



Technische
Universität
Braunschweig

Institut für
Raumfahrtssysteme



R 2116 B

Auslegung einer Grid Fin Aktuatorik für wiederverwendbare Raketen

Institut für Raumfahrtssysteme

Ole Scholz

23. September 2021

Technische Universität Braunschweig | Institut für Raumfahrtssysteme
Hermann-Blenk-Str. 23 | 38108 Braunschweig | Deutschland

Technische Universität
Braunschweig
Institut für Raumfahrtssysteme

Institutsleitung

Hermann-Blenk-Str. 23
38108 Braunschweig
Deutschland

Dr.-Ing.
Carsten Wiedemann

Tel. +49 (0) 531 391-9970
Fax +49 (0) 531 391-9966
c.wiedemann@tu-braunschweig.de
www.space-systems.eu

Datum: 20. Mai 2021

Ihr Zeichen:
Ihre Nachricht vom:
Unser Zeichen: CW/SWe
Unsere Nachricht vom:

**Aufgabenstellung für die Bachelorarbeit
von Herrn Ole Scholz
Matr.-Nr. 4947749**

Thema:

Auslegung einer Grid Fin Aktuatorik für wiederverwendbare Raketen

(Design of a Grid Fin Actuator for Reusable Launchers)

Grid Fins, auch Gitterflossen genannt, werden in der Raketentechnik regelmäßig zur Stabilisierung der Fluglage im Über- bis Hyperschallbereich verwendet. Aufgrund ihrer kleinen Profiltiefe sind sie bei hohen Anstellwinkeln klassischen planaren Finnen gegenüber klar im Vorteil, da es durch die verkürzte Lauflänge der Strömung erst deutlich später zu Ablösungen kommt. Dies begünstigt die Steuerbarkeit einer Rakete unter extremen Bedingungen. Aus diesem Grund werden auch beim US-Unternehmen SpaceX aktiv steuerbare Grid Fins sowohl bei der Falcon 9 als auch bei der kommenden Super Heavy zur Sicherstellung eines stabilen Wiedereintritts sowie für eine präzise Landung der Erststufe verwendet.

Da in Zukunft auch Microlauncher wiederverwendet werden sollen, gewinnen Grid Fins auch bei dieser Raketenklasse zunehmend an Bedeutung. Im Gegensatz zu Schwerstraßenraketen, welche Grid Fins mit weit über einem Meter Kantenlänge benötigen und daher geschmiedet oder geschweißt werden müssen, lassen sich Grid Fins für Microlauncher ebenfalls im Bauraum eines Metall-3D-Druckers fertigen, was deutlich effizientere Designs ermöglicht. Aus diesem Grund soll im Rahmen dieser Arbeit ein additiv zu fertigender Grid Fin inklusive entsprechender Aktuatorik zum Ausklappen und Anstellen der Finnen für einen wiederverwendbaren Microlauncher ausgelegt werden.

Die Bachelorarbeit soll somit die folgenden Fragestellungen näher untersuchen:

- Welche neuen kosteneffizienten und materialsparenden Designansätze lassen sich mittels additiver Fertigung bei Grid Fins realisieren?
- Besteht durch die additive Fertigung die Möglichkeit zusätzliche Fähigkeiten und Eigenschaften wie zusätzliche Sensorik und Kühlkanäle in die Grid Fins zu integrieren?
- Erlaubt die geringe Systemgröße neue Mechanismen zum Ausklappen und Anstellen der Grid Fins? Welche Leistung und Drehmomente müssen die damit einhergehenden Aktuatoren jeweils erbringen?

Aus diesen Fragestellungen lassen sich die folgenden Teilaufgaben ableiten, welche im Zuge dieser Bachelorarbeit bearbeitet werden sollen:

1. Eine Literaturrecherche auf den folgenden Gebieten:
 - Wiederverwendbare Raketen
 - Designansätze von Grid Fins
 - Additive Fertigung
 - Aktuell auf dem Markt verfügbare COTS-Komponenten
 - Finite Elemente Methode
2. Definition von Anforderungen zur Steuerung für den Wiedereintritt eines zuvor festgelegten wiederverwendbaren Microlauncher-Systems sowie zur Fertigung eines Demonstrators der Steuerflächenbaugruppe.
3. Identifikation möglicher Designansätze der Steuerflächenbaugruppe mittels eines morphologischen Kastens sowie Auswahl des vielversprechendsten Ansatzes anhand der definiteren Anforderungen.
4. Umsetzung eines CAD-Modells des gewählten Ansatzes der Steuerflächenbaugruppe unter Zuhilfenahme identifizierter COTS-Komponenten.
5. Durchführung einer kritischen Systemanalyse bezüglich der Leistungsfähigkeit der Baugruppe mittels Finite Elemente Methoden sowie einer Betriebssimulation in einer Matlab/Simulink-Umgebung.
6. Zusammenfassung der Ergebnisse sowie Darstellung potentieller Optimierungsmöglichkeiten für den gewählten Designansatz.

Zu Beginn der Arbeit soll eine Definition und Beschreibung einzelner Arbeitspakete erfolgen (Work Breakdown Structure, Work Package Description), die dann zu einem Projekt-Zeitplan zusammenzuführen sind. Die Arbeit ist den Richtlinien des Instituts für Raumfahrtsysteme entsprechend anzufertigen und in zwei Exemplaren (Original und Kopie) ungeheftet abzugeben.

Das Institut für Raumfahrtsysteme unterstützt die wissenschaftliche Veröffentlichung der Ergebnisse studentischer Arbeiten nach vorheriger Genehmigung. Über die Ergebnisse der Arbeit darf jedoch nur nach Rücksprache mit den betreuenden Institutionen verfügt werden. Diese Arbeit darf nur nach Rücksprache mit den betreuenden Institutionen an Dritte weitergegeben werden oder veröffentlicht werden. Diese Arbeit bleibt Eigentum der betreuenden Institutionen.

Bearbeitungszeit:

3 Monate

Betreuer:

Dr. Carsten Wiedemann, M.Sc. Kai Höfner und wiss. Mitarbeiter

Ausgabe:

Abgabe:



Dr.-Ing. Carsten Wiedemann

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre hiermit an Eides Statt, dass ich die nachfolgende Arbeit selbstständig und nur unter Zuhilfenahme der angegebenen Literatur angefertigt habe.

Datum, Unterschrift

Übersicht

Im Rahmen des NewSpace finden Gitterflossen, auch Grid Fins genannt, immer häufiger Anwendung als Möglichkeit zur aktiven Steuerung von Wiedereintrittsfahrzeugen und wiederverwendbaren Raketenstufen. Da nun auch neue Microlauncher und AirLaunch-Raketen wiederverwendbar werden, kann auch für sie eine Nutzung von Grid Fins in Betracht gezogen werden. Somit ist es das Ziel dieser Arbeit eine Grid Fin Aktuatorik für solche Raketen zu entwerfen. Mit Hilfe von zwei morphologischen Kästen werden verschiedene Designansätze gegeneinander abgewogen und überprüft, welche den Anforderungen gerecht werden. Die Anforderungen ergaben sich aus der gewünschten Art der Fertigung, dem 3D-Druck, und einer Betriebssimulation einer Raketenmission unter erschwerten Bedingungen, wie zum Beispiel dem Wiedereintritt ohne ReEntry-Burn. Eine erste Version wird anschließend in CAD modelliert und auch erste Komponenten für die Aktuatorik aus Katalogen gewählt. Das Design wird dann mittels FEM-Berechnungen untersucht. Dabei wird zunächst versucht die Verteilung und der Fluss der Spannung im Material zu verstehen und dem zufolge ein massearmes und gleichzeitig spannungsgerechtes Design zu erreichen. Die Belastungen in den restlichen Bauteilen wurde mit einer Mischung aus numerischen und analytischen Rechnungen ebenfalls untersucht und angepasst. Der Grid Fin sollte sich außerdem um zwei Achsen bewegen lassen. Die gewählte Aktuatorik für die Steuerbewegung, bestehend aus Elektromotor, Wälzenkörperlagerung und Planetengetriebe, wird in einer Betriebssimulation auf ihre Fähigkeit getestet. Gleiches gilt für die Aktuatorik zum Ausklappen der Grid Fins, welche im Gegensatz dazu ein Spindelgetriebe verwendet. Am Ende konnte gezeigt werden, dass ein anforderungsgerechtes Design für die Grid Fin Aktuatorik zustande kam.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	1
1.1. Motivation	2
1.2. Ziele der Arbeit	4
1.3. Struktur der Arbeit	4
2. Grundlagen	5
2.1. Aufbau von Grid Fins	5
2.2. Strömung durch Grid Fins	6
2.3. Aerodynamische Beiwerte und Vergleich zu planaren Finnen	8
2.3.1. Normalkraft	9
2.3.2. Axialkraft	9
2.3.3. Gelenkmoment	10
2.3.4. Stabilität	10
2.3.5. Anstellwinkelcharakteristik	11
2.4. Grid Fin Varianten	13
2.4.1. Pfeilung	13
2.4.2. Krümmung	16
2.4.3. Wandquerschnitt	17
2.4.4. Zellform	18
2.4.5. Zellgröße	19
2.5. Bisherige Implementierung	21
2.5.1. SpaceX Falcon 9 und Starship	21
2.5.2. Chinas Chang'e	23
2.5.3. Sowjetische Sojus und N-1	24
2.6. Das AirLaunch-System Valkyrie	24
3. Modellentwurf	27
3.1. Systemanforderungen	27
3.1.1. Anforderungen an die Aerodynamik	27
3.1.2. Leistungsanforderungen	27
3.1.3. Anforderungen an die Kosten	28
3.1.4. Thermische und mechanische Anforderungen	28
3.1.5. Geometrische Anforderungen	32
3.2. Morphologische Kästen	32
3.2.1. Morphologischer Kasten des Grid Fins	32
3.2.2. Morphologischer Kasten der Aktuatorik	34
3.3. Modellierung des Grid Fins	35
3.3.1. Materialwahl	35
3.3.2. Gitterdesign	37

3.3.3. Festlegung des Modelldesigns	38
3.3.4. Modellierung in CAD	42
3.4. Komponentenrecherche und -auswahl der Aktuatorik	43
3.4.1. Peripherie	43
3.4.2. Klappwinkel	44
3.4.3. Steuerwinkel	46
4. Systemanalyse und Optimierung	48
4.1. FEM-Analysen des Grid Fins	48
4.1.1. Optimierung der Halterung	49
4.1.2. Optimierung des Gitters	52
4.2. Bestätigung der mechanischen Belastbarkeit der Aktuatorik	55
4.2.1. Lager der Halterung	56
4.2.2. Lagerung der Welle	58
4.2.3. Belastung der Welle	59
4.2.4. Belastung des Gehäuses	61
4.3. Betriebssimulation	63
4.3.1. Klappwinkel	64
4.3.2. Steuerwinkel	67
4.4. Systembewertung und Fazit	69
5. Zusammenfassung und Ausblick	71
Literaturverzeichnis	73
Abbildungsverzeichnis	75
Tabellenverzeichnis	79
Symbolverzeichnis	80
A. Materialeigenschaften	82
B. Berechnug zu den Kräften der Halterung	84
C. Weitere FEM-Ergebnisse	87
D. Projektmanagement	89
D.1. Work Breakdown Structure	89
D.2. Zeitplan	91
D.3. Work Package Description	93

1. Einleitung

In den letzten Jahrzehnten konnten sich einige private Unternehmen erfolgreich in der Raumfahrt etablieren. Hierbei wird diese NewSpace Szene hauptsächlich von großen US-Firmen wie SpaceX, Virgin Galactic, Blue Origin dominiert, um nur einige zu nennen. Viele mehr versuchen auch noch weiterhin in dieser sich rasant entwickelnden Branche Fuß zu fassen. Bei so großer Konkurrenz sind Kosten ein wichtiger Faktor. Firmen wie SpaceX versuchen möglichst wirtschaftlich zu agieren, indem sie immer größere Raketen bauen, die höhere Lasten ins Weltall transportieren können. So soll das in Abbildung 1.1 gigantische Starship mehr als 100 Tonnen in den Low Earth Orbit (LEO) [1] bringen können. Daraus ergeben sich aber auch einige Nachteile mit sich. Ein Start so großer Raketen ist nur mir sehr viel Beladung wirtschaftlich. Demzufolge müssen sich mehrere Kunden einen Start teilen und sind somit sowohl in Bezug auf die Umlaufbahn als auch den Starttermin eingeschränkt. Gerade für einzelne, kleinere Satelliten ist das nicht ideal. Aus dieser Problematik resultiert die Ergründung eines weiten Bereiches der NewSpace Branche, den Microlaunchern. Mit ihren relativ kleinen Nutzlasten bieten sie die Möglichkeit, flexibel die individuellen Ansprüche kleiner Satelliten, wie zum Beispiel CubeSats, zu berücksichtigen.



Quelle: SpaceX

Abbildung 1.1.: SpaceX Starship Illustration

Ein weiteres Potenzial die Kosten zu senken bietet die Bergung und Wiederverwendung von Raketenstufen und Nutzlastverkleidungen. Auch wenn sich ältere Projekte, wie das Space Shuttle, als nicht rentabel herausgestellt haben, können neuere Konzepte mehr Erfolge verbuchen. Ein modernes Beispiel bieten die erste Stufe der Falcon 9 oder auch die Booster der Falcon Heavy von SpaceX. Nach einem Reentry Burn, um beim Wiedereintritt in die Atmosphäre nicht zerstört zu werden, und einer Flugphase, in der die Raketensegmente aerodynamisch zu einem Landeplatz gesteuert

werden, kommt es zu einer erneuten Zündung der Triebwerke. Dadurch wird die Geschwindigkeit ausreichend abgebremst, sodass ein unversehrtes Aufsetzen möglich ist [2]. Rocket Lab verfolgt einen anderen Ansatz. Bei ihrer Electron Rakete soll die erste Stufe erst mit einem Ballute in den Unterschall und dann mit einem konventionellen Fallschirm weiter abgebremst werden. Schließlich kann diese entweder aus dem Wasser geborgen oder sogar direkt in der Luft von einem Hubschrauber eingefangen werden [3]. Auch wenn diese Methode auf Grund des Bedarfs einer dichten Atmosphäre nur auf der Erde Anwendung findet und auch nur vergleichsweise kleine Raketenstufen von einem Hubschrauber getragen werden können, ist sie dank einer leichten Implementierung für simple Systeme vorzuziehen. Der Vorteil liegt darin, dass die komplizierte Phase, nämlich die aktive Landung, sowie die Notwendigkeit weitere Masse für die Landebeine mitzunehmen, entfällt.

Nun stellt sich die Frage, warum Europa und somit auch Deutschland, als eigentlich technologisch fortgeschritten Standort, in dieser Branche nur spärlich vertreten ist. Ein großes Problem stellt hier die Wetterlage dar. Gerade im Norden Europas sind Gewitter das ganze Jahr über möglich und besonders im Herbst und Winter kann starker Wind und schwerer Schneefall potenziellen Starts im Wege stehen. Das begrenzt stark die Kapazität von Spaceports. Ein weiterer Nachteil des Standorts Europa ist die hohe Bevölkerungsdichte. Gerade im Westen ist somit kaum ein Start möglich, der genug Abstand zu besiedeltem Gebiet hält.

1.1. Motivation

Als Antwort auf diese Probleme entwickelt die German Association for Intercontinental Astrodynamics e.V. (GAIA Aerospace) das Valkyrie System. Hierbei handelt es sich um eine zweistufige AirLaunch-Trägerrakete, die als Nanolauncher kleine CubeSat aus Deutschland heraus in den LEO bringen soll [4]. Mit AirLaunch werden Raketen betitelt, die im Gegensatz zu klassischen Systemen nicht vertikal von der Erdoberfläche starten, sondern an einem Flugzeug befestigt in höhere Luftsichten gebracht werden und dort nach dem Ausklinken aus der Halterung, dem sogenannten Pylon, erst die Triebwerke zünden. Somit lässt sich sowohl das Problem des besiedelten Gebietes, indem die Trägerrakete zum Beispiel über die Nordsee gebracht wird, als auch die meisten störenden Wetterbedingungen umgehen. Die Valkyrie wird auf eine Höhe von 11 Kilometern gebracht [5] und ist somit über dem Wettergeschehen der Troposphäre. Eine hohe Wirtschaftlichkeit soll durch eine wiederverwendbare Erststufe gewährleistet werden. Beim Wiedereintritt soll sich diese, zusätzlich zu einer aerodynamischen Flugphase wie bei der Falcon 9, wie die Electron soweit in den Unterschall abbremsen, dass sich ein Fallschirm öffnen kann. Somit ist es dann möglich, dass ein Hubschrauber die Raketenstufe aus der Luft heraus auffängt und sicher an Land bringt.

Für eine erfolgreiche Bergung der Erststufe der Valkyrie ist die aerodynamische Steuerung während der Flugphase von großer Bedeutung. So kann das Raketensegment sicher dorthin gelenkt werden, wo der Helikopter sie auch rechtzeitig erreichen kann, bevor diese ins Wasser fällt. Statische Stabilität im Flug herrscht immer dann, wenn der Druckpunkt hinter dem Schwerpunkt des Flugobjekts liegt. Beim Start sorgen hierfür vier Finnen am unteren Ende der Rakete. Im Apogäum führt die Erststufe eine Drehung um die eigene Achse durch, sodass die Triebwerke in Flugrichtung zeigen. Dadurch haben nun die Finnen einen negativen Effekt auf die Stabilität und versuchen

die Raketenstufe wieder zurück zu drehen. Um dem entgegen zu wirken soll am oberen Ende zusätzlich ein weiteres Quartett an Steuerflächen angebracht werden. Damit diese beim Start nicht ebenso eine negative Wirkung zeigen, werden hier ausklappbare Grid Fins (dt. Gitterflossen), wie sie auch in Abbildung 1.2 zu sehen sind, verwendet.



Quelle: SpaceX

Abbildung 1.2.: Grid Fins am CRS-5 Falcon 9 Booster

Grid Fins sind unkonventionelle Steuerelemente, die im Gegensatz zu ihrem planaren Gegenstück nicht parallel zur Strömung, sondern senkrecht dazu ausgerichtet sind. Sie bestehen aus einem dünnen äußeren Rahmen mit einer inneren Gitterstruktur. Die Möglichkeit sie einzuklappen hilft hier nicht nur ihre unerwünschte Wirkung bei Start zu umgehen, sondern erlaubt auch einen einfacheren Transport, wie zum Beispiel am Bug eines Flugzeuges. Ein geringes Moment um das Steuergelenk so wie gute Auftriebserzeugung über einen großen Bereich von Anstellwinkeln und Machzahlen [6] machen Grid Fins zu attraktiven Steuerelementen von Flugkörpern bei hohen Machzahlen.

Seit ihrer Entwicklung in den späten 50er-Jahren in der ehemaligen Sowjetunion wurden sie in vielen ballistischen Raketen, wie zum Beispiel die Adder AA-12, SS-12, oder auch von der USA bei der Massive Ordnance Air Blast (MOAB) verwendet [7]. Einen großen Nachteil der Grid Fins, ihr hoher Widerstand, hat sich das Launch Escape Vehicle der Soyuz zu Nutze gemacht, indem sie als Drag Breaks genutzt werden [7]. Auch SpaceX bedient sich dieser Technologie, um die Falcon 9 sicher zur Landeplattform zu steuern [7].

Somit bietet es sich auch für die Valkyrie an, Grid Fins zu verwenden. Selbst bei den extremen Bedingungen des Wiedereintritts bieten sie Stabilität und Steuerbarkeit. Zusätzlich können sie auch dazu beitragen, die dabei auftretenden Geschwindigkeiten weiter zu verringern, und all das, oh-

ne beim Start und Transport ein störender Faktor zu sein oder viel Masse und Leistung für ihre Aktuatorik zu benötigen.

Für diesen speziellen Fall gibt es bisher noch keine Grid Fins mit entsprechender Aktuatorik, sodass es nun von Interesse ist zu untersuchen, welche Anforderungen an ein solches Steuersystem zu stellen sind und wie man diese umsetzen kann.

1.2. Ziele der Arbeit

Das Ziel dieser Arbeit ist es, ein Grid Fin Modul samt der zugehörigen Aktuatorik zu entwickeln, das den Ansprüchen einer wiederverwendbaren Erststufe eines AirLaunch-Systems gerecht wird. Hierbei wird konkret das Fallbeispiel der Valkyrie zur Hand genommen. Hierfür ist sollen in dieser Arbeit die notwendigen Anforderungen an ein solches Modul zusammengetragen werden.

Der wichtigste Punkt ist hierbei die Stabilität und Steuerbarkeit während des Wiedereintritts. Das heißt, dass Kräfte, Momente und Stellgeschwindigkeit bestimmte Mindestleistungen liefern müssen. Wie bei jedem Projekt der Raumfahrt ist natürlich auch hier auf eine Minimierung des Gewichts zu achten. Damit dieser Grid Fin für einen Microlauncher in Frage kommt, ist auch auf einen günstigen Preis zu achten. Dies soll dadurch erreicht werden, dass nach Möglichkeit Commercial off-the-shelf(COTS) Produkte verwendet werden. In dieser Arbeit wird zu diesen Zwecken besonders auf eine Fertigung durch additive Verfahren wert gelegt. Diesen Anforderungen entsprechend sollen Lösungsmöglichkeiten zusammengetragen werden, aus denen dann die am besten geeigneten gewählt werden können. Zu diesem Zweck soll am Ende dieser Arbeit ein CAD-Modell stehen, mit welchem sich ein 3D-Druck anfertigen lässt. Bei der Minimierung der Kosten sei trotzdem noch darauf zu achten, dass eine ausreichende Lebensdauer mehrere Missionen zulässt, um auch dem Aspekt der Wiederverwendbarkeit Genüge zu tragen.

1.3. Struktur der Arbeit

Im folgenden Kapitel werden zunächst die für diese Arbeit notwendigen Grundlagen dargelegt. Zu Beginn wird auf die Eigenschaften von Grid Fins eingegangen, sowohl in Bezug auf ihr aerodynamisches Verhalten, als auch unter Betrachtung ihrer Vor- und Nachteile gegenüber konventionellen planaren Steuerflächen. Als nächstes werden dann die Wiedereintrittsbedingungen bei einer suborbitalen Flugbahn am Beispiel des AirLaunch-Systems Valkyrie erläutert.

Nachdem die Grundlagen geklärt sind, werden in Kapitel 3 die Anforderungen an das System definiert. Unter Berücksichtigung dieser folgt eine Vorstellung verschiedener Teillösungen für die einzelnen Elemente von Steuerflächen und Aktuatorik. Auf Basis von zwei morphologischen Kästen, in denen diese Teillösungen zusammengetragen werden, wird begründet ein erster Demonstrator entworfen und in einem CAD-Programm erstellt.

Daraufhin wird dieses Modell in Kapitel 4 mittels einer Finiten Elementen Berechnung auf Stabilität und Festigkeit untersucht und mit einer Betriebssimulation in MATLAB/SIMULINK® auf eine genügende Leistungsfähigkeit im Betrieb geprüft. Auf Basis dieser Simulationen und Berechnungen wird das Modell verbessert und anschließend kritisch bewertet. Zuletzt werden noch einmal alle Ergebnisse zusammengefasst und ein Ausblick auf eine mögliche weitere Vorgehensweise gegeben.

2. Grundlagen

In diesem Kapitel werden die Grundlagen, die eine Evaluation der Aerodynamik und strukturellen Eigenschaften von Grid Fins ermöglicht, vorgestellt. Um eine anforderungsgerechte Finne zu entwerfen, sind Kenntnisse über die Steuerelemente an sich und den Missionsverlauf unabdingbar. Zuerst werden nun also Grid Fins, wie sie beschrieben werden können und welche Eigenschaften sie besitzen, vorgestellt und dabei mit planaren Finnen verglichen. Anschließend wird auf bisherige Implementationen sowie auf das AirLaunch-System Valkyrie und den dabei geplanten Einsatz von Grid Fins eingegangen.

2.1. Aufbau von Grid Fins

Um Grid Fins und ihre Ansteuerung beschreiben zu können, werden zunächst einige Größen eingeführt. In der simpelsten Konfiguration bestehen Grid Fins aus einem äußeren Rahmen, der die innere Struktur von sich kreuzenden planaren Flächen stützt. Dieser einfache Aufbau gewährt hohe Stabilität bei vergleichsweise geringem Gewicht [8]. Die Struktur lässt sich mittels fünf Parametern, wie in Abbildung 2.1 zu sehen, beschreiben. Die Wanddicke d kann sich im Rahmen (d_R) von der des Gitters (d_G) unterscheiden. Aber auch innerhalb dieser Einteilung kann der Wert variieren. So ist häufig die Wandstärke in der Nähe der Einspannung erhöht, um die dort auftretenden höheren Lasten aufnehmen zu können. Ein von den Wänden umrahmter Durchlass des Gitters wird als Zelle bezeichnet und seine Abmessung kann mit der Zellgröße g beschrieben werden. Diese ist als die Wurzel der von den Zellwänden umrahmten Fläche definiert. Die Ausmaße der Grid Fins werden maßgeblich durch die Spannweite b und die Höhe h bestimmt. Die Querschnittsfläche A steht in der Ausgangsstellung senkrecht zur Anströmung und wird vom Rahmen begrenzt. Normal zu dieser Fläche steht die Sehne mit einer im Vergleich zur planaren Finne deutlich kürzeren Länge s . Grid Fins müssen nicht starr an einem Flugkörper, zum Beispiel der Rakete, befestigt werden, sondern können um mehrere Achsen drehbar sein. Abbildung 2.2 zeigt die wichtigsten Winkel aus jeweils verschiedenen Ansichten an einem Flugkörper. Um Grid Fins für den Transport kompakt zu lagern, lassen sie sich an den Körper anlegen. Somit erzeugen sie zum Beispiel beim Aufstieg der Rakete keinen unnötigen Widerstand. Der Klappwinkel Λ beschreibt den Ausschlag um eine den Körper an der Anbringung tangierende Achse. Ein Klappwinkel von 0° entspricht hierbei dem normalen in die Strömung ragenden Zustand und 90° dem eingeklappten. Zur Steuerung lassen sich die Grid Fins um eine Achse, die orthogonal aus dem Körperoberfläche durch die Mitte des Grid Fins zeigt, verstellen. Ein Steuerwinkel von $\delta = 0^\circ$ ist auch hier wieder die Ausgangsstellung, die Sehne ist parallel zur X_b -Achse. Bei $\delta = 90^\circ$ würde also die Seitenkante zur Anströmung zeigen. Die Querschnittsfläche A und somit also auch das Gitter werden nicht durchströmt. Um die Aerodynamik zu untersuchen reichen diese Winkel nicht aus, da die Anströmung nicht parallel zur Rakete liegen muss. Der Neigungswinkel des gesamten Moduls zur Anströmung σ setzt sich unter realen Bedingungen mit Vernachlässigung des Windes aus dem Schiebewinkel und dem Bahnneigungswinkel zusammen. Für die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen ist eine

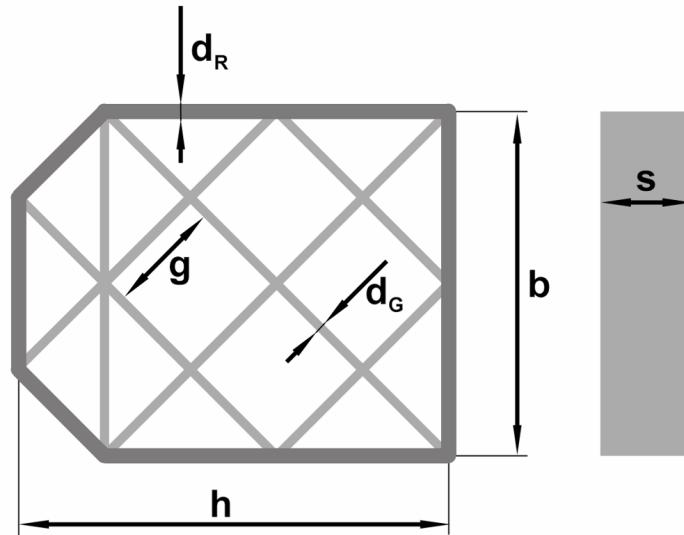


Abbildung 2.1.: Aufbau eines einfachen Grid Fins

solche Aufteilung aber irrelevant. Damit jedoch keine Informationen und somit Genauigkeit verloren gehen, wird stattdessen die Orientierung der Grid Fins auf dem Umfang betrachtet. Verwendet wird hier eine Anordnung von vier gleichmäßig verteilten Steuerelementen. Das Koordinatensystem ist so definiert, dass es seinen Ursprung genau in der Mitte dieser Konfiguration hat und die positive X_b -Achse zur Spitze des Flugkörpers, also bei einem Wiedereintritt mit den Triebwerken voraus der Anströmung entgegen, zeigt. In allen Betrachtungen dieser Arbeit wird nur dieses körperfeste Koordinatensystem mit dem Index b benutzt. Bei $\beta \neq 0$ ist auch die Y_b -Achse einem Anteil der Strömung entgegen gerichtet. Die Z_b -Achse ist folglich nach dem Rechtssystem orthogonal zu den anderen beiden ausgerichtet. Um nun die Orientierung der Grid Fins um die X_b -Achse herum beschreiben zu können, wird der Rollwinkel Φ eingeführt. Wenn eine '+'-Konfiguration vorliegt, befinden sich die einzelnen Finnen auf den Koordinatenachsen (X_b, Y_b) und der Rollwinkel ist gleich null. Im Gegensatz dazu sind sie bei der 'x'-Konfiguration um einen Winkel von $\Phi = 45^\circ$ verdreht. Der Anstellwinkel α , den ein einzelner Grid Fin erfährt, lässt sich aus dem Neigungswinkel des Körpers und, in Abhängigkeit vom Rollwinkel und welcher der Finnen betrachtet wird, aus dem Klapp- und Steuerwinkel bestimmen.

2.2. Strömung durch Grid Fins

Um die Eigenschaften von Grid Fins analysieren zu können, ist es nötig die zugrunde liegenden strömungsmechanischen Vorgänge zu verstehen. Dazu wird in diesem Abschnitt das Verhalten der Strömung im Unter-, Überschall und besonders auch im transsonischen Bereich mit Schwerpunkt auf die dort wirkenden Verdichtungsstöße besprochen. Bei niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten im Unterschall haben Grid Fins auf Grund ihrer geringen Dicke keinen großen Einfluss auf das Fluid, welches nahezu ungestört durch das Gitter fließen kann [9]. Mit steigenden Machzahlen macht sich jedoch zunehmend der Effekt einer um die stumpfe Vorderkante des Gitters herum in die Zelle hinein expandierende Strömung bemerkbar. Zusammen mit der Grenzschichtbildung an

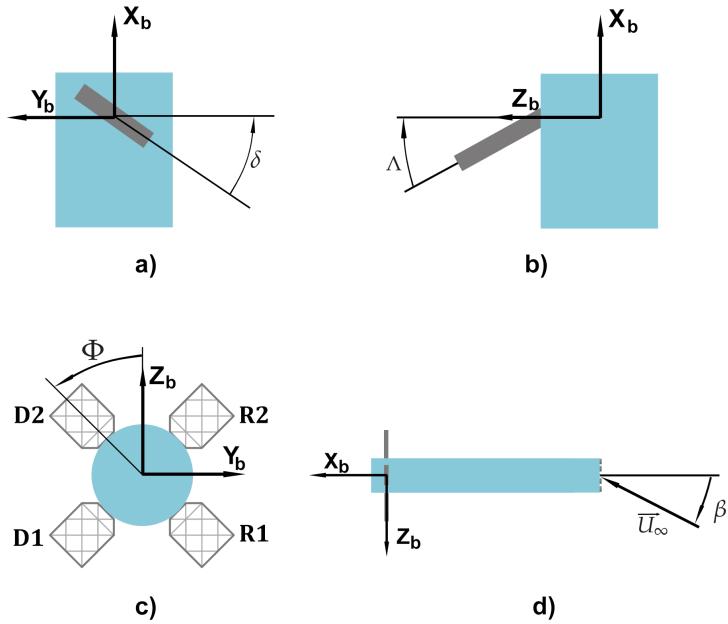


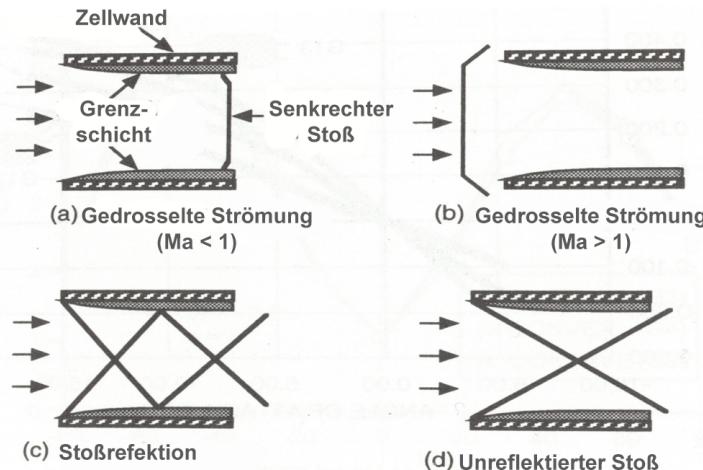
Abbildung 2.2.: Winkel zur Beschreibung der Orientierung der Grid Fins zum Körper

a) Steuerwinkel, b) Klappwinkel, c) Rollwinkel, d) Neigungswinkel des Körpers zur Anströmung

den Zellwänden, die effektiv zu Verengung der durchströmten Fläche führt, wird die Strömung innerhalb der Zellen auf Geschwindigkeiten beschleunigt, die über der Anströmung liegen [10].

Der transsonische Bereich wird ab einer Anströmungsmachzahl von circa $Ma_\infty = 0.8$ erreicht [11] und stellt für die Aerodynamik der Grid Fins eine bedeutsame Problematik dar. Sobald die Strömung innerhalb des Gitters eine Machzahl von 1 überschreitet, kommt es zu einem Verdichtungsstoß am Ausgang der Zellen, der mit steigender Machzahl an Stärke zunimmt. Dieser führt zu einer Drosselung der Strömung, was zur Folge hat, dass ein Teil der Strömung verdrängt wird und sich stattdessen um den Grid Fin herum bewegt. Steigt nun auch Ma_∞ über 1.0, löst sich der Stoß von den Gitterwänden und verbindet sich zu einer unregelmäßigen 3D-Struktur im Nachlauf [12]. Wächst Ma_∞ weiter an, so kommt es zu einem Verdichtungsstoß vor dem Grid Fin. Dies führt dazu, dass innerhalb der Zellen keine Drosselung mehr vorliegt [12], stattdessen wird die Strömung schon durch den Stoß vor dem Gitter um dieses herum verdrängt [10]. Von den Vorderkanten gehen Schockwellen aus, die auf benachbarte Wände treffen und von ihnen reflektiert werden [10]. Steigt die Machzahl weiter an, so befinden sich diese Wellen auf steileren Bahnen, bis sie gar nicht mehr auf die anderen Wände treffen. Abbildung 2.3 zeigt die Stöße im Unter- (a) und Überschall (b). Auch dargestellt sind die Schockwellen, die entweder von den Wänden reflektiert werden (c) oder unreflektiert hindurch wandern (d). Des Weiteren nähert sich der Verdichtungsstoß vor dem Grid Fin diesem mit größer werdenden Strömungsgeschwindigkeiten immer weiter an, bis es abgesunken von der direkten Umgebung der Wände zu keinem Stoß mehr kommt. Die einzelnen Zellen fungieren nun als Überschalldüse [12], sodass die Strömung in den meisten Bereichen nicht mehr

auf den Unterschall abgebremst wird. Der Stoß wurde vom Gitter "verschluckt".



Quelle: [10]

Abbildung 2.3.: Stoßsystem einer Zelle

Als ein besonderer Bereich ist noch die Region um den Montagepunkt zu betrachten, in dem der Grid Fin an der Rakete angebracht ist. Ein Problem ist, dass Schnittstellen von Wänden ein erhöhtes Potenzial für blockierte Strömung darstellen. Am Montagepunkt befinden sich nicht nur viele von diesen, sondern auch die Wanddicke ist hier meistens am größten. Dies in Kombination mit einer schon durch die Grenzschichtwirkung des Körpers verzögerte Strömung führt zu einer relativ großen Region verlangsamter Strömung oder gar Rückströmung, die mit der Machzahl an Größe gewinnt [12]. Bei einer Machzahl von ungefähr $Ma_\infty = 2.0$ erreicht sie jedoch ein Maximum, da die Strömung bei weiter steigenden Geschwindigkeiten von der umgebenden mitgerissen wird und jene Region somit wieder an Größe und Bedeutung verliert [12].

Es ist nun also hervorzuheben, dass Grid Fins weder im Unterschall noch im hohen Überschall übermäßig starke Störungen der Strömung bewirken. Im transsonischen Bereich jedoch kommt es zu massiven Verdichtungsstößen, die zu einer starken Drosselung des Fluids führen.

2.3. Aerodynamische Beiwerte und Vergleich zu planaren Finnen

Nachdem nun die zugrunde liegende Strömung verstanden ist und Größen zur Beschreibung von Grid Fins etabliert wurden, werden im Weiteren die aerodynamischen Kräfte beschrieben und dabei der Vergleich zu den konventionellen planaren Finnen gezogen.

Relevant sind zum einen die Normalkraft, die orthogonal zur X_b -Achse, also in der X_b - Y_b -Ebene, liegen (F_N) und zum anderen die Axialkraft, die in X_b -Richtung zeigen F_X . In der Ausgangsstellung bei einem Neigungswinkel von $\beta = 0$ entsprechen sie dem Auftrieb und Widerstand. Zusätzlich ist auch noch das Moment M_m um die Achse, in der die Grid Fins steuerbar gelagert sind, relevant.

Diese Kräfte sind in Abbildung 2.4 zu erkennen.

