

---

# **Gewichtsoptimierung von Zahnrädern unter Berücksichtigung der Fertigungsmöglich- keiten und zyklischer Symmetrie**

Dipl. Ing. Ulrich Heiselbetz (DAIMLER AG)

Dipl. Ing. (FH) Jens Müller (INTES GmbH)

9. Internationales Stuttgarter Symposium

“Automobil- und Motorentechnik”

24. - 25. März 2009

---

## **Kurzfassung**

Die Minimierung des Bauteilgewichts ist im Fahrzeugbau doppelt wertvoll. Neben dem eingesparten Material trägt eine leichtere Konstruktion auch zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs bei. Um eine gewichtsreduzierte Konstruktion zu entwickeln, bedient man sich heute oft der Kombination aus Finite-Elemente-Methode (FEM) und rechnergestützter Optimierung. Für die Optimierungsaufgaben stehen mehrere Methoden zur Verfügung. Mit der Topologie-Optimierung wird ein Entwurf für die grobe Form des Bauteils ermittelt. Dieser wird dann konstruktiv in ein CAD-Modell überführt. In der nachgeschalteten Form-Optimierung findet das Feintuning statt. Es werden lokale Spannungsspitzen abgebaut und eine gleichmäßigere Auslastung des Bauteils erreicht.

Dieser Beitrag zeigt das Vorgehen in einzelnen Schritten an dem konkreten Beispiel eines Zahnrades aus einem LKW-Getriebe. Am Beispiel der Definition von Basisvektoren für die Formoptimierung, enthält er auch einen Hinweis auf das deutlich vereinfachte Arbeiten mit den verschiedenen Optimierungsmethoden. Er gibt auch Auskunft über den benötigten Aufwand und den erzielten Gewinn.

## **Abstract**

In vehicle design minimizing the weight of a component is doubly valuable. Beside the saved material the lighter design helps to reduce fuel consumption. Today, it is standard practice to use a combination of Finite Element Analysis (FEA) and numerical optimization methods to develop lightweight components. There are different methods to solve the optimization tasks. Topology optimization is used to find a first layout of the component geometry. In the design process this layout can be transformed to a CAD model. With a subsequent shape optimization extreme stress values can be reduced and stress distribution is smoothed.

The paper shows the procedure for lightweight design of a gear wheel for a truck transmission in several steps. It also provides short information about a very easy way to specify shape basis vectors in the shape optimization as an example for advanced modelling capabilities. In addition, information about costs and the realised benefits are presented.

## **1 Einleitung**

Der sparsame Einsatz von Material ist im Fahrzeugbau aus vielerlei Gründen sehr wichtig. Dabei müssen gewichtsreduzierte Konstruktionen meist sogar steigende Anforderungen an die Festigkeit auf Grund statischer, dynamischer oder gar thermischer Lasten erfüllen. Der Einsatz der Simulation mit der Finite-Elemente-Methode (FEM) zur Bewertung der Festigkeit ist hierbei heute weitgehend Standard. Die gleichzeitige Erfüllung von Gewichtszielen und Festigkeitsanforderungen führt dagegen in der Simulation zu einer Optimierungsaufgabe. Ein Lösungsansatz für diese Aufgabe besteht in der kombinierten Nutzung der FEM mit Optimierungsmethoden. Insbesondere spielen dabei die Topologie-Optimierung bei der Suche nach der idealen Gestalt mit dem günstigsten Gewicht eines Bauteils bzw. die Form-Optimierung bei der Erfüllung der Festigkeitsanforderungen die zentralen Rollen.

Die Bauteiloptimierung war allerdings auf Grund der oft umfangreichen und komplizierten Eingaben eher den Spezialisten vorbehalten. In den letzten Jahren hat sich das geändert. Die nötigen Eingaben sind deutlich einfacher geworden und lassen sich grafisch kontrollieren. Außerdem sind die eingesetzten Algorithmen deutlich verbessert worden und führen schon nach wenigen Iterationsschritten zu guten Ergebnissen. Auf Grund dieser Verbesserungen und den laufend steigenden Anforderungen an die Bauteile kommt die Optimierung heute wesentlich häufiger zum Einsatz.

