, dass aus unterschiedlich gewählten Ausgangsparametern stark verschiedene Funktionswerte *lokaler* Minima resultieren. Weiters kommt es in manchen Fällen vor, dass der Algorithmus nicht konvergiert und aufgrund dessen abbricht. Eine Reihe durchgeführter Tests an Minimalbeispielen führt zu dieser Erkenntnis, die sich mit der Literaturrecherche zu lokalen, mathematischen Optimierungsverfahren bei Anwendung auf Faserverbundbauteile deckt [19]. Mit dem alternativen Optimierungsziel »Minimale mittlere Nachgiebigkeit« unter einer **mass fraction**-Nebenbedingung wurde dies ebenso versucht, auch in Kombination mit verkleinerten **move limits** und unterschiedlichen Ausgangspunkten. Alle erprobten Setup-Varianten mit veränderlichen Schichtdicken *und* veränderlichen Orientierungswinkeln brachten keinen Erfolg.

Ein Ausweg ist, den Lagenaufbau in mehreren aufeinanderfolgenden Schritten zu optimieren, wobei je Optimierungslauf nur ausgewählte Lagenaufbauparameter als Designvariablen freigegeben werden. Im ersten Schritt werden dabei die Vorzugsorientierungen des Laminataufbaus ermittelt, und in den folgenden Schritten wird der Lagenaufbau entsprechend den herstellungstechnischen Möglichkeiten optimiert.

### 6.1.1 Bestimmung der Vorzugs-Orientierungen

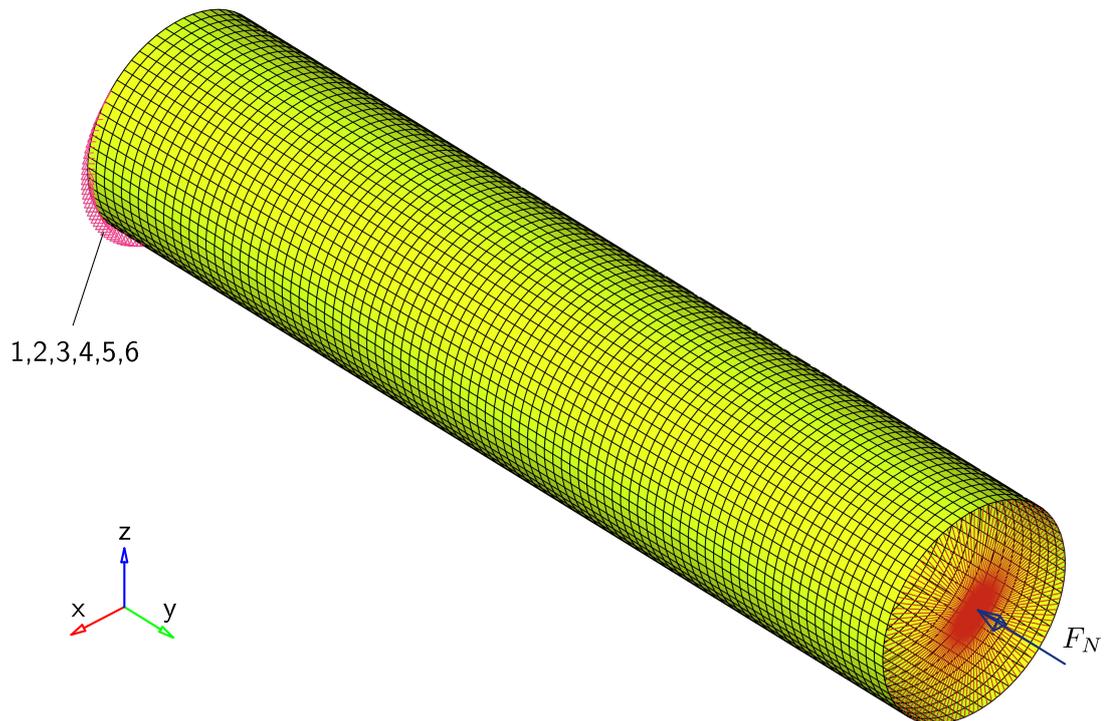
Um einen ersten Eindruck des hinsichtlich der Steifigkeiten benötigten Layups zu bekommen, wird mit diskreten Orientierungen und veränderlichen Schichtdicken gearbeitet. Zur Wahl dieser Orientierungen werden folgende Empfehlungen von Alfred Puck [18, S. 13] zur Gestaltung von Wickellaminaten berücksichtigt:

Auch bei solchen<sup>1</sup> Laminaten wird man bestrebt sein, die Faserrichtung von Lage zu Lage zu variieren. Wenn für das Laminat ebene Beanspruchungen zu erwarten sind, strebt man eine „homogene“ Schichtung an, d.h. die Lagen mit jeweils gleicher Faserrichtung werden möglichst gleichmäßig über die Dicke des Laminats verteilt. Außerdem ist eine symmetrische Schichtung bezüglich der Mittelebene vorteilhaft. Dadurch können unerwünschte Krümmungen und Verwindungen der Laminat bei der Belastung, aber auch bei Änderungen der Temperatur<sup>2</sup> und des Feuchtegehalts vermieden werden. Wird das Laminat jedoch auch durch Biege- und Torsionsmomente belastet, ist man u. U. gezwungen, eine sandwichartige Schichtung vorzunehmen, d. h. mehrere Prepreglagen mit gleicher (oder besser: fast gleicher) Faserrichtung zusammenzufassen. Wenn irgend möglich, wird man auch in solchen Fällen zumindest eine *kleine Winkeldifferenz von etwa 10° bis 20°* zwischen den Faserrichtungen der einzelnen Prepreglagen vorsehen, damit ein in einer Schicht entstandener Riss an den Fasern der nächsten Schicht gestoppt wird. (Ob hierfür noch kleinere Winkeldifferenzen ausreichen, müsste experimentell geklärt werden.)

Dementsprechend wird für die Vorauswahl der fertigungstechnisch realisierbare Winkelbereich von 5° – 90° (vgl. voriges Kapitel) in 10°-Schritte unterteilt. Mit dem vorläufigen Ziel, ausschließlich UD-Lagen zu verwenden, werden unter Einhaltung von Symmetrien bezüglich der Laminat-Mittelebene sowie bezüglich der 0°-Richtung parallel zur Zylinderachse (positive und negative Wickelwinkel) *je Orientierung vier Einzelschichten* verwendet. Die Dicken von je vier zusammengehörigen Einzelschichten werden über eine gemeinsame Designvariable gesteuert. Für jede Einzelschicht-Dicke wird ein Ausgangs-Wert von  $t_i = 0,175$  mm gewählt. Dies entspricht der halben Dicke einer UD-Einzelschicht mit  $t = 0,35$  mm. Mit diesem Setup wird ein Lagenaufbau vorgegeben, der sich bei Membranspannungszuständen „quasi-isotrop“ verhält. Durch die Symmetrie bezüglich der Mittelebene verschwinden weiters die Koppelterme (Untermatrix  $B$ ) der Steifigkeitsmatrix im Schichtverbundmaterialgesetz der klassischen Laminattheorie.

1 „, durch die Wickeltechnik hergestellten“, *Anm.*

2 Erhebliche Temperaturänderungen treten auch während der Fertigung der Struktur auf, *Anm.*



(a) Finite-Elemente-Modell, das in qualitativ gleicher Form für alle Layup-Optimierungen der Trägerstruktur des Konzepts »Muskeln intern« verwendet wird (Lastfall **S3** dargestellt)

Elementtyp	Shell, 8-knotig, 2. Ordnung
Elementanzahl	5922
Elementkantenlänge	10 mm
Rohrinnendurchmesser	200 mm
Rohrlänge	937,5 mm
Lagenaufbau	[5/-5/15/-15/25/-25/35/-35/45/-45/55/-55/65/-65/75/-75/85/-85] <sub>S</sub>

(b) Eigenschaften des Modells zur Bestimmung der Vorzugsorientierungen für das gewickelte Rohr

**Abbildung 6.1:** Finite-Elemente-Modell zur Bestimmung der Vorzugs-Orientierungen

Das Modell besteht aus 8-knotigen Shell-Elementen 2. Ordnung, die auf einem Hohlzylinder als Stützgeometrie erzeugt werden (vgl. Abb. 6.1). Mit der property PCOMP wird den Elementen ein mehrschichtiger Lagenaufbau zugewiesen (darin wird weiters festgelegt, dass der Abstand zwischen Elementebene und unterstem Layer 0 sei, wodurch der Innendurchmesser des Rohres fixiert wird).

Die Knoten am Rand eines Rohrendes werden in allen sechs Freiheitsgraden gesperrt, jene am gegenüberliegenden Ende des Rohrs werden über eine „Rigid-Spinne“ (speichenförmige Anordnung von Starrkörper-Elementen) zu einem Knoten, der auf der Rohrmittelachse sitzt, zusammengeführt. An dieser Stelle werden die eingprägten Lasten eingeleitet. Durch die starre Kopplung der Knoten je Rohrende wird das elastische Verhalten der angrenzenden Aluminiumbauteile außer Acht gelassen.

Die zulässigen Translationen und Rotationen für die Lasten **S1** – **S4** werden entsprechend der Beziehungen aus Tabelle 3.6 für die im Vergleich zum Stahlrohr veränderte, elastische Länge des Composite-Rohrs neu berechnet (siehe Tab. 6.1).

**Tabelle 6.1:** Analytisch bestimmte, zulässige Verschiebungen für die Lastfälle **S1** – **S4** am gewickelten Compositerohr mit der elastischen Länge von 937,5 mm.

Lastfall	Momentenbiegung	Querkraftbiegung	Axialdruck	Torsion
	<b>S1</b>	<b>S2</b>	<b>S3</b>	<b>S4</b>
Verschiebung	Translation $\Delta z$	Translation $\Delta z$	Translation $\Delta y$	Rotation $\Delta\varphi_y$
Analytisch	6,722 mm	5,677 mm	$-9,077 \times 10^{-2}$ mm	$-2,498 \times 10^{-3}$ rad

Es wird die sichere Annahme getroffen, dass das Rohr konstante Steifigkeiten über die volle Einbaulänge von 937,5 mm besitzt. Versteifungen, die sich durch die Klebeflansche in den Überlappungszonen zu den Knotenbauteilen ergeben, werden somit vernachlässigt.

Zur Verifizierung der Ergebnisse wird ein zweiter Optimierungslauf mit Startwerten der Schichtdicken nahe den numerischen Untergrenzen mit  $t_i = 1 \times 10^{-3}$  mm durchgeführt (die Initialschichtdicken müssen  $> 0$  sein, da die Steifigkeitsmatrix nicht zur Nullmatrix werden darf). Ansonsten bleibt das Setup unverändert.

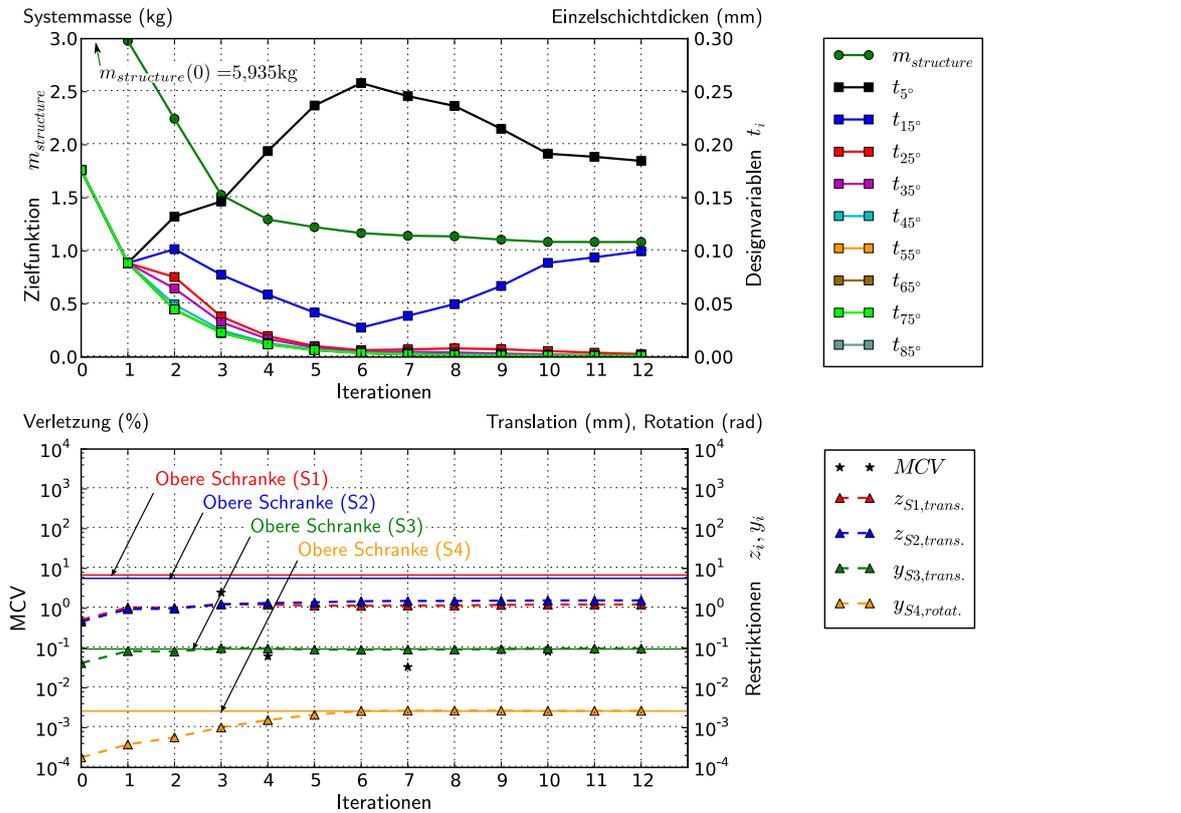
Die Plots der Verläufe von Zielfunktion, Designparametern, Maximaler Restriktionsverletzung (MCV) und der mit Restriktionen verknüpften Systemantworten werden in Abb. 6.2 für die verschiedenen gewählten Initialschichtdicken gegenübergestellt. Die Ergebniswerte sind in Tab. 6.2 aufgelistet.

Wie man an den Resultaten der Dickenparameter erkennt, wurden verschiedene lokale Optima aufgefunden, die jedoch nahe beieinander liegen. Die statischen Verschiebungen (aus den Antworten für die Restriktionen) sind nahezu ident, ebenso die Werte für die Zielfunktion. Da am Ende keine Restriktionen verletzt sind, handelt es sich bei beiden Optimierungsergebnissen um **feasible designs**. Die während der Optimierung aufgetretenen, maximalen Restriktionsverletzungen werden durch *MCV* (maximum constraint violation) angezeigt. Den Steifigkeitsanforderungen allein zufolge kommen beinahe ausschließlich die Lagen mit den Orientierungen  $5^\circ$  und  $15^\circ$  zum Tragen. Für alle anderen Orientierungen sind die zugehörigen Dickenwerte um durchschnittlich 2 Größenordnungen kleiner. Dies lässt sich auf die Änderung der Rohrproportionen und die unterschiedlichen Zusammenhänge mit den Torsions- und Dehnsteifigkeiten zurückführen:

$$EI \propto GI_t \propto r^3 \cdot t \quad \text{und} \quad EA \propto r \cdot t.$$

Durch die Durchmesserzunahme um den Faktor  $200/83 \approx 2,4$  ist aufgrund der Referenzierung auf die Stahlrohreigenschaften die Einhaltung der Drucksteifigkeit  $EA$  am bedeutsamsten geworden. Dies ist an der Restriktionsverletzung für **S3** ab der 3. (Initialdicken 0,175 mm), respektive ab der 13. Iteration (Initialdicken 0,001 mm) gut erkennbar, wo sowohl für Biege-

Initial-Schichtdicken 0.175 mm



Initial-Schichtdicken 0.001 mm

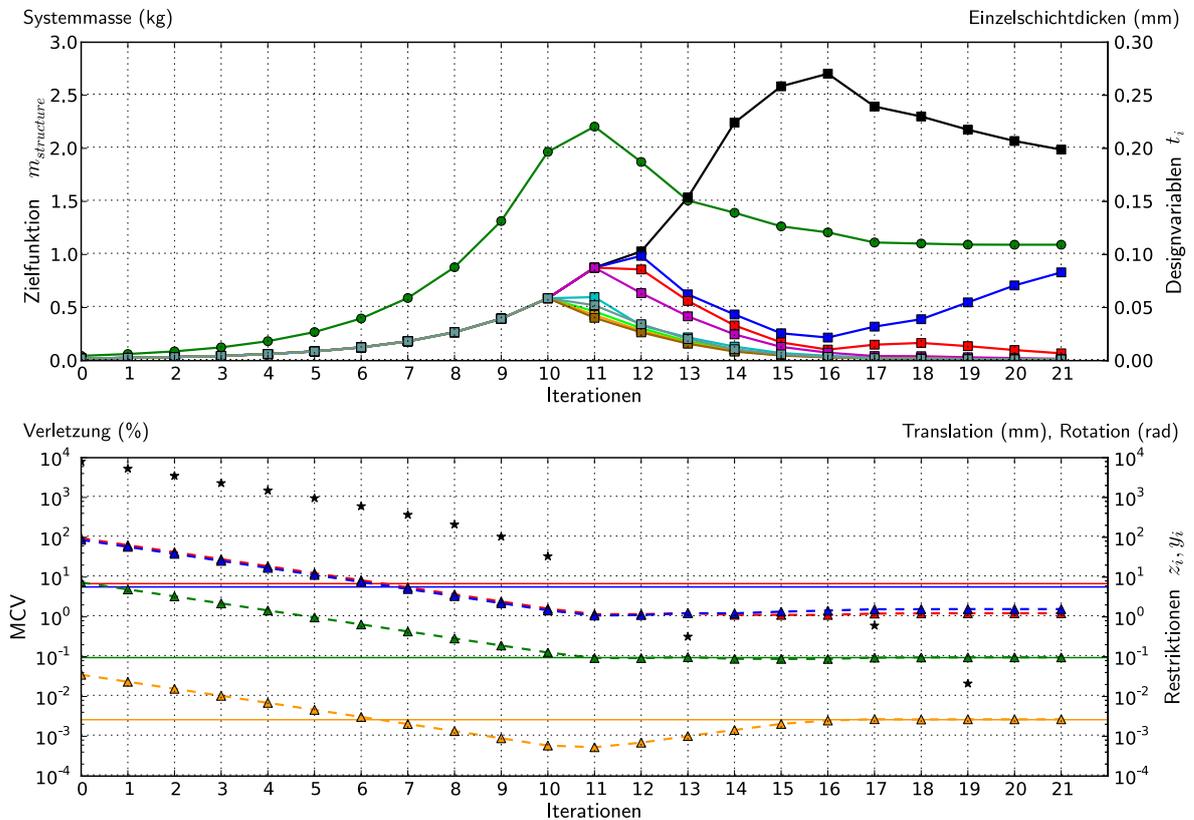


Abbildung 6.2: Optimierung der Strukturmasse mit diskreten Orientierungen unter Vorgabe verschiedener Werte für die Initialdicken der Laminateneinzelschichten.

**Tabelle 6.2:** Ergebnisse der Optimierungsläufe zur Bestimmung der Vorzugs-Orientierungen (die Systemantworten für die statischen Verschiebungen werden als Prozentsatz der zulässigen Obergrenzen angegeben)

	Initial-Schichtdicken				Interpretation
	0,175 mm		0,001 mm		
$m_{structure}$	1073,130	g	1080,750	g	—
$t_{5^\circ}$	0,183 719	mm	0,197 728	mm	→berücksichtigt
$t_{15^\circ}$	0,098 606	mm	0,082 037	mm	→berücksichtigt
$t_{25^\circ}$	0,001 726	mm	0,005 764	mm	→vernachlässigt
$t_{35^\circ}$	0,000 367	mm	0,000 637	mm	→vernachlässigt
$t_{45^\circ}$	0,000 144	mm	0,000 250	mm	→vernachlässigt
$t_{55^\circ}$	0,000 077	mm	0,000 133	mm	→vernachlässigt
$t_{65^\circ}$	0,000 050	mm	0,000 088	mm	→vernachlässigt
$t_{75^\circ}$	0,000 043	mm	0,000 083	mm	→vernachlässigt
$t_{85^\circ}$	0,000 043	mm	0,000 076	mm	→vernachlässigt
$z_{S1,trans.}$	17,26	%	17,09	%	—
$z_{S2,trans.}$	25,92	%	25,82	%	—
$y_{S3,trans.}$	99,94	%	98,97	%	—
$y_{S4,rotat.}$	99,22	%	99,99	%	—

wie auch Torsionssteifigkeiten noch Reserven bestehen. Erst ab dem Punkt, wo das erste Mal die Restriktion für **S4** verletzt wird (7. bzw. 17. Iteration), entscheidet der Algorithmus, den Wert der Dicke für  $t_{5^\circ}$  abzusinken. Dies kompensiert die von da an ansteigende Schichtdicke der benachbarten Orientierung  $t_{15^\circ}$ , die auch gleichzeitig die benötigte Schubsteifigkeit für **S4** abdeckt.

### 6.1.2 Konkretisierung des Lagenaufbaus

Da nur konkrete Schichtdicken zu fertigen sind, müssen die Optimierungsergebnisse auf ein neues Layup, das sich aus kreuzungsfreien und überkreuzten Wickellagen zusammensetzt, umgelegt werden (vgl. Tab. 6.2, Interpretation in der letzten Spalte).

Es sind verschiedene (heuristisch gewählte) Ansätze dazu geeignet, die Steifigkeitsanforderungen potentiell zu erfüllen — mit dem Fokus auf Massenersparnis erscheinen die Varianten aus Tab. 6.3 naheliegend.

**Tabelle 6.3:** Entwürfe für mögliche Layups des gewickelten Rohrs

Variante W1: Symmetrisches Layup mit überkreuzter Mittelschicht [5/-5/±X <sub>c</sub> ] <sub>S</sub>	$t_{ges} = 1,95 \text{ mm}$	$m_{structure} = 1856 \text{ g}$
Variante W2: Antisymmetrisches Layup mit kreuzungsfreien Einzelschichten [5/-X/X/-5]	$t_{ges} = 1,4 \text{ mm}$	$m_{structure} = 1329 \text{ g}$
Variante W3: Antisymmetrisches Layup mit überkreuzter Mittelschicht [5/±X <sub>c</sub> /-5]	$t_{ges} = 1,25 \text{ mm}$	$m_{structure} = 1186 \text{ g}$

Für alle drei Varianten wird festgelegt, dass das erforderliche, unter  $\pm 5^\circ$  orientierte Material von kreuzungsfreien Einzelschichten repräsentiert werden soll. Dieser Teil des Lagenaufbaus gilt somit als fixiert.

Die Varianten W1 und W3 besitzen eine überkreuzt gewickelte Mittellage mit den Orientierungen  $\pm X^\circ$ . Diese wird von vier „Einzelschichten“ mit der Dicke  $t_{\pm X^\circ} = \frac{0,55 \text{ mm}}{4} = 0,1375 \text{ mm}$  repräsentiert. Bei Variante W2 werden kreuzungsfreie Einzelschichten mit je  $t_i = 0,35 \text{ mm}$  verwendet.

Die oben angegebenen Strukturmassen ergeben sich dementsprechend aus<sup>1</sup>  $m_{structure} = \rho_{T700S} \cdot V_{Rohr}$ .

Die Abminderung der Längs-Drucksteifigkeiten überkreuzt gewickelter Lagen wird in der Simulation in Form einer separat definierten Materialkarte berücksichtigt ( $E_{11,c} = 0,9 \cdot E_{11}$ ). Sie betrifft in der Simulation zwangsläufig auch die Zugsteifigkeit, da die Steifigkeit  $E_{11}$  in der entsprechenden Materialkarte für beide Beanspruchungsrichtungen durch einen einzigen Wert definiert wird. In der Praxis zeigt sich jedoch, dass die Abminderung in Zugrichtung nahezu vernachlässigbar klein ausfällt.

Bezüglich aller anderen Details wird das FE-Modell unverändert aus Abschnitt 6.1.1 übernommen.

Für die Optimierung wird bei allen drei Varianten nur die Orientierung der  $\pm X^\circ$ -Lagen als einzige Designvariable verwendet. Da die Masse des Rohrs somit unveränderlich ist, kann sie nicht mehr als Zielfunktion eingesetzt werden. Um bezüglich Steifigkeitsanforderungen die am besten geeignete Orientierung zu finden, wird nun stattdessen die mittlere Nachgiebigkeit benutzt. Dies kann auch so aufgefasst werden, dass unter gegebenen Lasten die daraus resultierende Verzerrungsenergie minimiert wird.

Für ein solches Optimierungssetup erfolgt die Zugrundelegung geeigneter Lastfälle nach individuellem Ermessen. Da über typische Betriebszustände des Roboterarms keine Informationen vorliegen, und die Lastfälle **A** – **D** lediglich Ausnahmezustände zur Festigkeitsbeurteilung darstellen, wird wieder auf die Lastfälle **S1** – **S4** zurückgegriffen. Diese enthalten die Betriebsmaxima diskreter Einzellasten (siehe Abschn. 3.2.2) für Biege<sup>2</sup>-, Druck- und Torsionsbean-

1 Unter der Voraussetzung, dass sowohl kreuzungsfreie wie überkreuzt gewickelte Einzelschichten ohne Lufteinschlüsse abgelegt werden, wird die von PEAKTECHNOLOGY angegebene Dichte des Composite-Materials für den gesamten Lagenaufbau als homogen angenommen.

2 Im Lastfall **S1** wird das Biegemoment als äußeres Moment eingeleitet. Im Fall **S2** resultiert es aus einer Querkraftbelastung, die zusätzlich eine Schubbeanspruchung verursacht.

spruchung. Die Verzerrungsenergien werden mithilfe der Systemantwort `weighted compliance` folgendermaßen gewichtet (Tab. 6.4):

**Tabelle 6.4:** Gewichtungsfaktoren zur Berechnung der mittleren, gewichteten Nachgiebigkeit aus den Lastfällen  $S1 - S4$

Lastfall $S_i$	$S1$	$S2$	$S3$	$S4$
Gewichtung $g_i$	0,5	0,5	1,0	1,0

Da sich die Beanspruchungsarten aus  $S1$  und  $S2$  stark ähneln, werden die entsprechenden Verzerrungsenergien so zu einem Wert gemittelt.

Als Restriktionen werden die maximal zulässigen, statischen Verschiebungen aus dem vorigen Optimierungslauf weiterverwendet.

Für das Layup des symmetrischen, ersten Ansatzes (Variante W1) zeigt Abbildung 6.3 die Verläufe der Optimierungsparameter für verschieden gewählte Winkel-Startwerte. Zum Startwert von  $X = 50^\circ$  ist zu sagen, dass dieser willkürlich mit Hinblick auf die zu erwartende Konvergenz im Bereich  $[5^\circ, 45^\circ]$  gewählt wurde. Für einen Startwert an der expliziten Obergrenze von exakt  $90^\circ$  versagt das Gradientenverfahren offenbar. Dies lässt sich mit der an dieser Stelle auftretenden Symmetrie im Polardiagramm der Layer-Steifigkeit und dem daraus resultierenden Sattelpunkt der Zielfunktion begründen. Ein Setup mit einem Winkelstartwert von  $0^\circ$  versagt aus demselben Grund.

Aufgrund der Ergebnisse für die Orientierung  $X$  mit  $19^\circ 27' 57''$  bei  $X_0 = 50^\circ$  und  $19^\circ 35' 34''$   $X_0 = 5^\circ$  (vgl. Abb. 6.3) wird der Faserwinkel der gekreuzten gewickelten Mittellage mit  $19,5^\circ$  festgelegt. Der Lagenaufbau des Rohrs ist dementsprechend:

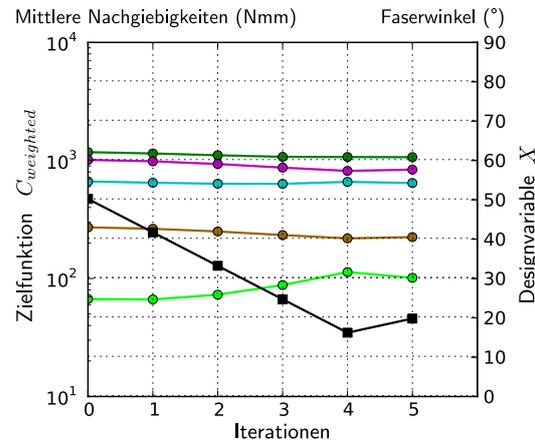
$$[5/-5/\pm 19,5_c]_S$$

**Tabelle 6.5:** Optimierte Winkelwerte für die unter  $\pm X^\circ$  orientierten Lagen der Layups aus Tab. 6.3 (jeweils gewählte Startwerte für  $X$ :  $50^\circ$ )

Variante	W1	W2	W3
X	$19^\circ 27' 57''$	$11^\circ 44' 10''$	$15^\circ 26' 39''$

In Tab. 6.5 werden auch für die Varianten W2 und W3 die Optimierungsergebnisse wiedergegeben. Die entsprechenden Setups unterscheiden sich bis auf den Lagenaufbau nicht von jenem für Variante W1. Abbildung 6.4 zeigt die skizzierten, aus den Ergebnissen konkretisierten Lagenaufbauten.

Initial-Faserwinkel 50°



Initial-Faserwinkel 5°

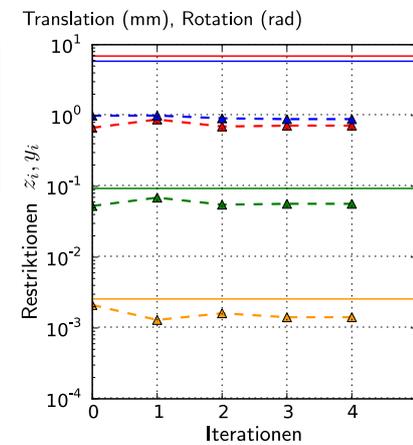
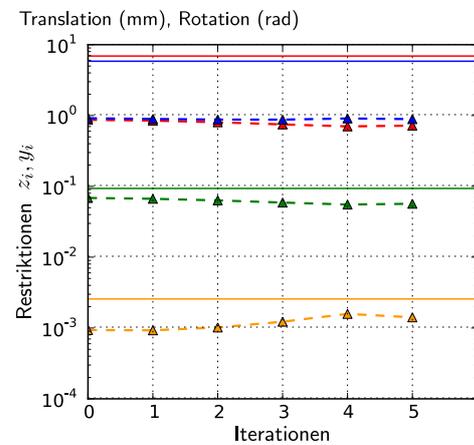
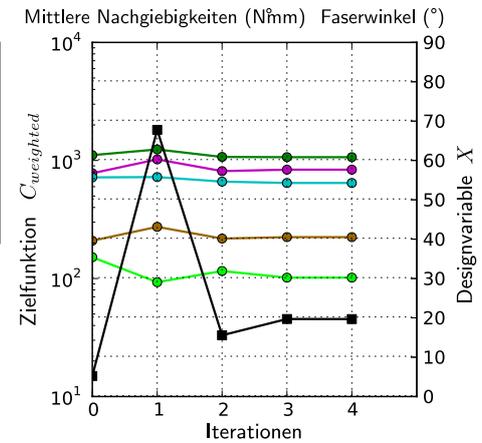
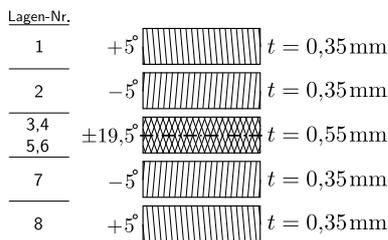


Abbildung 6.3: Optimierung der gewichteten Steifigkeit anhand der veränderlichen Faserorientierungen der überkreuzt gewickelten Mittellage (Layup nach Variante W1)

Variante W1:

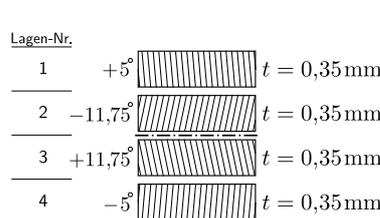
Symmetrisches Layup mit überkreuzter Mittelschicht



Gesamtdicke: 1,95 mm

Variante W2:

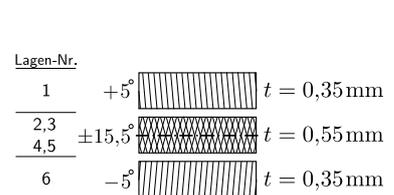
Antisymmetrisches Layup mit kreuzungsfreien Einzelschichten



Gesamtdicke: 1,40 mm

Variante W3:

Antisymmetrisches Layup mit überkreuzter Mittelschicht



Gesamtdicke: 1,25 mm

Abbildung 6.4: Skizzen der konkretisierten Layups für die Varianten W1 – W3

Nur für Variante W1 entsprechen die Symmetrien im Lagenaufbau den Festlegungen aus Abschnitt 6.1.1 (Mittellebenen-Symmetrie, Symmetrie bezügl. 0°-Orientierung).