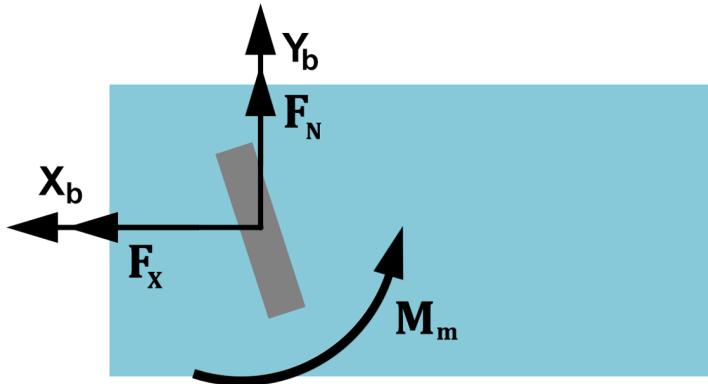


Abbildung 2.4.: Kräfte und Momente am Grid Fin

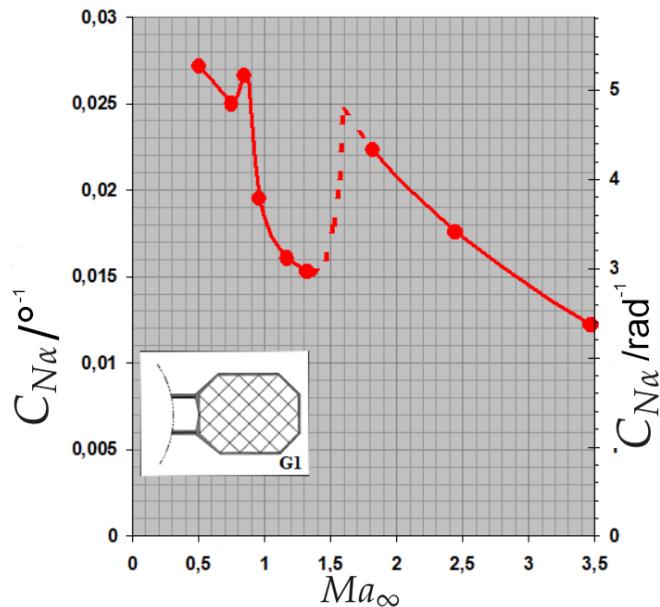
2.3.1. Normalkraft

Die Normalkrafterzeugung ist ausschlaggebend für die Stabilität und Steuerbarkeit eines Flugkörpers. Die Steigung des Normalkraftkoeffizienten über den Anstellwinkel C_{Na} bei einem Anstellwinkel von $\alpha = 0$ ist in Abbildung 2.5 in Abhängigkeit von der Machzahl zu sehen. Wie in Abschnitt 2.2 beschrieben, führt die Drosselung im transsonischen Bereich dazu, dass die Strömung um den Grid Fin herum verdrängt wird. Dieser Anteil des Fluids kann nicht mehr zur Normalkrafterzeugung beitragen, sodass er einen nicht vernachlässigbaren Teil seiner Fähigkeit diese Kraft zu erzeugen einbüßt. Dieser Effekt ist genau gegensätzlich zu konventionellen planaren Finnen, die im Transschall ihren maximalen Normalkraftkoeffizienten C_N erreichen [10].

Während vergleichbare konventionelle Finnen im Unterschall und niedrigen Überschall ähnlich hohe Normalkräfte erzeugen können, werden sie im hohen Machbereich von Grid Fins übertroffen. Schon ab $Ma = 2.5$ kann die Normalkraft das 1,5-fache betragen und dieser Wert steigt mit der Machzahl nur noch weiter an [10, 13].

2.3.2. Axialkraft

Die Axialkraft wird häufig als der größte Nachteil von Grid Fins angesehen, auch wenn er sich für spezielle Anwendungen sogar als "drag brake" nutzen lässt. Wie schon im Abschnitt 2.2 erwähnt, wird die Strömung bei niedrigen Geschwindigkeiten nicht stark gestört, folglich kommt es auch nicht zu großen Axialkräften. Im transsonischen Bereich steigt der Beiwert durch die Drosselung der Verdichtungsstöße rasant an und erreicht bei einer Machzahl knapp unter 1 sein Maximum [14]. Danach nimmt der Wert wieder ab und bleibt im Überschall nahezu konstant, während er für planare Finnen abnimmt [13]. Dieser Verlauf des Widerstandsbeiwerts ist auch in Abbildung 2.6 in Abhängigkeit von der Machzahl für verschiedene Anstellwinkel zu sehen. Generell kann die Axialkraft von Grid Fins das bis zu dreifachen oder vierfachen des konventionellen betragen.



Quelle: [10]

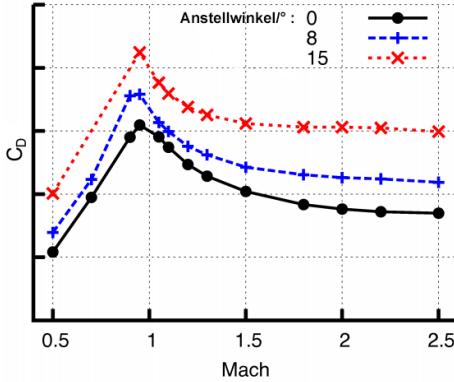
Abbildung 2.5.: Normalkraftsbeiwertgradient bei $\alpha = 0$ in Abhängigkeit von der Machzahl

2.3.3. Gelenkmoment

Ein großer Vorteil von Grid Fins ist ihr geringes Moment um das Steuergelenk, welches den Einsatz von kleineren, weniger leistungsstarken Aktuatoren ermöglicht, was wiederum eine Einsparung an Gewicht und Kosten mit sich bringt. Der Grund für das niedrige Moment ist hauptsächlich die im Vergleich zur planaren Finne deutlich kürzere Sehne, die der Luftkraft nur einen kleinen Hebelarm bietet. Der Druckpunkt befindet sich schon bei niedrigen Machzahlen in der Nähe der Mitte der Sehne. Durch diese Mitte geht gleichzeitig die Achse, um die der Grid Fin gedreht wird, und wandert mit steigender Machzahl, wenn auch nur gering weiter Richtung 50% der Sehnenlänge [13]. Dies führt dazu, dass der Gelenkmomentbeiwert C_m mit steigender Machzahl abnimmt. Ebenso wie bei der Axialkraft befindet sich das Maximum bei Machzahlen knapp unter 1, wie in Abbildung 2.7 zu sehen. Auch für Variationen des Anstellwinkels bleibt der Beiwert durchgehend auf einem niedrigen Niveau, deutlich unter dem seines planaren Gegenstücks [13]. Es sei hier jedoch anzumerken, dass es möglich ist, eine planare Steuerfläche mit einem geringeren Moment zu erhalten, indem die Gelenkachse durch den Druckpunkt gelegt wird. Durch die große Druckpunktwanderung ist dies aber nur für einen kleinen vorher gewählten Machzahlengebiet dem Grid Fin überlegen, der über einen großen Geschwindigkeitsgebiet konstant gute Charakteristiken bietet.

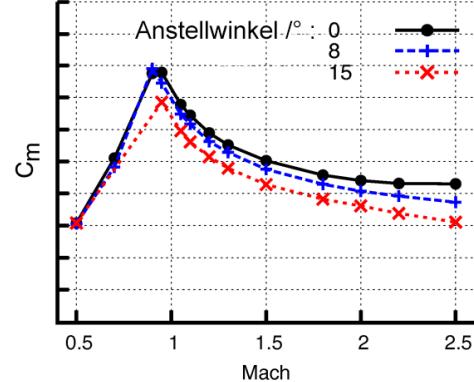
2.3.4. Stabilität

Für die statische Stabilität eines Flugkörpers muss bei Neigungswinkeln $\beta \neq 0$ ein Moment um den Schwerpunkt (SP) entstehen, das die Orientierung der Körperachse wieder parallel zur Strömung ausrichtet. Grid Fins haben hier einen entscheidenden Vorteil gegenüber planaren Alternativen, da bei ihnen auch die Finnen, die bei einem Rollwinkel von $\Phi = 0$ vertikal ausgerichtet sind, zu



Quelle: [14]

Abbildung 2.6.: Axialkraft (hier C_D) bei unterschiedlichen Anstellwinkeln in Abhängigkeit von der Machzahl



Quelle: [14]

Abbildung 2.7.: Gelenkmomentenbeiwert bei unterschiedlichen Anstellwinkeln in Abhängigkeit von der Machzahl

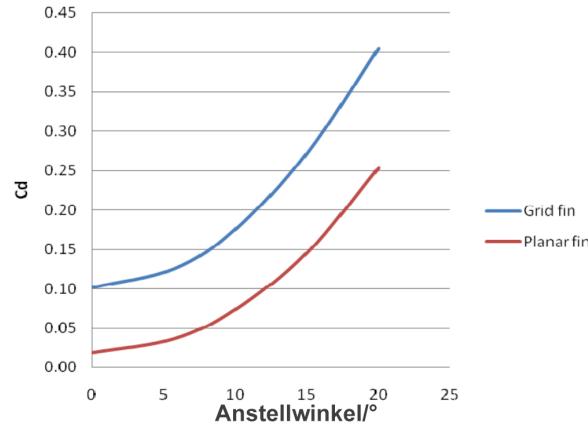
diesem Moment beitragen. Selbst der Effekt von Wirbel auf die lee-Finne ist dadurch negiert, dass sich die Variation des lokalen Anstellwinkels über die vergleichsweise große durchströmte Querschnittsfläche ausgleicht. Somit tragen die vertikalen Grid Fins über den gesamten Machbereich mit ungefähr 30% einen signifikanten Teil zur Stabilität bei [13]. Das Rückstellmoment um den Schwerpunkt ist sowohl im Unterschall als auch im Überschall größer, nur im Transschall büßen auch hier die Kräfte im Vergleich zur planaren Finne wieder ein.

Die Steuerbarkeit, die Fähigkeit Momente zu generieren, die die Orientierung des Flugkörpers aus der stabilen Lage heraus verändern, ist dadurch jedoch leicht behindert. Wenn zwei gegenüberliegende Grid Fins einen Steuerwinkelausschlag erfahren und somit eine Normalkraft erzeugen, wirken die anderen beiden dieser Kraft mit den soeben angesprochenen 30% entgegen.

2.3.5. Anstellwinkelcharakteristik

Im Gegensatz zu planaren Finnen, die bei hohen Anstellwinkeln einen Strömungsabriss erfahren, zeigen Grid Fins ein deutlich besseres Verhalten. Ihre kurze Sehne senkt die Gefahr der Strömungsablösung deutlich und erlaubt somit eine verlässlichere Normalkraftgenerierung, die sich auch noch bei moderaten Anstellwinkeln weiter steigern lässt. Somit liegt im Unterschall die maximale Normalkraft bei $\alpha = 40^\circ$ ohne jegliche Anzeichen von Strömungsabriss [10]. Des Weiteren ist der Anstieg dieser Kraft mit dem Anstellwinkel im Überschall bis zu Anstellwinkeln von mindestens $\alpha = 15^\circ$ beinahe linear [10], was eine sehr effektive Steuerung ermöglicht.

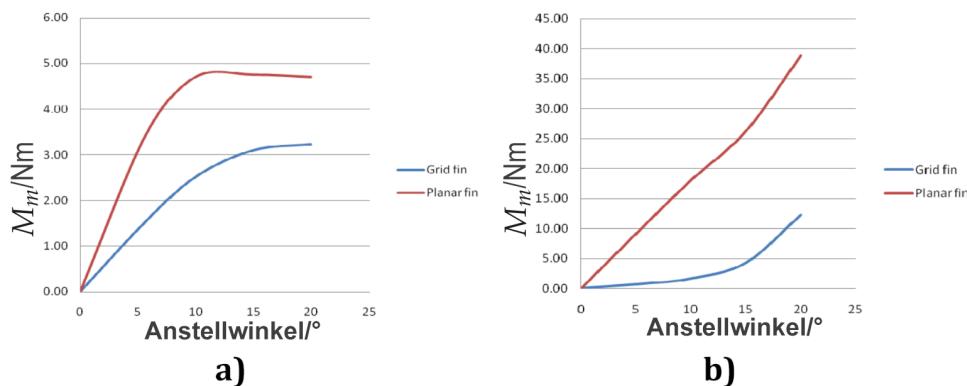
Abbildung 2.8 zeigt das Verhalten des Widerstandbeiwerts in Abhängigkeit von dem Anstellwinkel vom Grid Fin und der planaren Finne im Vergleich. Zu erkennen ist, dass die Widerstandskraft bei den meisten Machzahlen mit wachsendem Anstellwinkel ein ähnliches Verhalten wie die planaren Steuerflächen [13] zeigt, deren Werte auch stark ansteigen.



Quelle: [6]

Abbildung 2.8.: Widerstandsbeiwert in Abhängigkeit vom Anstellwinkel α bei $Ma_\infty = 2.5$

In Bezug auf das Gelenkmoment M_m zeigen Grid Fins wieder ein überlegenes Verhalten gegenüber planaren Finnen, wie in Abbildung 2.9 zu sehen ist. Welche dieses in Abhängigkeit vom Anstellwinkel für den Unterschall (a) und Überschall (b) zeigt. Während im Unterschall der Anstieg des Momentes nur geringfügig weniger steil ausfällt und für beide Steuerflächen ab einem Winkel von $\alpha \approx 10^\circ$ beziehungsweise 15° zu stagnieren scheint, fällt der Unterschied im Überschall deutlich stärker aus. Die Kurve der planaren Finne zeigt einen rasanten Anstieg bei einer Anströmungsmachzahl von $Ma_\infty = 2.5$; die Steigung des Grid Fins ist jedoch für niedrige Anstellwinkel fast auf demselben Niveau wie im Unterschall. Erst bei einem Anstellwinkel von circa $\alpha = 15^\circ$ nimmt auch hier die Steigung vergleichbare Werte an. Also ist die Steuerbarkeit bei hohen Machzahlen mit deutlich weniger Leistung möglich. Dies ermöglicht den Einsatz von bedeutend kleineren und somit auch kostengünstigeren Aktuatoren.



Quelle: [6]

Abbildung 2.9.: Gelenkmoment in Abhängigkeit vom Anstellwinkel α bei a) $Ma_\infty = 0.5$, b) $Ma_\infty = 2.5$

2.4. Grid Fin Varianten

Bisher wurde nur eine sehr simple Version von Grid Fins betrachtet. Es gibt jedoch eine Vielzahl von Variationen, die genutzt werden können, um die aerodynamischen Eigenschaften für bestimmte Anwendungen zu optimieren. In diesem Abschnitt werden einige Möglichkeiten beschrieben, wie diese unkonventionellen Finnen angepasst werden können.

2.4.1. Pfeilung

Eine häufige Kritik von Grid Fins sind ihre hohen Axial- bzw. Widerstandskräfte. Somit ist es nicht verwunderlich, dass ein Großteil der Forschung sich auf die Reduzierung dieses Aspektes konzentriert hat. Eine oft gewählte Methode ist hierbei die Pfeilung, deren Nutzen aus den planaren Tragflächentechnik schon seit längerer Zeit bekannt ist. Es wird in dieser Arbeit zwischen drei Varianten, wie sich diese Pfeilung auf die komplexe Gitterstruktur übertragen lässt, unterschieden.

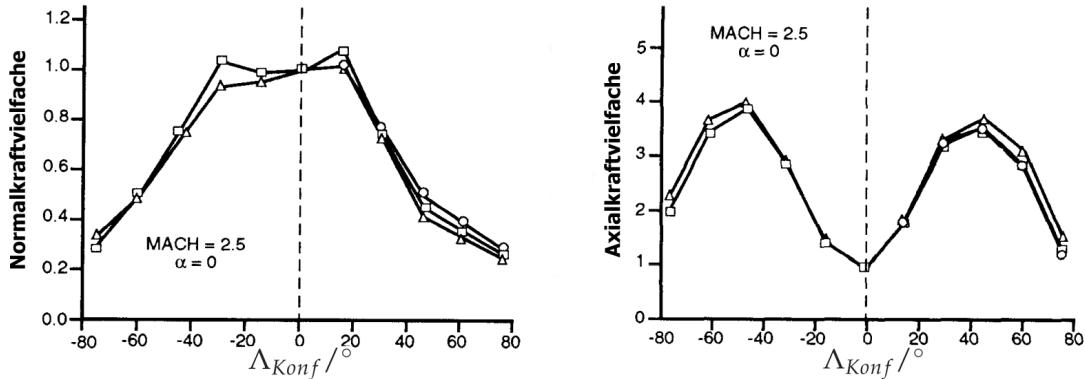
Die erste Variante stellt die **Pfeilung der gesamten Konfiguration** dar. Hierbei bleibt der Grid Fin an sich unverändert. Stattdessen wird die Pfeilung dadurch erreicht, dass die Querschnittfläche nicht senkrecht zur Oberfläche des Flugkörpers steht. Sie ist um den Pfeilungswinkel Λ_{Konf} , welcher identisch mit dem Klappwinkel Λ ist, geneigt. Da der Pfeilungswinkel dem Klappwinkel entspricht, wird direkt ein Vorteil dieser Variante offensichtlich. Der Pfeilungswinkel kann während des Einsatzes verstellt und den Strömungsbedingungen und Anforderungen der Flugphase angepasst werden.

Der Effekt ist hier aber nicht eine Reduzierung des Widerstandes, ganz im Gegenteil. Die Pfeilung erhöht die Axialkraft, sodass sie bei einem Winkel von $\Lambda_{Konf} = \pm 45^\circ$ ein neues Maximum erreicht. Hierbei bewirkt die Vorwärtspfeilung (negativer Winkel) sogar einen 10% stärkeren Effekt, als die Rückwärtspfeilung [15]. Somit kann eine Axialkraftsteigerung mit dem Faktor 5 im Unterschall, Faktor 3 im Transschall und im Überschall bei $Ma_\infty = 2.5$ wiederum Faktor 4 erreicht werden [15]. Abbildung 2.10 (rechts) zeigt diesen Trend, indem das Vielfache der Axialkraft der ungepfeilten Finne $C_{A,\Lambda_{Konf}} / C_{A,\Lambda_{Konf}=0}$ über den Pfeilungswinkel Λ_{Konf} aufgetragen ist. Zusätzlich ist die Axialkraft bei Pfeilungswinkel $\Lambda_{Konf} \neq 0$ im hohen Überschall nicht mehr unabhängig von der Machzahl, sondern steigt noch weiter an.

Die Normalkraftgenerierung ist jedoch auch reduziert. Bei maximaler Axialkraft beträgt die Normalkraft 30% bis 50% weniger als ohne Pfeilung. Bei kleinen Winkeln bis zu $\Lambda_{Konf} = \pm 20^\circ$ ist dieser Einfluss jedoch noch vernachlässigbar. Auch dies ist in der Abbildung 2.10 durch die Auftragung des Normalkraftvielfachen $C_{N,\Lambda_{Konf}} / C_{N,\Lambda_{Konf}=0}$ über den Pfeilungswinkel der Konfiguration zu sehen.

Eine Pfeilung der Konfiguration lässt also flexibel die Wirksamkeit der Grid Fins zur Anwendung als Drag Brakes variieren. Auch wenn für eine maximale Axialkraft die Steuerbarkeit stark beeinträchtigt wird, können, wenn der Bedarf an Widerstand es zulässt, bei kleinen Pfeilungswinkeln weiterhin reguläre Beträge an Normalkraft generiert werden.

Die zweite Variante ist eine **Pfeilung des Gitters** entlang der Steuerachse, sodass die auf die Y_b - Z_b -Ebene projizierte Geometrie unverändert bleibt. Das Ziel hierbei ist es die Axialkraft zu senken, indem die Verdichtungsstöße an den Gittervorderkanten nicht alle auf derselben Höhe liegen, son-



Quelle: [15]

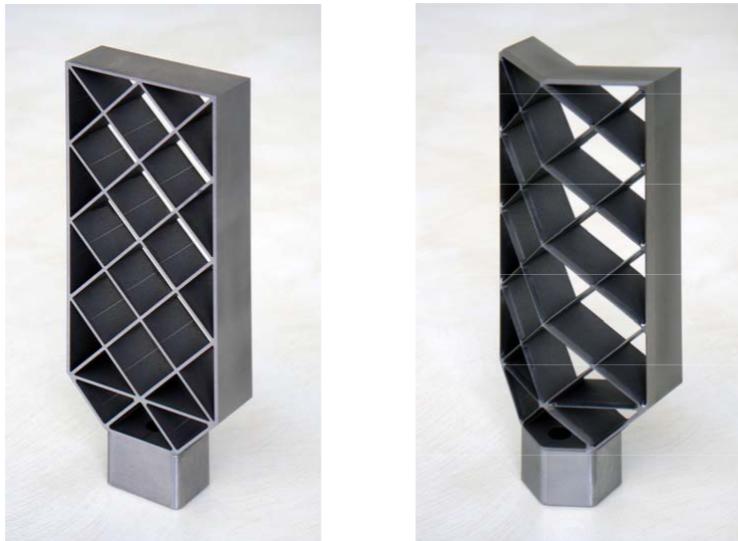
Abbildung 2.10.: Vielfache des Normalkraftanstiegs (links) und der Axialkraft (rechts) im Vergleich zum ungefeilten Grid Fin in Abhängigkeit vom konfigurellen Pfeilungswinkel Λ_{Konf} bei $Ma_\infty = 2.5$ und $\alpha = 0$

dern in X_b -Richtung gestaffelt stattfinden, sodass die Schockwelle nicht senkrecht, sondern schräg auf der luv-Seite ist. Abbildung 2.11 zeigt, wie ein ungepfelter Grid Fin (links) zu einem gepfeilten (rechts) wird.

In Abbildung 2.12 ist der Koeffizient der Axialkraft (links) und Anstieg des Normalkraftbeiwerts (rechts) für verschiedene Pfeilungswinkel Λ_G über die Machzahl aufgetragen. Mit steigender Pfeilung des Gitters Λ_G wächst die effektive Länge der Zellen, die als Düse fungieren. Der Stoß befindet sich somit näher an der Vorderkante und besitzt einen geringeren Winkel. Somit wird die Drosselung reduziert und die Expansionswellen am Zellausgang nehmen ab [16]. Dies sorgt dafür, dass im Bereich der kritischen Machzahlen die Axialkraft deutlich verringert wird. Auch der Gradient der Normalkraft $F_{N\alpha}$ nimmt mit steigenden Pfeilungswinkel im transsonischen Bereich zu [16], was die Stabilität deutlich erhöht. Eine Vorwärtspfeilung $\Lambda_G < 0$ zeigt grundsätzlich ähnliche, wenn auch schwächere Effekte als die Rückwärtspfeilung [17]. Im Überschall lässt der Effekt auf die Axialkraft nach, sodass dieser vernachlässigbar wird. Für die Normalkraftgenerierung dreht sich die Wirkung der Pfeilung bei diesen Machzahlen sogar um, sodass schon bei $Ma_\infty = 2.0$ der ungepfelte Grid Fin dem gepfeilten überlegen ist.

Eine Pfeilung des Gitters birgt also hauptsächlich für den Transschall Vorteile wie geringere Axialkraft und einen erhöhten Normalkraftanstieg. Bei höheren Machzahlen bewirkt die Pfeilung jedoch auch bei letzterem eine Senkung, wodurch die Stabilität im Überschall reduziert wird.

Als letzte Variante bleibt die **lokale Pfeilung der Zellwände** übrig. Diese kann man sich hierbei wie nebeneinander gereihte Deltaflügel vorstellen, sodass die luv-Seite des Grid Fins mit Zacken übersät ist. Für die Beschreibung dieser Pfeilung wird nicht nur der Winkel Λ_Z , sondern auch die Anzahl der Zähne pro Zelle und ihre Position relativ zu den Schnittstellen des Gitters, benötigt. Im Folgenden wird nur der Fall von einem Zahn zwischen zwei Schnittstellen der Zellwände betrachtet. Die Eigenschaften beziehen sich auf ein Gitter, deren Vorder- und Hinterkanten nicht wie bisher betrachtet stumpf sondern zugespitzt sind. Auf unterschiedliche Kantenformen wird später in diesem Kapitel noch eingegangen. Für die Position der Spitze werden zwei Typen unterschieden,



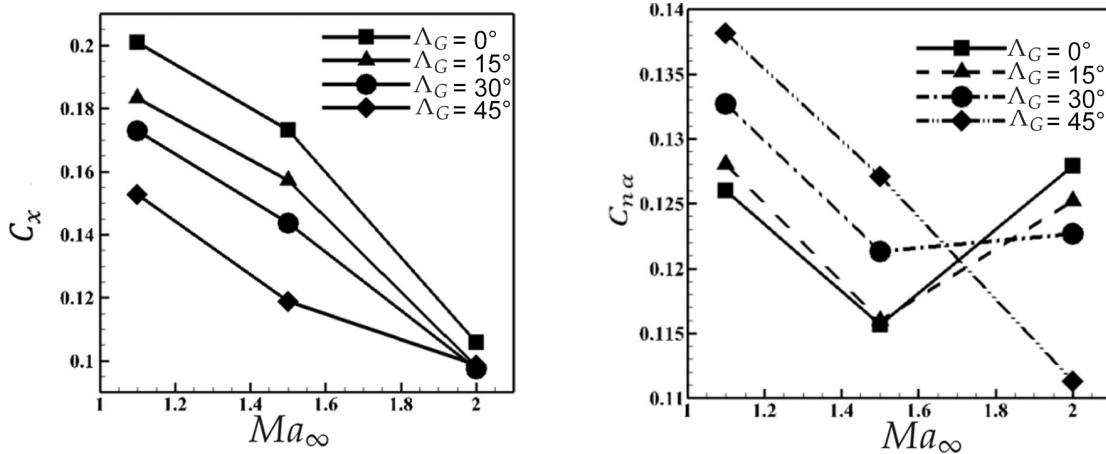
Quelle: [9]

Abbildung 2.11.: Ebener Grid Fin (links) und Grid Fin mit gepfeiltem Gitter (rechts)

die in Abbildung 2.13 dargestellt werden. Beim Tal-Typus (b) befindet sich die Spitze in der Mitte der Zellwand, sodass sich an der Schnittstelle alle sich kreuzende Zellwände ein "Tal" teilen. Der Berg-Typus (a) hingegen hat ein Tal in der Mitte und benachbarte Zellen teilen sich einen "Berg". Trifft nun eine Strömung auf lokal gepfeilte Gitterwände, so bilden sich an der Vorderkante drei verschiedene Druckbereiche. An der Spitze und von dort aus im Machkegel strömungsabwärts befindet sich eine 2D-Strömung, in deren Gebiet ein geringerer Druck an der Oberfläche herrscht. Im Tal hingegen kommt es zu deutlich erhöhtem Druck, da die Schockwellen der Pfeilung folgen und sich somit die benachbarten Zähne hier kreuzen. Während die Größe dieser beiden Zonen relativ unabhängig von der Zahngroße ist, wachsen und schrumpfen die Ausmaße des Bereiches zwischen ihnen, welcher eine abgeschwächte Wellenintensität besitzt, mit ihr [18].

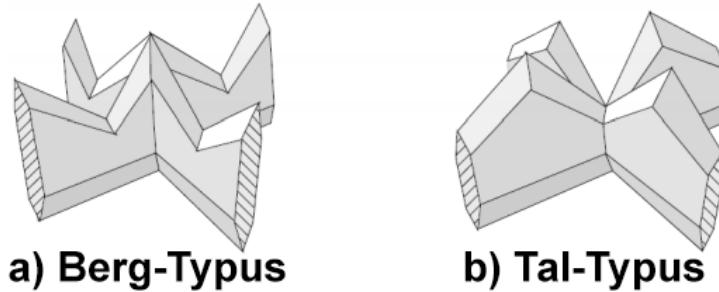
Wird nun zuerst eine einzelne planare Wand unendlicher Streckung mit lokaler Pfeilung betrachtet, so zeigt sich eine Abnahme der Axialkraft mit steigenden Pfeilungswinkel Λ_Z [18]. Je höher die Machzahl, dicker die Wandstärke und stumpfer die Vorderkante ist, desto stärker macht sich der Effekt bemerkbar. Im Gegensatz dazu verringert die Zahnlänge und der Anstellwinkel die Effektivität der lokalen Pfeilung [18].

Abbildung 2.14 zeigt den Koeffizienten des Wellenwiderstandes (links) und das Verhältnis von Auftrieb zum Widerstand (rechts) für lokal gepfeilte Gitter im Vergleich zu einem ungepfeilten. Auch hier reduzieren beide Typen von lokaler Pfeilung den Wellenwiderstand deutlich. Beim Tal-Typus treffen jedoch vier statt nur zwei Wellen aufeinander, sodass es zu größeren Verlusten kommt und die Widerstandsreduzierung beim Berg-Typus bei einer Machzahl von $Ma_\infty = 6.0$ um 1,2% stärker ist [18]. Wie in Abbildung 2.14 zu sehen, haben lokal gepfeilte Grid Fins auch ein höheres Auftrieb zu Widerstand-Verhältnis, jedoch ist ihr Vorteil hier geringer als beim Widerstand, sodass ein geringerer Auftrieb vorzuliegen scheint. Zusätzlich zeigt an dieser Stelle der Tal-Typus bessere Eigenschaften, da seine Auftriebserzeugung über der des Berg-Typus liegt.



Quelle: [16]

Abbildung 2.12.: Axialkraftbeiwert (links) und Normalkraftsbeiwertanstieg (rechts) in Abhängigkeit von der Machzahl bei unterschiedlichen Pfeilungswinkeln Λ_G und $\alpha = 0$



Quelle: [18]

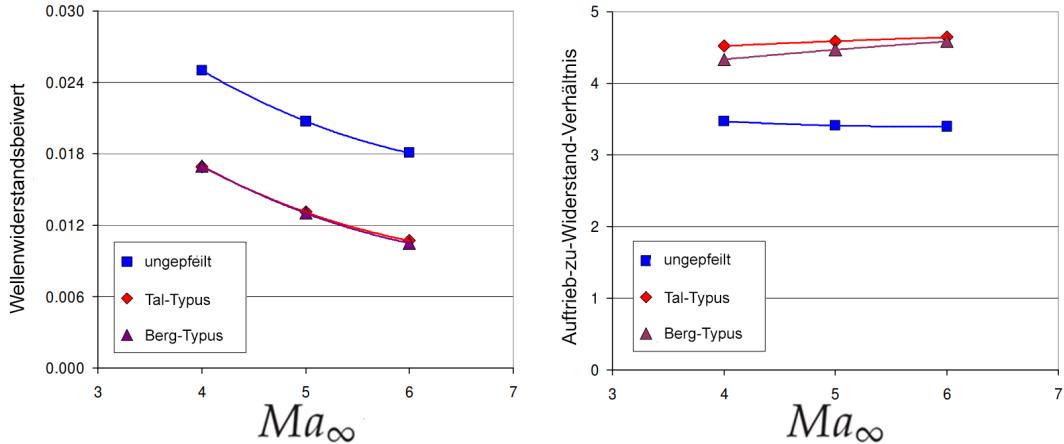
Abbildung 2.13.: Lokale Pfeilung der Zelle mit dem a) "Berg"-Typus und b) "Tal"-Typus

Bei hohen Machzahlen lässt sich nun also mittels der lokalen Pfeilung der Zellwände die Axialkraft auf Grid Fins stark vermindern. Dabei müssen jedoch leichte Einbußen in Bezug auf die Normalkraft in Kauf genommen werden.

2.4.2. Krümmung

Um das Transportpotenzial von Grid Fins am besten nutzen zu können, ist es wünschenswert, dass sie sich im eingeklappten Zustand an den Körper anschmiegen. Somit hätten sie, je nachdem ob sie in Flugrichtung ($\Lambda = -90^\circ$) oder entgegen ($\Lambda = 90^\circ$) gedreht werden, eine konkave oder konvexe Krümmung zur Anströmung, deren Radius dem vom Körper entspricht.

Dies hat unabhängig der Ausrichtung der Krümmung nur einen geringen Einfluss auf die Aerodynamik. Weder Axial- noch Normalkraft zeigen signifikante Änderungen [15], sodass die Leistungsfähigkeit erhalten bleibt. Beim Gelenkmoment zeichnen sich jedoch Unterschiede ab, wie in



Quelle: [18]

Abbildung 2.14.: Wellenwiderstandsbeiwert (links) und Auftrieb/Widerstand-Verhältnis (rechts) in Abhängigkeit von der Machzahl

Abbildung 2.15 dargestellt. Die konvexe Krümmung führt zu einem sehr kleinen Moment, das sich für Anstellwinkel zwischen $\alpha = -10^\circ$ und $\alpha = 20^\circ$ um die Null bewegt [15]. Für den konkaven Grid Fin zeigt sich jedoch ein Anstieg des Gelenkmomentes mit dem Anstellwinkel, der steiler ist als der des flachen [15]. Hier sei jedoch anzumerken, dass sich die Werte noch immer in einem sehr niedrigen Bereich, deutlich unter planaren Finnen, bewegen.

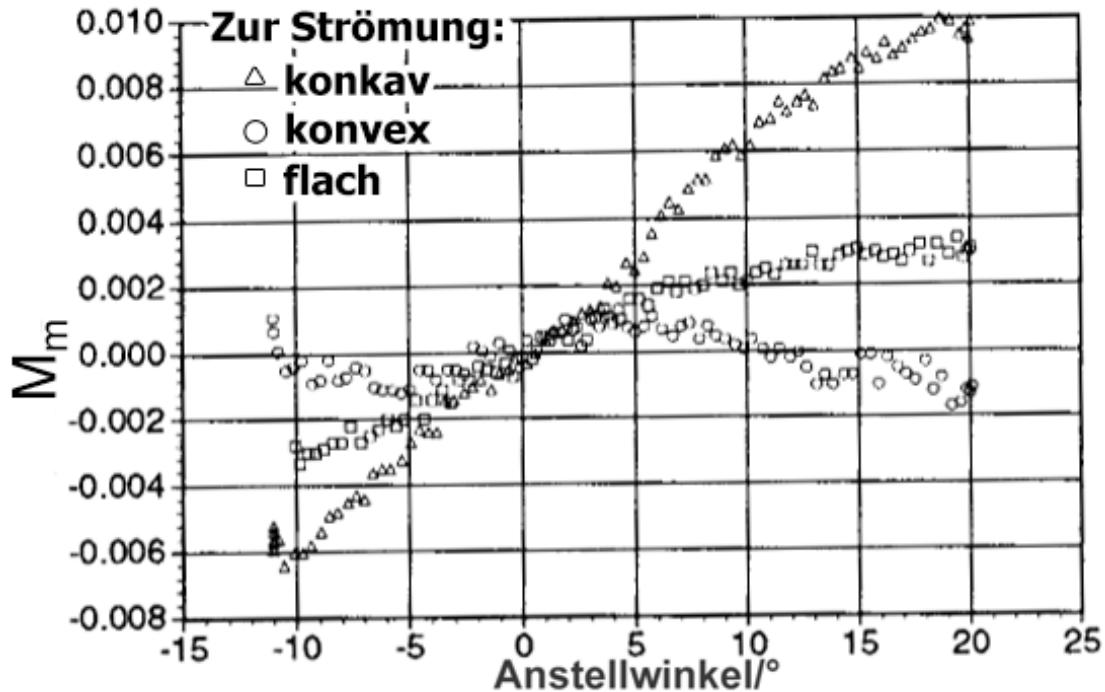
Somit lässt sich mit einer Krümmung des Grid Fins, die der des Flugkörpers entspricht, die Transportmöglichkeiten ideal nutzen, ohne spürbare Einbußen in der Leistung zu haben.

2.4.3. Wandquerschnitt

Eine weitere Möglichkeit Grid Fins zu verändern ist die Variation des Wandquerschnitts und der Wanddicke. Die Idee dahinter ist, dass die Strömung bisher schlagartig um eine stumpfe Vorderkante herum expandieren muss und somit große Axialkräfte bewirkt. Alternativ sind verschiedene Formen, wie zum Beispiel in Abbildung 2.16 (F₂ bis F₄) zu sehen, die das Fluid um eine spitze Kante herum lenken.

Aus dieser Grafik lässt sich auch direkt die Reduktion an Axialkraft für alle dargestellten Machzahlen durch eine Auftragung des Widerstandbeiwerts in Abhängigkeit von der Machzahl bei einem Anstellwinkel von $\alpha = 0$, erkennen. Des Weiteren wird gezeigt, dass eine höhere Wanddicke des Gitters d_G (F₅) den Widerstand weiter steigert, was auch im Kontext einer stärkeren Verdrängung der Strömung Sinn ergibt. Ebenso führt ein dünnerer Rahmen d_R (F₆) zu einer Minderung der Kraft. Diese Trends scheinen unabhängig von der Machzahl zu sein. Weitere Untersuchungen von Miller und Washington haben ergeben, dass diese Unterschiede auch bei Variation des Anstellwinkels erhalten bleiben [19].

Die Normalkraft wird bei einer Machzahl von $Ma_{\infty} = 0.7$ durch die Querschnittsform des Rahmens leicht beeinflusst. Über den gesamten Anstellwinkelbereich gibt es eine Variation von circa 10% aufgrund der Form [8]. Ein dickeres Gitter führt in Unterschall jedoch zusätzlich zu einer leich-



Quelle: [15]

Abbildung 2.15.: Gelenkmomentbeiwert in Abhängigkeit vom Anstellwinkel für gekrümmte Grid Fins bei $Ma_\infty = 1.1$

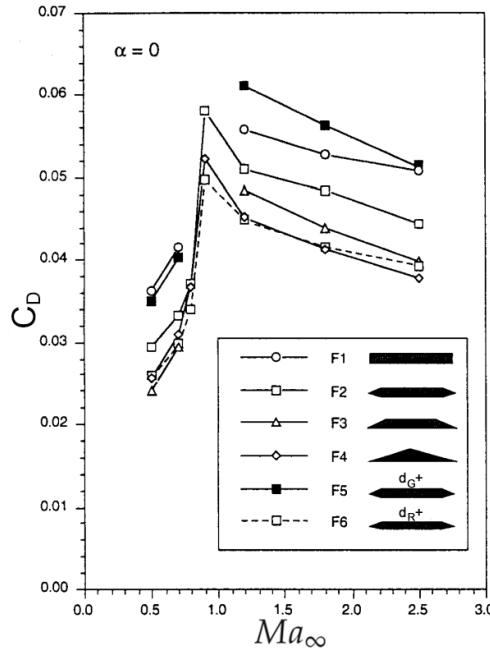
ten Abnahme der Normalkraft für Anstellwinkel $\alpha > 10^\circ$ [8]. Bei kritischen Machzahlen und einem Anstellwinkel von $\alpha = 5^\circ$ erreicht die Reduktion mit 13% ein Maximum [8]. Im Überschall hingegen zeigt die erhöhte Wandstärke d_G sogar eine leicht gesteigerte Normalkraft und der Effekt der Form hingegen ist vernachlässigbar gering.

Der Druckpunkt lässt sich durch eine veränderte Querschnittsform für die Beispiele F₃ und F₄ um ungefähr 5% der Sehnenlänge s nach hinten verschieben. Dies führt im Unterschall, wo der Druckpunkt noch in der Nähe der $l/4$ -Linie liegt, zu einer bemerkbaren Reduktion des Gelenkmoments M_m und im Überschall, wo der Druckpunkt ohnehin schon bei 45% – 50% der Sehnenlänge liegt, zu Momenten, die für Anstellwinkel bis $\alpha < 10^\circ$ fast gleich null sind [8].

Mit einer gezielten Wahl des Querschnitts der Wände und Anpassung ihrer Dicke lässt sich die Axialkraft eines Grid Fins manipulieren, ohne Einbußen für Normalkraft und Gelenkmoment in Kauf nehmen zu müssen. Hierfür können sich unter bestimmten Bedingungen sogar auch positive Entwicklungen bemerkbar machen.