Bei der Topologie- oder Gestaltoptimierung werden aus einem vorgegebenen Bauraum Elemente ausgespart deren Steifigkeit für die angegebene Belastung und Lagerung eine untergeordnete Rolle spielen. Dabei können lastfallabhängige Grenzwerte für z. B. Verschiebungen, Spannungen und Reaktionskräfte bestimmt werden. Außerdem können Fertigungsrestriktionen wie Auszugsrichtungen für Gussteile oder Symmetriebedingungen vorgegeben werden. Als Ergebnis erhält man einen Entwurf der Bauteilgeometrie. Dieser Schritt sollte unbedingt in der frühen Entwicklungsphase eines Bauteils oder einer Baugruppe angesiedelt werden. In der Regel wird hier die größte Gewichtsreduktion erzielt.

Nachdem der Konstrukteur den Entwurf im CAD umgesetzt hat, können Parameter- und / oder Formoptimierung folgen. Mit der Parameteroptimierung können z.B. Blechdicken, Balkenquerschnitte oder Lagersteifigkeiten optimiert werden. Mit der Formoptimierung werden häufig lokale Spannungsüberhöhungen abgebaut und eine gleichmäßigere Bauteilbelastung gesucht.

Im folgenden werden die einzelnen Optimierungsschritte an einem konkreten Beispiel dargestellt und erläutert. Am Ende werden der erzielte Gewinn, das eingesparte Material und der dafür benötigte Aufwand gegenübergestellt.

Die Ergebnisse werden normiert dargestellt.

Alle Berechnungen wurden mit der Software PERMAS, die Aufbereitung der Eingabedaten und ein Teil der Ergebnisaufbereitung mit der grafischen Benutzeroberfläche VisPER (Visual PERMAS) der Fa. Intes durchgeführt.

---

## 2 Aufgabenstellung

An einem Zahnrad aus einem LKW-Getriebe soll das Gewicht reduziert werden. Einsparpotential wird an der Verbindung zwischen dem Nabenbereich und dem Zahnkranz vermutet. Das Zahnrad muss schmied- oder gießbar sein.

Zuerst wird die aktuelle Konstruktion analysiert. Im Anschluss wird mit Hilfe der FEM eine Topologie-Optimierung für das belastete Zahnrad durchgeführt. Auf Grund der umlaufenden Belastung muss das Ergebnis zyklisch symmetrisch sein. Für den Herstellungsprozess ist es wichtig, dass keine Hinterschneidungen entstehen. Als Ergebnis erhält man einen Modellentwurf.

Der gefundene Entwurf wird in einem CAD-System konstruktiv umgesetzt. An dem neuen Zahnrad wird mit den gleichen Belastungen/Randbedingungen eine Form-Optimierung durchgeführt. Hierbei darf die zyklische Symmetrie nicht verloren gehen. In diesem Schritt werden lokale Spannungserhöhungen reduziert und eine gleichmäßigere Bauteilbeanspruchung ermittelt.

## 3 Modellbeschreibung und Ausgangszustand

Die Modellbeschreibung wird an dem Ausgangsmodell dargestellt. Da für alle Teilaufgaben mit der gleichen Einspannung und den gleichen Lasten gerechnet wird, gelten die Darstellungen analog auch für die anderen Modelle.

