



**Deutsches Zentrum  
DLR für Luft- und Raumfahrt**

# Dynamische Auslegung eines Heliostaten unter Berücksichtigung der fluktuierenden Windlasten mittels FEM-Simulation

Bachelorarbeit zur Erlangung des akademischen Grades

*Bachelor of Engineering*

im Studiengang Allgemeiner Maschinenbau

an der Fakultät für Informatik und Ingenieurwissenschaften  
der Technischen Hochschule Köln

vorgelegt von: Justus Blum  
Matrikel-Nr.: 11149669  
Adresse: Wilhelmstraße 7  
53819 Neunkirchen-Seelscheid  
justus.blum@smail.th-koeln.de

eingereicht bei: Prof. Dr. Axel Wellendorf  
Zweitgutachter: Dr. Andreas Pfahl

Jülich, 17.07.2024

## Erklärung

Ich versichere, die von mir vorgelegte Arbeit selbstständig verfasst zu haben. Alle Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus veröffentlichten oder nicht veröffentlichten Arbeiten anderer oder der Verfasserin/des Verfassers selbst entnommen sind, habe ich als entnommen kenntlich gemacht. Sämtliche Quellen und Hilfsmittel, die ich für die Arbeit benutzt habe, sind angegeben. Die Arbeit hat mit gleichem Inhalt bzw. in wesentlichen Teilen noch keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegen.

Jülich, 17.07.2024

---

Ort, Datum



---

Unterschrift

## Kurzfassung

Die Problemstellung dieser Thesis umfasst die Auslegung eines Heliostaten. Basierend auf einer im Windkanal gemessenen Druckverteilungszeitreihe wird die Dimensionierung vorgenommen. Es wird das Ziel verfolgt, dass der Heliostat dem vorgegebenen Lastfall standhält. Die Bauteile der Konstruktion dürfen aufgrund der entstehenden Spannungen nicht versagen. Ebenfalls soll eine Überdimensionierung vermieden werden, um Material und Kosten einsparen zu können. Zur Lösung der Problemstellung wird eine zeitabhängige FEM-Simulation entwickelt. Durch die transiente Berechnung des Modells wird die Berücksichtigung der Dynamik des Heliostaten vollzogen. Um die Rechenzeiten bei ausreichender Genauigkeit gering zu halten, werden geeignete Element-Typen ausgewählt. Durch Netzstudien werden die erforderlichen Elementgrößen bestimmt. Mittels einer Modalanalyse wird untersucht, ob kritische Resonanzeffekte ausgeschlossen werden können. Zudem sind die Moden die Basis für eine effiziente Berechnungsmethode der modalen Superposition. Die Dimensionierung der Bauteile kann auf Basis der Von-Mises-Vergleichsspannung durchgeführt werden. Dabei werden Anpassungen an der Konstruktion vorgenommen. Es werden sowohl Verstärkungen als auch Minderungen der Wandstärken vorgenommen. Daraus resultiert ein optimierter Heliostat. Zusätzlich wird ein Konzept zur Bestimmung der kritischsten Zeitpunkte einer Druckverteilungszeitreihe entwickelt. Dafür wird ein vereinfachtes FEM-Modell herangezogen, um einen längeren Zeitraum analysieren zu können.

*Schlagerwörter:* Heliostat, konzentrierende Solartechnologie, solarthermische Kraftwerke, Finite Elemente Methode, Dynamik, Optimierung, Auslegung, Simulationsmodell

# Inhalt

<b>Erklärung</b> .....	<b>I</b>
<b>Kurzfassung</b> .....	<b>II</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b> .....	<b>VI</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b> .....	<b>X</b>
<b>Nomenklatur</b> .....	<b>XI</b>
Formelzeichen.....	XI
Abkürzungen.....	XII
<b>1 Zielsetzung</b> .....	<b>14</b>
<b>2 Stand der Technik</b> .....	<b>15</b>
2.1 Solartechnik .....	15
2.2 Solarthermische Kraftwerke .....	15
2.2.1 Parabolrinnenkraftwerk .....	16
2.2.2 Solarturmkraftwerk.....	17
2.2.3 Heliostaten.....	18
2.2.4 Heliostat-Prototyp des DLR.....	19
2.3 Finite Elemente Methode .....	21
2.3.1 Analyseformen .....	22
2.3.2 Festigkeitshypothesen .....	24
2.3.3 Defeaturing .....	24
2.3.4 Vernetzung .....	25
2.3.5 Verbundkontakt.....	28
2.3.6 Singularitäten.....	29
<b>3 Modellbildung</b> .....	<b>31</b>
3.1 Statische Analyse .....	31
3.1.1 Geometrie .....	32
3.1.2 Materialien .....	40
3.1.3 Massen .....	44
3.1.4 Kontakte .....	46
3.1.5 Randbedingungen.....	49
3.1.6 Klebefläche .....	52
3.1.7 Verrundungen .....	54
3.1.8 Vernetzung .....	56
3.1.9 Fokussierung der Ergebnisse.....	60
3.1.10 Netzstudie .....	63
3.1.11 Geometrische Überprüfung des Netzes .....	69
3.2 Modalanalyse.....	71

3.2.1 Übertragung in die Modalanalyse.....	71
3.2.2 Randbedingungen.....	72
3.2.3 Analyseeinstellungen .....	72
3.2.4 Ergebnisbereich .....	73
3.2.5 Fazit.....	73
3.3 Transiente Analyse .....	73
3.3.1 Übertragung in die modale Superposition .....	73
3.3.2 Randbedingungen.....	74
3.3.3 Analyseeinstellungen .....	75
3.3.4 Ergebnisbereich .....	75
3.4 Validierung der Schalenelemente.....	76
3.5 Fazit Modellbildung .....	77
<b>4 Auslegung .....</b>	<b>79</b>
4.1 Festigkeitshypothese .....	80
4.1.1 Baustahl S235JR .....	80
4.1.2 Glas .....	80
4.2 Festigkeitsbetrachtung des Solarglas.....	81
4.3 Einfluss der Wandstärke auf die Spannungen im C-Profil „komplex“ .....	81
4.4 Einfluss der Wandstärke auf die Spannungen im C-Profil „Seite“ .....	85
4.5 Einfluss der Wandstärke auf die Spannungen im C-Profil „kurz“ .....	87
4.6 Einfluss der Wandstärke auf die Spannungen im C-Profil „außen“ .....	88
4.7 Festigkeitsbetrachtung des C-Profils „außen-längs“ .....	90
4.8 Einfluss der Wandstärke auf die Spannungen im C-Profil „mittig“.....	91
4.9 Einfluss einer Abkantung und der Wandstärke auf die Spannungen in den Halterungen .....	92
4.10 Festigkeitsbetrachtung der Auflagefläche.....	94
4.11 Einfluss der Wandstärke auf die Spannungen in der Motorbox .....	95
4.12 Auslegung der Traversen .....	96
4.12.1 Einfluss der Klammern auf die Spannungen in den Traversen .....	98
4.12.2 Einfluss der Zapfen auf die Spannungen in den Traversen .....	99
4.13 Einfluss der Anpassungen an den Zapfen auf die Spannungen in den Zapfen.	101
4.14 Einfluss der Anpassung der Klammern auf die Spannungen in den Klammern	104
4.15 Einfluss der Klammern auf die Spannungen im Innenring .....	106
4.16 Festigkeitsbetrachtung des Stützrohrs .....	108
4.17 Modalanalyse.....	108
4.18 Fazit.....	109
<b>5 Konzept zur Ermittlung des kritischsten Zeitpunkts.....</b>	<b>111</b>
5.1 Vergrößerung des Netzes .....	111
5.2 Verringerung der Moden .....	112
5.3 Verlängerung des Zeitschritts.....	112
5.4 Auswertung.....	112
5.5 Fazit.....	114

<b>6 Zusammenfassung und Ausblick.....</b>	<b>115</b>
<b>7 Literaturverzeichnis.....</b>	<b>116</b>
<b>Anhang.....</b>	<b>119</b>

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Legende .....	13
Abbildung 2: Solarthermische Kraftwerke [4] .....	16
Abbildung 3: Solarturmkraftwerk [4] .....	17
Abbildung 4: Aufbau Heliostaten [5] .....	18
Abbildung 5: Heliostat-Prototyp des DLR [9] .....	19
Abbildung 6: Azimutantrieb [9] .....	20
Abbildung 7: Elevationsantrieb [9] .....	21
Abbildung 8: Seitenverhältnis [19] .....	27
Abbildung 9: Jacobi Elemente [19] .....	28
Abbildung 10: Verbundkontakt nicht konformes Netz [27] .....	29
Abbildung 11: Statisch-mechanische Analyse .....	32
Abbildung 12: Heliostat Ursprungs-CAD-Modell .....	32
Abbildung 13: Vereinfachung Stützrohr und Boden .....	33
Abbildung 14: Innenring Vereinfachung .....	33
Abbildung 15: Aufsatz vorher .....	34
Abbildung 16: Traversen vorher .....	34
Abbildung 17: Hülse Vereinfachung .....	35
Abbildung 18: Zapfen Vereinfachung .....	35
Abbildung 19: Gleitlager Vereinfachung .....	35
Abbildung 20: Traversen Nachher .....	36
Abbildung 21: Elevationsantrieb Vereinfachung .....	36
Abbildung 22: C-Profil Vereinfachung .....	37
Abbildung 23: CAD-Modell vereinfacht .....	37
Abbildung 24: Fläche Halterung .....	39
Abbildung 25: Flächen Elevationsantrieb .....	39
Abbildung 26: Flächen Pylone .....	40
Abbildung 27: Modell Schalenelemente .....	40
Abbildung 28: Materialdaten Baustahl und Glas .....	41
Abbildung 29: Materialdaten Iglidur G und Iglidur I3 .....	42
Abbildung 30: Sikasil AS-785 .....	42

Abbildung 31: Geometrie.....	43
Abbildung 32: Punktmasse Spindel & Elevationsmotor .....	45
Abbildung 33: Punktmasse Azimutmotor und Getriebe.....	46
Abbildung 34: Kontaktdefinition .....	47
Abbildung 35: Kontakt Abstand .....	48
Abbildung 36: C-Profil mittig .....	48
Abbildung 37: Kontakte .....	49
Abbildung 38: Daten Windkanal .....	50
Abbildung 39: Skizze Aufteilung Spiegelfläche .....	51
Abbildung 40: Druckverteilung statisch.....	52
Abbildung 41: Spannungszustand C-Profil ohne Klebefläche .....	53
Abbildung 42: Plausibilitätskontrolle Klebefläche .....	54
Abbildung 43: Spannungszustand C-Profil mit Klebefläche .....	54
Abbildung 44: Verschärfte Kanten .....	55
Abbildung 45: Verrundungen C-Profil .....	56
Abbildung 46: Verrundungen Netz.....	56
Abbildung 47: Konformes Netz Baugruppen.....	57
Abbildung 48: Elementgrößen .....	58
Abbildung 49: Verfeinerung C-Profile .....	59
Abbildung 50: Verfeinerung Traversen .....	59
Abbildung 51: Verfeinerung Stützrohr.....	60
Abbildung 52: Auftreffen C-Profile .....	61
Abbildung 53: Singularitäten Profile.....	62
Abbildung 54: Ergebnisbereich C-Profile .....	63
Abbildung 55: Netzstudie Solarglas.....	64
Abbildung 56: Netzstudie C-Profile.....	64
Abbildung 57: Netzstudie Auflagefläche .....	65
Abbildung 58: Netzstudie Traversen.....	66
Abbildung 59: Netzstudie Halterungen .....	67
Abbildung 60: Netzstudie Klammern .....	67
Abbildung 61: Netzstudie Innenring.....	68



Abbildung 62: Stützrohr .....	68
Abbildung 63: Seitenverhältnis Heliostat gesamt .....	69
Abbildung 64: Seitenverhältnis Nahaufnahme .....	70
Abbildung 65: Jacobi Verhältnis Heliostat gesamt .....	70
Abbildung 66: Jacobi Verhältnis Nahaufnahme .....	71
Abbildung 67: Modalanalyse .....	72
Abbildung 68: Konvergenzstudie Moden .....	72
Abbildung 69: Transiente Analyse .....	74
Abbildung 70: Druckverteilungszeitreihe .....	74
Abbildung 71: Ergebnisbereich transient .....	76
Abbildung 72: Vergleich Volumenelemente (Oben) und Schalenelemente (Unten) ..	77
Abbildung 73: Solarglas 4 mm .....	81
Abbildung 74: C-Profil komplex 1 mm .....	82
Abbildung 75: C-Profil komplex 1,5 mm .....	84
Abbildung 76: C-Profil Seite 1 mm .....	85
Abbildung 77: C-Profil Seite 1,5 mm .....	86
Abbildung 78: C-Profil kurz 1 mm .....	87
Abbildung 79: C-Profil kurz 0,5 mm .....	87
Abbildung 80: C-Profil außen 1 mm .....	88
Abbildung 81: C-Profil außen 0,5 mm .....	89
Abbildung 82: C-Profil außen-längs 1 mm .....	90
Abbildung 83: C-Profil mittig 1 mm .....	91
Abbildung 84: C-Profil mittig 0,5 mm .....	92
Abbildung 85: Halterung 1,5 mm .....	92
Abbildung 86: Halterung 2 mm & Abkantung .....	94
Abbildung 87: Auflagefläche .....	94
Abbildung 88: Motorbox 2 mm .....	95
Abbildung 89: Motorbox 1 mm .....	96
Abbildung 90: Traversen vorher .....	97
Abbildung 91: Einfluss Klammern vorher .....	98
Abbildung 92: Anpassung Klammern .....	98

Abbildung 93: Einfluss Klammern nachher .....	99
Abbildung 94: Einfluss Zapfen vorher .....	99
Abbildung 95: Anpassung Zapfen.....	100
Abbildung 96: Einfluss Zapfen nachher .....	100
Abbildung 97: Traversen nachher.....	101
Abbildung 98: Zapfen vorher .....	102
Abbildung 99: Zapfen nachher .....	103
Abbildung 100: Klammern vorher .....	104
Abbildung 101: Klammern nachher .....	105
Abbildung 102: Innenring vorher.....	106
Abbildung 103: Innenring nachher.....	107
Abbildung 104: Stützrohr 0,5 mm .....	108
Abbildung 105: Moden .....	109
Abbildung 106: Eckpunkt 1 präzise (oben) und vereinfacht (unten) .....	113
Abbildung 107: Eckpunkt 2 präzise (oben) und vereinfacht (unten) .....	113

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Zusammenfassung Modell .....	78
Tabelle 2: Basiskonfiguration Wandstärken.....	79
Tabelle 3: Ergebnis Auslegung Wandstärken .....	110
Tabelle 4: Elementgrößen Modellkonzept .....	111

## Nomenklatur

### Formelzeichen

$a_r$	Seitenverhältnis / Aspect Ratio
$C$	Dämpfung [kg/s]
$E$	Elastizitätsmodul [MPa]
$F$	Kraft [N]
$f_{max}$	maximale Frequenz [Hz]
$i$	Anzahl der Moden
$K$	Steifigkeit [N/mm]
$l_{max}$	maximale Kantenlänge [mm]
$l_{min}$	minimale Kantenlänge [mm]
$M$	Massenmatrix [kg]
$m$	Masse [kg]
$m_A$	Masse Abdeckung [kg]
$m_{eff}$	effektive Masse [kg]
$m_{ges}$	Gesamtmasse [kg]
$m_p$	Masse Planetenrad [kg]
$m_s$	Masse Sonnenrad [kg]
$n$	Elementgröße [mm]
$R_{a1}$	Außenradius (Wandstärke 1mm) [mm]
$R_{a1,5}$	Außenradius (Wandstärke 1,5mm) [mm]
$R_e$	Streckgrenze [MPa]
$R_i$	Innenbiegeradius [mm]
$R_{m1,5}$	Radius in der Mitte des Profils (Wandstärke 1,5mm) [mm]
$S$	Sicherheitsfaktor
$t$	Wandstärke [mm]
$t_{step}$	Zeitschritt [s]
$u$	Verschiebung [mm]

$V$	Volumen [ $mm^3$ ]
$V_A$	Volumen Abdeckung [ $mm^3$ ]
$V_p$	Volumen Planetenrad [ $mm^3$ ]
$V_s$	Volumen Sonnenrad [ $mm^3$ ]
$\varepsilon$	Dehnung
$\nu$	Verhältnis effektive Masse zu Gesamtmasse
$\rho$	Dichte [ $\frac{kg}{mm^3}$ ]
$\rho_E$	Dichte Edelstahl [ $\frac{kg}{mm^3}$ ]
$\rho_{HDPE}$	Dichte Polyethylen hoher Dichte [ $\frac{kg}{mm^3}$ ]
$\rho_{POM}$	Dichte Polyoxymethylene [ $\frac{kg}{mm^3}$ ]
$\sigma$	Von-Mises-Vergleichsspannung [MPa]
$\sigma_{VGEH}$	Von-Mises-Vergleichsspannung [MPa]

### Abkürzungen

CAD	Computer Aided Design
CPV	Concentrated Photovoltaic
CSP	Concentrated Solar Power
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
FE	Finite-Elemente
FEM	Finite-Elemente-Methode
GEH	Gestaltsänderungshypothese
HDPE	Polyethylen hoher Dichte / high density polyethylene
MPC	Multi Point Constraints
MSUP	Modale Superposition
POM	Polyoxymethylene

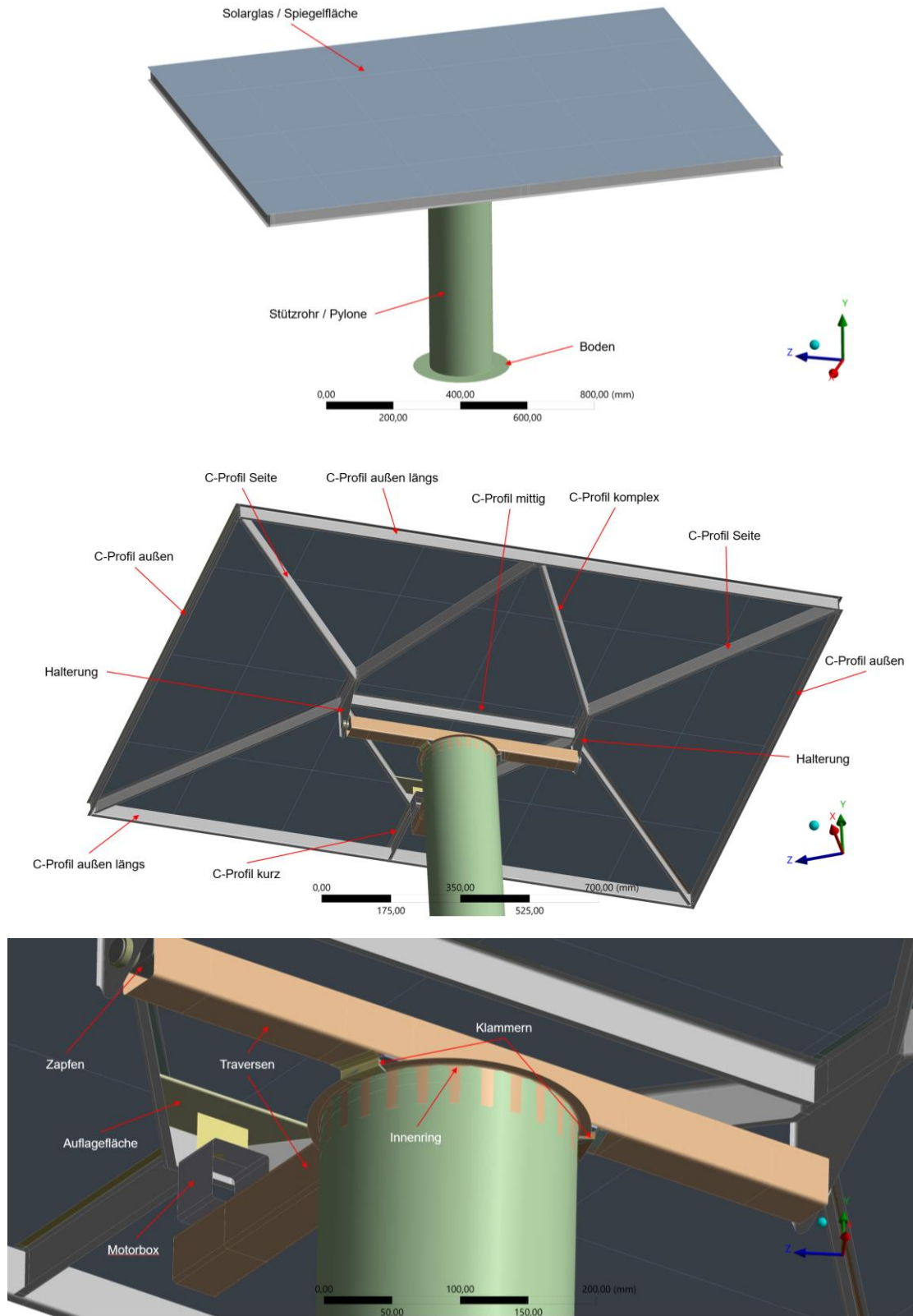


Abbildung 1: Legende

# 1 Zielsetzung

Aufgrund des Klimawandels ist es unabdingbar Forschungen bezüglich erneuerbarer Energien durchzuführen. Solarthermische Kraftwerke stellen dabei einen Baustein zur klimaneutralen Energieversorgung dar. Heliostaten sind essenzielle Bestandteile dieser Kraftwerke. In dieser Thesis wird demnach die Auslegung eines Heliostaten unter Berücksichtigung der Windlasten angestrebt. Hierfür wird eine zeitabhängige Simulation nach der Finite Elemente Methode mit der Software ANSYS berechnet. Als Grundlage dieser Berechnung dienen ein CAD-Modell des Heliostaten und eine Druckverteilungszeitreihe, welche in einem Windkanal gemessen wurde. Diese Druckverteilungszeitreihe gibt den Druck, in Abhängigkeit der Zeit, auf die Spiegelfläche des Heliostaten an. Da der Heliostat beweglich ist, soll zur Vereinfachung lediglich eine Position des Heliostaten untersucht werden. Dabei handelt es sich um die Stow-Position, in die sich der Heliostat bei maximalen Windlasten bewegt. Aufgrund des hohen Kostendrucks der erneuerbaren Energien ist das Ziel der Arbeit, eine möglichst kostengünstige Dimensionierung des Heliostaten zu erreichen. Da das Material einen großen Kostenfaktor darstellt, soll die Auslegung unter möglichst optimalen Materialeinsatz erfolgen, woraus ein niedriges Gewicht und niedrige Kosten resultieren sollen. Dabei wird die Anpassung der Wandstärken eine große Rolle spielen. Zusätzlich soll ein Versagen von Bauteilen vermieden werden. So kann es zu einer teilweisen Verstärkung oder Schwächung der Bauteile kommen, um keine Über- oder Unterdimensionierung zu erzeugen. Ebenso wird eine Modalanalyse angestrebt, um das Modell auf unerwünschte Resonanzeffekte zu untersuchen. Da die bisherige Auslegung des Heliostaten lediglich analytisch erfolgte, soll ebenfalls ein updatestabiles und effizientes Berechnungsmodell aufgebaut werden, welches auch nach der Auslegung für weitere Betrachtungen genutzt werden könnte.

## 2 Stand der Technik

Im folgenden Kapitel wird auf den Stand der Technik der in der Arbeit vorkommenden Themengebiete eingegangen und dadurch ein Rahmen für die Bachelorarbeit geschaffen.

### 2.1 Solartechnik

Der Schutz des Klimas ist eine zentrale Herausforderung bei der Bereitstellung von flächendeckender Energie. Daher müssen für jede Klimazone passende Maßnahmen entwickelt werden, um erneuerbare Energien produzieren zu können. In der Solartechnik wird zwischen thermischen und photoelektrischen Absorbern unterschieden. Anlagen mit photoelektrischen Absorbern, sogenannte Photovoltaikanlagen, wandeln die Sonnenenergie unmittelbar in elektrische Energie um. Anlagen mit thermischen Absorbern, welche im englischen CSP (concentrated solar power) genannt werden, nutzen dahingegen die Sonnenenergie, um möglichst viel thermische Energie zu erzeugen [1]. Die Kosten für Windkraft und PV-Anlagen sind in den vergangenen Jahren deutlich gesunken, wodurch es zu einer starken Zunahme dieser Anlagen kam. Dies resultiert in starken Schwankungen in der Stromverfügbarkeit durch schwankende Windgeschwindigkeiten bzw. inkonstanter Sonneneinstrahlung. Aufgrund dessen und durch den variierenden Stromverbrauch im Tagesverlauf ist es eine große Herausforderung, Versorgungssicherheit zu garantieren. Aus diesem Grund sind solarthermische Kraftwerke ein wichtiger Baustein zur klimaneutralen Energieversorgung [2], denn thermische Energie lässt sich im Vergleich zu elektrischer Energie kostengünstiger speichern. Sie kann mittels eines Speichermediums in thermischen Energiespeichertanks gespeichert und erst bei Bedarf flexibel in Solarstrom umgewandelt werden. Dies führt zu einer besseren Planbarkeit, Versorgungssicherheit und zu einer Kostensenkung des Stroms aus Wind- und Solarenergie [3]. Der Weg, die Sonnenenergie erst in thermische und dann in elektrische Energie umzuwandeln, erscheint zunächst relativ komplex, ist aufgrund der einfachen Möglichkeit der Speicherung der Energie jedoch ein großer Vorteil des Systems [4]. Vor allem durch den starken Abfall der Kosten für solare Technologien sind die erneuerbaren Energien mittlerweile an günstigen Standorten sogar wirtschaftlicher als fossile Energietechniken [5]. Im Folgenden werden sowohl solarthermische Kraftwerke als auch die Funktionsweise von Heliostaten beleuchtet. Daraufhin wird speziell auf den Heliostaten des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt eingegangen.

### 2.2 Solarthermische Kraftwerke

Das Konzept von solarthermischen Kraftwerken beruht darauf, das Sonnenlicht mit Hilfe von Spiegeln zu fokussieren und das dort konzentrierte Sonnenlicht in Form von Wärme



zu nutzen [4]. Dabei ist diffuses Licht ungünstig, da dieses kaum konzentriert werden kann, wodurch diese Anlagen vor allem an Standorten mit einer hohen Anzahl an Sonnenstunden und direkter Sonneneinstrahlung betrieben werden sollten [1]. Je stärker die Konzentration im Brennpunkt, desto höher sind die erreichten Temperaturen. Bei höheren Temperaturen ist das Kraftwerk effektiver. Der Wirkungsgrad steigt somit mit der Konzentration des Lichtes an. Wenn der Wirkungsgrad des Kraftwerks hoch ist, wird weniger Spiegelfläche benötigt, um ausreichend Energie zu erzeugen. Als Kennzahl zur Einordnung der Kraftwerke dient der Konzentrationsfaktor, welcher der Quotient aus der optisch aktiven Fläche und der Absorberfläche ist. Die optisch aktive Fläche beschreibt dabei die Spiegel selbst und die Absorberfläche den Bereich, welcher die konzentrierte Sonnenstrahlung aufnimmt. Ab einem Konzentrationsfaktor größer als zehn müssen die Spiegel beweglich sein, um der Sonne nachgeführt werden zu können [2]. Es ist eine große Herausforderung, das Spannungsfeld zwischen der optischen Präzision der Spiegel, der Resistenz gegen Umwelteinflüsse und der niedrigen Kosten in Einklang zu bringen. Für solarthermische Kraftwerke werden vor allem Parabolrinnen- und Solarturm-Systeme eingesetzt [4].

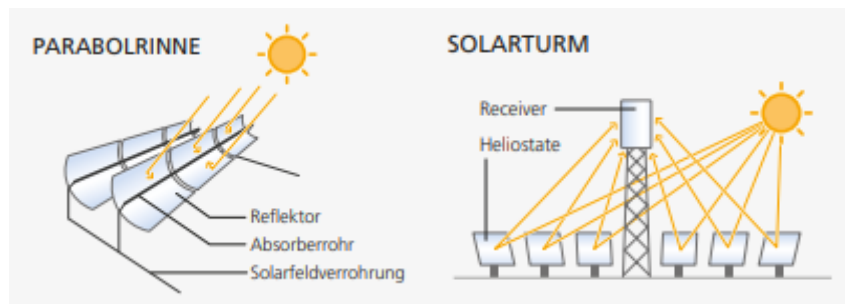


Abbildung 2: Solarthermische Kraftwerke [4]

### 2.2.1 Parabolrinnenkraftwerk

Parabolrinnenkraftwerke (Abbildung 2) sind die bisher am meisten genutzten Kraftwerke [4]. Diese wurden bereits in den 1980er Jahren in Nevada in den Vereinigten Staaten von Amerika genutzt. Sie erreichen eine Betriebstemperatur von bis zu 400°C, ein Konzentrationsverhältnis von 80 bis 100 und müssen somit beweglich sein, um der Sonne folgen zu können [1]. Dabei werden sie einachsigerweise bewegt und fokussieren die Sonne auf eine Brennlinie, welche auf das Absorberrohr fokussiert wird. In dem Absorberrohr befindet sich ein Thermoöl, Flüssigsalz oder bei der Direktverdampfung ein Wasserdampf-Gemisch, welches die Wärme abtransportiert und zur Weiterverarbeitung nutzbar macht [4].

## 2.2.2 Solarturmkraftwerk

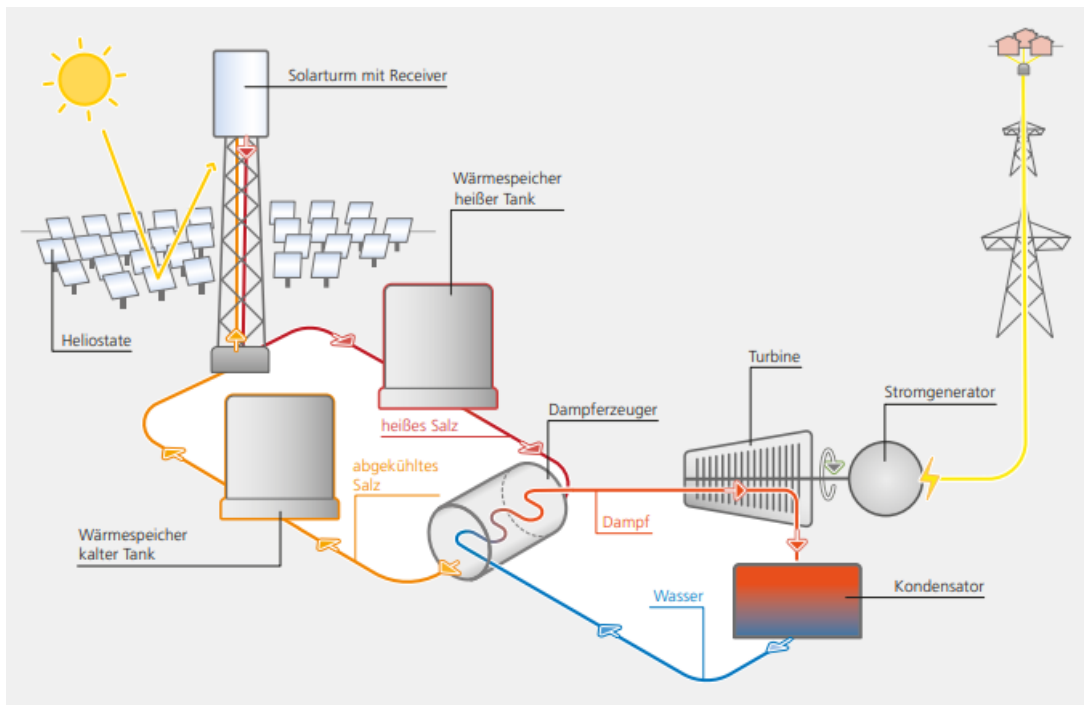


Abbildung 3: Solarturmkraftwerk [4]

Solarturmkraftwerke (Abbildung 3) bestehen aus Spiegeln, welche zweiachsig der Sonne nachgeführt werden können. Diese werden Heliostaten genannt [1]. Ein typisches Solarturmkraftwerk enthält eine Spiegelfläche von  $10^6 m^2$ . Dies resultiert bei den gängigen Heliostatgrößen in mehreren zehntausend Spiegeln [6]. Eine solche Größe des Kraftwerks ist erforderlich, da Dampfturbinen erst ab einer gewissen Größe wirtschaftlich betrieben werden können. Dadurch resultiert eine Nennleistung von 50 bis 200 Megawatt [4]. Des Weiteren ist der Solarturm ein wichtiger Bestandteil. Dieser enthält den Receiver, eine Absorber-Fläche an der Spitze des Solarturms. Auf diesen Receiver werden die Sonnenstrahlen fokussiert. Bei Solarturmkraftwerken werden Konzentrationsverhältnisse von 500 bis 1000 und Absorber-Temperaturen von  $300^\circ C$  bis  $1100^\circ C$  erreicht [1]. Somit ist die Effektivität der Solarturmkraftwerke deutlich höher als von Parabolrinnen-Kraftwerken. Das direkte Sonnenlicht wird am Receiver in Wärme umgewandelt. Dort übernimmt das Wärmeträgermedium die thermische Energie und kann diese weitertransportieren. Als Wärmeträgermedium können Flüssigkeiten, Gase und Feststoffe genutzt werden. Das Wärmeträgermedium kann je nach Bedarf in den Wärmespeicher oder direkt zum Dampferzeuger geleitet werden [3]. Im Dampferzeuger kann aus der thermischen Energie Dampf hergestellt werden, welcher die Turbine antreibt. Diese Turbine treibt wiederum einen Generator an, welcher die kinetische Energie in elektrische Energie umwandelt. Diese elektrische Energie kann für verschiedenste Einsatzzwecke zur Verfügung gestellt werden. In einem Kondensator wird der Dampf wieder in Wasser umgewandelt. Dadurch sind beide Kreisläufe des Systems geschlossen. Das

Wasser kann also im Dampferzeuger wieder in Dampf umgewandelt werden und das abgekühlte Wärmeträgermedium aus dem Dampferzeuger kann im Receiver wieder erhitzt werden [4]. So kann das Kraftwerk zur Stromerzeugung genutzt werden. Eine weitere Möglichkeit ist, die entstandene Wärme für einen thermodynamischen Prozess zu nutzen. Zum Beispiel kann die thermische Energie genutzt werden um die Produktion von synthetischen Kraftstoffen zu ermöglichen [5].

### 2.2.3 Heliostaten

Heliostaten setzen sich aus mehreren Komponenten zusammen. Sie benötigen eine Komponente, welche das Sonnenlicht reflektiert. Dafür werden in der Regel Glasspiegel eingesetzt. Um diese Spiegel zu befestigen, kommt eine Stützstruktur zum Einsatz. Diese Stützstruktur wird meist mit einer Pylone und einem Fundament mit dem Boden verbunden. Zusätzlich werden verschiedenste Antriebe verwendet, um die Heliostaten um zwei Achsen drehen zu können [5]. Durch diese Beweglichkeit um zwei Achsen können die Heliostaten ihren Anforderungen gerecht werden und die Sonne im Tagesverlauf konstant auf einen Punkt fokussieren.



Abbildung 4: Aufbau Heliostaten [5]

Um konkurrenzfähig zu werden, müssen solarthermische Kraftwerke kostengünstig sein. Dieser hohe Kostendruck muss durch mehrere Maßnahmen umgesetzt werden. Da das Heliostatenfeld einen Großteil der Investition ausmacht, ist es bei diesem von besonders großem Vorteil, die Kosten zu senken [6]. Die heutigen Kosten von circa 100 US-Dollar pro  $m^2$  sollen bis 2030 auf die Hälfte reduziert werden. In der Heliostatentwicklung gibt es verschiedenste Ansätze die Kosten möglichst stark zu reduzieren. So wurden bereits Heliostaten von  $2m^2$  bis  $150m^2$  konstruiert [5]. Dabei werden primär zwei Konzepte verfolgt: Einerseits die Vergrößerung der Spiegelfläche je Heliostaten, um mehr Fläche bei gleichbleibender Anzahl an Einzelteilen zu erhalten. Andererseits die Verkleinerung und

Vereinfachung der Heliostaten. Die Entwicklung von kleinen Heliostaten hat gegenüber den großen einige Vorteile. Wird die Seitenlänge der Spiegel erhöht, so erhöht sich die Spiegelfläche quadratisch. Alle anderen Dimensionen müssen im gleichen Verhältnis erhöht werden, um keine höheren Spannungen in Folge der Windlasten in den Bauteilen zu erhalten. Somit geht das Volumen und somit die Masse kubisch im Verhältnis zur Seitenlänge der Spiegel ein, wodurch eine Erhöhung der Spiegelfläche zu deutlich höherem Materialeinsatz pro Spiegelfläche führt. Das Gewicht ist bei den Heliostaten ein Indikator für die Kosten. Folglich haben die kleinen Heliostaten, aufgrund ihres geringeren spezifischen Gewichts, einen Vorteil. Zusätzlich sind die kleineren Heliostaten durch ihre niedrigere Höhe geringeren Windlasten ausgesetzt, wodurch weniger Materialeinsatz notwendig ist [5]. Durch die kleinere Spiegelfläche wird eine höhere Anzahl an Heliostaten benötigt. Dies resultiert in einem größeren Produktionsvolumen. Dadurch können sich die Werkzeugkosten auf viele Heliostaten verteilen. Weitere Vorteile sind die höhere optische Genauigkeit, dass große Mengen an Normteilen beschafft werden können, eine breitere Auswahl an Fertigungsprozessen zur Verfügung steht, die Heliostaten einfacher zu handhaben und zu montieren sind und die Logistikkosten deutlich sinken [5, 7, 8]. Aus diesen Gründen wird vom Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt ein Heliostat mit einer Spiegelfläche zwischen 2-8 m<sup>2</sup> entwickelt.

#### 2.2.4 Heliostat-Prototyp des DLR



Abbildung 5: Heliostat-Prototyp des DLR [9]

Ein erster Prototyp mit 2 m<sup>2</sup> Spiegelfläche des neu entwickelten Heliostaten ist in Abbildung 5 dargestellt. Der Fokus dieser Entwicklung liegt auf der Einsparung von Kosten.

Es wurden alle tragenden Elemente aus Teilen der Blechumformung gefertigt. Die Stützstruktur ist eine einfache Blechkonstruktion mit Verbindungselementen, um den Spiegel zu halten. Zusätzlich gibt es einen drehbaren Aufsatz, welche auf der Pylone montiert ist und die Stützstruktur mit dieser verbindet. An diesem Aufsatz befinden sich beide Antriebe zur Bewegung des Heliostaten. Die Pylone wurde ebenfalls aus einem dünnwandigen Stahlblech gefertigt. Als Material wurde aufgrund der Kosten und der mechanischen Eigenschaften der Baustahl S235JR verwendet. Um die Pylone aus dünnwandigem Material realisieren zu können, wurde der Durchmesser verhältnismäßig groß gewählt. Dadurch können die Spannungen im Bauteil, trotz geringer Materialstärke, reduziert werden. Ein weiterer Vorteil dieser Vorgehensweise ist, dass eine stabile Lagerung des Drehaufsatzes für die Drehung um die vertikale Azimutdrehachse möglich wird. Der Azumittrieb (Abbildung 6) wurde mit Klammern, welche mit Nuten versehen sind und somit einen Ring umklammern können, realisiert. Aufgrund dessen kann die gewünschte axiale und radiale Lagerung umgesetzt werden.

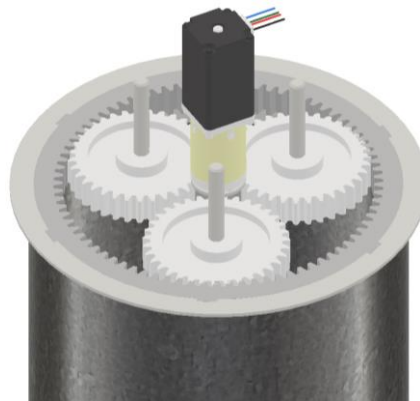


Abbildung 6:Azimutantrieb [9]

Somit können Kosten eingespart werden, da keine teuren Kugel- oder große Gleitlager beschafft werden müssen. Die Rotation um die senkrechte Azimut-Achse wird durch einen elektrischen Motor und ein Planetengetriebe realisiert. Die Zahnräder werden im Spritzgussverfahren gefertigt und sind somit kostengünstig. Aufgrund der niedrigen zu übertragenden Kraft bei der Rotation um die Azimut-Achse reichen diese vollkommen aus. Das Getriebe wird durch eine Abdeckung geschützt, wodurch Verunreinigungen gemieden werden und die Lebensdauer gesteigert werden kann. Das Material der Gleitsteine wird dabei so gewählt, dass der Reibungskoeffizient hoch genug ist, dass keine ungewollte Verstellung des Heliostaten unter der Betriebswindlast auftritt. Dies ist aufgrund des großen Durchmessers und der Momente, die auf den Heliostaten wirken, gut möglich. Die zusätzlich entstehenden Energiekosten werden nicht besonders hoch eingeschätzt, da der Heliostat sich je Tag nur circa einmal um die Azimut-Achse dreht. Ein weiterer positiver Effekt ist, dass das Getriebe praktisch nahezu spielfrei ist. Hierdurch

kann ein günstiger Motor mit Spiel installiert werden, ohne die gewünschte Präzision zu verlieren.

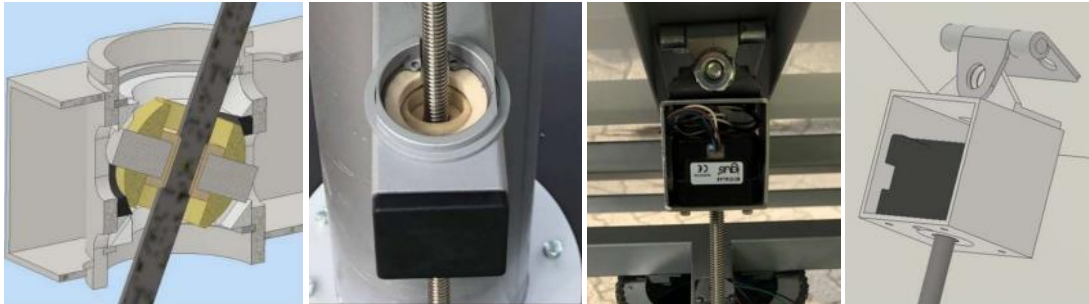


Abbildung 7: Elevationsantrieb [9]

Der Elevationsantrieb wird durch einen Spindeltrieb mit Kardangeln-Lagerung umgesetzt (Abbildung 7). Für die untere Lagerung wird eine, in einer Schale geföhrt, Kugel mit einem Innengewinde versehen. Diese kann somit gleichzeitig als Mutter für den Spindeltrieb fungieren. Der Spiegel des Heliostaten ist außermittig gelagert. Dies hat den Vorteil, dass die Gravitationskraft den Spiegel so belastet, dass die Spindel ausschließlich auf Zug beansprucht wird. Dadurch wird kein Knickversagen der Spindel riskiert. Das zusätzliche Moment durch die Windlast, das unabhängig von der Windrichtung stets in die gleiche Richtung wirkt, begünstigt diesen Effekt. Ein weiterer positiver Effekt der Zugbelastung ist, dass das Getriebespiel keine Auswirkung hat und es somit keine hohen Anforderungen an die Bauteile gibt. Der Motor des Elevationsantriebes wird mit der Stützstruktur des Spiegels verbunden und ebenfalls kardanisches gelagert. Des Weiteren kommt es bei dem Heliostaten zu keinem Fehler beim Ausrichten der Spiegelfacetten zueinander, da die kleine Spiegelfläche mit einer einzelnen Facette realisiert werden kann. Durch seine kleine Größe profitiert er ebenfalls von einem geringen spezifischen Gewicht und den geringeren Windlasten. Zusätzlich ist er gut in einer Großserie fertigbar. Durch die einfache Bauweise in Form eines T-Heliostaten werden wenige Bauteile benötigt und die Verbindung über Punktschweißen ist an den meisten Stellen ausreichend. Eine automatisierte Installation wäre ebenfalls durch eine einfachere Handhabung möglich [9]. Ein weiterer Vorteil ist, dass ein geringer Astigmatismus-Fehler auftritt. Der Astigmatismus-Fehler tritt bei Schrägeinfall des Lichtes auf und führt dazu, dass der Fokuspunkt des Heliostaten, insbesondere bei großen Heliostaten, geweitet ist [5].

### 2.3 Finite Elemente Methode

Die Finite Elemente Methode ist eine Berechnungsmethode, bei der komplexe Strukturen in kleine Teilbereiche aufgeteilt werden. Diese Teilbereiche sind die finiten Elemente. Jedes dieser Elemente ist im Verhältnis zum ursprünglichen und komplexen Bauteil deutlich einfacher bezüglich der Verformung zu beschreiben. Die Ergebnisse der

Teilbereiche können zu einem Gesamtergebnis der Struktur aufsummiert werden, wodurch die komplette Struktur analysiert werden kann. Der große Vorteil der Finite Elemente Methode ist, dass komplexe Bauteile auf ihre Festigkeit untersucht werden können. Demzufolge kann eine Überdimensionierung vermieden werden. Es resultiert somit eingespartes Material, weshalb Kosten gesenkt und Gewicht reduziert werden kann [10]. In diesem Kapitel wird auf alle für die Modellbildung wichtigen Grundlagen eingegangen und mit Literatur belegt.

### 2.3.1 Analyseformen

In der Finiten Elemente Methoden gibt es für verschiedenste Anwendungsgebiete unterschiedliche Analyseformen. Im Folgenden wird auf die in dieser Thesis verwendeten Analyseformen eingegangen.