2.4.4. Zellform

Für die Form der einzelnen Zellen sind unterschiedliche Varianten denkbar. Neben Rechtecken sind auch Dreiecke möglich, welche der Struktur eine noch höhere Stabilität verleihen. Alternativ wäre für den idealen Durchlass der Strömung eine runde Zelle am besten, um die Axialkraft zu minimieren. Da mit Kreisen keine Fläche lückenlos füllbar ist, kann hier auf eine bienenwaben-



Quelle: [19]

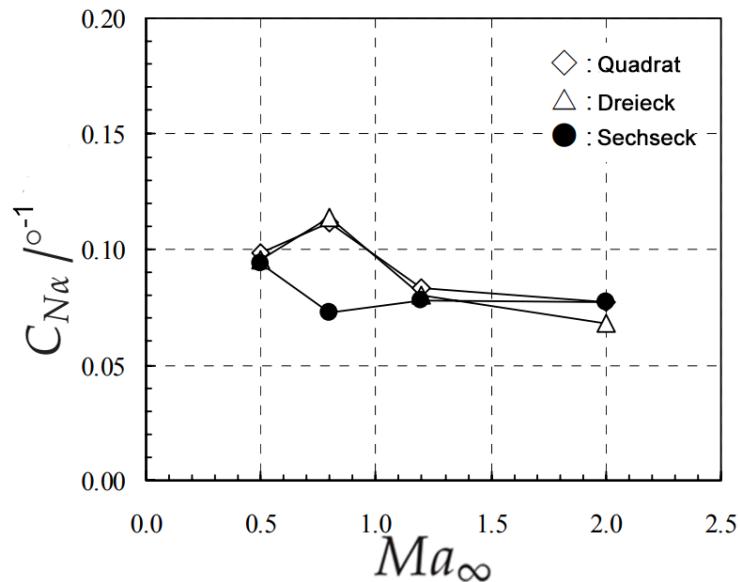
Abbildung 2.16.: Widerstandsbeiwert für verschiedene Rahmenquerschnittsformen (F1-F4), einen dickeren Rahmen d_R (F5) und ein dünneres Gitter d_G (F6) bei $\alpha = 0$ in Abhängigkeit von der Machzahl

ähnliche Sechseckstruktur als gute Näherung zurückgegriffen werden [8]. In Abbildung 2.1 ist auch schon eine Kombination unterschiedlich geformter Zellen zu sehen, was eine flexible Gestaltung der Gesamtgitterform ermöglicht.

Abbildung 2.17 zeigt den Anstieg des Normalkraftkoeffizienten in Abhängigkeit von der Machzahl für quadratische, dreieckige und sechseckige Zellen mit gleicher Querschnittsfläche pro Zelle und Zellanzahl. Weder im Unter- noch im Überschall zeigen die unterschiedlichen Zellformen bei gleicher Gesamtquerschnittsfläche A einen signifikanten Unterschied in Bezug auf die Normalkraft und das Gelenkmoment [8]. Die Auftriebsfläche, der Anteil der Zellwände die orthogonal zur Y_b -Achse liegen, scheint somit keinen großen Einfluss auf den Auftrieb zu haben, da sie bei den Sechsecken deutlich geringer ist. Nur im Transschall machen sich wieder besondere Effekte bemerkbar. Der Normalkraftbeiwertsanstieg der Wabenstruktur ist in der Ausgangsstellung $\alpha = 0$ deutlich unter den Werten des Drei- und Viereckgitters [8]. Die Normalkraft steigt im Gegensatz zu dem nicht-linearen Verhalten der beiden anderen Zellformen bei den Sechsecken jedoch konstant an, sodass bei hohen Anstellwinkeln wieder kein wirklicher Unterschied bemerkbar ist [8]. Die Zellform hat folglich nur einen geringen Einfluss auf die aerodynamischen Eigenschaften eines Grid Fins.

2.4.5. Zellgröße

Während die Größe der Querschnittsfläche A als Referenzfläche die Kräfte proportional mit sich verändert, ist der Einfluss der Zellgröße g weniger offensichtlich. Klar sind die Extreme. Entspricht



Quelle: [8]

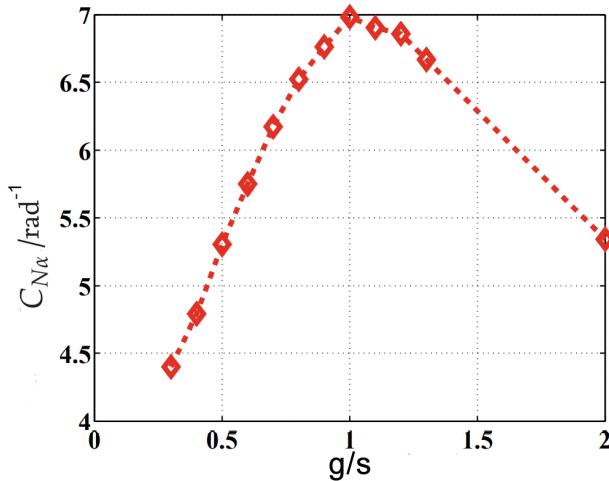
Abbildung 2.17: Anstieg des Normalkraftkoeffizienten über den Anstellwinkel α in Abhängigkeit von der Machzahl für verschiedene Zellformen bei $\alpha = 0$

die Zellgröße der Dimension des gesamten Grid Fins, besteht dieser nur aus einem Rahmen. Somit kann es nur eine minimale Axialkraft geben und auch für die Normalkraft fehlt so gut wie jegliche Wirkfläche. Geht im Gegensatz dazu die Zellgröße g gegen null, wirkt der Grid Fin wie eine planare Ebene senkrecht zur Strömung, die eine sehr große Axialkraft induziert. Auch die Normalkraft ist hier sehr gering, da die Strömung wie bei planaren Finnen unter hohen Anstellwinkeln abreißt. Es ist nun also ein angemessenes Mittelmaß zu finden, dessen Normalkraft, unter Berücksichtigung eines annehmbaren Widerstandes, ein Maximum einnimmt.

Tripathi et al. haben eine rudimentäre Grid Fin-Konstruktion, die Kaskaden Finne, betrachtet. Diese besteht aus mehreren übereinander gestapelten planaren Flächen, die außen mit einer Wand verbunden sind, sodass sich auch hier Zellen bilden. Sie haben das Verhältnis zwischen Sehnenlänge und Abstand der planaren Flächen, was der Zellgröße entspricht, variiert [20], um den Effekt auf die Aerodynamik zu untersuchen.

In Abbildung 2.18 ist der Anstieg des Normalkraftbeiwerts in Abhängigkeit von diesem Verhältnis dargestellt. Für den Unterschall lässt sich somit ein klares Maximum erkennen, welches in diesem Beispiel eintritt, wenn Sehne und Zellabstand den selben Wert annehmen $g = s$.

Die Axialkraft hingegen nimmt mit einem Anstieg des Verhältnisses stetig zu [20], obwohl der Zellabstand konstant gehalten wird und nur die Sehnenlänge variiert. Da jedoch in den von Tripathi et al. durchgeführten Untersuchungen die Breite der planaren Ebenen an die Sehnenlänge gekoppelt ist, wird durch das Verhältnis von steigendem Zellabstand zu Sehnenlänge die durchströmte Querschnittsfläche kleiner. Dies zeigt, dass dem zum Trotz eine kompaktere Struktur mehr Widerstand erzeugt [20]. Der Anstieg des Widerstandes ist auch bei kleinen Verhältnissen größer als die Zunahme an Normalkraft für alle untersuchten Anstellwinkel, sodass das beste Auftrieb-zu-Widerstand-



Quelle: [8]

Abbildung 2.18.: Anstieg des Normalkraftkoeffizienten in Abhängigkeit des Verhältnis zwischen Zellgröße und Sehnenlänge für Kaskaden Finnen bei $Ma_\infty = 0.1176$

Verhältnis bei den niedrigsten Zellgröße zu Sehnenlänge-Verhältnissen auftritt [20].

Es gibt also einen Punkt für den Zellabstand, bei dem das Gitter den größten Normalkraftgradienten zeigt. Spielt bei der Auslegung die Axialkraft jedoch eine Rolle, kann es sein, dass von diesem Wert abgewichen werden muss.

2.5. Bisherige Implementierung

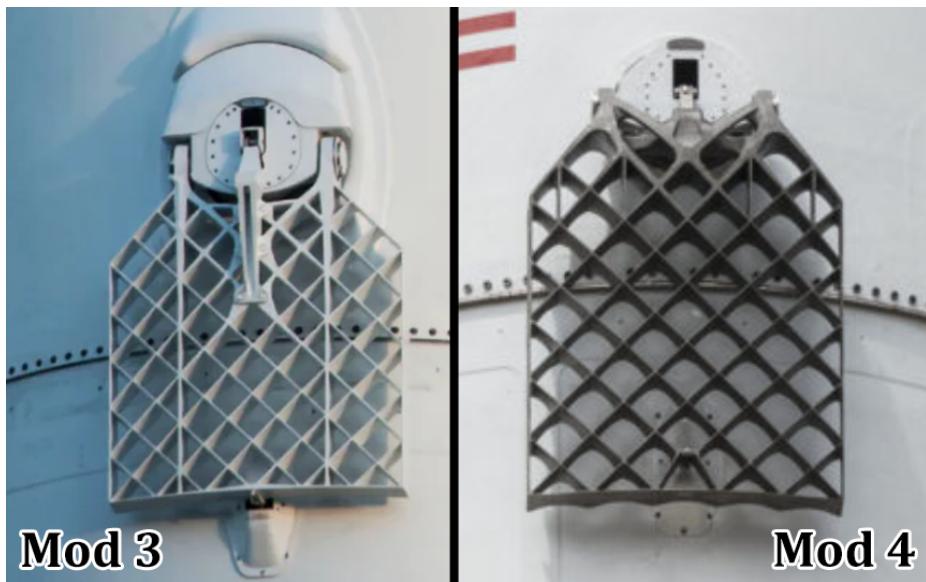
Es wird nun ein Blick auf bisherige Anwendungen von Grid Fins geworfen. Da sie jedoch bisher hauptsächlich für ballistische Raketen verwendet wurden und sich die Anforderungen im Vergleich zur Raumfahrt um einiges unterscheiden können, werden hier nur Beispiele des letzteren betrachtet.

2.5.1. SpaceX Falcon 9 und Starship

SpaceX hat mit der ersten Stufe der Falcon 9 den wohl bekanntesten Vertreter von Grid Fins in der Raumfahrt entwickelt. Diese werden genutzt, um beim Wiedereintritt in die Atmosphäre den Booster aerodynamisch zu steuern.

Abbildung 2.19 zeigt zwei verschiedene Versionen dieser Grid Fins, das ältere Modell 3 (links) und das neuere Modell 4 (rechts). Beide haben insgesamt eine rechteckige Struktur und bestehen aus einem Quadratgitter, das am Rahmen durch Dreiecke ergänzt ist. Die Querschnittsfläche der Wände hat eine einfache Rechteckform mit stumpfen Kanten. Die Finnen lassen sich nach unten ($\Lambda = 90^\circ$) einklappen und haben eine konkave Krümmung. Ihre Einspannung scheint von der Position der Gelenke ähnlich aufgebaut zu sein, sodass sie sich um zwei Freiheitsgrade, den Klapp- und Steuerwinkel, bewegen können. Als Aktuator zur Steuerung um diese zwei Achsen werden hydraulische Pumpen verwendet. Zusätzlich haben beide Versionen an der der Anbringung gegenüberliegenden

Seite einen Mechanismus, der sie in der eingeklappten Position zu halten scheint. Die Wanddicke d der Grid Fins nimmt augenscheinlich mit steigender Entfernung zur Anbringung ab. Bei der älteren Version, Mod 3 in Abbildung 2.19 links zu sehen, ist der Unterschied der rechts zu erkennenden Mod 4, da jene noch zwei zusätzliche Stützstreben besitzt, die sich durch den gesamten Grid Fin ziehen. In dem neueren Modell wurden diese durch einzelne dünne Wände, die die oberen Zellen halbieren, ersetzt. Auch die Verstärkung für den Klappmechanismus konnte beim Mod 4 weggelassen werden. Allgemein weist die Oberfläche der Falcon 9 auf der rechten Seite von Abbildung 2.19 weniger Erhebungen auf und besonders der Festhaltemechanismus nimmt eine neue Position ein, die zur Unregelmäßigkeit im Gitter führt. Bei genauerer Betrachtung ist beim Mod 4 eine wellige Struktur auf der Unterseite, die beim Wiedereintritt zur Strömung zeigt. Diese ist eine abgerundete Variante der lokalen Pfeilung der Zellwände im Berg-Typus. Neben den Veränderungen der Geometrie wurde auch der verwendete Werkstoff mehrmals gewechselt. Während noch die ersten Modelle aus Aluminium bestanden und somit teilweise bei den extremen Missionsbedingungen schmolzen [21], wurden diese später durch hitzebeständigere Titanfinnen ausgetauscht, welche die Wiedereintrittstemperaturen ohne Hitzeschild aushalten, sodass sie laut Elon Musk ohne Aufbereitung eine unbegrenzt Anzahl von Missionen durchführen können [21].



Quelle: SpaceX

Abbildung 2.19.: Grid Fins an der Falcon 9, Version Mod 3 links und Mod 4 rechts

Der Super Heavy Booster für SpaceX's Starship, wie in Abbildung 2.20 zu sehen, soll auch Grid Fins erhalten. Da es noch keine Flüge dieser Erststufe gab (Stand: 21.05.2021), sind noch nicht viele Informationen über die Grid Fins bekannt. Auf ersten von SpaceX veröffentlichten Illustrationen lässt sich jedoch schon eine asymmetrische Sechseckform des Rahmens erkennen. Das Quadratgitter hat dadurch am Rand im Gegensatz zu den Finnen des Falcon 9 Boosters nur unregelmäßige Dreiecke an der Außenkante. Wie auch schon das Mod 4, sollen auch diese eine lokale Pfeilung der Zellwände besitzen.

Die größte Änderung ist wohl die Materialwahl. Hierbei ist die Entscheidung weder auf Aluminium-

um noch Titan gefallen, sondern auf den Edelstahl SS301 oder auch DIN 1.4310 genannt [21]. Dieser rostfreie Stahl hat zwar eine Schmelztemperatur, die unter der von Titan liegt, jedoch sind die mechanischen Eigenschaften sehr ähnlich und es werden sogar Temperaturen von bis zu 840°C im Gegensatz zu den 330°C von Aluminium ausgehalten [21]. Einer der größten Vorteile ist aber von wirtschaftlicher Natur, da Titan das 15- bis 20-fache von diesem Stahl kostet [21]. Auch die Fertigung gestaltet sich mit dem günstigeren Werkstoff einfacher. Während die Grid Fins für die Falcon 9 in einem Stück gegossen und im Nachhinein noch durch trennende Verfahren bearbeitet werden [21], sollen beim Starship die deutlich größeren Grid Fins zusammen geschweißt werden.



Quelle: SpaceX

Abbildung 2.20.: SpaceX's Starship inklusive Super Heavy Booster

2.5.2. Chinas Chang'e

Auch in Chinas Raumfahrtbranche habe Grid Fins ihren Einzug erfahren. Das Bild in Abbildung 2.21 von 2019 zeigt, dass hier die Steuerflächen denen der Falcon 9 wieder deutlich ähnlicher sehen. Neben den offensichtlichen Gemeinsamkeiten sind jedoch die komplexeren Strukturen weggelassen worden. So gibt es zum Beispiel weder Krümmung noch Pfeilung. Des Weiteren scheint die Sehne nahezu doppelt so lang wie die Zellgröße zu sein, im Gegensatz zur Falcon 9 mit einem Verhältnis von circa 1 : 1.



Quelle: China Aerospace Science and Technology Corporation

Abbildung 2.21.: Die Grid Fins der chinesischen Chang'e

2.5.3. Sowjetische Sojus und N-1

Da Grid Fins in der Sowjetunion erstmals entwickelt wurden, ist es kein Wunder, dass sie auch hier Anwendung in der Raumfahrt gefunden haben. So zeigt zum Beispiel Abbildung 2.22 das Notfall-Rettungssystem, mit dem sich die Astronauten an Bord bei Komplikationen von der Sojus Rakete trennen können. Diese Grid Fins beschränken sich hier hauptsächlich auf eine Funktion als Drag Brakes [22]. Ihre Rahmen haben eine quadratische Form, wie auch die Zellen. Analog zu den Grid Fins der Falcon 9 befinden sich außen dreieckige Zellen und es existiert ein Mechanismus, der die Finnen im eingeklappten Zustand hält. Diese befindet sich jedoch hier oberhalb der Anbringung, da bei der sowjetischen Variante die Grid Fins nach oben geklappt sind.



Quelle: NASA

Abbildung 2.22.: Das Sojus Notfall-Rettungssystem mit Grid Fins

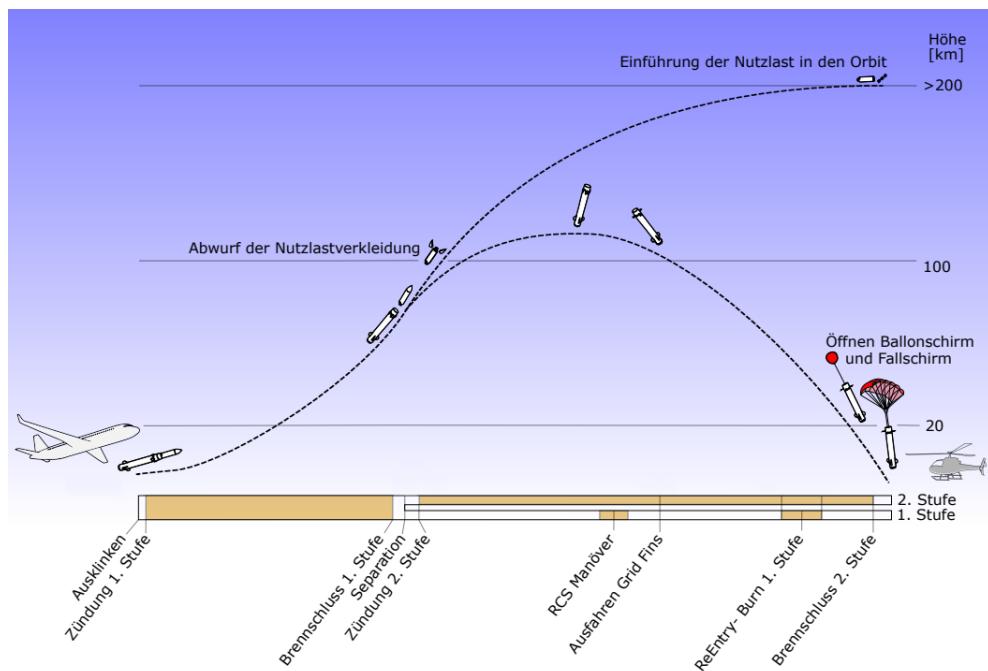
Auch die sovjetische Mondrakete Nositel 1 war mit vier Grid Fins ausgestattet, die sich denen der Sojus sehr ähneln, sodass auf sie hier nicht weiter eingegangen wird.

2.6. Das AirLaunch-System Valkyrie

Um die Anforderungen an eine Grid Fin Aktuatorik definieren zu können, ist eine vorherige Betrachtung der Mission von Nöten. Wie schon in der Einleitung erwähnt, handelt es sich bei der Valkyrie um ein wiederverwendbares, zweistufiges AirLaunch-System. Relevant ist für diese Arbeit nur die erste Stufe, an der die Grid Fins montiert sind. Abbildung 2.23 zeigt die einzelnen Flugphasen der Rakete und wird im Folgenden beschrieben.

Die Rakete wird, an einem Flugzeug des Typs Airbus A320 befestigt, auf eine typische Reisehöhe von 11km gebracht [5]. Dort wird sie von dem Pylon gelöst und nach 3s zünden die Triebwerke der ersten Stufe. Nach einer Brenndauer von 150s werden diese wieder abgeschaltet und 5s später

kommt es zur Separation der beiden Stufen [5]. Während kurze Zeit später die zweite Stufe ihre Triebwerke zündet, um die Nutzlast in den Orbit zu befördern, bewegt sich die erste Stufe ohne weiteren Antrieb auf ihrer suborbitalen Bahn fort. Dabei benutzt sie ihr Reaction Control System (RCS), um die Raketenstufe so zu drehen, dass beim Wiedereintritt die Triebwerke der Anströmung entgegen zeigen. Somit kann ein ungefähr 20s langer ReEntry-Burn durchgeführt werden, der die Fluggeschwindigkeit weit genug abbremst, um die Belastungen beim Wiedereintritt zu reduzieren. Des Weiteren sollen die Triebwerke in der Atmosphäre die Raketenstufe dank ihrer hohen thermischen Belastbarkeit durch aerodynamischen Widerstand weiter abbremsen. Noch vor dem ReEntry-Burn sollen die Grid Fins ausgefahren werden. Diese sorgen während des Fluges durch die Atmosphäre für Stabilität und Steuerbarkeit. Bei einer Höhe von unter 20km und einer Geschwindigkeit $Ma_\infty < 2.0$ wird der Ballonschirm eingesetzt [5]. Dieser bremst die Rakete weiter bis in den Unterschall ab, sodass ein Fallschirm geöffnet werden kann, der wiederum eine Bergung mittels Helikopter und Skyhook ermöglicht.



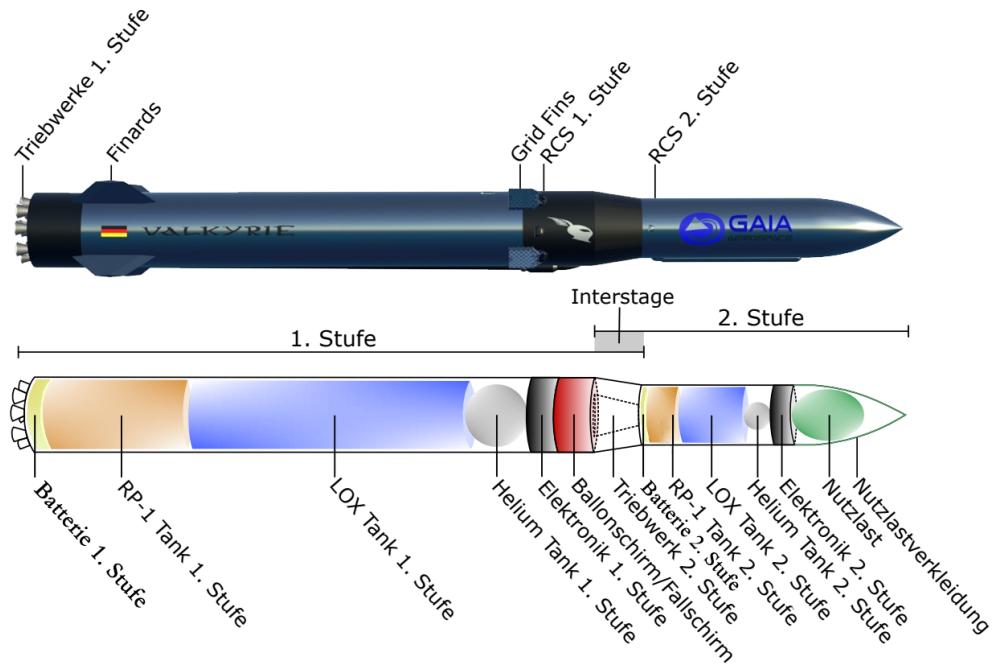
Quelle: [5]

Abbildung 2.23.: Der Ablauf einer Valkyrie Mission

Abbildung 2.24 zeigt die erste Stufe mit 9 ringförmig angeordneten Triebwerken, die aus den darüber befindlichen RP-1- (Rocket Propellant 1) und LOX- (Liquid Oxygen) Tanks gespeist werden. Über diesen Tanks befindet sich ein weiterer Helium-Tank. Dieser sorgt für den Druckausgleich, wenn Treibstoff und Oxidator durch elektrische Pumpen zu den Triebwerken befördert werden, und wird auch für das RCS verwendet. Oberhalb davon befinden sich die Elektronik der ersten Stufe und die beiden Schirme zur Abbremsung beim Wiedereintritt. Es folgt die Interstage und zweite Stufe. In der Nähe der Triebwerke sind vier Finards aus Edelstahl gleichmäßig um den Radius der Rakete verteilt angebracht. Am anderen Ende der ersten Stufe oberhalb der Elektronik befindet sich

das RCS mit seinen vier Pyramidenstümpfen [5], die durch kurze Gasimpulse ein Moment erzeugen, um die Lage der Rakete zu ändern. Auf der gleichen Höhe sollen auch die vier Grid Fins montiert werden.

Die erste Stufe besitzt eine Länge von 7,37 m und einen Durchmesser von 1,1 m. Die Außenhülle soll aus Edelstahl gefertigt werden, somit hätte diese Stufe voll betankt beim Start eine Masse von 5511kg. Zu Beginn des Wiedereintritts hat sie dann nur noch eine Masse von 995 kg, die sich durch den ReEntry-Burn auf die Trockenmasse von 727 kg verringert.



Quelle: GAIA Aerospace

Abbildung 2.24.: Aufbau der Valkyrie

3. Modellentwurf

Nachdem nun alle notwendigen Grundlagen erläutert wurden, wird in diesem Kapitel der Grid Fin samt Aktuatorik entworfen. Hierzu werden zunächst die Anforderungen an das System aufgestellt, um dann auf dieser Basis eine geeignete Wahl der Designvarianten treffen zu können. Zur Übersicht über die verschiedenen technischen Umsetzungsvarianten wird ein morphologischer Kasten zur Hilfe gezogen. Des Weiteren wird in diesem Kapitel die erste Version des Grid Fins in CAD modelliert.

3.1. Systemanforderungen

Zunächst werden also die Anforderungen an das System definiert. Hierbei wird sich hauptsächlich auf eine in Matlab mit Simulink durchgeführte Simulation des gesamten Missionsablauf der Valkyrie und Angaben von GAIA Aerospace bezogen.

3.1.1. Anforderungen an die Aerodynamik

Das Wichtigste ist natürlich, dass die Grid Fins ihre Funktion erfüllen, beim Wiedereintritt einen stabilen Flug zu gewährleisten. Simulationen haben ergeben, dass hierfür ein Beiwertanstieg von $C_{N\alpha} = 0,048/\circ = 2,75/\text{rad}$ und einer Fläche $A = 0,09\text{m}^2$ erforderlich sind. Die zu entwerfenden Finnen sollten also vergleichbare Normalkräfte produzieren können.

Auch wenn die Axialkraft zusätzlich zur Stabilität beiträgt, ist sie weniger wichtig und liegt in den bisherigen Simulationen bei $C_X = 0,1$ für $\text{Ma}_{\infty} = 2.0$ bei einem Anstellwinkel von 0° . Auch wenn ein größerer aerodynamischer Widerstand den Vorteil hat die Triebwerke, beim Bremsen zu entlasten, sollte dies jedoch nicht auf Kosten der Lebensdauer der Grid Fins passieren, weil sonst der Aspekt der Wiederverwendbarkeit eingeschränkt wird. Mehr Widerstand würde des Weiteren eine geringe Gleitzahl zur Folge habe. Da die Grid Fins eventuell dafür genutzt werden sollen dem Auffanghelikopter entgegen zu gleiten, wäre eine möglichst großes Auftrieb-zu-Widerstand-Verhältnis wünschenswert. Außerdem schadet ein hoher Widerstand der Wirtschaftlichkeit, weil die höheren Kräfte starke Belastungen verursachen würden, was wiederum höhere Masse und Kosten der Lagerung und Aktuatoren zur Folge hat.

3.1.2. Leistungsanforderungen

Die Aktuatoren müssen nun gewährleisten, dass die Grid Fins zu jedem Zeitpunkt unter gegebener Last die notwendige Position einnehmen können. Für den Klappwinkel sind die Anforderungen an den Motor und das zugehörige Getriebe also sehr gering. Die Bewegung passiert hier ohne angreifende Kräfte, sodass nur die eigene Trägheit und die Lagerreibung überwunden werden muss. Dabei ist auch keine hohe Drehrate erforderlich, da für dieses Manöver theoretisch der gesamte Zeitraum zwischen Separation und Wiedereintritt zur Verfügung steht. Danach muss nur noch

dafür gesorgt werden, dass die Grid Fins diese Position halten. Die größte Belastung tritt für die Klappwinkelaktuatorik dann auf, wenn der Ballonschirm ausgelöst wird und die Grid Fins an ihrer Einspannung ruckartig herum gerissen werden, was ein unerwünschtes Moment bewirkt. Die aerodynamische Axialkraft wirkt hier zwar helfend entgegen, liegt jedoch eine ganze Größenordnung unter den Trägheitskräften. Der Klappwinkel muss also einmal von $\Lambda = 90^\circ$ zu $\Lambda = 0^\circ$ bewegbar sein und sich dort halten lassen.

Der Aktuator für das Steuergelenk aber muss deutlich höhere Leistungen aufbringen können. Der Steuerwinkel wird während des Wiedereintritts ständig vom Regler verändert, um die gewünschte Orientierung zu erhalten. Somit kommen zu den Trägheits- und Reibungskräften auch noch das aerodynamische Moment, bzw. Steuermoment, hinzu. Wenn auch deutlich größer als die auftretenden Momente beim Klappwinkel, sind sie dennoch im Vergleich zu planaren Finnen noch immer gering, wie in dem vorherigen Kapitel gezeigt wurde. Im Gegensatz zum Klappwinkel spielt hier auch die Drehrate eine wichtige Rolle, da nur wenn die Grid Fins auch schnell genug reagieren, der Flug effizient geregelt werden kann. In der Simulink-Simulation kommt es bei unbeweglichen Grid Fins zu Schwingungen in der aerodynamischen Flugphase mit einer Periodendauern von $\Delta t = 0,73\text{s}$ unter Extrembedingung, wie in Abschnitt 3.1.4 noch zu sehen sein wird. Um diese auszugleichen, muss also auch der Steuerwinkel in der gleichen Zeit aus der Ruhelage ($\delta = 0^\circ$) zum maximalen Ausschlag in die eine Richtung ($\delta = 20^\circ$), dann in die andere ($\delta = -20^\circ$) und wieder zurück bewegt werden.

3.1.3. Anforderungen an die Kosten

Für die Kosten gilt das klare Ziel diese zu minimieren und somit maximale Wirtschaftlichkeit zu erreichen. Somit sollen, so weit es geht, COTS verwendet werden, die keine teure Sonderanfertigung benötigen. Es gilt auch möglichst kleine und leichte Bauteile zu verwenden, dadurch kann doppelt eingespart werden, da zum einen weniger Materialkosten entstehen und zum anderen auf Grund des geringeren Gewichts der Treibstoffverbrauch reduziert und mehr Nutzlast transportiert werden kann.

3.1.4. Thermische und mechanische Anforderungen

Beim Wiedereintritt treten sehr hohe thermische Lasten auf, die sich jedoch schwer im Vorfeld quantifizieren lassen, da sie stark von der Geometrie abhängen und sich nur durch aufwendige CFD-Simulationen bestimmen lassen. Generell gilt für die thermische Belastung, dass umströmte Fläche, besonders an der Vorderkante, einen negativen Effekt hat und die Wärme des durch den Verdichtungsstoß stark erhitzen Fluids aufnimmt. Währenddessen ist ein großes Volumen mit idealer Weise hoher Wärmekapazität vorteilhaft, da dieses die Energie der Außenfläche aufnehmen kann. Dieser Effekt ist am besten bei hoher Wärmeleitfähigkeit nutzbar und sorgt für möglichst geringe Temperaturgradienten, die wiederum auch Eigenspannungen verursachen würden. Am wichtigsten ist jedoch die Schmelztemperatur beziehungsweise die maximale Temperatur, bei der der Werkstoff noch akzeptable mechanische Eigenschaften hat, weil dies schlussendlich bestimmt, wie viel Wärme ausgehalten werden kann.

Für die Stabilität gilt, dass sich die Grid Fins und natürlich auch ihre Aktuatorik nicht plastisches verformen oder gar vollständig versagen dürfen. Dabei ist auch besonders auf das Kriechen zu achten, welches bei einer Kombination von thermischer und mechanischer Belastung, wie sie hier vorliegt, schnell auftreten kann.

Abbildung 3.1 zeigt die für alle vier Grid Fins gleich angreifenden Kräfte im körperfesten System bei einer Mission der Valkyrie, wenn sie durchgehend in der Neutralstellung gehalten und nicht gesteuert oder geregelt werden. Dargestellt sind sowohl die Kräfte in X_b -Richtung (rot), als auch in Y_b - (blau) und Z_b -Richtung (grün) im Zeitintervall von $t = 400\text{s}$ bis $t = 500\text{s}$ nach der Entkoppelung vom Pylon. Während die Axialkraft relativ monoton steigt und fällt, sind die Normalkräfte starken Schwankungen auf Grund der Abwesenheit eines Reglers ausgesetzt.

Es ist zu erkennen, dass bei ungefähr $t = 400\text{s}$ mit einer Machzahl von $Ma \approx 8.0$ bei einer von Höhe 66,5km der Wiedereintritt beginnt und die Kräfte anfangen zu steigen. Diese schwellen schnell auf und der Lastenvektor \vec{F} erreicht seinen Höhpunkt bei

$$\vec{F}(t = 448,5\text{s}) = \begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 487 \text{ N} \\ 70 \text{ N} \\ 220 \text{ N} \end{pmatrix}. \quad (3.1)$$

An dieser Stelle ist der maximale Staudruck "Max Q" bei einer Machzahl von $Ma = 3.7$ auf einer Höhe von 20km erreicht und wird für die Auslegung von entscheidender Bedeutung sein. Danach nehmen alle Kräfte wieder ab, da sich die Geschwindigkeit verlangsamt.

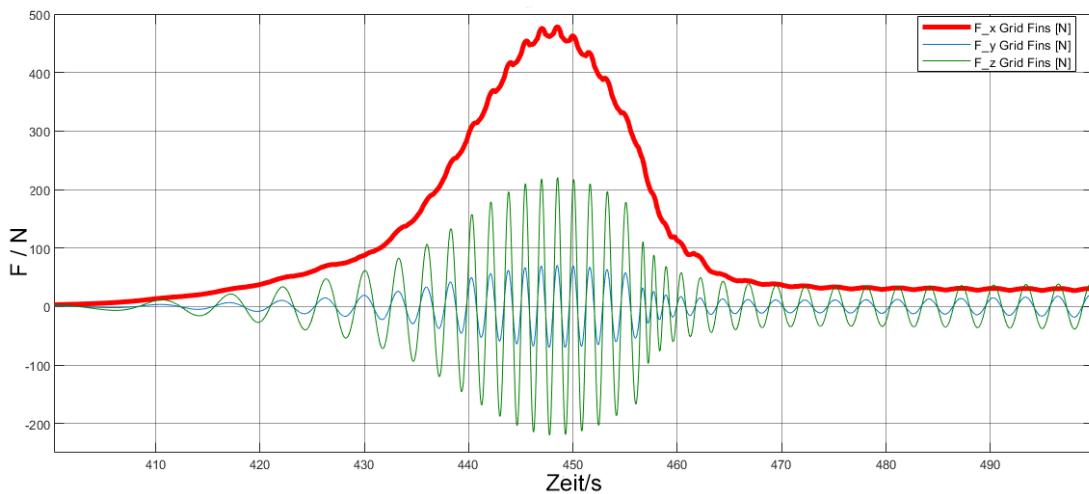


Abbildung 3.1.: Kräfte an den Grid Fins bei konstant gehaltener Neutralstellung

Dies kommt dadurch zustande, dass die Dichte der Umgebungsluft zwar monoton steigt, die Geschwindigkeit aber abnimmt. Diese ist in Abbildung 3.2 für den selben Zeitbereich dargestellt. Am Anfang macht sich die Atmosphäre noch nicht stark bemerkbar, dort steigt sogar die Geschwindigkeit durch die Flugbahn leicht an. Es folgt der ReEntry-Burn, der die Rakete von $\dot{U}_\infty \approx 2.500\text{m/s}$ auf etwas über 1.500m/s abbremst. Danach lässt sich der Widerstand in der Atmosphäre an dem weiteren Abfallen der Fluggeschwindigkeit erkennen, deren Zeit mit den Kräften in Abbildung 3.1 übereinstimmt. Diese Reduzierung der Geschwindigkeit erklärt die Abnahme der aerodynamischen

Kräfte an den Grid Fins. Bei ungefähr $t = 456\text{s}$ ist ein Knick in der Geschwindigkeitskurve zu erkennen, der den Zeitpunkt markiert, an dem eine Machzahl von 2 unterschritten wird, sodass der Ballute auslöst. Dies mindert die Geschwindigkeit weiter drastisch ab, damit sich der Gleitschirm sicher öffnen kann. Der Zeitraum nach dem Öffnen des Ballonschirm ist für die Auslegung der Grid Fins uninteressant.

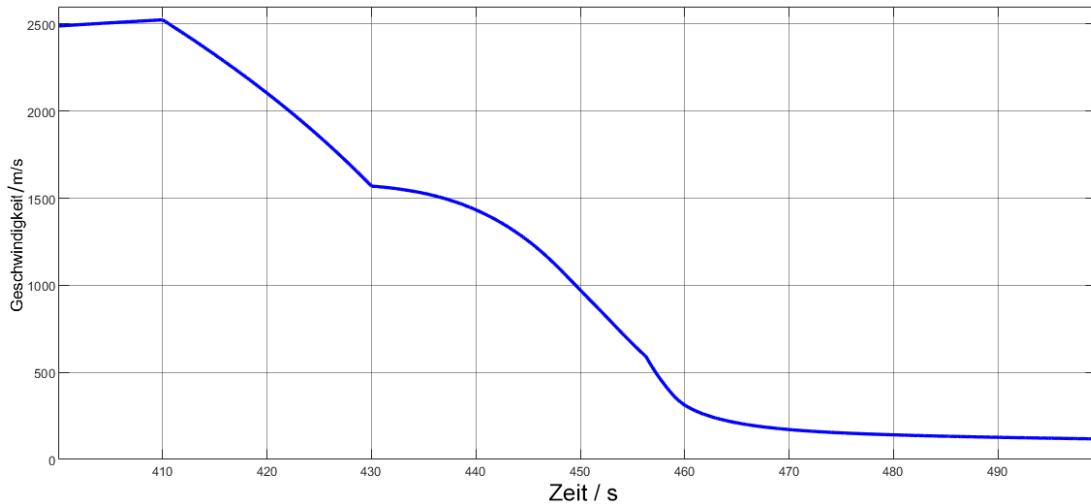


Abbildung 3.2.: Fluggeschwindigkeit bei konstant gehaltener Neutralstellung

Dies war nun aber nur ein standardmäßiger Missionsablauf, der den Grid Fins nicht viel abverlangt. Für die Auslegung müssen jedoch auch die Worst-Case-Szenarien berücksichtigt werden. Dazu zählt zum einem ein Ausschlag des Steuerwinkels, wodurch zum einen deutlich höhere Normalkräfte zu Stande kommen, aber auch die Axialkräfte deutlich ansteigen. Des Weiteren ist der Fall zu betrachten, dass der ReEntry-Burn ausfällt, beziehungsweise bewusst weggelassen wird, um die Wirtschaftlichkeit durch geringere Treibstoffmitnahme zu maximieren. In dem Fall würde die Raketenstufe mit deutlich höherer Geschwindigkeit in die Atmosphäre eintauchen, was zu enormen Belastungen führt.