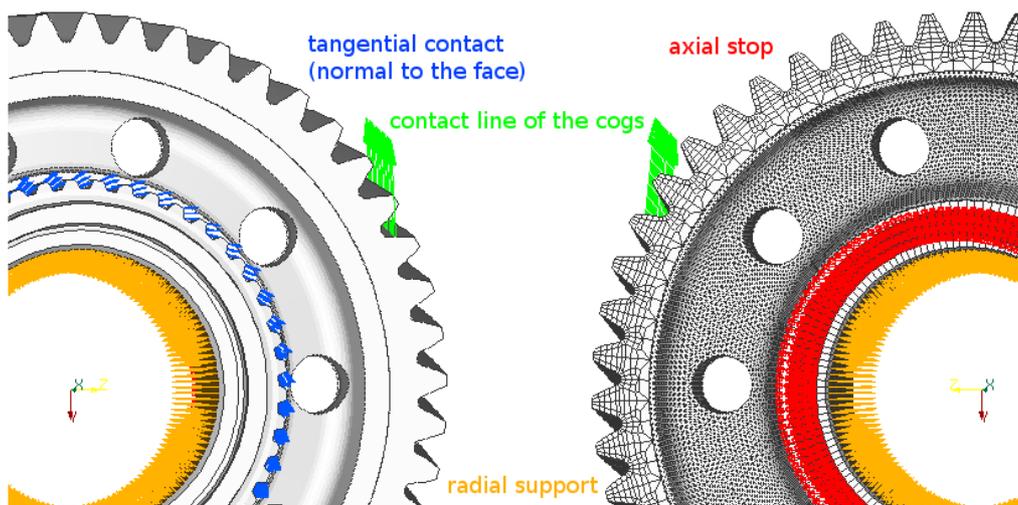


Abb. 1: Modellaufbau, Lagerung, Lasten (rechtes Bild mit FE-Netz)

Das Zahnrad wird am Zahnkranz an einzelnen Zähnen mit einer Kraft beaufschlagt (grüne Pfeile). Für jeden Zahn entsteht ein eigener Lastfall. Wegen der zyklischen Symmetrie ist es ausreichend, die Zähne eines Sektors zu belasten. Die Welle wird durch einen radial wirkenden Kontakt an der Nabenseite ersetzt (orangene Pfeile). Der Anschlag wird mit einem Kon-

## Gewichtsoptimierung von Zahnrädern unter Berücksichtigung der Fertigungsmöglichk.

takt in Achsrichtung simuliert (rote Pfeile). Der Kraftschluß zur Schiebemuffe wird durch eine Kontaktdefinition in Normalenrichtung der Zahnflanken beschrieben (blaue Pfeile).

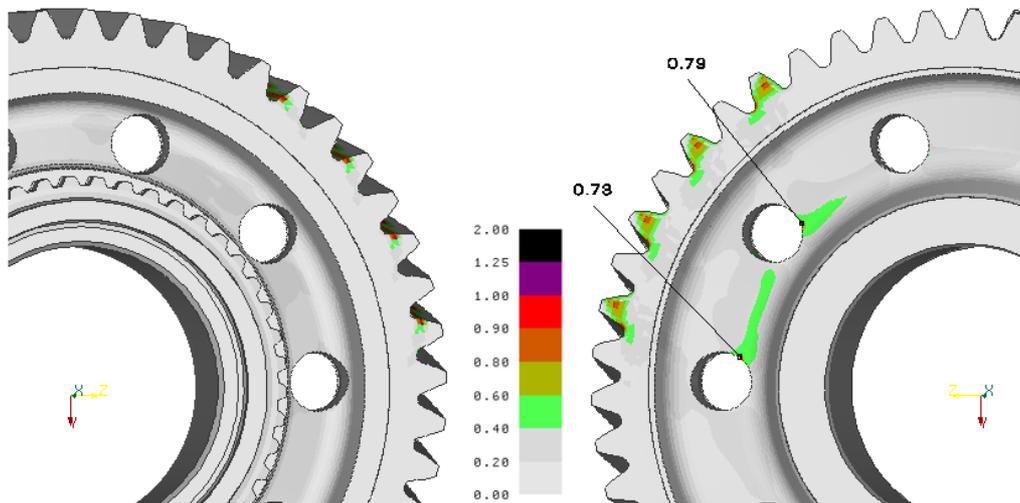


Abb. 2: Ausgangsvariante: Maximim der v. Mises Spannung über alle Lastfälle (auf den Grenzwert normiert).