#### 2.3.1.1 Statisch-mechanische Analyse

Bei der statisch-mechanischen Analyse kann jeder Knoten der finiten Elemente mit Hilfe des Federgesetzes beschrieben werden:

$$K \times u = F \quad (1)$$

$K$  beschreibt dabei die Steifigkeit,  $u$  die Verschiebung und  $F$  die Kraft. Durch die Verschiebung der Knoten in alle drei Raumrichtungen ergibt sich eine Matrix, welche durch einen iterativen Solver gelöst werden kann. Durch das Materialgesetz nach Hook können, im linearen Fall, die Verschiebungen in Spannungen umgerechnet werden:

$$\sigma = \varepsilon \times E \quad (2)$$

Wobei  $\sigma$  die Spannungen,  $\varepsilon$  die Dehnungen und  $E$  das Elastizitätsmodul beschreibt [10]. Das Resultat der Berechnung ist ein Verlauf der Spannungen über das jeweilige Bauteil.

#### 2.3.1.2 Modalanalyse

In Strukturen mit dynamischer Belastung ist es zu empfehlen, eine Modalanalyse durchzuführen. Bei der Modalanalyse wird nicht die Reaktion der Struktur auf dynamische Lasten berechnet, sondern deren Eigenfrequenzen. Diese auch Moden genannten Eigenfrequenzen spiegeln die Schwingung der Struktur bei bestimmten Frequenzen wider. Kommt es zu einer Anregung, welcher der Eigenfrequenz stark ähnelt, entstehen Resonanzeffekte in der Struktur. Diese können zu starken Schwingungen führen und somit unerwünschte Auswirkungen haben [10]. Die Berechnungsgrundlagen der Modalanalyse basieren auf der Bewegungsdifferentialgleichung:

$$M * \ddot{u} + C * \dot{u} + K * u = 0 \quad (3)$$

In dieser Formel beschreibt  $M$  die Massenmatrix,  $C$  die Dämpfungsmatrix,  $K$  die Steifigkeitsmatrix und  $O$  den Nullvektor. Wird die Dämpfung vernachlässigt, so vereinfacht sich die Differentialgleichung [11]. Der ausschlaggebende Faktor für die Genauigkeit der Modalanalyse ist die Anzahl der untersuchten Moden. Um ein Kriterium für die zu untersuchenden Moden festzulegen, wird die partizipierende Masse der Berechnung betrachtet. Dabei wird das Verhältnis der effektiven Masse, also der Masse welche sich in der jeweiligen Mode in Bewegung befindet, zu der Gesamtmasse der Struktur berechnet. Diese Berechnung wird für jede Eigenfrequenz durchgeführt. In der Summe sollte dann eine effektive Masse von 90 % in der Modalanalyse berücksichtigt werden, um die Eigenmoden der Struktur präzise abbilden zu können [12].

### 2.3.1.3 Modale Superposition

Bei der Modalen Superposition (MSUP) handelt es sich um ein vereinfachtes transientes Berechnungsverfahren. Dieses Verfahren kann über die Zeit nicht konstante Größen berechnen. Grundlage der Berechnung ist die Modalanalyse, weshalb diese auf den Eigenformen von linearen Systemen basiert. Die Berechnung erfolgt über das Faktorisieren der Eigenmoden, aus denen die zeitliche Antwort zusammengesetzt wird [10]. Diese kann durchgeführt werden, wenn das Verhalten der Struktur linear-elastisch ist. Der einzige Kontakttyp, welcher in dieser Form der Analyse definiert werden darf, ist der Verbundkontakt. Dies liegt darin begründet, dass die anderen Kontakttypen nichtlineares Verhalten aufweisen [10, 13]. Der große Vorteil dieser Berechnungsmethode liegt in der Schnelligkeit und der damit verbundenen günstigeren Kosten im Vergleich zur vollständigen transienten Berechnung [13]. Dabei ist es wichtig, den richtigen Zeitschritt der Berechnung zu definieren, um den Verlauf der Größen ausreichend präzise abbilden zu können bei möglichst geringer Rechenzeit. Deshalb wird folgende Gleichung zur Berechnung des Zeitschrittes verwendet [14]:

$$t_{step} = \frac{1}{f_{max}} \div 10 \quad (4)$$

Hier beschreibt  $f_{max}$  die Frequenz der höchsten Mode der Modalanalyse, auf der die Berechnung der modalen Superposition basiert. Somit bleibt der Zeitschritt eine Größenordnung kleiner als die Schwingungsdauer der höchsten berücksichtigten Frequenz. Einen weiteren Einfluss auf die MSUP Methode hat der Dämpfungsgrad. Dieser ist äußerst schwierig in der Konstruktionsphase einer Struktur abzuschätzen. Da der Einfluss des Dämpfungsgrades jedoch hoch ist, ist es zu empfehlen, dynamische Tests nach der Fertigung der Struktur durchzuführen, um die getroffenen Annahmen zu verifizieren. Durch viele praktische Anwendungen konnte sich jedoch ein typischer Dämpfungsgrad für geschweißte Stahlstrukturen von zwei Prozent durchsetzen [15].



### 2.3.2 Festigkeitshypothesen

Zur Auslegung von Strukturen können verschiedene Festigkeitshypothesen herangezogen werden. Im Folgenden wird vertieft auf die genutzte Gestaltsänderungshypothese eingegangen.

#### 2.3.2.1 Gestaltänderungshypothese

Die Gestaltänderungshypothese (GEH) wurde unter anderem von Richard Edler von Mises formuliert. Daher lautet die aus der Gestaltänderungshypothese resultierende Spannung die „Von-Mises-Vergleichsspannung“. Laut dieser Hypothese entsteht keine Volumenänderung bei einem von allen Seiten gleich belasteten Körper. Bei der GEH ist die Gestaltsänderungsenergie, welche die elastische Verformung eines Bauteils verursacht, für die Spannung verantwortlich. Die Gestaltsänderungsenergie berechnet sich durch die Subtraktion der Energie, welche für die Volumenänderung verantwortlich ist von der gesamten Formänderungsenergie. Erreicht diese Spannung die Streckgrenze des Materials, welche in einem Zugversuch ermittelt wird, so kommt es zu einer plastischen Verformung und das Bauteil versagt. Die Festigkeitsbedingung lautet somit wie folgt:

$$\sigma_{VGEH} \leq \frac{R_e}{S} \quad (5)$$

Dabei handelt es sich bei  $R_e$  um den Materialkennwert der Streckgrenze und bei  $S$  um einen Sicherheitsfaktor, welcher wie gewünscht definiert wird. Die Gestaltsänderungshypothese kann bei einem Spannungszustand der Hauptnormalspannungen, bei einem zweiachsigen Spannungszustand sowie bei einer Biegebeanspruchung mit überlagerter Torsion berechnet werden. Dadurch ist die Von-Mises-Vergleichsspannung in komplexen Spannungssituationen anwendbar [16].

### 2.3.3 Defeaturing

Um eine effiziente Berechnung durchführen zu können, sind Anpassungen am CAD-Modell notwendig. Dies liegt darin begründet, dass im Simulationsprozess viele Iterationsschleifen durchgeführt werden müssen und diese möglichst schnell durchlaufen werden sollten. Daher ist es von großem Interesse, die Modelle zu vereinfachen, um Rechenzeit einsparen zu können [17, 18]. Die Aufgabe besteht also darin, eine Idealisierung des Modells durchzuführen. Dafür soll dieses von überflüssigen Details bereinigt werden, da diese Stellen für eine komplexe Netzstruktur sorgen, jedoch keinen Vorteil für das Ergebnis liefern [17]. Die wichtigsten Schritte des Defeaturing bestehen aus der Restrukturierung und der Vereinfachung des Modells. Bei der Strukturierung wird das gesamte Modell in mehrere zusammenhängende Netzgebiete zerlegt. So können

komplexe Flächen und Volumina in ein Netzgebiet eingeteilt werden, wodurch ein strukturiertes Netz ermöglicht werden kann. Die Vereinfachung wird vor allem durch Symmetrien und Detailvernachlässigungen durchgeführt. Kommt es bei dem Modell und bei den Belastungen zu einer Symmetrie, so kann diese ausgenutzt werden und zum Beispiel lediglich die Hälfte des Modells berechnet werden [18]. Die Detailvernachlässigung setzt sich aus dem Entfernen von überflüssigen Details für die Berechnung zusammen. Dadurch können zum Beispiel Nuten und Löcher vernachlässigt werden, wenn diese klein gegenüber den Hauptabmessungen des Bauteils sind. Überflüssige Fasen, Ver rundungen und Flächen können ebenfalls entfernt werden [17, 18]. Zusätzlich können Bauteile, welche keine tragenden Funktionen und somit keinen Effekt auf die Berechnung haben, entfernt werden. Das Ergebnis ist ein vereinfachtes Modell, welches die Berechnung schneller ermöglicht und gleichzeitig eine präzise Aussage über die Spannungen liefern kann.

### **2.3.4 Vernetzung**

Im folgenden Kapitel wird auf Faktoren, welche sich auf die Qualität der Vernetzung auswirken, eingegangen. Zusätzlich werden Methoden, mit denen das Netz bewertet werden kann, dargestellt.

Für die Qualität des Netzes sind hauptsächlich zwei Punkte verantwortlich. Einen großen Einfluss hat zum einen die Art der Finiten Elemente, also die Form der Elemente, aus denen das Netz zusammengesetzt wird. Die Finiten Elemente können in zwei Hauptkategorien eingeteilt werden. So gibt es Flächenelemente, welche für Schalen, Platten und generell für annähernd zweidimensionale Körper verwendet werden und Volumenelemente, sogenannte Solids, welche bei Körpern, deren Abmaße in alle drei Raumrichtungen signifikant sind, ihren Einsatz finden. Der zweite wichtige Punkt bezüglich der Netzqualität ist die Anzahl der Elemente. Je mehr Elemente im Netz implementiert werden, desto präziser wird die Berechnung. Die Erhöhung der Anzahl der Elemente führt jedoch auch dazu, dass der benötigte Rechenaufwand stark ansteigt. Daher ist es gängig, dass eine Netzdichte gesucht wird, welche eine ausreichend präzise Lösung bei möglichst geringer Anzahl der Elemente liefert [19]. Um diese Netzdichte zu ermitteln, wird eine Netzkonvergenzstudie durchgeführt.

#### *2.3.4.1 Volumenelemente*

In der Praxis kommen bei den Volumenelementen hauptsächlich Tetraeder und Hexaeder zum Einsatz. Je Knoten verfügen die Volumenelemente über drei Freiheitsgrade. Tetraeder haben vier Seiten und vier Knoten. Bei einer perfekten Vernetzung besteht das Netz somit aus dreiseitigen Pyramiden. Ein Hexaeder hingegen besteht aus sechs Seiten und acht Knotenpunkten. Daraus resultieren Quader als Finite Elemente bei

optimaler Vernetzung. Um sich für eine der Arten entscheiden zu können, müssen Vor- und Nachteile der Elemente beleuchtet werden. Der große Nachteil bei hexaedrischen Elementen ist, dass sie als schwierig zu vernetzen gelten und somit nicht einfach auf komplexe Geometrien angewandt werden können [10]. Dafür werden Hexaeder jedoch als präziser und effizienter hinsichtlich der Berechnung angesehen. Dieser Vorteil kommt besonders bei dynamischen FEM-Simulationen zum Tragen. Hinzu kommt, dass aus einer Berechnung mit Tetraedern Ungenauigkeiten aufgrund ihrer hohen Steifigkeit und Inkompressibilität entstehen [19]. Dadurch kommt es bei den Größen der Verformung, Spannung, Biegung und Torsion zu stärkeren Abweichungen von der Realität [20].

#### *2.3.4.2 Schalenelemente*

Schalenelemente, englisch Shell Elements, finden vor allem bei dünnwandigen Bauteilen ihre Anwendung. Ab einer Wandstärke, die weniger als ein Zehntel der maximalen Bauteilabmessung beträgt, sollten viereckige Schalenelemente verwendet werden. Dies führt jedoch zu einem höheren Aufwand in der Modellierung [21]. Für diese Art von Bauteilen sind die Schalenelemente als deutlich effizienter einzuordnen. Sie produzieren sehr präzise Ergebnisse mit einer geringen Abweichung von einem Prozent. Gerade bei dünnwandigen Profilen sind die Schalenelemente zu bevorzugen, da es bei flachen Volumenelementen wie Hexaedern mit hohem Seitenverhältnis (siehe Kapitel 2.3.4.4) zu schlechten Berechnungsergebnissen kommt [22, 23]. Hinzu kommt, dass die Shell-Elements Verformung durch Biegung und Eigenfrequenzen von dünnen Strukturen präzise vorhersagen können, was durch die höhere Anzahl von Freiheitsgraden je Knoten mit einem Wert von fünf begründet werden kann [24]. Auch bei den Schalenelementen empfiehlt es sich, die viereckige Vernetzung zu wählen, welche den Hexaedern der Volumenelemente entsprechen [21].

#### *2.3.4.3 Netzkonvergenzstudie*

Da es sich bei der FEM um ein Näherungsverfahren handelt, bei dem die Struktur in Bereiche eingeteilt wird, ist eine realistische Abbildung erst dann möglich, wenn die Teilbereiche klein genug definiert werden. In Bereichen mit hohen Spannungsgradienten ist eine Verkleinerung der Elementabstände notwendig, um die Berechnungsgenauigkeit zu erhöhen. Bei steigender Netzfeinheit nähert sich das Ergebnis asymptotisch einem Wert an. Dabei spricht man von einer Konvergenz. Diese Konvergenz wird durch mehrere aufeinanderfolgende Berechnungen mit steigender Netzdichte nachgewiesen und somit solange durchgeführt, bis die Konvergenz erreicht wird [10]. Als Grenzwert für die Abweichung von der vorangegangenen Berechnung kann eine Differenz von drei bis fünf Prozent als plausibel angenommen werden, um von einer Konvergenz ausgehen zu können [25].

### 2.3.4.4 Geometrische Überprüfung des Netzes

Zur Überprüfung des FE-Netzes stehen verschiedene Herangehensweisen zur Verfügung. Es wird sich dafür entschieden, auf das Seitenverhältnis „Aspect Ratio“ und die Jacobi Elemente genauer einzugehen. Das Seitenverhältnis berechnet sich durch folgende Formel:

$$a_r = \frac{l_{max}}{l_{min}} \quad (6)$$

Bei hexagonalen Elementen bedeutet dies die Division der längsten Kante durch die der kürzesten Kante. Bei tetraedrischen Elementen wird die größte Kantenlänge durch die minimale Höhe der Pyramide geteilt (siehe Abbildung 8) [19].

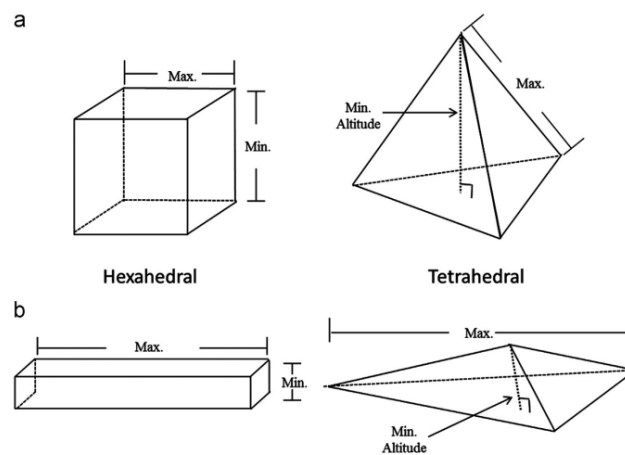


Abbildung 8: Seitenverhältnis [19]

Der optimale Wert für das Seitenverhältnis liegt somit bei eins. Um das Netz kategorisieren zu können, werden folgende Einordnungen getätigt. Ein Aspect Ratio von eins bis drei ist als „in Ordnung“ einzustufen. Dahingegen sind die Werte von drei bis zehn mit Vorsicht und die Werte von größer als zehn kritisch zu betrachten [19]. Dabei sollten möglichst nur maximal fünf Prozent der Elemente ein Seitenverhältnis größer drei aufweisen [26].

Durch die Jacobi Elemente wird eine Volumenabweichung beschrieben. Diese Abweichung geht von dem idealen Element aus, welches einem Seitenverhältnis von eins entsprechen würde. Diese Elemente basieren auf der Determinante der Jacobi Matrix, welche Informationen über das Volumen, die Form und die Orientierung der Elemente enthält [19]. Das Jacobi Verhältnis gibt somit die Verzerrung der Elemente an (Abbildung 9).

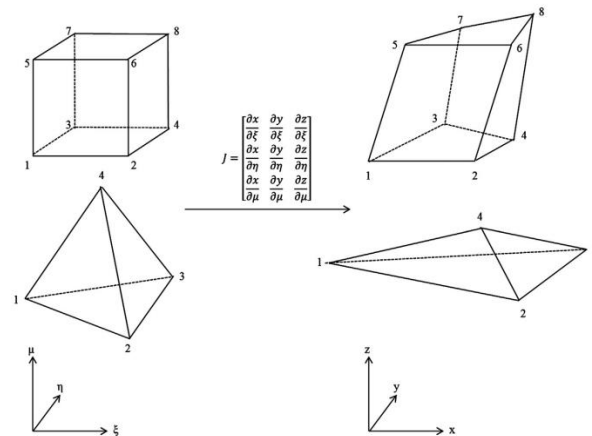


Abbildung 9: Jacobi Elemente [19]

Auch bei diesen Elementen muss eine Kategorisierung vorgenommen werden, um später das Netz bewerten zu können. Wichtig ist, dass die Elemente keinen negativen Wert aufweisen, da die Berechnung sonst unterbrochen werden sollte. Die Jacobi Elemente sollten mindestens einen Wert größer 0,2 haben und lediglich fünf Prozent der Elemente sollte unter einen Wert von 0,7 fallen [19, 26].

Bei Schalenelementen berechnen sich die Indikatoren für die Elementqualität analog zu den beschriebenen Berechnungen bei Volumenkörpern. Es stehen lediglich die zweidimensionalen Abmessungen der Elemente zur Verfügung, wodurch schneller eine hohe Qualität erreicht werden kann. Vor allem bei dünnwandigen Bauteilen wird der Vorteil der Schalenelemente bezüglich der Netzqualität schnell deutlich. Sollen dünnwandige Bauteile mit Volumenkörper berechnet und eine gute Netzqualität erreicht werden, so muss auf die Stärke des Bauteils mindestens ein Element mit maximal der Bauteilstärke gebracht werden, um ein gutes Aspect Ratio erreichen zu können. Dies resultiert in einer sehr hohen Anzahl an Elementen, wodurch die Berechnung ineffizient wird.

### 2.3.5 Verbundkontakt

In der Mechanik gilt für Festkörper die Undurchdringlichkeitsbedingung. Eine gegenseitige Durchdringung von verschiedenen Körpern ist nicht möglich. Diese Bedingung ist nicht automatisch in FE-Modellen definiert und muss daher durch Kontakte festgelegt werden [27].

Der Verbundkontakt findet Anwendung, wenn Körper in festem Verbund zueinander stehen. So können zum Beispiel geschweißte Bauteile durch einen Verbundkontakt abgebildet werden. Der Verbundkontakt sorgt dafür, dass keine Verschiebung sowie Trennung der Kontaktkörper möglich ist. Dieser Kontakt ermöglicht somit eine lineare Berechnung, da die Kontaktfläche sich während der Kraftübertragung nicht ändert und die Kraft dadurch konstant weitergegeben werden kann. Ein weiterer großer Vorteil dieses

Kontakttyps ist, dass getrennt vernetzte Körper gut miteinander in Verbindung gebracht werden können. Dies ist möglich, obwohl die Knoten der Kontaktflächen nicht übereinstimmen. Es kann somit ein nicht konformes Netz aufgebaut und verbunden werden. Dies ist ein typisches Vorgehen, da die meisten Vernetzer nur einzelne Körper vernetzen können und somit kein konformes Netz für die gesamte Baugruppe erstellt werden kann [27].



Abbildung 10: Verbundkontakt nicht konformes Netz [27]

Bei diesem vorliegenden Netz kann keine direkte Verschiebungscompatibilität erzeugt werden, da die Knoten nicht aufeinander liegen und dadurch keine direkte Übertragung von einem Knoten zum anderen Knoten erfolgen kann. Um diesem Problem entgegen zu wirken, werden Multi Point Constraints (MPC) verwendet. Bei diesem Algorithmus wird eine Mehrpunktbedingung erstellt. Dies bedeutet, dass ein Slave-Knoten auf der Oberfläche der Master-Seite liegt. Diese Oberfläche wird durch mehrere Master-Knoten definiert, wodurch der Slave-Knoten von mehreren Master-Knoten verschoben wird. Gemäß Abbildung 10 würde M1 und M2 durch ihre Linie die Verschiebung von S vorgeben. Dabei ist jedoch auch zu beachten, dass es zu unpräziseren Ergebnissen im Kontaktbereich kommt [27].

### 2.3.6 Singularitäten

Bei Singularitäten handelt es sich um Stellen im Berechnungsmodell, deren Spannungen bei zunehmender Netzfeinheit immer größer werden. Das Modell divergiert. Dieses Phänomen tritt auf, wenn Geometrien im Modell nicht realitätsgenau abgebildet sind. Bei einem Bauteil mit einer theoretisch unendlich scharfen Kerbe wird die Spannung unendlich hoch [10]. Ein Beispiel dafür ist eine Rissspitze. Der Querschnitt in der Rissspitze wird bei zunehmender Verfeinerung des Netzes quasi null. Daraus resultiert eine Division durch nahezu Null, wodurch die Spannung quasi unendlich groß wird [28]. Dabei handelt es sich jedoch um keine realitätsnahe Abbildung. In Realität weist jede Kerbe eine Verrundung auf, auch wenn sie sehr klein sein kann. Eine unendlich scharfe Kante existiert nicht. Außerdem wird das Material an einer scharfen Kerbe lokal plastifiziert, wodurch die Spannungen sich abbauen können [10]. Singularitäten treten folglich auf, wenn die geometrischen Details des realen Bauteils nicht präzise genug berücksichtigt werden können [28]. Singularitäten führen also fälschlicherweise zu zu hoch

berechneten Spannungen im FE-Modell. Daher muss die Interpretation von Singularitäten genauer betrachtet werden.

Um mit Singularitäten im Modell umgehen zu können, werden verschiedene Ansätze verfolgt. Zum einen kann eine Korrektur der Geometrie vorgenommen werden, damit diese eine bessere Approximation der Realität darstellt. Dafür können Verrundungen der scharfen Kanten durchgeführt werden, wodurch die in Realität existierenden Rundungen im Modell berücksichtigt werden [10]. Eine andere Vorgehensweise zum Umgang mit Singularitäten beruht auf dem Prinzip von Saint-Venant. Dieses besagt, dass örtliche unregelmäßige Spannungsverteilungen an Stellen mit einer Krafteinleitung vernachlässigt werden können. Die singulären Stellen haben also lokal große Auswirkungen, sind jedoch bis zu einem gewissen Abstand vernachlässigbar [29]. Globale Betrachtungen des FE-Modells machen keinen Sinn, da die singulären Stellen nicht ausgewertet werden sollten. Die Lösung dieses Problems liegt darin, die Auswertung der Ergebnisse lediglich auf sinnvolle Bereiche des Modells zu fokussieren [10]. Die Ergebnisse der Singularitäten können somit ausgeschlossen werden. Die maximalen Spannungen werden verworfen. Als Regel gilt der ein- bis fünffache Elementabstand als Abstand zur Betrachtung von Spannungen in der Nähe von Singularitäten [30].

### 3 Modellbildung

Das Modell des Heliostaten soll in der Stow-Position entwickelt werden. Bei starken Windlasten fährt der Heliostat in diese Position, um die Kräfte auf die Spiegelfläche zu reduzieren. Dabei wird die Spiegelfläche horizontal positioniert. Da der Heliostat sich somit bei den maximalen Windlasten in dieser Position befindet und die Spannungen in den Bauteilen bei diesen Windlasten als am höchsten angenommen werden, wird jene Position modelliert.

Zuvor wurde ein Heliostat in einem Windkanal geprüft. Dabei wurde eine Druckverteilungszeitreihe auf der Spiegeloberfläche in der Stow-Position gemessen. Diese erstreckt sich über sieben Minuten und enthält positive-, sowie negative Druckwerte. Durch das Auftreffen von Luftwirbeln mit vertikaler Geschwindigkeitskomponente auf die Seitenkante des horizontalen Spiegels löst sich diese Strömung von der Kante ab und es kommt zu turbulenten Verwirbelungen. Diese Verwirbelungen entstehen sowohl an der Oberseite- als auch an der Unterseite der Fläche. Dadurch können positive und negative resultierende Drücke auf dem Spiegel des Heliostaten wirken. In diesem Kapitel werden chronologisch die Schritte, welche durchgeführt werden, um das Berechnungsmodell zu erhalten, beleuchtet. Es gliedert sich dabei in die Unterkapitel der verschiedenen Analyseformen, die ihren Einsatz finden. In diesen Unterkapiteln werden dann die jeweiligen Schritte für die entsprechende Analyseform erläutert.

#### 3.1 Statische Analyse

Zu Beginn wird das Modell in einer statisch-mechanischen Analyse aufgebaut. Dies liegt darin begründet, dass während der Modellbildung sehr viele Berechnungen durchgeführt werden müssen, um die Auswirkungen der definierten Randbedingungen betrachten zu können. Ebenso ist ein Vorteil der Vorgehensweise die konstante Durchführung einer Plausibilitätskontrolle zu ermöglichen. Da die statisch-mechanische Analyse deutlich schneller berechnet werden kann als die transienten Optionen, ist es naheliegend diese Analyse zur Modellbildung zu nutzen. Um eine Simulation zu starten, wird die ANSYS Workbench geöffnet und eine statisch-mechanische Analyse aus der Toolbox in das Projekt gezogen (Abbildung 11). Bei der ANSYS Workbench handelt es sich um das Startfenster der genutzten FE-Software. Hier können die Analyseformen gewählt werden und in die jeweiligen Unterprogramme navigiert werden.



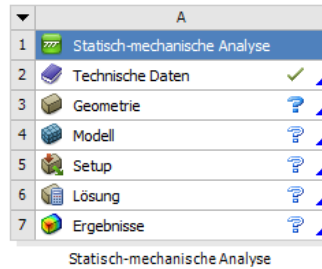


Abbildung 11: Statisch-mechanische Analyse

Für eine funktionierende und plausible FEM-Simulation müssen viele Randbedingungen definiert werden.

### 3.1.1 Geometrie

Als Basis des Berechnungsmodells dient die Geometrie des Heliostats. An dieser sind einige Veränderungen durchzuführen, um eine effiziente Berechnung zu ermöglichen.

#### 3.1.1.1 Defeaturing

Der erste Schritt für den Aufbau des Berechnungsmodells besteht in der Erstellung eines idealisierten CAD-Modells. Dies kann gemäß dem in Kapitel 2.3.3 beschriebenen Vorgehen durchgeführt werden. Die Vereinfachung besteht im Wesentlichen aus Detailvernachlässigungen.

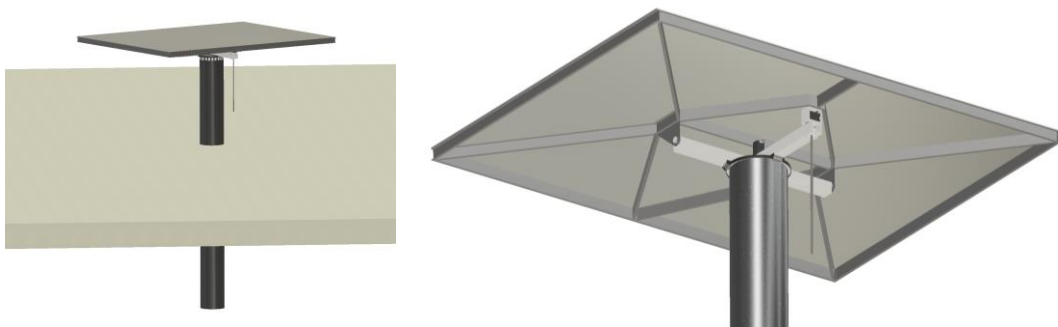


Abbildung 12: Heliostat Ursprungs-CAD-Modell

Im CAD-Modell des konstruierten Heliostaten wurden alle Einzelheiten, welche später realisiert werden sollen, einbezogen (Abbildung 12). Dieses Modell gilt es nun für die Berechnung vorzubereiten. Durch das Rammrohr-Verfahren sind im Modell ein sehr langes Stützrohr und ein großer Boden implementiert. Das Stützrohr kann durch eines der Länge von 700 mm ersetzt werden, da dadurch die angestrebte Höhe des Heliostaten oberhalb des Bodens resultiert. Der Boden wird durch ein deutlich kleineres Ersatzelement ausgetauscht (Abbildung 13).



Abbildung 13: Vereinfachung Stützrohr und Boden

Der Innenring, welcher auf das Stützrohr aufgesetzt wird, kann gemäß Abbildung 14 vereinfacht werden. Die zu vereinfachenden Elemente sind im Folgenden jeweils rot dargestellt. Der innenliegende Zahnkranz hat keine tragende Funktion und ist dadurch für die angestrebte Berechnung nicht relevant. Dieser kann somit entfernt werden. Zusätzlich sind im Innenring sechs Löcher implementiert, in denen der Zahnkranz befestigt werden kann. Diese Löcher sind im Verhältnis zu den Hauptabmessungen des Innenrings sehr klein und können ebenfalls vernachlässigt werden.

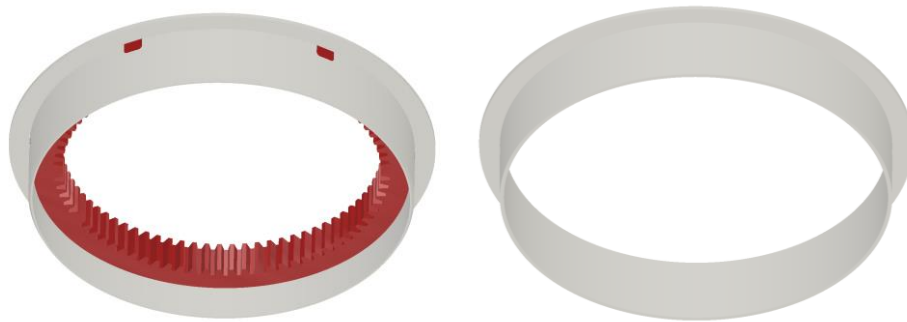


Abbildung 14: Innenring Vereinfachung

Die Stützstruktur des Heliostaten ist damit idealisiert und bereit für die Simulation. Es kann mit der Baugruppe des Aufsatzes fortgefahren werden. Dabei können als erstes die in Abbildung 15 in rot markierten Elementen entfernt werden. Es handelt sich erneut um Bauteile, welche keine kraftaufnehmende Funktion aufweisen und somit keinen großen Einfluss auf die Berechnung haben werden. Es können die Zahnräder und Wellen des Azimutantriebes, beide elektrische Motoren, mehrere Distanz- und Sicherungsringe und die Abdeckung des Getriebes entfernt werden. Die Mutter-Kalotte im Elevationsantrieb wird ebenfalls entfernt. Diese wird zwar die Kraft von der Spindel aufnehmen, ist jedoch ein ausgewähltes Maschinenelement und soll laut Herstellerangaben den Kräften standhalten können.

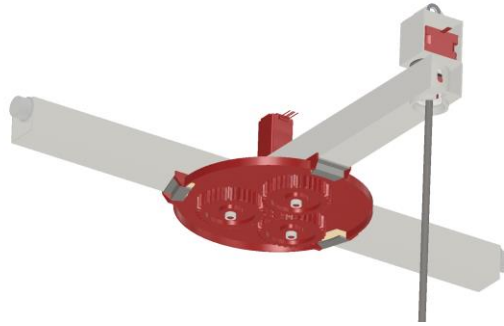


Abbildung 15: Aufsatz vorher

An den Traversen des Aufsatzes können weitere Detailvernachlässigungen vorgenommen werden. Hier sind einige Bohrungen und Aussparungen angebracht, welche die Berechnung und Vernetzung deutlich verkomplizieren würden (Abbildung 16). Diese werden daher ebenfalls entfernt. Die großen Aussparungen, in denen das Gelenk für den Elevationsantrieb sitzt, werden trotz ihrer relativ großen Abmessung entfernt. Dies ist vertretbar, da in den Aussparungen die Hülse des Gelenkes sitzt und die Aussparungen somit im gesamten Zusammenbau versteift sind und keine Schwachstelle im System darstellen. Da die Hülse eine Versteifung über den gesamten Träger ist, wird diese in der Simulation berücksichtigt.

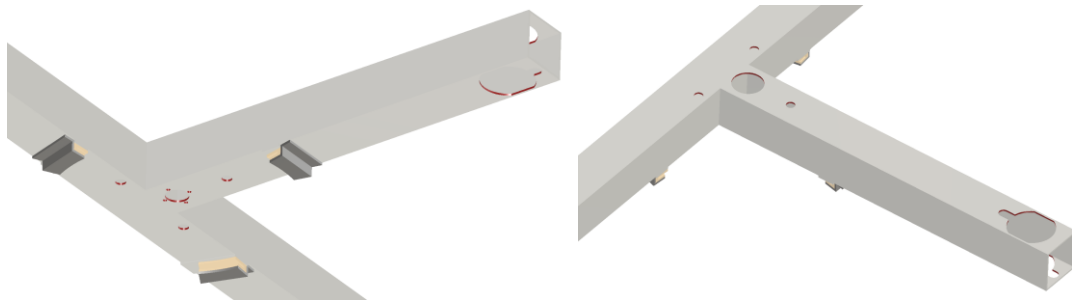


Abbildung 16: Traversen vorher

Weil es sich bei dieser um eine komplexe Geometrie handelt, muss dort ebenfalls eine Vereinfachung stattfinden. Hierbei werden ebenfalls alle Aussparungen entfernt. Zusätzlich wird der Körper eingekürzt, sodass er zwischen der Traverse sitzen kann, da die Löcher in der Traverse nicht mehr vorhanden sind und die Überstände keine tragende Funktion haben (Abbildung 17).

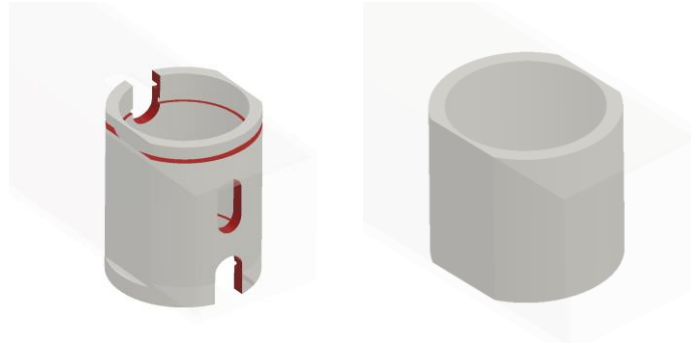


Abbildung 17: Hülse Vereinfachung

Die Hülse dient also lediglich als Versteifung in der Traverse, um eine nicht realitätsnahe Biegung an dieser Stelle zu vermeiden. Der Zapfen, welcher die Verbindung zwischen Konzentrator und Aufsatz des Heliostaten ermöglicht, ist mit komplexen Löchern versehen (Abbildung 18). Diese können entfernt werden, da sie keinen relevanten Einfluss auf die Simulation haben werden, weil sie im Montageprozess gefüllt werden und es sich bei dem Zapfen um keinen für die Berechnung kritischen Punkt handelt.

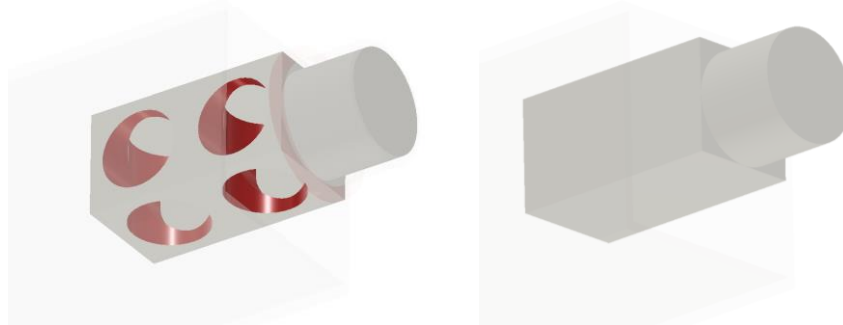


Abbildung 18: Zapfen Vereinfachung

An diesen Zapfen befindet sich jeweils ein Gleitlager. Dieses Gleitlager kann idealisiert werden, da irrelevante Flächen vorhanden sind (Abbildung 19). So kann die Fase an der Stirnseite des Lagers und die Abkantung entfernt werden. Dadurch entsteht ein einfacher zylindrischer Körper, welcher die Realität der verschiedenen Materialien der beiden Bauteile gut abbilden kann.

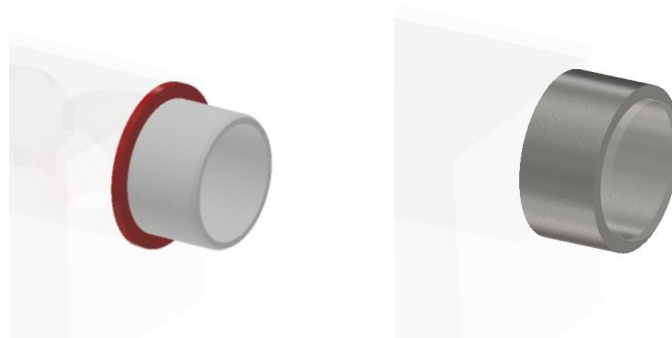


Abbildung 19: Gleitlager Vereinfachung

Der Aufsatz des Heliostaten ist somit idealisiert und in Abbildung 20 dargestellt.

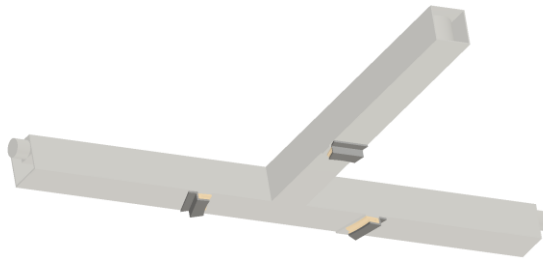


Abbildung 20: Traversen Nachher

Bei den Klammern, welche den Aufsatz mit dem Zusammenbau der Pylone verbinden, handelt es sich zwar um geometrisch komplexere Teile, sie müssen jedoch trotzdem in vollem Umfang berücksichtigt werden, da sie auf ihre Festigkeit untersucht werden sollen und gegebenenfalls durch ihr Material eine dämpfende Eigenschaft aufweisen können. Am Elevationsantrieb wird die Spindel stark gekürzt. Der Einfluss der Spindel bezieht sich lediglich auf ein kleines Stück zwischen Traverse und Motorgehäuse. Somit wird diese auf dieses Stück reduziert, wodurch die korrekte Krafteinleitung garantiert werden kann. Die Scharniere, welche das Gehäuse des Motors mit dem Konzentrator verbinden, werden einer starken Vereinfachung unterzogen. Hier soll auch lediglich die realistische Krafteinleitung bestehen bleiben. Die Bauteile an sich werden somit durch einfache Körper ersetzt, da es sich bei diesen um Maschinenelemente handelt, welche für die Kräfte ausgelegt sind. Zusätzlich kann eine Stirnfläche der Auflagefläche am Konzentrator entfernt werden. Daraus resultiert das in Abbildung 21 dargestellte vereinfachte Modell.

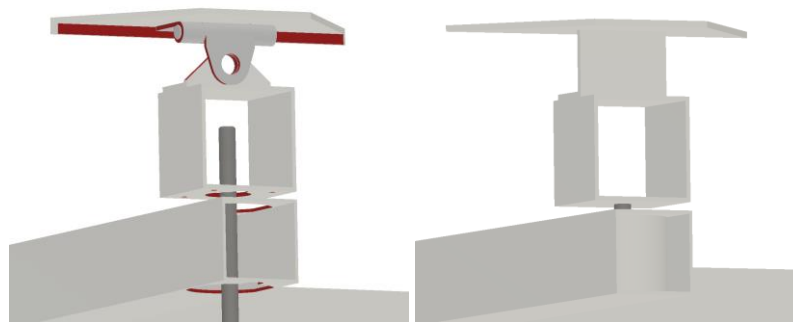


Abbildung 21: Elevationsantrieb Vereinfachung

Die Stützstruktur des Konzentrators besteht hauptsächlich aus C-Profilen. An einigen dieser Profile sind komplexere Abkantungen vorhanden. Die Vernachlässigung dieser Abkantungen sorgt dafür, dass in ANSYS die „Sweep“-Funktion zur Vernetzung verwendet werden kann. Dafür wird dieselbe Quell- und Zielfläche des Körpers benötigt. Diese Funktion macht die Vernetzung einfacher. Der Einfluss dieser Vernachlässigung ist als

eher gering einzuschätzen. Das Profil wird so vereinfacht, dass Kontakte zwischen den Bauteilen realisierbar bleiben.

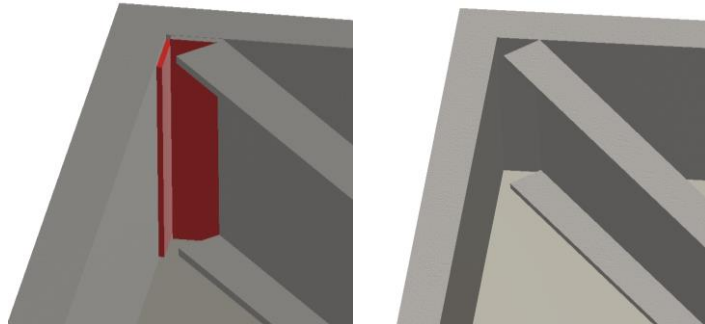


Abbildung 22: C-Profil Vereinfachung

Eine exemplarische Vereinfachung dieser Abkantungen ist in Abbildung 22 dargestellt. Diese Vereinfachung durch Detail- und Flächenvernachlässigungen hat das Modell in Abbildung 23 zu Folge und ermöglicht eine effektivere FEM-Simulation.



Abbildung 23: CAD-Modell vereinfacht

Die Symmetrie des Heliostaten kann in diesem FE-Modell nicht genutzt werden, da die später aufgebrachte Last nicht symmetrisch auf dem Heliostaten wirkt. Um diesen Effekt der asymmetrischen Last zu berücksichtigen, muss der gesamte Heliostat im Berechnungsmodell implementiert werden.

### 3.1.1.2 Ableitung der Schalenelemente

Es wird sich dafür entschieden, das Berechnungsmodell mit Schalenelementen aufzubauen. Dies liegt zum einen an der bereits im Stand der Technik beschriebenen deutlich höheren Effizienz, bei gleichbleibender Genauigkeit dieser Elemente. Zum anderen ist

ein weiterer großer Vorteil der Schalenelemente die Optimierbarkeit des Modells. Durch die Zuweisung einer Wandstärke zu den Schalenelementen kann diese bei einer späteren Optimierung einfach über einen Parameter angepasst werden. Somit muss keine erneute Konstruktion der Baugruppe im CAD erfolgen und dadurch keine erneute Modellbildung für jeden Optimierungsschritt. Trotz des deutlich höheren Aufwands das Modell aufzubauen, überwiegen hier die Vorteile der Effizienz und Optimierbarkeit. Dazu müssen Flächen aus den bestehenden Volumenkörpern abgeleitet werden. Das erstellte und vereinfachte Modell wird als STEP-Datei aus Inventor exportiert. In ANSYS kann über einen Rechtsklick auf „Geometrie“ die CAD-Datei importiert werden. Zur Erstellung der Schalenelemente wird das in ANSYS implementierte Modellierungsprogramm SpaceClaim verwendet. In SpaceClaim kann unter dem Reiter „Vorbereiten“ die Funktion „Mittelfläche“ verwendet werden. Diese Funktion erstellt eine Mittelfläche des angewählten Volumenkörpers. Hierbei muss nun darauf geachtet werden an welcher Stelle die Fläche erstellt werden soll. Es gibt die Möglichkeit diese „Oben“, „Unten“ und in der „Mitte“ zu erstellen. Je nach Situation muss hier entschieden werden, welche Position der Fläche am meisten Sinn macht. Bei den C-Profilen wird die Fläche oben erstellt. Dadurch wird die Fläche an der Außenkontur der Profile erzeugt. Dies ist im Weiteren als sinnvoll einzuordnen, da die meisten Kontakte der Profile außen vorliegen und diese somit korrekt abgebildet werden. Zusätzlich muss den Flächen eine Stärke zugeordnet werden, welche diese zu Körpern macht. Bei einer gegebenenfalls späteren Änderung der Wandstärken ist die äußere Kontur ebenfalls als sinnvoll zu betrachten, da die höhere Wandstärke nach Innen aufgetragen wird und die Baugruppe somit wie zuvor konstruiert bestehen bleibt. Würde die Stärke nach außen aufgetragen werden, so würden die Bauteile ineinander wachsen und die Baugruppe müsste bei jeder Veränderung der Wandstärke neu zusammgebaut werden. Unter Berücksichtigung dieser Kontaktfreundlichkeit und Optimierbarkeit werden die weiteren Flächen der Bauteile ebenfalls erstellt. So wird die Fläche des Spiegels nach unten gelegt, wodurch die Kontakte mit den C-Profilen realisiert werden können. Die Halterungen des Konzentrators werden durch eine Mittelfläche abgebildet. Durch den beidseitigen Kontakt der C-Profile können dadurch die Kontakte auf beiden Seiten abgebildet werden.

