



*Diplomarbeit*

# Strukturoptimierung von Automobilkomponenten auf Basis von Ermüdungssimulationen

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

**Associate Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Heinz Pettermann**

E317

Institut für Leichtbau und Struktur-Biomechanik

eingereicht an der Technischen Universität Wien  
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

**Martin Gächter**

0726065

Schweizerstraße 30

6844 Altschachen

Wien, im Juli 2014

# Kurzfassung

Die vorliegende Diplomarbeit beschäftigt sich mit der Gestaltoptimierung in Bezug auf das Ermüdungsverhalten eines Zylinderkopfes. Um dieses Ziel zu erreichen wird zunächst eine sequentiell gekoppelte Temperatur-Spannungs Analyse mittels **Abaqus/Standard** durchgeführt. Die daraus erhaltenen Spannungszustände werden mit dem Programmpaket **FEMFAT** in eine Mittel- und Amplitudenspannung umgerechnet und damit eine Ermüdungsberechnung durchgeführt. Aufbauend auf den Ergebnissen dieser Analyse erfolgt eine Gestaltoptimierung mit dem Programmpaket **TOSCA Structure**. Im nächsten Schritt wird dieser Optimierungsprozess mittels mehrerer **Python** Skripts automatisiert. Dazu wird ein Plug-in für **Abaqus/CAE** erstellt, sodass alle notwendigen Einstellungen für den gesamten Optimierungsprozess direkt in **Abaqus/CAE** getätigt werden können. Bei der Ausführung des Plug-ins werden alle für die Optimierung notwendigen Input Files für **Abaqus/Standard**, **FEMFAT** und **TOSCA Structure** automatisch generiert.

Im ersten Teil dieser Arbeit wird auf die Grundlagen der Betriebsfestigkeit und der Strukturoptimierung, im speziellen der Gestaltoptimierung, eingegangen. Der Berechnungsablauf der dazu verwendeten Programme und der Optimierungsprozess an sich werden ebenfalls näher erläutert.

Im Anwendungsteil werden einige Vorbetrachtungen an Benchmarkbeispielen durchgeführt, bevor die Möglichkeiten einer weiteren Gewichtsreduktion eines Zylinderkopfes sowie der Automatisierung des Optimierungsprozesses untersucht wird. Dabei zeigt sich, dass eine Gewichtsreduktion, trotz der Steigerung des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch, erzielt werden kann. Des Weiteren ermöglicht das erarbeitete Plug-in, dass neben dem Preprocessing für **FEMFAT** und **TOSCA Structure** auch das Postprocessing aller Ermüdungs- und Optimierungsergebnisse in **Abaqus/CAE** durchgeführt werden kann.

## Schlagwörter

*Finite Elemente Methode, Betriebsfestigkeit, Gestaltoptimierung, Abaqus/Standard, FEMFAT, TOSCA Structure, Python*

# Abstract

This diploma thesis deals with a shape optimization to improve the fatigue behavior of a cylinder head. To achieve this goal a sequentially coupled thermal-stress analysis is carried out using the FEA software **Abaqus/Standard**. The resulting data on mechanical stresses is decomposed in average stress and a fluctuation around this mean using the software tool **FEMFAT**, in order to carry out a fatigue analysis. Based on the results from this analysis a shape optimization is performed using the software tool **TOSCA Structure**. In the next step, this optimization process is automatized using **Python** scripts. For this purpose a plug-in for **Abaqus/CAE** is created which manages all settings that are necessary for the entire optimization process. When executed, the plug-in generates all required input files for **Abaqus/Standard**, **FEMFAT** and **TOSCA Structure** automatically.

In the first part of this work, the fundamentals of fatigue and structural optimization, in general, and of shape optimization, in particular, are reviewed. Additionally, the calculation process of the software tools used plus the optimization workflow are described.

Secondly and following several preliminary tests, this method is applied to investigate the potential of a further weight reduction of a cylinder head as well as the automation of the optimization workflow itself. It is found that both a weight reduction of the cylinder head and an increase in high cycle fatigue safety are possible. Finally, it can also be concluded that the **Abaqus** plug-in developed for this work allows the postprocessing of the entire fatigue and optimization results within **Abaqus/CAE**, besides the preprocessing for **FEMFAT** and **TOSCA Structure**.

## Tags

*Finite Element Method, Fatigue, Shape Optimization, Abaqus/Standard, FEMFAT, TOSCA Structure, Python*

# Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit bei der Dassault Systèmes Simulia Austria GmbH in Kooperation mit der AVL List GmbH und dem Institut für Leichtbau und Struktur-Biomechanik der Technischen Universität Wien.

Aufseiten der TU Wien möchte ich mich bei Prof. Heinz Pettermann für die Betreuung und Unterstützung dieser Arbeit bedanken.

Für die umfassende fachliche und technische Betreuung möchte ich mich bei Franz Barborik bedanken, der durch sein großes und fortwährendes Engagement, besonders während der Einarbeitungsphase, die vorliegende Arbeit in dieser Form erst ermöglicht hat. Für die ständige Hilfsbereitschaft bei technischen Fragen und das angenehme Umfeld, weit über die Arbeitszeit hinaus, gilt mein Dank dem gesamten Team bei Simulia, Andreas, Arpad, Eloy, Gregor, Margot und Simon.

Ebenfalls bedanken möchte ich mich bei Mario Brunner und Matej Smolnikar aufseiten der AVL für die dortige Betreuung.

Nicht zuletzt möchte ich mich bei meiner Familie bedanken, ohne deren langjährige Unterstützung weder mein Studium noch diese Arbeit möglich gewesen wäre.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Liste der Formelzeichen</b> . . . . .	<b>vi</b>
<b>1 Einleitung</b> . . . . .	<b>1</b>
<b>I Theorieteil</b>	<b>4</b>
<b>2 Betriebsfestigkeit</b> . . . . .	<b>5</b>
2.1 Begriffe und Bezeichnungen . . . . .	6
2.2 Wöhlerlinie . . . . .	6
2.3 Dauer- und Zeitfestigkeitsschaubild . . . . .	7
2.3.1 Konstruktion Haigh-Diagramm . . . . .	9
2.4 Lineare Schadensakkumulation . . . . .	9
2.5 Ermüdungsberechnung in FEMFAT . . . . .	10
<b>3 Strukturoptimierung</b> . . . . .	<b>14</b>
3.1 Übersicht . . . . .	14
3.2 Gestaltoptimierung . . . . .	15
3.2.1 Design Bereich . . . . .	15
3.2.2 Netzglättung . . . . .	17
3.2.3 Zielfunktion . . . . .	17
3.2.4 Zwangsbedingungen und Restriktionen . . . . .	18
3.2.5 Mathematische Formulierung . . . . .	18
<b>4 Ablauf des Optimierungsprozesses</b> . . . . .	<b>21</b>
<b>II Anwendungsteil</b>	<b>22</b>
<b>5 Vorbetrachtungen</b> . . . . .	<b>23</b>
5.1 Verwendete Modelle . . . . .	23
5.1.1 Pleuelstange . . . . .	23

5.1.2	Lochplatte . . . . .	24
5.2	Vergleich unterschiedlicher Schädigungsvariablen . . . . .	25
5.3	Konvergenzverhalten bei unterschiedlicher Netzfeinheit . . . . .	26
5.4	Vergleich Schädigungs- und Spannungsoptimierung . . . . .	26
5.5	Vergleich unterschiedlicher Elementtypen . . . . .	30
5.6	Netzglättungsbereich und weitere Restriktionen . . . . .	30
5.7	Sequentiell gekoppelte Temperatur-Spannungs Analyse . . . . .	31
<b>6</b>	<b>Anwendungsbeispiel Zylinderkopf . . . . .</b>	<b>34</b>
6.1	Modellaufbereitung . . . . .	34
6.1.1	Anpassung der zur Verfügung gestellten Daten . . . . .	35
6.1.2	Verifizierung der angepassten Daten . . . . .	36
6.2	Modelle der Gestaltoptimierung . . . . .	39
6.2.1	Modell A . . . . .	39
6.2.2	Modell B . . . . .	40
6.2.3	Modelle C, D, E . . . . .	40
6.3	Automatisierung des Optimierungsprozesses . . . . .	41
6.3.1	Detaillierter Ablauf des Optimierungsprozesses . . . . .	42
6.3.2	Plug-in für Abaqus/CAE . . . . .	43
6.3.3	Implementierung mittels Python Skripts . . . . .	45
6.4	Ergebnisse der Gestaltoptimierung . . . . .	51
6.4.1	Modell A . . . . .	52
6.4.2	Modell B . . . . .	52
6.4.3	Modelle C, D, E . . . . .	55
6.5	Interpretation der Ergebnisse . . . . .	64
6.5.1	Vorgehensweise von TOSCA Structure.shape . . . . .	64
6.5.2	Ergebnisse der Gestaltoptimierung . . . . .	64
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung . . . . .</b>	<b>66</b>
	<b>Literaturverzeichnis . . . . .</b>	<b>68</b>
<b>A</b>	<b>Workshop: Shape Optimization with TOSCA Structure based on Fatigue Results, using Abaqus/CAE as Preprocessor . . . . .</b>	<b>A-1</b>

# Liste der Formelzeichen

Diese Liste umfasst die wichtigsten Formelzeichen in den Gleichungen, im Text und in den Abbildungen. Sie folgt erst dem lateinischen, dann dem griechischen Alphabet. Die beiden Indizes  $i, j$  sind als Laufindex in natürlichen Zahlen zu verstehen. Darauf folgend sind die wichtigsten Abkürzungen im Text und in den Abbildungen angeführt.

Symbol	Bedeutung	Einheit
$D$	Schädigung	[-]
$D_{6W}$	6. Wurzel der Schädigung	[-]
$D_{max}$	Bereich der maximalen Schädigung	[-]
$D_{Log}$	Logarithmus der Schädigung	[-]
$\Delta D$	Teilschädigung	[-]
$\Delta N$	aufgebrachte Schwingspiele	[-]
$g_j$	Restriktion der Gestaltoptimierung	[-]
$k$	Steigung der Zeitfestigkeitsgerade	[-]
$F_y$	Einzelkraft in positiver $y$ -Richtung	[N]
$F_z$	Einzelkraft in negativer $z$ -Richtung	[N]
$M$	Mittelspannungsempfindlichkeit	[-]
$N$	Schwingspielzahl	[-]
$N_B$	Bruchschwingspielzahl	[-]
$N_D$	Grenzschaingspielzahl	[-]
$R$	Spannungsverhältnis	[-]
$R_e$	Streckgrenze unter Zugbeanspruchung	[N mm <sup>-1</sup> ]
$R_{ed}$	Streckgrenze unter Druckbeanspruchung	[N mm <sup>-1</sup> ]
$R_m$	Zugfestigkeit	[N mm <sup>-1</sup> ]
$R_{p0.2}$	0.2%-Dehngrenze	[N mm <sup>-1</sup> ]
$SF_A$	Sicherheitsfaktor gegen Dauerbruch	[-]

Symbol	Bedeutung	Einheit
$V_c$	Zwangsbedingung bzgl. des Volumens ( <i>volume constraint</i> )	[-]
$V_{rel}$	Relativer Volumenanteil	[-]
$w_i$	Gewichtung	[-]
$\mathbf{x}$	Design Variable	[-]
$\alpha$	Neigungswinkel der Sekante der Mittelspannungsempfindlichkeit	[rad]
$\beta$	Neigungswinkel des Smith-Diagramm	[rad]
$\Delta\sigma$	Schwingbreite der Spannung	[N mm <sup>-1</sup> ]
$\varphi_x$	Verdrehwinkel um die $x$ -Achse	[rad]
$\phi_i$	Design Antwort	[-]
$\phi_i^{ref}$	Referenzwert	[-]
$\Phi$	Zielfunktion	[-]
$\psi_i$	Zwangsbedingung	[-]
$\sigma_a$	Spannungsamplitude	[N mm <sup>-1</sup> ]
$\sigma_{a,zul}$	zulässige Spannungsamplitude	[N mm <sup>-1</sup> ]
$\sigma_{dSch}$	Druckschwellfestigkeit	[N mm <sup>-1</sup> ]
$\sigma_m$	Mittelspannung	[N mm <sup>-1</sup> ]
$\sigma_o$	Oberspannung	[N mm <sup>-1</sup> ]
$\sigma_{Sch}$	(Zug-)Schwellfestigkeit	[N mm <sup>-1</sup> ]
$\sigma_u$	Unterspannung	[N mm <sup>-1</sup> ]
$\sigma_W$	Wechselfestigkeit	[N mm <sup>-1</sup> ]

Abkürzung	Bedeutung
AK	Ausgangskonfiguration
D	Dauerfestigkeit
FEA	Finite Elemente Analyse
K	Kurzzeitfestigkeit
EM	elementare Form der Miner-Regel
MM	modifizierte Form der Miner-Regel
OM	Original-Form der Miner-Regel
OZ	Optimierungszyklus
P	Belastungspunkt
Z	Zeitfestigkeit

# 1. Einleitung

*„The art of structure is where to put the holes.“*

*Robert Le Ricolais, Architekt, 1894-1977*

Die zur Verfügung stehende Zeit für die Entwicklung neuer Produkte wird stets geringer. Während im Gegensatz dazu die Anforderungen an dieselben Produkte immer umfangreicher werden. Infolge dessen werden für die Entwicklung effizienterer Prototypen bzw. für die Weiterentwicklung bereits bestehender Komponenten, immer mehr Konstruktions- und Simulationsprozesse interaktiv und simultan mit Optimierungswerkzeugen durchgeführt. Liefert die Topologieoptimierung zu Beginn der Konzeptphase Hinweise auf wesentliche Konstruktionsmerkmale („*wohin mit den Löchern*“), kann mit Hilfe der Gestaltoptimierung ein bereits weitgehend festgelegtes Design durch geringfügige Variation der Kontur gezielt verbessert werden. Die Notwendigkeit eine Vielzahl an zeit- und kostenaufwendigen Varianten zu modellieren und zu bewerten ist somit nicht mehr gegeben. Diese Vorgehensweise hat eine starke Beschleunigung des Entwicklungsprozesses zur Folge.

Die Gestaltoptimierung ist mittlerweile ein wichtiges Werkzeug um z. B. lokale Spannungskonzentrationen oder Ermüdungsprobleme zu handhaben, ohne dabei große Gewichtszunahmen in Kauf nehmen zu müssen. Derartige Probleme werden jedoch nicht in einem einzigen Schritt beseitigt, sondern benötigen mehrerer Optimierungszyklen für eine entsprechende Verbesserung. Um eine Gestaltoptimierung auch für komplexe Bauteile effizient durchführen zu können, bietet sich die Finite Elemente Methode (FEM) zur vorhergehenden Analyse an. Für diese Herangehensweise ist eine parameterfreie Gestaltoptimierungsmethode, im Sinne von CAD (computer-aided design) Parametern, zu bevorzugen, da ansonsten eine erneute Vernetzung des Modelles nach jedem Optimierungszyklus durchgeführt werden müsste. Es werden stattdessen die Knotenpunktskoordinaten des Finite Elemente Netzes als gestaltändernde Design Variablen verwendet. Jeder Knoten darf sich innerhalb eines definierten Variationsgebietes frei und unabhängig von seinem Nachbarknoten bewegen. Damit die Netzqualität bestmöglich erhalten bleibt, wird das

Finite Elemente Netz entsprechend adaptiert. Das Ziel einer Gestaltoptimierung ist es nun, die Geometrie eines Bauteiles so zu verändern, dass eine vorgegebene Zielfunktion (z. B. die Minimierung der Masse) bestmöglich erfüllt wird und dabei die entsprechenden Randbedingungen eingehalten werden. An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass in weiterer Folge die Verschiebungen aufgrund der Gestaltoptimierung nicht mit den Verschiebungen zufolge der Verzerrungen zu verwechseln sind.

Als Optimierungsstrategie besteht neben den Verfahren der diskreten Suche, der mathematischen Programmierung oder heuristischen Algorithmen die Möglichkeit, mittels Optimalitätskriterien die Optimierungsaufgabe zu lösen [GRU]. Dabei wird anhand von Thesen das Optimum beschrieben. Im Rahmen dieser Arbeit wird das Fully Stressed Design bzw. die These der Beanspruchungshomogenisierung angewendet, vgl. Allaire [ALL]. Weitere Methoden zur Gestaltoptimierung sind in Haslinger [HAS], Sokolowski [SOK] bzw. Choi [CHO] beschrieben. Die These der Beanspruchungshomogenisierung kann so beschrieben werden, dass in Bereichen hoher Beanspruchung Material aufgetragen wird, was eine Reduktion der Beanspruchung zur Folge hat. Dementsprechend wird in Bereichen geringer Beanspruchung Material entfernt, was zu einer Erhöhung der Beanspruchung führt. Die Vorteile der Beanspruchungshomogenisierung sind die einfache Integration in kommerzielle Finite Elemente Programme wie z. B. **Abaqus** [ABA1], die schnelle Konvergenz sowie die Unterstützung nichtlinearer Analysen und Schädigungs- bzw. Lebensdauerparametern [TOS].

Im Normalfall erfolgt die Bauteildimensionierung anhand von Spannungsmaßen, wobei der Maximalwert eines solchen Spannungsmaßes einen bestimmten materialspezifischen Grenzwert nicht überschreiten darf. Wird dieser Maximalwert mittels einer Gestaltoptimierung reduziert, hat dies meist eine indirekte Erhöhung der Lebensdauer zufolge. Jedoch wird dabei während der Optimierung der Beanspruchungs-Zeit-Verlauf nicht berücksichtigt. Für zyklisch beanspruchte Bauteile kann eine derartige Optimierung unter bestimmten Nebenbedingungen gar zu einer Reduktion der Lebensdauer führen. Eine direkte Erweiterung der Lebensdauer setzt somit die Einbeziehung von Schädigungs- bzw. Lebensdauerparametern, in den Optimierungsprozess, voraus.

Als Ziel dieser Arbeit sollen die Möglichkeiten und die Grenzen der Gestaltoptimierung in Bezug auf die Optimierung des Ermüdungsverhaltens eines Zylinderkopfes erarbeitet werden. Dazu wird zunächst eine sequentiell gekoppelte Temperatur-Spannungs Analyse mit **Abaqus/Standard** durchgeführt, wobei die dazu notwendigen Modelle von der AVL

List GmbH bereitgestellt werden. Die Parameter für die Ermüdungsberechnung mittels FEMFAT, die auf Basis der erhaltenen Spannungswerte der Finite Elemente Analyse durchgeführt wird, sind ebenfalls seitens der AVL List GmbH vorgegeben. Das Ziel der aufbauend auf diesen Analysen durchgeführten Gestaltoptimierung mit TOSCA Structure.shape stellt die Erhöhung des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch eines Zylinderkopfes dar. Außerdem soll die Möglichkeit einer weiteren Gewichtsreduktion untersucht werden. Des Weiteren wird der gesamte Optimierungsprozess hinsichtlich der Kombination der verwendeten Software Programme betrachtet und durch den Einsatz von Python Skripts automatisiert. Diese Automatisierung, des gesamten Optimierungsprozesses, stellt das Hauptziel dieser Arbeit dar.