Zur Beurteilung des Ist-Zustandes wird an dem Ausgangsmodell eine statische Berechnung durchgeführt. Es werden die, auf den entsprechenden Grenzwert normierten, Vergleichsspannungen betrachtet. Der Bereich zwischen Nabe und Zahnkranz ist sehr gering beansprucht. Nur sehr lokal treten Werte bis 79% des Grenzwertes auf. Dies deutet auf Einsparpotential hin.

## 4 Topologie-Optimierung

Um die Topologie-Optimierung durchführen zu können müssen der Bauraum, die Optimierungsrandbedingungen und die Zielfunktion definiert werden.

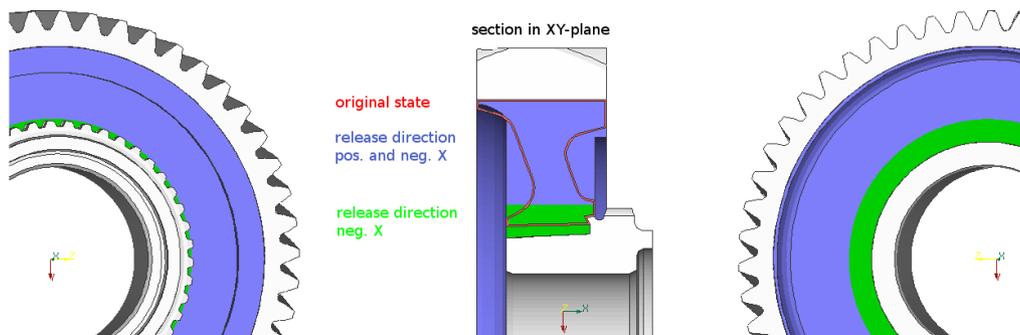


Abb. 3: Modellbeschreibung für die Topologieoptimierung

Als Randbedingungen für die Optimierung sind die maximale Vergleichsspannung an der Fläche zwischen Bauraum und äußerem Zahnkranz, zyklische Symmetrie in sieben Abschnitten, Symmetrie innerhalb eines Abschnitts und das maximal zulässige Gewicht definiert. Optimierungsziel ist die größtmögliche Steifigkeit über alle Lastfälle.

