

Tobias Prill

**Beitrag zur Gestaltung  
von Leichtbau-Getriebegehäusen  
und deren Abdichtung**

**D 93**  
**ISBN 978-3-936100-43-3**

**Institut für Maschinenelemente**

Antriebstechnik • CAD • Dichtungen • Zuverlässigkeit

Universität Stuttgart  
Pfaffenwaldring 9  
70569 Stuttgart  
Tel. (0711) 685 – 66170

Prof. Dr.-Ing. B. Bertsche, Ordinarius und Direktor





# **Beitrag zur Gestaltung von Leichtbau-Getriebegehäusen und deren Abdichtung**

Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik  
der Universität Stuttgart  
zur Erlangung der Würde eines  
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)  
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von

**Dipl.-Ing. Tobias Prill**

geboren in Karlsruhe

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Bernd Bertsche

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Karl-Heinz Wehking

Tag der mündlichen Prüfung: 14. Februar 2013

Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart

2013



## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand zu großen Teilen während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente (IMA) der Universität Stuttgart. Die meisten im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen waren Bestandteil des von der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) geförderten Projekts „*Gestaltung innovativer Leichtbau- und Space-Frame-Getriebegehäuse unter besonderer Berücksichtigung der Abdichtung*“.

In den darauf folgenden Jahren wurden die Ergebnisse aus der Arbeit am Institut weiter verdichtet, auf den neuesten Stand gebracht und die Ausarbeitung, neben meiner Industrietätigkeit, fertig gestellt.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd Bertsche, Leiter des Instituts für Maschinenelemente sowie Leiter des Bereichs Antriebstechnik, für die Ermöglichung dieser Arbeit, das in mich gesetzte Vertrauen und die Übernahme des Hauptberichts.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Karl-Heinz Wehking, Leiter des Instituts für Fördertechnik und Logistik (IFT) der Universität Stuttgart, danke ich für die interessierte Durchsicht der Arbeit sowie die freundliche Übernahme des Mitberichts.

Den Firmen *ZF Friedrichshafen AG* und *GETRAG Getriebe- und Zahnradfabrik Hermann Hagenmeyer GmbH & Cie KG* danke ich für das großzügige Entgegenkommen, ohne das die Durchführung dieser Arbeit nicht möglich gewesen wäre.

Meinen ehemaligen Kollegen am Institut für Maschinenelemente danke ich für die Hilfsbereitschaft und das allgemein gute „IMA-Klima“. Mein besonderer Dank gilt Herrn André Gütlein für seine fachliche Unterstützung, Herrn Dr.-Ing. Frank Bauer für seine Hilfsbereitschaft und Freundschaft, sowie den Mitarbeitern der Werkstatt und des Sekretariats.

Weiterhin danke ich allen Studenten, die im Rahmen von Studien- und Diplomarbeiten zu dieser Arbeit beigetragen haben.

Mein herzlicher Dank gilt meinen Eltern und meiner Frau Regina für die fortwährende Unterstützung, das Verständnis und die unendliche Geduld während der letzten Jahre.

Stuttgart, im April 2012

Tobias Prill





# Inhaltsverzeichnis

|       |  |    |
|-------|--|----|
| 1     | Einleitung .....   | 1  |
| 1.1   | Problemstellung.....   | 1  |
| 1.2   | Ziel dieser Arbeit.....  | 3  |
| 1.3   | Vorgehensweise bei der Lösungsfindung.....                                       | 4  |
| 2     | Stand der Forschung und Technik.....   | 5  |
| 2.1   | Getriebegehäuse .....  | 5  |
| 2.2   | Strukturoptimierung .....  | 8  |
| 2.2.1 | Formoptimierung.....   | 11 |
| 2.2.2 | Topologieoptimierung .....   | 14 |
| 2.3   | Möglichkeiten der Abdichtung von Wellendurchtrittsstellen .....                  | 19 |
| 2.4   | Flächendichtungen an Gehäusetrennstellen .....                                   | 22 |
| 2.4.1 | Weichstoffdichtungen.....  | 22 |
| 2.4.2 | Metallsickendichtungen.....  | 23 |
| 2.4.3 | Flüssigdichtungen.....   | 25 |
| 3     | Vorgehensweise bei der Strukturoptimierung.....                                  | 28 |
| 3.1   | Ansatz der intuitiven Optimierung .....  | 28 |
| 3.2   | Ansatz der rechnergestützten iterativen Optimierung.....                         | 28 |
| 3.3   | Durchgeführte Untersuchungen.....  | 30 |
| 4     | Intuitive Optimierung eines Getriebegehäusedeckels .....                         | 31 |
| 4.1   | Reduzierung der Schraubenzahl .....  | 31 |
| 4.2   | Durchführung der Optimierung.....  | 33 |
| 4.3   | Fazit.....   | 38 |
| 5     | Rechnergestützte iterative Optimierung eines Front-Quer-Getriebegehäuses .....   | 40 |
| 5.1   | Modelldefinition .....   | 40 |
| 5.2   | Durchführung der Topologieoptimierung .....                                      | 43 |
| 5.3   | Auswertung .....   | 48 |
| 5.3.1 | Untersuchung der Verschiebungen.....   | 49 |
| 5.3.2 | Bewertung der Verschiebungen .....   | 52 |
| 5.3.3 | Untersuchung der Spannungen.....   | 53 |
| 5.3.4 | Bewertung der Spannungen.....  | 53 |
| 5.4   | Fazit der Untersuchung des Front-Quer-Getriebegehäuses.....                      | 54 |
| 6     | Rechnergestützte iterative Optimierung eines Getriebes in Standardbauweise ..... | 56 |
| 6.1   | Modelldefinition.....  | 56 |
| 6.1.1 | Belastungen des Originalgehäuses .....   | 56 |
| 6.1.2 | Erstellung der Geometrie.....  | 58 |
| 6.1.3 | Vernetzung .....   | 59 |
| 6.1.4 | Lastaufbringung.....   | 59 |
| 6.2   | Durchführung der Topologieoptimierung .....                                      | 62 |
| 6.2.1 | Optimierungsparameter .....  | 63 |

|       |   |     |
|-------|---|-----|
| 6.2.2 | Erster Designvorschlag .....                                      | 65  |
| 6.2.3 | Die Optimierungsparameter <i>discrete</i> und <i>mindim</i> ..... | 65  |
| 6.2.4 | Erkenntnisse aus den Designvorschlägen .....                      | 67  |
| 6.2.5 | Werkstoffvariation .....  | 67  |
| 6.2.6 | Neukonstruktion im CAD-System .....                               | 69  |
| 6.3   | Durchführung der Formoptimierung .....                            | 71  |
| 6.4   | Fazit der Untersuchung des Getriebes in Standardbauweise .....    | 74  |
| 7     | Experimentelle Untersuchungen .....                               | 77  |
| 7.1   | Vermessung von Kunststoff Rapid Prototyping Modellen .....        | 77  |
| 7.2   | Vermessung eines Metall Rapid Prototyping Modells .....           | 80  |
| 7.3   | Fazit .....   | 82  |
| 8     | Abdichtung von Gehäusen .....                                     | 83  |
| 8.1   | Wellenabdichtungen .....  | 83  |
| 8.2   | Abdichtung der Gehäusetrennstellen .....                          | 83  |
| 8.2.1 | Variation der Materialstärke .....                                | 85  |
| 8.2.2 | Variation der Sickenbreite .....                                  | 86  |
| 8.2.3 | Variation der Sickenhöhe .....                                    | 88  |
| 8.2.4 | Veränderlicher Querschnitt .....                                  | 88  |
| 8.2.5 | Dichtungen mit lokal variabler Sickenbreite .....                 | 89  |
| 8.2.6 | Dichtungen mit lokal variabler Höhe .....                         | 90  |
| 8.2.7 | Zusammenfassung .....   | 93  |
| 8.3   | Abdichtung von Gehäusefehlstellen .....                           | 93  |
| 8.3.1 | Theoretische Überlegungen .....                                   | 93  |
| 8.3.2 | Erste Experimente .....   | 100 |
| 9     | Zusammenfassung .....   | 104 |
| 10    | Literatur .....   | 108 |

# Abstract

A basic need for the people of the western world, including Germany, is personal and individual mobility. The distance travelled by car has risen over the last 20 years from 50% to 60% of the total distance travelled. This development, together with the growing need for individual mobility in the emerging countries like India and China, will lead to a raising number of cars worldwide.

Due to the increasing demands for safety, comfort and performance, the weight of most cars has constantly risen in the last years.

This trend, together with constantly more stringent emissions laws and raising energy prices leads to a conflict of goals that needs to be solved through intelligent lightweight design. Therefore all car components need to be taken into consideration, including the transmission and its largest part, the transmission housing.

Until now lightweight design of transmissions meant the use of lightweight materials. This however has its limits, as lightweight materials are more expensive and have a lower elastic modulus.

A suitable alternative can be lightweight design related to structure. The basic idea with transmission housings is to separate the *structural function of the housing* and the *containment of the transmission fluid*. Only the direct connections between the shaft bearings and the parting plane of the housing are to be made as solid beams. This leads to a “skeleton” or “space-frame” housing that is no longer completely closed, but shows holes around the circumference that need to be sealed by suitable means.

The goal of this paper was to assess the weight reduction potential of two space frame transmission housings and to develop suitable means of sealing for the holes in the housing.

The optimisation of the transmission housings was done in two different ways. On the one hand a housing cover of a manual longitudinal transmission was *optimized intuitively*. On the other hand the same housing cover and a complete housing of a manual transversal transmission were optimized by *means of mathematical algorithms*.

The first step of the *intuitive optimization* was to analyze different wall and cover segments separately. For each segment several design versions were generated and analyzed via finite element simulations. Based on these segments a full housing cover was built, further optimized and then compared to the original housing cover with finite element simulations.

The resulting housing cover is 26% lighter than the original. Although the displacements of the shaft bearings are significantly higher. Furthermore, it became evident that the large number of manual steps during the optimization is very time-consuming. As a result, it can be said that the *intuitive* optimization is not a suitable method to optimize parts with complex load cases like transmission housings.

The advantage of the *mathematical optimization* is that most of the manual steps are not necessary or can be automated. To assess the weight reduction potential of the mathematical optimization, the complete transmission housing of a manual transversal transmission was optimized with a commercial optimization package. After a multitude of simulations, a new space frame housing was designed based on the best optimization results.

This first draft was not further enhanced but immediately analyzed with a finite element simulation. The new design was 45% lighter than the original. The stresses were slightly elevated but can be lowered to a tolerable level by local optimizations. The displacements are partly higher than tolerable.

As a second example, the housing of a longitudinal transmission was analyzed. The optimization method was the same as above mentioned. But after the design of the space frame housing a shape optimization was conducted and local optimizations were implemented.

The resulting housing was 28% lighter than the original. The stresses were all far below the yield stress of the material. The displacements were higher than with the original housing but still in a tolerable range.

Summing up, it can be said that conventional transmission housings are very technically matured components that, due to the complex load cases, only show limited optimization potential. Bearing in mind the necessary sealings for the holes of space frame housings, a weight reduction potential of 10% – 20% for a space-frame housing in comparison to a conventional housing seems realistic.

To validate the simulations, experiments with two rapid prototyping models of an exemplary standard and exemplary space frame housing were conducted. The models were made from ABS material with a fused deposition modelling (FDM) system. These models were subjected to a torsional load and measured on a 3D measuring machine. The results were compared to the simulated deformations from finite element simulations.

It could be shown that the fused deposition modelling parts did not show a linear elastic behaviour and that the correlation with the simulated deformations was insufficient. This can be explained by the layers that form the FDM models and the resulting inhomogeneous structure. Therefore, FDM models do not seem to be suitable for mechanical analyses of parts with relatively thin walls.

To validate the resilience of the optimized housing cover, an investment-casting prototype out of aluminium was made. This prototype was subjected to external loads similar to the FDM models and was measured on a 3D measurement machine. After comparing the results with the results of finite element simulations, a high correlation could be shown.

In summary it could be shown that the experimental validation of space-frame housings cannot be done with plastic prototypes that are build up in layers. Homogenous models, like investment-casting prototypes are needed to get sufficient accuracy.

The second part of this paper deals with possibilities to seal the holes of space frame housings.

The parting plane of transmission housing nowadays usually is sealed with fluid sealings. They have the advantage that they are relatively inexpensive and the application can be fully automated. The drawback is that a minimum pressure is always necessary everywhere around the flange of the parting plane for the sealing to be leak tight. With space frame housings, the pressure distribution around the flange is highly inhomogeneous, due to the possible holes in the housing close to the flange area. This makes sealing with conventional gaskets difficult.

To solve this problem, a multitude of finite element simulations was conducted to investigate if the uneven pressure distribution could be countered with optimized metal bead gaskets. In a first step the parameters *material thickness*, *bead width* and *bead height* were globally modi-

fied. These global modifications did not show a significant enhancement of the uneven pressure distribution. In a second step, the bead geometry was modified locally, by changing the bead width and bead height. It could be shown that through a local modification the pressure distribution can be significantly enhanced and made much more even. Further investigations are necessary to describe an analytical method to find the optimum bead shape based on the given pressure distribution.

A completely new challenge with space frame housings is the sealing of the holes in the housing. Conventional housings do not face this challenge since the housings are completely closed.

For this reason, a systematic approach was chosen to identify the most promising sealing principles. To find innovative solutions the morphological method developed by Zwicky was used, also known as *morphological box*. Under consideration of the two most important factors, cost and reliability, many of the theoretical combinations could be quickly ruled out for series production.

After analyzing the remaining options under considerations of cost and the possibility to automate the application, only two options remain: to insert thin sheet metal parts into the casting mould and to enclose them during injection moulding, or to completely enclose the space frame housing in reinforced plastic by injection moulding.

Further studies have to show if the identified sealing principles are suitable for series applications.



# 1 Einleitung

## 1.1 Problemstellung

Der Wunsch nach persönlicher und individueller Mobilität ist in den Industrienationen der westlichen Welt, so auch in Deutschland, ein Grundbedürfnis vieler Menschen. Dabei dient die Mobilität nicht nur der Überwindung von Distanzen zur Wahrnehmung räumlich getrennter Aktivitäten, sondern ist auch Ausdruck eines Lebensstils [1].

So hat eine Studie des Bundesministeriums für Verkehr, Bau und Stadtentwicklung „MiD 2002 – Mobilität in Deutschland“ ergeben, dass 86% aller Bundesbürger an einem durchschnittlichen Tag mobil sind. Weiterhin wurde ermittelt, dass vier von fünf Haushalten mindestens ein Auto besitzen. Über ein Viertel der Haushalte ist sogar mehrfach motorisiert. Der Anteil der mit dem Auto zurückgelegten Wege hat in den letzten 20 Jahren von ca. 50% auf über 60% zugenommen [2].

Diese Entwicklung, zusammen mit dem stärker werdenden Wunsch nach individueller Mobilität in den aufstrebenden Nationen wie China und Indien, wird zu einer Zunahme der Gesamtzahl an Fahrzeugen weltweit führen. Bestes Beispiel ist die Entwicklung des Tata Nano, dessen ausgewiesene Zielgruppe Menschen sind, die sich bisher aufgrund der Preise kein Auto leisten konnten [3], [4].

Fahrzeughersteller entwickeln dabei neue Fahrzeuge, die immer ökonomischer und ökologischer werden. Wirtschaftlich und zugleich umweltschonend bedeutet für Fahrzeuge, dass sie wenig Kraftstoff verbrauchen und nur geringfügig Schadstoffe emittieren.

Hervorgerufen durch immer neue Anforderungen an Sicherheit, Komfort und Leistungsfähigkeit hat sich das Fahrzeuggewicht der meisten PKW-Modelle in den letzten Jahrzehnten stetig erhöht, siehe Abbildung 1.1.

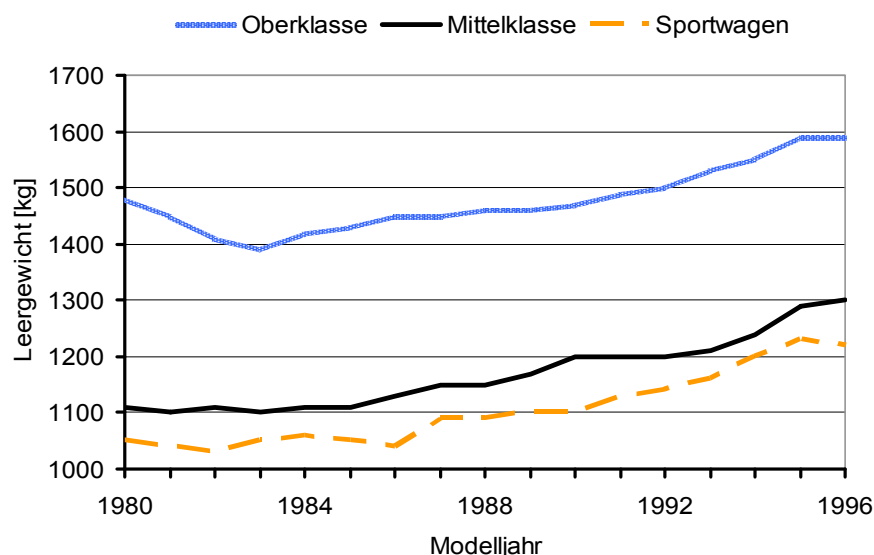


Abbildung 1.1: Entwicklung der Fahrzeugleergewichte von 1980 - 1996 [6]

Prominentes Beispiel hierfür ist die Entwicklungsgeschichte des Volkswagen Golfs. Er wog in der ersten Generation noch knapp 800 Kilogramm und wiegt in der aktuellen sechsten Auflage mehr als 1,3 Tonnen. Eine ähnliche Entwicklung durchliefen der Volkswagen Passat, siehe Abbildung 1.2, und der Porsche 911, siehe Abbildung 1.3.

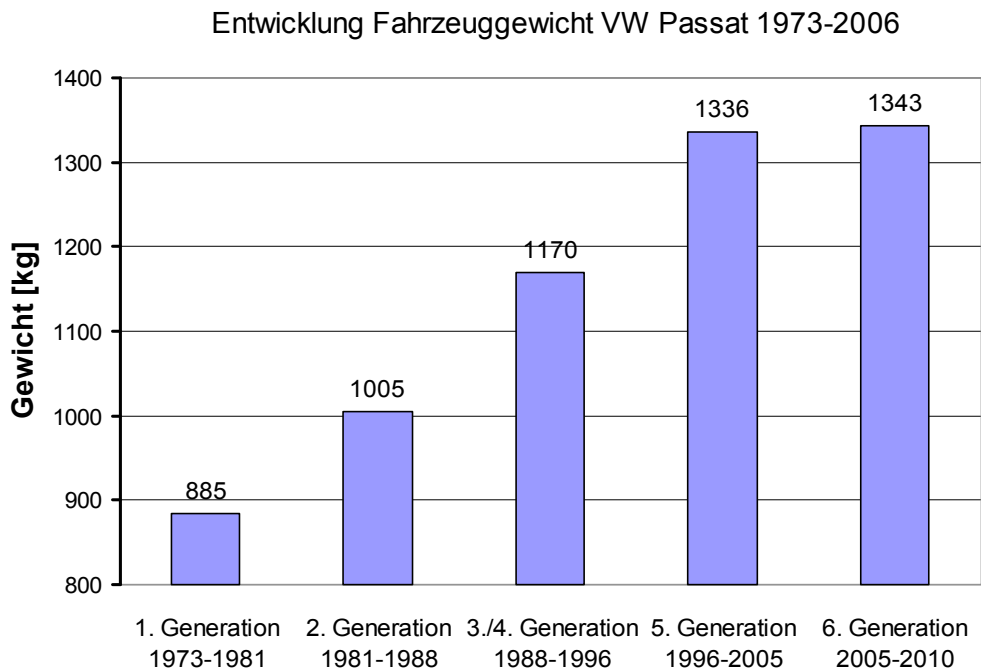


Abbildung 1.2: Entwicklung des Fahrzeugleergewichtes des VW Passats [5]

Diese Entwicklung, auch als negative Gewichtsspirale bekannt, bildet zusammen mit der regelmäßig verschärften Emissionsgesetzgebung (z. B. Norm „Euro 4“ ab 1. Januar 2005, „Euro 5“ ab 1. September 2009 und „Euro 6“ ab 1. September 2014) und den steigenden Energiepreisen einen Zielkonflikt, der nur durch intelligenten Leichtbau zu lösen ist.

Ein bekanntes Beispiel für die Leichtbaubemühungen der Fahrzeughersteller ist der 1994 in Serie gegangene Audi A8 mit Space-Frame Karosserie, dessen Rahmen erstmalig vollständig aus Aluminium bestand. Die Reduzierung des Fahrzeuggewichts führt dabei nicht nur zu einem geringeren Kraftstoffverbrauch und reduziertem Schadstoffausstoß. Da das Gewicht direkten Einfluss auf die Fahrdynamik hat, kann auch mit einem besseren Fahrverhalten gerechnet werden [8], [9], [10].

Bei diesen Leichtbaubemühungen müssen alle Komponenten des Fahrzeugs betrachtet werden, so auch das Getriebe und dessen Gehäuse als große Komponenten des Antriebsstrangs.



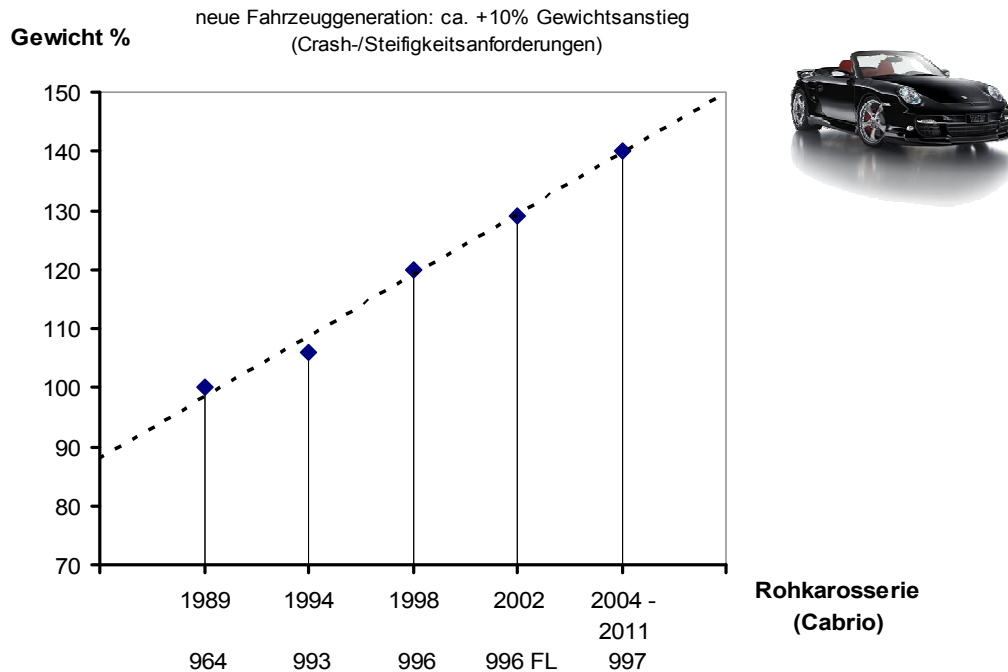


Abbildung 1.3: Gewichtsentwicklung der Porsche 911 Rohkarosserie [7]

## 1.2 Ziel dieser Arbeit

Der bisher verfolgte Ansatz zur Gewichtseinsparung bei Getrieben ist der Materialleichtbau. So sind heutzutage fast alle Großserien-Getriebegehäuse als Aluminium-Druckgussgehäuse mit geringen Wandstärken und Verstrebungen zur Verstärkung an hoch belasteten Stellen ausgeführt. Hierbei wird zum einen die geringe Dichte der Aluminiumlegierungen ausgenutzt, zum anderen erlaubt es der Druckguss-Prozess, die Wandstärken relativ dünn und die Geometrien sehr komplex auszuführen.

Auch Magnesium wurde schon als Werkstoff bei Großserien-Getriebegehäusen eingesetzt, z. B. beim Audi Getriebe B80, da es eine noch geringere Dichte als Aluminium besitzt.

Dieser Materialleichtbau stößt allerdings an seine Grenzen, da leichtere Werkstoffe meist teurer sind und im Falle von Magnesium auch einen geringeren E-Modul als Aluminium aufweisen. Als Alternative bietet sich hier der Strukturleichtbau an. Grundgedanke ist hier bei Getriebegehäusen die Trennung der Funktionen *Kräfte aufnehmen* und *Abdichten*. Nur die Lastpfade zwischen den Wellenlagerungen und den Getriebebelagerungen bzw. -trennstellen sollen als massive, d.h. schwere Streben ausgeführt werden. Das so entstehende Space-Frame- bzw. Skelettgehäuse weist also keine geschlossene Form mehr auf, die entstehenden Löcher, im weiteren Fehlstellen genannt, müssen durch geeignete Maßnahmen abgedichtet werden.

Das Ziel dieser Arbeit war die Abschätzung des Leichtbaupotentials zweier Getriebegehäuse in Skelettausführung sowie die Untersuchung und Entwicklung geeigneter Abdichtmaßnahmen für die sich ergebenden Gehäusefehlstellen.

### 1.3 Vorgehensweise bei der Lösungsfindung

Die Optimierung der Getriebegehäuse erfolgte auf zwei grundsätzlich verschiedene Arten. Einerseits wurde der Gehäusedeckel eines Handschaltgetriebes in Vorgelegebauweise für Fahrzeuge mit Standardantrieb intuitiv optimiert. Andererseits wurden derselbe Gehäusedeckel sowie ein komplettes Getriebegehäuse in Vorgelegebauweise für Front-Quer-Anwendungen mittels Optimierungsalgorithmen iterativ optimiert, siehe Abbildung 1.4.

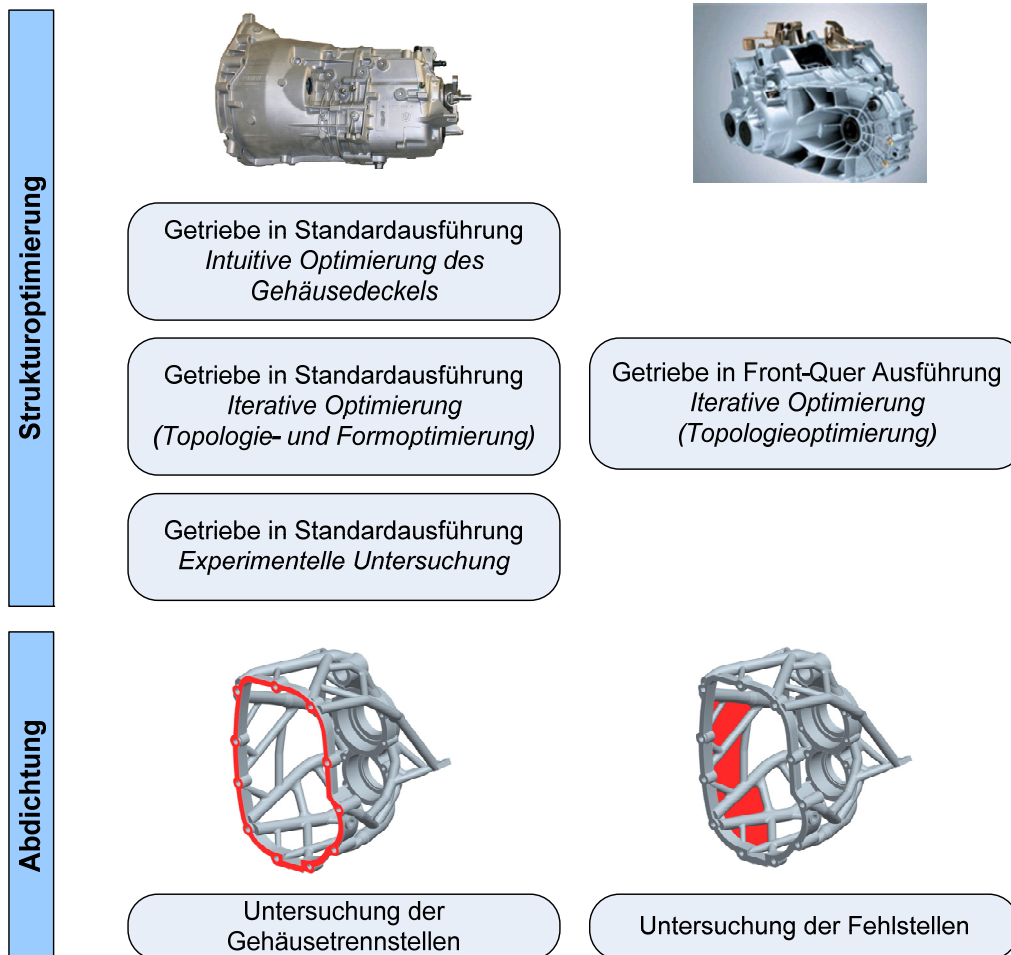


Abbildung 1.4: Schema der Vorgehensweise

## 2 Stand der Forschung und Technik

In diesem Kapitel wird ein Überblick über den aktuellen Stand der Technik und Forschung für die verschiedenen in dieser Arbeit tangierten Bereiche gegeben.

Zuerst wird auf allgemeine Bauweisen von Getriebegehäusen eingegangen sowie die derzeit gängigen Fertigungsverfahren für Gehäuse aus einer Serienfertigung vorgestellt. Anschließend wird eine Einführung in rechnergestützte Optimierungsverfahren, insbesondere die in dieser Arbeit verwendeten Topologie- und Shapeoptimierung gegeben.

Abschließend werden gebräuchliche Flachdichtungen zur Abdichtung von Gehäusetrennstellen sowie derzeit übliche Dichtelemente zur Abdichtung von Wellendurchtrittsstellen an Gehäusen vorgestellt.

### 2.1 Getriebegehäuse

#### Gehäusegestaltung

Das Getriebegehäuse umschließt alle Bauelemente eines Getriebes. Bei der Konstruktion müssen folgende Forderungen berücksichtigt werden [39]:

- Aufnahmen der wirkenden Betriebskräfte und –momente
- Gewährleistung der exakten Lage der Wellen und Zahnräder zueinander während der verschiedenen Betriebszustände
- Gewährleistung guter Wärmeleitung und Abstrahlung
- Dämmung und Dämpfung der Getriebegeräusche
- Gute Montage- und Demontagemöglichkeit
- Steife Bauweise und gute Festigkeitseigenschaften bei geringem Gewicht.

Aufgrund der Forderung nach Leistungssteigerung bei gleichzeitiger Gewichtsreduzierung werden aktuelle Getriebegehäuse für Kraftfahrzeuge in Großserienproduktionen überwiegend aus Leichtmetall-Druckguss-Legierungen hergestellt. Aluminium-Druckguss stellt dabei einen guten Kompromiss zwischen Kosten und Gewicht dar [11], [12], [13].

Um bei gleicher Festigkeit größere Wandstärken im Vergleich zum Grauguss zu vermeiden, werden am Gehäuse meist Verstärkungsrippen vorgesehen. Diese Verstärkungsrippen erhöhen die Steifigkeit und Festigkeit des Gehäuses und reduzieren gleichzeitig auch die Schallabstrahlung.

Auch spezielle Magnesiumlegierungen werden teilweise als Gehäusewerkstoff eingesetzt. Wegen der geringeren Festigkeit wird der Gewichtsvorteil aber teilweise wieder durch die zusätzlichen nötig werdenden Versteifungen aufgebraucht.

Grundsätzlich können Getriebegehäuse als klassisches Troggehäuse oder als geteiltes Gehäuse ausgeführt werden. Bei den geteilten Gehäusen wird je nach Lage der Teilungsebene bzw. der Wellenlage zwischen quergeteilten Gehäusen, siehe Abbildung 2.1 für ein Beispiel, und längsgeteilten Gehäusen unterschieden, siehe Tabelle 2.1.

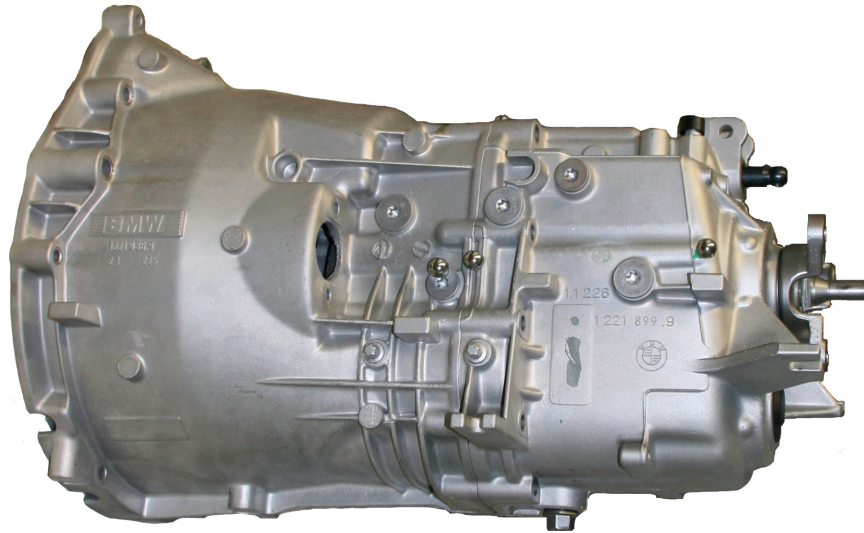
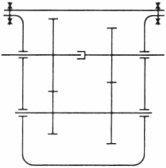
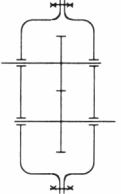
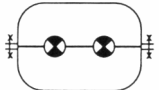


Abbildung 2.1: Getriebegehäuse von ZF (Typ S5-31)

Tabelle 2.1: Übersicht gängiger Gehäusearten [39]

| Gehäuseart   | Vorteile  | Nachteile  |
|--|---|--|
| <b>Troggehäuse</b><br>                | <ul style="list-style-type: none"> <li>einfache Fertigung der Lagerbohrungen</li> <li>genaue Fertigung in einer Aufspannung</li> </ul>                | <ul style="list-style-type: none"> <li>ungünstige Montagebedingungen</li> <li>keine automatisierte Montage möglich</li> </ul>    |
| <b>Topfgehäuse quergeteilt</b><br>    | <ul style="list-style-type: none"> <li>steifes Gehäuse</li> <li>gut montierbar</li> <li>Montage automatisierbar</li> </ul>                            | <ul style="list-style-type: none"> <li>teure Fertigungseinrichtung</li> <li>kritische Bohrungen in zwei Aufspannungen</li> </ul> |
| <b>Kastengehäuse längsgeteilt</b><br> | <ul style="list-style-type: none"> <li>genaue Fertigung in einer Aufspannung</li> <li>sehr gut montierbar</li> <li>Montage automatisierbar</li> </ul> | <ul style="list-style-type: none"> <li>Teilflächenbearbeitung teuer</li> <li>keine hohe Steifigkeit</li> </ul>                   |

## Fertigung

Das Herstellen von Getriebegehäusen erfolgt in der Großserie durch Druckgießen.

Das Druckgießverfahren ist ein Präzisionsgießverfahren, mit dem kompliziert geformte Gussteile endabmessungsnah und mit hoher Oberflächengüte gefertigt werden können. Druckgussteile sind äußerst maßhaltig (ca. 0,1-0,4 % für ein Nennmaß bis 500 mm, je nach Werkstoff und geometrischer Gestalt) und weisen glatte, saubere Flächen und Kanten auf. Sie erfordern nur geringe mechanische Bearbeitung, meist nur an Funktionsflächen mit hohen Genauigkeitsanforderungen (Passflächen).

Beim Druckgießen wird das Metall durch einen Kolben mit großer Geschwindigkeit unter hohem Druck aus der Gießkammer in eine zweiteilige metallische Dauerform befördert, wo es aufgrund der hohen Wärmeableitung schnell erstarrt, siehe Abbildung 2.2.

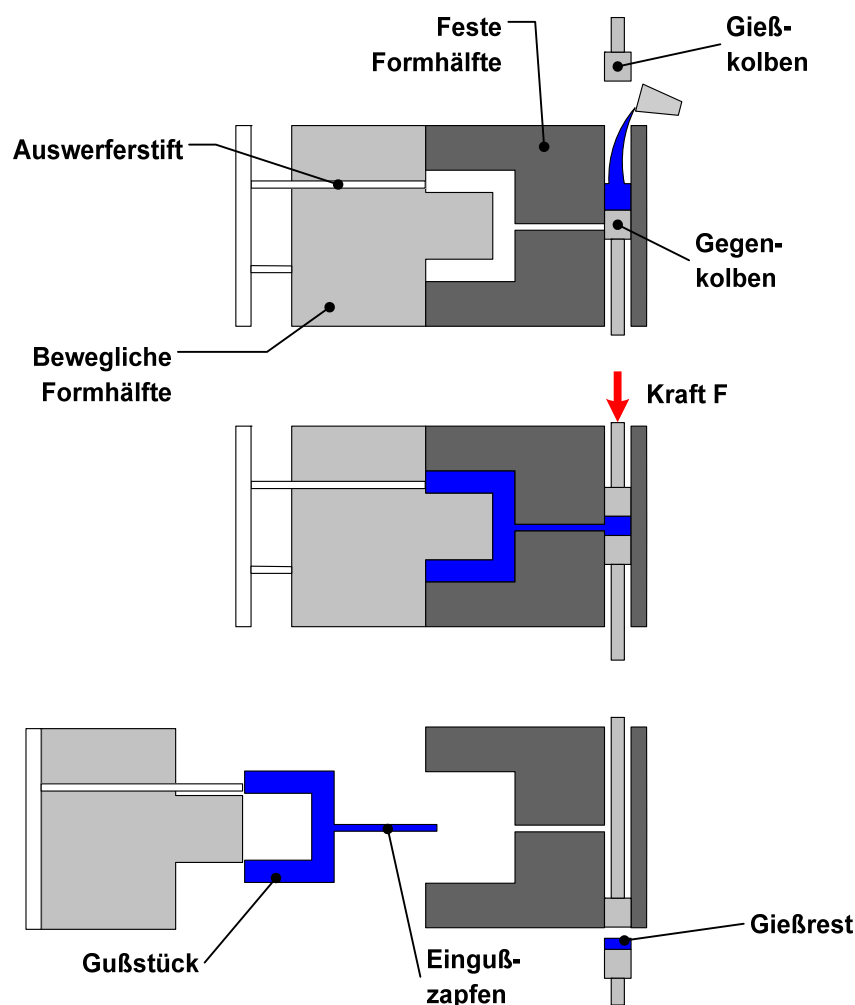


Abbildung 2.2: Schema des Druckgußverfahrens [41]

Der Druck wird während der Erstarrung aufrechterhalten. Hohlräume und Hinterschneidungen werden durch feste oder bewegliche Kerne bzw. Schieber ausgeformt. Dabei wird eine Formhaltbarkeit von ca. 80.000 Gießvorgängen erreicht [40].

## 2.2 Strukturoptimierung

Am Anfang des konventionellen Entwicklungsprozesses bestimmt der Ingenieur das Aussehen und die Topologie einer neuen Komponente.

Die *Topologie* (gr. τόπος *tópos* „Ort“, „Platz“ und -logie) bezeichnet dabei die Eigenschaften geometrischer Körper (d. h. topologischer Räume), die durch Verformungen mit Homöomorphismen nicht verändert werden. Dazu gehört das Dehnen, Stauchen, Verbiegen, Verzerren, Verdrillen eines Gegenstands [14].

Das heißt die Topologie eines Körpers bezeichnet diejenigen Eigenschaften geometrischer Gebiete, die selbst dann bestehen bleiben, wenn die Gebiete so großen Deformationen unterworfen sind, dass alle ihre metrischen und projektiven Eigenschaften verloren gehen, siehe Abbildung 2.3 und Abbildung 2.4. Die „topologischen Eigenschaften“ sind die allgemeinsten geometrischen Eigenschaften eines Bauteils. Gebiete einer „Topologiekategorie“ werden als „topologisch äquivalent“ bezeichnet [44].

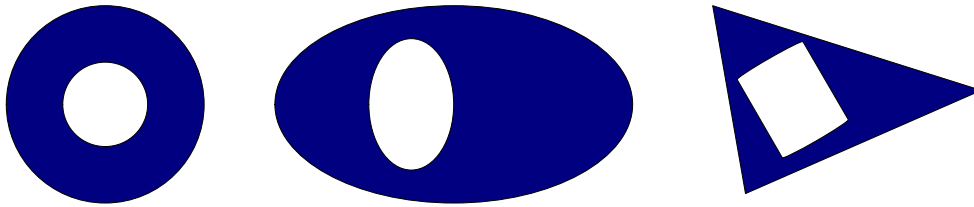


Abbildung 2.3: Topologisch äquivalente Gebiete

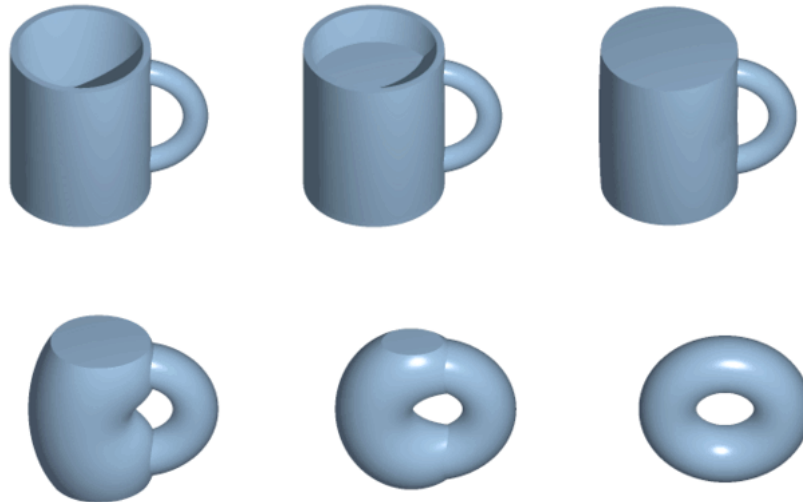
Zum Beispiel sind ein Donut, dessen Form in der Mathematik als Torus bezeichnet wird, und eine einhenkelige Tasse homöomorph, bzw. topologisch äquivalent.

Basis für das Aussehen und die Topologie der neuen Komponente sind meist Informationen von Vorgängerprodukten, Erfahrungen mit ähnlichen Komponenten und der „gesunde Ingenieurverstand“. Anschließend an die Formgebung erfolgt eine Berechnung der neuen Komponente hinsichtlich der auftretenden Beanspruchungen und z. B. der sich daraus ergebenden Spannungen, Dehnungen und Eigenfrequenzen. Dieses Berechnungsergebnis stellt die Basis für die Änderungen bei der nächsten Entwicklungsstufe dar. Ein solches Vorgehen führt zu einem iterativen Verbesserungsprozess, bei dem so viele Schleifen durchlaufen werden, bis die neue Komponente alle technischen und kommerziellen Anforderungen erfüllt. Dieses Vorgehen ist allerdings zeitaufwendig und durch das trial-and-error Prinzip nicht immer zielgerichtet. Die Anzahl der benötigten Iterationen hängt stark von der Erfahrung des Konstrukteurs ab und kann mitunter relativ groß sein.

Aus diesem Grund wird heutzutage bei der Entwicklung neuer Komponenten versucht, schon von Anfang an einen möglichst „optimalen“ Entwurf für das Bauteil zu finden, und nachträglich nötige Verbesserungen gezielt einzubringen. Hierbei werden verschiedene Optimierungsverfahren eingesetzt.

Unter Optimierung versteht man umgangssprachlich meist eine Verbesserung eines Vorganges oder Zustandes bezüglich eines Gesichtspunktes wie zum Beispiel der Qualität, der Kosten, der Geschwindigkeit, der Effizienz und der Effektivität, manchmal auch zu Lasten eines anderen

Aspektes. In der Mathematik versteht man unter einer Optimierung die Bestimmung optimaler zulässiger Lösungen eines Optimierungsproblems hinsichtlich einer gegebenen Zielfunktion [18].



*Abbildung 2.4: Überführung einer Tasse in einen Torus [14]*

In der Technik, insbesondere bei der Konstruktion von Bauteilen, versteht man unter einer (Struktur-)Optimierung analog dazu meist die Verbesserung der Eigenschaften eines Bauteils oder Systems unter bestimmten vorgegebenen äußeren Randbedingungen und Lasten.

Konkret können die Forderungen beispielsweise lauten: „Verbesserung der Steifigkeit bei vorgegebenem Gewicht“ oder „Anhebung der ersten Eigenfrequenz über ein vorgegebenes Minimum“ oder „Senkung der Spannungen unter einen vorgegebenen Maximalwert“ oder „Minimierung des Gewichts bei Einhaltung der maximal ertragbaren Spannungen“.

Um diese Fragestellungen behandeln zu können wurden im Laufe der Zeit eine Vielzahl von verschiedenen Optimierungsalgorithmen entwickelt. Die Algorithmen die zur Strukturoptimierung verwendet werden, sind so genannte simulationsgestützte Optimierungen. Dies bedeutet, dass ein mathematisches Modell des zu optimierenden Problems vorgegeben werden muss. Mit diesem Modell können dann die Ausgabegrößen, d. h. Systemantworten, bestimmt werden. Diese sind wiederum von den Eingabegrößen wie Parametern und Variablen abhängig. Meist wird zur Simulation der Struktur eines Bauteils die Finite-Elemente-Methode (FEM) eingesetzt.

Der Ablauf des simulationsgestützten Optimierungsprozesses ist in Abbildung 2.5 dargestellt.

In diesem Zusammenhang sei darauf hingewiesen, dass bei einer Optimierung eines technischen Bauteils meist nicht die optimale Lösung im Sinne der besten denkbaren Lösung (= Ideal) gefunden wird. Zum einen liegt dies daran, dass der verwendete Optimierer immer nur die beste Lösung im Rahmen der Systemantworten sucht, die ihm vom Simulationsmodell zur Verfügung gestellt werden. Wenn das Simulationsmodell Schwächen hat oder Bereiche, in denen das Problem nicht ausreichend genau modelliert ist, kann es sein, dass der Optimierer die beste Lösung gerade in diesen Bereichen findet. Zum anderen kann mit den verwendeten Optimie-

rungsalgorithmen nicht sichergestellt werden, dass immer ein globales Extremum der zu optimierenden Funktion gefunden wird. Oft wird nur ein lokales Extremum gefunden, das aber trotzdem die geforderten Bedingungen erfüllt und meist eine deutliche Verbesserung zum Ausgangszustand darstellt [16].

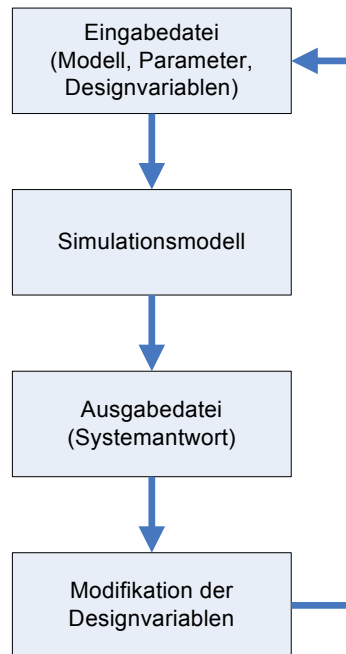


Abbildung 2.5: Ablauf des simulationsgestützten Optimierungsprozesses

Optimierungsverfahren:

Prinzipiell kann man bei der Strukturoptimierung zwischen drei Verfahren unterscheiden, siehe dazu auch Abbildung 2.6:

1) *Sizing-Optimierung (Dimensionierung)*

Bei der Sizing-Optimierung werden nur Zahlenwerte verändert. Diese können z. B. die Wandstärke oder die Höhe von Gehäuserippen oder die Stärken von Karosserieblechen beschreiben.

2) *Formoptimierung*

Bei der Formoptimierung wird die Form eines Bauteils verändert. Dabei wird je nach verwendetem Verfahren der Raum der möglichen Veränderungen vorgegeben (Formvariablen) oder nur der zu verändernde Bereich bestimmt (parameterfreie Optimierung). Die grundsätzliche Topologie des Bauteils wird dabei aber nicht verändert.

3) *Topologieoptimierung*

Bei der Topologieoptimierung wird die grundsätzliche Topologie des Bauteils bestimmt, d. h. es können sich neue Löcher ergeben oder gar Hohlräume im Bauraum entstehen. Dabei werden die entstehenden Löcher programmtechnisch durch eine Dichteverteilung simuliert.

Die Topologieoptimierung ist das wichtigste Optimierungsverfahren im Rahmen des Entwicklungsprozesses, da es schon in einer sehr frühen Entwicklungsphase eingesetzt werden kann. Dabei entstehen mitunter echte Neukonstruktionen mit denen im Vergleich zu



bisherigen Bauteilen ein größeres Optimierungspotential ausgeschöpft werden kann, da die Struktur von Beginn an an die grundlegenden Belastungen und Anforderungen angepasst ist. In späteren Entwicklungsphasen sind Verbesserungen und Änderungen nur noch mit stark erhöhtem Zeit- und Kostenaufwand realisierbar, d. h. die Entwicklung von neuen Bauteilen wird durch die Topologieoptimierung beschleunigt.

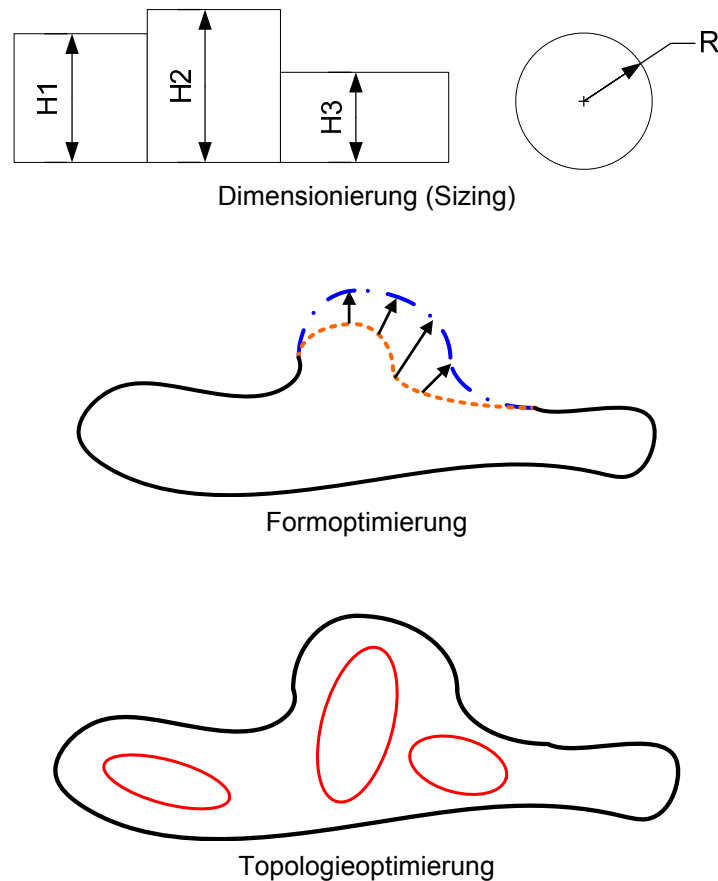


Abbildung 2.6: Veranschaulichung der verschiedenen Optimierungsverfahren

In dieser Arbeit werden die Verfahren der Formoptimierung und der Topologieoptimierung verwendet.

### 2.2.1 Formoptimierung

Bei der Form- oder Gestaltoptimierung wird die Form eines Bauteils verändert, um die optimale Gestalt zu finden. Dabei müssen die möglichen Formvariationen definiert und dem Optimierer übergeben werden. Die grundsätzliche Topologie des Bauteils bleibt dabei unverändert.

Eines der Haupteinsatzfelder der Formoptimierung ist die Reduktion von Spannungsspitzen auf der Oberfläche von Bauteilen und damit die Erhöhung von deren Lebensdauer. Oft wird dies durch die Reduzierung von Kerbspannungen erreicht.

Um die Formvariationen zu definieren gibt es zwei Möglichkeiten. Einerseits kann direkt auf die CAD-Beschreibung des Bauteils zurückgegriffen werden, um die Geometrie anzupassen. Dabei muss nach jeder Formänderung das Bauteil neu vernetzt werden und die Randbedingungen müssen neu aufgebracht werden.

Andererseits kann man eine FE-Netz-basierte Formoptimierung durchführen. Dabei wird zur Geometriebeschreibung des Bauteils nur das FE-Netz verwendet, unabhängig von den CAD-Daten. Die Formvarianten werden durch direkte Verschiebung der FE-Knoten erzeugt.

Es gibt zwei Möglichkeiten die Formvarianten zu erzeugen.

Bei der Verwendung mathematischer Optimierungsalgorithmen werden sogenannte *Formbasisvektoren* verwendet.

Dabei wird die Form eines Bauteils mit N Knoten durch einen Vektor  $\bar{R}^{(0)}$  der Dimension 3N dargestellt. Die Koordinaten aller Knoten des Netzes  $\bar{r}^{(0)}(i)$ ,  $i = 1, N$  werden dabei folgendermaßen zusammengefasst:

$$\bar{R}^{(0)T} = (\bar{r}^{(0)}(1), \bar{r}^{(0)}(2), \bar{r}^{(0)}(3), \dots, \bar{r}^{(0)}(N)). \quad (Gl. 2.1)$$

Wenn man die Ausgangsform des Bauteils mit  $\bar{R}^{(0)}$  bezeichnet, so erhält man eine Formvariante  $\bar{R}$ , indem man zu  $\bar{R}^{(0)}$  einen Verschiebungsvektor

$$\bar{T}^T = (\bar{t}(1), \bar{t}(2), \bar{t}(3), \dots, \bar{t}(N)) \quad (Gl. 2.2)$$

dazu addiert, wobei  $\bar{t}(i)$  der Verschiebungsvektor für den Knoten i ist.

$$\bar{R} = \bar{R}^{(0)} + \bar{T} \quad (Gl. 2.3)$$

Der 3N-dimensionale Verschiebungsvektor  $\bar{T}$  wird als Formbasisvektor, Shape Basis Vektor, Basisvektor oder auch als Grundgestalt bezeichnet. Wenn man nun den Basisvektor mit einer Designvariablen x multipliziert

$$\bar{R} = \bar{R}^{(0)} + x\bar{T}, \quad (Gl. 2.4)$$

kann man durch Variation von x zwischen 0 und 1 die Form stetig von der Ausgangsform in die variierte Form überführen. Um komplexere Formänderungen erzeugen zu können, muss man allerdings mit mehreren Formbasisvektoren arbeiten. Dabei wird jeder einzelne Formbasisvektor mit einer Designvariablen gewichtet

$$\bar{R} = \bar{R}^{(0)} + \sum_{i=1}^M x_i \bar{T}_i, \quad (Gl. 2.5)$$

Dadurch spannen die M Formbasisvektoren mathematisch gesehen den Raum der möglichen Formvariationen auf. Das Optimierungsprogramm ermittelt aus diesem Raum die Linearkombination der Designvariablen, welche die optimierte Form ergeben, siehe Abbildung 2.7.

Bei dem in dieser Arbeit verwendeten Programm *Optistruct* von Altair können die Formbasisvektoren durch die Festlegung definierter Design-Knoten erzeugt werden. Für diese Design-Knoten muss eine maximale Verschiebung vorgegeben werden, wodurch der mögliche Designraum aufgespannt wird.