Im Theorieteil wird zunächst auf die Grundlagen der Betriebsfestigkeit und der Strukturoptimierung, im speziellen der Gestaltoptimierung, eingegangen. Anschließend werden im Anwendungsteil einige Vorbetrachtungen anhand von Benchmark Beispielen durchgeführt, bevor die Gestaltoptimierung eines Zylinderkopfes und die Automatisierung des Optimierungsprozesses behandelt wird.

Verwendete Software Programme zur Durchführung dieser Arbeit:

- Dassault Systèmes Simulia / Abaqus 6.12-3
- Engineering Center Steyr / FEMFAT 4.8b sowie FEMFAT 5.0a
- FE-Design / TOSCA Structure.shape 7.3.0

**Teil I.**  
**Theorieteil**

## 2. Betriebsfestigkeit

Die Mehrzahl der technischen Bauteile unterliegt im Betrieb einer zyklischen Beanspruchung. Im allgemeinen Fall tritt diese als regellose Lastschwankung von unterschiedlicher Größe, meist mit einer quasi-statischen oder zeitlich veränderlichen Mittelspannung überlagert auf [MAUK]. Im Gegensatz zu einer statischen Belastung kann dabei bereits Versagen auftreten wenn der maximale Spannungswert noch deutlich unterhalb der Streckgrenze liegt. Bei periodisch wiederholten Belastungen, insbesondere bei einem sinusähnlichen Lastablauf, spricht man von Schwingfestigkeit. Der Begriff Betriebsfestigkeit steht heute für die lebensdauerorientierte Auslegung und Optimierung von Bauteilen, ausgehend von den wirklichen Betriebsbeanspruchungen [RAD]. In Abhängigkeit von der Anzahl der Belastungszyklen lässt sich die Betriebsfestigkeit in die drei Bereiche Kurzzeitfestigkeit, Zeitfestigkeit und Dauerfestigkeit unterteilen (Abbildung 2.1). Im Allgemeinen bezeichnet man Werkstoffe, welche  $10^6$  Schwingspiele ertragen, als dauerfest [BAR]. Für die im Rahmen dieser Arbeit verwendete Aluminiumlegierung wird die Dauerfestigkeit jedoch erst bei Erreichen von  $10^7$  Schwingspielen festgelegt. Die Berechnung der Betriebsfestigkeit im Anwendungsteil dieser Arbeit wird mit dem Programmpaket FEMFAT [FEM1] durchgeführt. Der Berechnungsablauf von FEMFAT wird, aufbauend auf den allgemeinen Ausführungen der Kapitel 2.1 bis 2.4, in Kapitel 2.5 beschrieben.

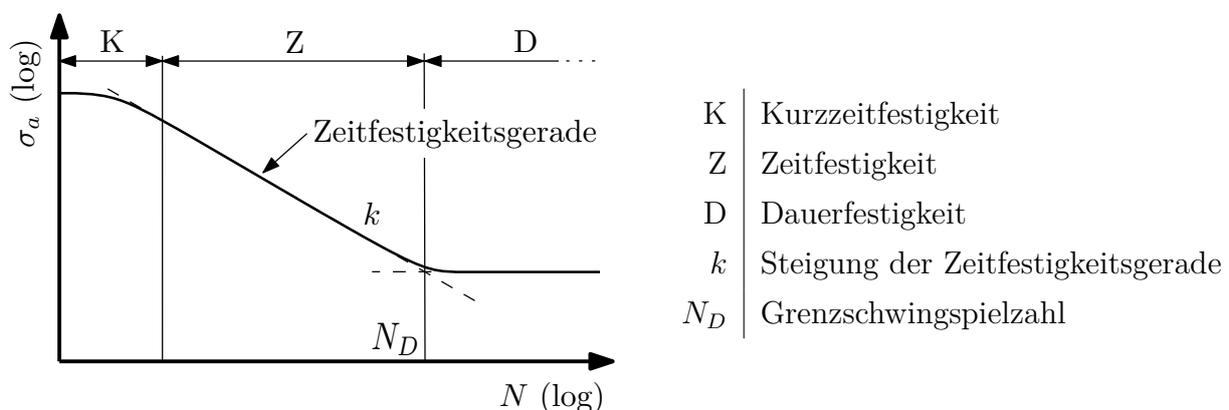


Abbildung 2.1.: Bereiche der Betriebsfestigkeit anhand der Wöhlerlinie

## 2.1. Begriffe und Bezeichnungen

Die wichtigsten Begriffe und Bezeichnungen zur Beschreibung der Betriebsfestigkeit sind nach der Norm DIN 50100 [DIN] in Abbildung 2.2 dargestellt.

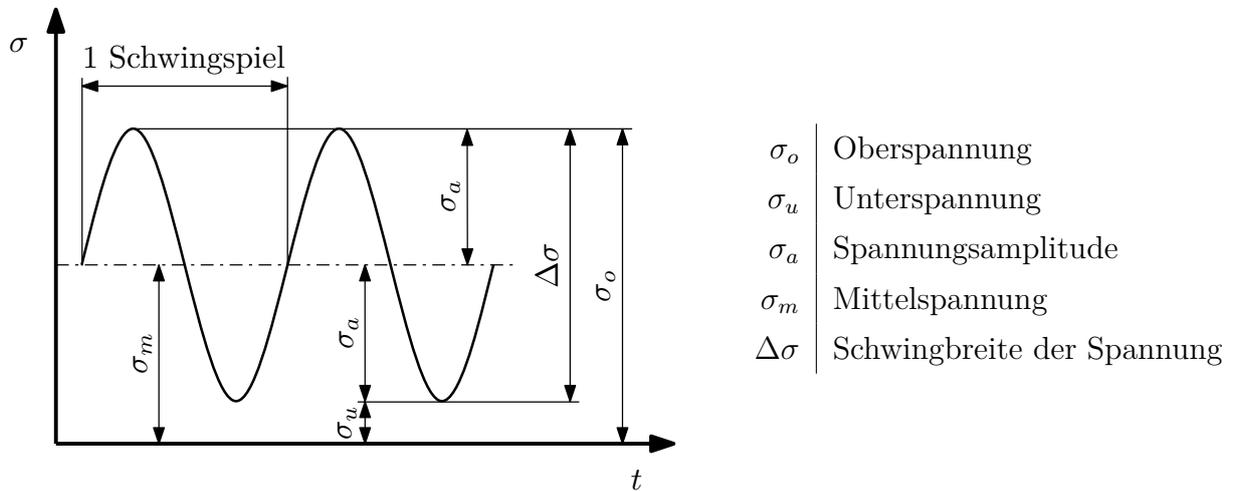


Abbildung 2.2.: Beanspruchungskennwerte der Betriebsfestigkeit; in Anlehnung an die Norm DIN 50100 [DIN]

Dabei gelten die folgenden Beziehungen:

$$\begin{aligned}
 \sigma_o &= \sigma_m + \sigma_a & \sigma_m &= \frac{\sigma_o + \sigma_u}{2} \\
 \sigma_u &= \sigma_m - \sigma_a & \Delta\sigma &= (\sigma_o - \sigma_u) = 2\sigma_a \\
 \sigma_a &= \frac{\sigma_o - \sigma_u}{2} & R &= \frac{\sigma_u}{\sigma_o}
 \end{aligned}
 \tag{2.1}$$

## 2.2. Wöhlerlinie

Der Wöhlerversuch ist nach der Norm DIN 50100 [DIN] als Dauerschwingversuch genormt und kann als die elementarste Form eines Betriebsfestigkeitsversuches angesehen werden. Dabei wird ein Prüfquerschnitt einer wechselnden Belastung mit gleichbleibender Ober- und Unterspannung unterworfen. Wird eine Mittelspannung berücksichtigt, hat diese einen konstanten Wert (Abbildung 2.2). Die Form der Schwingbeanspruchung, bei gleicher Ober- und Unterspannung, erweist sich für das Schwingfestigkeitsverhalten meist als untergeordneter Einfluss [HAI]. Das Versuchsergebnis stellt die ertragbare Schwingspielzahl  $N$  bis zum Schwingbruch bzw. bis zum Schwinganriss dar. Es werden mehrere Wöhlerversuche bei unterschiedlicher Beanspruchungshöhe durchgeführt und die Ergeb-

nisse in einem doppelt-logarithmischen Diagramm dargestellt. Die sich daraus ergebende Wöhlerlinie ist im wesentlichen durch die Steigung der Zeitfestigkeitsgerade  $k$  und der Grenzwahlszahl  $N_D$  charakterisiert (Abbildung 2.1).

## 2.3. Dauer- und Zeitfestigkeitsschaubild

Der folgende Abschnitt orientiert sich an [HAI], welches genauere Ausführungen enthält. Der Einfluss der Mittelspannung bzw. des Spannungsverhältnisses wird in Dauer- und Zeitfestigkeitsschaubildern dargestellt. Die beiden häufigsten Darstellungsarten sind das Smith-Diagramm und das Haigh-Diagramm. Weitere Darstellungsarten sind in der Norm DIN 50100 [DIN] und Matek [MAT] angeführt. In der heute bevorzugten Darstellungsweise nach Haigh wird die ertragbare Spannungsamplitude als primär schwingfestigkeitsrelevante Beanspruchungsgröße über der Mittelspannung aufgetragen [RAD] (Abbildung 2.3). Auf die Konstruktion des Haigh-Diagramm wird in nachfolgendem Unterkapitel gesondert eingegangen. Bei der Darstellungsweise nach Smith, wird die ertragbare Ober- und Unterspannung über der Mittelspannung aufgetragen (Abbildung 2.4). Für die Konstruktion des Smith-Diagramm ist der Neigungswinkel  $\beta$  nach Grösel [GRO] für eine Beanspruchung auf Biegung mit  $\beta \approx 36^\circ$ , auf Zug/Druck mit  $\beta \approx 40^\circ$  bzw. Torsion mit  $\beta \approx 42^\circ$  zu wählen. Der Einfluss der Mittelspannung bzw. des Spannungsverhältnisses auf die Höhe der ertragbaren Spannungsamplitude lässt sich nach einem Vorschlag von Schütz [SCH] über die Mittelspannungsempfindlichkeit  $M$  wie folgt beschreiben:

$$M = \frac{\sigma_a(R = -1) - \sigma_a(R = 0)}{\sigma_m(R = 0)}. \quad (2.2)$$

Eine anschauliche Beschreibung der Mittelspannungsempfindlichkeit ist die Steigung einer Sekante zwischen  $R = -1$  und  $R = 0$ ,  $M = \tan \alpha$ , im Haigh-Diagramm (Abbildung 2.3). Dabei wird der Neigungswinkel  $\alpha$  von der Horizontalen gemessen. Es werden zwei Grenzfälle erkennbar, für  $M = 0$  und  $M = 1$ . Im Grenzfall  $M = 0$  ergibt sich eine horizontale Sekante, wobei die ertragbaren Spannungsamplituden bei  $R = -1$  und  $R = 0$  gleich sind. Die ertragbare Schwahlszahl ist allein eine Funktion der Spannungsamplitude und die Mittelspannung bzw. das Spannungsverhältnis sind ohne Einfluss. Im Grenzfall  $M = 1$  ergibt sich die Sekante in einem Winkel von  $45^\circ$  zur Horizontalen. Die ertragbaren Spannungsamplituden für  $R = -1$  sind doppelt so groß wie die für  $R = 0$ . Die ertragbare Schwahlszahl ist allein eine Funktion der Oberspannung, dementsprechend hat die Mittelspannung neben der Spannungsamplitude volles Gewicht.

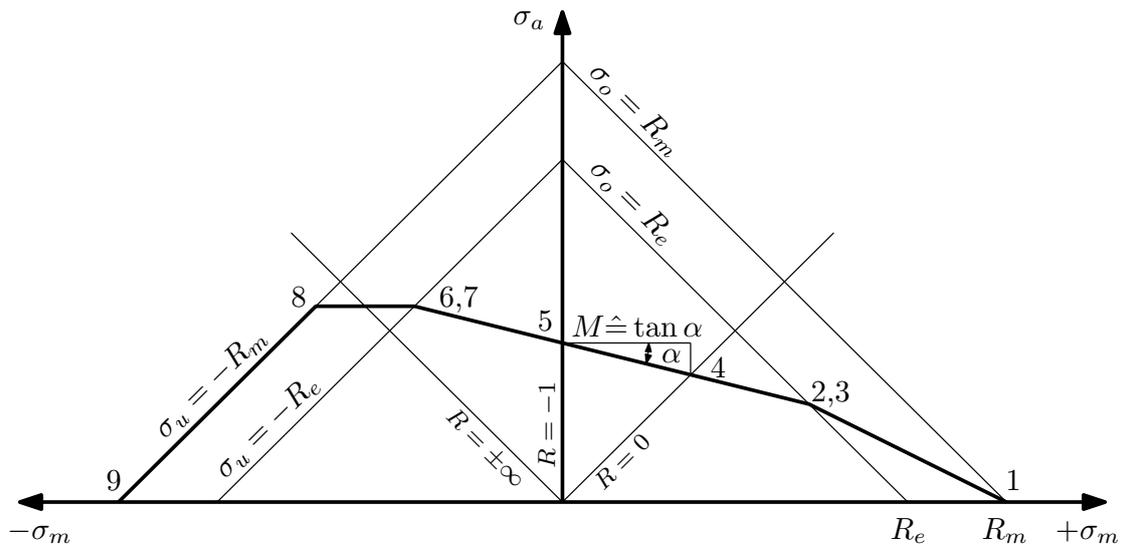


Abbildung 2.3.: Dauerfestigkeitsschaubild in der Darstellung nach Haigh für duktile Werkstoffe, mit den zur Konstruktion notwendigen Punkten 1 – 9; in Anlehnung an das Theorie Handbuch zu FEMFAT BASIC [FEM3]

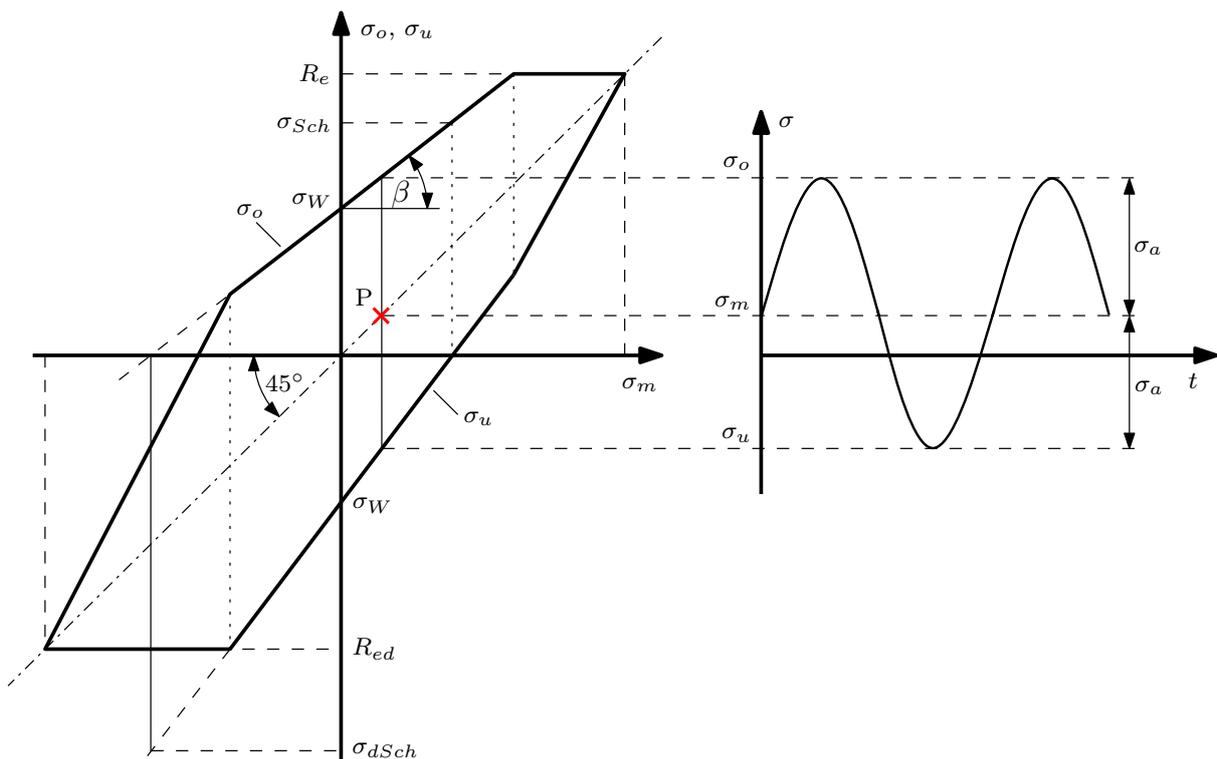


Abbildung 2.4.: Dauerfestigkeitsschaubild in der Darstellung nach Smith; Konstruktion (links), dauerfest ertragbare Amplitude im Belastungspunkt P (rechts); in Anlehnung an Grösel [GRO], Roesler [ROE] und Issler [ISS]

### 2.3.1. Konstruktion Haigh-Diagramm

Dieser Abschnitt orientiert sich an dem Theorie Handbuch zu FEMFAT BASIC [FEM3], welches genauere Ausführungen enthält. Aufgrund der Verwendung des Haigh-Diagramm zur Bestimmung des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch, im Anwendungsteil dieser Arbeit, wird dessen Konstruktion genauer beschrieben. Die in Abbildung 2.3 dargestellten neun Punkte, die zur Konstruktion notwendig sind, ergeben sich wie folgt:

- *Punkt 1*: Das rechtsseitige Limit des Haigh Diagramm ist durch die Zugfestigkeit  $R_m$  des Werkstoffes gegeben.
- *Punkt 2, 3*: Für duktile Werkstoffe sind die Punkte 2 und 3 ident. Sie ergeben sich durch den Schnittpunkt der Verlängerung einer Linie von Punkt 5 nach Punkt 4, mit der Linie  $\sigma_o = R_e$  (bzw. für Werkstoffe mit nicht ausgeprägter Streckgrenze  $\sigma_o = R_{p0.2}$ ).
- *Punkt 4*: Entspricht der Schwellfestigkeit  $\sigma_{Sch}$  des Werkstoffes bei  $R = 0$ .
- *Punkt 5*: Entspricht der Wechselfestigkeit  $\sigma_W$  des Werkstoffes bei  $R = -1$ .
- *Punkt 6, 7*: Für duktile Werkstoffe sind die Punkte 6 und 7 ident. Sie ergeben sich durch den Schnittpunkt der Verlängerung einer Linie von Punkt 4 nach Punkt 5, mit der Linie  $\sigma_u = -R_e$  (bzw. für Werkstoffe mit nicht ausgeprägter Streckgrenze  $\sigma_u = -R_{p0.2}$ ).
- *Punkt 8*: Ergibt sich durch den Schnittpunkt einer Horizontalen durch Punkt 6 mit der Linie  $\sigma_u = -R_m$ .
- *Punkt 9*: Das linksseitige Limit des Haigh Diagramm ist durch die Druckfestigkeit des Werkstoffes gegeben.

Die anhand des Haigh-Diagramm durchgeführte Bestimmung des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch ist in Kapitel 2.5 beschrieben.