Zu dem maximalen Lastfall kommt es, wenn kein ReEntry-Burn stattfindet und alle Grid Fins um $\delta = \pm 10^\circ$ ausgeschlagen sind. Die Finnen befinden sich dabei in x-Formation und der Ausschlag ist so ausgerichtet, dass ein Moment erzeugt wird, das den Nickwinkel verringert. Die Kräfte im körperfesten Koordinatensystem, die in diesem Fall von den Grid Fins ausgehalten werden müssen, sind für die gegenüberliegenden identisch. Abbildung 3.3 zeigt die Kräfte an einem der Grid Fins. Während der Widerstand nur leicht ansteigt, nehmen die Normalkräfte sehr hohe Werte an, wie der Kraftvektor

$$\vec{F}_b(t = 440,7\text{s}) = \begin{pmatrix} 817 \text{ N} \\ -6.530 \text{ N} \\ -6.183 \text{ N} \end{pmatrix} \quad (3.2)$$

zeigt. Um den nun wirklich am Grid Fin angreifenden Lastfall zu erhalten, müssen diese Kräfte noch entsprechend transformiert werden. Zu erkennen ist außerdem, dass der Wiedereintritt hochfrequenten Schwingungen auslöst, die Amplituden von bis zu $\Delta F_z = 3.194\text{N}$ besitzen. Wird

nun aber davon ausgegangen, dass eine funktionstüchtige Regelung existiert, so kann diese Schwingung ausgeglichen werden und es käme ein Kraftvektor mit den folgenden Mittelwerten zu Stande:

$$\vec{F}_{b,1,\text{geregelt}}(t = 440,7\text{s}) = \begin{pmatrix} 572 \text{ N} \\ -6.415 \text{ N} \\ -4.995 \text{ N} \end{pmatrix} \quad (3.3)$$

$$\vec{F}_{b,2,\text{geregelt}}(t = 440,7\text{s}) = \begin{pmatrix} 568 \text{ N} \\ 6.415 \text{ N} \\ -5.030 \text{ N} \end{pmatrix} \quad (3.4)$$

Die 1 steht dabei für die Kräfte an den Grid Fins D₁ und R₂ und die 2 für R₁ und D₂. Der Moment, in dem eine Machzahl von $Ma_{\infty} = 2$ erreicht wird und der Ballonschirm auslöst, ist zwar auch in Abbildung 3.3 deutlich erkennbar, da die Raketenstufe in zu diesem Zeitpunkt plötzlich herumgerissen wird, kann jedoch im Vergleich zu den Kräften bei "Max Q" vernachlässigt werden.

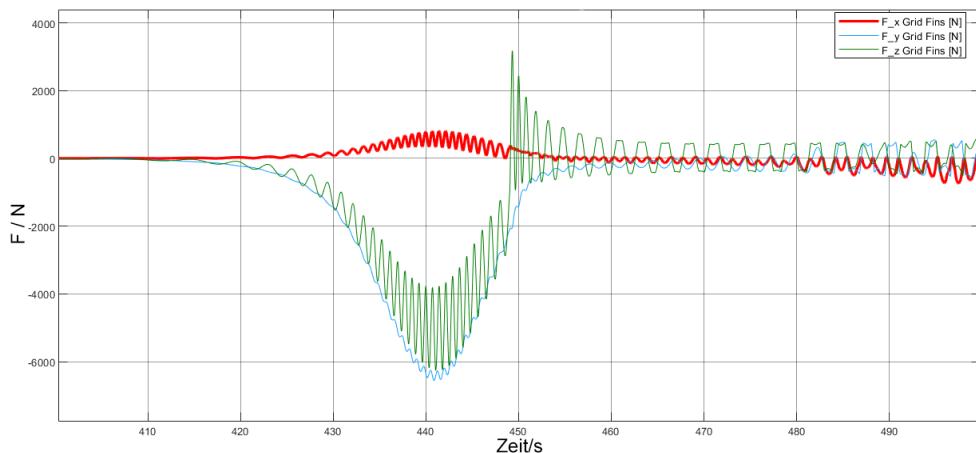


Abbildung 3.3.: Kräfte am Grid Fin R₁ beim maximalen Lastfall

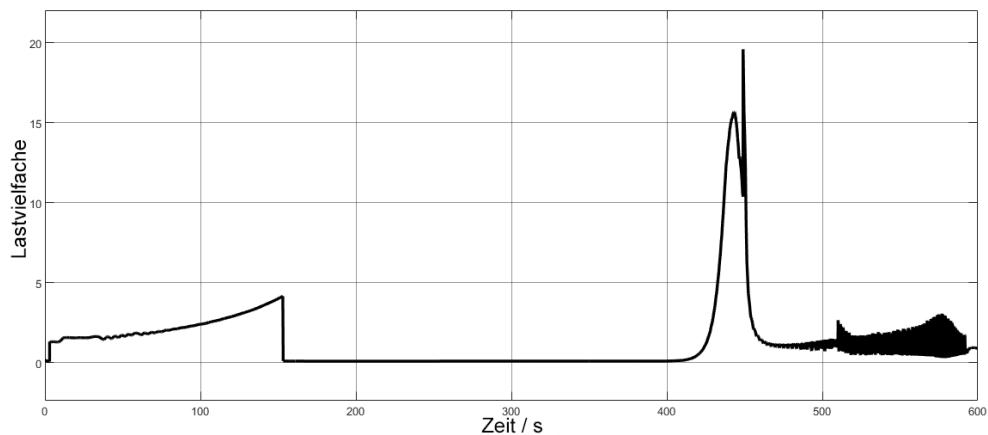


Abbildung 3.4.: Lastvielfache der ersten Stufe in x-Richtung über gesamten Missionsverlauf beim maximalen Lastfall

Was nicht zu vernachlässigen ist, sind die Trägheitskräfte, die dabei entstehen. Die Grid Fins werden an ihrer Einspannung schlagartig, wenn auch nur kurzzeitig, belastet. Abbildung 3.4 zeigt, dass, auch wenn schon beim ReEntry-Burn und durch den aerodynamischen Widerstand hohe Lastvielfache auftreten, die Beschleunigung von fast $20|\vec{g}|$ bei der Abbremsung durch den Ballonschirm der kritischste Moment in Hinblick auf die Trägheitskraft ist.

3.1.5. Geometrische Anforderungen

Die Hauptmaße der Grid Fins sind hauptsächlich durch die Fertigung begrenzt. Ein Grid Fin soll also in einen entsprechenden 3D-Drucker mit den Maßen $300 \times 300 \times 400 \text{ mm}^3$ passen. Für die Größe und Anordnung der Aktuatorik ist darauf zu achten, dass für alle vier Grid Fins jeweils zwei Motoren mit ihren zugehörigen Getrieben in den Raketendurchmesser von 1,10 m passen müssen. Es ist des Weiteren eine Maximalhöhe von 0,15 m vorgesehen, die nicht überschritten werden darf. Dieser Raum darf aber auch nicht vollständig gefüllt werden, da die Bordelektronik in diesem Bereich auch Platz finden muss.

3.2. Morphologische Kästen

Um eine Übersicht über die verschiedenen Designmöglichkeiten zu haben, werden an dieser Stelle zwei morphologische Kästen, jeweils einen für das Design des Grid Fins und die Gestaltungsmöglichkeiten der Aktuatorik, eingeführt. Für fünf Designentscheidungen des Grid Fins sind hier unterschiedliche Teillösungen aufgelistet.

3.2.1. Morphologischer Kasten des Grid Fins

Ganz links sind drei mögliche Zellformen gegeben. Es besteht die Wahl zwischen quadratischen, dreieckigen und sechseckigen Geometrien. Hierbei sei aber wieder zu berücksichtigen, dass es auch zu einer Mischung mehrerer Formen kommen kann und besonders am Rand durch den Rahmen die Zellen ungleichmäßig verkleinert werden können.

Für die Form des gesamten Gitters stehen auch drei unterschiedliche Optionen zur Auswahl: Rechteck, Diamant oder auch eine dem Insektenflügel nachempfundene Struktur. Da jedoch die Maße noch nicht festgelegt sind, kann die ersten der beiden Formen auch noch zum Quadrat werden. Des Weiteren kann es sein, dass die Geometrie an der einen Seite für die Anbringung noch angepasst wird.

Die größte Auswahl bietet sich bei den Wandquerschnittsformen. Rechteckig, abgerundet, beidseitig und einseitig spitzt, trapezförmig und dreieckig sind die sechs Optionen, die es hier gibt. Der Wandquerschnitt muss nicht überall die gleiche Form besitzen. So kann es sein, dass das Gitter eine andere Form erhält als der Rahmen. Die unteren beiden Formen sind zum Beispiel asymmetrisch, sodass sie nur für die Umrandung der Grid Fins in Frage kommen.

Als viertes wird die Fragestellung einer Krümmung gezeigt. Neben einem flachen Design kann der Grid Fin entweder zur Strömung hin konvex oder konkav gekrümmmt sein. Dies ist von Bedeutung, wenn der Grid Fin in die eine oder andere Richtung geklappt und an den Körper angelegt werden soll.

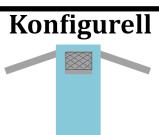
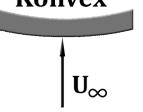
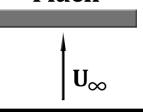
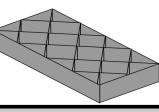
Zellform	Gitterform	Wandquerschnittsform	Krümmung	Pfeilung
Quadrat	Rechteck	Rechteck	Konkav 	Konfigurell 
Dreieck	Diamant	Abgerundet	Konvex 	Gitter 
Sechseck	Insektenflügel	Beidseitig spitz	Flach 	Lokal 
		Einseitig spitz		Keine 
		Trapez		
		Dreieck		

Abbildung 3.5.: Morphologischer Kasten für die Grid Fins

Im Grundlagenkapitel wurden drei verschiedene Arten der Pfeilung eines Grid Fins gezeigt. Da sie sich grundsätzlich unterschiedlich implementieren lassen, können sie theoretisch sogar in Kombination gewählt werden. Der Pfeilungswinkel ist für die Varianten noch frei wählbar und auch negative Winkel, also Vorwärtspfeilung, ist denkbar. Für die lokale Pfeilung ist eine Unterscheidung zwischen Vorwärts- und Rückwärtspfeilung nicht sinnvoll, stattdessen gibt es hier aber den Berg- und Tal-Typus. Wichtig ist noch anzumerken, dass die konfigurelle Pfeilung keinen direkten Einfluss auf das Design der Grid Fins an sich hat, sondern sich durch den Bewegungsspielraum der Aktuatorik umsetzen lässt.

Es gibt jedoch noch weitere Designentscheidungen, die sich nicht in einem morphologischen Kasten pragmatisch darstellen lassen. So müssen zum einen noch die Dimensionen des Moduls und Lage der Aktuatoren in der Rakete definiert werden. Zum anderen stellt sich die Frage, welche Zellgröße g und Wandstärke d an welcher Stelle gewählt wird. Es besteht auch noch die Möglichkeit die Grid Fins mit zusätzlichen Features auszustatten. Eine Option wären hier zusätzliche Stützstreben oder sogar durch die additive Fertigung ermöglichte, in das Material integrierte Strukturen, wie zum Beispiel Kühlkanäle oder Drucksensoren.

3.2.2. Morphologischer Kasten der Aktuatorik

Für den Entwurf der Aktuatorik wird ein zweiter morphologischer Kasten zur Hilfe genommen. Dieser ist in Abbildung 3.6 zu sehen und zeigt drei verschiedenen Designkategorien. Da die Grid Fins zwei unabhängige Freiheitsgrade haben, können für den Steuer- und Klappwinkel separat unterschiedliche Lösungen aus dem morphologischen Kasten gewählt werden.

Motor	Elektromotor		Hydraulik	Pneumatik		
	linear	rotation				
Getriebe	Zahnradgetriebe				hydro-statisches Getriebe	hydro-dynamisches Getriebe
	Stirnrad	Kegel	Schrauben	Schnecke		
Lager	Wälzlager					Gleitlager
	Kugel	Zylinder	Kegel	Pendelrollen	Nadel	

Abbildung 3.6.: Morphologischer Kasten für die Grid Fin Aktuatorik

Eine wichtige Designentscheidung ist der Aktuator, da er bestimmt, was als Energiequelle genutzt wird, und hat somit einen großen Einfluss auf Gewicht und Kosten. Eine Möglichkeit ist die elektrische Energie zu nutzen und diese mit einem Elektromotor direkt die mechanische Arbeit verrichten zu lassen. Hierbei muss noch die Wahl getroffen werden, ein linearer oder rotatorischer Motor vorgezogen werden soll. Alternativ kann auch ein hydraulisches oder gar pneumatisches System verwendet werden. Da Grid Fins zwei Freiheitsgrade haben, können diese über unterschiedliche Aktuatoren, die auch unterschiedlicher Art sein können, bewegt werden. Also muss in diesem Punkt für beide Rotationen einzeln entschieden werden.

Über ein Getriebe wird die Leistung des Aktuators auf die Grid Fins übertragen, um mehr Spielraum für Kraft, Moment, Drehzahl und Orientierung des Aktuators zu gewährleisten. Eine Möglichkeit bietet das klassische Zahnradgetriebe. Viele Paarungen wie Stirn-, Kegel-, Schrauben- oder Schneckenräder sind denkbar. Kräfte und die zugehörige Bewegungsgeschwindigkeit lassen sich auch durch hydrostatische Getriebe beeinflussen. Momente und Drehzahlen können durch hydrodynamische Getriebe verändert werden. Generell sind durch Kombinationen beliebig komplexe Systeme möglich.

Als letztes beschäftigt sich der morphologische Kasten in Abbildung 3.6 mit der Lagerung. Hierbei wird generell zwischen den Wälz- und Gleitlagern unterschieden. Beide bieten jedoch noch mehr Entscheidungsfreiheiten. So gibt es einige unterschiedliche Wälzkörper wie Kugeln, Zylinder, Kegel oder Pendelrollen. Auch Gleitlagern können weiter zu statischen und dynamischen unterteilt werden, je nach Art der Schmierfilmdruckerzeugung.

3.3. Modellierung des Grid Fins

Nun kann mit Hilfe des morphologischen Kastens der Grid Fin modelliert werden, sodass alle Anforderungen bestmöglich erfüllt werden. Bevor jedoch die Designoptionen aus Abbildung 3.5 gegeneinander abgewogen werden, wird das Material, aus dem der Grid Fin gefertigt werden soll, bestimmt. Danach werden die einzelnen Parameter festgelegt, um eine anschließende Implementierung in CAD zu ermöglichen.

3.3.1. Materialwahl

Es stehen vier verschiedene Werkstoffe zur Auswahl, die sowohl für die Raumfahrt, als auch additive Fertigung in Frage kommen: Edelstahl, Nickel- (Inconel), Aluminium- und Titanlegierungen. Tabelle A.1 im Anhang zeigt Vertreter dieser Werkstoffgruppen, wie sie vom 3D-Druck-Anbieter EOS benutzt werden, und vergleicht ihre Eigenschaften. Die vielversprechendsten Vertreter der jeweiligen Werkstoffgruppen, oder jede zu denen genügend Daten vorliegen, sind zusätzlich der Übersicht halber ein weiteres Mal in Tabelle 3.1 dargestellt.

Tabelle 3.1.: Vergleichsdaten der unterschiedlichen Werkstoffe (Auswahl)

(Preise in Bezug auf ein 100 mm³ Modell, vgl. Abbildung A.1)

Werkstoff	Bezeichnung	$\rho / \text{kg cm}^3$	$R_{p,0.2} / \text{MPa}$	$R_{\text{spez.}} / \text{Nm/g}$	Preis/€	$T_{E,\text{max}} / ^\circ\text{C}$	$T_{\text{Schmelz}} / ^\circ\text{C}$
Aluminium	AlSi10Mg	2,57	230-270	89,5	1.508,93	530	557
Edelstahl	1.4542	7,79	861-861	110,5	2.559,27	550	1400
Inconel	IN 718	8,15	1140-1245	140,5	2.597,71	700	1260
Titan	TiAl6V4	4,41	1120-1140	254,0	3.085,12	>700	1630

Quellen: [23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 31]

Eine wichtige Eigenschaft ist natürlich die Dichte ρ . Hier liegen die Aluminiumlegierungen ganz klar vorne mit nur 2,57 g/cm³, aber auch Titan bietet vergleichsweise gute Werte. Die Edelstähle und Nickellegierungen hingegen sind deutlich schwerer, was wiederum zu einer geringeren Wirtschaftlichkeit der Rakete führen würde, da die Masse stattdessen als Nutzlast genutzt werden könnte. Die Dichte alleine ist jedoch nicht sehr aussagekräftig, da bei geringerer Festigkeit auch dickere Strukturen benötigt werden. So zeigt Tabelle A.1 zusätzlich die Streckgrenze $R_{p,0.2}$. Pro Werkstoff sind hier zwei Werte angegeben, da durch die additive Fertigung die Homogenität verloren geht, sodass die Festigkeit in den Schichten höher ist als senkrecht zu ihnen. Unter den hier ausgewählten Materialien hat nur Edelstahl vernachlässigbare Inhomogenitäten. Die Werte sind in Tabelle 3.1 alle für Werkstücke direkt nach der Fertigung, außer beim Inconel. Mit einer thermischen Nachbearbeitung können die Streckgrenzen noch etwas erhöht und die Inhomogenitäten abgeschwächt werden, was den hohen Wert von Inconel erklärt. Es zeigt sich, dass die Festigkeiten der Materialien weit auseinander gehen. So kann zum Beispiel Aluminium fast nur 20% der maximalen Belastung von Titan aushalten. Um nun die beiden Aspekte der Dichte und Streckgrenze miteinander zu verbinden, wird die spezifische Festigkeit $R_{\text{spez.}} = \frac{R_{p,0.2}}{\rho}$, also die Streckgrenze im Bezug auf die Masse, eingeführt. Es wurde der untere Wert der Streckgrenze verwendet, -wenn verfügbar- ohne Wärmebehandlung. Hier hebt sich Titan mit $R_{\text{spez.}} = 254 \text{ Nm/g}$ klar von den anderen ab, während

Aluminium trotz der geringen Dichte von den anderen Werkstoffgruppen größtenteils übertroffen wird. Es sei auch anzumerken, dass der Vorsprung von Inconel über den Edelstählen auf die Verwendung der Materialwerte bei Wärmebehandlung zurück zu führen sind. Wird mit der spezifische Festigkeit des in diesem Kapitel dargestellten Stahls 1.4542 inklusive Wärmebehandlung gerechnet, so ergibt sich einen noch besseren Wert von $R_{\text{spez.}} = 162,0 \text{ Nm/g}$. Die Materialwerte von Titan scheinen sich zwar nicht groß durch eine Wärmebehandlung zu ändern, jedoch ist der Werkstoff in dieser Bewertungskategorie dank der geringen Dichte noch immer deutlich überlegen.

Auch wenn die Maximierung der spezifischen Festigkeit und somit eine Minimierung der Masse eine Senkung der Kosten zur Folge hat, ist der Materialpreis nicht zu vernachlässigen. Es lässt sich zwar kein genauer kg-Preis festlegen, da die entstehenden Kosten am Ende von der genauen Geometrie des Bauteils abhängen, dennoch kann eine qualitative Einordnung der verschiedenen Materialien vorgenommen werden. Hierzu wurden von der Rapidobject GmbH für die Fertigung eines Grid Fins Modells ($V \approx 100\text{mm}^3$) mit verschiedenen Materialien Preisvorschläge erstellt. Dieses Modell ist etwas kleiner als das spätere Endprodukt und auch die Geometrie steht noch nicht fest. Es zeigt dennoch gut die preislichen Unterschiede der Werkstoffe. So hat zum Beispiel Aluminium mit nur gerundet 1.509€ die mit Abstand geringsten Kosten, während Titan das doppelte kostet. Edelstahl und Inconel liegen beide eng aneinander dazwischen.

Nicht nur die mechanische Belastbarkeit der Materialien ist entscheidend, sondern natürlich auch die thermische, um die extremen Temperaturen des Wiedereintritts zu überstehen. Hierfür muss ein Blick auf die maximale Einsatztemperatur $T_{E,\max}$ geworfen werden. Dies ist die Temperatur, bei deren Überschreitung die mechanischen Eigenschaften des Werkstoffs stark abnehmen, sodass nicht mehr das volle Potenzial genutzt werden kann. Aus Mangel an Daten wurde jedoch für Titan hier die Temperatur, bei der Warmumformung stattfindet, verwendet. Bei dieser Temperatur sind die Metalle weich genug, um sie verarbeiten zu können. Die wahre maximale Einsatztemperatur sollte also etwas niedriger liegen. Diese darf jedoch nur nicht langfristig überschritten werden, sodass bei der kurzen Wiedereintrittsphase auch höhere Temperaturen auftreten können, ohne zum Versagen zu führen. Ein Blick auf andere Raketen, wie zum Beispiel die Falcon 9, zeigt, dass Grid Fins aus Titan und Edelstahl in diesem Fall den Bedingungen standhalten, während es bei Aluminium Grid Fins zum Verlust der Form kommen kann. Um also eine bessere Vergleichbarkeit zu erreichen, wurde zusätzlich auch noch die Schmelztemperatur aufgelistet.

Aluminiumlegierungen zeigen bei der thermischen Belastbarkeit sehr große Schwäche, was sie für diese Anwendung zu ungünstigen Kandidaten macht. Die Titanlegierungen hingegen haben zwar mit einer extrem hohen spezifischen Festigkeit $R_{\text{spez.}}$ ein exzellentes Leichtbaupotenzial und auch ihre ertragbaren Temperatur sind unschlagbar, sodass sie eigentlich ideale Kandidaten als Werkstoff für Grid Fins sind. Titan hat jedoch einen enormen Nachteil, was den Preis betrifft. Für einen kleinen Microlaucher, der sich gegenüber vielen Konurrenten durchsetzen muss, ist der hohe Preis ein sehr großer Faktor, der Titan als Material disqualifiziert. Stellt sich jedoch während der späteren Analysen heraus, dass das die geringer Dichte im Endeffekt zu höheren Kosteneinsparungen führt, sollte diese Wahl noch einmal bedacht werden. Edelstahl und Inconel hingegen überzeugen mit ähnlichen Werten, so ist der Preis für diese beiden Werkstoffe beinahe identisch. Wird

für beide Materialien der wärmebehandelte Zustand betrachtet, hat der Edelstahl 1.4542 zwar einen höheren Wert, die maximale Einsatztemperatur $T_{E,\max}$ ist nach Angaben der Rapidobject GmbH für Inconel 718 höher [24]. Da jedoch die Schmelztemperaturen auf ähnlich hohem Niveau liegen und Anwendungsbeispiele wie die Grid Fins der Falcon 9 zeigen, dass die Einsatztemperatur von Edelstahl hoch genug liegt, sind die $\Delta R_{\text{spez.}} = 21,5 \text{ Nm/g}$ ein wichtiger Vorteil. Die Grid Fins werden folglich aus **Edelstahl 1.4542** hergestellt.

3.3.2. Gitterdesign

Für das Design des Gitters wird eine Auswahl der einzelnen Komponenten aus dem morphologische Kasten in Abbildung 3.5 getroffen.

Als erster Punkt werden dort verschiedene Zellformen dargestellt. Wie im Grundlagenkapitel in Abschnitt 2.4.4 dargelegt, hat die Zellform so gut wie keinen Einfluss auf die Aerodynamik. Nur im Transsonnenschall erzeugt die Wabenstruktur weniger Normalkraft. Dies kann jedoch vernachlässigt werden, da nur Machzahlen $Ma_\infty > 2$ relevant sind, weil unterhalb der Ballute auslöst und die Grid Fins nicht mehr relevant sind. Bei traditionellen Fertigungsverfahren ist es in den meisten Fällen einfacher und somit günstiger die Struktur aus geraden Elementen zu fertigen. Bei der additiven Herstellung ist dieser Aspekt jedoch irrelevant, sodass nur die strukturmechanischen Eigenschaften der Zellform von Bedeutung sind. Da in den meisten Fällen **viereckige Zellen** mit maximal **dreieckigen Seitenelementen** benutzt wurden, wird auch diese praxiserprobte Variante gewählt. Zudem gibt es hierzu die meisten Daten, was die Wahrscheinlichkeit von unerwartetem Verhalten minimiert.

Auch für die Gitterform gibt es unterschiedliche Möglichkeiten. Da jedoch keine Studien über ihren Einfluss auf die erzeugbaren Kräfte existieren, muss auch hier in anderer Hinsicht argumentiert werden. Um den rechteckigen Raum eines 3D-Drucker ideal zu nutzen, bietet sich auch eine rechteckige Gitterform an. Dies ermöglicht eventuell einen kleineren Drucker zu nutzen und somit Fertigungskosten einzusparen. Auch auf diese Form lässt sich die Zusitzung des Grid Fins, wie sie bei den anderen beiden Varianten zu sehen ist anwenden, um einen besseren Kraftfluss zu ermöglichen. Somit fällt die Wahl auf ein **Rechteckgitter mit Zusitzung zur Einspannung hin**.

Die Wandquerschnittsform hat im Gegensatz zu den anderen beiden bisherigen Aspekten einen großen Einfluss auf die Aerodynamik oder genauer gesagt den Widerstand. Dieser Effekt wurde im Grundlagenkapitel in Abschnitt 2.4.3 behandelt. Auch wenn Widerstand nicht zwangsläufig negativ zu bewerten ist, da die Rakete so beim Wiedereintritt stärker abgebremst wird, bedeutet mehr Widerstand auch mehr Belastung. Dies bewirkt eine kürzere Lebensdauer beziehungsweise schwerere Grid Fins. Der Mehraufwand von komplexeren Querschnittsformen fällt durch die additive Fertigung auch weg. So wird wegen des geringeren Widerstands eine **beidseitig spitze** Form des **Gitters** gewählt. Für den **Rahmen** wird die **Trapezform** verwendet, da die Außenkante flach sein kann. Es wurde sich gegen die Dreiecksform entschieden, obwohl sie den geringsten Widerstand liefert, da weniger Material außen ist und somit schlechter Biegemomente um eine horizontale Achse aufgenommen werden können. Des Weiteren ist der Effekt auf die Normalkraft, wenn nur angeschrägte

Flächen existieren, unbekannt.

Auch die Krümmung hat wieder einen vernachlässigbar kleinen Einfluss auf die Aerodynamik von Grid Fins. Durch die additive Fertigung im 3D-Drucker ist auch kein zusätzlicher Aufwand damit verbunden. Um beim Wiedereintritt den Grid Fin nicht gegen die Widerstandskraft halten zu müssen, soll er zum Triebwerk hin an den Rumpf angelegt werden. Somit wird der Grid Fin mit einer zur Anströmung **konkaven Krümmung** modelliert.

Mit einer Pfeilung lassen sich nun wiederum die wirkenden Axialkräfte verändern. Die konfigurelle Pfeilung lässt diese Kräfte um bis zu das 4-fache ansteigen. Dies würde zu einer deutlich stärkeren Belastung führen, wodurch der Grid Fin stabiler und somit schwerer und unwirtschaftlicher wird. Sollte nun hingegen eine verstellbare konfigurelle Pfeilung implementiert werden, so steigen die Anforderungen an den Aktuator wieder deutlich an. Dies würde zu einer deutlichen Kostensteigerung führen ohne signifikante Vorteile, da der restliche Körper noch immer deutlich größere Anteile im Bezug auf den aerodynamischen Widerstand liefert. Somit wird eine Pfeilung der Konfiguration an dieser Stelle ausgeschlossen.

Die Pfeilung des Gitters ist wiederum nicht mit der Krümmung verträglich. Das bessere Anlegen des Grid Fins an die Außenhülle der Rakete ist an dieser Stelle der Widerstandsreduzierung einer solchen Pfeilung vorzuziehen.

Bleibt nun also nur noch die lokale Pfeilung, welche keinen Einfluss auf andere Designparameter hat. Auf der Außenseite, beziehungsweise der Strömung zugewandten Seite, kommt sie jedoch auch nicht in Frage, da sie im eingeklappten Zustand beim Raketenstart in die Strömung ragt und somit zusätzlichen Widerstand verursachen würde. Auf der **luv-Seite** hingegen ist die **lokale Pfeilung** eine gute Möglichkeit der Widerstandsreduzierung und wird deswegen implementiert. Die wohl bekannteste Verwendung der lokalen Pfeilung befindet sich an den Grid Fins der Falcon 9, welche den Berg-Typus verwendet. Die Analysen von Guyot und Schülein [18] zeigen zwar, dass, auch wenn beide Varianten den gleichen Widerstandsvorteil haben, die aerodynamische Güte beim Tal-Typus jedoch höher ist. Da die Grid Fins von SpaceX aber auch keine spitze Vorderkante haben, würden bei ihnen eine lokale Pfeilung des Tal-Typus an den Schnittstellen zu einer Art Sackgasse für die Strömung führen, was einen großen Widerstand bewirkt. Da bei diesem Grid Fin die Gitterwände einen doppel-spitzen Wandquerschnitt haben, wie es auch bei den Untersuchungen von Guyot und Schülein der Fall war, wird hier zunächst der **Tal-Typus** bevorzugt. Da die größten Bedenken hier die Stabilität der Zacken betreffen, die sich im Gegenteil zum Berg-Typus nicht gegenseitig stützen und es zu den schwächsten Stellen der Wände an den Kreuzungen kommt, kann es sein, dass nach der FEM-Analyse der Berg-Typus als praktikabler herausstellt, sodass vorerst beide Varianten modelliert werden.

3.3.3. Festlegung des Modelldesigns

Nun, da das Design feststeht, muss nur noch die Größe der einzelnen Parameter festgelegt werden. Die Größe der Querschnittsfläche A ist abhängig von der Auftriebserzeugung, die gewährleistet werden soll. Aus der Simulation ist bekannt, dass ungefähr

$$A \cdot C_{N\alpha} = 0,00432 \text{ m}^2 / ^\circ \quad (3.5)$$

bei einer Machzahl von $Ma_\infty = 2.0$ und $\alpha = 0^\circ$ gelten soll. Da die einzelnen Modellierungsparameter hauptsächlich einen Einfluss auf den Widerstand und nicht die Normalkraft haben, wird von einem ähnlichen Wert von $C_{N\alpha}$ ausgegangen, sodass auch eine Fläche von $A = 0,9\text{m}^2$ benötigt wird.

Das Verhältnis von Zellgröße zur Sehnenlänge kann jedoch den Auftriebsbeiwert verändern. Da aber nur Studien zum niedrigen Unterschall, bei denen ein Maximum bei gleicher Länge dieser beiden Parameter erreicht wird, wird hier ein Blick auf die bisher verwendeten Grid Fins geworfen. Wie Abbildung 1.2 zu erkennen gibt verwendet SpaceX bei seiner Falcon 9 auch ein Verhältnis von ungefähr 1:1, während Chinas Chang'e eine etwas kleinere Zellgröße zu besitzen scheint (vgl. Abbildung 2.21). Da jedoch die Grid Fins in den meisten Studien die gleiche Zellgröße wie Sehnenlänge haben, lässt dies vermuten, dass sie auch im Überschall dadurch die höchsten Normalkraftwerte erzeugt können. Also wird auch hier dieses Verhältnis verwendet und der Wert $C_{N\alpha}$ und somit auch die Fläche müssen nicht verändert werden. Nun wird aus gängigen Werten für die Sehnen ein Wert für diese festgelegt, sodass die zwei Parameter mit $s = g = 0,04 \text{ m}$ festgelegt werden.

Bei der Höhe h und Breite b können jetzt Werte gewählt werden, die ganzzahlig durch die Diagonale durch die Zellen teilbar ist. Wird nun ein Seitenverhältnis von 5:6 gewählt, dann führt das zu einer Höhe von

$$h = 6 \cdot g\sqrt{2} \approx 339,4 \text{ mm} \quad (3.6)$$

und einer Breite von

$$b = 5 \cdot g\sqrt{2} \approx 282,8 \text{ mm}. \quad (3.7)$$

Diese Maße müssen auch in den Bauraum eines Druckers passen. Dieser hat zwar nur eine Grundfläche von 300x300 mm², aber da er 400mm hoch ist, kann die Diagonale von 500 mm genutzt werden, indem in diese Ebene die Höhe h des Grid Fins gelegt wird. Die Fläche, die durch die Höhe und Breite des Grid Fins aufgespannt wird liegt mit 0,096 m² noch etwas über der angestrebten Fläche. Jedoch muss diese noch um die vier halben Zellen reduziert werden, da sich die Geometrie zur Einspannung hin schmäleren soll. Übrig bleibt eine Fläche von

$$A = h \cdot b - 2g^2 = 0,0928\text{m}^2. \quad (3.8)$$

Da sich an der Wanddicke d im Laufe der FEM-Simulationen vermutlich am meisten ändern wird, wird hier zunächst ein grober Wert abgeschätzt, indem ein Blick auf andere Grid Fins geworfen wird. Die meisten Grid Fins haben gemeinsam, dass das Gitter fast vollständig die gleiche Dicke besitzt und nur zur Einspannung hin an Stärke zunimmt. Dies ist auf das steigende Schnittmoment zurück zu führen. An dieser Stelle wird für die Wanddicke des Rahmens als auch des Gitters ein linearer Verlauf wie er in Abbildung 3.7 zu sehen ist gewählt, der mit $d = 3 \text{ mm}$ an der Einspannung anfängt und am anderen Ende den Wert 0 mm annehmen würde. Da dies jedoch keine realistische Geometrie ergeben würde, wird die Dicke auf einen Mindestwert von 1,5mm beschränkt.

Nun steht schon mal eine erste Geometrie des Grid Fins, jedoch benötigen auch die zusätzlichen Designelemente, die aus dem morphologischen Kasten gewählt wurden, eine Festlegung ihrer genauen Werte. Einer davon ist der Pfeilungswinkel Λ_{lokal} , der in Abbildung 3.8 und 3.9 dargestellt ist. Je größer dieser ist, desto geringer ist die axiale Kraft, doch große Pfeilung schwächt gleichzeitig die Sehne in den Tälern. Als Kompromiss wird der Pfeilungswinkel an den **Spitzen** zu $\Lambda_{\text{lokal}} = 70^\circ$ mit einer Abrundung von 0,3 mm definiert, während zu den Tälern hin ein Tangentenbogen die

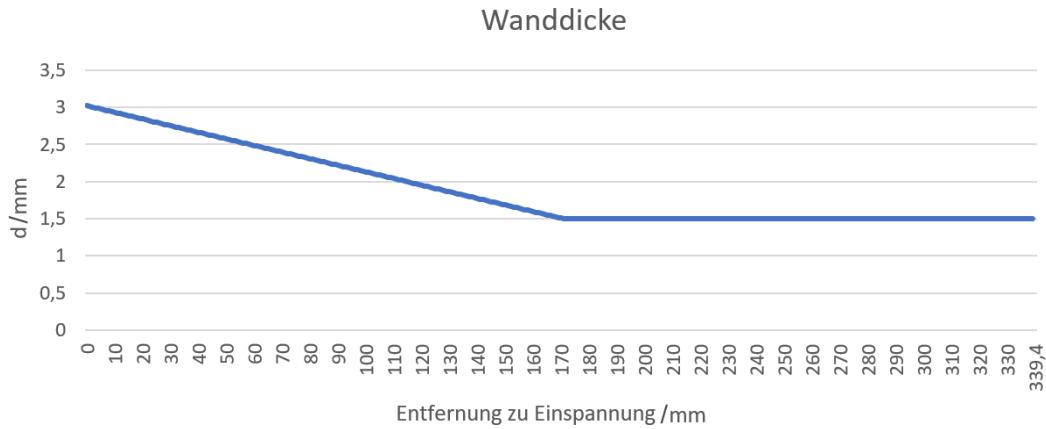


Abbildung 3.7.: Der Verlauf der Wanddicke d in Abhängigkeit vom Abstand zur Einspannung

Neigung abflachen lässt. Die 70° entsprechen einem Machkegel bei $Ma = 3.0$, was ungefähr der Zustand ist, bei dem im normalen Missionsablauf die höchsten Kräfte auftreten. Eine stärkere Pfeilung würde das Verhalten bei noch höheren Machzahlen verbessern, jedoch auch zu einer stärkeren Schwächung im Bezug auf thermische und mechanische Belastung führen. Der Berg soll 20 mm höher liegen als das Tal und die äußeren 3 mm im Tal werden für den Tal-Typus flach modelliert, sodass in den Schnittpunkten der Zellwände diese immer auf der gleichen Höhe aufeinandertreffen. Für den Berg-Typus ist dies nicht nötig, sodass hier die Tangentenbögen im Tal direkt aufeinander treffen. Die Fläche dieser Pfeilung entspricht einem Rechteck gleicher Breite mit der Höhe 7 mm. Um also auf eine gemittelte Sehnenlänge von $s = 40$ mm zu kommen, muss sich noch 33 mm restliche Wand unter der Pfeilung befinden. Auch der Wandquerschnitt soll sich zuspitzen und der zugehörige Winkel wird für das Gitter ebenso entsprechend Abbildung 3.10 auf 70° gesetzt.

Die Position ist wieder so gewählt, dass die gemittelte Sehnenlänge sich immer auf dem Wert befindet, der durch die lokale Pfeilung vor Ort herrschen soll. Die Rahmenwände haben nur auf einer Seite eine Schräge. Der Winkel wurde hier auf 54° herabgesetzt, sodass Rahmen und Gitter bei gleicher Wandstärke und Sehnenlänge dieselbe maximale Höhe haben.

Die Krümmung soll für die Vorderkante der gemittelten Sehne ausgelegt werden, also für den Fall, dass keine Pfeilung oder Zuspitzung vorliegt (gepunktete Linie). Da an den Bergen der Pfeilung die Spitze 13 mm und mit der Zuspitzung bei einer Wandstärke von 4 mm einen weiteren Millimeter über der nominelle Sehne liegt, müssen noch mindestens 14 mm auf die 550 mm Raketenradius addiert werden. Somit wird der **Krümmungsradius** auf **570 mm** gesetzt, sodass im eingeklappten Zustand ein 6 mm breiter Spalt zwischen Rakete und Grid Fin bleibt. Dieser stellt sich, dass weder durch Vibratoren beim Start oder auf Grund von thermischer Ausdehnung die Spitzen gegen den Rumpf stoßen und ihn oder sich selbst beschädigen.

Es sind noch weitere Optionen möglich, mit denen sich die Grid Fins modifizieren lassen würden. Diese werden hier jedoch zunächst nur kurz vorgestellt und erst nach den ersten Analysen beurteilt, ob sie eventuell doch noch implementiert werden sollen.