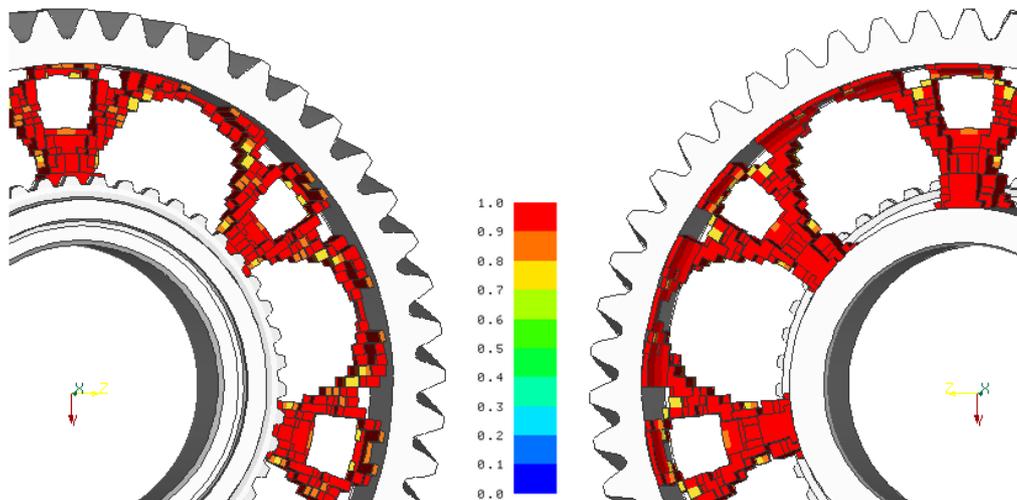


Abb. 4: Füllungsgrad als Ergebnis der Topologie-Optimierung

Das Ergebnis der Topologieoptimierung ist der Füllungsgrad. Mit ihm wird der Zusammenhang zwischen Steifigkeit und Masse beschrieben. D.h., Elemente mit kleinem Füllungsgrad haben wenig Masse aber auch eine geringe Steifigkeit. Zum Beispiel hat ein Element mit dem Füllungsgrad 0.5 die halbe Masse aber nur ca. 13 % ( $0.5 \cdot 0.5 \cdot 0.5$ ) der Steifigkeit. Abb. 4 zeigt alle Elemente mit einem Füllungsgrad größer 0.7.

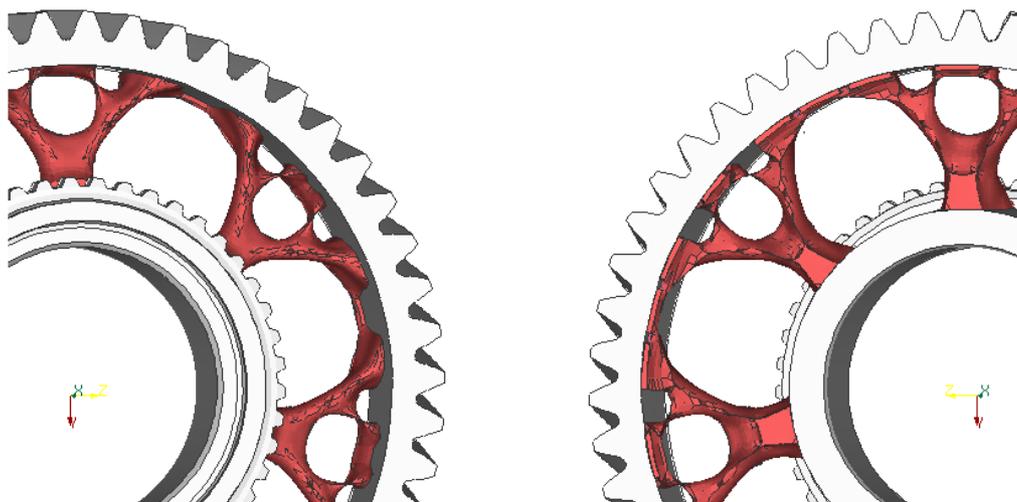


Abb. 5: Geglättete Hülle auf Basis der Füllungsgradergebnisse aus der Topologieoptimierung

## Gewichtsoptimierung von Zahnrädern unter Berücksichtigung der Fertigungsmöglichk.

Bei der Ergebnisaufbereitung kann auf Basis des Füllungsgrades eine geglättete Hülle (Abb. 5) generiert und an den Konstrukteur weitergegeben werden.

### 5 Form-Optimierung

Nach Betrachtung der Ergebnisse aus der Topologie-Optimierung, hat man sich für ein Schmiedeteil entschieden. Das bedeutet, dass alle Aussparungen stanz- oder bohrbar sein müssen. Löcher, die auf einem Radius liegen, der kleiner ist als der des inneren Zahnkranzes, sind deshalb nicht zulässig. Das neu entstandene CAD-Modell ist die Grundlage für die Form-Optimierung. Auch hier wird eine statische Berechnung durchgeführt um die Vergleichsspannungen zu beurteilen.