### 2.4. Lineare Schadensakkumulation

Der folgende Abschnitt orientiert sich an [RAD], welches genauere Ausführungen enthält. Im Normalfall unterliegt ein Bauteil nicht nur einer zyklischen Belastung, sondern Mehreren mit unterschiedlicher Belastungshöhe bzw. Schwingspielzahl. Bei der Ermüdungsberechnung derart beanspruchter Bauteile wird jedem Schwingspiel eine Teilschädigung zugeordnet, die zu einer Gesamtschädigung aufsummiert werden. Zur Beschreibung des

Zusammenhang zwischen Schädigung und Schwingspielzahlverhältnis wird zwischen den Hypothesen der linearen und der nichtlinearen Schadensakkumulation unterschieden. Jedoch nur die Hypothese der linearen Akkumulation nach Palmgren [PAL], Langer [LAN], Müller-Stock [MUE] und Miner [MIN] hat große praktische Bedeutung erlangt. Die Hypothese besagt, dass die Gesamtlebensdauer durch lineares Aufaddieren der durch die Beanspruchungszyklen relativ zur Wöhlerlinie verbrauchten Lebensdaueranteile bestimmt werden kann. Versagen tritt ein, wenn die Gesamtschädigung der Wöhlerlinie entspricht. Dabei werden die aufgebrachten Schwingspiele  $\Delta N$  mit der Spannungsamplitude  $\sigma_a$  auf die Bruchschwingspielzahl  $N_B$  bei dieser Amplitude bezogen und ergeben so die Teilschädigung:

$$\Delta D = \frac{\Delta N}{N_B}. \quad (2.3)$$

Bei Erreichen einer Gesamtschädigung  $D = \sum_i \Delta D_i = 1.0$  tritt Versagen des Bauteiles ein. Zu beachten ist, dass bei linearer Schadensakkumulation durchaus eine nichtlineare Schädigungsentwicklung vorliegen kann.

## 2.5. Ermüdungsberechnung in FEMFAT

Dieser Abschnitt orientiert sich an dem Benutzerhandbuch zu FEMFAT BASIC [FEM1] bzw. FEMFAT MAX [FEM2] und dem Theorie Handbuch zu FEMFAT BASIC [FEM3], die genauere Ausführungen enthalten. Im Rahmen dieser Arbeit werden sämtliche Ermüdungsberechnungen mit dem Modul FEMFAT MAX (MultiAXial) des Programmpaketes FEMFAT durchgeführt. Aufgrund der orts- und richtungsveränderlichen Beanspruchung, des in Kapitel 6 beschriebenen Anwendungsbeispiels, wird die MAX-Option TransMAX verwendet. Dabei werden alle Beanspruchungs-Zeit-Informationen unter Verwendung der Methode der kritischen Schnittebene zusammengefasst. Für jede Schnittebene werden die dort wirkenden Normal- und Schubspannungen in einen Amplituden- und Mittelspannungsanteil aufgeteilt und in weiterer Folge in eine Vergleichsspannung<sup>1</sup> umgerechnet. In [HAI] sind nähere Ausführungen zur Methode der kritischen Schnittebene zu finden. Die nachfolgende Aufzählung stellt eine Übersicht der im Fließtext beschriebenen Vorgehensweise von FEMFAT MAX dar.

---

<sup>1</sup>Für eine Ermüdungsberechnung mittels FEMFAT MAX stehen elf unterschiedliche Methoden zur Vergleichsspannungsberechnung zur Verfügung.

1. Superposition der einzelnen Spannungskomponenten zu jedem Zeitpunkt<sup>2</sup>
2. Transformation des Spannungstensors in die selektierten Schnittebenen zu jedem Zeitpunkt
3. Vergleichsspannungsbildung für die selektierten Schnittebenen
4. Rainflow-Klassierung des Vergleichsspannungsverlaufes
5. Berechnung aller Einflussfaktoren und der Bauteil-Wöhlerlinie
6. Dauerbruchsicherheits- bzw. Schädigungsrechnung für jede Schnittebene
7. Selektion der kritischen Schnittebene
8. Ergebnisausgabe für die kritische Schnittebene

Im Unterschied zu FEMFAT BASIC, bei dem die Amplituden- und Mittelspannung direkt von dem Benutzer vorgegeben werden, erfolgt deren Bestimmung in FEMFAT MAX automatisch aus dem vorgegebenen Spannungs-Zeit-Verlauf. Dabei wird der lokale Vergleichsspannungs-Zeit-Verlauf betrachtet, der von der ausgewählten Vergleichsspannung und der räumlichen Lage der betrachteten Schnittebene abhängt. Die Vergleichsspannungsverläufe in den Schnittebenen werden einer Rainflow-Klassierung unterzogen, um die Beanspruchungsinformation der Ermüdungsberechnung zugänglich zu machen.

Neben den bestehenden Möglichkeiten zur alternativen Beschreibung von Beanspruchungs-Zeit-Verläufen im Zeit- und im Frequenzbereich, besteht die Möglichkeit diese im Rainflow-Bereich zu beschreiben. Die Informationsträger sind dabei die aus dem Beanspruchungs-Zeit-Verlauf extrahierte Abfolge der oberen und unteren Umkehrpunkte, sowie deren klassierte Darstellung als Rainflow-Matrix in Verbindung mit dem zugehörigen Residuum. Mit dem Rainflow-Zählverfahren, zur Ermittlung der quadratischen Rainflow-Matrix, wird der Übergang vom Zeit- in den Rainflow-Bereich bewirkt. Für eine ausführlichere Beschreibung der Rainflow-Klassierung sei auf [HAI] sowie [FEM2] verwiesen.

Den zentralen Punkt der Ermüdungsberechnung in FEMFAT stellt die lokale Bauteil-Wöhlerlinie dar, welche unter Berücksichtigung aller vorgegebenen Einflussfaktoren für jeden Knoten des Finite Elemente Netzes bestimmt wird. Ausgehend von der Werkstoff-Wöhlerlinie, der glatten ungekerbten Probe, wird die Steigung der Zeitfestigkeitsgerade  $k$  sowie die Grenzwahrscheinlichkeit  $N_D$  gemäß den entsprechenden Einflussfaktoren und

---

<sup>2</sup>Bei Auswahl der MAX-Option TransMAX stehen die Spannungskomponenten für jeden Zeitpunkt bereits direkt aus den Ergebnissen der FE-Analyse zur Verfügung.

Parametern angepasst (Abbildung 2.5). Den größten Einfluss haben dabei der Spannungsgradient, die Mittelspannung, die mittels Haig-Diagramm berücksichtigt wird und die Oberflächenbehandlung bzw. -rauheit. Zusätzlich wird der Verlauf der Wöhlerlinie im Dauerfestigkeitsbereich durch die Auswahl der entsprechenden Miner-Regel bestimmt. Zur Beibehaltung des Dauerfestigkeitsbereiches muss die Original-Form der Miner-Regel (OM) gewählt werden. Bei der elementaren Form der Miner-Regel (EM) wird die Zeitfestigkeitsgerade mit gleichbleibender Steigung  $k$  erweitert, bis die Spannungsamplitude den Wert  $\sigma_a = 0$  erreicht. Die von Haibach [HAI] vorgeschlagene modifizierte Miner-Regel (MM) beschreibt die Wöhlerlinie nach überschreiten der Grenzwahrschwingungszahl mit einer Steigung von  $2k - 1$ .

Zur Bestimmung des versagensrelevanten Lastzyklus werden das Minimum und das Maximum des Vergleichsspannungsverlaufes für jede Schnittebene bestimmt und daraus im Weiteren die Amplituden- und Mittelspannung berechnet. Neben dem Schädigungswert, der wie in Kapitel 2.4 beschrieben zu verstehen ist, bietet FEMFAT unter anderem die Möglichkeit den Sicherheitsfaktor gegen Dauerbruch  $SF_A$  zu berechnen. Für einen Überlastfall mit konstanter Mittelspannung ist dieser mit der tatsächlich auftretenden Spannungsamplitude  $\sigma_a$  und der zulässigen Spannungsamplitude  $\sigma_{a,zul}$  wie folgt definiert:

$$SF_A = \frac{\sigma_{a,zul}}{\sigma_a} . \quad (2.4)$$

Befindet sich ein Belastungspunkt P, resultierend aus Amplituden- und Mittelspannung, innerhalb des Haig-Diagrammes, ergibt sich der Sicherheitsfaktor gegen Dauerbruch zu  $SF_A > 1$  (Abbildung 2.6). Liegt dieser hingegen außerhalb, gilt  $SF_A < 1$ . Abschließend wird für jeden Knoten des Finite Elemente Netzes jene Ebene selektiert, die den geringsten Sicherheitsfaktor gegen Dauerbruch aufweist. Dieser Wert wird am entsprechenden Knoten als Endergebnis ausgegeben.

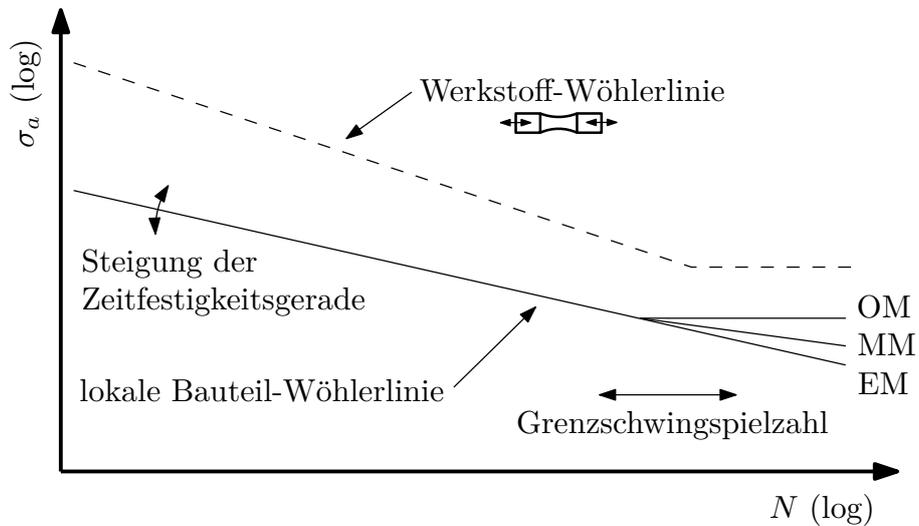


Abbildung 2.5.: Ermittlung der lokalen Bauteil-Wöhlerlinie in FEMFAT, ausgehend von der Werkstoff-Wöhlerlinie der ungebogenen Probe unter Berücksichtigung der entsprechenden Einflussfaktoren und Parameter; in Anlehnung an das Theorie Handbuch zu FEMFAT BASIC [FEM3]

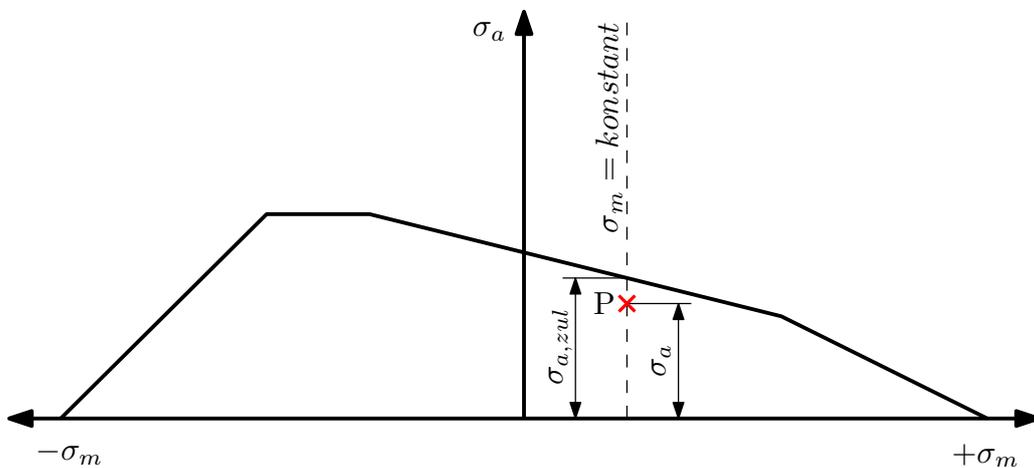


Abbildung 2.6.: Schematische Darstellung des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch  $SF_A = \frac{\sigma_{a,zul}}{\sigma_a}$  für einen gegebenen Belastungspunkt P bei konstanter Mittelspannung mittels Haigh-Diagramm; in Anlehnung an das Benutzerhandbuch zu FEMFAT BASIC [FEM1]

## 3. Strukturoptimierung

Eine *Struktur* wurde von J.E. Gordon als „jegliche Menge von Material die zur Aufnahme von Lasten vorgesehen ist“ definiert [GOR]. *Optimierung* bedeutet, einen bestehenden Zustand zu verbessern. Dementsprechend umfasst die *Strukturoptimierung* die Verbesserung einer Menge von Material hinsichtlich ihrer Aufnahmefähigkeit der vorgegebenen Lasten.

### 3.1. Übersicht

Generell unterscheidet man in der Strukturoptimierung die vier Disziplinen:

- Topologieoptimierung
- Gestaltoptimierung
- Querschnittoptimierung
- Materialoptimierung

deren Vorgehensweise und Möglichkeiten in Abbildung 3.1 schematisch dargestellt sind. Die Topologieoptimierung stellt die allgemeinste Form der Strukturoptimierung dar. Aus einem vorgegebenen Entwurfsraum wird die optimale Grundgestalt ermittelt, die auch Durchbrüche oder Löcher beinhalten kann. Zuvor sind weder die Gestalt, noch die Größe des Bauteiles bekannt. Bei der Querschnittoptimierung werden die Abmessungen eines bereits festgelegten Profils so variiert, dass ein entsprechendes Optimum erreicht wird. Die Lage des Optimums muss dabei in gewissem Maß bekannt sein, da in der Regel ein Variationsbereich für die betreffenden Parameter angegeben werden muss [OLB]. In Kombination dazu kann mittels der Materialoptimierung die Materialstruktur optimiert werden, wie z. B. Faserorientierungen oder Schichtdicken von Verbundwerkstoffen. Für weitere Ausführungen dieser drei Teilbereiche der Strukturoptimierung sei auf Christensen [CHR] und Spillers [SPI] verwiesen. Im Rahmen dieser Arbeit wird eine Gestaltoptimierung durchgeführt, auf deren Ablauf nun detaillierter eingegangen wird.

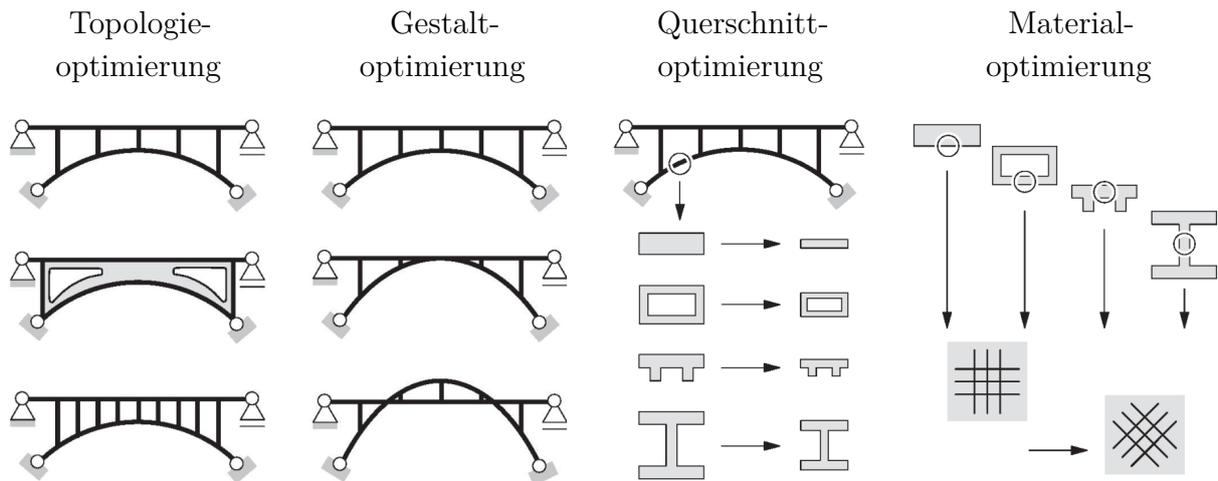


Abbildung 3.1.: Disziplinen der Strukturoptimierung [MAUT]

## 3.2. Gestaltoptimierung

Die Durchführung einer Gestaltoptimierung erfolgt meist am Ende des Design Prozesses, wenn das Bauteil bereits seine endgültige Gestalt besitzt und nur mehr geringfügige Änderungen möglich sind. Es wird dabei eine Zielfunktion vorgegeben, wie z. B. die Minimierung der maximal auftretenden v.Mises Vergleichsspannung oder die Maximierung des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch, hinsichtlich derer das Optimierungsprogramm die Gestalt des Bauteiles verändert. Diese Gestaltänderung wird durch das Verschieben eines Teiles der Bauteiloberfläche, dem Design Bereich, unter Einbehaltung der vorgegebenen Zwangsbedingungen und Restriktionen, in mehreren Optimierungszyklen herbeigeführt. Damit die Netzqualität bestmöglich erhalten bleibt, wird das Finite Elemente Netz in einem zuvor definierten Netzglättungsbereich entsprechend adaptiert. Als Optimierungsprogramm wird in dieser Arbeit das Programmpaket TOSCA Structure.shape verwendet. Dementsprechend wird sich der weitere Inhalt dieses Kapitels an der Terminologie und der Vorgehensweise der Dokumentation zu TOSCA Structure [TOS] orientieren, welche detailliertere Ausführungen enthält. Für einen allgemeineren Zugang zur Gestaltoptimierung, sei auf Cagnol [CAG] und Haslinger [HAS] verwiesen.