Die additive Fertigung des Grid Fins ermöglicht neue Optionen, die für klassische Herstellungsverfahren nicht wirtschaftlich umsetzbar sind. So können zum Beispiel Kanäle in das Material inte-

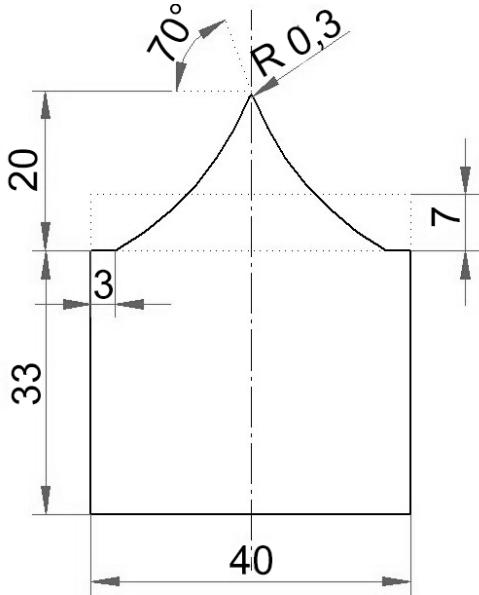


Abbildung 3.8.: Die geometrischer Zusammenhänge einer gepfeilten Zellwand im Tal-Typus

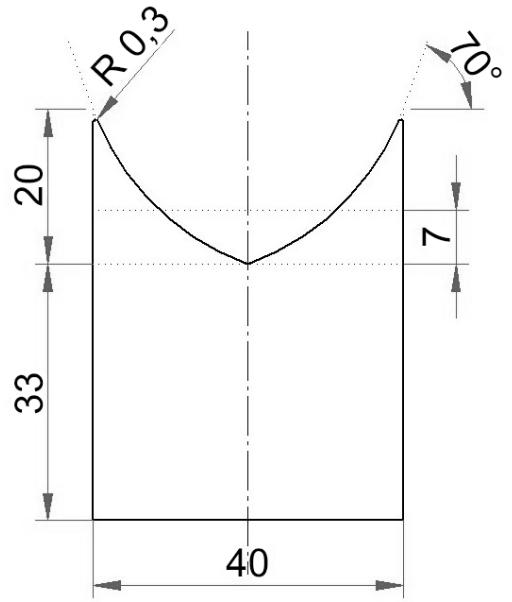


Abbildung 3.9.: Die geometrischen Zusammenhänge einer gepfeilten Zellwand im Berg-Typus

griert werden, welche genutzt werden können, um den Werkstoff zu kühlen oder gar das Air Flush Data System (FADS) mit weiteren Drucksensoren ergänzen. Es wäre auch denkbar, diese einfach nur zur weiteren Gewichtsreduzierung zu nutzen.

Es könnten auch die scharfen Kanten, die senkrecht zur Strömung liegen, abgerundet werden, um so einen besseren Kraftfluss zu erlauben.

Zum Schluss muss an dieser Stelle noch angemerkt werden, dass 3D-Drucker natürlich nur eine begrenzte Auflösung haben. Je nach Hersteller kann somit die minimale Wandstärke 0,4 – 1,0mm [23, 24] und die Schichtdicke 0,04 – 0,075mm [24] betragen. Die Ausrichtung im Drucker hat also auch Einfluss auf den Detailgrad. Somit kann es sein, dass die spitzen Kanten und die Pfeilung in

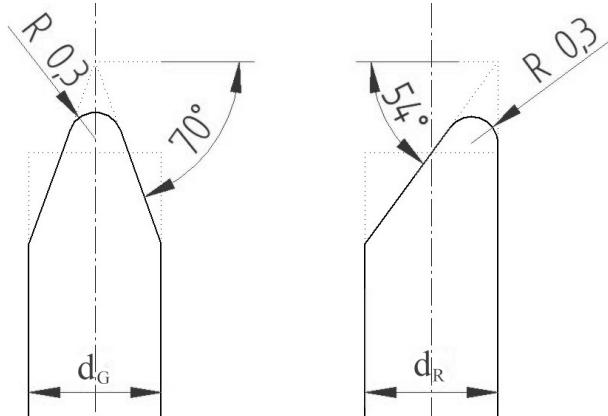


Abbildung 3.10.: Zuspitzung der Wände im Querschnitt

der Fertigung stumpfer werden, als sie ausgelegt wurden. Auch das Hinzufügen von Kanälen ist nur möglich, wenn die Wände dick genug sind.

3.3.4. Modellierung in CAD

Da das Design nun feststeht, soll es auch in einem CAD-Programm modelliert werden. Hier wird Solid Edge der Siemens PLM Software Inc. verwendet. Zunächst wird der Grundriss des Grid Fins (vgl. Abbildung 3.11) mit den soeben festgelegten Maßen extrudiert. Dieses Volumen wird beidseitig jeweils konkav oder konvex durch Zylinder mit dem Radius 570 mm begrenzt, deren Symmetrieachsen um 33 mm versetzt sind, um zunächst eine Sehne von eben dieser Länge zu erzeugen.

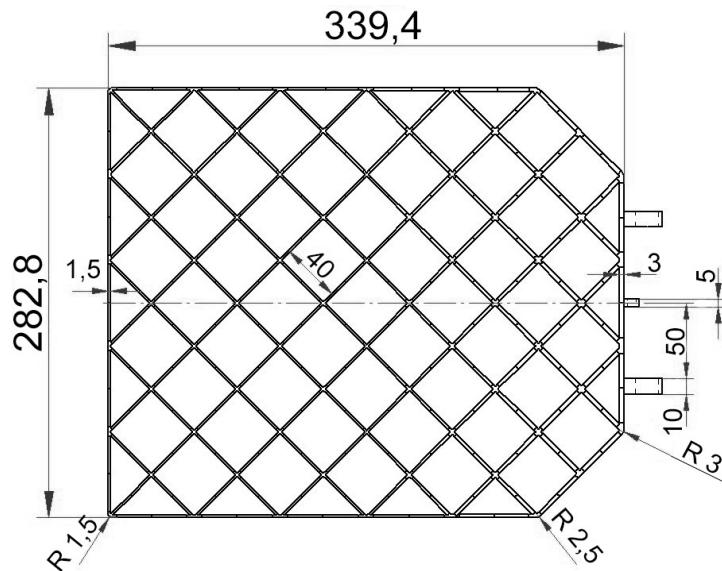


Abbildung 3.11.: Grundriss des Grid Fins

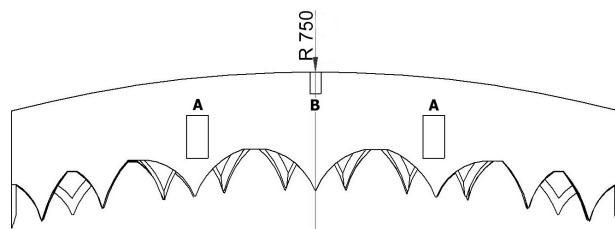


Abbildung 3.12.: Krümmung des Grid Fins

Anschließend wird eine Halterung zur Befestigung und Bewegung der Grid Fins modelliert. Diese setzt sich aus der Halterung A, um die sich der Grid Fin beim Ein- und Ausklappen dreht, und Halterung B, an der die Kraft, die diese Bewegung bewirkt, angreift, zusammen. Sie sind entsprechend Abbildung 3.11 und 3.13 von der Mittellinie und dem untersten Punkt auf Höhe der Mittellinie aus definiert.

Als nächstes wird auf der konkaven Seite die lokale Pfeilung nach Abbildung 3.8 und 3.9 hinzugefügt. Da diese Seite des Grid Fins jedoch nicht gerade sondern krumm ist, weicht die Realität leicht

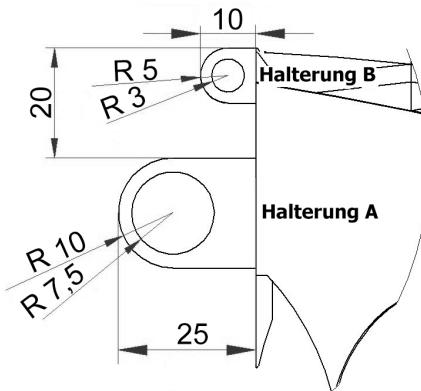


Abbildung 3.13.: Einspannung am Grid Fin

von diesen Abbildungen ab. Die Position der Täler und Berge orientiert sich zwar an der Höhe der Kante an der jeweiligen Position, aber 20mm der Berge gehen weiterhin in die Richtung, aus der später die Anströmung kommen wird, und die flachen Segmente beim Tal-Typus bleiben senkrecht zu dieser Richtung, anstatt sich an der Tangentenebene des Zylindermantels zu orientieren. Auch die Breite dieser Pfeilungssegmente von 40mm durch die Krümmung minimal ab. Des Weiteren beträgt eben diese Breite bei den meisten Rahmenwänden das $\sqrt{2}$ -fache, da sie die Zellen in ihrer Diagonalen teilen. Die restlichen Bedingungen bleiben jedoch, sodass weiterhin an der Spitze ein Winkel von $\Lambda_{lokal} = 70^\circ$ herrscht und nur die Tangentenbögen weiter gehen.

Zuletzt wird der Wandquerschnitt sowohl auf der konkaven also auch der konvexen Seite angepasst, indem Fasen des entsprechenden Winkels zu einer Zuspitzung führen, die anschließend abgerundet werden.

Somit hat nun der das erste Modell seine gewünschte Gestalt angenommen, sodass im Anschluss die entsprechende Aktuatorik entworfen werden kann. Im nächsten Kapitel werden dann ausgehend von diesem CAD-Modell Analysen durchgeführt, anhand derer Optimierungen erfolgen.

3.4. Komponentenrecherche und -auswahl der Aktuatorik

Als Nächstes werden nun die Ergebnisse der Komponentenrecherche beschrieben und auf Grund der Systemanforderungen mit Hilfe der morphologischen Kästen -soweit dies möglich ist- eine vorläufige Wahl getroffen.

3.4.1. Peripherie

Für alle der drei Energiemedien sind schon Vertreter in der Rakete installiert, die unter Umständen genutzt werden könnten. Da sich die Grid Fin Aktuatorik im demselben Abschnitt wie die Bordelektronik der ersten Stufe befindet, ist hier auch schon eine Leitung zu den Batterien gelegt, mit deren Hilfe Elektromotoren betrieben werden können. So wird mit ihnen zum Beispiel auch die elektrischen Treibstoffpumpen für die Triebwerke mit Strom versorgt. Somit liegt direkt auch

schon ein Hochdruckfluid vor, welches als Druckmittel für die Hydraulik genutzt werden könnte. Da sich dieses jedoch am anderen Ende der Rakete befindet und dafür sowohl ein Eingriff in die komplexen Triebwerke als auch eine Abhängigkeit von vorhandenem Treibstoff zu Stande kommt, ist dies eine weniger plausible Möglichkeit. Deshalb ist eine eigene elektrische Pumpe und eigenes Druckmittel eine realistischere Umsetzung für eine Hydraulik. Für eine Pneumatik könnte jedoch ein vorhandenes System genutzt werden. Der Heliumtank für den Druckausgleich in den Tanks liegt direkt unterhalb der Elektronik und es existieren sogar schon Leitungen, die das Gas in diesen Bereich der Rakete für das RCS transportieren.

Da sowohl für den Klappwinkel als auch den Steuerwinkel unterschiedliche Anforderungen existieren, die auch andere Lösungsmöglichkeiten zulassen, werden diese im Folgenden getrennt betrachtet.

3.4.2. Klappwinkel

Der Klappwinkel muss eine Drehung um 90° durchführen. Dies soll durch die lineare Bewegung einer Hubstange realisiert werden. Damit im ausgeklappten Zustand ($\Lambda = 90^\circ$) die Kraft ideal durch die Stange geleitet werden kann, soll sich dann die Halterung B auf der gleichen Höhe wie die Bewegungssachse befinden. Um aus der linearen Bewegung eine Drehung zu erhalten, muss die Hubstange über eine weitere Stange gelenkig mit der Halterung verbunden werden. Mit einer Länge der Verbindungsstange von 43 mm, können aus den Beziehungen, die in Abbildung 3.14 zu sehen sind, der benötigte Hub ermittelt werden.

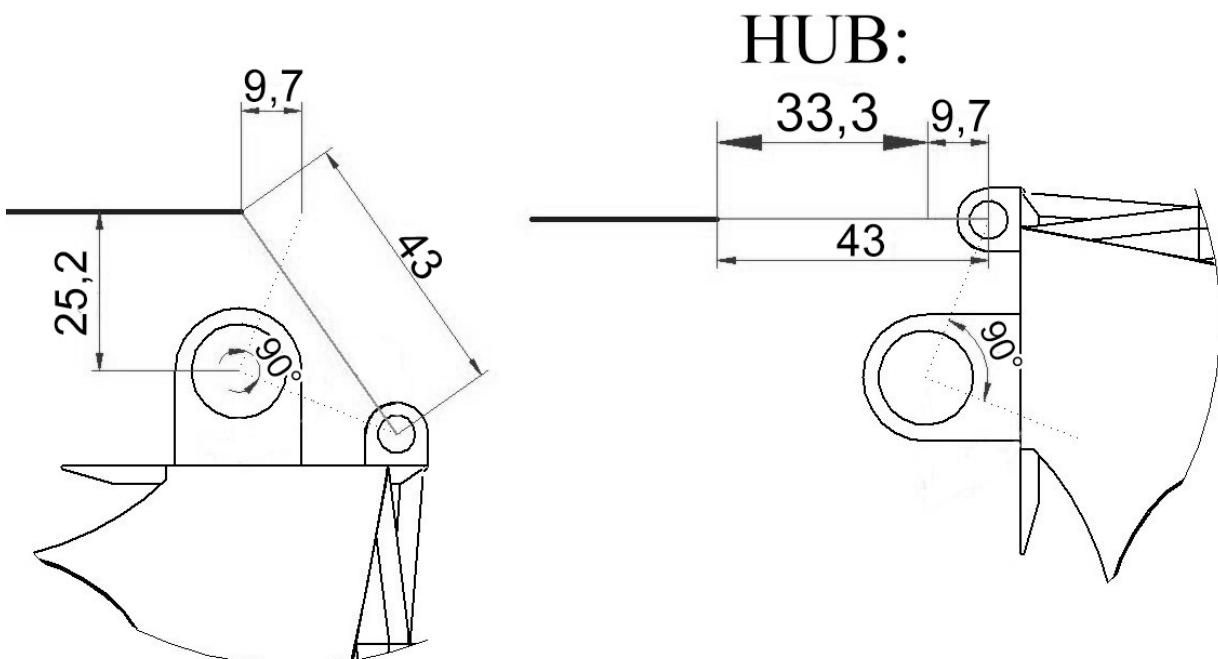


Abbildung 3.14.: Der Hub des Klappwinkels

Obwohl die wirkenden Kräfte und Momente im Vergleich zur den aerodynamischen relativ gering sind, kommt es während des Wiedereintritts und besonders beim Auslösen des Ballonschirms zu

sehr hohen Belastungen. Somit fällt die pneumatische Option weg, da diese nicht die entsprechenden Haltekräfte aufbringen kann. Übrig bleibt dann nur noch eine hydraulische oder elektrische Lösung. Ein hydraulisches System bräuchte zwar auch einen Elektromotor, um die Pumpe zu betreiben, hätte aber den Vorteil, dass eine Pumpen-Motor-Kombination für alle vier Grid Fins gleichzeitig ausreichen würde. Ein hydraulisches System bringt jedoch auch einige Nachteile mit sich. Zum einen würde die Gefahr bestehen, dass bei einem Fehler alle Grid Fins unbrauchbar oder gar missionsgefährdend werden. Im Gegensatz dazu zeichnen sich Systeme, die pro Grid Fin unabhängig voneinander sind, dadurch aus, dass die nicht defekten Grid Fins einen Ausfall eventuell ausgleichen könnten. Zum anderen würde die Lösung voraussichtlich eine merklich höhere Masse wegen des Hydraulikfluids benötigen. Des Weiteren muss sich der Hubzylinder bei einer Veränderung des Steuerwinkels mitbewegen. Dies erhöht wiederum die Anforderungen an die Leitungen und sorgt für mehr Anfälligkeitspotential. Schlussendlich ist der entscheidendste Faktor die hohen Kosten eines solchen hydraulischen Systems. Auch wenn eine elektrische Lösung vier mal gebraucht wird, sorgt die höhere benötigte Leistung und die vielen teuren Bauteile dafür, dass sich die Hydraulik in diesem Anwendungsfall nicht rentiert. Die Turbine müsste noch immer vier mal auftauchen und entspricht preislich ungefähr einem Elektromotor mit gleicher Leistung, sodass die Pumpe und der zugehörige Motor nur extra Kosten verursachen würden. Bei den elektrischen Motoren gibt es nun auch wieder zwei Varianten, zwischen denen sich wählen lässt. Es kann entweder direkt ein Linearmotor verwendetet werden, der direkt den Hub ausführt, oder ein klassisch rotierender Motor, dessen Drehung über ein Spindelgetriebe in eine Linearbewegung umgewandelt wird. Ein Linearmotor wäre zwar die kostengünstigere Option, jedoch ist er deutlich größer und somit auch schwerer, als die Alternative mit Spindelgetriebe. Die größeren Dimensionen des Linearantriebs würden auch ein größeres System für den Steuerwinkel bedeuten, was wiederum zu noch mehr Masse führt und eine höhere Leistungsanforderung an den Steuerwinkelaktuator bewirkt.

Somit wird für die Klappbewegung ein **rotierender Elektromotor** mit **Spindelgetriebe** verwendet. Als letztes gilt es noch die Frage der Lagerung zu klären. Da die größten Kräfte erst angreifen, wenn der Klappwinkel nur noch still steht, ist eine reibungsarme Lagerung nicht ganz so wichtig. Dennoch soll es nicht dazu kommen, dass sich der Mechanismus festklemmt und somit ein Ausklappen der Grid Fins verhindert wird. Damit das Spindelgetriebe nicht aus seiner Halterung gehebelt werden kann, muss die Hubstange noch an einer zweiten Stelle aufliegen. Deswegen wird auf die Welle ein **Linearlager** montiert, durch das die Hubstange geführt wird. Sowohl in die Verbindung von Hubstange zur Verbindungsstange, als auch die Halterungen A und B sollen **Wälzlager** montiert werden, deren genau Gestalt erst im nächsten Kapitel festgelegt wird, wenn die endgültigen Maße der Halterung berücksichtigt werden können. Da auch die Wahl der Spindel und des Motors stark von der Geometrie des Grid Fins, insbesondere der Halterung und den damit einhergehenden Hebeln, abhängt, wird an dieser Stelle noch keine getroffen. Erst nachdem im nächsten Kapitel die endgültige Geometrie durch FEM-Analysen und Optimierungen festgelegt wird, kann auch eine genauere Auslegung dieser Aktuatorik stattfinden.

3.4.3. Steuerwinkel

Auch für den Steuerwinkelaktuator können wieder Pneumatik, Hydraulik und Elektrik gegeneinander abgewogen werden. Neben den Argumenten, die schon für den Klappwinkel genannt wurden, kommt für den Steuerwinkel noch die Bewegung unter Last mit vielen Richtungswechsel hinzu. Auch für diesen Anwendungsfall bietet der **Elektromotor** (natürlich rotierend) die besten Eigenschaften. Ein hydraulisches System würde nur unnötig die Trägheit erhöhen, wo hingegen ein Elektromotor die vielen schnellen Richtungswechsel ideal leisten kann. Ein entscheidendes Kriterium für die Wahl des Motors ist die Fähigkeit, ein Moment aufzubringen, um den maximalen Ausschlag beim "Max Q" zu halten. Natürlich muss das wirklich erreichte Moment etwas höher liegen, sodass dieser Ausschlag in endlicher Zeit erreicht wird.

$$M_{Antrieb} > M_m(\delta = 20^\circ) = 89,1 \text{Nm} \quad (3.9)$$

Elektromotoren haben aber üblicher Weise eine Drehzahl, die deutlich über der benötigten Drehrate liegen, sodass ein relativ leistungsschwacher Motor verwendet werden kann. Es besteht dann die Möglichkeit, das Moment über ein Getriebe auf Kosten der Drehzahl zu erhöhen. Somit kann ein günstigerer und leichterer Motor verwendet werden, dessen Arbeitsbereich auch deutlich besser ausgenutzt wird. Die große Differenz zwischen den Momenten und Drehzahlen, die ein Motor liefert, und denen, die benötigt werden, verlangt eine hohe Übersetzung. Die einfachste und platzsparenste Möglichkeit bieten hier ein **Planetengetriebe**. Je größer die Übersetzung ist, desto kleinere und leistungsschwächere Motoren können verwendet werden. Der Motor wird dadurch zwar immer günstiger, die Getriebekosten steigen jedoch. Neben zu geringen Drehzahlen beschränkt auch die Bedingung aus Gleichung 3.9 das Übersetzungsverhältnis nach oben hin. In Hinblick auf Kosten ergibt sich eine Übersetzung von 200 als guter Wert, bei dem die in Frage kommenden Motoren noch immer die notwendige Leistung liefern sollte. Ob dies wirklich der Fall ist, wird in nächsten Kapitel überprüft und hier zunächst nur eine vorläufige Wahl getroffen.

Der Grid Fin soll an dem einen Ende einer Welle mittels einer Gabel so angebracht werden, dass der Mittelpunkt des Gitters genau auf der Achse liegt, nur so sind die geringen aerodynamischen Momente gewährleistet. Im Gegensatz zum Klappwinkel ist hier eine reibungsarme Lagerung sehr wichtig. Auch die statische Bestimmtheit muss gegeben sein, da Kräfte und Momente in alle Richtungen auftreten können. Deswegen werden **Kegelrollenlager** in O-Stellung verwendet, was eine hohe Steifigkeit bietet. Auf der Seite des Grid Fins stützt sich das Lager gegen eine Wellenschulter, während das Lager auf der anderen durch eine Nutmutter gesichert wird. Somit ist ein erstes Konzept wie es in Abbildung 3.15 dargestellt ist so weit es geht definiert. Für eine weitere Spezifikation und Optimierung werden die Ergebnisse der im Folgenden stattfindenden Simulationen benötigt.

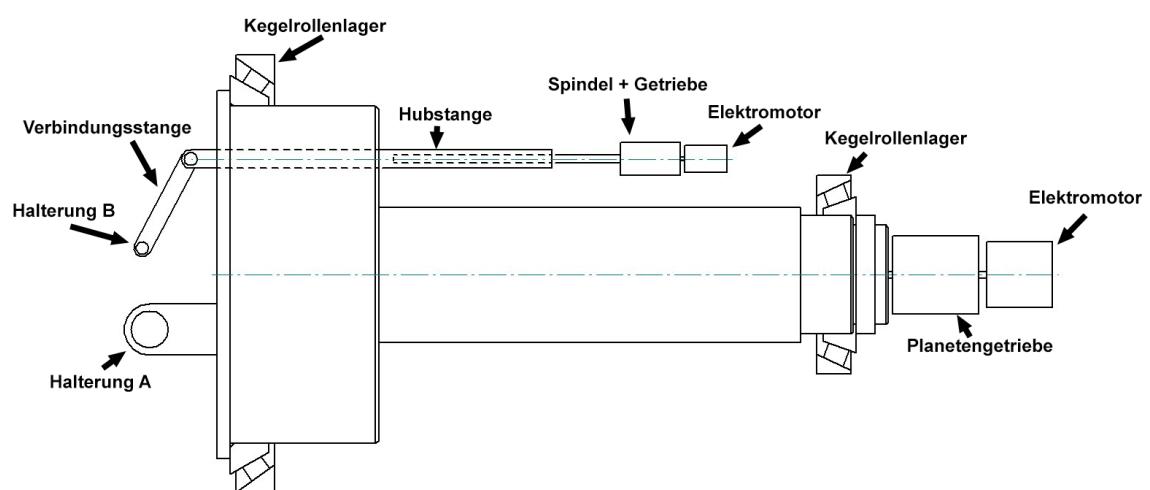


Abbildung 3.15.: Aufbau der Aktuatorik

4. Systemanalyse und Optimierung

Nachdem nun im vorherigen Kapitel ein erstes Modell mitsamt Aktuatorik entworfen wurde, soll nun überprüft werden, ob dieses unter Last zum einen genügend Festigkeit besitzt und zum anderen die Aktuatorik auch die entsprechenden Leistungen liefern kann. Auf Basis dieser Analysen werden anschließend Optimierungen der in Kapitel 3 getroffenen Entscheidungen vorgenommen.

4.1. FEM-Analysen des Grid Fins

Solid Edge bietet direkt das integrierte FEM-Programm "NX Nastran" an, dass einen schnellen Designzyklus von Berechnen und Bearbeiten des Modells ermöglicht. Für eine effiziente FEM-Analyse werden die Modellvarianten zunächst vereinfacht, indem die Verrundungen und Abschrägungen der Wände entfernt werden. Auch einige der steilen Spitzen der Pfeilung werden abgerundet, da diese bei der Vernetzung nur zu Problemen führen und die Belastungen im Material so gut wie gar nicht verändern.

Für die Berechnungen werden die Lasten verwendet, die sich aus der im vorherigen Kapitel beschrieben Simulation mit Worst-Case-Bedingungen, im Folgenden auch maximaler Lastfall genannt, ergeben haben. Das heißt es wird davon ausgegangen, dass der Wiedereintritt ohne ReEntry-Burn und mit durchgehend um $\delta = \pm 10^\circ$ ausgeschlagenen Grid Fins erfolgt. Da die Kräfte im körperfesten Koordinatensystem gegeben sind, müssen sie für jeden Grid Fin individuell in die in Abbildung 4.1 zu sehen Kraftrichtungen aufgeteilt werden.



Abbildung 4.1.: Aufteilung der Kräfte in die verschiedenen Richtungen

Der erste Anteil der Kraft (F_1) zeigt in Richtung der Sehne und wird auf alle Flächen der konkaven Seite gleichmäßig verteilt. Die Kräfte F_2 und F_3 liegen in der Ebene des Grid Fins, wenn die Krüm-

mung vernachlässigt wird, und werden jeweils ebenso gleichmäßig auf die Zellwände aufgebracht, die zum Teil oder ganz senkrecht zu ihnen liegen.

Somit ergeben sich die Kräfte für die einzelnen Grid Fins wie sie in Tabelle 4.1 zu sehen sind

Tabelle 4.1.: Am Grid Fin angreifende transformierte Kräfte

	D1	R1	D2	R2
F_1/N	413,5	389,3	389,3	413,5
F_2/N	6.276,0	4.970,8	-4.970,8	-6.276,0
F_3/N	4.934,0	6.474,2	-6.474,2	-4.934,0

Als Randbedingung werden die Innenflächen der Halterung zylindrisch festgelegt. Das heißt, dass die dort liegenden Knoten sich weder axial noch radial bewegen jedoch um die Achse drehen können.

4.1.1. Optimierung der Halterung

Bei beiden Pfeilungstypen lässt sich für alle Lastfälle sofort erkennen, dass es zu massiven Lastspitzen an der Halterung kommt. Währenddessen bleiben die Werte im Gitter deutlich niedriger, was in Abbildung 4.2 am Beispiel vom Grid Fin D1 in der Berg-Konfiguration zu sehen ist. Die hohen Spannungen an der Einspannung sind durch die nachteilige Lage in der Mitte der Wände begründet, günstiger wäre eine Positionierung an den Schnittstellen. Somit würden sich nicht mehr diese hohe Biegemomente in den Wänden ausbilden. Dieser ungünstige Kraftfluss wird durch die scharfen Kanten zusätzlich verstärkt. Um nun diese Spannungsspitzen zu vermeiden, sollte, neben einer Abrundung der Kanten, die Position der Halterungen verändert werden.

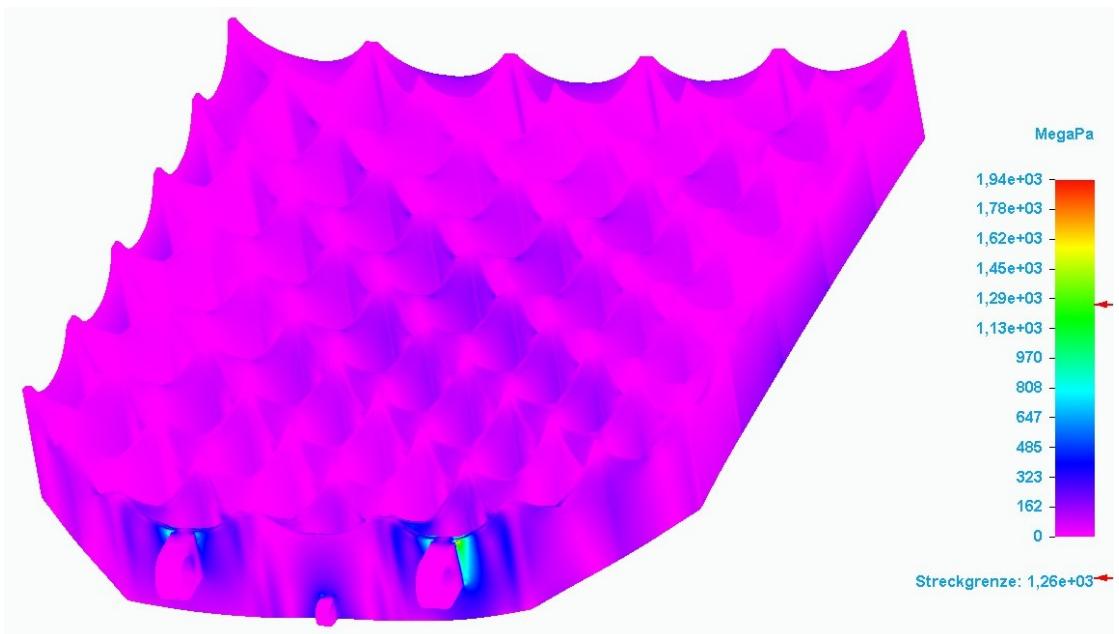


Abbildung 4.2.: Maximale Spannungen am Grid Fin D1

Da sich die Anbringung der Halterungen genau in der Mitte einer gedachten Zelle befinden, die jedoch vom Rahmen halbiert wurde, lassen sie sich entweder tangential oder normal zum Raketenkörper verschieben, um sie auf einen Schnittpunkt der Wände zu legen. Soll Halterung B nicht in zwei Teile aufgeteilt werden, so kommt für sie nur eine Bewegung senkrecht zum Körper in Frage. Anstatt die Halterung nun in das Gitter hinein zu legen, was zu einer Verkleinerung der durchströmten Querschnittsfläche führen würde und somit geringere Normalkräfte bewirken würde, werden zwei der Wände weiter fortgesetzt. Diese schneiden sich dann in der Mitte, wo die Halterung B platziert wird. Diese Halterung wird jedoch nicht direkt an der Schnittstelle konstruiert, sondern noch ein wenig weiter vom Gitter entfernt, sodass die Kraft geradliniger über die beiden Hubstangen geleitet werden kann.

Für die Halterungen A passiert das gleiche. Die nebenliegenden Gitterwände werden bis zu ihrer Schnittstelle fortgesetzt. Im Gegensatz zur Halterung B befindet sich jedoch direkt hier die Bohrung, an der der Grid Fin montiert werden soll. Somit ergibt sich der in Abbildung 4.3 dargestellte Aufbau.

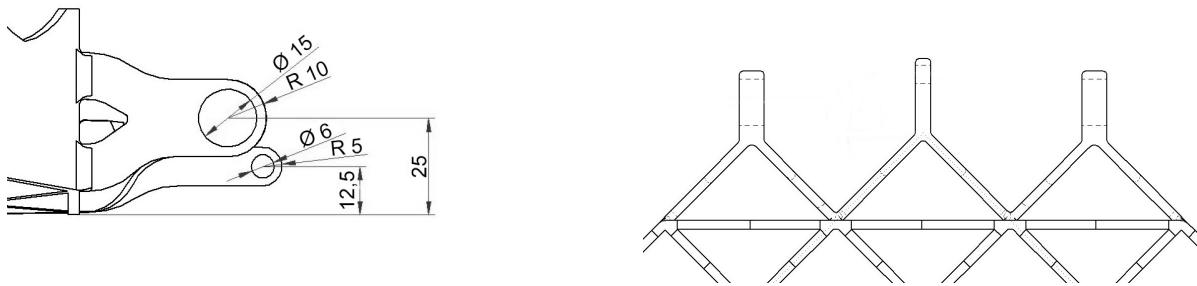


Abbildung 4.3: Abrücken der Halterung vom Rahmen

Dies führt zwar schon für eine deutlichere Verbesserung, jedoch ist der Hebelarm trotz der Versetzung der Halterung B recht kurz. Dies sorgt dafür, dass direkt an der Bohrung noch immer Spannungsspitzen auftreten, die die Streckgrenze von $R_{p,0.2} = 1.262 \text{ MPa}$ unterschreiten.

Um dem Hebelarm zu verlängern, wird die Halterung B auf die Höhe der konvexen Seite verlagert. Dies erzielt nun den gewünschten Effekt, dass die Spannung im Material deutlich niedriger wird. Bei allen Grid Fins treten nur noch Spannungen auf, die deutlich unter der Streckgrenze des Materials liegen und somit den Belastungen im Einsatz standhalten.

Somit wäre die Auslegung der Halterung nach den aerodynamischen Kräften theoretisch abgeschlossen. Jedoch muss hierbei auch noch auf die Aktuatorik und das maximale Lastvielfache geachtet werden. In der gezeigten Konfiguration hat der Grid Fin eine Masse von $m = 3,5 \text{ kg}$ und der Massenschwerpunkt liegt 185 mm von der Halterung A entfernt. Mit dem Lastvielfachen von ca. 20 beim Auslösen des Ballutes entsteht nun also ein Moment von ungefähr $M = 127 \text{ Nm}$, welches von der Halterung B kompensiert werden muss. Die Halterung B ist an der Spindelstange montiert und leitet somit die Kraft an diese weiter. Der Hebelarm der Halterung B und die maximal ertragbare Axialkraft der Spindel müssen also aufeinander abgestimmt sein. Maxon Motoren stellt nur Spindeln mit Axiallasten von bis zu 2.700 N her, welche folglich einen Hebelarm von $\frac{127 \text{ Nm}}{2700 \text{ N}} = 47 \text{ mm}$ erfordert. Dies ist für den Grid Fin noch technisch machbar, weshalb ein Exemplar von die-

sem Anbieter gewählt wird. Der Wert liegt laut dieser Rechnung zwar minimal darüber, jedoch wird das Lastvielfache von 20 gar nicht wirklich erreicht, sodass die Rundung annehmbar ist. Da die Hubstange gelenkig mit dem Grid Fin verbunden ist, ist zu beachten, dass nur der Abstand der Halterungen in Sehnenlänge als effektiver Hebelarm wirkt. Somit werden sie im Gegensatz zum Aufbau aus Abbildung 4.3 gleich weit vom Rahmen entfernt platziert. Wird die Verbindungsstange zwischen Halterung und Hubstange auf die gleiche Länge wie der Hebelarm gesetzt, ist der Hub für den gegebenen Abstand der Halterungen minimal. Um auf den gewünschten Hebelarm zu kommen, werden beide Halterungen noch ein wenig an die Hinter- und Vorderkante des Grid Fins gelegt, sodass sich die endgültige Geometrie, wie sie in Abbildung 4.4 zu sehen ist, ergibt. Zusätzlich befinden sich noch Kanten und Nuten in den Bohrungen zur Befestigung der Lagerung, auf welche im weiteren Verlauf dieser Arbeit in Detail eingegangen wird.

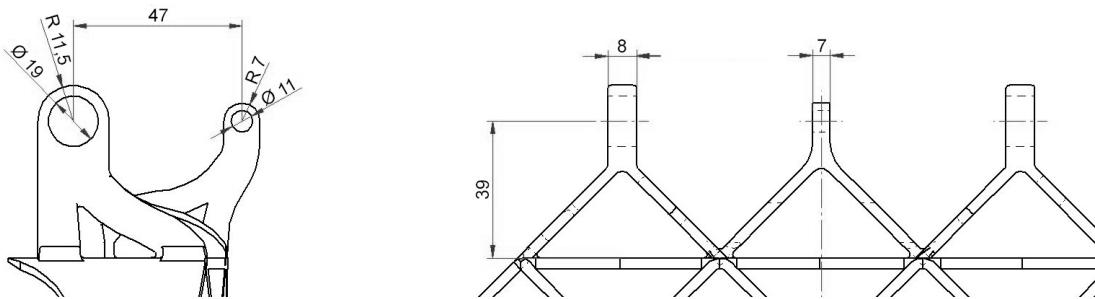


Abbildung 4.4.: Endgültiges Design der Halterung

Zur Bestätigung werden wieder FEM-Analysen durchgeführt und diesmal werden ergänzend zu den aerodynamischen Kräften auch in einem separaten Lastfall die Beschleunigungskräfte untersucht, die auf dem gesamten Volumen in Richtung der Pfeilungsspitzen wirkt. Bei den Lastvielfachen werden die anderen Kräfte vernachlässigt, da sie auf Grund ihrer Wirkung in Gegenrichtung eine Stützwirkung haben und somit die Spannungen nur weiter senken würden. Beim Auftreten der ruckartigen Abbremsung durch den Ballonschirm ist der Max Q bereits überschritten und somit sind die anderen Kräfte nur noch deutlich geringer. Wie Abbildungen 4.5 und 4.6 zeigen, wird die Streckgrenze weiterhin nicht überschritten. Somit gilt die Halterung als bestätigt.

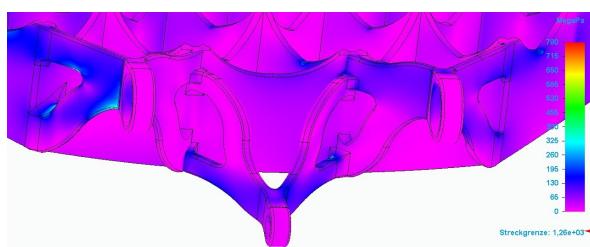


Abbildung 4.5.: Maximale Belastungen an der endgültigen Geometrie der Halterung

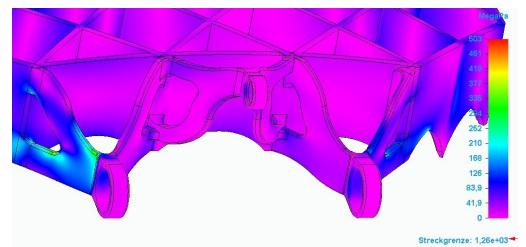


Abbildung 4.6.: Belastungen an der endgültigen Geometrie der Halterung beim maximalen Lastvielfachen

4.1.2. Optimierung des Gitters

Als nächstes wird das Gitter untersucht. Es ist sofort erkennbar, dass die Belastungen über das Gitter verteilt relativ niedrig und deutlich unter der Streckgrenze liegen. Unabhängig vom Tal- oder Berg-Typos sind die auftretenden Spannungsspitzen keinesfalls kritisch. Somit ist eine Aufdickung des Materials nicht nötig, sondern es kann über eine Reduzierung der Wandstärke nachgedacht werden.

Die Maximale Reduktion der Wanddicke hängt wohl von den mechanischen als auch thermischen Belastungen ab. Letzteres ist jedoch ein sehr komplexes Phänomen, das von der Zusammensetzung der Atmosphäre, den zeitlich sich ändernden Strömungsbedingungen, der Position des Verdichtungsstoßes und dem Aufbau des Grid Fins abhängt, sodass dieser Aspekt nicht auch nur überschlägig in dieser Arbeit behandelt wird. Dies gilt es somit in nachfolgenden Arbeiten zu überprüfen.