Für Änderungen großer Bereiche einer Struktur ist die Definition vieler Designvariablen notwendig. Dies kann durch starke Elementverzerrungen während der Optimierung allerdings zu numerischen Instabilitäten führen. Damit es zu keinen großen Verzerrungen des Netzes kommt, muss die durch die Verschiebung neu entstehende Geometrie geglättet werden.

Die mitunter hohe Anzahl der zu definierenden Design-Knoten kann sehr zeitaufwendig sein. Eine automatische Auswahl der Knoten und anschließend eine gemeinsame Angabe der Verschiebung sind hier von Vorteil.

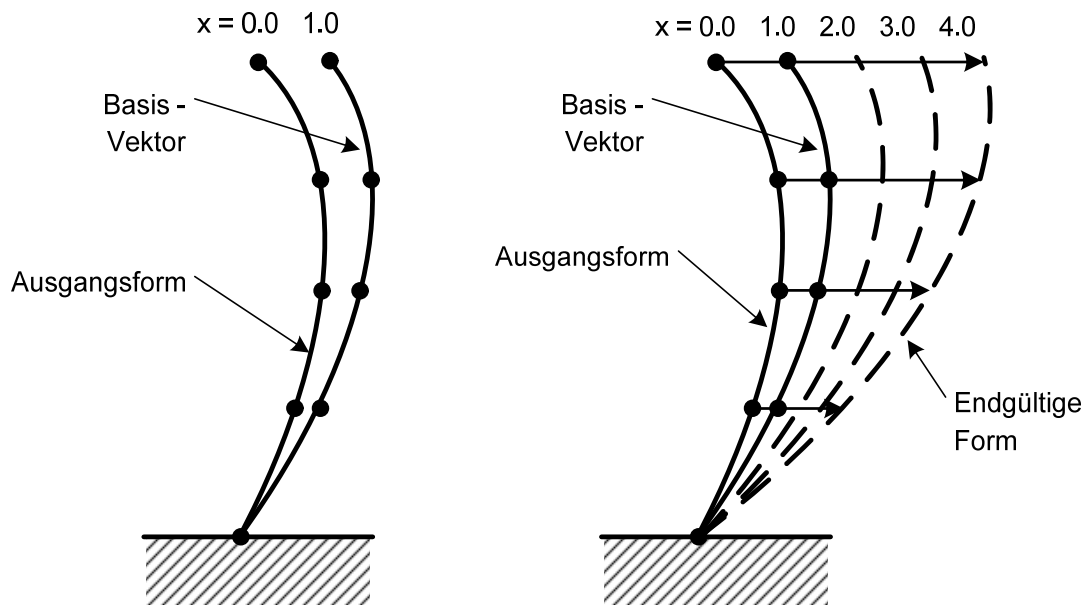


Abbildung 2.7: Verschiebung des FE-Netzes mit Hilfe von Basisvektoren

Mit Hilfe einer Zielfunktion, z. B. minimales Volumen, und Randbedingungen, z. B. maximale Verschiebung bestimmter Knoten, wird innerhalb des Variationsraumes die Geometrie geändert und eine FE-Rechnung durchlaufen. Der Vorgang wird so häufig wiederholt, bis eine Form berechnet wird, die mit den vorgegebenen Randbedingungen die Zielfunktion erfüllt.

Die zweite Möglichkeit, Formvarianten zu erzeugen, wenn keine Formbasisvektoren verwendet werden, ist die Anwendung von Algorithmen, die auf *adaptiven biologischen Wachstumsregeln* basieren. Hierzu zählt das CAO-Verfahren (Computer Aided Optimization), das nach folgenden Regeln vorgeht:

1. Lagere Material an hochbelasteten Stellen an.
2. Entferne Material an niedrig- bzw. unterbelasteten Stellen.

Dieses empirische Vorgehen, das aus dem Bereich der Bionik stammt, führt zu Designs mit homogener Oberflächenspannung und kann folglich nur für Festigkeitsprobleme eingesetzt werden. Der Ablauf des CAO-Verfahrens ist in Abbildung 2.8 dargestellt.

Der erste Schritt des Verfahrens ist eine FEM-Analyse, bei der die Spannungen im Bauteil bei allen relevanten Lastfällen berechnet werden. Anhand der Knotenspannungen  $\sigma_i$  wird danach für jeden außen liegenden Knoten  $i$  im zu optimierenden Bereich eine Knotenverschiebung  $\bar{d}_i$  berechnet. Dazu muss erst eine Referenzspannung  $\sigma_{ref}$  definiert werden, die sich nach der Optimierung homogen auf der Oberfläche des Bauteils einstellen soll. Anhand dieser Referenzspannung wird dann entschieden, ob ein Knoten als hochbelastet ( $\sigma_i > \sigma_{ref}$ ) oder als unterbelastet gilt ( $\sigma_i < \sigma_{ref}$ ). Im ersten Fall wird der Knoten dann nach außen verschoben, anderenfalls nach innen. Dabei wird eine Vergleichsspannung, meist die von-Mises Spannung, verwendet.

Bei jeder Iteration erhält man die neuen Knotenkoordinaten indem man die berechneten Wachstumsverschiebungen zu den aktuellen Knotenkoordinaten hinzuaddiert. Anschließend muss eine Netzkorrektur durchgeführt werden, bei der die inneren Knoten an die neue Außenkontur angepasst werden, um Netzverzerrungen zu minimieren.

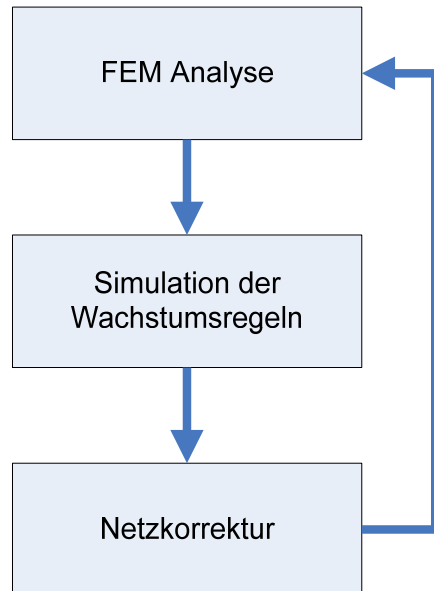


Abbildung 2.8: Ablauf des CAO-Verfahrens

Das Verfahren wird beendet, wenn die geforderte Spannungsreduktion erreicht wurde oder wenn sich eine homogene Spannungsverteilung eingestellt hat.

In der Regel werden bei einer Optimierung mehrere Lastfälle berücksichtigt. Dies führt dazu, dass für die einzelnen Knoten immer die maximale Spannung aus allen Lastfällen gesucht wird, und so immer für die maximale Belastung an diesem Knoten optimiert wird. Das heißt die maximalen Spannungen zweier benachbarter Knoten können auch aus zwei verschiedenen Lastfällen stammen, was dazu führt, dass sich für die einzelnen Lastfälle alleine keine homogene Spannungsverteilung mehr einstellt. Diese liegt dann nur für die Überlagerung der maximalen Spannungen aller Lastfälle vor.

### 2.2.2 Topologieoptimierung

Die Topologieoptimierung ist das flexibelste Optimierungsverfahren, da hierbei nicht nur die äußere Kontur oder vorgegebene Designvariablen (wie z. B. Blechstärken) verändert werden können, sondern der grundsätzliche Aufbau einer Struktur bestimmt werden kann. Da bei der Topologieoptimierung auch Löcher und Durchbrüche im vorgegebenen Bauraum auftreten können, sich im mathematischen Sinne also die Topologie der Struktur verändert, spricht man von Topologieoptimierung.

Obwohl die Topologieoptimierung eine höhere Komplexität hat als die Formoptimierung, ist sie in der Anwendung einfacher, da die Löcher in der Struktur nicht in das Modell eingebracht werden, sondern nur simuliert werden. Dies wird durch eine Anpassung des E-Moduls der einzelnen Finiten Elemente erreicht. Um ein Loch in der Struktur zu simulieren, wird der E-Modul vom Sollwert für den Grundwerkstoff (z. B. 210 GPa für Stahl) stark abgesenkt, meist

um mehrere Zehnerpotenzen; ein E-Modul von 0 verbietet sich aus numerischen Gründen. Dadurch trägt das Element nicht zur Struktursteifigkeit bei und verhält sich faktisch wie ein Loch. Dieses Vorgehen bietet den Vorteil, dass während der Optimierung keine Neuvernetzung nötig ist, und Netzverzerrungen wie bei der Formoptimierung vermieden werden.

Dieses Vorgehen wird in Abbildung 2.9 veranschaulicht.

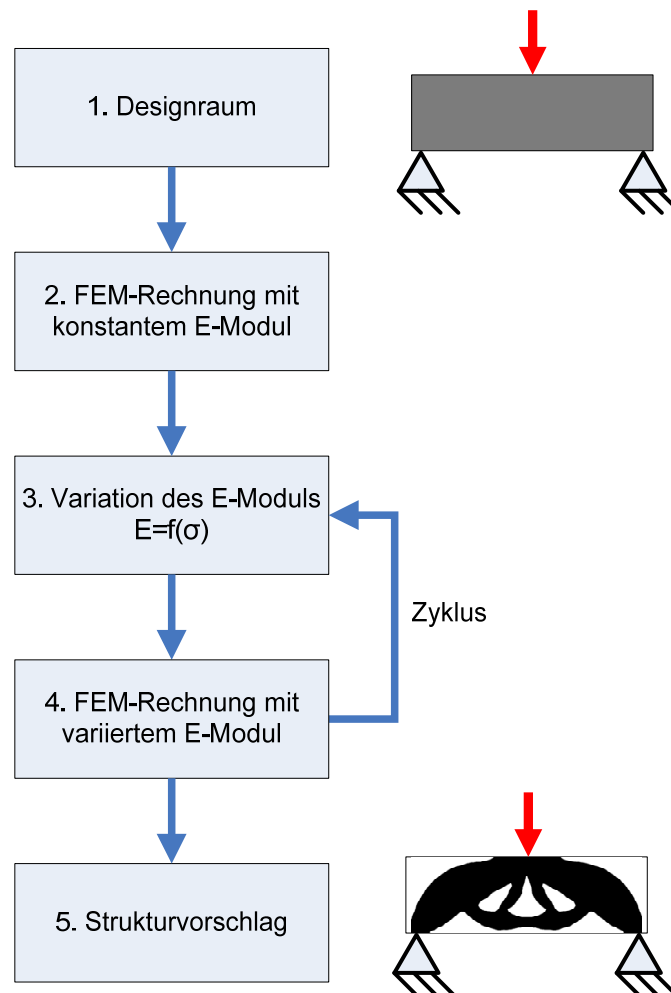


Abbildung 2.9: Flussdiagramm der SKO Methode [42]

Das praktische Vorgehen bei der Topologieoptimierung läuft folgendermaßen ab:

1. Es wird ein FE-Netz erstellt für einen groben Designentwurf, der in seinen Außenmaßen die vom späteren Bauteil vorgegebenen Grenzen nicht überschreitet, sonst aber beliebig und eher zu groß sein soll.
2. Mit einer (meist) elastischen FE-Rechnung für die später im Betrieb zu erwartenden Belastungen wird eine Spannungsverteilung im Bauteil ermittelt. Hier wird in der Regel die von-Mises Vergleichsspannung verwendet.
3. Im nächsten Schritt wird der lokale E-Modul mit der am jeweiligen Ort berechneten Spannung korreliert. Anschaulich heißt das, die hoch belasteten Bereiche werden härter, und die weniger belasteten werden weicher. Damit wird der ehemals homogene Werk-

stoff inhomogen, und das Bauteil ist an unterschiedlichen Orten durch seinen jeweiligen Wert des E-Moduls charakterisiert.

4. Mit dieser neuen, nunmehr inhomogenen Struktur wird nun eine neue FE-Spannungsberechnung vorgenommen, bei der die tragenden Bereiche noch mehr und die vorher schon entlasteten Bauteilbereiche noch weniger tragen, was eine schärfere Konturierung des eigentlichen Tragwerks bewirkt. Die Schritte 2 und 3 werden nunmehr wiederholt durchlaufen. Die nichttragenden Elemente werden dabei aus dem Bauraum entfernt.
5. Damit liegt ein automatisch erstellter Designvorschlag vor, der nur Material an den lasttragenden Orten enthält. Die dann lokal nur noch geringfügig variierenden Werte des E-Moduls werden wieder vereinheitlicht ( $E = \text{const.}$ , d. h. wieder homogener Werkstoff). Allerdings ist das so erstellte Design nur ein Leichtbautentwurf, der noch erhebliche Kerbspannungen aufweisen kann und keinesfalls dauerhaft sein muss.

Die Topologieoptimierung lässt sich in zwei Gruppen aufteilen, die mathematische Topologieoptimierung und die empirische Topologieoptimierung.

### 2.2.2.1 Die mathematische Topologieoptimierung

Bei der mathematischen Topologieoptimierung wird eine Zielfunktion unter Einhaltung von bestimmten Restriktionen minimiert. Dabei wird der E-Modul der einzelnen Elemente über die auf Eins normierte Dichte gesteuert. Im isotropen Fall geschieht dies über eine Designvariable pro Element, im orthotropen Fall über mehrere. Ein Dichtewert von Null entspricht dabei dem kleinsten E-Modul, eine Dichte von Eins entspricht dabei dem höchsten E-Modul, dem E-Modul des Ausgangsmaterials [17].

Bei dem hier verwendeten Programm *Optistruct* von Altair wird die mittlere Nachgiebigkeit  $C$  unter einer Füllgradrestriktion minimiert:  $\text{Min } C$ , wobei  $\nu \leq \nu^0$  und  $x_i^U \leq x_i \leq x_i^O$  mit  $i \in I_E$  sein muss. Dabei ist  $I_E$  die Menge aller Elemente des Bereichs in dem der E-Modul variiert werden soll. Dieser Bereich wird auch als Designraum bzw. Design-Space bezeichnet. Die Designvariablen  $x_i$  werden durch die obere Grenze  $x_i^O = 1$  und die untere Grenze  $x_i^U$  eingeschränkt. Für die untere Grenze  $x_i^U$  wird aus numerischen Gründen meist ein sehr kleiner positiver Wert nahe Null verwendet. Der Parameter  $\nu$  stellt den Füllgrad des Designraums dar, und ergibt sich aus dem Verhältnis der massiven Elemente zu den Lochelementen. Ein Füllgrad von  $\nu = 75\%$  heißt also, dass 75 % des Designraums aus massivem Material bestehen.

Um den Zusammenhang zwischen der Designvariablen  $x_i$ , der Dichte und dem E-Modul herzustellen, wird häufig für isotrope Materialien der SIMP-Ansatz (Solid Isotropic Material with Penalization) verwendet [16], [17].

Dabei wird für jedes Element  $i$  eine Designvariable  $x_i$  verwendet, die gleich der normierten Dichte gesetzt wird:

$$x_i = \frac{\rho_i}{\rho_i^0}. \quad (\text{Gl. 2.6})$$

Der Zusammenhang zwischen der Designvariablen  $x_i$  und dem E-Modul wird durch folgenden Potenzansatz hergestellt:

$$x_i^p = \frac{E_i}{E_i^0}. \quad (\text{Gl. 2.7})$$

Dabei ist  $\rho_i^0$  die Dichte eines massiven Elements, und  $E_i^0$  der E-Modul eines massiven Elements.

Durch die Wahl des Exponenten  $p$  kann man den Zusammenhang zwischen der Designvariablen  $x_i$  und dem zugehörigen E-Modul beeinflussen. Mit zunehmenden Werten für  $p$  entwickelt sich das optimierte Design immer mehr zu einem Design ohne Zwischenwerte, einem so genannten „0-1“ Design. Dies kommt daher, dass für zunehmende Werte von  $p$  die Zwischenwerte für  $x_i$  immer unökonomischer werden. So bewirkt eine Anhebung von  $x_i$  im niedrigen Bereich kaum eine Erhöhung von  $E$ , der Steifigkeitszuwachs ist also sehr gering, siehe Bereich A in Abbildung 2.10. Dahingegen kann durch eine Erhöhung von  $x_i$  im höheren Bereich eine starke Steigerung von  $E$  erreicht werden, siehe Bereich B in Abbildung 2.10. Die mittleren Werte von  $x_i$  werden durch das Potenzgesetz also bestraft, und so unökonomisch gemacht. Das ganze Design bewegt sich hin zu einem „0-1“ Design. Der Anwender kann durch die Wahl des Exponenten  $p$  also die Schärfe des Designs selbst bestimmen.

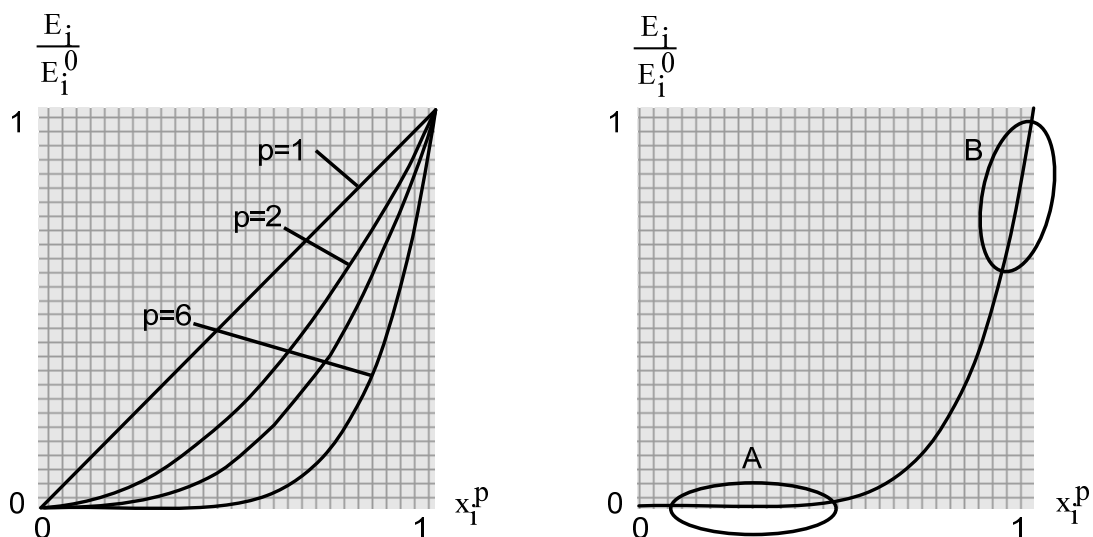


Abbildung 2.10: Der SIMP Ansatz. Links für verschiedene Werte des Exponenten  $p$  der Designvariablen  $x_i$ , rechts mit Kennzeichnung der Bereiche A und B.  $E_i$  bezeichnet dabei jeweils den E-Modul, des Elements.

Da mit diesem Verfahren die mittlere Nachgiebigkeit minimiert wird, erhält man als Ergebnis eine Struktur mit maximaler Steifigkeit. Ein Beispiel ist in Abbildung 2.11 dargestellt.

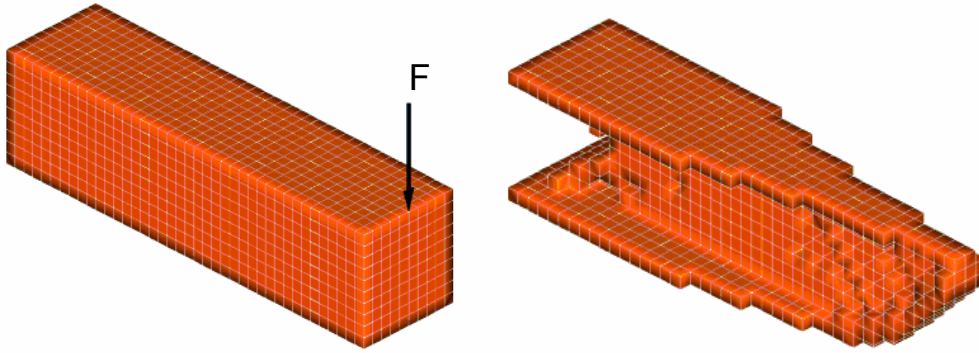


Abbildung 2.11: Beispiel einer Strukturoptimierung (Topologieoptimierung) für einen Biegebalken

### 2.2.2.2 Die empirische Topologieoptimierung

Bei der empirischen Topologieoptimierung wird kein mathematisches Optimierungsproblem gelöst, sondern eine empirische Iterationsvorschrift angewendet. Ein Beispiel dafür ist das SKO-Verfahren, bei dem eine adaptive biologische Wachstumsregel angewendet wird, die aus Beobachtungen des Wachstumsverhaltens in der Natur (z. B. von Bäumen, Knochen, etc.) abgeleitet wurde [42]. Damit erhält man ein Design mit homogener Oberflächenspannung, das somit für Festigkeitsprobleme geeignet ist. Das SKO-Verfahren weist also vom Ansatz her eine große Ähnlichkeit mit dem Formoptimierungsverfahren CAO auf, nur dass beim SKO-Verfahren die Wachstumsregel auch auf innere Bereiche angewandt wird.

Im Unterschied zu den mathematischen Topologieoptimierungsverfahren wird beim SKO-Verfahren der E-Modul der einzelnen Elemente direkt gesteuert, ohne Umweg über die Dichte. Dabei wird auf die Möglichkeit einer Koppelung des E-Moduls mit der Element-Temperatur in vielen FEM-Programmen zurückgegriffen. Meist wird der Zusammenhang zwischen Element-Temperatur und E-Modul so definiert, dass bei einer Element-Temperatur von  $T = 0$  der minimale E-Modul  $E_{\min}$ , und bei einer Element-Temperatur von  $T = 100$  der maximale E-Modul  $E_{\max}$  zugewiesen wird. Dazwischen wird ein linearer Zusammenhang zwischen Temperatur und E-Modul angenommen, siehe Abbildung 2.12.

Bei der ersten FEM-Berechnung wird jedem Knoten  $i$  im Designraum die maximale Temperatur  $T_i^{(0)} = 100$  zugewiesen, und damit das maximale E-Modul. Durch die FEM-Berechnung wird dann für jeden Knoten die Vergleichsspannung  $\sigma_i$  berechnet, mit der dann die biologische Wachstumsregel simuliert wird. Falls mehrere Lastfälle vorliegen, wird für jeden Knoten die jeweils maximale Spannung aller Lastfälle verwendet. Außerdem muss noch wie beim CAO-Verfahren eine Referenzspannung  $\sigma_{ref}$  definiert werden, mit der festgelegt wird, ob ein Knoten als hochbelastet ( $\sigma_i > \sigma_{ref}$ ) oder als unterbelastet ( $\sigma_i < \sigma_{ref}$ ) gilt.

Es ergeben sich für die  $k$ -te Iteration die Knotentemperaturen  $T_i^{(k)}$  für jeden Knoten  $i$  durch folgende Gleichung:

$$T_i^{(k)} = \tilde{T}_i^{(k-1)} + s(\sigma_i^{(k-1)} - \sigma_{ref}). \quad (Gl. 2.8)$$



Dabei stellt  $s$  einen Skalierungsfaktor und  $\tilde{T}_i^{(k-1)}$  den auf das Intervall  $[0..100]$  normierten Temperaturwert der vorherigen Iteration dar:

$$\tilde{T}_i^{(k)} = \begin{cases} 100 & \text{wenn } T_i^{(k-1)} > 100 \\ 0 & \text{wenn } T_i^{(k-1)} < 0 \\ \tilde{T}_i^{(k-1)} & \text{sonst} \end{cases} \quad (\text{Gl. 2.9})$$

Wenn man sich das Ergebnis einer Topologieoptimierung ansieht (siehe z. B. Abbildung 6.16), wird klar, dass das Verfahren durch den verwendeten Dichtensatz zwar eine große Flexibilität aufweist, allerdings auch gewissen Einschränkungen unterworfen ist. Durch das elementweise Hinzufügen oder Entfernen von Material wird die Oberfläche des Optimierungsergebnisses nicht glatt, sondern rau. Dies führt dazu, dass man das Ergebnis nicht direkt in ein Bauteil umsetzen kann, sondern als einen Designvorschlag ansehen muss. Eine weitere Schwierigkeit stellt die Bewertung der Elemente mit Zwischenwerten für die Dichte dar, was die Interpretation des Ergebnisses drastisch komplizieren kann.

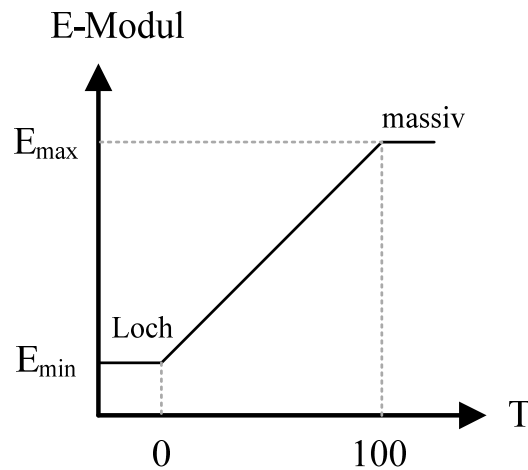


Abbildung 2.12: Zusammenhang zwischen E-Modul und Temperatur eines Elements

Dies macht deutlich, dass die Topologieoptimierung am besten dazu geeignet ist, die grundlegende Struktur (Topologie) eines Bauteils am Anfang der Konstruktion festzulegen. Für Detailoptimierungen ist sie hingegen nur bedingt geeignet. Diese Einschränkung kann auch durch eine extrem feine Vernetzung des Bauraums nicht aufgehoben werden, da sich dadurch die Anzahl der Designvariablen und damit die Rechenzeit stark erhöhen. Außerdem besteht bei einem extrem feinen Netz die Gefahr der Ausbildung von sehr kleinen Strukturen, die fertigungstechnisch nicht darstellbar sind.

### 2.3 Möglichkeiten der Abdichtung von Wellendurchtrittsstellen

Zur berührenden Abdichtung von rotierenden Wellen in Fahrzeuggetrieben werden Radial-Wellendichtringe eingesetzt. Das bekannteste und sehr häufig eingesetzte Element dieser Gruppe ist der Elastomer-Radial-Wellendichtring (RWDR), umgangssprachlich auch Simmerring genannt.

Dieser ist überall dort geeignet, wo Durchtrittsstellen von Wellen drucklos überflutet oder gegen anspritzendes Schmieröl abzudichten sind. Abbildung 2.13 zeigt die wichtigsten Komponenten und Bezeichnungen [19], [20], [39].

Die Dichtlippe ist an einem Stützring anvulkanisiert. Die Dichtfunktion wird durch eine sehr schmale Dichtkante mit der Berührbreite  $b$  erfüllt. Die Dichtkante wird durch Materialaufdehnung der Membran des Dichtkörpers bei der Montage und eine Zugfeder, die so genannte Wurmfeder, mit der Anlegekraft  $F$  auf die Welle aufgedrückt. Dadurch verschließt die Dichtkante im Stillstand die Dichtstelle. Die Dichtung ist statisch dicht.

Bei gut schmierender Flüssigkeit, optimaler Umspülung und geeignetem Werkstoff sind RWDR bis 35 m/s Gleitgeschwindigkeit einsetzbar. Die Dichtwirkung des RWDR basiert auf einem elasto-hydrodynamischen Rückfördereffekt. Dieser beruht auf den beiden unterschiedlichen Dichtkantenwinkeln  $\alpha$  und  $\beta$  und einem charakteristischen Berührflächenverschleiß.

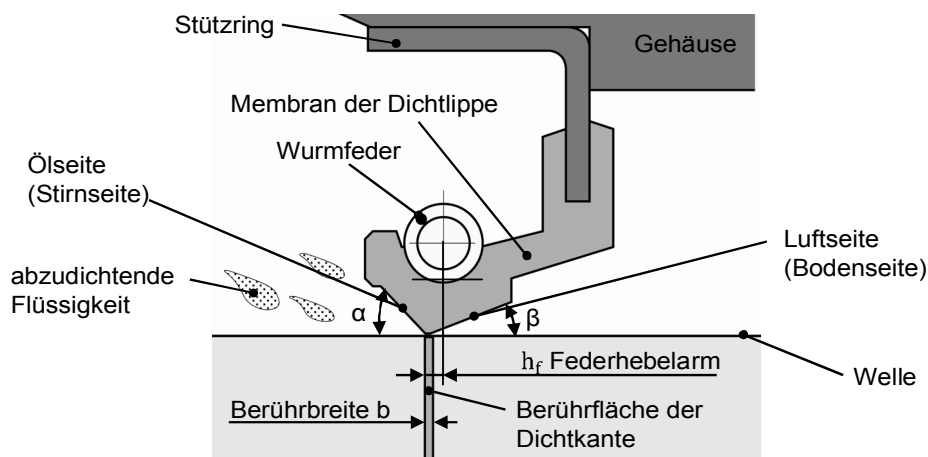


Abbildung 2.13: Aufbau einer RWDR Dichtung

Für die dynamische Abdichtung gibt es nach Kammüller [22] drei sich ergänzende Hypothesen, die beschreiben, wie der Rückförderstrom erzeugt wird:

- Verzerrungshypothese,
- Seitenstromhypothese,
- Wischkantenhypothese.

Dabei sind die Winkel  $\alpha$  und  $\beta$  auf der Stirn- und Bodenseite (Öl- und Luftseite) und die Länge des Federhebelarms für die Funktion entscheidend, da über diese Parameter die Pressungsverteilung unter der Dichtkante beeinflusst wird.

Die abzudichtende Flüssigkeit muss immer auf der Seite mit dem größeren Dichtkantenwinkel  $\alpha$  sein. Wird auf der Seite mit dem kleineren Dichtkantenwinkel  $\beta$  Flüssigkeit angeboten, so wird diese auf die Seite mit dem großen Dichtkantenwinkel gepumpt. Radial-Wellendichtringe sind also aktive Dichtelemente und können deshalb leckagefrei abdichten [21].

Zu beachten ist folglich, dass RWDRs nur in eine Richtung abdichten (Einbausituation a) in Abbildung 2.14).

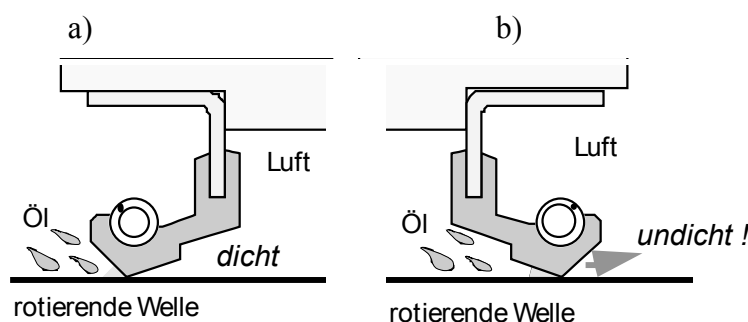


Abbildung 2.14: Einbausituation des RWDR

Um die Abdichtwirkung weiter zu verbessern, können auf der Luftseite der Dichtkante so genannte Drallstegen (siehe Abbildung 2.15) angebracht werden. Im montierten Zustand geht der Drallsteg in die Dichtkante über. Bereits ausgetretenes Fluid wird von der Welle mitgeschleppt (Schleppströmung). Durch die Wände der Drallstegen wird das Fluid in Richtung Ölraum umgelenkt. Dabei baut sich in Umfangsrichtung ein Schleppdruck auf. Durch diesen Druck kann das Fluid unter der angepressten Dichtkante zurückfließen. Die im Bild vorgestellten einseitigen Drallstegen sind nur für eine Drehrichtung geeignet und erzeugen eine um Faktor 100 höhere Förderwirkung als Dichtringe ohne Drallstegen. Andere Ausführungen sind für beidseitigen Einsatz geeignet, zeigen jedoch nur eine um den Faktor 10 höhere Förderwirkung als Dichtringe ohne Drallstegen [23].

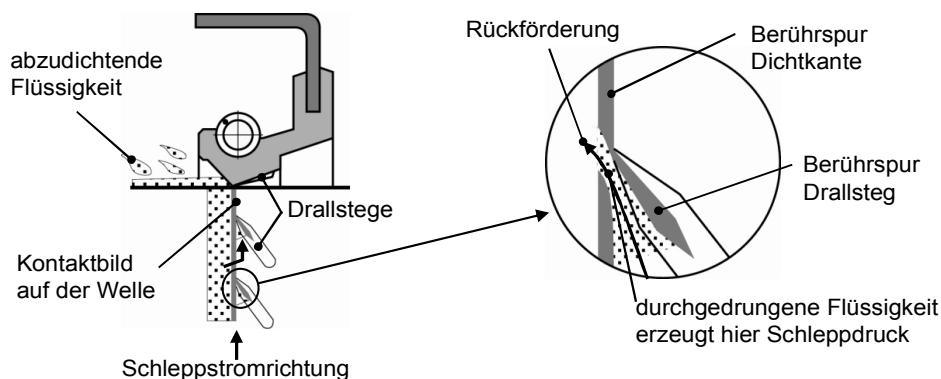


Abbildung 2.15: Elastomer-RWDR mit Drallstegen

Eine Alternative zu den RWDRs stellen die PTFE-Manschettendichtungen dar. Diese kommen immer dann zum Einsatz, wenn die Temperaturstabilität oder die chemische Beständigkeit elastomerer Werkstoffe nicht mehr ausreichen oder wenn schlecht schmierende Fluide abzudichten sind.

PTFE-Manschettendichtungen mit glatten Manschetten haben allerdings keinen aktiven Rückfördermechanismus. Deshalb kommen für drucklose Abdichtungen vorzugsweise PTFE-

Manschetten mit Spiralrinne zum Einsatz. Die Spiralrinne wirkt als Rückförderpumpe und verbessert das Dichtvermögen wesentlich. Solche dynamischen Dichtringe können allerdings nur in eine Drehrichtung betrieben werden und ihre statische Dichtheit ist ungünstiger.

Aufgrund des aktiven Rückfördermechanismus, der drehrichtungs-unabhängigen Dichtwirkung und der besseren statischen Dichtheit bei Überflutung werden in Getrieben ausschließlich RWDRs eingesetzt.

## 2.4 Flächendichtungen an Gehäusetrennstellen

Zur Abdichtung von Gehäusetrennstellen sind prinzipiell drei verschiedene Arten von Dichtungen verfügbar:

- Weichstoffdichtungen,
- Metallsickendichtungen,
- sowie Flüssigdichtungen.

In Abbildung 2.16 sind je drei Beispiele für Weichstoff-, Metallsicken- und Flüssigdichtungen dargestellt.

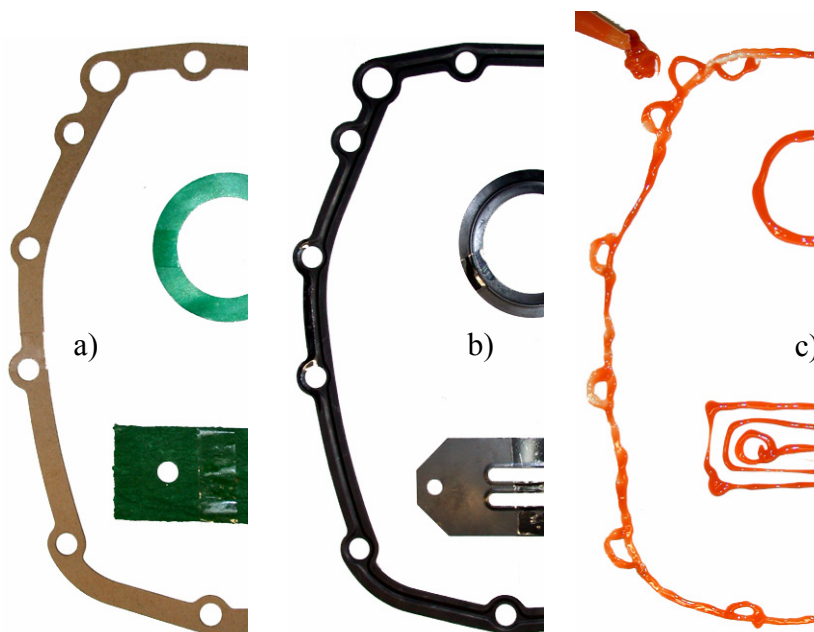


Abbildung 2.16: Beispiele für a) Weichstoff-, b) Metall- und c) Flüssigdichtungen [24]

Im Folgenden soll auf die allgemeinen Eigenschaften sowie die Vor- und Nachteile der einzelnen Dichtsysteme im Hinblick auf die Verwendung in Getriebegehäusen eingegangen werden. Bei den Angaben handelt es sich um allgemeine Richtwerte, die aus der Untersuchung einer Vielzahl von Dichtungen gewonnen wurden [25], [47].

### 2.4.1 Weichstoffdichtungen

Die älteste bekannte Dichtungsart ist die Weichstoffdichtung. Sie findet Anwendung im allgemeinen Maschinenbau, im Anlagen- und Aggregatebau sowie bei der Abdichtung von Getrie-

begehäusen. Das Dichtungsmaterial, das meist aus einem faserverstärkten Elastomer besteht, wird in Endlosbahnen hergestellt. Aus diesen Bahnen werden die eigentlichen Dichtungen dann mittels Laser- oder Wasserstrahl herausgeschnitten. Bei entsprechend großer Stückzahl bietet sich auch das Ausstanzen an. Nachteilig bei dieser Art der Fertigung sind der große Fertigungsaufwand sowie der hohe Verschleiß, insbesondere bei Dichtungen mit großem Hohlraum. Dieser kann ggf. durch die optimierte Anordnung von Dichtungen verschiedener Größe minimiert werden. Bei Anwendungen bei denen die Dichtung tangential angeströmt wird, wie z. B. bei der Abdichtung von Steuergehäusen von Automatikgetrieben, kann die geringe Erosionsbeständigkeit von Weichstoffdichtungen problematisch werden. Die Lebensdauer dieser Dichtungen kann mittlerweile jedoch durch Oberflächenbeschichtungen signifikant gesteigert werden [26]. Bei der Abdichtung von Gehäuseflanschen spielt diese Einschränkung allerdings keine Rolle.

### **Eigenschaften von Weichstoffdichtungen**

|                    |  |
|--------------------|--|
| <b>Aufbau:</b>     | Aramidfaserverbund getränkt mit NBR-Kautschuk, anorganische Füllstoffe   |
| <b>Temperatur:</b> | -40 °C bis 200 °C  |
| <b>Fluid:</b>      | Flüssigkeiten, Öle, organische Lösungsmittel, Benzin, Kühlmittel, Gase, flüssige Gase,   |
| <b>Einsatz:</b>    | allgemeiner Maschinen- und Anlagenbau, Getriebegehäuseabdichtungen   |
| <b>Vorteile:</b>   | Weichstoffdichtungen sind schon sehr lange im Einsatz und haben sich in vielen Bereichen bewährt. Die Optimierung dieser Dichtungsgattung ist sehr weit fortgeschritten. Die Rückfederungseigenschaften nach dem Montagesetzen sind gut.               |
| <b>Nachteile:</b>  | Weichstoffdichtungen versagen übergangslos. Bei hohen Drücken wird ein Stück Material ausgerissen, so dass die Dichtung keine Notlaufeigenschaften besitzt. Hoher Vorspannkraftverlust während der Montage durch das irreversible Setzen der Dichtung. |

### **Flanschgestaltung bei Weichstoffdichtungen**

Der Gestaltung der Flanschbreite muss bei Weichstoffdichtungen besondere Aufmerksamkeit gewidmet werden. Die Dichtungsbreite sollte nur so groß wie nötig gewählt werden, damit die Flächenpressung nicht zu klein wird. Andererseits besteht bei zu schmalen Dichtungen immer die Gefahr, dass sie bei Innendruckbelastung schnell ausreißen.

### **2.4.2 Metallsickendichtungen**

Der prinzipielle Aufbau einer Metallsickendichtung ist in Abbildung 2.17 dargestellt.

Metallsickendichtungen bestehen aus einem gesickten Stahlblech, das auf beiden Seiten mit einer dünnen Elastomerschicht versehen ist. Die Beschichtungsdicke beträgt üblicherweise zwischen 20 µm und 120 µm, siehe Tabelle 2.2. Dieser Aufbau führt dazu, dass das Elastomer nur noch die Mikroabdichtung, also das Auffüllen der Oberflächenrauigkeiten auf den Dichtflächen übernimmt. Die mechanische Festigkeit der Dichtung wird durch das Stahlblech übernommen, welches für das nötige Rückstellvermögen sowie die Anpassung an die Unebenheiten der Dichtfläche sorgt.

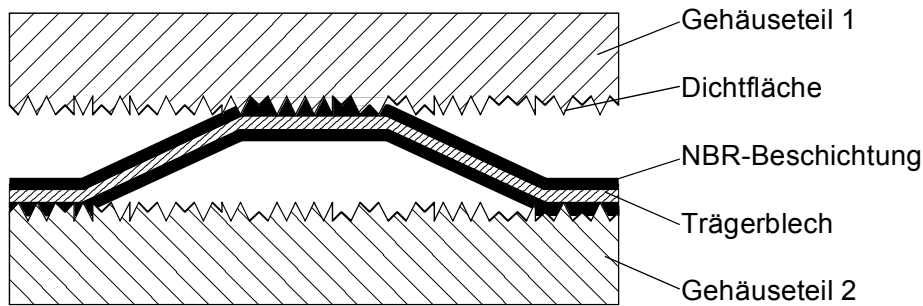


Abbildung 2.17: Aufbau einer Sickendichtung

Einlagige Sickendichtungen sind einfach und preiswert aufgebaut und werden unter anderem in Industrie- und Getriebeabdichtungen verwendet, wenn die Dichtspaltunebenheiten und -änderungen unter 0,1 mm bleiben [27]. Mehrlagige Sickendichtungen erlauben höhere Federwege und Unebenheiten oder bei sonst gleichen Bedingungen eine längere Lebensdauer, da die einzelnen Sicken dann weniger belastet werden.

Tabelle 2.2: Werkstoffkombinationen und Anwendungen für Sickendichtungen [27]

| Werkstoff             | Dicke   | Beschichtung |       | Anwendungen                          |
|-----------------------|---------|--------------|-------|--------------------------------------|
| Kohlenstoffstahl      | 0,25 mm | NBR          | 60 µm | Industrie- u. Autonebendichtungen    |
| Kohlenstoffstahl      | 0,25 mm | NBR          | 20 µm | Industriedichtungen                  |
| Kohlenstoffstahl      | 0,25 mm | HNBR         | 25 µm | Zylinderkopfdichtungen               |
| Rostfreier Federstahl | 0,20 mm | NBR          | 25 µm | Industrie- u. Zylinderkopfdichtungen |
| Rostfreier Federstahl | 0,20 mm | FPM          | 25 µm | Industrie- u. Zylinderkopfdichtungen |

Metallsickendichtungen besitzen ein hohes Rückstellvermögen bei Dichtspaltänderungen. Je nach Sickenhöhe können bei einlagigen Dichtungen 0,1 - 0,2 mm Spalt überbrückt werden.

Vorteilhaft für die Dichtwirkung ist außerdem, dass aufgrund der Sicke eine linienförmige Pressung erzeugt wird. Dadurch werden auch bei geringen Schraubenkräften und bei biegeweichen Dichtstegen gute Pressungsverhältnisse erzielt, die durch herkömmliche Flachdichtungen nicht erreicht werden können. So kann die kritische Mindestflächenpressung gut eingehalten werden. Aus diesem Grund bieten sich Metallsickendichtungen auch zur Gewichtseinsparung bei Leichtbauprojekten an. Je nach Flächenpressung und Auslegung der Dichtstelle werden Halb- oder Vollsicken mit unterschiedlicher Steifigkeit verwendet [28].

Als Trägermaterial kommt je nach Anwendungsfall Kohlenstoffstahl, rostfreier Edelstahl oder Federstahl zum Einsatz, teilweise auch wärmebehandelt. Während die Sicke einer Dichtung aus Kohlenstoffstahl nur eine begrenzte Anzahl von Deformationen übersteht, kann eine Sicke aus Federstahl Millionen von Lastwechseln ertragen. Allerdings werden dann harte Werkstoffe für die Dichtflächen benötigt [27], [29].

Vorteilhaft bei Metallsickendichtungen ist, dass das Temperatur- und Zeitverhalten der Dichtung maßgeblich nur noch vom Metall und nicht vom Polymer bestimmt wird. Damit erfüllen Sickendichtungen ihre Aufgabe über längere Zeiträume und in einem höheren Temperaturbereich (bis 180°C und in Sonderfällen bis 250°C) als gewöhnliche Elastomerdichtungen [27].

Prinzipiell ist es auch möglich, die Dichtflächen mit einer Sicke zu versehen. Dies bietet sich allerdings nur bei geeigneten Bauteilen an, wie z. B. Blechtiefziehteilen [30].

Allen oben genannten Vorteilen stehen die erheblichen Mehrkosten einer Metallsickendichtung im Vergleich zu den anderen Dichtkonzepten gegenüber.

### **Eigenschaften von Metallsickendichtungen**

|                    |  |
|--------------------|--|
| <b>Aufbau:</b>     | Trägermaterial aus Stahl (Kohlenstoffstahl, Edelstahl, Federstahl) beschichtet mit NBR, FPM  |
| <b>Temperatur:</b> | -30 °C bis 180 °C, in Sonderfällen bis 250 °C  |
| <b>Einsatz:</b>    | Allgemeine Industrie und Motorenabdichtung, Steuergehäuse von Automatikgetrieben, Nebenabdichtung in Ölwanne, Bauteile mit Drehmomentübertragung   |
| <b>Vorteile:</b>   | Die Metallsickendichtungen können für sehr hohe Drücke eingesetzt werden. Das dynamische Verhalten ist durch die starke Rückfederung infolge der eingepressten Sicke sehr günstig. Die Metallsickendichtungen besitzen als einziger Dichtungstyp eine „Fail-Safe“ Eigenschaft. Nach Ablassen des Überdrucks erfüllen sie ihre Funktion weiter. Es erfolgt keine Verunreinigung des Mediums. Die Montage ist einfach.   |
| <b>Nachteile:</b>  | Metallsickendichtungen sind sehr aufwendig in der Herstellung. Für jede Dichtungsgeometrie wird ein spezielles Werkzeug benötigt, um die Sicke einzuprägen. Metallsickendichtungen benötigen eine vergleichbar hohe Flächenpressung, um Dichtheit zu gewährleisten. Bei der Montage muss die Sicke plastisch vorverformt werden. Dieses ist nicht immer möglich. Gerade in der Schraubenabstandsmitteln kann die Flächenpressung für die plastische Verformung der Sicke nicht ausreichen. |

### **Flanschgestaltung bei Metallsickendichtungen**

Die Gestaltung der Flanschgeometrie beim Einsatz von Metallsickendichtungen ist relativ unkritisch. Die Flanschbreite sollte mindestens zweimal so breit sein wie die Sicke der Dichtung. Aufgrund der Linienform der Sicke wird lokal auch bei geringen Schraubenkräften eine verhältnismäßig hohe Pressung erreicht. Unebenheiten in der Flanschoberfläche sind für Metallsickendichtungen bis zur Sickenhöhe unproblematisch. Mit mehrlagigen Metallsickendichtungen können Spalte von 0,2 bis 0,5 mm überbrückt werden.

### **2.4.3 Flüssigdichtungen**

Seit einigen Jahren ist in der Automobilbranche der Trend hin zu Flüssigdichtungen zu beobachten. Bewährte Dichtsysteme mit Weichstoffdichtungen und Metallsickendichtungen werden zunehmend ersetzt. Durch die gute Integration in den automatischen Montageprozess sowie die einfache Lagerhaltung der flüssigen Dichtmittel sind Flüssigabdichtungen eine kostengünstige Alternative zu den bisherigen Formdichtungen.

Flüssigdichtmittel werden je nach Art der Aufbringung unterteilt:

- *FIP-Flächendichtungen (Formed In Place)* werden im flüssigen Zustand auf eine der Flanschhälften aufgetragen. Durch das Fügen wird das Dichtungsmaterial über die Flanschoberfläche gleichmäßig verteilt. Nachdem das Dichtungsmaterial ausgehärtet ist, entsteht zwischen den Flanschen eine dauerhafte Dichtung.
- *CIP-Flächendichtungen (Cured In Place)* werden in flüssigem Zustand in Raupenform auf eine Flanschhälfte aufgebracht. Das Fügen der Bauteile erfolgt erst, nachdem das Material ausgehärtet ist. Die Dichtwirkung erreicht der Werkstoff durch Kompression während der Montage.
- *IIP-Flächendichtungen (Injected In Place)*. Hierbei ist in einer der Flanschoberflächen eine Nut eingebracht. Die abzudichtenden Gehäusehälften werden zuerst formschlüssig verbaut und dann wird das Flüssigdichtmittel über ein Dosiersystem in die Nut eingespritzt. Nach dem Aushärten steht eine elastische Dichtung mit Adhäsion zu beiden Flanschen zur Verfügung. Vorteil ist hier, dass die Dichtung im Kraftnebenschluss liegt. Nachteilig wirken sich die höheren Kosten für die Nut, sowie der Aufwand für das automatisierte blasenfreie Befüllen der Dichtnut aus [31].
- *MIP-Flächendichtungen (Molded In Place)* sind Profildichtungen, die in der Regel in eine Nut in eine der beiden Flanschhälften und in eine profilierte Gegenform eingebracht werden; danach werden die Teile gefügt. Nach dem Aushärten der Dichtung wird die Gegenform entfernt und die Dichtung haftet auf dem Flansch [33].

In Abbildung 2.18 sind beispielhaft einige Trennstellen im Antriebsstrang und Motorbereich eines Kraftfahrzeug dargestellt, die nach heutigem Stand der Technik mit Flüssigdichtungen abgedichtet werden können.

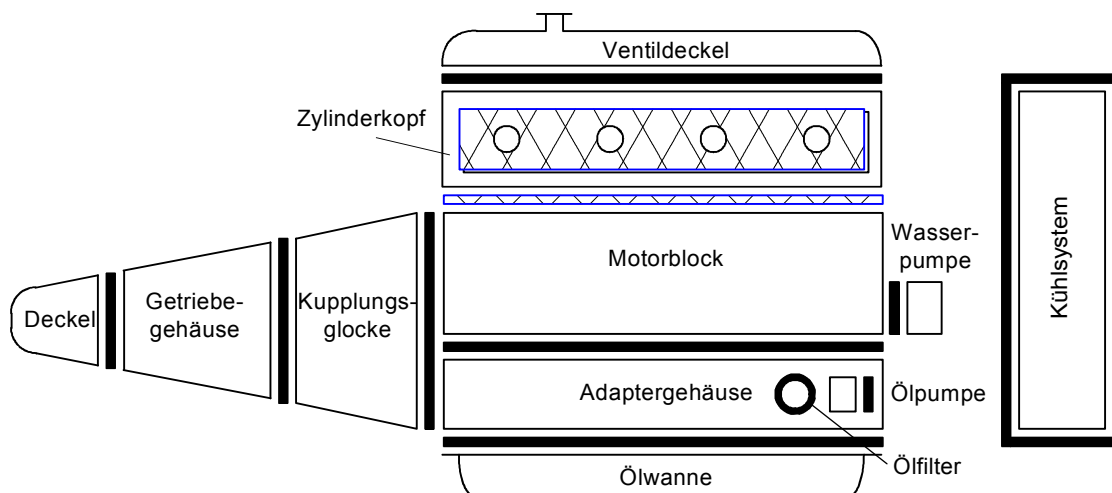


Abbildung 2.18: Einige flüssigabgedichtete Trennstellen im Antriebsstrang und Motorbereich nach heutigem Stand der Technik [25]

Da bei Getrieben in aller Regel FIP-Flüssigdichtungen zum Einsatz kommen, wird im weiteren nur noch auf diese eingegangen.



### **Eigenschaften von FIP-Flüssigdichtungen**

|                    |   |
|--------------------|---|
| <b>Aufbau:</b>     | RTV-Silikon, Dimethylacrylat, Dimethylacrylatester, Polymethylenglycoldimethylacrylat, etc.   |
| <b>Temperatur:</b> | -30 bis 180 °C  |
| <b>Fluid:</b>      | Motor-, Getriebeöl bis 125 °C, verbleites Benzin, Wasser / Glykol   |
| <b>Einsatz:</b>    | Automobilindustrie  |
| <b>Vorteile:</b>   | Kostengünstigste Methode der Abdichtung. Die Dichtung wird flüssig in Tuben oder Behältern geliefert und kann flexibel für verschiedene Flanschgeometrien angewendet werden. Einfache Lagerung. Sehr gute Eignung zur automatisierten Applikation. Nach der Montage bleibt kein Spalt übrig. Diese Tatsache ist sehr wichtig bei der Abdichtung von Pumpen oder Lagerdeckeln, weil hier für die Funktionserfüllung die Spaltgröße genau definiert sein muss. Der Vorspannkraftverlust durch das Setzen ist vernachlässigbar. Einige Flüssigdichtungen besitzen erhebliche Klebeeigenschaften, so dass sie Bereiche geringer Flächenpressung immer noch sicher abdichten können. |
| <b>Nachteile:</b>  | Vernachlässigbare Rückfederungseigenschaften, da zwischen den Flanschkhälften, abhängig von der Flanschgestaltung, nur eine geringe Filmdicke besteht. Zum Teil aufwändige Reinigung der Flanschoberfläche im Reparaturfall infolge hartnäckiger Dichtungsmaterialrückstände. Bei unsachgemäßer Applikation wird das Medium verunreinigt. Keine Notlaufeigenschaften, wie das bei der Metallsickendichtung der Fall ist.  |

### **Flanschgestaltung von FIP-Flüssigdichtungen**

Bei Flüssigdichtungen gibt es sehr große Unterschiede zwischen den eingesetzten Flüssigdichtungssystemen und -technologien. Der Aushärtemechanismus des eingesetzten Produktes sollte beachtet werden. Der Übergang vom Dichten zum Kleben ist fließend. Es können daher nur produktspezifische Hinweise für die Flanschgestaltung gegeben werden. Anaerobe Produkte benötigen für eine zuverlässige Aushärtung eine Flanscbreite von mindestens 5 mm zwischen den Schrauben und mindestens 3 mm um die Schrauben herum. Flüssigdichtungen haben aufgrund der geringen Filmdicke ein geringes Rückfederungsvermögen. Der Flansch sollte daher biegesteif ausgelegt sein. Durch ihre Klebeeigenschaften können Flüssigdichtungen bei geringen Flächenpressungen wesentlich höhere Drücke abdichten als Metallsicken- oder Weichstoffdichtungen.

## 3 Vorgehensweise bei der Strukturoptimierung

In diesem Kapitel werden die zwei in dieser Arbeit verwendeten Ansätze zur Strukturoptimierung erläutert.

Grundsätzlich ist der Begriff der Optimierung hier als ein Versuch der Verbesserung der strukturellen Eigenschaften von kompletten Getriebegehäusen oder einzelnen Komponenten im Vergleich zum Stand der Technik bzw. herkömmlichen Bauweisen zu verstehen. Da es meist nicht möglich ist, für eine bestimmte Gehäuse-Anwendung die absolut beste, also „optimale“ Lösung zu finden und auch die rechnergestützten Verfahren oft nur lokale Minima finden, kann hier trotz der „Optimierung“ nicht von im Wortsinne „optimalen“ Ergebnissen ausgegangen werden [44].