### 3.2.1. Design Bereich

Die Änderung der Gestalt wird durch das Verschieben eines definierten Bereiches der Bauteiloberfläche herbeigeführt. Dieser veränderbare Teil der Bauteiloberfläche wird als Design

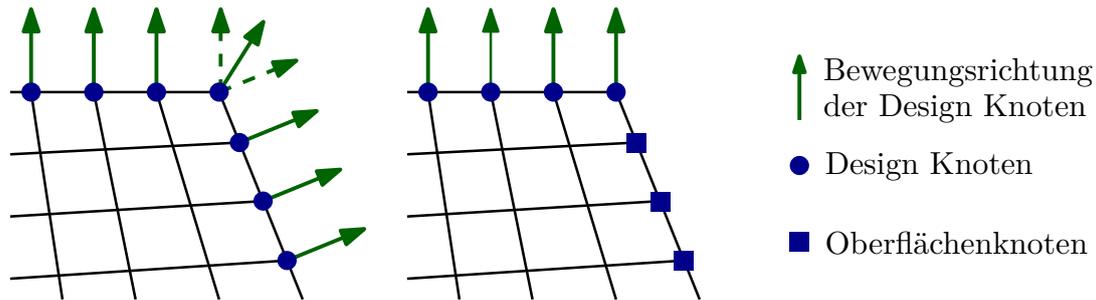


Abbildung 3.2.: Bestimmung der Bewegungsrichtung der Design Knoten für zwei unterschiedlich definierte Design Bereiche am Beispiel von 2D-Elementen; in Anlehnung an die Dokumentation zu TOSCA Structure [TOS]

Bereich (*design area*) bezeichnet und durch eine Knotengruppe von Oberflächenknoten, den Design Knoten (*design nodes*), des Finite Elemente Netzes beschrieben. Im Laufe der Optimierung leitet sich die aktuelle Position eines Design Knotens aus der Überlagerung der Knotenpunktskoordinaten in der Ausgangskonfiguration mit dem Verschiebungsvektor der Optimierung ab. Die vorzeichenbehaftete Verschiebung der Design Knoten dient als Design Variable (*design variable*) für die spätere mathematische Formulierung des Optimierungsproblems, vgl. Kapitel 3.2.5. Der Bereich um einen Design Knoten wird im Zuge der Gestaltoptimierung entweder wachsen, schrumpfen oder er bleibt neutral. Bei Wachstum bewegt sich der Design Knoten nach außen (positive Verschiebung), schrumpft der Bereich bewegt sich der Design Knoten nach innen (negative Verschiebung) und bleibt er neutral erfährt der Design Knoten keine Verschiebung. Die Bewegungsrichtung eines Design Knoten ergibt sich durch superponieren der Normaleneinheitsvektoren der angrenzenden Elemente. Dabei werden jedoch nur Elementkanten bzw. -flächen berücksichtigt die Design Knoten beinhalten. Für 2D-Elemente ist dies in Abbildung 3.2 schematisch dargestellt, für 3D-Elemente erfolgt die Bestimmung analog. Der vorzeichenbehaftete Betrag des Verschiebungsvektors der Optimierung wird in Bezug auf einen Referenzwert berechnet. Bei Bedarf kann dieser Referenzwert vorgegeben werden, standardmäßig wird er jedoch von `TOSCA Structure.shape` automatisch bestimmt. Durch entsprechende Restriktionen können sowohl Betrag und Richtung des Verschiebungsvektors der Optimierung modifiziert bzw. eingeschränkt werden.

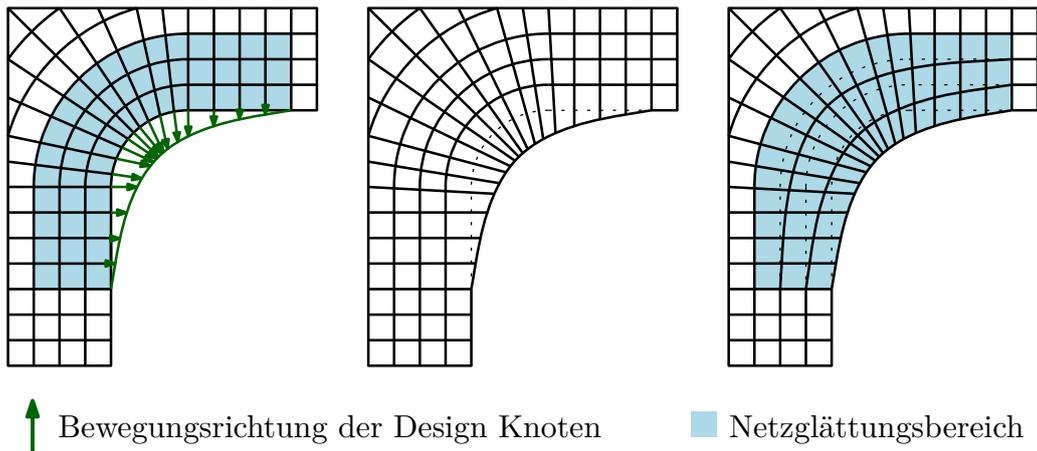


Abbildung 3.3.: Einfluss der Netzglättung auf die Qualität des Finite Elemente Netzes; Ausgangskonfiguration mit der Bewegungsrichtung der Design Knoten und dem Netzglättungsbereich (links), Ergebnis ohne Netzglättung (Mitte), Ergebnis mit Netzglättung (rechts); in Anlehnung an die Dokumentation zu TOSCA Structure [TOS]

### 3.2.2. Netzglättung

Werden lediglich die Design Knoten (Oberflächenknoten) verschoben und alle restlichen Knoten verbleiben an ihrer Position, hätte dies eine starke Verzerrung jener Elemente zur Folge, die Design Knoten beinhalten (Abbildung 3.3 Mitte). Aus diesem Grund wird zur Beibehaltung eines weiterverwendbaren Finite Elemente Netzes ein Netzglättungsbereich (*mesh smoothing region*) definiert. Der Gesamte Netzglättungsbereich wird von TOSCA Structure.shape automatisch an die Verschiebungen der Oberflächenknoten (Abbildung 3.3 links) angepasst. Dabei erfolgt jedoch keine erneute Vernetzung des Netzglättungsbereiches. Es werden lediglich die Verschiebungen der Oberflächenknoten auf die inneren Knoten weitergegeben (Abbildung 3.3 rechts). Die Größe des Netzglättungsbereiches muss individuell auf die jeweilige Problemstellung abgestimmt werden, sodass eine verallgemeinerte Formulierung nicht möglich ist. Der Netzglättungsbereich sollte „ausreichend aber nicht zu groß sein“.

### 3.2.3. Zielfunktion

Die Zielfunktion (*objective function*) wird zur Beurteilung eines Bauteiles verwendet. Der Wert der Zielfunktion beschreibt dabei die Güte dieses Bauteiles und wird im Laufe der Op-

timierung minimiert bzw. maximiert. Er hängt von den Ergebnissen der vorangegangenen Analyse, welche zumindest zu einer Design Antwort (*design response*) zusammengefasst werden, und dem Referenzwert ab. Eine Design Antwort steht repräsentativ für den zuvor definierten Design Bereich, bzw. eines Teiles davon. Der skalare Wert der Design Antwort entspricht dem kritischen Vergleichswert des zugeordneten Bereiches, z. B. der größten v.Mises Vergleichsspannung oder dem geringsten Sicherheitsfaktor gegen Dauerbruch. Auf die mathematische Formulierung der Zielfunktion wird in Kapitel 3.2.5 eingegangen.

### 3.2.4. Zwangsbedingungen und Restriktionen

Die Einschränkung der Variationsfreiheit der Gestaltoptimierung wird in TOSCA Structure.shape mittels Zwangsbedingungen (*constraints*) und Restriktionen (*restrictions*) umgesetzt. Das aktuelle Release von TOSCA Structure.shape, zum Zeitpunkt als diese Arbeit erstellt wurde, unterstützt lediglich eine Zwangsbedingung bzgl. des Volumens (*volume constraint*). Dabei wird in der Dokumentation zu TOSCA Structure [TOS] eine maximale Reduktion bzw. Erweiterung des Volumens von  $\pm 5\%$  empfohlen. Restriktionen werden als Randbedingungen beschrieben, die die Möglichkeiten einer Knotenpunktsverschiebung zufolge der Gestaltoptimierung einschränken. Die vollständige oder teilweise Fixierung eines Knotens stellt dabei die meist verwendete und auch wichtigste Art von Restriktionen dar. Damit können Teile des Netzglättungsbereiches, wie etwa Kontaktflächen oder Führungen, von der Gestaltoptimierung ausgeschlossen werden, um deren Funktionalität zu erhalten. Verschiebungsrandbedingungen die bereits für die Finite Elemente Analyse definiert wurden, können direkt übernommen werden. Eine erneute Definition ist somit nicht notwendig. Eine weitere wichtige Restriktion im Bezug auf die Optimierung von Gussteilen ist das Unterbinden von Hinterschneidungen. Dazu muss die jeweilige Auszugsrichtung und ein entsprechender Kontrollbereich, der auf Hinterschneidungen überprüft werden soll, angegeben werden. Eine schematische Darstellung der korrekten Definition des Kontrollbereiches ist in Abbildung 3.4 rechts und eine unvollständige Definition, bei der die Hinterschneidung nicht erkannt wird, in Abbildung 3.4 links dargestellt.

### 3.2.5. Mathematische Formulierung

Der Optimierungsalgorithmus in TOSCA Structure.shape führt eine Beanspruchungshomogenisierung (*Fully Stressed Design*) im Bezug auf einen Referenzwert durch. Die These der Beanspruchungshomogenisierung kann so beschrieben werden, dass in Bereichen hoher

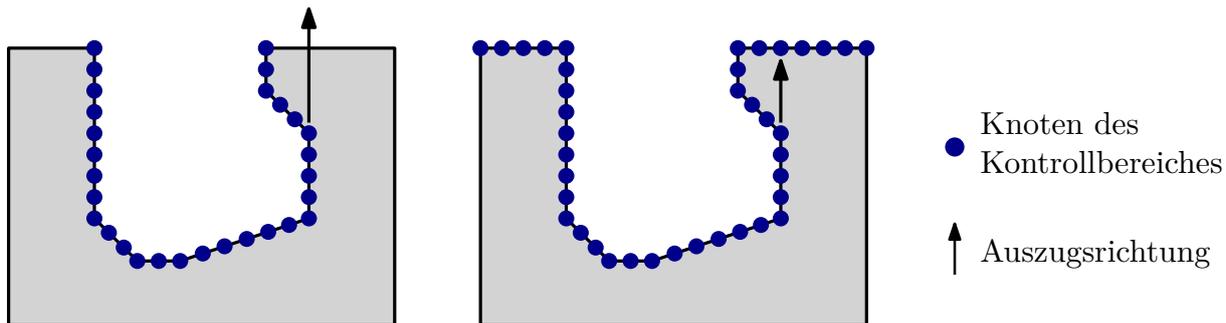


Abbildung 3.4.: Schematische Darstellung der Restriktion zur Beibehaltung der Gießbarkeit eines Bauteiles; unvollständige Definition des Kontrollbereiches (links), Korrekte Definition des Kontrollbereiches (rechts); in Anlehnung an die Dokumentation zu TOSCA Structure [TOS]

Beanspruchung Material aufgetragen und damit die Oberflächenkrümmung vermindert wird, was eine Reduktion der Beanspruchung zur Folge hat. In Bereichen geringer Beanspruchung wird durch die Entfernung von Material die Oberflächenkrümmung erhöht, was entsprechend zu einer Erhöhung der Beanspruchung führt. Der dazu verwendete Referenzwert wird von TOSCA Structure.shape als arithmetisches Mittel, der zu optimierenden Größe, über alle Design Knoten bestimmt. Bei Bedarf kann dieser auch für jede Design Antwort individuell vorgegeben werden. Das Optimierungsproblem wird nun so formuliert, dass eine Zielfunktion,  $\Phi$ , zu minimieren ist:

$$\min \{\Phi(U(\mathbf{x}), \mathbf{x})\} \quad (3.1)$$

und dabei gewisse Zwangsbedingungen,  $\psi_i$ , und Restriktionen,  $g_j$ , einzuhalten sind:

$$\psi_i(U(\mathbf{x}), \mathbf{x}) \leq 0, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (3.2)$$

$$g_j(\mathbf{x}) \leq 0, \quad j = 1, 2, \dots, m. \quad (3.3)$$

Die Zielfunktion,  $\Phi$ , und die Zwangsbedingungen,  $\psi_i$ , sind von den Zustandsgrößen,  $U(\mathbf{x})$ , sowie den Design Variablen,  $\mathbf{x}$ , abhängig, die Restriktionen,  $g_j$ , lediglich von den Design Variablen. Die Beschränkung auf eine Minimierung der Zielfunktion folgt daraus, dass die Minimierung der negativen Zielfunktion  $\min\{-\Phi\}$  einer Maximierung entspricht. Beschrieben wird die Zielfunktion durch die Design Antworten,  $\phi_i$ , und dem jeweiligen Referenzwert,  $\phi_i^{ref}$ . Je nach Bedeutsamkeit können diese unterschiedlich gewichtet ( $w_i$ ) werden. Entsprechend dem Ziel der Optimierung wird eine der drei nachfolgenden Formulierungen verwendet.

$$\Phi = \min \left\{ \sum_{i=1}^N w_i \left( \phi_i(U(\mathbf{x}), \mathbf{x}) - \phi_i^{ref} \right) \right\} \quad (3.4)$$

$$\Phi = \max \left\{ \sum_{i=1}^N w_i \left( \phi_i(U(\mathbf{x}), \mathbf{x}) - \phi_i^{ref} \right) \right\} \quad (3.5)$$

$$\Phi = \min \max \left\{ w_i \left( \phi_i(U(\mathbf{x}), \mathbf{x}) - \phi_i^{ref} \right) \right\} \quad (3.6)$$

Für die Minimierung bzw. die Maximierung der Zielfunktion werden die Werte aller Design Antworten, unter Berücksichtigung der Gewichtung und der Referenzwerte, aufsummiert. Dies ist in Gleichung (3.4) bzw. (3.5) formuliert. Wird hingegen eine min-max Formulierung vorgegeben, vgl. Gleichung (3.6), werden alle Design Antworten individuell betrachtet. Der Zielfunktion wird der Maximalwert aller Design Antworten, unter Berücksichtigung der Gewichtungen und der Referenzwerte, zugewiesen und anschließend minimiert.

## 4. Ablauf des Optimierungsprozesses

Die Gestaltoptimierung eines Bauteiles erfolgt nicht in einem einzigen Schritt, sondern benötigt mehrere Optimierungszyklen um eine entsprechende Verbesserung des Ausgangsmodelles zu erzielen. Im Rahmen dieser Arbeit wird in einem Optimierungszyklus zunächst eine thermomechanische Finite Elemente Analyse mit **Abaqus/Standard** durchgeführt. Die daraus erhaltenen Spannungswerte werden mittels **FEMFAT MAX** in eine Mittel- und Amplitudenspannung umgerechnet und damit eine Ermüdungsberechnung durchgeführt. Aufbauend auf diesen Ergebnissen erfolgt die Gestaltoptimierung mittels **TOSCA Structure.shape**. Diese drei Schritte werden bis zu der Erfüllung einer entsprechenden Abbruchbedingung wiederholt, wie z. B. die maximale Anzahl von Optimierungszyklen oder das Erreichen eines bestimmten Wertes der zu optimierenden Größe (Abbildung 4.1).

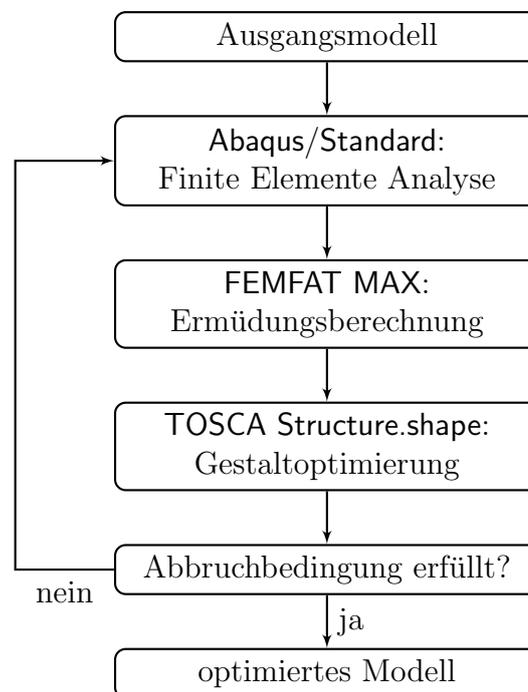


Abbildung 4.1.: Ablauf des Optimierungsprozesses

**Teil II.**

**Anwendungsteil**

# 5. Vorbetrachtungen

Um einen Einblick in den Ablauf einer Gestaltoptimierung zu erhalten, werden zunächst verschiedene Aspekte anhand zweier einfacher Modelle untersucht. Zuerst erfolgt in Kapitel 5.1 die Beschreibung der dazu verwendeten Modelle. Ein Vergleich der unterschiedlichen Schädigungsvariablen, die als Ergebnis der Ermüdungsberechnung in FEMFAT ausgewählt werden können, wird in Kapitel 5.2 durchgeführt. Anschließend wird die notwendige Netzfeinheit zur Durchführung einer Gestaltoptimierung in Kapitel 5.3 untersucht. Das Ergebnis einer Gestaltoptimierung bei unterschiedlichen Zielfunktionen wird in Kapitel 5.4 und bei der Verwendung unterschiedlicher Elementtypen in Kapitel 5.5 betrachtet. Der Einfluss der Definition des Netzglättungsbereiches sowie weitere Restriktionen für eine Gestaltoptimierung wird in Kapitel 5.6 beschrieben. Abschließend wird auf ein spezielles Feature von TOSCA Structure.shape, in Hinblick auf eine sequentiell gekoppelte Temperatur-Spannungsanalyse, in Kapitel 5.7 eingegangen.

## 5.1. Verwendete Modelle

### 5.1.1. Pleuelstange

Die Hauptabmessungen der verwendeten Pleuelstange, dargestellt in Abbildung 5.1, betragen  $180 \text{ mm} \times 86 \text{ mm} \times 24 \text{ mm}$ . Die Diskretisierung erfolgt mit C3D10 Elementen (10 knotiges Tetraeder-Element), als Material wird Stahl (linear-elastisches Materialverhalten) verwendet. Die beiden Pleuelaugen sind jeweils mit deren Mittelpunkten in allen Freiheitsgraden kinematisch gekoppelt. Auf die beiden Mittelpunkte werden die Randbedingungen sowie die Belastungen gemäß dem Modell aus dem *Abaqus Example Problems Manual* 11.2.1 [ABA2] aufgebracht. Dabei werden alle Freiheitsgrade des Mittelpunktes des kleinen Pleuelauges bis auf die Rotation um die  $x$ -Achse, sowie die Translation in  $z$ -Richtung, gesperrt. Eine Einzelkraft  $F_z = 2000 \text{ N}$  wird in negativer  $z$ -Richtung aufgebracht. Für den Mittelpunkt des geteilten Pleuelauges ist lediglich eine Bewegung in  $y$ -Richtung möglich.

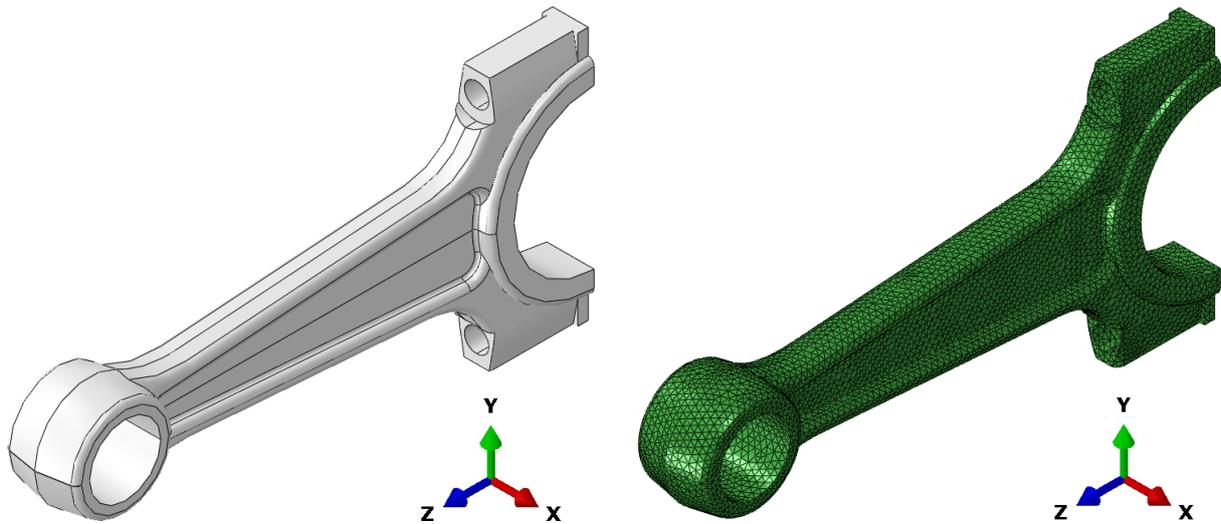


Abbildung 5.1.: Modell der Pleuelstange; Geometrie (links), Netz mit einer Global Element Size von 2,2 mm (rechts)

Des Weiteren wird ein Verdrehwinkel um die  $x$ -Achse von  $\varphi_x = 0.004$  rad und eine Einzelkraft  $F_y = 1750$  N in  $y$ -Richtung vorgegeben.