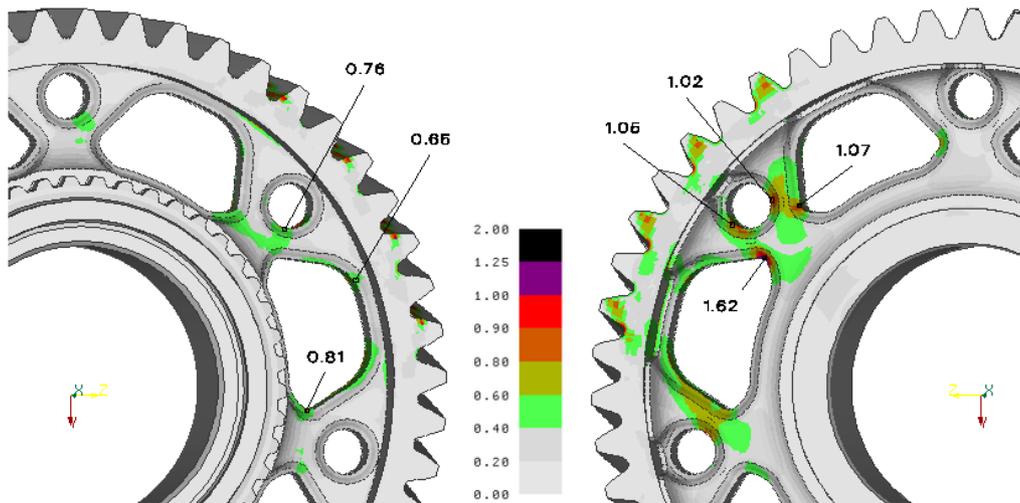
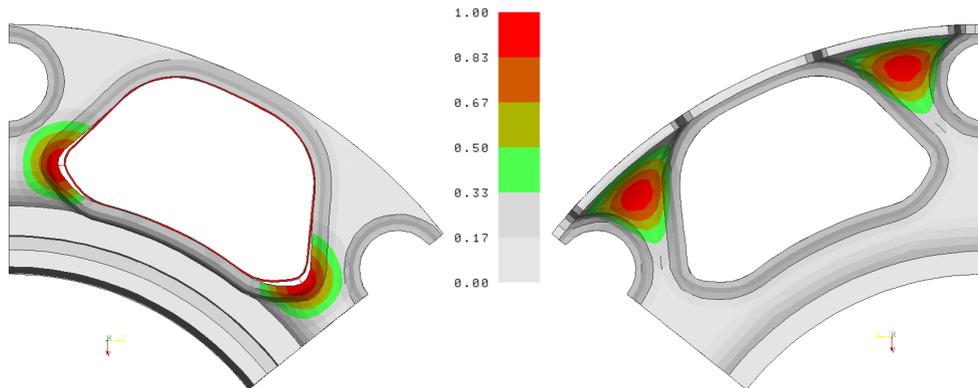


Abb. 6: Konstruktiv umgesetzter Entwurf der Topologie-Optimierung: Maximum der v. Mises Spannungen über alle Lastfälle (auf den Grenzwert normiert).

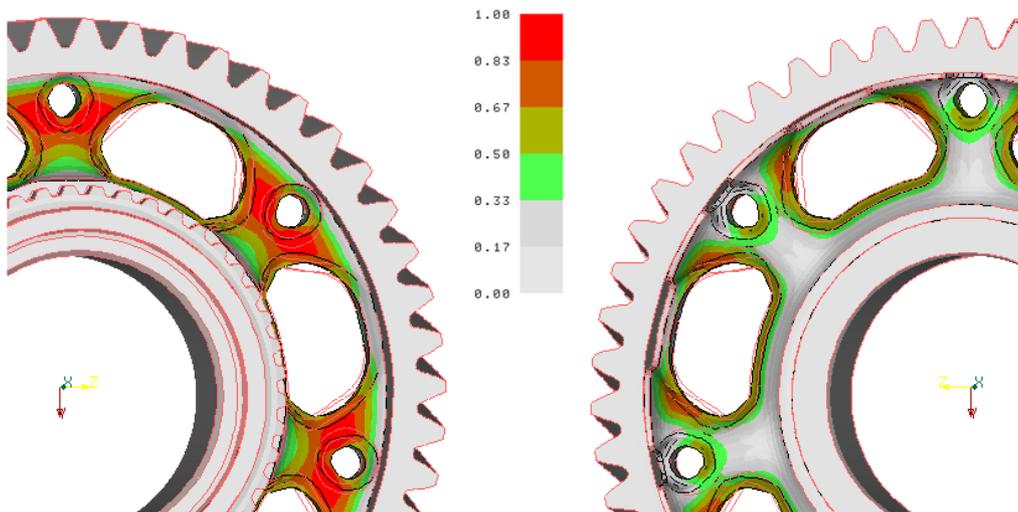
Das Spannungsbild weist im Bereich der großen Aussparung eine lokale Spannungsüberhöhung von 62% über dem Grenzwert auf, am kleineren Loch sind die Spannungen um ca. 5% zu hoch.