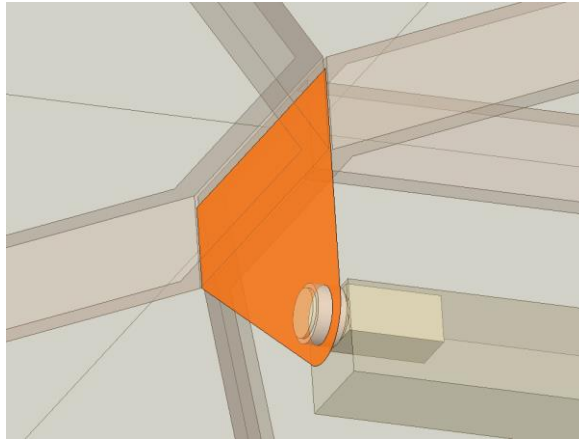


Abbildung 24: Fläche Halterung

Die Zapfen zur Befestigung der Halterungen können aufgrund ihrer komplexen Geometrie nicht als Schalenelemente modelliert werden. Die Flächen der Traversen, welche unten rechts in Abbildung 24 zu sehen sind, werden aufgrund des gegenseitigen Kontaktes der Traversen ebenfalls an der Außenkante erstellt. Bei dem Elevationsantrieb werden die Flächen gemäß der Abbildung 25 gewählt.

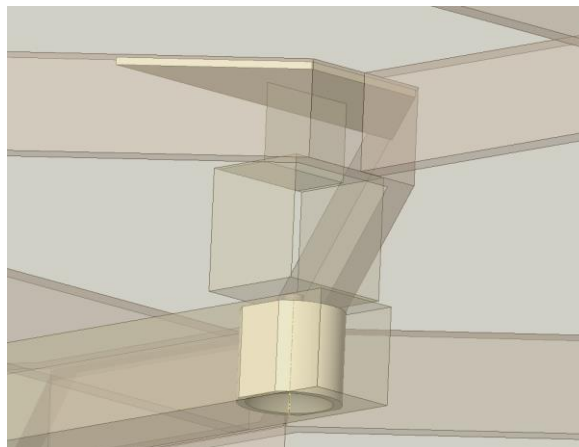


Abbildung 25: Flächen Elevationsantrieb

Dabei wird die Auflagefläche, die Hülse und die Spindel nicht als Schalenelement modelliert. Die Spindel bleibt ein Volumenkörper, da es sich bei dieser nicht um einen dünnwandigen Körper handelt und diese somit nicht als Schalenelement abgebildet werden kann. Bei der Auflagefläche kommt es an mehreren Stirnflächen zu Kontakten mit dem C-Profil. In ANSYS können diese stirnseitigen Kontakte bei mehreren Flächen der Schalenelemente nicht präzise definiert werden. Aus demselben Grund bleibt die Hülse ebenfalls ein Volumenkörper. Bei den Gleitschuhen kommt dieser Effekt auch zum Tragen. Hier müssen viele Kontakte an Einzelflächen definiert werden. Dies ist bei Volumenelementen präziser möglich, weshalb diese nicht durch Flächen ersetzt werden. Der Innenring und das Stützrohr hingegen werden als Schalenelement erstellt (Abbildung 26). Dabei wird das Stützrohr durch eine Innenfläche und der Innenring durch eine Außenfläche



abgebildet. Dies ermöglicht den Kontakt und eine problemlose Verstärkung. Der Boden wird ebenso durch ein Shell-Element dargestellt.

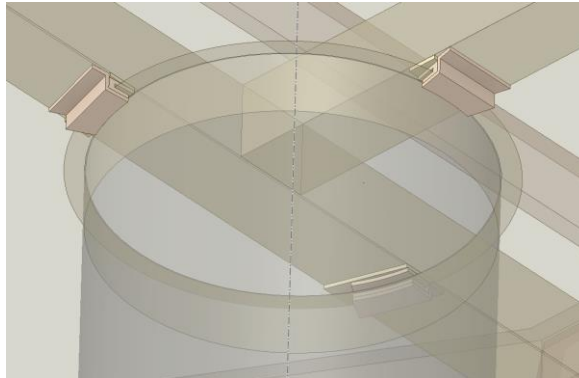


Abbildung 26: Flächen Pylone

Durch diese Arbeitsschritte entsteht folgende Geometrie, welche zum Großteil aus Schalenelementen besteht und somit eine präzise und effiziente Simulation verspricht (Abbildung 27).

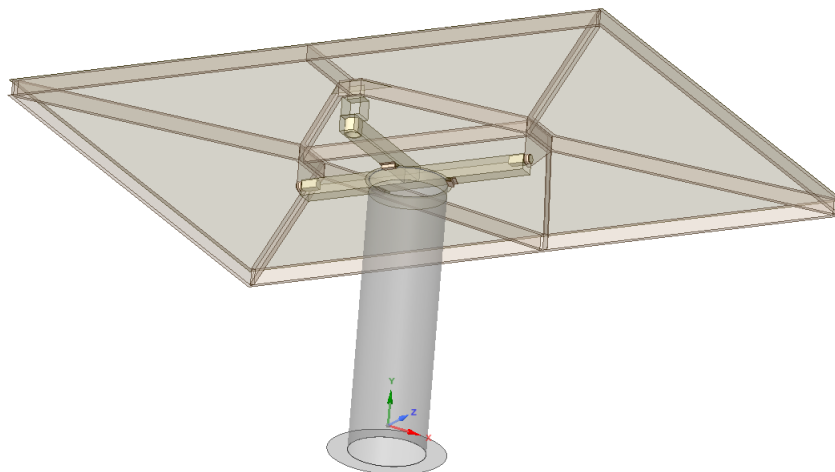


Abbildung 27: Modell Schalenelemente






















### 3.1.2 Materialien

Um dem Modell die richtigen Festigkeitswerte zuordnen zu können, müssen die für die Konstruktion verwendeten, Materialien in ANSYS definiert werden und den jeweiligen Geometrien zugeordnet werden.

#### 3.1.2.1 Definition der Materialien

Im nächsten Schritt müssen die Materialien in ANSYS implementiert werden. Dazu wählt man in der Workbench den Reiter „Technische Daten“ mit einem Doppelklick. Unter „Quellen für technische Daten“ können zwei der benötigten Materialien gefunden werden. Diese sind bereits in ANSYS definiert und werden in das Modell übernommen. Die

Spiegelfläche des Heliostaten wird mit gewöhnlichem Glas gefertigt. Daher ist die Wahl des Werkstoffs „Glass, soda lime (common glass)“ als realitätsnah einzuordnen. Dies liegt ebenfalls an dem übereinstimmenden E-Modul von circa 70.000 MPa und der Dichte von circa  $2.500 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ . Der Großteil der Bauteile des Heliostaten soll aus einem einfachen Stahl gefertigt werden. Aus diesem Grund wird das Material „Baustahl“ aus der ANSYS Workbench in das Projekt übernommen. Geplant ist es, einen möglichst kostengünstigen Stahl, wie zum Beispiel S235JR, zu verwenden. Die Materialdaten des Baustahls stimmen nahezu mit denen des S235JR überein.

Eigenschaften von Übersichtszeile 3: Baustahl				
	A	B	C	D E
1	Eigenschaft	Wert	Einheit	 
2	Field Variables des Materials	Tabelle		
3	Dichte	7850	kg m <sup>-3</sup>	 
4	Isotroper Koeffizient der thermischen Ausdehnung (Sekante)			
6	Isotrope Elastizität			
7	Ableiten von	E-Modul und...		
8	E-Modul	2E+11	Pa	 
9	Querkontraktionszahl	0,3		
10	Kompressionsmodul	1,6667E+11	Pa	
11	Schubmodul	7,6923E+10	Pa	
12	Dehnungswöhlerlinien-Parameter			
20	S-N Kurve	Tabellarisch		
24	Zug-Streckgrenze	2,5E+08	Pa	 
25	Druck-Streckgrenze	2,5E+08	Pa	 
26	Max. Zugfestigkeit	4,6E+08	Pa	 
27	Druckfestigkeit	0	Pa	 



























Eigenschaften von Übersichtszeile 4: Glass, soda lime (common glass)				
	A	B	C	D E
1	Eigenschaft	Wert	Einheit	 
2	Field Variables des Materials	Tabelle		
3	Dichte	2465	kg m <sup>-3</sup>	 
4	Isotroper Koeffizient der thermischen Ausdehnung (Sekante)			
6	Isotrope Elastizität			
7	Ableiten von	E-Modul und...		
8	E-Modul	69930	MPa	 
9	Querkontraktionszahl	0,2149		
10	Kompressionsmodul	4,088E+10	Pa	
11	Schubmodul	2,878E+10	Pa	
12	Zug-Streckgrenze	Tabellarisch		
13	Max. Zugfestigkeit	Tabellarisch		

Abbildung 28: Materialdaten Baustahl und Glas

In Abbildung 28 sind die genauen Materialdaten des verwendeten Baustahls und Glases dargestellt. Für die weiteren benötigten Materialien sind keine ähnlichen Materialien in ANSYS implementiert. Daher müssen diese neu definiert werden. Dafür wird ein neues Material angelegt und in der Toolbox die Eigenschaften „Dichte“ und „Isotrope Elastizität“ dem Material hinzugefügt. Gemäß der Materialdatenblätter können dann die Materialien in ANSYS definiert werden. Die definierten Materialdaten der Materialien Iglidur G und Iglidur I3 des Unternehmens Iglus sind in Abbildung 29 dargestellt.

Eigenschaften von Übersichtszeile 5: IglidurG				
	A	B	C	D E
1	Eigenschaft	Wert	Einheit	 
2	 Field Variables des Materials	Tabelle		
3	 Dichte	1,46	g cm <sup>-3</sup>	 
4	 Isotrope Elastizität			
5	Ableiten von	E-Modul und...		
6	E-Modul	7800	MPa	 
7	Querkontraktionszahl	0,4		
8	Kompressionsmodul	1,3E+10	Pa	
9	Schubmodul	2,7857E+09	Pa	














Eigenschaften von Übersichtszeile 6: IglidurI				
	A	B	C	D E
1	Eigenschaft	Wert	Einheit	 
2	 Field Variables des Materials	Tabelle		
3	 Dichte	1,05	g cm <sup>-3</sup>	 
4	 Isotrope Elastizität			
5	Ableiten von	E-Modul und...		
6	E-Modul	1800	MPa	 
7	Querkontraktionszahl	0,4		
8	Kompressionsmodul	3E+09	Pa	
9	Schubmodul	6,4286E+08	Pa	

Abbildung 29: Materialdaten Iglidur G und Iglidur I3

Zusätzlich wird ein Kleber im Modell benötigt. Der Kleber Sikasil AS-785 der Firma Sika soll im Heliostat Anwendung finden und wird daher in ANSYS definiert (Abbildung 30). Dabei ist zu beachten, dass im Materialdatenblatt keine Querkontraktionszahl des Klebers angegeben ist. Für die isotrope Elastizität wird dieser Kennwert allerdings benötigt. In einschlägiger Literatur kann jedoch nachgeschlagen werden, dass eine Querkontraktionszahl von 0,49 für Sikaflex Klebstoffe passend ist [31]. Da es sich bei Sikasil und Sikaflex um ähnliche Klebstoffe handelt, kann in ANSYS die Querkontraktionszahl von 0,49 für den Klebstoff angenommen werden.

















Eigenschaften von Übersichtszeile 7: Kleber				
	A	B	C	D E
1	Eigenschaft	Wert	Einheit	 
2	 Field Variables des Materials	Tabelle		
3	 Dichte	1400	kg m <sup>-3</sup>	 
4	 Isotrope Elastizität			
5	Ableiten von	E-Modul und...		
6	E-Modul	1,2	MPa	 
7	Querkontraktionszahl	0,49		
8	Kompressionsmodul	2E+07	Pa	
9	Schubmodul	4,0268E+05	Pa	
10	 Max. Zugfestigkeit	2E-06	MPa	 

Abbildung 30: Sikasil AS-785

### 3.1.2.2 Zuordnung der Materialien

Um die Materialien den jeweiligen Körpern zuordnen zu können, wird über einen Doppelklick auf „Modell“ ANSYS Mechanical gestartet. Dort sind unter dem Reiter „Geometrie“ alle Bauteile zu finden. Wählt man die Bauteile an, so öffnet sich ein Detailfenster, in dem das Material definiert werden kann. In Abbildung 31 sind alle Komponenten der erstellten Geometrie zu sehen. Diesen kann wie beschrieben das Material zugewiesen werden. Die Spiegelfläche, im Modell als „Solarglas“ definiert, erhält das Material „Glass,

soda lime (common glass)“. Um die Klebefläche realistisch abzubilden, wird den Bauteilen in dem Ordner der Klebefläche das Material Sikasil AS-785 zugeordnet. Die Hülsen, welche sich an den Zapfen befinden und somit die Rotation für die Verstellung in die Elevationsrichtung ermöglichen, müssen gleitende Eigenschaften aufweisen, um eine Bewegung zu ermöglichen. Daher wird diesen das Material Iglidur G zugewiesen, welches für Gleitlager verwendet wird. Die Gleitschuhe müssen ebenfalls eine Verschiebung der Bauteile ermöglichen. Diese müssen weniger Kräfte aufnehmen, da sie von umgebenden Bauteilen gestützt werden. Aus diesem Grund werden die Gleitschuhe mit dem Material Iglidur I3 definiert. Wichtig ist es, bei den Gleitschuhen zu beachten, dass die Körper über und unter dem Gleitschuh, welche diesen umklammern, aus Baustahl definiert werden, da diese die übertragene Kraft aufnehmen müssen. Auch alle anderen Komponenten des Heliostaten können mit dem Material Stahl definiert werden.



Abbildung 31: Geometrie

### 3.1.3 Massen

Aufgrund der vorangegangenen starken Vereinfachung des CAD-Modells fehlen teilweise große Bauteile im Simulationsmodell. Die Masse dieser Bauteile wird jedoch einen Einfluss auf das Ergebnis der transienten Berechnung haben, da sie von Einfluss auf die dynamischen Kräfte sind. Aufgrund dessen werden die stark vereinfachten Bauteile durch Massen in ANSYS ergänzt. Bei diesen Bauteilen handelt es sich um das Azimut-Getriebe, den Elevations- und den Azimutmotor, welche vollständig aus dem Modell entfernt wurden, sowie die stark verkürzte Spindel. Die Masse der Spindel beträgt 153g. Die Masse des Azimutmotors beläuft sich auf 330g. Die Masse des Elevationsmotors beträgt 373g. Diese Angaben beruhen auf Informationen der Hersteller des jeweiligen Motors. Die Masse des Azimutgetriebes muss berechnet werden. Dafür kann sich in Inventor das Volumen der Bauteile ausgegeben werden lassen. Das Getriebe setzt sich aus drei Planetenrädern, einem Sonnenrad und einer Abdeckung zusammen. Die von Inventor berechneten Volumina betragen:

$$V_p = 41383,671 \text{mm}^3$$

$$V_s = 4830,308 \text{mm}^3$$

$$V_A = 83851,946 \text{mm}^3$$

Das Planetenrad wird aus dem thermoplastischen Kunststoff Polyoxymethylene gefertigt. Das Sonnenrad besteht aus Edelstahl und die Abdeckung aus Polyethylen hoher Dichte (HDPE). Die Dichten der Werkstoffe lauten wie folgt:

$$\rho_{POM} = 1,41 * 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{mm}^3}$$

$$\rho_E = 8 * 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{mm}^3}$$

$$\rho_{HDPE} = 0,96 * 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{mm}^3}$$

Über folgende Formel kann nun die Masse der jeweiligen Bauteile berechnet werden:

$$m = \rho * V \quad (7)$$

Die Massen der Bauteile betragen somit:

$$m_p = V_p * \rho_{POM} = 41383,671 \text{mm}^3 * 1,41 * 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{mm}^3} = 0,0584 \text{kg}$$

$$m_s = V_s * \rho_E = 4830,308 \text{mm}^3 * 8 * 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{mm}^3} = 0,0386 \text{kg}$$

$$m_A = V_A * \rho_{HDPE} = 83851,946 \text{mm}^3 * 0,96 * 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{mm}^3} = 0,0805 \text{kg}$$

Die Masse des gesamten Getriebes berechnet sich dadurch wie folgt:

$$m_{ges} = m_A + m_s + 3 * m_p = 0,0805 \text{ kg} + 0,0386 \text{ kg} + 3 * 0,0584 \text{ kg} = 0,2943 \text{ kg}$$

Die Massen können somit nun in ANSYS übertragen werden. Dafür wird in ANSYS Mechanical in dem Projekt unter dem Reiter Geometrie eine Punktmasse eingefügt. Es gilt nun den jeweiligen Punktmassen eine Geometrie zuzuordnen. Die Masse der Spindel wird der Geometrie des kurzen Stückes der Spindel, welches übrig geblieben ist, zugeordnet. Zusätzlich wird ein Koordinatensystem auf der Oberfläche dieses Stückes platziert. Anhand dieses Koordinatensystems kann die Punktmasse der Spindel in den Schwerpunkt der Spindel gelegt werden. Dieser Schwerpunkt liegt bei -167mm in Y-Richtung. Der Elevationsmotor wird der unteren Fläche der Motorhalterung zugewiesen. Mit Hilfe desselben Koordinatensystems wird die Punktmasse in die Mitte der Motorhalterung platziert und somit um 25mm in Y-Richtung verschoben (siehe Abbildung 32).

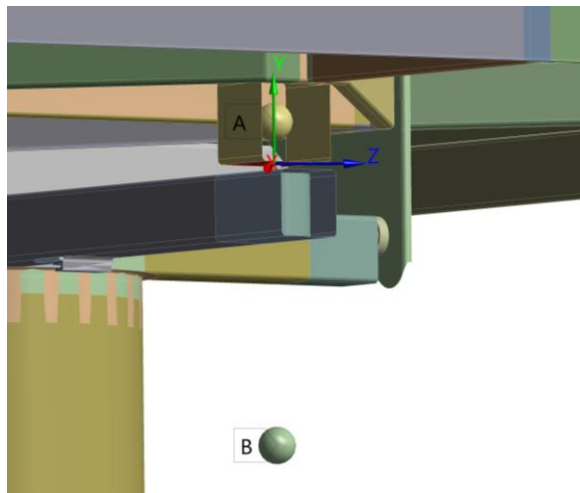


Abbildung 32: Punktmasse Spindel & Elevationsmotor

Für den Azimutmotor wird ebenfalls ein neues Koordinatensystem definiert. Dieses wird mittig in der Pylone platziert und in Y-Richtung in die Mitte der Traversen gelegt. In den Ursprung dieses Koordinatensystems kann dann die Punktmasse des Azimutmotors gelegt werden. Diese Masse wird der unteren Fläche der Traverse zugewiesen. Das Getriebe wird dem Innenring zugewiesen und in der Mitte der Pylone platziert. In Y-Richtung wird dieses um -7,5mm in Y-Richtung verschoben, um den Schwerpunkt zu treffen (siehe Abbildung 33).

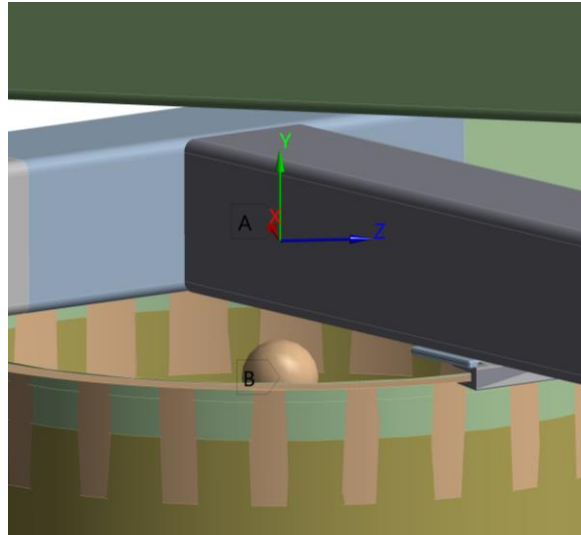


Abbildung 33: Punktmasse Azimutmotor und Getriebe

### 3.1.4 Kontakte

Ein umfangreicher und wichtiger Schritt zur Entwicklung eines realitätsnahen Modells ist die Definition von Kontakten und Verbindungen. Hierbei empfiehlt es sich, nicht die automatische Kontaktfindung von ANSYS zu nutzen, da diese nicht präzise genug arbeitet und Kontakte definiert, welche in Realität nicht existieren. Dieses Problem entsteht vor allem bei der Modellierung mit Schalenelementen. Die Kontaktdefinition wird also manuell durchgeführt. Dazu wird in ANSYS Mechanical unter dem Reiter „Kontakte/Verbindungen“ ein neuer manueller Kontaktbereich hinzugefügt. Da das Modell einen festen Zustand definieren soll, werden alle Kontakte als Verbund definiert, wodurch keine Bewegungen zwischen den Bauteilen ermöglicht wird. Dieses Vorgehen wird gewählt, da der Verbundkontakt eine lineare FE-Berechnung zulässt. Dieser Vorteil wird später sehr nützlich, da die Berechnungsmethode der modalen Superposition ausschließlich für lineare Modelle angewandt werden kann und mit dieser Methode eine effizientere Berechnung erfolgen kann. Des Weiteren werden Verbundkontakte ausgewählt, da durch diese die einzelnen Volumenkörper isoliert vernetzt werden können und der Kontakt, trotz der verschiedenen Netze der Körper im Verbund und dem somit nicht konformen Netz, abgebildet werden kann (siehe Kapitel 2.3.5). In dem erstellten Kontaktbereich müssen die jeweiligen Geometrien, welche sich in gegenseitigem Kontakt befinden, ausgewählt werden. Dieser Vorgang wird an dem Kontakt zwischen den Halterungen und den C-Profilen verdeutlicht.

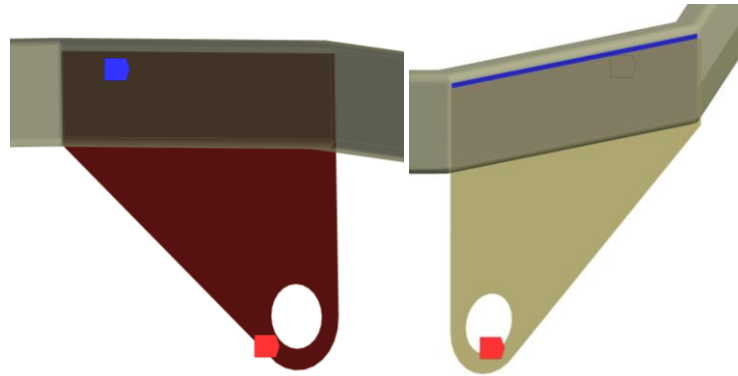


Abbildung 34: Kontaktdefinition

Nach der Auswahl der Kontaktflächen ist es wichtig, dass die Schalenseite des Bauteils nicht auf programmgesteuert eingestellt wird. Hier entsteht erneut eine hohe Fehleranfälligkeit. Unter den Optionen „Schalenseite für Kontakt“ und „Schalenseite für Ziel“ muss jeweils die richtige Seite des Schalenkörpers ausgewählt werden an der der Kontakt stattfindet. Gemäß Abbildung 34 kann an der farblichen Hervorhebung erkannt werden, ob die richtige Seite ausgewählt wurde. Nach dieser Vorgehensweise können alle Kontakte erstellt werden. Im Folgenden wird nicht die Definition jedes Kontaktes erläutert, da die Anzahl der Kontakte sehr hoch ist. Es wird lediglich auf Besonderheiten eingegangen. Bei Kontakten zwischen Bauteilen, welche einer Komponente untergeordnet sind (siehe Abbildung 31), muss kein manueller Kontakt definiert werden. Findet tatsächlich eine Berührung zwischen den Bauteilen derselben Komponente statt, so wird der Kontakt automatisch abgebildet. Es ist jedoch wichtig darauf zu achten, dass diese Kontaktbildung von den Grundflächen der Schalenkörper ausgeht. Sind die Körper erst später durch die Dicke der Fläche in Kontakt, so wird der Kontakt nicht mit abgebildet. Ein Beispiel dafür ist der in Abbildung 35 dargestellte Kontakt. Die Fläche der Halterung beruht auf der Mittelfläche des Volumenkörpers. Dadurch sind die Körper erst nach der Vernetzung miteinander in Kontakt, wodurch dieser nicht abgebildet wird. Hier muss ein manueller Kontakt eingepflegt werden.



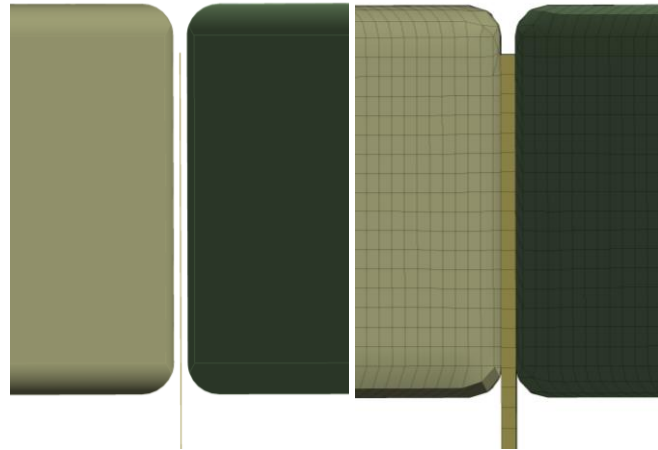


Abbildung 35: Kontakt Abstand

Aus diesem Grund muss auch bei dem C-Profil, welches sich in der Mitte des Heliostaten befindet und zwischen einem anderen C-Profil eingebaut ist, der Kontakt definiert werden (siehe Abbildung 36).

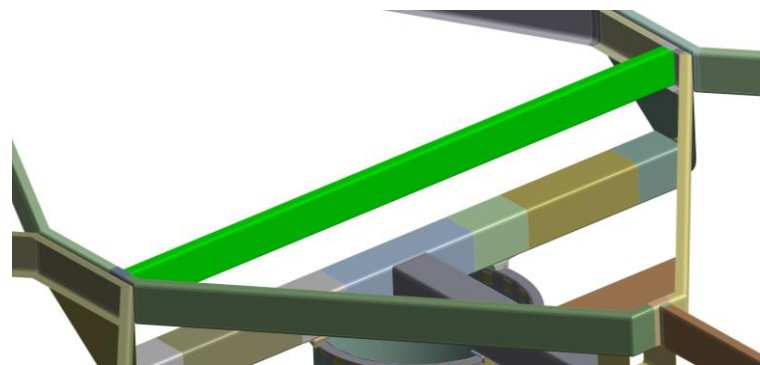


Abbildung 36: C-Profil mittig

Bei allen weiteren Kontakten, welche sich in einer Komponente befinden, wie das Stützrohr mit dem Boden und die Traversen, sind keine manuellen Definitionen notwendig. Ein weiterer Punkt muss bei der Definition von Kontakten zwischen Schalen und Volumenkörpern beachtet werden. Hier muss unter dem Reiter „Erweitert“ der Algorithmus von programmgesteuert auf das MPC-Verfahren umgestellt werden. Des Weiteren muss der Zwangsbedingungstyp auf „Projiziert ungekoppeltes U zu ROT“ eingestellt werden. Durch dieses Vorgehen können die verschiedenen Elementtypen miteinander verknüpft werden. Aufgrund der unterschiedlichen Freiheitsgrade kann die Rotationsmöglichkeit der Schalenelemente auf die reine Verschiebefähigkeit der Volumenelemente umgerechnet werden und dieser Effekt berücksichtigt werden. Gemäß den beschriebenen Erläuterungen können alle Kontakte im Modell definiert werden. In Abbildung 37 sind alle definierten Kontakte des Modells dargestellt.



Abbildung 37: Kontakte

### 3.1.5 Randbedingungen

Um eine Berechnung zu ermöglichen, müssen Randbedingungen im Modell definiert werden. Dafür muss die Druckverteilungszeitreihe in das Modell implementiert werden. Die Bedingungen der gegebenen Daten sowie eine Skizze des Heliostaten aus dem Windkanal sind in Abbildung 38 zu sehen.

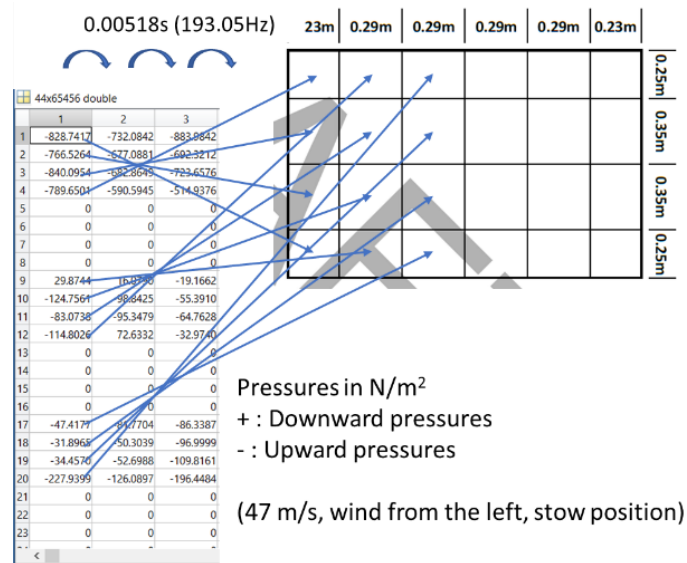


Abbildung 38: Daten Windkanal

Dabei wird deutlich, dass der Heliostat, der im Windkanal genutzt wurde, leicht unterschiedliche Abmessungen aufweist. Daher muss die Größe der einzelnen Druckfelder auf dem Heliostaten proportional verkleinert werden, damit eine realistische Drucksituation im Modell aufgebaut werden kann. Die Berechnung erfolgt wie folgt:

$$\text{Gesamtlänge Windkanal: } L_{Wges} = 4 * 290 \text{ mm} + 2 * 230 \text{ mm} = 1620 \text{ mm}$$

$$\text{Gesamtbreite Windkanal: } B_{Wges} = 2 * 350 \text{ mm} + 2 * 250 \text{ mm} = 1200 \text{ mm}$$

$$\text{Gesamtlänge CAD: } L_{Cges} = 1605 \text{ mm}$$

$$\text{Gesamtbreite CAD: } B_{Cges} = 1275 \text{ mm}$$

$$\text{Differenz Länge: } \Delta L = L_{Wges} - L_{Cges} = 1620 \text{ mm} - 1605 \text{ mm} = 15 \text{ mm}$$

$$\text{290er Faktor: } F_{290} = 290 \text{ mm} \div L_{Wges} = 290 \text{ mm} \div 1620 \text{ mm} = 0,179$$

$$\text{230er Faktor: } F_{230} = 230 \text{ mm} \div L_{Wges} = 230 \text{ mm} \div 1620 \text{ mm} = 0,142$$

$$\begin{aligned} \text{Resultierende Länge 1: } L_1 &= 290 \text{ mm} - F_{290} * \Delta L = 290 \text{ mm} - 0,179 * 15 \text{ mm} \\ &= 287,315 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Resultierende Länge 2: } L_2 &= 230 \text{ mm} - F_{230} * \Delta L = 230 \text{ mm} - 0,142 * 15 \text{ mm} \\ &= 227,87 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\text{Differenz Breite: } \Delta B = B_{Cges} - B_{Wges} = 1275 \text{ mm} - 1200 \text{ mm} = 75 \text{ mm}$$

$$\text{250er Faktor: } F_{250} = 250 \text{ mm} \div B_{Wges} = 250 \text{ mm} \div 1200 \text{ mm} = 0,208$$

$$\text{350er Faktor: } F_{350} = 350 \text{ mm} \div B_{Wges} = 350 \text{ mm} \div 1200 \text{ mm} = 0,292$$

$$\text{Resultierende Breite 1: } B_1 = 350 \text{ mm} + F_{350} * \Delta B = 350 \text{ mm} + 0,292 * 75 \text{ mm}$$

$$= 271,9 \text{ mm}$$

$$\text{Resultierende Breite 2: } B_2 = 250 \text{ mm} + F_{250} * \Delta B = 250 \text{ mm} + 0,208 * 75 \text{ mm}$$

$$= 265,6 \text{ mm}$$

In das FEM-Modell müssen somit nun Rechtecke auf dem Spiegel modelliert werden. Dabei müssen jeweils zwei Reihen mit der Breite von 271,9 mm und 265,6 mm eingepflegt werden. Ebenfalls müssen vier Spalten mit der Breite von 271,9 mm und zwei Spalten der Breite 265,5 mm skizziert werden. Um diese Drücke auf das Modell aufbringen zu können, muss die Spiegelfläche des Heliostaten aufgeteilt werden. Dafür wird SpaceClaim verwendet. In SpaceClaim kann eine Ebene auf die Fläche des Solarglases gelegt und darauf eine Skizze erstellt werden.

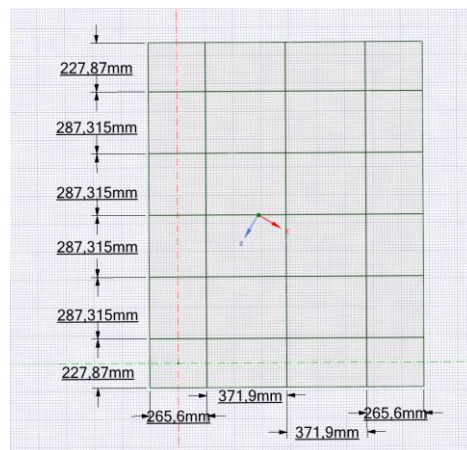


Abbildung 39: Skizze Aufteilung Spiegelfläche

Gemäß Abbildung 39 werden Rechtecke auf der Spiegelfläche skizziert. Unter dem Reiter „Konstruktion“ kann mit der Funktion „Aufspalten“ die Oberfläche des Heliostaten anhand der soeben erstellten Skizze aufgeteilt werden. Ist dieser Arbeitsschritt erledigt, so kann ANSYS Mechanical geöffnet werden. Hier können unter der statisch-mechanischen Analyse die Druckdaten eingefügt werden. Dafür muss auf jede Fläche jeweils ein Druck aufgebracht werden (siehe Abbildung 40). Gemäß der Schlüsselung in Abbildung 38 kann dann dem jeweiligen Druck die korrekte Größe zugeordnet werden.

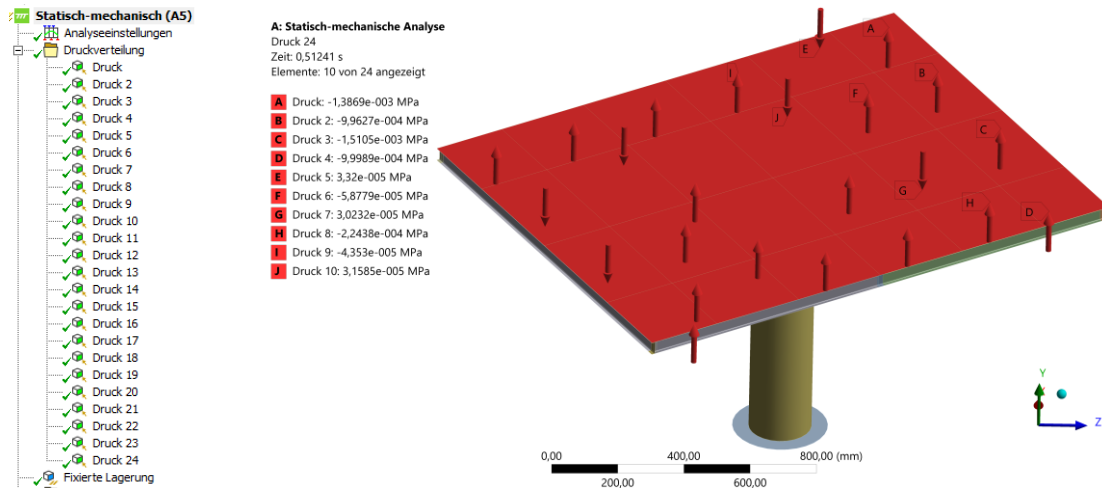


Abbildung 40: Druckverteilung statisch

In einer vorangegangenen Abschlussarbeit konnte die Druckverteilungszeitreihe untersucht werden. Durch das Ermitteln des Momentes auf den Heliostaten zu jedem Zeitpunkt der sieben Minuten der Druckverteilungszeitreihe konnte der Zeitpunkt herausgestellt werden, an dem das Moment auf den Heliostaten maximal wird. Die Druckverteilung zu diesem Zeitpunkt wird in der statisch mechanischen Analyse auf den Heliostaten aufgebracht, um die maximalen statischen Spannungen des Modells zu erzeugen. Damit eine Berechnung möglich ist, muss zudem eine weitere Randbedingung definiert werden. Hierfür dient eine fixierte Lagerung der Bodenfläche, welche in blau dargestellt ist. Diese bildet somit den als starr angenommenen Boden ab. Der Boden wird trotz des Ramm-Verfahrens als starr angenommen, da der Heliostat an verschiedensten Orten angewendet werden soll und somit keine Daten über die Festigkeit des Bodens vorhanden sind. Durch diese Approximation resultieren tendenziell höhere Spannungen im Heliostaten, als bei einem Boden der nachgibt. Somit ist diese Annäherung als zulässig zu betrachten, da die Spannungen in den Bauteilen dadurch überschätzt werden und kein Versagen der Bauteile riskiert wird.

### 3.1.6 Klebefläche

Nach der Durchführung einer ersten Simulation können die Ergebnisse auf ihre Plausibilität geprüft werden. Dabei fällt der Spannungszustand der C-Profile auf. Kommt es zu einer Biegung eines Bauteils, so entstehen sowohl Zug- als auch Druckspannungen. Betrachtet man den Spannungszustand in Abbildung 41, so wird deutlich, dass in den C-Profile lediglich eine Druckspannung zu erkennen ist.



Abbildung 41: Spannungszustand C-Profil ohne Klebefläche

Dieser Fehler kann auf falsch definierte Kontaktbedingungen zurückgeführt werden. Im CAD-Modell des Heliostaten wurde keine Klebefläche, über die der Spiegel mit den C-Profilen verbunden wird, berücksichtigt. Dies führt dazu, dass die Profile direkt mit dem Spiegel verbunden werden. Aufgrund des hohen E-Moduls beider Materialien und dem Verbund der Flächen im Kontakt, wird die Steifigkeit des Systems deutlich erhöht und die Biegung der Profile nicht wie in Realität abgebildet. In Realität wird eine stärkere Biegung der Profile durch den deutlich geringeren E-Modul des Klebers ermöglicht, da die Flächen sich nicht in direktem Kontakt mit dem Glas befinden, wodurch eine Relativbewegung der Profile zum Glas möglich wird. Somit muss eine Klebefläche in das Modell implementiert werden, um einen realistischen Spannungszustand zu erreichen. Dafür wird in SpaceClaim eine Ebene auf die Oberseite der Profile gelegt. Auf dieser Ebene kann dann eine Skizze erstellt werden. Mit der Funktion „Auf Skizze projizieren“ können die Kanten der Profile als Linien in die Skizze übernommen werden und dadurch die Fläche des Klebers auf den Profilen abgebildet werden. Bei den erstellten Flächen muss der Versatztyp eingestellt werden. Dieser gibt an, in welche Richtung die Flächen verstärkt werden. Dabei ist darauf zu achten, dass bei den Flächen nicht jeder Versatztyp „Unten“ eingestellt wird, damit die Fläche nach oben verstärkt wird. Die Stärke des Klebers wird auf einen Millimeter festgelegt, da dies die angestrebte Dicke ist. Die Klebefläche auf dem mittleren C-Profil muss jedoch mit einer Stärke von zwei Millimeter definiert werden. Dies liegt darin begründet, dass das Profil zwischen den anderen C-Profilen eingebaut ist. Dadurch muss die Klebefläche um die Dicke der C-Profile, von einem Millimeter, verstärkt werden. In ANSYS Mechanical können die Kontakte zwischen dem Solarglas und der Klebefläche, sowie der Klebefläche und den Profilen definiert werden. Ebenfalls kann das Material Sikasil AS-785 den Klebeflächen zugeordnet werden. Zur Plausibilitätsprüfung wird die Spannung im Kleber betrachtet (siehe Abbildung 42).

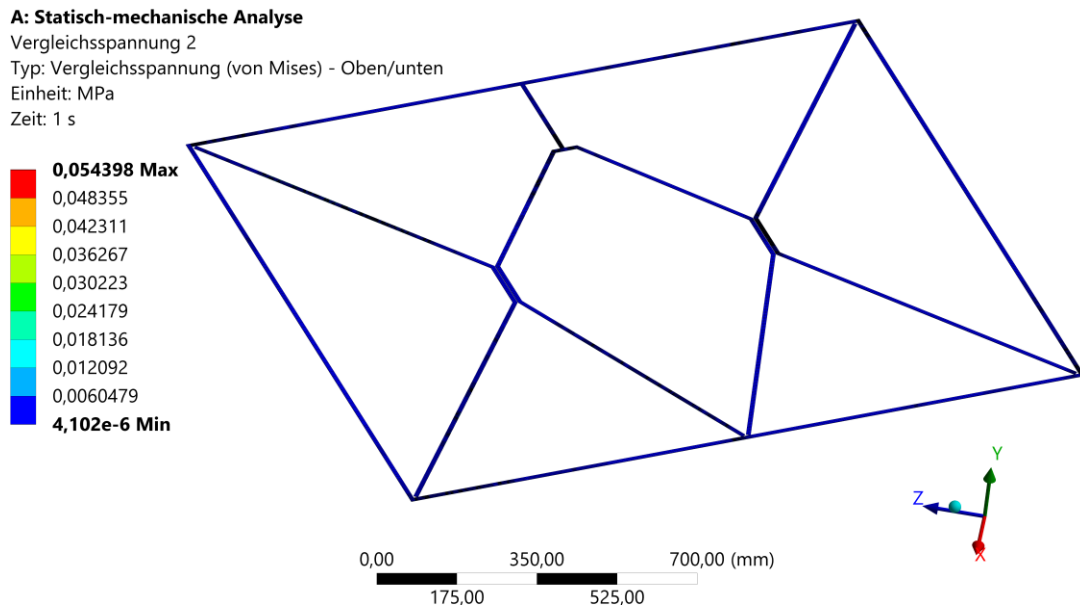


Abbildung 42: Plausibilitätskontrolle Klebefläche

Diese ist wie zu erwarten sehr gering, da der Kleber aufgrund seiner Materialeigenschaften kaum Kräfte aufnehmen kann. Des Weiteren ist die Verformung des Modells gestiegen und die Steifigkeit gesunken, was an einer niedrigeren Frequenz der ersten Mode in der Modalanalyse deutlich wird. Die Klebefläche kann somit als realistisch eingestuft werden.



Abbildung 43: Spannungszustand C-Profil mit Klebefläche

Die Modellierung des Klebers führt zu einem deutlich realistischeren Spannungszustand in den Profilen, woraus Zug- und Druckspannungen in den Profilen resultieren (Abbildung 43).

### 3.1.7 Verrundungen

Es wird eine erste Vernetzung des Modells durchgeführt, um einen Einblick in die Abbildung der Geometrien erhalten zu können. Dabei fällt ein Phänomen stark ins Auge. Durch die Modellierung mit Schalenelementen kommt es zu ideal scharfen Kanten. Diese Kanten verfügen über keine Radien, was zu Problemen bei der Abbildung in ANSYS führt. Bei dem Versuch die Vernetzung realistisch abzubilden, kommt es in ANSYS zu einer Verschärfung dieser scharfen Kante.

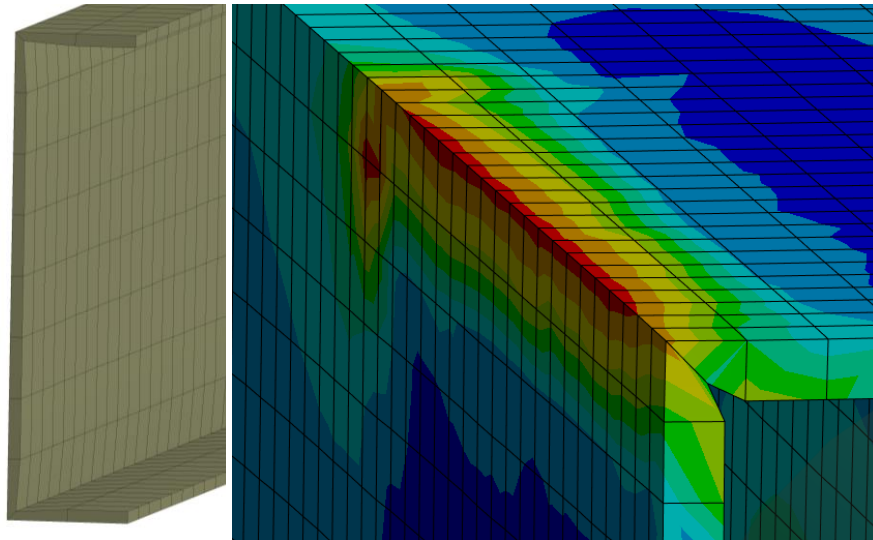


Abbildung 44: Verschärfte Kanten

Die Elemente werden an dieser Stelle somit schmaler und die Kante noch spitzer (Abbildung 44). Dies entspricht nicht der Realität und schwächt den Körper an einer kritischen Stelle zusätzlich stark. Zusätzlich kommt es durch die scharfe Kante zu Singularitäten im Modell. Dadurch geht die Spannung an diesem Punkt gegen unendlich und konvergiert somit nicht. Eine gängige Vorgehensweise, um diesen Effekten entgegen zu wirken, ist es Radien in das Modell zu implementieren. Diese Radien werden an den C-Profilen, den Traversen sowie der Motorhalterung eingefügt. Da es sich bei diesen Profilen um Biegeteile handelt, wird eine Rechnung geführt, welche eine Annäherung an den realen Radius darstellen soll. Bei dieser Rechnung ist darauf zu achten, dass der Innenbiegeradius nicht im Modell eingefügt werden kann. Da die Schalenelemente an den Außenseiten der Körper erstellt wurden, muss nun der Außenradius der Biegung in ANSYS angegeben werden. Dadurch müssen für die verschiedenen Wandstärken von 1,5 mm und 1,0 mm gesonderte Berechnungen durchgeführt werden. Typische Innenbiegeradien für Stahl bei einer Biegung um 90 Grad liegen für eine Wandstärke von 1,5 mm bei circa 1,7 mm und bei einer Wandstärke von einem Millimeter bei 1,4 mm [32]. Die Berechnung der Außenradien erfolgt dadurch überschlägig wie folgt:

$$R_{a1,5} = R_i + t = 1,7 \text{ mm} + 1,5 \text{ mm} = 3,2 \text{ mm}$$

$$R_{a1} = R_i + t = 1,4 \text{ mm} + 1 \text{ mm} = 2,4 \text{ mm}$$

Die Außenradien können dann in SpaceClaim modelliert werden. Dazu wird die Funktion „Ziehen“ genutzt, welche sich im Reiter „Skizze“ befindet. Mit dieser Funktion können die zu verrundenden Kanten angewählt werden. Durch Ziehen entlang des angezeigten Pfeils kann die Verrundung erstellt werden.