Um den Einfluss der Netzfeinheit untersuchen zu können, wird die Geometrie der Pleuelstange dem bestehenden Modell des **Abaqus Example Problems Manual** nachempfunden. Dieses Modell kann nicht direkt verwendet werden, da es keine Geometrie beinhaltet und somit keine Möglichkeit der Untersuchung unterschiedlicher Netzfeinheiten bietet.

### 5.1.2. Lochplatte

Die Lochplatte wird mit 2144 C3D20 Elementen (20 knotiges Hexaeder-Element) diskretisiert (Abbildung 5.2). Die Hauptabmessungen betragen  $107$  mm  $\times$   $107$  mm  $\times$   $20$  mm. Als Material wird die selbe Aluminiumlegierung, mit temperaturabhängigem elasto-plastischem Materialverhalten, wie für den im Anwendungsteil betrachteten Zylinderkopf verwendet. Die Belastung wird in zwei Steps aufgebracht. In Step 1 wird eine Flächenlast von  $\sigma_{22} = 70 \frac{N}{mm^2}$  in positiver  $y$ -Richtung bzw. in Step 2 eine Flächenlast von  $\sigma_{11} = 150 \frac{N}{mm^2}$  in positiver  $x$ -Richtung definiert (Abbildung 5.2 Mitte bzw. 5.2 rechts). Die Randbedingungen sind für Step 1 und für Step 2 ident und ebenfalls in Abbildung 5.2 Mitte bzw. 5.2 rechts dargestellt. Dabei ist der Freiheitsgrad normal zur jeweiligen Fläche in  $x$ - bzw.  $y$ -Richtung und zusätzlich ein Knoten der Schnittgerade der beiden Flächen in  $z$ -Richtung gesperrt.

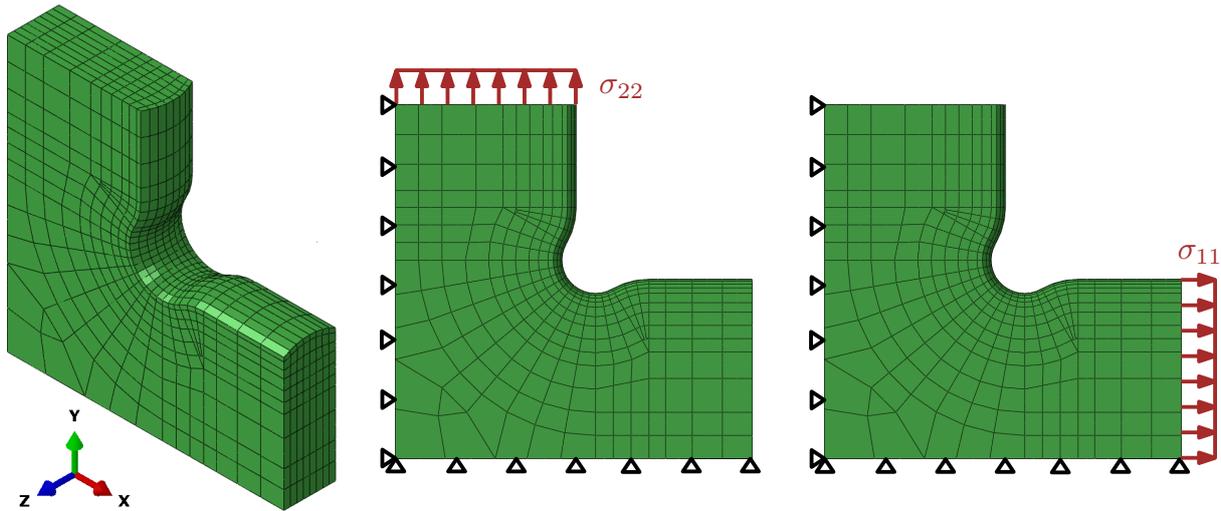


Abbildung 5.2.: Modell der Lochplatte; Netz (links), Belastung und Randbedingungen in Step 1 (Mitte), Belastung und Randbedingungen in Step 2 (rechts)

## 5.2. Vergleich unterschiedlicher Schädigungsvariablen

Das Programmpaket FEMFAT ermöglicht neben der Schädigung,  $D$ , (vgl. Kapitel 2.4) als Ergebnis der Ermüdungsberechnung auch die 6. Wurzel der Schädigung,  $D_{6W}$ , bzw. den Logarithmus der Schädigung,  $D_{Log}$ . Die letzteren beiden Werte lassen sich entsprechend durch das Erheben zur 6-ten Potenz bzw. durch entlogarithmieren auf die Schädigung,  $D$ , zurückrechnen. Für einen Vergleich dieser drei Schädigungsvariablen wird jeweils eine Gestaltoptimierung der in Abbildung 5.1 rechts dargestellten Pleuelstange durchgeführt. Dazu erfolgt eine Finite Elemente Analyse mit Abaqus/Standard, wobei der daraus erhaltene Spannungszustand für die Berechnung der entsprechenden Schädigungsvariable mittels FEMFAT BASIC verwendet wird. Der Spannungszustand dient mit den Vorfaktoren 2,0 bzw. 0,5 sowohl als Mittel- wie auch als Amplitudenspannung. Es wird eine Schwingspielzahl  $N = 10^6$  vorgegeben. Betrachtet man die Ergebnisse der jeweiligen Optimierung ist sehr gut zu erkennen, dass die Optimierung in Hinblick auf die Schädigungsvariable,  $D$ , die geringste Verbesserung zur Folge hat (Abbildung 5.3 unten links). Der Schädigungswert der Ausgangskonfiguration beträgt  $D = 4,82 \cdot 10^{-11}$  und wird bereits nach zwei Optimierungszyklen um zwei Größenordnungen reduziert (Abbildung 5.3 oben links). Demgegenüber wird die 6. Wurzel der Schädigung,  $D_{6W}$ , nach sechs Optimierungszyklen lediglich geviertelt und besitzt einen um zehn Größenordnungen höheren Absolutwert (Abbildung 5.3 oben rechts). Die Verwendung des Logarithmus der Schädigung,  $D_{Log}$ , hat

ebenfalls den Vorteil eines großen, jedoch negativen, Absolutwertes (Abbildung 5.3 unten rechts). Aufgrund dieser Erkenntnisse wird in weiterer Folge nur mehr die 6. Wurzel der Schädigung,  $D_{6W}$ , als Beurteilungsparameter von Ermüdungsberechnungen verwendet. Der klare Vorteil dabei liegt in den größeren Absolutwerten und dass sich die Änderung im Laufe der Optimierung innerhalb einer Größenordnung bewegt, was beides positive Auswirkungen auf die numerische Stabilität besitzt.

### 5.3. Konvergenzverhalten bei unterschiedlicher Netzfeinheit

Die Netzfeinheit hat einen großen Einfluss auf die Ergebnisgenauigkeit und die Berechnungsdauer einer Finite Elemente Analyse bzw. darauf aufbauenden Analysen. Um die notwendige Netzfeinheit, zur Durchführung einer Gestaltoptimierung mit `TOSCA Structure.shape` auf Basis von Ermüdungssimulationen, abschätzen zu können, wird diese anhand des in Abbildung 5.1 links dargestellten Modell der Pleuelstange für mehrere Berechnungen variiert. Zunächst wird die Evolution der 6. Wurzel der Schädigung,  $D_{6W}$ , bei feiner werdendem Netz betrachtet. Die Ermüdungsberechnung erfolgt wie in Kapitel 5.2 beschrieben mittels `FEMFAT BASIC`. Es werden sämtliche Default-Einstellungen von `FEMFAT`, wie z. B. der Einfluss des Spannungsgradienten oder der Oberflächenbehandlung, übernommen. Die Global Element Size wird in zehn Schritten von 5,0 auf 1,5 mm verringert. Dabei wird als Zielfunktion der Gestaltoptimierung die Minimierung der 6. Wurzel der Schädigung vorgegeben. Der sich daraus ergebende Verlauf der 6. Wurzel der Schädigung,  $D_{6W}$ , ist in Abbildung 5.4 dargestellt. Für die Ausgangskonfiguration lässt sich kein Konvergenzverhalten des Schädigungswertes beobachten. Betrachtet man jedoch den Schädigungswert nach einem Optimierungszyklus, stellt sich dieser, ab einer Global Element Size von 2,5 mm, auf ca.  $D_{6W} = 1,75 \cdot 10^{-2}$  ein. Bei der gleichen Netzfeinheit ist auch eine Konvergenz der maximalen v.Mises Vergleichsspannung in der Ausgangskonfiguration zu erkennen (Abbildung 5.4).

### 5.4. Vergleich Schädigungs- und Spannungsoptimierung

Der Großteil mechanischer Bauteile wird anhand von Spannungsmaßen ausgelegt und dimensioniert. Dabei darf der Maximalwert eines solchen Spannungsmaßes einen bestimmten materialspezifischen Grenzwert nicht überschreiten. Der kritische Bereich eines Bauteiles

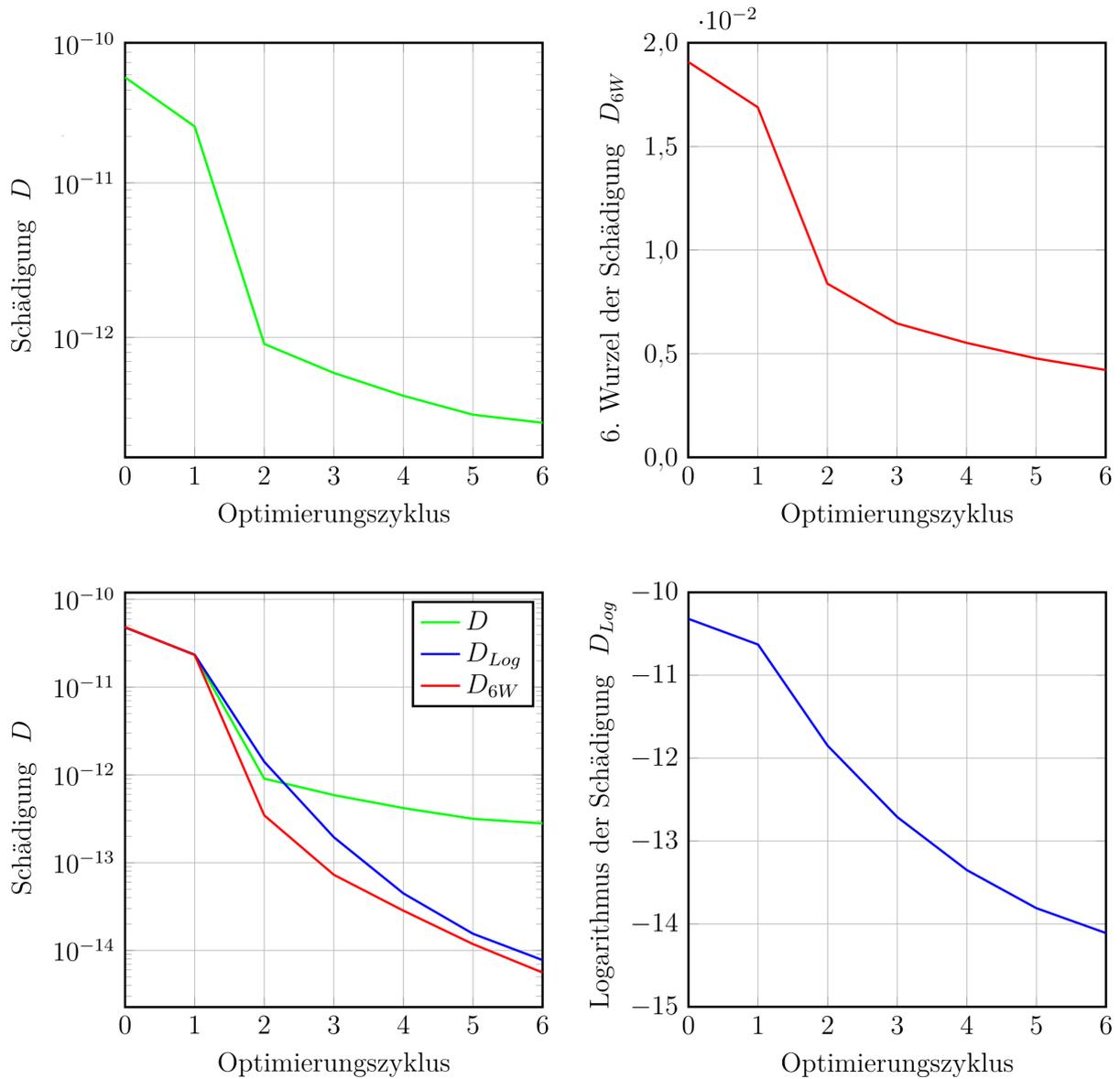


Abbildung 5.3.: Verlauf der unterschiedlichen Schädigungsvariablen während einer Gestaltoptimierung mit sechs Optimierungszyklen der Pleuelstange, Global Element Size 2,2 mm; Schädigung  $D$  (oben links), 6. Wurzel der Schädigung  $D_{6W}$  (oben rechts), Vergleich der drei Schädigungsvariablen durch zurückrechnen auf die Schädigung  $D$  (unten links), Logarithmus der Schädigung  $D_{Log}$  (unten rechts)

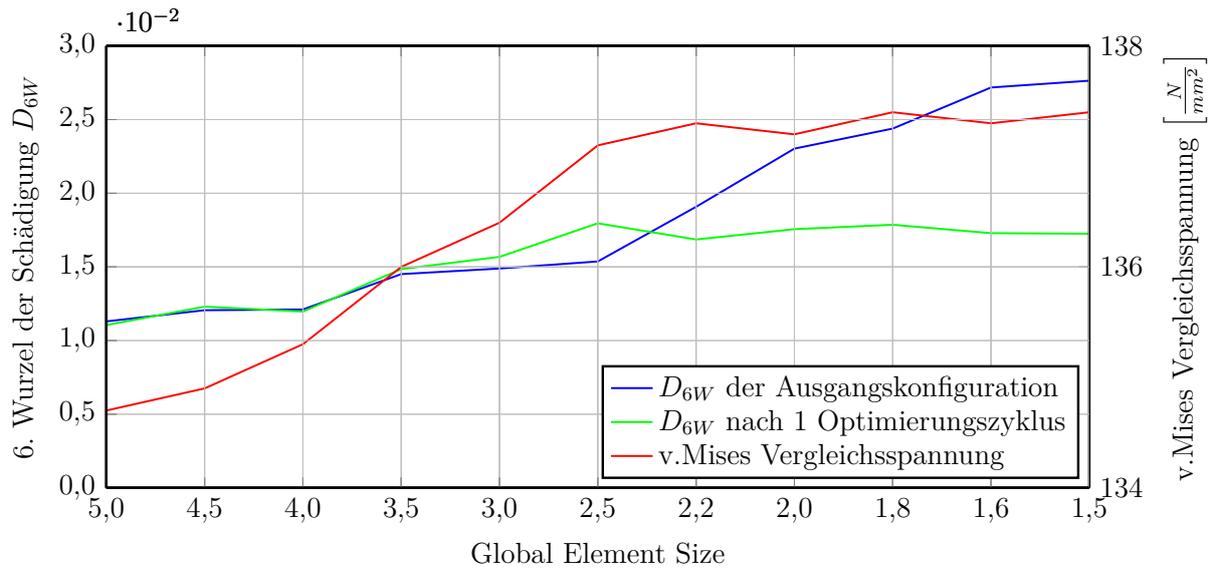


Abbildung 5.4.: Verlauf der 6. Wurzel der Schädigung  $D_{6W}$  und der v.Mises Vergleichsspannung der Pleuelstange bei zunehmender Netzfeinheit

ist dementsprechend jener, an dem dieser Maximalwert auftritt. Wird für diesen Bereich eine Gestaltoptimierung, mit einer Zielfunktion zur Reduzierung des Maximums jenes Spannungsmaßes, durchgeführt, hat dies meist eine indirekte Erweiterung der Lebensdauer zur Folge. Allerdings wird dabei während der Optimierung der Beanspruchungs-Zeit-Verlauf nicht berücksichtigt. Für zyklisch beanspruchte Bauteile kann eine derartige Optimierung unter bestimmten Nebenbedingungen gar zu einer Reduktion der Lebensdauer führen. Diese wird für zyklisch beanspruchte Bauteile im Wesentlichen von dem Wert der Spannungsamplitude beeinflusst. Der Wert der Mittelspannung kann hingegen durchaus um ein Vielfaches höher sein. Dazu wird ein Vergleich einer Schädigungs- und einer Spannungsoptimierung anhand der in Kapitel 5.1.2 beschriebenen Lochplatte durchgeführt. Für die Berechnung der 6. Wurzel der Schädigung,  $D_{6W}$ , wird der Spannungszustand aus Step 2 (vgl. Abbildung 5.2) als Mittelspannung in FEMFAT BASIC eingelesen. Der Lastfall aus Step 1 wird als Spannungsamplitude berücksichtigt. Es wird eine Schwingenzahl  $N = 2 \cdot 10^6$  vorgegeben. Der sich daraus ergebende Bereich der maximalen Schädigung,  $D_{max}$ , ist in Abbildung 5.5 links gekennzeichnet. Das Ergebnis der Gestaltoptimierung zur Minimierung der 6. Wurzel der Schädigung ist, für fünf Optimierungszyklen, in Abbildung 5.5 Mitte dargestellt. Aus einer Spannungsoptimierung, bei der die maximale v.Mises Vergleichsspannung minimiert wird, folgt die in Abbildung 5.5 rechts dargestellte Konfiguration. Dabei wird die v.Mises Vergleichsspannung aus den beiden Steps gleichzeitig betrachtet und die

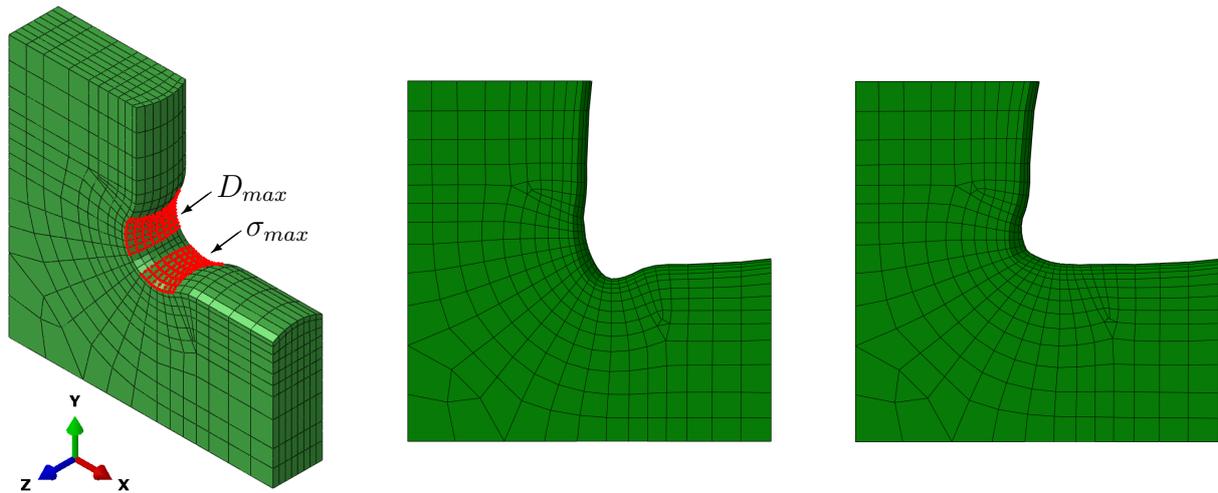


Abbildung 5.5.: Vergleich Schädigungs- und Spannungsoptimierung; Bereich der maximalen v.Mises Vergleichsspannung bzw. des maximalen Schädigungswertes in der Ausgangskonfiguration (links), Ergebnis der Schädigungsoptimierung nach 5 Optimierungszyklen (Mitte), Ergebnis der Spannungsoptimierung nach 5 Optimierungszyklen (rechts)

Höhere minimiert (vgl. min-max Formulierung in Kapitel 3.2.5). Bei beiden Optimierungen wird das Bauteilvolumen als konstant vorausgesetzt. Als weitere Restriktionen werden die Verschiebungsrandbedingungen aus der Finite Elemente Analyse übernommen und die Verschiebungen der Flächen, auf denen die Flächenlasten angreifen, in Richtung der jeweiligen Flächennormalen gesperrt. Ebenfalls gesperrt werden die Verschiebungen in  $z$ -Richtung jener Flächen, die normal zur  $z$ -Achse orientiert sind.