Um das Verhalten der Strukturen mit antisymmetrischem Lagenaufbau hinsichtlich unerwünschter Verschiebungen bei Belastung beurteilen zu können, werden die Einzellastfälle **S1**, **S3** und **S4** aufgebracht (siehe Tab. 6.6). Es zeigt sich, dass bei beiden Layups in keinem Fall durch Kopplung hervorgerufene Verschiebungen bzw. Verdrehungen nennenswerter Größe auftreten.

**Tabelle 6.6:** Translationen (mm) und Rotationen (rad) an der Lasteinleitungsstelle, die bei Aufbringung von Einzellasten auf die konkretisierten Strukturen nach den Varianten W2 und W3 auftreten.

Die mit **(Rest.)** gekennzeichneten Einträge markieren jene Verschiebungen/Drehungen, die zuvor in den Optimierungen anhand von Restriktionen kontrolliert wurden.

Variante W2			
Lastfall	<b>S1</b>	<b>S3</b>	<b>S4</b>
$x_{trans.}$	$1,218 \times 10^{-4}$	$-1,831 \times 10^{-9}$	$-7,542 \times 10^{-8}$
$y_{trans.}$	$-4,223 \times 10^{-9}$	$-7,276 \times 10^{-2}$ <b>(Rest.)</b>	$2,532 \times 10^{-5}$
$z_{trans.}$	$9,281 \times 10^{-1}$ <b>(Rest.)</b>	$1,264 \times 10^{-8}$	$-4,751 \times 10^{-8}$
$x_{rotat.}$	$1,980 \times 10^{-3}$	$3,066 \times 10^{-11}$	$4,714 \times 10^{-12}$
$y_{rotat.}$	$-3,583 \times 10^{-11}$	$1,397 \times 10^{-6}$	$-2,142 \times 10^{-3}$ <b>(Rest.)</b>
$z_{rotat.}$	$4,767 \times 10^{-11}$	$-1,736 \times 10^{-12}$	$3,122 \times 10^{-12}$

Variante W3			
Lastfall	<b>S1</b>	<b>S3</b>	<b>S4</b>
$x_{trans.}$	$2,913 \times 10^{-4}$	$-4,552 \times 10^{-9}$	$-7,007 \times 10^{-8}$
$y_{trans.}$	$-5,079 \times 10^{-9}$	$-8,742 \times 10^{-2}$ <b>(Rest.)</b>	$6,894 \times 10^{-5}$
$z_{trans.}$	$1,117$ <b>(Rest.)</b>	$1,346 \times 10^{-8}$	$-3,989 \times 10^{-8}$
$x_{rotat.}$	$2,383 \times 10^{-3}$	$3,687 \times 10^{-11}$	$9,933 \times 10^{-12}$
$y_{rotat.}$	$-7,549 \times 10^{-11}$	$3,804 \times 10^{-6}$	$-2,181 \times 10^{-3}$ <b>(Rest.)</b>
$z_{rotat.}$	$5,768 \times 10^{-11}$	$-2,104 \times 10^{-12}$	$6,814 \times 10^{-12}$

### 6.1.3 Kontrolle der Sicherheiten gegen Versagen

Im Folgenden werden für die neuen Trägerstrukturen die Sicherheiten gegen Versagen bestimmt. Dies geschieht durch Kontrollen anhand statischer, linearer Analysen mit ALTAIR OPTISTRUCr.

Allen Simulationen werden die Lastfälle **A** – **D** zugrundegelegt. Wie in Abschnitt 3.1 beschrieben, resultieren Momente, die um die Achse des Freiheitsgrads  $q_4$  wirken, innerhalb der Trägerstruktur in der Normalkraft  $F_N$ . In den Analysen liegt die Lasteinleitungsstelle mit  $y_e = 100$  mm von der Ellbogenachse entfernt, daher muss im Lastfall **B** für  $M_{BX} = F_{Q3,z} \cdot 100$  mm eingesetzt werden (in allen anderen Lastfällen ist  $F_{Q3,z} = 0$  und somit  $M_{BX} = 0$ ).

#### First Ply Failure

Bei einem Laminat muss jede Einzelschicht separat kontrolliert werden, um die Sicherheit gegen Versagen bestimmen zu können. Jene Einzelschicht, in der bei einer Laststeigerung zuerst Versagen eintritt, bestimmt den versagenskritischen Zustand (*first ply failure*).

In OPTISTRUCr ist die Ausgabe eines **failure index** möglich, dem verschiedene Versagenskriterien zugrundegelegt werden können. Dieser Index wird je Element aus den berechneten Spannungen bestimmt durch:

$$FI = \max(F_{P,i}, F_{B,j}).$$

Dabei sind  $F_{P,i}$  alle je Shell-Element ermittelten, auf die Einzelschichten  $i$  bezogenen *inplane*<sup>1</sup> Versagens-Indizes (*ply failure indices*;  $n$  Werte für  $n$  Schichten) und  $F_{B,j}$  alle ermittelten Zwischenschicht-Versagens-Indizes (*bonding material failure indices*;  $n-1$  Werte für  $n$  Schichten). Um die Sicherheiten gegen unterschiedliche Versagensformen vergleichen zu können, werden die in OPTISTRUCr verwendeten Versagensindizes so definiert, dass Versagen bei Werten  $\geq 1$  auftritt. OPTISTRUCr bietet für die Berechnung der inplane Versagensindizes die Kriterien von *Hill*, *Tsai-Wu*, *Hoffmann* sowie das Maximaldehnungskriterium an. Entsprechend der Theorie nach *Tsai-Wu* wird Versagen durch eine Schadensfläche im  $\sigma_1$ - $\sigma_2$ - $\tau_{12}$ -Spannungsraum beschrieben (Quadratisches Interaktions-Kriterium). Dieses Kriterium bietet in vielen Fällen eine ausreichend genaue Abbildung der Realität und hat dabei den Vorteil, durch seine einfache Beschreibung relativ schnell ausgewertet werden zu können. Speziell bei einachsiger Beanspruchung unter kleinen Faserwinkelstellungen ist die Übereinstimmung mit experimentell ermittelten Bruchwerten hoch [5, S. 246].

<sup>1</sup> *inplane*: Bezug auf ebene Spannungszustände in der Laminatfläche.

Die Berechnung der Index-Werte erfolgt durch:

$$F_{P,TSWU,i} = \left( \frac{1}{R_{\parallel}^+} - \frac{1}{R_{\parallel}^-} \right) \sigma_1 + \left( \frac{1}{R_{\perp}^+} - \frac{1}{R_{\perp}^-} \right) \sigma_2 + \frac{\sigma_1^2}{R_{\parallel}^+ R_{\parallel}^-} + \frac{\sigma_2^2}{R_{\perp}^+ R_{\perp}^-} + \frac{\tau_{12}^2}{R_{\parallel\perp}^2} + 2F_{I,12} \sigma_1 \sigma_2$$

Der von OPTISTRUCT zusätzlich zur Verfügung gestellte Wechselwirkungskoeffizient  $F_{I,12}$  ermöglicht eine Anpassung der Fließfläche an experimentell ermittelte Daten aus einem Längs-Zugversuch an einer unter  $45^\circ$  off-axis eingespannten Probe aus UD-Material (siehe zB. [15]). Mangels Verfügbarkeit solcher Versuchsdaten wurde dafür der default-Wert 0 belassen. Die Indizes für Zwischenschichtversagen werden von OPTISTRUCT aus den interlaminaren Schubspannungen berechnet:

$$F_{B,shear,j} = \frac{\max(|\tau_{1z}|, |\tau_{2z}|)}{ILSS}$$

Diese Grundlage erscheint jedoch aufgrund des fehlenden Normalspannungseinfluss zu wenig fundiert. Aufgrund dessen werden die Werte für  $F_{B,shear,j}$  in der Auswertung nicht berücksichtigt. Alle im Folgenden angegebenen Werte für Failure Indizes beziehen sich ausschließlich auf Auswertungen nach dem Tsai-Wu Kriterium.

Die entsprechend des FI am stärksten gefährdeten Zonen des optimierten Layups nach Variante W1 sind in den Abbildungen 6.5 und 6.6 dargestellt. Der höchste Wert wird in Lastfall **B** mit  $FI = 0,0223$  festgestellt. Die entsprechende Sicherheit wird (positiv definiert) aus dem reziproken Risikoparameter bestimmt [22]:

$$\nu_{TSWU} = \frac{1}{\lambda_{Tsai-Wu}} = K_1 \pm \sqrt{K_2} \quad \text{mit:}$$

$$K_1 = \frac{-K_3}{2K_4} \quad K_2 = K_1^2 + \frac{1}{K_4} \quad K_3 = F_1 \sigma_{11} + F_2 \sigma_{22}$$

$$K_4 = 2F_{12} \sigma_{11} \sigma_{22} + F_{11} \sigma_{11}^2 + F_{22} \sigma_{22}^2 + F_{SS} \tau_{12}^2$$

$$F_{11} = \frac{1}{R_{\parallel}^+ R_{\parallel}^-} \quad F_1 = \frac{1}{R_{\parallel}^+} - \frac{1}{R_{\parallel}^-} \quad F_{SS} = \frac{1}{R_{\parallel\perp}^2}$$

$$F_{22} = \frac{1}{R_{\perp}^+ R_{\perp}^-} \quad F_2 = \frac{1}{R_{\perp}^+} + \frac{1}{R_{\perp}^-} \quad F_{12} = -\frac{1}{2} \sqrt{F_{11} F_{22}}$$

Für das Element mit  $FI = 0,0223$  (vgl. Abb. 6.5a) ergibt sich die Sicherheit zu  $\nu_{TSWU} = 24,688$ .

Da die Tsai-Wu-Schadensfläche (meist nur bezüglich  $\sigma_{11}$ ) über die Begrenzungen eines Maximalspannungskriteriums hinausragt, werden die Maximalwerte für  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  und  $\tau_{12}$  separat kontrolliert. Dies geschieht für jede Einzelschicht individuell<sup>1</sup>. Tabelle 6.7 listet die entsprechenden Mindestsicherheiten auf.

<sup>1</sup> *Hinweis:* Die Festigkeiten, die als Referenz für die ermittelten Sicherheiten dienen, sind für kreuzungsfrei bzw. überkreuzt gewickelte Lagen verschieden (siehe Kap. 5.2.1). Um welchen Typ es sich handelt, ist mit der Lagennummer und Abb. 6.4 nachvollziehbar.

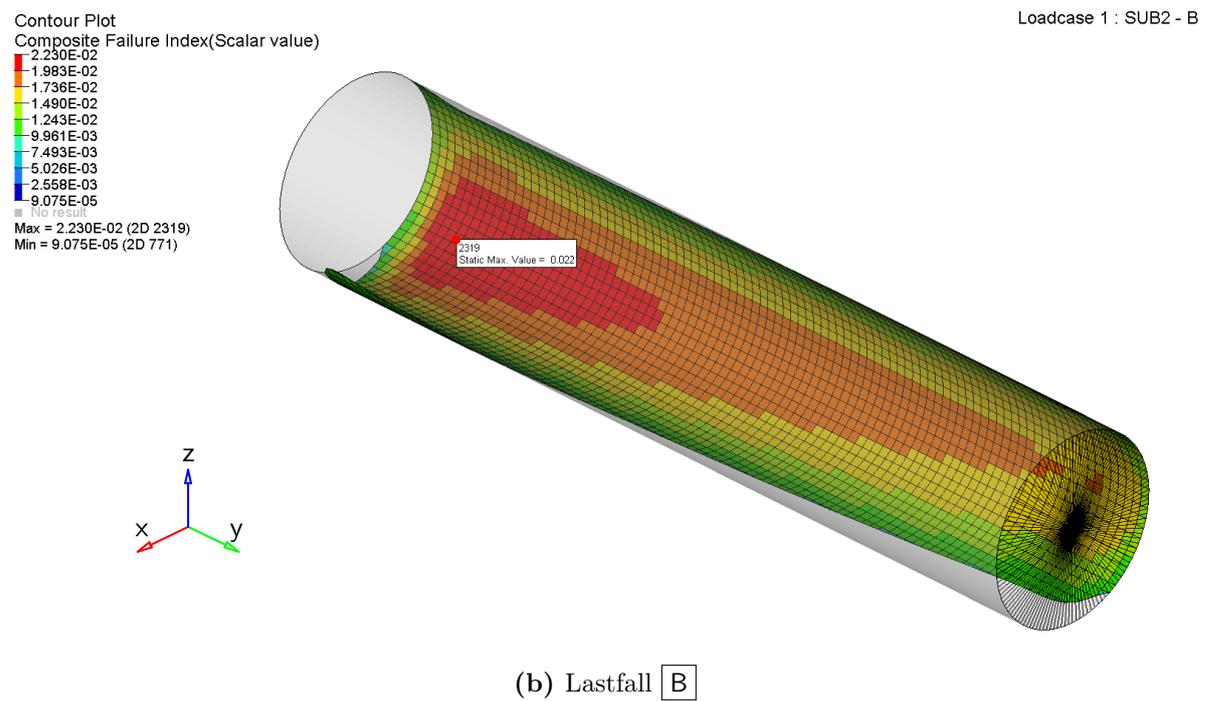
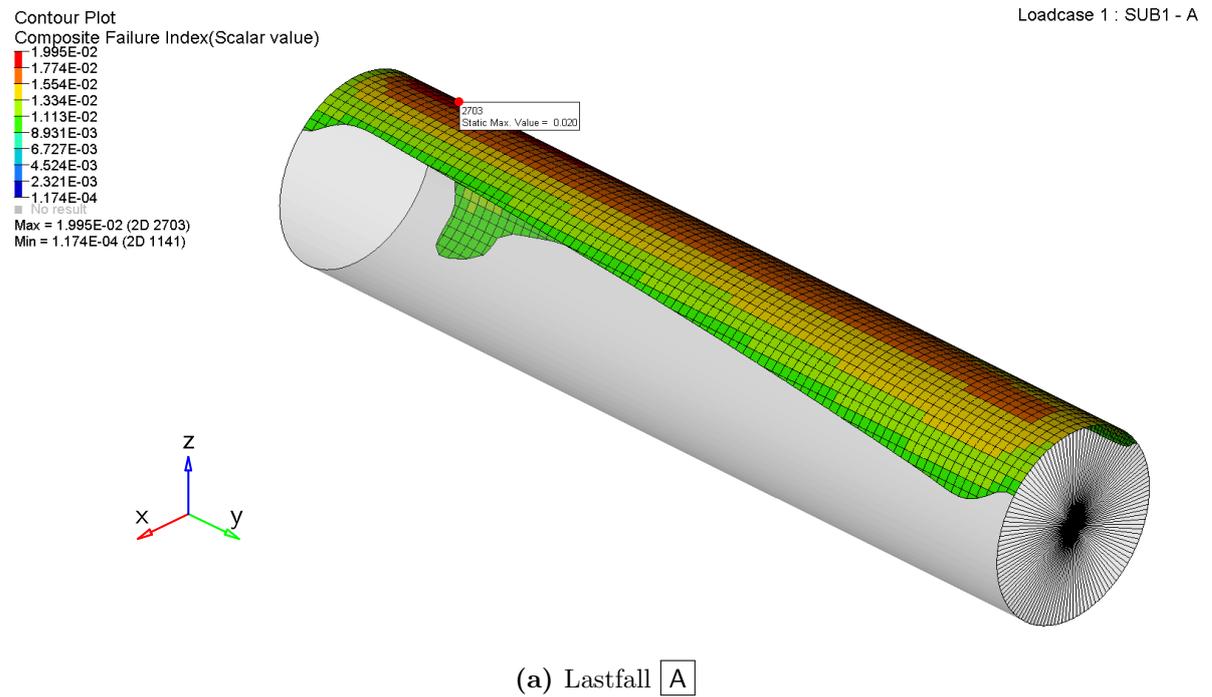


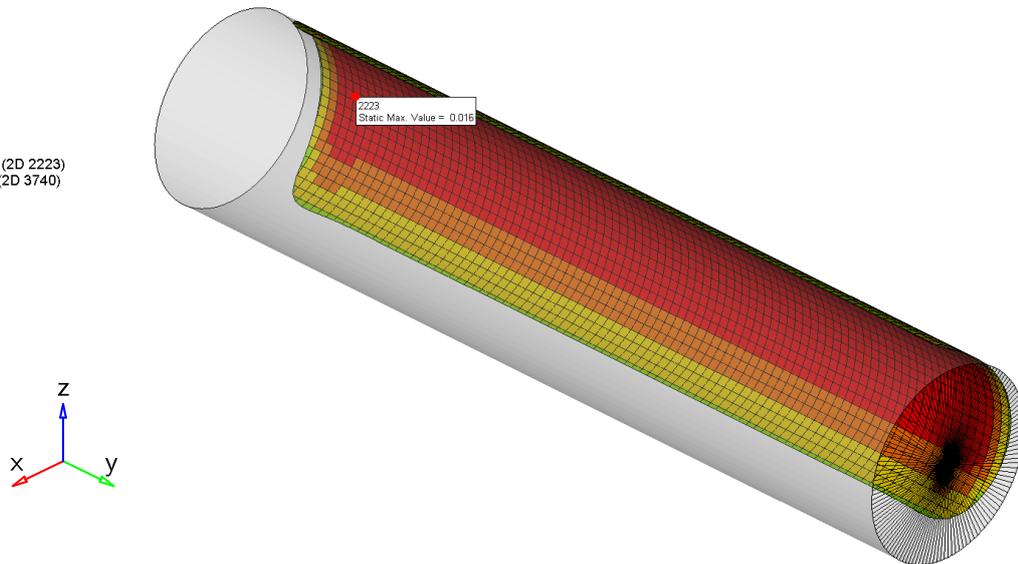
Abbildung 6.5: Fringe-Plots der Zonen mit höchstem Failure Index (Layup nach Variante W1)

Contour Plot  
Composite Failure Index(Scalar value)

1.569E-02
1.394E-02
1.220E-02
1.046E-02
8.714E-03
6.971E-03
5.229E-03
3.486E-03
1.743E-03
3.425E-09
No result

Max = 1.569E-02 (2D 2223)  
Min = 3.425E-09 (2D 3740)

Loadcase 1 : SUB3 - C

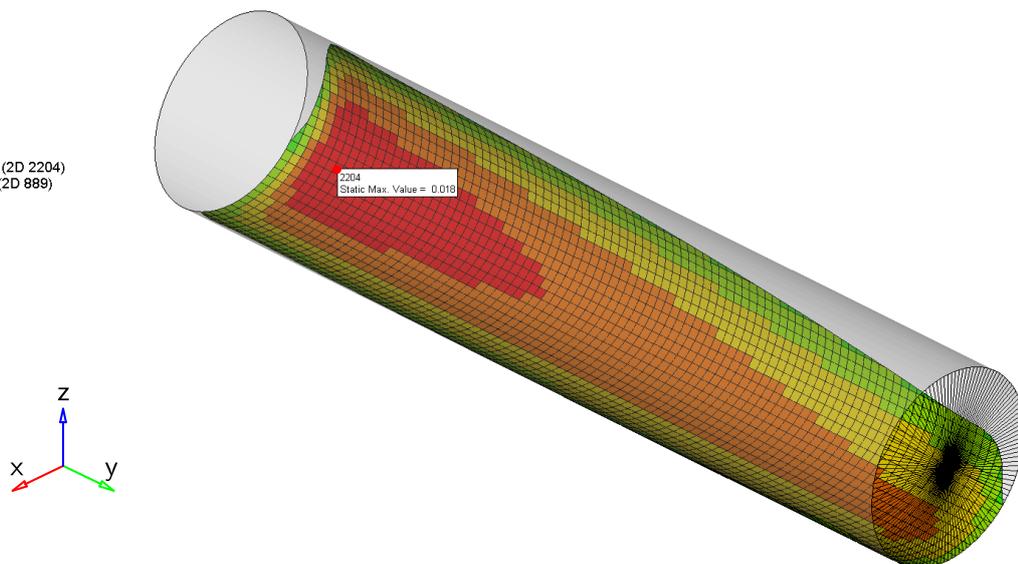
(a) Lastfall C

Contour Plot  
Composite Failure Index(Scalar value)

1.814E-02
1.614E-02
1.413E-02
1.213E-02
1.012E-02
8.117E-03
6.112E-03
4.107E-03
2.102E-03
9.656E-05
No result

Max = 1.814E-02 (2D 2204)  
Min = 9.656E-05 (2D 889)

Loadcase 1 : SUB4 - D

(b) Lastfall D**Abbildung 6.6:** Fringe-Plots der Zonen mit höchstem Failure Index (Layup nach Variante W1)

**Tabelle 6.7:** Elementspannungen im Materialkoordinatensystem ( $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  und  $\tau_{12}$ ) mit kleinsten Sicherheiten gegen Versagen nach dem Maximalspannungskriterium für die Betriebslastfälle **A** – **D** (Layup nach Variante W1; die Zahlen in Klammer geben die Lagen-Nr. an, vgl. Abb. 6.4, links).

Normalspannungen in 1-Richtung		<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>D</b>
Zug:	$\sigma_1^+$ (MPa)	23,411 (6)	24,270 (6)	11,942 (1)	16,924 (5)
	$\nu_{MSP,\sigma_1^+}$ (1)	81,628	78,739 ( <b>min</b> )	131,476	112,917
Druck:	$\sigma_1^-$ (MPa)	-30,573 (5)	-34,653 (5)	-26,653 (6)	-29,214 (6)
	$\nu_{MSP,\sigma_1^-}$ (1)	37,487	33,074 ( <b>min</b> )	43,001	39,231
Normalspannungen in 2-Richtung		<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>D</b>
Zug:	$\sigma_2^+$ (MPa)	1,073 (5)	1,155 (5)	0,762 (8)	0,954 (6)
	$\nu_{MSP,\sigma_2^+}$ (1)	65,250	60,606 ( <b>min</b> )	91,878	73,348
Druck:	$\sigma_2^-$ (MPa)	-1,291 (6)	-1,422 (6)	-0,941 (5)	-1,144 (5)
	$\nu_{MSP,\sigma_2^-}$ (1)	139,625	126,759 ( <b>min</b> )	191,498	157,586
Schubspannungen in der 12-Ebene		<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>D</b>
Pos.:	$\tau_{12}^+$ (MPa)	2,056 (8)	2,228 (6)	0,480 (3)	0,812 (3)
	$\nu_{MSP,\tau_{12}^+}$ (1)	47,661	43,988 ( <b>min</b> )	203,992	120,648
Neg.:	$\tau_{12}^-$ (MPa)	-1,018 (4)	-1,082 (4)	-1,502 (5)	-1,833 (5)
	$\nu_{MSP,\tau_{12}^-}$ (1)	96,248	90,540	65,251	53,470 ( <b>min</b> )
<b>(min)</b>		Kennzeichnung des Lastfalls mit kleinster, auf je eine Elementspannung bezogene Sicherheiten gegen Versagen.			

Für die Layups der Varianten W2 und W3 ergeben sich qualitativ ähnliche Verteilungen für die Versagensindizes, wie sie in den Abb. 6.5 und 6.6 dargestellt sind. Die dementsprechenden Sicherheiten sind erwartungsgemäß betragslich kleiner (vgl. Tab. 6.8. Für die kleinsten Sicherheiten nach dem Maximalspannungskriterium siehe Tab. 6.9).

**Tabelle 6.8:** Kleinste Sicherheiten gegen Versagen nach dem Tsai-Wu-Kriterium für die Layups nach den Varianten W2 und W3 für die Betriebslastfälle **A** – **D**.

	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>D</b>
$\nu_{TSWU,W2}$ (1)	23,728	21,244	29,023	25,943
$\nu_{TSWU,W3}$ (1)	17,626	15,608	20,554	19,051

**Tabelle 6.9:** Kleinste Sicherheiten gegen Versagen nach dem Maximalspannungskriterium mit Angabe des entsprechenden Betriebslastfalls (aus  $\boxed{\text{A}}$  –  $\boxed{\text{D}}$ ), die in den konkretisierten Strukturen der Varianten W2 und W3 auftreten.

Normalspannungen in 1-Richtung	2. Ansatz		3. Ansatz	
	Kleinste Sicherheit	Lastfall	Kleinste Sicherheit	Lastfall
Zug: $\nu_{MSP,\sigma_1^+}$ (1)	69,573	$\boxed{\text{B}}$	49,524	$\boxed{\text{B}}$
Druck: $\nu_{MSP,\sigma_1^-}$ (1)	29,293	$\boxed{\text{B}}$	21,435	$\boxed{\text{B}}$
Normalspannungen in 2-Richtung	Kleinste Sicherheit	Lastfall	Kleinste Sicherheit	Lastfall
Zug: $\nu_{MSP,\sigma_2^+}$ (1)	1854,234	$\boxed{\text{B}}$	39,579	$\boxed{\text{B}}$
Druck: $\nu_{MSP,\sigma_2^-}$ (1)	1033,779	$\boxed{\text{B}}$	95,734	$\boxed{\text{B}}$
Schubspannungen in der 12-Ebene	Kleinste Sicherheit	Lastfall	Kleinste Sicherheit	Lastfall
Pos.: $\nu_{MSP,\tau_{12}^+}$ (1)	30,228	$\boxed{\text{B}}$	27,994	$\boxed{\text{B}}$
Neg.: $\nu_{MSP,\tau_{12}^-}$ (1)	36,806	$\boxed{\text{D}}$	34,153	$\boxed{\text{D}}$

## 6.2 Optimierung des Lagenaufbaus des pultrudierten CFK-Rohrs

Für das in Pultrusionstechnik herzustellende Rohr verwendet der Zulieferer ein Matrizenwerkzeug aus dem Standardprogramm. Durch den dementsprechenden Profilquerschnitt liegen Innen- und Außendurchmesser (und somit das Volumen und die Masse) der Struktur bereits fest. Die Masse des Rohrs beträgt  $m_{structure} = 3011$  g.

### 6.2.1 Bestimmung der Vorzugs-Materialverteilung

Wie in Abschnitt 6.1.2 wird daher anstelle der Masse die gewichtete Nachgiebigkeit aus den Lastfällen  $\boxed{\text{S1}}$  –  $\boxed{\text{S4}}$  als Zielfunktion benutzt, die zuvor gewählten Gewichtungsfaktoren werden beibehalten. Die vier Lastfälle werden auch zum Zweck, die zulässigen Verschiebungen anhand von Restriktionen zu kontrollieren, weiterbenutzt.

Die Orientierungen der Faserverstärkung werden aufgrund der breiten Verfügbarkeit entsprechender Halbzeuge mit  $0^\circ$ ,  $+45^\circ$  und  $-45^\circ$  festgelegt. Als Verstärkungsmaterial wird zunächst einheitlich die Faser TORAY T700 eingesetzt. Da die Multiaxialgelege — anders als Gewebe — keinen ondulierten Faserverlauf aufweisen, können die Materialdaten ohne Steifigkeits-Abminderungen herangezogen werden.

Das FE-Modell entspricht qualitativ jenem aus Abb. 6.1. Die einzigen Veränderungen (neue Stützgeometrie, Neuvernetzung, anderer Ausgangslagenaufbau) sind jene, wie in Tab. 6.11 ersichtlich.

**Tabelle 6.10:** Änderungen am FE-Modell gegenüber jenem aus Abbildung 6.1

Elementanzahl	6204
Rohrinnendurchmesser	210 mm
Lagenaufbau	$[45/-45/0_2]_S$

Die Einzelschichtdicken der Lagen mit  $\pm 45^\circ$  werden von der Designvariable  $t_{45^\circ}$ , jene der  $0^\circ$ -Lagen durch  $t_{0^\circ}$  gesteuert. Wie zuvor wird durch die gemeinsame Dicken-Steuerung von positiv und negativ orientierten  $45^\circ$ -Lagen die Symmetrie bezüglich der  $0^\circ$ -Orientierung aufrecht erhalten (entfällt bei  $t_{0^\circ}$ , jedoch treten konsequenterweise auch diese Einzelschichten vier Mal im Layup auf, vgl. Tab. 6.10).

Um mit der Gesamtdicke des Laminats die durch das Matrizenwerkzeug vorgegebene Wandstärke zu erreichen, müssen die Dickenparameter mit einer Funktion verknüpft werden:  $t_{ges} = t_{45^\circ} + t_{0^\circ}$  (somit verbleibt nur ein freier Design-Parameter).  $t_{ges}$  wird mit einer benutzergenerierten Antwort verknüpft und mit einer expliziten Obergrenze beschränkt. Da beide Dickenparameter jeweils vier Mal im Layup vorkommen, wird  $t_{ges} \leq \frac{3\text{mm}}{4} = 0,75\text{ mm}$  gesetzt. Durch die Wahl der Zielfunktion ist zu erwarten, dass das Optimierungsergebnis zur Obergrenze, und somit zur angestrebten Gesamtdicke des Lagenaufbaus von 3 mm konvergieren wird.

Mit Startwerten von je  $t_i = 0,375\text{ mm}$  konvergieren die Dickenparameter streng monoton zu folgender Verteilung:

$$t_{0^\circ} = 0,644\text{ mm} \quad t_{45^\circ} = 0,106\text{ mm} \quad \frac{t_{0^\circ}}{t_{45^\circ}} = 6,264.$$

Es treten in keiner Iteration Restriktionsverletzungen auf.