### 3.1 Ansatz der intuitiven Optimierung

Die intuitive Optimierung verfolgt den Ansatz, anhand von bekannten Lösungen ähnlicher Probleme eine optimale Struktur zu finden.

Hierzu wird das Gehäuse zuerst in kleine, sinnvolle „Bausteine“ zerlegt. Für diese Bausteine werden die typischerweise auf sie wirkenden Lasten bestimmt. Anschließend wird versucht, für diese Bausteine „intuitiv“ unter Berücksichtigung bekannter Lösungen die beste Form zu finden. Der zugrunde liegende Gedanke ist dabei, dass sich für diese Bausteine mit stark vereinfachten Lasten die optimale Struktur leichter finden lässt, als für ein komplettes Gehäuse auf einmal, ähnlich der Diskretisierung komplexer Geometrien in finite Elemente bei der Finite Elemente-Methode.

Für jede der einzelnen Bausteinvarianten werden mehrere mögliche Lösungen entworfen und mittels FE-Simulationen untersucht. Hierbei dienen die Steifigkeit sowie das Gewicht der Entwürfe als Kriterium zur Auswahl der besten Lösung.

Nach Optimierung der einzelnen Bausteine werden diese erst im nächsten Schritt zu größeren Baugruppen zusammengesetzt. Diese werden dann nochmals mittels einer FEA untersucht. Besonders die „Nahtstellen“ zwischen den Bausteinen müssen gegebenenfalls angepasst und verbessert werden.

Anschließend werden die einzelnen Baugruppen zu einem kompletten Gehäuse zusammengesetzt, bei dem jeder Baustein die für die dort lokal angreifenden Lasten optimale Form hat.

### 3.2 Ansatz der rechnergestützten iterativen Optimierung

Eine Einführung in die rechnergestützten Optimierungsmethoden findet sich in Kapitel 2.2.

Der Ablauf der Optimierungsrechnungen in dieser Arbeit wurde in mehrere Teilschritte gegliedert. Das grundsätzliche Vorgehen bei der iterativen Optimierung der Gehäuse war folgendes:

- Erstellung eines CAD-Modells des Originalgehäuses, daraus Erstellung eines FE-Netzes
- Berechnung der in den einzelnen Gängen auf die Wellenlager wirkenden Kräfte, jeweils im Zug und Schubtrieb, basierend auf dem maximalen Eingangsmoment und den geometrischen Verhältnissen des Zahnradsatzes
- Erstellung eines CAD-Modells des maximal zur Verfügung stehenden Bauraums. Dieses basiert auf der Innenseite auf den Maßen des Zahnradsatzes und der inneren Schal-

tung des Getriebes sowie auf der Außenseite auf einer pauschalen Aufdickung der Gehäusewand

- Vernetzung des Bauraummodells und Aufbringung der berechneten Lagerbelastungen sowie Definition der verschiedenen Lastfälle
- Durchführung der Topologieoptimierungsrechnungen mit verschiedenen Optimierungsparametern sowie verschiedenen Lastfällen bzw. Lastfallkombinationen mit der Zielfunktion eines möglichst geringen Volumens bei vorgegebenen Verschiebungen der Lagersitze
- Interpretation der Ergebnisse der Optimierung (Dichteverteilung) und Neuaufbau eines Skelettmodells mit Hilfe des CAD
- Vernetzung des Skelettmodells, Berechnung der auftretenden Spannungen mittels FEA und Detailoptimierung einzelner Bereiche, bis keine Spannungsspitzen mehr auftreten bzw. anschließende Shapeoptimierung (teilweise)
- Vergleich mit dem Originalgehäuse
- Vergleich mit experimentell ermittelten Messwerten (teilweise)

In Abbildung 3.1 ist die prinzipielle Vorgehensweise des Optimierungsprozesses dargestellt.

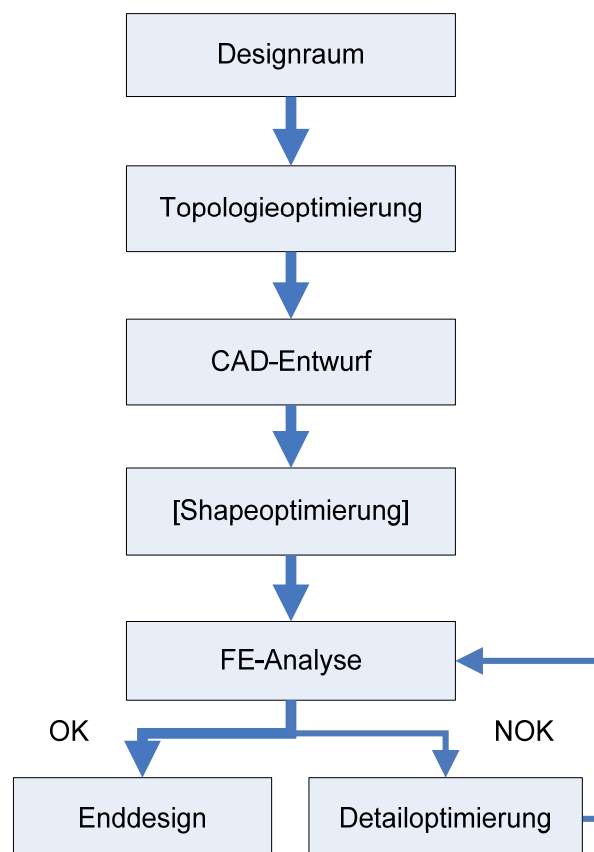


Abbildung 3.1: Vorgehensweise des Optimierungsprozesses [50]

### 3.3 Durchgeführte Untersuchungen

Die *intuitive Optimierung* eines Getriebegehäusedeckels ist in Kapitel 4 dargestellt.

Die *rechnergestützten iterativen Optimierungen* sind auf zwei Kapitel aufgeteilt:

Zum einen wurde ein komplettes Getriebegehäuse in Front-Quer-Bauweise einer Topologieoptimierung unterzogen und anschließend als CAD-Modell neu aufgebaut, siehe Kapitel 5.

Zum anderen wurde der Gehäusedeckel eines Getriebes in Standardbauweise untersucht, siehe Kapitel 6. Hierbei wurde zuerst eine Topologieoptimierung durchgeführt. Anschließend wurde der Gehäusedeckel als CAD Modell neu aufgebaut und einer Shapeoptimierung unterzogen. Die Ergebnisse der Shapeoptimierung flossen wiederum in das CAD-Modell ein. Danach wurden die Ergebnisse der Berechnungen mit Messungen auf einer 3D-Koordinaten Messmaschine verglichen.

## 4 Intuitive Optimierung eines Getriebegehäusedeckels

Zur Untersuchung der intuitiven Optimierung wurde der Gehäusedeckel eines kommerziellen PKW-Getriebes in Standardbauweise optimiert.

Es handelt sich hierbei um ein 5-Gang Handschaltgetriebe für Diesel- und Benzinmotoren, das in verschiedenen Ausführungen mit maximalen Eingangsdrehmomenten von 280 – 340 Nm erhältlich ist.

Untersucht wurde eine Dieselausführung mit einem max. Motor-Eingangsmoment von 280 Nm, siehe Abbildung 4.1

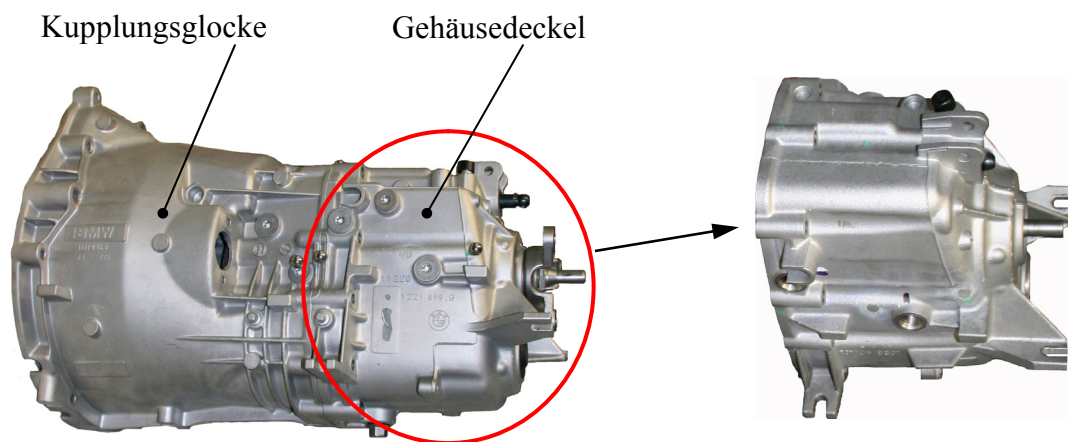


Abbildung 4.1: Gesamtansicht des untersuchten Getriebes in Standardbauweise

Abbildung 4.2: Ansicht des mittels intuitiver Optimierung untersuchten Gehäusedeckels

Dabei wurde nur der Gehäusedeckel, Abbildung 4.2, einer intuitiven Optimierung unterzogen um das Potential dieses Ansatzes zu untersuchen. Die Kupplungsglocke des Gehäuses wurde nicht untersucht.

### 4.1 Reduzierung der Schraubenzahl

Als erster Schritt zur Gewichtseinsparung wurde die Anzahl der Schrauben am Flansch zwischen Gehäusedeckel und Kupplungsglocke reduziert. Das Originalgehäuse weist hier 11 Schrauben auf.

Zur Sicherstellung einer gleichmäßigen Pressungsverteilung am Flansch, die für eine sichere Abdichtung unerlässlich ist, wurde ein vereinfachtes Flanschmodell erstellt, anhand dessen sich die Auswirkungen verschiedener Schraubenzahlen und Anordnungen untersuchen ließen, siehe Abbildung 4.3.

Anhand der Flanschgeometrie wurde entschieden, die Schraubenzahl auf acht Schrauben zu reduzieren, da sich die vorgegebene Flanschkontur bei diesem Getriebe relativ gut in acht Bereiche aufteilen lässt.

In einer ersten Variante wurden die Schrauben gleichmäßig am Umfang des Flansches angeordnet. Danach wurde mittels einer FEA die sich ergebende Flächenpressung berechnet, siehe Abbildung 4.4 für ein Beispiel. Die intuitiv am Flanschumfang verteilten Schrauben führten zu einer sehr ungleichmäßigen Pressungsverteilung mit mehreren deutlichen Minima und Maxima, siehe Abbildung 4.5 „erste Iteration“.

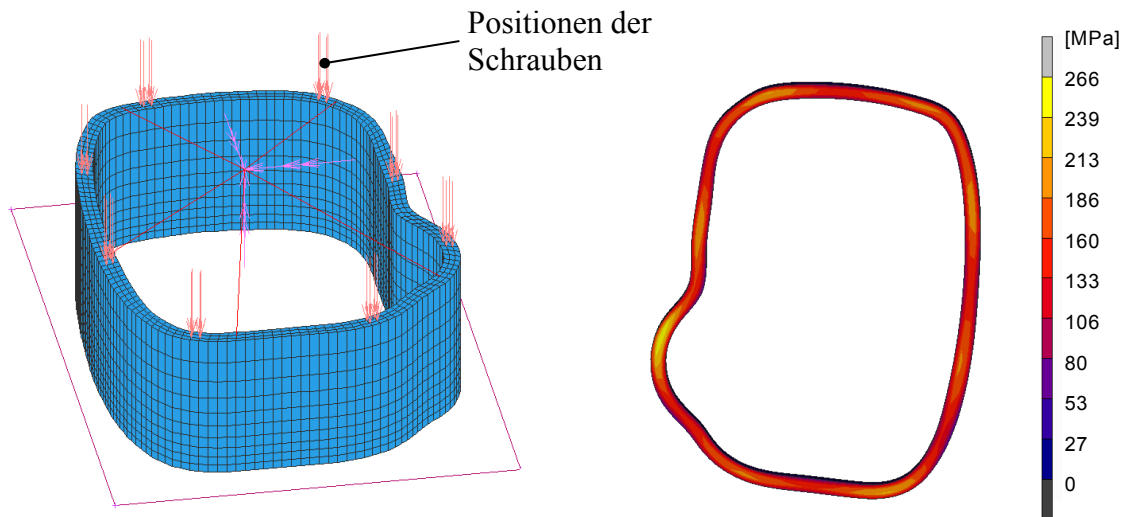


Abbildung 4.3: Darstellung des vereinfachten Flanschmodells zur Untersuchung der Pressungsverteilung

Abbildung 4.4: Beispiel einer Pressungsverteilung am Flansch mit 8 Schrauben

Um eine Verbesserung der Pressung zu erreichen wurden die Schraubenpositionen unter Berücksichtigung der vorherigen Ergebnisse systematisch variiert und wieder die sich ergebende Pressungsverteilung berechnet.

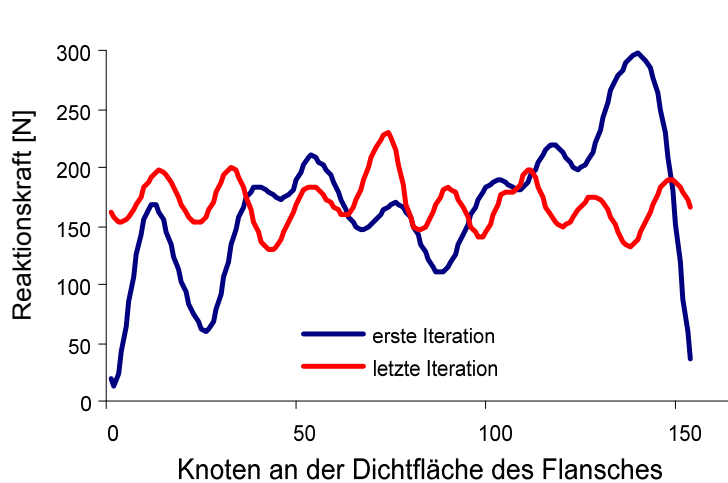


Abbildung 4.5: Vergleich der Flächenpressung zwischen erster und letzter Iteration

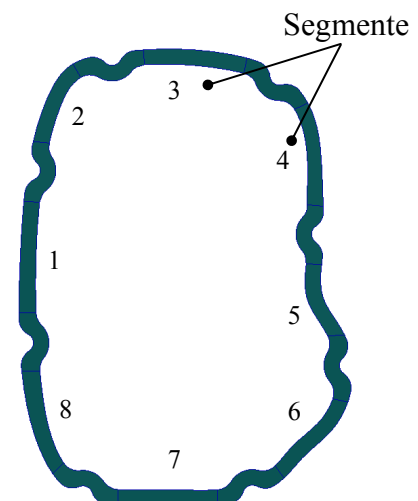


Abbildung 4.6: Ansicht der Segmente 1 bis 8 der letzten Iteration

So konnte durch mehrere Iterationen eine Anordnung gefunden werden, die auch mit nur 8 Schrauben eine gleichmäßige Pressungsverteilung auf dem Flansch sicherstellt, siehe Abbildung 4.5 „letzte Iteration“.

Dabei wurde auf die Ergebnisse aus [45] zurückgegriffen, wo gezeigt werden konnte, dass eine Übereinstimmung von Schraubenkraftwirklinie und Dichtungsmittellinie vorteilhaft ist.

Diese Schraubenanordnung ermöglicht einerseits eine gleichmäßige Pressungsverteilung und andererseits eine günstige Teilung des Gehäuses in acht Segmente. Dies ermöglichte es, die Dichtfläche neu zu modellieren. Im neuen Modell sind sowohl die Position der Schrauben als auch die Unterteilung des Gehäuses in Segmente für die folgenden Optimierungen festgelegt worden, siehe Abbildung 4.6.

## 4.2 Durchführung der Optimierung

Durch die Unterteilung des Flansches in acht fast gleichgroße Bereiche konnte nun stellvertretend einer dieser Bereiche als einzelnes Segment untersucht und optimiert werden. Dazu wurde auf die Ergebnisse von [45] und [46] zurückgegriffen.

Das Gehäusesegment ist seitlich begrenzt durch zwei Schraubenpfeifen und unten durch das Flanschblatt. Deshalb wurden zuerst die Form der Schraubenpfeifen sowie die des Flanschblattes ausgelegt, da sie die Ausgangsbasis der Modellerstellung bildeten.

Wie in [46] gezeigt werden konnte, hat das Absetzen der Schraubenpfeifen einen positiven Effekt auf die Pressungsverteilung am Dichtflansch, siehe Abbildung 4.7. Weiterhin konnte gezeigt werden, dass ein Winkel von  $45^\circ$  unterhalb der abgesetzten Pfeife die Kerbwirkung beim Übergang von der Schraubenpfeife zur Gehäusewand verringert, siehe Abbildung 4.8.

Diese Untersuchungen beschränkten sich nicht nur auf die Schraubenpfeifen. Der Einfluss der Flanschblatthöhe und -breite auf die Pressung im Dichtbereich wurde auch analysiert. Es stellte sich dabei heraus, dass eine Vergrößerung der Flanschblatthöhe eine Versteifung des Dichtbereiches verursacht, der für die Pressungsverteilung ausschlaggebend ist.

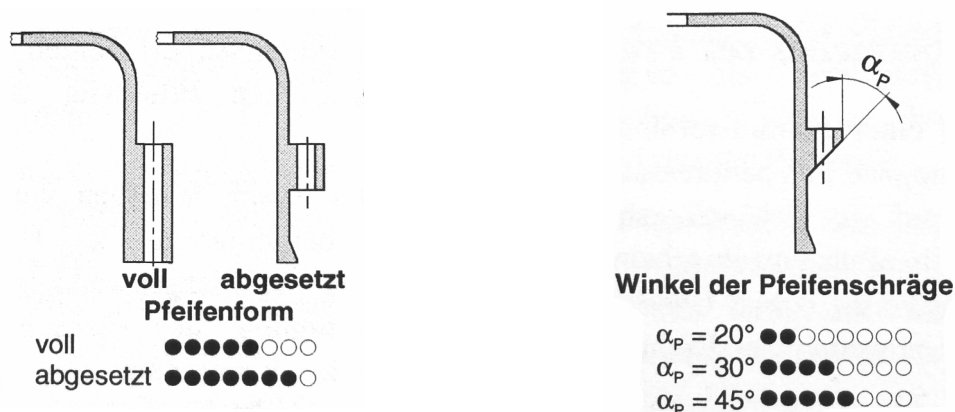


Abbildung 4.7: Bewertung der Form der Schraubenpfeifen [43]

Abbildung 4.8: Bewertung von verschiedenen Pfeifenschrägen [43]

Um dabei einen kerbfreien Kraftfluss zu gewährleisten, ohne den positiven Effekt der Erhöhung zu beeinträchtigen, bietet sich die Möglichkeit, das Flanschblatt abzuschrägen, siehe Abbildung

4.9. Eine große Dichtungsbreite verringert die mittlere Flächenpressung, was die Dichtheit negativ beeinflussen kann. Zusätzlich ist es aus Kostengründen empfehlenswert, die Dichtungsbreite möglichst dünn zu gestalten.

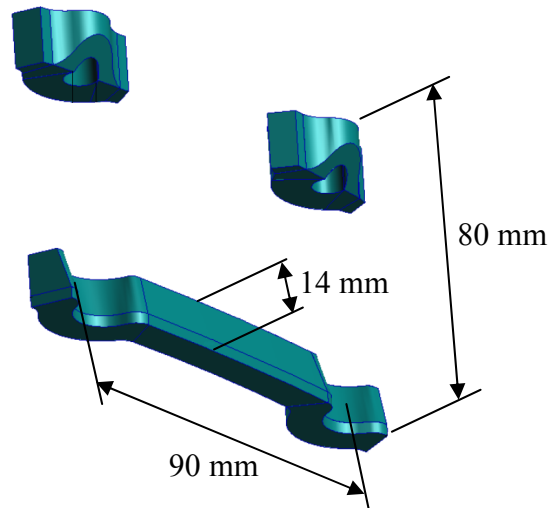


Abbildung 4.9: Darstellung des abgeschrägten Flanschblatts mit Hauptabmessungen

Anhand dieser Vorgaben und der Ergebnisse aus [46] wurden vier Varianten entworfen, die fast dieselbe Form aufwiesen, aber mit verschiedenen Rundungsradien und Materialanhäufungen ausgeführt waren, siehe Abbildung 4.10.

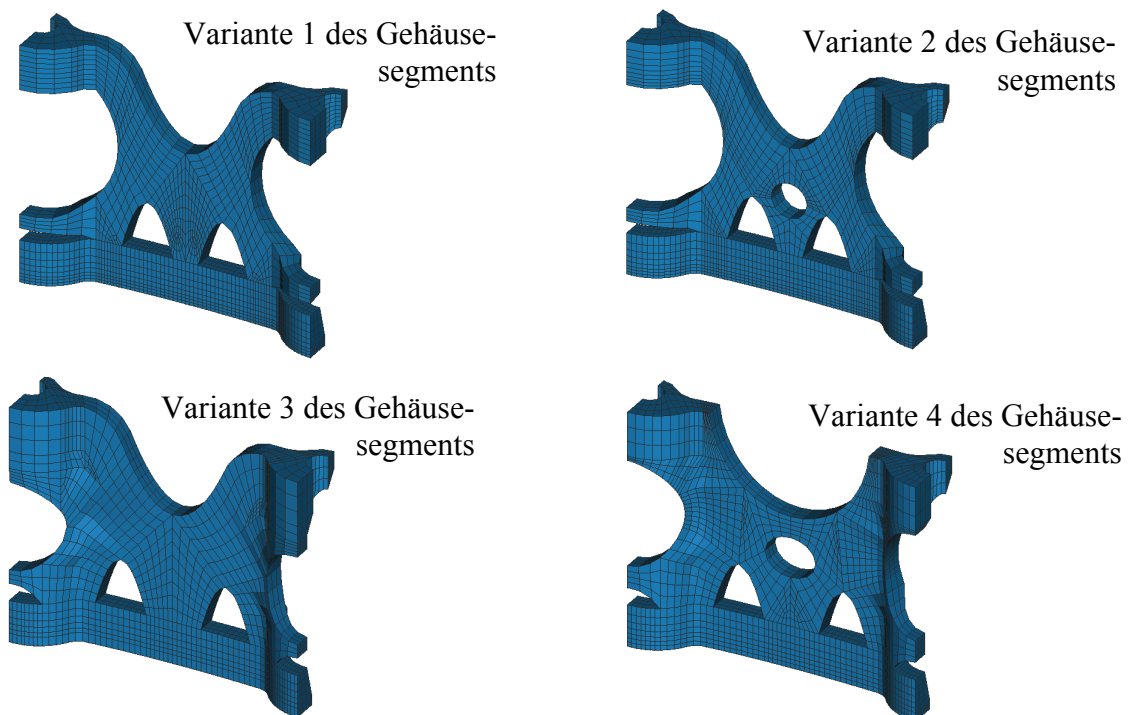


Abbildung 4.10: Darstellung der vier untersuchten Gehäusesegmente



Bei diesen vier Varianten wurden mittels FE-Simulationen die Pressungsverteilung und die von-Mises Spannungen ermittelt. Es zeigte sich, dass Variante 4, die aus den Varianten 2 und 3 hergeleitet wurde, die beste Pressungsverteilung am Flansch lieferte, siehe Abbildung 4.11. Auch die von-Mises Spannungen zeigten bei Variante 4 die beste Materialausnutzung, Abbildung 4.12.

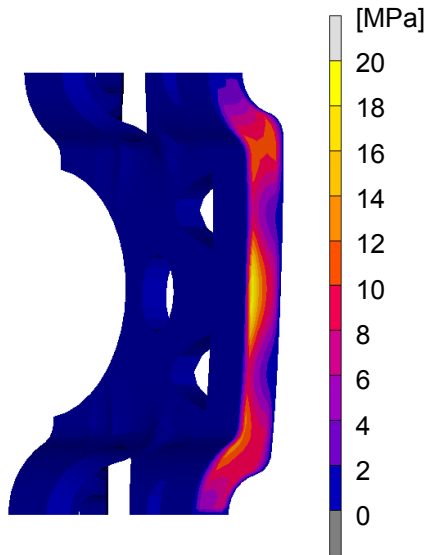


Abbildung 4.11: Pressungsverteilung der Variante 4

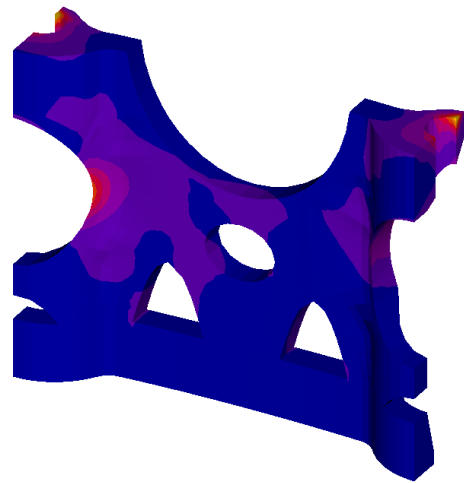


Abbildung 4.12: Von-Mises Spannungen der Variante 4

Analog zum Entwurf des Wandbereichs wurde der Deckelbereich gestaltet. Basierend auf den Ergebnissen von [46] wurden zwei Varianten des Deckels entworfen, siehe Abbildung 4.13 und Abbildung 4.14.

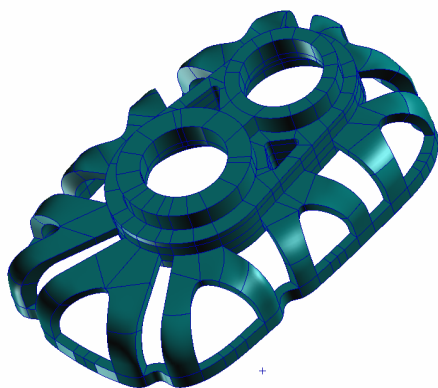


Abbildung 4.13: Deckelbereich der Variante 1

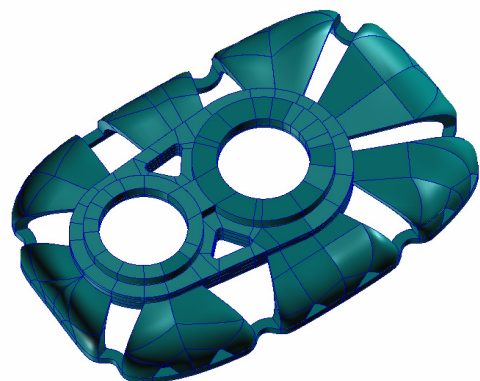


Abbildung 4.14: Deckelbereich der Variante 2

Nachdem die Module Dichtflansch, Wandsegment und Deckelbereich untersucht und modelliert wurden, konnten vier Varianten des kompletten Gehäusedeckels erstellt werden, die sich im Deckelbereich unterscheiden. Es wurden zunächst zwei Grundvarianten mit den oben gezeigten Deckeln erstellt. Diese wurden im Anschluss weiter bearbeitet, so dass zwei weitere Varianten entstanden, siehe Abbildung 4.15 bis Abbildung 4.18.

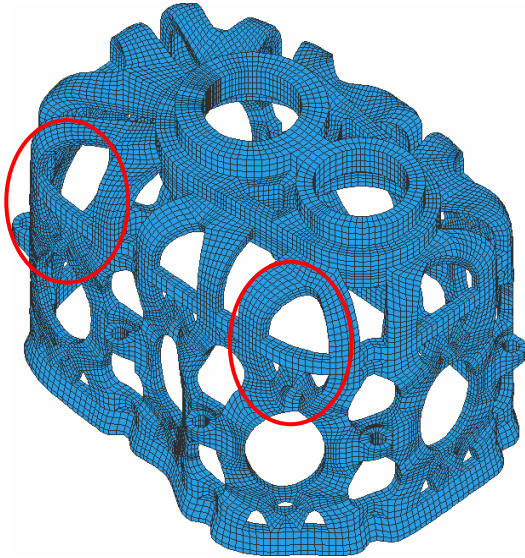


Abbildung 4.15: Variante 1 mit Deckel 1 (Unterschiede rot gekennzeichnet)

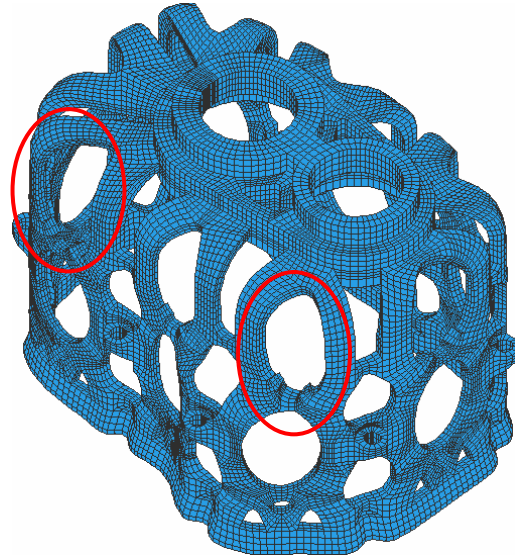


Abbildung 4.16: Variante 2 aus Variante 1 (Unterschiede rot gekennzeichnet)

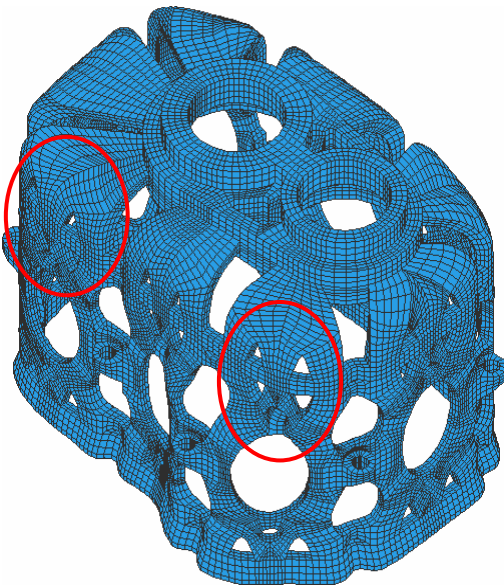


Abbildung 4.17: Variante 3 mit Deckel 2 (Unterschiede rot gekennzeichnet)

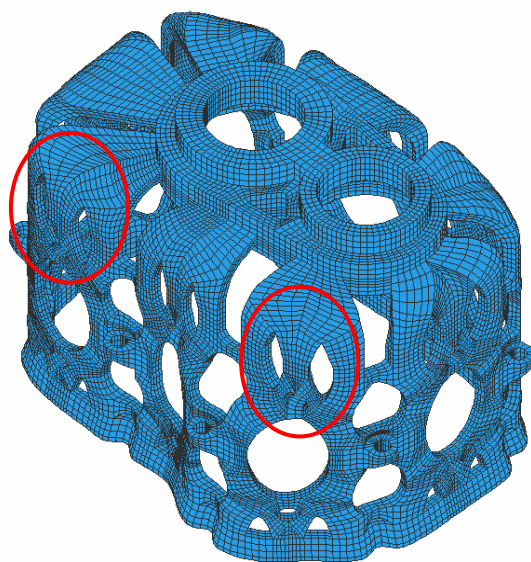


Abbildung 4.18: Variante 4 aus Variante 3 (Unterschiede rot gekennzeichnet)

Diese vier kompletten Gehäusedeckel wurden anschließend mittels FE-Rechnungen untersucht. Dabei wurde als Lastfall der 1. Gang im Zugbetrieb gewählt.

Die berücksichtigten Parameter für den Vergleich der Varianten waren die Verschiebung der Ausgangswelle, die Pressungsverteilung am Flansch sowie die von-Mises Spannung im Gehäuse.

Die Pressungsverteilung ist bei allen vier Varianten bis auf kleine Unterschiede ähnlich, d. h. nicht als Unterscheidungsmerkmal geeignet. Beispielhaft ist hier die Pressungsverteilung der Varianten 3 und 4 in Abbildung 4.19 dargestellt.

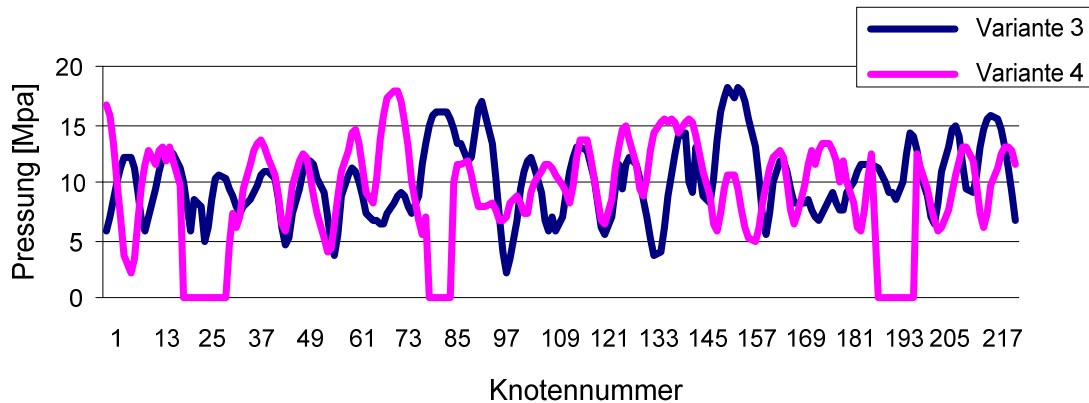


Abbildung 4.19: Pressungsverteilung der Varianten 3 und 4

Der Rückgang der Pressung auf 0 an einigen Knoten bei der Variante 4 ist auf numerische Effekte zurückzuführen und lässt sich nicht anhand der Geometrie erklären. Die Varianten 3 und 4 weisen dabei eine mittlere Pressung von 11,5 MPa auf, die Varianten 1 und 2 kommen nur auf 10,4 MPa. Die maximalen von-Mises Spannungen liegen alle in der gleichen Größenordnung, wobei Variante 3 mit 186,8 MPa die geringsten Werte aufwies, siehe Tabelle 4.1. Ein Vergleich der Verschiebungen der Ausgangswelle zeigt wiederum für die Variante 3 die geringsten Werte.

Aus diesem Grund wurde die Variante 3 als bestes Modell unter den vier untersuchten Varianten ausgesucht. Im Weiteren wurde dieses Modell mit vier Lastfällen untersucht, um verbliebene Schwachstellen lokal weiter zu optimieren. Diese Lastfälle bestanden aus 1. Gang und Rückwärtsgang jeweils im Zug- und im Schubbetrieb.

Bei diesen Untersuchungen zeigte sich, dass das Skelettgehäuse noch einige Schwachstellen aufwies, die lokal verbessert wurden. Z.B wurde das Skelettgehäuse jeweils unterhalb jeder Schraubenpfeife mit zwei Löchern versehen. Durch die zwei Löcher sollte eine möglichst gleichmäßige Verteilung der Verschraubungskraft über die gesamte Dichtfläche erzielt werden, indem eine Konzentration der Kräfte unterhalb der Schrauben verhindert wird. Dies führte aber zu einer niedrigen Pressung in diesem Bereich. Deshalb war es nötig, das untere Loch mit Material zu füllen, um mehr Kraft in den Flansch unterhalb der Schraubenpfeifen leiten zu können, siehe Abbildung 4.20.

Außerdem wurden mehrere Kerbstellen verrundet sowie Übergänge geglättet. Durch diese Maßnahmen sank die maximale Verschiebung der Ausgangswelle um 6%, die maximale von-Mises Spannung sank um 55 MPa auf 237 MPa (Lastfall: Rückwärtsgang im Schubbetrieb).

| Variante   | Maximale herrschende Spannung in MPa |
|------------|--------------------------------------|
| Variante 1 | 213,6                                |
| Variante 2 | 191                                  |
| Variante 3 | 186,8                                |
| Variante 4 | 195,9                                |

Tabelle 4.1: Maximale Spannungen der vier Varianten

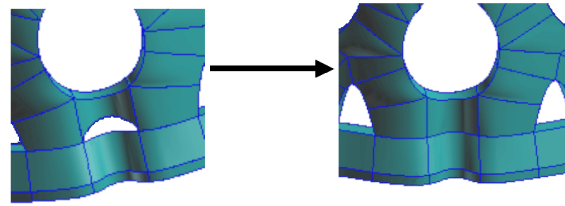


Abbildung 4.20: Detailoptimierung des Gehäuses im Flanscbereich

Abschließend wurde der intuitiv entworfene Skelettdeckel mit dem originalen Gehäusedeckel hinsichtlich der auftretenden von-Mises Spannungen und der Verschiebungen an der Ausgangswelle verglichen, siehe Abbildung 4.21 und Abbildung 4.22.

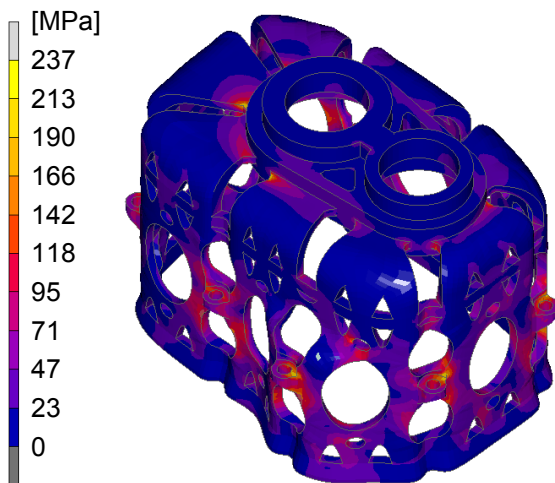


Abbildung 4.21: Von-Mises Spannungen am optimierten Gehäusedeckel

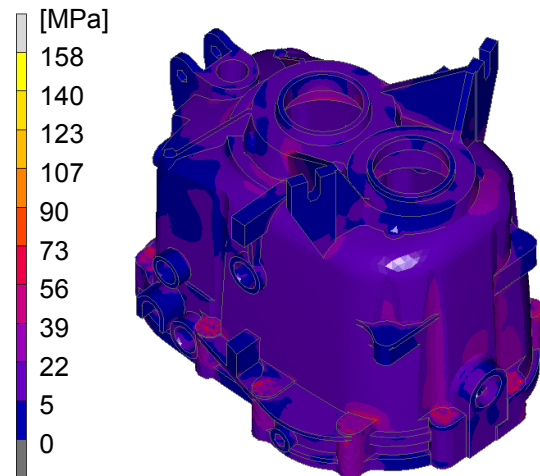


Abbildung 4.22: Von-Mises Spannungen am Originaldeckel

### 4.3 Fazit

Mit Hilfe der FE-Modelle war es möglich, das Gewicht der beiden Gehäusedeckel zu vergleichen. Die Masse des Originalgehäusedeckels aus dem Werkstoff GD- $\text{AlSi9Cu3}$  liegt bei 3,1 kg. Dagegen hat der Skelettgehäusedeckel aus demselben Werkstoff ca. 2,3 kg Masse. Es konnte also beim intuitiv entworfenen Getriebedeckel eine Massensparnis von 26% erreicht werden. Diese geht allerdings mit deutlich größeren von-Mises Spannungen und Verschiebungen an den Wellenlagerungen einher. Die maximalen von-Mises Spannungen des optimierten Gehäuses liegen bei 237 MPa im Gegensatz zu 158 MPa beim Originaldeckel. Die maximalen Verschiebungen der Wellenlagerungen liegen mit 0,377 mm um den Faktor 2,9 höher als beim Originalgehäuse, wo sie 0,13 mm beträgt. Aufgrund der höheren von-Mises Spannungen und der teils deutlich größeren Verschiebungen muß konstatiert werden, dass das intuitiv erstellte Skelettgehäuse keine praktikable Alternative darstellt.

Außerdem zeigte sich während der Arbeit, dass dieses Vorgehen durch die Vielzahl an manuellen Modellierungs- und Berechnungsschritten extrem aufwendig ist. Nach dem ersten Aufbau des kompletten Gehäusedeckels wurden mehrere Iterationen aus FE-Analysen und lokalen Verbesserungen durchlaufen.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass das Verfahren der intuitiven Optimierung aufgrund des sehr hohen manuellen Aufwands sowie der schlecht vorhersagbaren Ergebnisse weniger geeignet für die Konstruktion komplex belasteter Bauteile wie Getriebegehäuse erscheint.

Weiterhin zeigt sich hier auch, dass „Standard“-Getriebegehäuse aufgrund der jahrzehntelangen Entwicklungsgeschichte schon hochoptimierte Bauteile darstellen. Getriebegehäuse sind also eine relativ undankbares Optimierungsziel.

## 5 Rechnergestützte iterative Optimierung eines Front-Quer-Getriebegehäuses

Zur Abschätzung des Optimierungspotentials eines kompletten Getriebegehäuses wurde ein Getriebe in Front-Quer-Bauweise untersucht.

Beim untersuchten Getriebe handelt es sich um ein kommerzielles Fünfgang – Handschaltgetriebe, siehe Abbildung 5.1. Es wird bei Kleinwagen und Mittelklasse-Fahrzeugen mit Frontantrieb quer zur Fahrtrichtung neben dem Motor verbaut. Das maximal zulässige Motor-Eingangsmoment liegt bei 250 Nm. Das vorliegende Getriebe beinhaltet das Achsgetriebe.

### 5.1 Modelldefinition

Als Basis der Optimierung diente ein CAD-Modell des Originalgehäuses, siehe Abbildung 5.2. Beim Original-Getriebe sind die Wandstärken vom Hersteller bereits mit Hilfe der FEM optimiert worden. Es wurden jedoch keine Strukturoptimierungen durchgeführt. Ausgehend von dieser Geometrie wurde der Bauraum für die Topologieoptimierung erstellt.

Hierbei wurden bewusst einige Vereinfachungen vorgenommen, um dem Optimierer einen möglichst großen Bauraum zur Verfügung stellen zu können. So wurde das im Original aus zwei verschraubten Hälften bestehende Gehäuse bewusst als zusammenhängender Bauraum ohne Berücksichtigung der Flanschebene zwischen den Gehäusehälften modelliert. So sollte festgestellt werden, ob sich eine andere Teilungsebene als die beim Originalgehäuse gewählte als besser im Sinne einer Leichtbaulösung erweisen würde. Weiterhin wurden Nebenfunktionen des Gehäuses wie z. B. die Lagerbuchsen für die innere Schaltung oder zusätzliche Halterungen für Nebenaggregate an der Gehäuseaußenwand bei der Optimierung nicht berücksichtigt.



Abbildung 5.1: Front-Quer Getriebegehäuse

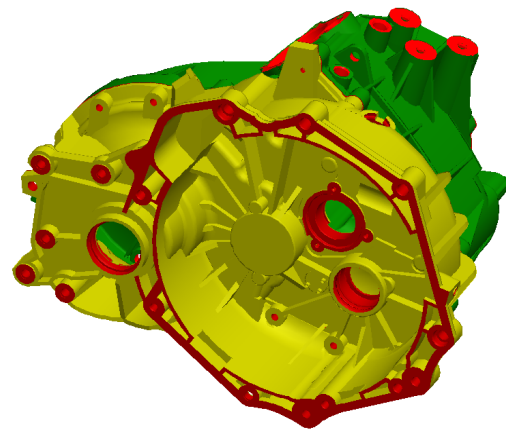


Abbildung 5.2: CAD-Modell des Originalgehäuses

Bei der Erstellung des Bauraums wurde im Gehäuseinneren der Zahnradsatz inklusive der inneren Schaltung als Begrenzung gewählt, siehe Abbildung 5.3. Üblicherweise ist eine Vergrößerung des Bauraums nach innen nur partiell und sehr beschränkt möglich, da die originalen Getriebegehäuse schon so kompakt wie möglich um den Zahnradsatz bauen.

Auf der Außenseite wurde das Originalgehäuse pauschal um 20 mm rundum aufgedickt. Das genaue Maß der Aufdickung spielt hierbei eine untergeordnete Rolle, da sich bei den Optimierungsrechnungen später zeigte, dass die sich ergebenden Skelettstrukturen auch so kompakt wie möglich um den Zahnradsatz führen, siehe dazu auch Kapitel 6. Eine weitere Aufdickung des Bauraums nach außen ändert also die Optimierungsergebnisse nicht.

Bei der Vernetzung des Bauraums wurde auf einen semi-automatischen Tetraeder-Mesher zurückgegriffen. Nach mehreren Iterationen wurde ein Netz aus 74.704 Tet4-Elementen mit 18.042 Knoten erstellt, siehe Abbildung 5.4.

Da einige Bereiche, wie z. B. die Lagersitze, bei der Topologieoptimierung nicht verändert werden sollen, wurden diese von der Optimierung ausgenommen (Non-Design-Bereiche). Diese sind in Abbildung 5.4 dunkel (rot) dargestellt. Die Bereiche, die bei der iterativen Berechnung verändert werden dürfen, sind hell (grün) dargestellt. Es wurden alle Wellenlager, der Motorflansch und die Bohrungen der Einspannung als Non-Design-Bereich definiert. Den restlichen Elementen wird somit bei der Optimierungsrechnung eine den Spannungen entsprechende Dichte zugewiesen.

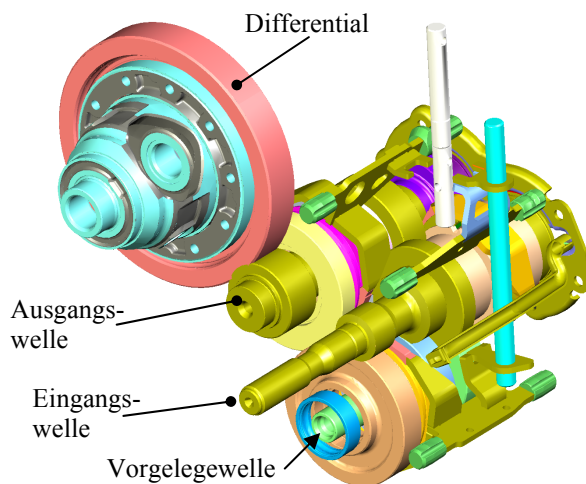


Abbildung 5.3: Darstellung des Zahnradsatzes

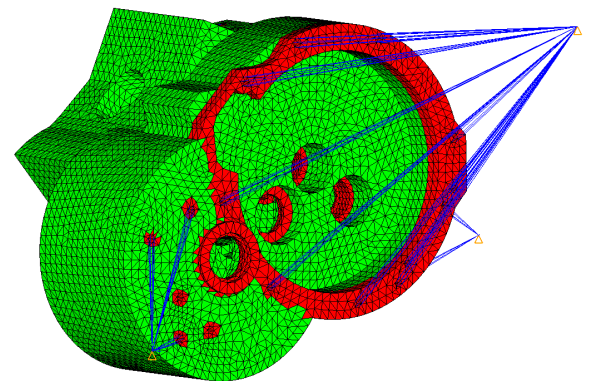


Abbildung 5.4: Kompletter Design-Space

Nach dem Erstellen des FE-Netzes des Bauraums wurden die auf die Wellenlager wirkenden Kräfte bei maximalem Eingangsmoment berechnet. Hierbei wurden

- der Erste Gang im Zug- und Schubtrieb
- und der Rückwärtsgang im Zug- und Schubtrieb

berücksichtigt, da dort aufgrund der größten Getriebeübersetzung auch die größten Kräfte auf das Gehäuse wirken. Die restlichen Gänge wurden bei der Optimierung nicht berücksichtigt, da sie bei ersten Rechnungen keinen relevanten Einfluss auf das Ergebnis der Optimierung zeigten.

Beispielhaft sind hier in Abbildung 5.5 und Tabelle 5.1 das Leistungsfluss-Schema des Ersten Gangs sowie die Zahneingriffskräfte im Ersten Gang im Schubtrieb bei 250 Nm Eingangsmoment aufgeführt.

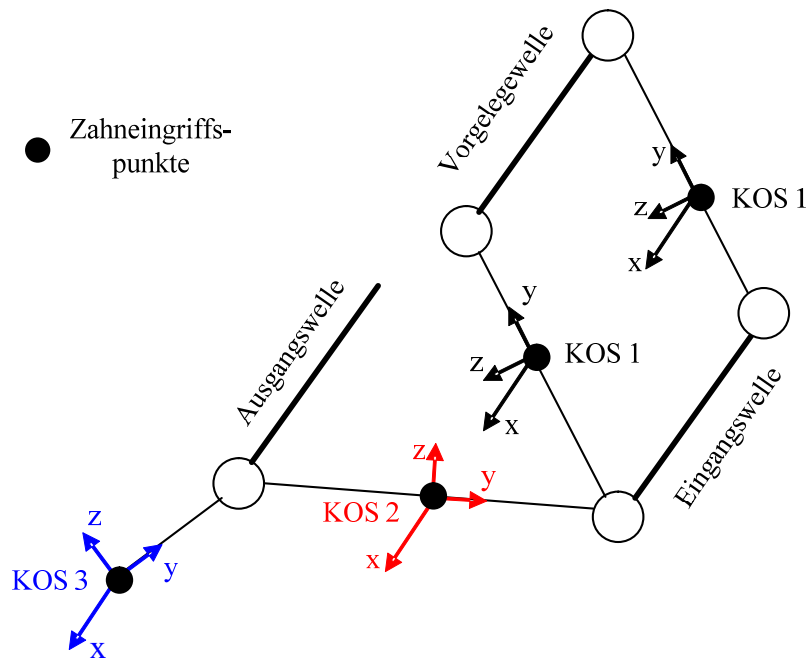


Abbildung 5.5: Leistungsflusseschema im 1. Gang mit Koordinatensystemen

Anhand der berechneten Zahneingriffskräfte sowie der geometrischen Verhältnisse des Zahnradsatzes wurden für die einzelnen Lastfälle die resultierenden Lagerkräfte berechnet. Diese wurden direkt als Randbedingungen für die Topologieoptimierung verwendet.

Tabelle 5.1: Zahneingriffskräfte im Ersten Gang

| Verzahnung  | Axialkraft<br>(x-Achse)<br>[kN] | Radialkraft<br>(y-Achse)<br>[kN] | Tangentialkraft<br>(z-Achse)<br>[kN] |
|---|---------------------------------|----------------------------------|--------------------------------------|
| Eingangswelle -- Vorgelegewelle<br>Vorzeichen auf Eingangswelle bezogen           | 7,3                             | -6,7                             | -14,6                                |
| Vorgelegewelle -- Eingangswelle (Losrad)<br>Vorzeichen auf Vorgelegewelle bezogen | 12,0                            | 8,3                              | -20,0                                |
| Eingangswelle (Losrad) -- Ausgangswelle<br>Vorzeichen auf Abtriebswelle bezogen   | -12,0                           | -8,3                             | -20,0                                |
| Ausgangswelle -- Differential<br>Vorzeichen auf Abtriebswelle bezogen             | 15,6                            | 13,5                             | -33,1                                |

Es wurden die berechneten Kräfte der vier Lastfälle aufgebracht (jeweils Erster Gang und R-Gang im Zug- und Schubtrieb). Die Radialkräfte in y- und z- Richtung (siehe Abbildung 5.7) wurden jeweils auf die Knoten im Bereich eines  $2 \times 15^\circ$  Winkels um die Richtung der Resultierenden dieser beiden Kräfte aufgebracht. In Abbildung 5.7 ist dieser Bereich dick (rot) markiert.



Die Kraft wurde an allen Knoten des Lagersitzes, die innerhalb dieses markierten Bereichs liegen, eingeleitet, siehe Abbildung 5.6.

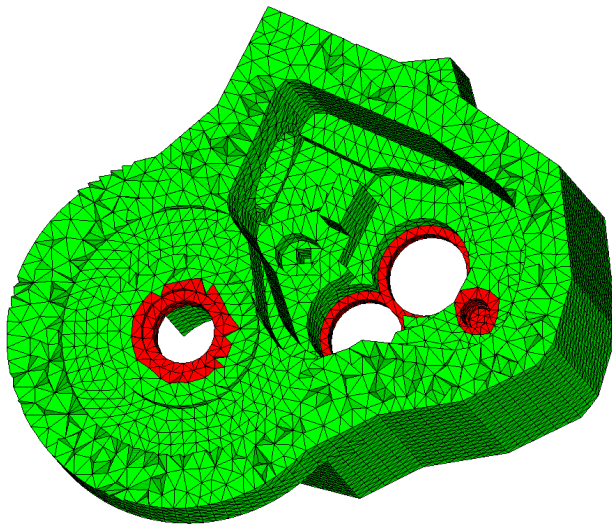


Abbildung 5.6: Ansicht des Design-Space (innen)

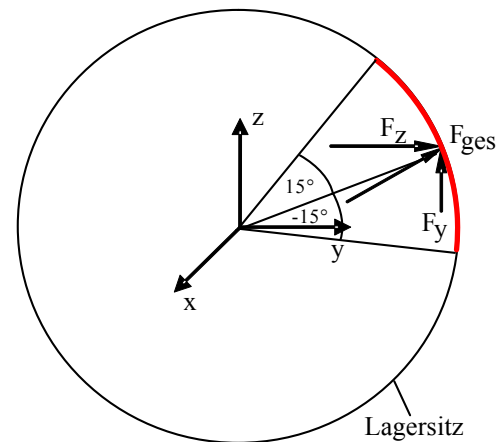


Abbildung 5.7: Aufbringung der Radialkräfte

## 5.2 Durchführung der Topologieoptimierung

Die iterativen Optimierungen wurden alle mit dem Solver *Optistruct* von Altair Engineering durchgeführt.

Bei der Topologieoptimierung wurde für das Volumen eine Antwortfunktion definiert. Diese dient dazu, während der Berechnung ein Minimum für das Volumen zu finden. Außerdem wurde für die Gesamtverschiebung einzelner Knoten eine Obergrenze angegeben. Dazu wurden alle Knoten der Lagersitze gewählt und eine obere Schranke von 0,1 mm vorgegeben. Außerdem wurden die Kräfte als Belastung angegeben. Da nicht alle Kräfte gleichzeitig auftreten, sondern jeweils für den entsprechenden Betriebszustand, wurden sie für die Topologieoptimierung in 4 Lastfällen (loadcases) definiert.

Da bei der Auswertung der Dichteverteilungen von Strukturoptimierungen oft ganze Bereiche scheinbar wegfallen und lokale Bereiche ohne Verbindung zum Rest des Modells übrig bleiben, können außer den notwendigen Vorgaben in HyperMesh noch einige Berechnungs-Parameter für die Topologieoptimierung eingestellt werden. Mit Hilfe dieser Parameter kann der Solver auf das spezielle Problem angepasst werden. Somit können durch Verändern der Parameter Strukturen besser sichtbar werden. Diese werden in HyperMesh *Design Optimization Parameters* genannt. Bei dieser Rechnung wurden die Parameter *discrete*, *mindim* und *minmeth* variiert.

Der Einfluss der einzelnen Parameter ist in Tabelle 5.2 dargestellt [48].