Betrachtet man die Ergebnisse der Optimierung, ist zu erkennen, dass infolge der Spannungsoptimierung die Lochplatte für eine Lastaufnahme in horizontaler Richtung optimiert und in vertikaler Richtung, aufgrund der Volumenkonstanz, geschwächt wird (Abbildung 5.5 rechts). Daraus folgt eine Reduktion der maximal auftretenden v.Mises Vergleichsspannung auf 69%, während sich jedoch die 6. Wurzel der Schädigung auf 119% erhöht. Wird hingegen die Optimierung direkt in Hinblick auf die 6. Wurzel der Schädigung angewendet, kann diese auf 36% reduziert werden. Dieses Ergebnis wird bei einem direkten Vergleich der optimierten Modelle noch deutlicher. In Bezug auf das Modell der Schädigungsoptimierung besitzt jenes zufolge der Spannungsoptimierung einen Wert der 6. Wurzel der Schädigung von 330%.

## 5.5. Vergleich unterschiedlicher Elementtypen

Das Ergebnis der Finite Elemente Analyse in Abaqus/Standard stellt die Grundlage der Ermüdungsberechnung mittels FEMFAT dar. Dabei wird die entsprechende Schädigungsvariable an den vorgegebenen Elementknoten berechnet. Bei der Verwendung von C3D10 Elementen ist eine Extrapolation der Spannungswerte von den Integrationspunkten notwendig. Um den Fehler dieser Extrapolation abschätzen zu können bzw. in weiterer Folge zu vermeiden, wird ein Vergleich mit C3D10I Elementen durchgeführt. Das „I“ steht dabei für *Improved Surface Stress*. Diese „verbesserte Oberflächenspannung“ wird dadurch erreicht, dass sich die Integrationspunkte direkt an den Elementknoten befinden.

Der Vergleich wird an der in Kapitel 5.1.1 beschriebenen Pleuelstange durchgeführt. Für beide Elementtypen erfolgt eine Gestaltoptimierung mit zehn Optimierungszyklen und der Zielfunktion zur Minimierung der 6. Wurzel der Schädigung,  $D_{6W}$ . Die Ergebnisse der jeweiligen Gestaltoptimierung sind in Tabelle 5.1 zusammengefasst. Betrachtet man die relative Differenz der Schädigungswerte, ist ein deutlicher Unterschied von 18,17% in der Ausgangskonfiguration zu erkennen. Im weiteren Verlauf der Gestaltoptimierung wird dieser Unterschied jedoch verschwindend gering. Vergleicht man die Effizienz der beiden Elementtypen, sind nach Heers [HEE] C3D10 Elemente zu bevorzugen.

## 5.6. Netzglättungsbereich und weitere Restriktionen

Eine Gestaltoptimierung erfordert für eine wesentliche Verbesserung des Bauteiles mehrere Optimierungszyklen. Dementsprechend ist ein Netzglättungsbereich wie in Kapitel 3.2.2 beschrieben zwingend erforderlich. Anderenfalls wäre das Finite Elemente Netz bereits nach nur wenigen Optimierungszyklen so stark verzerrt, dass die Ergebnisse unbrauchbar sind. Die Auswahl und die Definition des Netzglättungsbereiches hat folglich einen markanten Einfluss auf die Qualität der optimierten Struktur. Dazu wurde eine Vielzahl an Versuchen durchgeführt, wobei hier nur die relevanten Erkenntnisse beschrieben werden. Die einzelnen Teilbereiche des Netzglättungsbereiches sind für ein 2D-Modell in Abbildung 5.6 dargestellt. Es werden bei jedem Optimierungszyklus lediglich die Design Knoten aktiv von TOSCA *Structure.shape* verschoben. Alle weiteren Knoten des Netzglättungsbereiches werden an diese Verschiebungen angepasst. Als Übergangsknoten werden jene Oberflächenknoten des Netzglättungsbereiches bezeichnet, die keine Designknoten sind. Alle weiteren Knoten am Rand des Netzglättungsbereiches werden als Randknoten bezeichnet (Abbildung 5.6).

Tabelle 5.1.: Vergleich der 6. Wurzel der Schädigung  $D_{6W}$  bei Verwendung von C3D10 bzw. C3D10I Elementen bei einer Gestaltoptimierung mit 10 Optimierungszyklen der Pleuelstange, Global Element Size 2,2 mm

Optimierungszyklus	$D_{6W}$ mit C3D10	$D_{6W}$ mit C3D10I	Differenz [%]
0	0,02169	0,01775	18,17
1	0,01656	0,01655	0,06
2	0,008793	0,008792	0,01
3	0,00681	0,006811	0,01
4	0,00543	0,00543	0,00
5	0,004682	0,004682	0,00
6	0,005358	0,005359	0,02
7	0,005035	0,005035	0,00
8	0,004662	0,004662	0,00
9	0,004284	0,004284	0,00
10	0,004120	0,004121	0,02

Durch entsprechende Parameter können sowohl die Übergangs- als auch die Randknoten von der Optimierung ausgeschlossen werden. Im Speziellen ist für eine Gestaltoptimierung die Anzahl an aktivierten bzw. ausgeschlossenen Übergangsknoten anzugeben. Die Größe des Netzglättungsbereiches muss derart gewählt werden, dass eine genügend große Anzahl an Übergangsknoten vorhanden ist um einen glatten Übergang sicherzustellen. Wird dieser zu klein gewählt, bzw. eine zu geringe Anzahl an Übergangsknoten aktiviert, kann dies zur Ausbildung starker Kerben und dementsprechenden Spannungskonzentrationen führen (Abbildung 5.7). Darüber hinaus ist in Abbildung 5.7 eine Restriktion zur Beibehaltung der Rundheit dargestellt.

## 5.7. Sequentiell gekoppelte Temperatur-Spannungs Analyse

Bei einer Gestaltoptimierung mit TOSCA Structure.shape wird das Input File der Finite Elemente Analyse in jedem Optimierungszyklus modifiziert. Die Knotenpunktskoordinaten aller Knoten des Netzglättungsbereiches werden entsprechend der Verschiebungen zufolge

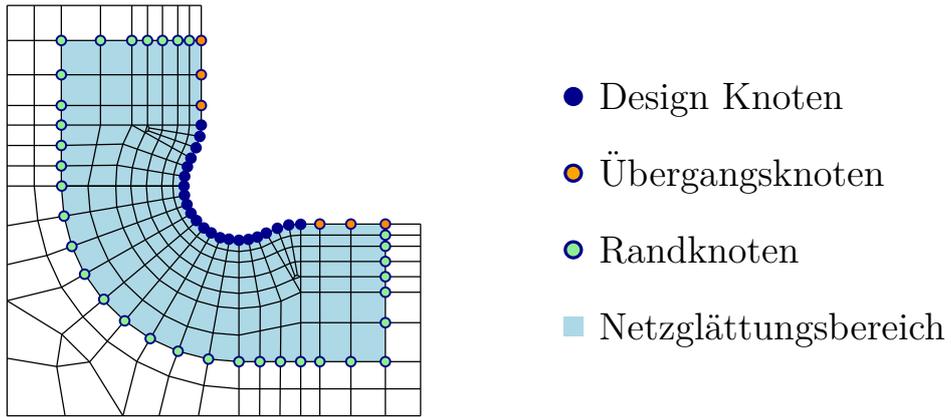


Abbildung 5.6.: Teilbereiche des Netzglättungsbereiches am Beispiel von 2-D Elementen; in Anlehnung an die Dokumentation zu TOSCA Structure [TOS]

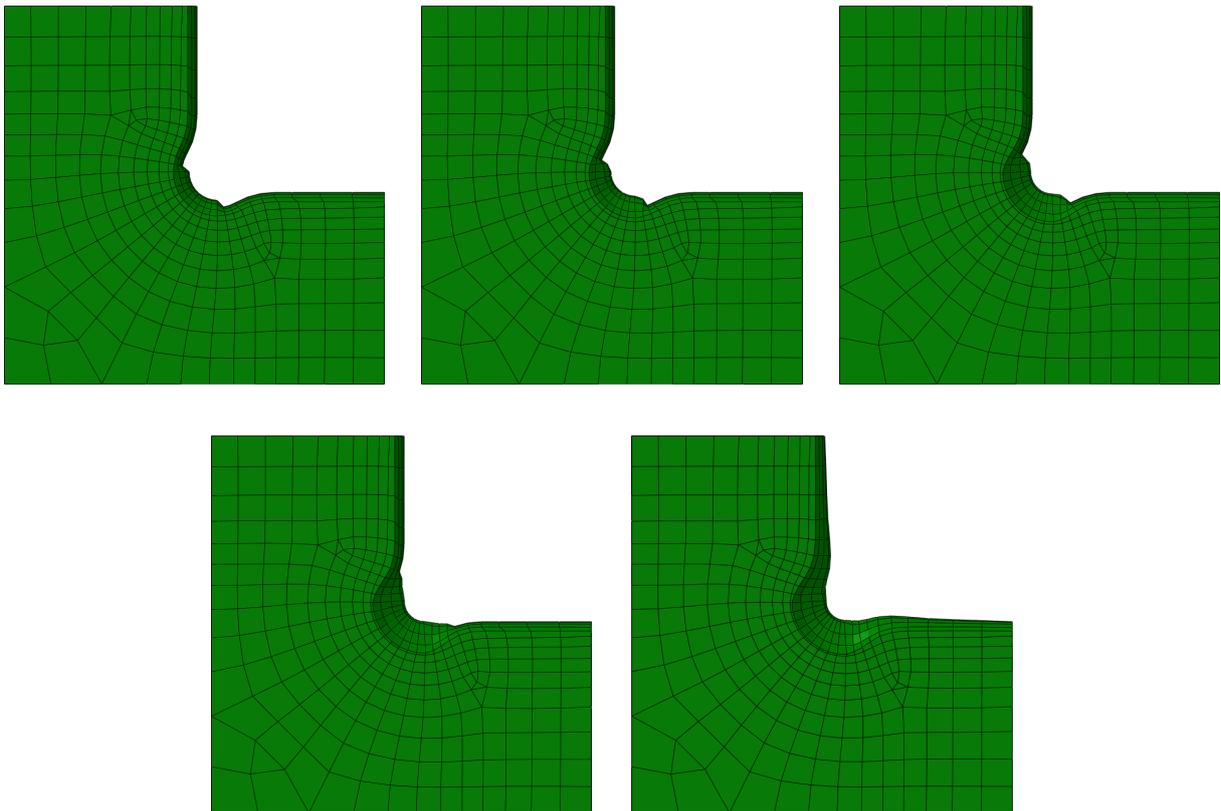


Abbildung 5.7.: Einfluss der Größe des Netzglättungsbereiches bzw. der Anzahl an aktivierten Übergangsknoten; größer werdende Anzahl an aktivierten Übergangsknoten von links nach rechts bzw. von oben nach unten

der Gestaltoptimierung angepasst. Mit diesem überschriebenen Input File wird der darauf folgende Optimierungszyklus durchgeführt. Bei einer sequentiell gekoppelten Temperatur-Spannungs Analyse müssen die Knotenpunktskoordinaten der Temperatur- sowie der Spannungsrechnung gleichermaßen modifiziert werden. In `TOSCA Structure.shape` ist dazu ein eigenes Feature vorhanden, das jegliche Änderung der Knotenpunktskoordinaten des Input Files der Spannungsrechnung ebenfalls im Input File der Temperaturrechnung übernimmt. Diese Änderungen können jedoch nur für jene Knoten durchgeführt werden, welche die selbe Knotennummer besitzen. Für die Nutzung dieses Features, ist somit eine idente Knotennummerierung beider Input Files erforderlich.

## 6. Anwendungsbeispiel Zylinderkopf

Für eine Gestaltoptimierung auf Basis von Ermüdungssimulationen sind, wie in Abbildung 4.1 schematisch dargestellt, mehrere Schritte notwendig. Mit den Ergebnissen einer sequentiell gekoppelten Temperatur-Spannungs Analyse wird eine Ermüdungsberechnung und im Anschluss daran die Gestaltoptimierung durchgeführt. Die notwendigen Daten für die Finite Elemente Analyse und die Ermüdungsberechnung werden von der AVL List GmbH bereitgestellt. Die erforderlichen Definitionen für die Gestaltoptimierung sowie einer Gewichtsreduktion des Zylinderkopfes und die Automatisierung des Optimierungsprozesses werden in diesem Kapitel behandelt. Da eine direkte Gewichtsreduktion nicht durchgeführt werden kann, wird dies durch die Reduktion des Volumens realisiert.

Als Vorbetrachtungen für die Gestaltoptimierung des Zylinderkopfes wurden in Kapitel 5 mehrere Untersuchungen zu den in FEMFAT möglichen Schädigungsvariablen durchgeführt. In Absprache mit der AVL List GmbH wird von nun an der Sicherheitsfaktor gegen Dauerbruch,  $SF_A$ , als Ergebnis der Ermüdungsberechnung und in weiterer Folge als zu optimierender Parameter der Gestaltoptimierung verwendet (vgl. Kapitel 2.5).

### 6.1. Modellaufbereitung

Es werden zwei Input Files für Abaqus/Standard, eines für die Temperatur- und eines für die Spannungsrechnung, zur Durchführung der sequentiell gekoppelten Temperatur-Spannungs Analyse bereitgestellt. Beide Modelle beinhalten neben dem Zylinderkopf 13 weitere Parts wie den Motorblock, Ventile, Zündkerzen, Schrauben und Dichtungen. Der zu optimierende Zylinderkopf besteht aus 170 000 C3D10M Elementen (10 knotiges modifiziertes quadratisches Tetraeder) mit 300 000 Knoten für die Spannungsrechnung bzw. 170 000 DC3D4 Elementen (4 knotiges lineares Wärmeübergangs Tetraeder) mit 47 000 Knoten für die Temperaturrechnung (Abbildung 6.1). Bei der Temperaturrechnung wird in einem Step das Temperaturfeld des Gesamtmodelles berechnet, dass in weiterer Folge in die Spannungsrechnung eingebunden wird. Die Spannungsrechnung erfolgt in neun Steps.

Zunächst wird die Schraubenvorspannung aufgebracht, das Temperaturfeld eingelesen und abschließend die Gaslasten der beiden Zylinder aufgebracht werden. Die Wärmeübergangskoeffizienten für die Temperaturrechnung werden mittels einer Siede-Routine ermittelt. Aufgrund der sich im Zuge der Gestaltoptimierung verändernden Außenkontur des Zylinderkopfes, müsste die Siede-Routine nach jedem Optimierungszyklus ausgeführt und die aktualisierten Wärmeübergangskoeffizienten berechnet werden. Diese wird jedoch nicht zur Verfügung gestellt, sondern lediglich die Wärmeübergangskoeffizienten der Ausgangskonfiguration. Bei der Automatisierung des Optimierungsprozesses sollen ein Platzhalter für die Siede-Routine angedacht und konstante Wärmeübergangskoeffizienten für den gesamten Optimierungsprozess angenommen werden. Für die Ermüdungsberechnung wird ein Input File für FEMFAT MAX und die temperaturabhängigen elasto-plastischen Werkstoffdaten der Aluminium-Legierung des Zylinderkopfes bereitgestellt. Dabei wird unter anderem der Einfluss des Spannungsgradienten, der Oberflächenbehandlung, der Oberflächenrauheit sowie eine Überlebenswahrscheinlichkeit von 99,99% berücksichtigt.

### **6.1.1. Anpassung der zur Verfügung gestellten Daten**

Im Hinblick auf eine erforderliche Vielzahl an Optimierungszyklen bei der Durchführung einer Gestaltoptimierung ist eine möglichst geringe Rechenzeit der Finite Elemente Analyse wünschenswert. Dazu wird eine Kontaktstabilisierung bei der Aufbringung der Schraubenvorspannung und eine Änderung der Initial Increment Size mehrerer Steps des Input Files der Spannungsrechnung vorgenommen. Diese Maßnahmen reduzieren die Rechenzeit von 13 auf acht Stunden, bei Verwendung von zwölf CPUs.

Das aktuelle Release von TOSCA Structure.shape, zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Arbeit, benötigt flache Input Files<sup>3</sup> um eine Gestaltoptimierung durchführen zu können. Folglich wird für die Spannungsrechnung nur mehr ein flaches Input File verwendet. Für die Temperaturrechnung ist die Verwendung eines flachen Input File aufgrund der verwendeten Siede-Routine, zur Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten, nicht möglich. Dementsprechend muss die Temperaturrechnung von der Umgebung von TOSCA Structure.shape entkoppelt durchgeführt werden. Außerdem verhindert dieser Umstand die Verwendung des in Kapitel 5.7 beschriebenen Features für eine sequentiell gekoppelte Temperatur-Spannungs Analyse. Aus der Verwendung eines flachen bzw. eines nicht flachen Input File für die Spannungs- bzw. die Temperaturrechnung, folgt eine inkompatible Knotennum-

---

<sup>3</sup>Ein flaches Input File beinhaltet weder Parts noch ein Assembly.

merierung der beiden Modelle. Aufgrund dessen muss im Befehl `*Temperature` des Input Files der Spannungsrechnung der Parameter `midside`<sup>4</sup> durch den Parameter `interpolate`<sup>5</sup> ersetzt werden, um das Temperaturfeld korrekt einzulesen.