Der Grid Fin ist momentan am von der Rakete weg zeigenden Ende nur 1,5 mm dick, was für den Wiedereintritt schon ein gefährlich kleiner Wert sein könnte. Deswegen soll dieser zunächst nicht unterschritten werden. Es ist jedoch auch kein signifikanter Anstieg der Spannungen zur Halterung hin zu erkennen, der den Verlauf der Wanddicke rechtfertigt. Deswegen werden zunächst alle Wände im Gitter auf eine Dicke von $d_G = 1,5$ mm gesetzt, während die Wandstärke und die Wände, die außerhalb des Gitters zu den Halterungen führen, unverändert bleiben. Dies scheint nach einer ersten FEM-Analyse die Belastung des Materials nicht stark zu verändern, sodass auch Rahmen- und Halterungswände auf diesen Wert hinabgesetzt werden. Die Spannungen in den Grid Fins liegen für alle Positionen und auch beim maximalen Lastvielfachen weit unter der Streckgrenze von $R_{p,0,2} = 1262$ MPa. Die höchsten Spannungen treten beim Grid Fin des Tal-Typus in der Position D2 auf. Dieser ist in Abbildung 4.7 dargestellt und zeigt, dass die maximale Spannung gerade so noch unter 800 MPa liegt.

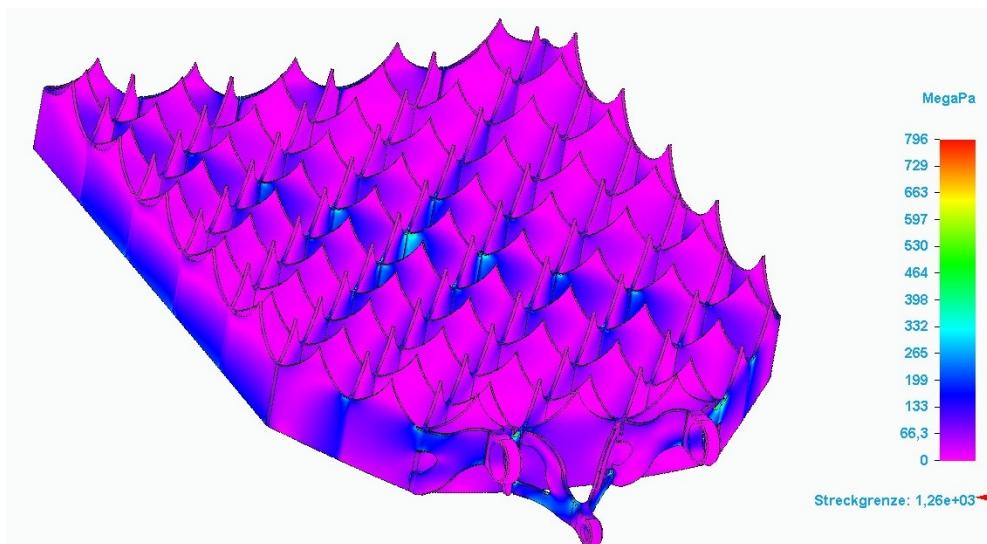


Abbildung 4.7: Spannungen am Grid Fin D2 mit konstante Wanddicke von 1,5 mm beim maximalen Lastfall

Somit resultiert ein Sicherheitsfaktor von über 1,5. So hohe Spannungen treten jedoch nur an einzelnen Stellen auf, die hauptsächlich am Berührungs punkt der Halterung mit dem Rahmen oder

direkt an der Halterung liegen. Im Gitter sind für alle Belastungsfälle die Spannungen geringer und bleiben großteils unter 200 MPa. Deutlich sind außerdem zwei diagonale Streifen, die sich in der Mitte des Gitters treffen, zu erkennen, in denen ebenso wie am Rahmen etwas höhere Belastungen auftreten. Aber selbst das Maximum in der Mitte ist mit Spannungen knapp über 300 MPa noch immer ungefährlich.

Der Vergleich von der Berg- und Tal-Konfiguration zeigt, dass keine signifikanten Unterschiede auftreten. Die maximalen Spannungen sind beim Tal-Typus zwar immer etwas größer, aber nur um insignifikante kleine Beträge, dass es keine Rolle spielt. Deswegen muss an der Stelle wieder thermisch argumentiert werden. Beim Tal-Typus sind die Spitzen isolierte der Strömung entgegenzeigende Punkte. Beim Berg-Typus hingegen liegen die Spitzen der sich kreuzenden Wände aufeinander, sodass die Wärme an ein größeres Volumen abgegeben werden kann. Unter der Annahme, dass der Berg-Typus somit thermisch robuster ist, wird dieser hier als die endgültige Geometrie des Grid Fins ausgewählt. Ein Rendering dieser finalen Geometrie ist in Abbildung 4.8 gezeigt. An dieser Stelle sei noch zusätzlich zu erwähnen, dass folglich auch die Ideen zur Integrierung von Hohlräumen verworfen werden müssen. Unabhängig vom Zweck zur Kühlung, Druckmessung oder einfach nur Gewichtseinsparung erlaubt die geringe Wanddicke keinen Platz für solche Strukturen. Momentan wird der Selektive-Laserschmelz-Prozess des Anbieters Rapid Object GmbH betrachtet, der einer minimale Wandstärke von einem Millimeter bedarf. Somit kann nur bei Wandstärken $d > 2$ mm über Hohlräume nachgedacht werden. Es gibt zwar auch Anbieter, die eine bessere Auflösung ermöglichen, jedoch würde dies die ohnehin schon hohen Produktionskosten weiter steigern. Die spitzen Kanten der Zellwände liegen zwar auch unter der Mindestwanddicke, aber sie können je nach Lage des Grid Fins im Drucker noch immer teilweise dargestellt werden. Es wird vermutlich nur zu einer stärkeren Abrundung der Vorder- und Rückkante kommen, sodass der Widerstand minimal ansteigt, aber keine weiteren Nachteile entstehen. Trotz des Ausschließens von Hohlräumen beläuft sich die finale Masse der Grid Fins mit der Reduzierung der Wandstärke auf 2,8 kg. Damit sind auch die Trägheitskräfte reduziert, was eine geringere Belastung der Ausklappaktuatorik bewirkt. Eine Möglichkeit wäre es, eine schwächere Spindel zu nehmen, jedoch ist es vorteilhafter, stattdessen den Hebel der Halterung B auf eine Länge von 37,5 mm anzupassen. Dadurch bleiben die Spannungen in der Spindelstange zwar in derselben Größenordnung wie zuvor, aber der benötigte Hub verkürzt sich. Dies bewirkt Material- und Masseneinsparungen für einen Großteil der Bauteile. So kann zum Beispiel das vordere Kegellager verkleinert werden, da die Hubstange näher an die Wellenachse rückt. Da die Geometrie des Grid Fins wieder geändert wurde, werden nun erneut FEM-Simulationen durchgeführt, die jedoch keine signifikante Verschlechterung zeigen. Eine ergänzende vollständige Sammlung der Ergebnisse der FEM-Analysen aller Belastungszustände am Grid Fin befindet sich im Anhang C.

Da eine Gewichtsreduzierung der Grid Fins weitreichende Folgen für die Gesamtmasse des Systems hat, kann noch mal über die Werkstoffwahl nachgedacht werden. Titan wurde trotz seiner deutlich geringeren Dichte als Edelstahl ausgeschlossen, weil er signifikant teurer ist. Sollte sich jedoch herausstellen, dass die Einsparungen der Masse die Kosten überwiegen, sollte diese Entscheidung überdacht werden.

Ein Titan Grid Fin besäße nur eine Masse von $m = 1,6$ kg, wodurch sich sein Hebelarm auf 21,5 mm verkürzen lässt. Die restliche Geometrie des Grid Fins bleibt unverändert und die FEM-

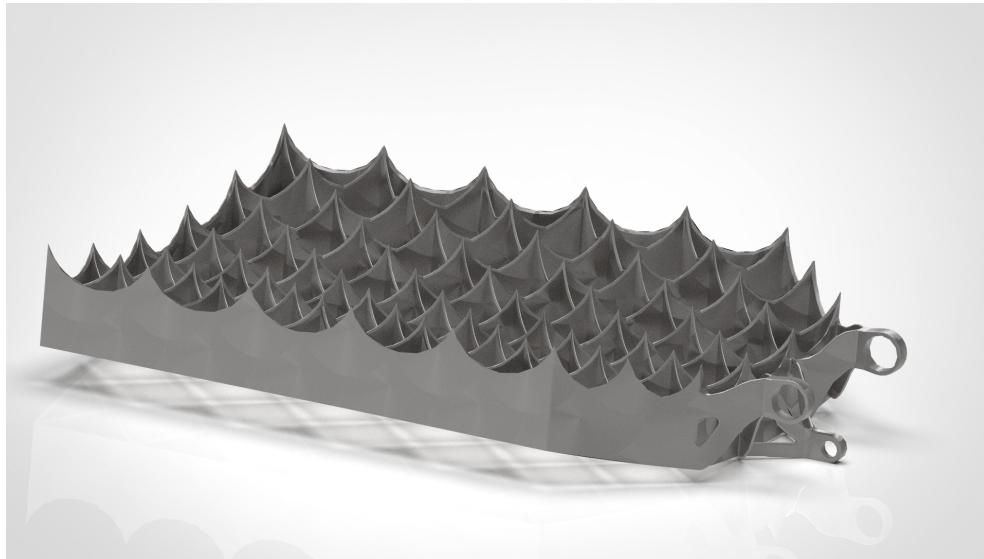


Abbildung 4.8.: Finaler Grid Fin aus Edelstahl

Berechnungen ergeben, dass maximale Spannungen von 889 MPa beim Grid Fin D2 auftreten, also leicht über den Belastungen des Edelstahl Grid Fins, aber nicht bedeutend.

Durch ein Verkürzen des Hebelarms kann nicht nur die Spindelstange kürzer werden, sondern auch ihre Achse muss nach unten gelegt werden. Dies führt jedoch zu Komplikationen, da nun das Linearlager in der Achse der Welle liegt. Dadurch kommt es zu einer sehr ungünstigen Wellenform, die nur einen schlechten Kraftfluss erlaubt und zu hohen Biegemomenten führt. Des Weiteren muss dadurch das Gehäuse größer dimensioniert werden. Somit geht wiederum mehr Bauraum innerhalb der Rakete verloren. Ein weiteres Problem stellt die Vorderseite der Welle dar. Theoretisch erlaubt die niedrigere Hubstange ein kleineres Kegellager zu verwenden, jedoch rückt durch den kürzeren Hub das Linearlager nach vorne, was den Bauraum blockiert. Ein kleineres Lager würde nicht mal die Masse der Welle reduzieren, da die Außenschicht nur nach innen auf die Position des Hohlraums rückt. Selbst der Effekt des geringeren Umfangs wird dadurch negiert, dass der Bereich hinter der Auflagefläche des Lagers nicht mehr gut erreichbar ist und sich deswegen dort weniger aushöhlen lässt. Wegen der Biegespannung in der Verbindungswelle kann die Breite im vordersten Teil der Welle auch nicht reduziert werden. Ein Abtragen des Materials auf der Oberseite führt hingegen zu einer flacheren Fläche, die beim Start in die Strömung zeigt und somit unnötig viel Widerstand verursacht. Wegen all dieser Gründe würde sich eine weitere Reduzierung des Hebelarms von Halterung B nicht rentieren. Sollte jedoch ein Titan Grid Fin mit der gleichen Halterungsgeometrie verwendet werden, ergäbe sich noch immer der Vorteil der um ca. 1,2 kg verringerten Masse. Dies wiegt jedoch nicht die hohen Kosten des Materials auf, weswegen weiterhin Edelstahl als Werkstoff verwendet wird. Der Grid Fin aus Stahl würde im 3D-Druck knapp 13.000€ Kosten, während der Preis bei Titan im Bereich von mehreren 10.000€ liegt und somit ungefähr das dreifache kostet.

4.2. Bestätigung der mechanischen Belastbarkeit der Aktuatorik

Mit der Festlegung des Grid Fin Aufbaus, insbesondere der Halterung, kann überprüft werden, ob auch alles auf der Wellenseite den mechanischen Lasten standhält. Hierfür werden die Kräfte, die an den einzelnen Halterungen wirken, benötigt.

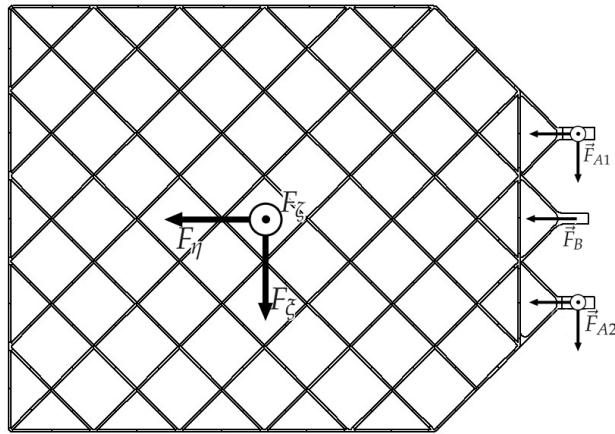


Abbildung 4.9.: Kräfte an den Halterungen

Wie in Abbildung 4.9 zeigt werden für die Kräfte der Halterungen drei neue Richtungen definiert. Die erste ist die ζ -Richtung, die identisch mit der für die FEM-Berechnung definierten Kraftrichtung F_1 ist. η zeigt von der Mittelachse der Rakete zum betrachteten Grid Fin. Folglich ergibt sich als letztes die ζ -Richtung tangential zum Raketenrumpf und vervollständigt das Rechtssystem. Zusätzlich muss nun zwischen den beiden Halterungen A unterschieden werden. A2 liegt in positiver ζ -Richtung von A1.

Wenn angenommen wird, dass die Halterung B, da sie deutlich weniger steif als die Halterungen A ist, nur Belastung in η -Richtung aufnehmen kann, ergeben sich die Kräfte wie in Tabelle 4.2 dargestellt. Links sind Kräfte am Grid Fin R1 dargestellt, was die höchste Belastung für das Lager A bedeutet, und rechts R2 mit der höchsten Belastung für Lager B. Die detaillierte Rechnung befindet sich im Anhang B.

Tabelle 4.2.: Kräfte an den Halterungen der Grid Fins

R1	F_{ζ}/N	F_{η}/N	F_f/N	R2	F_{ζ}/N	F_{η}/N	F_f/N
A1	612,00	-6.319,94	-531,55	A1	599,90	233,47	-474,45
A2	-1.001,31	-2.342,88	-531,54	A2	-1.013,41	3.783,28	-474,45
B	0	-401,16	0	B	0	3.783,28	0

Für die Bauteile, die nicht so hohen Lasten wie der Grid Fin ausgesetzt sind, wird im Folgenden nicht mit den Werkstoffwerten des teuren Edelstahls 1.4542 gerechnet. Für die Teile, die nicht mit der Strömung in Kontakt kommen, wird stattdessen die Aluminiumlegierung 3.3321 mit $R_{p,0.2} = 280$ MPa verwendet, und für die anderen Bauteile, wie weiterhin auch hohen thermischen Lasten

ausgesetzt sind, wird der Edelstahl 1.4401 mit einer Streckgrenze von $R_{p,0.2} = 400 \text{ MPa}$ angenommen. Dies ist ein Kompromiss aus Festigkeit und Materialkosten. Noch günstigere Werkstoffe hätte eine geringere Festigkeit, weswegen mehr Material benötigt werden würde. Dadurch steigt die Masse und als weitere Folge auch der Preis.

4.2.1. Lager der Halterung

Für die Lasten an den Lagern ist nur die Aufteilung in Radial- F_r und Axialkraft F_a , wie sie in Tabelle 4.3 zu sehen ist, von Bedeutung. Dabei sei noch zu bedenken, dass die Kraft in ζ -Richtung auf Grund des Aufbaus nur von einem der A Lager kompensiert werden kann. Auch wenn dieser Umstand für die vorherige Berechnung keine Rolle spielte, da die beiden Halterungen A auf einer Achse liegen, wird es im Folgenden berücksichtigt.

Tabelle 4.3.: Lagerkräfte in den Halterungen

R1	F_r/N	F_a/N	R2	F_a/N	F_r/N
A1	6.349,50	-1.063,10	A1	643,73	-948,90
A2	2.547,89	0	A2	3.916,65	0
B	401,16	0	B	4.861,12	0

Aus diesen Werten lässt sich nun über die Flächenpressung und Abscherung der erforderliche Durchmesser D und die benötigte Auflagebreite B der Hilfswelle bestimmen. Für die Abscherung gilt

$$\tau_{\text{zul.}} \leq \tau_{\text{scher}} = \frac{F_r}{j\pi D^2/4}. \quad (4.1)$$

Mit $\tau_{\text{zul.}} = R_{p,0.2} \cdot 0,6$ [32] und j als die Anzahl der Schnittflächen lässt sich der Mindestdurchmesser bestimmen.

$$D \leq \sqrt{\frac{4F}{j\pi 0,6R_{p,0.2}}} \quad (4.2)$$

Für die Halterung A ist $j_A = 1$, sodass eine Mindestdicke von $D_A = 5,8 \text{ mm}$ benötigt wird, woraus sich der sich eine Auflagebreite von $B_A = 3,3 \text{ mm}$ ergibt. Da sich der Aufbau des Grid Fins seit dem ersten Modell verändert hat, muss auch die Anbringung an der Welle, welche in Abbildung 3.15 zu sehen war, angepasst werden. Durch die Verlegung der Halterung A rückt der Grid Fin näher an den Raketenkörper. Statt nun Greifarme aus der Welle herausragen zu lassen, wird diese nur ein wenig verlängert, sodass die Verbindungsleitung durch die beiden Halterungen A die Welle durchstößt. Auf diese Verbindungsleitung wird eine Stange, im Weiteren Verbindungswelle genannt, mit einem Durchmesser von $D_{\text{Verbindungswelle}} = 10 \text{ mm}$ gelegt, auf der der Grid Fin montiert wird. Diese Variante der Halterung hat zum einen den Vorteil, dass keine komplizierte Greiferstruktur gefertigt werden muss, und zum anderen steht ein Großteil der planaren Rahmenwand im eingeklappten Zustand nicht mehr direkt in der Strömung, sondern im Windschatten der Welle. Dadurch wird ungewollter Widerstand und Belastung der Grid Fins verhindert. Um den Grid Fin reibungsarm zu sichern, muss er sowohl axial als auch radial mit Wälzlagern gelagert werden. Zylinderrollenlager, wie sie schon bei der Welle verwendet werden, sind hier jedoch eine ungünstige Wahl, da sie einen recht großen Bauraum benötigen. Stattdessen zeigt Abbildung 4.10 wie die Halterung A auf beiden

Seiten mit einem schmalen Nadellager radial und mit einem Kugellager axial mit der Welle verbunden ist. Diese Kombinationslager werden von außen mit Nutmuttern, die auf die Verbindungsstange aufgeschraubt und durch Sicherungsbleche gesichert sind, an den Grid Fin gedrückt. Um ein Verrutschen der Verbindungsstange in der Welle zu verhindern, muss diese noch durch eine Passschraube fixiert werden. Für diese Passschraube werden wieder aus der Flächenpressung und der Abscherung die Mindestmaße des Durchmessers und der Breite bestimmt. Mit einem Durchmesser von $D_{\text{Passschraube}} = 10 \text{ mm} > 1,2 \text{ mm}$ und einer Kontaktbreite von $B_{\text{Passschraube}} = 8 \text{ mm} > 1,3 \text{ mm}$ ist sie für diese Anwendung ausreichend.

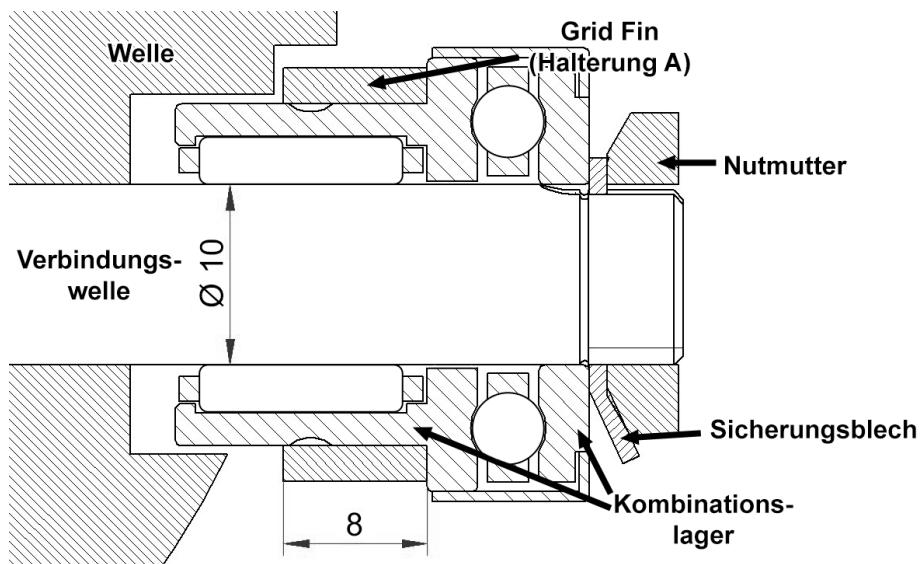


Abbildung 4.10.: Lagerung der Halterung A

Die Halterung B wird von beiden Seiten gestützt, sodass mit $j_B = 2 \text{ mm}$ ein Mindestdurchmesser von $D_B = 3,6 \text{ mm}$ errechnet wird. Die zugehörige Breite beläuft sich somit auf $B_B = 4,1 \text{ mm}$. Wie schon angemerkt, treten hier kaum Axialkräfte auf, sodass ein Rillenkugellager ausreicht, um diese aufzunehmen. Es wird auf der einen Seite gegen eine Schulter in der Halterung B des Grid Fins gedrückt und auf der anderen Seite durch einen Sicherungsring fixiert. Zwei Stifte werden von beiden Seiten gegen die innere Kante des Lagers gedrückt und miteinander verschraubt. Diese Stifte können anschließend von außen mit Muttern an die Verbindungsstange für den Hub fixiert werden, sodass sich der Aufbau wie in Abbildung 4.11 ergibt. Es werden normale Muttern verwendet, da sie keiner Last ausgesetzt sind, die eine Verdrehung bewirken könnte. Somit ist auch die Halterung B axial und radial bestimmt, kann sich aber noch immer reibungsarm um ihre Achse drehen. Das Kugellager hat zwar nur eine Breite von 3mm, was unter dem Wert liegt, der sich aus der Flächenpressung ergeben hat. Jedoch wurde dort mit dem Mindestdurchmesser gerechnet, sodass, wenn passend zum Innendurchmesser des Kugellagers die Rechnung mit $D_B = 5 \text{ mm}$ wiederholt wird, nur noch eine Breite von $B_B = 2,9 \text{ mm}$ benötigt wird. Diese Lagerung wird genauso auch ein zweites Mal auf der anderen Seite der Verbindungsstange verwendet.

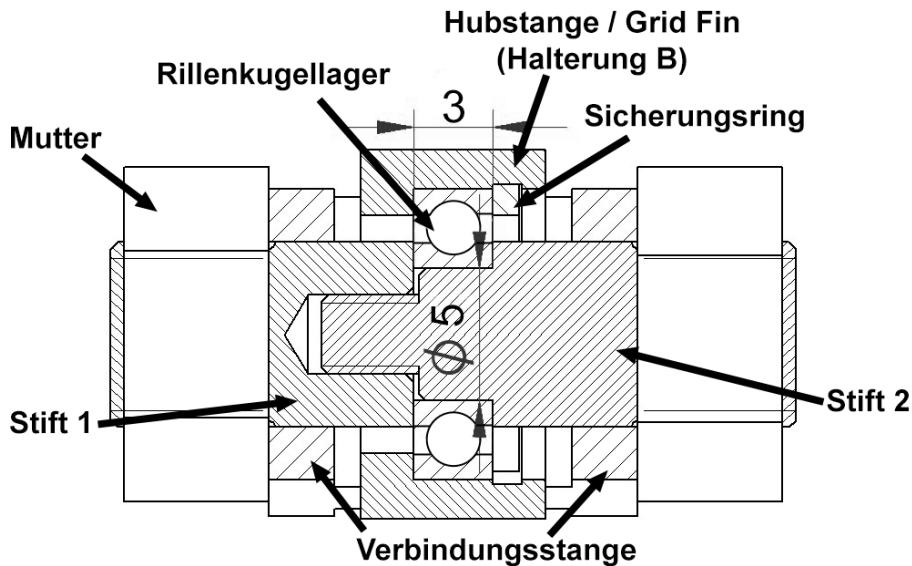


Abbildung 4.11.: Lagerung in der Halterung B

4.2.2. Lagerung der Welle

Als nächstes wird die Lebensdauer der Lagerung der Welle überprüft, da diese sich auch unter Last bewegen müssen. Hierzu werden zunächst über das Kräftegleichgewicht die Lasten in den beiden Kegelrollenlagern bestimmt.

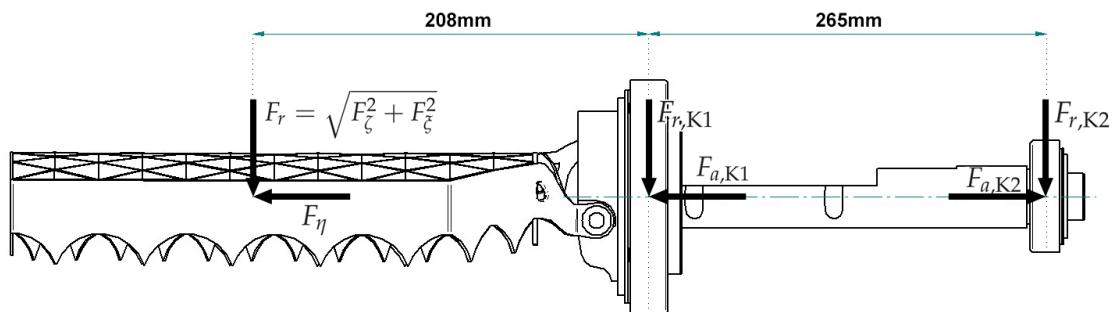


Abbildung 4.12.: Lagerkräfte an den Kegelrollenlagern

Für den Fall, dass die am Grid Fin angreifende Axialkraft in positive η -Richtung zeigt, ist die Axialkraft am vorderen Kegellager $F_{a,K1} = 0$ und am hinteren $F_{a,K2} = F_\eta$. Da es für den anderen Fall genau umgekehrt ist, wird bei der Untersuchung der maximalen Belastung für beide Lager angenommen, dass sie jeweils die Axiallast aufnehmen. Die Radialkräfte ergibt sich aus der Kraft in ζ - und ξ -Richtung und lässt sich mit dem Kräfte- und Momentengleichgewicht bestimmen.

$$F_{r,K1} = F_r \cdot \frac{208\text{mm}}{265\text{mm}} = 6.359,5\text{N} \quad (4.3)$$

$$F_{r,K2} = F_r - F_{r,K1} = 1.742,7\text{N} \quad (4.4)$$

Aus den Lasten in den Lagern und den in den Herstellerangaben genannten statischen Tragzahlen lässt sich die äquivalente Belastung berechnen. Mittels der ebenfalls vom Hersteller gegebenen dynamische Tragzahl ergibt sich dann für das vordere Kegellager eine Lebensdauer von über 1.000 Stunden und für das hinter sogar das Fünffache [32]. Es wurde dabei mit der maximal auftretenden Drehzahl, die sich aus der in Kapitel 4.3 beschriebenen Betriebssimulation ergibt, gerechnet. Trotzdem liegt der Wert noch immer deutlich über der benötigten Lebensdauer. Dies liegt jedoch daran, dass die Größe der Lager sich aus der Geometrie der Welle und des Grid Fins anstatt aus den Belastungen ergeben hat, wodurch kein kleines Modell in Frage kommt. Bei den gewählten Exemplaren wurde schon versucht die preislich günstigste Option zu wählen, sodass ihre Größe nicht zu sehr zum Nachteil wird.

4.2.3. Belastung der Welle

Die Welle selbst hat zum einen den groben Aufbau, wie er in Abbildung 3.15 zu sehen war, zum anderen zeigt Abbildung 4.13 wie sie an einigen Stellen von dieser rotationssymmetrischen Geometrie abweicht.

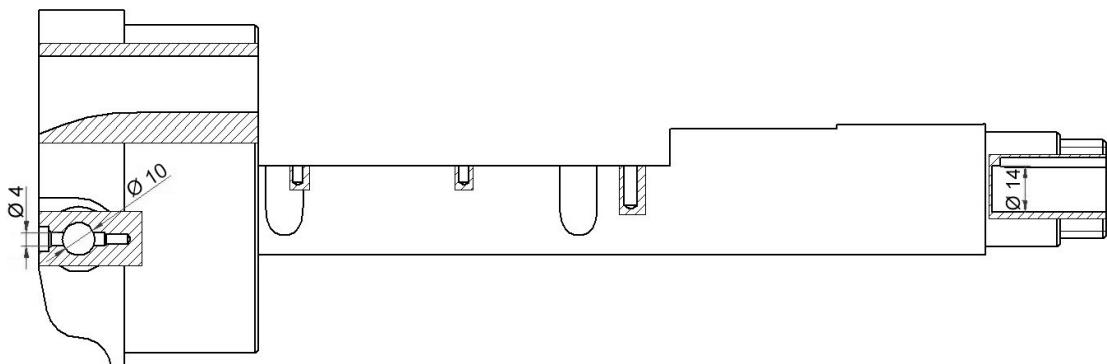


Abbildung 4.13.: Aufbau der Welle

Ein Aspekt ist die schon im Abschnitt zu der Halterung angesprochenen Verbindungswelle, die die Welle durchstößt. Auf der gleichen Höhe, aber auf der Stirnseite befindet sich mittig eine Bohrung und Senkung für die Passfeder. Für die Hubstange existiert des Weiteren ein großer Ausschnitt durch den größten Durchmesser der Welle. Damit im eingeklappten Zustand die Berge des Grid Fins nicht gegen die Welle stoßen, ist die untere Vorderkante ausgehöhlt. Das Linearlager der Hubstange muss von unten festgeschraubt werden, sodass zunächst ein flacher Ausschnitt in die Welle eingebracht worden ist, auf der eine Platte festgeschraubt werden kann. Diese Platte wird anschließend von unten mit dem Lager verschraubt. Um ein Montieren der Schrauben zu ermöglichen, werden jedoch noch Einbuchtungen an der Welle benötigt. Am hinteren Ende der Platte befindet sich ein angewinkelte Teil, an dem das Spindelgetriebe festschraubt wird. Für dieses und sein integrierten Motor sind auch noch Einbuchtungen in der Welle nötig. Am hinteren Ende befindet sich dann schließlich das Gewinde für die Nutmutter und die Nut für das Sicherungsblech. Schlussendlich ist an der hinteren Stirnseite der Welle eine Bohrung mit Passfedernut angebracht, in der die Welle des Getriebes montiert wird. Für die Analyse der Welle wurden wieder FEM-Berechnungen durchgeführt. Auf den Flächen, auf denen die Lager aufliegen, werden wie schon beim Grid Fin zy-

lindrische Bedingungen festgelegt, wobei die axiale Beschränkung nur bei jeweils einem der beiden Lager angewandt wird. Zusätzlich wird eine Drehung der Welle um ihre Achse durch ein Festhalten in tangentialer Richtung der Passfedernut am hinteren Ende verhindert. Für die FEM-Berechnung, deren Ergebnis in Abbildung 4.14 dargestellt ist, werden die Kräfte der Halterung A an den Stellen eingeleitet, an denen die Verbindungsstange in die Welle führt, mit Ausnahme der ξ -Kraft, die durch die Passschraube übertragen wird. Die Kraft der Halterung B hingegen wird erst über das Spindelgetriebe auf die Welle übertragen. Somit greift die resultierende Kraft in der Simulation in den Bohrlöchern an, an denen die Spindel befestigt ist.

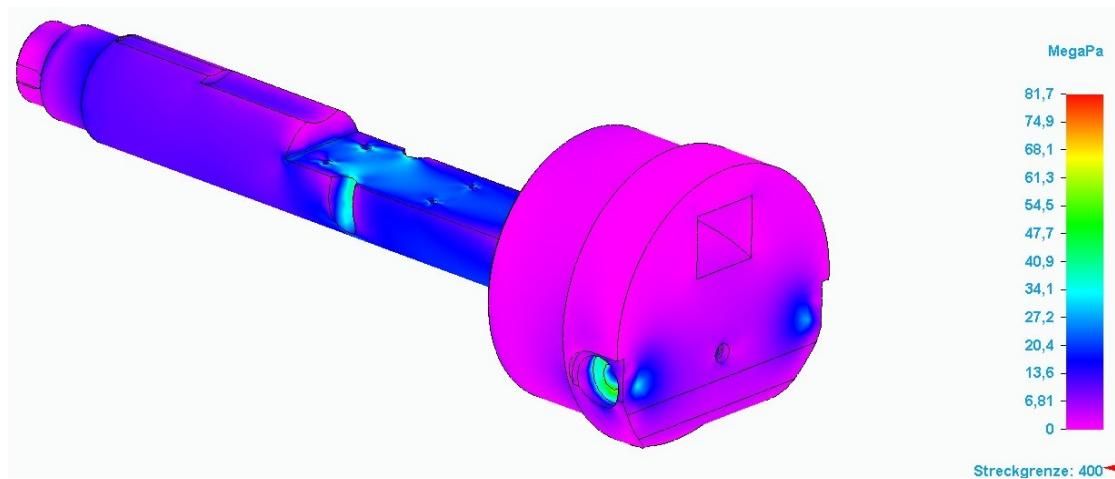


Abbildung 4.14.: FEM-Ergebnisse der Welle

Wie auch bei den Lagern ist die Dimensionierung der Welle nicht durch die mechanischen Lasten sondern geometrischen Randbedingungen bestimmt, sodass nirgends auch nur ansatzweise kritische Belastungen auftreten.

Mit einer Masse von $m = 6,2 \text{ kg}$ ist sie jedoch viel zu schwer. Wie in Abbildung 4.14 klar zu sehen ist, besitzt sie jedoch viel Volumen, welches nicht benötigt wird und somit nur unnötigen Ballast darstellt. Somit zeigt Abbildung 4.15, wie eine massenreduzierte Version der Welle aussieht.

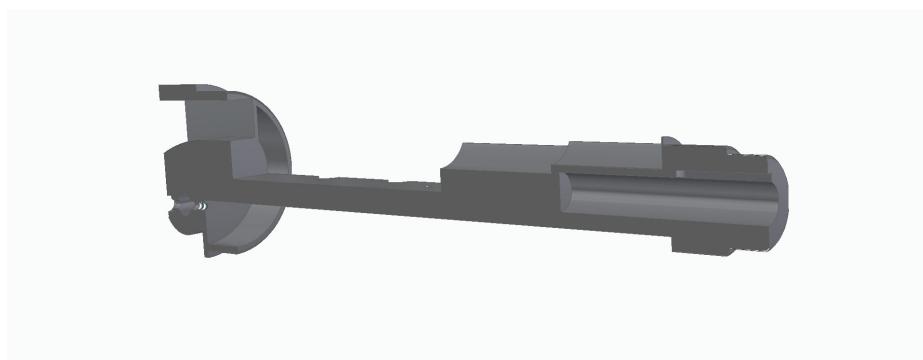


Abbildung 4.15.: Schnittanschicht der massenreduzierten Welle

Besonders der vordere Teil mit dem großen Durchmesser trägt maßgeblich zur Masse bei. Diese

Maße sind zwar nötig, um den Durchgang der Hubstange zu erlauben, aber der Innenraum kann ausgehöhlt werden. Auch der Einschnitt auf der Unterseite, der ein Anstoßen der Pfeilungsspitzen verhindert, kann ausgeweitet werden und ist nur durch die Durchgangsbohrung für die Verbindungswelle und der Notwendigkeit einer Wellenschulter für das Lager beschränkt. Auch auf der Oberseite des vorderen Wellenendes ist die Wellenschulter als Mindestradius notwendig. Zu den Bohrungslöchern für die Verbindungswelle muss die Oberfläche weiterhin nach außen laufen, um zum einen die Strömung nach außen abzuleiten und ein Auftreffen auf die planare Grid Fin Fläche zu verhindern und zum anderen die Verbindungswelle nicht über ihre Belastungsgrenze auf Biegung zu beanspruchen. Ergänzend kann auch noch in dem Abschnitt der Welle, in dem sich die Klappaktuatorik befindet, von der Unterseite Material angetragen werden. Am hinteren Ende beschränkt die Aufnahme für die Getriebewelle den Radius, aber die dafür vorgesehene Bohrung kann noch etwas verlängert werden, sodass der hintere Teil zur Hohlwelle wird. Somit hat sich die Masse der Welle drastisch auf einen Wert von nur noch $m = 2,2 \text{ kg}$ verringert. Auch mit diesen Veränderungen hält die Welle noch immer den Belastungen stand. Die FEM-Berechnung ergibt, dass noch immer nur maximal eine Spannung von 153 MPa auftritt, und ihr Ergebnis ist in Abbildung 4.16 zu erkennen. Somit kann für die Welle auch keine hohe Streckgrenze von Nöten, sodass ein günstigerer Werkstoff wie Edelstahl 1.4301 mit $R_{p,0.2} = 200 \text{ MPa}$ verwendet werden kann.