### 6.2.2 Bestimmung der Mindest-Einzelschichtdicken

In einem zweiten, alternativen Ansatz wird die Strukturmasse als Zielfunktion benutzt. Die Gesamtdicke des Lagenaufbaus wird von Seiten des Setups nicht mehr beeinflusst. Der Zweck dieses zweiten Optimierungslaufs ist, die zur Erreichung der *Steifigkeitsanforderungen* notwendigen Mindest-Schichtdicken herauszufinden. In Abschnitt 6.1.1 zeigte sich, dass der Optimierungsalgorithmus bei oberhalb des zu erwarteten Optimums angesetzten Startwerten schneller konvergiert. Daher werden die Initial-Schichtdicken für  $t_{45^\circ}$  und  $t_{0^\circ}$  mit je 0,75 mm angesetzt (entspricht 6 mm Gesamtdicke).

Die Optimierung konvergiert nach 9 Iterationen. Mit dem veränderten Setup (zwei freie Design-Parameter, andere Zielfunktion) ergibt sich ein deutlich anderes Verhältnis zwischen den Dickenanteilen:

$$t_{0^\circ} = 0,246\text{ mm} \quad t_{45^\circ} = 0,024\text{ mm} \quad \frac{t_{0^\circ}}{t_{45^\circ}} = 10,25.$$

Die zur Erreichung der erforderlichen Steifigkeiten nötige, theoretische Gesamtdicke des Laminats würde somit 1,082 mm betragen. Die entsprechende (praktisch nicht realisierbare)

Strukturmasse läge bei 1076 g.

### 6.2.3 Konkretisierung des Lagenaufbaus

Ausgehend von den Ergebnissen aus den Abschnitten 6.2.1 und 6.2.2 muss auf einen fertigungsgerechten Lagenaufbau geschlossen werden, der die Gesamt-Laminatdicke von 3 mm exakt ausfüllt. Nach Angaben von RÖCHLING besitzt eine pultrudierte Schicht eines Triaxialgeleges eine Dicke von 0,6 mm. Unter Verwendung von Triaxialgelegem mit den Orientierungen  $0^\circ$ ,  $+45^\circ$  und  $-45^\circ$  reicht demzufolge eine einzige Gelegeschicht knapp nicht aus, um den im ersten Optimierungslauf ermittelten Anteil an  $\pm 45^\circ$ -Schichten abzudecken. Im zweiten Optimierungslauf zeigte sich jedoch, dass zur Erreichung der Mindeststeifigkeiten tatsächlich ein weit geringerer  $45^\circ$ -Anteil ausreichend ist.

Zur Festigkeitsanalyse wird daher ein Lagenaufbau mit zwei Einzelschichten aus  $0^\circ$ -UD-Rovings zu je 0,4 mm und einer mittig dazwischenliegenden Gelegeschicht modelliert. Nach Abzug des im Gelege enthaltenen  $0^\circ$ -Anteils ist entsprechend des Optimierungsergebnisses aus Abschn. 6.2.2 ein Roving-Anteil mit  $4 \cdot 0,246 - 0,2 = 0,784$  mm Dicke in  $0^\circ$ -Richtung nötig. Nach Aufrunden auf  $2 \cdot 0,4$  mm = 0,8 mm ergibt sich die faserverstärkte Gesamtdicke zu 1,4 mm.

Es bestehen nun zwei Möglichkeiten, aus diesem Ergebnis fertigungstechnisch brauchbare Lösungen abzuleiten. Entweder werden Faserverstärkungen, wie sie sich aus dem ersten Setup ergeben, über die gesamte Dicke eingezogen - oder es wird mit Hinblick auf eine Kostenersparnis das Restvolumen mit Harz aufgefüllt. Da die zweite, schwächer dimensionierte Variante früher versagen wird, wird sie im nächsten Abschnitt weiter untersucht.

RÖCHLING ENGINEERING PLASTICS gibt an, dass das Einziehen von UD-Rovings beim konkreten Matrizenwerkzeug problematisch ist. Es ist daher für die Umsetzung empfehlenswert, ausschließlich das Triaxialgelege einzusetzen (mit dieser Variante wird derselbe  $0^\circ$ -Anteil wie mit dem Gelege-Roving-Mix erreicht).

### 6.2.4 Kontrolle der Sicherheiten gegen Versagen

Die Prozedur zur Bestimmung der Sicherheiten gegen Versagen entspricht genau jener für die gewickelten Rohre. In den folgenden zwei Unterabschnitten werden daher nur die Ergebnisse festgehalten.

#### First Ply Failure

In den Abb. 6.7 und 6.8 werden die Verteilungen der Versagensindizes dargestellt. Der Höchstwert wird wieder in Lastfall **B** mit einem Wert von  $FI = 0,02165$  ermittelt. Die entsprechende, kleinste Sicherheit nach Tsai-Wu ergibt sich zu  $\nu_{TSWU} = 22,584$ .

Die aus dem Maximalspannungskriterium bestimmten, kleinsten Sicherheiten sind aus Tab. 6.11

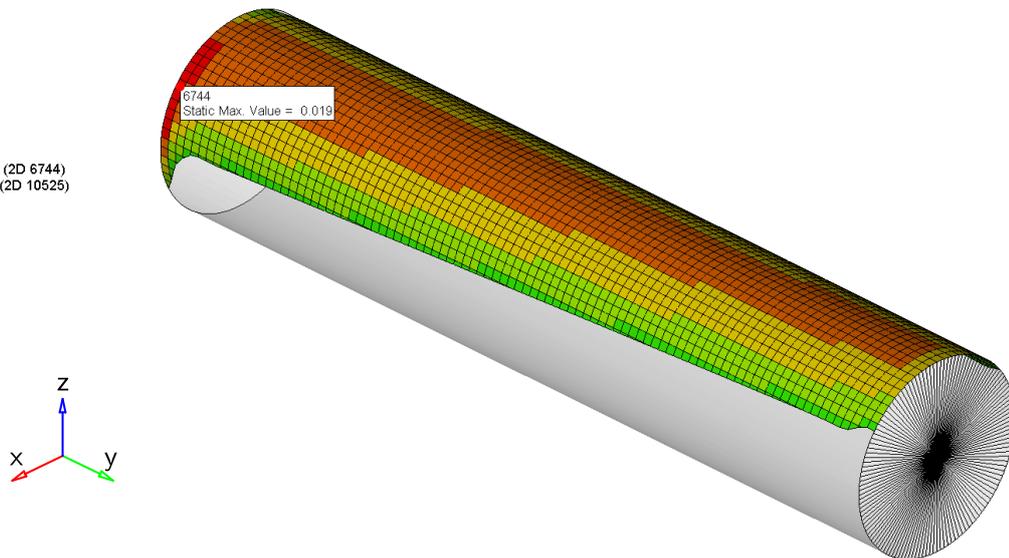
ersichtlich.

Contour Plot  
Composite Failure Index(Scalar value)

1.913E-02
1.702E-02
1.491E-02
1.280E-02
1.069E-02
8.587E-03
6.478E-03
4.370E-03
2.262E-03
1.540E-04
No result

Max = 1.913E-02 (2D 6744)  
Min = 1.540E-04 (2D 10525)

Loadcase 1 : SUB1 - A



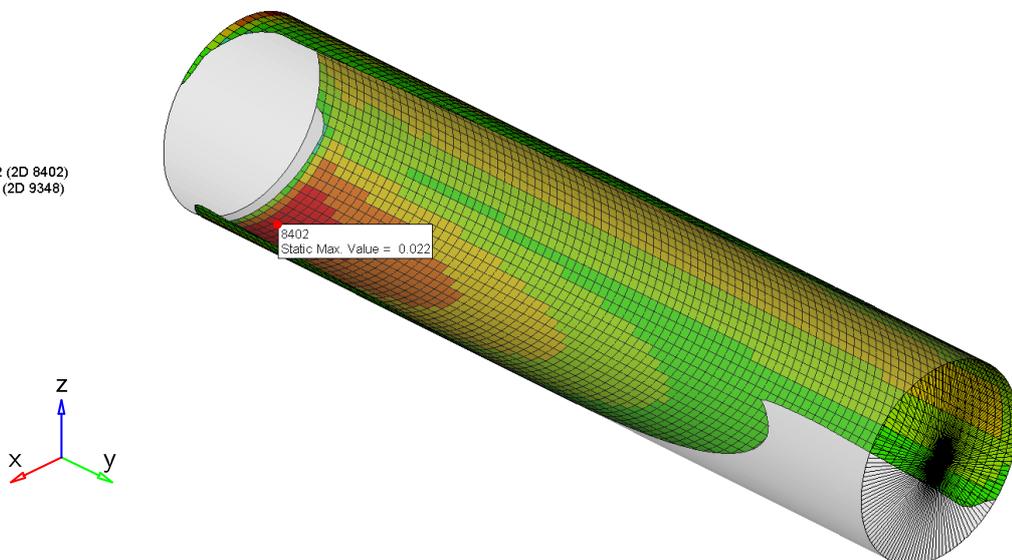
(a) Lastfall **A**

Contour Plot  
Composite Failure Index(Scalar value)

2.165E-02
1.928E-02
1.690E-02
1.453E-02
1.215E-02
9.779E-03
7.405E-03
5.031E-03
2.657E-03
2.827E-04
No result

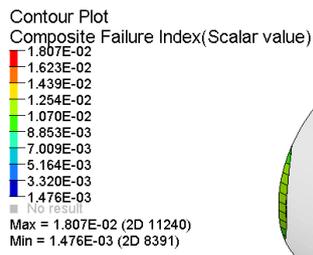
Max = 2.165E-02 (2D 8402)  
Min = 2.827E-04 (2D 9348)

Loadcase 1 : SUB2 - B

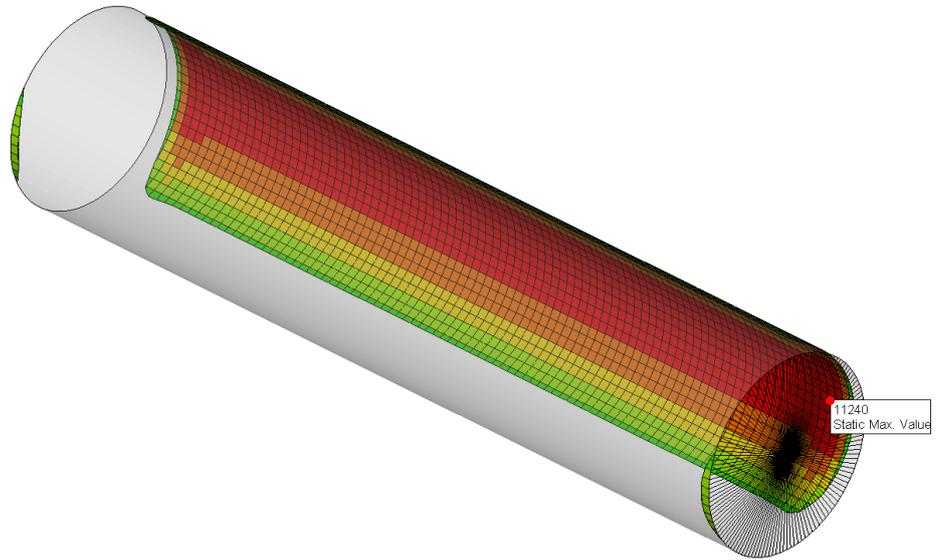
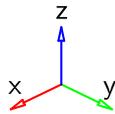


(b) Lastfall **B**

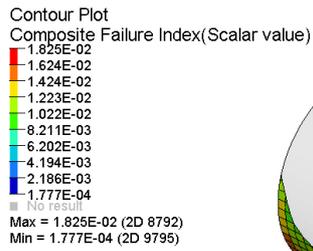
**Abbildung 6.7:** Fringe-Plots der Zonen mit höchstem Failure Index



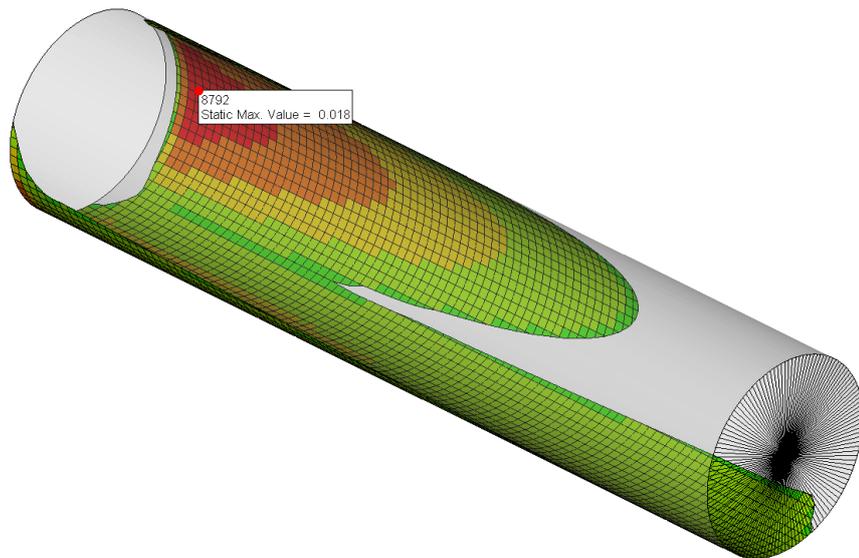
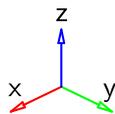
Loadcase 1 : SUB3 - C



(a) Lastfall C



Loadcase 1 : SUB4 - D



(b) Lastfall D

Abbildung 6.8: Fringe-Plots der Zonen mit höchstem Failure Index

**Tabelle 6.11:** Elementspannungen im Materialkoordinatensystem ( $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  und  $\tau_{12}$ ) mit kleinsten Sicherheiten gegen Versagen nach dem Maximalspannungskriterium für die Betriebslastfälle  $\boxed{\text{A}}$  –  $\boxed{\text{D}}$  (Die Zahlen in Klammer geben die Lagen-Nr. an, vgl. Abb. 6.4, links).

Normalspannungen in 1-Richtung		$\boxed{\text{A}}$	$\boxed{\text{B}}$	$\boxed{\text{C}}$	$\boxed{\text{D}}$
Zug:	$\sigma_1^+$ (MPa)	30,933 (6)	35,978 (6)	18,176 (6)	20,954 (7)
	$\nu_{\sigma_1^+}$ (1)	79,203	68,097 (min)	134,793	116,923
Druck:	$\sigma_1^-$ (MPa)	-47,194 (6)	-53,158 (6)	-42,413 (6)	-44,710 (6)
	$\nu_{\sigma_1^-}$ (1)	33,267	29,535 (min)	37,017	35,115

Normalspannungen in 2-Richtung		$\boxed{\text{A}}$	$\boxed{\text{B}}$	$\boxed{\text{C}}$	$\boxed{\text{D}}$
Zug:	$\sigma_2^+$ (MPa)	1,975 (7)	2,130 (7)	1,225 (8)	1,467 (8)
	$\nu_{\sigma_2^+}$ (1)	30,888	28,645 (min)	49,788	41,570
Druck:	$\sigma_2^-$ (MPa)	-2,782 (8)	-3,099 (8)	-2,300 (7)	-2,533 (7)
	$\nu_{\sigma_2^-}$ (1)	51,046	45,820 (min)	61,731	56,058

Schubspannungen in der 12-Ebene		$\boxed{\text{A}}$	$\boxed{\text{B}}$	$\boxed{\text{C}}$	$\boxed{\text{D}}$
Pos.:	$\tau_{12}^+$ (MPa)	2,487 (1)	2,816 (1)	2,347 (1)	2,384 (1)
	$\nu_{\tau_{12}^+}$ (1)	39,408	34,804 (min)	41,750	41,107
Neg.:	$\tau_{12}^-$ (MPa)	-2,477 (2)	-2,805 (2)	-2,339 (2)	-2,374 (2)
	$\nu_{\tau_{12}^-}$ (1)	39,567	34,943 (min)	41,905	41,274

(min) Kennzeichnung des Lastfalls mit kleinster, auf je eine Elementspannung bezogene Sicherheiten gegen Versagen.

## 6.3 Topologieoptimierung der Knoten

Die Topologieoptimierung von Schulter- wie Ellbogenknoten wird jeweils in den folgenden Schritten durchgeführt:

1. Konstruktion des Designspace und Definition fix integrierter Bestandteile
2. Erstellung eines FE-Modells für den Knotenbauteil
3. Anbindung der Rohrstruktur am Klebeflansch (es wird der Lagenaufbau nach Variante W1 aus Abschnitt 6.1.2 verwendet)
4. Erster Optimierungslauf mit der Zielfunktion *minimal mass*:
  - Restriktion durch maximal zulässige von Mises-Vergleichsspannung
  - Verwendung der festigkeitsrelevanten Lastfälle  $\boxed{\text{A}}$  –  $\boxed{\text{D}}$  sowie Zusatzlastfälle
5. Zweiter Optimierungslauf mit der Zielfunktion *minimal weighted compliance*:
  - Restriktion durch maximal erlaubten Massenanteil (*massfrac*-Bedingung<sup>1</sup>). Für diesen wird das Ergebnis aus der vorangegangenen Optimierung verwendet.
  - Gewichtung der Nachgiebigkeit aus den Lastfällen  $\boxed{\text{S1}}$  –  $\boxed{\text{S4}}$  sowie Zusatzlastfällen

Im ersten Optimierungslauf wird also je Element die Unterschreitung einer maximalen Vergleichsspannung kontrolliert. Somit wird die *Minimierung der Masse* durch die *Einhaltung einer geforderten Mindestfestigkeit* limitiert. In beiden Fällen beziehen sich die für die Zielfunktion konfigurierten Systemantworten auf die Designelemente der Struktur.

Die zweite Optimierungsvariante entspricht dem klassischen Topologieoptimierungs-Setup und ist auf genau jene Zielmasse ausgerichtet, die dem Ergebnis des vorigen Optimierungslaufs entspricht. Unter der *Beschränkung auf genau diese Masse* soll jene Materialverteilung gefunden werden, bei der die unter den Lastfällen gewichtete *Steifigkeit* der Struktur maximal wird.

Das zweite Setup dient zunächst zum Vergleich (auch aufgrund des in der Literatur vielfach belegten, besseren Konvergenzverhaltens und den kompakteren, fertigungsgerechteren Entwurfsgeometrien). Die beiden Ergebnisse sollen als Gestaltungshilfe für die tatsächlich zu fertigende Konstruktion dienen.

Für alle Topologieoptimierungen werden die Default-Einstellungen entsprechend Tab. 6.12 verwendet. Als Optimierungsmethode wurde von Optistruct in allen Fällen automatisch die *density method* gewählt.

---

<sup>1</sup> *mass fraction*: Anteil der Masse, die sich bei Änderung der Elementdichten einstellt, bezogen auf die Gesamtmasse bei vollständiger Ausfüllung des Designspace.

**Tabelle 6.12:** Optimierungsparameter für die Topologieoptimierungen

Initial-Elementdichte	0,9
Mindest-Elementdichte	0,01
Max. Anzahl der Iterationen	80
Konvergenz-Toleranz	0,005
Discreteness-Parameter	2,000
Optimierungsmethode	density-method

### 6.3.1 Modellierung des Ellbogenknotens

Zunächst wird in der CAD-Software PRO/ENGINEER ein geeigneter Designspace konstruiert. Dazu bieten sich verschiedene Zugänge an:

1. Von dem Raum, der für den Designspace zur Verfügung steht, werden alle anderweitig benötigten Volumina abgezogen.
2. Nur absolut unverrückbare Volumina (in erster Linie angrenzende Baugruppen) werden vom Designspace abgezogen, flexibel anzuordnende Komponenten werden in den Freiräumen, die im Zuge der Optimierung entstehen, untergebracht.

Um einen möglichst großen Lösungsraum bereitzustellen, wird bei der Erstellung des Designspace für den Ellbogenknoten auf Einschränkungen weitgehend verzichtet. Von einem Vollzylinder mit sphärisch abgerundetem Ende ausgehend (vgl. fertig vernetztes FE-Modell in Abb. 6.9), werden nur folgende Volumina abgezogen:

- An der Montageseite des Kettenrads (»Isometrische Ansicht 1«) wird in Querrichtung ein zylindrisches Volumen ausgespart, um die Montage von allen Kettentriebsanteilen sowie der Sensorik zu ermöglichen.
- Geometrie entsprechend des Platzbedarfs der Unterarmkonsole samt Verkleidung. Die möglichen Positionen von oberer bis unterer Extremität müssen berücksichtigt werden (Es entsteht eine Ausnehmung wie in »Isometrische Ansicht 2« ersichtlich).
- Zylinderförmiger Wälzlager-Bauraum.
- Parallel zur Rohrachse werden rund um die Kettentrümmer sowie an der Stelle, wo ursprünglich Energie- und Informationsleitungen verliefen, entsprechende Schächte vom Designspace abgezogen (Ansicht »Rohr-Innenseite«).
- Für einen großzügig dimensionierten Rohrklebeflansch wird ein stufenförmiger Absatz vorgesehen.

Es wird weiters festgelegt, dass ein Teil des Kettenkäfigs als *non-designable* ausgeführt werden soll. Das entsprechende Material fungiert gleichzeitig als strukturelle, umlaufende Versteifungs-

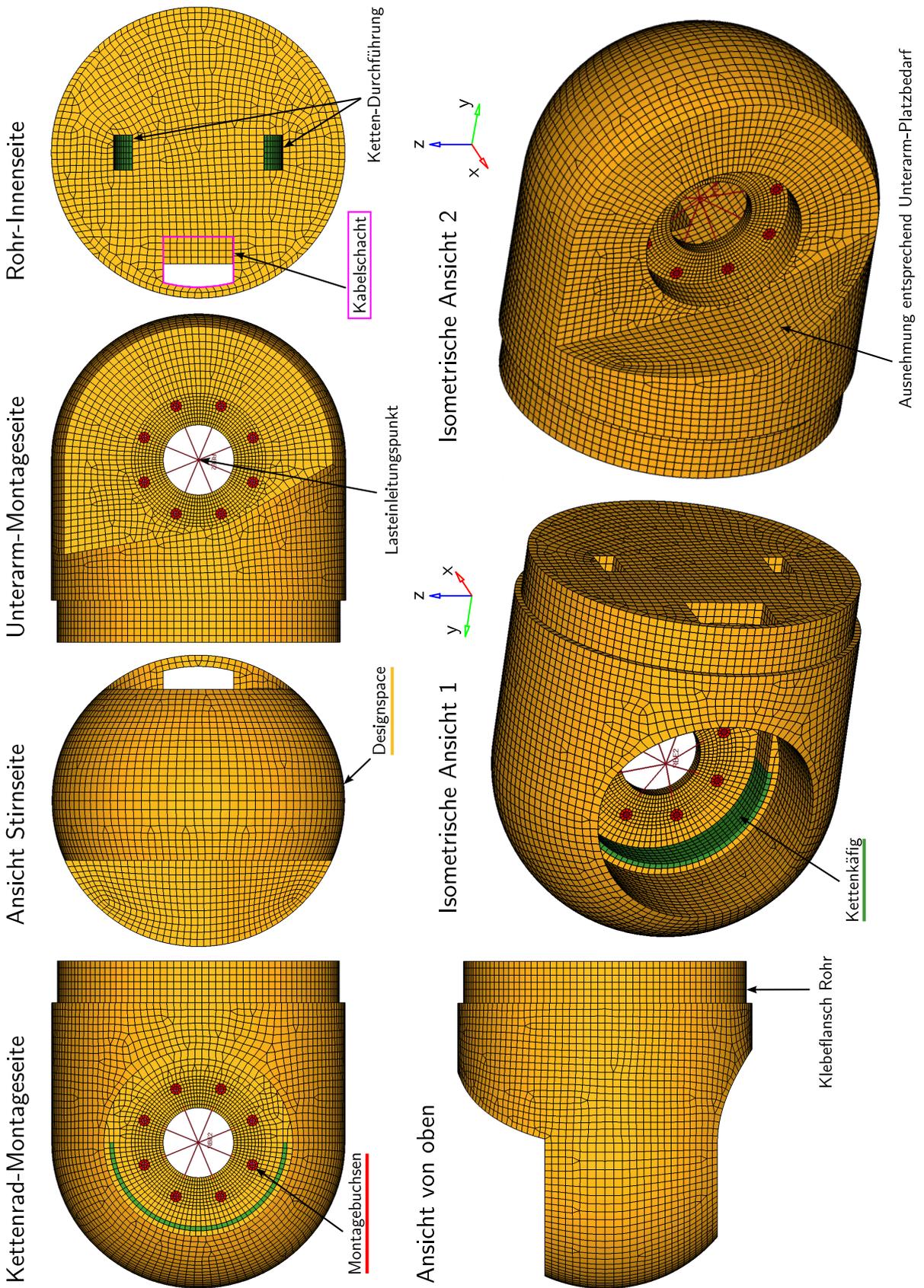


Abbildung 6.9: FE-Modell des Ellbogenknotens des Konzepts »Muskeln intern«.

rippe (im Bild grün gefärbt).

An den Montagepunkten des Wälzlagers werden Hohlzylinder (*washers*, „Buchsen“, im Bild rot gefärbt) mit Durchgangsbohrungen modelliert und als *non-designable* festgelegt.

Unter der Annahme eines starren Lagerkörpers werden die Knoten an den Stirnseiten der Buchsen mittels Starrkörper-Elementen zu einem Lasteinleitungspunkt zusammengeführt. Dieser Punkt liegt auf der Rohrachse an der Stelle  $y_e = 0$ . An ihm werden alle von Seiten des Unterarms übertragenen Kräfte und Momente sowie die resultierende Lagerkraft der beiden Kettenkräfte eingeleitet.

Im Verbindungsbereich zum Rohr werden die Elementknoten derart verteilt, dass sie sich zwischen den Kontinuums-elementen des Designspace und den Shellelementen der Rohrstruktur vereinen lassen (mittels der HYPERMESH-Funktion *equivalence*). Die beteiligten Elemente teilen sich in den betreffenden Punkten somit die selben Knoten und haben infolgedessen idente Freiheitsgrade (Verschiebungen sind gekoppelt; mit derselben Methode werden auch die Einzelvolumina des Design- und Non-Designspace miteinander verbunden).

Mit dieser Anbindung an das Rohr wird die Elastizität der Composite-Struktur berücksichtigt, die Klebeschicht wird dabei als unendlich dünn und fest angenommen. Das andere Ende des Rohrs (mit der Einbaulänge von 937,5 mm übernommen) wird in allen sechs Freiheitsgraden gesperrt.

Das fertige Modell hat folgende Eigenschaften (Tab. 6.13):

**Tabelle 6.13:** Eigenschaften des Ellbogenmodells (Rohrmodell exkludiert)

Hexaeder Elemente	3564	
Tetraeder Elemente	158 337	
Pyramiden Elemente	12 888	
<hr/>		
Design-elemente insgesamt	174 243	
<hr/>		
Masse Design-elemente	10 561	g
Masse Versteifungsrippe	38	g
Masse Washers	5	g
<hr/>		
Masse insgesamt	10 604	g

### 6.3.2 Modellierung des Schulterknotens

Der Designspace des Schulterknotens wird von einem Vollzylinder ausgehend erstellt. Folgende Volumina werden abgezogen:

- Eine umlaufende Fase bildet den Abschluss zur Schulterbaugruppe — hier ist keine Materialanhäufung zu erwarten.
- Rund um die Muskeleinspannungen werden großräumige Taschen ausgespart. Die Muskeln

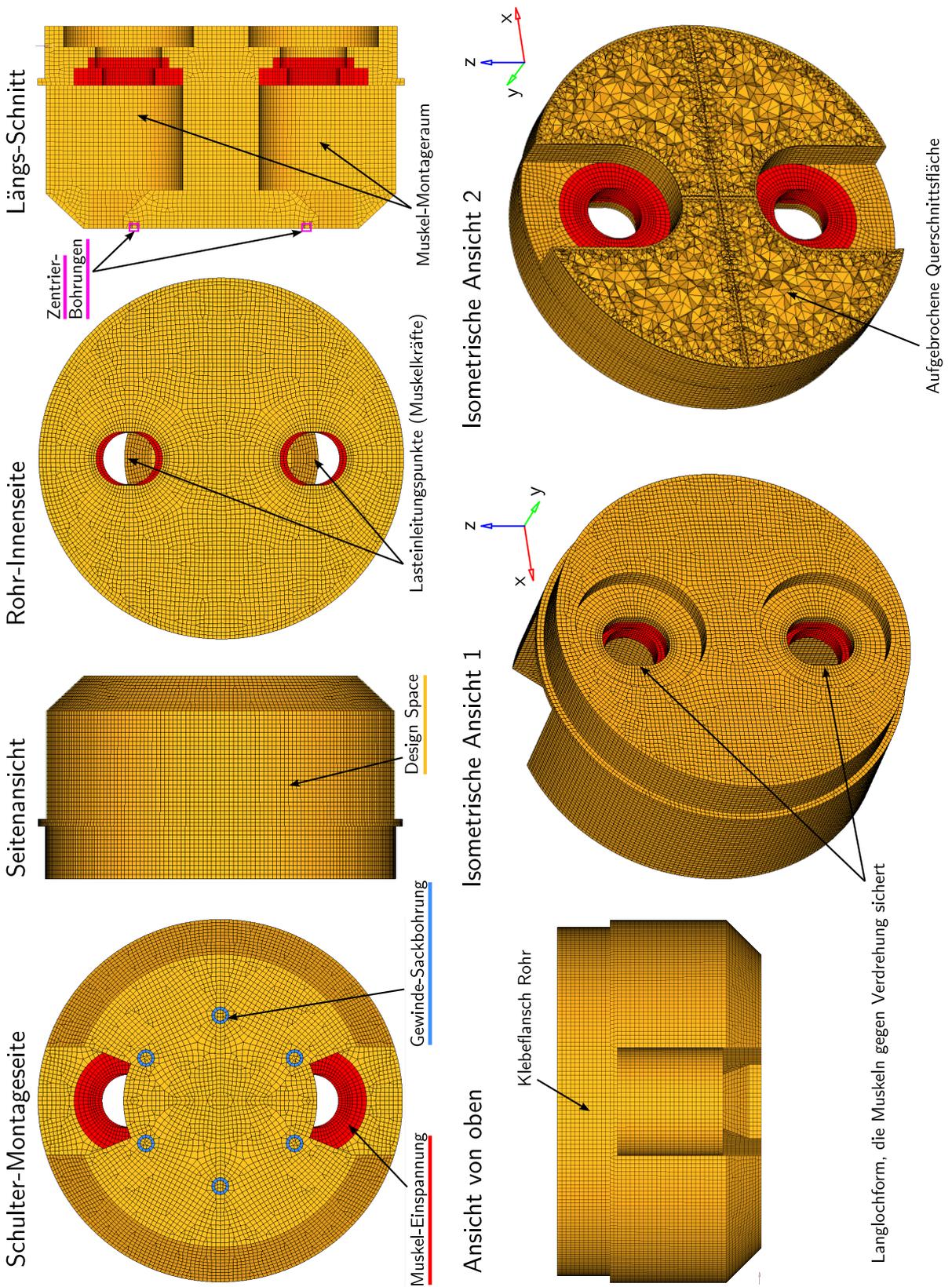


Abbildung 6.10: FE-Modell des Schulterknotens des Konzepts »Muskeln intern«.

müssen dort mit je einer Sechskantmutter montiert werden können (siehe Abb. 6.11). An der schulterseitigen Montagefläche befinden sich sechs Gewinde-Sackbohrungen sowie zwei Zentrierbohrungen. Das umliegende Volumen muss aufrechterhalten bleiben, daher wird hier eine Stufe und an der Innenseite eine Fase angebracht (»Muskel-Montageraum« in »Längsschnitt«).