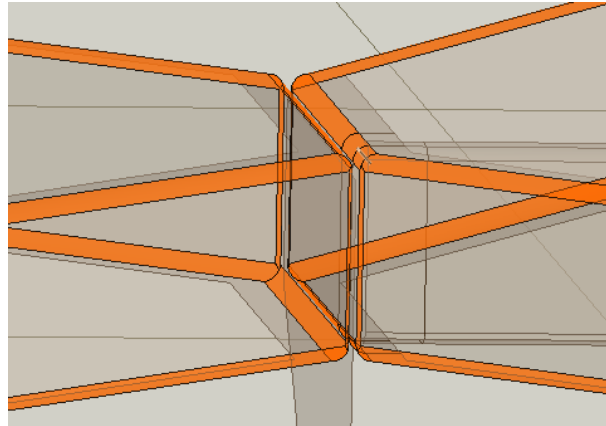


Abbildung 45: Verrundungen C-Profil

Zusätzlich wird die scharfe Kante an der Außenseite der Profile, welche sich an der Halterung befinden, abgerundet (siehe Abbildung 45). Hier wird zur Vereinfachung ebenfalls ein Radius von 3,2 mm genutzt. Die Traversen, der Winkel und das Motorgehäuse werden aufgrund ihrer Stärke von 1,5 mm ebenfalls mit einem Radius von 3,2 mm abgerundet.

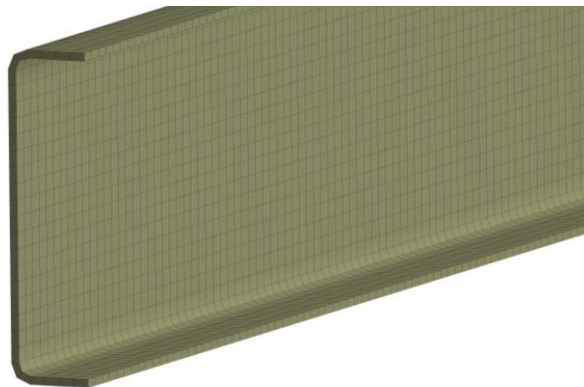


Abbildung 46: Verrundungen Netz

Die Kanten der Körper werden durch die Verrundungen deutlich realistischer abgebildet (siehe Abbildung 46) und es kommt an diesen zu keinen Singularitäten mehr. Die Auflagefläche und der Innenring erhalten ebenfalls entsprechende Verrundungen

### 3.1.8 Vernetzung

Um ein möglichst strukturiertes Netz zu erhalten, werden einige Komponenten des Heliostraten in Baugruppen eingeteilt. Dabei werden alle C-Profile inklusive der Halterungen, die beiden Traversen sowie das Stützrohr mit dem Boden in jeweils einer Komponente untergeordnet. Diese Einordnung sollte bereits in SpaceClaim durchgeführt werden, da dann unter dem Reiter „Topologie gemeinsam benutzen“ die Option „gemeinsam benutzen“ ausgewählt werden kann. Dadurch wird unter dieser Baugruppe ein konformes Netz aufgebaut. Dies bedeutet, dass die Knoten der verschiedenen Komponenten

in der Baugruppe so definiert werden, dass diese bei einem Kontakt in der Baugruppe übereinander liegen. Dadurch kann eine optimale Kraftverteilung in den Baugruppen stattfinden.

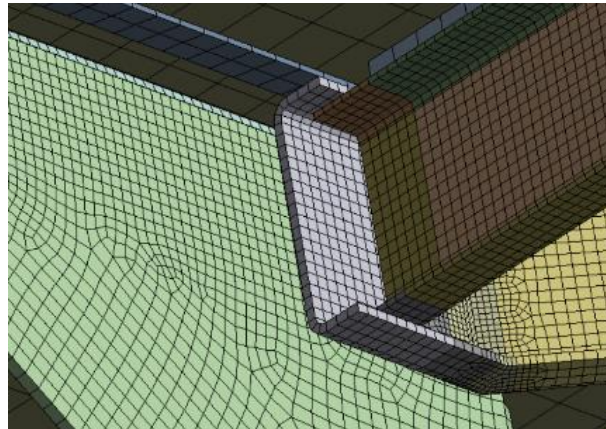


Abbildung 47: Konformes Netz Baugruppen

In Abbildung 47 ist zu sehen, dass sich somit das Netz der Halterungen (grün) an das Netz der Profile anpasst. So weist dieses im Kontakt mit den C-Profilen (teilweise ausgeblendet) eine andere Struktur auf, als ohne den Kontakt. Um das Netz kontrollieren zu können, werden in ANSYS-Mechanical unter dem Reiter „Netz“ Elementgrößen hinzugefügt. Dabei werden mehrere Elementgrößen erstellt und jeweils den verschiedenen Baugruppen oder Bauteilen zugeordnet. So können die Netzdichten für unterschiedliche Komponente unabhängig voneinander gesteuert werden. Die bereits genannten Baugruppen werden dabei mit einer Elementgröße definiert. Ebenfalls werden die Komponenten der Klammern und die Klebefläche gemeinsam definiert. Die Halterungen werden jedoch getrennt von der Baugruppe der C-Profile vernetzt. Alle anderen Bauteile erhalten getrennte Elementgrößen, außer das gleiche Bauteil liegt mehrfach vor (siehe Abbildung 48).

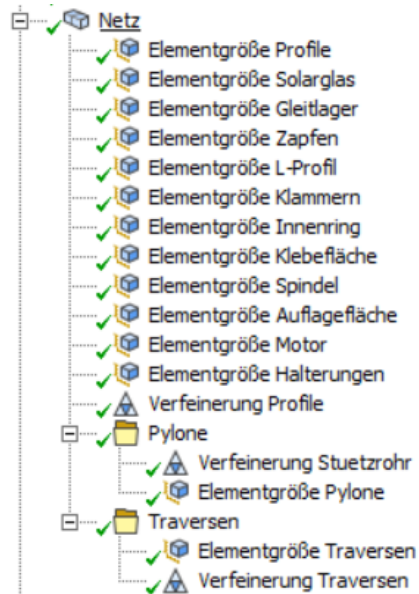


Abbildung 48: Elementgrößen

Über diese Einstellungen können die Elementgrößen der Bauteile getrennt definiert werden. Zusätzlich ist darauf zu achten, dass bei den C-Profilen, den Traversen, dem Motor, der Auflagefläche und den Halterungen die Option „Krümmung erfassen“ auf „Nein“ definiert wird. Dies liegt darin begründet, dass die Radien im Verhältnis zu den Hauptabmessungen der Bauteile klein sind. Ist diese Option aktiviert, so wird die Elementgröße im Bereich der Radien sehr klein, um diese präzise abbilden zu können. Da die Bauteile jedoch generell keine großen Abmessungen aufweisen, hat das Netz nicht genügend Raum um sich wieder zu vergrößern. Dadurch würde sich bei Aktivierung dieser Option das Netz kaum ändern, obwohl es gröber definiert wird. Die Folge der Deaktivierung ist, dass die Krümmungen nicht präzise sondern mit der definierten Elementgröße abgebildet werden. Dies ist als nicht kritisch zu betrachten, da die Radien in dieser Berechnung von keiner sehr hohen Relevanz sind, abgesehen von der Vermeidung unendlich scharfer Kanten. Zusätzlich werden lokale Verfeinerungen des Netzes durchgeführt. Durch eine erste Berechnung des Modells konnten Stellen an den C-Profilen, den Traversen und dem Stützrohr definiert werden, welche von besonders hohem Interesse sind. Dort entstehen hohe Spannungsgradienten, weshalb eine lokale Netzverfeinerung vorgenommen wird, um hier ein genaueres Ergebnis zu erreichen. Bei den C-Profilen befindet sich die Stelle, an der Verrundung an der diese auf die Halterungen des Heliostaten treffen (Abbildung 49).

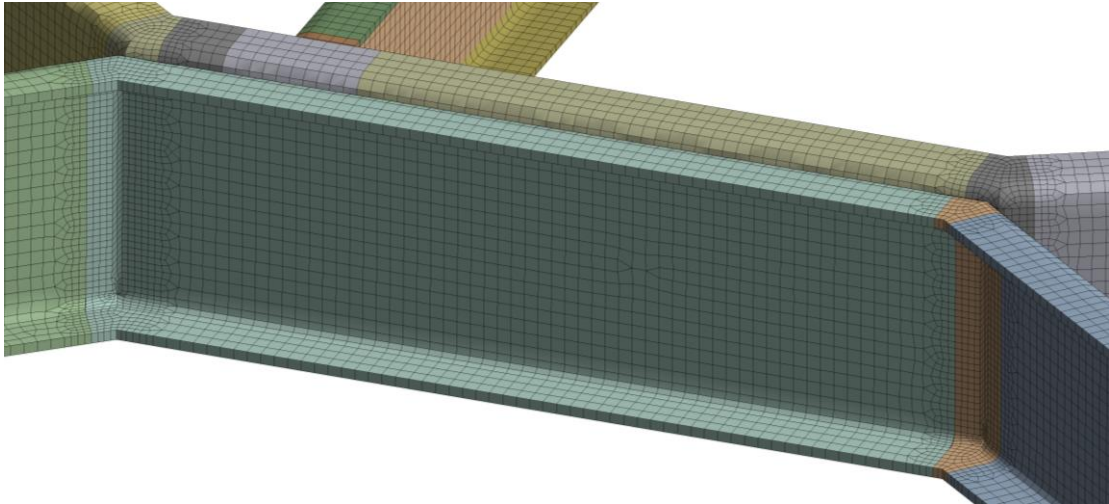


Abbildung 49: Verfeinerung C-Profile

Hier wird eine Verfeinerungstiefe von eins gewählt. Dies sorgt dafür, dass die Netzdichte verdoppelt wird. Bei den Traversen befinden sich die Stellen von hohem Interesse dort, wo diese im Kontakt mit den Zapfen und den Klammern sind (Abbildung 50). Hier werden somit ebenfalls einzelne Felder verfeinert. Dies wird mit einer Verfeinerungstiefe von zwei durchgeführt, was bedeutet, dass auf ein normales Element drei verfeinerte Elemente kommen.

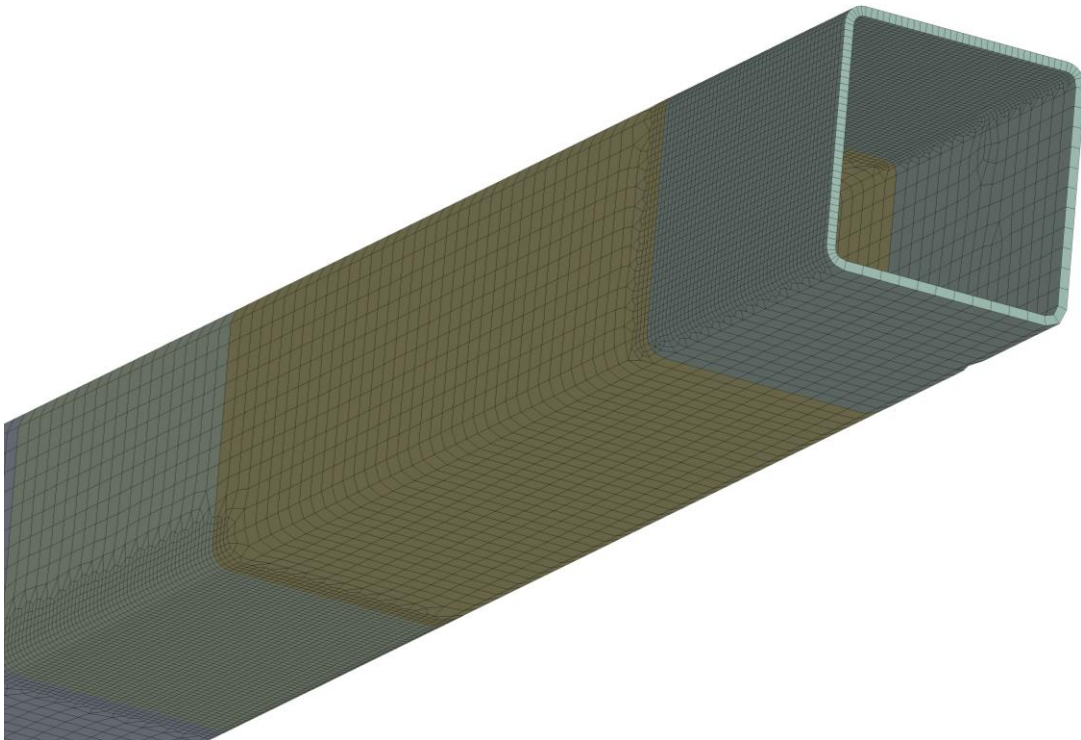


Abbildung 50: Verfeinerung Traversen

Auch an der Oberseite des Stützrohres wird eine Verfeinerung mit einer Verfeinerungstiefe von zwei eingepflegt (Abbildung 51). Hier entstehen durch die Lastübertragung hohe Spannungsgradienten.

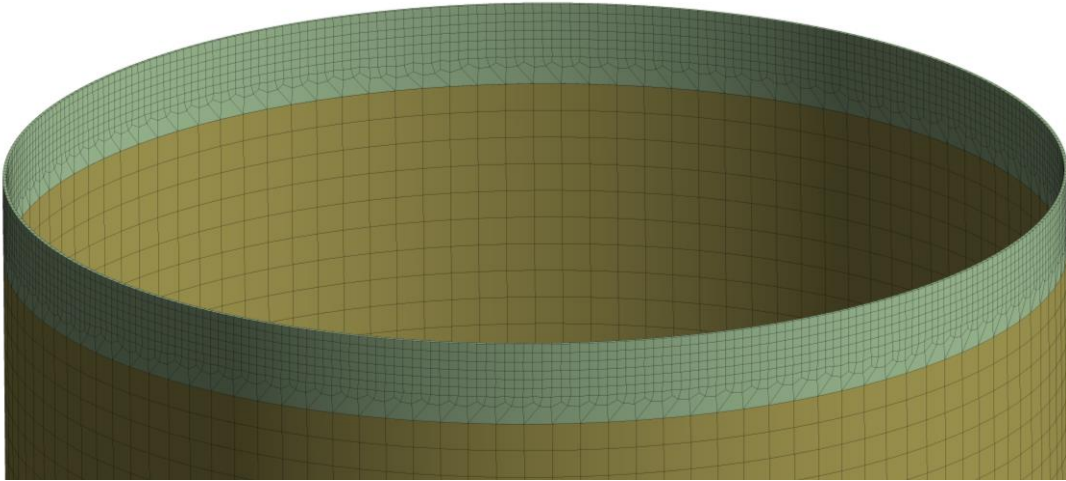


Abbildung 51: Verfeinerung Stützrohr

Um diese Verfeinerungen zu ermöglichen, müssen die Körper an den gewünschten Stellen aufgeteilt werden. Dies wird in SpaceClaim durchgeführt. Hierfür wird eine Ebene durch die gewünschte Schnittfläche gelegt und die Funktion „Körper aufspalten“ zum Trennen genutzt. Anschließend können die zu verfeinernden Flächen in ANSYS-Mechanical getrennt ausgewählt werden. Wird die Vernetzung gestartet, so vernetzt ANSYS die Schalenelemente mit den vorgegebenen Einstellungen. Dabei werden vorrangig vier-eckige Elemente verwendet, was als äußerst positiv bewertet werden kann. Es resultiert ein sehr strukturiertes Netz im gesamten Heliostaten, welches eine präzise Berechnung ermöglichen wird. Die Elementgröße wird im Kapitel 3.1.10 „Netzstudie“ festgelegt.

### 3.1.9 Fokussierung der Ergebnisse

Im Modell kommt es zu einigen Singularitäten. Diese können nicht ausgewertet werden, weshalb die Ergebnisse, wie in Kapitel 2.3.5 beschrieben, auf einen sinnvollen Bereich fokussiert werden müssen. Somit werden wie im Kapitel „Umgang mit Singularitäten“ erläutert, die maximalen Spannungen verworfen und die Spannungen in einem Abstand von diesen betrachtet. Es wird sich dafür entschieden, einen Abstand von 5 mm zu den Singularitäten zu wählen. So wird der Bereich des ein- bis fünffachen Elementabstandes bei den zu erwartenden Netzfeinheiten häufig getroffen. Bei den C-Profilen kommt es zu einigen Stellen, an denen dieses Vorgehen durchgeführt werden muss. Dies ist dort lokalisiert, wo das Ende eines Schalenelements auf das nächste Schalenelement trifft.

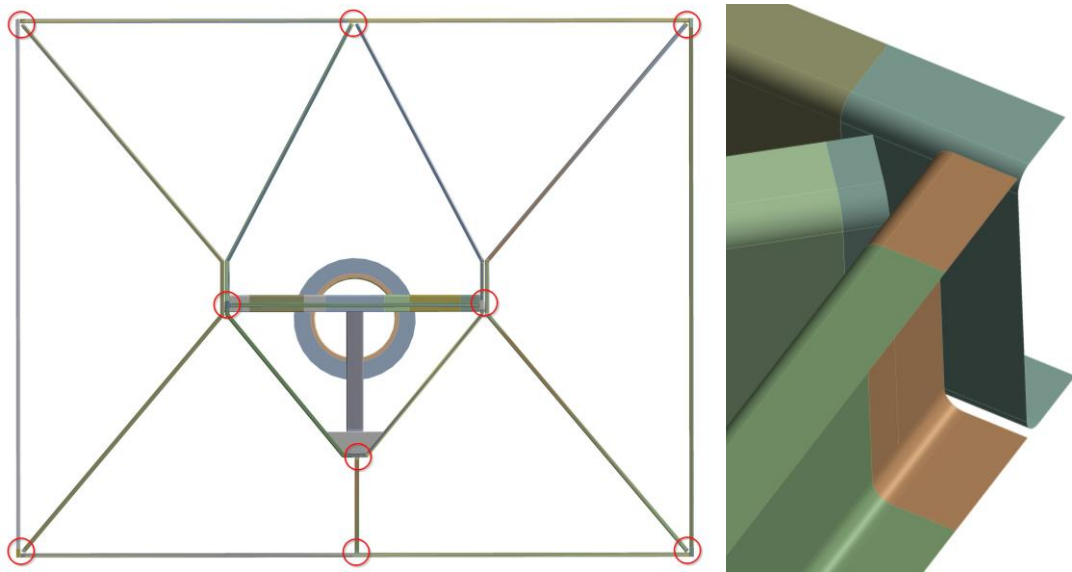


Abbildung 52: Auftreffen C-Profile

In Abbildung 52 sind mehrere solcher Auftreffpunkte zu sehen. Dadurch, dass die Schalelemente an ihrem Ende nicht abgerundet werden können, kann hier keine Verrundung vorgenommen werden, um die Spannungsüberhöhungen zu vermeiden. Dies resultiert somit in theoretisch unendlich scharfen Kanten bei zusätzlichem Kontakt der Körper. Dadurch entstehen Spannungsüberhöhungen in diesem Bereich. Eine erste Netzstudie ergab, dass das Modell an diesen Stellen divergiert (Abbildung 53). Dies deutet auf Singularitäten hin.

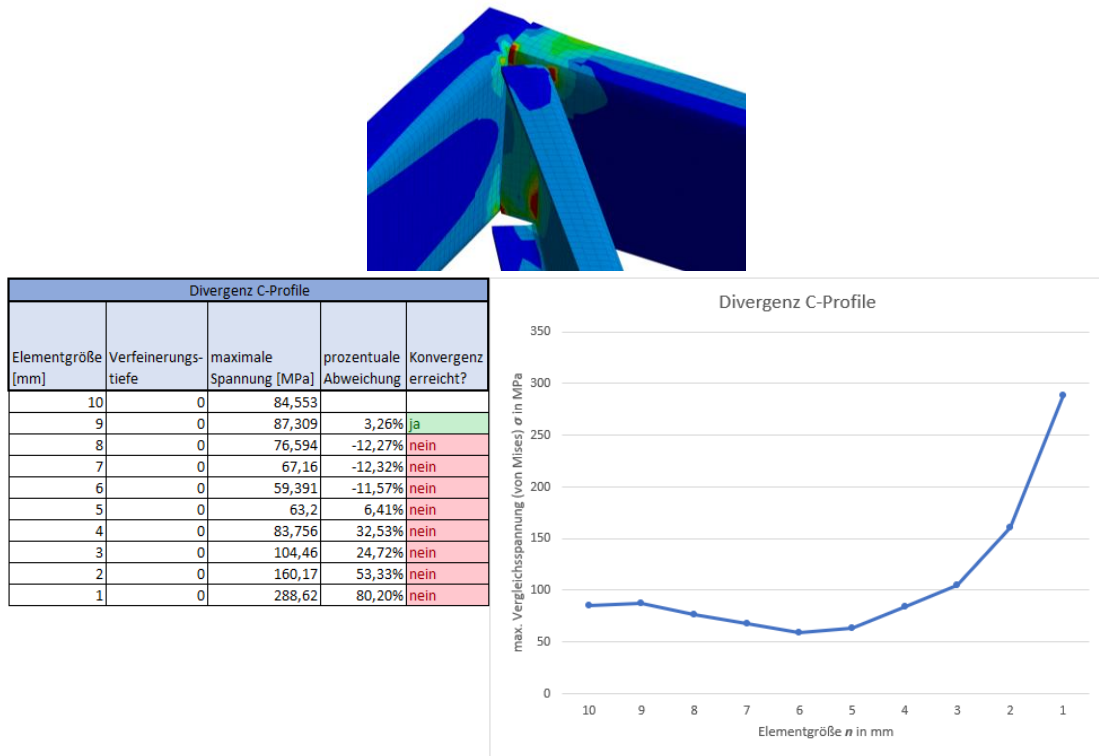


Abbildung 53: Singularitäten Profile

Somit werden die Bauteile in einer Entfernung von 5 mm von der Kontaktstelle aufgeteilt. Dies wird in SpaceClaim durchgeführt. Dafür wird eine Ebene so durch den Körper gelegt, wie der Schnitt erfolgen soll. Über die Funktion „Körper aufspalten“ können die Körper dann getrennt werden. Dadurch kann bei der Ergebnisauswahl der Körper mit den singulären Stellen vernachlässigt werden. In Abbildung 53 sind beispielhaft aufgeteilte C-Profile dargestellt, welche an ihren unterschiedlichen Farben zu erkennen sind. Um die Ergebnisse nun fokussieren zu können, müssen der Lösung Spannungsergebnisse hinzugefügt werden. Dafür wird über einen Rechtsklick auf die Lösung der Analyse über den Pfad: Einfügen → Spannung → Vergleichs- (von Mises) die Vergleichsspannung nach Mises hinzugefügt. In dieser Spannung kann dann unter „Geometrie“ das Ergebnis auf bestimmte Teile des Modells fokussiert werden, indem lediglich bestimmte Körper ausgewählt werden. In Abbildung 54 ist der Bereich dargestellt, welcher für die Auswertung der C-Profile in Betracht gezogen wird. Die Aussparungen betreffen Bereiche mit Singularitäten.

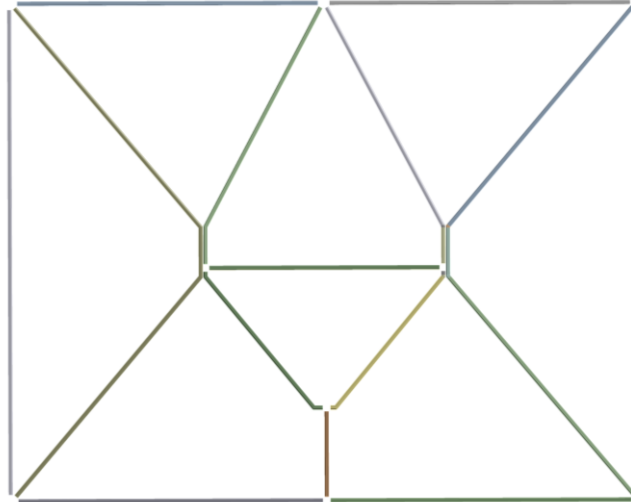


Abbildung 54: Ergebnisbereich C-Profile

Auch bei der Pylone kommt es zu dem beschriebenen scharfen Kontakt zwischen dieser und dem Innenring. Daher kommt es auch hier zu einer Singularität, da keine Verrundung möglich ist. Es wird hier dasselbe Vorgehen wie bei den Profilen gewählt. Somit wird das obere Stück der Pylone um fünf Millimeter von der Ergebnisauswertung ausgeschlossen. Des Weiteren werden für alle Bauteile die Ergebnisse getrennt ausgegeben. Eine Ausnahme bilden dabei die C-Profile, die Traversen und die Klammern, da diese als Baugruppe gemeinsam betrachtet werden.

### 3.1.10 Netzstudie

Um die Richtigkeit der Berechnung sicherstellen zu können, wird eine Netzstudie durchgeführt. Hierbei wird sich für ein Konvergenzkriterium von vier Prozent Abweichung zur vorangegangenen Berechnung entschieden. Dies entspricht hier in den meisten Fällen einer Abweichung von vier Prozent im Vergleich zu einer Elementgröße von einem Millimeter mehr. Die Netzstudie wird für die wichtigsten Bauteile durchgeführt. Auch hierbei werden die C-Profile, die Traversen und die Klammern jeweils als Baugruppe betrachtet. Die Netzstudie wird in ANSYS manuell durchgeführt. Dafür werden die Elementgröße und die maximale Spannung des jeweiligen Bauteils als Parameter definiert. In der ANSYS Workbench können dann unter „Parametersatz“ mehrere sogenannte „Design Points“ definiert werden. Diese Design Points spiegeln verschiedene Konfigurationen der Berechnung wieder. So können mehrere Design Points erstellt werden, bei denen der Eingangsparameter der Elementgröße variiert. In der Workbench können alle Design Points berechnet werden, wodurch jeweils die maximale Spannung als Ausgangsparameter resultiert. Die Ergebnisse werden in ein Diagramm übertragen, um anhand der Visualisierung vereinfacht eine Entscheidung über die erforderliche Elementgröße treffen zu können. Es werden hier, auch bei erreichter Konvergenz, in einem gewissen



Bereich weitere Berechnungen durchgeführt, um unerwünschte Effekte ausschließen zu können. Durch viele vorangegangene Berechnungen während der Modellierung der Struktur konnte bereits ein Gefühl für das Modell entwickelt werden, woraus der Bereich der Elementgröße resultiert. Dieser steht in Zusammenhang zu den jeweiligen Bauteilabmessungen. Die jeweilige Konvergenz der Bauteile wird nun, beginnend vom oberen Bereich des Heliostaten, im Folgenden dargestellt.

### 3.1.10.1 Solarglas

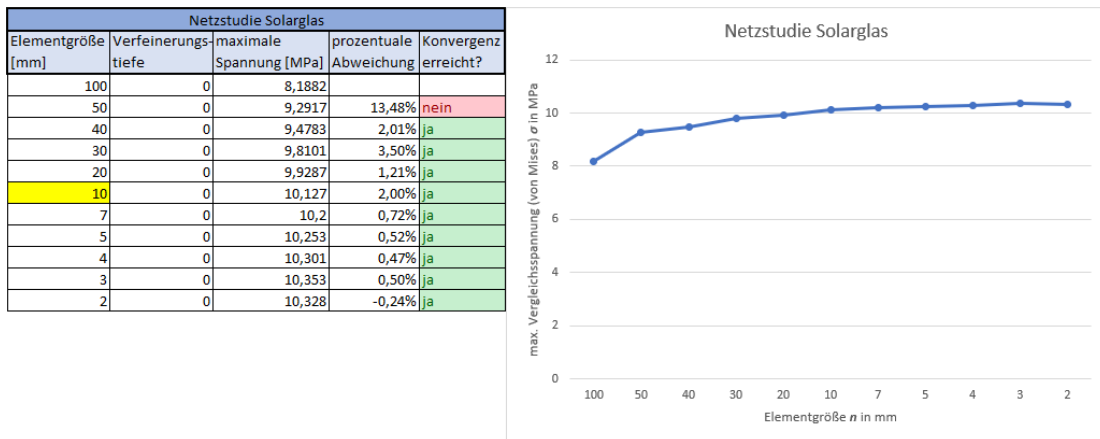


Abbildung 55: Netzstudie Solarglas

Bei dem Solarglas wird eine Elementgröße von 100 mm bis 2 mm untersucht. Dabei werden zu Beginn größere Schritte gemacht und diese bei kleineren Elementgrößen verkleinert. Hier ist eine klare Konvergenz zu erkennen. Die maximale Spannung in dem Solarglas nähert sich asymptotisch einem Wert von circa 10 MPa an. Es wird sich hier für eine Elementgröße von 10 mm entschieden, da diese Elementgröße bereits eine sehr präzise Berechnung ergibt und dabei Zeit einspart, im Vergleich zu den feineren Netzen.

### 3.1.10.2 C-Profile

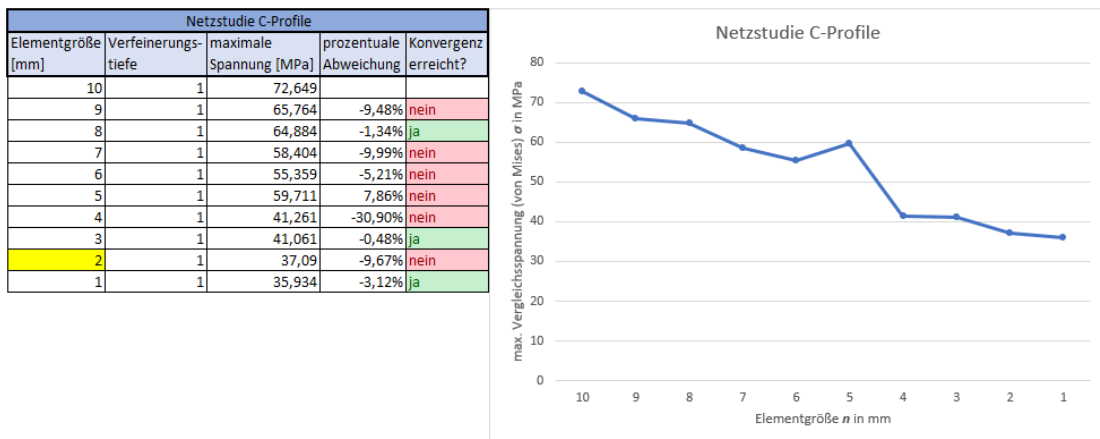


Abbildung 56: Netzstudie C-Profile

Bei den C-Profilen wird für die Konvergenz ein Profil geprüft, welches sich am Rand der Struktur befindet. Dies liegt daran, dass bei einer Überprüfung aller Profile das Problem entsteht, dass der Ort der maximalen Spannung je nach Elementgröße variiert und somit keine einheitliche Netzstudie durchgeführt werden kann. Hier wird somit ein C-Profil am Rand der Struktur überprüft, bei dem die Ergebnisse fokussiert wurden und somit die Singularitäten ausgeschlossen wurden. Dabei entsteht eine Konvergenz bei der sich die maximale Spannung einem Wert von circa 36 MPa annähert (Abbildung 56). Der Abfall der Spannung lässt erst bei einer feinen Netzdichte nach. Aufgrund dessen wird sich für eine Elementgröße von 2 mm entschieden, da dort lediglich eine Abweichung von -3,12 % zum nächsten Wert entsteht und damit das Konvergenzkriterium von vier Prozent erreicht ist.

### 3.1.10.3 Auflagefläche

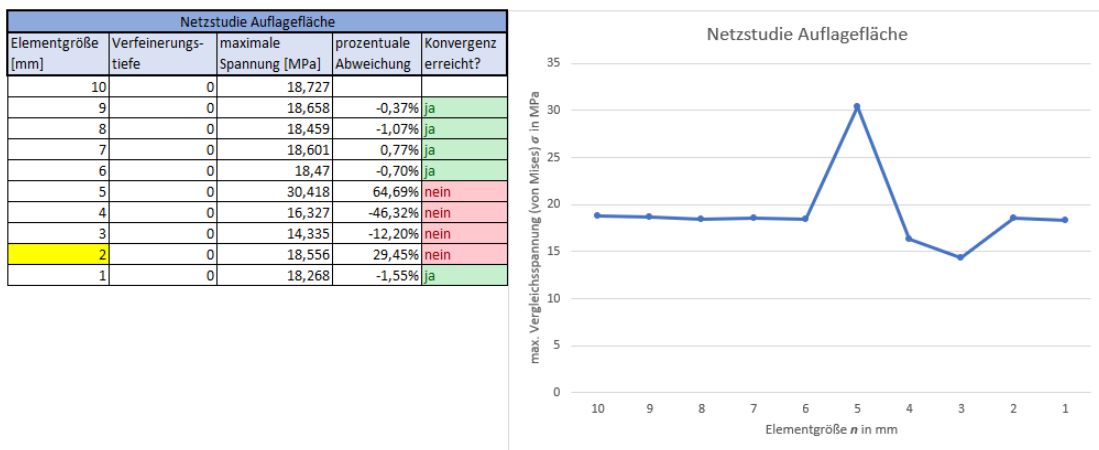


Abbildung 57: Netzstudie Auflagefläche

Bei der Netzstudie der Auflagefläche entsteht ein ungewöhnliches Bild. Die Konvergenz scheint zwischen 10 und 6 mm bereits erreicht zu sein, worauf jedoch ein Ausschlag der Spannungen folgt. Ab 2 mm pendelt sich die Spannung wieder auf dem vorherigen Niveau ein und bleibt konstant. Um das Risiko zu vermeiden, den Ausschlag in der Berechnung zu integrieren, wird hier trotz der ähnlichen Werte bei 10-6 mm, eine feinere Vernetzung von 2 mm gewählt.

### 3.1.10.4 Traversen

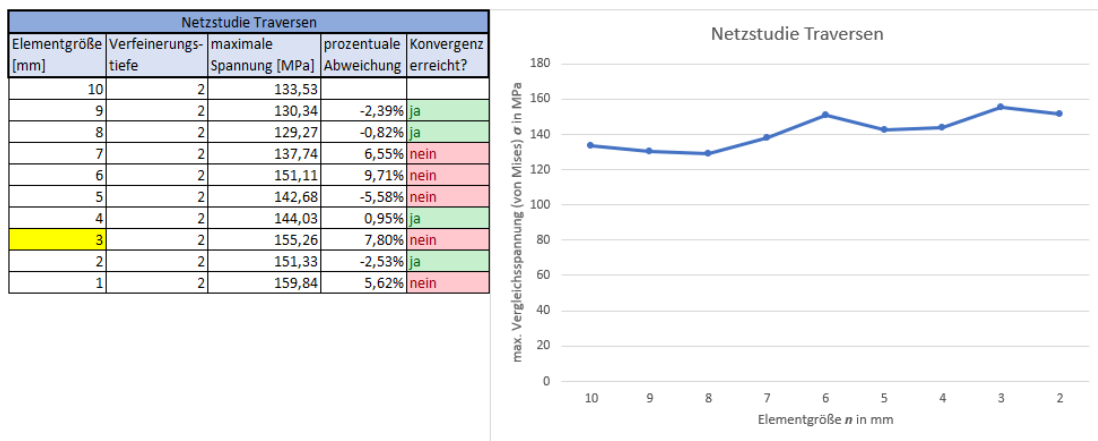


Abbildung 58: Netzstudie Traversen

Beide Traversen werden gemeinsam auf ihre Konvergenz geprüft. In den Bereichen in denen die Spannungen besonders hoch sind, wurde eine Verfeinerung des Netzes vorgenommen. Bei der Verfeinerungstiefe von zwei kommen auf ein Element vier verfeinerte Elemente. Dabei ist zu sehen, dass der Wert der Vergleichsspannung konvergiert. Hier nähert sich dieser mit leichten Schwankungen einem Wert von circa 150 MPa an. Um diese leichten Schwankungen nicht zu vernachlässigen, wird sich für eine Elementgröße von 3 mm entschieden, da bei dieser Netzdichte die Schwankung ihr Maximum erreicht. Dies führt dazu, dass die Spannungen gegebenenfalls überschätzt werden, was als nicht kritisch eingestuft werden kann. Somit würden die Bauteile überdimensioniert und es wird kein Kollaps der Struktur riskiert. Zusätzlich entsteht lediglich eine Abweichung von -2,53 % zu dem darauffolgenden Wert, wodurch das Konvergenzkriterium erreicht ist. Diese Elementgröße von drei Millimetern wird auf das Motorgehäuse und das L-Profil übernommen, da diese Bauteile sehr ähnliche Abmessungen zu den Traversen haben und somit ebenfalls präzise abgebildet werden können.

### 3.1.10.5 Halterungen

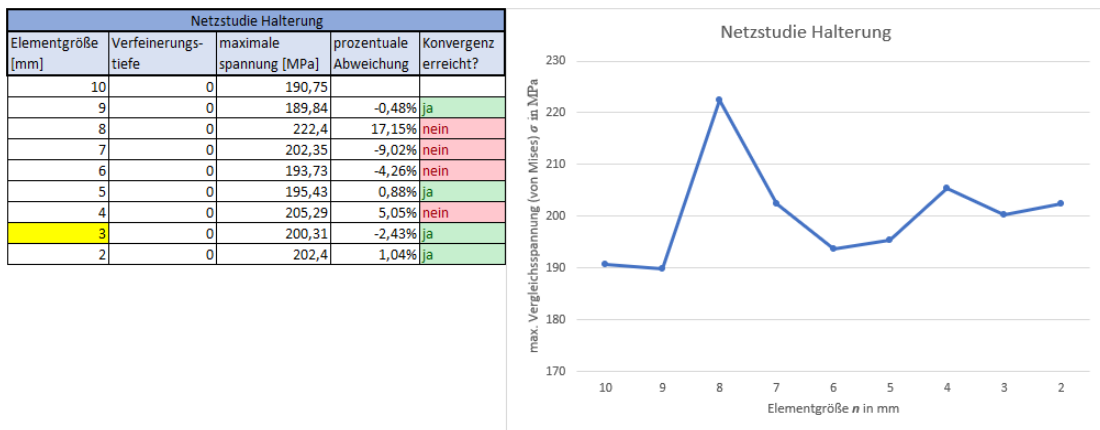


Abbildung 59: Netzstudie Halterungen

Bei den Halterungen fällt die Entscheidung auf ein Netz von 3 mm. Bei diesen pendelt sich die Spannung nach starken Schwankungen bei ungefähr 203 MPa ein. Die gewählte Netzdichte spiegelt diese Spannung gut wieder und befindet sich im Konvergenzbereich.

### 3.1.10.6 Klammern

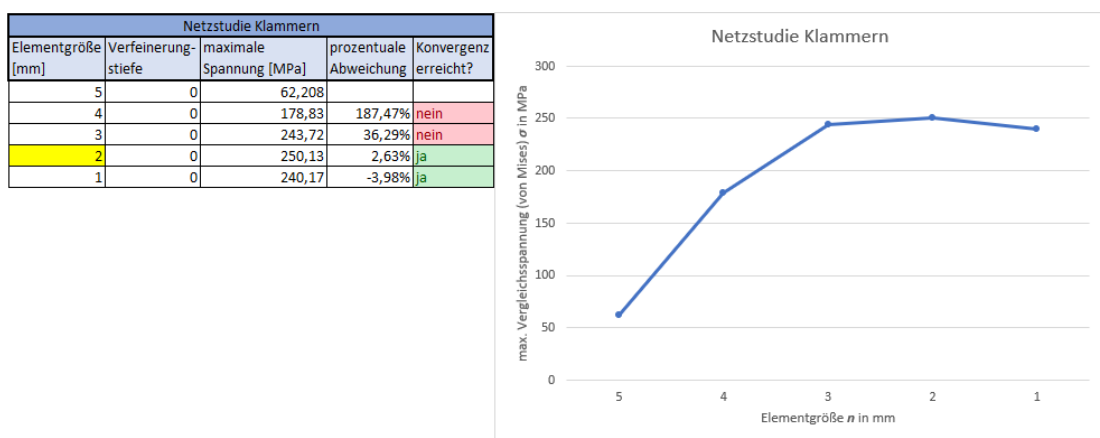


Abbildung 60: Netzstudie Klammern

Die Netzstudie der Klammern ist in Abbildung 60 dargestellt. Es wurden alle drei zugehörigen Komponenten in die Konvergenzanalyse einbezogen. Erneut ist eine klare Konvergenz erkennbar, bei der der Wert sich asymptotisch circa 245 MPa annähert. Die Entscheidung fällt auf eine Vernetzung von 2 mm. Diese Elementgröße liegt im Konvergenzbereich und stellt dabei den höchsten Wert dar, wodurch keine Unterschätzung der Spannungen entstehen kann.

### 3.1.10.7 Innenring

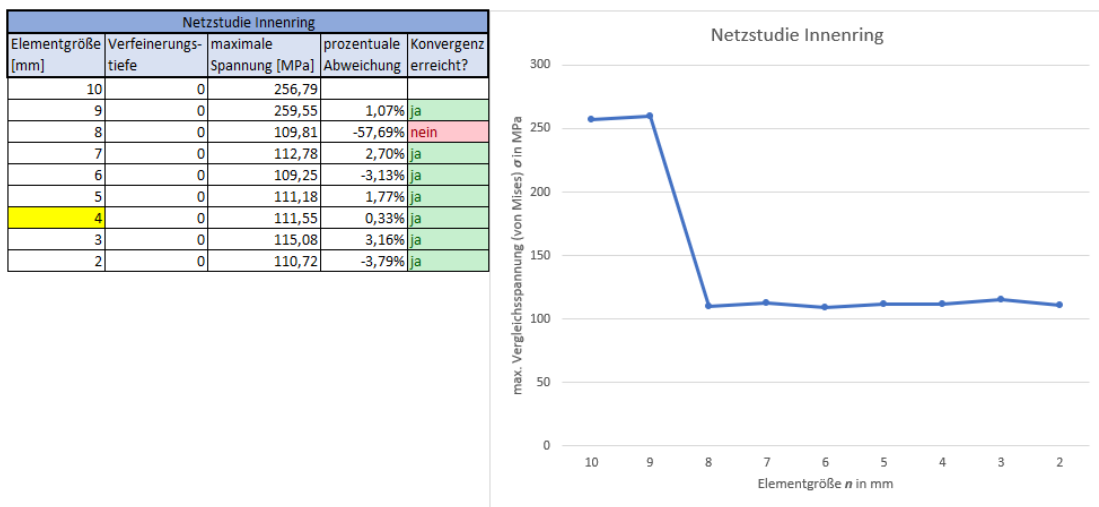


Abbildung 61: Netzstudie Innenring

Die Konvergenz des Innenrings ist bereits ab einer Elementgröße von 8 mm erreicht. Die Entscheidung fällt auf eine Elementgröße von vier Millimetern, um ein strukturiertes Netz zu ermöglichen. Auf die Struktur des Netzes wird im folgenden Kapitel genauer eingegangen.

### 3.1.10.8 Stützrohr

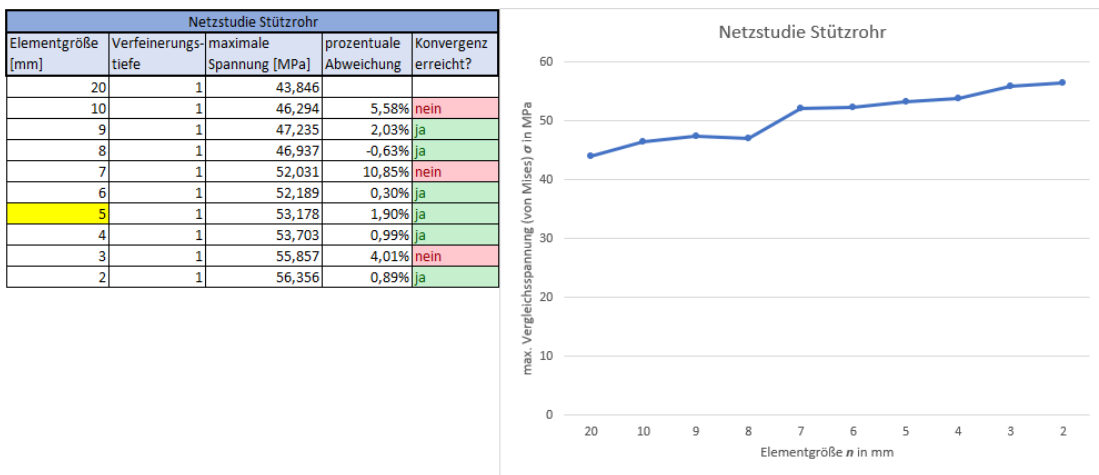


Abbildung 62: Stützrohr

Bei dem Stützrohr fällt die Entscheidung auf ein Netz von 5 mm. Dies wird damit begründet, dass dort das Konvergenzkriterium erreicht ist und auch in den folgenden Berechnungen erreicht wird. Die Spannung nähert sich einem Wert von circa 56 MPa an und kann somit durch die Netzdichte von fünf Millimetern und der daraus resultierenden Spannung von 53,178 MPa gut abgebildet werden.

Die weiteren Bauteile müssen nicht genau auf ihre Spannungen geprüft werden. Daher werden diese keiner Netzstudie unterzogen, sondern gemäß ihren Abmessungen

strukturiert vernetzt. So wird die Klebefläche mit einer Elementgröße von 5 mm, die Spindel mit einer Elementgröße von 0,5 mm und die Gleitlager mit einer Elementgröße von 2 mm vernetzt.