Tabelle 5.2: Einfluss der „Design Optimization Parameters“

|                 |  |
|-----------------|--|
| <i>discrete</i> | <p>Beeinflusst die Tendenz von Elementen eine Materialdichte von 0 oder 1 anzunähern. Größere Werte verringern die Anzahl der Elemente, deren Dichte zwischen 0 und 1 verweilt.</p> <p>Die Standardeinstellung liegt bei 1,0. Empfohlene Werte liegen zwischen 0 und 2,0 für Schalenelemente und zwischen 0 und 3,0 für Solid Elemente.</p>                      |
| <i>mindim</i>   | <p>Gibt den minimalen Durchmesser der Elemente an, die bei einer Topologieoptimierung gebildet werden. Dadurch werden kleine Strukturen und schachbrettartige Ergebnisse vermieden.</p> <p>Die Standardeinstellung liegt bei 0, d. h. die Elementgröße wird nicht begrenzt.</p> <p>Die verwendete Methode wird über den Parameter <i>minmeth</i> festgelegt.</p> |
| <i>minmeth</i>  | <p>Gibt die Methode zur Kontrolle des Parameters <i>mindim</i> an. Optistruct verfügt über zwei verschiedenen Methoden.</p> <p>Als Standard wird Methode 2 verwendet, da sie bei den meisten Beispielen ein etwas besseres Ergebnis liefert.</p>   |

Um die Auswirkungen der Parametervariationen auf das hier untersuchte Modell zu untersuchen, wurden sechs einzelne Rechnungen durchgeführt. Die einzelnen Parameter der jeweiligen Rechnung sind in Tabelle 5.3 angegeben.

Tabelle 5.3: Übersicht der verwendeten Parametervariationen bei der Topologieoptimierung

|                                   | <i>discrete</i> | <i>mindim</i> | <i>minmeth</i> |
|-----------------------------------|-----------------|---------------|----------------|
| Standardeinstellung<br>Rechnung 1 | 1,0             | -             | -              |
| Rechnung 2                        | 2,0             | -             | -              |
| Rechnung 3                        | 1,0             | 2,0           | 1              |
| Rechnung 4                        | 1,0             | 2,0           | 2              |
| Rechnung 5                        | 2,0             | 2,0           | 1              |
| Rechnung 6                        | 2,0             | 2,0           | 2              |

Bei der ersten Rechnung wurden die Standardeinstellungen verwendet. Dabei ist für *mindim* und *minmeth* kein Wert eingestellt. Das heißt es gibt keine Kontrolle der Größe der zusammenhängenden Elemente, die bei der Topologieoptimierung entstehen.

Die berechnete Dichteverteilung der Topologieoptimierung mit Optistruct lässt sich graphisch in HyperMesh als Designvorschlag darstellen. Die Dichte ist umso höher, je höher die Spannung an diesen Stellen ist. Somit ist an stark belasteten Stellen mehr Material vorhanden als an weniger stark belasteten.

Für die Darstellung der Dichteverteilung kann der Wert für die relative Dichte gewählt werden. Elemente deren relative Dichte unter dem angegebenen Wert liegt, werden ausgeblendet. In den folgenden Abbildungen wurde zusätzlich zur sich ergebenden Dichteverteilung noch der Umriss des kompletten Bauraums eingeblendet.

In Abbildung 5.8 bis Abbildung 5.11 sind die Ergebnisse für verschieden Parameter jeweils für eine relative Dichte von 0,3 dargestellt. Es sind in allen vier Abbildungen dieselben Verstrebungen zu erkennen. Bei den Dichteverteilungen für die Standardeinstellungen und für die Einstellung mit *discrete* = 2 ohne *mindim*-Wert (siehe Abbildung 5.9) sind die Verstrebungen dicker und es sind einige Streben im Bereich des Differentials schwer zu erkennen.

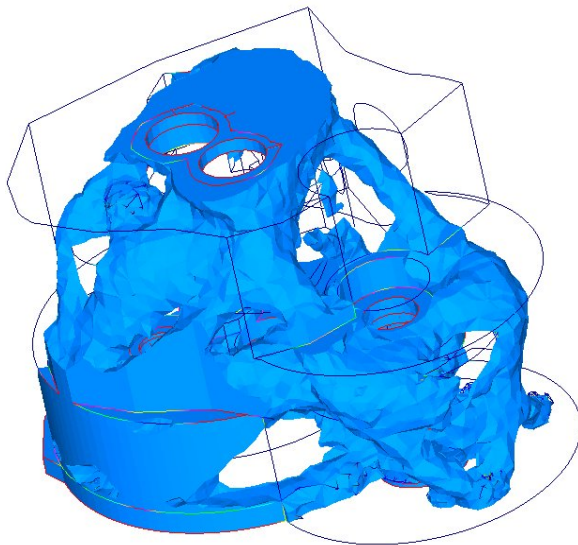


Abbildung 5.8: Darstellung der Dichteverteilung bei Rechnung 1 (Standardparameter)

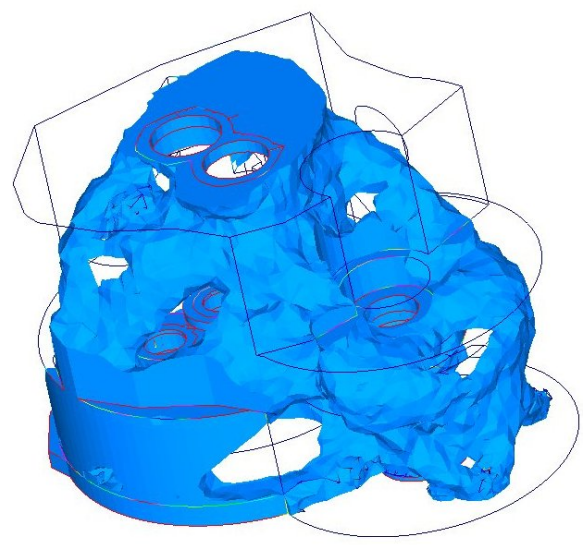


Abbildung 5.9: Darstellung der Dichteverteilung bei Rechnung 2 (*discrete* = 2)

Die Unterschiede zwischen den vier Rechnungen mit *mindim* = 2 sind sehr gering. Zwischen den zwei unterschiedlichen Methoden zur Kontrolle des minimalen Durchmessers zusammenhängender Elemente (*mindim* = 1 und *mindim* = 2) sind bei dieser Berechnung keine Unterschiede erkennbar, siehe Abbildung 5.10 und Abbildung 5.11.

Für die Neumodellierung wurden die Ergebnisse mit den Parametern *discrete* = 2, *mindim* = 2 und *minmeth* = 2 verwendet (siehe Abbildung 5.11 rechts), da hier insgesamt die besten Strukturen zu erkennen sind. Im Folgenden werden nur die Ergebnisse dieser Rechnung betrachtet.

In Abbildung 5.12 ist deutlich zu erkennen, dass der komplette rechte Bereich für die Steifigkeit des Getriebes kaum Bedeutung hat. Außerdem sind deutliche Strukturen, welche direkt von den Kräfteinleitungspunkten zu den Einspannungen führen, erkennbar.

Um die Lagerstellen ist viel Material erhalten, während zwischen diesen Lagerstellen und zu den Einspannungspunkten gerade Strukturen, welche den kürzesten Verbindungen entsprechen, zu sehen sind, siehe Abbildung 5.12. Dies stimmt mit den Erwartungen eines möglichst kurzen Weges des Kraftflusses überein.

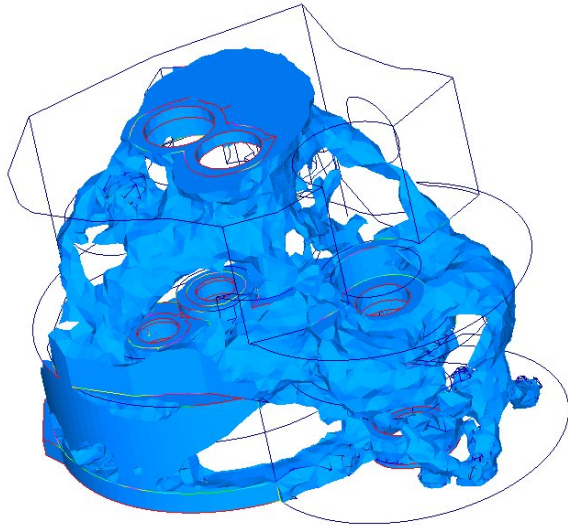


Abbildung 5.10: Darstellung der Dichteverteilung bei Rechnung 5  
(mindim = 2, minmeth = 1, discrete = 2)

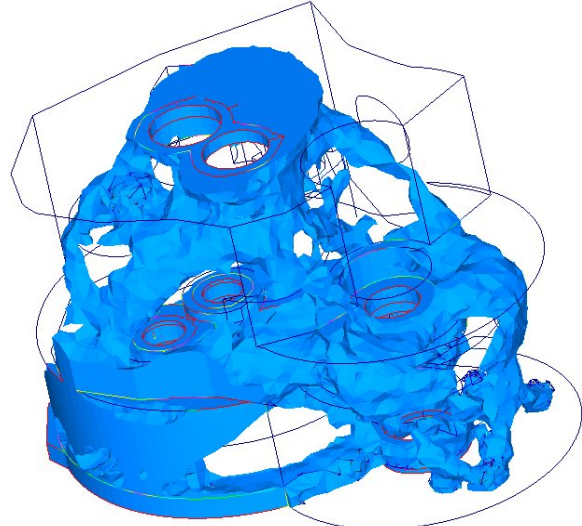


Abbildung 5.11: Darstellung der Dichteverteilung bei Rechnung 6  
(mindim = 2, minmeth = 2, discrete = 2)

Diese geraden Strukturen werden durch die Begrenzungen des vorhandenen Bauraums beschränkt. Dies ist deutlich im Innern des Gehäuses zu sehen, da hier große Teile der Kontur beibehalten wurden. Die Außenseiten des Bauraums fallen größtenteils weg, da sie deutlich abseits des kürzesten Kraftflussweges liegen.

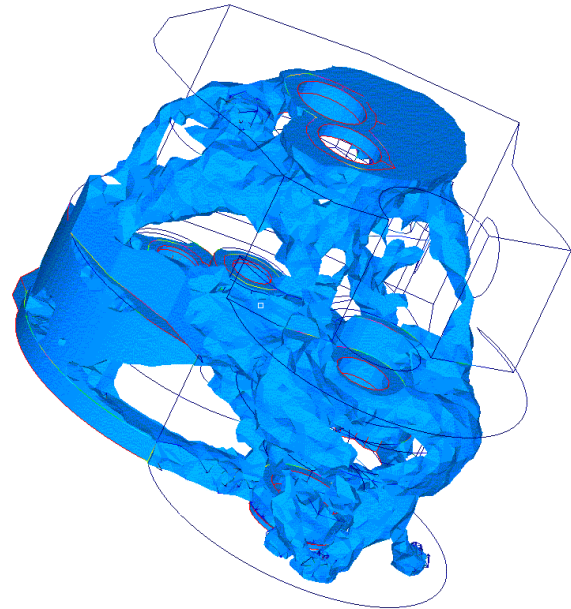
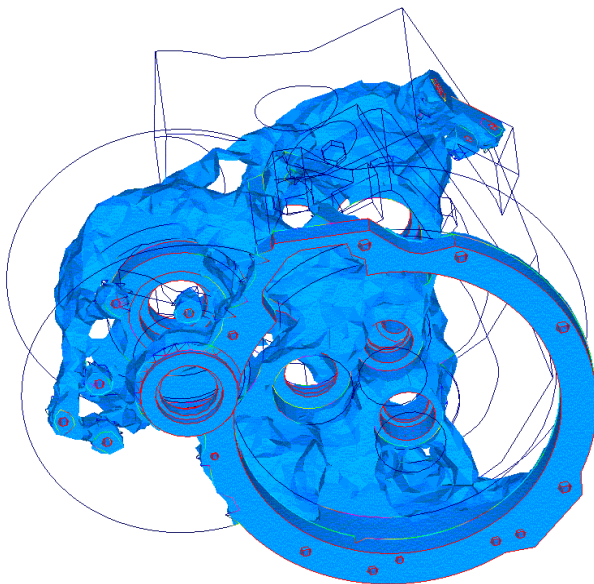


Abbildung 5.12: Weitere Ansichten der ausgewählten Variante (Rechnung 6 aus Tabelle 5.3, vgl. Abbildung 5.11)

In Abbildung 5.13 bis Abbildung 5.15 ist das Ergebnis der Topologieoptimierung für die relativen Dichten 0,2, 0,3 und 0,5 dargestellt. Zu sehen sind die teilweise gut erkennbaren Streben, aber auch insbesondere in Nähe der Lagerstellen die massiven Materialanhäufungen, die eine Umsetzung in eine brauchbare neue Geometrie erschweren. Um ein neues Gehäusemodell zu erhalten, können die Ergebnisse der Topologieoptimierung nicht direkt übernommen werden.

Anhand der Dichteverteilung bei verschiedenen Grenzwerten und der Analyse der sich ausbildenden Streben wurde im CAD eine Neumodellierung der Verstrebungen des Gehäuses erstellt, siehe Abbildung 5.16.

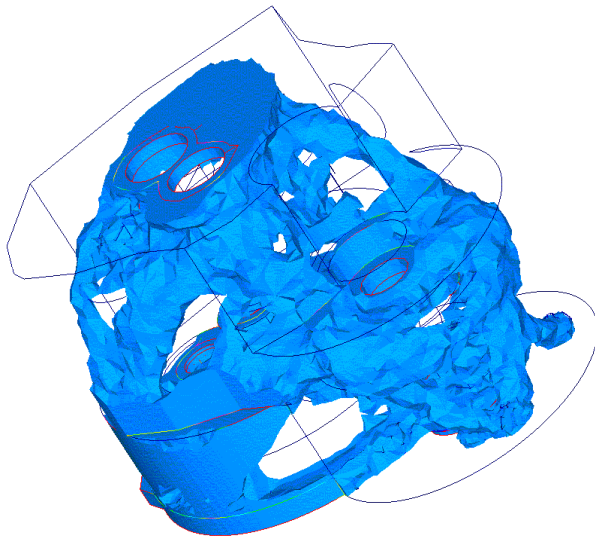


Abbildung 5.13: Optimiertes Gehäuse  
(Seitenansicht, Dichte 0,2)

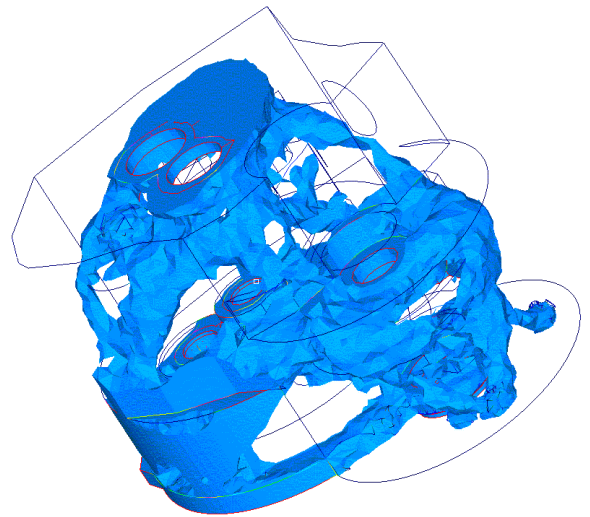


Abbildung 5.14: Optimiertes Gehäuse  
(Seitenansicht, Dichte 0,3)

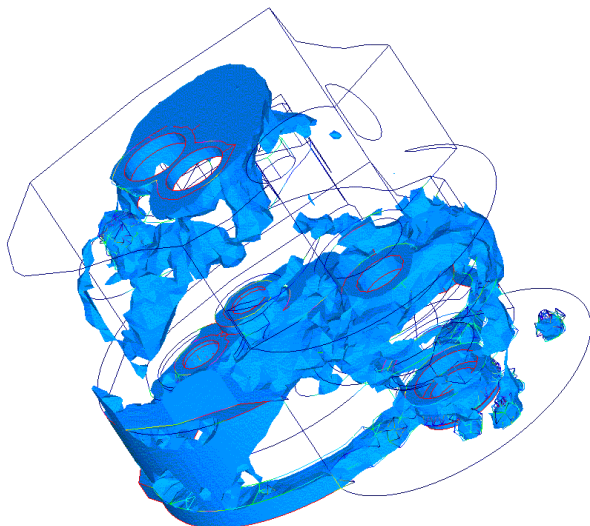


Abbildung 5.15: Optimiertes Gehäuse  
(Seitenansicht, Dichte 0,5)

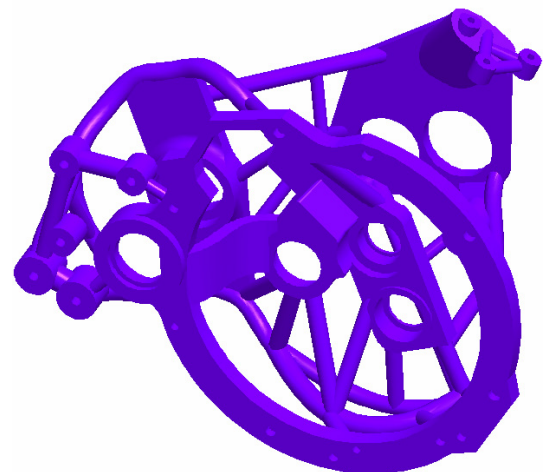


Abbildung 5.16: Neumodellierung  
anhand der Optimierungsergebnisse

Nach der Erstellung des in Abbildung 5.16 dargestellten CAD-Modells wurde dieses mittels der FE-Methode untersucht. Ebenso wurden die Spannungen und Dehnungen des Originalgehäuses mittels FEM berechnet.

### 5.3 Auswertung

Das neu erstellte Gehäuse, siehe Abbildung 5.16, stellt einen ersten Entwurf anhand der Ergebnisse der Topologieoptimierung dar, und wurde im Folgenden nicht weiter angepasst oder shapeoptimiert.

Zur Untersuchung der neuen Geometrie mittels einer FE-Analyse wurde das Gehäuse mit Tet10-Elementen vernetzt. Dabei entstanden 62.472 Elemente mit 118.208 Knoten.

Anschließend wurden die Kräfte der vier Lastfälle 1. Gang Zug, 1. Gang Schub, Rückwärtsgang Zug und Rückwärtsgang Schub wie bei der Topologieoptimierung aufgebracht. Die Einspannung wurde im Gegensatz zur Topologieoptimierung direkt durch Festhalten aller 6 Freiheitsgrade der jeweiligen Knotenpunkte an den entsprechenden Bohrungen vorgenommen. Die Rechnung wurde mit dem Solver *MSC/Marc* durchgeführt.

Als Materialeigenschaften wurden die Werte des Original-Getriebegehäuses verwendet. Dieses besteht aus dem Aluminiumgusswerkstoff GD- $AlSi9Cu3$  mit den in Tabelle 5.4 dargestellten Eigenschaften:

Tabelle 5.4: Materialeigenschaften von GD- $AlSi9Cu3$

| E-Modul [MPa] | Poissonsche Zahl | Ersatzstreckgrenze $R_{p0,2}$<br>[MPa] | Zugfestigkeit $R_m$ [MPa] |
|---------------|------------------|--|---------------------------|
| 75000         | 0,33             | 140                                    | 240                       |

Es zeigte sich während dieser Untersuchungen, dass Getriebegehäuse aufgrund des zur Verfügung stehenden Bauraums eine ungünstige Basis für eine Topologieoptimierung darstellen. Getriebegehäuse sind meist als Trog-, Topf- oder Kastengehäuse mit dünnen verrippten Wänden ausgeführt. Die mechanisch beste Verbindung zwischen den Wellenlagern, welche Kräfte aufnehmen sollen, ist eine geradlinige. Im Falle von Getriebegehäusen ist jedoch keine direkte geradlinige Verbindung zwischen den Lagerstellen der Wellen bzw. den Lagern und dem Flansch möglich.

Außerdem wirken die bei Getrieben auftretenden Lastfälle je paarweise in entgegengesetzte Richtungen, je nach Lastzustand des Antriebsstrangs (Zug- oder Schubetrieb). Ebenso wirken die Lagerkräfte der Motorlagerung je nach Fahrzustand entlang der Fahrzeughochachse in positive oder negative Richtung.

Dies führt dazu, dass die Überlagerung aller Lastfälle während der Optimierung zu einer sehr komplexen Belastung des Gehäuses führt, und damit klare, einfache Strukturen in der Dichteverteilung verhindert werden. Diese Randbedingungen lassen sich konstruktiv nicht beeinflussen, was dazu führt, dass die Ergebnisse der Topologieoptimierung meist keine eindeutigen und einfachen Strukturen darstellen und deshalb immer ein deutlicher Interpretationsspielraum bei der Modellierung des optimierten Gehäuses bleibt.

Das hier untersuchte Getriebe in Front-Quer Anordnung zeigt aufgrund des kompakteren Gehäuses mit integriertem Differentials dabei noch deutlich klarere Strukturen als das weiter unten untersuchte Getriebe in Standardanordnung, siehe Kapitel 6.

### 5.3.1 Untersuchung der Verschiebungen

Um einen zuverlässigen Betrieb des Getriebes zu gewährleisten, sind vor allem die Verschiebungen von großer Bedeutung. Zu hohe Verschiebungen der Lager können unerwünschte Geräusche verursachen. Die Ursache dafür liegt darin, dass die Zahnräder unter Belastung nicht mehr ihren ursprünglichen Achsabstand haben. Dadurch entsteht eine ungleichförmige Übersetzung und somit entstehen periodische Rotationsbeschleunigungen und –verzögerungen. Dies führt zu erhöhten Laufgeräuschen des Getriebes. Die erhöhten Schwingungen durch die ungleichförmige Bewegung können auch sämtliche Teile des Getriebes in Schwingung versetzen und zu erhöhten Geräuschen, aber auch zu erhöhten Belastungen dieser Teile führen.

Durch Verkippen der Zahnräder kommt es bei zu hohen Verschiebungen der Lagersitze außerdem zu erhöhtem Verschleiß. Aufgrund dieser Wichtigkeit werden die Lagerverschiebungen bei der Ergebnisauswertung genauer betrachtet.

Beispielhaft wird hier auf den Lastfall 1. Gang Zug eingegangen. In Abbildung 5.17 ist die Gesamtverschiebung dargestellt. Hierbei sind vor allem große Verschiebungen im Bereich des Loslagers der Vorgelegewelle (Getriebeseite) sichtbar. In diesem Lastfall tritt die größte maximale Gesamtverschiebung von 0,722 mm auf.

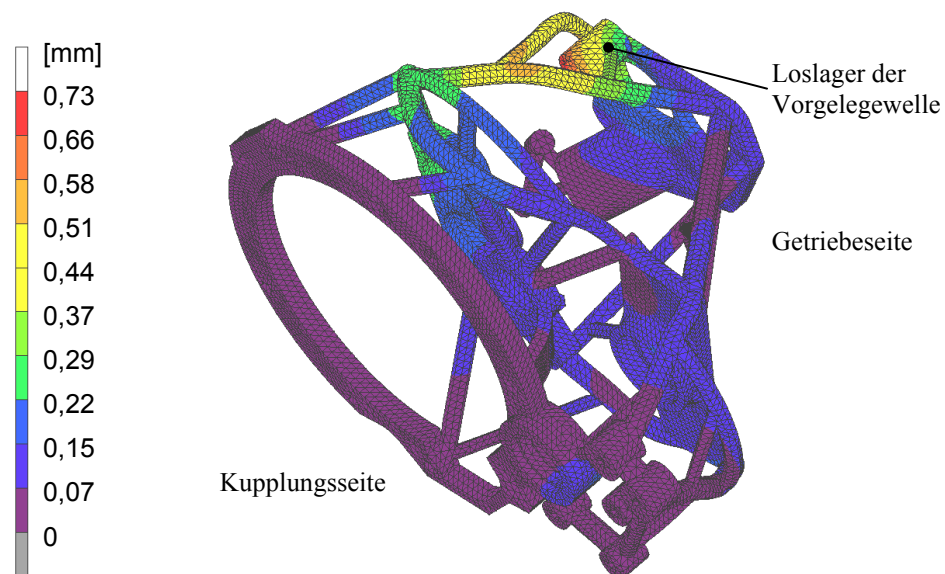


Abbildung 5.17: Darstellung der Gesamtverschiebung im 1. Gang Zug

In Abbildung 5.18 und Abbildung 5.19 sind jeweils die Gesamtverschiebung und die Verschiebungen in x-, y- und z-Richtung über dem jeweiligen Knotenpunkt aufgetragen. Hierbei wurden jeweils die Knoten auf einem Kreisring in der Mitte des Lagersitzes ausgewählt. Somit entspricht die x-Achse der Diagramme der Abwicklung des Kreisrings in der Mitte des jeweiligen Lagersitzes.

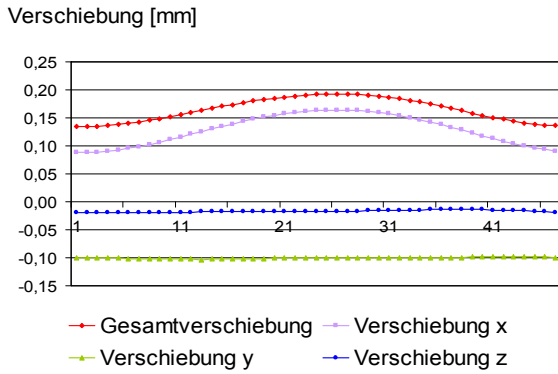


Abbildung 5.18: Verschiebungen Loslager Eingangswelle (Kupplungsseite) 1. Gang Zug

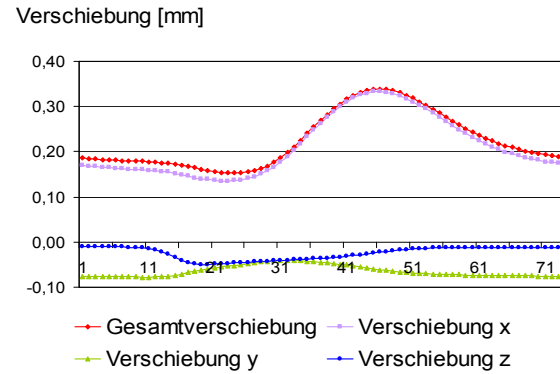


Abbildung 5.19: Verschiebungen Festlager Eingangswelle (Getriebeseite) 1. Gang Zug

Bei der Eingangswelle erkennt man am Loslager (Kupplungsseite) eine geringe Gesamtverschiebung von maximal 0,193 mm, siehe Abbildung 5.18. Hierbei hat die Verschiebung in x-Richtung (Axialrichtung) einen großen Einfluss auf die Gesamtverschiebung.

Am Festlager der Eingangswelle (Getriebeseite) entsteht die Gesamtverschiebung fast ausschließlich aus der Axialverschiebung (x-Richtung), da die Verschiebungen in y- und z-Richtungen sehr gering sind, siehe Abbildung 5.19. Der maximale Wert der Gesamtverschiebung liegt hier bei 0,339 mm.

Am Festlager der Vorgelegewelle tritt eine maximale Gesamtverschiebung von 0,231 mm auf, siehe Abbildung 5.20.

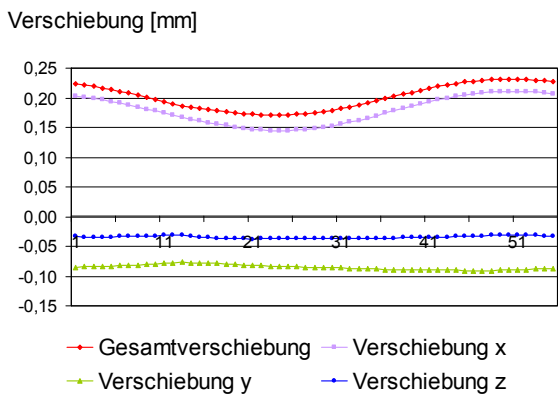


Abbildung 5.20: Verschiebungen Festlager Vorgelegewelle (Kupplungsseite) 1. Gang Zug

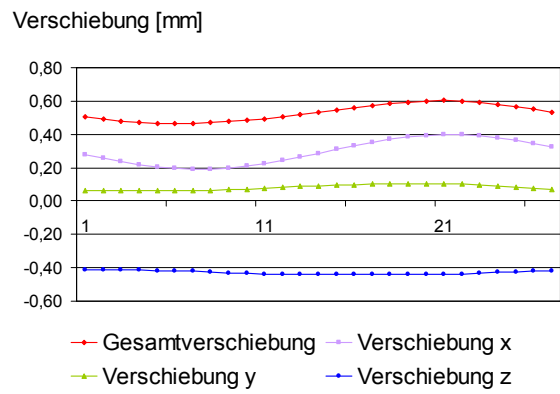


Abbildung 5.21: Verschiebungen Loslager Vorgelegewelle (Getriebeseite) 1. Gang Zug

Die maximale Gesamtverschiebung der Lagersitze tritt mit 0,605 mm am Loslager der Vorgelegewelle (Getriebeseite) auf, siehe Abbildung 5.21. Diese entsteht vor allem aus den Verschiebungen aus x- (Axialrichtung) und z-Richtung.



An der Ausgangswelle treten sowohl am Loslager (Kupplungsseite, siehe Abbildung 5.22) mit maximal 0,123 mm, als auch am Festlager (Getriebeseite, siehe Abbildung 5.23) mit maximal 0,161 mm nur geringe Gesamtverschiebungen auf.

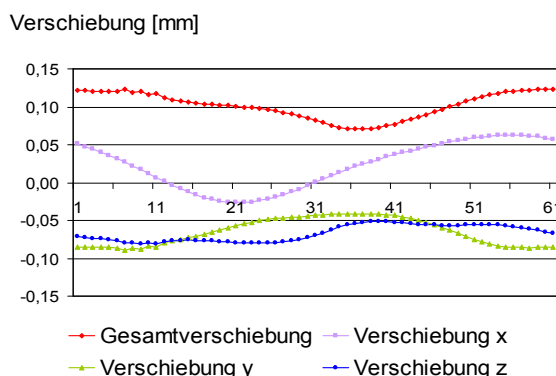


Abbildung 5.22: Verschiebungen Loslager Ausgangswelle (Kupplungsseite) 1. Gang Zug

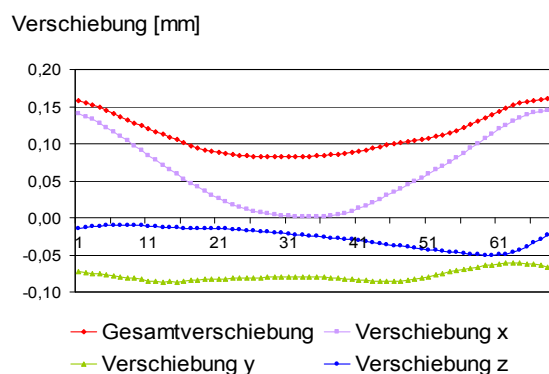


Abbildung 5.23: Verschiebungen Festlager Ausgangswelle (Getriebeseite) 1. Gang Zug

Am Differential treten ebenfalls nur geringe maximale Gesamtverschiebungen von 0,129 mm am Lager auf der Kupplungsseite (siehe Abbildung 5.24) und 0,116 mm am Lager auf der Getriebeseite (siehe Abbildung 5.25) auf.

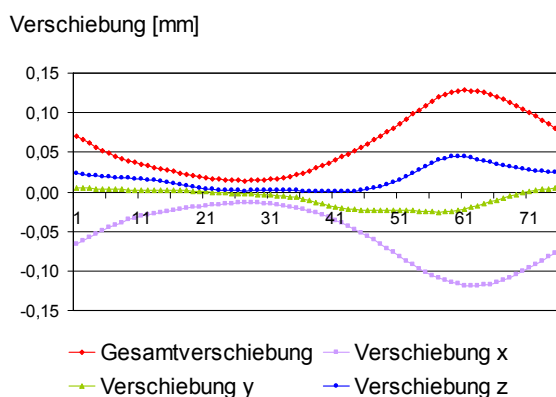


Abbildung 5.24: Verschiebungen Lager Differential (Kupplungsseite) 1. Gang Zug

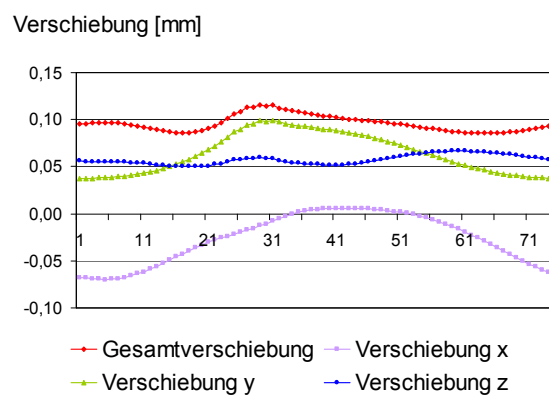


Abbildung 5.25: Verschiebungen Lager Differential (Getriebeseite) 1. Gang Zug

In Abbildung 5.26 sind das verformte Gehäuse (50 mal vergrößerte Verschiebung) (blau) und die Umrisse des unverformten Gehäuses (rosa) dargestellt. Hierbei werden die großen Verformungen im Bereich des Loslagers der Vorgelegewelle sichtbar. Man sieht ein deutliches Ausknicken dieses Lagers. Die großen Verschiebungen in x-Richtung (Axialrichtung) im Bereich der Lager der Eingangs- und Vorgelegewelle sind in dieser Abbildung ebenfalls gut zu erkennen.

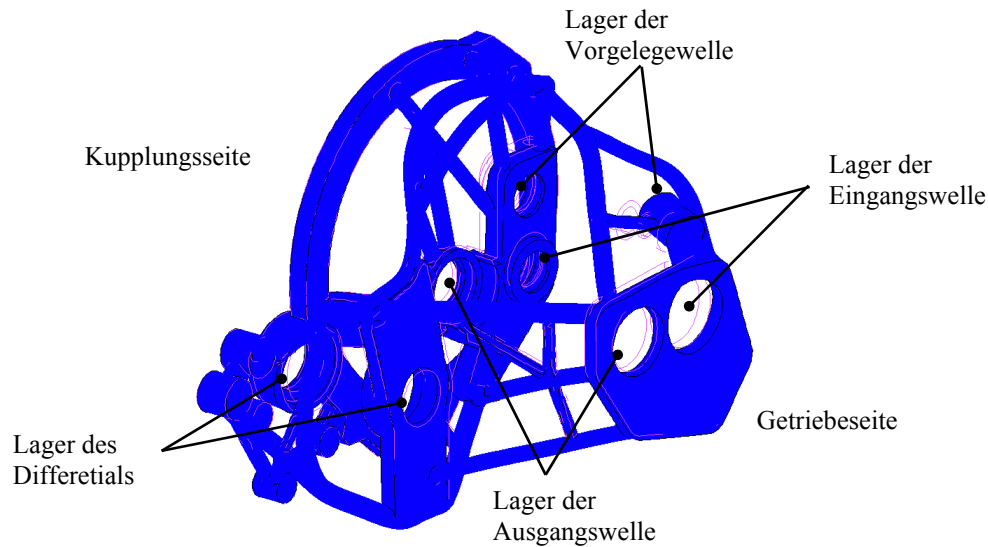


Abbildung 5.26: Verformtes Gehäuse (Ansicht von der Getriebeseite) 1. Gang Zug

### 5.3.2 Bewertung der Verschiebungen

Die Verschiebungen der drei anderen Lastfälle bewegen sich in den gleichen Größenordnungen wie die oben angegebenen und sind deshalb hier nicht gesondert aufgeführt. Dabei ist aber zu bemerken, dass die Verschiebungen der Rückwärtsgang-Lastfälle wesentlich geringer sind als beim 1. Gang.

Die Verschiebungen in y- und z- Richtung (Radial- und Tangentialrichtung, siehe Abbildung 5.18) sind ungünstiger als in x-Richtung (Axialrichtung). Denn die negativen Einflüsse resultieren hauptsächlich aus einem Verkippen und Ändern des Abstandes der Zahnräder.

#### 1. Gang

Die Verschiebungen der Lagersitze liegen, mit Ausnahme des Loslagers der Vorgelegewelle, in einem tolerierbaren Bereich (maximal 0,3 mm). Die hohen Werte der Gesamtverschiebung resultieren häufig aus einer Kombination aus Radial- oder Tangentialverschiebung mit der Verschiebung in Achsrichtung. Die Verschiebungen von 0,6 mm im 1. Gang Zug und 0,58 mm im 1. Gang Schub am Loslager der Vorgelegewelle sind zu hoch und müssen durch konstruktive Maßnahmen abgesenkt werden.

#### R-Gang

In den zwei Lastfällen des R-Gangs sind die Verschiebungen wesentlich geringer als im 1. Gang und haben tolerierbare Werte.

Im Lastfall R-Gang Zug sind die größten Verformungen nicht nur im Bereich des Loslagers der Vorgelegewelle, sondern auch in den Bereichen des Festlagers der Ausgangswelle und des Lagers auf der Getriebeseite des Differentials zu erkennen. Diese sind so gering (unter 0,2 mm), dass sie nicht als kritisch anzusehen sind.

Im Lastfall R-Gang Schub erkennt man etwas größere Gesamtverschiebungen im Bereich der Verstrebungen beim Festlager der Vorgelegewelle als im Lastfall R-Gang Zug. Im Unterschied

zum R-Gang Zug sind die Verschiebungen im Bereich des Lagers auf der Getriebeseite des Differentials sehr gering. Jedoch sind größere Verschiebungen an der Platte auf der Kupplungsseite mit den Lagern der Eingangs-, Vorgelege- und Ausgangswelle sichtbar.

### Mögliche Verbesserungen

Da die Ergebnisse der Topologieoptimierung als Entwurfsvorlage verwendet wurden und sowohl die Dimensionierung als auch die Form der Verstrebungen nur intuitiv getroffen wurden, ist das Ergebnis durch eine Formoptimierung noch verbesserungsfähig. Vor allem im Bereich des Loslagers der Vorgelegewelle ist durch weitere Verstrebungen und größerer Dimensionierung eine Verbesserung der Verschiebungen möglich. Im Bereich des Loslagers der Ausgangswelle könnten geringfügige konstruktive Änderungen eine Verbesserung der einseitigen Verschiebung im Lastfall R-Gang Zug bewirken.

### 5.3.3 Untersuchung der Spannungen

Stellvertretend soll hier auf die Spannungen im 1. Gang Zugbetrieb eingegangen werden.

In Abbildung 5.27 ist die Vergleichsspannung nach von-Mises dargestellt.

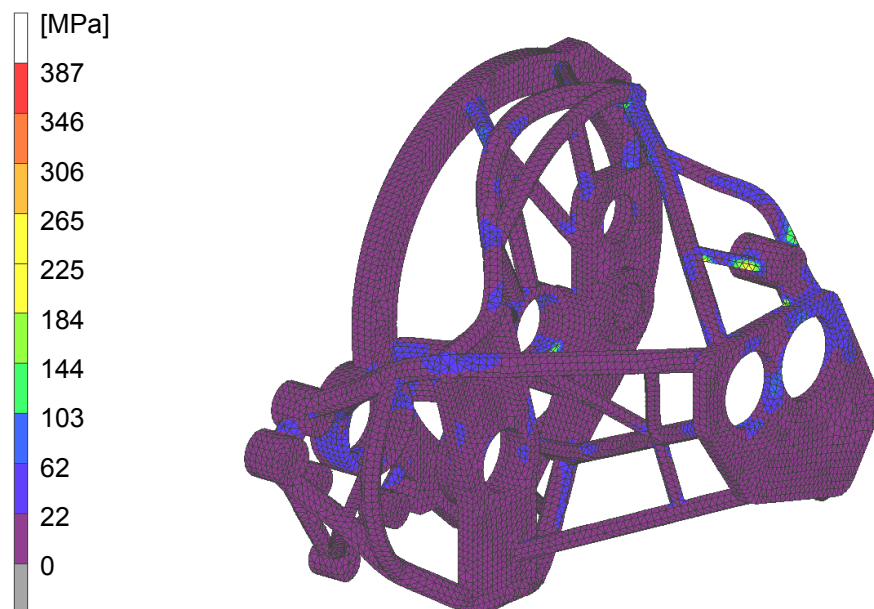


Abbildung 5.27: Vergleichsspannung nach von-Mises 1. Gang Zug

Die maximale Vergleichsspannung von 271,1 MPa ist dabei an der Verstrebung am Loslager der Vorgelegewelle zu sehen. Außerdem erkennt man an wenigen Verstrebungen erhöhte Spannungen infolge von Kerbwirkung. Im gesamten restlichen Bereich des Gehäuses sind die Spannungen der übrigen Bereiche sehr gering.

### 5.3.4 Bewertung der Spannungen

Die Spannungen, die in den drei weiteren Lastfällen (1. Gang Schub, R-Gang Zug und Schub) auftreten, bewegen sich in der gleichen Größenordnung wie beim 1. Gang Zugbetrieb.

Es treten Spannungen über der Zugfestigkeit von 240 MPa auf, diese beschränken sich aber auf wenige kleine Bereiche. Vor allem im Bereich des Loslagers der Vorgelegewelle treten zu hohe

Spannungen in den Lastfällen des 1. Ganges auf. Die Spannungsmaxima im Lastfall 2, die am Festlager der Eingangswelle auftreten, sind Druckspannungen. Diese sind nicht so kritisch einzuschätzen wie die hohen Spannungen am Loslager der Vorgelegewelle. Denn die Kräfte wurden innerhalb eines  $30^\circ$  Winkels direkt auf den Lagersitz eingeleitet, siehe Abbildung 5.7. In der Realität befindet sich ein Lagerring zwischen Welle und Lagersitz, welcher zu einer über einen größeren Bereich verteilten Kraft führt. Weil die Lager bei der Topologieoptimierung als Non-Design-Bereich definiert wurden, kann hier keine Verbesserung gegenüber dem Originalgehäuse erwartet werden.

Einige Spannungen liegen aufgrund von Kerbwirkungen über der Ersatzstreckgrenze  $R_{p0,2}$  von 140 MPa. Es wurde mit einem linearelastischen Materialmodell gerechnet. Mit einem elastisch-plastischen Materialmodell würde man geringere Spannungen erhalten, da bei Metallen bei Überschreiten der Streckgrenze die Spannungen geringer werden als der lineare Verlauf über der Dehnung. In Bereichen, in denen Druckspannungen herrschen, sind Spannungen über der Ersatzstreckgrenze als unkritisch anzusehen. Dies ist vor allem an den Lagerstellen mit hohen Spannungen (Loslager Ausgangswelle in beiden Fällen des R-Ganges und am Festlager der Eingangswelle im 1. Gang Schub) der Fall. Denn nach einer geringen plastischen Verformung verringert sich die Spannung unter die Streckgrenze.

Am Loslager der Vorgelegewelle und in der Umgebung sollte das neu modellierte Gehäuse durch weitere Verstrebungen bzw. größere Dimensionierung verbessert werden, so dass die Spannungen unter der Ersatzstreckgrenze liegen. Die restlichen Spannungen über der Ersatzstreckgrenze an den Lagerstellen sind tolerierbar und müssen nur bedingt verbessert werden.

## 5.4 Fazit der Untersuchung des Front-Quer-Getriebegehäuses

Die Vergleichsspannungen im Skelettgehäuse liegen bis auf wenige Stellen deutlich unter der Ersatzstreckgrenze  $R_{p0,2}$  des Werkstoffs GD- $\text{AlSi9Cu3}$  von 140 MPa. An einigen Kerbstellen traten erhöhte Spannungen auf, die sich durch Verrundungen allerdings leicht entschärfen lassen.

Die Verschiebungen an den Lagerstellen der Wellen sind bei der mit CAD neu erstellten Geometrie dieses Gehäuses größer als am Originalgehäuse. Im 1. Gang liegen die Gesamtverschiebungen im Bereich von 0,04 mm bis maximal 0,6 mm. Dabei liefert die Verschiebung in x-Richtung (Axial-Richtung der Wellen) wieder jeweils den größten Beitrag zur Verschiebung. Bei Betrachtung der Verschiebungen in y- und z-Richtung liegen die Maximalwerte im 1. Gang zwischen 0,08 mm und 0,41 mm.

Im R-Gang liegen die Gesamtverschiebungen zwischen 0,04 mm und 0,2 mm. Auch hier ist die Verschiebung in x-Richtung meist wieder für den Hauptteil der Absolutverschiebung verantwortlich. Die Verschiebungen in y- und z-Richtung liegen zwischen 0,03 mm und 0,15 mm, je nach Lastfall und Lagerstelle.

### Vergleich zwischen optimiertem Gehäuse und Originalgehäuse

Aus dem Volumen des vorhandenen Originalgehäuses und des optimierten Gehäuses lässt sich die Masse berechnen, siehe Tabelle 5.5. Das Volumen wurde für das Originalgehäuse aus dem schon vorhandenen FE-Modell mit *Patran 2003* berechnet. Dabei wurden die beiden Gehäuseteile getrennt berechnet. Das Volumen des optimierten Gehäuses wurde mit *ProEngineer* berechnet.

Tabelle 5.5: Übersicht der Volumina der Gehäuse

|                                     | Volumen [cm <sup>3</sup> ] | Masse [kg] |
|-------------------------------------|----------------------------|------------|
| Originalgehäuse Teil Getriebeseite  | 3,104*10 <sup>3</sup>      | 8,567      |
| Originalgehäuse Teil Kupplungsseite | 2,423*10 <sup>3</sup>      | 6,687      |
| Originalgehäuse gesamt              | 5,527*10 <sup>3</sup>      | 15,254     |
| Optimiertes Gehäuse                 | 3,037*10 <sup>3</sup>      | 8,382      |

Daraus ergibt sich für das optimierte Gehäuse eine Reduktion der Masse bzw. des Volumens um 45% im Vergleich zum Originalgehäuse. Das optimierte Getriebe weist zwar die in Kapitel 5.3.2 beschriebenen Schwächen in Bezug auf die Steifigkeit auf, jedoch ist eine deutliche Gewichtsreduzierung vorhanden.

Das optimierte Gehäuse besteht nicht mehr aus zwei Teilen, sondern nur noch aus einem Teil in offener Leichtbauweise. Es wurden bei der Modellierung keine fertigungstechnischen Aspekte beachtet. Außerdem wurde auf die Modellierung der Lagersitze für das Schaltgestänge verzichtet. Die Lagersitze der Wellen und die Bohrungen der Einspannungen des Originalgehäuses wurden beibehalten.

Da das optimierte Getriebegehäuse bisher keine geschlossene Außenkontur besitzt, müsste es durch eine entsprechende Schutzhülle erweitert werden, die das Getriebe vor Verschmutzung und Ölverlust schützt.

Deshalb ist die Gewichtsersparnis von 45% bei einem kompletten Getriebegehäuse nicht zu erreichen. Dennoch lässt diese Gewichtsreduktion genügend Spielraum um die notwendigen Verbesserungen durchzuführen, welche bei der Festigkeitsuntersuchung als erforderlich erkannt wurden. Das Originalgehäuse weist demnach Optimierungspotential auf.

## 6 Rechnergestützte iterative Optimierung eines Getriebes in Standardbauweise

Neben der Untersuchung eines kompletten Getriebegehäuses in Front-Quer-Bauweise, siehe Kapitel 5 und Abbildung 5.2, wurde auch ein Gehäusedeckel eines Getriebes in Standardbauweise untersucht, siehe Abbildung 6.1. Dabei wurde das gleiche Getriebe wie in Kapitel 4 verwendet.

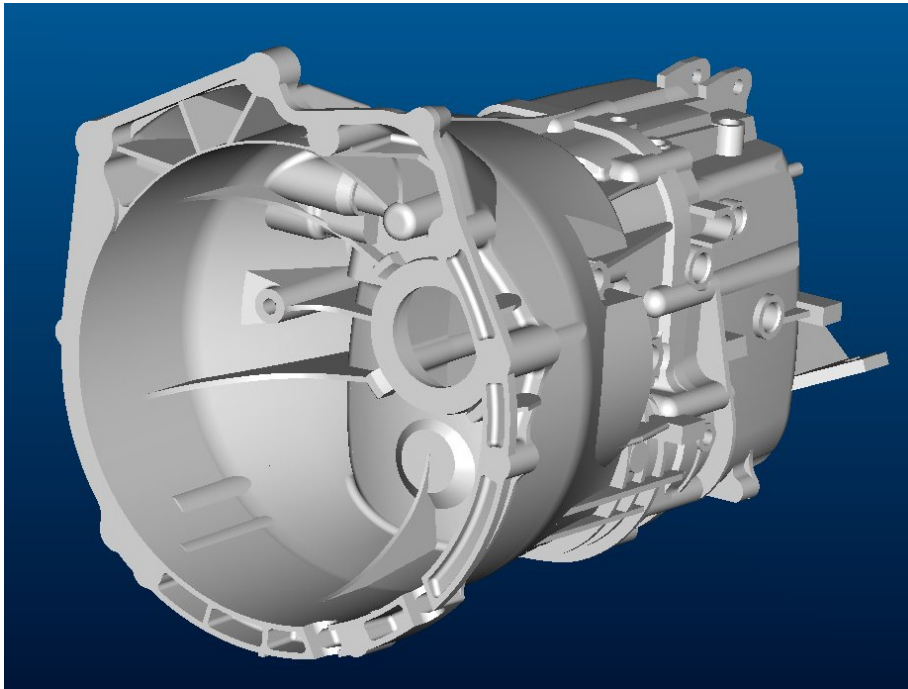


Abbildung 6.1: CAD Modell des untersuchten Getriebes in Standardbauweise

Das grundsätzliche Vorgehen war hierbei dasselbe wie in Kapitel 5 beschrieben, wobei hier nach der Topologieoptimierung zusätzlich noch eine Formoptimierung durchgeführt wurde.

### 6.1 Modelldefinition

Im folgenden wird die Erstellung des Optimierungsmodells erläutert.

#### 6.1.1 Belastungen des Originalgehäuses

Die Belastungen des Getriebegehäuses wurden durch die von den Lagersitzen der Wellen aufgenommenen Kräfte simuliert. Die Kräfte wurden mit Hilfe des maximal zulässigen Eingangsdrehmomentes, den bekannten Getriebeübersetzungen und der Verzahnungsgeometrie berechnet. Da bei den beiden Gängen mit den größten Übersetzungen, dem 1. Gang und dem Rückwärtsgang, auch die berechneten Kräfte am größten waren, wurden die restlichen Gänge bei der Optimierung nicht betrachtet.

Die Kräfte wurden jeweils für den Zug- und Schubtrieb des Getriebes berechnet und sind in Tabelle 6.1 aufgeführt. Das zur Berechnung der Kräfte gewählte Koordinatensystem ist in Abbildung 6.2 dargestellt.

Tabelle 6.1: Übersicht der berechneten Lagerkräfte

|  | 1. Gang<br>Zug [N] | 1. Gang<br>Schub [N] | R-Gang<br>Zug [N] | R-Gang<br>Schub [N] |
|--|--------------------|----------------------|-------------------|---------------------|
| Axialkraft Vorgelegewelle<br>(X-Richtung)  | -2977              | 2977                 | -2983             | 2983                |
| Axialkraft Ausgangswelle<br>(X-Richtung)   | 8126               | -8126                | 8488              | -8488               |
| Radialkraft Vorgelegewelle<br>(Y-Richtung) | -4357              | -3664                | -8164             | -5324               |
| Radialkraft Ausgangswelle<br>(Y-Richtung)  | 5334               | 2979                 | 7950              | -2316               |
| Radialkraft Vorgelegewelle<br>(Z-Richtung) | 7859               | -7859                | -1572             | -4228               |
| Radialkraft Ausgangswelle<br>(Z-Richtung)  | -7954              | 7954                 | 3523              | -7457               |

Die Halterungen am Gehäuse, mit denen das Getriebe am Fahrzeug montiert wird, werden während des Betriebs, z. B. beim Durchfahren von Schlaglöchern, mit maximal 5,32 kN belastet. In Abbildung 6.3 ist der Getriebegehäusedeckel von hinten dargestellt und die Krafrichtung eingezeichnet.

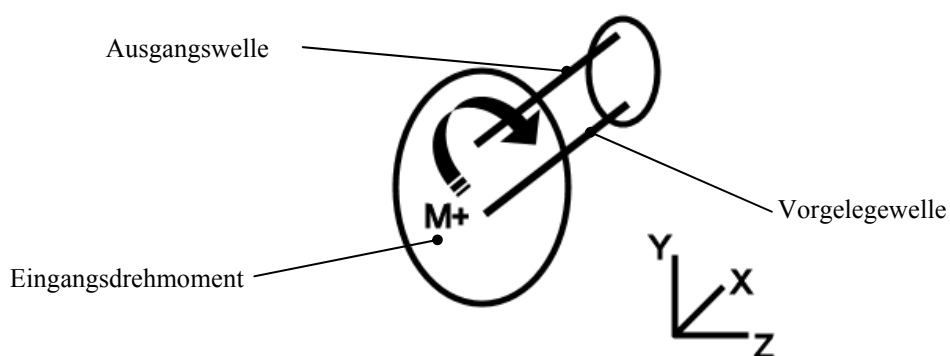


Abbildung 6.2: Koordinatensystem für Kräfteberechnung

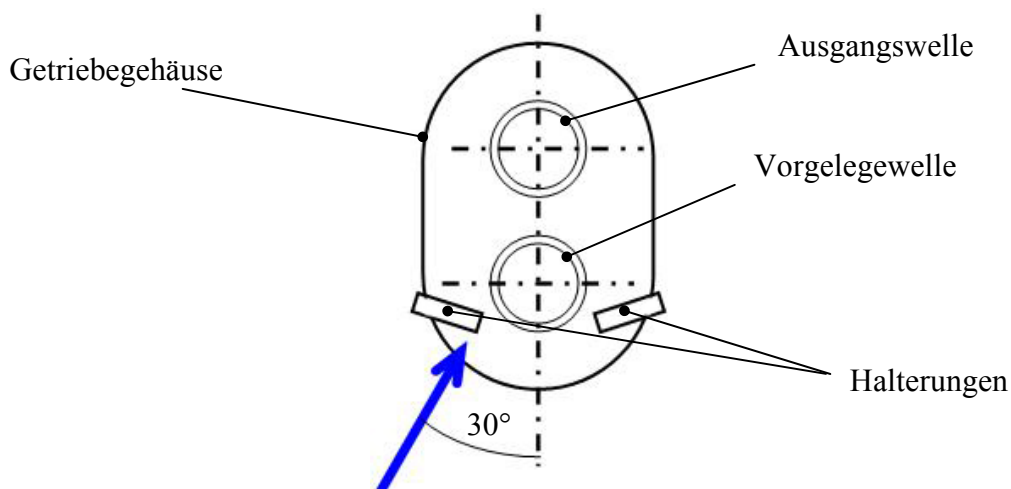


Abbildung 6.3: Krafrichtung für Getriebehalterung

Der Deckel des Getriebes wird mit insgesamt 11 Schrauben am Flansch der Kupplungsglocke verschraubt. Die jeweiligen Schraubenkräfte betragen 10 kN.

### 6.1.2 Erstellung der Geometrie

Mit ProEngineer wurde ein Modell erstellt, mit dem der maximal mögliche Bauraum für das Getriebegehäuse ausgefüllt wurde.

Als Grundlage für das Bauraummodell wurde ein CAD-Modell des Originalgehäuses verwendet.

Zu Beginn der Bauraumerstellung wurden die Bohrungen für die Lagerung des Schaltgestänges entfernt, da diese bei der Optimierung nicht berücksichtigt wurden.