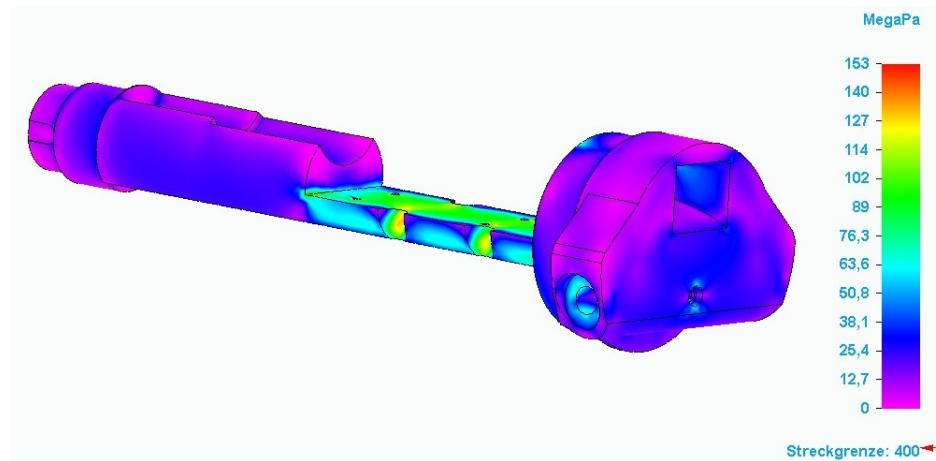


Abbildung 4.16.: Schnittansicht der massenreduzierten Welle

4.2.4. Belastung des Gehäuses

Abschließend wird noch das Aluminiumgehäuse betrachtet. Es hat nicht nur die Aufgabe, den Rest der Rakete von den beweglichen Teilen zu trennen, um zum Beispiel ein Verfangen von Kabeln zu verhindern, sondern auch die Funktion, die Lager und den Motor mit Getriebe in Position zu halten. Somit überträgt das Gehäuse auch die Kräfte und Momente, die in dem System wirken, auf den Raketenkörper. Für eine einfache Montage und Fertigung besteht das Gehäuse aus einer Unter- und Oberseite, die mit Schrauben aneinander und an der Außenhülle befestigt werden. Im vorderen Bereich benötigt die Oberseite der Welle auf Grund der Klappaktuatorik deutlich mehr Platz als auf der Unterseite. Deshalb bildet die Oberseite des Gehäuses einen Halbkreis, während die Unterseite eine halbe Ellipse darstellt, deren große Halbachse dem Radius der Oberseite entspricht, um bün-

dig mit ihr abzuschließen. Hinter dem Kegelrollenlager sind beide Seiten symmetrisch aufgebaut mit Ausnahme der Trennwände, die zur Unterseite gehören und an denen das Getriebe und der Motor montiert werden. Somit muss bei der Montage als letzter Schritt nur noch die Gehäuseoberseite auf die Unterseite platziert und dann befestigt werden. Diese Befestigung findet mit der Raketenhülle mit sechs gleichmäßig über einen Flansch verteilte Schrauben statt. Mit zunächst sechs Schrauben, die über die gesamte Kontaktfläche verteilt sind, werden die beiden Gehäusehälften mittels Muttern miteinander verbunden.

Erneut wird hier eine FEM-Analyse benutzt, deren Ergebnis in Abbildung 4.17 zu sehen ist, um die Spannungen im Material zu bestimmen. Hierbei werden die Lagerkräfte auf die Flächen aufgebracht, auf denen die Lager aufliegen und gegendrücken. Das Moment um die Wellenachse wird über das Getriebe und den Motor auf das Gehäuse übertragen. Da das Getriebe eine Übersetzung von 200:1 besitzt und der Motor nur sehr kleine Momente liefert, wird vereinfacht angenommen, dass das gesamte Moment an Löchern für die Schrauben des Getriebes angreift.

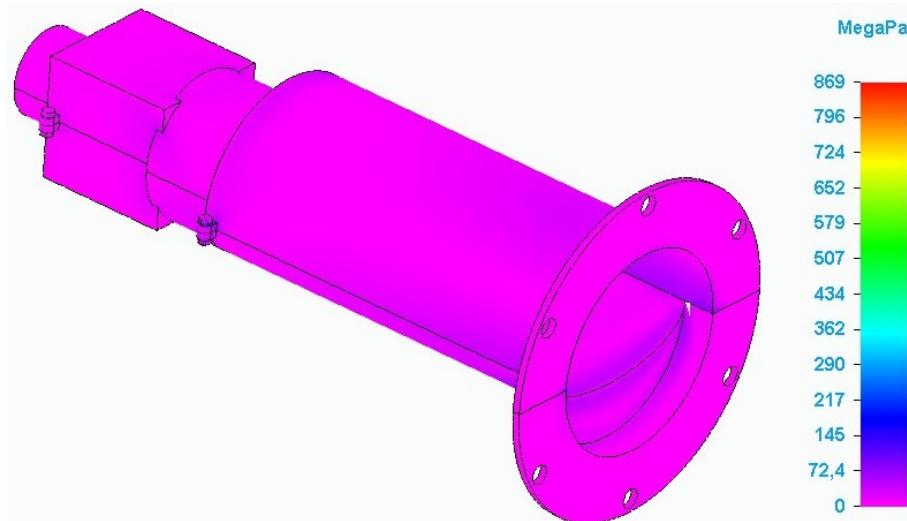


Abbildung 4.17: Ergebnisse der FEM-Berechnung der Gehäusebaugruppe mit 6 Schrauben

Die Abbildung 4.17 zeigt, dass die Beanspruchungen im Material überall recht gering sind. Nur zwischen den Schrauben und Muttern kommt es zu hohen Belastungen mit Spannungen von bis zu 900 MPa. Dies können Schrauben der Festigkeitsklasse 9.8 beziehungsweise 10.9 mit ihrer Zugfestigkeit bzw. Streckgrenze zwar erreichen, aber da sie als Normbauteile kostentechnisch kaum eine Rolle spielen, wird hier auf etwas mehr Sicherheit geachtet und die Anzahl der Schrauben von sechs auf zehn erhöht. Dies senkt die Spannung in den Schrauben deutlich ab, sodass ihre Belastung nicht mehr kritisch ist.

Da die Spannungen im Gehäuse fast nicht existent sind, kann die Wandstärke noch deutlich reduziert werden. Zuvor lag sie überall bei 4 mm und wird nun auf 1 mm reduziert. Nur der Flansch, an denen die beiden Gehäusehälften zusammengeschraubt werden, bleibt unverändert. Da die Kanten, an denen das Lager sitzt, sehr scharf sind, kommt es dort nun zu Spannungsspitzen, die über der Streckgrenze liegen. Deswegen werden die Auflagefläche des Kegellagers und die beiden angrenzenden Wände wieder auf eine Wandstärke von 4mm angehoben. Nun kommt es nur noch zu

Spannungen von ca. 400 MPa. Dies ist noch immer über der Streckgrenze von gängigen Aluminiumlegierungen, sodass versucht wird diese weiter zu senken. Also wird die Geometrie des vordersten Flansch direkt am Flansch für die Montage am Raketenkörper angepasst und Verrundungen an den kritischen Kanten hinzugefügt. Dadurch wird nun endgültig das angemessenes Gehäuse aus Abbildung 4.18 erreicht.

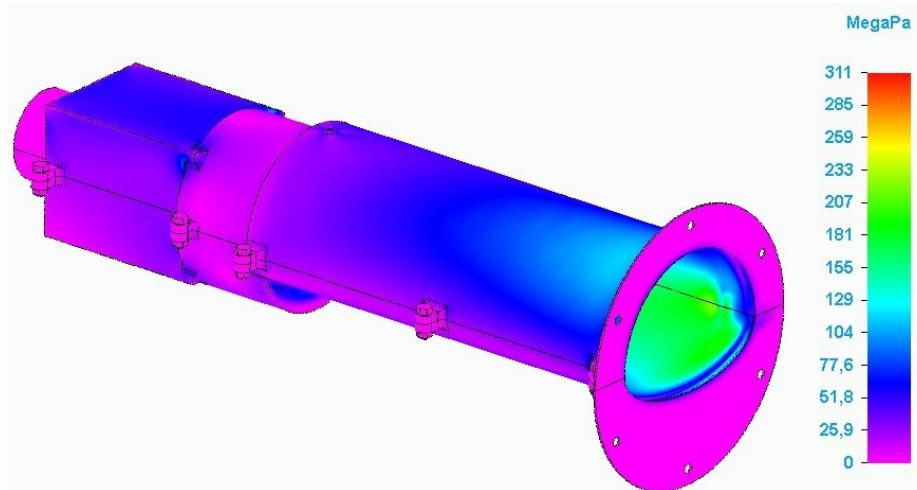


Abbildung 4.18.: Ergebnisse der FEM-Berechnung der endgültigen Gehäusegeometrie

4.3. Betriebssimulation

Da nun bewiesen wurde, dass die gesamte Konstruktion, die in Abbildung 4.19 gezeigt wird, den mechanischen Lasten des Betriebs stand hält, soll an dieser Stelle überprüft werden, ob die Antriebe über genug Leistung verfügen die gewünschten Manöver durchzuführen. Deswegen werden zur Überprüfung der Aktuatorik Betriebssimulationen in der Matlab-Anwendung Simulink durchgeführt.

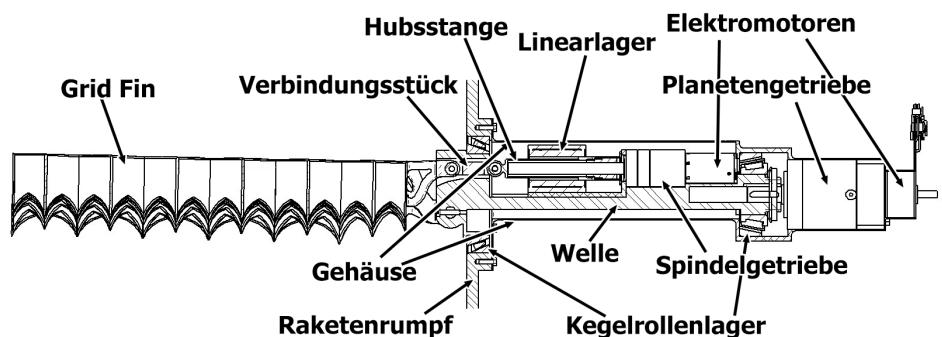


Abbildung 4.19.: Schnittansicht des Gesamtsystems

4.3.1. Klappwinkel

Zuerst wird der Prozess des Ausklappens simuliert. Dieses System besteht aus den drei in Abbildung 4.20 gezeigten, miteinander verknüpften Teilen.



Abbildung 4.20.: Schaubild der Strecke der Klappaktuatorik

Das erste Subsystem stellt der Motor dar, dessen Kennlinie sich mit Gleichung 4.5 beschreiben lässt.

$$M_{\text{Motor}} = (k_n U - n) \left(\frac{\Delta n}{\Delta M} \right)^{-1} \quad (4.5)$$

k_n ist dabei die Drehzahlkonstante des Motors und ist zusammen mit der Kennliniensteigung $\frac{\Delta n}{\Delta M}$ als konstante Kenngröße dem Datenblatt zu entnehmen. Die Spannung U wird von außen angelegt und die Drehzahl n ergibt sich aus der Lösung des Systems, sodass sich mit der Gleichung das Motormoment bestimmen lässt. Dieses Moment wird dann jedoch noch vom Getriebe auf Kosten der Drehzahl mit der Übersetzung $i = 200$ verstärkt, sodass sich das Antriebsmoment und umgekehrt die Motordrehzahl ergibt.

$$M_{\text{Antrieb}} = i \cdot M_{\text{Motor}} \quad (4.6)$$

$$n_{\text{Motor}} = i \cdot n_{\text{Antrieb}} \quad (4.7)$$

Dieses Getriebe besteht zwar sowohl aus der Spindelstange, die die Rotations- in eine Linearbewegung umwandelt, als auch einem vorgesetzten Planetengetriebe, jedoch wird im ersten Subsystem nur das Planetengetriebe berücksichtigt, während die Spindelstange vorerst vernachlässigt wird. Das Antriebsmoment wird dann an das zweite Subsystem weitergegeben, in dem die Differenzialgleichung

$$\ddot{\varphi} = \frac{M_{\text{Antrieb}} - M_{\text{Reib}}}{I} \quad (4.8)$$

gelöst wird. Die Beschleunigung des Trägheitsmoments I um den Verdrehwinkel φ hängt also von der Differenz des Antriebs- und Reibmoments ab. Letzteres ergibt sich aus dem Hebelarm r und der Reibkraft des jeweiligen Kontaktpunktes, die wiederum vom Reibungsbeiwert μ und der Normalkraft F_N abhängig ist und immer der Bewegung entgegenwirkt. Für das Getriebe ist zwar kein Reibungsbeiwert bekannt, aber eine Nenneffizienz η , sodass das sein Reibmoment als ein nur vom Antriebsmoment abhängiger Wert angenommen wird.

$$M_{\text{Reib}} = M_{\text{Antrieb}} \cdot (1 - \eta) + \frac{\dot{\varphi}}{|\dot{\varphi}|} \sum F_N \mu r \quad (4.9)$$

Das Trägheitsmoment setzt sich aus Trägheitsmomenten der einzelnen Bestandteile der Aktuatorik zusammen, welche je nach Kinematik noch entsprechend umgerechnet werden müssen.

Aus dem Ergebnis dieser Differenzialgleichung, die Drehbeschleunigung $\ddot{\phi}$, lässt sich dann zum einen die Drehgeschwindigkeit $\dot{\phi}$ mittels einfacher und der Verdrehwinkel ϕ mit zweifacher Integration bestimmen. Die Drehgeschwindigkeit wird zum einen für die Richtung des Reibmoments, wie es in Gleichung 4.9 zu sehen ist, benötigt und zum anderen für eine Umrechnung zur Drehzahl an den Motor zurückgegeben. Der Verdrehwinkel hingegen wird an das dritte und letzte Subsystem, welches sich mit der Geometrie der Kinematik beschäftigt, weitergeleitet.

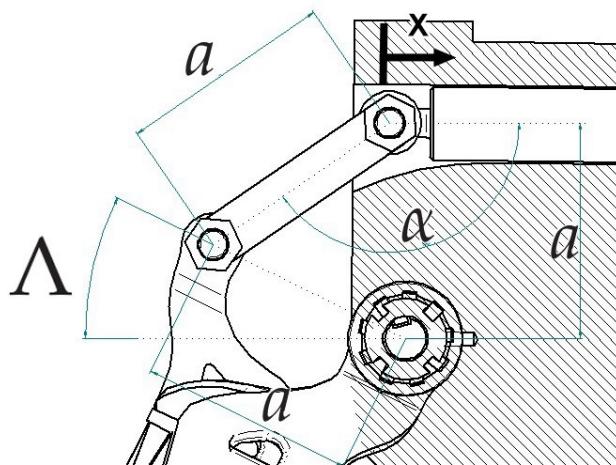


Abbildung 4.21.: Kinematischer Zusammenhang von Hubweg und Klappwinkel

Hier wird die Verdrehung über die Steigung der Spindelstange erst in eine Linearbewegung der Hubstange und dann wieder in die Rotation des Grid Fins um den Klappwinkel Λ umgewandelt. Abbildung 4.21 zeigt, wie aus den geometrischen Zusammenhängen sich zuerst der Winkel

$$\alpha = \arcsin \left(1 - \frac{x}{a} - \cos(\Lambda) \right) \quad (4.10)$$

in Abhängigkeit vom Hubweg x ergibt, der dann genutzt werden kann, um den Klappwinkel

$$\Lambda = \arcsin \left(1 - \sin(\alpha) \right) \quad (4.11)$$

zu bestimmen.

Sobald der Klappwinkel von $\Lambda = 90^\circ$ erreicht wird, beziehungsweise wenn die Hubstange sich um eine Länge von $x = 2a = 75$ mm bewegt hat, stößt sie gegen das Getriebe und eine weitere Bewegung in diese Richtung ist nicht mehr möglich. Wenn dieser Fall eintritt, wird die Spannung am Motor auf null gesetzt und das Manöver gilt als beendet.

Abbildung 4.22 zeigt, dass der Verlauf des Klappwinkel in Abhängigkeit vom normalisierten Hubweg x/a erst mit nur sehr geringer Steigung beginnt, doch dann ab $x/a \approx 0.8$ einen fast linearen Verlauf annimmt. Sowohl das Trägheitsmoment, mit dem der Grid Fin im Subsystem der Differenzialgleichung wirkt, als auch die Kraft in den Lagern, die zur Reibung führt, hängen vom aktuellen Klappwinkel ab und sind somit nicht konstant. Da jedoch schon der Klappwinkel rekursiv errechnet werden muss, ist es nicht möglich in Simulink einen weiteren geschlossenen Kreis mit diesem Wert zu bilden. Stattdessen werden Vereinfachungen angenommen. Es wird die lineare Steigung im

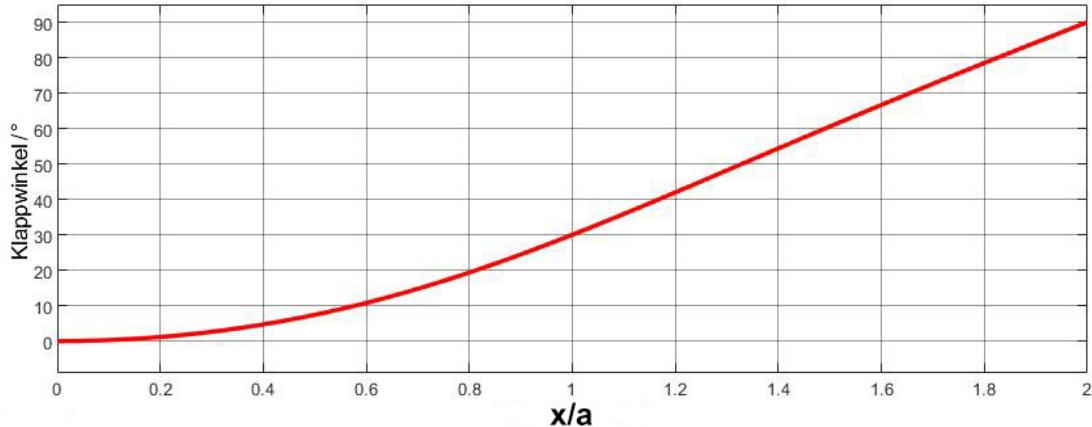


Abbildung 4.22.: Klappwinkel Λ in Abhängigkeit vom normalisierten Hubweg x/a

hinteren Bereich des Verlaufs aus Abbildung 4.22 als konstanter Wert für die Rechnung verwendet. Dies ist eine konservative Annahme, da die geringere Steigung im vorderen Bereich nur schwächeren Reibungskräfte und Trägheitsmomente bewirken würde. Die Kraft in den beiden Kugellagern ergibt sich aus dem Trägheitsmoment des Grid Fins mit der Annahme eines Ausklappens innerhalb von zwei Sekunden. Es wird angenommen, dass in beide Lager jeweils das gesamte Moment mit dem Hebelarm a aufnehmen. Da außer der Trägheit in der Schwerelosigkeit keine Kräfte wirken, wird davon ausgegangen, dass die Reibung im Linearlager zu vernachlässigen ist. Wegen des geringen Reibungsbeiwertes $\mu = 0.0015$ [33] von Kugellagern ist die Reibung im Getriebe um drei Größenordnungen größer und somit von deutlich entscheidenderer Bedeutung.

Wird nun die Simulation mit der Nennspannung von $U = 12$ V durchgeführt, zeigt Abbildung, dass der Grid Fin innerhalb von weniger als 2,9 Sekunden ausklappt. Dies liegt weit unter der Zeitspanne zwischen Separation und ReEntry-Burn, die maximal zur Verfügung steht. Der Motor ist für die Anwendung also eigentlich zu leistungsstark. Da jedoch trotz der reduzierten Masse des Grid Fins kein anderes dimensioniertes Spindelgetriebe in Frage kommt, ist dieser Motor noch immer die günstigste Option. Als Effizienz μ des Getriebes ist jedoch nur ein Maximalwert gegeben, der hier auch verwendet wurde. Selbst wenn dieser von $\mu = 0,75$ auf einen sehr niedrigen Wert von 0,25 herabgesetzt wird und nur noch eine Spannung von $U = 4$ V am Motor anliegt, klappt der Grid Fin noch immer innerhalb von ungefähr 8,5 Sekunden aus.

Dies zeigt, dass nicht wie bisher eine Spindelstange mit einem reibungsarmen Kugelumlaufgewinde verwendet werden muss. Stattdessen kann auf ein Trapezgewinde zurückgegriffen werden, welches mit $\eta = 0,38$ eine deutlich geringere Effizienz hat, aber trotzdem noch immer ausreicht. Bei $U = 4$ V braucht der Grid Fin noch immer nur 7,4 Sekunden zum Ausklappen. Abbildung 4.23 zeigt, dass die Zeitdifferenz trotz den großen Unterschieds im Wirkungsgrad gering bleibt. Der Preis für das Spindelgetriebe sinkt aber signifikant von 768€ auf 513€.

Der in Abbildung 4.23 dargestellt Verlauf des Klappwinkels zeigt einen Knick bei $\Lambda = 90^\circ$. Dies kommt dadurch zustande, dass der Motor konstant mit der gleichen Spannung betrieben wird, bis die Hubstange ungebremst gegen das Spindelgetriebe stößt. Dies lässt sich verhindern, indem, wie es beim Steuerwinkel gemacht werden soll (vgl. Abbildung 4.25, ein PI-Regler zusätzlich eingebracht wird. Abbildung 4.24 zeigt, dass sich mit Regelung die Kurve abrundet. Die für das Manöver

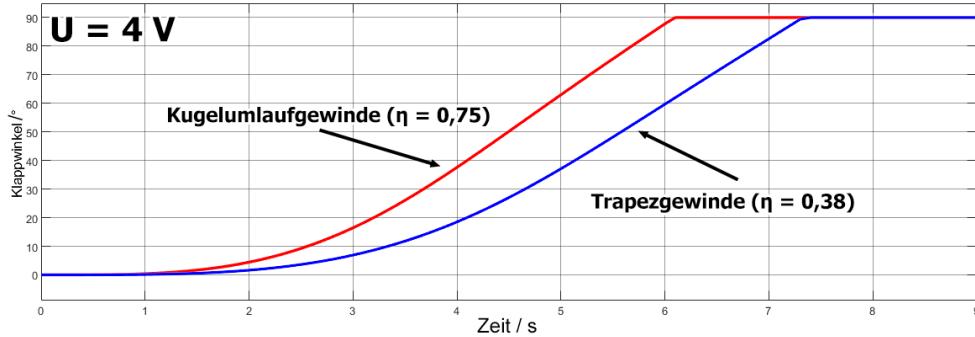


Abbildung 4.23.: Klappbewegung des Kugelumlaufgewinde und Trapezgewinde bei 4 V im Vergleich

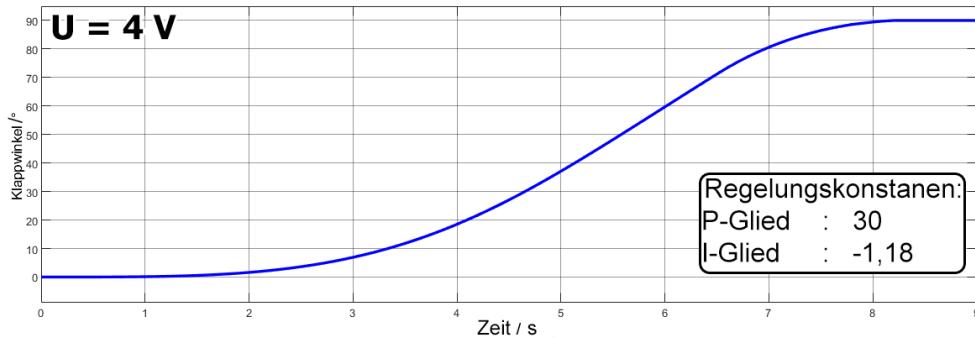


Abbildung 4.24.: Klappbewegung mit Trapezgewinde und PI-Regler

benötigte Zeit steigt dadurch um ungefähr eine Sekunde auf 8,1 s.

4.3.2. Steuerwinkel

Das Schaubild in Abbildung 4.25 zeigt den Aufbau der Betriebssimulation für den Steuerwinkel. Das Subsystem des Motors bleibt vom Aufbau her unverändert und kann ohne Weiteres von der

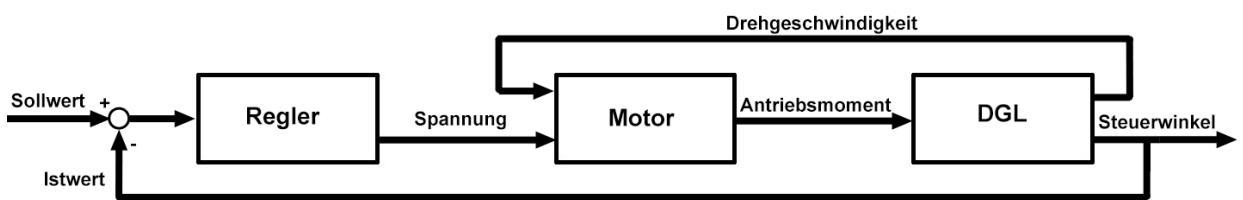


Abbildung 4.25.: Schaubild der Regelstrecke der Steueraktuatorik

Klappwinkelsimulation übernommen werden. Auch die Differenzialgleichung hat grob die gleiche Struktur.

$$I\ddot{\delta} = M_{Antrieb} - M_{Reib} - M_m \quad (4.12)$$

Zu den Momenten, die auch schon beim Klappwinkel vorkamen, kommt nun auch das aerodynamische Gelenkmoment M_m dazu. Dieses wird als linear vom Steuerwinkel δ abhängig angenommen, was sich bei den Analysen von Miller und Washington [10] (vgl. Abbildung 2.15) erkennen lässt. Somit

ergibt sich

$$M_m = \frac{M_{m,\max}}{\delta_{\max}} \cdot \delta = \frac{89,1 \text{ Nm}}{20^\circ} \cdot \delta = 4,455 \frac{\text{Nm}}{\circ} \cdot \delta. \quad (4.13)$$

Der Anteil des Reibungsmoments aus der Lagerreibung lässt sich für den Steuerwinkel auch einfacher ermitteln, da sie sich aus den am Grid Fin angreifenden Kräften bestimmen lassen. Hierfür können die in Abschnitt 4.2.2 zur Lagerung der Welle verwendeten Formeln 4.3 und 4.3 verwendet werden. Auch wenn der Reibungsbeiwert von Kegelrollenlagern leicht höher ist als der von Rillenkugellagern [33], ist die Bedeutung der Lagerreibung gegenüber den Verlusten im Getriebe noch immer vernachlässigbar gering.

Da die Variable der Differenzialgleichung schon der gewünschte Steuerwinkel δ ist, ist kein drittes Subsystem für eine Transformation der Kinematik nötig. Die Bewegung, die durchgeführt werden soll, ist jedoch komplexer als beim Klappwinkel, sodass die anliegende Spannung nicht konstant gehalten werden kann. Deswegen wird von Anfang an ein PI-Regler eingebaut, der in Abhängigkeit vom Steuerwinkel die Spannung regelt.

Weil eine komplette Schwingung innerhalb von $T = 0,73\text{s}$ stattfinden soll, wird der Sollwert für den Steuerwinkel bis $t = 1/4T$ auf $\delta = 20^\circ$ gesetzt. Danach springt der Wert auf $\delta = -20^\circ$. Ab $t = 3/4T$ soll Steuerwinkel wieder auf $\delta = 0^\circ$ zurückgehen. Von dort war er auch mit einer Drehrate von $\dot{\delta} = 0 \text{ rad/s}$ gestartet. Der Regler ist jedoch keineswegs für die Anwendung optimiert und dient nur der Demonstration der Fähigkeit des Motors genug Leistung aufzubringen, um dieses Manöver durchzuführen.

Der gewählte Motor hat eine Nennspannung von $U = 12\text{V}$, die zunächst als Maximum festgelegt wird. Abbildung 4.26 zeigt aber, dass der Motor unter diesen Bedingungen gerade mal einen Steuerwinkel von $\delta = \pm 12^\circ$ einzustellen schafft.

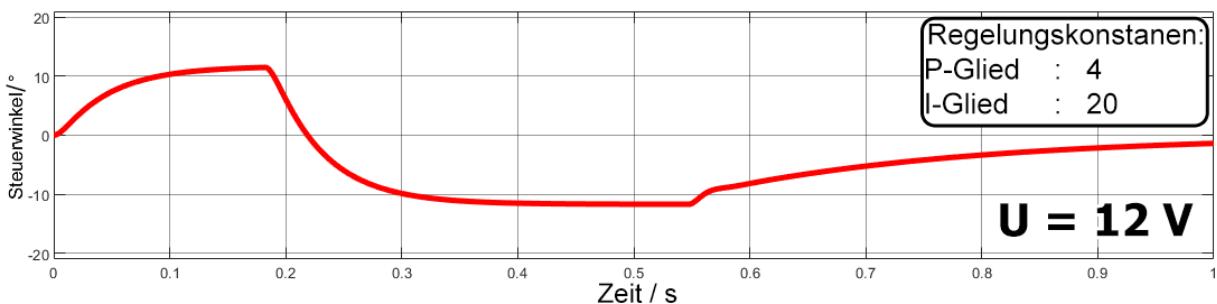


Abbildung 4.26.: Steuerwinkel in Abhängigkeit von der Zeit bei Nennspannung

Jedoch ist die Nennspannung nur für den Dauerbetrieb als Grenzwert anzusehen. Da aber der Wiedereintritt in die Atmosphäre, in der dieses Manöver durchgeführt wird, nur circa 40 Sekunden dauert, wobei nur in einem Intervall von ungefähr 20 Sekunden die hohen aerodynamischen Kräfte auftreten, ist die meiste Zeit gar nicht eine so hohe Leistung notwendig. Mit einer thermischen Zeitkonstante der Wicklung von 11,8s ist ein Überschreiten der Nennspannung um ihr Vielfaches nicht sofort schädlich. Deutlich höher muss die Spannung aber auch gar nicht gesteigert werden. Wie Abbildung 4.27 zeigt, reicht schon eine Spannung vom 1,5-fachen der Nennspannung aus, um die Bewegung wie gewünscht durchzuführen. Die Steueraktuatorik ist aber deutlich sensibler gegenüber unerwarteten Störungen als der Klappaktuator. Bei geringerer Maximalspannung und ei-

ner Senkung der Getrieboeffizienz um mehr als 5% kann er unter den Maximalbedingungen nicht mehr die gewünschte Bewegung ausführen.

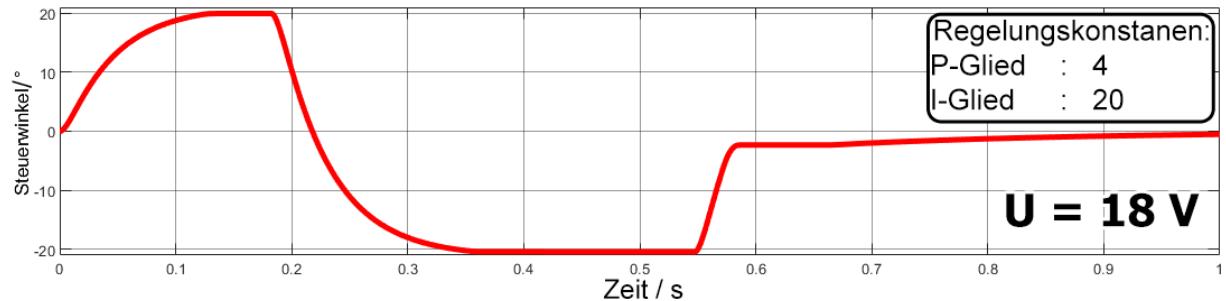


Abbildung 4.27: Steuerwinkel in Abhängigkeit von der Zeit bei 1,5-facher Nennspannung

4.4. Systembewertung und Fazit

Es wurde eine Grid Fin Aktuatorik für wiederverwendbare Raketen, die unter extremen Wiedereintrittsbedingungen einsatzfähig bleibt, entworfen. Nicht nur der Grid Fin an sich hält den mechanischen Belastungen stand, die durch die aerodynamischen Kräfte bewirkt werden, sondern auch die Bauteile, an denen er befestigt ist, können diese Spannungen ertragen und in den Raketenkörper weiterleiten. Dabei wird nicht von einem planmäßigen Wiedereintritt mit ReEntry-Burn ausgegangen, sondern das Worst-Case-Szenario angenommen, bei dem die Rakete ungebremst auf die Atmosphäre trifft. Die größten Bedenken gelten hierbei der thermischen Belastung, die weiterhin eine große Unbekannte ist. Sie konnte bisher noch nicht berücksichtigt werden und könnte somit zum Totalversagen des Systems durch Schmelzen des Gittermaterials führen.

Das System muss aber nicht nur den Belastungen standhalten, sondern auch eine Beweglichkeit um zwei Achsen in bestimmten Grenzen erlauben. Der erste Aktuator steuert den Grid Fin beim Wiedereintritt und schafft es selbst bei den harschen Bedingungen ohne ReEntry-Burn eine Bewegung von $\pm 20^\circ$ innerhalb von weniger als 0,73 Sekunden auszuführen. Obwohl er nur recht knapp ausgelegt ist und schon bei leicht erschwerten Bedingungen nicht mehr in der Lage ist, die Bewegung auszuführen, wird er dennoch den Anforderungen gerecht. Der Aktuator zum Ausklappen der Grid Fins nach der Stufentrennung und vor dem Wiedereintritt ist deutlich robuster ausgelegt. Er schafft es innerhalb kürzester Zeit seine Funktion zu erfüllen und danach die Position zu halten. Dieser Aktuator kann auch noch bei deutlich erschwerten Bedingungen seine Aufgabe erfüllen.

Auch wenn einige Komponenten natürlich maßgefertigt werden müssen, insbesondere der Grid Fin, die Welle und das Gehäuse, wurden so weit wie möglich COTS verwendet. So sind die Motoren, Getriebe und Lager alle von Anbietern online bestellbar, ganz abgesehen von den Normbauteilen, die wie Schrauben und Muttern teilweise sogar aus dem lokalen Baumarkt in geringen Stückzahlen erhältlich sind. Die restlichen Bauteile sind aus einfachen Halbzeugen mit nur wenigen Arbeitsschritten fertigbar. Dadurch werden Kosten auf ein Minimum begrenzt. Für COTS ergeben sich

somit pro Grid Fin Gesamtkosten von etwas über 1.600€. Die Gesamtmasse pro Aktuatorik inklusive Grid Fin beläuft sich auf ungefähr 8,7kg. Der Grid übersteigt diese Kosten mit einem Preis von 13.000€ im 3D-Druck bei weitem.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Aktuatorik alle geforderten Funktionen erfüllt. Sie hält allen zu berücksichtigenden Belastungen stand und ermöglicht die Bewegung der geforderten Freiheitsgrade. Somit wurden alle im Rahmen dieser Arbeit gestellten Anforderungen erfüllt.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Das Ziel dieser Arbeit war der Entwurf einer Grid Fin Aktuatorik für wiederverwendbare AirLaunch-Raketen. Hierfür wurden nach einer kurzen Einleitung in das Thema die technischen Grundlagen beschrieben. Erst wurden die wichtigsten Begrifflichkeiten geklärt, um die Grid Fins und ihre Orientierung beschreiben zu können. Anschließend konnte detailliert auf ihr strömungsmechanisches Verhalten, bisherige Verwendungen sowie das AirLaunch-System Valkyrie, für das die Grid Fins entworfen wurden, eingegangen werden.

In Kapitel 3 wurden dann aus einer Betriebssimulation der Valkyrie Bedingungen wie zum Beispiel die Strömungszustände und wirkende Kräfte ausgelesen, die ausschlaggebend für die Belastungen des zu entwerfenden Systems waren. Die Simulation wurde ohne ReEntry-Burn und mit angestellten Grid Fins durchgeführt, um bei der Auslegung auch extreme Bedingungen zu berücksichtigen. Weitere Bedingungen ergaben sich aus der Fertigung im 3D-Druck.

Anschließend wurden zwei morphologische Kästen erstellt. In denen jeweils die Designoptionen für die Grid Fins oder Aktuatorik dargestellt wurden. Die Ansätze aus dem Grundlagenkapitel konnten hier angewandt werden, sodass sich für die Grid Fins fünf und für die Aktuatorik drei Kategorien ergaben.

Im Folgenden wurde dann unter Berücksichtigung der vorher definierten Anforderungen ein erstes Systemdesign entworfen, wobei zunächst Edelstahl 1.4542 als Werkstoff festgelegt. Als nächstes wurde der Grid Fin als rechteckige Rahmenform und einer konkaven Krümmung zur Anströmung hin definiert. Die Zellen wurden quadratisch entworfen, ihre Zellwände auf beiden Seiten zugespitzt und außerdem mit einer lokalen Pfeilung versehen. Anschließend konnten die zwei Bewegungen, das Ausklappen vor dem Wiedereintritt und das Steuern während der atmosphärischen Flugphase, getrennt betrachtet werden. Dennoch ergab für beide ähnliche Lösungsansätze mit Elektromotoren und Wälzlagern. Für den Ausklappmechanismus wurde jedoch die rotarische Bewegung des Motors über ein Spindelgetriebe in eine Linearbewegung umgewandelt, die den benötigten Hub für die Klappbewegung bewirkt. Diese Klappaktuatorik wurde auf der Welle der Steueraktuatorik montiert, bei der stattdessen ein Planetengetriebe verwendet wurde.

Die Kräfte aus der Simulation ohne ReEntry-Burn wurden dann in FEM-Berechnungen auf die Bauteile aufgebracht. Somit konnten die Bauteile hinsichtlich der Belastungen optimiert werden. Dabei hat es sich entgegen der vorherigen Erwartung herausgestellt, dass die Belastungen im gesamten Gitter recht gleichmäßig verteilt sind, anstatt -wie zuerst angenommen- zur Einspannung hin zu steigen. Deshalb wurde eine konstanten Wandstärke von 1,5 mm implementiert. Des Weiteren konnte auch bei den anderen Bauteilen -insbesondere der Welle- durch eine Reduktion des überschüssigen Volumens noch viel Masse eingespart werden konnte.

Neben FEM-Berechnungen wurden auch zwei Betriebssimulationen für die zwei Bewegungen, das Ausklappen und die Steuerbewegung, durchgeführt. Sie haben ergeben, dass die Bewegungen

anforderungsgerecht bewältigt werden können und besonders die Klappaktuatorik selbst unter erschweren Bedingungen gute Ergebnisse liefert.

In Zukunft muss aber noch die thermische Belastbarkeit der Grid Fins unter den Wiedereintrittsbedingungen bestimmt werden. Hierfür sollte idealer Weise eine CFD-Simulation durchgeführt werden, aus der sich neben thermischen Lasten auch die genauen Widerstands und Auftriebsbeiwerte bestimmen lassen. Für diese könnte aber auch alternativ ein Hyperschallwindkanal durchgeführt werden. Um ein realistisches Bild der aerodynamischen Kräfte zu erhalten, sollten dabei auch Wechselwirkungen mit dem Raketenkörper und den Finnen am Heck der Erststufe berücksichtigt werden.

Eine Möglichkeit der Gewichtsreduzierung bietet das Entfernen der Klappaktuatorik. Dies spart gleichzeitig Kosten und Baumraum in der Rakete. Des Weiteren wird die Aktuatorik dadurch einfacher und es gibt weniger bewegte Teile die zu Problemen führen könnten. Um zu überprüfen, ob Grid Fins ohne Klappmechanismus auch wirklich rentabel sind, muss geprüft werden, welche Folgen dies auf den Start bezüglich Widerstand und Stabilität hat. Außerdem ist sicherzustellen, dass die Grid Fins noch genug Abstand zum Boden haben, während die Rakete am Flugzeug hängt.

Auch die Art der Fertigung kann noch einmal neu evaluiert werden. Mit einem 3D-Druck-Preis von 12.900€ ist ein Grid Fin nicht gerade günstig und Fräsen könnte sich als günstiger herausstellen. Wird eine starke Vereinfachung der Geometrie des Grid Fins in Kauf genommen, können sogar deutlich günstigere Verfahren wie zum Beispiel das Zusammenschweißen von Blechen geprüft werden, da die Wanddicke ohnehin konstant ist.