### 3.1.11 Geometrische Überprüfung des Netzes

Zur geometrischen Überprüfung des Netzes werden zwei Faktoren herangezogen. Einerseits das Seitenverhältnis der Elemente, andererseits die Jacobi-Elemente. Um sich diese Faktoren in ANSYS ausgeben zu lassen, wird in ANSYS Mechanical unter Netz bei den Details der Anzeigestil auf den gewünschten Faktor umgestellt. ANSYS hebt dann die Elemente entsprechend ihres Wertes farblich hervor. Gemäß dem Stand der Technik wird ein Seitenverhältnis von unter 3 bis auf 5 % der Elemente und ein Jacobi-Verhältnis von über 0,7 bis auf 5 % der Elemente angestrebt.

#### 3.1.11.1 Seitenverhältnis

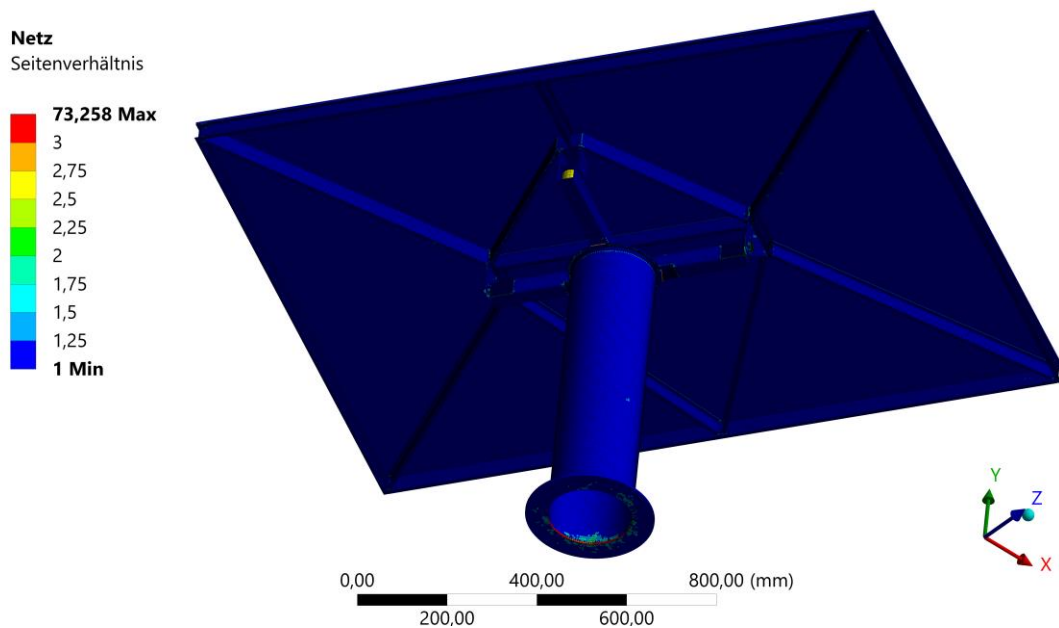


Abbildung 63:Seitenverhältnis Heliostat gesamt

Um das Seitenverhältnis der Elemente sinnvoll darzustellen, muss in ANSYS die Farbskala angepasst werden. Hier wird als obere Grenze ein Wert von drei gewählt. Somit werden alle Elemente mit einem Seitenverhältnis größer als drei in Rot dargestellt. Dies bedeutet, dass im Optimalfall maximal fünf Prozent der Elemente in Rot dargestellt werden sollten. In Abbildung 63 ist der gesamte Heliostat in Bezug auf das Seitenverhältnis der Elemente abgebildet. Hier ist bereits zu erkennen, dass der Großteil der Elemente in dunkelblau angezeigt wird und somit ein Seitenverhältnis von eins erreicht wird. Dieses perfekte Seitenverhältnis kann durch die Vernetzung mittels Schalenelemente realisiert werden.

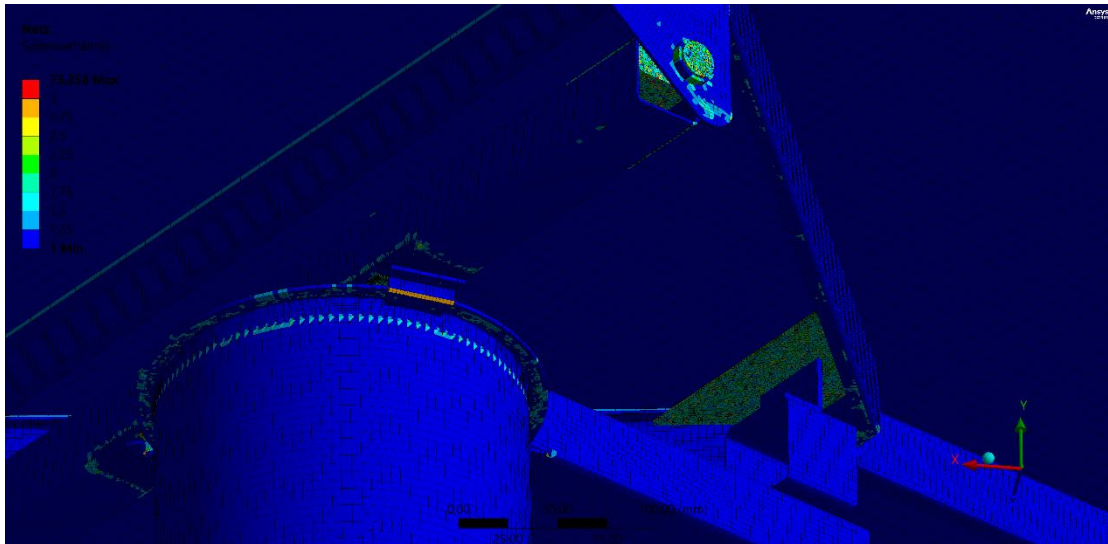


Abbildung 64: Seitenverhältnis Nahaufnahme

Bei genauerer Betrachtung der Elemente wird dies deutlicher. Das Seitenverhältnis der Elemente eines Volumenkörpers liegt im Bereich von zwei. Dies wird in Abbildung 64 an den Zapfen und der Auflagefläche deutlich. Dort ist die perfekte Vernetzung nicht vollständig möglich. Zusätzlich kommt es in Übergangsbereichen und bei Verrundungen teilweise zu Aspect Ratios von unter eins. Hierbei sind jedoch deutlich weniger als fünf Prozent der Elemente über einem Seitenverhältnis von drei, wodurch das Netz bezüglich der Seitenverhältnisse als sehr gut eingestuft werden kann.

### 3.1.11.2 *Jacobi Verhältnis*

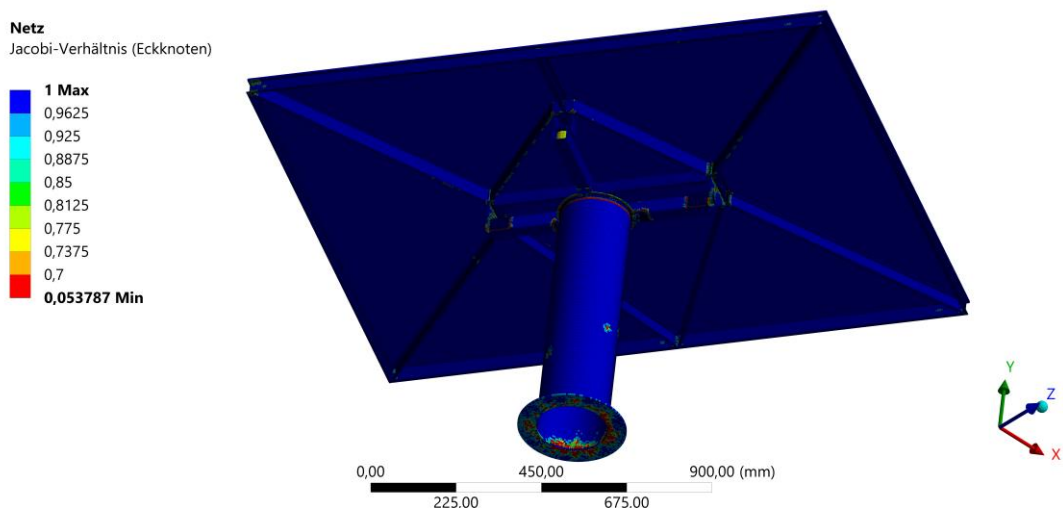


Abbildung 65: Jacobi Verhältnis Heliostat gesamt

Für das Jacobi-Verhältnis wird das untere Limit der Farbskala auf 0,7 eingestellt. Alle Elemente mit einem Jacobi-Verhältnis kleiner als 0,7 werden dadurch in Rot dargestellt (siehe Abbildung 65). Die roten Elemente sollten weniger als fünf Prozent der Elemente

einnehmen. Bei dem Jacobi-Verhältnis wird deutlich, dass auch hier der Großteil der Elemente ein Verhältnis von eins erreicht, was als sehr positiv zu bewerten ist.

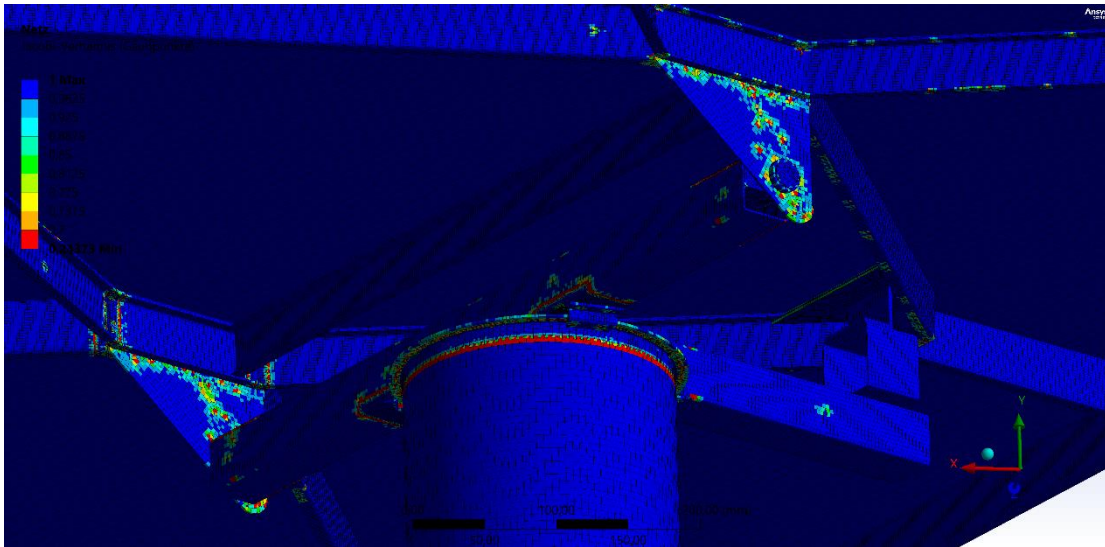


Abbildung 66: Jacobi Verhältnis Nahaufnahme

Bei näherer Betrachtung (Abbildung 66) wird deutlich, dass einige Elemente einen geringeren Wert als eins erreichen und teilweise der Wert sogar unter 0,7 fällt. Dies entsteht vor allem in Übergangsbereichen, wie den Verfeinerungen oder der geteilten Topologie der Halterungen mit den C-Profilen. Hier muss das Netz an bestimmten Stellen Anforderungen der Netzkonformität gerecht werden, wodurch es zu Verzerrungen außerhalb dieser Bereiche kommt. Diese entstehen damit der Rest des Bauteils wieder strukturiert vernetzt werden kann. Da diese nur in Übergangsbereichen entstehen, sind diese nicht als kritisch zu betrachten. Dies liegt darin begründet, dass in diesen Übergangsbereichen des Modells keine maximalen Spannungen auftreten.

## 3.2 Modalanalyse

Im folgenden Kapitel wird das bisher erstellte Modell in die Modalanalyse übertragen und in ein Modell für die modale Analyse erweitert. Dazu ist der erste Schritt die Übertragung des Modells der statisch-mechanischen Analyse in die transiente Analyse. Daraufhin wird auf die Randbedingungen, die Analyseeinstellungen und den Ergebnisbereich eingegangen.

### 3.2.1 Übertragung in die Modalanalyse

Um die Übertragung des Modells in die Modalanalyse in ANSYS durchzuführen, wird in der Workbench eine Modalanalyse aus der Toolbox auf das Modell der statisch-mechanischen Analyse gezogen. ANSYS verknüpft die beiden Analysen miteinander. Dadurch werden die bisher definierten Modelleigenschaften übernommen (Abbildung 67).



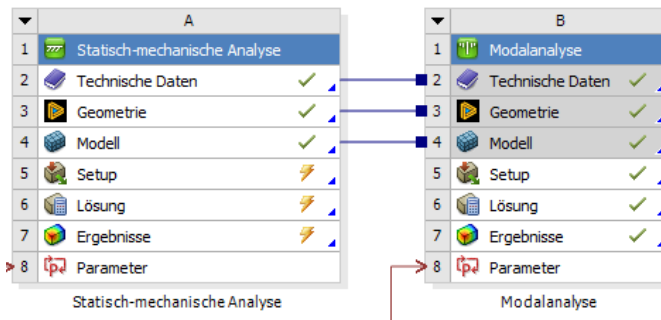


Abbildung 67: Modalanalyse

### 3.2.2 Randbedingungen

In der Modalanalyse müssen keine Lasten in das Modell implementiert werden. Hier wird lediglich eine fixierte Lagerung am Boden des Heliostaten eingefügt.

### 3.2.3 Analyseeinstellungen

Bei der Modalanalyse muss die Anzahl der zu suchenden Moden definiert werden. Um eine präzise Berechnung in der folgenden Analyse der modalen Superposition zu garantieren wird, wie in Kapitel 2.3.1.2 beschrieben, das Verhältnis der effektiven Masse zur Gesamtmasse herangezogen. Hier soll, wenn möglich ein Wert von 90% in Richtung der Last erreicht werden. Um hier die ausreichende Anzahl der Moden bei bester Effizienz herauszufinden, wird eine Konvergenzstudie durchgeführt (Abbildung 68).

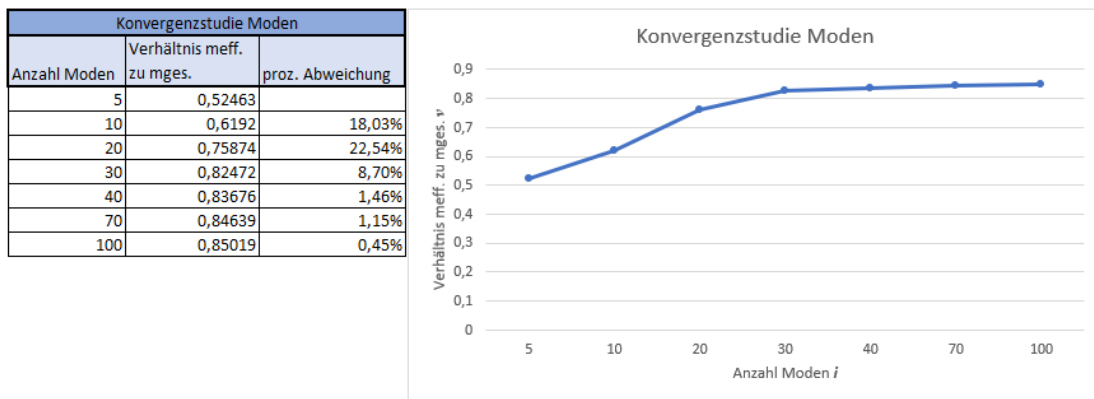


Abbildung 68: Konvergenzstudie Moden

Hier wurde das Verhältnis der effektiven Masse zur Gesamtmasse in Y-Richtung (vertikal) in Abhängigkeit der Anzahl der Moden untersucht. Es wird die Y-Richtung untersucht, da die Kräfte ebenfalls in dieser Richtung angreifen. Hierbei wird eine Konvergenz bei circa 84% deutlich. Somit kann in diesem Modell kein Verhältnis von 90% erreicht werden. Dies liegt darin begründet, dass das Stützrohr einen großen Teil des Heliostaten ausmacht. Da dieses in Y-Richtung ausgerichtet ist, entsteht in diesem kaum eine Schwingung in Y-Richtung. Somit kann ein Großteil des Heliostaten nicht in der

Erregerrichtung schwingen. Aufgrund dessen kann ein Verhältnis von über 80% als präzise angenommen werden. Es wird sich für 30 Moden in der Modalanalyse entschieden, da bei einer weiteren Erhöhung der Moden lediglich eine geringe Steigerung des Verhältnisses erreicht wird. Das Optimum zwischen Berechnungszeit und Genauigkeit wird somit bei 30 Moden erwartet. In X-Richtung wird bei dieser Einstellung ein Verhältnis von 83,436% und in Z-Richtung ein Verhältnis von 88,099% erreicht.

### **3.2.4 Ergebnisbereich**

In der Modalanalyse werden die Frequenzen der jeweiligen Moden betrachtet. Diese sind unter der Lösung einsehbar. Zusätzlich wird die Gesamtverformung auf alle Körper dem Ergebnisbereich hinzugefügt. So kann durch die Auswahl der jeweiligen Mode das dynamische Verhalten betrachtet werden.

### **3.2.5 Fazit**

Zusammenfassend wurde die Modalanalyse durch eine fixierte Lagerung und die Berücksichtigung von 30 Moden definiert. Durch die Konvergenzstudie kann sichergestellt werden, dass die Modalanalyse eine präzise und effiziente Grundlage für die transiente Berechnung bildet.

## **3.3 Transiente Analyse**

Im folgenden Kapitel wird das bisher erstellte Modell in die modale Superposition übertragen und in ein Modell für die transiente Analyse erweitert. Dazu ist der erste Schritt die Übertragung der Ergebnisse der Modalanalyse in die transiente Analyse. Daraufhin wird auf die Randbedingungen, die Analyseeinstellungen und den Ergebnisbereich eingegangen.

### **3.3.1 Übertragung in die modale Superposition**

Zur Erstellung einer transienten Analyse mit der Methode der modalen Superposition wird in der ANSYS Workbench eine Analyse der transienten Strukturmechanik auf die Lösung der Modalanalyse gezogen. Dadurch erstellt ANSYS eine transiente Analyse, welche auf den Moden der Modalanalyse basiert (Abbildung 69). Es handelt sich somit um eine Analyse der modalen Superposition.

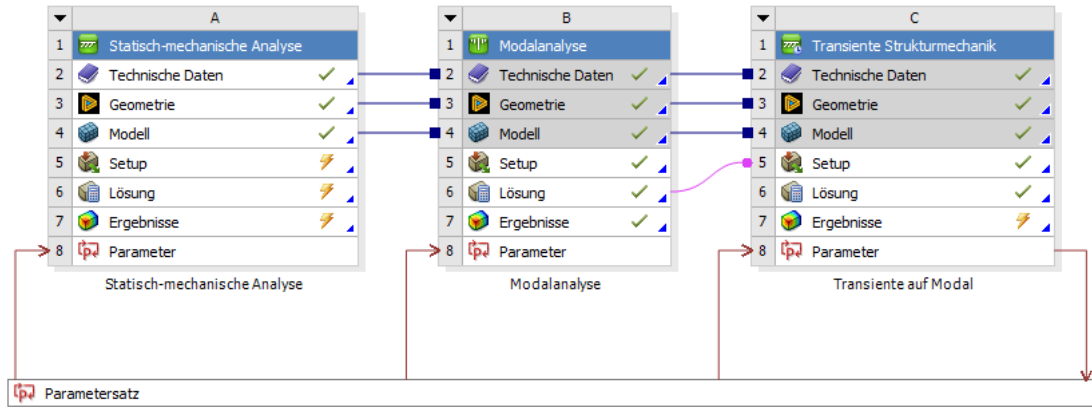


Abbildung 69: Transiente Analyse

### 3.3.2 Randbedingungen

Auch bei der transienten Analyse muss der Heliostat mit Lasten beaufschlagt werden. Dies wird gemäß Kapitel 3.1.5 durchgeführt. Da es sich um eine zeitabhängige Berechnung handelt, müssen die Lasten ebenfalls im zeitlichen Verlauf dargestellt werden. Dafür werden die bereits importierten Drücke durch Druckverteilungszeitreihen mit einer Länge von 0,2 Sekunden ersetzt. Die restlichen Randbedingungen der Drücke bleiben gleich. Es wird sich für eine Dauer von 0,2 Sekunden entschieden, um eine Berechnung in einem zeitlich angemessenen Rahmen ermöglichen zu können. Bei diesen 0,2 Sekunden handelt es sich um den Bereich, der den Zeitpunkt umfasst, bei dem das Moment auf den Heliostaten am größten werden soll und somit die höchsten Spannungen resultieren. In Abbildung 70 sind die Verläufe der Drücke für jeden Bereich auf dem Heliostaten dargestellt. Die Zuordnung zu den jeweiligen Bereichen kann Abbildung 40 entnommen werden. Die Werte sind dabei in MPa angegeben. Dieser Druckverlauf wird in einen Lastschritt in der Berechnung implementiert. Die fluktuierenden Windlasten konnten somit im Berechnungsmodell berücksichtigt werden.

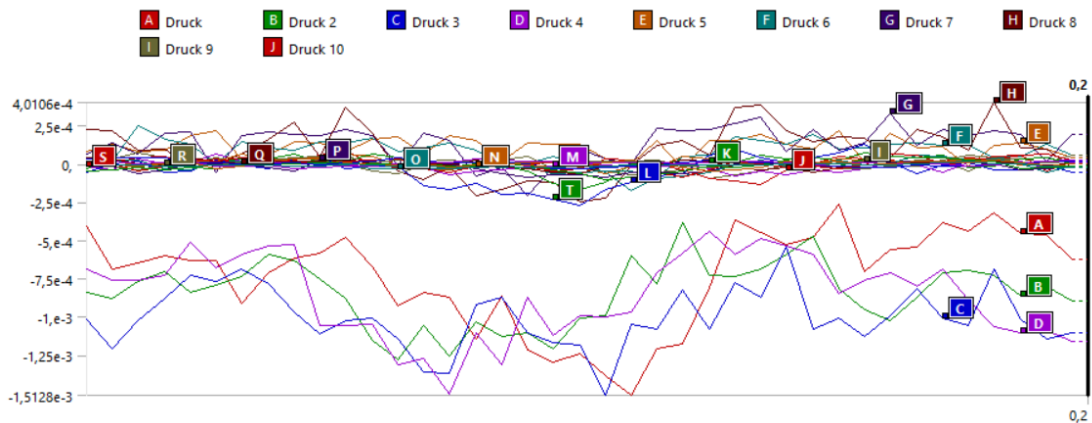


Abbildung 70: Druckverteilungszeitreihe

### 3.3.3 Analyseeinstellungen

Um eine realitätsnahe transiente Berechnung durchführen zu können, müssen weitere Einstellungen definiert werden.

#### 3.3.3.1 Zeitschritt

Bei der modalen Superposition muss der Zeitschritt der Berechnung definiert werden. Dieser definiert, in welchem zeitlichen Abstand jeweils die Berechnungen durchgeführt werden sollen. Dabei ist es wichtig, den Zeitschritt fein genug zu wählen, um die realen Schwankungen und dynamischen Effekte abbilden zu können. Der Zeitschritt sollte jedoch auch nicht deutlich zu klein gewählt werden, da dies zu einer ineffizienten Berechnung führen würde. Daher wird zur Ermittlung des Zeitschrittes die Gleichung 4 herangezogen:

$$t_{step} = \frac{1}{f_{max}} \div 10 = \frac{1}{114 \frac{1}{s}} \div 10 = 0,00088s$$

$f_{max}$  ist dabei die höchste Frequenz der berechneten Moden. Diese beläuft sich bei der dreißigsten Mode auf  $114 \frac{1}{s}$ . Der Zeitschritt in der Berechnung der modalen Superposition wird also auf 0,00088 Sekunden festgelegt. Dies resultiert bei der Lastschrittweite von 0,2 Sekunden in 227 Berechnungsschritten, welche berechnet werden müssen, um die transiente Analyse zu lösen.

#### 3.3.3.2 Dämpfungsgrad

Wie im Stand der Technik Kapitel 2.3.1.3 beschrieben, ist es sehr schwierig, den Dämpfungsgrad für eine Struktur in der Designphase abzuschätzen. Daher wird der in der Praxis häufig angewendete Dämpfungsgrad von zwei Prozent für geschweißte Stahlstrukturen verwendet. Zusätzlich wird eine Vergleichsrechnung mit einem Dämpfungsgrad von einem Prozent durchgeführt. Dabei kommt es lediglich zu geringen Abweichungen zwischen den Berechnungen. Daher wird der Dämpfungsgrad von zwei Prozent weiterverfolgt.

### 3.3.4 Ergebnisbereich

Für die Ergebnisauswertung der transienten Berechnung wird einerseits die Gesamtverformung des gesamten Heliostaten betrachtet. Andererseits werden für alle relevanten Bauteile die Von-Mises-Vergleichsspannung in Betracht gezogen (siehe Abbildung 71).

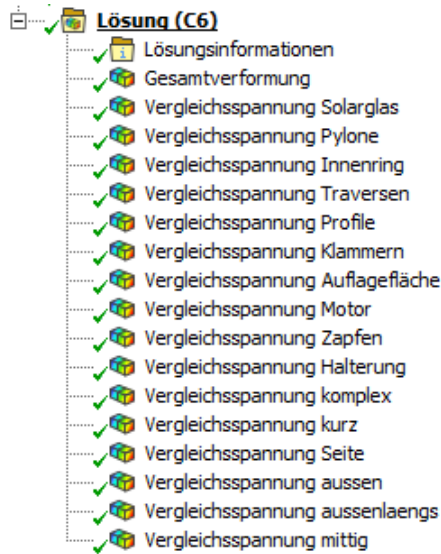


Abbildung 71: Ergebnisbereich transient

### 3.4 Validierung der Schalenelemente

Zur Bestätigung der Auswahl von Schalenelementen wird eine Vergleichsrechnung eines C-Profiles als Biegebalken durchgeführt. Dabei werden alle Randbedingungen gleichgesetzt, lediglich die Elementart wird geändert. Eine Rechnung wird mit Volumenelementen und eine mit Schalenelementen durchgeführt. Um eine vergleichbare Simulation zu erhalten, werden die Elementgrößen beider Simulationen auf 3 mm eingestellt. Des Weiteren wird eine Seite des Balkens fest eingespannt. Die andere Seite des Balkens erhält eine Kraft von -10 N in Y-Richtung. Betrachtet werden die Von-Mises-Vergleichsspannungen. Die Ergebnisse sind in der folgenden Abbildung dargestellt. Dabei wird deutlich, dass die Berechnungen zu annähernd gleichen Werten führen: Die Abweichung zwischen den maximalen Spannungen in den Profilen liegt unter einem Prozent. Die maximale Spannung bei Volumenelementen liegt bei 30,188 MPa und die maximale Spannung bei Schalenelementen liegt bei 30,054 MPa. Auch die Verläufe der verschiedenen Simulationen ähneln sich sehr stark (siehe Abbildung 72). Die Übereinstimmung ist somit sehr hoch. Für die Berechnung der Volumenelemente werden fünf Sekunden benötigt. Für die Berechnung der Schalenelemente dahingegen werden lediglich drei Sekunden benötigt. Die Schalenelemente benötigen somit 40% weniger Zeit um die Berechnung abzuschließen. Bei den folgenden Berechnungen, welche eine Berechnungszeit von mehr als einer Stunde benötigen, führen diese 40% zu einer enormen Zeiterparnis und einer somit deutlich höheren Effizienz der Schalenelemente. Die Wahl der Schalenelemente konnte also bezüglich ihrer Präzision und ihrer Effizienz validiert werden.

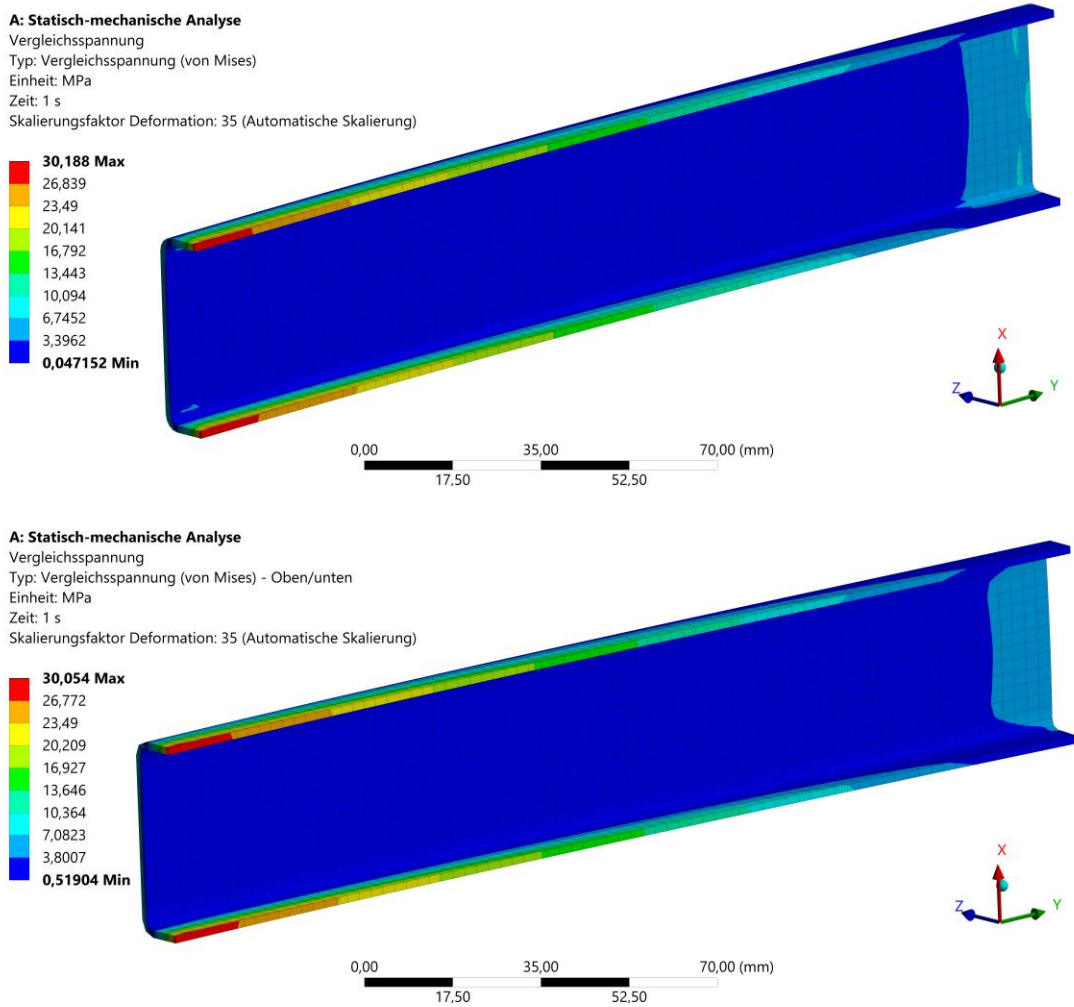


Abbildung 72: Vergleich Volumenelemente (Oben) und Schalelemente (Unten)

### 3.5 Fazit Modellbildung

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass ein effizientes und realitätsnahes Modell des vorgegebenen Lastfalls entwickelt werden konnte. Das Modell ist updatestabil und kann gut für die Auslegung des Heliostaten aufgrund der effizienten Berechnung verwendet werden. In Tabelle x sind die Einstellungen dieses Modells zusammengefasst. Im Weiteren wird dauerhaft diese Konfiguration des Modells verwendet, es sei denn es wird spezifisch eine Änderung am Modell erwähnt.

Tabelle 1: Zusammenfassung Modell

<b>Einflussfaktor</b>	<b>Wert</b>
Elementgröße Solarglas	10 mm
Elementgröße C-Profile	2 mm
Elementgröße Auflagefläche	2 mm
Elementgröße Traversen	3 mm
Elementgröße Halterungen	3 mm
Elementgröße Klammern	2 mm
Elementgröße Innenring	4 mm
Elementgröße Stützrohr	5 mm
Elementgröße Zapfen	2 mm
Elementgröße Klebefläche	5 mm
Elementgröße L-Profil und Motorbox	3 mm
Elementgröße Gleitlager	2 mm
Elementgröße Spindel	0,5 mm
Anzahl Moden	30
Zeitschritt	0,00088 s
Lastschritt	0,2 s
Dämpfungsgrad	2 %

## 4 Auslegung

Im folgenden Kapitel wird die Auswertung der Ergebnisse vorgenommen und die Dimensionierung des Heliostaten auf Basis der dynamischen Berechnung durchgeführt. Dort wird vor allem die Betrachtung der Wandstärken eine wichtige Rolle spielen. Die Basiskonfiguration des Heliostaten bezüglich der Wandstärken lautet wie folgt:

Tabelle 2: Basiskonfiguration Wandstärken

Bauteil	Wandstärke
Solarglas	4mm
C-Profil komplex	1mm
C-Profil Seite	1mm
C-Profil mittig	1mm
C-Profil kurz	1mm
C-Profil außen	1mm
C-Profil außen längs	1mm
Halteungen	1,5mm
Motorbox	2mm
Traversen	1,5mm
Innenring	2mm
Stützrohr	0,5mm

Bei der Veränderung der Wandstärken wird in 0,5 mm Schritten vorgegangen. Dies liegt darin begründet, dass es sich bei den Stahlblechen um Normteile handeln soll, welche nicht in jeglicher Größe angeboten werden. Aufgrund dessen wird diese Abstufung gewählt, um Kosten einsparen zu können.

Im Folgenden werden die Bauteile des Heliostaten analysiert und auf verschiedene Einflussfaktoren geprüft. Dafür wird jeweils die durch die dynamische FEM Berechnung entstandene Visualisierung der Spannungen herangezogen. Es wird der zeitliche Verlauf der Bauteile dargestellt und der kritischste Moment dieses Verlaufs visualisiert. Die Farbskala wird, wenn Spannungen oberhalb der kritischen Spannung entstehen, auf den jeweiligen Grenzwert des Materials definiert. Dadurch werden alle auftretenden kritischen Spannungen in rot dargestellt. Kommt es zu keinen kritischen Spannungen, so wird die



automatische Farbskala verwendet. Dies führt zwar dazu, dass die Spannungen auch in den schwach belasteten Bauteilen auf den ersten Blick sehr hoch aussehen, lässt jedoch eine genauere Beurteilung des Spannungszustandes zu. Die Bauteile werden durch dieses Vorgehen nicht ausschließlich in blau dargestellt.

## 4.1 Festigkeitshypothese

Zur Auslegung der Bauteile wird die Gestaltsänderungshypothese herangezogen. Liegt die Spannung in den Bauteilen unter der zulässigen Spannung, so wird nach dieser Hypothese davon ausgegangen, dass die Bauteile den Belastungen standhalten können. Liegen die Spannungen oberhalb dieser kritischen Grenze, dann wird von einem Versagen der Bauteile ausgegangen. Des Weiteren sollen die Spannungen möglichst nah an den zulässigen Werten liegen, um einen optimalen Materialeinsatz zu erzeugen und eine Überdimensionierung zu vermeiden. Ein Versagen des Heliostaten soll somit ausgeschlossen werden und gegebenenfalls eine Material- und damit Kosteneinsparung erzeugt werden.

### 4.1.1 Baustahl S235JR

Für die meisten Bauteile des Heliostaten wird ein einfacher Baustahl wie der Baustahl S235JR verwendet. Dieser hat eine Streckgrenze von  $R_e = 235 \text{ MPa}$  [16]. Außerdem wird ein Sicherheitsfaktor von 1,35 angestrebt. Dadurch ergibt sich folgende Rechnung für die zulässige Spannung:

$$\sigma_{VGEH} \leq \frac{R_e}{S} \leq \frac{235 \text{ MPa}}{1,35} \leq 174,1 \text{ MPa}$$

### 4.1.2 Glas

Glas weist eine Zugfestigkeit von mindestens  $R_e = 70 \text{ MPa}$  auf [33]. Dadurch ergibt sich bei einem Sicherheitsfaktor die zulässige Spannung von:

$$\sigma_{VGEH} \leq \frac{R_e}{S} \leq \frac{70 \text{ MPa}}{1,35} \leq 51,9 \text{ MPa}$$

## 4.2 Festigkeitsbetrachtung des Solarglas

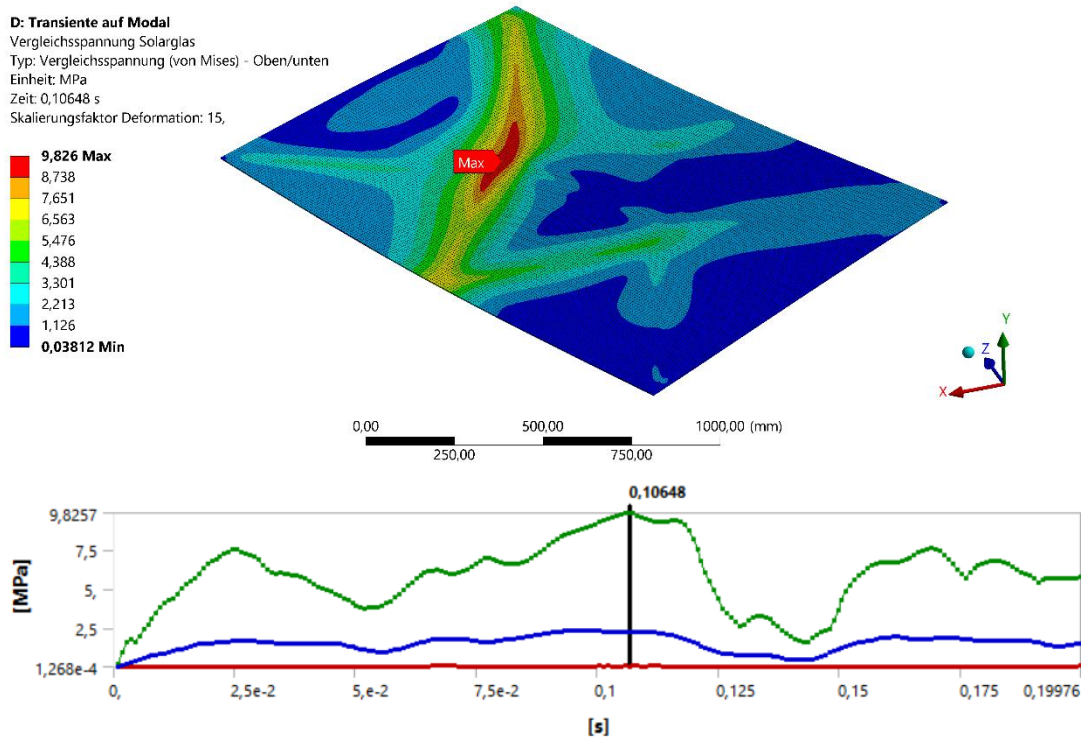


Abbildung 73: Solarglas 4 mm

In Abbildung 73 sind die Spannungen im Solarglas bei einer Wandstärke von vier Millimetern dargestellt. Die maximale Spannung erreicht dabei einen Wert von 9,826 MPa. Diese Spannung ist deutlich geringer als die kritische Spannung von 51,9 MPa. Es kann folglich davon ausgegangen werden, dass das Bauteil nicht versagen wird. Da die Spannungen weit unter der zulässigen Spannung liegen, bestehen in dem Bauteil grundsätzliche Optimierungsmöglichkeiten. Hier kann jedoch keine Optimierung durchgeführt werden, da das Solarglas vier Millimeter stark sein soll. Dies liegt daran, dass dieses sicher gegen Hagelschlag sein soll. Außerdem muss der Spiegel eine gewisse Präzision aufweisen, um die Sonnenstrahlen gut fokussieren zu können. Würde man den Spiegel nun schwächen, so wäre mehr Haltestruktur notwendig, um den Spiegel ausreichend zu stützen. Dies würde keiner Kostenoptimierung entsprechen, weshalb hier ausschließlich die Aussage der Bruchsicherheit als positiv zu bewerten ist.

## 4.3 Einfluss der Wandstärke auf die Spannungen im C-Profil „komplex“

Die geplante Wandstärke liegt bei diesem Bauteil bei einem Millimeter. Die daraus resultierenden Spannungen sind in der Abbildung 74 zu sehen. Dabei wird fokussiert auf den Bereich mit hohen Spannungen eingegangen.

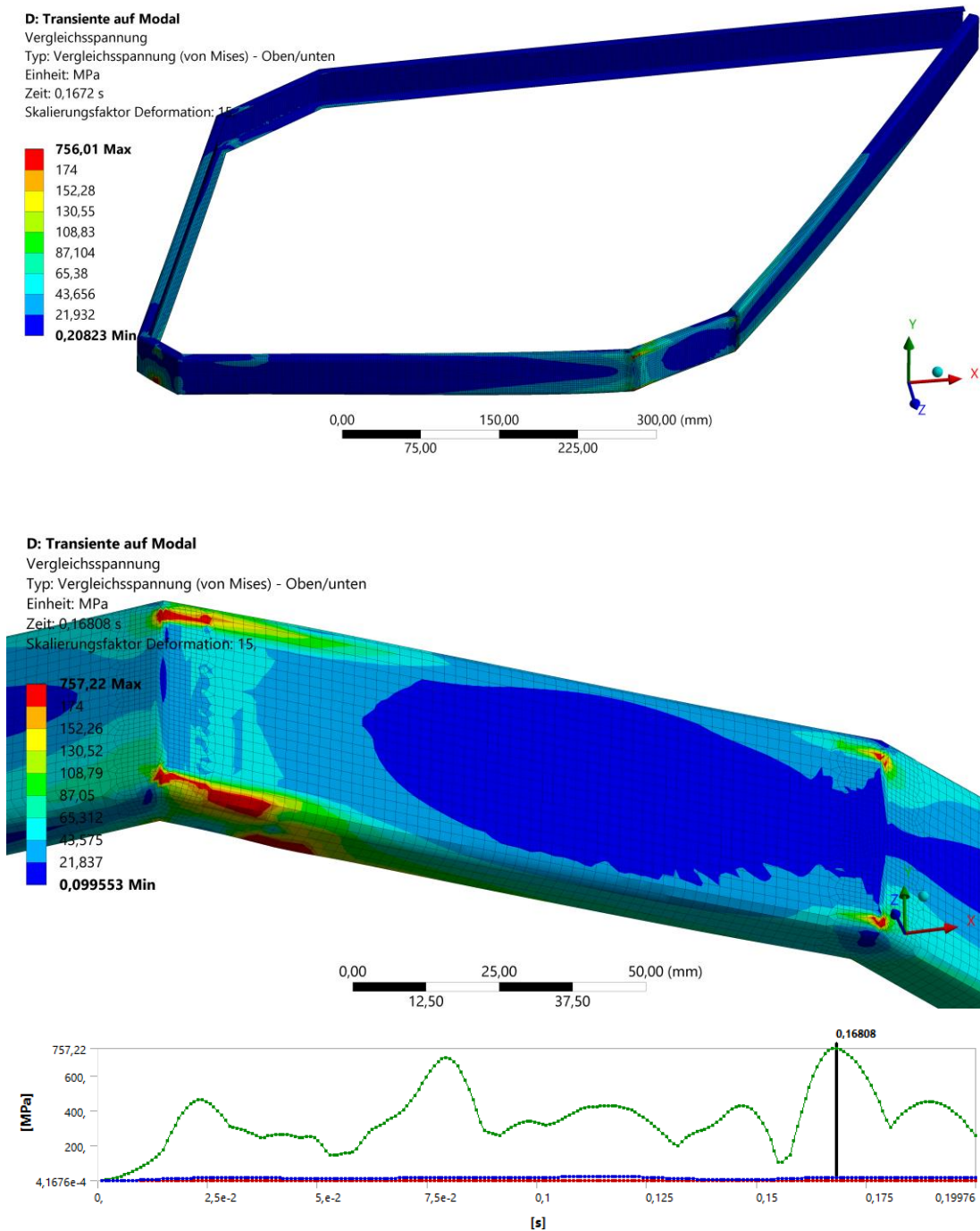


Abbildung 74: C-Profil komplex 1 mm

Das Maximum der Skala der Spannung wird dabei auf 174 MPa festgelegt. Spannungen, welche oberhalb der zulässigen Grenze liegen, werden somit in rot dargestellt. Hierbei wird deutlich, dass die Spannungen in dem Profil hoch sind. Vor allem im Kontaktbereich mit der Halterung entstehen sehr hohe Spannungen, welche sich über die Krümmung hinausziehen. Es sind somit verteilt im Profil zu hohe Spannungen vorhanden, weshalb Maßnahmen ergriffen werden müssen. Das Profil wird um einen halben Millimeter verstärkt und eine neue Berechnung wird gestartet. Dabei ist darauf zu achten, dass dieses Profil das C-Profil „mittig“ umschließt (siehe Abbildung 36). Eine Erhöhung der

Wandstärke sorgt für eine Verjüngung des Bereichs, von dem das andere Profil umschlossen wird. Durch die Verstärkung der Wandstärken des C-Profil „komplex“ wächst dieses nach innen, da die Schalenelemente außen liegen. Dadurch passt das C-Profil „mittig“ nicht mehr in dieses C-Profil hinein. Demzufolge sind Anpassungen des C-Profils in der Mitte erforderlich. Einerseits wird dieses auf beiden Seiten um 0,5 mm verkürzt. Dies wird in ANSYS SpaceClaim mit der Funktion „Ziehen“ durchgeführt. Des Weiteren muss das Profil ebenfalls in seiner Höhe reduziert werden, da der Kontakt auch von oben und unten vorhanden ist. Dafür wird in SpaceClaim das Profil an den Stellen der Verrundungen aufgeteilt und daraufhin mit der Funktion „Ziehen“ gestaucht. Hier erfolgt oben sowie unten eine Stauchung um 0,5 mm. Das Profil sitzt somit wie vor der Verstärkung, wodurch ein realistischer Kontakt abgebildet werden kann.