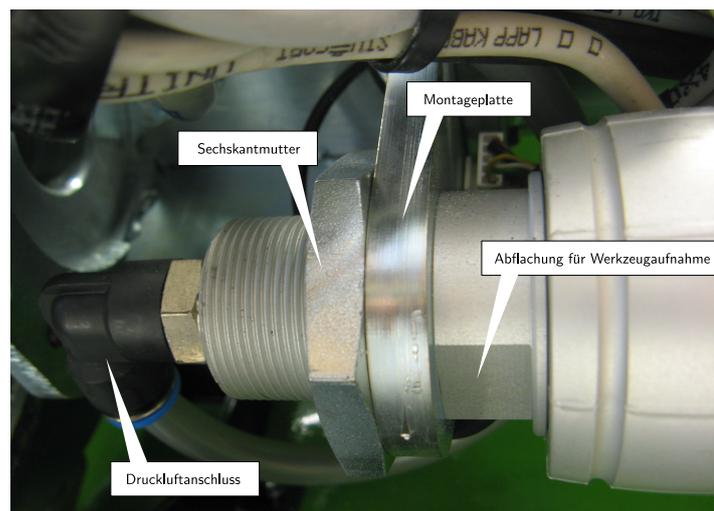
- Auch an der Seite zum Rohrinne werden dem Bauraum der Muskeln entsprechende, zweistufige, zylindrische Volumina abgezogen.
- Für einen großzügig dimensionierten Rohrklebeflansch wird ein stufenförmiger Absatz vorgesehen.

Im Bereich der Muskeleinspannungen werden ringförmige Einsätze als *non-designable* festgelegt. Diese besitzen an der zum Rohr weisenden Seite langlochförmige Ausfräsungen, um in Kontakt mit den abgeflachten Stellen der pneumatischen Muskeln (vgl. Abb. 6.11) diese bei Montage gegen Verdrehung zu sichern. Aufgrund der erschwerten Zugänglichkeit ist eine solche Ausführung zweckmäßig.

Wie auch für den Ellbogenknoten werden an den vordefinierten Montagepunkten »Buchsen« modelliert, die *non-designable* sind (blau in der Ansicht »Schulter-Montageseite« markiert).

Da der Schulterknoten zwei Symmetrieebenen aufweist, wird das Modell von einem Viertelvolumen ausgehend zweimal gespiegelt. Der zum Vernetzen (*Meshen*) eingesetzte Algorithmus geht von 2D-Oberflächennetzen aus und generiert zur Mitte hin die Elemente nach Erfordernis fallweise größer. In »Isometrische Ansicht 2« sind diese Vergrößerungen und die Spiegelebenen an der Bruchfläche deutlich erkennbar.

Auch im Optimierungssetup des Schulterknotens werden Symmetrien bezüglich der lokalen x-y-Ebene sowie der y-z-Ebene definiert. Dies lässt sich in OPTISTRUCT durch die Funktion



**Abbildung 6.11:** Foto der schulterseitigen Einspannung des Beugermuskels. In der Originalkonstruktion ist die Mutter frei zugänglich (Quelle: Eigene Aufnahme)

**pattern grouping** konfigurieren. Theoretisch würde sich durch diese Maßnahme die Anzahl der Designparameter im vorliegenden Fall auf ein Viertel reduzieren. Im allgemeinen — mit beliebig definierbaren Symmetrieebenen — besitzt jedoch nicht jedes Design-Element ein eindeutig zuzuordnendes Spiegelbild. Die symmetrische Dichtebelegung wird daher anhand von Interpolationen approximiert. Die Berechnung braucht aus diesem Grund tatsächlich länger. Weiters bietet OPTISTRUCT an, Guss-Auszugsrichtungen vorzugeben. Entlang der dazu definierten Richtungen werden dann in den Entwurfsgeometrien des Optimierers Hinterschnidungen vermieden. Da im konkreten Fall die Fertigungstechnologie noch offensteht, bzw. aufgrund der komplexen Geometrien ohnehin mindestens dreiteilige Gussformen nötig würden, wird zugunsten der Rechenperformance auf den Einsatz verzichtet.

Die Knoten an den Innenflächen der Gewinde-Sackbohrungen werden in allen sechs Freiheitsgraden gesperrt. Am Klebeflansch des Knotenbauteils wird das gleiche Compositerohr wie beim Ellbogenknoten angeschlossen. Die Knoten am ellbogenseitigen Rohrende werden mit einer Rigidspinne zu einem Knoten zusammengeführt, der genau in der Lagermitte des Ellbogengelenks sitzt. Dies erspart einige Umrechnungen der von  $y_e$  abhängigen Lasten.

Aufgrund der schwierig zu vernetzenden Stützgeometrie des Schultermodells ist es notwendig, kleinere Elemente als beim Ellbogenknoten zu verwenden. Das fertige Modell hat folgende Eigenschaften (Tab. 6.14):

**Tabelle 6.14:** Eigenschaften des Schultermodells (Rohrmodell exkludiert)

Hexaeder Elemente	11 912	
Tetraeder Elemente	680 576	
Pyramiden Elemente	48 748	
Designelemente insgesamt	733 428	
Masse Designelemente	7632	g
Masse Muskelmontage	144	g
Masse Washers	8	g
Masse insgesamt	7784	g

### 6.3.3 Lastdefinitionen

Für die Topologieoptimierungen müssen sowohl die Betriebslastfälle  $\boxed{A}$  –  $\boxed{D}$  wie auch die Einzellastfälle  $\boxed{S1}$  –  $\boxed{S4}$  ergänzt werden.

Der Ellbogenknoten ist anders als die zuvor simulierten Rohrstrukturen weder rotationssymmetrisch noch weist er Symmetrieebenen auf. Weiters sind asymmetrische Materialverteilungen zulässig, was bei den bisher betrachteten Composite-Strukturen nicht der Fall war. Aus diesen Gründen werden für den Ellbogenknoten die zusätzlichen Betriebslastfälle  $\boxed{A^-}$  –  $\boxed{D^-}$  eingeführt, deren Lasten mit Ausnahme von  $F_N$  in Bezug auf  $\boxed{A}$  –  $\boxed{D}$  jeweils umgekehrtes Vorzeichen

besitzen<sup>1</sup>.

Für die symmetrisch aufgebaute Topologie des Schulterknotens reichen zur Optimierung die Lastfälle  $\boxed{A}$  –  $\boxed{D}$  aus. Die mit  $F_N$  im Gleichgewicht stehenden, bei den Muskeleinspannstellen auftretenden Kräfte  $F_O$  und  $F_U$  müssen hier bei allen vier Lastfällen hinzugezogen werden.

Unter den Lastfällen  $\boxed{S1}$  –  $\boxed{S4}$  ist  $\boxed{S3}$  der einzige, dessen Last nur in einer Richtung wirken kann.  $\boxed{S1z}$  und  $\boxed{S2x}$  entsprechen der Definition aus Kap. 3. Die Lastfälle mit entsprechend gespiegelten Lasten sind mit „<sup>-</sup>“ gekennzeichnet. Der aus Momenteneinleitung um die Gelenkachse des Ellbogens bestehende Lastfall  $\boxed{S1}$  entfällt. Für den Schulterknoten müssen im Lastfall  $\boxed{S3}$  die Kräfte  $F_O$  und  $F_U$  berücksichtigt werden.

Tabelle 6.15 listet alle verwendeten Lastfälle auf. Für die Einzellastfälle der zweiten Optimierungsläufe werden die Gewichtungsfaktoren angegeben (diese wurden so gewählt, dass die Verzerrungsenergien aus Biegebeanspruchung um x- und z-Achse, sowie Torsions- und Druckbeanspruchung je gleiches Gewicht erhalten).

**Tabelle 6.15:** Eingesetzte Lasten für die beiden verschiedenen Optimierungsansätze für Ellbogenknoten- und Schulterknotenstruktur

Erste Optimierungsläufe (minimale Masse) - Betriebslastfälle								
v. Mises	$\boxed{A}$	$\boxed{B}$	$\boxed{C}$	$\boxed{D}$	$\boxed{A^-}$	$\boxed{B^-}$	$\boxed{C^-}$	$\boxed{D^-}$
Ellbogen	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Schulter	✓	✓	✓	✓	-	-	-	-

Zweite Optimierungsläufe (minimale gewichtete Nachgiebigkeit) - Einzellastfälle									
w. Comp.	$\boxed{S1z}$	$\boxed{S1z^-}$	$\boxed{S2}$	$\boxed{S2^-}$	$\boxed{S2x}$	$\boxed{S2x^-}$	$\boxed{S3}$	$\boxed{S4}$	$\boxed{S4^-}$
Ellbogen	0,25	0,25	0,50	0,50	0,25	0,25	1,00	0,50	0,50
Schulter	0,50	-	1,00	-	0,50	-	0,50	0,50	-

### 6.3.4 Erste Optimierungsläufe

Für die ersten Optimierungsläufe wird die Obergrenze für die von Mises-Vergleichsspannung mit 80 MPa angesetzt, da  $\sigma_{max} = \frac{R_{p0.2}}{\nu_F} = \frac{140 \text{ MPa}}{1,742} = 80,367 \text{ MPa}^2$ .

Weiters wird die *minimum member size control* aktiviert und der Wert für die empfohlene

1 Zwar würde entsprechend der Herleitung der Lastfälle  $\boxed{C}$  und  $\boxed{D}$  in den Lastfällen  $\boxed{C^-}$  und  $\boxed{D^-}$  auch die Schnittgröße  $M_{BX}$  ihr Vorzeichen behalten. Diese verschwindet jedoch sowohl für die Optimierung des Ellbogen- wie auch des Schulterknotens ohnehin, da die beim Ellbogenlager eingeleiteten Momente in Zugkräften in den Kettentrümmern resultieren.

2  $\nu_F$  ist die in Kapitel 3 bestimmte, allgemein einzuhaltende Mindestsicherheit.  $R_{p0.2}$  entspricht dem gewählten Aluminiumgusswerkstoff AlSi10Mg(Fe) (Tab. 5.4).

Untergrenze entsprechend der Empfehlungen aus der Dokumentation (siehe Erklärung am Ende des Kap. 4) bestimmt. Für den Ellbogenknoten wird die *minimum member size* aus dem Ergebnis  $s_{MMS} = 8,514$  mm mit 8,55 mm festgelegt, für den Schulterknoten aus dem Ergebnis  $s_{MMS} = 4,733$  mm mit 4,750 mm.

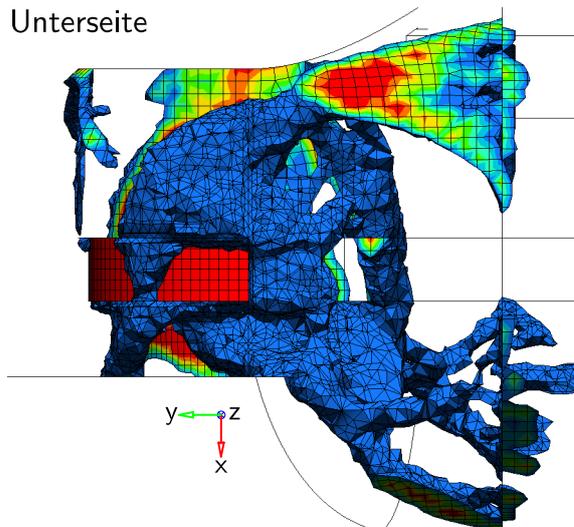
Tabelle 6.16 zeigt die Ergebnisse der ersten Optimierungsläufe. Aus den Anfangsmassen werden die Massenanteile bestimmt, die für die zweiten Optimierungsläufe als Oberlimit der **massfrac** Restriktionen verwendet werden sollen.

**Tabelle 6.16:** Erste Optimierungsläufe - Ergebnisse für Ellbogen- und Schulterknoten

	Ellbogenknoten	Schulterknoten
Iterationen	54	43
Endmasse der Designelemente	555 g	477 g
Massenanteil	5,20%	6,25%

Die Ergebnisse müssen im Postprocessing mit einem gewissen Schwellwert gefiltert werden. In den Abb. 6.12 – 6.15 werden alle verbleibenden Elemente mit einer Elementdichte  $\rho \geq 0,25$  dargestellt.

Unterseite

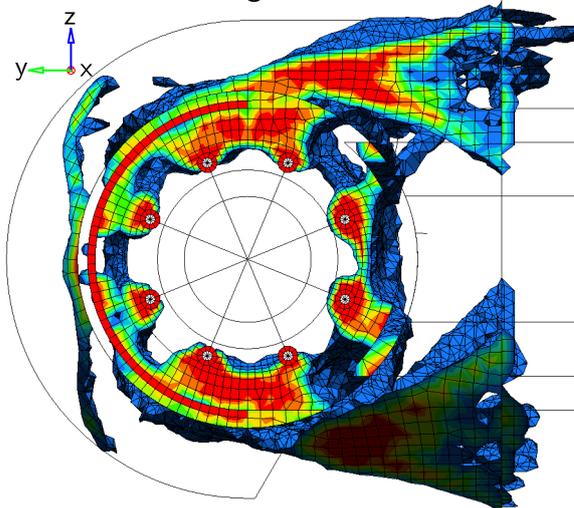


Contour Plot  
 Element Density (scalar values)  
 Simple Average

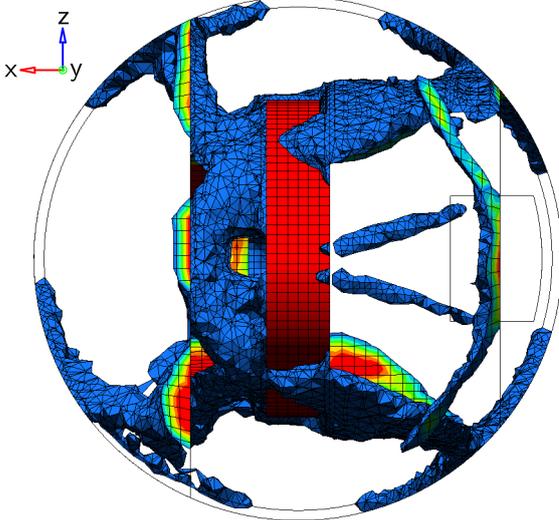
---

Topologieoptimierung  
 Ellbogen-Knoten  
 Zielfunktion: Minimale Masse  
 Restriktion: von Mises Spannung  
 Lastfälle: A, A<sup>-</sup>, B, B<sup>-</sup>, C, C<sup>-</sup>, D, D<sup>-</sup>

Kettenrad-Montageseite



Stirnseite



Oberseite

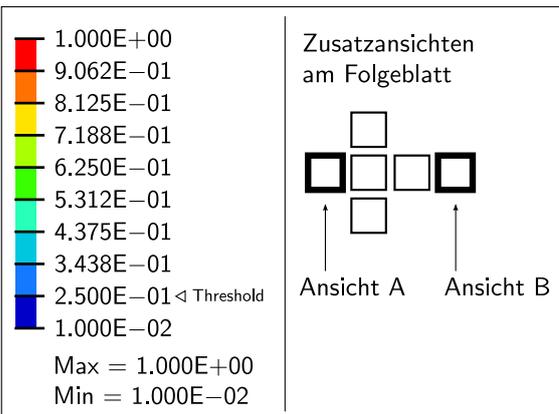
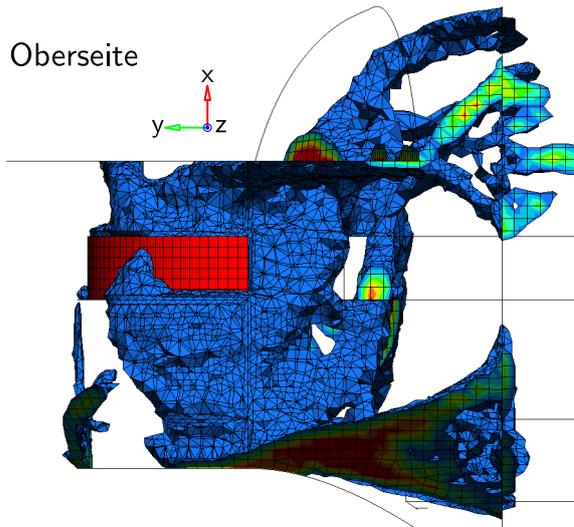


Abbildung 6.12: Optimierungsergebnis für den Ellbogenknoten (Minimale Masse) – 1/2

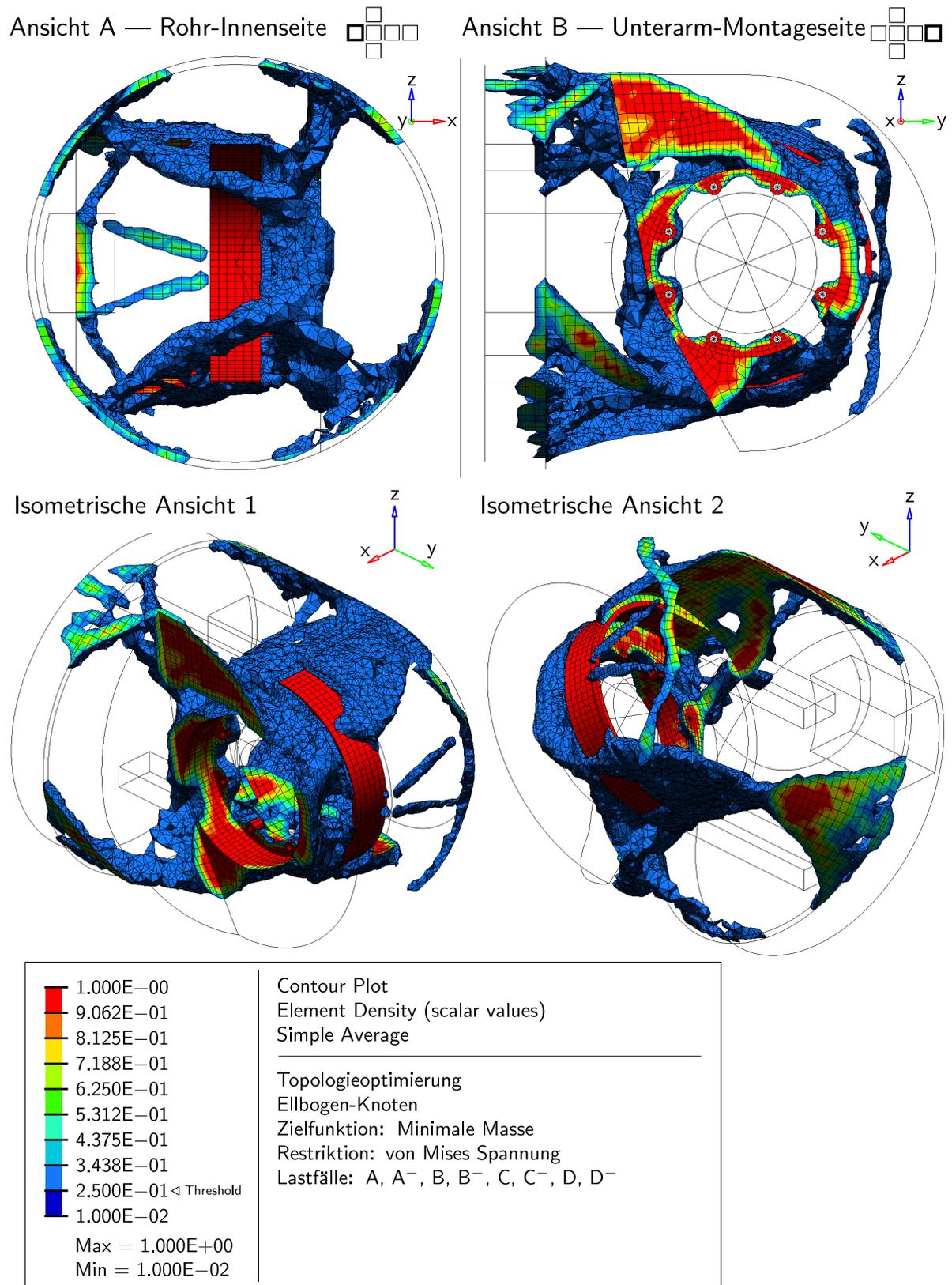


Abbildung 6.13: Optimierungsergebnis für den Ellbogenknoten (Minimale Masse) – 2/2

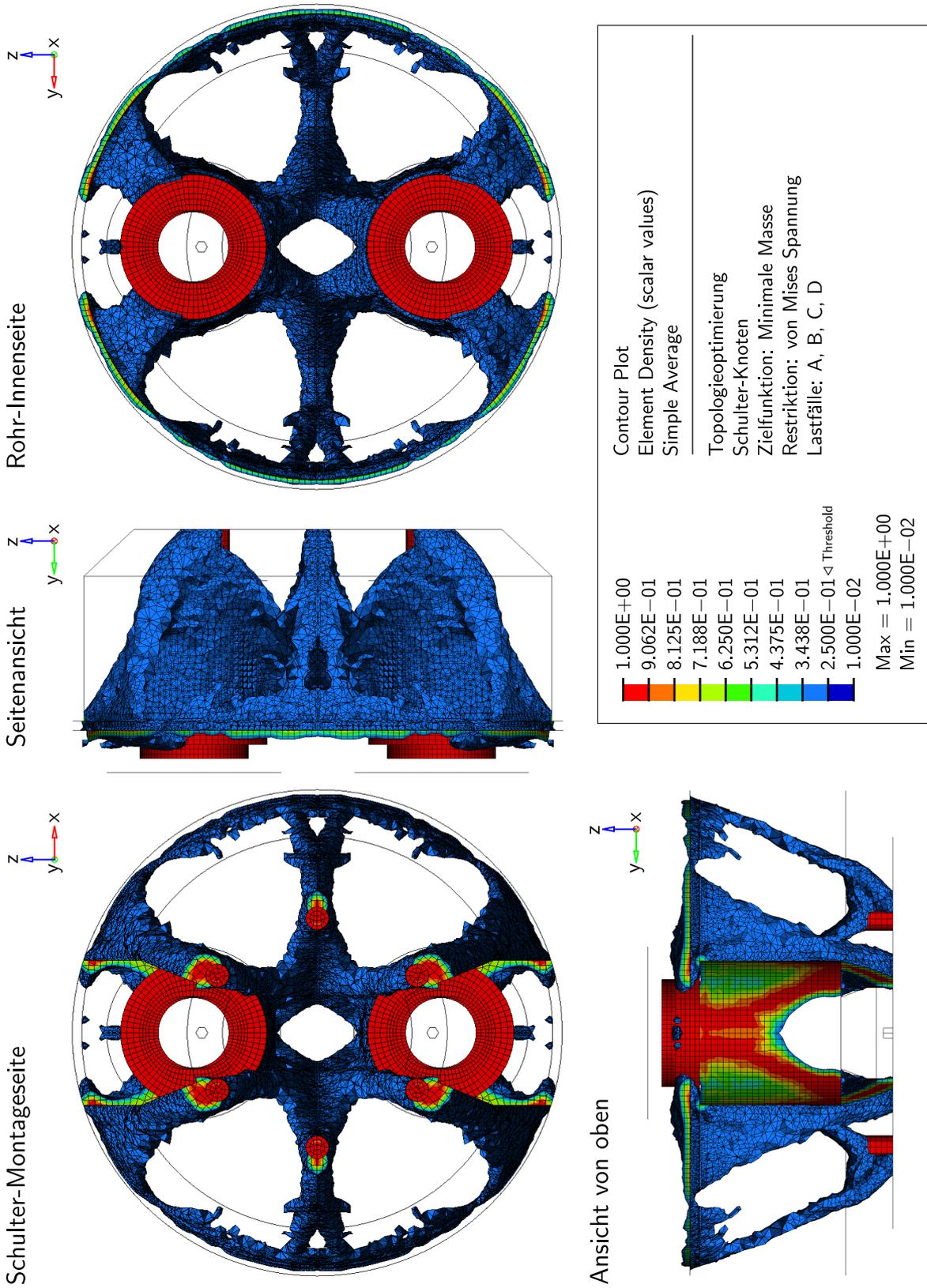
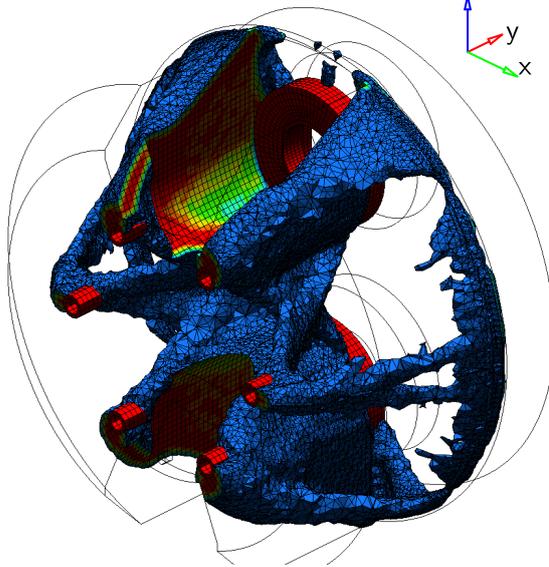
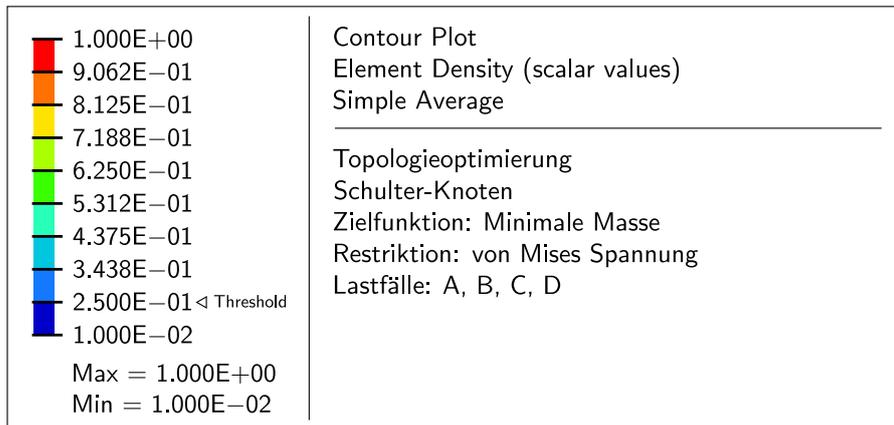
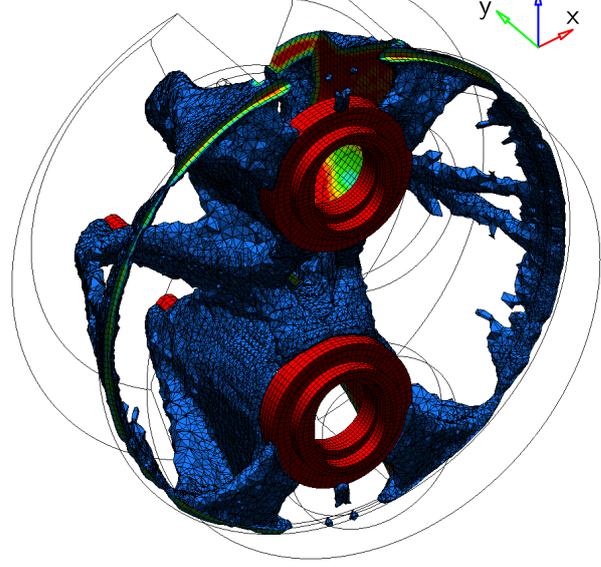


Abbildung 6.14: Optimierungsergebnis für den Schulterknoten (Minimale Masse) – 1/2

Isometrische Ansicht 1



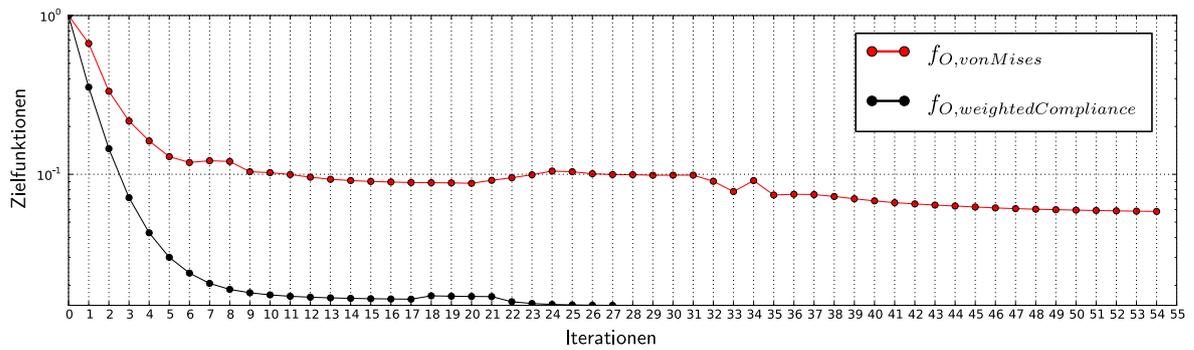
Isometrische Ansicht 2



**Abbildung 6.15:** Optimierungsergebnis für den Schulterknoten  
(Minimale Masse) – 2/2

## 6.3.5 Zweite Optimierungsläufe

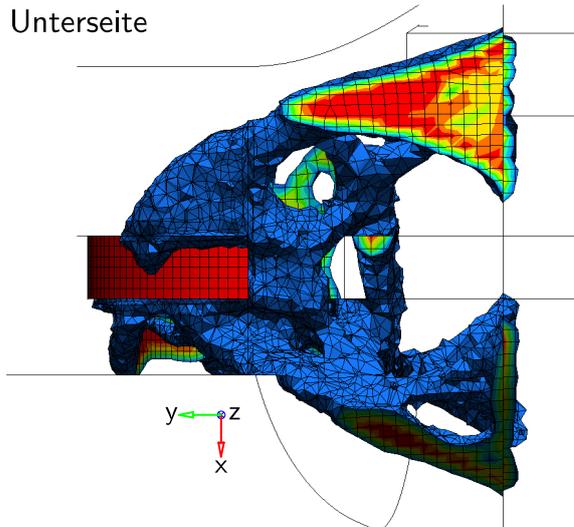
Die zweiten Optimierungsläufe nach dem klassischen Setup konvergieren deutlich schneller und benötigen im Falle des Ellbogenknotens nur die Hälfte der Iterationen (27 Iterationen, Schulterknoten: 34 Iterationen). Die Zielfunktion verläuft auch hier nicht monoton, jedoch insgesamt glatter als zuvor (siehe Abb. 6.16).



**Abbildung 6.16:** Gegenüberstellung der qualitativen Verläufe der Zielfunktionen für den ersten und den zweiten Optimierungslauf (Ellbogenknoten; die Zielfunktionen wurden auf den Anfangswert 1 normiert)

Die Ergebnisse werden in den Abb. 6.17 – 6.20 dargestellt (Schwellwert wie zuvor 0,25).