Die Geometrie des Bauraummodells wurde nach innen durch die Getriebekomponenten begrenzt. Die beiden Wellen mit ihren Zahnrädern und den Synchronisierungen nehmen im Gehäuse viel Platz ein, deshalb konnte der Bauraum nach innen kaum vergrößert werden. Wie in Abbildung 6.4 zu erkennen ist, konnte der untere Teil im Inneren des Gehäuses als zusätzlicher Bauraum genutzt werden. Auf dem Bild sind deutlich die Aussparungen für die einzelnen Zahnräder zu erkennen. Die obere Hälfte im Gehäuse konnte für zusätzlichen Bauraum kaum genutzt werden.

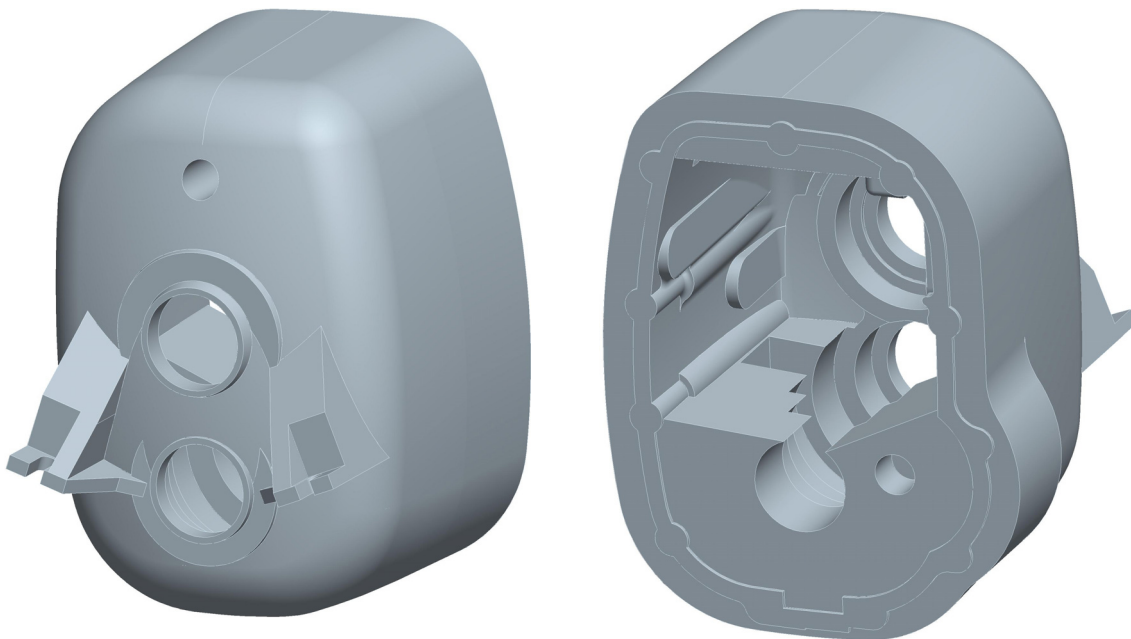


Abbildung 6.4: Darstellung des Bauraummodells

Nach außen hin wurde das Bauraummodell um 20 mm parallel zu der vorhandenen Oberfläche erweitert. Auch hier zeigte sich, dass es keinen Sinn macht hier noch mehr Volumen für das Bauraummodell zu verwenden, da sich bei den ersten Rechnungen zeigte, dass die Topologieoptimierung eine Struktur ergeben wird, die sehr nah an den Bauteilen im Getriebeinneren verlaufen wird.



### 6.1.3 Vernetzung

Das Bauraummodell aus *ProEngineer* kann direkt in *HyperMesh* als Geometrie importiert werden. Für die Vernetzung wurde die automatische Vernetzung aus Tetraedern mit der Kantenlänge 8 mm gewählt.

Es ergaben sich ca. 53.000 Elemente bei einer Kantenlänge von 8 mm. Es hätte auch feiner vernetzt werden können, dies hätte aber zu deutlich erhöhten Rechenzeiten geführt. Es musste also ein Kompromiss aus Rechengenauigkeit bei akzeptabler Rechenzeit gewählt werden.

Nachdem das Netz erzeugt war, mussten Bereiche die von der Optimierung ausgeschlossen werden sollten, definiert werden. Die Lagerungen der Wellen, der Flansch des Getriebes und die Halterung, mit der das Getriebe am Fahrzeug angebracht wird, müssen in ihrer Geometrie und Position erhalten bleiben und wurden deshalb zum Non-Design-Space definiert.

In Abbildung 6.5 gehören die Elemente, die grün / hell dargestellt sind, zum Design-Space, die in rot / dunkel zum Non-Design-Space.

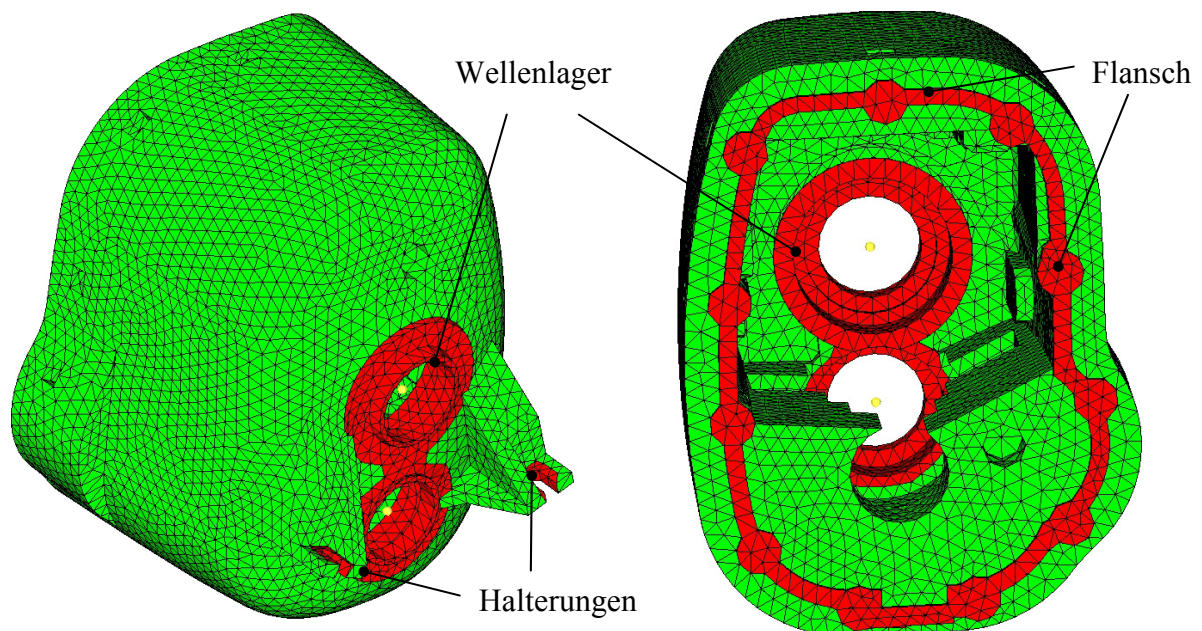


Abbildung 6.5: Design-Space

Das Originalgehäuse besteht aus GD-AlSi9Cu3, folglich wurden dem FE-Modell die gleichen Materialkennwerte wie in Tabelle 5.4 aufgeführt zugewiesen.

### 6.1.4 Lastaufbringung

Die Belastungen an den Lagerstellen wurden simuliert indem die Kräfte in eine radiale und eine axiale Komponente aufgeteilt wurden. Die axiale Kraft wurde dann gleichmäßig auf die Knoten verteilt, die sich auf der Fläche der Lagersitze befinden. Je nach Richtung der Kraft wurde die Fläche gewählt, die sich innen oder außen am Lagersitz befindet. In Abbildung 6.6 ist der hintere Teil des Gehäusedeckels mit den Flächen dargestellt, die zur Aufbringung der axialen Kraft gewählt wurden.

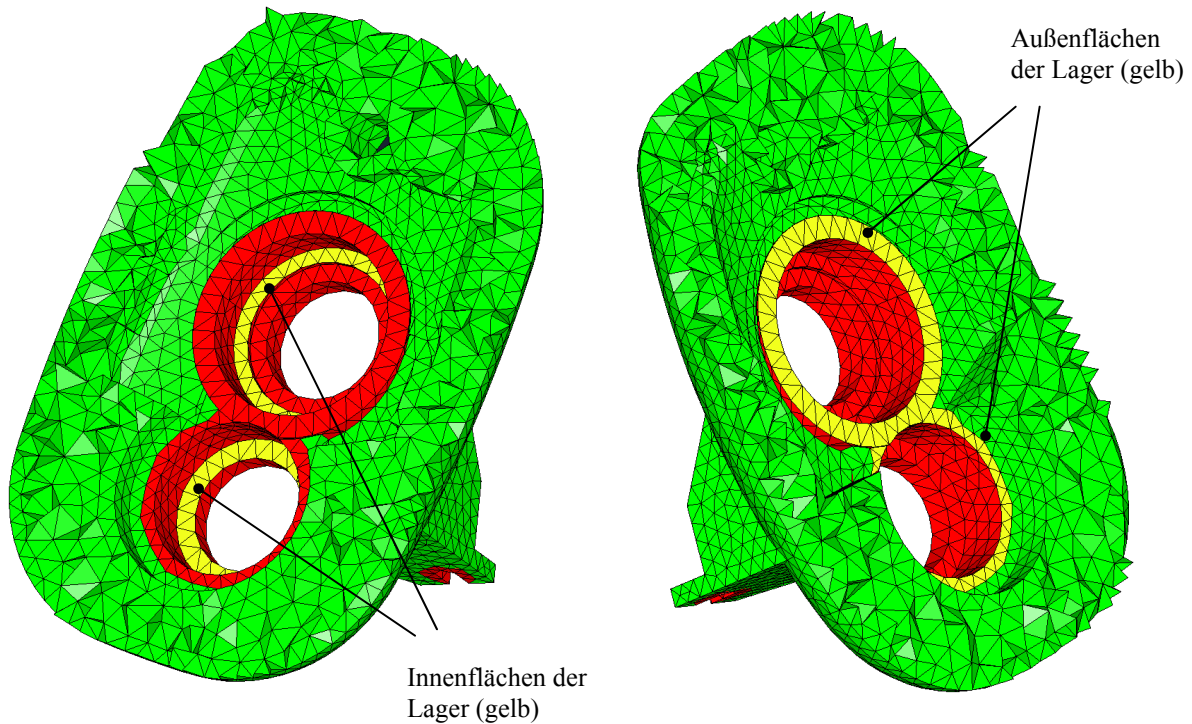


Abbildung 6.6: Axiale Belastung der Lager

Die Radialkräfte in  $y$ - und  $z$ - Richtung (siehe Abbildung 6.7) wurden jeweils auf die Knoten im Bereich eines  $2 \times 15^\circ$  Winkels um die Richtung der Resultierenden dieser beiden Kräfte aufgebracht. In Abbildung 6.7 ist dieser Bereich dick (rot) markiert.

Die Kraft wurde an allen Knoten des Lagersitzes, die innerhalb dieses markierten Bereichs liegen, eingeleitet. In Abbildung 6.8 sind die Hilfsebenen und die Radialkräfte, die auf die Knoten der Lagersitze aufgebracht wurden, dargestellt.

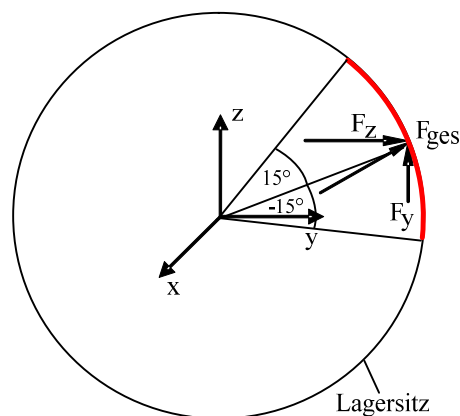


Abbildung 6.7: Skizze der Krafteinleitung der Radialkräfte in die Lagersitze, analog zu Kapitel 5

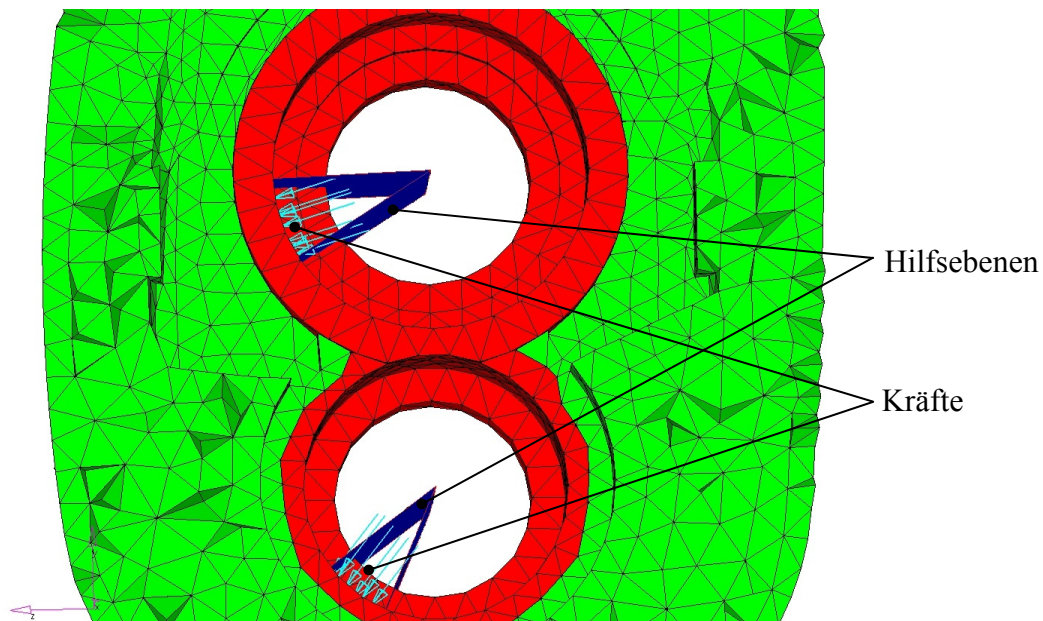


Abbildung 6.8: Knoten für die Radialkraft am Lager

Die Kräfte, die an der Halterung zur Anbringung am Fahrzeug wirken, wurden auf den Bereich, der die Schrauben umschließt beschränkt. Im Fahrbetrieb kann die Belastung als Kraft von oben bzw. von unten wirken. Dies entspricht einem Durchfahren von Schlaglöchern bzw. einem Überqueren von Bodenwellen. In Abbildung 6.9 ist der Fall dargestellt, dass die Belastung von oben wirkt.

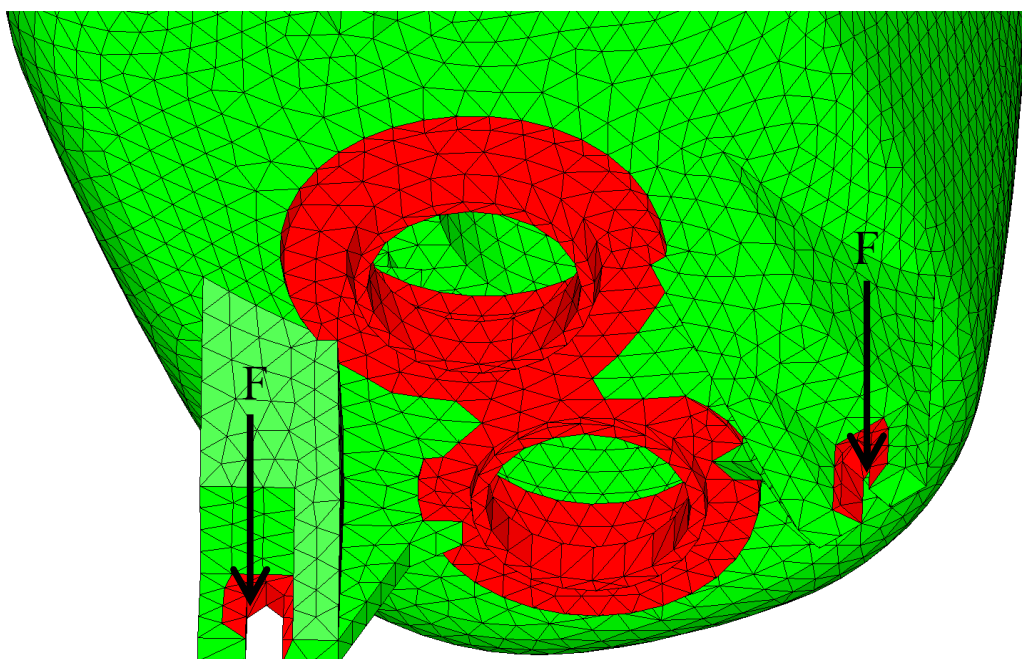


Abbildung 6.9: Knoten für die Kräfte der Anbringung am Fahrzeug

Die Kräfte, die durch die Verschraubung des Getriebedeckels und der Kupplungsglocke entstehen, wurden durch Einspannungen auf der Flanschseite und durch axiale Kräfte auf den Enden der Schraubenpfeifen simuliert.

Die Einspannungen flanschseitig dienten auch dazu, das Gehäuse im Raum zu verankern. Die gewählten Knoten wurden in den drei translatorischen Freiheitsgraden festgehalten.

Für die Optimierung ist es sinnvoll, die einzelnen Kräfte und Einspannungen in verschiedene Lastfälle aufzuteilen. Im Fahrbetrieb treten zwar alle Belastungen auf, aber niemals zur gleichen Zeit. Die jeweiligen Lastfälle enthalten dann die möglichen Kombinationen der Belastungen, wie sie sich im Betrieb ergeben. In Tabelle 6.2 sind die einzelnen Lastfälle und die Belastungen, die zu den Lastfällen führen, dargestellt. Der erste Lastfall bestand aus den Einspannungen und der Verschraubung am Flansch, der Belastung für den 1. Gang im Schubbetrieb und der Halterung für die Anbringung am Fahrzeug, bei Belastung von oben.

In der späteren Simulation wurde eine Optimierung für alle acht Lastfälle durchgeführt. Die Lastfälle wurden aber nicht gleichzeitig aufgebracht, sondern einzeln.

Die Benennung der Lastfälle setzt sich dabei aus dem entsprechenden Gang (1 oder R) dem Fahrzustand Zugbetrieb oder Schubbetrieb (Z oder S) und der Belastung auf das Motorlager von oben oder unten (O oder U) zusammen.

Tabelle 6.2: Übersicht der simulierten Lastfälle

| Lastfall | Einspannung | Verschraubung | 1. Gang Schub | 1. Gang Zug | RW-Gang Schub | RW-Gang Zug | Lagerung im Fzg. (Motorlager) – Kraft von oben | Lagerung im Fzg. (Motorlager) – Kraft von unten |
|----------|-------------|---------------|---------------|-------------|---------------|-------------|--|---|
| 1-S-O    | X           | X             | X             |             |               |             | X  |   |
| 1-S-U    | X           | X             | X             |             |               |             |  | X   |
| 1-Z-O    | X           | X             |               | X           |               |             | X  |   |
| 1-Z-U    | X           | X             |               | X           |               |             |  | X   |
| R-S-O    | X           | X             |               |             | X             |             | X  |   |
| R-S-U    | X           | X             |               |             | X             |             |  | X   |
| R-Z-O    | X           | X             |               |             |               | X           | X  |   |
| R-Z-U    | X           | X             |               |             |               | X           |  | X   |

## 6.2 Durchführung der Topologieoptimierung

Die Topologieoptimierung wurde mit dem Solver *Optistruct* durchgeführt. Als Zielfunktion dieser Optimierung wurde die Minimierung des Volumens des Design-Space definiert. Die Randbedingungen wurden als maximale Verschiebung der Lagerstellen für die Wellen, der Verschraubung am Flansch und der Halterung, mit der das Gehäuse am Fahrzeug gelagert wird, definiert.

Für die Verschiebung der Lagersitze wurden je zwei Ringe von Knoten gewählt, die sich an den Kanten befanden. Für die Halterung wie auch für die Verschraubung wurden die gleichen Knoten gewählt, die bereits für die Aufbringung der Kräfte verwendet wurden. In Tabelle 6.3 sind die maximalen Verschiebungen der einzelnen Bereiche aufgelistet.

Tabelle 6.3: Vorgegebene maximal erlaubte Verschiebungen bei der Optimierung

|                             |        |
|-----------------------------|--------|
| Lagersitze Wellen           | 0,1 mm |
| Halterung Getriebe Fahrzeug | 1,0 mm |
| Verschraubung               | 0,2 mm |

Das Ergebnis dieser Simulation ist ein Designvorschlag, wie in Abbildung 6.10 dargestellt, der als Vorlage für eine Neukonstruktion in *ProEngineer* verwendet wurde.

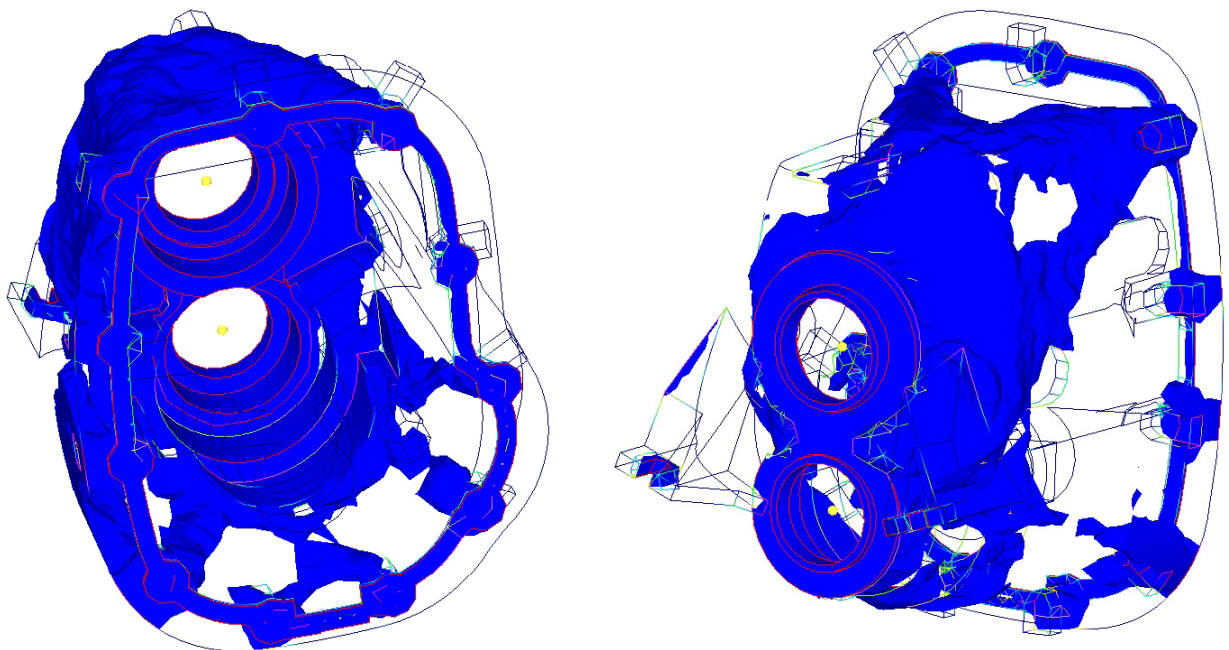


Abbildung 6.10: Ergebnis der Topologieoptimierung aus *HyperMesh*

### 6.2.1 Optimierungsparameter

Bei Topologieoptimierungen entstehen oft Materialverteilungen, bei denen lokale Bereiche komplett wegfallen oder ohne Anbindung an den Rest des Bauteils übrig bleiben. Dies führt in der Regel dazu, dass sich nicht oder nur schwer nachvollziehbare Designvorschläge ergeben, wie in Abbildung 6.11 zu sehen ist. *HyperMesh* bietet daher, wie in 5.2 schon erwähnt, die Möglichkeit, weitere Parameter für die Optimierung einzustellen. Aufgrund der im Vergleich zu Kapitel 5 neuen Randbedingungen wurden auch hier die einzelnen Optimierungsparameter systematisch variiert.

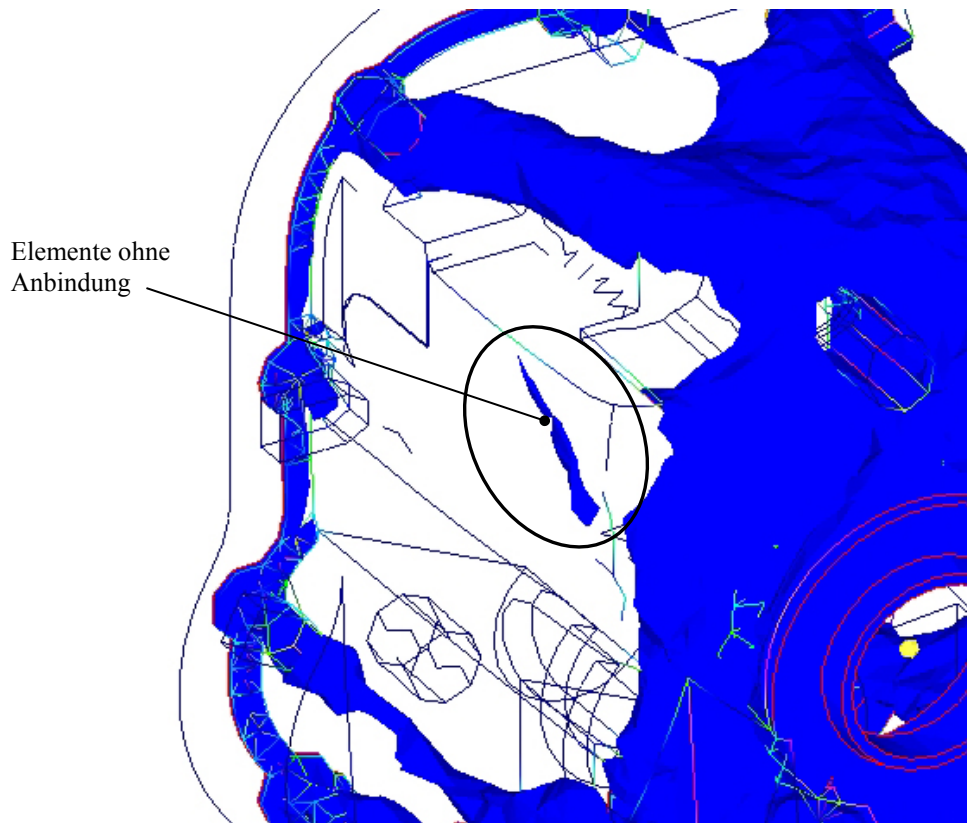


Abbildung 6.11: Elemente ohne Anbindung

Mit Hilfe der *Design Optimization Parameters* kann die Optimierung beeinflusst werden, um bessere und klarer interpretierbare Ergebnisse zu liefern. Hier wurden die Parameter *discrete* und *mindim* variiert, um für dieses spezielle Problem die besten Einstellungen zu finden. Deshalb wurden insgesamt acht Simulationen mit verschiedenen Werten für *discrete* und *mindim* nacheinander gerechnet. Die Werte für die Optimierungsparameter sind aus Tabelle 6.4 zu entnehmen.

Die Gesamtrechenzeit für alle acht Simulationen lag bei zusammen etwas über sechs Stunden. Die Berechnungen mit der eingestellten Option *mindim* benötigten mit jeweils ca. einer Stunde fast doppelt so lange wie die Berechnungen ohne diesen Parameter.

Tabelle 6.4: Übersicht der verwendeten Optimierungsparameter

|              | <i>discrete</i> | <i>mindim</i> |
|--------------|-----------------|---------------|
| Simulation 1 | -               | -             |
| Simulation 2 | 2               | -             |
| Simulation 3 | 2,5             | -             |
| Simulation 4 | -               | 0,5           |
| Simulation 5 | -               | 1             |
| Simulation 6 | -               | 1,5           |
| Simulation 7 | 2               | 1             |
| Simulation 8 | 2               | 1,5           |

### 6.2.2 Erster Designvorschlag

In der folgenden Abbildung 6.12 ist ein Designvorschlag dargestellt bei drei verschiedenen Werten für die relative Dichte. Außerdem sind die Konturen des Bauraums zu sehen. Dies ist vor allem später bei der Konstruktion des neuen Gehäuses als Orientierung sehr hilfreich. Das unten abgebildete Ergebnis entstand ohne die Optimierungsparameter *discrete* und *mindim*.

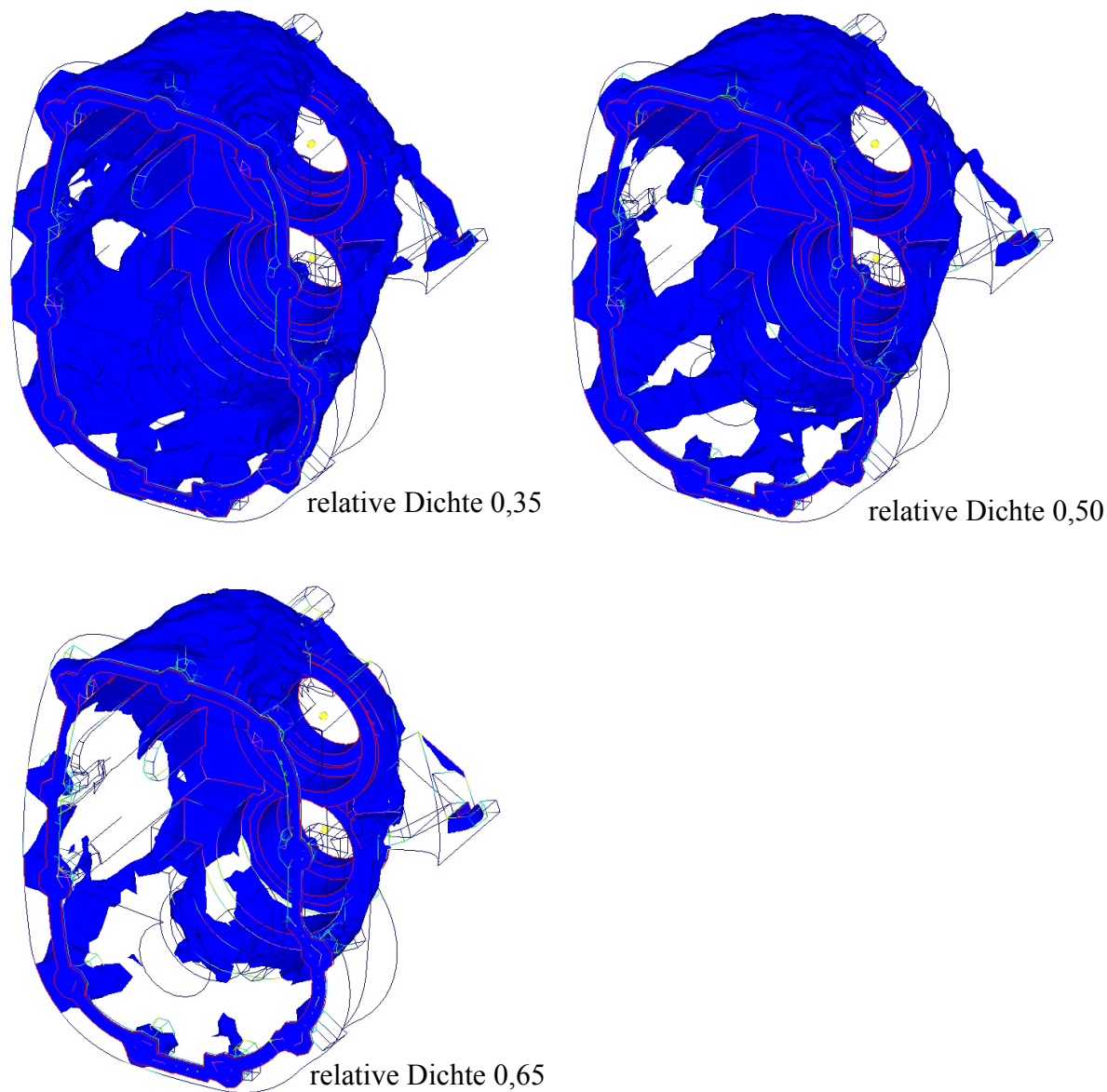


Abbildung 6.12: Designvorschlag bei verschiedenen Werten für die relative Dichte

### 6.2.3 Die Optimierungsparameter *discrete* und *mindim*

Die Anwendung der Optimierungsparameter führte zu verbesserten Ergebnissen. In Abbildung 6.13 ist derselbe Ausschnitt des Getriebegehäusedeckels dargestellt wie in Abbildung 6.11. Der Designvorschlag von Abbildung 6.13 wurde mit dem Optimierungsparameter *discrete* = 2 gerechnet und zeigt deutlich einen zusammenhängenden Strukturverlauf. Im Gegensatz dazu

waren in Abbildung 6.11 nur einzelne Elemente zu sehen, die keine Bindung zur restlichen Struktur hatten.

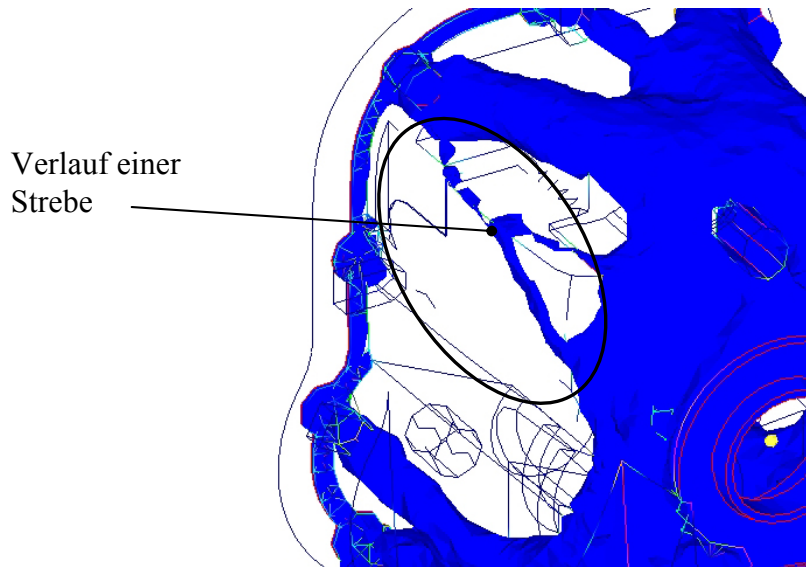


Abbildung 6.13: Darstellung des Designvorschlags mit dem Parameter  $discrete = 2$

Die Ergebnisse mit der Einstellung *mindim* lieferte nicht den gewünschten Effekt, eine klarere Struktur zu erhalten, siehe Abbildung 6.14. Eine Struktur war zwar schon bei geringeren Werten für die relative Dichte zu erkennen, als bei den Ergebnissen ohne den Parameter *mindim*, gleichzeitig nahm die Struktur flächig ab und der Übergang von viel dargestellten Material zu überhaupt keinem Material war sehr scharf. Somit konnte für die spätere Interpretation des Designvorschlags nur schwer ermittelt werden, ob es sich um tragende Bereiche des Gehäuses handelt.

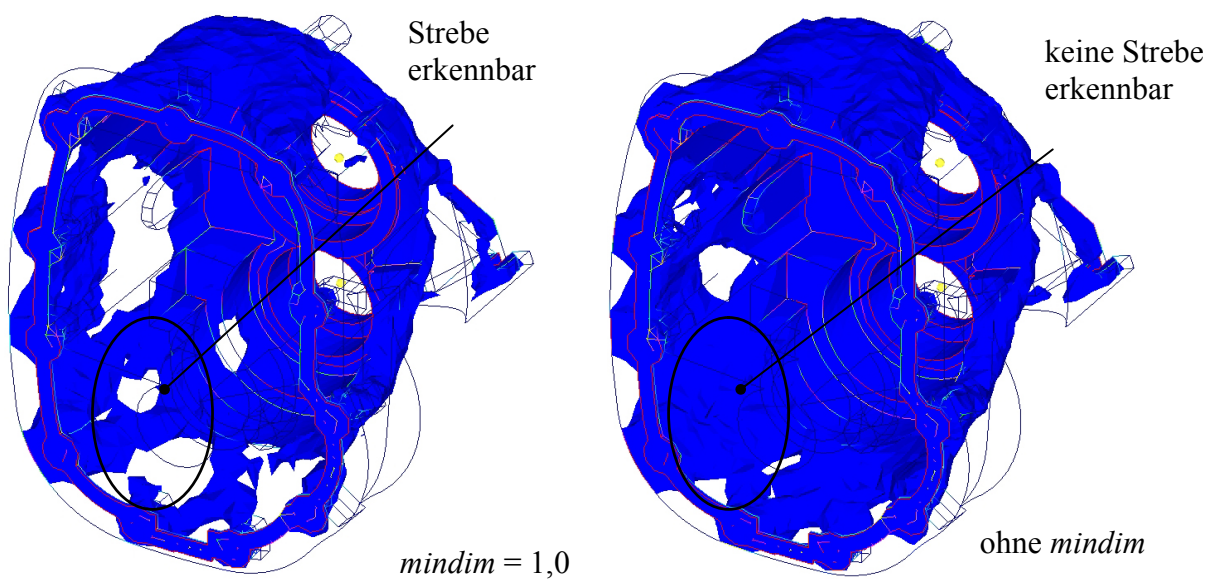


Abbildung 6.14: Designvorschlag relative Dichte 0,35



Auf den folgenden Bildern, siehe Abbildung 6.15, sind Vergleiche zwischen den Berechnungen ohne und mit dem Parameter *mindim* dargestellt.

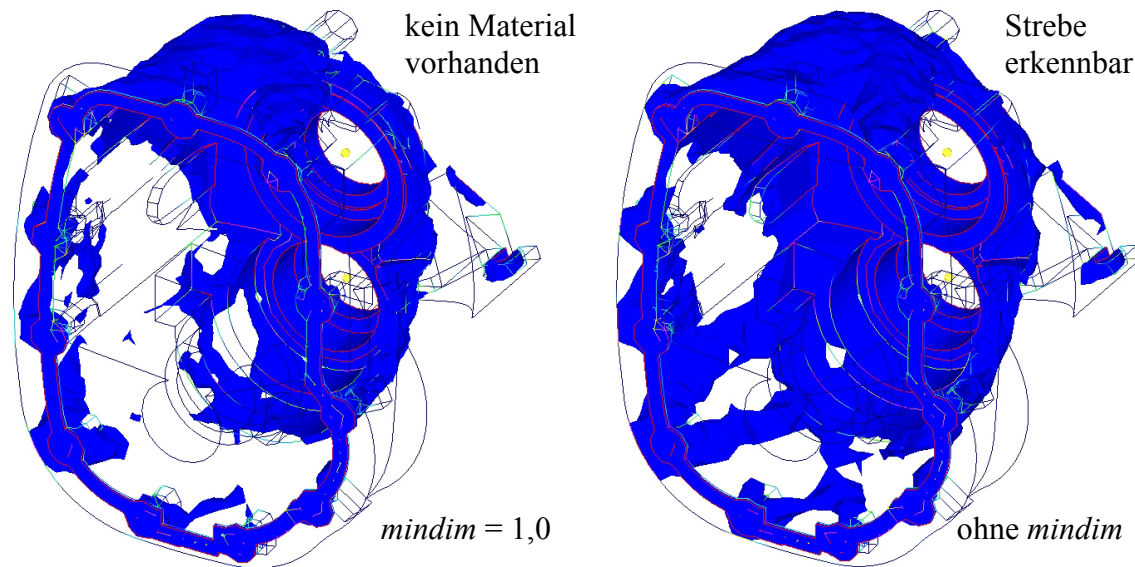


Abbildung 6.15: Designvorschlag für die relative Dichte 0,55

#### 6.2.4 Erkenntnisse aus den Designvorschlägen

Die verschiedenen Ergebnisse der Topologieoptimierung führten zu verschiedenen Designvorschlägen, wobei die Ergebnisse mit der Einstellung des Parameters *mindim* untereinander sehr ähnlich waren. Die Resultate mit der Einstellung des Parameters *discrete* waren ebenfalls untereinander ähnlich. Um deutlichere Unterschiede in der Optimierung zu erhalten, müssen die Werte der Optimierungsparameter deutlich variieren.

Für die spätere Konstruktion wurde der Designvorschlag mit der Einstellung *discrete* = 2 gewählt. Für zukünftige Topologieoptimierungen kann unter ähnlichen Bedingungen (Bauteildimension, Elementgröße, Belastung) auf die Untersuchung dieser Parametervariationen verzichtet werden, da diese keine Verbesserung des Ergebnisses liefern. Auch auf weitere Einstellungen des Parameters *discrete* kann dann verzichtet werden. Somit bleiben zwei sinnvolle Simulation übrig. Diese sind eine Berechnung mit den Standardeinstellungen sowie eine Simulation mit dem Parameter *discrete* = 2.

#### 6.2.5 Werkstoffvariation

Für die Optimierung des Getriebegehäusedeckels wurden zusätzlich noch die Werkstoffe Stahl und Magnesium verwendet. Die Materialeigenschaften für Stahl waren E-Modul 210.000 N/mm<sup>2</sup> und Querkontraktionszahl 0,3 und für Magnesium E-Modul 40.000 N/mm<sup>2</sup> und Querkontraktionszahl 0,33. Aus den vorhergehenden Erfahrungen für die Optimierungsparameter wurde die Simulationen mit den Standardeinstellungen und *discrete* = 2 gerechnet.

Die Variation des Materials ergab aufgrund des linearen Optimierungsalgorithmus' wie zu erwarten keine signifikante Veränderung des Optimierungsergebnisses. Die Struktur der sich ausbildenden Streben war untereinander meist sehr ähnlich. Allerdings bot eine Optimierung

mit höherem E-Modul teilweise Vorteile bei der Interpretation des Ergebnisses durch die klarere Ausbildung von einzelnen Streben, siehe Bild Abbildung 6.16 und Abbildung 6.17.

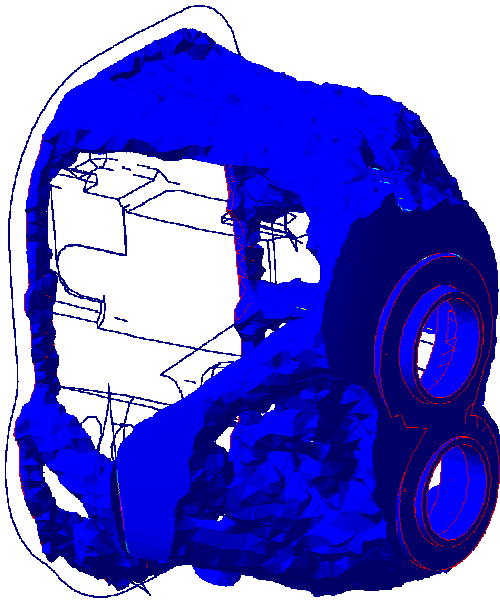


Abbildung 6.16: Ergebnis der Topologieoptimierung für Aluminium (für einen einzelnen Lastfall)

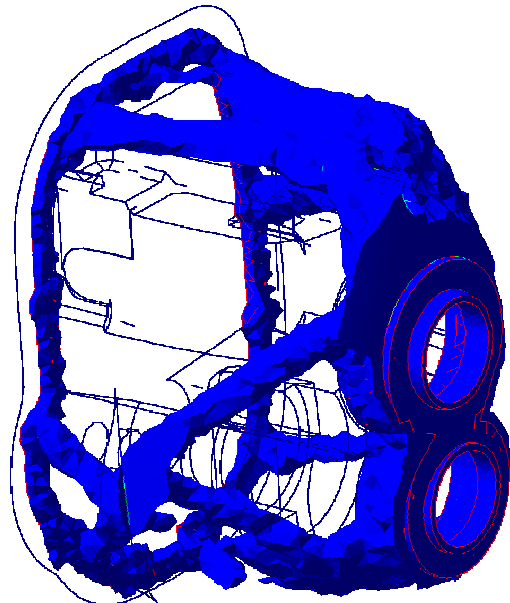


Abbildung 6.17: Ergebnis der Topologieoptimierung für Stahl (für einen einzelnen Lastfall)

Zum Vergleich sind alle drei simulierten Werkstoffe bei gleichem Wert für die relative Dichte auf Abbildung 6.18 und Abbildung 6.19 zu sehen.

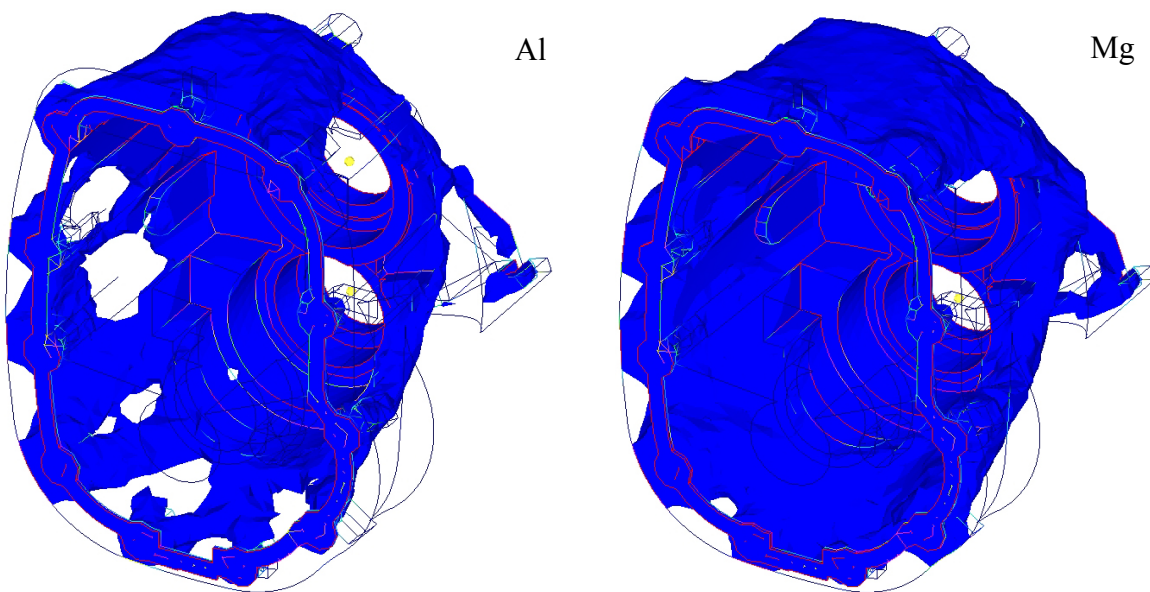


Abbildung 6.18: Ergebnis der Designvorschläge mit verschiedenen Werkstoffen (Al, Mg) bei einer relativen Dichte von 0,45

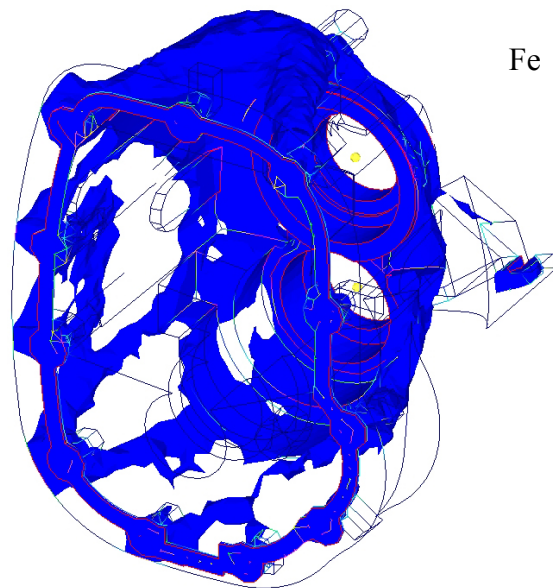


Abbildung 6.19: Ergebnis des Designvorschlags mit dem Werkstoff Fe bei einer relativen Dichte von 0,45

Wie zu erwarten war, sind bei dem Designvorschlag mit dem Werkstoff Magnesium aufgrund des geringsten E-Moduls die Materialanhäufungen am größten. Im Gegensatz dazu sind die Materialanhäufungen bei dem Modell aus Stahl, mit dem größten E-Modul, am geringsten.

Alle weiteren Rechnungen wurden standardmäßig mit den Materialwerten von Aluminium als dem gebräuchlichsten Gehäusewerkstoff durchgeführt.

### 6.2.6 Neukonstruktion im CAD-System

Mit dem Ergebnis aus *Optistruct* wurde ein neues Gehäuse mit *ProEngineer* konstruiert. Zu Beginn der Konstruktion konnten der Flansch, die Lagersitze der Vorgelege- und Ausgangswelle sowie die Sitze für die Anbringung im Fahrzeug übernommen werden. Diese Bereiche des Getriebes durften nicht verändert werden, siehe Abbildung 6.20.

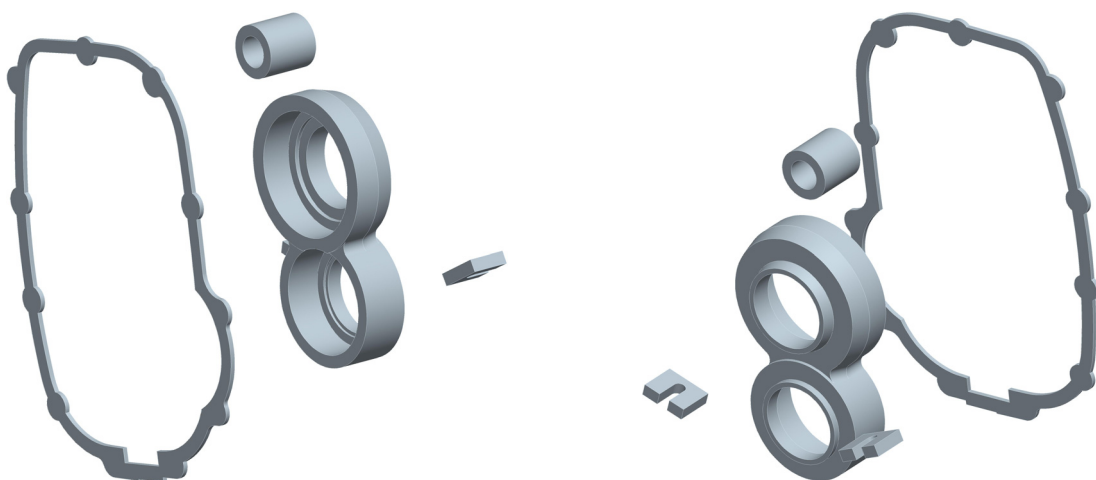
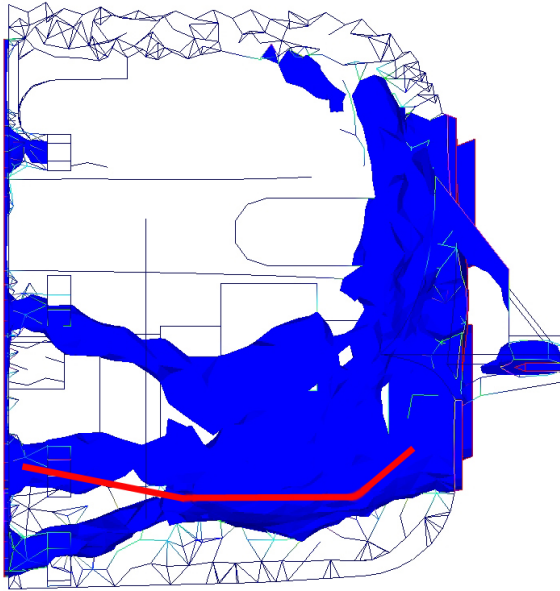
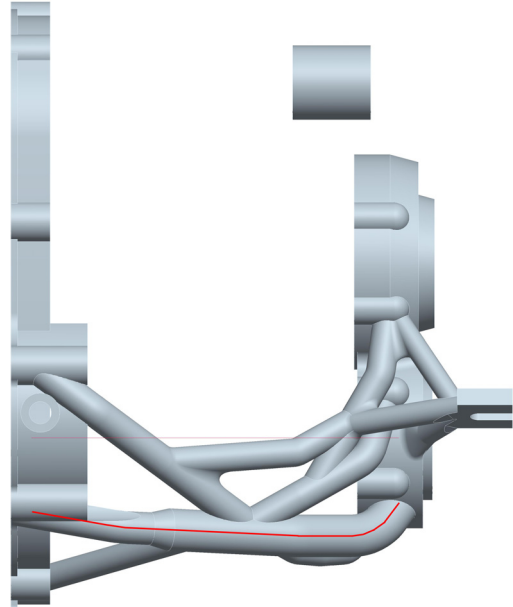


Abbildung 6.20: Ausgangssituation für die Konstruktion

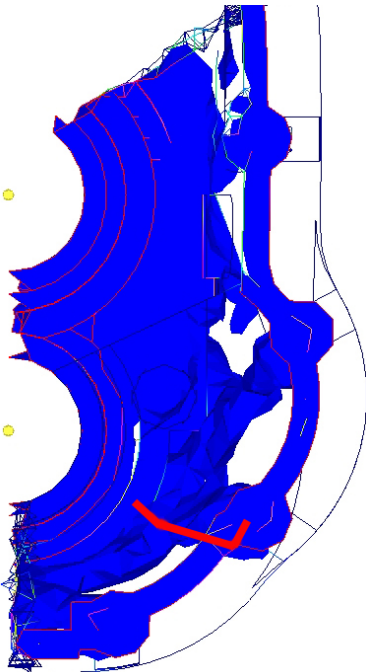
Anhand der Optimierungsergebnisse wurde für das Getriebe ein neuer Gehäusedeckel als offene Skelettstruktur konstruiert, siehe Abbildung 6.21. Dafür wurden Kreisquerschnitte an Leitlinien entlang gezogen. Die dadurch entstanden Streben ergaben dann die tragende Struktur des Gehäuses.



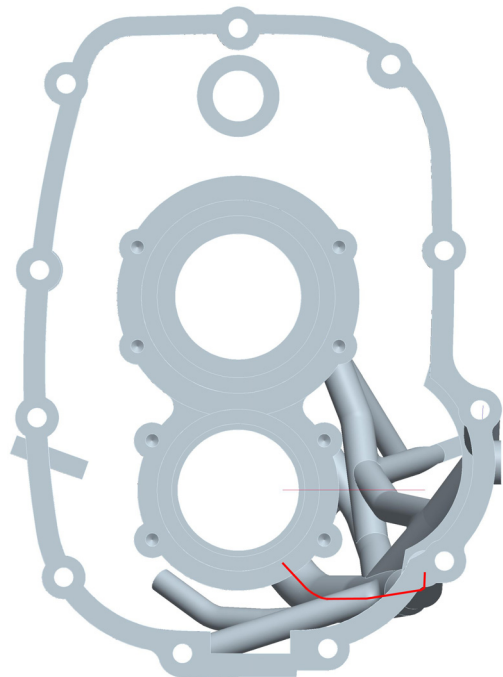
Seitenansicht des Gehäusedeckels:  
Strebenverlauf der Topologieoptimierung



abgeleitete Strebe im CAD-System



Vorderansicht des Gehäusedeckels:  
Strebenverlauf der Topologieoptimierung



abgeleitete Strebe im CAD-System

Abbildung 6.21: Entstehung der Neukonstruktion anhand der Topologieoptimierung

Der Verlauf der Leitlinien wurde in zwei Schritten gezeichnet. In *HyperMesh* wurden wegen der besseren Darstellung Teilbereiche des Modells ausgeblendet. Es wurde eine Ansicht des Designvorschlags gewählt, die den Verlauf einer Strebe in einer Ebene darstellt. Dieser Verlauf wurde in der gleichen Ansicht in *ProEngineer* als Skizze dargestellt. Anschließend wurde eine weitere Ansicht gewählt, und zwar in einer Ebene, die um  $90^\circ$  gedreht ist, und wiederum in *ProEngineer* dargestellt. Aus diesen beiden Skizzen konnte mit Hilfe von Punkten eine räumliche Leitkurve erstellt werden, an welcher dann ein Kreisquerschnitt entlang gezogen werden konnte. Die Lage und Stärke der Streben wurde visuell anhand der Topologieoptimierung festgelegt.