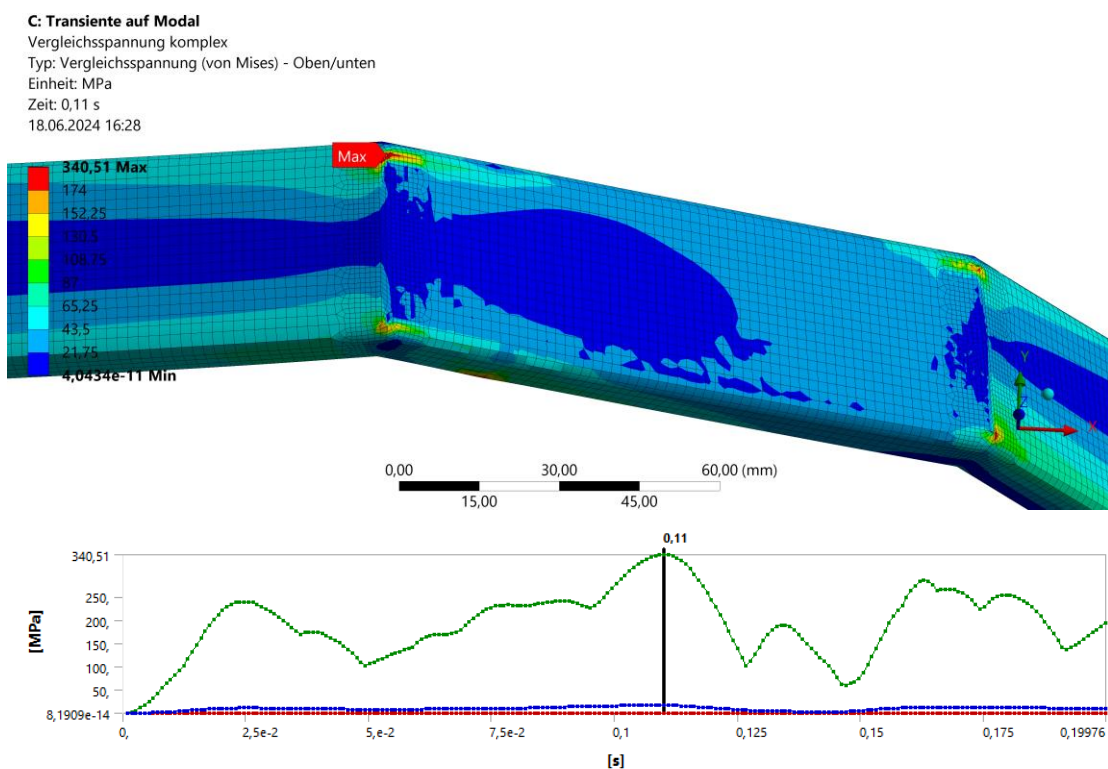
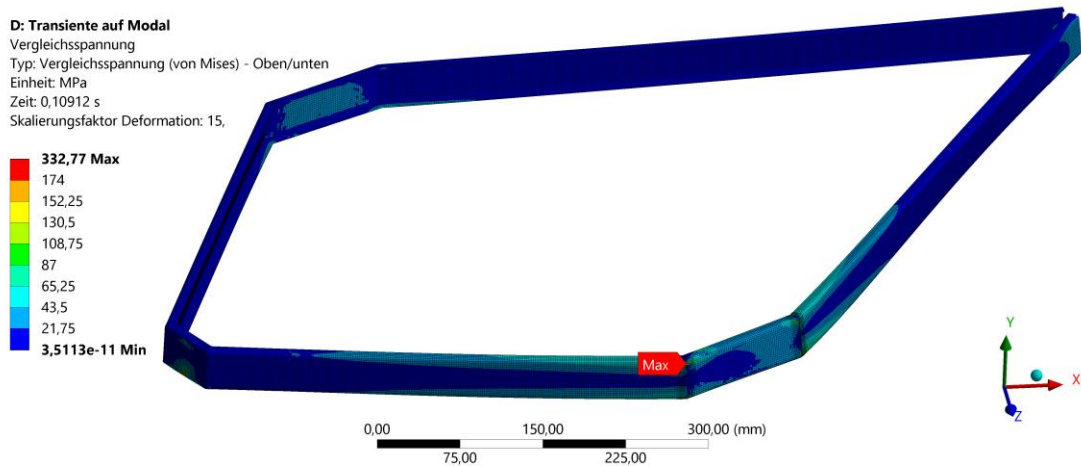


Abbildung 75: C-Profil komplex 1,5 mm

In Abbildung 75 ist die Berechnung bei einer Wandstärke von 1,5 mm zu sehen. Hier wird deutlich, dass die Maßnahme der Verstärkung erfolgreich ist. Die Spannungen über 174 MPa konnten stark reduziert werden und verteilen sich nicht mehr im Profil. Lediglich in der Kante des Profils befinden sich konzentriert kritische Spannungen. Hierbei kann jedoch davon ausgegangen werden, dass das Bauteil lokal plastifizieren und somit kein vollständiges Versagen auftreten wird. Es wird sich demnach voraussichtlich lediglich die Kante des Bauteils verformen. Des Weiteren wird deutlich, dass die benachbarten Elemente eine Spannung von maximal circa 150 MPa aufweisen und somit als nicht kritisch eingeordnet werden können. Dies lässt ebenfalls darauf schließen, dass das Bauteil den Spannungen stand halten kann, da die Beurteilung zur Bauteilauslegung nicht

bei lokalen maximalen Spannungen erfolgen sollte [30]. Im Rest des Bauteils verteilen sich die Spannungen bei maximal circa 90 MPa. Das Bauteil ist demnach nicht überdimensioniert. Der stark kritische Bereich ist durch die Verstärkung als versagenssicher einzuordnen. Es konnte somit eine passende Bauteilstärke ermittelt werden.

#### 4.4 Einfluss der Wandstärke auf die Spannungen im C-Profil „Seite“

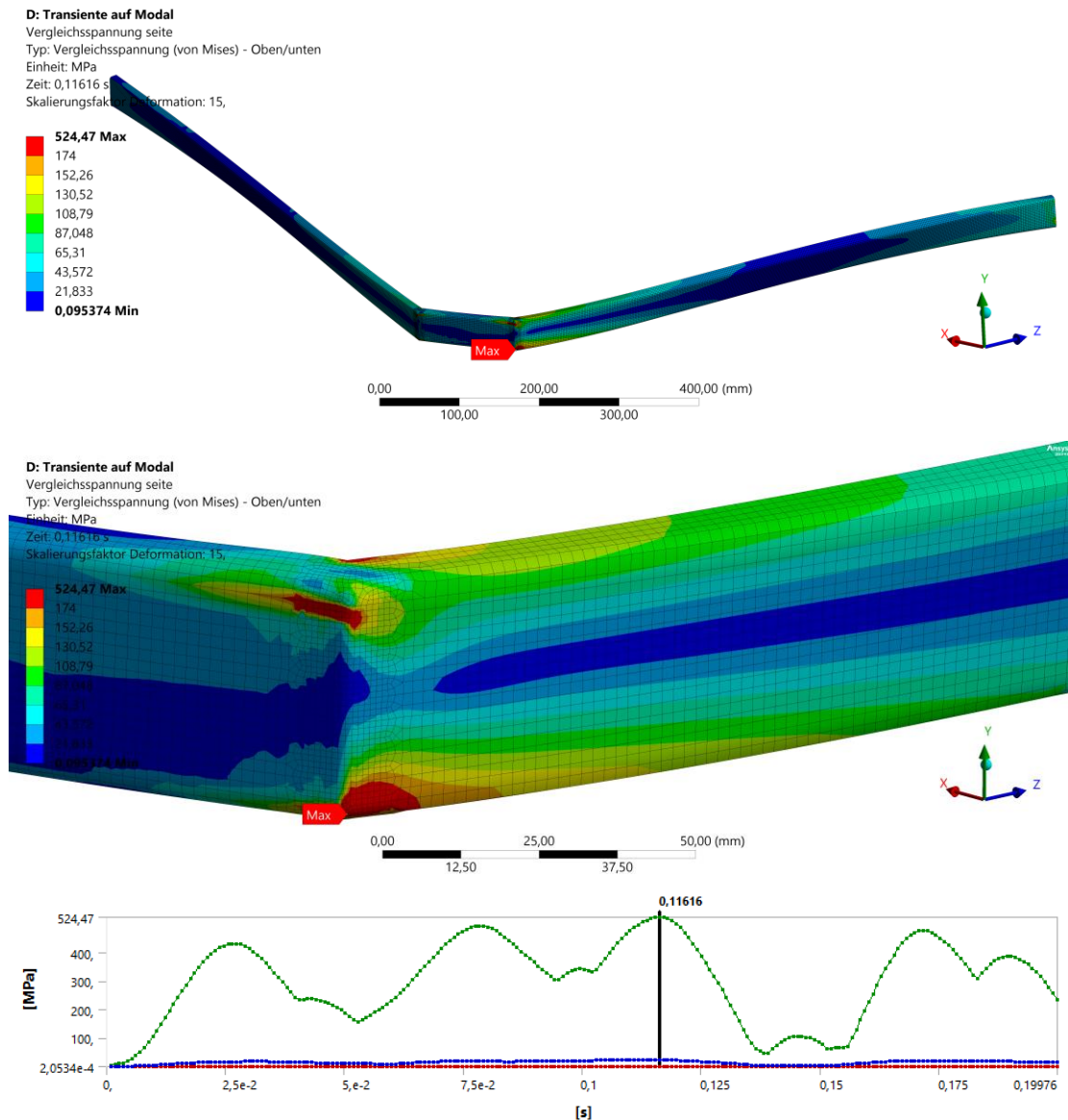


Abbildung 76: C-Profil Seite 1 mm

Hier wird lediglich eines der beiden symmetrischen Profile betrachtet, da in diesem die Spannungen deutlich höher sind und somit eine bessere Darstellung ermöglicht werden kann. Erneut wird die Farbskala so definiert, dass Spannungen über 174 MPa rot dargestellt werden. Auch hier wird schnell deutlich, dass das Bauteil zu schwach dimensioniert ist. Es entstehen große Bereiche, in denen die kritische Spannung überschritten wird (Abbildung 76). Diese Bereiche verteilen sich im Profil, wodurch von einem

Versagen ausgegangen werden kann. Daher wird hier eine Verstärkung um 0,5 mm vorgenommen.

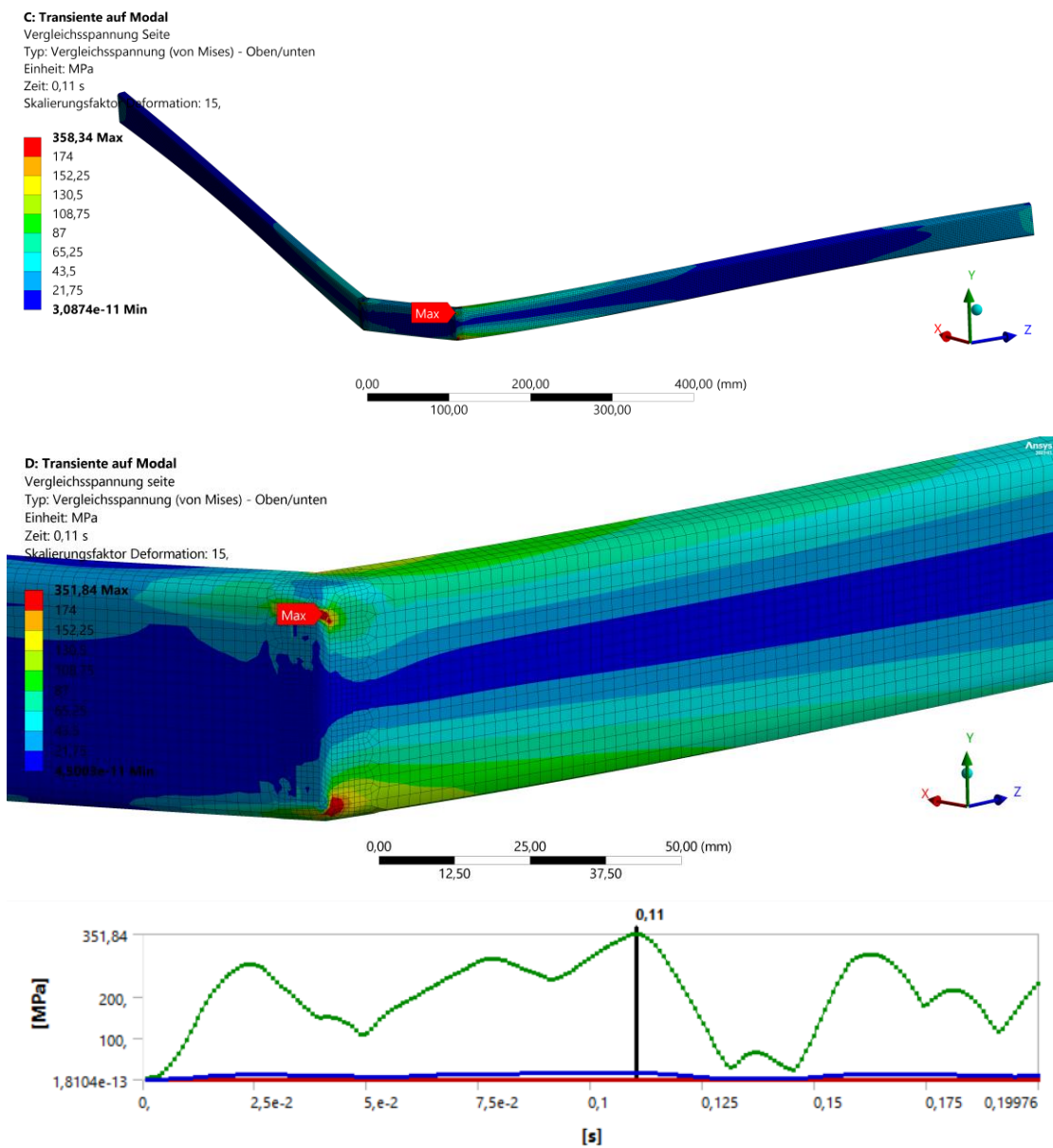


Abbildung 77: C-Profil Seite 1,5 mm

Durch die Verstärkung konnte die kritische Spannung ebenfalls auf einen kleinen Bereich fokussiert werden (siehe Abbildung 77). Im kritischen Bereich wird von einer lokalen Verformung ausgegangen. Im Rest des Bauteils belaufen sich die Spannung auf maximal circa 120 MPa, wodurch ein guter Materialeinsatz realisiert wurde, da nicht zu niedrige Spannungen im Bauteil auftreten. Es konnte somit eine optimale Konfiguration von 1,5 mm ermittelt werden.

## 4.5 Einfluss der Wandstärke auf die Spannungen im C-Profil „kurz“

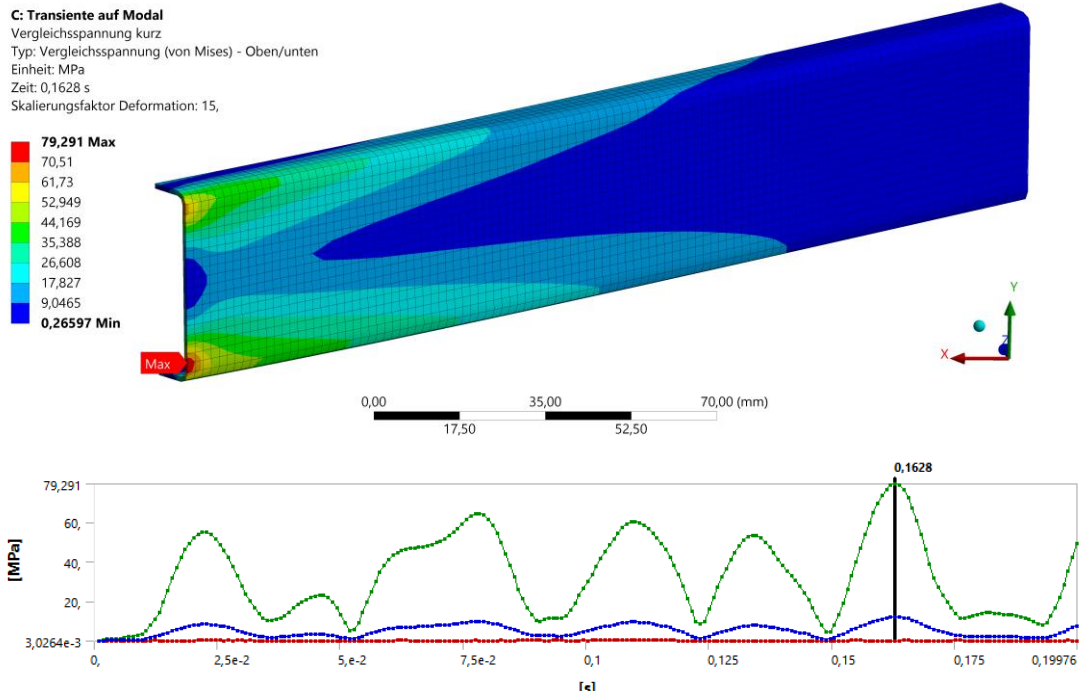


Abbildung 78: C-Profil kurz 1 mm

Die Spannungen im kurzen C-Profil bei der Standardwandstärke liegen bei maximal 79,291 MPa (Abbildung 78). Das Bauteil ist somit weit entfernt von einer kritischen Spannung. Daher wird hier eine Berechnung mit einer Wandstärke von 0,5 mm durchgeführt.

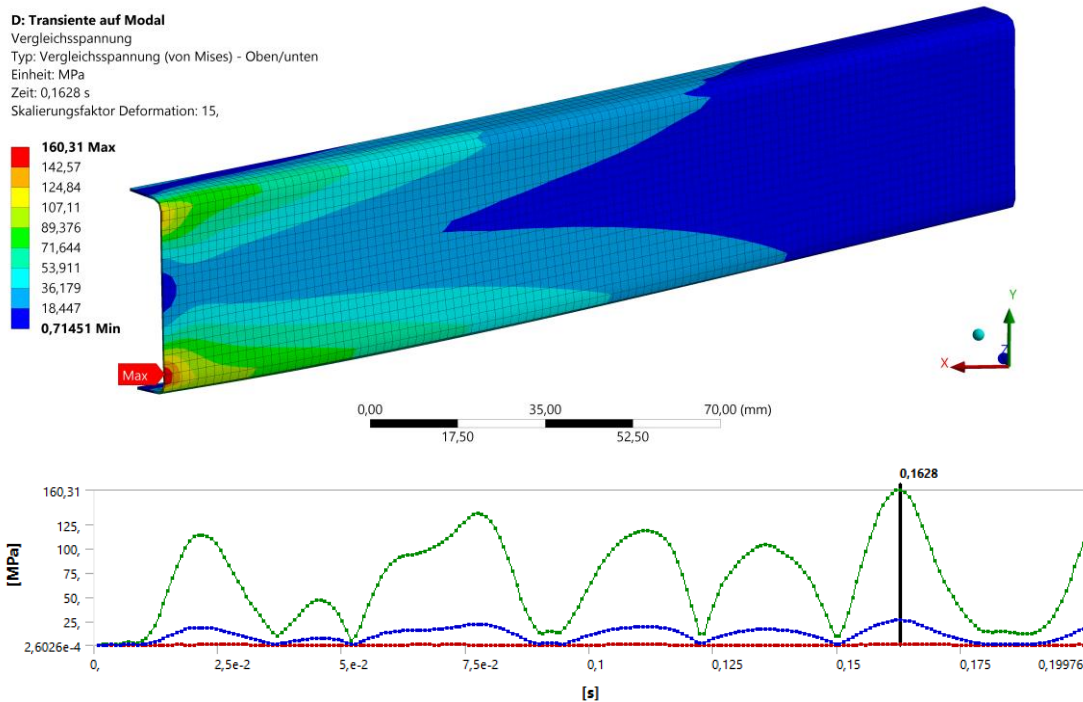


Abbildung 79: C-Profil kurz 0,5 mm



Hierbei wird deutlich, dass eine Wandstärke von 0,5 mm für dieses Bauteil ausreichend wäre, da die Spannungen unter 174 MPa liegen (Abbildung 79). Es konnte aufgezeigt werden, dass hier weiteres Materialpotential genutzt werden könnte. Die Entscheidung für dieses Bauteil fällt jedoch trotzdem auf einen Millimeter, da so sichergegangen werden kann, dass die Handhabung des Bauteils während des Fertigungsprozesses angenehm gestaltet werden kann und nicht aufgrund einer zu hohen Flexibilität gestört wird. Zudem soll das Profil unterhalb der Klebefläche nicht zu flexibel sein, weshalb ein Millimeter hier ebenfalls als sicherer eingeordnet werden kann. Die Bauteilsicherheit konnte demgemäß festgestellt werden.

#### 4.6 Einfluss der Wandstärke auf die Spannungen im C-Profil „außen“

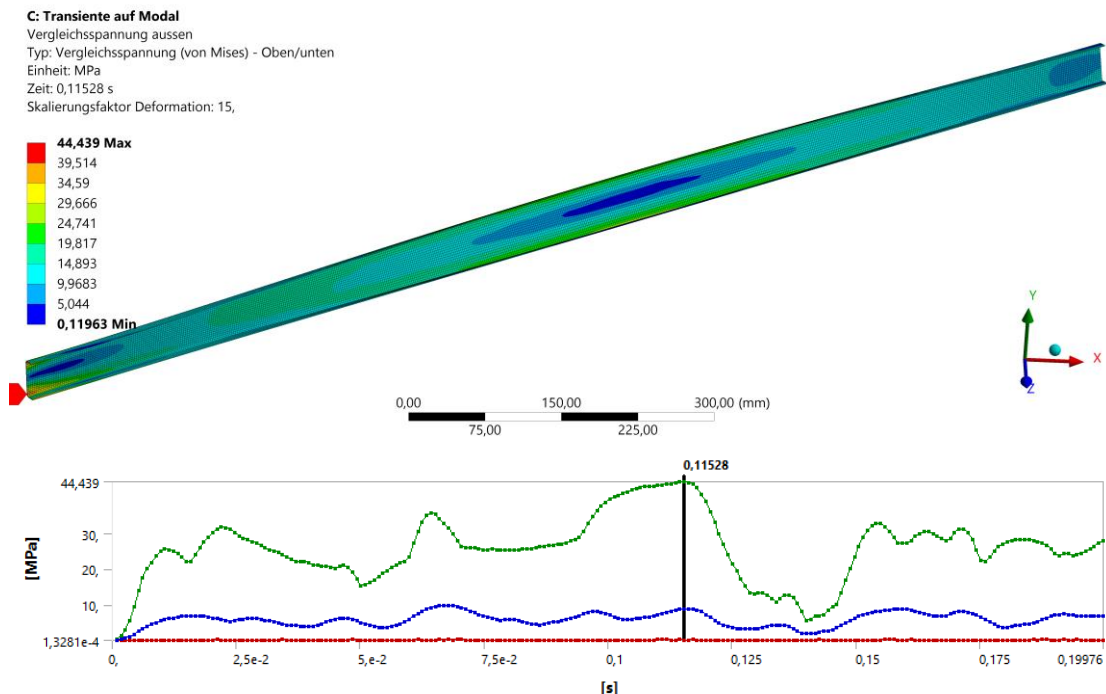


Abbildung 80: C-Profil außen 1 mm

In diesem Profil entstehen Spannungen von maximal 44,439 MPa (Abbildung 80). Das Bauteil kann den Spannungen standhalten. Um eine bessere Materialnutzung zu ermöglichen, wird eine Verjüngung um 0,5 mm durchgeführt.

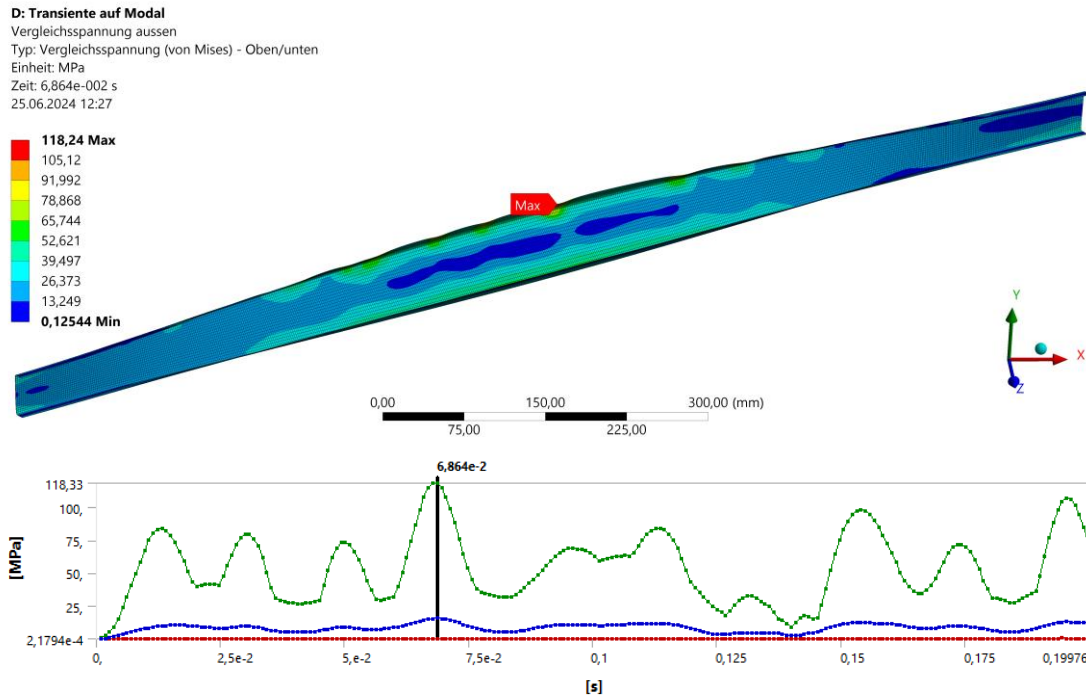


Abbildung 81: C-Profil außen 0,5 mm

Auch nach dieser Verjüngung wird deutlich, dass die Komponente den Spannungen standhalten kann (Abbildung 81). Hier besteht ebenfalls Potential Material einzusparen. Aufgrund der Vorgaben für die Fertigung und der Montierbarkeit soll hier jedoch ein Profil mit einem Millimeter gewählt werden. Es konnte also insgesamt bestätigt werden, dass dieses Bauteil sicher ist.

## 4.7 Festigkeitsbetrachtung des C-Profils „außen-längs“

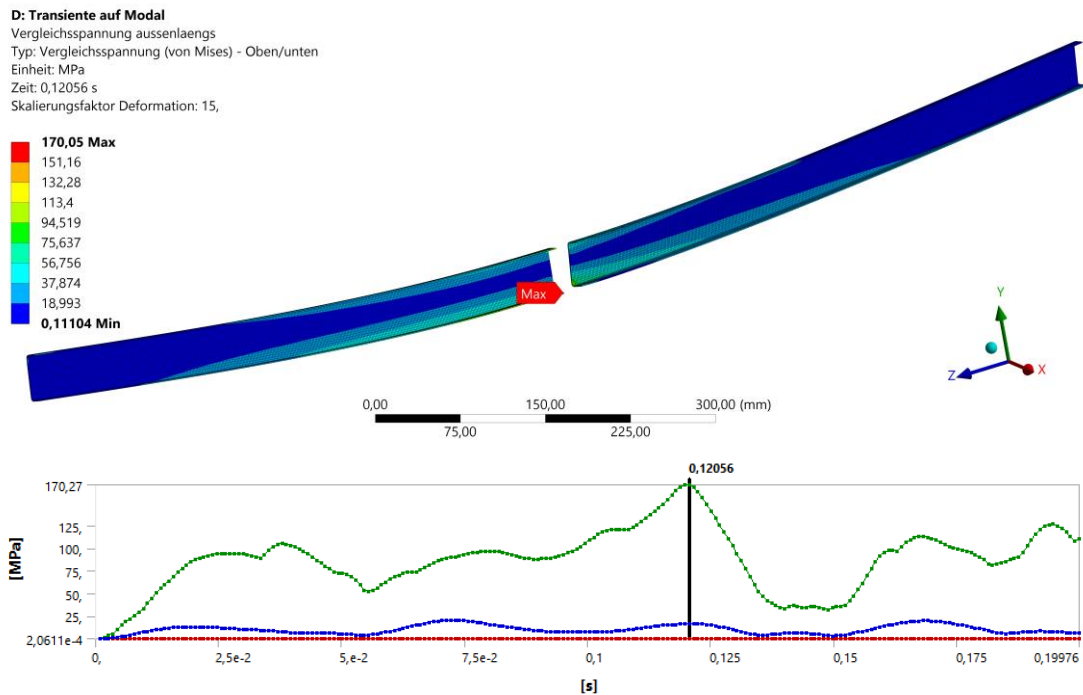


Abbildung 82: C-Profil außen-längs 1 mm

Hier findet nur die Betrachtung eines der symmetrischen Bauteile mit den höheren Spannungen statt. Es wird deutlich, dass bei der Wandstärke von einem Millimeter bereits das Optimum für dieses Profil erreicht ist, da die maximale Spannung bei 170,05 MPa sehr nah an der kritischen Spannung von 174 MPa liegt (Abbildung 82). Es liegt somit ein optimaler Materialeinsatz vor, bei dem das Bauteil weder überdimensioniert noch unterdimensioniert ist.

## 4.8 Einfluss der Wandstärke auf die Spannungen im C-Profil „mittig“

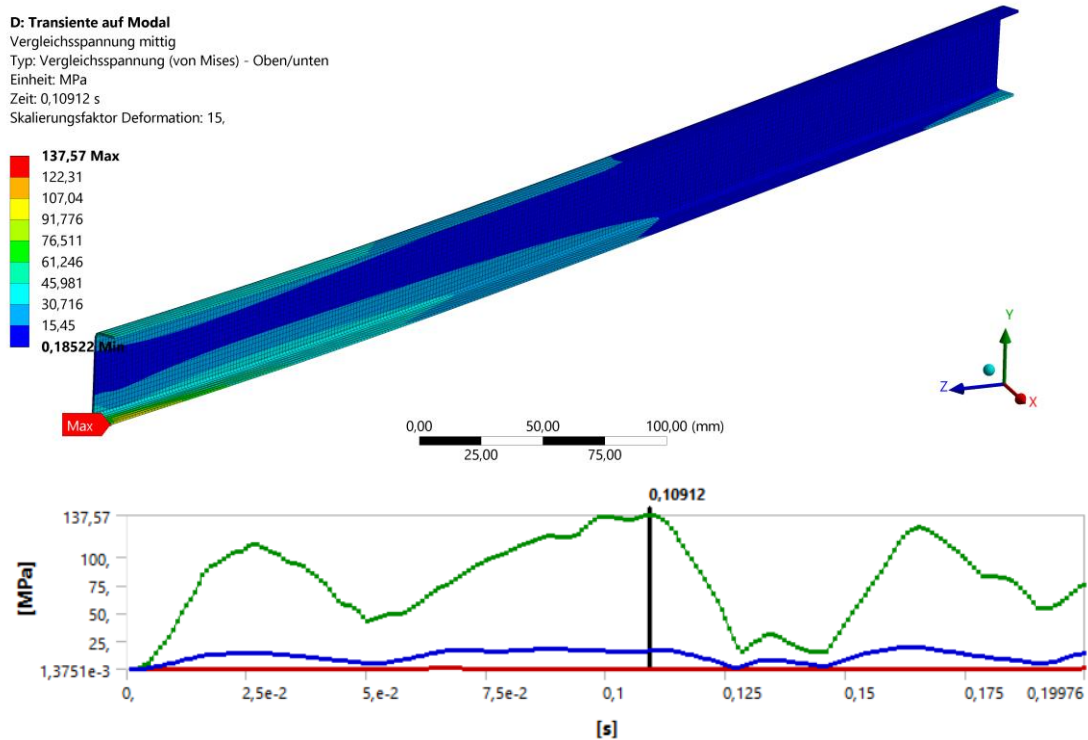


Abbildung 83: C-Profil mittig 1 mm

Das mittige C-Profil weist bei einer Wandstärke von einem Millimeter Spannungen in Höhe von 137,57 MPa auf (Abbildung 83). Der Materialeinsatz ist deshalb bereits relativ gut und das Bauteil gegen Versagen gesichert. Bei diesem Bauteil soll ebenfalls die geringste Wandstärke einen Millimeter betragen. Um das Potential von Einsparungen in diesem Bauteil aufzuzeigen, wird eine Berechnung mit einer Wandstärke von 0,5 mm durchgeführt. In Abbildung 84 sind die Ergebnisse dieser Berechnung zu sehen. Es wird deutlich, dass die Wandstärke von 0,5 mm ebenfalls ausreichend für dieses Profil wäre.

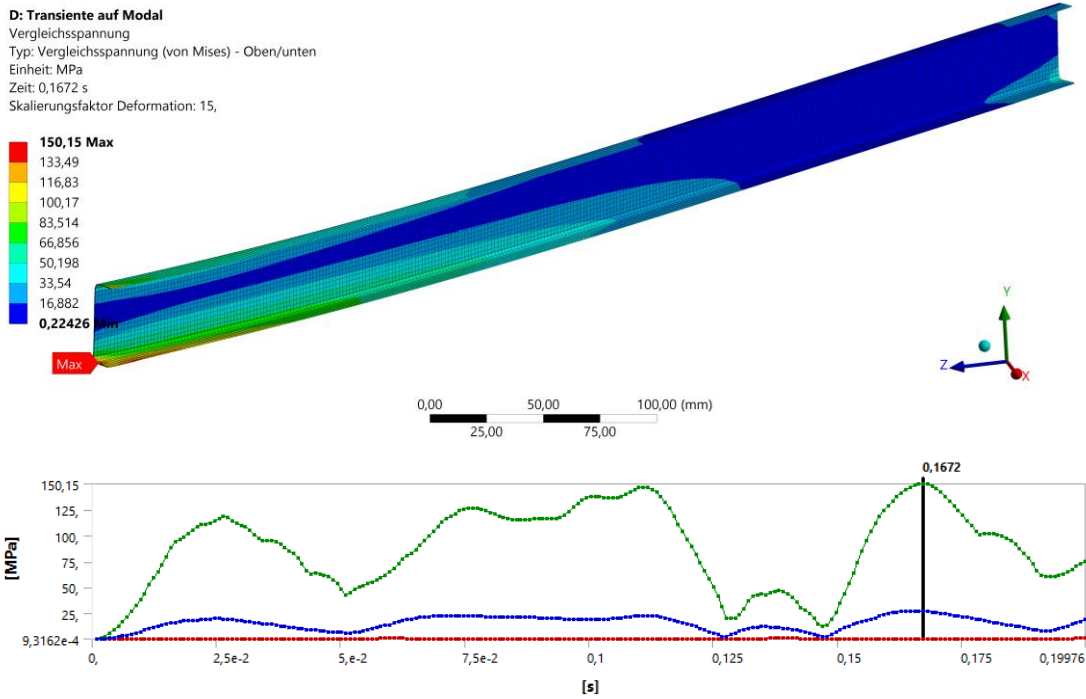


Abbildung 84: C-Profil mittig 0,5 mm

### 4.9 Einfluss einer Abkantung und der Wandstärke auf die Spannungen in den Halterungen

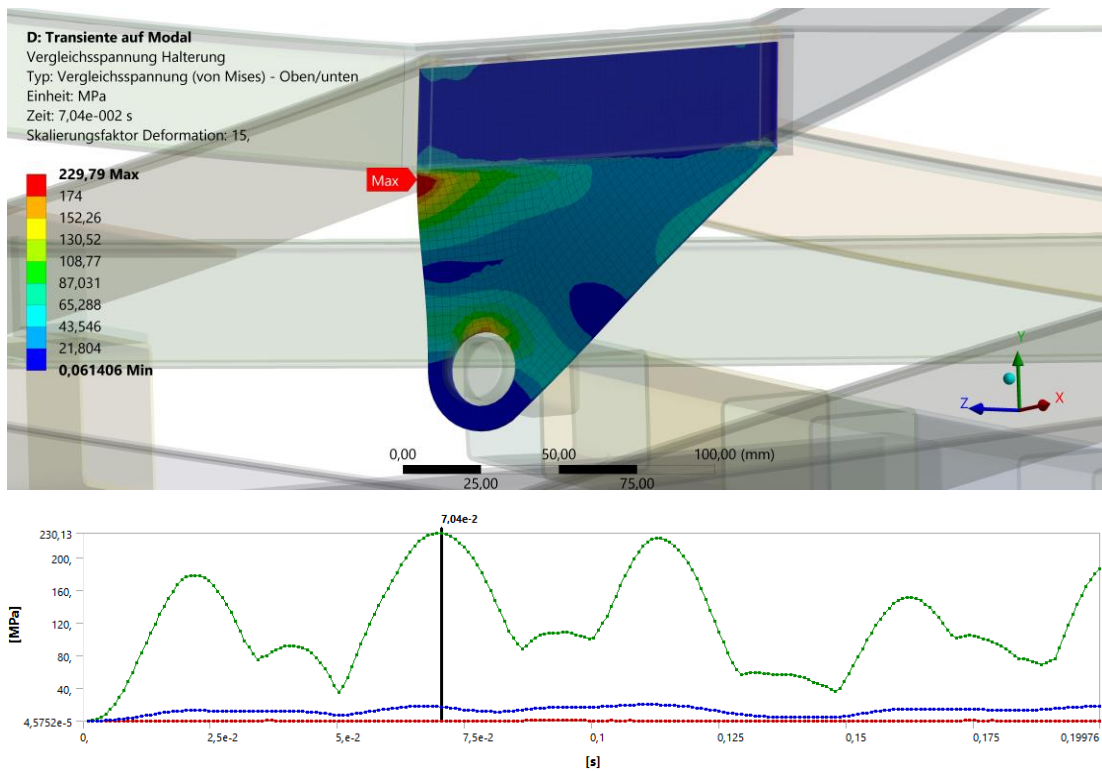


Abbildung 85: Halterung 1,5 mm

In der bisherigen Konfiguration der Halterung entsteht unterhalb der Befestigung an den C-Profilen eine starke Spannungsspitze. Da es sich um ein ausschließlich flaches Blech handelt, ist dieses nicht robust gegen Kräfte, welche orthogonal zu dieser Fläche wirken. Daher entstehen hohe Spannungen von 229,79 MPa. Um eine reine Anpassung der Wandstärken führt bei den Halterungen zu keinem Erfolg, diese gegen das Versagen zu sichern (Abbildung 85). Diese Erkenntnis wird durch Berechnungen mit einer Wandstärke von bis zu 3 mm gewonnen. Da eine Wandstärke von 3 mm als unwirtschaftlich eingeschätzt wird, wird die Implementierung einer Abkantung an den Enden der Halterungen angestrebt. Diese Abkantung wird in SpaceClaim modelliert. Dafür wird die Halterung um neun Millimeter verlängert, um eine Kollision der Abkantung mit den Profilen zu vermeiden. Eine Kollision würde entstehen, da die Abkantung seitlich in die Richtung der C-Profile gezogen wird. Da der Spalt sich stetig weiter außen öffnet, wird die Verlängerung vorgenommen, mit dem Ziel die Kollision zu umgehen. Die Abkantung erhält eine Länge von fünf Millimetern. Diese Längen wurden iterativ durch mehrere Berechnungen ermittelt, um einen annähernd optimalen Spannungszustand zu ermöglichen. Zusätzlich wird die entstandene scharfe Kante mit einem Radius von 2,45 mm verrundet. Dieser Radius berechnet sich durch die Vorgabe des Biegeinnenradius bei einer Blechstärke von 1,5 mm zuzüglich der Hälfte der Materialstärke, da die Halterungen in beide Richtungen aufgedickt werden. Der Radius resultiert dadurch in der Mitte des Profils, da dort das Schalenelement des Körpers liegt:

$$R_{m1,5} = R_i + \frac{t}{2} = 1,7 \text{ mm} + \frac{1,5 \text{ mm}}{2} = 2,45 \text{ mm}$$

Es ist ebenfalls eine tangenzenstetige Anpassung der Verrundung am unteren Teil der Halterung nötig. Zusätzlich muss die Wandstärke der Halterung um 0,5 mm erhöht werden, weil die Spannungen sonst nicht tolerierbar sind. Da dies zu einer Verstärkung der Halterungen in beide Richtungen um 0,25 mm führt, müssen Anpassungen in der Konstruktion aufgrund der Klemmung der Halterung zwischen den C-Profilen erfolgen. Die Halterungen werden dafür um 0,25 mm nach außen verschoben. Zusätzlich müssen anschließend die C-Profile „Seite“ ebenfalls um 0,25 mm nach außen verschoben werden. Dies führt zu keiner weiteren Kollision und die Baugruppe ist wieder realisierbar. In Abbildung 86 ist diese Konfiguration dargestellt. Die Spannungen liegen bei maximal 159,6 MPa, wodurch von einer ausreichenden Festigkeit ausgegangen werden kann. Ebenfalls ist der Materialeinsatz nicht zu hoch, wodurch das Bauteil kostenoptimiert ausgelegt wurde.

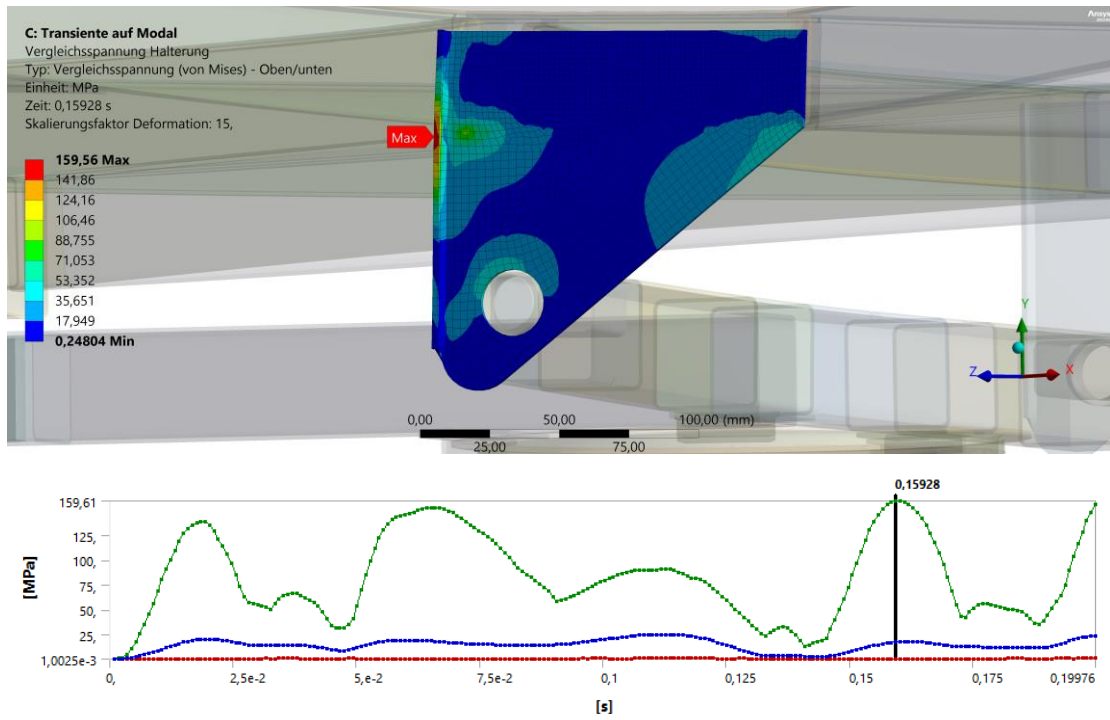


Abbildung 86: Halterung 2 mm & Abkantung

#### 4.10 Festigkeitsbetrachtung der Auflagefläche

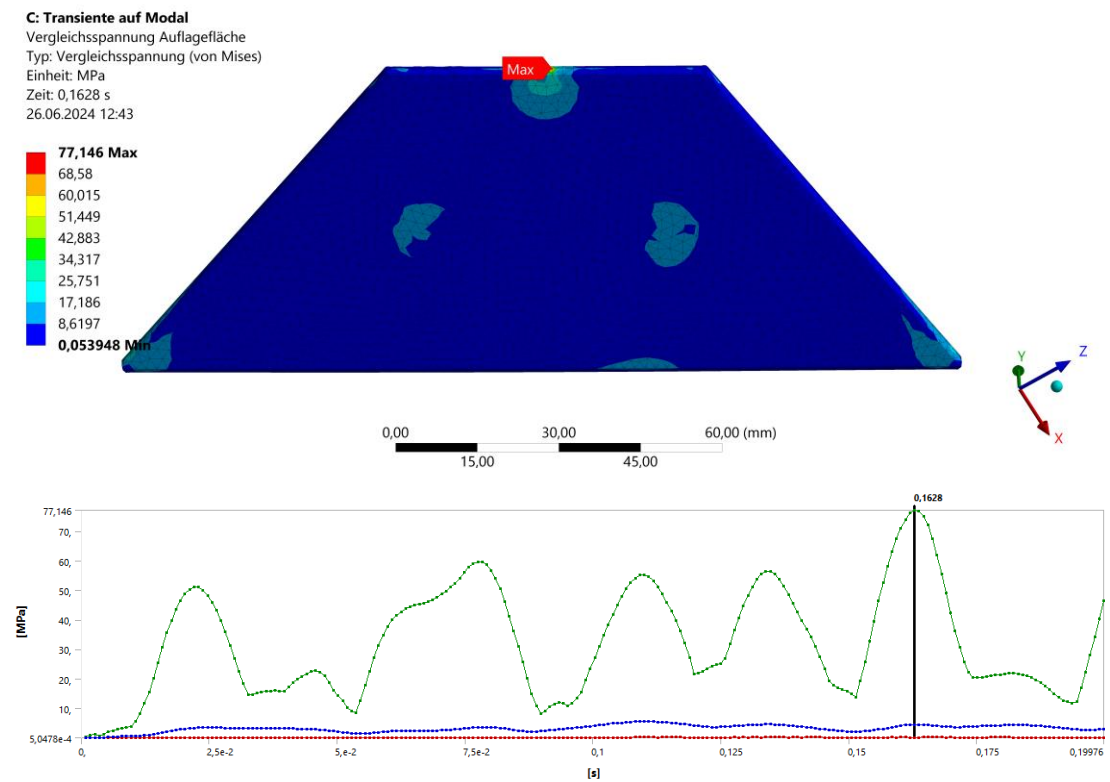


Abbildung 87: Auflagefläche

Die Spannungen in der Auflagefläche sind als nicht kritisch zu bewerten, da diese bei maximal 77,146 MPa liegen (Abbildung 87). Hier soll keine weitere Optimierung des Bauteils vorgenommen werden, da eine starke Durchbiegung dieses Bauteils kritisch sein könnte. Durch die Berechnung kann bestätigt werden, dass das Bauteil den Windlasten standhalten kann.