Für die Form-Optimierung werden Basisvektoren definiert, deren lineare Überlagerung die möglichen Formvariationen beschreibt. Sie sind für die Berechnung von besonderer Bedeutung. Die Symmetriebedingungen aus der Topologie-Optimierung müssen erhalten bleiben. Unter Einhaltung der maximal zulässigen Vergleichsspannung wird die Form mit dem geringsten Gewicht gesucht.



**Abb. 7: Beispiele der Basisvektoren: links - Änderung der Lochform; rechts - Variation der Ausrundung.**

Die Definition der Basisvektoren ist sehr vereinfacht worden. Heute ist es ausreichend einzelne Knotenpunkte zu wählen, die sich in eine vorgegebene Richtung, in der Regel normal zur Oberfläche, verschieben dürfen. Die Software ermittelt daraus ein Verschiebungsfeld als Basisvektor. Die Basisvektoren können vor der eigentlichen Berechnung ermittelt und graphisch kontrolliert werden. Für die hier ausgeführte Berechnung sind 18 Basisvektoren definiert. Sie ermöglichen die Formänderung der beiden Löcher (z. B. Bild 7 linke Seite) und deren Positionierung in Achsrichtung. Die anderen beschreiben Veränderungen von Rundungsradien bzw. Querschnitten (z. B. Bild 7 rechte Seite).



**Abb. 8: Formänderung auf das Maximum normiert, nicht überhöht dargestellt. Ansicht Vorder- und Rückseite.**

## Gewichtsoptimierung von Zahnrädern unter Berücksichtigung der Fertigungsmöglichk.

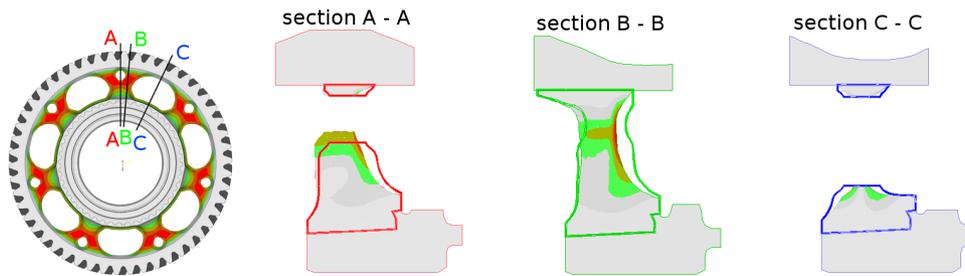


Abb. 9: Formänderung auf das Maximum normiert, nicht überhöht dargestellt. Querschnitte.

Durch die Formoptimierung sind die Ausrundungen am großen Loch gleichmäßiger geworden. In der Fläche hat es sich leicht vergrößert. Dagegen ist der Querschnitt des kleinen Loches reduziert worden. In den Querschnitten zeigt sich eine deutliche Verjüngung der Streben.