Das für die Ermüdungsberechnung zur Verfügung gestellte Input File wurde mit **FEMFAT 4.8b** erstellt. Um ebenfalls eine möglichst geringe Rechenzeit zu erreichen, werden mehrere Keywords so verändert, dass eine Analyse mit **FEMFAT 5.0a** ermöglicht wird. Zusätzlich wird das Einlesen der Geometrie, der Lastfälle und des Temperaturfeldes auf das `.odb` Format (**Abaqus output database**) abgestimmt. Dadurch wird eine Reduzierung der Rechenzeit von 70 auf 15 Minuten, bei Verwendung von 1 CPU, erreicht. Bei dem zur Verfügung gestellten Input File erfolgte das Einlesen aus unterschiedlichen Dateien im `.out` und `.rpt` Format.

### 6.1.2. Verifizierung der angepassten Daten

Die Änderungen an dem Input File der Spannungsrechnung werden mittels Python Skripts überprüft. Dazu wird eine Finite Elemente Analyse mit dem veränderten sowie dem unveränderten Input File durchgeführt. Für die Überprüfung des auf unterschiedliche Art eingebundenen Temperaturfeldes, wird der Wert der Temperatur `NT11` an jedem Knoten des Zylinderkopfes für beide `.odb` Dateien ausgelesen, verglichen und die jeweilige Differenz ausgegeben. Für das gesamte Modell liegt eine sehr gute Übereinstimmung der Temperaturwerte vor, lediglich die in Abbildung 6.1 dargestellten drei Bereiche stellen eine Ausnahme dar. Die fehlerhaft interpolierten Werte der Temperatur ergeben sich infolge der Kontaktformulierung in diesen Bereichen. Die größte Abweichung tritt im Kontaktbereich der Zündkerzen auf und beträgt 9,81%. Um diesen Interpolationsfehler aufzuheben wird der Befehl `*Temperature` des Input Files der Spannungsrechnung um den Parameter `driving elsets`<sup>6</sup> ergänzt. Es werden Element Sets für jede Part Instance der Temperaturrechnung und entsprechende Knoten Sets für jede Part Instance der Spannungsrechnung definiert und einander zugewiesen. Damit wird sichergestellt, dass die Temperaturwerte für eine Part Instance der Spannungsrechnung ausschließlich von der selben Part Instance der Temperaturrechnung interpoliert werden (Abbildung 6.2). Die maximale Abweichung der jeweiligen Temperaturwerte an einem Knoten liegt dadurch im Bereich der numerischen Genauigkeit.

Für die Änderungen des Input Files der Ermüdungsberechnung wird ein manueller

---

<sup>4,5,6</sup>vgl. Abaqus Analysis User's Manual 33.6.1 [ABA3]

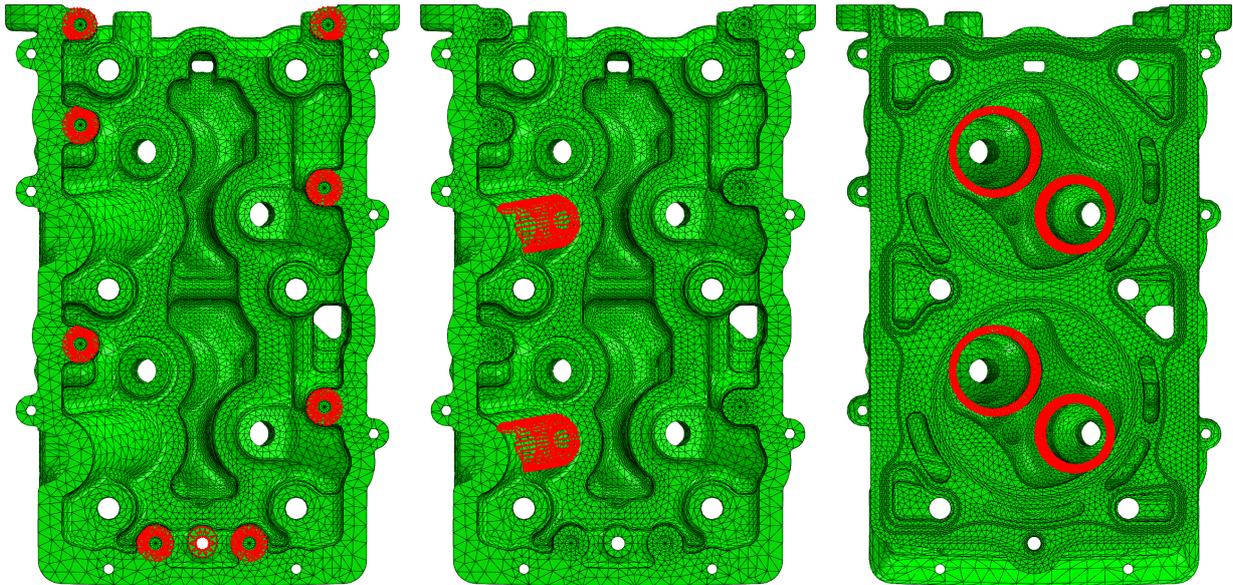


Abbildung 6.1.: Modell des Zylinderkopfes, mit Bereichen fehlerhaft interpolierter Temperatur; Kontaktbereich der Schraubenköpfe (links), Kontaktbereich der Zündkerzen (Mitte), Kontaktbereich der Ventile (rechts)

Vergleich durchgeführt. Bei der Verwendung des zur Verfügung gestellten Input File für FEMFAT 4.8b wird die Geometrie aus einer Datei im .out Format bzw. die Lastfälle und das Temperaturfeld aus einer Datei im .rpt Format in FEMFAT MAX eingelesen. Das modifizierte Input File für FEMFAT 5.0a bezieht sämtliche Daten aus einer Datei im .odb Format. Eine Detailansicht des kritischen Bereiches der Ermüdungsberechnung mit dem für FEMFAT 5.0a modifizierten Input File ist in Abbildung 6.3 Mitte links dargestellt. Vergleicht man diese mit den Ergebnissen der Ermüdungsberechnung in FEMFAT 4.8b ist eine sehr gute Übereinstimmung zu erkennen (Abbildung 6.3 Mitte rechts). Die kritischen Knoten, mit dem jeweils geringsten Sicherheitsfaktor gegen Dauerbruch, sind ident und der berechnete Wert unterscheidet sich um 0,78%. In der Detailansicht A ist ein weiterer kritischer Bereich, in dem mehrere Knoten einen Sicherheitsfaktor gegen Dauerbruch im Bereich  $1,02 < SF_A < 1,05$  besitzen, dargestellt. In Absprache mit der AVL List GmbH wird dieser, aus Gründen der Steifigkeit kritische Steg, für die Gestaltoptimierung nicht berücksichtigt.

Aufgrund dieser Ergebnisse werden nur mehr die in Kapitel 6.1.1 beschriebenen Input Files verwendet.

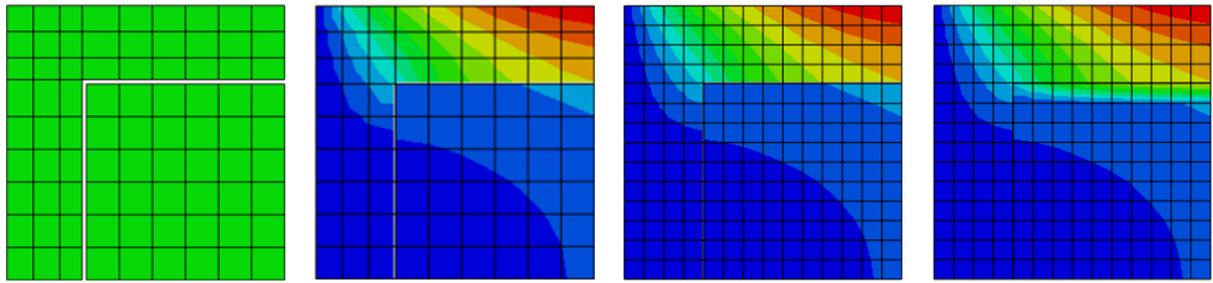


Abbildung 6.2.: Verwendung des Parameter `driving elsets` zur Einbindung eines Temperaturfeldes; Modell der Temperaturrechnung (links), Temperaturverteilung zufolge der Temperaturrechnung (Mitte links), Einbindung des Temperaturfeldes in das Modell der Spannungsrechnung mit dem Parameter `driving elsets` (Mitte rechts), ohne dem Parameter `driving elsets` (rechts) [ABA4]

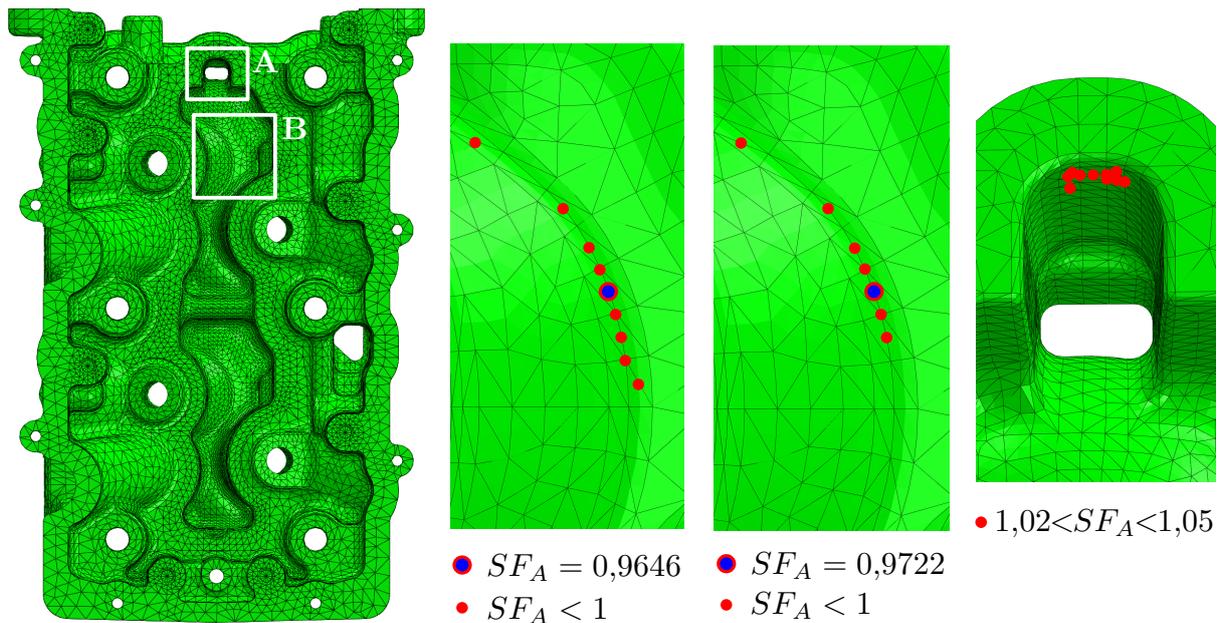


Abbildung 6.3.: Detailansicht des kritischen Bereiches des Zylinderkopfes, mit rot markierten Knoten bei einem Sicherheitsfaktor gegen Dauerbruch  $SF_A < 1$ ; Übersicht mit den Detailbereichen A, B (links), Detailansicht B für das Ergebnis bei Verwendung von FEMFAT 5.0a (Mitte links), Detailansicht B für das Ergebnis bei Verwendung von FEMFAT 4.8b (Mitte rechts), Detailansicht A für das Ergebnis bei Verwendung von FEMFAT 5.0a (rechts)

## 6.2. Modelle der Gestaltoptimierung

Als Ziel der Gestaltoptimierung des Zylinderkopfes wird von der AVL List GmbH ein Sicherheitsfaktor gegen Dauerbruch in der Größenordnung  $SF_A \approx 1,15$  vorgegeben. Für die Gewichtsreduktion soll kein spezifischer Wert erreicht, sondern deren Grenzen und Möglichkeiten untersucht werden. Dazu wurde eine Vielzahl unterschiedlicher Modelle des Zylinderkopfes erstellt, wobei aus Gründen der Übersichtlichkeit lediglich die fünf wesentlichen Modelle in der vorliegenden Arbeit behandelt werden. Ein Modell mit einem sehr spezifischen, an den kritischen Bereich der Ermüdungsberechnung (vgl. Abbildung 6.3) angepassten, Design Bereich und vier Modelle bei denen der gesamte Zylinderkopf als Design Bereich dient. Eine Beschreibung dieser fünf Modelle erfolgt in den nachfolgenden drei Unterkapiteln.

Für eine detaillierte Beschreibung der Vorgehensweise und der notwendigen Definitionen in Abaqus/CAE zur Durchführung einer Gestaltoptimierung mit TOSCA Structure.shape wird auf den Workshop *Shape Optimization with TOSCA Structure based on Fatigue Results, using Abaqus/CAE as Preprocessor* in Anhang A verwiesen.

### 6.2.1. Modell A

Der Design Bereich wird lediglich für die Erhöhung des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch ausgewählt. Eine mögliche Volumenreduktion wird an diesem Modell nicht untersucht. Die Auswahl der Design Knoten erfolgt entsprechend dem kritischen Bereich der Ermüdungsberechnung, der den minimalen Sicherheitsfaktor gegen Dauerbruch  $SF_A = 0,965$  aufweist. Zusätzlich werden in dem selben Bereich des zweiten Zylinders ebenfalls Design Knoten definiert (Abbildung 6.4 links). Jedoch in geringerem Ausmaß, da in jenem Bereich bereits ein Sicherheitsfaktor gegen Dauerbruch in der Größenordnung  $SF_A \approx 1,04$  vorliegt. Der Netzglättungsbereich wird in ausreichender Größe um alle Designknoten festgelegt (Abbildung 6.4 Mitte). Die Werte beider Design Bereiche werden zu einer Design Antwort zusammengefasst. Als Zielfunktion der Gestaltoptimierung wird die Maximierung des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch,  $SF_A$ , vorgegeben. Der *volume constraint* wird so definiert, dass ein konstantes Volumen beibehalten wird. Als Randbedingung werden alle Übergangsknoten auf der Unterseite des Zylinderkopfes für Verschiebungen zufolge der Gestaltoptimierung gesperrt. Die verbleibenden Übergangsknoten werden aktiviert (vgl. Kapitel 5.6). Als Abbruchbedingung des Optimierungsprozesses werden 30 Optimierungszyklen vorgegeben.

### 6.2.2. Modell B

Um eine ausreichende Volumenreduktion des Zylinderkopfes zu erreichen, ist ein wesentlich größerer Design Bereich wie in Modell A erforderlich. Dementsprechend wird für Modell B der gesamte Zylinderkopf als Design Bereich definiert. Alle Oberflächenknoten des Zylinderkopfes auf mechanisch nachbearbeiteten Flächen, wie die Auflageflächen von Schrauben, Dichtungen und der Auslassstutzen, sowie jegliche Führungen, werden, um deren Funktion aufrecht zu erhalten, für Verschiebungen zufolge der Gestaltoptimierung gesperrt. Die in Abbildung 6.4 rechts dargestellten Knoten werden aufgrund der Ausführungen in Kapitel 6.1.2 ebenfalls für Verschiebungen zufolge der Gestaltoptimierung gesperrt. Die verbleibenden Oberflächenknoten dienen als Design Knoten. Für die Reduktion des Volumens wird der von der Dokumentation zu TOSCA Structure empfohlene Wert von 5% durch einen *volume constraint*  $V_c = 0,95$  vorgegeben. Aufgrund der zu erwartenden starken Verzerrungen der Elemente, zufolge der Volumenreduktion, wird der Parameter `CORRECT_ELEMENTS`<sup>7</sup> gesetzt. Dieser reduziert das Ausmaß der Knotenpunktverschiebungen zufolge der Gestaltoptimierung, wenn ein vorgegebener Wert des *aspect ratio*<sup>8</sup> unterschritten wird. Des Weiteren muss die Gießbarkeit des Zylinderkopfes sichergestellt werden. Dazu wird der Parameter `SURF_DEMOLD`<sup>9</sup> gesetzt, der die Ausbildung von Hinterschneidungen in einem vorgegebenen Kontrollbereich unterbindet. Es wird für jede Auszugsrichtung des Zylinderkopfes ein eigener Kontrollbereich definiert (vgl. Kapitel 3.2.4). Die Werte des gesamten Design Bereiches werden zu einer Design Antwort zusammengefasst. Mit dieser wird die Zielfunktion der Gestaltoptimierung, zur Maximierung des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch, formuliert. Als Abbruchbedingung des Optimierungsprozesses werden ebenfalls 30 Optimierungszyklen vorgegeben.

### 6.2.3. Modelle C, D, E

Die Definitionen von Modell C sind mit den Definitionen von Modell B ident. Für die Modelle D und E entsprechen diese, bis auf den Wert des *volume constraint*, ebenfalls den Definitionen von Modell B. Dieser beträgt  $V_c = 0,9$  für Modell D und  $V_c = 0,85$  für Modell E. Der wesentliche Unterschied dieser drei Modelle liegt in deren Ausgangskonfiguration. Für die Gestaltoptimierung der Modelle A und B werden die in Kapitel 6.1.1 beschriebenen Input Files für die Spannungs- und die Temperaturrechnung verwendet. Der minimale

---

<sup>7</sup>vgl. Dokumentation zu TOSCA Structure 6.3.2.9 [TOS]

<sup>8</sup>vgl. Abaqus/CAE User's Manual 17.6.1 [ABA1]

<sup>9</sup>vgl. Dokumentation zu TOSCA Structure 6.3.4.16 [TOS]

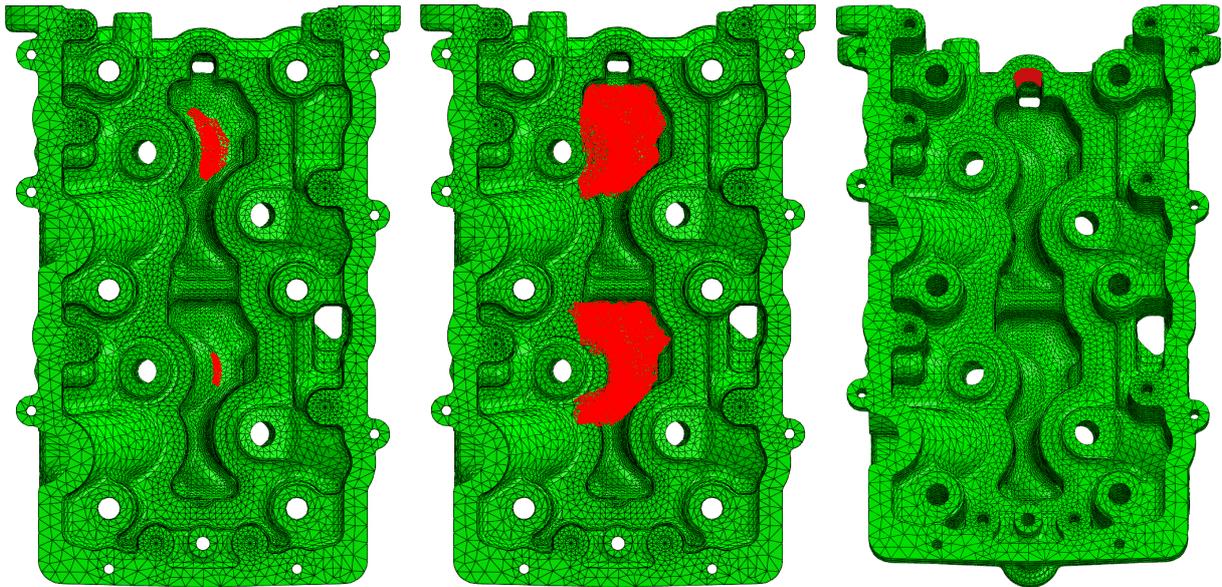


Abbildung 6.4.: Bereiche der Gestaltoptimierung des Zylinderkopfes, dargestellt durch rot markierte Knoten bzw. Elemente; Design Knoten Modell A (links), Netzglättungsbereich Modell A (Mitte), Bereich des Steges für die Modelle B, C, D, E (rechts)

Sicherheitsfaktor gegen Dauerbruch beträgt dabei  $SF_A = 0,965$ . Die Gestaltoptimierung der Modelle C, D und E erfolgt mit einem bereits optimierten Ausgangsmodell. Es werden die Input Files nach 6 Optimierungszyklen von Modell A als Ausgangskonfiguration verwendet. Der minimale Sicherheitsfaktor gegen Dauerbruch hat somit bereits zu Beginn der Gestaltoptimierung einen Wert von  $SF_A = 1,134$ . Als Abbruchbedingung des Optimierungsprozesses werden für die Modelle C, D, und E 15 Optimierungszyklen vorgegeben.