#### 4.11 Einfluss der Wandstärke auf die Spannungen in der Motorbox

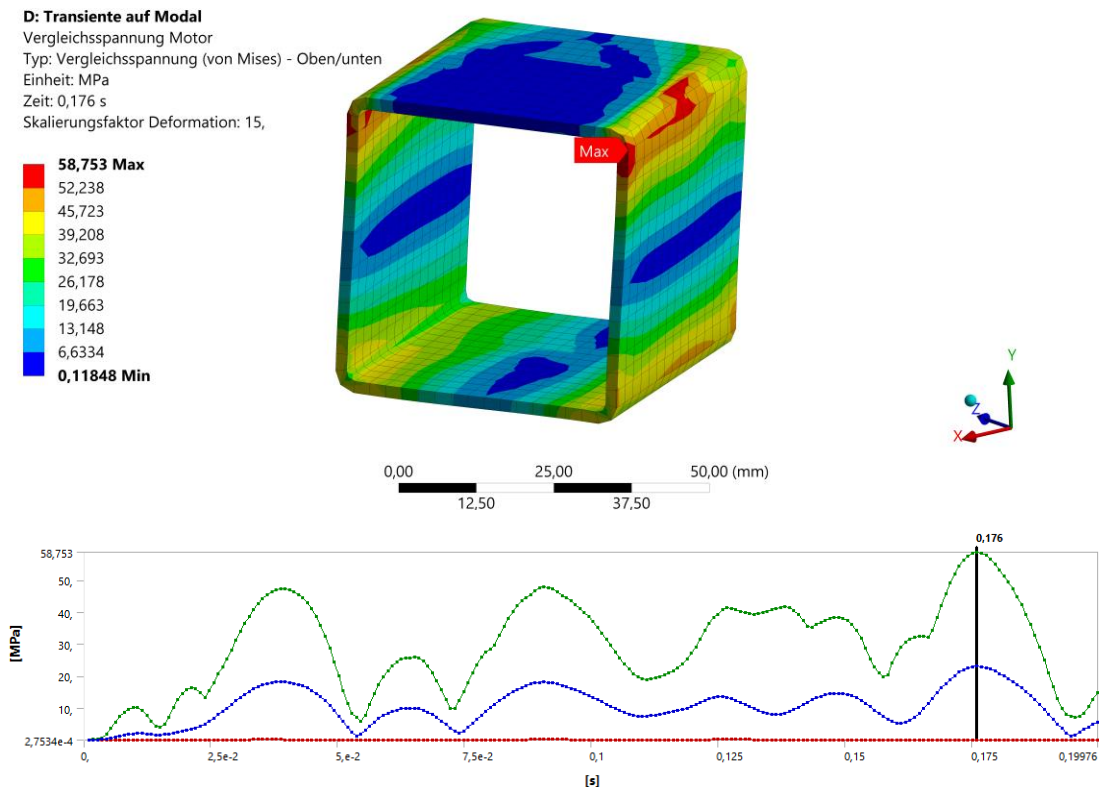


Abbildung 88: Motorbox 2 mm

In Abbildung 88 sind die Spannungen in der Motorbox bei einer Wandstärke von zwei Millimeter dargestellt. Dabei wird deutlich, dass diese nicht effizient ausgelegt ist. Die Spannungen belaufen sich lediglich auf 58,753 MPa. Daher kann hier eine Verdünnung der Wandstärke von einem Millimeter vorgenommen werden. Hier wurde in 0,5 mm Schritten die beste Lösung für die Motorbox ermittelt. Bei dieser Simulation mit einer Wandstärke von einem Millimeter treten Spannungen in Höhe von 153,08 MPa auf (Abbildung 89). Diese liegen somit unter der kritischen Grenze, allerdings auch nicht zu weit entfernt von dieser, wodurch eine guter Materialeinsatz realisiert wird.



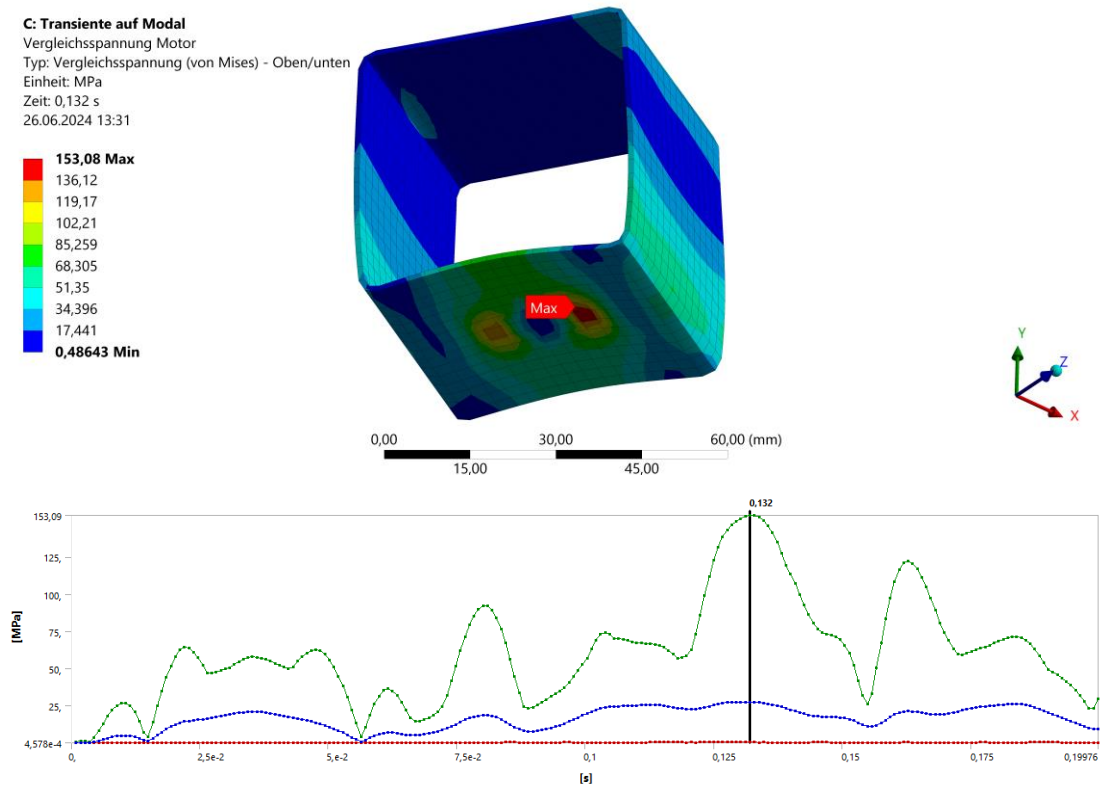


Abbildung 89: Motorbox 1 mm

#### 4.12 Auslegung der Traversen

Das Kapitel der Traversen wird in zwei Unterkapitel aufgeteilt, da verschiedene Einflüsse auf diese betrachtet werden. In der Abbildung 90 sind die Spannungen in den Traversen bei der bestehenden Konstruktion dargestellt. Dort entstehen Spannungsspitzen von 291,46 MPa, wodurch die Sicherheit nicht gewährleistet werden kann. Daher sind Anpassungen in der Baugruppe notwendig. Hier könnten erneut die Wandstärken betrachtet werden. Dies erscheint jedoch als nicht sehr sinnvoll, da die Spannungsspitzen in Übergangsbereichen an den Kontaktstellen entstehen. Um Material einsparen zu können, wird keine Verstärkung vorgenommen, sondern es werden diese Übergänge bearbeitet.

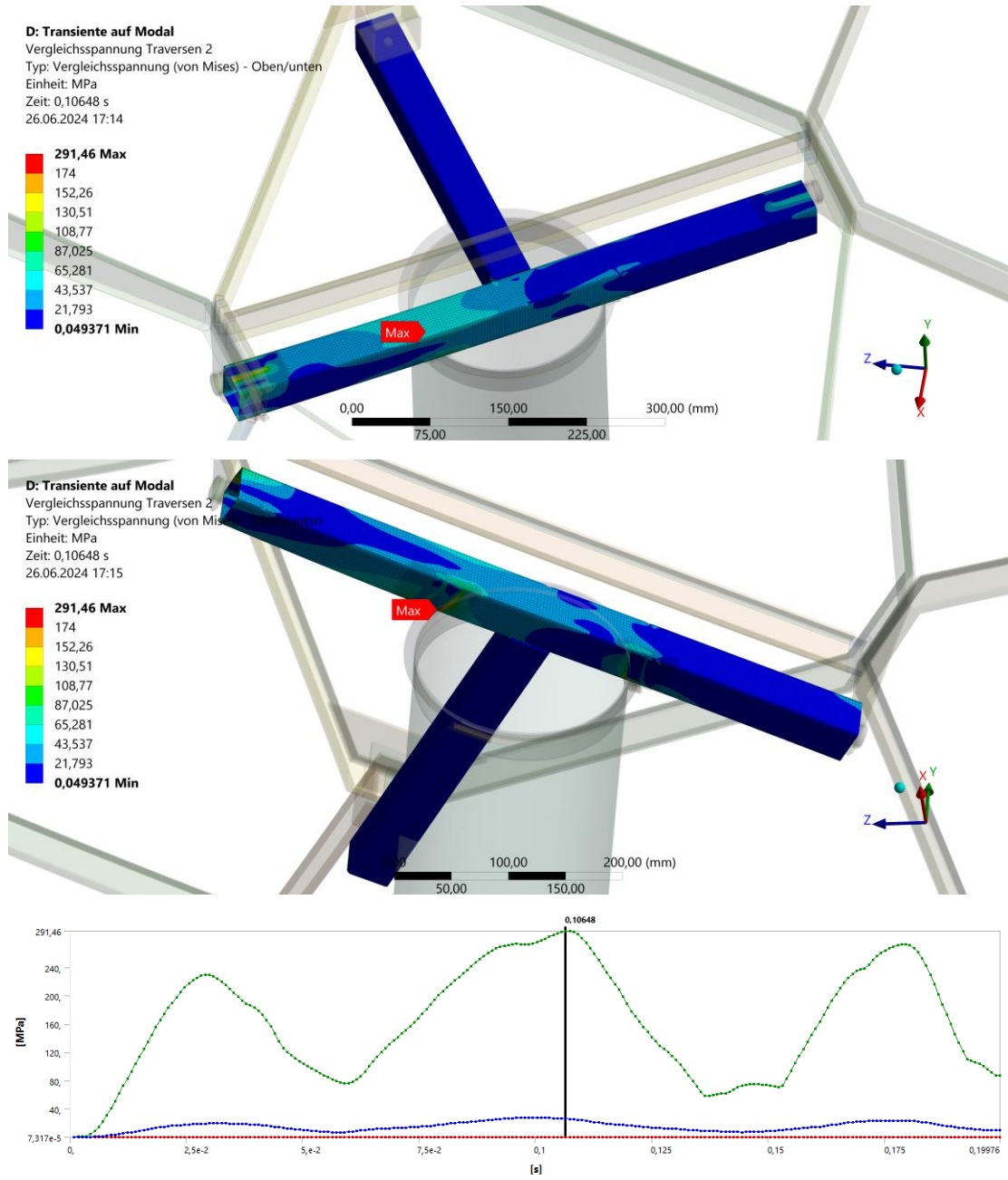


Abbildung 90: Traversen vorher

#### 4.12.1 Einfluss der Klammern auf die Spannungen in den Traversen

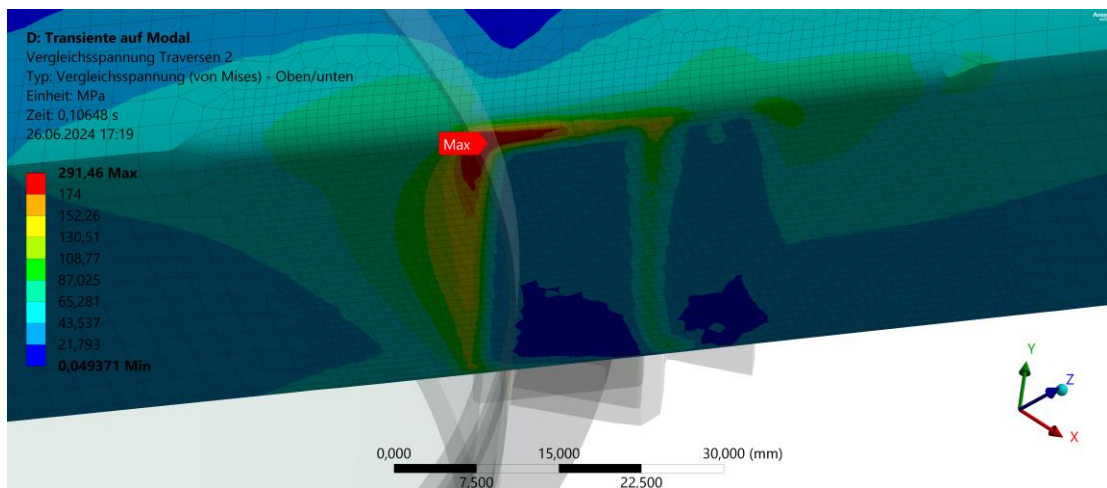


Abbildung 91: Einfluss Klammern vorher

Bei genauerer Betrachtung der maximalen Spannung in den Traversen fällt auf, dass diese an der Stelle auftreten, an der die Auflagefläche der Klammern endet (Abbildung 91). Um eine bessere Verteilung der Kräfte erreichen zu können, werden die oberen Teile der Klammern um 10 mm verlängert. Dadurch entsteht mehr Auflagefläche und folglich ein geringerer Druck.

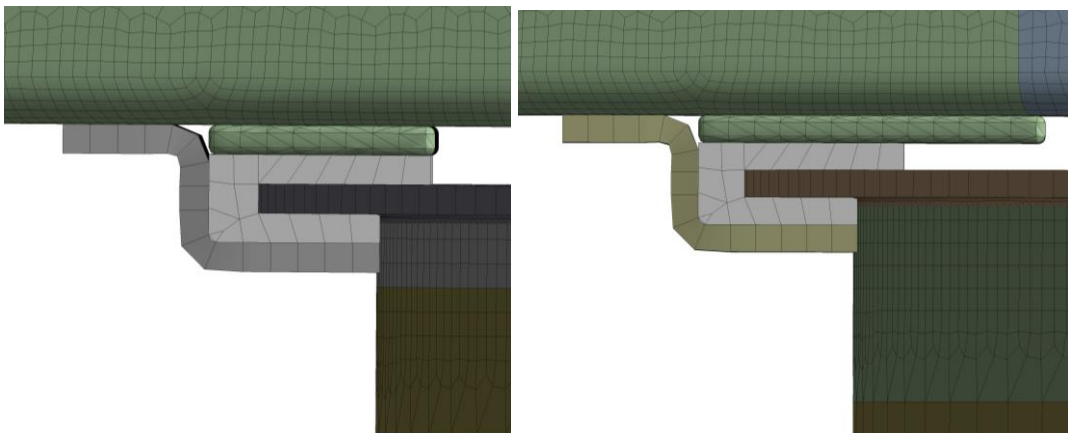


Abbildung 92: Anpassung Klammern

In Abbildung 92 ist die vorgenommene Veränderung an den Klammern dargestellt. Das Resultat ist eine deutlich besser verteilte Spannung. Die Spannung konzentriert sich nicht mehr an einer Ecke der Klammern, wodurch die Spannungen auf maximal 158,84 MPa sinken (Abbildung 93). Ein Versagen der Traversen an dieser Stelle konnte somit durch eine kostengünstige Optimierung der Klammern erreicht werden.

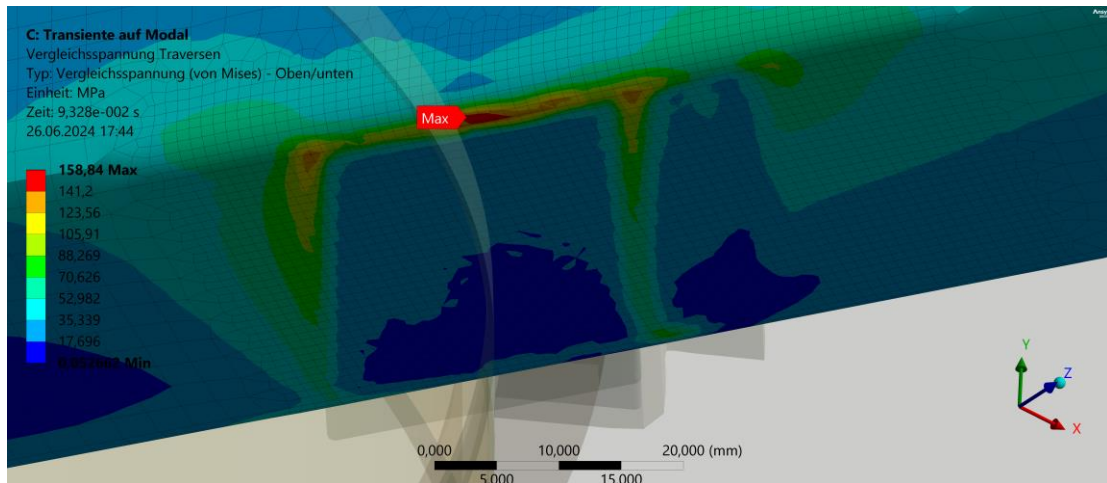


Abbildung 93: Einfluss Klammern nachher

#### 4.12.2 Einfluss der Zapfen auf die Spannungen in den Traversen

Wird der Einfluss der Zapfen auf die Spannungen in den Traversen betrachtet, so wird deutlich, dass die Zapfen lediglich die Hälfte der Breite der Traversen einnehmen. Dadurch werden die Kräfte in Y-Richtung nicht in günstiger direkter Weise auf die vertikalen Wände der Traversen übertragen. Die horizontale Wand muss infolgedessen Kräfte in Y-Richtung aufnehmen, was zu einer erhöhten Spannung führt. In der Mitte dieser Wand kommt es zu einer Spannung von bis zu 175,76 MPa (Abbildung 94).

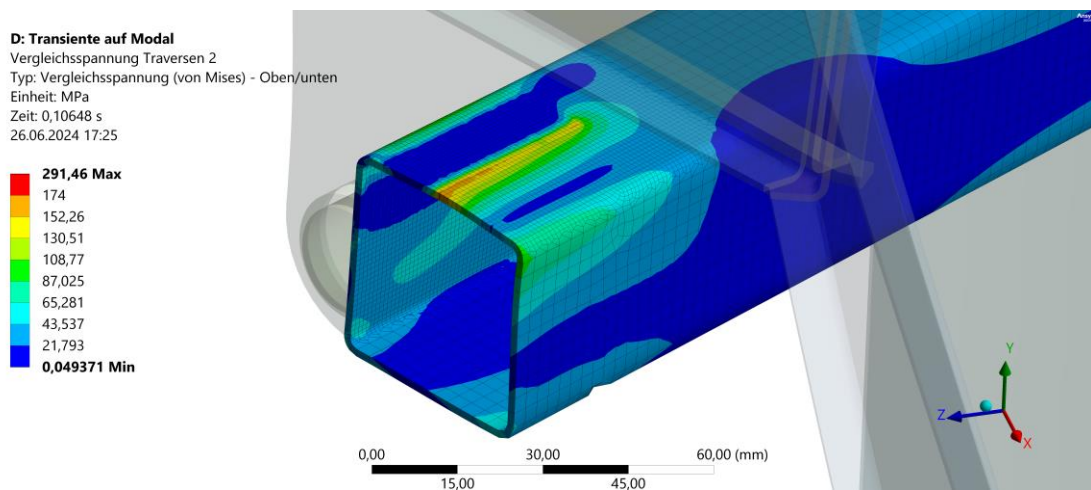


Abbildung 94: Einfluss Zapfen vorher

Daher sind Anpassungen an dieser Stelle der Traversen notwendig. Dafür werden die Zapfen verbreitert. Die Verbreiterung erfolgt so, dass die Zapfen an beiden vertikalen Wänden der Traversen befestigt werden können (Abbildung 95). Um die FE-Simulation realistisch durchführen zu können, muss ein zusätzlicher Kontakt definiert werden. Dieser befindet sich zwischen dem Zapfen und der zweiten vertikalen Wand der Traversen.

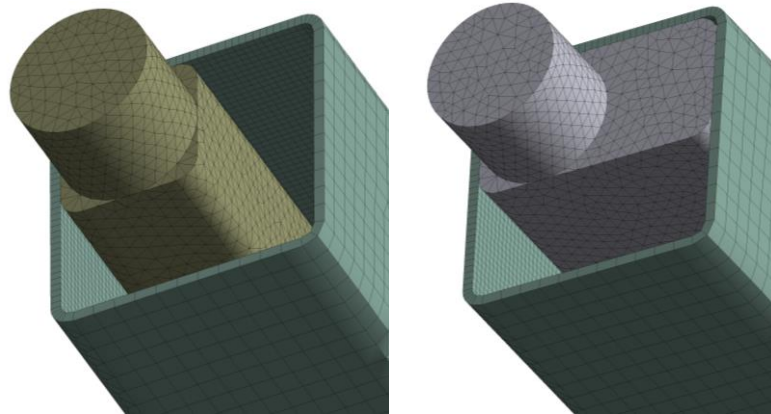


Abbildung 95: Anpassung Zapfen

Durch die Berechnung kann die zuvor aufgestellte Vermutung bestätigt werden: die Anpassung führt zu einem besseren Spannungszustand in den Traversen.

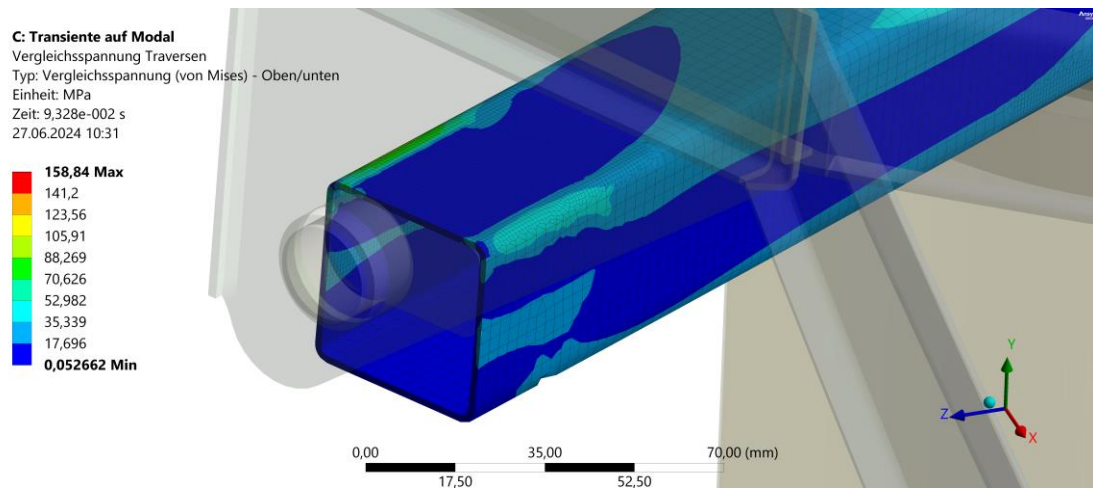


Abbildung 96: Einfluss Zapfen nachher

In Abbildung 96 ist dieser Effekt zu sehen. Die Spannungen an der Stelle der Zapfen belaufen sich lediglich auf etwa 100 MPa. Es könnte also auch an dieser Stelle durch eine einfache Anpassung eines anderen Bauteils die Spannungen in den Traversen ausreichend reduziert werden.

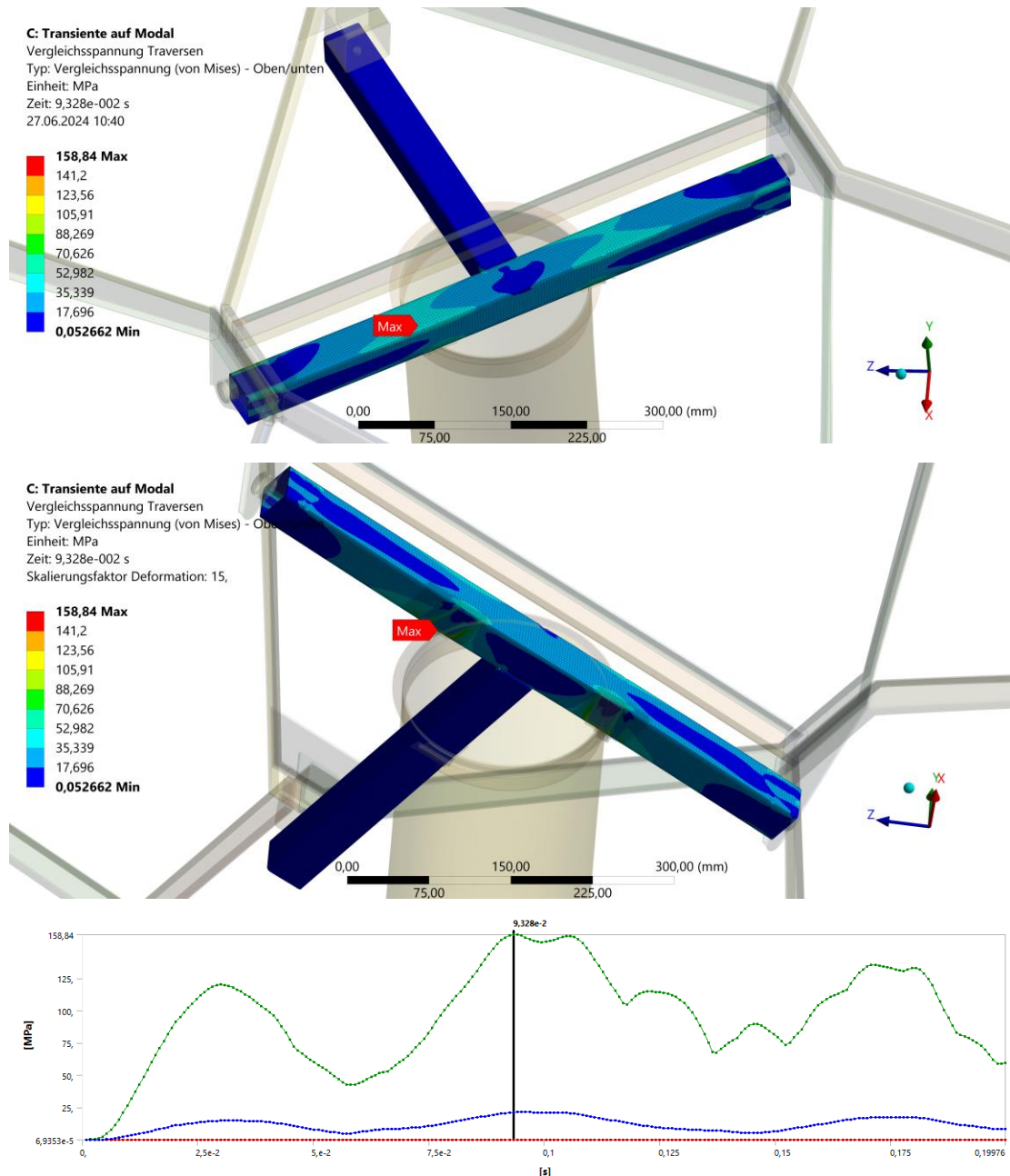


Abbildung 97: Traversen nachher

Das Resultat der im Kapitel 4.12 beschriebenen Veränderungen ist in der Abbildung 97 zu sehen. Die Traversen konnten durch diese kosteneffizienten Anpassungen gegen das Versagen gesichert werden. Dabei kann weiterhin eine Wandstärke von 1,5 mm verwendet werden, wodurch keine großen zusätzlichen Kosten und Gewichte entstehen.

#### 4.13 Einfluss der Anpassungen an den Zapfen auf die Spannungen in den Zapfen

Durch die zuvor beschriebenen Anpassungen entstehen ebenfalls Einflüsse auf die Zapfen selber. Auch in diesen kann eine Minderung der Spannungen erreicht werden. In diesem Kapitel werden diese Änderungen aufgezeigt.

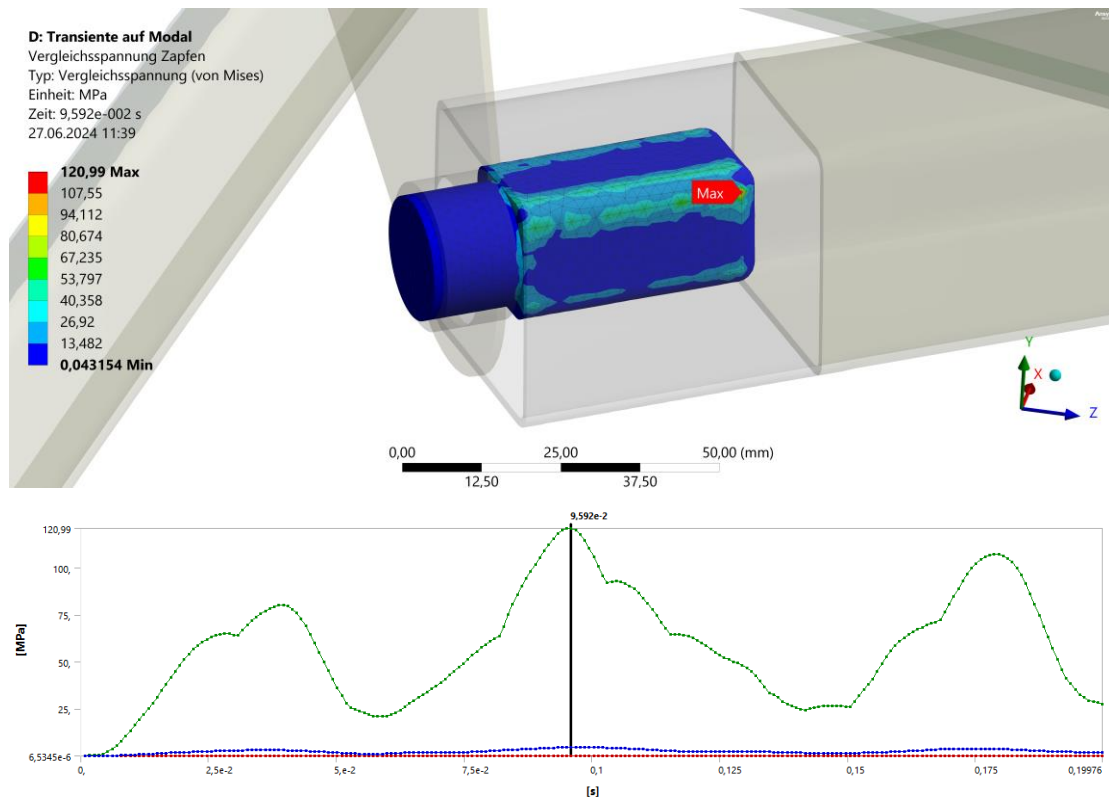


Abbildung 98: Zapfen vorher

Vor der Anpassung belaufen sich die maximalen Spannungen in den Zapfen auf 120,99 MPa (Abbildung 98). Daher wäre für die Zapfen prinzipiell keine Anpassung notwendig gewesen. Nach den Anpassungen konnten die Spannungen auf maximal 98,246 MPa reduziert werden (Abbildung 99). Dies kann trotz der zuvor unkritischen Spannungen als positiv hervorgehoben werden, da das Material durch diese Reduzierung schonender behandelt wird. Die Lebensdauer der Zapfen wird somit voraussichtlich länger ausfallen.

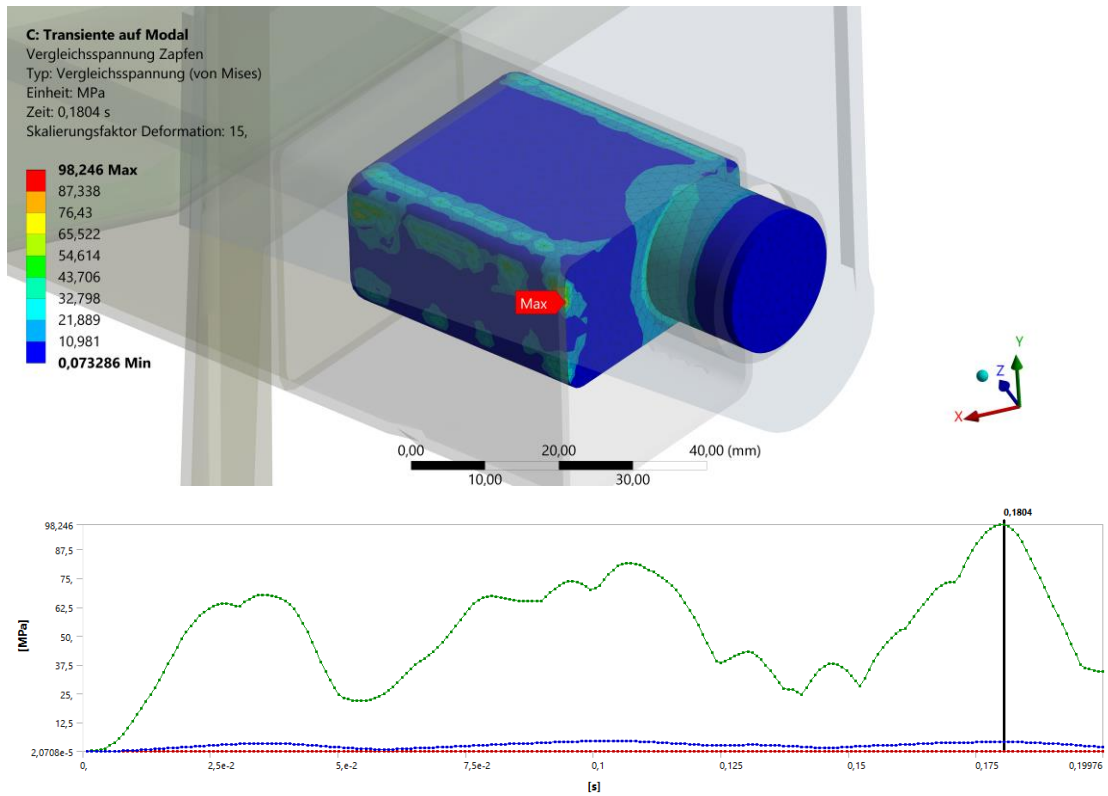


Abbildung 99: Zapfen nachher



#### 4.14 Einfluss der Anpassung der Klammern auf die Spannungen in den Klammern

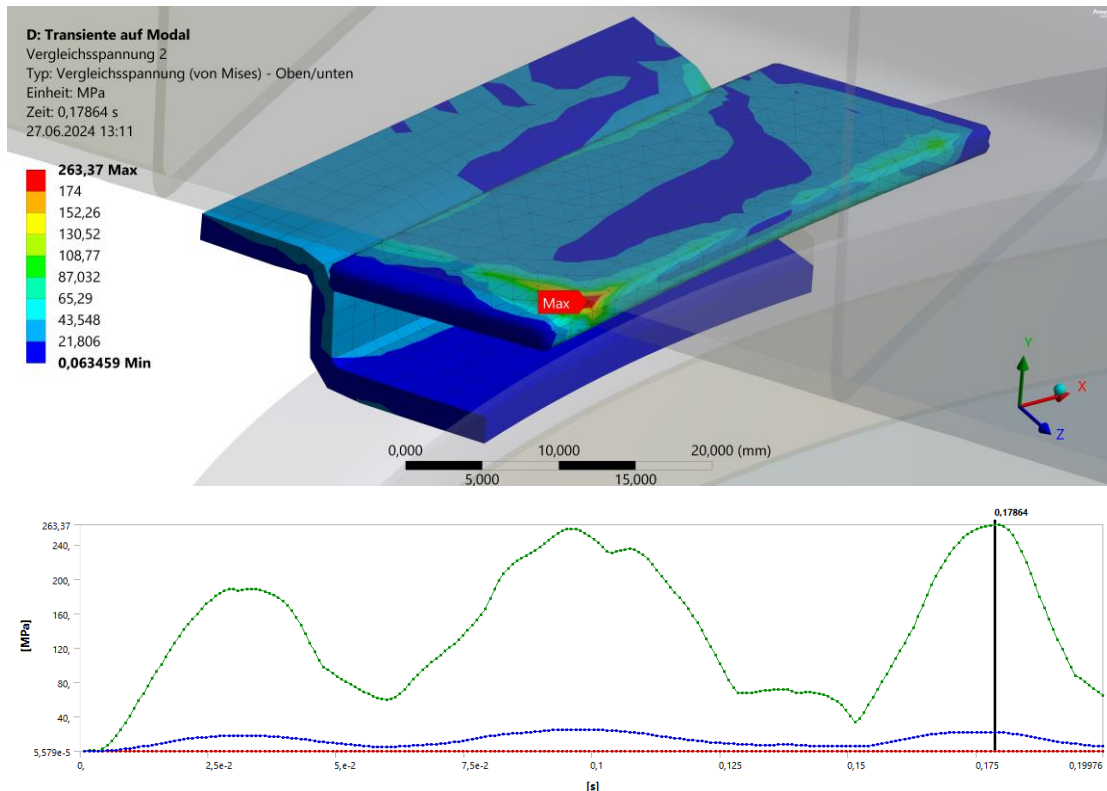


Abbildung 100: Klammern vorher

Auch die Änderung an den Klammern hat einen Einfluss auf die Spannungen in der Baugruppe der Klammern. Zu Beginn liegen die maximalen Spannungen in den Klammern bei 263,37 MPa (Abbildung 100). Deshalb wäre für die Klammern auch ohne der Spannungsvermeidung in den Traversen eine Änderung notwendig gewesen, da es sich bei den vorliegenden Spannungen um kritische Spannungen handelte, welche zu einem Schaden in den Bauteilen hätte führen können.

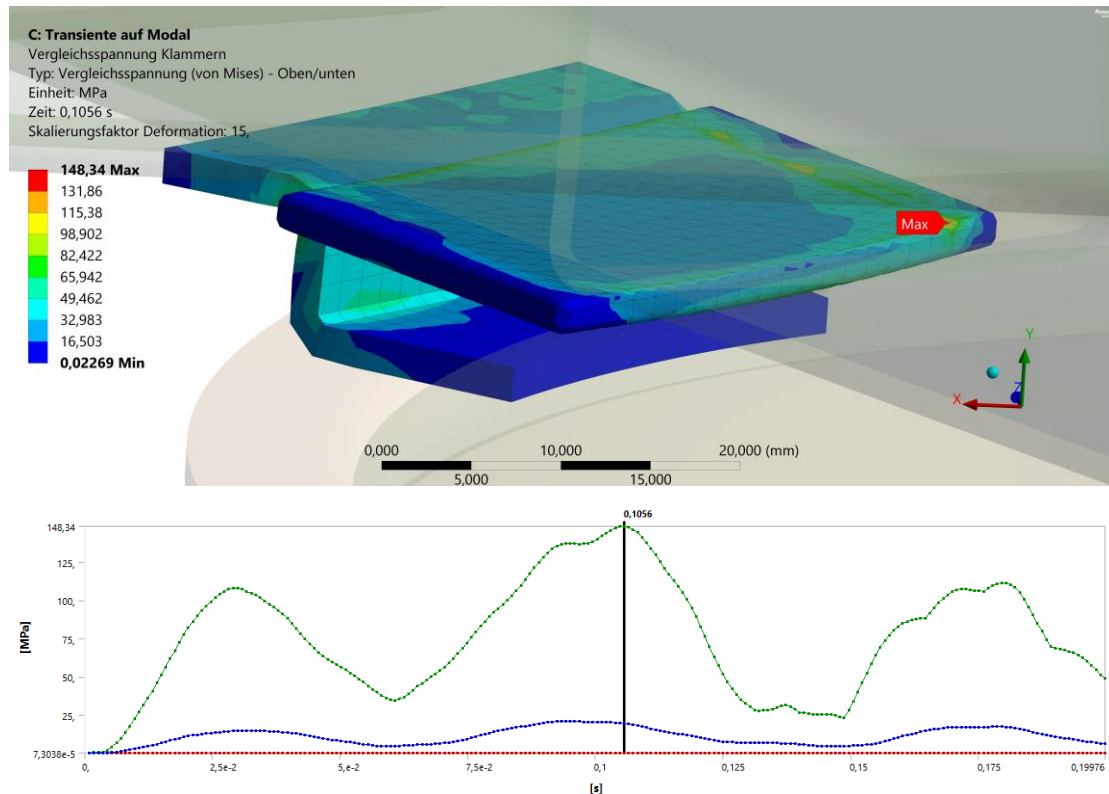


Abbildung 101: Klammern nachher

Durch die vorgenommenen Änderungen konnten die Spannungen gesenkt werden. Es treten lediglich Spannungen von 148,34 MPa (Abbildung 101). Ein Versagen des Bauteils konnte vermieden werden. Besonders positiv ist hierbei, dass mit einer Maßnahme das Versagen der Klammern, der Traversen und des Innenrings umgangen werden konnte. Dies ist sehr materialsparend und wirkt sich positiv auf die Kosten des Heliostaten aus.

#### 4.15 Einfluss der Klammern auf die Spannungen im Innenring

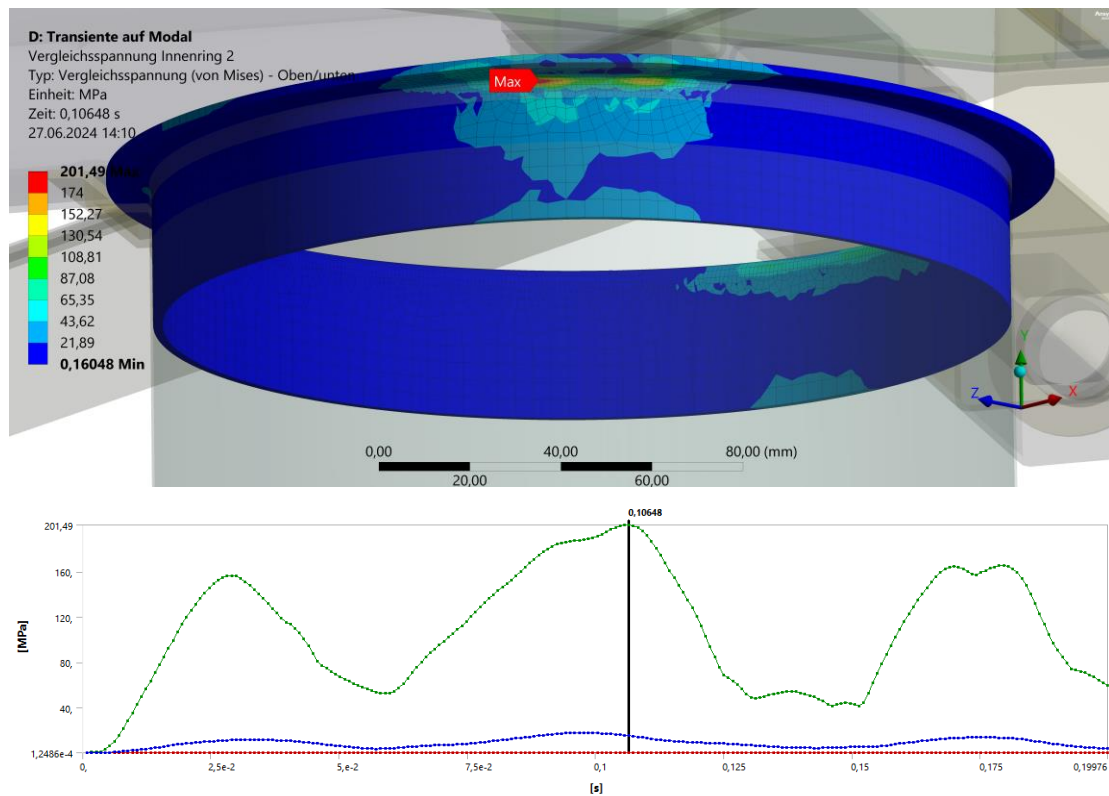


Abbildung 102: Innenring vorher

Ohne Anpassungen an den Klammern liegen die Spannungen im Innenring bei 201,49 MPa und sind somit als kritisch zu bewerten (Abbildung 102).