Um das Potenzial der Grid Fins maximal nutzen zu können, müssten des Weiteren auch noch die Regler für den Klapp- und Steuerwinkel optimiert werden.

Literaturverzeichnis

- [1] SpaceX. Star Ship User's Guide. https://www.spacex.com/media/starship_users_guide_v1.pdf, 2020. Zugriff: 25.04.2021.
- [2] SpaceX. Falcon User's Guide. https://www.spacex.com/media/Falcon_Users_Guide_082020.pdf, 2020. Zugriff: 25.04.2021.
- [3] Rocket lab launches electron flight 8. company previews first stage recovery. <https://www.nasaspacesflight.com/2019/08/rocket-lab-electron-flight-8-towards-first-stage-recovery>, 2019. Zugriff: 25.04.2021.
- [4] GAIA Aerospace. Valkyire, Die erste wiederverwendbare AirLaunch-Rakete. <https://www.gaia-aerospace.com/research/>. Zugriff: 25.04.2021.
- [5] Ina Barz. Untersuchung effizienter Algorithmen zur Trajektorienoptimierung von AirLaunch-Raketen. Studienarbeit, TU Braunschweig, April 2021.
- [6] Salman Munawa. Analysis of Grid Fins as Efficient Control Surface in Comparison to Conventional Planar Fins. In *27th international congress of the aeronautical sciences*, 2009.
- [7] M. Tripathi, M.M. Sugeendran, and A. Misra. Effect of aspect ratio variation on subsonic aerodynamics of cascade type grid fin at different gap-to-chord ratios. *The Aeronautical Journal*, 124(1274):472–498, 2020.
- [8] Fumiya Hiroshima and Kaoru Tatsumi. Grid pattern effects on aerodynamic characteristics of grid fins. In *24th International Congress of Aeronautical Sciences*, 2004.
- [9] Marco Debiasi, Zeng Yan, and Tat Chng. Swept-back grid fins for transonic drag reduction. 28th AIAA Applied Aerodynamics Conference, 06 2010.
- [10] Mark S. Miller and Wm. David Washington. In *Missle Aerodynamics*. Experimental Investigation of Grid Fin Aerodynamics: A Synopsis of nine wind tunnel and three flight tests. North Atlantic Treaty Organization, Research and Technology Organisation, 1998.
- [11] Mark S. Miller and Wm. David Washington. In *Missle Aerodynamics*. Aerodynamic Prediction Methodology for Grid Fins. North Atlantic Treaty Organization, Research and Technology Organisation, 1998.
- [12] Montgomery Hughson, Eric Blades, Edward Luke, and Gregg Abate. Analysis of lattice grid tailfin missiles in high-speed flow. 06 2007.
- [13] G. M. Simpson. In *Missle Aerodynamics*. Lattice Controls: A Comparison with conventional, planar Fins. North Atlantic Treaty Organization, Research and Technology Organisation, 1998.

- [14] James Kless and Michael Aftosmis. Analysis of grid fins for launch abort vehicle using a cartesian euler solver. In *29th AIAA Applied Aerodynamics Conference*.
- [15] WM. Washington, Pamela Booth, and Mark Miller. Curvature and leading edge sweep back effects on grid fin aerodynamic characteristics.
- [16] Parisa Dehghani and Miralam Mahdi. Numerical analysis of the effect of sweep-back angle on the stability derivatives of the grid fin. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 41, 07 2019.
- [17] G Faza, H Fadillah, Faber Silitonga, and Mochammad Moelyadi. Study of swept angle effects on grid fins aerodynamics performance. *Journal of Physics: Conference Series*, 1005:012013, 04 2018.
- [18] Daniel Guyot and Erich Schülein. Novel Locally Swept Lattice Wings for Missile Control at High Speeds. In *45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, Reston, Virginia, 2007. American Institute of Aeronautics and Astronautics.
- [19] Mark Miller and Wm. Washington. An experimental investigation of grid fin drag reduction techniques. In *12th Applied Aerodynamics Conference*.
- [20] Manish Tripathi, Mahesh Sucheendran, and Ajay Misra. *Effect of Chord Variation on Subsonic Aerodynamics of Grid Fins*, pages 105–128. 01 2021.
- [21] Eric Ralph. Missile Grid Fins. <https://www.teslarati.com/spacex-starship-super-heavy-grid-fins-titanium-to-steel/>. Zugriff: 21.05.2021.
- [22] Jeff Scott. SpaceX to replace Falcon 9's titanium grid fins with steel on Starship's Super Heavy booster. <http://www.aerospaceweb.org/question/weapons/q0261.shtml>. Zugriff: 22.05.2021.
- [23] Electro Optical Systems GmbH. DMLS-Werkstoffe für die additive Fertigung von Metallbauteilen. <https://www.eos.info/de/additive-fertigung/3d-druck-metall/eos-metall-werkstoffe-dmls>. Zugriff: 14.06.2021.
- [24] Rapidobject GmbH. Preisbeispiele für 3D Druck Bauteile – Metalle. https://www.rapidobject.com/de/Wissenswertes/3D-Druck-Preise-Kosten_1249.html. Zugriff: 20.06.2021.
- [25] H.P. Kaysser GmbH + Co. KG. Materialdatenblatt – Additive Manufacturing. <https://www.kaysser.de/>. Zugriff: 20.06.2021.
- [26] Gustoc Titanium GmbH. Der Werkstoff Titan: Verarbeitung. http://www.gustoc.de/de/Vorteile/Titan_Verarbeitung.html. Zugriff: 20.06.2021.
- [27] D3D Additive Manufacturing GmbH. AlSi10Mg. https://d3d-am.de/wp-content/uploads/2019/05/AlSi10Mg-Datenblatt_12-2018.pdf. Zugriff: 20.06.2021.
- [28] ZAPP AG. TiAl6V4 (Grade 5) DatenblattHigh Performance Alloys. https://www.zapp.com/fileadmin/_documents/Downloads/materials/high_performance_alloys/de/TiAl6V4-Grade5-Datenblatt.pdf. Zugriff: 20.06.2021.

- [29] Kalpataru Piping Solutions. Inconel 625 Butt weld Fittings. <https://kalpatarupiping.eu/inconel-products/inconel-625-butt-weld-fittings-suppliers/>. Zugriff: 20.06.2021.
- [30] CHINA SPECIAL STEEL LIMITED. Martensite stainless steel material No.1.4542. <http://www.hastelloy-c276.com/stainless-steel-heat-resistant-steel/Martensite-stainless-steel-14542.html>. Zugriff: 21.06.2021.
- [31] VDM Metals International GmbH. VDM®Alloy 718. https://www.vdm-metals.com/fileadmin/user_upload/Downloads/Data_Sheets/Datenblatt_VDM_Alloy_718.pdf. Zugriff: 21.06.2021.
- [32] Gomeringer et al. *Tabellebuch Metall*. Europa Lehrmittel, 2012. Auflage 17.
- [33] P. Eschmann, L. Hasbargen, and K. Weigand. *Die Wälzlagerverpraxis: Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen*. Vereinigte Fachverlage, 1998.
- [34] Stahlhandel Gröditz GmbH. Alloy 625 ESU | 2.4856 (NiCr22Mo9Nb) Material data sheet. <https://www.stahlportal.com/en/stock/alloy-625-esu-24856-forged/>. Zugriff: 20.06.2021.
- [35] Amari Ireland Ltd. 1.4404 (316L) Sheet and Plate (Quarto Plate and CPP). https://www.amari-ireland.com/datasheets/Stainless-Steel-14404-Sheet-and-Plate_346.ashx. Zugriff: 20.06.2021.
- [36] 3D Systems GmbH. LaserForm® AlSi7Mgo.6 (A). https://de.3dsystems.com/sites/default/files/2018-11/3D-Systems_Laserform_AlSi7Mg0.6%28A%29_DATASHEET_A4-us_2018.11.06_WEB.PDF. Zugriff: 21.06.2021.
- [37] Hempel Special Metals AG. 718 / 2.4668. <https://www.hempel-metals.co.uk/en/material/nickel-alloys/alloy-718-24668/>. Zugriff: 21.06.2021.
- [38] SLM Solutions Group AG. MaterialData Sheet: Ni-Alloy IN939. https://www.slm-solutions.com/fileadmin/Content/Powder/MDS/MDS_Ni-Alloy_IN939_0219_EN.pdf. Zugriff: 21.06.2021.
- [39] Ulbrich Stainless Steels and Special Metals Inc. Hastelloy® X (Alloy X), UNS No6002. <https://www.ulbrich.com/uploads/data-sheets/Hastelloy-X-Alloy-X-UNS-N06002.pdf>. Zugriff: 21.06.2021.
- [40] KYOCERA SGS Precision Tools Europe Ltd. Ti 6Al 4V (Grade 5) Titanium Alloy Data Sheet. <https://kyocera-sgstool.co.uk/titanium-resources/titanium-information-everything-you-need-to-know/ti-6al-4v-grade-5-titanium-alloy-data-sheet/>. Zugriff: 21.06.2021.
- [41] xotmetals. Ti6Al4V ELI Titanium Alloy Grade 23. <https://kyocera-sgstool.co.uk/titanium-resources/titanium-information-everything-you-need-to-know/ti-6al-4v-grade-5-titanium-alloy-data-sheet/>. Zugriff: 21.06.2021.

Abbildungsverzeichnis

1.1. SpaceX Starship Illustration	1
1.2. Grid Fins am CRS-5 Falcon 9 Booster	3
2.1. Aufbau eines einfachen Grid Fins	6
2.2. Winkel zur Beschreibung der Orientierung der Grid Fins zum Körper a) Steuerwinkel, b) Klappwinkel, c) Rollwinkel, d) Neigungswinkel des Körpers zur Anströmung	7
2.3. Stoßsystem einer Zelle	8
2.4. Kräfte und Momente am Grid Fin	9
2.5. Normalkraftsbeiwertgradient bei $\alpha = 0$ in Abhängigkeit von der Machzahl	10
2.6. Axialkraft (hier CD) bei unterschiedlichen Anstellwinkeln in Abhängigkeit von der Machzahl	11
2.7. Gelenkmomentenbeiwert bei unterschiedlichen Anstellwinkeln in Abhängigkeit von der Machzahl	11
2.8. Widerstandsbeiwert in Abhängigkeit vom Anstellwinkel α bei $Ma_\infty = 2.5$	12
2.9. Gelenkmoment in Abhängigkeit vom Anstellwinkel α bei a) $Ma_\infty = 0.5$, b) $Ma_\infty = 2.5$	12
2.10. Vielfache des Normalkraftanstiegs (links) und der Axialkraft (rechts) im Vergleich zum ungepfeilten Grid Fin in Abhängigkeit vom konfigurellen Pfeilungswinkel Λ_{Konf} bei $Ma_\infty = 2.5$ und $\alpha = 0$	14
2.11. Ebener Grid Fin (links) und Grid Fin mit gepfeiltem Gitter (rechts)	15
2.12. Axialkraftbeiwert (links) und Normalkraftsbeiwertanstieg (rechts) in Abhängigkeit von der Machzahl bei unterschiedlichen Pfeilungswinkeln Λ_G und $\alpha = 0$	16
2.13. Lokale Pfeilung der Zelle mit dem a) "Berg"-Typus und b) "Tal"-Typus	16
2.14. Wellenwiderstandsbeiwert (links) und Auftrieb/Widerstand-Verhältnis (rechts) in Abhängigkeit von der Machzahl	17
2.15. Gelenkmomentbeiwert in Abhängigkeit vom Anstellwinkel für gekrümmte Grid Fins bei $Ma_\infty = 1.1$	18
2.16. Widerstandsbeiwert für verschiedene Rahmenquerschnittsformen (F1-F4), einen dickeren Rahmen d_R (F5) und ein dünneres Gitter d_G (F6) bei $\alpha = 0$ in Abhängigkeit von der Machzahl	19
2.17. Anstieg des Normalkraftkoeffizienten über den Anstellwinkel α in Abhängigkeit von der Machzahl für verschiedene Zellformen bei $\alpha = 0$	20
2.18. Anstieg des Normalkraftkoeffizienten in Abhängigkeit des Verhältnis zwischen Zellgröße und Sehnenlänge für Kaskaden Finnen bei $Ma_\infty = 0.1176$	21
2.19. Grid Fins an der Falcon 9, Version Mod 3 links und Mod 4 rechts	22
2.20. SpaceX's Starship inklusive Super Heavy Booster	23
2.21. Die Grid Fins der chinesischen Chang'e	23
2.22. Das Sojus Notfall-Rettungssystem mit Grid Fins	24

2.23. Der Ablauf einer Valkyrie Mission	25
2.24. Aufbau der Valkyrie	26
3.1. Kräfte an den Grid Fins bei konstant gehaltener Neutralstellung	29
3.2. Fluggeschwindigkeit bei konstant gehaltener Neutralstellung	30
3.3. Kräfte am Grid Fin R ₁ beim maximalen Lastfall	31
3.4. Lastvielfache der ersten Stufe in x-Richtung über gesamten Missionsverlauf beim maximalen Lastfall	31
3.5. Morphologischer Kasten für die Grid Fins	33
3.6. Morphologischer Kasten für die Grid Fin Aktuatorik	34
3.7. Der Verlauf der Wanddicke <i>d</i> in Abhängigkeit vom Abstand zur Einspannung	40
3.8. Die geometrischen Zusammenhängen einer gepfeilten Zellwand im Tal-Typus	41
3.9. Die geometrischen Zusammenhänge einer gepfeilten Zellwand im Berg-Typus	41
3.10. Zuspitzung der Wände im Querschnitt	41
3.11. Grundriss des Grid Fins	42
3.12. Krümmung des Grid Fins	42
3.13. Einspannung am Grid Fin	43
3.14. Der Hub des Klappwinkels	44
3.15. Aufbau der Aktuatorik	47
4.1. Aufteilung der Kräfte in die verschiedenen Richtungen	48
4.2. Maximale Spannungen am Grid Fin D ₁	49
4.3. Abrücken der Halterung vom Rahmen	50
4.4. Endgültiges Design der Halterung	51
4.5. Maximale Belastungen an der endgültigen Geometrie der Halterung	51
4.6. Belastungen an der endgültigen Geometrie der Halterung beim maximalen Lastvielfachen	51
4.7. Spannungen am Grid Fin D ₂ mit konstante Wanddicke von 1,5 mm beim maximalen Lastfall	52
4.8. Finaler Grid Fin aus Edelstahl	54
4.9. Kräfte an den Halterungen	55
4.10. Lagerung der Halterung A	57
4.11. Lagerung in der Halterung B	58
4.12. Lagerkräfte an den Kegelrollenlagern	58
4.13. Aufbau der Welle	59
4.14. FEM-Ergebnisse der Welle	60
4.15. Schnittanschicht der massenreduzierten Welle	60
4.16. Schnittanschicht der massenreduzierten Welle	61
4.17. Ergebnisse der FEM-Berechnung der Gehäusebaugruppe mit 6 Schrauben	62
4.18. Ergebnisse der FEM-Berechnung der endgültigen Gehäusegeometrie	63
4.19. Schnittansicht des Gesamtsystems	63
4.20. Schaubild der Strecke der Klappaktuatorik	64
4.21. Kinematischer Zusammenhang von Hubweg und Klappwinkel	65
4.22. Klappwinkel Λ in Abhängigkeit vom normalisierten Hubweg x/a	66

4.23. Klappbewegung des Kugelumlaufgewinde und Trapezgewinde bei 4 V im Vergleich	67
4.24. Klappbewegung mit Trapezgewinde und PI-Regler	67
4.25. Schaubild der Regelstrecke der Steueraktuatorik	67
4.26. Steuerwinkel in Abhängigkeit von der Zeit bei Nennspannung	68
4.27. Steuerwinkel in Abhängigkeit von der Zeit bei 1,5-facher Nennspannung	69
A.1. Modell zur Ermittlung der Materialkosten	82
B.1. Halterungskräfte (Seitenansicht)	84
B.2. Halterungskräfte (vom Raketenrumpf aus)	85
B.3. Halterungskräfte (Vorderansicht)	85
C.1. Tal-Typus D1 (max: 719 MPa)	87
C.2. Berg-Typus D1 (max: 692 MPa)	87
C.3. Tal-Typus D2 (max: 796 MPa)	87
C.4. Berg-Typus D2 (max: 765 MPa)	87
C.5. Tal-Typus R1 (max: 760 MPa)	87
C.6. Berg-Typus R1 (max: 732 MPa)	87
C.7. Tal-Typus R2 (max: 770 MPa)	88
C.8. Berg-Typus R2 (max: 727 MPa)	88
C.9. Tal-Typus beim maximalen Lastvielfachen (max: 770 MPa)	88
C.10. Berg-Typus beim maximalen Lastvielfachen (max: 409 MPa)	88
C.11. Ergebnisse der FEM Berechnung der Hub-Baugruppe beim maximalen Lastvielfachen (max: 343 MPa)	88

Tabellenverzeichnis

3.1. Vergleichsdaten der unterschiedlichen Werkstoffe (Auswahl) (Preise in Bezug auf ein 100 mm ³ Modell, vgl. Abbildung A.1)	35
4.1. Am Grid Fin angreifende transformierte Kräfte	49
4.2. Kräfte an den Halterungen der Grid Fins	55
4.3. Lagerkräfte in den Halterungen	56
A.1. Vergleichsdaten der unterschiedlichen Werkstoffe	83

Symbolverzeichnis

Lateinische Buchstaben

<i>A</i>	Querschnittsfläche der Grid Fins	m^2
<i>C</i>	Kräfte- / Momentenbeiwert	-
<i>D</i>	Durchmesser	m
<i>F</i>	Kraft	N
<i>M</i>	Moment	Nm
<i>R</i>	Festigkeit	N/m^2
<i>r</i>	Radius	m
<i>T</i>	Periodendauer	s
<i>U</i>	Spannung	[V]
<i>Ū</i>	Geschwindigkeit des Fluids	m/s
<i>V</i>	Volumen	m^3

<i>a</i>	Abstand von Halterung A und B	m
<i>b</i>	Spannweite der Grid Fins	m
<i>d</i>	Wanddicke	m
<i>g</i>	Zellgröße, Abstand der Zellwände	m
<i>ḡ</i>	Erdbeschleunigung	m/s^2
<i>h</i>	Höhe der Grid Fins	m
<i>i</i>	Übersetzung	-
<i>j</i>	Anzahl der Schnittflächen bei Scherbelastung	-
<i>k</i>	Konstante	-
<i>m</i>	Masse	kg
<i>n</i>	Drehzahl	U/min
<i>s</i>	Sehnenlänge	m
<i>t</i>	Zeit nach der Trennung vom Flugzeug	s

Griechische Buchstaben

Φ	Rollwinkel	rad
Λ	Klappwinkel, (mit Index) Pfeilungswinkel	rad
α	Anstellwinkel des Grid Fins zur Anströmung	rad
β	Neigungswinkel des Flugkörper zur Strömung	rad
δ	Steuerwinkel	rad
η	Effizienz	-
μ	Reibungskoeffizient	-
φ	Drehwinkel des Klappaktuators	-rad
ρ	Dichte	kg/m^3

σ	Normalspannung	N/m ²
τ	Schubspannung	N/m ²

Indices

L	Auftrieb
D	Widerstand
E	Einsatz
G	Gitter
N	Normal zur X-Achse
R	Rahmen
Z	Zelle
a	Axial
b	Körperfest
h	In Höhenrichtung
m	Auf das Steuergelenk bezogen
n	Auf die Drehzahl bezogen
r	Radial
s	In Sehnenrichtung
α	Differenzialquotient über Anstellwinkel α
∞	Zustand der Anströmung
Konf	Konfiguration
spez.	Spezifische (Festigkeit)
zul.	Zulässige (Spannung)
1, 2, 3	Grid Fin feste Koordinatenrichtungen
ζ, η, ξ	Grid Fin feste Koordinatenrichtungen (45° zu 1, 2, 3 gedreht)

Abkürzungen

FADS	Flush Air Data System
COTS	Commercial off-the-shelf
D ₁ , R ₁ , D ₂ , R ₂	Positionen der Grid Fins (vgl. Abbildung 2.2)
GAIA	German Association for Intercontinental Astronautics e.V.
LEO	Low Earth Orbit
LOX	Liquid Oxygen
Max Q	Zeitpunkt des maximalen Staudrucks
MOAB	Massive Ordnance Air Blast
RCS	Reaction Control System
RP-1	Rocket Propellant 1
SP	Schwerpunkt

A. Materialeigenschaften

Abbildung A.1 zeigt das simple Modell, dass zum Vergleich der Materialkosten genutzt wurde. Es wurde mit einem Volumen von ungefähr 100 mm^3 entworfen, was ein überschlägiges Umrechnen in andere Volumina ermöglicht. Die Gitterstruktur und die Krümmung wurden ebenfalls implementiert, um die wesentlichen Charakteristika eines Grid Fins, die große Auswirkungen auf den Preis haben könnten und mit wenig Aufwand einzubringen sind, zu berücksichtigen.

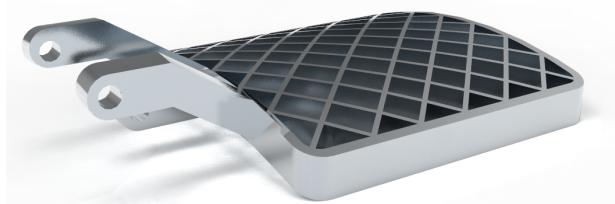


Abbildung A.1.: Modell zur Ermittlung der Materialkosten

- $V = 99,70 \text{ mm}^3$
- Benötigter Bauraum: $187,8 \times 132,3 \times 44,2 \text{ mm}^3$
- Höhe und Breite des Gitters $b = h = 132,3 \text{ mm}$
- Sehnenlänge $s = 14,2 \text{ mm}$
- Wanddicke am Rahmen $d_R = 3,8 \text{ mm}$
- Wanddicke im Gitter $d_G = 1,9 \text{ mm}$
- Krümmungsradius = 200 mm

Tabelle A.1 zeigt einen Vergleich der für den 3D-Druck gängigen Werkstoffe, die auch für die Raumfahrt in Frage kommen.

Tabelle A.1.: Vergleichsdaten der unterschiedlichen Werkstoffe

Werkstoff	Bezeichnung	$\rho / \text{g cm}^{-3}$	$R_{p,0,2}/\text{MPa}$	$R_{p,0,2}/\text{MPa}$ unbehandelt wärmbehandelt	$R_{\text{spez.}}/\frac{\text{Nm}}{\text{g}}$	$T_{E,\text{max}}/^\circ\text{C}$	$T_{\text{Schmelz}}/^\circ\text{C}$
Aluminium	AlSi10Mg	2,57	230-270		89,5	1.508,93	530
Aluminium	AlSi7Mg0,6	2,67	250-255		93,6		557
Edelstahl	1.4404	7,97	480-540		60,2	4.991,35	850 (w)
Edelstahl	1.4542	7,79	861-861	1262-1262	110,5	2.559,27	1400
Edelstahl	"CX"	7,69	840-8400	1650-1670	109,2		1400
Edelstahl	1.4540	7,7	930-1025	1200-1250	120,8		
Inconel	IN 625	8,15	630-720	640-680	77,3	950 (w)	1350
Inconel	IN 718	8,15		1140-1245	140,5	2.597,71	700
Inconel	IN 939	8,15		1100-1130	135,0		1260
Inconel	"HX"	8,2	545-630	1200-1200	66,5	850	
Titan	Ti6Al4V	4,41	1120-1140		254,0	3.085,12	>700 (w)
Titan	Ti6Al4V Grade 5	4,4		970-1010	220,5	870	1630
Titan	Ti6Al4V ELI	4,41		945-965	214,3	982	1604
							2800

Quellen: [23, 24, 25, 34, 26, 27, 35, 29, 28, 36, 37, 38, 39, 30, 40, 41, 31]

(w) = Temperatur für Warmumformung

B. Berechnug zu den Kräften der Halterung

Abbildungen B.1 bis B.3 zeigen die Kräfte am Grid Fin und den Halterungen, wie sie in Abschnitt 4.2 beschrieben wurden, aus unterschiedlichen Perspektiven. Zunächst werden die Kräfte- und Momentengleichgewichte aufgestellt und dann daraus die einzelnen Kräfte in den Halterungen in Abhängigkeit der aerodynamischen Kräfte F_ζ , F_η und F_ξ und den Abständen a , b und c bestimmt.

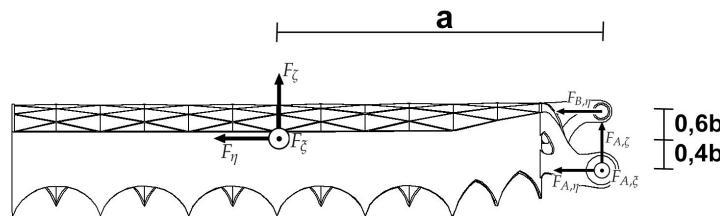


Abbildung B.1.: Halterungskräfte (Seitenansicht)

Kräftegleichgewicht in ζ -Richtung:

$$0 = F_\zeta + F_{A,\zeta} \quad (\text{B.1})$$

Kräftegleichgewicht in η -Richtung:

$$0 = F_\eta + F_{A,\eta} + F_{B,\eta} \quad (\text{B.2})$$

Momentengleichgewicht in der ζ - η -Ebene um Halterung A:

$$0 = F_{B,\eta}b + F_\eta 0,4b - F_\zeta a \quad (\text{B.3})$$

Mit:

$$F_{A,\eta} = F_{A1,\eta} + F_{A2,\eta} \quad (\text{B.4})$$

$$F_{A,\zeta} = F_{A1,\zeta} + F_{A2,\zeta} \quad (\text{B.5})$$

Und aus der Symmetrie folgt:

$$F_{A1,\zeta} = F_{A2,\zeta} = -\frac{F_\zeta}{2} \quad (\text{B.6})$$

Kräftegleichgewicht in ξ -Richtung:

$$0 = F_\xi + F_{A1,\xi} + F_{A2,\xi} \quad (\text{B.7})$$

Momentengleichgewicht in der ζ - ξ -Ebene um Halterung A2:

$$0 = -F_\xi 0,4b - F_\zeta c - F_{A1,\zeta} 2c \quad (\text{B.8})$$

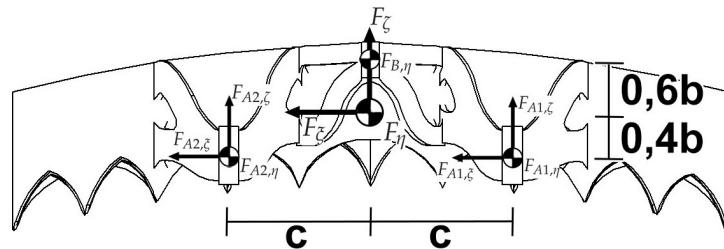


Abbildung B.2.: Halterungskräfte (vom Raketenrumpf aus)

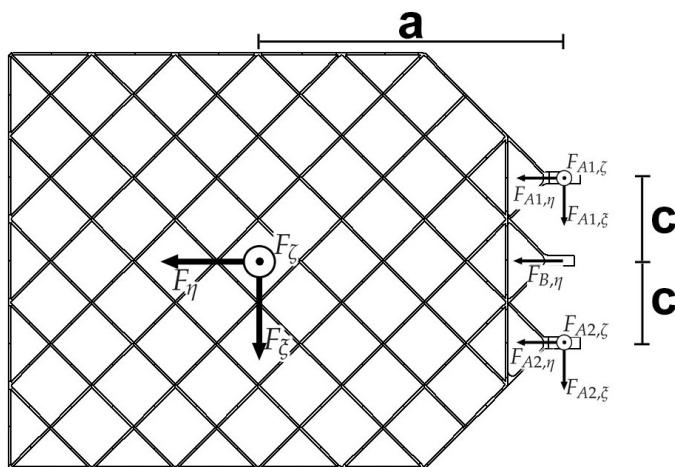


Abbildung B.3.: Halterungskräfte (Vorderansicht)

Momentengleichgewicht in der ξ - η -Ebene um Halterung A2:

$$0 = F_\eta c + F_\zeta a + F_{B,\eta} c + F_{A1,\eta} 2c \quad (\text{B.9})$$

Es ergibt sich aus B.1:

$$F_{A,\zeta} = -F_\zeta \quad (\text{B.10})$$

Aus B.3:

$$F_{B,\eta} = f_\zeta \frac{a}{b} - F_\eta 0,4 \quad (\text{B.11})$$

Aus B.2 und B.11:

$$F_{A,\eta} = -F_\zeta \frac{a}{b} - F_\eta 0,6 \quad (\text{B.12})$$

Aus B.5, B.6 und B.10:

$$F_{A1,\zeta} = F_{A2,\zeta} = -\frac{F_\zeta}{2} \quad (\text{B.13})$$

Aus B.9 und B.11:

$$F_{A1,\zeta} = -\frac{F_\zeta}{4} - F_\zeta \frac{a}{2c} - F_\zeta \frac{a}{2b} \quad (\text{B.14})$$

Aus B.4 und B.14:

$$F_{A2,\eta} = -\frac{F_\zeta}{4} + F_\zeta \frac{a}{2c} - F_\zeta \frac{a}{2b} \quad (\text{B.15})$$

Aus B.7 und B.8:

$$F_{A1,\zeta} = F_{A2,\zeta} = -\frac{F_\zeta}{2} \quad (\text{B.16})$$

Mit $a = 208$ mm, $b = 37,5$ mm und $c = 55,6$ mm. Bisher wurde das Gelenkmoment M_m noch nicht berücksichtigt, sodass sich

$$F_{A1,\zeta*} = F_{A1,\zeta} + M_m/c \quad (\text{B.17})$$

$$F_{A2,\zeta*} = F_{A2,\zeta} - M_m/c \quad (\text{B.18})$$

als wirklich vorliegende Kräfte ergibt.

C. Weitere FEM-Ergebnisse

Die Abbildungen C.1 bis C.10 zeigen die FEM-Ergebnisse beim maximalen Lastfall für die endgültige Gitter und Halterungsstruktur. Es wird sowohl der Tal- als auch der Berg-Typus in allen Positionen und beim maximalen Lastvielfachen gezeigt.

Abbildung C.11 zeigt die Belastungen in der Baugruppe der Hubstange beim maximalen Lastfall.

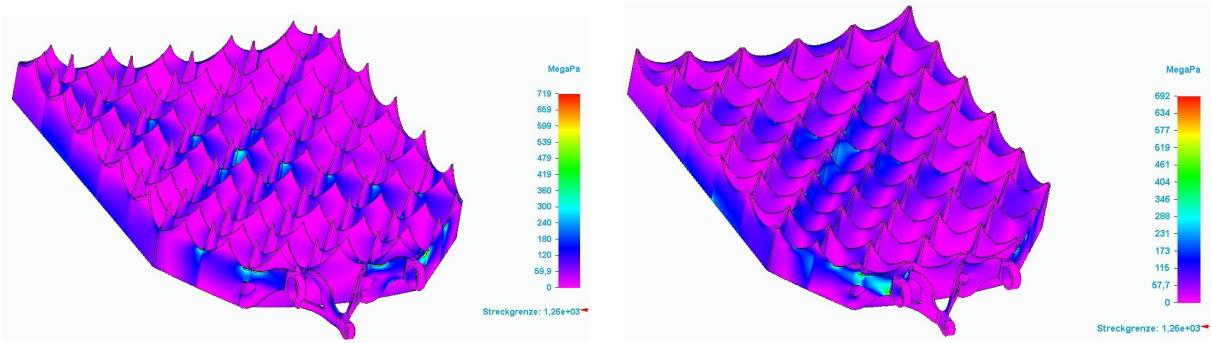


Abbildung C.1.: Tal-Typus D1 (max: 719 MPa)

Abbildung C.2.: Berg-Typus D1 (max: 692 MPa)

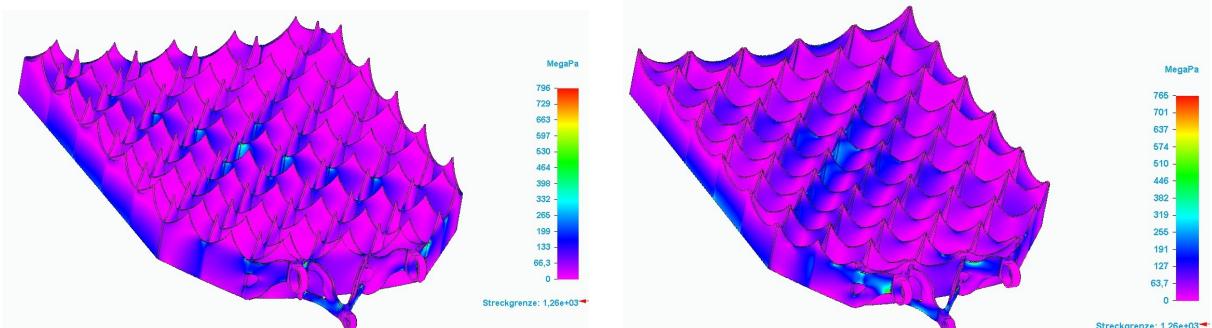


Abbildung C.3.: Tal-Typus D2 (max: 796 MPa)

Abbildung C.4.: Berg-Typus D2 (max: 765 MPa)

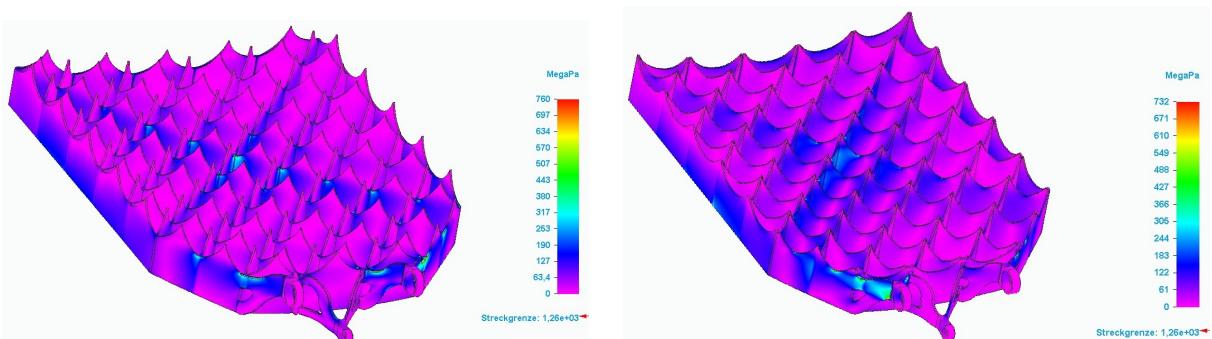


Abbildung C.5.: Tal-Typus R1 (max: 760 MPa)

Abbildung C.6.: Berg-Typus R1 (max: 732 MPa)

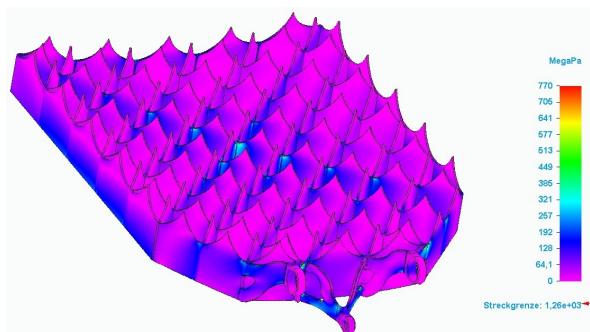


Abbildung C.7.: Tal-Typus R2 (max: 770 MPa)

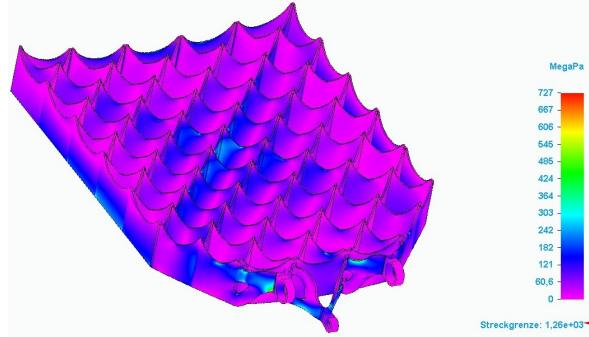


Abbildung C.8.: Berg-Typus R2 (max: 727 MPa)

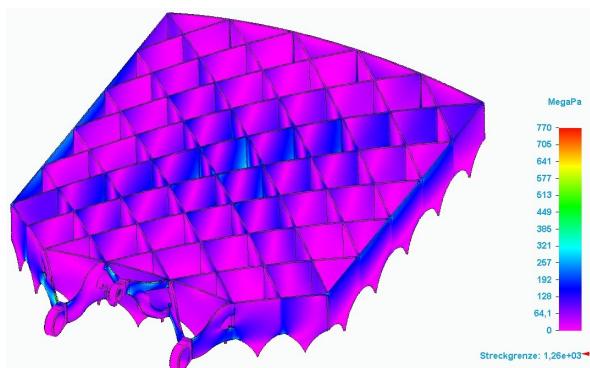


Abbildung C.9.: Tal-Typus beim maximalen Lastvielfachen (max: 770 MPa)

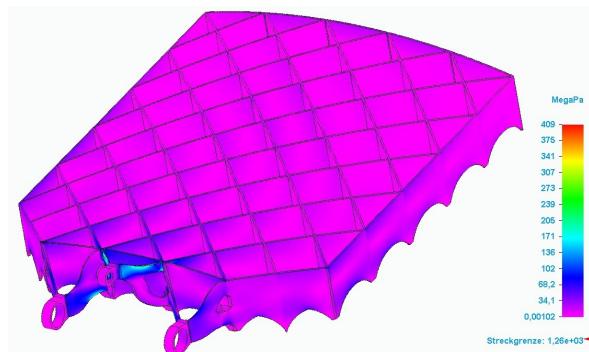


Abbildung C.10.: Berg-Typus beim maximalen Lastvielfachen (max: 409 MPa)

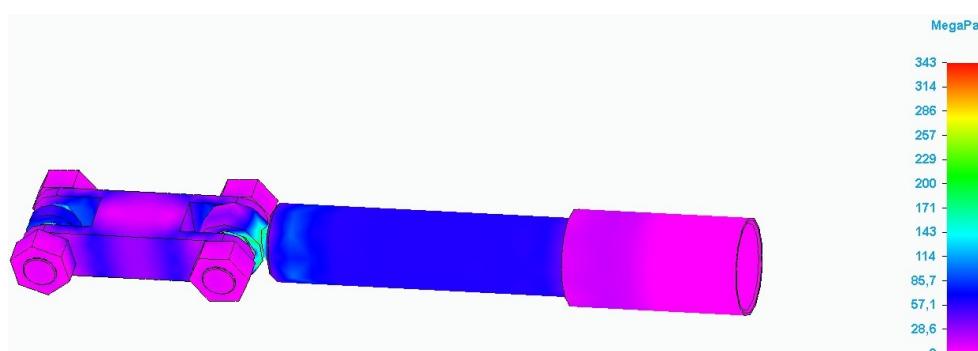


Abbildung C.11.: Ergebnisse der FEM Berechnung der Hub-Baugruppe beim maximalen Lastvielfachen (max: 343 MPa)