### 6.3 Durchführung der Formoptimierung

Für das neu zu konstruierende Getriebegehäuse war es notwendig, die Durchmesser der Streben genauer an die Belastungen anzupassen. Dazu wurde die neue Konstruktion wieder in die Optimierungsumgebung importiert und dort global eine Shapeoptimierung des neuen Skelettgehäuses vorgenommen

Dafür mussten die Arbeitsschritte, die schon für die Topologieoptimierung notwendig waren, um das Bauraummodell vorzubereiten, wiederholt werden. Das *ProEngineer* Modell der Neukonstruktion wurde in die Optimierungsumgebung importiert und neu vernetzt. Es entstand ein Netz mit ca. 35.000 Elementen. Die Belastung des Getriebegehäuses wurde bei diesem Modell genau wie bei dem Bauraummodell aufgebracht, siehe Abbildung 6.7 und Abbildung 6.8.

Aufgrund der hohen Anzahl der zu definierenden Design-Knoten („handles“), wurde die Auswahl automatisch in *HyperMesh* erstellt. Die Design-Knoten sind als gelbe Kugeln in Abbildung 6.22 zu erkennen. Anschließend mussten die Design-Knoten, die in nicht zu optimierenden Bereichen lagen, gelöscht werden. Wieder von der Optimierung ausgeschlossen waren der Flansch, die Lagersitze der Wellen und die Halterung für die Anbringung am Fahrzeug.

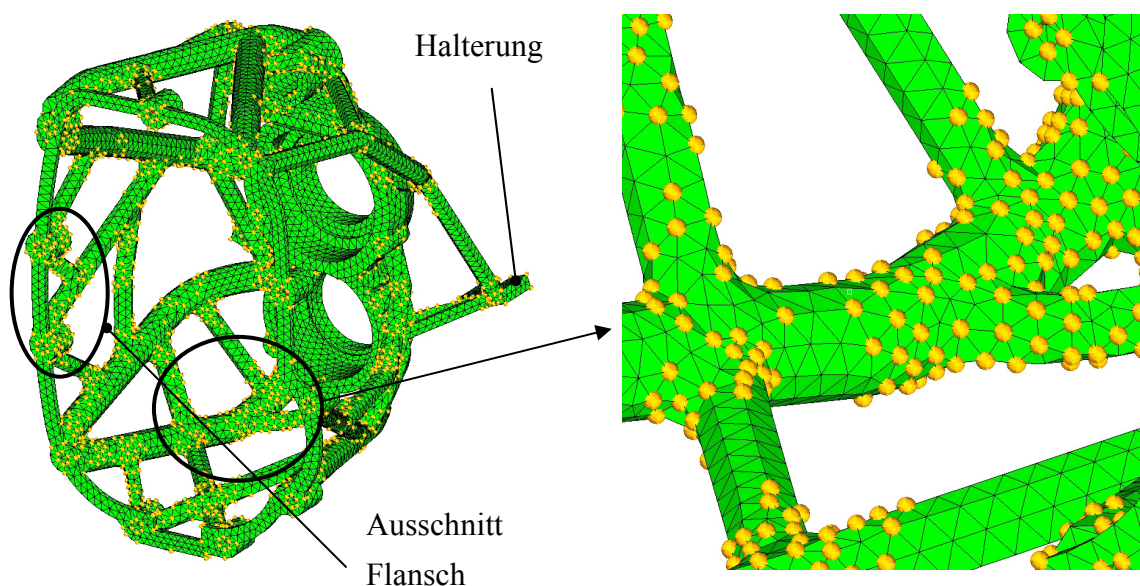


Abbildung 6.22: FE-Modell mit Design-Knoten

Die in Abbildung 6.23 und Abbildung 6.24 eingekreisten Design-Knoten sind Beispiele für gelöschte *Handles*.

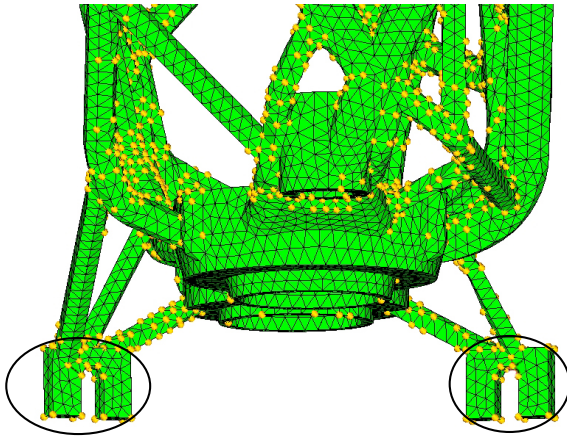


Abbildung 6.23: Ansicht der Halterung

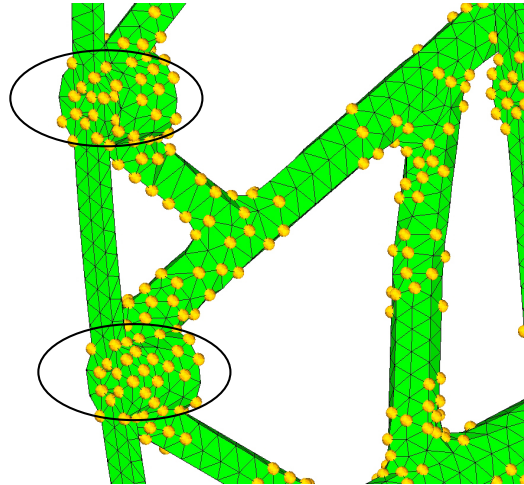


Abbildung 6.24: Ausschnitt des Flansch

Es wurden zwei Optimierungen durchgeführt. Bei der ersten wurde eine maximale Verschiebung der Design-Knoten in x-, y- und z-Richtung von jeweils 3 mm angegeben. Bei der zweiten Optimierung wurde eine Verschiebung der Knoten in Normalenrichtung zur Bauteiloberfläche von 3 mm angegeben. Eine größere Verschiebung war nicht möglich, da sie zu einer deutlich größeren Verzerrung der Elemente führt und dadurch die Berechnung nicht mehr konvergiert. Die Winkel der Elemente werden bei der Verschiebung zu groß bzw. zu klein.

Zielfunktion war wieder, das Volumen zu minimieren. Und als Randbedingung wurde erneut eine maximale Verschiebung der Knoten angegeben, die bereits bei der Topologieoptimierung verwendet wurde, siehe Tabelle 6.3.

Die Ergebnisse der Optimierungen wurden dazu verwendet die Geometrie des konstruierten Gehäuses in *ProEngineer* anzupassen. Es war leider nicht möglich das nach der Simulation erhaltene FE-Modell direkt in *ProEngineer* zu importieren, da keine glatten Oberflächen und keine einfachen Geometrien entstehen.

Auf Abbildung 6.25 ist das FE-Modell vor der Optimierung in grau dargestellt zu sehen. Dem überlagert ist das Ergebnis der Shapeoptimierung, in grün dargestellt, mit der Verschiebung in Normalenrichtung. Es ist zu erkennen, dass die Shapeoptimierung teilweise ein verzerrtes Netz als Ergebnis liefert. Zu sehen ist auch, dass die Form sich von der Form vor der Shapeoptimierung unterscheidet und die Durchmesser der Streben größer bzw. kleiner geworden sind. Diese Informationen wurden dann in *ProEngineer* dazu verwendet, die Geometrie manuell anzupassen.

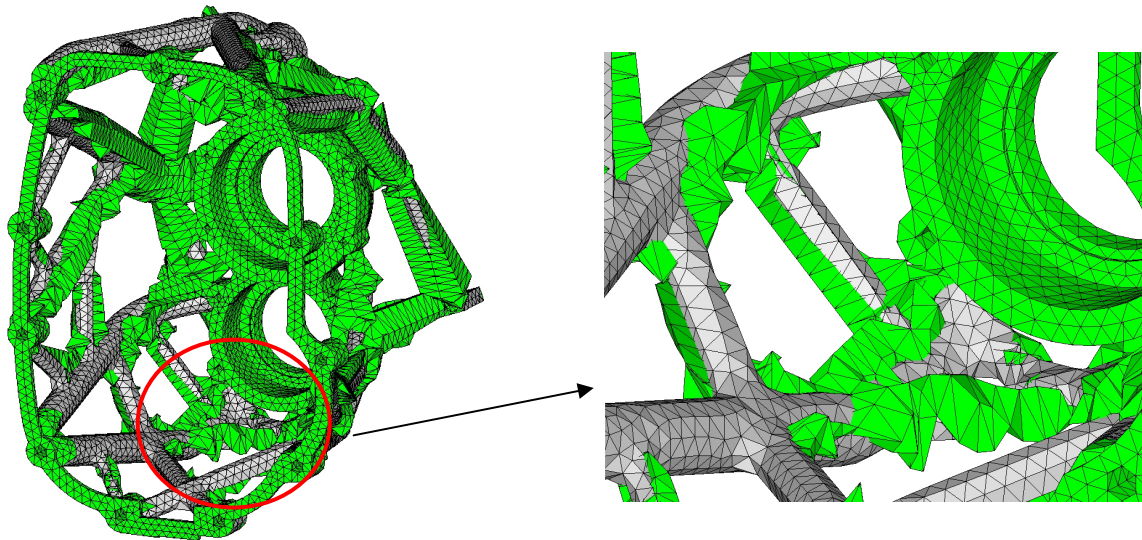


Abbildung 6.25: Ergebnis der Shapeoptimierung (Verschiebung in Normalenrichtung)

Für die Simulation mit der Verschiebung in alle drei Achsrichtungen ergab sich eine deutlich kürzere Rechenzeit von ca. 10 min, im Vergleich dazu benötigte die Simulation mit der Verschiebung in Normalenrichtung knapp über eine Stunde. Das Ergebnis mit der Verschiebung in die Achsrichtung ergab aber ein noch stärker verzerrtes Netz, deshalb wurde für die Anpassung der Geometrie in *ProEngineer* das Ergebnis der Normalenverschiebung verwendet. In der Abbildung 6.26 ist ein kleiner Bereich beispielhaft für die Netzverzerrung der Verschiebung in die Achsrichtung dargestellt.

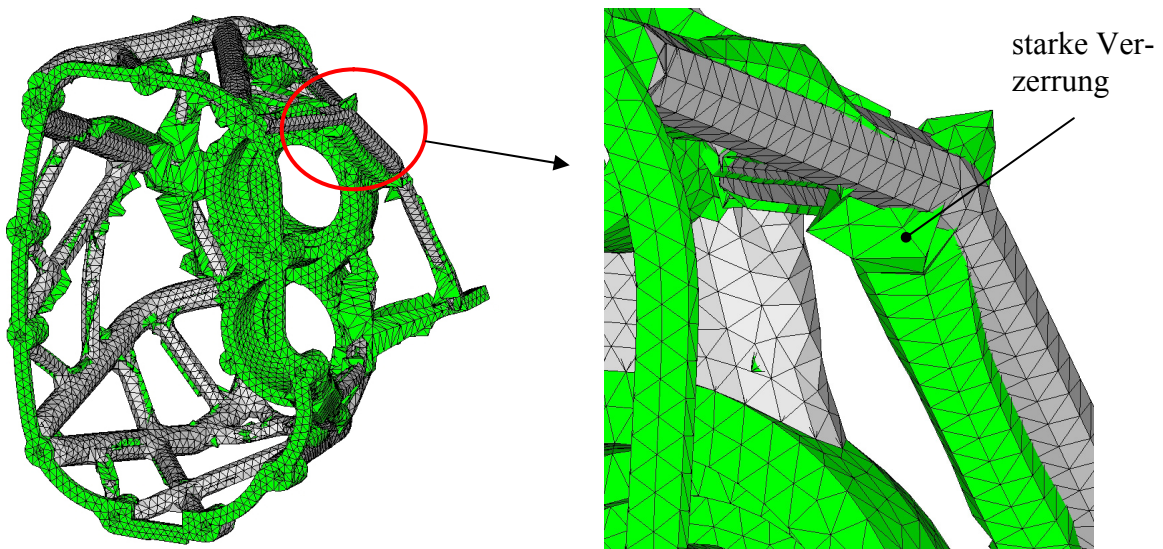


Abbildung 6.26: Ergebnis der Shapeoptimierung (Verschiebung in  $x$ -,  $y$ -,  $z$ -Richtung)

## 6.4 Fazit der Untersuchung des Getriebes in Standardbauweise

Basierend auf den Ergebnissen der Formoptimierung wurde das Gehäusemodell nochmals angepasst. Das derart optimierte Gehäuse wurde dann für die Lastfälle mit der höchsten Beanspruchung mittels FE nachgerechnet. Dabei wurden die Lastfälle 1. Gang und Rückwärts-Gang jeweils im Zug- und Schubbetrieb mit den Motorlagerkräften (siehe Abbildung 6.27) einmal nach oben und einmal nach unten berücksichtigt.

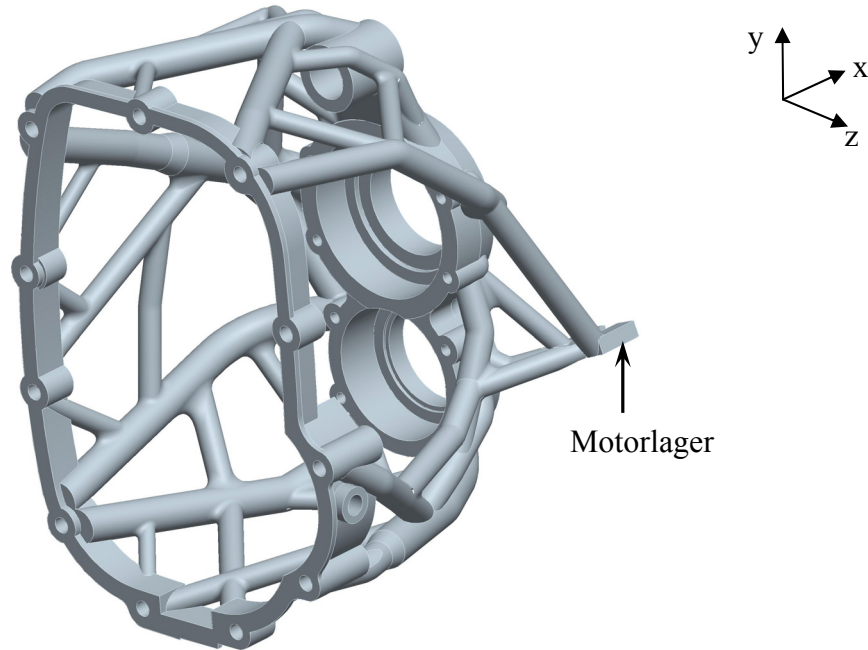


Abbildung 6.27: Gesamtansicht des optimierten Gehäusedeckels mit Angriffspunkt der Motorlagerung

Diese FE Rechnungen zeigten bei einzelnen Lastfällen lokal Spannungen, die über der Streckgrenze des Gehäusewerkstoffs lagen, insbesondere an Stellen mit Kerbwirkung. Beispielhaft ist in Abbildung 6.28 eine Stelle dargestellt, die vor der Optimierung im Lastfall 2 (Rückwärts-gang im Schubbetrieb bei Last auf das Motorlager von oben“ (R-S-O)) eine von-Mises Spannung von  $>400$  MPa zeigte. Nach der Optimierung beträgt die Spannung an dieser Stelle nur noch 150 MPa.

Diese Stellen lokaler hoher Spannung wurden anschließend nochmals optimiert. So wurde der Gehäusedeckel durch größere Radien an Verrundungen sowie auch durch zusätzliche Streben verstärkt, siehe Abbildung 6.29 und Abbildung 6.30.

Das so entstandene Skelettmodell weist mit 2,23 kg ein im Vergleich zum Original um 28% verringerte Masse auf.

Die Materialauslastung des Skelettdeckels war mit maximal 90 MPa im 1. Gang und 140 MPa im R-Gang höher als beim Originaldeckel mit 51 MPa im 1. Gang und 127 MPa im R-Gang. Allerdings lagen die Spannungen alle weit unterhalb der Streckgrenze und nur im Bereich der Wellenlagerungen und der Flanschverschraubungen lagen sie über 100 MPa. Die Spannungen



in den Streben lagen mit im Schnitt 20-80 MPa deutlich darunter. Mit einem Versagen im Betrieb ist somit nicht zu rechnen ist.

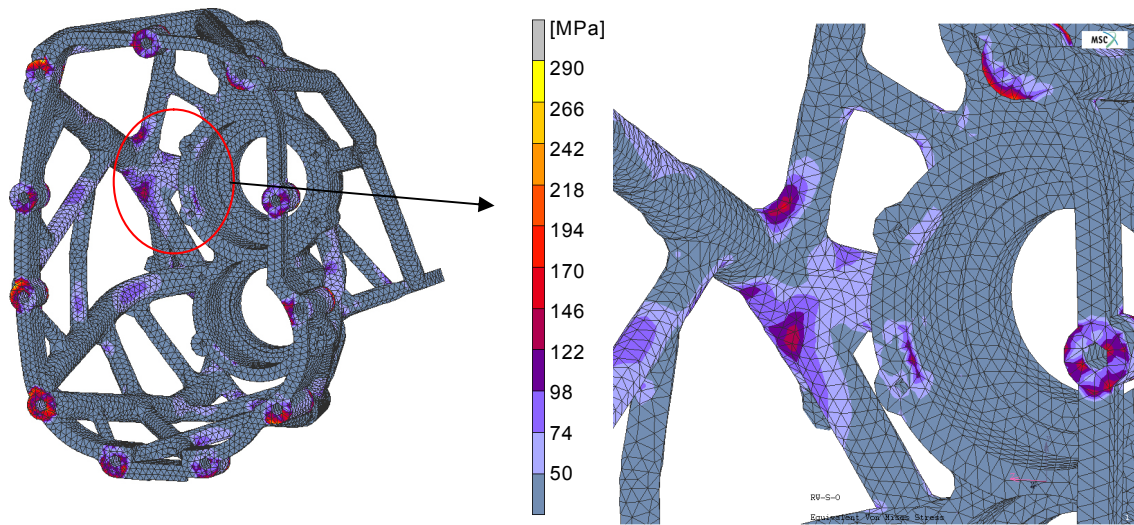


Abbildung 6.28: Lokal hohe Spannungen im Lastfall für R-S-O

Die Verschiebungen der Lagerstellen des Skelettgehäuses liegen über denen des Originalgehäuses. Je nach Lastfall liegen die Absolut-Verschiebungen der Lagerstellen der Ausgangswelle und der Vorgelegewelle am Skelettgehäuse zwischen 0,17 mm und 0,40 mm. Am Originalgehäuse liegen die Absolut-Verschiebungen zwischen 0,05 mm und 0,21 mm je nach Lastfall. Die Verschiebungen am Original- und am Skelettdeckel bilden sich je nach Lastfall immer äquivalent aus, d. h. im gleichen Lastfall treten an beiden Deckeln die jeweils größten bzw. kleinsten Verschiebungen auf.

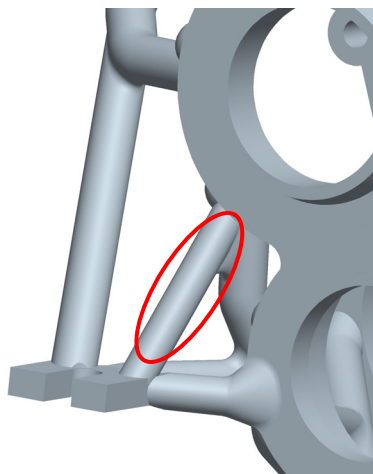


Abbildung 6.29: Zusätzlich angebrachte Strebe am Gehäuse-Deckel (rot markiert)

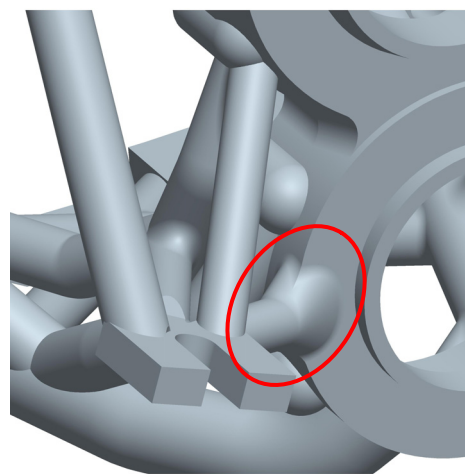


Abbildung 6.30: Vergrößerte Verrundung (rot markiert)

Die Verschiebungen in x-Richtung (Axial-Richtung, siehe Abbildung 6.30) sind im Hinblick auf negative Einflüsse für die Lager aufgrund der Fest-/Loslagerung der Wellen unkritisch. Für

die Verzahnung ist die x-Verschiebung auch weniger kritisch zu bewerten als die Verschiebungen in y und z Richtung, die direkten Einfluss auf den Achsabstand und die Winkligkeit der Verzahnung haben.

Die Auslenkung in y-Richtung am Originalgehäuse liegt im 1. Gang zwischen 0,03 mm und 0,06 mm, im R-Gang zwischen 0,02 mm und 0,09 mm. Beim Skelettgehäuse liegt die Auslenkung in y-Richtung im 1. Gang zwischen 0,12 mm und 0,19 mm, im R-Gang zwischen 0,1 mm und 0,37 mm. Dabei werden Vorgelegewelle und Ausgangswelle durch die Kräfte an der Motorlagerung in die gleiche Richtung ausgelenkt, diese hat also keinen Einfluss auf den Achsabstand der Wellen. Der Achsabstand beim Skelettgehäuse bewegt sich im gleichen Bereich wie der des Originalgehäuses (0,02 mm bis 0,09 mm, je nach Lastfall), so dass nicht mit einer Verschiebung des Eingriffspunkts zu rechnen ist.

Der Anstellwinkel der Wellenlager wird durch die größere y-Verschiebung der Abtriebsseite des Skelettgehäuses auch vergrößert, liegt aber mit max.  $0^{\circ}4'33''$  noch innerhalb der von Lagerherstellern vorgegebenen Toleranzen (z. B. Lagerserie 160: max.  $2'-10'$ ). Das Originalgehäuse liegt hier bei max.  $0^{\circ}1'5''$ .

Die Verschiebungen in z-Richtung bewegen sich am Originalgehäuse im 1. Gang im Bereich von 0,05 mm bis 0,1 mm, am Skelettgehäuse im Bereich von 0,06 mm bis 0,2 mm. Für den R-Gang ergeben sich am Originalgehäuse Verschiebungen im Bereich von 0,03 mm bis 0,2 mm, am Skelettgehäuse liegen die Verschiebungen zwischen 0,04 mm und 0,34 mm.

## 7 Experimentelle Untersuchungen

Im folgenden Kapitel werden die durchgeführten experimentellen Untersuchungen vorgestellt.

### 7.1 Vermessung von Kunststoff Rapid Prototyping Modellen

Zur Absicherung der FE-Simulationen der Gehäuse wurde eine Reihe von Untersuchungen mit Rapid-Prototyping (RP) Modellen durchgeführt. Um die Vergleichbarkeit der experimentell ermittelten Verformungen von RP-Modellen mit den gemessenen Verformungen realer Gehäuse und den berechneten Verformungen aus FE-Rechnungen zu überprüfen, wurde eine Voruntersuchung angestellt [34].

In dieser Voruntersuchung wurden zwei beispielhafte Gehäusedeckel untersucht. Die untersuchten Deckel entsprechen dabei einem konventionellen Gehäusedeckel und einem beispielhaften Deckel in Skelettausführung.

Beide Varianten wurden zum einen mittels FE-Rechnungen auf ihre Verformungen bei verschiedenen Torsionsbelastungen untersucht. Zum anderen wurden beide Modelle als Fused-Deposition-Modelling (FDM-) Modelle (siehe Abbildung 7.1 und Abbildung 7.2) auf der institutseigenen RP-Maschine aus ABS-Kunststoff (Markenname *FDM400* von *Stratasys*) hergestellt.



Abbildung 7.1: Konventioneller Deckel  
(Ansicht von oben)



Abbildung 7.2: Skelettdeckel (Ansicht von unten, mit Stützkonstruktion)

Die Bauteilgeometrieerzeugung erfolgt beim Fused Deposition Modelling durch das Extrudieren eines mit Hilfe einer verfahrbaren Heizdüse geschmolzenen drahtförmigen thermoplastischen Ausgangswerkstoffes, siehe Abbildung 7.5. Das auf einer Spule aufgewickelte Ausgangsmaterial wird der von einem Plottermechanismus geführten Heizdüse zugeführt und auf eine knapp über dem Schmelzpunkt liegende Temperatur aufgeheizt. Das geschmolzene Material wird dann auf die Trägerplattform bzw. die zuvor erzeugte Schicht extrudiert, wobei der Spalt zwischen Düsenspitze und Untergrund eine Abflachung des runden Materialquerschnitts bewirkt. Die Schichtdicke liegt entsprechend dem jeweiligen Anwendungsfall zwischen 0,025 mm und 1,25 mm, die Wandstärke zwischen 0,22 mm und üblicherweise 6 mm.

Die beiden so erzeugten Kunststoffmodelle wurden mit der gleichen Torsionsbelastung wie in der FE-Berechnung belastet und dann auf einer 3D-Koordinaten-Meßmaschine vermessen, siehe Abbildung 7.3 und Abbildung 7.4. Dabei wurden als Messpunkte polierte Stahlkugeln auf die Gehäuse geklebt, deren Mittelpunkte sich mit der Koordinatenmessmaschine einfach und reproduzierbar errechnen lassen.

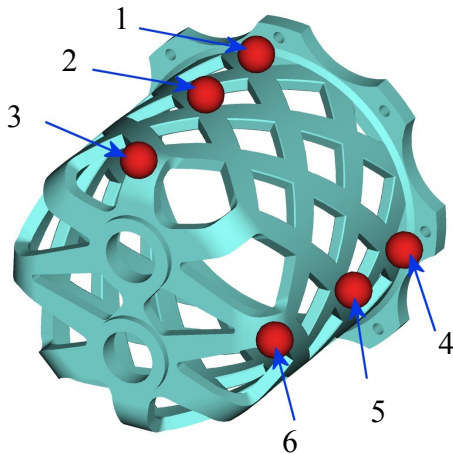


Abbildung 7.3: Skelett-Gehäuse mit den sechs Messpunkten für die Koordinatenmessmaschine

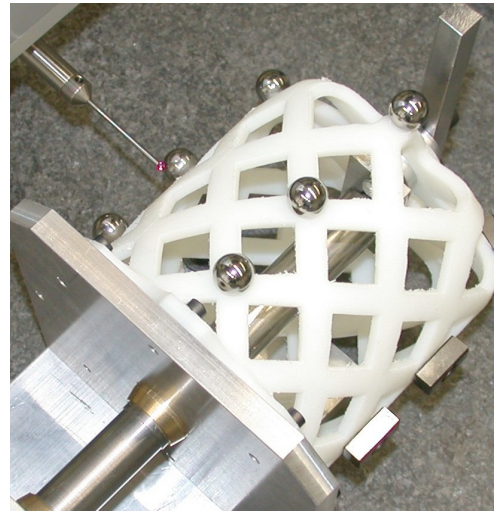


Abbildung 7.4: Vermessung des Skelett-Modells in der 3D-Koordinaten-Messmaschine

Die experimentellen Messungen wurden für jeden Lastfall 5-mal durchgeführt. Dabei zeigte sich, dass die Versuchsergebnisse gut reproduzierbar sind. Die aufgetretenen Standardabweichungen der einzelnen Messpunkte lagen bei 1% bis maximal 6%. Beispielhaft sind hier die Streuungen der Messungen am Skelettmodell bei einem Moment von 50 Nm in Abbildung 7.6 dargestellt.

Für den Vergleich mit den gemessenen Werten wurden die mittels FE berechneten Verformungen als Basis herangezogen. Entgegen der aus der Literatur [32] erwarteten Übereinstimmung zwischen gemessenen RP-Modellen und FE Berechnungen wurden bei dieser Untersuchung deutliche Abweichungen festgestellt.

Beispielhaft sind in Abbildung 7.7 und Abbildung 7.8 die gemessenen und berechneten Werte für je einen Messpunkt des Standard- und des Skelettmodells dargestellt. Dabei sind die gemessenen Verschiebungen jeweils mit *Zeiss* benannt, die berechneten Verschiebungen mit *MARC*.

Wie aus Tabelle 7.1 (linker Teil) ersichtlich, liegen die gemessenen Verschiebungen *des Standard ABS-Modells* durchweg über den mittels FE berechneten Werten. Die Unterschiede reichen von 109 % für Messpunkt 3 bei 80 Nm bis zu 217 % für Messpunkt 1 bei 20 Nm.

Dabei wurde die berechnete Verschiebung der einzelnen Messpunkte (MARC) immer auf 100% normiert.

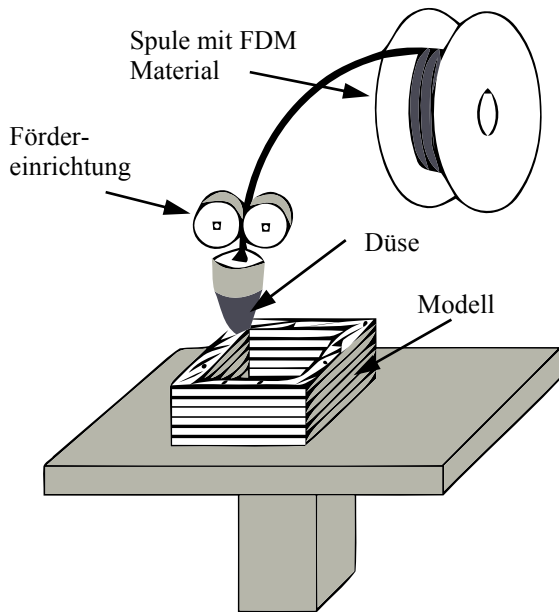


Abbildung 7.5: Funktionsprinzip des Fused Deposition Modelling (FDM)

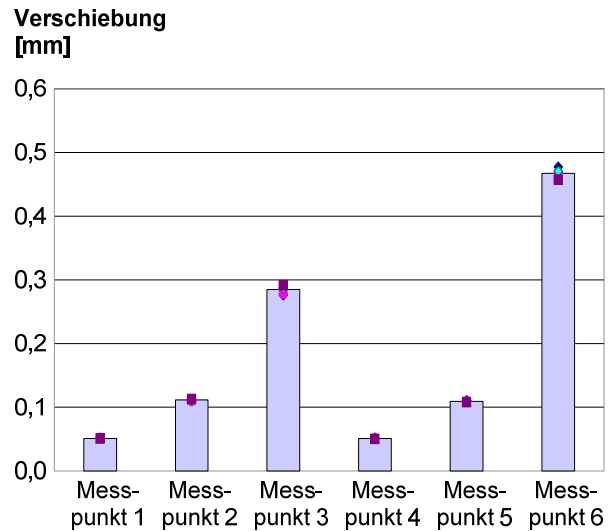


Abbildung 7.6: Streuung der je 5 Messungen bei 50 Nm am Skelett-Modell (blauer Balken = Mittelwert der Messwerte)

Auffallend ist, dass die Abweichungen zwischen den berechneten Verschiebungen und den gemessenen Werten mit steigendem Moment leicht fällt. So fällt beispielsweise die Differenz von Messpunkt 1 von 217 % bei 20 Nm auf 188 % bei 80 Nm ab. Das Verhalten der restlichen Messpunkte zeigt sich ähnlich.

Weiterhin ist bemerkenswert, dass die Differenzen stark vom betrachteten Messpunkt abhängen. Für die beiden Messpunkte nahe am Flansch, Messpunkt 1 und Messpunkt 4 (vergleiche Tabelle 7.1) sind mit 145 % bis 217 % recht große Differenzen zwischen Messung und Berechnung zu verzeichnen. Für die am weitesten vom Flansch entfernten Punkte 3 und 6 hingegen liegen die Differenzen bei 109 % bis maximal 125 %.

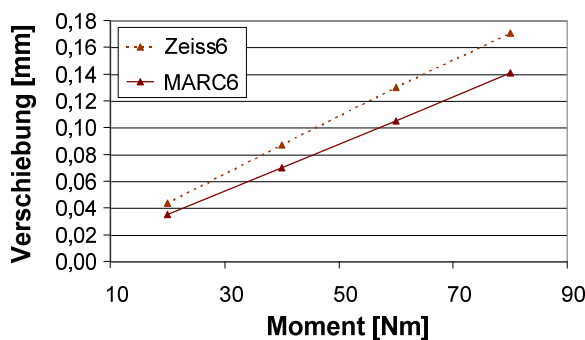


Abbildung 7.7: Vergleich Messung - Berechnung für Standardmodell

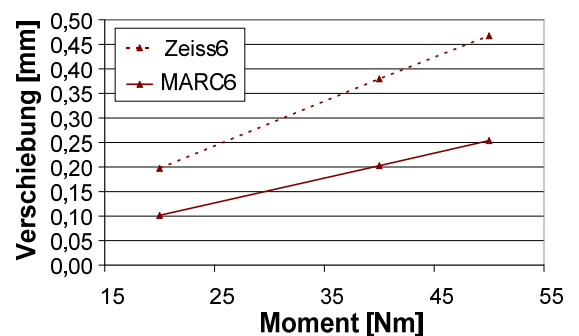


Abbildung 7.8: Vergleich Messung - Berechnung für Skelettmodell

Für das Skelett-Modell stellt sich die Situation uneinheitlich dar. Wie aus Tabelle 7.1 (rechter Teil) zu entnehmen ist, liegen die Verschiebungen mit 79 % für Messpunkt 2 bei 20 Nm bis

99 % für Messpunkt 5 bei 40 Nm teilweise unter den berechneten Werten. Die restlichen Messwerte liegen mit 106 % für Messpunkt 5 bei 20 Nm bis zu 194 % für Messpunkt 6 bei 20 Nm teilweise deutlich über den berechneten Werten.

*Tabelle 7.1: Vergleich der Verschiebungen zwischen Messung (Zeiss) und Rechnung (MARC)*

| Prozentuale Verschiebung Zeiss zu MARC [Alu] (=100%) |          |     |     |     |         |     |     |
|--|----------|-----|-----|-----|---------|-----|-----|
| Modell<br>Moment in Nm                               | Standard |     |     |     | Skelett |     |     |
|  | 20       | 40  | 60  | 80  | 20      | 40  | 50  |
| Messpunkt 1  | 217      | 193 | 192 | 188 | 117     | 115 | 114 |
| Messpunkt 2  | 138      | 132 | 133 | 131 | 79      | 81  | 82  |
| Messpunkt 3  | 110      | 110 | 111 | 109 | 89      | 88  | 88  |
| Messpunkt 4  | 176      | 153 | 149 | 145 | 126     | 118 | 117 |
| Messpunkt 5  | 127      | 120 | 119 | 116 | 106     | 99  | 98  |
| Messpunkt 6  | 125      | 124 | 124 | 121 | 194     | 187 | 184 |
| Durchschnitt   | 149      | 139 | 138 | 135 | 119     | 115 | 114 |

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die mit Hilfe von FDM-Modellen gemessenen Verformungen nicht mit ausreichender Genauigkeit auf die berechneten Verformungen übertragbar sind. Aufgrund der uneinheitlichen Messergebnisse ist auch eine Korrektur der Messwerte z. B. durch einen globalen Korrekturfaktor nicht möglich. Aus diesem Grund wurde im weiteren Verlauf der Untersuchungen auf Versuche mit Kunststoff RP-Modellen verzichtet.

Der Grund für die gemessenen Abweichungen ist in den anisotropen Eigenschaften der FDM-Modelle zu finden, die aus dem schichtweisen Aufbau resultieren. Besonders beim Skelettmodell wirken sich aufgrund der dünnen Streben Inhomogenitäten und Fehlstellen im Aufbau stark auf das Verformungsverhalten aus.

## 7.2 Vermessung eines Metall Rapid Prototyping Modells

Um die Belastbarkeit eines nach Kapitel 6 **optimierten Skelett-Gehäuses experimentell** nachzuweisen und die Simulations-Ergebnisse zu verifizieren, wurde am Ende der theoretischen Untersuchungen ein Modell des Gehäusedeckels als Skelettmodell auskonstruiert. Dieser Deckel wurde als Feinguss-Modell aus AlSi9Cu3, dem Werkstoff des Original-Gehäuses, erstellt.

Dieser optimierte Gehäuse-Deckel wurde auf das Originalgetriebe montiert und mit realitätsnahen Lastfällen (1. und R-Gang; jeweils Torsionslast und Querkraft aus Lagerkräften) beaufschlagt.

Das Vorgehen war dabei dem in Kapitel 7.1 ähnlich. Zur Messung der Verformungen wurden polierte Stahlkugeln auf das Gehäuse geklebt. Danach wurde das Getriebe auf der 3D-Koordinaten-Meßmaschine mit den verschiedenen Lastfällen statisch beaufschlagt, und dabei die Verformung an den Kugeln gemessen, siehe Abbildung 7.9 und Abbildung 7.10.

Die gleichen Lastfälle wurden als Vergleich auch auf das Originalgetriebe aufgebracht. Weiterhin wurden beide Getriebevarianten (Original- und Skelettdeckel) noch mittels FE-Simulationen mit den gleichen Lastfällen untersucht. So war ein Vergleich zwischen den Messungen und den berechneten Verschiebungen aus den FE-Simulationen möglich.



Abbildung 7.9: Gehäuse mit montiertem Skelettdeckel

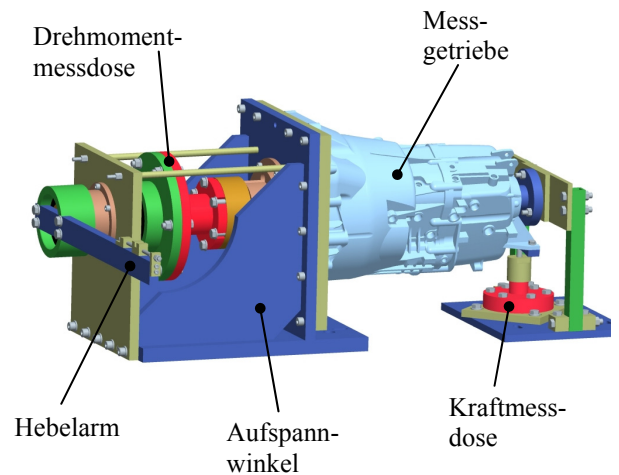
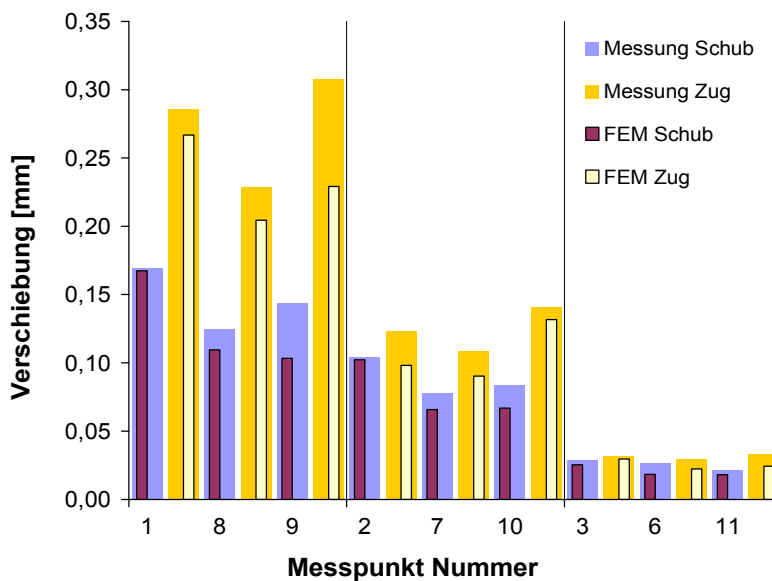


Abbildung 7.10: Versuchsvorrichtung

Dabei zeigten die berechneten Verschiebungen eine relativ gute Übereinstimmung mit den gemessenen Werten. Beispielhaft sind in Abbildung 7.11 die Verschiebungen des Originalgehäuses für den Lastfall 1. Gang Zugbetrieb abgebildet. Die berechneten Verschiebungen lagen im Bezug auf die gemessenen bei 71 % bis 98 %.



Die breiten Balken stellen die gemessenen Verschiebungen dar. Die überlagerten schmalen Balken die entsprechenden berechneten Werte.

Abbildung 7.11: Vergleich von gemessener und berechneter Verschiebung für Originaldeckel bei Lastfall 1. Gang

Als Resümee der oben dargestellten Untersuchungen lässt sich sagen, dass die gemessenen Verschiebungen des Feinguss Gehäusedeckels ausreichend gut zu den berechneten FE-Simulationen passen.

### 7.3 Fazit

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die algorithmusgestützte Topologieoptimierung eine gute Hilfe zur Erstellung von Skelettstrukturen darstellt. Bei der Optimierung von Getriebegehäusen muss aufgrund der vielfältigen und gegenläufigen Lastfälle allerdings mit recht interpretationsbedürftigen Ergebnissen gerechnet werden. Auch ist die Umsetzung der vom Optimierer vorgeschlagenen Strukturen in eine CAD-Geometrie nicht einfach, wie die bei beiden realisierten Skelettgehäusen (Front-Quer- und Standardbauweise) im Vergleich zum Original erhöhten Verschiebungen zeigen.

Unter Berücksichtigung der in dieser Untersuchung bisher nicht betrachteten Lagerstellen für das Schaltgestänge, der Abdichtung der Gehäusefehlstellen, sowie der notwendigen weiteren Steifigkeitsoptimierungen scheint eine Gewichtersparnis von 10 % - 20 % je nach Ausgangsbasis und Anwendungsfall für komplette Getriebegehäuse möglich.



## 8 Abdichtung von Gehäusen

Bei der Abdichtung von Getriebegehäusen können drei verschiedene Dichtstellen unterschieden werden: die Wellendurchtrittstellen, die Gehäusetrennstellen zwischen Kupplungsglocke und Getriebedeckel sowie bei Skelettgehäusen zusätzlich noch die Gehäusefehlstellen in den Wänden.

### 8.1 Wellenabdichtungen

Die Abdichtung der **dynamischen Dichtstellen**, genauer der Wellendurchtrittsstellen am Gehäuse, kann bei Space-Frame-Gehäusen genau wie bei konventionellen Gehäusen erfolgen. Bisher übliche Dichtelemente wie Radialwellendichtringe, PTFE-Manschetten mit Spiralrillen oder druckbelastbare Wellendichtringe sind problemlos auf Space-Frame-Gehäuse übertragbar, da per Definition die Lagerbewegungen und damit die mechanischen Randbedingungen an den Dichtstellen im Vergleich zu konventionellen Gehäusen in der gleichen Größenordnung liegen müssen.

Auch im Hinblick auf den erforderlichen Bauraum sowie das Gewicht der Dichtungen macht eine Optimierung im Hinblick auf Leichtbau keinen Sinn, da das mögliche Potential verschwindend gering ist. So liegt beispielsweise bei einem Wellendurchmesser von 50 mm das Gewicht eines Radialwellendichtringes bei ca. 22 g. Eine mögliche Einsparung könnte sich folglich nur auf wenige Gramm belaufen.

### 8.2 Abdichtung der Gehäusetrennstellen

Die **Abdichtung der Gehäusetrennstellen** von Getriebegehäusen erfolgt heutzutage meist durch Flüssigdichtmittel. Diese haben den Vorteil dass sie vergleichsweise billig sind, die Applikation voll automatisierbar ist, kein Setzen der Dichtverbindung stattfindet und sehr hohe Momente über die Dichtstelle übertragbar sind.

Nachteilig wirkt sich aus, dass zum Funktionieren der Dichtung immer eine bestimmte Mindestpressung an jeder Stelle des Flansches vorhanden sein muss. Bei konventionellen Gehäusen wird diese Mindestpressung durch die durchgehende Gehäusewand über dem Flansch, geringe Schraubenabstände sowie falls nötig durch Verstärkungsrippen an neuralgischen Stellen gewährleistet [27].

Bei Space-Frame-Gehäusen stellt sich aufgrund der Fehlstellen über dem Flansch allerdings eine sehr inhomogene Pressungsverteilung ein, die das Abdichten mit konventionellen Dichtungen erschwert. Stellenweise kann die Pressung auch fast auf Null absinken, siehe Abbildung 8.1 und Abbildung 8.2.

Eine Verbesserung der Pressungsverteilung durch Verringerung des Schraubenabstands oder durch zusätzliche Streben läuft dem Leichtbaugedanken zuwider. Deshalb wurde versucht, die ungleiche Pressungsverteilung durch eine optimierte Dichtung auszugleichen.

Hierzu bietet sich im Besonderen eine Metallsickendichtung an, da hier durch eine Modifikation der Sickengeometrie eine Anpassung an verschiedene Pressungsniveaus möglich ist. Weiterhin haben Metallsickendichtungen den Vorteil, dass kleine Spalte überbrückt werden können und dass sie Fail-Safe Eigenschaften haben, also nach einer Überlastung wieder abdichten können und nicht dauerhaft defekt sind.

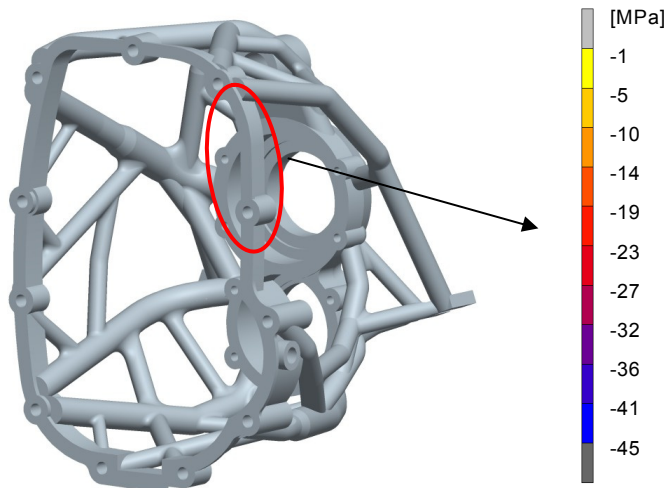


Abbildung 8.1: Prototypen Space-Frame-Gehäuse

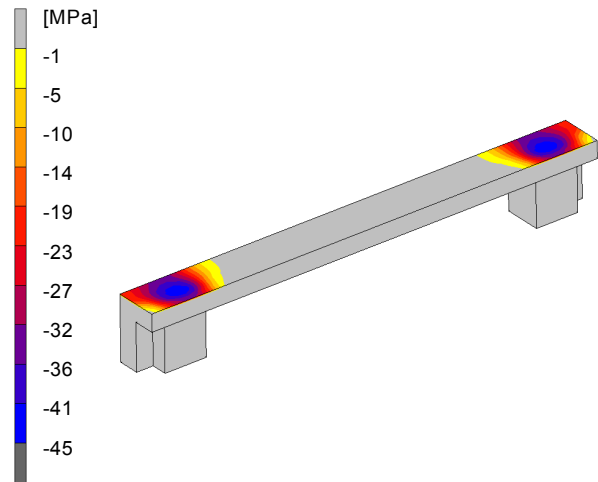


Abbildung 8.2: Pressungsverteilung eines sehr weichen Flansches [contact normal stress]

Das Flanschmodell für die FE-Berechnungen wurde in der Mitte zwischen den Schraubenpfeifen „weicher“ gemacht, um eine möglichst ungleichförmige Pressungsverteilung zu erreichen, siehe Abbildung 8.3 und Abbildung 8.4. Die Metallsickenabdichtung wurde mit einem elastisch-plastischen Materialmodell aus dem Edelstahl 1.4301 modelliert [51].

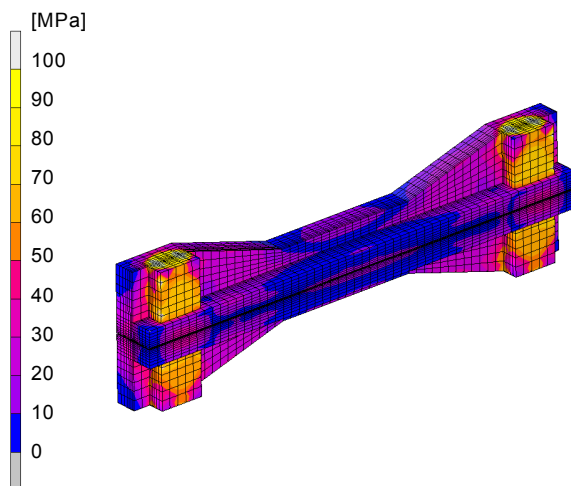


Abbildung 8.3: FE Modell der Flansche

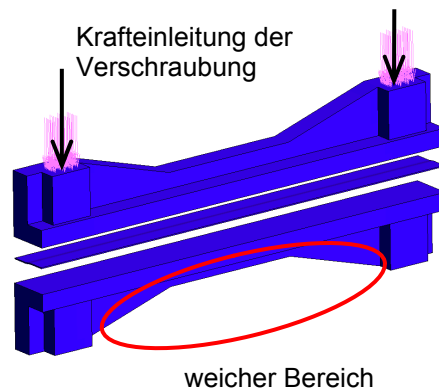


Abbildung 8.4: Position der Schraubenpfeifen

Zur Untersuchung dieser Abdichtmöglichkeit wurde eine Vielzahl von FE-Rechnungen durchgeführt, siehe beispielhaft Abbildung 8.5. Hierbei wurden systematisch die Parameter Sickenform (Halb- und Vollsicke), Sickenhöhe, Sickenbreite sowie Materialstärke variiert und deren Einfluss auf die sich ergebende Flächenpressung untersucht. In Tabelle 8.1 sind die ersten der untersuchten Varianten für eine Sickenform aufgelistet.

| Bezeichnung | Materialstärke D | Sickenbreite B | Sickenhöhe H |
|-------------|------------------|----------------|--------------|
| D020        | 0,20 mm          | 2,0 mm         | 0,25 mm      |
| D035        | 0,35 mm          | 2,0 mm         | 0,25 mm      |
| B15         | 0,25 mm          | 1,5 mm         | 0,25 mm      |
| B25         | 0,25 mm          | 2,5 mm         | 0,25 mm      |
| H035        | 0,25 mm          | 2,0 mm         | 0,35 mm      |
| H045        | 0,25 mm          | 2,0 mm         | 0,45 mm      |
| Referenz    | 0,25 mm          | 2,0 mm         | 0,25 mm      |

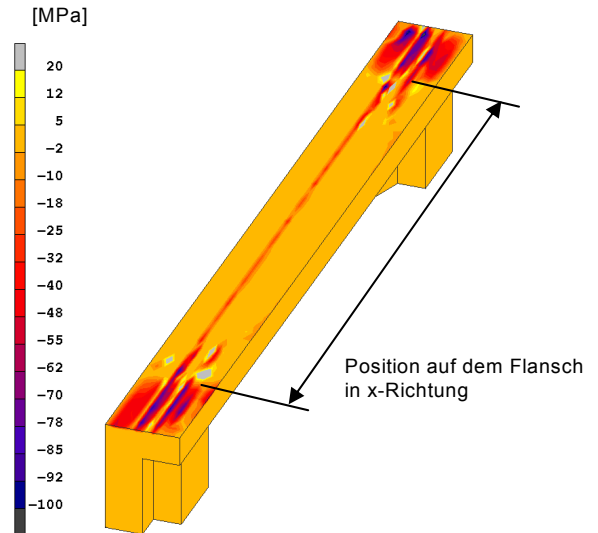


Tabelle 8.1: Untersuchte Dichtungsvarianten bei globaler Parameteränderung

Abbildung 8.5: Darstellung der Normalspannung in Y-Richtung mit der Referenzdichtung

Die Bezeichnung der einzelnen Varianten bezieht sich jeweils auf die Abmessung, die von der Referenzdichtung abweicht. So bezeichnet D020 z. B. eine Dichtung, die eine Materialstärke von 0,20 mm besitzt, siehe dazu die grau unterlegten Felder in Tabelle 8.1.

### 8.2.1 Variation der Materialstärke

Als erstes wurde der Einfluss der Materialstärke untersucht. In Abbildung 8.6 sind die jeweiligen Normalspannungen auf dem Flansch in y-Richtung (senkrecht zum Flansch) dargestellt.

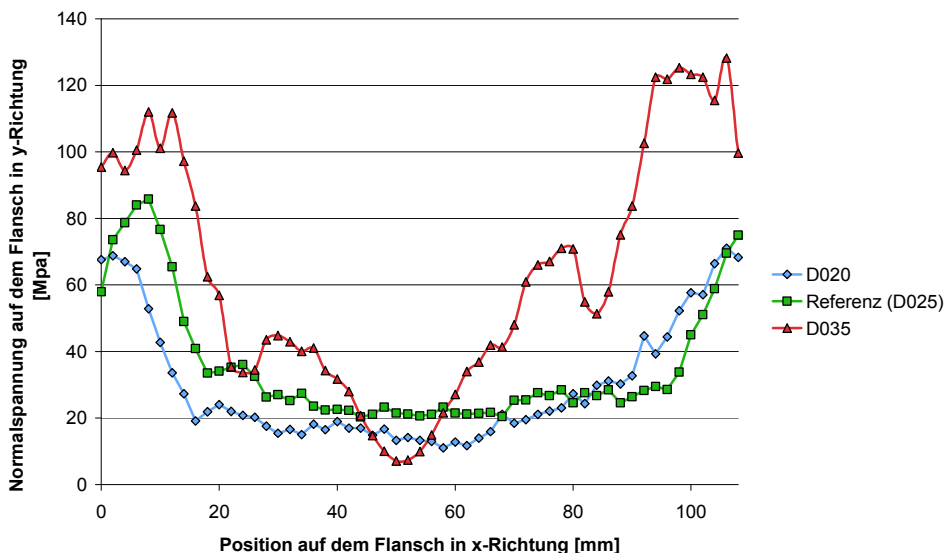


Abbildung 8.6: Pressungsverläufe bei verschiedenen Materialstärken (Dichtungen D020 – Referenz (entspricht D025) – D035)

Deutlich zu sehen ist, dass der grundsätzliche Verlauf der Kurven sehr ähnlich ist. Unter den Schraubenpfeifen treten erwartungsgemäß die höchsten Pressungen auf, zur Mitte hin nehmen diese deutlich ab.

Dichtung D020 hat durchgehend eine niedrigere Pressung als die Referenzdichtung D025. Dichtung D035 zeigt fast durchgehend eine höhere Pressung, fällt allerdings in der Mitte des Flansches stark ab. Dies kann durch die hohe Steifigkeit der Dichtung erklärt werden. Wie in Abbildung 8.7 zu sehen ist, bilden sich zwei Pressungsmaxima nahe der Schraubenpfeifen aus. Dadurch werden die beiden Flansche stark auseinander gedrückt. Die Dichtung kann dieser Aufweitung in der Mitte nicht mehr ausreichend folgen, was zum beschriebenen Minimum führt. Abbildung 8.8 zeigt dies schematisch.