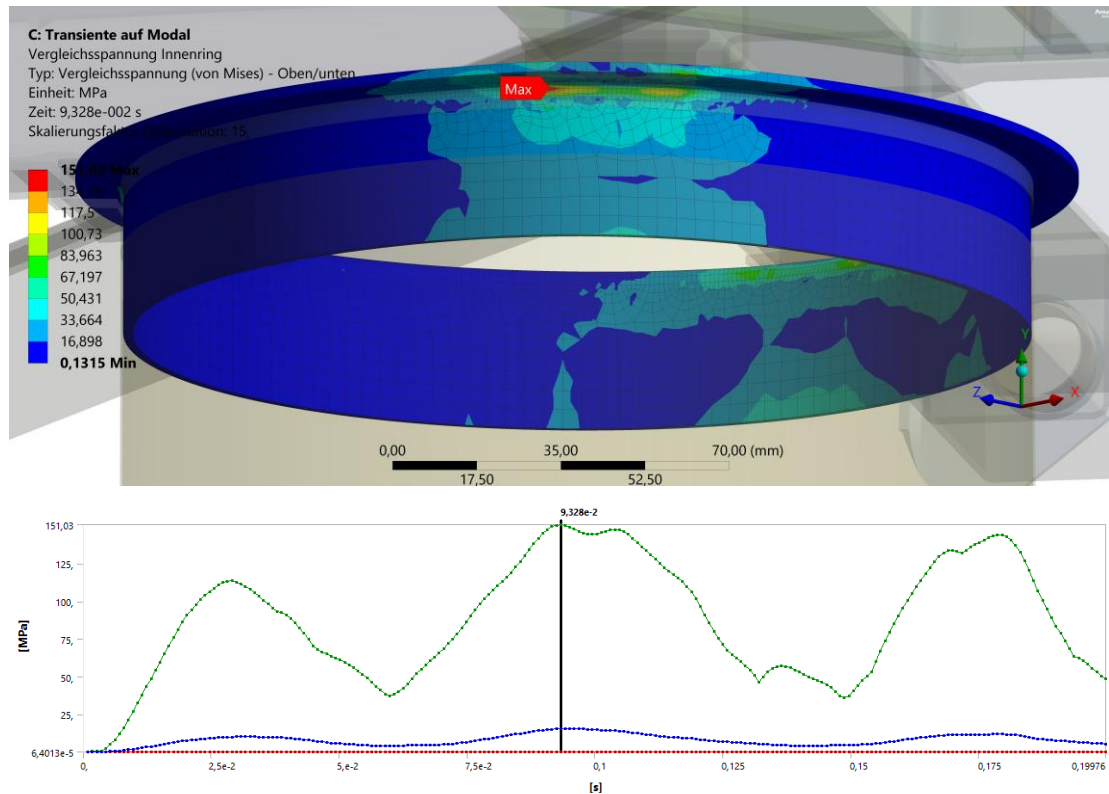


Abbildung 103: Innenring nacher

Durch die Vergrößerung der Auflagefläche an den Klammern wird die Last besser verteilt. Daraus resultiert, dass im Innenring eine reduzierte Spannung von 151,03 MPa vorliegt (Abbildung 103). Ein Versagen konnte ebenfalls ohne weitere Maßnahmen vermieden werden. Der Materialeinsatz ist als gut zu bewerten, da die Spannungen nahe an der kritischen Grenze liegen und das Material somit vollständig genutzt wird.

## 4.16 Festigkeitsbetrachtung des Stützrohrs

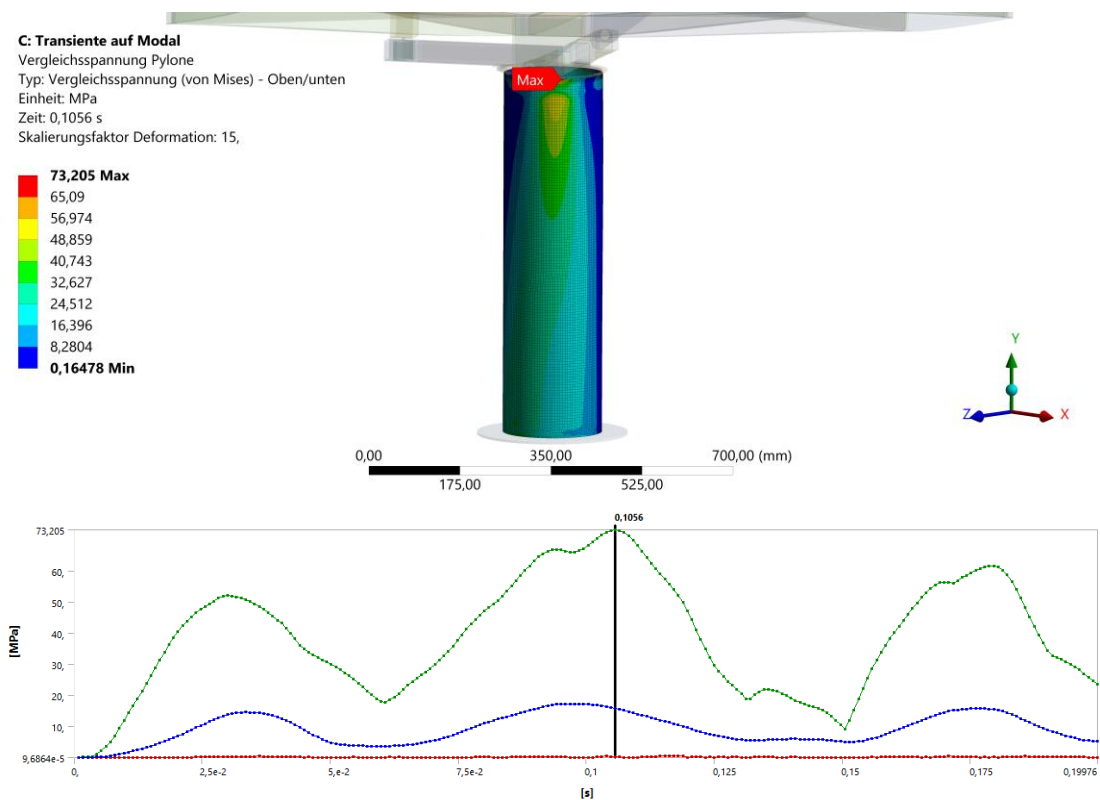


Abbildung 104: Stützrohr 0,5 mm

Die maximale Spannung im Stützrohr beträgt 73,2 MPa und ist dadurch als tolerierbar einzuordnen (Abbildung 104). Hier kann keine weitere Optimierung vorgenommen werden, da die Wandstärke sich bereits am unteren Minimum wirtschaftlicher Stahlbleche befindet. Es konnte der Nachweis erbracht werden, dass das Stützrohr dem Lastfall standhalten wird.

## 4.17 Modalanalyse

Um unerwünschte Resonanzeffekte ausschließen zu können, wird eine Modalanalyse mit den implementierten Veränderungen durchgeführt. Die maximale Anregungsfrequenz des Windes wird aufgrund vorangegangener Berechnungen des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt bei circa 5 Hz erwartet. Die geringste Eigenfrequenz des Heliostaten sollte somit über diesem Wert liegen, da dieser hiernach nicht anfällig für eine dynamische Überhöhung ist. Mit einem Wert von 12,579 Hz für die erste Mode des Heliostaten wird diese Bedingung erfüllt. Der Heliostat sollte also keinen sehr großen Resonanzeffekten durch eine Erregerfrequenz im Bereich seiner Eigenfrequenzen ausgesetzt sein. Bei der Berechnung von 30 Moden liegt die Frequenz der höchsten Mode bei 116,34 Hz (Abbildung 105).

	Auswahlmodus	<input checked="" type="checkbox"/> Frequenz [Hz]
1	1,	12,579
2	2,	14,027
3	3,	14,998
4	4,	19,937
5	5,	22,481
6	6,	27,579
7	7,	31,308
8	8,	36,99
9	9,	51,056
10	10,	55,783
11	11,	64,23
12	12,	72,981
13	13,	78,178
14	14,	80,97
15	15,	83,409
16	16,	87,036
17	17,	89,914
18	18,	91,831
19	19,	92,975
20	20,	96,507
21	21,	97,888
22	22,	102,67
23	23,	104,67
24	24,	105,44
25	25,	107,58
26	26,	108,25
27	27,	110,94
28	28,	112,18
29	29,	114,85
30	30,	116,34

Abbildung 105: Moden

#### 4.18 Fazit

Abschließend lässt sich sagen, dass alle relevanten Bauteile des Heliostaten ausgelegt werden konnten. Dabei konnte entweder die Festigkeit der Komponenten nachgewiesen werden oder eine Anpassung vorgenommen werden, um eine anschließende Festigkeit zu erreichen oder eine Materialeinsparung zu generieren. Die aus den Veränderungen erzeugte Konfiguration bezüglich der Wandstärken des Heliostaten lautet wie folgt:

Tabelle 3: Ergebnis Auslegung Wandstärken

Bauteil	Wandstärke
Solarglas	4mm
C-Profil komplex	1,5mm
C-Profil Seite	1,5mm
C-Profil mittig	1mm
C-Profil kurz	1mm
C-Profil außen	1mm
C-Profil außen längs	1mm
Halterungen	2mm
Motorbox	1mm
Traversen	1,5mm
Innenring	2mm
Stützrohr	0,5mm

Zusätzlich wurden konstruktive Anpassungen an den Halterungen, den Klammern und den Zapfen vorgenommen, mit dem Ziel den Heliostaten gemäß dem definierten Lastfall auslegen zu können. Kritische Resonanzeffekte des Heliostaten aufgrund seiner Moden konnten durch eine Modalanalyse ebenfalls ausgeschlossen werden.

## 5 Konzept zur Ermittlung des kritischsten Zeitpunkts

Als zusätzliche Aufgabenstellung soll ein Konzept entwickelt werden, mit dem es möglich ist, den kritischsten Berechnungszeitpunkt der gesamten Druckverteilungszeitreihe zu ermitteln. Zuvor wurde dieser Berechnungszeitpunkt als Eingangsparameter durch eine vorangegangene Thesis des DLRs mittels des maximalen Moments, um die Achse die mittig zur Spiegelfacette und quer zur Anströmungsrichtung liegt, bestimmt. Nun wird das zuvor aufgebaute Berechnungsmodell so vereinfacht, dass eine deutlich effizientere Berechnung möglich ist. Dadurch wird die Berechnung des gesamten Druckverlaufes von 340 Sekunden ermöglicht. Mittels der Verformung an zwei Eckpunkten des Spiegels kann anschließend der Zeitpunkt der maximalen Verformung der Druckverteilungszeitreihe bestimmt werden. Da die Verformung mit den Spannungen in den Bauteilen zusammenhängt (siehe Gleichung 2), wird davon ausgegangen, dass dieser Zeitpunkt ebenfalls die maximalen Spannungen hervorrufen wird. Es wird dabei die Gesamtverschiebung der Punkte betrachtet.

### 5.1 Vergrößerung des Netzes

Der erste wichtige Faktor, der die Berechnungszeit beeinflusst, ist die Anzahl der Knoten im Modell beziehungsweise die Elementgröße des Netzes. Die Elementgröße wird für jedes Bauteil schrittweise um 25 % vergrößert. Unter Betrachtung der Verformung des Eckpunktes wird dies so lange durchgeführt, bis ein Ergebnis entsteht, welches eine nicht zu große Abweichung vom Referenzmodell hat und eine effiziente Berechnung ermöglicht. Daraus resultieren folgende Elementgrößen:

Tabelle 4: Elementgrößen Modellkonzept

<b>Einflussfaktor</b>	<b>Wert</b>
Elementgröße Solarglas	59,6 mm
Elementgröße C-Profile	11,92 mm
Elementgröße Auflagefläche	11,92 mm
Elementgröße Traversen	17,88 mm
Elementgröße Halterungen	17,88 mm
Elementgröße Klammern	11,92 mm
Elementgröße Innenring	23,84 mm
Elementgröße Stützrohr	29,8 mm



Elementgröße Zapfen	11,92 mm
Elementgröße Klebefläche	29,8 mm
Elementgröße L-Profil und Motorbox	17,88 mm
Elementgröße Gleitlager	2 mm
Elementgröße Spindel	0,5 mm

Die Verschiebung des Punkts in der statisch-mechanischen Analyse betrug zuvor 7,2073 mm. Nach der beschriebenen Anpassung des Netzes beträgt die Verschiebung 7,4093 mm. Die Abweichung liegt bei lediglich 3 %. Da die Abweichung gering ist, kann das vereinfachte Modell weiterhin als geeignet betrachtet werden, die Zeitpunkte der maximalen Verformungen zu bestimmen. Eine Betrachtung der Spannungen im Modell wäre bei diesem Netz nicht mehr präzise. Dies kann anschließend mit dem feinen Netz für die Zeitabschnitte erfolgen, die die kritischen Zeitpunkte enthalten und eine Dauer aufweisen, für die die Berechnung auch mit dem feinen Netz in akzeptablen Rechenzeiten erfolgen kann

## 5.2 Verringerung der Moden

Ein weiterer starker Einflussfaktor auf die Berechnungszeit ist die Anzahl der inkludierten Moden. Diese Anzahl wird auf ein Drittel der zuvor berechneten Moden reduziert. Folglich werden zehn Moden in der Modalanalyse berücksichtigt. Daraus resultiert die erste Mode von 13,414 Hz und die zehnte Mode von 54,354 Hz

## 5.3 Verlängerung des Zeitschritts

Gemäß dem Kapitel 2.3.1.3 wird der Zeitschritt durch die geringere maximale Mode nun vergrößert:

$$t_{step} = \frac{1}{f_{max}} \div 10 = \frac{1}{54,354 \frac{1}{s}} \div 10 = 0,0018s$$

Dies führt ebenfalls zu einer Reduzierung der Berechnungszeit.

## 5.4 Auswertung

Für den Vergleich der transienten Berechnungen werden die Verläufe zweier Punkte herangezogen. Dabei handelt es sich um die Eckpunkte der Spiegelfläche, an der die Windlast angreift.

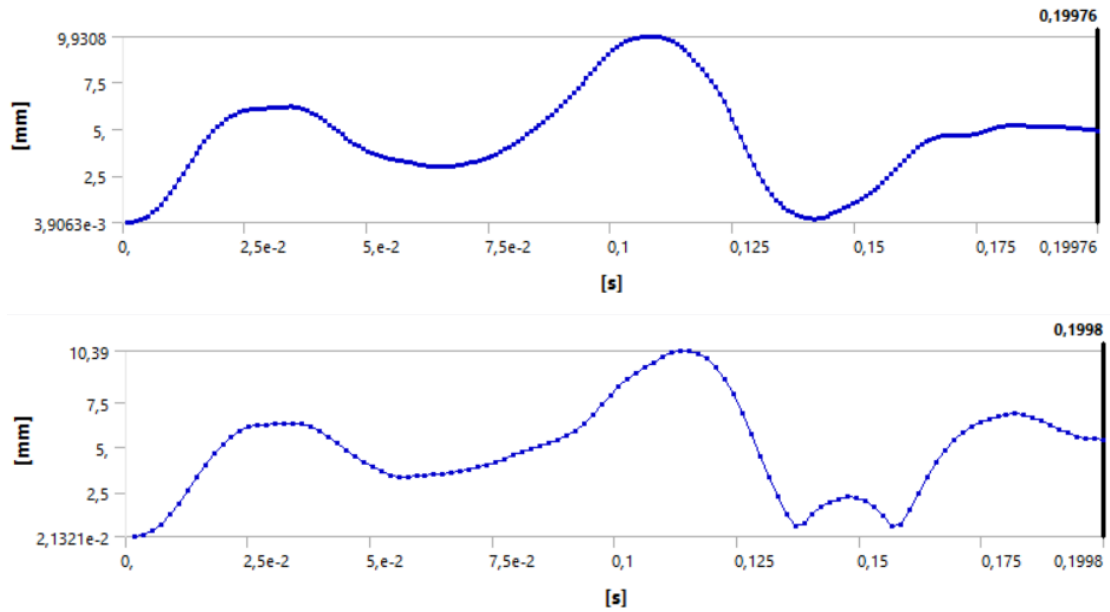


Abbildung 106: Eckpunkt 1 präzise (oben) und vereinfacht (unten)

Die Verläufe des ersten Eckpunkts sind in Abbildung 106 dargestellt. Der maximale Wert von Eckpunkt 1 der vereinfachten Berechnung weicht lediglich 5 % von dem der präzisen Berechnung ab. Es kommt also zu einem ähnlichen zeitlichen Verlauf der beiden Simulationen.

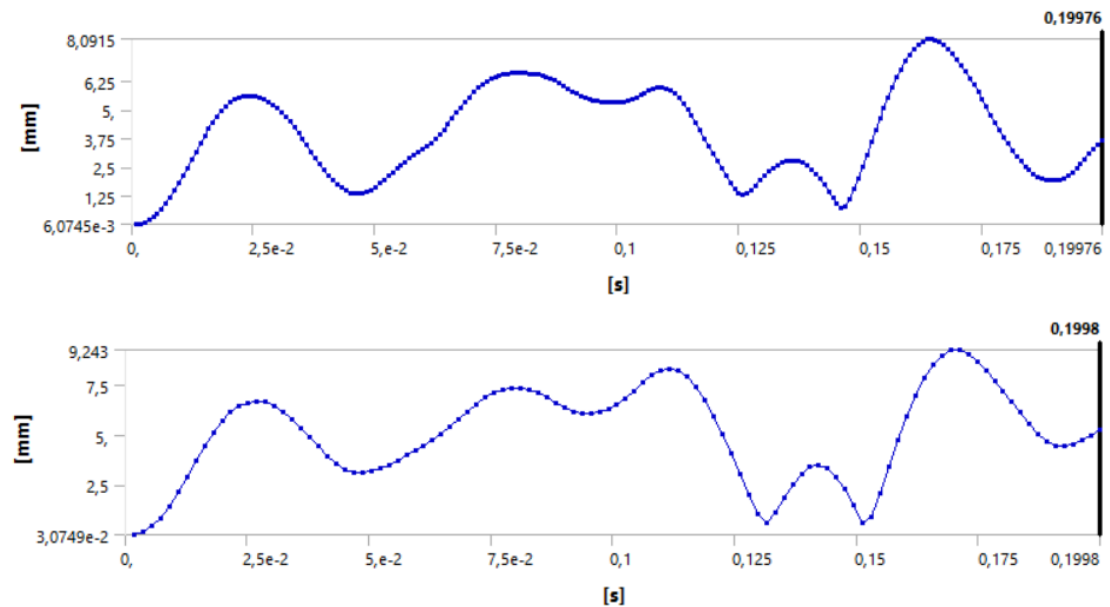


Abbildung 107: Eckpunkt 2 präzise (oben) und vereinfacht (unten)

In Abbildung 107 sind die zeitlichen Verläufe der Verschiebung des zweiten Punkts zu sehen. Hier kommt es zu einer Abweichung von 14 %. Auch bei diesem Punkt sind die Verläufe der Berechnungen sehr ähnlich.

Dabei stimmt der Zeitpunkt der maximalen Verformungen der vereinfachten Berechnung mit der präzisen Berechnung jeweils überein. Das vereinfachte Modell konnte dadurch für den Zweck der Bestimmung des Zeitpunkts validiert werden.

## 5.5 Fazit

Es konnte ein Konzept zur Bestimmung des kritischsten Zeitpunktes der Druckverteilungszeitreihe entwickelt werden. Durch eine Vereinfachung des Modells wird die Berechnung eines längeren Zeitraums möglich. Das ursprüngliche Simulationsmodell benötigt 190 Minuten Berechnungszeit für eine Sekunde der Druckverteilungszeitreihe. Das vereinfachte Modell dahingegen benötigt lediglich 42,5 Minuten für denselben Berechnungsumfang. Diese Werte ergeben sich bei einer Berechnung mit einem Prozessor, welcher über 48 physische Kerne verfügt. Innerhalb von circa zehn Tagen könnte somit der kritischste Zeitpunkt der Druckverteilungszeitreihe ermittelt werden. Das Modell konnte durch einen Vergleich der Ergebnisse verifiziert werden.

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

Resümierend konnte die Auslegung eines Heliostaten auf Basis der fluktuierenden Windlasten erfolgreich durchgeführt werden. So wurden einerseits einige Komponenten des Heliostaten durch Anpassungen der Konstruktion oder Verstärkung der Wandstärken gegen das Versagen gesichert. Andererseits konnte dadurch der Materialeinsatz am Heliostaten reduziert werden und der Heliostat somit kostenoptimiert werden. Zusätzlich konnte Optimierungsbedarf aufgezeigt werden. Des Weiteren wurde ein updatestabiles und effizientes Berechnungsmodell erarbeitet. Die Aufgabenstellung der Thesis wurde demnach vollständig gelöst, wodurch ein wichtiger Beitrag für die Entwicklung erneuerbarer Energien geleistet wurde.

Reflektierend ist es für die Auslegung des Heliostaten als kritisch zu betrachten, dass in dieser Thesis lediglich die Stow-Position des Heliostaten simuliert werden sollte. Im Betrieb des Heliostaten könnte es durch den größeren Hebelarm, aufgrund der aufgestellten Spiegelfläche, auch bei niedrigeren Windstärken zu stärkeren Spannungen im unteren Bereich des Stützrohrs kommen. Die Betrachtung von anderen Positionen des Heliostaten wäre somit empfehlenswert. Diese sind in dieser Thesis jedoch nicht umsetzbar, da dafür eine neue Druckmessung im Windkanal erfolgen müsste. Ausblickend kann dazu plädiert werden, weitere Forschungen wie die Betrachtung der Lebensdauer unter Berücksichtigung der fluktuierenden Spannungen zu vollziehen. Ein mögliches Versagen durch Ermüdung sollte der Simulation ergänzt werden, um einen vollständigen Festigkeitsnachweis zu ermöglichen.

Über die eigentliche Aufgabenstellung hinaus konnte ein Konzept zur Bestimmung des kritischsten Zeitpunkts der Druckverteilungszeitreihe entwickelt werden. Dafür wurde das bestehende Modell stark vereinfacht, um eine deutlich schnellere Berechnung zu ermöglichen. Es wurde somit insgesamt ein Vorgehen entwickelt, anhand dessen in Zukunft die Dimensionierung von Heliostaten umgesetzt werden kann. Mit diesem Vorgehen können die kritischsten Zeitpunkte bestimmt werden und daraufhin an diesen die Auslegung des Heliostaten erfolgen.

## 7 Literaturverzeichnis

- [1] M. Hartl, M. Haider, K. Ponweiser, and J. Höfler, "Konzentrierende Solartechnik für Kraft-, Wärme- und Kältekopplung," *Elektrotech. Inftech.*, vol. 126, no. 3, pp. 111–116, 2009, doi: 10.1007/s00502-009-0623-7.
- [2] R. Pitz-Paal, T. Wetzel, P. Nitz, J. C. Terrapon-Pfaff, T. Fink, and O. Soukup, "Solarthermische Kraftwerke: Innovationsbedarfe für Erneuerbare Energien," (in de), *FVEE Themen 2017*, pp. 88–93, 2017. [Online]. Available: <https://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:bsz:wup4-opus-70881>
- [3] A. Fritsch, *Potenzialanalyse von Solarturmkraftwerken mit Flüssigmetallen als Wärmeträgermedium -- An Analysis of Potential of Solar Tower Power Plants Using Liquid Metals as Heat Transfer Fluid*. Berlin/Germany: Logos Verlag Berlin, 2018. [Online]. Available: <https://directory.doabooks.org/handle/20.500.12854/64500>
- [4] "Solarthermische Kraftwerke: Wärme, Strom und Brennstoffe aus konzentrierter Sonnenenergie," *Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.*, no. 03, pp. 15–27, 2021.
- [5] A. Pfahl *et al.*, "Progress in heliostat development," *Solar Energy*, vol. 152, pp. 3–37, 2017, doi: 10.1016/j.solener.2017.03.029.
- [6] P. Schwarzbözl *et al.*, "5G Lösungen für effiziente solarthermische Kraftwerke," *5hine*, p. 1, 2022. [Online]. Available: [https://www.researchgate.net/publication/366248297\\_5hine\\_-\\_5G\\_Losungen\\_fur\\_effiziente\\_solarthermische\\_Kraftwerke](https://www.researchgate.net/publication/366248297_5hine_-_5G_Losungen_fur_effiziente_solarthermische_Kraftwerke)
- [7] J. Coventry and J. Pye, "Heliostat Cost Reduction – Where to Now?," *Energy Procedia*, vol. 49, pp. 64–65, 2014, doi: 10.1016/j.egypro.2014.03.007.
- [8] A. Pfahl and V. Dohmen, "Low-Cost Materials for Heliostats: Cost Comparison of Extensive or Moderate Use of Timber, Concrete, and Polymers," Sydney, Oct. 11 2023. Accessed: May 8 2024. [Online]. Available: <https://elib.dlr.de/198881/>
- [9] Pfahl Andreas, "Kostengünstiger und zugleich präziser Heliostat," Deutschland, Nov 6, 2023.
- [10] C. Gebhardt, *Praxisbuch FEM mit ANSYS Workbench: Einführung in die lineare und nichtlineare Mechanik.*, 3rd ed.: Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG, 2018. Accessed: May 9 2024. [Online]. Available: <https://www.hanser-elibrary.com/doi/book/10.3139/9783446457409>
- [11] U. Stewering, "Schädigungsanalyse für Tragwerke anhand ihrer modalen Systemeigenschaften," Dissertation, Institut für Konstruktiven Ingenieurbau, Ruhr-Universität Bochum, Bochum, 2008. [Online]. Available: <https://hss-opus.ub.ruhr-unibochum.de/opus4/frontdoor/deliver/index/docId/1919/file/diss.pdf>
- [12] S. Elias, V. Matsagar, and T. K. Datta, "Effectiveness of distributed tuned mass dampers for multi-mode control of chimney under earthquakes," *Engineering Structures*, vol. 124, pp. 1–16, 2016, doi: 10.1016/j.engstruct.2016.06.006.
- [13] J. Rubacek, "Time Effective Transient Analysis Using ANSYS Mechanical and Matlab Simulink," *Philips Oral HealthCare*, 2004. [Online]. Available: <https://www.researchgate.net/file.PostFileLoader.html?id=>

- 55960a3260614be2d28b4569&assetKey=AS%3A273670398775298%401442259516350
- [14] ANSYS Innovation Courses, *Mode Superposition Method*: ANSYS, Inc. Accessed: Jul. 2 2024. [Online]. Available: <https://courses.ansys.com/index.php/courses/mode-superposition-method/lessons/mode-superposition-method-lesson-2/>
- [15] F. N. Kudu, Ş. Uçak, G. Osmancikli, T. Türker, and A. Bayraktar, “Estimation of damping ratios of steel structures by Operational Modal Analysis method,” *Journal of Constructional Steel Research*, vol. 112, pp. 61–68, 2015, doi: 10.1016/j.jcsr.2015.04.019.
- [16] V. Läßle, *Einführung in die Festigkeitslehre: Lehr- und Übungsbuch*, 4th ed. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2016. Accessed: Jun. 1 2024. [Online]. Available: <https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-658-10611-9>
- [17] H. Mounir, A. Nizar, and B. Abdelmajid, “CAD model simplification using a removing details and merging faces technique for a FEM simulation,” *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 26, no. 11, pp. 3539–3548, 2012, doi: 10.1007/s12206-012-0869-6.
- [18] C. Bies, B. Mitschang, and P. Mitschang, “Beanspruchungsgerechtes Konstruieren: Kopplung von CAD und FEM,” *Informatik, Forschung und Entwicklung*, no. 9, pp. 201–212, 1994. [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.18419/opus-8391>
- [19] T. A. Burkhart, D. M. Andrews, and C. E. Dunning, “Finite element modeling mesh quality, energy balance and validation methods: a review with recommendations associated with the modeling of bone tissue,” *Journal of biomechanics*, vol. 46, no. 9, pp. 1477–1488, 2013, doi: 10.1016/j.jbiomech.2013.03.022.
- [20] P. Raut, “Impact of Mesh Quality Parameters On Elements Such As Beam, Shell And 3D Solid In Structural Analysis,” *International Journal of Engineering Research and Applications*, no. 2, pp. 99–103, 2012. [Online]. Available: [https://www.researchgate.net/publication/364110539\\_Impact\\_Of\\_Mesh\\_Quality\\_Parameters\\_On\\_Elements\\_Such\\_As\\_Beam\\_Shell\\_And\\_3D\\_Solid\\_In\\_Structural\\_Analysis](https://www.researchgate.net/publication/364110539_Impact_Of_Mesh_Quality_Parameters_On_Elements_Such_As_Beam_Shell_And_3D_Solid_In_Structural_Analysis)
- [21] M. Schabacker, *Solid Edge 2023 für Fortgeschrittene – kurz und bündig*, 3rd ed. Wiesbaden, Heidelberg: Springer Vieweg, 2023. Accessed: May 20 2024. [Online]. Available: <https://link.springer.com/978-3-658-41085-8>
- [22] M. Peeters, G. Santo, J. Degroote, and Van Paepegem, “Comparison of Shell and Solid Finite Element Models for the Static Certification Tests of a 43 m Wind Turbine Blade,” *Energies*, pp. 2–19, 2018, doi: 10.3390/en11061346.
- [23] J. D. Thomas, “Hex Element Aspect Ratio and Formulation,” *Sandia National Laboratories*, pp. 2–5, 2019, doi: 10.2172/1762928.
- [24] M. Peeters, G. Santo, J. Degroote, and W. van Paepegem, “High-fidelity finite element models of composite wind turbine blades with shell and solid elements,” *Composite Structures*, no. 200, pp. 521–531, 2018, doi: 10.1016/j.compstruct.2018.05.091.
- [25] N. Miersch, R. Roßmann, and C. Holz, “Grundlagenuntersuchung zu ausgewählten finiten Elementen der Strukturmechanik für ein einfaches validierbares FE-

- Modell," *Wissenschaftliche Beiträge / Technische Hochschule Wildau*, 91-70, 2017, doi: 10.15771/0949-8214\_2017\_8.
- [26] Transportation Research Board, National Academies of Sciences, Engineering, and Medicine, *Procedures for Verification and Validation of Computer Simulations Used for Roadside Safety Applications*. Washington, DC: The National Academies Press, 2011. [Online]. Available: <https://nap.nationalacademies.org/catalog/17647/procedures-for-verification-and-validation-of-computer-simulations-used-for-roadside-safety-applications>
- [27] Marcus Wagner, *Lineare und nichtlineare FEM: Eine Einführung mit Anwendungen in der Umformsimulation mit LS-DYNA®*. Wiesbaden: Springer-Verlag, 2017. Accessed: May 28 2024. [Online]. Available: <https://link.springer.com/content/pdf/10.1007/978-3-658-17866-6.pdf>
- [28] 4. SAXSIM - SAXON SIMULATION MEETING: Numerische Singularitäten bei FEM-Analysen, 4th ed. Chemnitz: Universitätsverlag der Technischen Universität Chemnitz, 2012.
- [29] H. Sönnerlind, *Anwendung und Interpretation des Saint-Venant-Prinzips*. [Online]. Available: [https://www.comsol.de/blogs/applying-and-interpreting-saint-venants-principle#:~:text=Das%20Saint%2DVenant%2DPrinzip%20besagt,Elemente%2DAnalyse%20\(FEA\).](https://www.comsol.de/blogs/applying-and-interpreting-saint-venants-principle#:~:text=Das%20Saint%2DVenant%2DPrinzip%20besagt,Elemente%2DAnalyse%20(FEA).) (accessed: May 27 2024).
- [30] M. Welsch, "Bewertung von Spannungsspitzen und Singularitäten in FEM- Rechnungen," (in de), *Norddeutsches Simulationsforum*, vol. 2015, no. 11, doi: 10.13140/RG.2.1.1755.2728.
- [31] B. R. Burchardt and P. W. Merz, "Elastic Bonding and Sealing in Industry," in *Handbook of Adhesives and Sealants, Adhesives and Sealants - General Knowledge, Application Techniques, New Curing Techniques*, R. Bernd, Ed.: Elsevier, 2006, 355-480.
- [32] 247Tailorsteel, *Biegerichtlinien*. [Online]. Available: <https://www.247tailorsteel.com/de/biegerichtlinien> (accessed: May 24 2024).
- [33] Spektrum akademischer Verlag, *Glas: Lexikon der Chemie*. [Online]. Available: <https://www.spektrum.de/lexikon/chemie/glas/3721> (accessed: Jun. 17 2024).

## Anhang



## Werkstoffdatenblatt



### Werkstoff: iglidur® G

#### Allgemeine Eigenschaften:

Dichte:	1,46 g/cm <sup>3</sup>
Farbe:	matt grau
maximale Feuchtigkeitsaufnahme bei 23°C und 50%r.F.:	0,7 Gew.-%
maximale Wasseraufnahme:	4,0 Gew.-%

#### Mechanische Eigenschaften:

Biege-E-Modul:	7800 MPa
Biegefestigkeit:	210 MPa
maximale empfohlene Flächenpressung bei Raumtemperatur:	80 MPa
Härte Shore D:	81

#### Thermische Eigenschaften

obere langzeitige Anwendungstemperatur <sup>1)</sup> :	130°C
obere kurzzeitige Anwendungstemperatur <sup>1), 2)</sup> :	220°C
obere kurzzeitige Umgebungstemperatur <sup>1), 2)</sup> :	220°C
untere Anwendungstemperatur:	-40°C

#### Elektrische Eigenschaften:

spezifischer Durchgangswiderstand:	>10 <sup>13</sup> Ωcm
Oberflächenwiderstand:	>10 <sup>11</sup> Ω

<sup>1)</sup> Relaxation nicht ausgeschlossen

<sup>2)</sup> ohne Zusatzlast; keine Gleitbewegung

Die Angaben auf diesem Werkstoffdatenblatt beruhen auf dem derzeitigen Stand unserer Kenntnisse über den beschriebenen Werkstoff. Sie stellen keine Zusicherung bestimmter Formteil-Eigenschaften dar.

Erstellt: 19.11.2013 / Dr. Ralf Selzer / Entwicklung  
 Geändert: 01.02.2017 / Dr. Ralf Selzer / Entwicklung  
 Verteiler: Technisches Marketing Energieketten und Gleitlager,  
 Entwicklung Energieketten und Gleitlager

I:\QSI\Qmdok\Formular\Allgemein\Entwicklung\F-2-0105 Vorfage Werkstoffdatenblatt.dot

QS-Nr.: F-2-0105-C

Seite 1 von 1





## Werkstoffdatenblatt



### Werkstoff: iglidur® I3

#### Allgemeine Eigenschaften: <sup>3)</sup>

Dichte:	1,05 g/cm <sup>3</sup>
Farbe:	gelb
maximale Feuchtigkeitsaufnahme bei 23°C und 50%r.F.:	0,8 Gew.-%
maximale Wasseraufnahme:	1,9 Gew.-%

#### Mechanische Eigenschaften: <sup>3)</sup>

Biege-E-Modul:	1400 MPa
Biegefestigkeit:	68 / 61 MPa <sup>4)</sup>
Zug-E-Modul:	1800 MPa
Zugfestigkeit:	41 / 36 MPa <sup>4)</sup>
maximale Flächenpressung:	46 MPa
Härte Shore D:	70

#### Thermische Eigenschaften

obere langzeitige Anwendungstemperatur <sup>1)</sup> :	80 °C
obere kurzzeitige Anwendungstemperatur <sup>1), 2)</sup> :	140 °C
obere kurzzeitige Umgebungstemperatur <sup>1), 2)</sup> :	150 °C
untere Anwendungstemperatur:	-40°C

#### Elektrische Eigenschaften: <sup>3)</sup>

spezifischer Durchgangswiderstand:	$>10^{12} \Omega \text{cm}$
Oberflächenwiderstand:	$>10^{11} \Omega$

<sup>1)</sup> Relaxation nicht ausgeschlossen

<sup>2)</sup> ohne Zusatzlast; keine Gleitbewegung

<sup>3)</sup> Abhängig von den Druckparametern und Baurichtung

<sup>4)</sup> Flach/Aufrecht gesintert

Die Angaben auf diesem Werkstoffdatenblatt beruhen auf dem derzeitigen Stand unserer Kenntnisse über den beschriebenen Werkstoff. Sie stellen keine Zusicherung bestimmter Formteil-Eigenschaften dar.

Erstellt: 23.11.2015 / Dr. Ralf Selzer / Entwicklung  
 Geändert: 02.02.2017 / Dr. Ralf Selzer / Entwicklung  
 Verteiler: Technisches Marketing Energieketten und Gleitlager,  
 Entwicklung Energieketten und Gleitlager

I:\QS\Qmdok\Formular\Allgemein\Entwicklung\F-2-0105 Vorlage Werkstoffdatenblatt.dot  
 QS-Nr.: F-2-0105-C  
 Seite 1 von 1



## PRODUKTDATENBLATT

## Sikasil® AS-785

Schnellhärtender Montage-Silikonklebstoff

## TYPISCHE PRODUKTEIGENSCHAFTEN (WEITERE ANGABEN SIEHE SICHERHEITSDATENBLATT)

Eigenschaften	Sikasil® AS-785 (A)	Sikasil® AS-785 (B)
Chemische Basis	2-K Silikon	
Farbe (CQP001-1)	Weiß	Schwarz
Härtungsmechanismus	gemischt Schwarz	
Art der Aushärtung	Polykondensation	
Dichte vor Aushärtung	Neutral	
Mischungsverhältnis	1,4 kg/l	
Viskosität (CQP029-5 / ISO 3219)	gemischt 1,4 kg/l	
Konsistenz	A:B nach Volumen 10:1	
Verarbeitungstemperatur	A:B nach Gewicht 13:1	
Topfzeit (CQP554-1)	bei 0.89 s <sup>-1</sup> 1 200 Pa·s	
Klebfzeit (CQP019-3)	400 Pa·s	
Härte Shore A (CQP023-1 / ISO 7619-1)	Umgebung 5 bis 40 °C	
Zugfestigkeit (CQP036-1 / ISO 527)	12 Minuten <sup>A, B</sup>	
100 % Modul (CQP036-1 / ISO 527)	40 Minuten <sup>A</sup>	
Reißdehnung (CQP036-1 / ISO 527)	Härte Shore A 45	
Wärmebeständigkeit (CQP513-1)	Zugfestigkeit 2 MPa	
Einsatztemperatur (CQP513-1)	100 % Modul 1,2 MPa	
Haltbarkeit (CQP016-1)	Reißdehnung 250 %	
	Wärmebeständigkeit (CQP513-1) 4 Stunden 190 °C 1 Stunde 200 °C	
	Einsatztemperatur (CQP513-1) -40 bis 150 °C	
	Haltbarkeit (CQP016-1) 15 Monate <sup>C</sup>   9 Monate <sup>C</sup>	

CQP = Corporate Quality Procedure

<sup>B)</sup> Die Topfzeit kann, unter Verwendung einer B-Komp. am Ende ihrer Haltbarkeit, sich um bis zu 6 Minuten verlängern.

<sup>A)</sup> 23 °C / 50 % r. Lf.

<sup>C)</sup> Lagerung unter 25 °C

## BESCHREIBUNG

Sikasil® AS-785 ist ein schnellhärtender, haftstarker zweikomponenten Silikonkleb-/dichtstoff für die industrielle Fertigung. Sikasil® AS-785 ist nicht korrosiv, hat ein sehr breites Haftspektrum sowie eine sehr gute Alterungs- und Witterungsbeständigkeit.

## PRODUKTVORTEILE

- Hervorragende Haftung auf verschiedenen Untergründen
- Sehr gute mechanische Eigenschaften auch über einen breiten Temperaturbereich
- Hervorragende UV- und Alterungsbeständigkeit
- Langzeitbeständig
- geringe VOC (volatile organic compounds)
- erfüllt EOTA ETAG 002
- UL® zertifiziert: UL94 V-1

## ANWENDUNGSBEREICH

Sikasil® AS-785 wurde speziell für die schnelle und/oder automatisierte Verklebung von strukturellen Bauteilen entwickelt. Sikasil® AS-785 eignet sich besonders für Innen- und Außenanwendungen, bei denen hohe mechanische Eigenschaften unter rauen Bedingungen erforderlich sind, wie in Hausgeräten, Anlagenbau, Solar und automobilen Anwendungen.

Geeignete Untergründe sind Metalle, insbesondere Aluminium, Glas, Metallgrundierungen und Lacke (zweikomponentige Systeme), keramische Werkstoffe und Kunststoffe.

Dieses Produkt ist nur für erfahrene Anwender geeignet. Um Haftung und Materialverträglichkeit sicherzustellen, müssen Vorversuche mit Originalmaterialien unter den jeweiligen Bedingungen durchgeführt werden.

PRODUKTDATENBLATT  
Sikasil® AS-785  
Version 01.01 (09 - 2020), de\_DE  
012703100850001000

**HÄRTUNGSMECHANISMUS**

Die Aushärtung von Sikasil® AS-785 beginnt sofort nach dem Mischen der beiden Komponenten.

Die Reaktionsgeschwindigkeit hängt hauptsächlich von der Temperatur ab. Je höher die Temperatur, desto kürzer ist die Aushärtezeit. Eine Erwärmung auf über 50 °C kann zur Blasenbildung führen und ist daher zu verhindern.

Da zur Aushärtung keine Luftfeuchtigkeit benötigt wird, kann Sikasil® AS-785 auch an luftzugänglichen Stellen eingesetzt werden.

Es ist zu beachten, dass besonders bei der Verwendung von Statikmischern, die Mischofenzeit (Zeit, in der das Produkt im Mischer bleibt, ohne zu spülen oder auszupressen) bedeutend kürzer ist als die oben angegebene Topfzeit.

**VERARBEITUNGSHINWEISE****Oberflächenvorbehandlung**

Die Haftflächen müssen sauber, trocken und frei von Fett, Öl und Staub sein. Die Oberflächenvorbehandlung hängt von der spezifischen Beschaffenheit des Untergrundes ab und ist entscheidend für eine dauerhafte Verbindung.

**Verarbeitung**

Vor dem Auftragen von Sikasil® AS-785 müssen beide Komponenten gleichmäßig und blasenfrei im richtigen Verhältnis – mit einer max. Abweichung von ± 10% – miteinander vermischt werden. Die meisten gängigen Misch- und Dosiersysteme sind geeignet. Informationen zur Auswahl und Einrichtung eines geeigneten Pumpensystems gibt das System Engineering bei Sika Industry.

Die B-Komponente ist feuchtigkeitsempfindlich und darf nicht Luftfeuchtigkeit ausgesetzt werden.

**Abglätten**

Das Abglätten muss innerhalb der Topfzeit des Klebstoffs erfolgen.

**Entfernung**

Nicht ausgehärtetes Sikasil® AS-785 kann mit Sika® Remover-208 oder anderen geeigneten Lösemitteln von Werkzeugen und Geräten entfernt werden. Ausgehärtetes Material kann nur noch mechanisch entfernt werden. Hände/Haut müssen sofort mit geeigneten Reinigungstüchern (z.B. Sika® Handclean) oder Industriereiniger und Wasser gewaschen werden. Keine Lösemittel auf der Haut verwenden!

**Anwendungsgrenzen**

An den Klebstoff Sikasil® AS-785 angrenzende Materialien wie Dichtungen, Abstandshalter, andere Dicht- und Klebstoffe müssen auf gegenseitige Verträglichkeit geprüft werden. Dies ist vor einer Serienfertigung abzuklären. Die Ergebnisse sollten schriftlich fixiert werden. Wenn mehrere Dicht- und Klebstoffe eingesetzt werden, muss jeder ausgehärtet sein, bevor der nächste appliziert wird.

**WEITERE INFORMATIONEN**

Die hier enthaltenen Informationen dienen nur zur allgemeinen Orientierung. Hinweise zu spezifischen Anwendungen sind auf Anfrage bei der technischen Abteilung der Sika Industry erhältlich.

Folgende Dokumente sind zusätzlich verfügbar:

- Sicherheitsdatenblatt

**GEBINDE**

Sikasil® AS-785 (AB)

Dual-Kartusche	490 ml
----------------	--------

Sikasil® AS-785 (A)

Hobbock	26 kg
Fass	260 kg

Sikasil® AS-785 (B)

Hobbock	20 kg
---------	-------

**HINWEIS MESSWERTE**

Alle in diesem Datenblatt genannten technischen Werte basieren auf Laborversuchen. Aufgrund von nicht beeinflussbaren Umständen können tatsächlich gemessene Werte abweichen.

**ARBEITSSCHUTZBESTIMMUNGEN**

Vor der Verarbeitung der Produkte muss der Anwender die dazugehörigen, aktuellen Sicherheitsdatenblätter (SDB) lesen. Das SDB gibt Informationen und Hinweise zur sicheren Handhabung, Lagerung und Entsorgung von chemischen Produkten und enthält physikalische, ökologische, toxikologische sowie weitere sicherheitsrelevante Daten.

**HAFTUNGSAUSSCHLUSS**

Die vorstehenden Angaben, insbesondere die Vorschläge für Verarbeitung und Verwendung unserer Produkte, beruhen auf unseren Kenntnissen und Erfahrungen im Normalfall, vorausgesetzt die Produkte wurden sachgerecht gelagert und angewandt. Wegen unterschiedlichen Materialien und Untergründen sowie abweichenden Arbeitsbedingungen kann eine Gewährleistung eines Arbeitsergebnisses oder eine Haftung, aus welchem Rechtsverhältnis auch immer, weder aus diesen Hinweisen noch aus einer mündlichen Beratung begründet werden, es sei denn, dass uns insoweit Vorsatz oder grobe Fahrlässigkeit zur Last fällt. Hierbei hat der Anwender nachzuweisen, dass schriftlich alle Kenntnisse, die zur sachgemäßen und erfolgversprechenden Beurteilung durch Sika erforderlich sind, Sika rechtzeitig und vollständig übermittelt wurden. Der Anwender hat die Produkte auf ihre Eignung für den vorgesehenen Anwendungszweck zu prüfen. Änderungen der Produktspezifikationen bleiben vorbehalten. Schutzrechte Dritter sind zu beachten. Im Übrigen gelten unsere jeweiligen aktuellen Verkaufs-, Liefer- und Zahlungsbedingungen. Es gilt das jeweils neueste lokale Produktdatenblatt, das von uns angefordert werden sollte oder im Internet unter [www.sika.de](http://www.sika.de) heruntergeladen werden kann.

**PRODUKTDATENBLATT**  
Sikasil® AS-785  
Version 01.01 (09 - 2020), de\_DE  
012703100850001000

Sika Deutschland GmbH  
Industry  
Stuttgarter Straße 139  
72574 Bad Urach  
Tel. +49 7125 940-7692  
[verkauf.industry@de.sika.com](mailto:verkauf.industry@de.sika.com)  
[www.sika.de](http://www.sika.de)