Unterseite

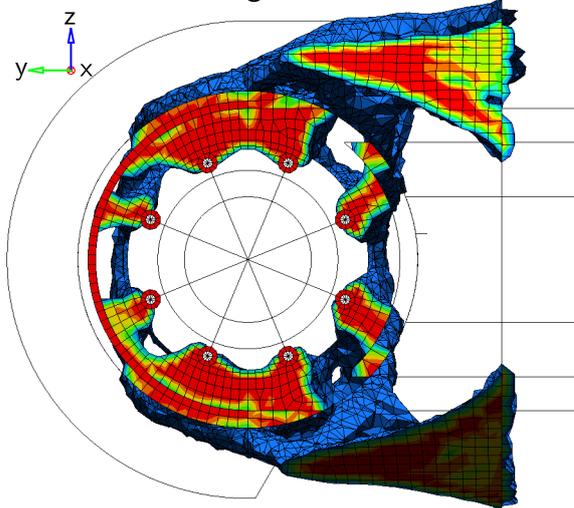


Contour Plot  
 Element Density (scalar values)  
 Simple Average

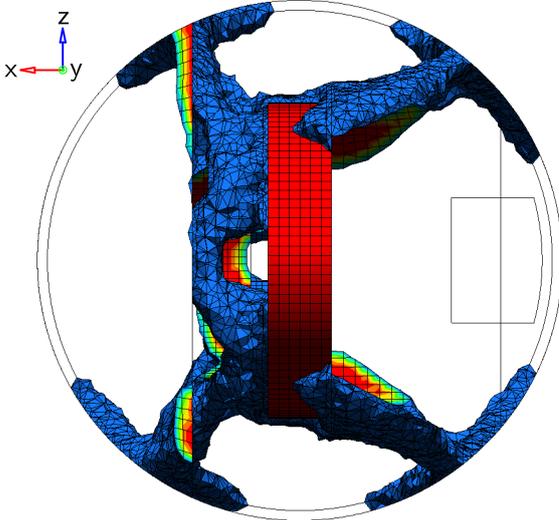
---

Topologieoptimierung  
 Ellbogen-Knoten  
 Zielfunktion: Minimale gewichtete Nachgiebigkeit  
 Restriktion: Massen-Anteil  
 Lastfälle:  $S1z, S1z^-, S2, S2^-, S2x, S2x^-, S3, S4, S4^-$

Kettenrad-Montageseite



Stirnseite



Oberseite

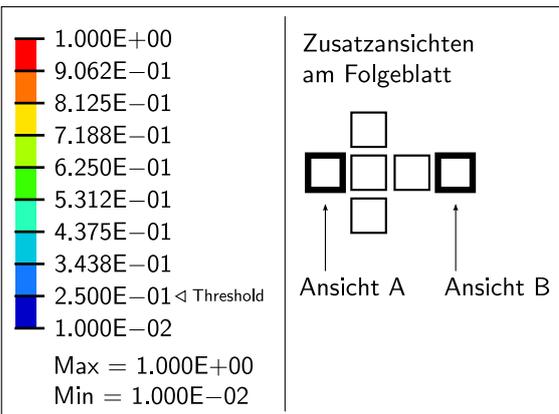
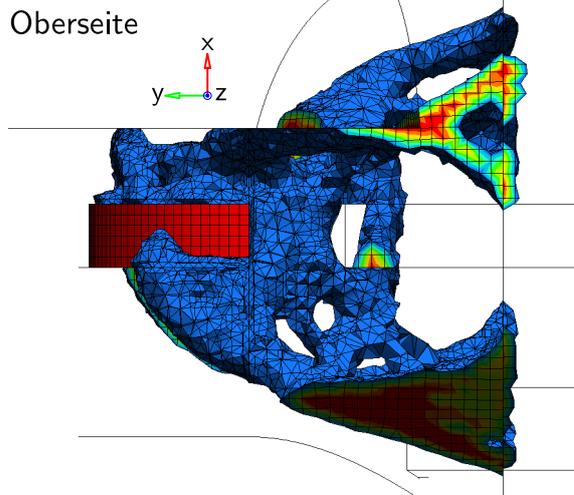
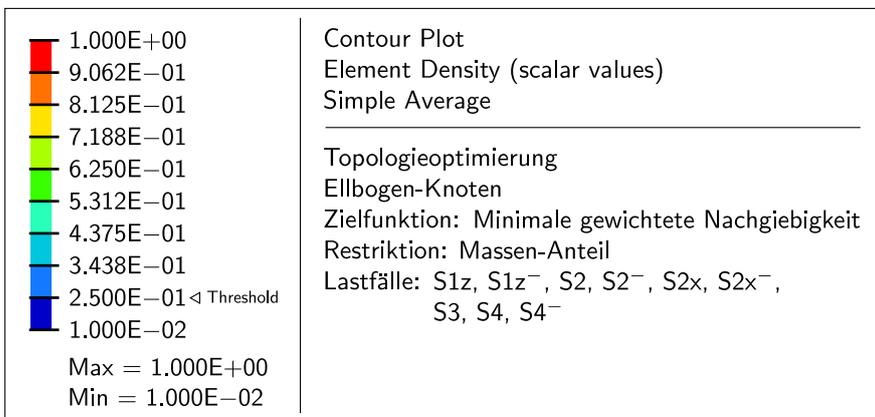
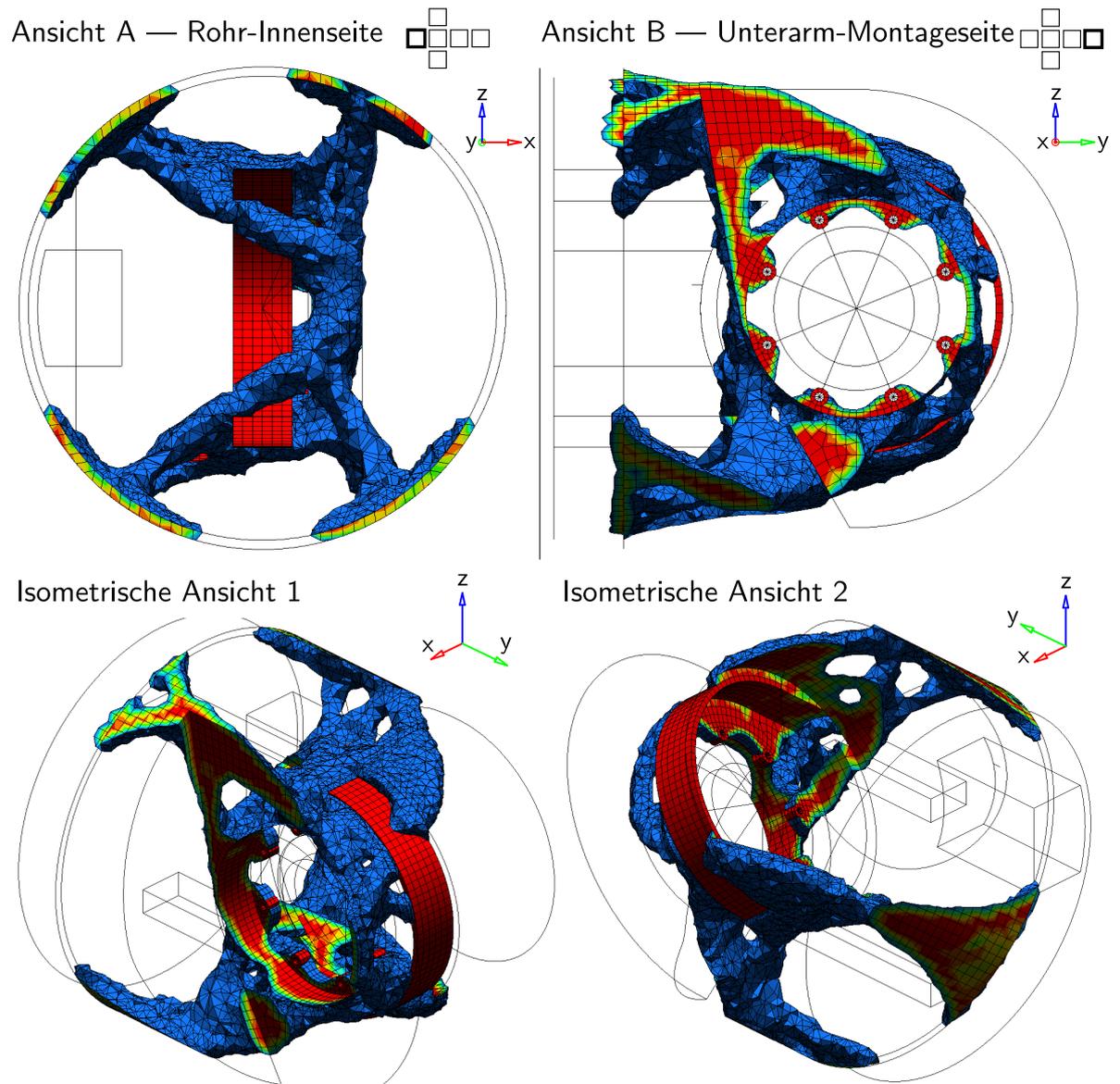


Abbildung 6.17: Optimierungsergebnis für den Ellbogenknoten (Minimale mittlere Nachgiebigkeit) – 1/2



**Abbildung 6.18:** Optimierungsergebnis für den Ellbogenknoten (Minimale mittlere Nachgiebigkeit) – 2/2

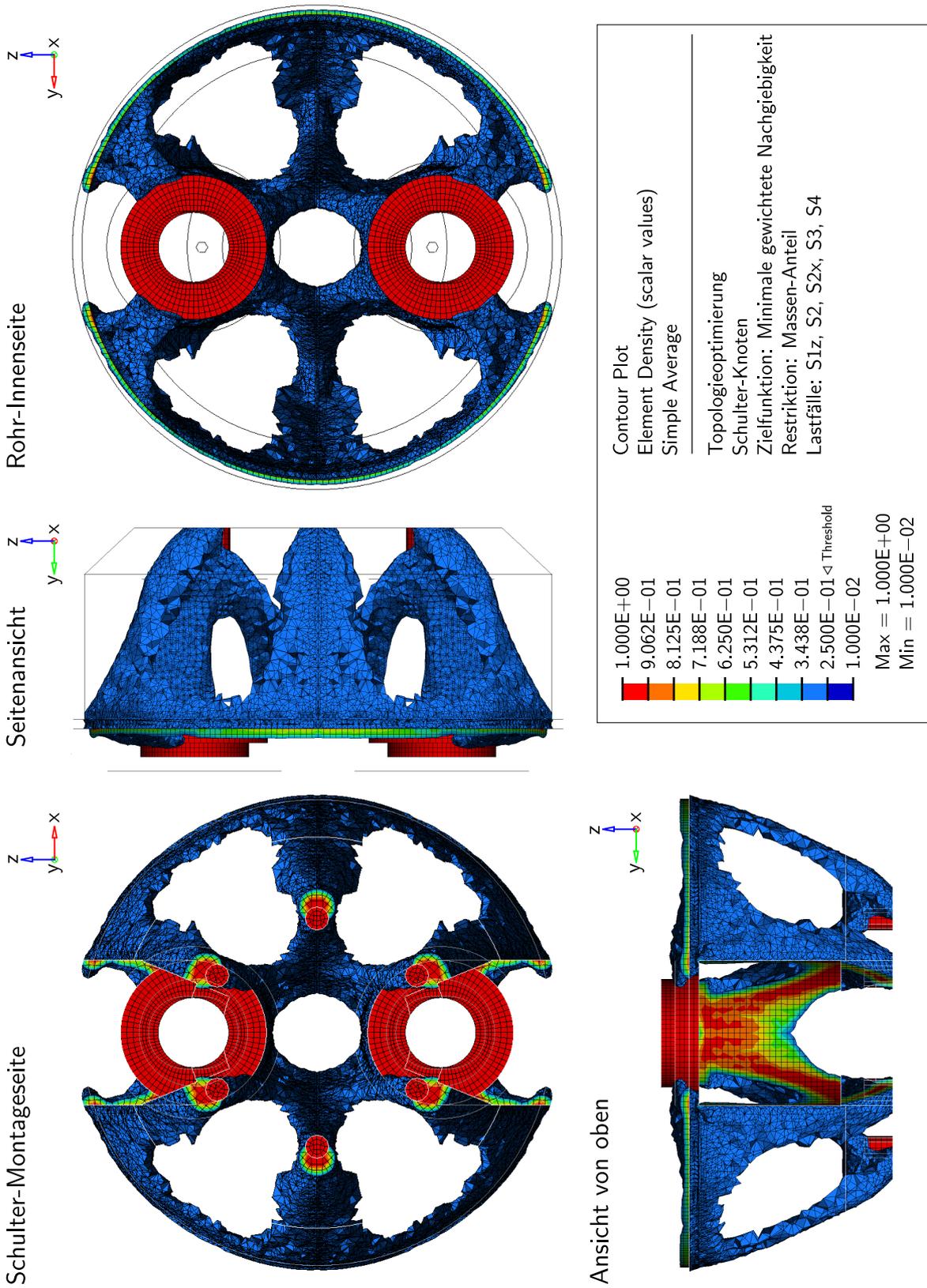
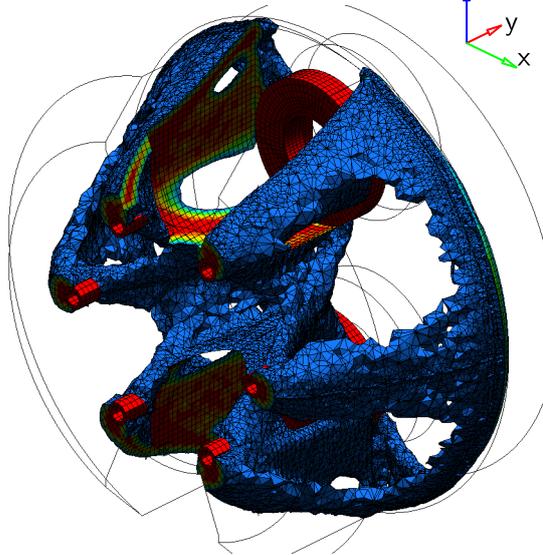
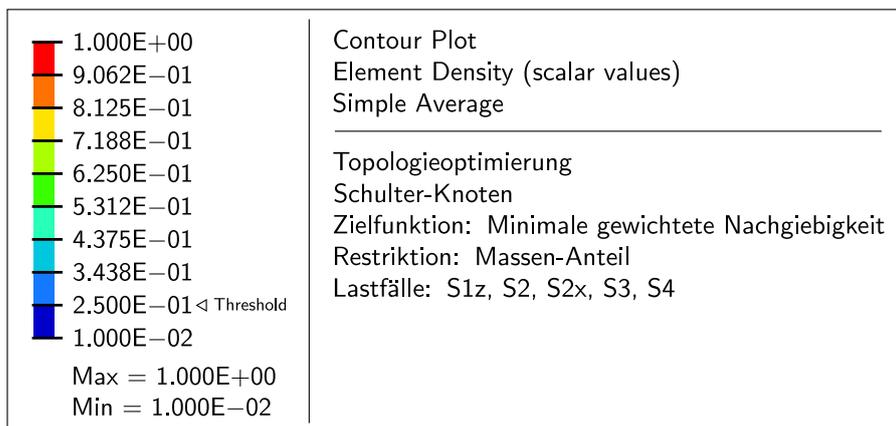
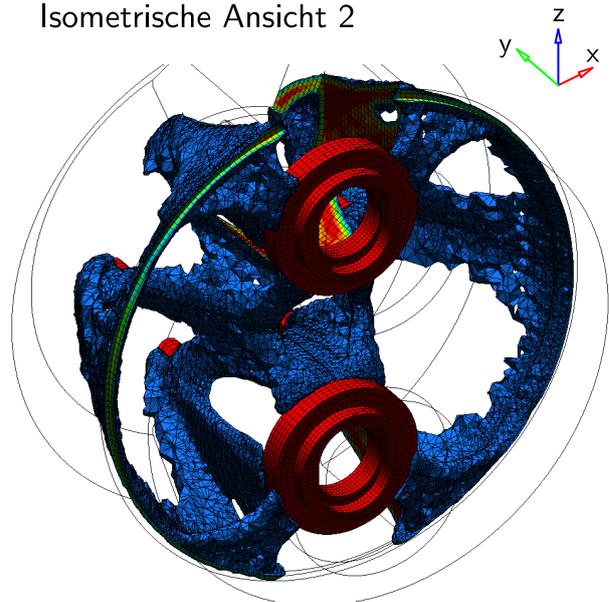


Abbildung 6.19: Optimierungsergebnis für den Schulterknoten (Minimale mittlere Nachgiebigkeit) – 1/2

Isometrische Ansicht 1



Isometrische Ansicht 2



**Abbildung 6.20:** Optimierungsergebnis für den Schulterknoten  
 (Minimale mittlere Nachgiebigkeit) – 2/2

## 7 Konstruktionsvariante »Muskeln extern«

### 7.1 Optimierung des Lagenaufbaus der CFK-Struktur

Da das H-förmige Profil des Konzepts „Muskeln extern“ — anders als die in Kapitel 6 optimierten Profile — nicht mehr rotationssymmetrisch ist, unterscheidet sich das Setup durch einige Erweiterungen, die dies berücksichtigen:

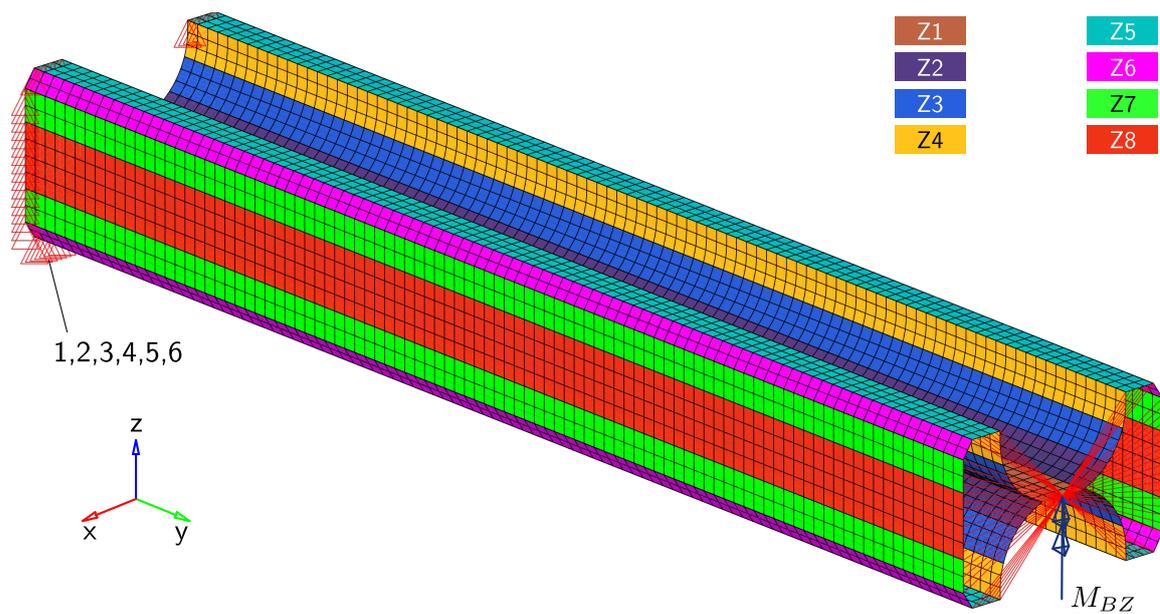
- Die Steifigkeitsanforderungen aus den Lastfällen  $\boxed{S1}$  und  $\boxed{S2}$  müssen um jede im Profilquerschnitt liegende Achse erfüllt werden können. In der Simulation werden sie durch Verschiebungsrestriktionen bei Belastungen um/entlang der beiden normal zueinander stehenden Trägheitshauptachsen kontrolliert. Dazu werden die beiden zusätzlichen Lastfälle  $\boxed{S1z}$  und  $\boxed{S2x}$  eingeführt (Definition wie bei Topologieoptimierungen in Kap. 6). Die erlaubten maximalen Verschiebungen entsprechen aufgrund der Rotationssymmetrie des Stahlrohrs jenen für die Lastfälle  $\boxed{S1}$  bzw.  $\boxed{S2}$ . Da die Einbaulänge der Trägerstruktur wie beim Konzept »Muskeln intern« mit 937,5 mm gewählt wird, gelten auch hier die zulässigen Verschiebungen aus Tab. 6.1.
- Die Anforderungen an den Aufbau der Faserverstärkung (Materialien, Dicken, Orientierungen) werden lokal unterschiedlich sein. Aus diesem Grund wird der geplante Querschnitt zunächst in voneinander unabhängige Zonen unterteilt.

Abbildung 7.1 zeigt das FE-Modell, das (mit wenigen Abwandlungen) für alle Optimierungen in diesem Kapitel verwendet wird. Die Unterteilung der Shellstruktur erfolgt (unter Beachtung der Symmetrien) entlang eines Viertelquerschnitts in acht Zonen  $\textcircled{z1}$ - $\textcircled{z8}$  (siehe Abb. 7.2).

Es werden zwei verschiedene Arten von Randbedingungen untersucht:

1. **RB1:** Im ersten Fall wird angenommen, dass die Verklebung mit den Aluminiumknoten nur an den Außenflächen der Zonen  $\textcircled{z5}$ ,  $\textcircled{z7}$  und  $\textcircled{z8}$  erfolgt (vgl. die in Abb. 7.1 dargestellten Randbedingungen). Dies hat den Grund, dass so die CNC-Bearbeitung bzw. allgemein die Gestaltung der Knotenbauteile einfacher und somit kostengünstiger ausfällt, da für die Klebungen nur zwei mal drei Flächen je Knoten plan gefräst werden müssen.
2. **RB2:** Der zweite Fall entspricht einer Verklebung entlang des gesamten Profilumfangs (Zonen  $\textcircled{z1}$  bis  $\textcircled{z8}$ ).

Die jeweils als verklebt betrachteten Endknoten werden an der Einspannstelle in allen sechs Freiheitsgraden gesperrt bzw. am freien Ende der Struktur mit Rigid-Spinnen zum Lasteinlei-



**Abbildung 7.1:** Finite-Elemente-Modell für Layup-Optimierungen an der Trägerstruktur des Konzepts »Muskeln extern« (Lastfall S1z dargestellt)

tungspunkt zusammengeführt.

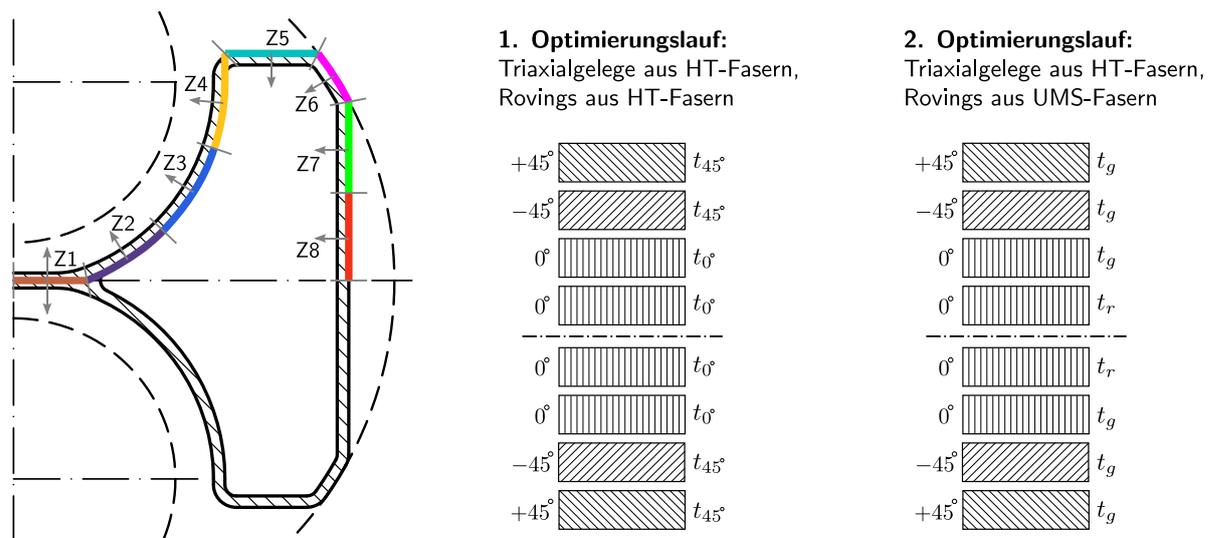
Durch einen Vergleich der folgenden Optimierungsergebnisse soll herausgefunden werden, inwieweit die Art der Einspannung Auswirkungen auf den benötigten Lagenaufbau der Trägerstruktur hat.

### 7.1.1 Bestimmung der Vorzugs-Orientierungen

#### Erster Optimierungslauf

Da sich aufgrund der verfügbaren Standardhalbzeuge die möglichen Faserwinkel auf wenige, diskrete Orientierungen beschränken, werden diese wie auch bei der Optimierung des pultrudierten Rohrprofils vorgegeben und die zugehörigen Dickenparameter als Designvariablen definiert.

In Abbildung 7.2 links wird die Zonenunterteilung auf einem Viertel des Entwurfsquerschnitts dargestellt. Anhand der Skizze ist auch erkennbar, wie die Referenzflächen jeder Zone in Bezug auf den Entwurfsquerschnitt in Laminat-z-Richtung (*out of plane*) definiert wurden (die Pfeile zeigen an, in welcher Richtung das Laminat bei Dickenzunahme wächst). Im ersten Optimierungslauf wird ausschließlich die Faser T700 eingesetzt (Spezifikation der Compositewerte wie für Towpreg in Tab. 5.1). Es soll bestimmt werden, in welchen Ausmaßen je Zone Schichten mit  $\pm 45^\circ$  und  $0^\circ$  benötigt werden. Darauf basierend soll anschließend die Umsetzung mit einem Standard-Triaxiallegege von SAERTEX erfolgen. Ist darüber hinaus Material in  $0^\circ$ -Richtung erforderlich, so kann der Lagenaufbau durch zusätzliche eingezogene T700-Rovings ergänzt werden. Im umgekehrten Fall (höherer Anteil mit  $\pm 45^\circ$ -Orientierung nötig) ist keine Anpassung



**Abbildung 7.2:** Links: Eintragung der Zonenunterteilung auf einem Viertel des Querschnitts; Mitte und rechts: Lagenaufbauschemata des 1. und 2. Optimierungslaufs zur Einzelschichtdicken-Optimierung mit festgelegten Orientierungen

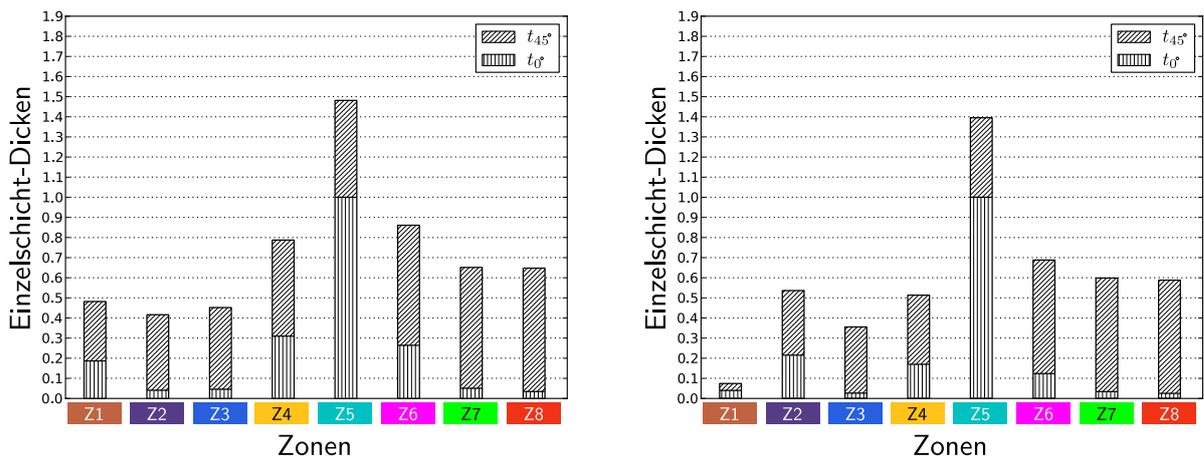
möglich, da für jedes multiaxial zusammengesetzte Halbzeug ein Mindest- $0^\circ$ -Faseranteil von einem Drittel einzuhalten ist.

Die Zielsetzung dieses Optimierungssetups liegt noch nicht bei einer unmittelbar fertigungsge- rechten Lösung, sondern bei einem ersten Eindruck einer „idealen“, aus T700-Fasern zusammen- gesetzten Faserverstärkung. Um übermäßige, lokale Materialanhäufungen zu unterbinden, wird jedoch jeder Designvariable eine explizite Maximaldicke von 1 mm zugewiesen. Untergrenzen werden zunächst nicht definiert.

Damit für jede Zone voneinander unabhängige Ergebnisse optimiert und interpretiert werden können, werden jeweils zwei Designvariablen benötigt: Eine davon steuert sowohl die Dicken der Lagen mit  $+45^\circ$ - wie auch  $-45^\circ$ -Orientierung, die zweite die Dicken der Lagen mit  $0^\circ$ -Orientierung. Die Initialwerte werden mit jeweils 0,5 mm angesetzt (entspricht einer Gesamtwandstärke von 4 mm). Der entsprechende Lagenaufbau ist in Abb. 7.2 in der Mitte dargestellt. Aufgrund der positiven Erfahrungen aus dem vorigen Kapitel bezüglich Konvergenzverhalten beim Design von Dickenparametern wird auf den Vergleich von Ergebnissen infolge verschiedener Initialwerte verzichtet.

Die Balkendiagramme in Abb. 7.3 stellen die aus der Optimierung resultierenden Einzelschicht- dicken  $t_{0^\circ}$  und  $t_{45^\circ}$  für beide Arten der Randbedingungen dar.

Die Strukturmasse des (hinsichtlich der Einzelschichtdicken noch nicht konkretisierten) Ergeb- nis-Laminats für die Randbedingungen RB1 beläuft sich auf 3032 g und liegt somit über jener des Stahlrohrs. Am Resultat fällt weiters auf, dass der relative Dickenanteil der  $\pm 45^\circ$ -Schichten durchschnittlich bedeutend höher ist, als dies bei den Rohrstrukturen für »Muskeln intern« der Fall war.



**Abbildung 7.3:** Optimierte Einzelschichtdicken des 1. Optimierungslaufs: Links für Einspannung der Zonen  $\textcircled{25}$ ,  $\textcircled{27}$  und  $\textcircled{28}$  (RB1), rechts für umlaufende Einspannung (RB2).

### Zweiter Optimierungslauf

Aus dem Ergebnis des ersten Optimierungslaufs zeichnet sich klar ab, dass in der Zone  $\textcircled{25}$  eine lokale Steifigkeitserhöhung in  $0^\circ$ -Richtung nötig ist, um die wenig zufriedenstellende Strukturmasse weiter zu senken. Die Ergebnisdicke von exakt 1 mm weist darauf hin, dass die explizite Restriktion für  $t_{0^\circ, Z5}$  zuletzt aktiv war.