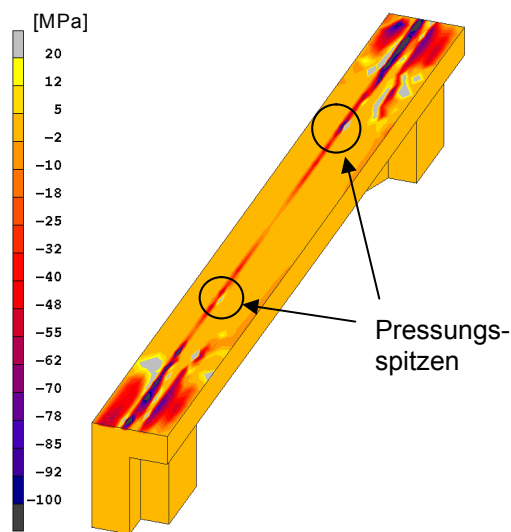


Abbildung 8.7: Untere Flanschkälfte bei Dichtung D035 [contact normal stress Y]

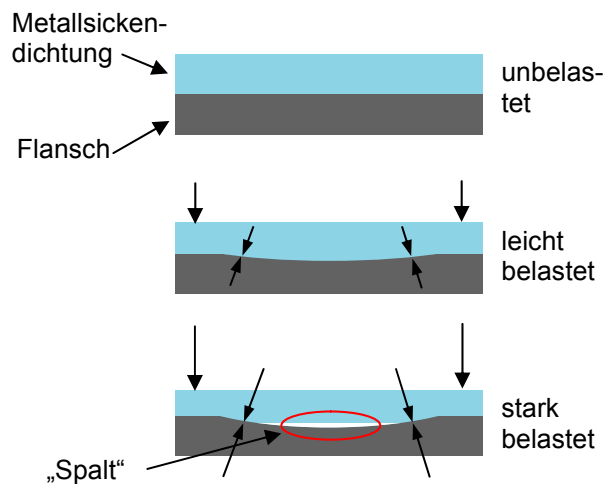


Abbildung 8.8: Skizze der Flanschaufweitung

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass eine geringere Materialstärke die erreichbare Linienpressung reduziert. Eine größere Materialstärke kann die Linienpressung erhöhen, führt allerdings auch zu einer stärkeren Belastung der Flansche. Dies kann zu starken Pressungsminima und -maxima durch die starke Aufweitung der Flansche führen.

### 8.2.2 Variation der Sickenbreite

Die Pressungsverläufe der Dichtungen mit verschiedenen Sickenbreiten sind in Abbildung 8.9 dargestellt.

Dichtung B15 zeigt unter den Schraubenpfeifen eine deutlich niedrigere Pressung als die Referenz. Die ist auf die starke plastische Verformung unter den Schraubenpfeifen zurückzuführen. Auch in der Mitte des Flansches liegt die Pressung unter der der Referenzdichtung.

Die Referenzdichtung zeigt in der Mitte einen recht gleichmäßigen Verlauf.

Variante B25 zeigt einen welligen Pressungsverlauf zwischen 25 MPa und 55 MPa. Die recht niedrige Pressung unter den Schraubenpfeifen und die hohe Pressung in der Mitte sind bemerkenswert. Dies kann auf die reduzierte Federrate der Dichtung zurückgeführt werden. Diese

führt zu einer reduzierten Last auf den Flansch, und damit zu einem gleichmäßigeren Pressungsverlauf, siehe Abbildung 8.10 und Abbildung 8.11.

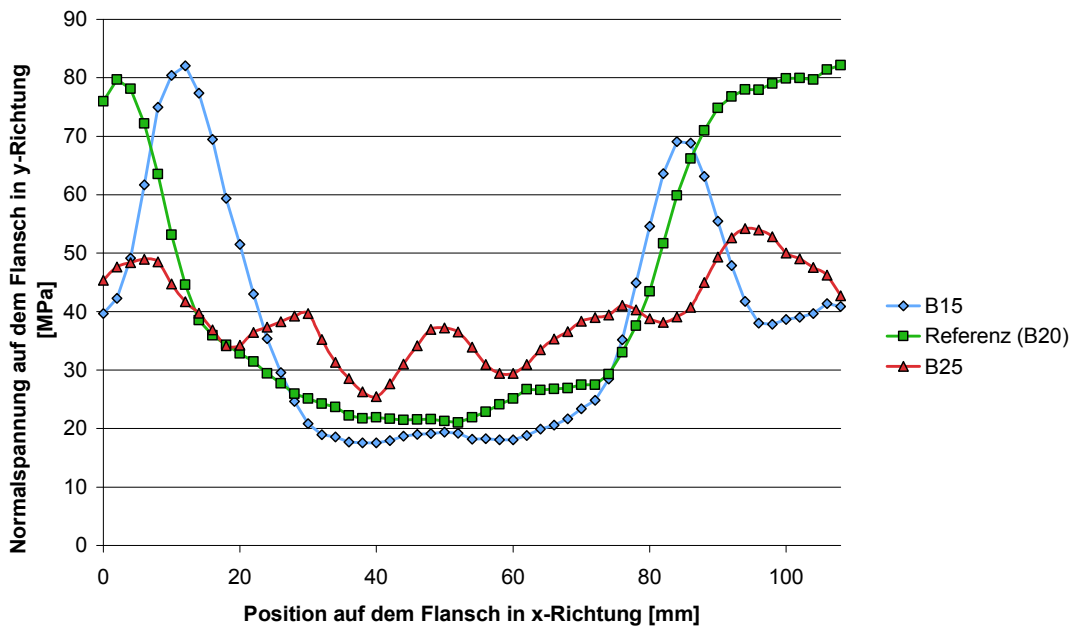


Abbildung 8.9: Pressungsverläufe bei verschiedenen Sickenbreiten (Dichtungen B15 – Referenz (entspricht B20) – B25)

Durch eine Änderung der Sickenbreite kann also die Steifigkeit der Dichtung angepasst werden. Auf diese Weise kann die Dichtung an spezielle Anwendungen angepasst werden.

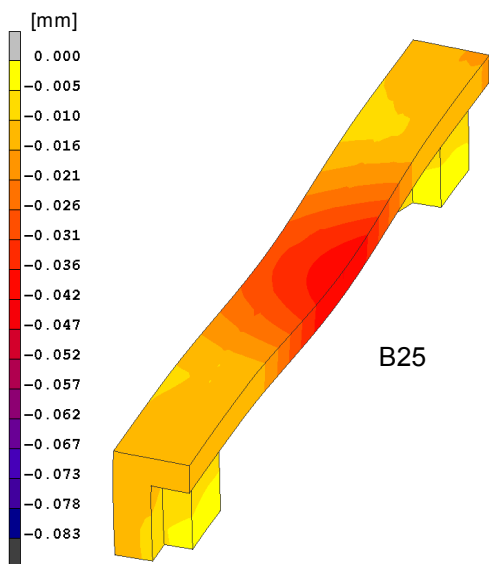


Abbildung 8.10: Verschiebung der unteren Flanschkälfte bei Dichtung B25 [displacement Y]

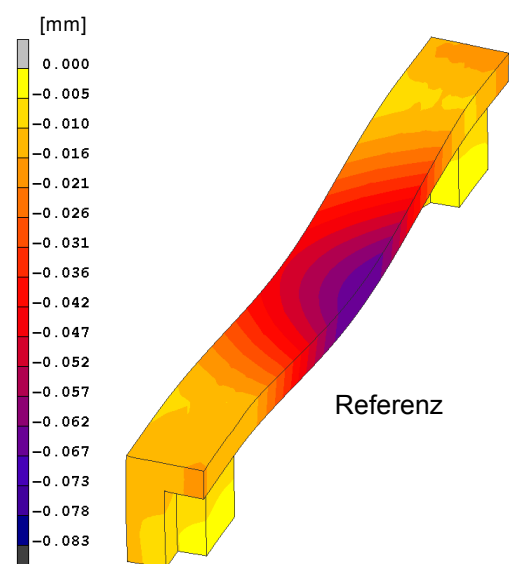


Abbildung 8.11: Verschiebung der unteren Flanschkälfte bei der Referenzdichtung (entspricht B20) [displacement Y]

### 8.2.3 Variation der Sickenhöhe

Dichtung H035 zeigt fast den gleichen Verlauf wie die Referenzdichtung H025.

H045 hingegen zeigt einen sehr ungleichmäßigen Pressungsverlauf. Dies zeigt, dass eine Vergrößerung der Sickenhöhe nicht unbedingt zu einer höheren Pressung führt, siehe Abbildung 8.12.

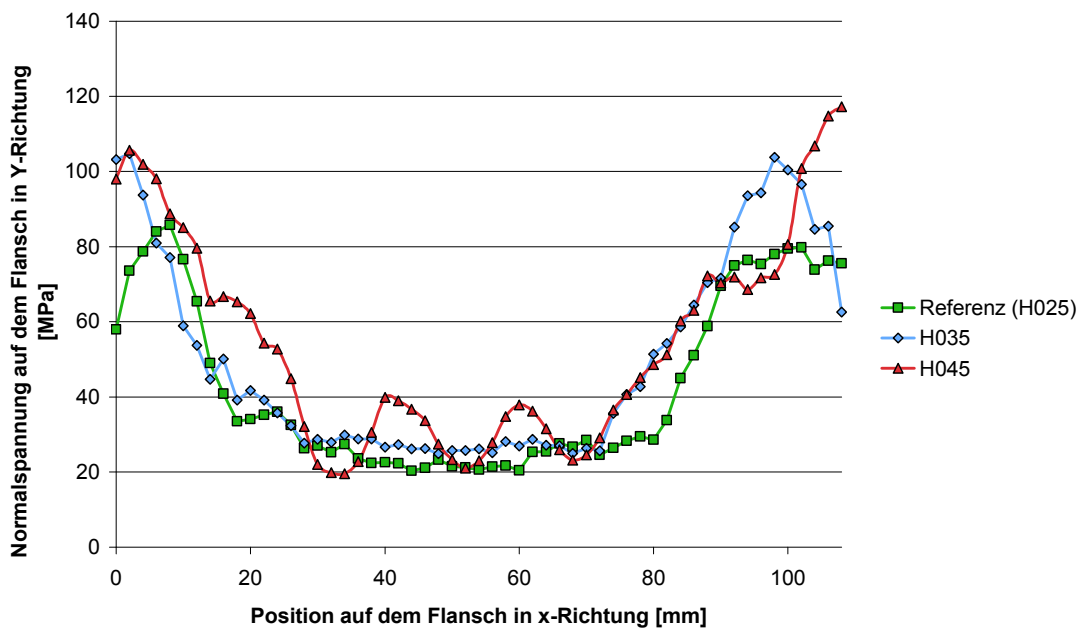


Abbildung 8.12: Pressungsverläufe bei verschiedenen Sickenhöhen (Referenz entspricht H025) – H035 – H045)

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Pressungsverteilung stark von der Steifigkeit bzw. der Aufweitung der Flansche abhängt. Allerdings zeigte sich, dass eine globale Veränderung der Parameter zwar einen unmittelbaren Einfluss auf die sich ausbildende Pressungsverteilung hat, damit aber kein ausreichend gleichmäßiger Pressungsverlauf erzielt werden kann.

Da die Aufweitung der Flansche bei Space-Frame-Gehäusen unvermeidbar ist, muss die Dichtung lokal an die Nachgiebigkeit der Flansche angepasst werden. Dabei bieten sich insbesondere die Parameter Sickenbreite und Sickenhöhe an.

### 8.2.4 Veränderlicher Querschnitt

Konventionelle Metallsickendichtungen haben einen unveränderten Querschnitt über die gesamte Umlauflänge. Der Ausgleich verschiedener Pressungsniveaus erfolgt rein durch die Elastizität der Dichtsicke. Bei konventionellen Gehäusen erzielt man damit gute Ergebnisse, da die Pressung dort nie unter einen bestimmten Wert abfällt. Bei Space-Frame-Gehäusen treten allerdings extrem unterschiedliche Pressungen über den Flanschverlauf auf, was dazu führt, dass konventionelle Metallsickendichtungen hier an ihre Einsatzgrenzen kommen.

Wegen der ungleichmäßigen Pressungsverteilung wurden weitere Untersuchungen mit lokal modifizierten Dichtungen angestellt. Dabei wurden die Parameter Sickenhöhe und Sickenbreite lokal in der Mitte zwischen den Schraubenpfeifen modifiziert, um eine Dichtung zu erhalten, die an die Flanschsteifigkeit angepasst ist.

### 8.2.5 Dichtungen mit lokal variabler Sickenbreite

Die Federrate der Dichtungen kann durch eine Anpassung der Sickenbreite lokal verändert werden. Um die Auswirkungen dieser Änderungen zu untersuchen, wurden mehrere Dichtungen entworfen, B20-15 und B20-25, siehe dazu Tabelle 8.2.

Bei Variante B20-15 wurde die Breite der Sicke in der Mitte der Dichtung von 2,0 mm auf 1,5 mm reduziert, siehe Abbildung 8.13, bei Variante B20-25 wurde die Sicke von 2,0 mm auf 2,5 mm aufgeweitet, Abbildung 8.14.

Tabelle 8.2: Varianten mit variabler Sickenbreite

| Bezeichnung | Materialstärke D | Sickenbreite B | Sickenhöhe H |
|-------------|------------------|----------------|--------------|
| Referenz    | 0,25 mm          | 2,0 mm         | 0,25 mm      |
| B20-15      | 0,25 mm          | 2,0 - 1,5 mm   | 0,25 mm      |
| B20-25      | 0,25 mm          | 2,0 - 2,5 mm   | 0,25 mm      |

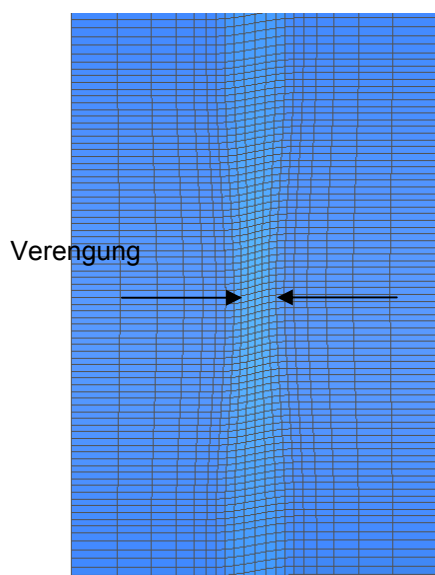


Abbildung 8.13: Ansicht der Dichtung B20-15

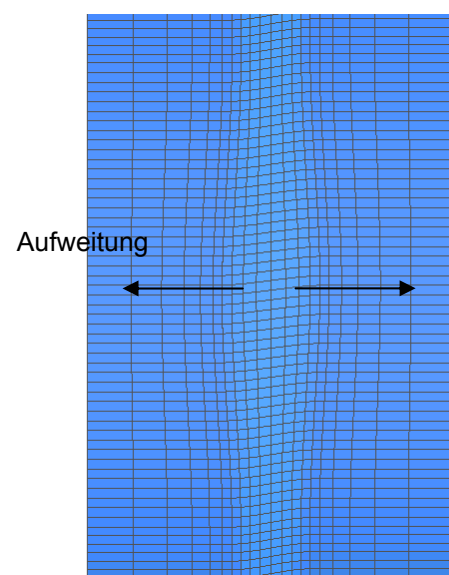


Abbildung 8.14: Ansicht der Dichtung B20-25

Abbildung 8.15 zeigt, dass Variante B20-25 eine deutlich schlechtere Pressungsverteilung zeigt als die Referenz. Dies liegt an der reduzierten Steifigkeit der Dichtung in der Mitte, die dazu führt, dass nicht genügend Linienpressung aufgebaut werden kann.

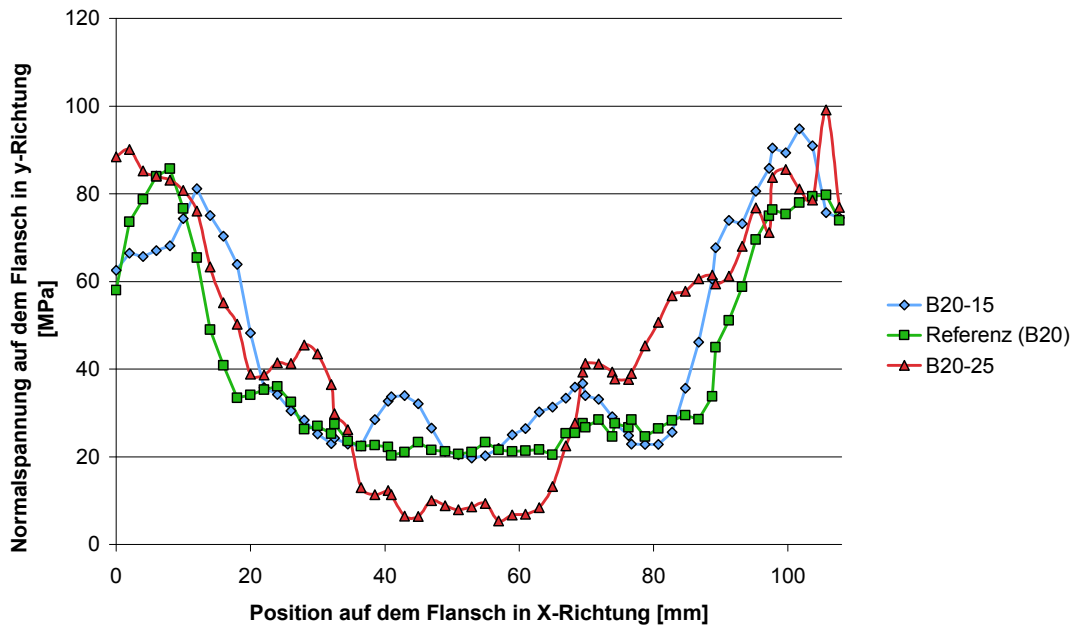


Abbildung 8.15: Pressungsverläufe der Dichtungen B20-15, Referenz (entspricht B20) und B20-25

Variante B20-15 zeigt eine leicht höhere Pressung als die Referenz, allerdings mit einem ungleichmäßigen Verlauf. Dies zeigt, dass eine „härtere“ Dichtung in der Mitte zu einer Verbesserung der Pressung führen kann. Allerdings ist für einen gleichmäßigeren Verlauf eine Optimierung nötig.

### 8.2.6 Dichtungen mit lokal variabler Höhe

Zur Untersuchung des Einflusses einer variablen Sickenhöhe wurden die in Tabelle 8.3 genannten Dichtungen untersucht.

Tabelle 8.3: Varianten mit variabler Sickenhöhe

| Bezeichnung | Materialstärke D | Sickenbreite B | Sickenhöhe H   |
|-------------|------------------|----------------|----------------|
| Referenz    | 0,25 mm          | 2,0 mm         | 0,25 mm        |
| H45a        | 0,25 mm          | 2,0 mm         | 0,25 - 0,45 mm |
| H45b        | 0,25 mm          | 2,0 mm         | 0,25 - 0,45 mm |

Bei Variante H45a wurde die Höhe der Sicke von 0,25 mm an den Schraubenpfeifen auf 0,45 mm in der Mitte angehoben. Bei Variante H45b wurde nur ein kleinerer Bereich in der Mitte angepasst, dadurch war der Anstieg der Sickenhöhe etwas steiler.

Wie aus Abbildung 8.16 ersichtlich, ergibt die Anhebung der Sickenhöhe alleine keine deutliche Änderung der Pressung. Auch zeigen die Varianten H45a und H45b keine signifikanten Unterschiede.



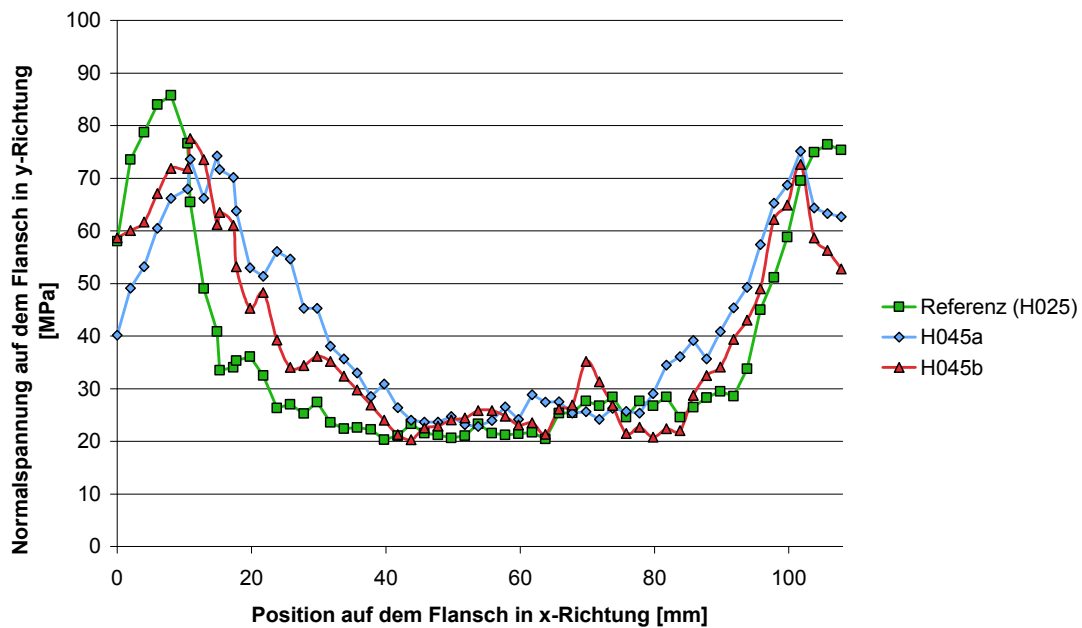


Abbildung 8.16: Pressungsverläufe der Dichtungen Referenz (entspricht H025), H045a und H45b

Um die Pressung generell etwas anzuheben, wurden zwei weitere Varianten mit einer Materialstärke von 0,35 mm untersucht. Die restlichen Parameter entsprechen denen der obigen Untersuchung, siehe Tabelle 8.4.

Tabelle 8.4: Varianten mit variabler Sickenhöhe

| Bezeichnung | Materialstärke D | Sickenbreite B | Sickenhöhe H   |
|-------------|------------------|----------------|----------------|
| Referenz    | 0,25 mm          | 2,0 mm         | 0,25 mm        |
| D035_H45a   | 0,35 mm          | 2,0 mm         | 0,25 - 0,45 mm |
| D035_H45b   | 0,35 mm          | 2,0 mm         | 0,25 - 0,45 mm |

Bei Variante D035\_H45a wurde die Sickenhöhe gleichmäßig von 0,25 mm auf 0,45 mm angehoben. Die Variante D035\_H45b entspricht grundsätzlich der Variante D035\_H45a, allerdings wurde bei ihr die Sickenhöhe nur in der Mitte der Dichtung stark angehoben.

Variante D035\_H045a zeigt konstant eine höhere Pressung als die Referenzdichtung, siehe Abbildung 8.17. Variante D035\_H045b erzeugt eine noch höhere Pressung, allerdings mit einem stark ungleichmäßigen Verlauf und einem deutlichen Gipfel in der Mitte.

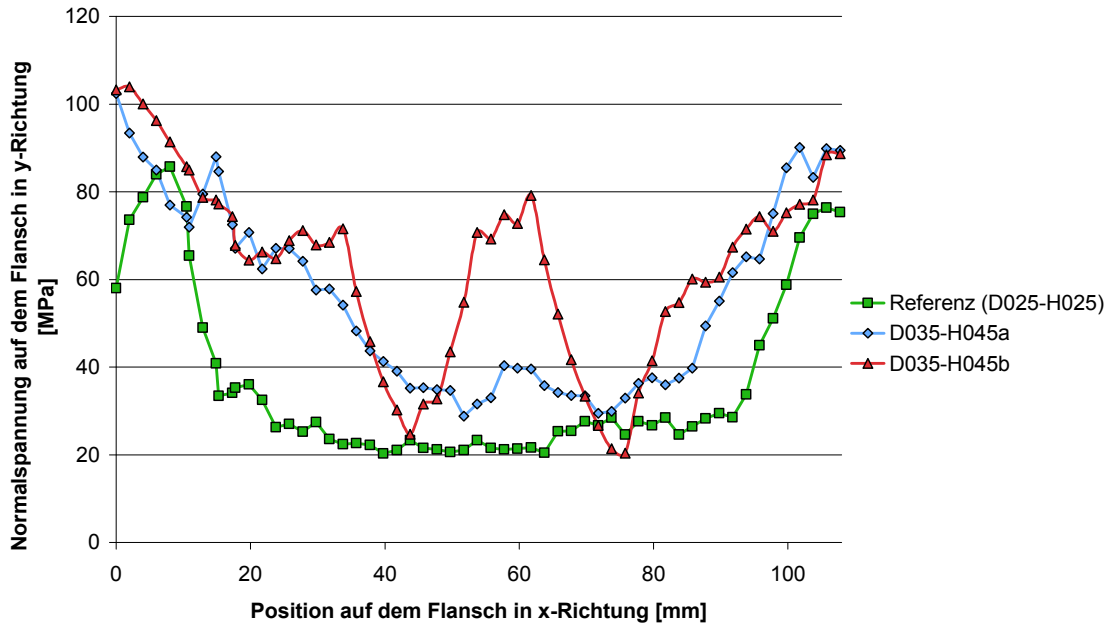


Abbildung 8.17: Pressungsverläufe der Dichtungen Referenz (D025-H025), D035\_H045a und D035\_H45b

Die erhöhte Pressung wird jedoch auch durch eine stärkere Verformung der Flansche erkauft, wie in Abbildung 8.18 und Abbildung 8.19 zu sehen.

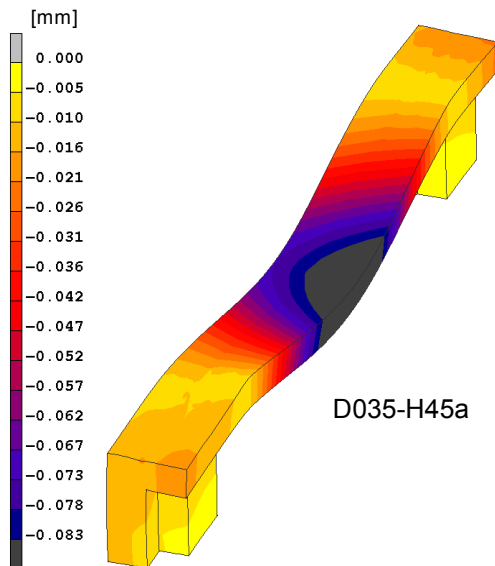


Abbildung 8.18: Verschiebung der unteren Flanschkälfte bei Dichtung D035-H45a [displacement Y]

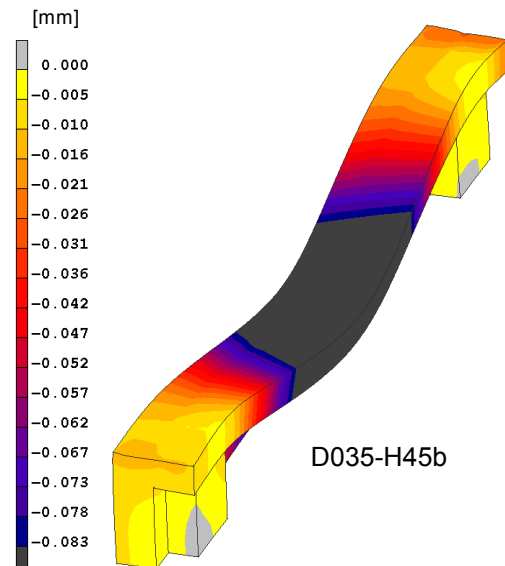


Abbildung 8.19: Verschiebung der unteren Flanschkälfte bei Dichtung D035-H45b [displacement Y]

### 8.2.7 Zusammenfassung

Es zeigte sich, dass der Ansatz lokal angepasster Dichtungen vielversprechende Ergebnisse liefert. Durch eine Verbreiterung der Sicke kann die Steifigkeit der Dichtung reduziert, durch eine Verengung erhöht werden. Tendenziell war die Pressung mit verengtem Spalt besser als bei der Referenzdichtung, allerdings zeigten beide Dichtungsvarianten einen recht ungleichmäßigen Pressungsverlauf. Durch eine lokale Vergrößerung der Sickenhöhe kann die Dichtungssteifigkeit auch erhöht werden, durch eine Verringerung der Höhe die Steifigkeit reduziert. Dies zeigte allerdings erst bei einer größeren Materialstärke signifikante Auswirkungen. Zudem war auch hier der Pressungsverlauf nicht ganz gleichmäßig.

Fertigungstechnisch lassen sich diese Art Dichtungen mit lokal modifizierter Flanschgeometrie genau so herstellen wie konventionelle Dichtungen. Bis auf ein anderes Werkzeug sind diese Dichtungen also kostenneutral.

Abschließend lässt sich sagen, dass lokal an die Flanschsteifigkeit angepasste Dichtungen zu einem verbesserten Pressungsverlauf führen können. Dies ermöglicht die Abdichtung von Space-Frame-Gehäusen mit weichen Flanschen. Allerdings sind weitere Untersuchungen nötig, um von einem vorgegebenen Flansch direkt zur optimalen Dichtung zu gelangen.

Auch für konventionelle Gehäuse können lokal optimierte Dichtungen die Möglichkeit geben, unter schwierigen Bedingungen sicher abzudichten.

## 8.3 Abdichtung von Gehäusefehlstellen

Bei der Konstruktion eines Space-Frame-Gehäuses stellt sich ein grundsätzlich neues Problem. Die bei dieser Gehäuseform bewusst eingebrachten Fehlstellen („Löcher“) müssen schließlich durch geeignete Maßnahmen abgedichtet werden. Diese Problematik stellt sich bei herkömmlichen Gehäusen nicht, weil dort jeder Durchbruch eine bestimmte Funktion besitzt, z. B. eine Lagerstelle darstellt.

Aus diesem Grund wurde hier ein systematischer Ansatz gewählt, um die am meisten Erfolg versprechenden Dichtprinzipien zu identifizieren.

### 8.3.1 Theoretische Überlegungen

Um die möglichen Abdichtung bewerten zu können, ist eine genaue Kenntnis der Randbedingungen nötig. Weiterhin müssen geeignete Kriterien zur Bewertung der Abdichtung definiert werden.

#### 8.3.1.1 Randbedingungen

Die **Randbedingungen** für die Dichtstellen zwischen den Streben eines Space-Frame-Gehäuses stellen sich wie folgt dar:

- a) Medienbeaufschlagung: von innen mit Getriebeöl, von außen mit Wasser, Schmutz, Salz, Motoröl und Motorreiniger bzw. Lösungsmitteln
- b) Temperaturen: von ca.  $-30^{\circ}\text{C}$  bis ca.  $+140^{\circ}\text{C}$
- c) Mechanische Beanspruchung:
  - Vibrationslasten aus dem Antriebsstrang

- Steinschlag bei fehlender oder defekter Kapselung des Motorraums bzw. des Getriebes
- Wechselnde Schubbelastung durch kleine Verformungen des Gehäuses unter Drehmomentbelastung

d) Zuverlässigkeit:

- Technische Dichtheit über die gesamte Fahrzeuglebensdauer und unter allen Betriebszuständen  
Insbesondere unter Berücksichtigung der strengen Umweltschutzgesetzgebung und des erhöhten Umweltbewusstseins der Verbraucher in den letzten Jahren ist dieser Forderung höchste Priorität einzuräumen.  
Abgesehen davon führt eine Leckage an diesen Stellen zur schnellen Zerstörung des Getriebes und dem Liegenbleiben des Fahrzeugs, muss also unter allen Umständen ausgeschlossen werden.

e) Zusatzkosten:

- Bei Getrieben die in Großserie hergestellt werden, sollten keine Mehrkosten gegenüber konventionellen Gehäusen entstehen. Bei konventionellen Getriebegehäusen kostet die Abdichtung dieser Fehlstellen „nichts“ und eine Leckage ist nicht möglich, da die Gehäuse in geschlossener Topfform gegossen werden  
Die durch die aufwendigere Gestaltung bei Space-Frame-Gehäusen zwangsläufig auftretenden zusätzlichen Kosten müssen minimal gehalten werden und mithilfe eine Kosten-Nutzen Abschätzung begründet werden können. Nur bei Vorteilen z. B. durch niedrigeres Gewicht oder bessere Geräuschdämpfung lassen sich zusätzliche Kosten begründen.

### 8.3.1.2 Bewertungskriterien

Die **Bewertungskriterien** für mögliche Abdichtungen lassen sich in zwei Gruppen einteilen.

Technische Aspekte:

- (Konstruktiver) Mehraufwand am Gehäuse für die Verbindung
- Komplexität der Dichtelemente
- Prozesssicherheit
- Zuverlässigkeit der Verbindung zwischen Gehäuse und Dichtelementen
- Recyclingfähigkeit

Kommerzielle Aspekte:

- Materialkosten für die Dichtelemente und evtl. benötigte Verbindungselemente
- Mehrkosten am Gehäuse zur Aufnahme der Dichtelemente
- Zeitaufwand (= Kosten) des Verbindens mit dem Gehäuse
- Maschinelles Aufwand (= Investitionskosten)

Theoretisch ist eine Vielzahl von Abdichtungen für diese Dichtstellen denkbar, wobei die Kosten und die Zuverlässigkeit als wichtigste Kriterien zu gelten haben.

Um zu innovativen Ideen zur Abdichtung der Gehäusefehlstellen zu gelangen, wurde die morphologische Methode nach Zwicky (morphologischer Kasten) eingesetzt [35], [36].

Dabei wurden folgende Merkmale einer Abdichtung definiert: Werkstoff, Applikationsverfahren, Rohmaterial, Abdichtort, Topologie der Abdichtung (Größe/Form).

### 8.3.1.3 Werkstoffe

Als potenzielle **Werkstoffe** wurden die in Tabelle 8.5 dargestellten in Betracht gezogen:

Tabelle 8.5: Übersicht der in Betracht gezogenen Werkstoffe

|                                      | Dichte<br>[g/cm <sup>3</sup> ] | Temperatur-<br>beständigkeit<br>[°C] | Wärmelei-<br>tung<br>[W/mK] | Medien-<br>verträg-<br>lichkeit | Dämmung,<br>Dämpfung | Anmerkungen                       |
|--------------------------------------|--------------------------------|--------------------------------------|-----------------------------|---------------------------------|----------------------|-----------------------------------|
| <b>Eisenmetalle</b>                  |                                |                                      |                             |                                 |                      |                                   |
| S235                                 | 7,85                           | ---                                  | 60                          | -                               | -                    | korrosionsanfällig                |
| 1.4301                               |                                | ---                                  |                             | -                               | -                    | schwer                            |
| <b>Nichteisenmetalle</b>             |                                |                                      |                             |                                 |                      |                                   |
| AlMgSi                               | 2,7                            | 600...640                            | 176                         | 0                               | -                    | geeignet                          |
| AlMg 5                               | 2,6                            | 580...630                            | 117                         | 0                               | -                    | geeignet                          |
| MgMn 2                               | 1,8                            | 645...650                            | 142                         | 0                               | -                    | teuer                             |
| MgAl 6 Zn                            | 1,8                            | 430...600                            | 84                          | 0                               | -                    | teuer                             |
| Titanlegierungen                     | 4,5                            | 1668                                 | 15                          | 0                               | -                    | teuer                             |
| <b>Keramiken</b>                     |                                |                                      |                             |                                 |                      |                                   |
| Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> 99,7% | 3,9                            | 1950                                 | 30                          | +                               | 0                    | überdimensioniert<br>und<br>teuer |
| SiC (8-12% Si)                       | 3,1                            | 1400                                 | 90                          | +                               | 0                    |                                   |
| Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub>       | 3,2                            | 1400                                 | 40                          | +                               | 0                    |                                   |
| <b>Polymere</b>                      |                                |                                      |                             |                                 |                      |                                   |
| PE- LLD                              | 0,92                           | 90/110                               | 0,32                        | +                               | +                    | ungenügend                        |
| PE- HD                               | 0,95                           | 80/110                               | ~0,4                        | +                               | +                    | ungenügend                        |
| PE- X                                | 0,98                           | 120/200                              | 0,38                        | +                               | +                    | ungenügend                        |
| PP                                   | 0,91                           | 110/140                              | 0,22                        | +                               | +                    | ungenügend                        |
| CAB                                  | 1,21                           | 115/130                              | 0,20                        | +                               | +                    | ungenügend                        |
| PA6                                  | 1,13                           | 90/170                               | 0,25                        | +                               | +                    | ungenügend                        |
| PA66                                 | 1,14                           | 90/185                               | 0,27                        | +                               | +                    | ungenügend                        |
| PC                                   | 1,2                            | 125/150                              | 0,2                         | +                               | +                    | geeignet                          |
| <b>Verbundwerkstoffe</b>             |                                |                                      |                             |                                 |                      |                                   |
| PP 20% GF                            | 1,05                           | 110/140                              | 0,25                        | +                               | +                    | ungenügend                        |
| ABS 17% GF                           | 1,18                           | 110                                  | 0,19                        | +                               | +                    | ungenügend                        |
| PA6 50% GF                           | 1,55                           | 125/210                              | 0,28                        | +                               | +                    | geeignet                          |
| PA66 30% GF                          | 1,35                           | 125/240                              | 0,23                        | +                               | +                    | geeignet                          |
| PET 45% GF                           | 1,73                           | 140/200                              | 0,30                        | +                               | +                    | geeignet                          |
| PBT 30% GF                           | 1,54                           | 140/200                              | 0,28                        | +                               | +                    | geeignet                          |
| PC 30% GF                            | 1,44                           | 125/150                              | 0,22                        | +                               | +                    | geeignet                          |
| POM 30% GF                           | 1,60                           | 105/140                              | 0,41                        | +                               | +                    | ungenügend                        |

**Eisenmetalle / Stähle:**

Stähle zählen bis heute zu den wichtigsten Konstruktionswerkstoffen des Fahrzeug- und Maschinenbaus. Trotz des verstärkten Einsatzes anderer Werkstoffe gilt dies auch noch für den konventionellen Leichtbau. Neben dem günstigen Materialpreis spielen hier auch die vielfältigen verfügbaren Halbzeuge und Qualitäten eine Rolle. Weitere Vorteile liegen in der großen Vielfalt der mechanischen und physikalischen Eigenschaften und der meist guten Bearbeitbarkeit. Als nachteilig gelten allgemein die hohe Dichte sowie die meist mangelhafte Korrosionsbeständigkeit [36].

**Aluminium:**

Aluminium und seine Legierungen sind der wichtigste Konstruktionswerkstoff des metallischen Leichtbaus. Auch bei Aluminium lassen sich durch verschiedene Legierungen die mechanischen und physikalischen Eigenschaften in einem großen Bereich variieren. Vorteilhaft für Leichtbauzwecke sind die niedrige Dichte, der relativ hohe E-Modul, die an Stähle heranreichenden Festigkeitswerte und die hohe Zähigkeit. Außerdem wirken sich die gute Formbarkeit und Spanbarkeit, die gute Korrosionsbeständigkeit durch Bildung einer Oxid-Schicht sowie die meist gegebene gute Schweißbarkeit positiv aus.

**Magnesium:**

Magnesium besitzt die unter Gebrauchsmetallen geringste Dichte, scheint also für den Leichtbau prädestiniert. Es besitzt relativ gute Festigkeitswerte, ist gut spanend bearbeitbar, ist gut gießbar und bedingt schweißbar. Allerdings müssen bei der spanenden Bearbeitung wegen der hohen Sauerstoffaffinität besondere Vorkehrungen getroffen werden. Auch die geringe Bruchdehnung und die hohe Kerbempfindlichkeit sind negativ zu bewerten.

**Titan:**

Auch Titan ist ein für den Leichtbau geeigneter Werkstoff. Es besitzt eine relativ geringe Dichte, eine hohe Korrosionsbeständigkeit, gute chemische Beständigkeit, und teils hochfeste Stähle überragende Festigkeitswerte. Nachteilig sind die schlechte Umformbarkeit, die schlechte Spanbarkeit (bei Legierungen) und die mangelhafte Schweißbeignung.

**Kunststoffe:**

Die große Vielzahl der thermoplastischen und duromeren Kunststoffe spielt aufgrund ihrer geringen mechanischen Kennwerte nur eine untergeordnete Rolle für Strukturbauteile. Die geringe Dichte geht mit geringer Festigkeit und mangelhafter Temperaturbeständigkeit einher. Die chemische Beständigkeit hängt stark vom gewählten Polymer ab. Weiterhin nachteilig wirkt sich der große Einfluss von Temperatur und Feuchte auf die mechanischen Kennwerte aus. Diese kann allerdings durch das Beimischen von technischen Fasern verbessert werden.

**Faserverstärkte Kunststoffe:**

Bei der Faserverstärkung von Werkstoffen werden in einen Grundwerkstoff (Matrix) in bestimmter Anordnung Fasern eingebettet. Unter Belastung ziehen die Fasern dann die Kräfte auf sich. Durch diese Faserkunststoff-Verbunde können die Eigenschaften vieler Thermoplaste und Duromere hinsichtlich Festigkeit und Steifigkeit auch unter erhöhten Temperaturen bedeutend verbessert werden. Im Fahrzeugbau wird z. B. als „Standard“-Werkstoff für viele Kunststoff-

Bauteile im Motorraum der glasfaserverstärkte PA66 GF30 eingesetzt, ein mit 30% Glasfasern versehenes Polyamid [36].

### **Keramiken:**

Zu dieser Gruppe gehören alle nichtmetallischen und anorganischen Werkstoffe die zu mindestens 30% kristallin sind. Die kennzeichnenden Eigenschaften der keramischen Stoffe sind ihre Hochtemperaturbeständigkeit, Hochtemperaturfestigkeit, Druckfestigkeit, Korrosionsbeständigkeit, Verschleißfestigkeit und gute dielektrische Eigenschaften. Ein im Vergleich zu Metallen gegebener Nachteil ist die mangelnde Duktilität. Keramiken können nur geringen Zugspannungen standhalten. Im Allgemeinen sind die Temperaturwechselfestigkeit und Schlagfestigkeit von Keramiken schlecht. Die Hartbearbeitung von Keramik ist problematisch und aufwendig. Es kommen Verfahren der Feinbearbeitung wie Schleifen, Honen, Läppen und Polieren zum Einsatz. In den meisten Fällen werden Diamantschleifwerkzeuge bzw. -schleifstoffe eingesetzt.

#### **8.3.1.4 Art der Abdichtung**

Mögliche **Applikationsverfahren** sind: Schrauben/Nieten, Schweißen, Löten, Klipsen/Klemmen, Kleben, Eingießen, Einspritzen, Aufschumpfen.

**Rohmaterial:** Grundsätzlich kann bei der Dichtungsherstellung zwischen der Verwendung von vorgefertigten Halbzeugen und dem Urformen am Getriebegehäuse unterschieden werden.

Als **Abdichtorte** denkbar sind Dichtelemente, die von Innen an das Gehäuse angebracht werden, Dichtelemente, die von außen angebracht werden oder Dichtungen, die in das Gehäuse integriert sind, siehe Abbildung 8.20.

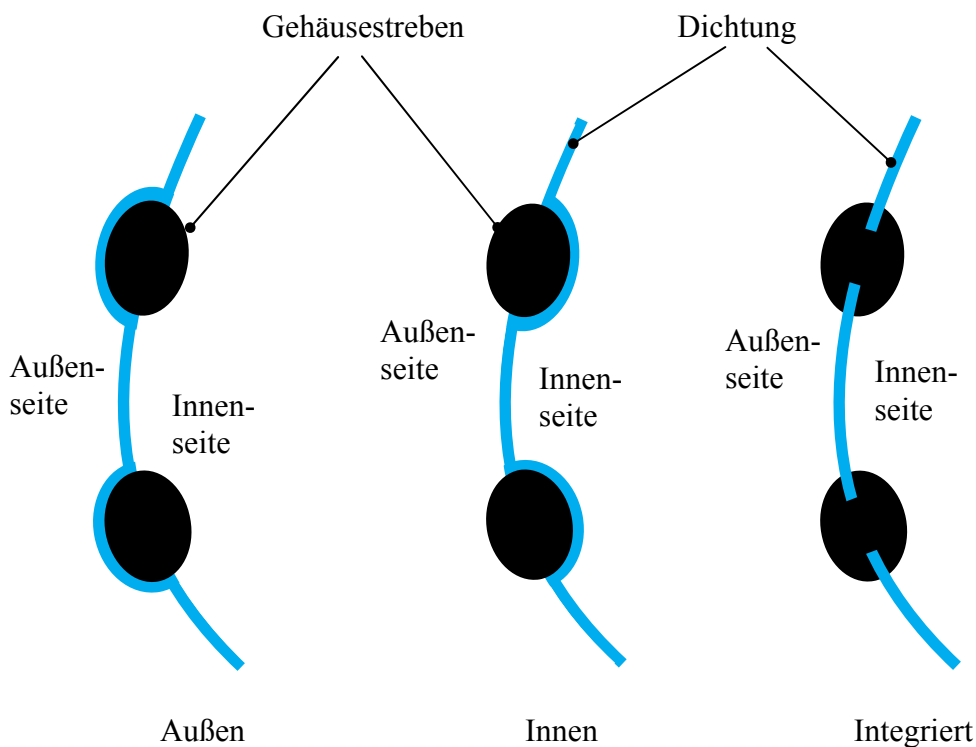


Abbildung 8.20: Mögliche Abdichtorte

Weiterhin kann bei der **Dichtungstopologie** unterschieden werden, ob ein einzelnes Dichtelement eine einzelne Fehlstelle abdichtet, ob mit einem einzelnen Element mehrere Fehlstellen oder sogar alle Fehlstellen auf einmal abgedichtet werden, siehe Abbildung 8.21.

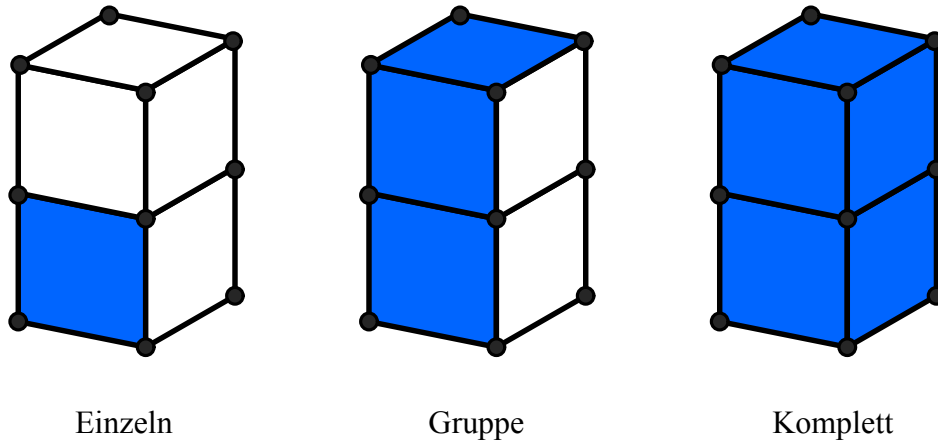


Abbildung 8.21: Mögliche Dichtungstopologien

### 8.3.1.5 Aufstellung des morphologischen Kastens

Aus den einzelnen oben genannten Merkmalen und deren Ausprägungen lässt sich nun ein morphologischer Kasten erstellen, siehe Tabelle 8.6. Mit seiner Hilfe können alle möglichen Abdichtprinzipien durchgespielt werden, und anhand der vorher aufgestellten Bewertungskriterien analysiert werden.

Tabelle 8.6: Morphologischer Kasten der untersuchten Dichtungs-Parameter

| Merkmal                          | Ausprägungen             |           |                         |                     |                       |                                    |                 |
|----------------------------------|--------------------------|-----------|-------------------------|---------------------|-----------------------|------------------------------------|-----------------|
|                                  | Werkstoff                | Aluminium | Stahl                   | Keramik (z. B. SiC) | Kunststoff (z. B. PC) | Verbundwerkstoff (z. B. PA66-GF30) | Metallschaum    |
| Applikationsverfahren            | Schrauben                | Schweißen | Löten                   | Klemmen / Klipsen   | Kleben                | Eingießen                          | Um-/Einspritzen |
| Rohmaterial                      | Anbringen von Halbzeugen |           |                         | Urformen am Gehäuse |                       |                                    |                 |
| Abdichtort                       | Von außen                |           | Von innen               |                     |                       | Integriert                         |                 |
| Größe der Abdichtung / Topologie | Einzelne Fehlstellen     |           | Gruppen von Fehlstellen |                     |                       | Komplettes Gehäuse                 |                 |

Unter Berücksichtigung der beiden wichtigsten Bewertungskriterien Kosten und Zuverlässigkeit lässt sich schnell eine Vielzahl der möglichen Kombinationen für eine Großserienproduktion ausschließen.

Bei den Werkstoffen können die Keramiken (spröde, zu teuer) sowie die Kunststoffe (zu weich, mangelnde Warmfestigkeit) ausgeschlossen werden.



Die „punktuellen“ Applikationsverfahren wie Verschrauben, Nieten, Klemmen und Klipsen stellen sich bei näherer Betrachtung alle als zu aufwendig, d. h. zu teuer heraus. Auch das Verschweißen der Dichtungen stellt aufgrund der Vielzahl der abzudichtenden Fehlstellen keine kostengünstige Alternative dar. Das Anlöten der Dichtung an das Gehäuse kommt aufgrund der Größe des Gehäuses und der benötigten Energie zum Erwärmen nicht in Frage.

Unter Kostenaspekten entfällt aufgrund der Anzahl der nötigen Abdichtungen auch die Möglichkeit jede Fehlstelle einzeln abzudichten.

Unter Berücksichtigung der geforderten Zuverlässigkeit und der wechselnden Dauerbeanspruchung des Getriebegehäuses entfällt auch die Möglichkeit, die Dichtelemente an das Gehäuse zu kleben.

Wenn man die verbleibenden Möglichkeiten durchspielt, zeichnen sich für eine Serienproduktion unter Berücksichtigung der Automatisierbarkeit und der Kosten lediglich zwei verbleibende Möglichkeiten ab: das Eingießen von dünnen Blechen während des Spritzgießens des Gehäuses sowie das Umspritzen des kompletten Bauteils mit faserverstärktem Kunststoff.

Alle anderen denkbaren Abdichtungen stellen sich bei näherer Betrachtung als zu teuer bzw. aufwendig heraus.

#### **8.3.1.6 Eingießen von Blechen**

Konventionelle Getriebegehäuse werden im Regelfall im Druckgussverfahren aus Aluminiumlegierungen hergestellt. Die hiermit erreichbaren Wandstärken sind mit bis zu 1,4 mm schon relativ klein [38].

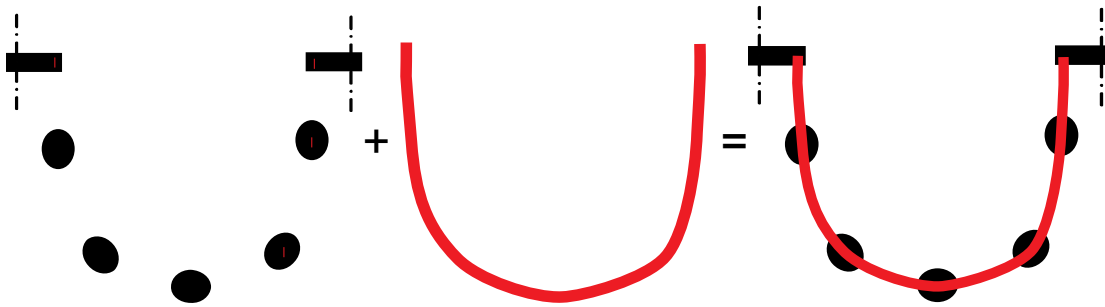
Für ein Gehäuse in Space-Frame Bauweise sind Wandstärken von 1,4 mm in den nicht tragenden Bereichen allerdings überdimensioniert, da sie hier nur noch der Abdichtung dienen sollen.

Eine mögliche Lösung dieses Problems wären dünne Bleche, die direkt in die Druckgussform eingebracht werden, und dann vom eigentlichen Space-Frame eingegossen werden. Denkbar sind hierbei sowohl Aluminiumbleche als auch Stahlbleche, siehe Abbildung 8.23.

Bei Aluminiumblechen besteht die Möglichkeit, durch geeignete Wahl der beiden Werkstoffe (Blech- und Gusswerkstoff) zu einer stoffschlüssigen Verbindung zwischen den Blechen und den Gehäusestreben zu gelangen, die eine dauerhafte Abdichtung sicherstellt [49].

Bei Stahlblechen ist dahingegen nur von einer formschlüssigen Verbindung auszugehen.

Da die abzudichtenden Fehlstellen meist nicht räumlich in einer Ebene liegen (siehe Abbildung 6.27), bietet es sich an, die Fehlstellen nicht durch einzelne Bleche abzudichten, sondern einen kompletten Napf tiefzuziehen, der die gesamte Gehäuseform nachbildet. Dieser kann dann alle Fehlstellen auf einmal abdecken. Schematisch ist dies in Abbildung 8.22 gezeigt.



Querschnitt durch ein Skelettgehäuse + tiefgezogener Napf

Abbildung 8.22: Tiefgezogener Napf zur Abdichtung der Gehäusefehlstellen

### 8.3.1.7 Umspritzen des kompletten Gehäuses mit Kunststoff

Eine zweite Möglichkeit ein Space-Frame-Gehäuse ohne zeitaufwendige Prozesse komplett abzudichten, stellt das Umspritzen des gegossenen Space-Frames mit einem vorzugsweise faserverstärkten Kunststoff dar, siehe Abbildung 8.24.

Dabei wird das komplette Gehäusebauteil in die Spritzgussform eingelegt und in einem Arbeitsgang alle Gehäusefehlstellen geschlossen. Vorzugsweise erfolgt dabei sowohl eine stoffschlüssige wie auch formschlüssige Verbindung zwischen dem Space-Frame-Gehäuse und dem Kunststoffmantel.

Vorteilhaft bei dieser Lösung wären die geringen Materialkosten für das Dichtmaterial sowie die guten Dämpfungseigenschaften des Kunststoffs, die durch geeignete Verrippungen weiter verbessert werden können. Weiterhin bietet sich bei einer Kunststoffhülle auch die Integration von Zusatzfunktionen, wie das Anbringen von Halterungen und Ösen, an. Dadurch kann eine weitere Kosteneinsparung durch Sekundäreffekte erzielt werden.