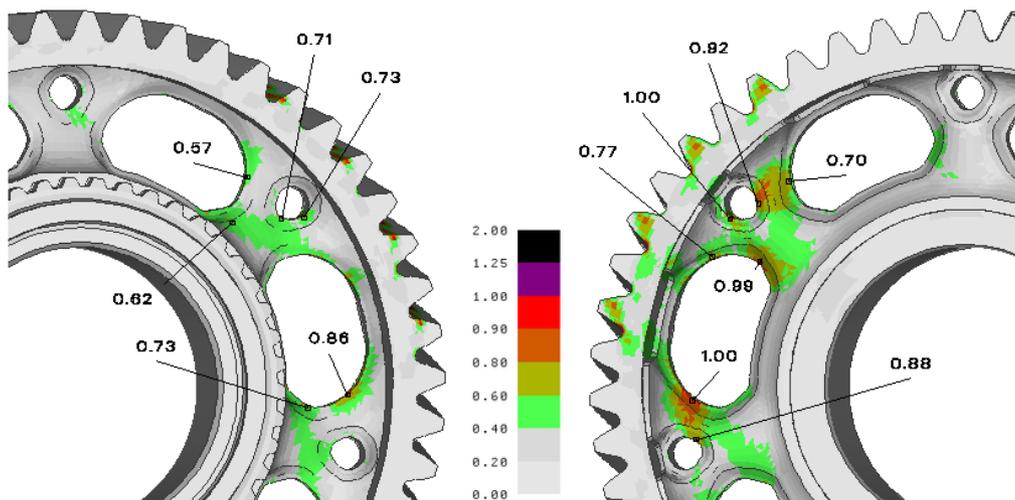


Abb. 10: Modell nach der Formoptimierung: Maxima der v. Mises Spannung über alle Lastfälle (auf den Grenzwert normiert).

Zur Kontrolle wird auch für das form-optimierte Modell eine statische Berechnung durchgeführt. Die Spannungsergebnisse überschreiten den Grenzwert an keiner Stelle. Durch die gleichmäßigere Ausrundung am großen Loch ist das Spannungsmaximum von 162% auf 100% gesunken. Die Auslastung des eingesetzten Materials ist gleichmäßiger geworden.

## 6 Aufwand und Ertrag

Da auch in den Entwicklungsabteilungen die eingesetzten Methoden auf ihre Effektivität geprüft werden sollen, wird der Arbeitsaufwand dem Ertrag, der eingesparten Masse, gegenübergestellt.

	Aufwand	Gesamt- masse (normiert)	Bauraum- Masse (normiert)
<b>Ausgangszustand:</b> - FE-Modell mit Randbedingungen und Lasten aus CAD-Daten erstellen - statische Berechnung - Bewertung der Ergebnisse	3 MT	100.0 %	100.0 %
<b>Topologieoptimierung:</b> - Modell erweitern - Optimierungsläufe für 5,6,7 Segmente mit unterschiedlichen Optimierungsrandbedingungen	7 MT	62.5 %	20.0 %
Umsetzung in CAD-Konstruktion	1 MT	78.10%	53.30%
<b>Form-Optimierung</b> - Neuvernetzung des inneren Bereichs - Definition und Auswahl geeigneter Basisvektoren - Abschließende Bewertung der Spannungsergebnisse	5 MT	74.8 %	46.7 %

Wie erwartet, konnte die Masse bei der Topologie-Optimierung am stärksten reduziert werden. Durch den Entschluss ein Schmiedeteil zu konstruieren, hat die neue Konstruktion allerdings einiges davon aufgebraucht. Vor allem im Nabebereich bis zum Aussendurchmesser des kleinen Zahnkranzes, kann der Entwurf wegen der Forderung nach Stanz- bzw. Bohrbarkeit nicht übernommen werden. Obwohl bei der Form-Optimierung die Spannungsüberhöhungen stark reduziert werden konnten, konnte auch hier nochmals etwas Material eingespart werden.

Betrachtet man nur den optimierten Bauraum, stehen einer Halbierung der Masse 16 Arbeitstage gegenüber. Für das gesamte Zahnrad sind es immerhin noch etwas über 25%. Bei dieser Betrachtung sollte man die Dimensionen eines LKW-Getriebes und die produzierten Stückzahlen berücksichtigen.

Der sehr geringe Aufwand kommt hauptsächlich durch die erleichterte Eingabe, die besseren Algorithmen und die gestiegene Erfahrung in der numerischen Optimierung zu Stande.