Zwar stellt es für das Setup des Pultrusionsprozess zusätzliche Herausforderungen dar, wenn die lokalen Wandstärken des Profils stark verschieden sind. Dennoch wird im nächsten Schritt die Obergrenze für  $t_{0^\circ, Z5}$  offen gelassen, um zu sehen, bei welcher Dicke der ideale  $0^\circ$ -Anteil liegt. Um insgesamt höhere Steifigkeiten bei geringerem Masseneinsatz zu erzielen, wird zudem eine andere Materialkombination vorgesehen: Neben den T700-Triaxialgelegen werden Rovings aus Ultra-Hochmodulfasern eingesetzt (TOHO TENAX UMS45 F22 12K 385tex, siehe Tab. 5.3). Die gleich großen Dickenanteile der Gelege werden von einer Designvariable  $t_g$  gesteuert, die Dicke der Roving-Schichten von  $t_r$  (zur Identifikation siehe Lagenaufbau-Schema in Abb. 7.2 rechts).

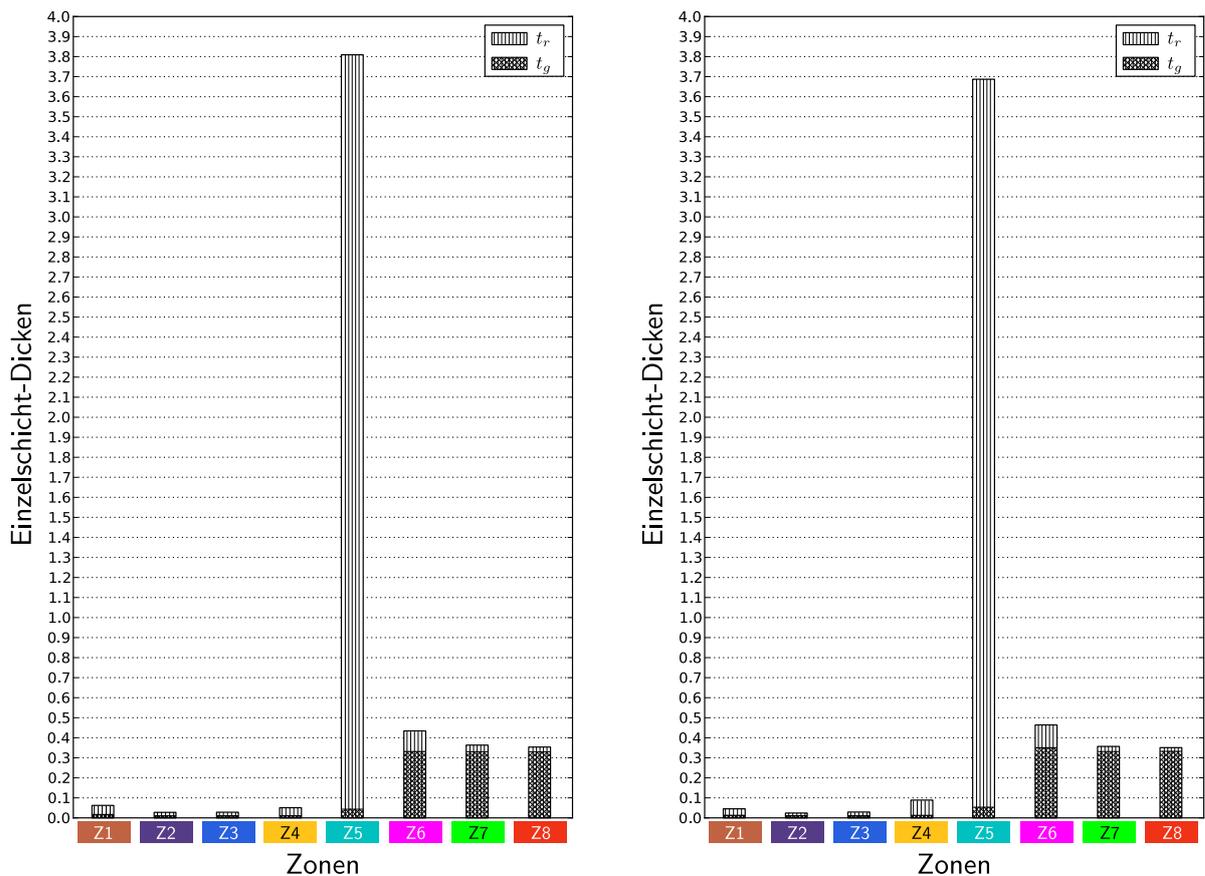
Aufgrund der ungleichmäßigen Verteilung der Schichtdicken liegt das Ergebnis des zuletzt gewählten Setups (Abb. 7.4) fern von einer fertigungstechnischen Umsetzbarkeit. Die erzielte Strukturmasse beträgt 1944 g.

Bei umlaufender Einspannung der Ränder ergibt sich eine ähnliches Resultat, die Strukturmasse beträgt in diesem Fall 1933 g.

### Dritter Optimierungslauf

Um sich an ein brauchbares Design weiter anzunähern wird nun begonnen, Teile des Lagenaufbaus zu konkretisieren:

- Die in allen Zonen außer  $\textcircled{25}$  nahezu verschwindenden Dicken für  $t_r$  werden vernachlässigt.



**Abbildung 7.4:** Ergebnisse des 2. Optimierungslaufs: Links für Einspannung der Zonen  $\textcircled{5}$ ,  $\textcircled{8}$  und  $\textcircled{8}$  (RB1), rechts für umlaufende Einspannung (RB2).

Zur Bemessung der Roving-Schichtdicken wird nur noch eine Designvariable für  $t_{r,Z5}$  verwendet.

- Um in allen Zonen eine für den Pultrusionsprozess nötige Mindestwandstärke von 1,8 mm (dies entspricht der Dicke von drei Triaxiallege-Schichten) zu erreichen, wird eine explizite Untergrenze von  $t_g = 0,3$  mm definiert ( $6 \cdot 0,3$  mm = 1,8 mm). Die entsprechende Designvariable steuert die Schichtdicken aller Zonen simultan.

Während die Dicken der Gelege-Einzelschichten zur Untergrenze konvergieren ( $t_g = 0,3$  mm) zeigt das Ergebnis für  $t_r = 3,162$  mm nach wie vor einen hohen Bedarf an UD-Faserverstärkung in der Zone  $\textcircled{5}$ . Die in allen Iterationen einzig aktiv gewordene Verletzung ist jene für den Lastfall  $\textcircled{S4}$  (Torsion). Daraus muss geschlossen werden, dass sich mit der gewählten Konkretisierung von Materialkombination und -verteilung kein beanspruchungsgerechter Lagenaufbau erreichen lässt: Mit dem Ziel einer minimalen Masse entscheidet der Algorithmus, die Gelege-Schichtdicken bis an die Untergrenzen abzusenken und mit einer Anhebung der  $0^\circ$ -Roving-Schichtdicken in Zone  $\textcircled{5}$  die zum Torsionslastfall gehörende Restriktion zu erfüllen. Zudem beläuft sich nun die Strukturmasse des Trägers auf 2760 g und liegt somit nur unweit unterhalb jener des Stahlrohrs.

Auch hier unterscheidet sich das Optimierungsergebnis für die Randbedingungen RB2 (umlauend eingespannte Ränder) nur unwesentlich, die erzielte Endmasse liegt bei 2661 g.

#### Vierter Optimierungslauf

Aufgrund der Zwischenergebnisse aus den durchgeführten Optimierungsläufen wird beschlossen, die Verklebung wie ursprünglich geplant zu gestalten. Sie beschränkt sich also auf die Zonen  $\textcircled{z5}$ ,  $\textcircled{z7}$  und  $\textcircled{z8}$ .

In einem letzten Optimierungslauf wird geklärt, ob der dicke, monolithische Bereich in  $\textcircled{z5}$  reduziert werden kann, wenn es erlaubt ist, zusätzliches Gelegematerial in den Zonen  $\textcircled{z7}$  und  $\textcircled{z8}$  unterzubringen.

Diese Maßnahme führt zu folgendem Ergebnis: Die Dicke der Gelegeschichten in den Zonen  $\textcircled{z1}$  –  $\textcircled{z6}$  bleibt mit  $t_g = 0,3$  mm unverändert, in den Zonen  $\textcircled{z7}$  und  $\textcircled{z8}$  kommt es zu einer Anhäufung auf den Wert  $t_{g,\textcircled{z7},\textcircled{z8}} = 0,376$  mm. Die Dicke der Roving-Schichten konnte damit deutlich gesenkt werden, sie ist nunmehr  $t_r = 2,372$  mm.

Die Endmasse beträgt 2705 g.

#### 7.1.2 Konkretisierung des Lagenaufbaus

Aus dem letzten Optimierungslauf wird auf ein endgültiges Layup geschlossen. Der Lagenaufbau teilt sich in drei verschiedene Bereiche auf. Der sich daraus ergebende Querschnitt wird in Abb. 7.5 dargestellt:

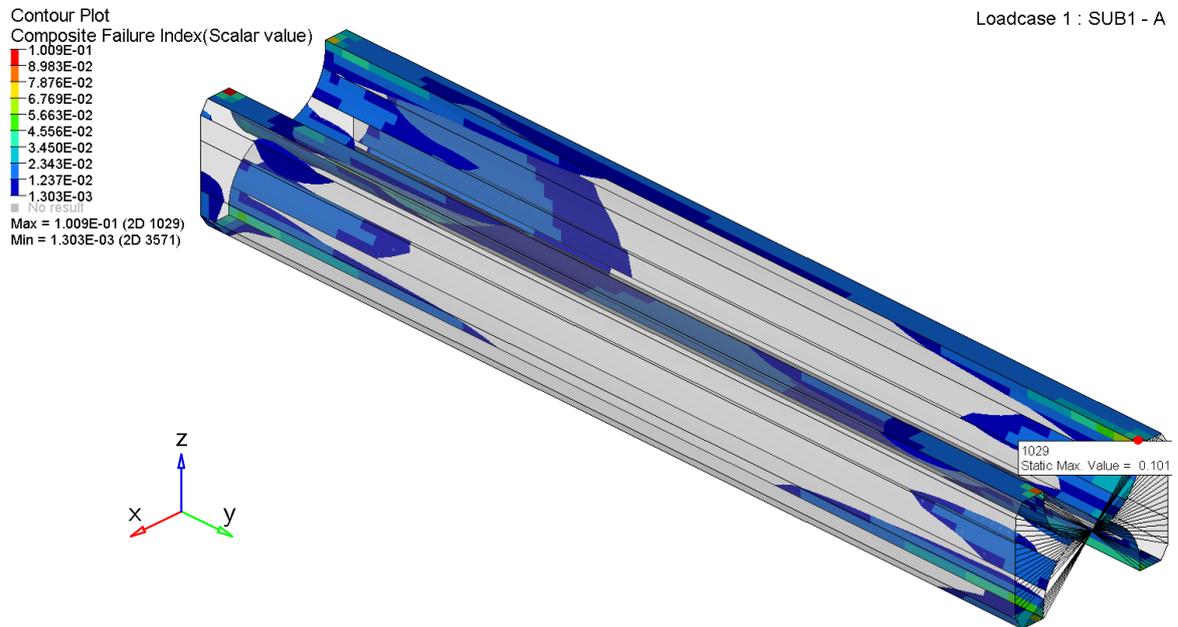
1. Die Profilflanken aus den Zonen  $\textcircled{z6}$  –  $\textcircled{z8}$  setzen sich aus vier Triaxialgelegeschichten zusammen (Bereich **1**).
2. Die Profilschultern aus der Zone  $\textcircled{z5}$  erhält ebenfalls drei Triaxialgelegeschichten, zusätzlich werden Rovings in der Gesamtdicke von 4,8 mm eingezogen (Bereich **2**).
3. Die inneren Schalen des Profils aus den Zonen  $\textcircled{z1}$  –  $\textcircled{z4}$  bestehen aus drei Triaxialgelegeschichten (Bereich **3**).

Die entsprechende Masse beläuft sich auf 2712 g.

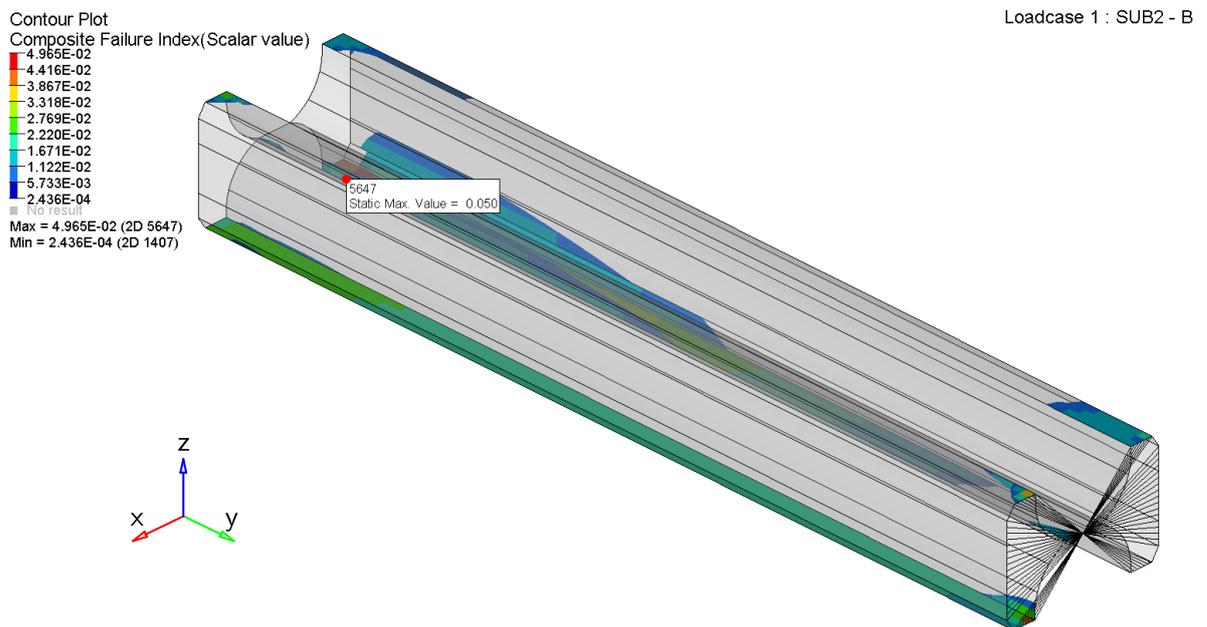
#### 7.1.3 Kontrolle der Sicherheiten gegen Versagen

Die Sicherheiten gegen Versagen werden analog wie in Kap. 6 ermittelt. Die Abbildungen 7.6 und 7.7 zeigen die Verteilungen der Versagensindizes. Es fällt auf, dass die Zonen mit den Höchstwerten lokal eng begrenzt sind und sich in Nähe der Lasteinleitungsstellen an den Profilschultern befinden. Es ist jedoch zu bedenken, dass speziell durch den Einfluss der



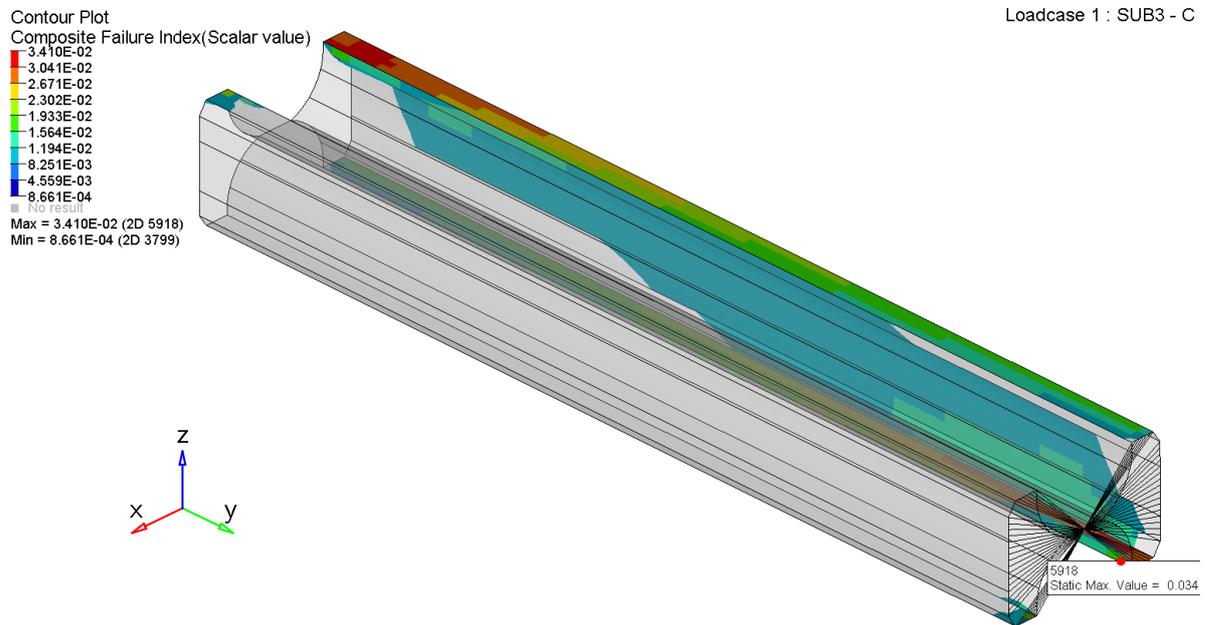


(a) Lastfall A

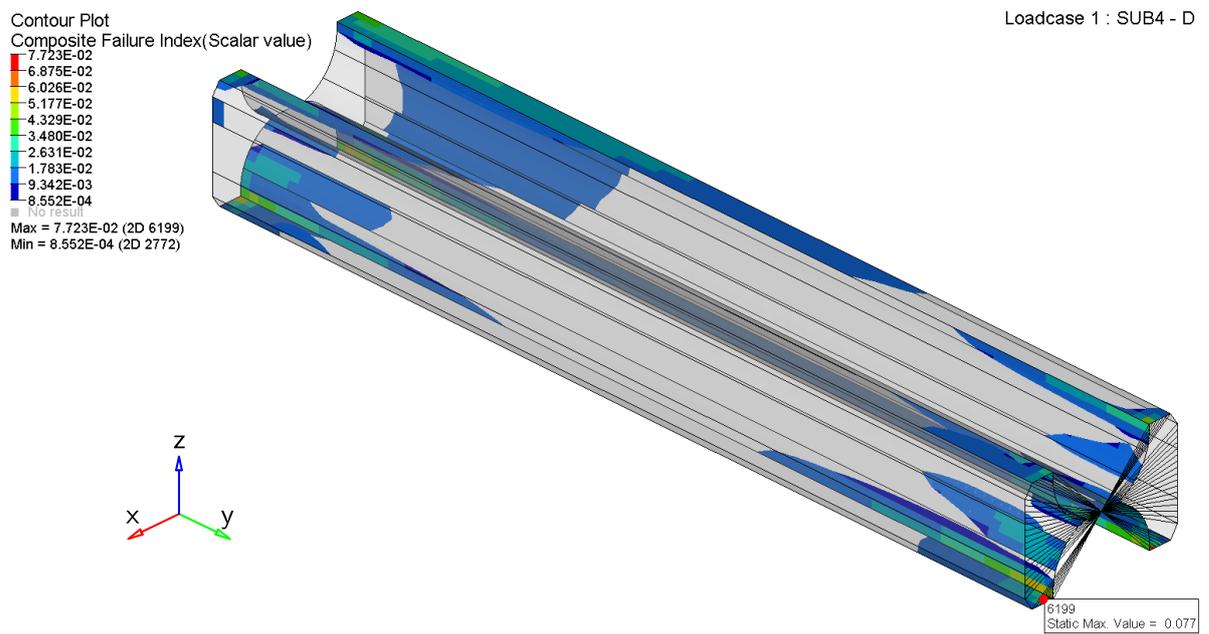


(b) Lastfall B

Abbildung 7.6: Fringe-Plots der Zonen mit höchstem Failure Index



(a) Lastfall C



(b) Lastfall D

Abbildung 7.7: Fringe-Plots der Zonen mit höchstem Failure Index

**Tabelle 7.1:** Elementspannungen im Materialkoordinatensystem ( $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  und  $\tau_{12}$ ) mit kleinsten Sicherheiten gegen Versagen nach dem Maximalspannungskriterium für die Betriebslastfälle **A**–**D** (Die Zahlen in Klammer in der Form (X/Y) geben die Lagen-Nr. X und die Anzahl der Lagen Y der betreffenden Zone an).

Normalspannungen in 1-Richtung		<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>D</b>
Zug:	$\sigma_1^+$ (MPa)	87,959 (1/6)	48,874 (4/8)	30,679 (4/8)	61,734 (1/6)
	$\nu_{\sigma_1^+}$ (1)	27,854 ( <b>min</b> )	49,106	78,229	39,686
Druck:	$\sigma_1^-$ (MPa)	-73,553 (4/8)	-78,065 (4/8)	-58,951 (4/8)	-68,610 (4/8)
	$\nu_{\sigma_1^-}$ (1)	13,596	12,810 ( <b>min</b> )	16,963	14,575

Normalspannungen in 2-Richtung		<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>D</b>
Zug:	$\sigma_2^+$ (MPa)	8,526 (1/6)	2,677 (1/6)	1,509 (6/6)	6,202 (6/6)
	$\nu_{\sigma_2^+}$ (1)	7,155 ( <b>min</b> )	22,791	40,427	9,836
Druck:	$\sigma_2^-$ (MPa)	-7,918 (1/6)	-3,151 (1/6)	-2,205 (6/6)	-7,156 (1/6)
	$\nu_{\sigma_2^-}$ (1)	17,933 ( <b>min</b> )	45,072	64,396	19,844

Schubspannungen in der 12-Ebene		<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>D</b>
Pos.:	$\tau_{12}^+$ (MPa)	8,122 (1/6)	3,144 (1/6)	2,397 (1/6)	7,052 (1/6)
	$\nu_{\tau_{12}^+}$ (1)	6,789 ( <b>min</b> )	21,310	27,952	9,501
Neg.:	$\tau_{12}^-$ (MPa)	-9,210 (1/6)	-3,497 (1/6)	-2,420 (1/6)	-8,034 (1/6)
	$\nu_{\tau_{12}^-}$ (1)	7,275 ( <b>min</b> )	19,159	27,691	8,340

**(min)** Kennzeichnung des Lastfalls mit kleinster, auf je eine Elementspannung bezogene Sicherheit gegen Versagen.

## 8 Steifigkeitsbezogener Massevergleich zwischen hohlen und schaumgefüllten Profilen

Aluminiumschäume haben sich erst ab Mitte der 1990er Jahre für industrielle Anwendungen etabliert. Anfangs aufgrund der schwer abzuschätzenden Produktionskosten nur selten eingesetzt, haben sie heute in der Automobilindustrie bereits Fuß gefasst. Auch ist die Palette verfügbarer Halbzeuge (in erster Linie in Plattenform bzw. fertigen Sandwichstrukturen) stark gewachsen und somit auch für Spezialanwendungen in kleineren Serien attraktiv.

Für Metallschäume besteht eine Vielzahl unterschiedlicher Herstellungsverfahren, die als Ausgangsmaterial Metallschmelzen, Dämpfe, Gase, Pulver oder ionische Lösungen verwenden. Im Rahmen der Diplomarbeit wird ein Stahlrohr mit Aluminiumschaumfüllung untersucht, welche in einem pulvermetallurgischen Verfahren hergestellt wird. Dabei wird aus einem Pulvergemisch ein Pressling erzeugt, der unter Wärmebehandlung entweder innerhalb eines Formwerkzeuges oder direkt im entsprechenden Bauteil aufschäumt (für Details und Klassifizierung der Verfahren siehe [10, S. 2 und S. 16]).

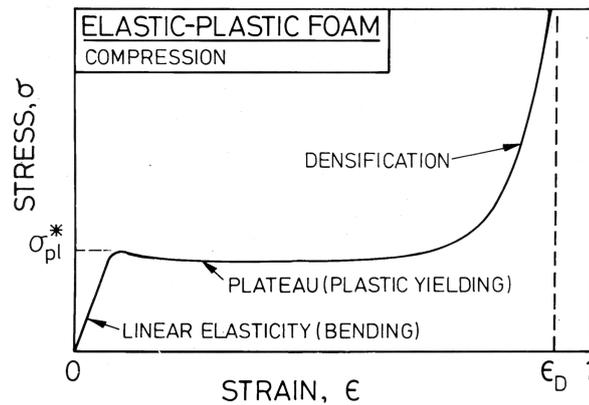
Nach Angabe des Herstellers wird durch galvanischen Auftrag einer Nickelschicht eine intermetallische Verbindung zwischen Stahlrohr und Aluminiumschaum ermöglicht. Die Verwendung eines Stahlrohrs begründet sich darin, dass das Ausschäumen von Aluminiumrohren auf direktem Weg nicht möglich ist, da die Prozesstemperatur des Schäumens über der Schmelztemperatur von Aluminium liegt.

### 8.1 Charakterisierung von Aluminiumschäumen

Bezüglich der Werkstoffeigenschaften von Aluminiumschäumen liegt das Hauptinteresse zumeist bei:

- dem Energieabsorptionsvermögen unter Druckbelastung im plastischen Bereich (dort weist das Spannungs-Dehnungsdiagramm typischerweise ein langgezogenes, konstantes Spannungsplateau auf, vgl. Abb. 8.1),
- der Dämpfung mechanischer (akustischer) Schwingungen, sowie
- den thermischen und elektrischen Eigenschaften (vor allem in Konkurrenz zu alternativen, nichtmetallischen Füllmaterialien für den Einsatz in Sandwich-Strukturen).

Der Einsatz von Aluminiumschäumen in Leichtbaustrukturen ist vor allem wegen ihrer besonders niedrigen Dichte interessant. Sie kommen vorzugsweise dann zur Anwendung, wenn mehrere



**Abbildung 8.1:** Schematischer Spannungs-Dehnungs-Plot eines Metallschaums unter uniaxialer Druckbeanspruchung [7]

ihrer Eigenschaften in Kombination verlangt sind. Beim typischen Beispiel eines ausgeschäumten PKW-Türprofils sind die Energieabsorption unter plastischer Verformung (Crash) bei gleichzeitig niedriger Dichte sowie akustischem Dämpfungsvermögen als wichtigste Argumente zu nennen.

### 8.1.1 Kenngrößen

Das primäre Merkmal, mit dem die mechanischen Eigenschaften von Schäumen beschrieben werden, ist die *Schaumdichte*. Sie beeinflusst unmittelbar Eigenschaften wie die Porenmorphologie, den Elastizitätsmodul, den Schubmodul und die Festigkeit. Der Zusammenhang zwischen einem Schaumkennwert  $K_f$  und dem entsprechenden Kennwert des Monomaterials  $K_s$  lässt sich in den meisten Fällen durch ein Potenzgesetz der Form  $K_f = \alpha K_s \left(\frac{\rho_f}{\rho_s}\right)^\beta$  ausdrücken (der Index  $f$  weist auf eine Schaumeigenschaft hin, mit  $s$  wird die entsprechende Eigenschaft des Monomaterials indiziert, vgl. [6, S. 151],[11]).

Es wird weiters die Porosität definiert als  $P = 1 - \frac{\rho_f}{\rho_s}$ . Der theoretisch einstellbare Bereich von  $0 \leq P \leq 1$  wird in der Praxis durch die Geometrie der Schaumzelle eingeschränkt. Geht man etwa von dichtest gepackten Kugelporen aus, so ergibt sich als maximale Porosität für einen geschlossenzelligen Schaum  $P = \frac{\pi}{3\sqrt{2}} \approx 74\%$ . Für die Porositäts-Untergrenze stellt sich für den Einsatzzweck als Leichtbaumaterial nur die Frage der Sinnhaftigkeit. Von Seiten des pulvermetallurgischen Herstellverfahrens ist die Schaumdichte in weiten Bereichen einstellbar. Der dem Basismetallpulver zugemischte Treibmittelanteil sorgt beim Aufschäumen für die Ausbildung von Gasblasen. Der zufolge im Schaum eingenommene Volumenanteil mit  $\rho \approx 0$  ist für die Schaumdichte ausschlaggebend.

Um die *Steifigkeit* zu bewerten, muss der E-Modul im linear elastischen Bereich bestimmt werden. Gibson und Ashby verwenden dazu in [7] ein Beschreibungsmodell für Schaumzellen, das im Allgemeinen aus Stegen (Material entlang der Elementkanten) und Zellwänden (Material an den Begrenzungsflächen) besteht. Beim offenporigen Schaum ( $P \geq 0.9$ ) entfallen die Zellwände und es wird allein die Biegung der Stege unter Lasteinwirkung berücksichtigt. Bei Verringerung der Porosität steigt jedoch der Anteil an der Verzerrungsenergie, die durch Dehnung/Stauchung

der Zellwände aufgenommen wird. Für Schäume mit geschlossenen Zellwänden werden daher drei wesentliche Beiträge angegeben:

1. Biegung der Stege (wie auch beim offenporigem Schaum)
2. Kompression des Zellfluids
3. Membranspannungen in den Zellwänden

Der zweitgenannte Beitrag kann im konkreten Fall vernachlässigt werden, die Gleichung für den E-Modul ist somit [7]:

$$E_f = E_s \left[ \left( \phi \frac{\rho_f}{\rho_s} \right)^2 + (1 - \phi) \frac{\rho_f}{\rho_s} \right]$$

Der Kennwert  $\phi$  wird benutzt, um die Massenverteilung zwischen den Zellstegen und Zellwänden zu beschreiben (diese variiert auch bei festgehaltener Porosität je nach Herstellverfahren und Prozessführung).  $\phi$  ist der Massenanteil in den Zellstegen, bezogen auf die Gesamtmasse der Zelle.

Die Gleichsetzung des Elastizitätsmoduls zellularer und massiver Werkstoffe ist nur eingeschränkt sinnvoll. Dies liegt daran, dass bereits die experimentelle Ermittlung der Module in der Praxis unterschiedlich erfolgt. Bei Aluminiumschäumen sind aufgrund des heterogenen Aufbaus und Probendefekten schon bei kleinen Lasten (die unter der o. a. Plateauspannung liegen) *plastische* Formänderungen möglich. Die Ermittlung des Elastizitätsmoduls auf Basis einer Eigenfrequenzanalyse ist daher günstiger [10]. Bei metallischem Monomaterial werden hingegen in der Regel Zugversuche durchgeführt.

Für die *Festigkeit* von Aluminiumschäumen lässt sich kein punktueller Schwellwert angeben, wie dies etwa mit der Dehngrenze  $R_p$  einer Stahl-Zugprobe möglich ist, da die oben beschriebenen Erschwernisse auch hier zum Tragen kommen. Seit Oktober 2008 besteht ein genormter Druckversuch für Metallschäume[1]. Es wird in dieser Norm jedoch nicht vom Begriff »Festigkeit« gesprochen, sondern die »Plateauspannung« definiert (vgl. qualitativ Abb. 8.1). Diese wird in der Praxis zumeist als Festigkeitswert herangezogen - seltener jene Spannung, die im Spannungs-Dehnungs-Verlauf dem ersten Maximum entspricht, das beim Kollabieren der ersten Zellen auftritt und etwas höher liegt. Es gibt noch keinen genormten Zugversuch. Laut [10, S. 44] lässt sich jedoch allgemeingültig für offen- wie geschlossporige Schäume die theoretische Beziehung zwischen Zugfestigkeit  $\sigma_z$  und Druckfestigkeit  $\sigma_d$  mit  $\sigma_z = 1.1 \sigma_d$  angeben.