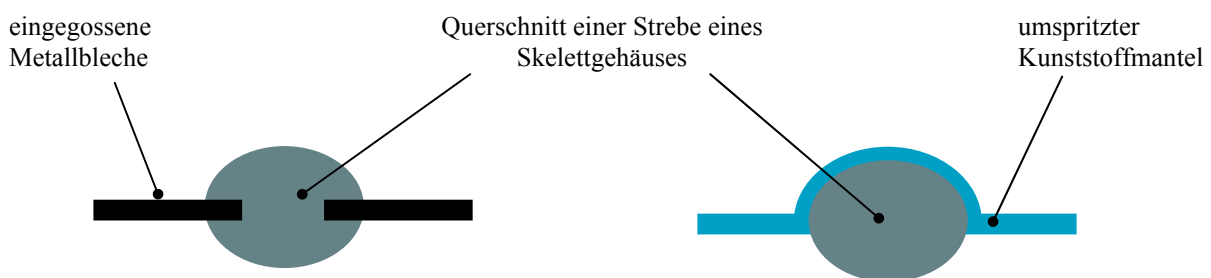


Abbildung 8.23: Schema einer eingegossenen Dichtung

Abbildung 8.24: Schema einer umspritzten Dichtung

## 8.3.2 Erste Experimente

Zur **experimentellen Untersuchung** möglicher Abdichtungen wurde ein Prüfgehäuse entworfen, das auf einer Seite der Struktur des optimierten Standard-Gehäuses nachempfunden ist, siehe Abbildung 8.25 und Abbildung 8.26.

Durch den Austausch des geschraubten Dicht-Einsatzes war die Untersuchung verschiedener Abdichtungen möglich. Aufgrund des hohen Beschaffungsaufwands und der beschränkten Projektmittel war eine Untersuchung von eingegossenen oder gespritzten Dichtungen nicht möglich. Alternativ wurde die für Kleinserien interessante Abdichtung mittels geklebter Halbzeuge getestet. Als Dichtwerkstoffe wurden die beiden Kunststoffe PC1000 und PA66-GF30 sowie Aluminium jeweils mit einer Stärke von 2 mm untersucht.

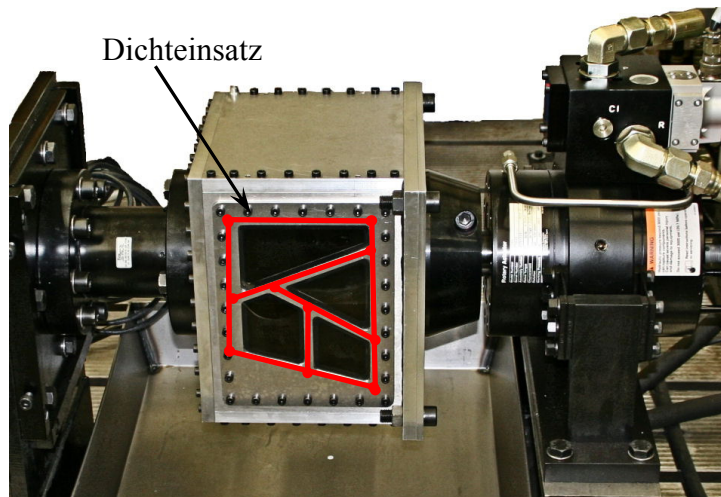


Abbildung 8.25: Prüfgehäuse auf Torsionsprüfstand

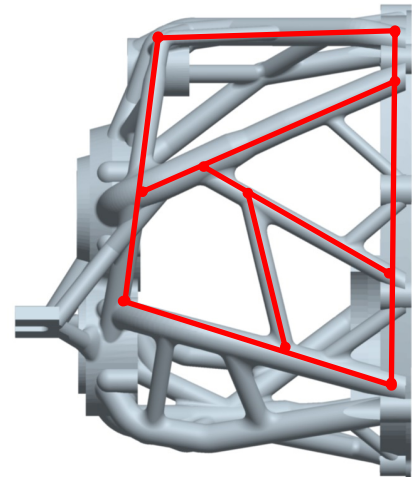


Abbildung 8.26: Seitenansicht des Skelettgehäuses

Zum Verkleben der Dichtplatten mit den Einsätzen wurde ein Silikon-Kleber der Firma Wacker (Elastosil N2189) verwendet, der in institutsinternen Untersuchungen eine besonders hohe Klebkraft bei gleichzeitiger Dauerelastizität gezeigt hatte.

In einer ersten Versuchsreihe wurde eine reine Torsionslast aufgebracht. Dabei wurde bei einer Frequenz von 10 Hz das Moment in 250 Nm Schritten bis 2250 Nm gesteigert. In jeder Laststufe wurden 5000 Lastwechsel ohne Leckage überstanden. Allerdings war hier schon eine Relativbewegung zwischen den geklebten Dichtungsplatten und dem Dichteinsatz zu beobachten.

Anschließend wurde bei einem Moment von 2000 Nm die Öl-Temperatur von 20° über 50° – 75° – 100° bis auf 120°C erhöht. Dabei wurden je Temperaturstufe 2000 Lastwechsel gefahren. Schon bei einer Temperatur von 75°C waren ein Ablösen des Dichtmaterials von den Kunststoffplatten und ein Unterwandern mit Öl erkennbar. Dieses Ablösen schritt ohne Leckage bei 100°C weiter fort. Bei 120°C trat dann schon nach etwa 500 Lastwechseln Leckage auf, siehe Abbildung 8.27 und Abbildung 8.28.

Dieses Versagen der Dichtung zeigt ein grundsätzliches Problem dieser Dichtstelle. Bei einem abzudeckenden Temperaturbereich von -30°C – +120°C treten bei unterschiedlichen Materialien durch die unterschiedlichen Temperatúrausdehnungskoeffizienten immer Spannungen bzw. Bewegungen zwischen den Bauteilen auf. Überlagert mit den Gehäuseverformungen im Betrieb führt dies zu einer hohen Scherbeanspruchung des Dichtmaterials, die zu Leckage führen kann.

Diese Problematik besteht bei eingegossenen oder geschäumten Dichtungen mit form- bzw. stoffschlüssiger Verbindung nicht.

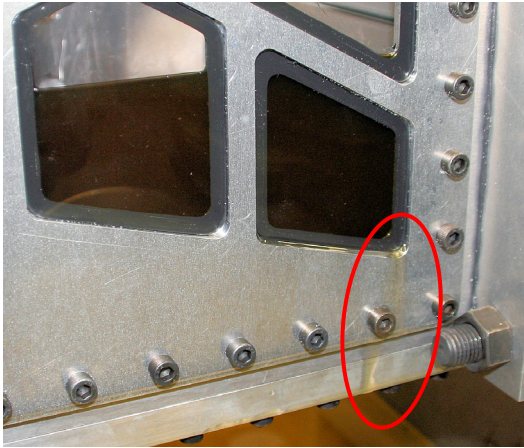


Abbildung 8.27: Leckage während der Messung bei 120°C

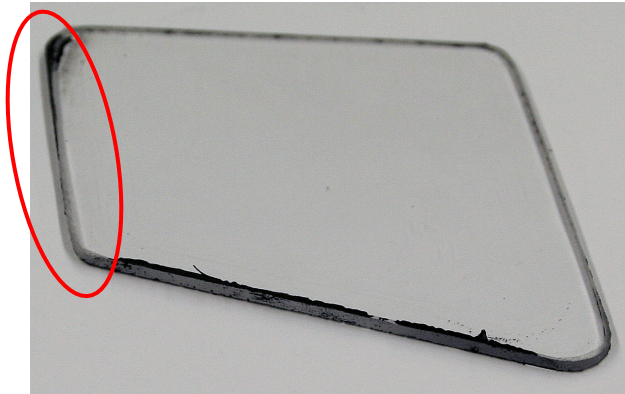


Abbildung 8.28: Dichtplatte mit komplett vom Öl unterwanderter Verklebung (keine Klebereste auf der Dichtung erkennbar)

Zur Untersuchung des Einflusses von verschiedenen Werkstoffen auf das **Wärmeabstrahlungsverhalten** wurde das Prüfgehäuse mit zwei verschiedenen Dichtungen bestückt und dann von Raumtemperatur auf 120°C Öltemperatur aufgeheizt. Im ersten Durchgang wurde eine PA66-GF30 Dichtung eingesetzt, im zweiten Durchgang wurde Aluminium als Dichtungsmaterial verwendet.

Wie aus Abbildung 8.31 und Abbildung 8.32 ersichtlich, ist die Temperatur in der Aluminiumdichtung an den beiden Messpunkten P03 und P04 (siehe Abbildung 8.29 und Abbildung 8.30) höher und die Temperaturverteilung allgemein deutlich gleichmäßiger als es bei den Kunststoffdichtungen der Fall ist.

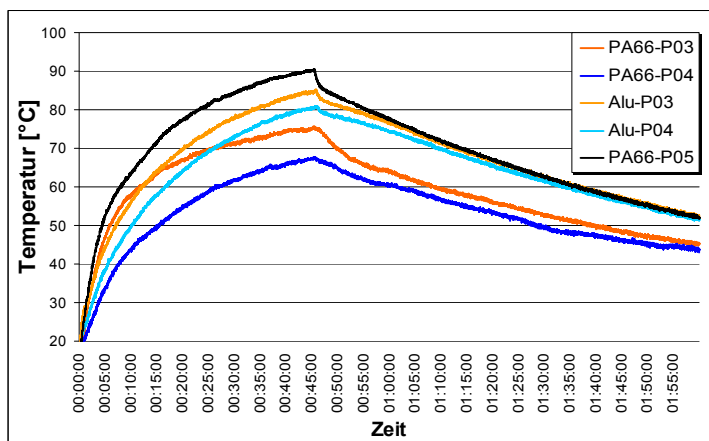


Abbildung 8.29: Temperaturverlauf der Messpunkte

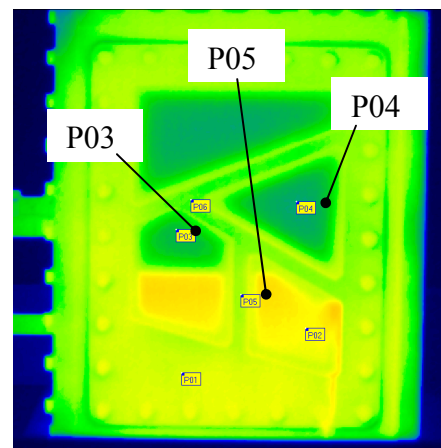
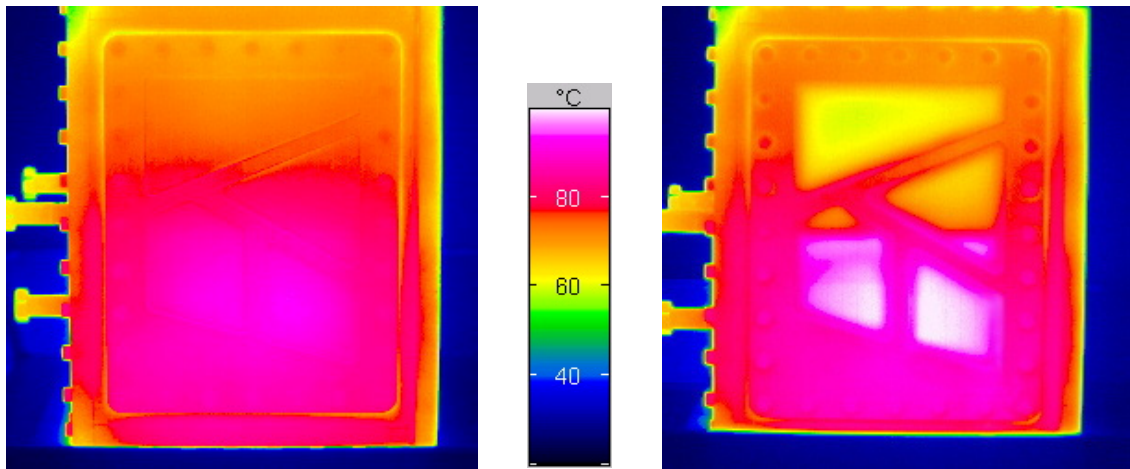


Abbildung 8.30: Lage der ausgewerteten Messpunkte

Die Wärmeleitung von eingegossenen Blechen ist die gleiche wie von konventionellen Gehäusen, was einen weiteren Vorteil dieser Lösung darstellt. Die Wärmeleitung von geschäumten

Metалldichtungen liegt je nach Dichte des Schaums mit ca.  $0,3 - 35 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  (für Aluminium) zwischen massivem Metall (Aluminium:  $211 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ ) und Kunststoff (PA66 GF30:  $0,23 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ ). In jedem Fall ist die Wärmeleitung aber geringer als bei konventionellen Gehäusen.



*Abbildung 8.31: Temperaturverteilung der Aluminiumdichtungen nach 45min*

*Abbildung 8.32: Temperaturverteilung der Kunststoffdichtungen nach 45min*

## 9 Zusammenfassung

Ein Grundbedürfnis vieler Menschen in den Industrienationen der westlichen Welt, so auch in Deutschland, ist persönliche und individuelle Mobilität. Der Anteil der mit dem Auto zurückgelegten Wege hat in den letzten 20 Jahren von ca. 50% auf über 60% zugenommen. Diese Entwicklung, zusammen mit dem stärker werdenden Wunsch nach individueller Mobilität in den aufstrebenden Nationen wie China und Indien, wird weltweit zu einer Zunahme der Gesamtzahl an Fahrzeugen führen.

Hervorgerufen durch wachsende Anforderungen an Sicherheit, Komfort und Leistungsfähigkeit hat sich das Fahrzeuggewicht der meisten PKW-Modelle in den letzten Jahren stetig erhöht.

Dieser auch als negative Gewichtsspirale bekannte Trend bildet zusammen mit der regelmäßig verschärften Emissionsgesetzgebung und den steigenden Energiepreisen einen Zielkonflikt, der nur durch intelligenten Leichtbau zu lösen ist. Bei diesen Leichtbaubemühungen müssen alle Komponenten des Fahrzeugs betrachtet werden, so auch das Getriebe und dessen Gehäuse als große Komponenten des Antriebsstrangs.

Der bisher verfolgte Ansatz zur Gewichtseinsparung bei Getrieben ist der *Materialleichtbau*. Dieser stößt allerdings an seine Grenzen, da leichtere Werkstoffe meist teurer sind und zudem einen geringeren E-Modul haben.

Als Alternative bietet sich hier der *Strukturleichtbau* an. Grundgedanke bei Getriebegehäusen ist dabei die Trennung der Funktionen *Kräfte aufnehmen* und *Abdichten*. Nur die Lastpfade zwischen den Wellenlagerungen und den Getriebelagerungen bzw. Gehäusetrennstellen sollen als massive, d. h. schwere Streben ausgeführt werden. Das so entstehende Skelettgehäuse weist also keine geschlossene Form mehr auf, sondern die entstehenden Löcher oder Fehlstellen müssen durch geeignete Maßnahmen abgedichtet werden.

Das Ziel dieser Arbeit war die Abschätzung des Leichtbaupotentials zweier Getriebegehäuse in Skelettausführung sowie die Untersuchung und Entwicklung geeigneter Abdichtmaßnahmen für die sich ergebenden Gehäusefehlstellen.

Kapitel 2 umfasst einen Überblick über den Stand der Technik von Getriebegehäusen, Wellenabdichtungen und verschiedenen Flachdichtungen, die an den Trennstellen des Getriebegehäuses eingesetzt werden können. Weiterhin wurde eine kurze Einführung in verschiedene Verfahren der Strukturoptimierung gegeben, die im Rahmen dieser Arbeit angewandt wurden.

Kapitel 3 beschreibt die gewählte Vorgehensweise in dieser Arbeit sowie die durchgeführten Untersuchungen zur Optimierung von Getriebegehäusen in den darauf folgenden Kapiteln. Die Optimierung der Gehäuse erfolgte auf zwei grundsätzlich verschiedene Arten. Einerseits wurde in Kapitel 4 der Gehäusedeckel eines Handschaltgetriebes in Vorgelegebauweise für Fahrzeuge mit Standardantrieb *intuitiv* optimiert. Andererseits wurden in den Kapiteln 5 und 6 derselbe Gehäusedeckel sowie ein komplettes Getriebegehäuse in Vorgelegebauweise für Front-Quer-Anwendungen mittels Optimierungsalgorithmen *iterativ* optimiert.

Bei der *intuitiven* Optimierung des Gehäusedeckels in Kapitel 4 wurden erst einzelne Wand- und Deckelsegmente getrennt betrachtet. Es wurden für jeden Bereich mehrere Konzeptvarianten konstruiert und anschließend mittels FE-Simulationen bewertet und hinsichtlich der Steifigkeit und des Gewichts manuell weiter verbessert. Basierend auf diesen „Bausteinen“ für die

einzelnen Bereiche wurde dann ein kompletter Gehäusedeckel aufgebaut und mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode im Vergleich zum Originaldeckel bewertet.

Auch die Verteilung der Schrauben am Umfang des Gehäuseflansches wurde mittels FE-Simulationen untersucht und optimiert. Hierbei konnte die Schraubenanzahl unter Beibehaltung einer guten Pressungsverteilung von 11 auf 8 Schrauben reduziert werden.

Bei der erarbeiteten Optimierung des Gehäuses konnte eine Gewichtsersparnis von 26% gegenüber dem Original erreicht werden. Dies allerdings bei teilweise deutlich erhöhten Verschiebungen der Wellenlagerungen unter Last. Außerdem zeigte sich im Laufe der Untersuchungen, dass die Vielzahl der manuellen Modellierungs- und Berechnungsschritte sehr zeitaufwendig ist. Daraus folgt, dass die *intuitive Optimierung* kein geeignetes Verfahren zur Gewichtoptimierung von komplex belasteten Bauteilen wie Getriebegehäuse ist.

Die *iterative* Optimierung in Kapitel 5 zeigte demgegenüber den Vorteil, dass eine Vielzahl der manuellen Konstruktions- und Vernetzungsschritte entfallen bzw. automatisiert erfolgen können. Zur Untersuchung der Leichtbaupotentiale wurde zuerst ein komplettes Getriebegehäuse eines Front-Quer-Handschaltgetriebes untersucht. Dazu wurden basierend auf dem Originalgehäuse ein maximaler Bauraum bestimmt sowie die sich in verschiedenen Gangstufen ergebenden Lastzustände ermittelt.

Anhand dieser Randbedingungen wurde mit einer kommerziell erhältlichen Optimierungssoftware eine Vielzahl von Topologieoptimierungsrechnungen durchgeführt. Dabei wurden systematisch die Optimierungsparameter variiert, um ein möglichst aussagekräftiges Ergebnis für eine Neukonstruktion zu erzielen. Basierend auf dem besten Optimierungsergebnis wurde der Entwurf eines Skelettgehäuses erstellt.

Dieser erste Entwurf wurde vorerst nicht weiter verbessert oder optimiert, sondern wurde mittels FE-Simulationen auf die auftretenden Spannungen und Verschiebungen untersucht. Der erstellte Entwurf des Getriebegehäuses wies ein um 45% reduziertes Gewicht gegenüber dem Originalgetriebegehäuse auf. Die Spannungen waren im Vergleich zum Originalgehäuse teilweise erhöht, lassen sich aber durch lokale Optimierungen auf ein erträgliches Niveau absenken. Die Verschiebungen lagen in einzelnen Lastfällen leicht über tolerierbaren Werten.

Als zweites Beispiel für eine *iterative Optimierung* wurde in Kapitel 6 ein Getriebegehäuse in Standardbauweise untersucht. Das grundsätzliche Vorgehen war hierbei dasselbe wie in Kapitel 5 beim Front-Quer-Getriebegehäuse. Anhand der Ergebnisse der Topologieoptimierung wurde ein neues Skelettgehäuse entworfen. Dieses wurde im Anschluss noch einer Shapeoptimierung unterworfen und danach zusätzlich an einigen Stellen lokal optimiert.

Das hierbei resultierende Skelettgehäuse wies eine um 28% reduzierte Masse gegenüber dem Original auf. Die aufgetretenen Spannungen lagen alle weit unterhalb der Steckgrenze des verwendeten Werkstoffs. Die Verschiebungen der Lagerstellen der Wellen waren teilweise höher als beim Originalgehäuse, aber noch im tolerierbaren Bereich.

Insgesamt zeigte sich in den Kapiteln 4 - 6, dass konventionelle Getriebegehäuse sehr ausgereifte Konstruktionen darstellen, die aufgrund der komplexen Belastungen die in verschiedenen Fahrzuständen auftreten, nur ein sehr begrenztes Optimierungspotential aufweisen. Unter Berücksichtigung des zusätzlichen Gewichts für die Abdichtung der Gehäusefehlstellen scheint eine Gewichtsreduktion von 10% – 20% für Skelettgehäuse im Vergleich zu konventionellen Gehäusen möglich.

Zur experimentellen Absicherung der Simulationsrechnungen wurden in Kapitel 7 Rapid-Prototyping- Modelle eines beispielhaften Standard- und Skelettgehäusedeckels im Fused-Deposition-Modelling Verfahren (FDM) aus dem Kunststoff ABS hergestellt. Diese Modelle wurden unter Torsionsbelastung auf einer 3D-Koordinatenmeßmaschine vermessen. Die gemessenen Verschiebungen wurden anschließend mit berechneten Verschiebungen aus FE-Simulationen abgeglichen.

Dabei zeigte sich, dass die FDM-Modelle kein linearelastisches Verformungsverhalten wie Metalle aufweisen und die Übereinstimmung mit den berechneten Verschiebungen mangelhaft war. Dies lässt sich auf den schichtweisen und inhomogenen Aufbau der FDM- Modelle zurückführen. FDM-Modelle erscheinen also nicht geeignet für die mechanische Festigkeitsuntersuchung von Bauteilen mit relativ dünnen Querschnitten.

Um die Belastbarkeit des topologieoptimierten Gehäusedeckels experimentell abzusichern, wurde anschließend ein Feingussmodell des in Kapitel 6 entworfenen Deckels aus Aluminium erstellt. Dieses Deckelmodell wurde ähnlich wie zuvor die FDM-Modelle auf einer 3D-Koordinatenmeßmaschine unter Torsions- und Biegebelastung vermessen. Anschließend wurden die gemessenen Verschiebungen mit durch FE-Simulationen berechneten Verschiebungen abgeglichen. Dabei stellte sich eine gute Übereinstimmung der Ergebnisse heraus.

Zusammenfassend zeigte sich, dass zur experimentellen Absicherung von Skelettgehäusen die schichtweise aufgebauten Kunststoffmodelle nicht geeignet sind. Hier muss auf Modelle mit orthotropen Materialeigenschaften wie z.B. gegossene Metallmodelle zurückgegriffen werden.

Im zweiten Teil dieser Arbeit, in Kapitel 8, wurden Abdichtmöglichkeiten für Skelettgehäuse untersucht.

Die Abdichtung der Trennstellen bzw. Flansche von Getriebegehäusen erfolgt heutzutage meist durch Flüssigdichtmittel. Diese haben den Vorteil, dass sie vergleichsweise billig sind und ihre Applikation voll automatisierbar ist. Nachteilig wirkt sich aus, dass zum Funktionieren der Dichtung immer eine bestimmte Mindestpressung an jeder Stelle des Flansches vorhanden sein muss. Bei Space-Frame-Gehäusen stellt sich jedoch aufgrund der möglichen Löcher bzw. Fehlstellen in Flanschnähe stellenweise eine sehr inhomogene Pressungsverteilung ein, die das Abdichten mit konventionellen Dichtungen erschwert. Stellenweise kann die Pressung sogar fast auf Null absinken.

Deshalb wurde versucht, eine ungleiche Pressungsverteilung durch optimierte Metallsicken-dichtungen auszugleichen. Dabei wurden erst die Parameter Materialstärke, Sickenbreite und Sickenhöhe global variiert und die sich ergebende Pressungsverteilung mittels FE-Simulationen untersucht. Es zeigte sich, dass eine globale Modifikation der Dichtung keine Verbesserung der ungleichförmigen Pressungsverteilung ermöglicht. Anschließend wurde eine Vielzahl von Dichtungen untersucht, die eine lokal der Flanschnachgiebigkeit angepasste Sickengeometrie aufwiesen. Dabei wurden systematisch die Sickenbreite und Sickenhöhe lokal variiert. Es konnte gezeigt werden, dass durch eine lokale Anpassung der Sickengeometrie der Pressungsverlauf im Flansch von Skelettgehäusen deutlich verbessert werden kann. Hier sind noch weitere Untersuchungen nötig, um einen analytischen Weg von den Flanscheigenschaften zur optimalen Dichtung zu beschreiben.

Bei der Konstruktion eines Space-Frame-Gehäuses stellt sich auch ein grundsätzlich neues Problem. Die bei dieser Bauweise bewusst eingebrachten Löcher bzw. Fehlstellen müssen



durch geeignete Maßnahmen abgedichtet werden. Diese Problematik stellt sich bei herkömmlichen geschlossenen Gehäusen nicht.

Aus diesem Grund wurde hier ein systematischer Ansatz gewählt, um die am meisten Erfolg versprechenden Dichtprinzipien zu identifizieren. Um zu innovativen Ideen zur Abdichtung der Gehäusefehlstellen zu gelangen, wurde die morphologische Methode nach Zwicky (morphologischer Kasten) eingesetzt. Unter Berücksichtigung der beiden wichtigsten Bewertungskriterien Kosten und Zuverlässigkeit ließ sich schnell eine Vielzahl der theoretisch möglichen Kombinationen für eine Großserienproduktion ausschließen.

Wenn man die verbleibenden Abdichtungsmöglichkeiten durchspielt, zeichnen sich für eine Serienproduktion unter Berücksichtigung der Automatisierbarkeit und der Kosten lediglich zwei verbleibende Möglichkeiten ab: das Eingießen von dünnen Blechen während des Gießens des Gehäuses, sowie das Umspritzen des kompletten Bauteils mit faserverstärktem Kunststoff. Alle anderen denkbaren Abdichtungen stellen sich bei näherer Betrachtung als zu teuer bzw. zu aufwendig heraus.

In weiteren Untersuchungen in Zukunft muss die Realisierbarkeit der identifizierten Abdichtungsmöglichkeiten für die Serienfertigung nachgewiesen werden.

## 10 Literatur

- [1] *Räumliche Mobilität*. [http://de.wikipedia.org/wiki/Räumliche\\_Mobilität](http://de.wikipedia.org/wiki/Räumliche_Mobilität) (10.11.2008)
- [2] Bundesministerium für Verkehr, Bau und Stadtentwicklung: *MID2002 – Mobilität in Deutschland*. <http://daten.clearingstelle-verkehr.de/196/> (12.03.2009)
- [3] Tata, R.: *Ratan Tata's speech at the unveiling ceremony of the 'Nano'*. [http://tatanano.inservices.tatamotors.com/tatamotors/index.php?option=com\\_content&task=view&id=143&Itemid=143](http://tatanano.inservices.tatamotors.com/tatamotors/index.php?option=com_content&task=view&id=143&Itemid=143) (10.11.2008)
- [4] Homepage des Tata Nano, <http://tatanano.inservices.tatamotors.com/tatamotors/> (10.11.2008)
- [5] Goede, M.: *Karosserieleichtbau als Baustein einer CO<sub>2</sub>-Reduzierungsstrategie*. 16 Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2007
- [6] Ohrnberger, G.; Rehr, A.; Schneider, A.: *Leichtbaukurbelgehäuse mit Lokasil-Technologie; Leichtbau im Antriebsstrang – Vielfältige praktische Erfahrungen führen zu neuen Ideen des Leichtbaus*. expert Verlag, 1996
- [7] Appel, M.; Soja, H.: *Die Aluminium Tür des Porsche 911 Turbo*. ATZ Automobitechnische Zeitschrift 12/2006
- [8] Hänle, U.; Kalke, S.; Lehnert, F.; Seethaler, L.: *Metallische Leichtbauwerkstoffe und Fertigungstechnologien im Automobilbau*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 03/2002
- [9] Friedrich, H. E.: *Leichtbau und Werkstoffinnovationen im Fahrzeugbau*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 03/2002
- [10] Pfaffmann, E.: *Discussion-Paper 00-01*. Stuttgart, August 2000
- [11] Breitfeld, C; Rinderknecht, S.; Munk, F.; Schmidt-Troje, D; Gueter, C.; Neuner, J.; Eder, J.: *Das neue Doppelkupplungsgetriebe von BMW*. ATZ Automobitechnische Zeitschrift 09/2008
- [12] Pour, R.; Forster, A.; Hoffmann-Loeber, M.: *Das neue Fünfgang Handschaltgetriebe für Mini One und Mini Cooper*. ATZ Automobitechnische Zeitschrift 06/2005
- [13] Bönning, J.; Krake, F; Krüttgen, R; Painter, S.: *Neues Sechsgang Schaltgetriebe von Opel für leistungsstarke Fahrzeuge mit quereingebauten Motoren*. ATZ Automobitechnische Zeitschrift 10/2004
- [14] *Topologie (Mathematik)*. [http://de.wikipedia.org/wiki/Topologie\\_\(Mathematik\)](http://de.wikipedia.org/wiki/Topologie_(Mathematik)) (15.08.2010)
- [15] Prill, T.; Bertsche, B.: *Contribution to the Optimization of metal flange gaskets for uneven surface pressure distribution*. International Conference on Engineering Design ICED 2005, Melbourne, 15.-18. August 2005
- [16] Harzheimer, L.: *Strukturoptimierung – Grundlagen und Anwendungen*. 1. Auflage 2008, Wissenschaftlicher Verlag Harri Deutsch GmbH, Frankfurt

- [17] Bendsøe, M.P.; Sigmund, O.: *Topology Optimization – Theory, Methods, and Applications*. Second Edition, Corrected Printing, 2003, Springer Verlag, Berlin
- [18] *Optimierung*. <http://de.wikipedia.org/wiki/Optimierung> (10.08.2008)
- [19] Müller, H. K.: *Abdichtung bewegter Maschinenteile*. Medienverlag Müller, Waiblingen, 1990
- [20] Müller, H. K.; Nau, B. S.: *Fachwissen Dichtungstechnik*. [www.fachwissen-dichtungstechnik.de](http://www.fachwissen-dichtungstechnik.de), 2008
- [21] Haas, W.: *Grundlehrgang Dichtungstechnik*. Vorlesungsskript für das Grundstudium des Bereichs Dichtungstechnik des Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart
- [22] Kammüller, M.: *Zum Abdichtverhalten von Radialwellendichtringen*. Dissertation Universität Stuttgart, 1986
- [23] Bauer, F.: *PTFE-Manschettendichtungen mit Spiralrille – Analyse, Funktionsweise und Erweiterung der Einsatzgrenzen*. Dissertation, Universität Stuttgart, 2008
- [24] Schmidt Aursch, W.; Reinhardt, S.; Haas, W.: *Statische Flächendichtungen im Wandel: Weichstoff, Metall und Flüssigdichtungen im Maschinen, Fahrzeug und Anlagenbau*. Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, ISGATEC 2004 Proceedings
- [25] Fronius, K.: *Gehäusegestaltung im Abdichtbereich unter pulsierendem Innendruck*. Dissertation, Universität Stuttgart, 2005
- [26] Marc L. Friedrich; Yingjie Kong: *Recent Advancements in Gaskets for Automatic Transmissions*. SAE-Paper Nr. 1999-01-0594, 1999
- [27] Tietze, W.: *Handbuch Dichtungspraxis*. Vulkan Publishing, Essen, 2000
- [28] Grosch, P.; Ludwig, J.: *Neue Mehrlagen-, Metall-, Zylinderkopfdichtungen*. MTZ 55 1994, Frank- Kosmos Verlags- GmbH & Co, Stuttgart
- [29] Böhm, K.: *Die neue Freiheit im Motorenbau KLINGERmetaloflex*. Firmenschrift der Fa. Rich. Klinger GmbH, Idstein
- [30] Friedrich, H; Wunderlich, P; Brügel, E.: *Prüfverfahren für das Festigkeitsverhalten von Weichstoff-Flachdichtmaterialien*. Dichtungstechnik Heft 1 Mai 2001, Vulkan Verlag Essen
- [31] Theato, N: *Erst Verschrauben dann Abdichten*. Automobil Produktion Nr. 6 1999
- [32] Ebenhoch, M.: *Eignung von additiv generierten Prototypen zur frühzeitigen Spannungsanalyse im Produktentwicklungsprozess*. Dissertation, Universität Stuttgart, 2001
- [33] Kreuzer, R.; Romanos, G.: *Zuverlässigkeit von Flächendichtungen auf Basis von Flüssigdichtmitteln unter dynamischer Beanspruchung*. Vortrag in VDI-Bericht 1579, Düsseldorf, 2000
- [34] Prill, T.: *Vergleich der Verformung zweier Modellgetriebegehäuse mittels FEM und 3D-Vermessung*, Diplomarbeit, Universität Stuttgart, 2002

- [35] *Morphologische Analyse*.  
[http://de.wikipedia.org/wiki/Morphologische\\_Analyse\\_\(Kreativitätstechnik\)](http://de.wikipedia.org/wiki/Morphologische_Analyse_(Kreativitätstechnik))  
(10.11.2008)
- [36] Zwicky, F.: *Morphologische Forschung*. 2. Auflage, Glarus Verlag Baeschlin, 1989
- [37] Klein, B.: *Leichtbau-Konstruktion – Berechnungsgrundlagen und Gestaltung*. 7. Auflage, Vieweg Verlag, 2007
- [38] *Druckguss*. <http://de.wikipedia.org/wiki/Druckguss> (10.11.2008)
- [39] Lechner, G.; Bertsche, B.; Naunheimer, H.: *Fahrzeuggetriebe - Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*. 2. Auflage, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2007
- [40] *Druckgussverfahren*. <http://www.aluminium-giesserei.de/produktionsbereiche/druckguss.html> (10.11.2008)
- [41] <http://www.alu-scout.com> (24.11.2005)
- [42] Mattheck, C.: *Design in der Natur - Der Baum als Lehrmeister*. Rombach Druck- und Verlagshaus; 3. Auflage, 1996
- [43] Kubalczyk, R.: *Gehäusegestaltung im Abdichtbereich*, Abschlussbericht, FVA Forschungsvorhaben Nr. 308, 12.01.2000
- [44] Schumacher, A.: *Optimierung mechanischer Strukturen – Grundlagen und industrielle Anwendungen*. Springer Verlag, 2005
- [45] Klöpfer, M.: *Dynamisch beanspruchte Dichtverbindung von Getriebegehäusen*. Dissertation, Universität Stuttgart, 1997
- [46] Kubalczyk, R.: *Gehäusegestaltung von Getriebegehäusen im Abdichtbereich*. Dissertation, Universität Stuttgart, 2000
- [47] Jäckle, M.: *Mechanisch hochbelastete Flächendichtverbindungen*. Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, 2000
- [48] Altair Hyperworks: *Optistruct 7.0 Reference Guide*. Altair Engineering, 2004
- [49] *LKR Ergebnisbericht*. ARC Leichtmetallzentrum Ranshofen GmbH, 2007
- [50] Harzheim, L.; Graf, G.; Klug, S.; Liebers, J.: *Topologieoptimierung im praktischen Einsatz*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 7/8 1999
- [51] N.N.: *Metals Handbook*. Ninth Edition, Volume 8. ASM, Metals Park, OH, 1985





# Lebenslauf

## Persönliche Daten

|                     |                              |
|---------------------|------------------------------|
| Name                | Tobias Prill                 |
| Geburtsdatum/-ort   | 21.12.1975 in Karlsruhe      |
| Staatsangehörigkeit | deutsch                      |
| Familienstand       | verheiratet mit Regina Prill |

## Berufstätigkeit

|                   |   |
|-------------------|---|
| 11/2011 – heute   | Supervisor bei der Modine Europe GmbH   |
| 04/2009 – 10/2011 | Team Coordinator bei der Modine Europe GmbH   |
| 01/2006 – 03/2009 | Applikationsingenieur bei der Modine Europe GmbH  |
| 02/2002 – 12/2005 | Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente (IMA) der Universität Stuttgart im Bereich Antriebstechnik |

## Studium

|                   |   |
|-------------------|---|
| 10/1996 – 01/2002 | Studium des Maschinenwesens an der Universität Stuttgart<br>Hauptfächer: Konstruktionstechnik, Technologiemanagement<br>Abschluss als Diplom-Ingenieur (Dipl.-Ing.) |
|-------------------|---|

## Schulbildung

|                   |   |
|-------------------|---|
| 08/1986 – 06/1995 | Schloss-Gymnasium in Kirchheim/Teck<br>Abschluss mit der allgemeinen Hochschulreife |
| 08/1984 – 06/1986 | Grundschule in Schlierbach  |
| 08/1982 – 06/1984 | Grundschule in Ebersbach/Fils   |





Liste der bisher erschienenen Berichte aus dem IMA:

| Nr. | Verfasser          | Titel   |
|-----|--------------------|---|
| 1   | H.K. Müller        | Beitrag zur Berechnung und Konstruktion von Hochdruckdichtungen an schnellaufenden Wellen   |
| 2   | W. Passera         | Konzentrisch laufende Gewinde-Wellen-Dichtung im laminaren Bereich  |
| 3   | K. Karow           | Konzentrische Doppelgewindewellendichtung im laminaren Bereich  |
| 3   | F.E. Breit         | Die Kreiszyinderschalendichtung: Eine Axialspaltdichtung mit druckabhängiger Spaltweite   |
|     | W. Sommer          | Dichtungen an Mehrphasensystemen: Berührungsfreie Wellendichtungen mit hochviskosen Sperrflüssigkeiten  |
| 4   | K. Heitel          | Beitrag zur Berechnung und Konstruktion konzentrisch und exzentrisch betriebener Gewindewellendichtungen im laminaren Bereich                       |
| 5   | K.-H. Hirschmann   | Beitrag zur Berechnung der Geometrie von Evolventenverzahnungen   |
| 6   | H. Däuble          | Durchfluß und Druckverlauf im radial durchströmten Dichtspalt bei pulsierendem Druck  |
| 7   | J. Rybak           | Einheitliche Berechnung von Schneidrädern für Außen- und Innenverzahnungen. Beitrag zu Eingriffsstörungen beim Hohlrad-Verzahn mittels Schneidräder |
| 8   | D. Franz           | Rechnergestütztes Entwerfen von Varianten auf der Grundlage gesammelter Erfahrungswerte   |
| 9   | E. Lauster         | Untersuchungen und Berechnungen zum Wärmehaushalt mechanischer Schaltgetriebe   |
| 10  |                    | Festschrift zum 70. Geburtstag von Prof. Dr.-Ing. K. Talke  |
| 11  | G. Ott             | Untersuchungen zum dynamischen Leckage- und Reibverhalten von Radialwellendichtringen   |
| 12  | E. Fuchs           | Untersuchung des elastohydrodynamischen Verhaltens von berührungsfreien Hochdruckdichtungen   |
| 13  | G. Sedlak          | Rechnerunterstütztes Aufnehmen und Auswerten spannungsoptischer Bilder  |
| 14  | W. Wolf            | Programmsystem zur Analyse und Optimierung von Fahrzeuggetrieben  |
| 15  | H. v. Eiff         | Einfluß der Verzahnungsgeometrie auf die Zahnfußbeanspruchung innen- und außenverzahnter Geradstirnräder  |
| 16  | N. Messner         | Untersuchung von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen   |
| 17  | V. Schade          | Entwicklung eines Verfahrens zur Einflanken-Wälzprüfung und einer rechnergestützten Auswertemethode für Stirnräder                                  |
| 18  | A. Gührer          | Beitrag zur Optimierung von Antriebssträngen bei Fahrzeugen   |
| 19  | R. Nill            | Das Schwingungsverhalten loser Bauteile in Fahrzeuggetrieben  |
| 20  | M. Kammüller       | Zum Abdichtverhalten von Radial-Wellendichtringen   |
| 21  | H. Truong          | Strukturorientiertes Modellieren, Optimieren und Identifizieren von Mehrkörpersystemen  |
| 22  | H. Liu             | Rechnergestützte Bilderfassung, -verarbeitung und -auswertung in der Spannungsoptik   |
| 23  | W. Haas            | Berührungsfreie Wellendichtungen für flüssigkeitsbespritzte Dichtstellen  |
| 24  | M. Plank           | Das Betriebsverhalten von Wälzlagern im Drehzahlbereich bis 100.000/min bei Kleinstmengenschmierung   |
| 25  | A. Wolf            | Untersuchungen zum Abdichtverhalten von druckbelastbaren Elastomer- und PTFE-Wellendichtungen   |
| 26  | P. Waidner         | Vorgänge im Dichtspalt wasserabdichtender Gleitringdichtungen   |
| 27  | Hirschmann u.a.    | Veröffentlichungen aus Anlaß des 75. Geburtstags von Prof. Dr.-Ing. Kurt Talke  |
| 28  | B. Bertsche        | Zur Berechnung der Systemzuverlässigkeit von Maschinenbau-Produkten   |
| 29  | G. Lechner;        | Forschungsarbeiten zur Zuverlässigkeit im Maschinenbau  |
|     | K.-H.Hirschmann;   |   |
|     | B. Bertsche        |   |
| 30  | H.-J. Prokop       | Zum Abdicht- und Reibungsverhalten von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen   |
| 31  | K. Kleinbach       | Qualitätsbeurteilung von Kegelradsätzen durch integrierte Prüfung von Tragbild, Einflankenwälzabweichung und Spielverlauf                           |
| 32  | E. Zürn            | Beitrag zur Erhöhung der Meßgenauigkeit und -geschwindigkeit eines Mehrkoordinatentasters   |
| 33  | F. Jauch           | Optimierung des Antriebsstranges von Kraftfahrzeugen durch Fahrsimulation   |
| 34  | J. Grabscheid      | Entwicklung einer Kegelrad-Laufprüfmaschine mit thermografischer Tragbilderfassung  |
| 35  | A. Hölderlin       | Verknüpfung von rechnerunterstützter Konstruktion und Koordinatenmeßtechnik   |
| 36  | J. Kurfess         | Abdichten von Flüssigkeiten mit Magnetflüssigkeitsdichtungen  |
| 37  | G. Borenius        | Zur rechnerischen Schädigungsakkumulation in der Erprobung von Kraftfahrzeugteilen bei stochastischer Belastung mit variabler Mittellast            |
| 38  | E. Fritz           | Abdichtung von Maschinenspindeln  |
| 39  | E. Fritz; W. Haas; | Berührungsfreie Spindelabdichtungen im Werkzeugmaschinenbau. Konstruktionskatalog   |
|     | H.K. Müller        |   |

| Nr. | Verfasser      | Titel  |
|-----|----------------|--|
| 40  | B. Jenisch     | Abdichten mit Radial-Wellendichtringen aus Elastomer und Polytetrafluorethylen   |
| 41  | G. Weidner     | Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben   |
| 42  | A. Herzog      | Erweiterung des Datenmodells eines 2D CAD-Systems zur Programmierung von Mehrkoordinatenmeßgeräten                             |
| 43  | T. Roser       | Wissensbasiertes Konstruieren am Beispiel von Getrieben  |
| 44  | P. Wäschle     | Entlastete Wellendichtringe  |
| 45  | Z. Wu          | Vergleich und Entwicklung von Methoden zur Zuverlässigkeitsanalyse von Systemen  |
| 46  | W. Richter     | Nichtwiederholbarer Schlag von Wälzlageeinheiten für Festplattenlaufwerke  |
| 47  | R. Durst       | Rechnerunterstützte Nutprofilentwicklung und clusteranalytische Methoden zur Optimierung von Gewindewerkzeugen                 |
| 48  | G.S. Müller    | Das Abdichtverhalten von Gleitringdichtungen aus Siliziumkarbid  |
| 49  | W.-E. Krieg    | Untersuchungen an Gehäuseabdichtungen von hochbelasteten Getrieben   |
| 50  | J. Grill       | Zur Krümmungstheorie von Hüllflächen und ihrer Anwendung bei Werkzeugen und Verzahnungen                                       |
| 51  | M. Jäckle      | Entlüftung von Getrieben   |
| 52  | M. Köchling    | Beitrag zur Auslegung von geradzahnten Stirnrädern mit beliebiger Flankenform  |
| 53  | M. Hildebrandt | Schadensfrüherkennung an Wälzkontakten mit Körperschall-Referenzsignalen   |
| 54  | H. Kaiser      | Konstruieren im Verbund von Expertensystem, CAD-System, Datenbank und Wiederholteil-suchsystem                                 |
| 55  | N. Stanger     | Berührungsfrei abdichten bei kleinem Bauraum   |
| 56  | R. Lenk        | Zuverlässigkeitsanalyse von komplexen Systemen am Beispiel PKW-Automatikgetriebe   |
| 57  | H. Naunheimer  | Beitrag zur Entwicklung von Stufenlosgetrieben mittels Fahrsimulation  |
| 58  | G. Neumann     | Thermografische Tragbilderfassung an rotierenden Zahnrädern  |
| 59  | G. Wüstenhagen | Beitrag zur Optimierung des Entlasteten Wellendichtrings   |
| 60  | P. Brodbeck    | Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Bauteilzuverlässigkeit und zur System-berechnung nach dem Booleschen Modell |
| 61  | Ch. Hoffmann   | Untersuchungen an PTFE-Wellendichtungen  |
| 62  | V. Hettich     | Identifikation und Modellierung des Materialverhaltens dynamisch beanspruchter Flächen-dichtungen                              |
| 63  | K. Riedl       | Pulsationsoptimierte Außenzahnpumpen mit ungleichförmig übersetzenden Radpaaren  |
| 64  | D. Schwuchow   | Sonderverzahnungen für Zahnpumpen mit minimaler Volumenstrompulsation  |
| 65  | T. Spörl       | Modulares Fahrsimulationsprogramm für beliebig aufgebaute Fahrzeugtriebstränge und An-wendung auf Hybridantriebe               |
| 66  | K. Zhao        | Entwicklung eines räumlichen Toleranzmodells zur Optimierung der Produktqualität   |
| 67  | K. Heusel      | Qualitätssteigerung von Planetengetrieben durch Selektive Montage  |
| 68  | T. Wagner      | Entwicklung eines Qualitätssystem für die Konstruktion   |
| 69  | H. Zelßmann    | Optimierung des Betriebsverhaltens von Getriebeentlüftungen  |
| 70  | E. Bock        | Schwimmende Wellendichtringe   |
| 71  | S. Ring        | Anwendung der Verzahnungstheorie auf die Modellierung und Simulation des Werkzeug-schleifens                                   |
| 72  | M. Klöpfer     | Dynamisch beanspruchte Dichtverbindungen von Getriebegehäusen  |
| 73  | C.-H. Lang     | Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben   |
| 74  | W. Haas        | Berührungsfreies Abdichten im Maschinenbau unter besonderer Berücksichtigung der Fang-labyrinth                                |
| 75  | P. Schiberna   | Geschwindigkeitsvorgabe für Fahrsimulationen mittels Verkehrssimulation  |
| 76  | W. Elser       | Beitrag zur Optimierung von Wälzgetrieben  |
| 77  | P. Marx        | Durchgängige, bauteilübergreifende Auslegung von Maschinenelementen mit unscharfen Vorgaben                                    |
| 78  | J. Kopsch      | Unterstützung der Konstruktionstätigkeiten mit einem Aktiven Semantischen Netz   |
| 79  | J. Rach        | Beitrag zur Minimierung von Klapper- und Rasselgeräuschen von Fahrzeuggetrieben  |
| 80  | U. Häussler    | Generalisierte Berechnung räumlicher Verzahnungen und ihre Anwendung auf Wälzfräserherstellung und Wälzfräsen                  |
| 81  | M. Hüsges      | Steigerung der Tolerierungsfähigkeit unter fertigungstechnischen Gesichtspunkten   |
| 82  | X. Nastos      | Ein räumliches Toleranzbewertungssystem für die Konstruktion   |
| 83  | A. Seifried    | Eine neue Methode zur Berechnung von Rollenlagern über lagerinterne Kontakt-Beanspruchungen                                    |
| 84  | Ch. Dörr       | Ermittlung von Getriebebelastkollektiven mittels Winkelbeschleunigungen  |
| 85  | A. Veil        | Integration der Berechnung von Systemzuverlässigkeiten in den CAD-Konstruktionsprozeß  |
| 86  | U. Frenzel     | Rückenstrukturierte Hydraulikstangendichtungen aus Polyurethan   |
| 87  | U. Braun       | Optimierung von Außenzahnpumpen mit pulsationsarmer Sonderverzahnung   |
| 88  | M. Lambert     | Abdichtung von Werkzeugmaschinen-Flachführungen  |
| 89  | R. Kubalczyk   | Gehäusegestaltung von Fahrzeuggetrieben im Abdichtbereich  |

| Nr. | Verfasser        | Titel   |
|-----|------------------|---|
| 90  | M. Oberle        | Spielbeeinflussende Toleranzparameter bei Planetengetrieben   |
| 91  | S. N. Dogan      | Zur Minimierung der Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben  |
| 92  | M. Bast          | Beitrag zur werkstückorientierten Konstruktion von Zerspanwerkzeugen  |
| 93  | M. Ebenhoch      | Eignung von additiv generierten Prototypen zur frühzeitigen Spannungsanalyse im Produktentwicklungsprozess                            |
| 94  | A. Fritz         | Berechnung und Monte-Carlo Simulation der Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit technischer Systeme                                       |
| 95  | O. Schrems       | Die Fertigung als Versuchsfeld für die qualitätsgerechte Produktoptimierung   |
| 96  | M. Jäckle        | Untersuchungen zur elastischen Verformung von Fahrzeuggetrieben   |
| 97  | H. Haiser        | PTFE-Compounds im dynamischen Dichtkontakt bei druckbelastbaren Radial-Wellendichtungen   |
| 98  | M. Rettenmaier   | Entwicklung eines Modellierungs-Hilfssystems für Rapid Prototyping gerechte Bauteile  |
| 99  | M. Przybilla     | Methodisches Konstruieren von Leichtbauelementen für hochdynamische Werkzeugmaschinen   |
| 100 | M. Olbrich       | Werkstoffmodelle zur Finiten-Elemente-Analyse von PTFE-Wellendichtungen   |
| 101 | M. Kunz          | Ermittlung des Einflusses fahrzeug-, fahrer- und verkehrsspezifischer Parameter auf die Getriebelastkollektive mittels Fahrsimulation |
| 102 | H. Ruppert       | CAD-integrierte Zuverlässigkeitsanalyse und -optimierung  |
| 103 | S. Kilian        | Entwicklung hochdynamisch beanspruchter Flächendichtverbindungen  |
| 104 | A. Flaig         | Untersuchung von umweltschonenden Antriebskonzepten für Krafffahrzeuge mittels Simulation   |
| 105 | B. Luo           | Überprüfung und Weiterentwicklung der Zuverlässigkeitsmodelle im Maschinenbau mittels Mono-Bauteil-Systemen                           |
| 106 | L. Schüppenhauer | Erhöhung der Verfügbarkeit von Daten für die Gestaltung und Berechnung der Zuverlässigkeit von Systemen                               |
| 107 | J. Ryborz        | Klapper - und Rasselgeräuschverhalten von Pkw- und Nkw- Getrieben   |
| 108 | M. Würthner      | Rotierende Wellen gegen Kühlschmierstoff und Partikel berührungsfrei abdichten  |
| 109 | C. Gitt          | Analyse und Synthese leistungsverzweigter Stufenlosgetriebe   |
| 110 | A. Krolo         | Planung von Zuverlässigkeitstests mit weitreichender Berücksichtigung von Vorkenntnissen  |
| 111 | G. Schöllhammer  | Entwicklung und Untersuchung inverser Wellendichtsysteme  |
| 112 | K. Fronius       | Gehäusegestaltung im Abdichtbereich unter pulsierendem Innendruck   |
| 113 | A. Weidler       | Ermittlung von Raffungsfaktoren für die Getriebeerprobung   |
| 114 | B. Stiegler      | Berührungsfreie Dichtsysteme für Anwendungen im Fahrzeug- und Maschinenbau  |
| 115 | T. Kunstfeld     | Einfluss der Wellenoberfläche auf das Dichtverhalten von Radial-Wellendichtungen  |
| 116 | M. Janssen       | Abstreifer für Werkzeugmaschinenführungen   |
| 117 | S. Buhl          | Wechselbeziehungen im Dichtsystem von Radial-Wellendichtring, Gegenlaufläche und Fluid  |
| 118 | P. Pozsgai       | Realitätsnahe Modellierung und Analyse der operativen Zuverlässigkeitskennwerte technischer Systeme                                   |
| 119 | H. Li            | Untersuchungen zum realen Bewegungsverhalten von Losteilen in Fahrzeuggetrieben   |
| 120 | B. Otte          | Strukturierung und Bewertung von Eingangsdaten für Zuverlässigkeitsanalysen   |
| 121 | P. Jäger         | Zuverlässigkeitsbewertung mechatronischer Systeme in frühen Entwicklungsphasen  |
| 122 | T. Hitziger      | Übertragbarkeit von Vorkenntnissen bei der Zuverlässigkeitstestplanung  |
| 123 | M. Delonga       | Zuverlässigkeitsmanagementsystem auf Basis von Felddaten  |
| 124 | M. Maisch        | Zuverlässigkeitsorientiertes Erprobungskonzept für Nutzfahrzeuggetriebe unter Berücksichtigung von Betriebsdaten                      |
| 125 | J. Orso          | Berührungsfreies Abdichten schnelllaufender Spindeln gegen feine Stäube   |
| 126 | F. Bauer         | PTFE-Manschettendichtungen mit Spiralrille - Analyse, Funktionsweise und Erweiterung der Einsatzgrenzen                               |
| 127 | M. Stockmeier    | Entwicklung von Klapper- und rasselgeräuschfreien Fahrzeuggetrieben   |
| 128 | M. Trost         | Gesamtheitliche Anlagenmodellierung und -analyse auf Basis stochastischer Netzverfahren   |
| 129 | P. Lambeck       | Unterstützung der Kreativität von verteilten Konstrukteuren mit einem Aktiven Semantischen Netz                                       |
| 130 | K. Pickard       | Erweiterte qualitative Zuverlässigkeitsanalyse mit Ausfallprognose von Systemen   |
| 131 | W. Novak         | Geräusch- und Wirkungsgradoptimierung bei Fahrzeuggetrieben durch Festradentkopplung  |
| 132 | M. Henzler       | Radialdichtungen unter hoher Druckbelastung in Drehübertragern von Werkzeugmaschinen  |
| 133 | B. Rzepka        | Konzeption eines aktiven semantischen Zuverlässigkeitsinformationssystems   |
| 134 | C.G. Pflüger     | Abdichtung schnelllaufender Hochdruck-Drehübertrager mittels Rechteckring und hocheffizient strukturierter Gleitfläche                |
| 135 | G. Baitinger     | Multiskalenansatz mit Mikrostrukturanalyse zur Drallbeurteilung von Dichtungsgegenläufigen Flächen                                    |

| Nr. | Verfasser     | Titel  |
|-----|---------------|--|
| 136 | J. Gäng       | Berücksichtigung von Wechselwirkungen bei Zuverlässigkeitsanalysen   |
| 137 | Ch. Maisch    | Berücksichtigung der Ölalterung bei der Lebensdauer- und Zuverlässigkeitsprognose von Getrieben                            |
| 138 | D. Kirschmann | Ermittlung erweiterter Zuverlässigkeitsziele in der Produktentwicklung   |
| 139 | D. Weber      | Numerische Verschleißsimulation auf Basis tribologischer Untersuchungen am Beispiel von PTFE-Manschettendichtungen         |
| 140 | T. Leopold    | Ganzheitliche Datenerfassung für verbesserte Zuverlässigkeitsanalysen  |
| 141 | St. Jung      | Beitrag zum Einfluss der Oberflächencharakteristik von Gegenläufflächen auf das tribologische System Radial-Wellendichtung |