## 8.2 Vergleichsrechnung

Es folgen nun einfache Vergleiche zwischen hohlen und schaumgefüllten Stahlrohren, um festzustellen, inwiefern sich die Masse bei gleicher Biegesteifigkeit verändert. Als zweite Eigenschaft wird eine verbesserte Schwingungsdämpfung der Struktur erwartet, die hier nicht untersucht wird.

Weiters folgt eine Kontrolle der Sicherheiten gegen Versagen bei einachsiger Druckbelastung.

### 8.2.1 Materialdaten

Vom Zulieferer des Metallschaums wurden E-Modul und Plateauspannung in Abhängigkeit von der Dichte, wie aus Tab. 8.1 ersichtlich, angegeben. Die theoretische Zugfestigkeit wird dem Verhältniswert aus dem vorigen Abschnitt zugrundegelegt und hier nur ergänzend angeführt. Eine Schaumdichte von  $500 \text{ kg/m}^3$  entspricht einer Porosität von 81,5%. Der Hersteller des Schaummaterials gibt an, dass das Verfahren nur geschlossene Zellen zulässt, die Zellgeometrie weicht demnach vom Kugelporen-Modell aus dem vorigen Abschnitt ab.

**Tabelle 8.1:** Materialeigenschaften für Aluminiumschaum

Dichte $\text{kg/m}^3$	Elastizitätsmodul MPa	Plateauspannung MPa	Theoret. Zugfestigt. MPa
500	3500	10,0	11,0
600	4900	14,0	15,4
700	6600	19,0	20,9

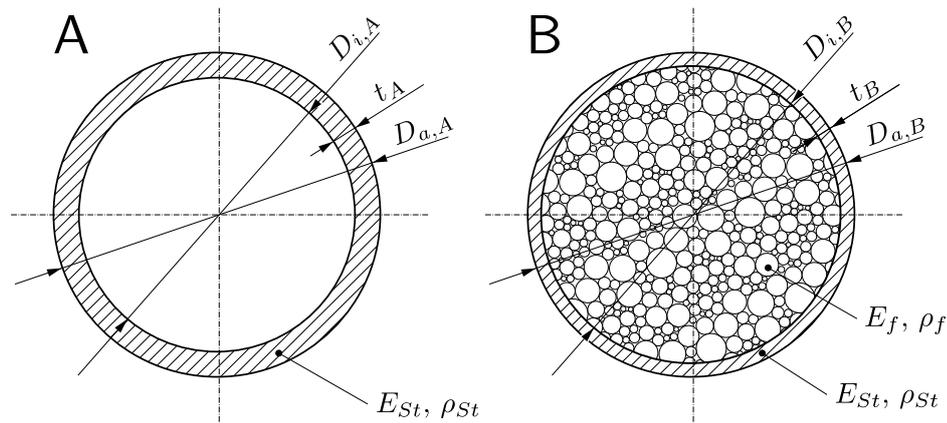
Aufgrund der höchsten massenspezifischen Plateauspannung wird im Folgenden (Abschnitte 8.2.2 und 8.2.3) der Datensatz mit der Dichte  $\rho_F = 700 \text{ kg m}^{-3}$  verwendet.

Als Material für das Stahlrohr wird jenes der Originalkonstruktion herangezogen (Materialdaten in Tab. 3.3).

### 8.2.2 Biegesteifigkeit

Um die Biegesteifigkeiten zwischen einem hohlen und einem ausgeschäumten Profil vergleichen zu können, müssen zuerst Annahmen über die zugrunde gelegten Modelle getroffen werden. Beide Profile werden entsprechend der Bernoulli-Euler-Hypothese behandelt. Das ausgeschäumte Profil wird als inhomogener Balken angesehen, der aus zwei als homogen betrachteten Zonen besteht (Außenhaut ... Stahl-Monomaterial, Kern ... Aluminiumschaum; vgl. Abb. 8.2). Es ergeben sich folgende Voraussetzungen:

- Die Querschnitte bleiben im unverformten wie auch im verformten Zustand stets eben und stehen im rechten Winkel auf die neutrale Faser.
- Daraus folgend wird für das inhomogene Profil angenommen, dass die einzelnen Zonen fest miteinander verbunden sind.
- Schubverzerrungen werden nicht berücksichtigt - für schlanke Balken ist diese Vereinfachung zulässig.



**Abbildung 8.2:** Querschnitte eines hohlen (A) und eines schaumgefüllten (B) Rohrprofils gleicher Biegesteifigkeit

- Die Profilgeometrie und die Lasten sind symmetrisch bezüglich der Normalebene der Biegemomentenachse.

Für einen inhomogenen Balken, der um den Radius  $R_b$  gekrümmt ist, gilt allgemein:

$$w'' = -\frac{1}{R_b} = \frac{-M}{\sum E_i I_i - z_0 \sum E_i z_{si} A_i}$$

Im Falle eines Rohrs fällt die neutrale Faser mit der Längsachse des Rohrs zusammen. Dies ist auch hier beim inhomogenen Balken der Fall, da Schaum und Monomaterial konzentrisch und rotationssymmetrisch angeordnet sind. Also ist  $EI = \sum E_i I_i$  und weiters  $\rho A = \sum \rho_i A_i$ .

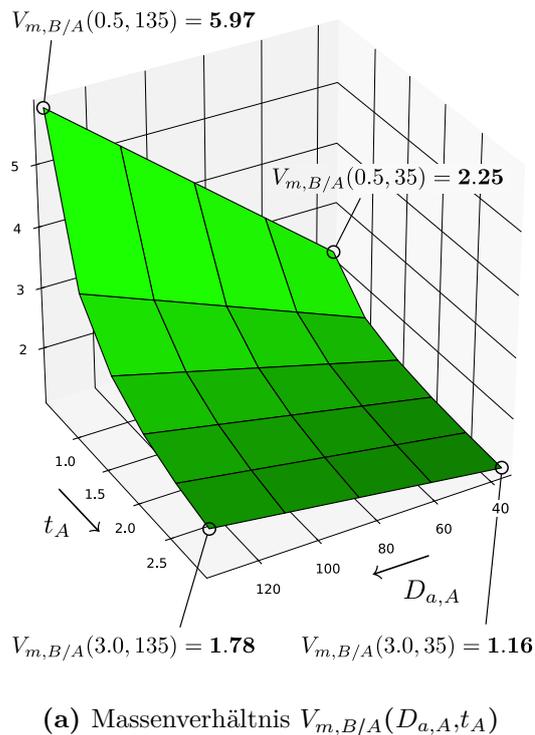
Für den Vergleich werden die Außendurchmesser gleich gesetzt,  $D_{a,A} = D_{a,B} = D_a$ . Bei gleicher Biegesteifigkeit:

$$E_{St} \frac{(D_a^4 - D_{i,A}^4)\pi}{64} = E_{St} \frac{(D_a^4 - D_{i,B}^4)\pi}{64} + E_f \frac{D_{i,B}^4\pi}{64} \longrightarrow D_{i,B} = D_{i,A} \left[ \frac{E_{St}}{E_{St} - E_f} \right]^{(1/4)}$$

ergibt sich mit den gegebenen Materialparametern die Verhältniszahl  $V_{m,B/A}$  von Masse des ausgeschäumten Rohrs zu Masse des hohlen Rohrs:

$$V_{m,B/A} = \frac{D_a^2 - D_{i,B}^2}{D_a^2 - D_{i,A}^2} + \frac{\rho_f}{\rho_{St}} \frac{D_{i,B}^2}{D_a^2 - D_{i,A}^2}.$$

Abbildung 8.3 zeigt, dass durch Befüllung eines Stahlrohrs bei gleichbleibender Biegesteifigkeit zwar die Rohrwandstärke reduziert werden kann, jedoch die Masse dabei beträchtlich (abhängig von der Geometrie) zunehmen kann. Eine Befüllung des derzeit im Einsatz befindlichen Rohrs mit  $D_{a,A} = 85$  mm und  $t_A = 1,5$  mm würde zwar eine Wandstärkenreduktion auf  $t_B = 1,17$  mm bedeuten, dabei würde aber die Masse auf etwa den doppelten Wert ansteigen.

Wandstärke des ausgeschäumten Rohrs  $t_B$  (mm)

Wandstärke $t_A$ (mm)	Außendurchmesser $D_{a,A}$ (mm)				
	35	60	85	110	135
0,50	0,36	0,26	0,16	0,06	-0,04
1,00	0,87	0,77	0,67	0,57	0,47
1,50	1,37	1,27	1,17	1,07	0,97
2,00	1,88	1,78	1,68	1,58	1,48
2,50	2,38	2,28	2,18	2,08	1,98
3,00	2,88	2,78	2,68	2,58	2,48

Massenverhältnis  $V_{m,B/A}$  (-)

Wandstärke $t_A$ (mm)	Außendurchmesser $D_{a,A}$ (mm)				
	35	60	85	110	135
0,50	2,25	3,18	4,11	5,04	5,97
1,00	1,60	2,06	2,53	2,99	3,46
1,50	1,38	1,69	2,00	2,31	2,62
2,00	1,27	1,50	1,74	1,97	2,20
2,50	1,21	1,39	1,58	1,76	1,95
3,00	1,16	1,32	1,47	1,63	1,78

(b) Wandstärken und Massenverhältnisse, abhängig von der Referenzgeometrie

**Abbildung 8.3:** Vergleich zwischen hohlen und ausgeschäumten Stahlrohren verschiedener Geometrien. Dichte des Schaums:  $700 \text{ kg m}^{-3}$ . Berechnete, negative Wandstärken für ein Rohr B zeigen, dass allein die Steifigkeit der Schaumfüllung bereits jene des Referenzrohres übersteigt.

### 8.2.3 Festigkeit

Zur Bewertung der Festigkeit werden unter der Annahme einachsiger Spannungszustände die maximalen Normalspannungen  $\sigma_{yy}$  berechnet, die *in der Metallschaumzone* des kritischen Querschnitts auftreten. Es werden die Lastfälle  $\boxed{\text{A}}-\boxed{\text{D}}$  zugrundegelegt, die Profilgeometrie soll jener des zuvor genannten Rohrs nach Variante B mit  $D_{a,B} = 85 \text{ mm}$  und  $t_B = 1,15 \text{ mm}$  entsprechen. Das Rohr soll die gleiche Länge und Einbaulage wie das Stahlrohr der Originalkonstruktion besitzen, wodurch sich der kritische Querschnitt bei  $y_e = 982,5 \text{ mm}$ , wie in Abschn. 3.2.1 festgelegt, befindet<sup>1</sup>.

Die berechneten Druck-Normalspannungen werden mit der Plateauspannung des Metallschaums verglichen, um die Sicherheiten gegen Versagen zu bestimmen.

Die Spannung eines inhomogenen Biegebalkens hängt vom lokalen Elastizitätsmodul  $E(z)$ , vom Abstand zur neutralen Faser  $z$  und vom Krümmungsradius  $R_b$  ab. Das Biegemoment  $M_{B3}$

<sup>1</sup> Zwar ist eine solche Einbaulage aufgrund des dort vorgesehenen Streckermuskels bzw. der Schaumfüllung praktisch nicht brauchbar, durch die Ergebnisse der Rechnung soll jedoch ein Bezug zur Sicherheit gegen Fließen des Original-Stahlrohres hergestellt werden können.

ergibt sich aus Addition der Biegemomente um die lokalen x- und z-Achsen des Oberarms.

$$M_B = \sqrt{M_{BX}^2 + M_{BZ}^2}, \quad \text{wird eingesetzt in} \quad \sigma_B(z) = E(z) \frac{z}{R_b} = E(z) z \frac{M_B}{\sum E_i I_i}.$$

Damit ergibt sich an der Stelle des Übergangs vom Schaum zum Rohr ein Spannungssprung. Ein zweiter Beitrag zur Normalspannung  $\sigma_{yy}$  ergibt sich aus der Axialbelastung durch die Druckkraft  $F_N$ . Aufgrund der verschiedenen E-Moduli unterscheiden sich (bei gleicher Dehnung  $\varepsilon = \Delta l/l_0 = \sigma_f/E_f = \sigma_{St}/E_{St}$ ) die Druckspannungen in Stahlrohr und Schaumfüllung.

$$F_D = \sigma_f A_f + \sigma_{St} A_{St}, \quad \text{daraus folgt} \quad \sigma_f = \frac{F_D}{A_f + \frac{E_{St}}{E_f} A_{St}}.$$

Daraus ergeben sich die Maximalwerte der Normalspannungen  $\sigma_{yy} = \sigma_B + \sigma_D$ . Sie treten in der Nähe des Übergangs zum Stahlrohr auf und sind in Tabelle 8.2 ersichtlich. Die kleinste Sicherheit gegen Erreichen der Plateauspannung ist  $\nu = 2,882$  und liegt damit über der geforderten Mindestsicherheit von  $\nu = 1,742$  (vgl. Abschn. 3.2.1).

**Tabelle 8.2:** Höchste auftretende Normalspannungen und entsprechende Sicherheiten gegen Versagen.

Beschreibung	Maximale Querkraft		Maximale Axialkraft	
	entlang x	entlang z	Momenteneinleitung	Querkrafteinleitung
Lastfall	A	B	C	D
$M_{BX}$ (Nm)	-406,050	-1597,706	-740,000	-740,000
$M_{BZ}$ (Nm)	1252,624	124,275	1054,972	1056,046
$M_B$ (Nm)	1316,792	1602,533	1288,630	1289,509
$F_N$ (N)	-5367,148	-6573,019	-8000,000	-8000,000
$\sigma_B$ (MPa)	-5,057	-6,154	-4,949	-4,952
$\sigma_D$ (MPa)	-0,358	-0,438	-0,533	-0,533
$\sigma_{yy}$ (MPa)	-5,415	-6,592	-5,482	-5,485
$\nu$ (-)	3,509	2,882	3,466	3,464

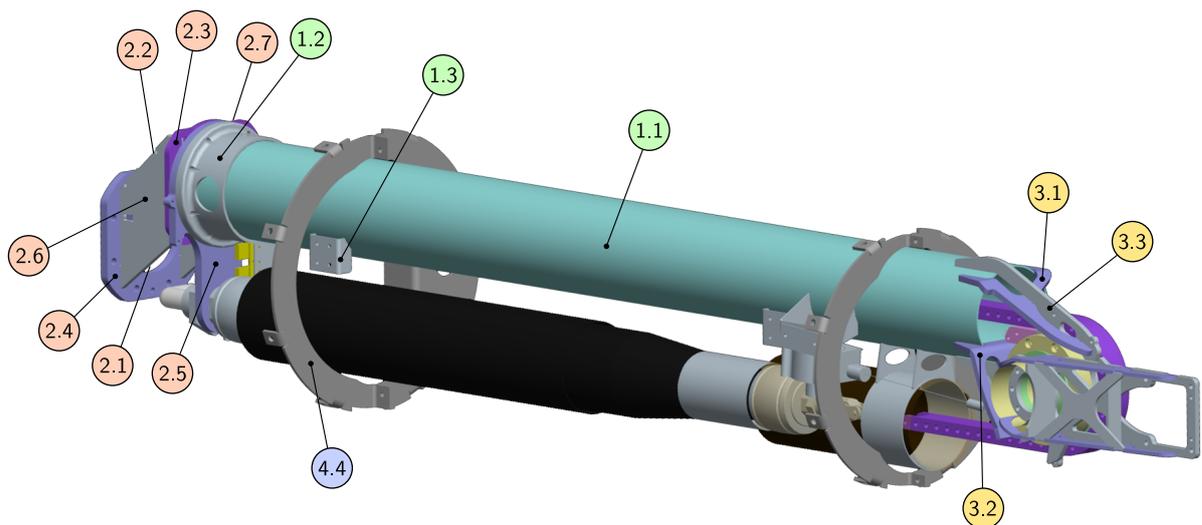
*Anmerkung:* Neben der Kontrolle der Festigkeit spielt auch die Sicherheit gegen lokalen Stabilitätsverlust (Beulen) des Stahlrohrs eine Rolle. Wie sich in Abb. 8.3a zeigt, kann die Rohrwandstärke bedeutend herabgesetzt werden, um nach Befüllung mit Aluminiumschaum dennoch dieselbe Steifigkeit zu erreichen. In Bezug auf die Sicherheit gegen Zylinderschalenbeulen hat diese Veränderung eine destabilisierende Wirkung. Der Schaum bietet durch seine Ankopplung an die Rohrwand jedoch zugleich eine gewisse Bettungssteifigkeit der Zylinderschale (des Rohrs), dies bringt den Vorteil einer stabilisierenden Wirkung. Den Fragen, welche Ausprägungen diese beiden Einflüsse haben und wie hoch infolge die Sicherheit gegen Stabilitätsverlust bei schaumgefüllten Rohren ausfällt, wird hier nicht weiter nachgegangen.

## 9 Ergebnisse im Vergleich zur Originalkonstruktion

Die Umsetzung der neuen Konzepte würde nicht nur einzelne Bauteile betreffen, sondern das Gesamtsystem des Oberarms, also die tragende Struktur inklusive der Verkleidung und anderer nicht-struktureller Komponenten, ändern. Um die Qualität der verschiedenen Ausführungen vergleichen zu können, müsste nach abgeschlossener, detaillierter Entwicklung die gesamte Oberarm-Baugruppe in Betracht gezogen werden. Mit dem vorliegenden Entwicklungsstand am Ende dieser Arbeit können nur manche Teile der Baugruppe anhand von Zahlenwerten verglichen werden. Von Interesse sind primär die Änderungen in der Masse, den Steifigkeiten und den Sicherheiten gegen Versagen.

### 9.1 Masse

Für den Vergleich der Bauteilmassen werden jene Teile berücksichtigt, die am stärksten von den Änderungen betroffen sind. Dies sind neben allen Strukturbauteilen die Verkleidung und die verbindenden Bauteile. Alle weiteren Komponenten (Aktuatoren, Sensoren, Leitungen, etc.) werden nicht mitbilanziert. Ihre Masse wird sich erwartungsgemäß nur geringfügig gegenüber der Originalversion ändern. Standardbefestigungselemente (Schrauben, Nieten, etc.) werden gänzlich vernachlässigt.



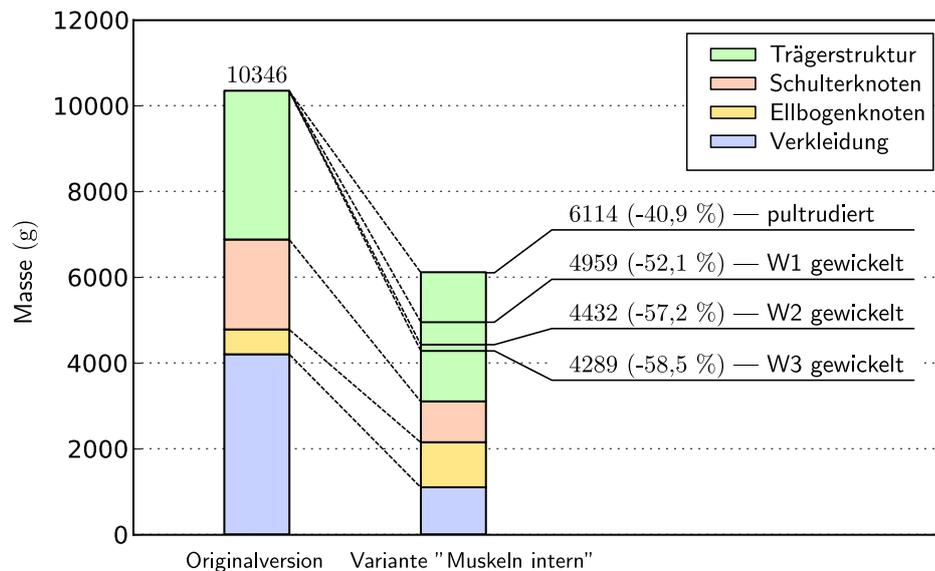
**Abbildung 9.1:** Bestandteile der tragenden Originalstruktur (Unterarmkonsole ebenfalls dargestellt; die Verkleidungskomponenten 4.1–4.3 wurden entfernt.)

**Tabelle 9.1:** Massentabelle für die Struktur- und Verkleidungsteile der Originalkonstruktion sowie die Trägerstrukturen und Knotenbauteile der Ersatzkonzepte (vgl. Abb. 9.1)

Originalversion			
Baugruppe	Bauteil	Material	Masse (g)
1. Trägerstruktur	1.1 Rohr	Stahl	2947
	1.2 Muffe	Stahl	440
	1.3 Konsolen (4 Stk.)	Stahl	82
	<i>Summe:</i>		3469
2. Schulterknoten	2.1 Untere Wand	Stahl	140
	2.2 Obere Wand	Stahl	136
	2.3 Vorderer Flansch	Stahl	291
	2.4 Hinterer Flansch	Stahl	523
	2.5 Lagerplatte Schulter	Stahl	542
	2.6 Seitliche Wand rechts	Stahl	233
	2.7 Seitliche Wand links	Stahl	233
	<i>Summe:</i>		2097
3. Ellbogenknoten	3.1 Strebe 1	Stahl	123
	3.2 Strebe 2	Stahl	166
	3.3 Montageplatte	Stahl	291
	<i>Summe:</i>		580
4. Verkleidung	4.1 Vorderseite	GFK	1820
	4.2 Ellbogensegment	GFK	102
	4.3 Rückseite	GFK	2279
	4.4 Montagereifen (2 Stk.)	Stahl	99
	<i>Summe:</i>		4200
Ersatzkomponenten für »Muskeln intern«			
Baugruppe	Bauteil	Material	Masse (g)
1. Trägerstruktur	Rohr gewickelt - W1	CFK	1856
	Rohr gewickelt - W2	CFK	1329
	Rohr gewickelt - W3	CFK	1186
	Rohr pultrudiert	CFK	3011
2. Schulterknoten	Schulterknoten (Schätzung)	Aluminium	953
3. Ellbogenknoten	Ellbogenknoten (Schätzung)	Aluminium	1050
Ersatzkomponenten für »Muskeln extern«			
Baugruppe	Bauteil	Material	Masse (g)
1. Trägerstruktur	H-Profil pultrudiert	CFK	2712

Tabelle 9.1 listet die Massen der Strukturbauteile sowie der Ersatzträger beider Konzepte auf. Für die Aluminiumknoten der Variante »Muskeln intern« werden Schätzungen abgegeben: Zu den Bauteilmassen aus den Optimierungsergebnissen (siehe Abschn. 6.3) werden umlaufende Klebeflansche mit jeweils 171 g angenommen sowie allgemeine Zuschläge für eine fertigungsgerechte Umsetzung von +25 % aufgeschlagen.

### Vergleich der Massen von tragender Struktur und Verkleidung



**Abbildung 9.2:** Vergleich der Massen je Baugruppe des Konzepts »Muskeln intern« gegenüber der Originalversion

In Abb. 9.2 wird gezeigt, wie sich die Massen der betrachteten Bestandteile (tragende Struktur und Verkleidungsteile) im Vergleich zwischen Originalversion und Variante »Muskeln intern« verändern. Das Einsparungspotenzial liegt für die betrachteten Baugruppen demzufolge bei bis zu -58,5 %.

Mit dem Konzept »Muskeln intern« können in fast allen bilanzierten Baugruppen erhebliche Masseneinsparungen erreicht werden. Eine Ausnahme bildet der Ellbogenknoten, der aufgrund der veränderten Topologie deutlich größer als in der Originalversion ausfällt.

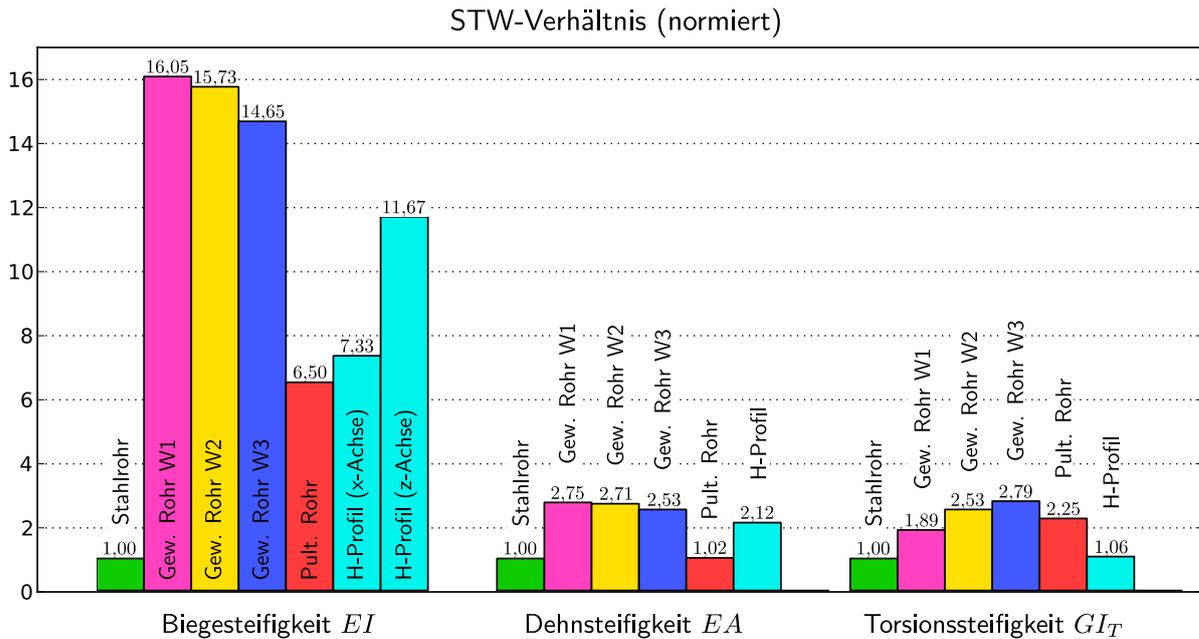
## 9.2 Steifigkeiten

Um die Steifigkeiten der Trägerstrukturen zu vergleichen, wird aus den zufolge der Lastfälle **S1**, **S3** und **S4** (sowie **S1z** für das H-Profil) auftretenden Verschiebungen und Verdrehungen auf die Werte der Ausdrücke  $EI$ ,  $GI_T$  und  $EA$  rückgerechnet:

$$EI = \frac{M_B l^2}{2\Delta z} \quad EA = \frac{Fl}{\Delta y} \quad GI_T = \frac{M_T l}{\Delta \varphi_y}$$

Die Werte sind in Tab. 9.2 eingetragen. Für das H-Profil wird zusätzlich die Biegesteifigkeit um die zweite Hauptachse z bestimmt, diese beträgt  $7,901 \times 10^{11} \text{ Nmm}^2$  (Verhältnis: 10,97).

Um entsprechend der Leichtbauanforderungen passendere Größen zu vergleichen, werden in Abb. 9.3 die Verhältnisse von Steifigkeit zu längenspezifischer Rohrmasse angegeben (STW-Verhältnisse ... *stiffness to weight*). Die Zahlen wurden auf die entsprechenden Werte für das Stahlrohr normiert, das die Referenz bildet, und sind insofern als „Performance Indizes“ zu verstehen.



**Abbildung 9.3:** Normierte STW-Verhältniszahlen der verschiedenen gewickelten und pultrudierten Trägerstrukturen für Biege-, Dehn- und Torsionssteifigkeit (Bezug auf die Werte des Stahlrohrs).

**Tabelle 9.2:** Übersichtstabelle zu den Steifigkeiten der Trägerstrukturen (die nebenstehenden Sicherheitsfaktoren werden als Vielfache der Stahlrohrsteifigkeiten angegeben).

Lastfall	S1 — Biegung		S3 — Druck		S4 — Torsion	
	Last/Verschiebung		Last/Verschiebung		Last/Verschiebung	
Steifigkeit	$M_{BX}/\Delta z$		$F_N/\Delta y$		$M_B/\Delta\varphi_y$	
Einheit	$EI_x$		$EA$		$GI_T$	
	Nmm <sup>2</sup>		N		Nmm <sup>2</sup>	
Stahlrohr	$7,204 \times 10^{10}$	1,00	$8,263 \times 10^7$	1,00	$5,441 \times 10^{10}$	1,00
CFK-Rohr W1	$7,438 \times 10^{11}$	10,32	$1,461 \times 10^8$	1,77	$6,623 \times 10^{10}$	1,22
CFK-Rohr W2	$5,220 \times 10^{11}$	7,25	$1,031 \times 10^8$	1,25	$6,346 \times 10^{10}$	1,17
CFK-Rohr W3	$4,337 \times 10^{11}$	6,02	$8,579 \times 10^7$	1,04	$6,233 \times 10^{10}$	1,15
CFK-Rohr pult.	$4,890 \times 10^{11}$	6,79	$8,754 \times 10^7$	1,06	$1,276 \times 10^{11}$	2,35
H-Profil pult.	$4,965 \times 10^{11}$	6,89	$1,650 \times 10^8$	2,00	$5,427 \times 10^{10}$	1,00

Wie bereits am Ende von Abschn. 6.1.1 angesprochen, kommt es für die Strukturen der Variante »Muskeln intern« aufgrund der Durchmesserzunahme in Bezug auf das Stahlrohr zu stark unterschiedlich ausgeprägten Steifigkeitswerten. Die Biegesteifigkeiten werden in Bezug auf den Material- bzw. Masseneinsatz um Vielfache übertroffen. Zuzufolge der Konkretisierungen auf praxisgerechte Layups (nur „ganze“ Einzelschichten) liegen auch die Dehn- und Torsionssteifigkeiten deutlich über den Vorgaben. Nur beim gewickelten Rohr W3 und beim pultrudierten Rohr werden die Dehnsteifigkeiten knapp eingehalten. Dies liegt jedoch daran, dass im Zuge der Konkretisierung und zur Festigkeitsüberprüfung ein Layup speziell zur Erreichung der *Mindeststeifigkeiten* angenommen wurde. Ein Layup, das Faserverstärkungen über die Gesamtwandstärke des Rohres vorsieht, würde bei weitem höhere Steifigkeiten bewirken.

Das H-Profil der Variante »Muskeln extern« zeichnet sich ebenfalls durch hervorragende Biegesteifigkeiten aus, was auf die Anordnung der UMS-Roving-Anteile in den Zonen  $\textcircled{B}$  zurückzuführen ist. Diese wurden vom Optimierungsalgorithmus jedoch zur Erreichung der *Torsionssteifigkeiten* angehäuft — hier wird die Vorgabe durch das Stahlrohr nur knapp erreicht, die entsprechende Restriktion war in den Optimierungen bis zuletzt immer aktiv und führt zur knapp eingehaltenen Torsionssteifigkeit.

### 9.3 Sicherheiten gegen Versagen

Tabelle 9.3 zeigt eine Übersicht über die kleinsten Versagenssicherheiten, die bei Zugrundelegung der Betriebslastfälle  $\textcircled{A}$  –  $\textcircled{D}$  bzw. deren Abwandlungen vorliegen.

**Tabelle 9.3:** Übersicht über die kleinsten Versagenssicherheiten der verschiedenen Trägerstrukturen

Trägerstruktur	Sicherheit	Versagenskriterium	Verweis — Lastfall, Details
Stahlrohr	1,742	Plast. Fließen	Abb. 3.7 — $\textcircled{B}$
CFK-Rohr W1	24,688	Tsai-Wu Krit.	Abb. 6.5b — $\textcircled{B}$
CFK-Rohr W2	21,244	Tsai-Wu Krit.	Tab. 6.8 — $\textcircled{B}$
CFK-Rohr W3	15,608	Tsai-Wu Krit.	Tab. 6.8 — $\textcircled{B}$
CFK-Rohr pult.	22,584	Tsai-Wu Krit.	Abschn. 6.2.4 — $\textcircled{B}$
H-Profil pult.	6,789	Max.-Spg.-Krit.	Tab. 7.1 — $\textcircled{A}$ , $\nu_{\tau_{12}}^+$

Die kleinste Sicherheit liegt für das pultrudierte H-Profil vor, während sich die Sicherheiten aller »Muskeln intern«-Profile auf vergleichbaren, höheren Niveaus befinden.

**Anmerkung:** Aus der vorliegenden Arbeit gehen keine Ergebnisse zu Stabilitätsuntersuchungen hervor, da nur lokales Versagen zufolge verschiedener, für Composites zutreffende Bruchmechanismen gemäß des Tsai-Wu-Kriteriums und des Maximalspannungskriteriums untersucht wurde. Vor allem für die dünnwandigen Strukturen W1 – W3 sollte in weiterer Folge die Sicherheit gegenüber Stabilitätsverlust ermittelt werden.

## 9.4 Kostenvergleich

Die Kosten für die Trägerstrukturen gliedern sich in Material- und Fertigungskosten auf. An dieser Stelle werden gemäß der Herstellerangaben die Kosten, die alle Fertigungsschritte bis zum Ablängen auf die Einbaulänge und eventuelle Nachbearbeitungen abdecken, betrachtet (Vergleich in Tabelle 9.4).

Trägerstruktur	Hersteller	Einbaulänge	Kosten (25/y)	Kosten (100/y)
Stahlrohr	lt. Norm	960 mm	€ 28,80	—
CFK-Rohr W1	PEAKTECHNOLOGY	937,5 mm	€ 400,00	€ 300,00
CFK-Rohr W2	PEAKTECHNOLOGY	937,5 mm	€ 350,00	€ 262,50
CFK-Rohr W3	PEAKTECHNOLOGY	937,5 mm	€ 325,00	€ 243,75
CFK-Rohr pult.	RÖCHLING E. P.	937,5 mm	€ 575,60	€ 270,20
H-Profil pult.	RÖCHLING E. P.	937,5 mm	€ 1848,50	€ 625,85

**Tabelle 9.4:** Stückkosten für das Stahlrohr der Originalkonstruktion, sowie für die Trägerstrukturen der Alternativ-Konzepte (jeweils in Bezug auf die Einbaulänge)

Für die alternativen Trägerstrukturen wurden Kosten für Stückzahlen von 25 sowie 100 Einheiten pro Jahr abgeschätzt. Wie man sieht, liegen auch bei der höheren Stückzahl die Kosten bei ungefähr dem Zehnfachen des Stahlrohres. Die Stückkosten, die durch die Änderungen in den anderen Baugruppen entstehen (Knotenbauteile, Verkleidungsteile etc.) konnten nach Stand der Dinge nicht ermittelt werden.

Für das pultrudierte Rohr wurden, wie am Ende des Abschnitts 6.2.3 diskutiert, ausschließlich Faserverstärkungen durch das Triaxialgelege angenommen, um den Preis abzuschätzen.

Zur Zusammensetzung der Kosten des H-Profiles ist zu sagen, dass hier ein wesentlicher Anteil durch die Spezialanfertigung des Matrizen-Tools anfällt. Die Herstellung dieses Tools kostet alleine € 17300.

## 9.5 Diskussion der Ergebnisse und Ausblick

In diesem Abschnitt erfolgt eine Diskussion der wichtigsten Ergebnisse der Arbeit inklusive Schlussfolgerungen.

### 9.5.1 Diskussion der Variante »Muskeln intern«

In der Abb. 9.2 wurde gezeigt, dass das Konzept »Muskeln intern« große Masseneinsparungspotenziale bietet. Dies wird vor allem durch den Verzicht auf einen Abschnitt der Verkleidung entlang der neuen tragenden Struktur möglich. Der Wegfall entlang dieses Abschnitts konnte jedoch nur entsprechend der anteiligen Verkleidungsoberfläche (konservativ) abgeschätzt werden, zumal der Rest der neuen Verkleidungsteile ebenfalls angepasst werden muss. Es ist zu

überdenken, an der Schulterseite den Überlappungsbereich zum Knotenbauteil zu verlegen und den stufenförmigen Absatz direkt am Aluminiumbauteil vorzusehen (vgl. Abb. 2.2 in Kap. 2). An der Ellbogenseite müssten nur noch Verkleidungsteile für den sphärisch abgerundeten Abschluss verwendet werden. Eine direkte Montage am Aluminium-Ellbogenknoten wäre von Vorteil, da Zusatzbauteile, wie sie in der Originalversion verwendet werden, eingespart werden könnten.

Die Topologieoptimierungen der Knotenbauteile haben sich als sinnvoll erwiesen, zumal brauchbare, für die Praxis günstige Ergebnisse vorliegen. Für Montagezwecke ist die direkte Zugänglichkeit zu den Verbindungsstellen zwischen Kette und beweglichen Muskelenden unbedingt erforderlich. Abbildung 6.18 zeigt die großen Aussparungen in diesen Bereichen des Ellbogenknotens. Eine servicefreundliche Gestaltung sollte demnach problemlos möglich sein. Die Muskeln können durch die Aussparungen hindurch in das Rohrinne gebracht werden. Für den Zugang zum Kettenkäfig wurde von vorneherein gesorgt. Vor allem am Ergebnis des zweiten Optimierungslaufs (Zielfunktion *weighted compliance*) zeigt sich, dass auch in der näheren Umgebung keine Strukturbestandteile nötig sind, die den Zugang behindern würden.

Bei der Erstellung des Setups der Optimierungen am Schulterknoten wurde beschlossen, an den Innenseiten der Einspannstellen Verdrehsicherungen vorzusehen, die die Montage der Muskeln erleichtern sollen. Die optimierten Strukturen weisen rund um diesen Bereich großräumige Lücken auf. Somit kann der Monteur mit einer Hand den Muskel in Position halten, während er mit der anderen die Mutter festzieht. In unmittelbarer Umgebung dieser Montagemutter liegen beengte Platzverhältnisse vor. Der notwendige Materialaufwand in diesem Bereich wurde bei Erstellung der Designspaces vorhergesehen. Aus diesem Grund wurden Mindest-Montageräume vorsorglich abgezogen, die nun ohne nennenswerte Erweiterungen auch als Ergebnis vorliegen.

Bei beiden Knoten müssen Klebeflansche vorgesehen werden. Die Optimierungssetups wurden ohne Rücksicht auf die Eigenschaften der Klebestellen angelegt. Die Ergebnisse entsprechen daher lediglich den strukturellen Anforderungen an die Knotenbauteile selbst, wodurch sich die nahezu vollständige Rückbildung der Strukturen in diesen Bereichen erklärt. Für die Klebungen sollten allenfalls umlaufende Flansche vorgesehen werden, die im Idealfall einen gleichmäßigen Spannungsverlauf ohne größere Sprünge ermöglichen (zB. mithilfe von Schäftungen etc.). Die genaue Gestaltung der Flansche müsste in weiteren Detailstudien geklärt werden (auch hier ist eine Gestaltung gemäß entsprechender Optimierungen möglich, siehe zB. [13]).

Die Flansche übernehmen neben der Lasteinleitung in die Klebestelle noch eine weitere wichtige Funktion: Für die Stabilität der dünnwandigen Rohrstruktur ist es wichtig, welche Randbedingungen an den Lasteinleitungsstellen vorliegen. Umlaufende Einfassungen in Klebeflansche leisten einen erheblichen, stabilisierenden Beitrag und sind freien Rändern, wie sie in der Originalversion ellbogenseitig beim Stahlrohr vorliegen, unbedingt vorzuziehen (vgl. elastische Verformungen in Abschn. 3.2.2). Ein stufenförmiger Absatz könnte einerseits einen axialen Anschlag darstellen und zugleich als Versteifungsrippe des Flansches fungieren. Schließlich muss noch erwähnt werden, dass der unmittelbare Kontakt zwischen CFK-Material und Aluminium zu vermeiden ist, da sonst galvanische Korrosion auftritt. Üblicherweise (etwa im Flugzeugbau) werden im entsprechenden Bereich Glaslagen verwendet, die die Materialien voneinander „isolieren“.

Die Optimierungsergebnisse beider Knoten bieten nun die Basis für weitere fertigungsgerechte Umsetzungen. Im Falle des Schulterknotens bietet sich eine gusstechnische Gestaltung an, da mit einer zweiteiligen Form voraussichtlich das Auslangen gefunden werden kann (die Montageräume besitzen Hinterschneidungen und wären in der nachfolgenden Bearbeitung auszufräsen). Der Ellbogenknoten ist schwieriger umzusetzen. Eine gusstechnische, monolithische Bauweise ist nahezu ausgeschlossen, da der Aufwand für den Formenbau zu groß werden würde. Ohne Kerne und mehrteilige Gussformen wäre keine dem Optimierungsergebnis nahekommende Gestaltung möglich. Dies führt zu einer mehrteiligen Konstruktion, die beispielsweise aus einem gusstechnisch hergestellten Reifen (Klebeflansch) inklusive Angüssen für die Lasteinleitungsstege sowie einem weiteren Gussteil für die Lageraufnahme und den Kettenkäfig bestehen könnte. Auch eine schweißtechnische Umsetzung des Korpus aus einem Rohrstück und Plattenteilen, die nachträglich spanend bearbeitet wird, ist denkbar.

Bei allen Topologieoptimierungen ist zu beachten, dass aufgrund der nach unten begrenzten Größe der finiten Elemente nur grobe Strukturen ermittelt werden können. Konstruktive Kerben, wie sie etwa bei den Durchführungsschächten für die Kette oder der Aussparung für den Unterarm entstehen, sind bei der praktischen Umsetzung unbedingt zu umgehen. In den Ergebnissen zeigt sich anhand der höchsten Elementdichten (rote Zonen in den Fringe-Plots), wo höchstes Augenmerk in der Umsetzung gelegt werden sollte. Gegebenenfalls sollten in heiklen Zonen Detailstudien für die Gestaltung der Ausrundungen durchgeführt werden, um Kerbeffekte zu minimieren.

Betrachtet man die Trägerstrukturen alleine, so stellt sich heraus, dass gegenüber dem Stahlrohr nur mäßige Masseneinsparungen möglich sind. Zwar wurde gezeigt, dass selbst mit den leichten, dünnwandigen, gewickelten Profilen Steifigkeits- wie auch Festigkeitsanforderungen mühelos erreicht und sogar um Vielfaches übertroffen werden können. Jedoch ist die Stabilität solcher Strukturen, deren Lagenaufbauten nur geringfügig über dem zur Griffestigkeit erforderlichen Mindestmaß liegen, fragwürdig. Da die tragende Struktur gleichzeitig als äußere Verkleidung dient, können Störungen von außen nicht ausgeschlossen werden. Eine zufällige Lasteinleitung in Querrichtung zu einer der dünnwandigen Rohrstrukturen kann die Stabilität unter axialer Druckbeanspruchung oder unter kombinierten Beanspruchungen deutlich herabsetzen und schlimmstenfalls so zum Versagen durch Stabilitätsverlust zufolge geometrischer Imperfektionen führen.

Das stabilere, pultrudierte Rohrprofil weist hingegen eine Strukturmasse auf, die sich im Bereich jener des Stahlrohrs befindet.

Es wird nochmals darauf hingewiesen, dass unter den in Wickeltechnik hergestellten Rohren nur die Variante W1 symmetrischen Lagenaufbau besitzt. Zwar fallen für W2 und W3 die Einträge der Koppelmatrizen der Steifigkeitsmatrix klein aus, sodass bei einachsiger Belastung nur vernachlässigbar große, unerwünschte Verschiebungen auftreten. Jedoch wurde nicht untersucht, wie sich die Strukturen unter thermischer Belastung, wie sie im Produktionsprozess selbst auftritt, verhalten würden. Diese Frage müsste durch Rücksprache mit dem Hersteller und ggfs. zusätzliche numerische Analysen geklärt werden, bevor man die Fertigung der Varianten W2 und W3 in Erwägung zieht.

Einen großen Vorteil bietet die neue Anordnung der tragenden Struktur, indem sie — anders als im Falle des Stahlrohrs — nur zentrisch auf Druck belastet wird. Dadurch werden keine

zusätzlichen Biegemomente induziert und die Struktur wird gleichmäßiger beansprucht.

#### Aspekte zu weiteren, nicht-strukturellen Komponenten

- Um die Muskeln im drucklosen, schlaffen Zustand zu halten, sollten ähnliche Bedingungen, wie im Originalzustand hergestellt werden. Dort wurden die beweglichen Muskelenden im Stahlrohr bzw. einem eigens angebrachten Kunststoffrohr geführt. Für die »Muskeln intern«-Varianten würden sich am besten dünnwandige, laminierte Kunststoffkanäle eignen, die mit der Rohrrinnenseite im entsprechenden Bereich verklebt werden müssten. Für den untenliegenden Beugermuskel kann dies ggfs. entfallen.
- Der Drehwinkelsensor wurde im Originalzustand als Seilzugsensor ausgeführt. Dieser könnte auch weiterhin verwendet werden, sofern der Ellbogenknoten teilbar ausgeführt wird und die Zugänglichkeit zum Rohrrinneren aufrecht bleibt. Allerdings wäre eine Konsole nötig, die ähnlich wie zuvor angesprochen an der Rohrrinnenseite durch Kleben angebracht werden müsste. Um diese Schwierigkeiten zu umgehen, scheint der Umstieg auf einen konventionellen Drehwinkelsensor, der unmittelbar beim Ellbogenlager angebracht wird, zielführender. Für diesen Fall ist es sinnvoller, die Energie- und Informationsleitungen, die bisher durch dieses Lager geführt wurden, außerhalb anzuordnen.
- Die Drucksensoren, die im Originalzustand schulterseitig an der Lagerplatte angebracht wurden, können problemlos an andere Stelle versetzt werden, indem T-Kupplungen in den Druckleitungen eingesetzt werden. Somit wären auch keine zusätzlichen Anschlüsse direkt am Muskel erforderlich, wo die Verhältnisse ohnehin beengt sind.
- Zur Durchführung der Kabel und Druckleitungen bestehen sowohl auf Basis der Knotentopologien sowie des Platzangebots im Rohrrinneren mehrere Möglichkeiten, einen Kunststoffschacht einzubauen. Der im Design des Ellbogenknotens vorgesehene Schacht dürfte sich aufgrund seiner Position am besten eignen.

#### 9.5.2 Diskussion der Variante »Muskeln extern«

Auch für die Gestaltung der Trägerstruktur für das Konzept »Muskeln extern« wurde aufgrund der erwähnten Vorteile festgelegt, eine symmetrische Querschnittstopologie zu verwenden.

Es wurde die Möglichkeit untersucht, ein geeignetes, geschlossenes Hohlkammerprofil in Pultrusionstechnik herzustellen. Dies ist zwar mit einigen fertigungstechnischen Herausforderungen verbunden, aber prinzipiell möglich. Ein großes Manko des Optimierungsergebnisses ist, dass sich lokale Materialanhäufungen, wie sie in Zone ⑤ erforderlich sind, im Fertigungsprozess nur schwer integrieren lassen. Um die Rovings über die Gesamtlaminatdicke gleichmäßig verteilt einzuziehen, müssen Anteile davon jeweils zwischen den Geleghalbezeugen zugeführt werden. Aus fertigungstechnischen Gründen müssen die Gelegeschichten jedoch möglichst konstant entlang des Profilumfangs verteilt sein, was unter anderem restriktive Optimierungsetups mit

wenig Gestaltungsfreiraum erforderte.

Obwohl im letzten Optimierungsschritt erlaubt wurde, in den Zonen mit größtem Trägheitsradius zusätzliches Gelegematerial einzusetzen, stellte sich heraus, dass eine Anhäufung von UD-Rovingmaterial in Zone ② immer noch zielführender (Massenreduktion bei Erreichung der Steifigkeitsanforderungen) ist. Die daraus entstehenden Faserorientierungen sind jedoch nicht als beanspruchungsgerecht zu bezeichnen. Dies betrifft insbesondere die Lasteinleitungszonen an den Profilschultern (Zone ②). An den Fringeplots zu den Versagensindizes (und zu den Elementspannungen, nicht Teil der Dokumentation) ist klar ersichtlich, dass hier besonders große Spannungskonzentrationen entstehen. Bei der Entwicklung von Knotenbauteilen müsste unbedingt darauf Rücksicht genommen und eine Detailstudie zur passenden Flanschgestaltung durchgeführt werden, um diese Spannungsspitzen abbauen zu können. Die Klebung wird aufgrund der ungleichmäßigen Beanspruchung und auch zu erwartender Verwölbung des Profils bei kombinierter Beanspruchung potentiell gefährdet sein. Eine umlaufende Einspannung, wie sie in Kapitel 7 angedacht wurde, würde die Verwölbung des Profils behindern, erschwert jedoch wiederum die Herstellung der Knotenbauteile. In diesen Punkten liegen die Rohrstrukturen der Varianten »Muskeln intern« klar im Vorteil.

Weiters ist es beinahe als Designfehler zu bezeichnen, in einer schmalen Zone wie ② in Relation derart viel UD-Material anzuhäufen. Es war jedoch nötig, um eine mit den »Muskeln intern«-Varianten konkurrenzfähige Strukturmasse zu erreichen. Die lokalen Unterschiede in den Steifigkeiten führen in den Übergangszonen unmittelbar zu interlaminaeren Schubspannungen. Die technologische Beschränkung auf Faserorientierungen von  $0^\circ$ ,  $+45^\circ$  und  $-45^\circ$  bringt den Nachteil mit sich, dass die Normalspannungen in Querrichtung des Materialkoordinatensystems erheblich höhere Beträge haben als dies bei den optimierten Layups der gewickelten Rohre der Fall ist. Auch beim pultrudierten Rohrprofil zeigte sich dieses Problem nicht.

Für die Knotenbauteile wurden keine Topologieoptimierungen durchgeführt, da deren Entwurf leichter als bei der Variante »Muskeln intern« fällt. Durch die offene Bauweise ist die Zugänglichkeit zu Muskeln und Sensoren direkt gegeben. Die Verkleidung entlang der Trägerstruktur wird durch selbige nicht vollständig ersetzt. Es ist daher notwendig, Abdeckungen für Beuger- wie Streckermuskel anzubringen, die an mehreren Stellen entlang des Profils verbunden werden müssten.

Anfangs wurde überlegt, solche Abdeckungen als tragende Strukturen zu integrieren, es scheint jedoch keine geeignete Verbindungstechnik zu geben, um Schub zwischen Träger und Abdeckung übertragen zu können, zumal punktförmige Verbindungen weitere Probleme mit sich brächten (Spannungskonzentration, lokale Schwächung der Trägerstruktur, etc.).

#### Aspekte zu weiteren, nicht-strukturellen Komponenten

Der größte Vorteil der »Muskeln extern« Anordnung ist die praktische Handhabung im Produktiveinsatz:

- Die Muskeln sind oben wie auch unten leicht zugänglich und können sofort ohne Ausbau inspiziert werden.

- Die Trägerstruktur dient gleichzeitig als Führung der drucklosen Muskeln.
- Die Hohlkammern des Querschnitts können gleichzeitig als Kabelkanal verwendet werden, sofern die Knotenbauteile entsprechende Aussparungen erlauben.

Der Seilzugsensor müsste jedoch, wie für die andere Variante beschrieben, voraussichtlich durch ein anderes System ersetzt werden.

## 10 Zusammenfassung der Diplomarbeit

In der vorliegenden Arbeit wurden für zwei verschiedene Topologien der tragenden Oberarmstruktur optimierte Trägerstrukturen aus kohlefaserverstärkten Kunststoffen entwickelt.

In Kapitel 2 wurden der Ist-Stand zur Oberarmkonstruktion in den relevanten Details beschrieben sowie Ziele der Arbeit definiert.

Da die zu entwickelnden Strukturen hinsichtlich Festigkeit und Steifigkeit zumindest die mechanischen Eigenschaften des im bestehenden Roboterarm eingesetzten Stahlrohrs aufweisen mussten, wurden zunächst in Kap. 3 alle abzuleitenden Vergleichsparameter bestimmt. Für die Beurteilung der Festigkeit wurden, um den Aufwand in den Simulationen zu begrenzen, wenige, in Bezug auf die Versagenssicherheiten ungünstigste Betriebslastfälle entwickelt. Diese bestehen aus der Einleitung kombinierter Belastungen am freigeschnittenen Ellbogengelenk und wurden als Reaktionslasten zu den maximal möglichen Aktuatormomenten berechnet.

Im Kapitel 4 erfolgte nach einer Recherche der Grundlagen zur numerischen Strukturoptimierung eine kurze Einführung in die Thematik mit Erläuterung aller, innerhalb der Arbeit verwendeten Optimierungsdisziplinen inklusive relevanter Steuerparameter.

Ab Kapitel 5 werden die konkreten Arbeitsschritte an den neuen Strukturen beschrieben. Zunächst wurden alle benötigten Materialdaten zusammengetragen und in Absprache mit den Herstellerfirmen PEAKTECHNOLOGY und RÖCHLING ENGINEERING PLASTICS die Grenzen für die Herstellungsverfahren der Wickeltechnik und des Pultrudierens ausgelotet.

Darauf aufbauend wurde mit den Optimierungen begonnen. Für die Konfiguration »Muskeln intern« wurden ausschließlich Rohrquerschnitte verwendet, die sowohl entlang des Umfangs wie auch der Länge konstanten Lagenaufbau aufweisen. Für das Setup der Optimierungen bedeutete dies, dass mit wenigen Designparametern gearbeitet werden konnte, die entweder mit der Dicke oder mit dem Winkel einer Einzelschicht verknüpft wurden.

Nach einigen Tests an Minimalbeispielen zeigte sich, dass es das Optimierungsverfahren nicht zulässt, beliebige Kombinationen von Designparametern innerhalb eines Optimierungslaufs zu verwenden. Dies war auf die Gestalt der Zielfunktion zurückzuführen, die durch die Anzahl und Lage der Extrema in Bezug auf die Startwerte der Designparameter über den Erfolg, also die Tendenz, gegen das gesuchte globale Minimum zu konvergieren, entscheidet.

Daher wurde in aufeinanderfolgenden Schritten — fallweise auch mit gezwungenermaßen geänderter Zielfunktion — optimiert. Von einem Ergebnis ausgehend wurde unmittelbar auf das nächste Setup geschlossen. Auf diese Weise konnten jeweils am Ende konkrete Lagenaufbauten abgeleitet werden, deren Steifigkeiten und Festigkeiten überprüft und dokumentiert wurden. Für das Konzept »Muskeln intern«, dessen Trägerstruktur alle anderen Komponenten um-

schließt, wurden weiters anhand von Topologieoptimierungen geometrische Lösungen für die Knotenbauteile ermittelt, die die Montierbarkeit aller Komponenten auch weiterhin ermöglichen. Die dazu nötigen Arbeiten umfassten die Konstruktion von Designspaces, die Erstellung eines darauf aufbauenden FE-Modells sowie die Optimierung mit jeweils zwei unterschiedlichen Setups.

Für das Konzept »Muskeln extern« wurde in Kap. 7 ein detaillierteres Modell erstellt, das die den verfügbaren Halbzeugen entsprechenden Dickenanteile des Laminats als Designparameter verwendet. Da der Lagenaufbau zwar über die Länge, aber nicht entlang der Umfangsrichtung des Profils konstant sein musste, wurde das Modell in 8 unabhängige Zonen unterteilt und optimiert. Die Ergebnisse ließen nur schwierig zu fertigende Konkretisierungen zu, was zu der Schlussfolgerung führt, dass der Variante »Muskeln intern« aufgrund der technischen Parameter eindeutig der Vorzug gegeben werden sollte. Auch im Gesamtkonzept überzeugt diese Variante besser, da die hochgradige Integralbauweise die Summe der Bauteile stark reduziert und vor allem auf diesem Weg Masse eingespart werden kann.

In Kapitel 8 wurde schließlich untersucht, wie sehr sich die Masse verändert, wenn ein Stahlrohr unter Beibehaltung der Steifigkeiten mit Aluminiumschaum befüllt wird (gleichzeitig wird die Wandstärke des Rohrs reduziert). Diese Änderung führt in jedem Fall zu Massenerhöhungen, insofern bietet sie keine Vorteile. Eine stark vereinfachte, einachsige Bewertung der Spannungen im Schaum zeigt, dass die Plateauspannung des Schaums nicht überschritten wird und bei den gegebenen Lasten somit kein Versagen durch Kollabieren der Zellen eintreten sollte. Ob und wie eine Schaumfüllung besonders dünnwandiger Strukturen zur Erhöhung der Stabilität beitragen könnte, müsste separat geklärt werden. Auch in Hinblick auf das Dämpfungsvermögen von Schwingungen könnte sich eine Verbesserung einstellen.

Um die Qualitäten der verschiedenen Lösungen besser beurteilen zu können, wurden in Kap. 9 die wichtigsten mechanischen Parameter wie auch die Kosten verglichen. Mit den in Wickeltechnik gefertigten Lösungen konnten die größten Masseneinsparungen bei gleichzeitig überragenden Werten für die Steifigkeiten und Festigkeiten erreicht werden. Dies liegt vor allem daran, dass diese Technologie vielfältige Möglichkeiten für die Gestaltung des Lagenaufbaus bietet. Einen wesentlichen Beitrag leistet aber auch die veränderte Topologie der »Muskeln intern« Variante, da sie durch den Übergang auf eine Integralbauweise die Funktionen der Außenverkleidung und der tragenden Struktur in einem Bauteil vereint.

Die Anzahl der in Pultrusionstechnik herstellbaren Querschnitte ist durch die verfügbaren Matrizenwerkzeuge beschränkt. Die Herstellung eines Spezialquerschnitts, wie für das H-Profil erforderlich, ist zwar prinzipiell machbar, hat jedoch bei geringen Stückzahlen (wie im konkreten Fall im Bereich 25 – 100 pro Jahr) empfindlich hohen Einfluss auf die Kosten pro Einheit. Günstiger fällt das pultrudierte Rohr aus, da hier auf ein bestehendes Tool zurückgegriffen werden kann. Die Massenersparnis der Trägerstruktur reicht nicht an jene der gewickelten Rohre heran. Zuzüglich einer Beurteilung der Baugruppe, die die Verkleidung miteinbezieht, ist aber auch diese Lösung durchaus konkurrenzfähig.

# Literaturverzeichnis

- [1] DIN 50134: Prüfung von metallischen Werkstoffen - Druckversuch an metallischen zellularen Werkstoffen.  
Beuth Verlag.
- [2] EN 10305-1:2002: Präzisionsstahlrohre, Technische Lieferbedingungen, Teil 1: Nahtlose kaltgezogene Rohre.  
Beuth Verlag.
- [3] Altair Engineering Inc.  
ALTAIR HYPERWORKS 9.0 *Help*, 2008.
- [4] J. S. Arora.  
*Optimization of Structural and Mechanical Systems*.  
World Scientific, 2007.
- [5] K. K. Chawla.  
*Composite Materials: Science and Engineering*.  
Springer-Verlag, 1987.
- [6] T. Daxner.  
*Multi-Scale Modeling and Simulation of Metallic Foams*, volume 18 of *Fortschritt-Berichte VDI*.  
VDI, 2003.
- [7] L. J. Gibson, M. F. Ashby, and M. Ashby.  
*Cellular Solids: Structure and Properties*.  
Cambridge University Press, 2 edition, 9 1997.
- [8] B. Grösel.  
*Höhere Konstruktionslehre und Produktentwicklung, Skriptum zur Vorlesung 307.007*.  
Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik, 2006.
- [9] L. Harzheim.  
*Strukturoptimierung*.  
Deutsch Harri GmbH, 1 2007.
- [10] T. Hipke, G. Lange, and R. Poss.  
*Taschenbuch für Aluminiumschäume*.  
Aluminium-Verlag Düsseldorf, 1 edition, 11 2007.
- [11] E. Koza, M. Leonowicz, S. Wojciechowski, and F. Simancik.  
Compressive strength of aluminium foams.  
*Materials Letters*, 58(1-2):132 – 135, 2004.
- [12] A. Luxner.  
Optimierung von Faserverbundbauteilen mit Genetischen Algorithmen.  
Master's thesis, Technische Universität Wien, 2003.
- [13] M. Munzinger.  
*Optimierung von Klebeverbindungen nach dem Vorbild der Natur*.

- PhD thesis, Universität Karlsruhe, 2005.
- [14] W. Nachtigall.  
*Bionik: Grundlagen und Beispiele für Ingenieure und Naturwissenschaftler.*  
Springer, 1998.
- [15] G. Niederstadt, J. Block, and B. Geier.  
*Ökonomischer und ökologischer Leichtbau mit faserverstärkten Polymeren. Gestaltung, Berechnung und Qualifizierung.*  
Expert-Verlag, 1 1997.
- [16] N. Osawa.  
Study on shell solid coupling FE analysis for fatigue assessment of ship structure.  
*Marine Structures*, 20:143–136, 2007.
- [17] Pahl/Beitz.  
*Konstruktionslehre - Grundlagen erfolgreicher Produktentwicklung, Methoden und Anwendung.*  
Springer, 7 edition, 2007.
- [18] A. Puck.  
*Festigkeitsanalyse von Faser-Matrix-Laminaten. Modelle für die Praxis.*  
Carl Hanser, 1996.
- [19] A. Schumacher.  
*Optimierung mechanischer Strukturen: Grundlagen und industrielle Anwendungen.*  
Springer, 1 edition, 9 2004.
- [20] H. Schürmann.  
*Konstruieren mit Faser-Kunststoff-Verbunden.*  
Springer, 2008.
- [21] U. Seiffert and G. Rainer, editors.  
*Virtuelle Produktentstehung für Fahrzeug und Antrieb im Kfz: Prozesse, Komponenten, Beispiele aus der Praxis.*  
Vieweg+Teubner, 1 edition, 4 2008.
- [22] I. Skrna-Jakl.  
*Leichtbau mit faserverstärkten Werkstoffen, Skriptum zur Vorlesung 317.013.*  
Institut für Leichtbau und Struktur-Biomechanik, 2007.
- [23] H. Stachel.  
*Geometrische Kinematik, Skriptum zur Vorlesung 112.015.*  
Institut für diskrete Mathematik und Geometrie, TU Wien, 2006.
- [24] Steger/Sieghart/Glauning.  
*Technische Mechanik 3 - Thermodynamik, Festigkeitslehre, Schwingungen.*  
B. G. Teubner Stuttgart Leipzig, 1999.
- [25] W. Wimmer and R. Züst.  
*ECODESIGN Pilot: Product-Investigation-, Learning- and Optimization-Tool for Sustainable Product Development.*  
Springer, 1 edition, 1 2003.