*Anmerkung:* Diese Vorgehensweise basiert auf den Erkenntnissen der Gestaltoptimierung von Modell A bzw. Modell B und wird in Kapitel 6.4.3 näher erläutert.

### 6.3. Automatisierung des Optimierungsprozesses

Für die Durchführung einer Gestaltoptimierung auf Basis von Ermüdungssimulationen ist zusätzlich zu den in Kapitel 6.1 beschriebenen Finite Elemente Modellen ein entsprechendes Input File für FEMFAT MAX bzw. TOSCA Structure.shape erforderlich. Das Input File für FEMFAT MAX muss neben der Angabe der Lastschritte und des Temperaturfeldes, die aus der .odb Datei der Spannungsrechnung auszulesen sind, auch die zu verwendende Materialdatenbank sowie weitere Bearbeitungsparameter, wie z. B. die Art der Ober-

flächenbehandlung, beinhalten. Des Weiteren muss jener Bereich des Gesamtmodelles angegeben werden, für den die Ermüdungsberechnung durchgeführt werden soll. Damit TOSCA Structure.shape auf das Ergebnis der Ermüdungsberechnung zugreifen kann, muss dieses in einem speziellen Dateiformat ausgegeben werden. Im Input File von TOSCA Structure.shape ist auf die Input Files der Temperatur- bzw. Spannungsrechnung sowie der Ermüdungsberechnung zu referenzieren. Zudem sind die in Abaqus/CAE erstellten Definitionen bzgl. des Design Bereiches, wie im vorangegangenen Kapitel beschrieben, miteinzubeziehen.

Hinsichtlich der Automatisierung des Optimierungsprozesses bietet sich die Verwendung von Abaqus/CAE als zentraler Punkt an. Darin können sämtliche Definitionen des Design Bereiches, wie in Kapitel 6.2 beschrieben, sowie das Input File für TOSCA Structure.shape mittels des Add-on ATOM (Abaqus Topology Optimization Module) erstellt werden. Mit der Ausnahme, dass, in dem zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Arbeit aktuellen Release von Abaqus/CAE, die Zuweisung von Lebensdauerparametern als zu optimierende Größe nicht möglich ist. Die notwendigen Einstellungen für FEMFAT MAX können ebenfalls nicht direkt in Abaqus/CAE durchgeführt werden.

Die Automatisierung des gesamten Optimierungsprozesses erfordert demnach eine Schnittstelle zwischen Abaqus/CAE und TOSCA Structure.shape, die zusätzlich das Input File für FEMFAT MAX erstellt und die nicht mögliche Zuweisung von Lebensdauerparametern in Abaqus/CAE ermöglicht. Diese Schnittstelle wird durch ein Plug-in für Abaqus/CAE realisiert. Zusätzlich muss die in Kapitel 6.1.1 erwähnte Entkoppelung der Temperaturrechnung umgesetzt werden.

### **6.3.1. Detaillierter Ablauf des Optimierungsprozesses**

Ausgehend von einem vollständig definierten Finite Elemente Modell in Abaqus/CAE werden alle notwendigen Definition im Hinblick auf die Gestaltoptimierung durchgeführt. Für die nicht mögliche Zuweisung des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch als zu optimierende Größe wird ein beliebiger Platzhalter definiert. Dieser Platzhalter wird nachträglich durch das erstellte Plug-in für Abaqus/CAE automatisch umgeschrieben. Bei der Ausführung des Plug-ins, auf dessen Funktion in nachfolgendem Abschnitt gesondert eingegangen wird, werden alle notwendigen Input Files für die Temperatur- bzw. Spannungsrechnung (.inp), die Ermüdungsberechnung (.ffj) sowie der Gestaltoptimierung (.par) generiert. Zugleich werden drei Python Skripts generiert, die unter anderem die von der Umgebung von

TOSCA `Structure.shape` entkoppelte Temperaturrechnung ermöglichen. Da diese Vorarbeit eventuell an einem lokalen Rechner bzw. Notebook und die eigentliche Optimierung an einem wesentlich leistungsstärkeren Server durchgeführt wird, startet der Optimierungsprozess nicht automatisch. Dieser muss nach dem Verschieben aller erforderlichen Daten manuell gestartet werden. Nach dem erfolgreichen Start erfolgt der weitere Optimierungsprozess, mit Ausnahme der Temperaturrechnung, innerhalb der Umgebung von TOSCA `Structure.shape`. Die Temperaturrechnung wird durch den Einsatz von Python Skripten entkoppelt. Im Anschluss daran erfolgt die Spannungsrechnung mit deren Ergebnissen die Ermüdungsberechnung durchgeführt wird. Darauf aufbauend erfolgt die Gestaltoptimierung mit anschließender Modifikation der Input Files der Temperatur- bzw. der Spannungsrechnung. Dabei wird nach jedem Optimierungszyklus das alte Input File mit den optimierten Knotenpunktskoordinaten überschrieben. Dies erfolgt für das Input File der Temperaturrechnung durch ein Python Skript bzw. für das Input File der Spannungsrechnung automatisch durch TOSCA `Structure.shape`.

Dieser Ablauf wird wiederholt, bis eine entsprechende Abbruchbedingung erfüllt wird. Anschließend werden sämtliche Ergebnisse der Ermüdungsberechnung und der Gestaltoptimierung aller Optimierungszyklen sowie der gesamte Field Output der Finite Elemente Analyse des letzten Optimierungszyklus in einer Ergebnisdatei im `.odb` Format zusammengefasst. Der gesamte Optimierungsprozess, mit der entsprechenden Zuordnung der verwendeten Software Programme, ist in Form eines Flussdiagrammes in Abbildung 6.5 dargestellt.

### 6.3.2. Plug-in für Abaqus/CAE

Das Dialogfenster des für Abaqus/CAE erstellten Plug-in ist in Abbildung 6.6, mit den für die Gestaltoptimierung des Zylinderkopfes erforderlichen Einträgen, dargestellt. Bei der Ausführung des Plug-ins werden die nachfolgenden zwölf Schritte durchgeführt.

1. Das Parameter File für TOSCA `Structure.shape` (`.par`) wird generiert und modifiziert.
2. Das flache Input File der Spannungsrechnung (`.inp`) wird generiert und modifiziert.
3. Das Input File der Temperaturrechnung (`.inp`) wird kopiert und modifiziert.
4. Ein Syntax Check des flachen Input File der Spannungsrechnung wird durchgeführt.
5. Das Input File der Ermüdungsberechnung (`.ffj`) wird generiert.
6. Die Materialdatenbank (`.ffd`) für die Ermüdungsberechnung wird kopiert.

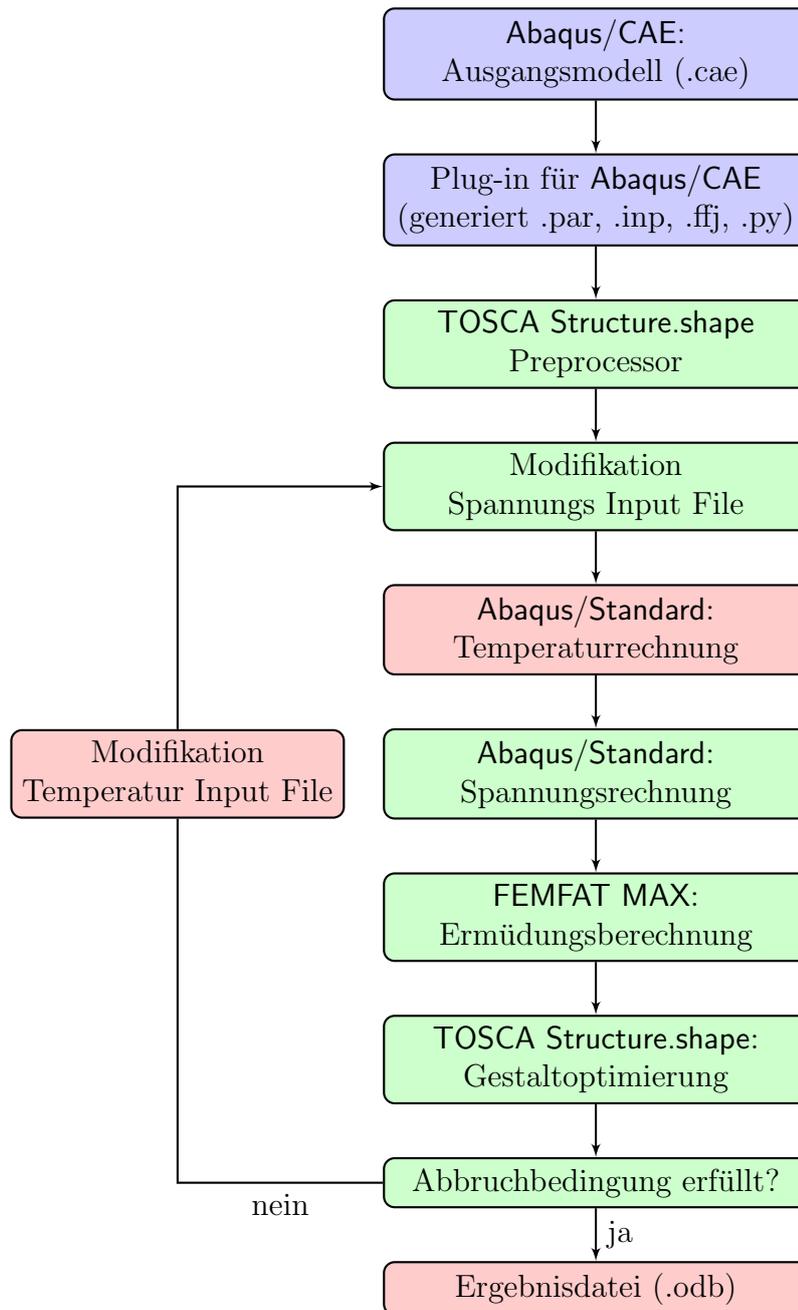


Abbildung 6.5.: Detaillierter Ablauf des Optimierungsprozesses mit Zuordnung der verwendeten Software Programme; Durchgeführter Prozess mit entsprechendem Software Programm in den jeweiligen Blöcken; Steuerung bzw. Ausführung des Software Programmes bzw. Prozesses durch Abaqus/CAE (Blau), TOSCA Structure.shape (Grün), Python Skript (Rot)

7. Das Python Skript `odbmerge.py` wird generiert.
8. Das Python Skript `temp_analysis.py` wird generiert.
9. Das Python Skript `temp_update.py` wird generiert.
10. Eine Dummy `.odb` Datei für die Temperaturrechnung wird generiert.
11. Eine Log-Datei (`.log`) die alle Einträge in das Dialogfenster beinhaltet wird generiert.
12. Es werden alle für die Gestaltoptimierung mit TOSCA `Structure.shape` benötigten Dateien in das neu erstellte Verzeichnis *optimization* verschoben.

### 6.3.3. Implementierung mittels Python Skripts

Im Wesentlichen werden die nachfolgenden drei Punkte mittels Python Skripts realisiert.

- Das Plug-in für Abaqus/CAE und die damit generierten Dateien,
- die Entkoppelung der Temperaturrechnung von der Umgebung von TOSCA `Structure.shape` und
- die Erstellung der Ergebnisdatei am Ende des Optimierungsprozesses.

In den nachfolgenden zwei Unterkapiteln wird deren Umsetzung im Detail beschrieben.

#### 6.3.3.1. Implementierung des Plug-ins für Abaqus/CAE und der Entkoppelung der Temperaturrechnung

Das in Abbildung 6.6 dargestellte Dialogfenster des Plug-ins für Abaqus/CAE ist in drei Bereiche eingeteilt. Der erste Bereich beinhaltet zwei Eingabe Felder betreffend der Temperaturrechnung. Es muss zum einen der Dateipfad des Input Files der Temperaturrechnung und zum anderen die zu verwendende Anzahl an CPUs angegeben werden. Der zweite Bereich beinhaltet lediglich ein Drop-Down Menü zur Auswahl des entsprechenden Optimierungsprozesses, für den Fall dass mehrere Optimierungsprozesse definiert sind. Der dritte Bereich erfasst alle für die Ermüdungsberechnung relevanten Daten. Zunächst muss ein beliebiger Dateiname für das Input File von FEMFAT MAX angegeben werden. Für die Angabe des Dateipfades der zu verwendenden Materialdatenbank sowie dem FEMFAT Parameter File stehen zwei Dateiauswahlfelder zur Verfügung. Aufgrund der inkompatiblen Knotennummerierung der Input Files der Temperatur- bzw. der Spannungsrechnung, kann das Temperaturfeld nicht direkt von der Temperaturrechnung in FEMFAT MAX

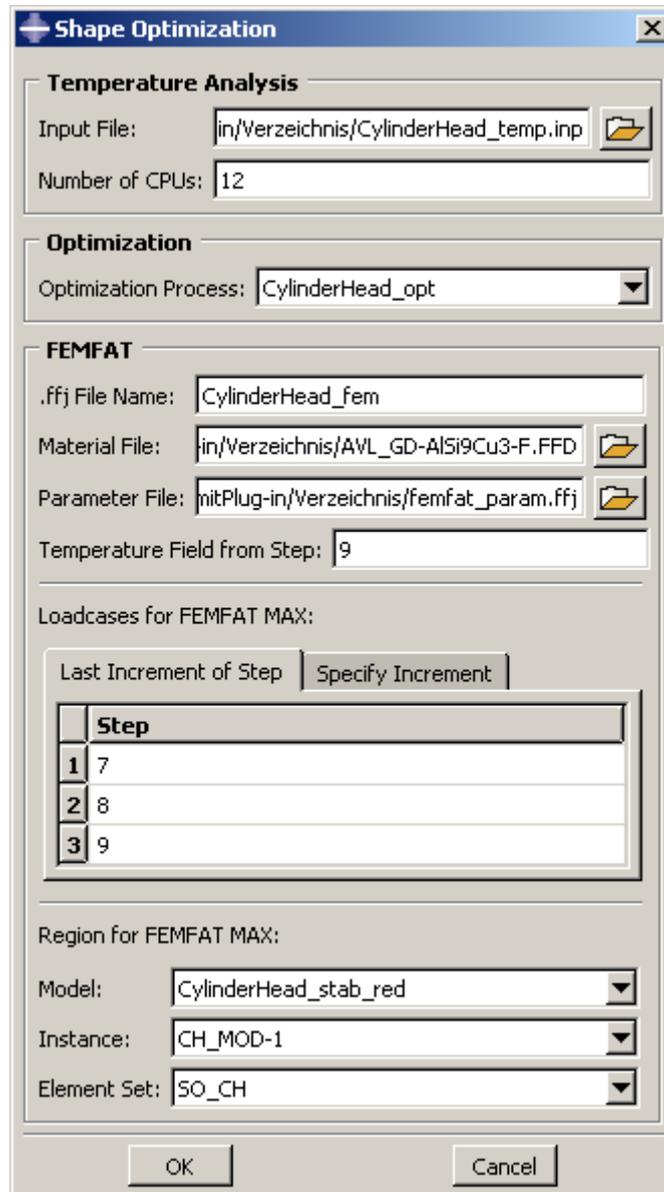


Abbildung 6.6.: Dialogfenster des erstellten Plug-in für Abaqus/CAE mit den für die Gestaltoptimierung des Zylinderkopfes erforderlichen Einträgen

eingelassen werden. Dazu ist die Angabe des entsprechenden Step der Spannungsrechnung erforderlich. Für die Angabe der Lastfälle stehen zwei Reiter zur Verfügung. Bei Auswahl des ersten Reiters muss lediglich der Step angegeben werden und es wird automatisch das letzte Inkrement verwendet. Falls ein spezifisches Inkrement verwendet werden soll, ist dies durch Verwendung des zweiten Reiters möglich. Abschließend ist jener Bereich des Gesamtmodelles anzugeben, für den die Ermüdungsberechnung durchgeführt werden soll. Die Auswahl erfolgt jeweils mittels eines Drop-Down Menüs, für das Modell, die Part Instance und das entsprechende Element Set.

Bei der Ausführung des Plug-ins für **Abaqus/CAE** werden durch ein Steuer-Skript fünf weitere **Python** Skripts koordiniert, welche die in Abschnitt 6.3.2 angeführten zwölf Schritte ausführen. Die nachfolgende Aufzählung bezieht sich auf diese zwölf Schritte und stellt eine detaillierte Beschreibung dar.

1. Zunächst wird das Parameter File, welches das Input File für **TOSCA Structure.shape** darstellt, in **Abaqus/CAE** generiert. Dieses beinhaltet alle notwendigen Definitionen des Optimierungsprozesses. Der in Abschnitt 6.3.1 erwähnte Platzhalter wird mit dem Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch überschrieben. Zusätzlich wird dessen Maximierung als Zielfunktion der Optimierung angegeben. Es werden Einträge für die Input Files der Temperaturrechnung bzw. der Ermüdungsberechnung sowie der drei **Python** Skripts `odbmerge.py`, `temp_analysis.py` und `temp_update.py` erstellt. Der in Kapitel 6.2.2 beschriebene Parameter `CORRECT_ELEMENTS` wird mit den entsprechenden Einstellungen gesetzt. Des Weiteren werden die Startpunkte<sup>10</sup> der drei **Python** Skripts definiert.
2. Als nächster Schritt wird ein flaches Input File für die Spannungsrechnung generiert. Der Befehl `*Temperature` des Input Files wird um den Parameter `driving elsets` erweitert. Die dazu notwendige Definition der Knoten Sets für jede Part Instance und die Zuweisung zu den entsprechenden Element Sets der Temperaturrechnung wird ebenfalls dem Input File der Spannungsrechnung hinzugefügt.
3. Das Input File der Temperaturrechnung wird von dem angegebenen Dateipfad kopiert. Aufgrund des Parameter `driving elsets` im Befehl `*Temperature` des Input Files der Spannungsrechnung wird für jede Part Instance ein Element Set erstellt, welches alle Elemente dieser Part Instance beinhaltet.
4. Der Syntax Check des Input Files der Spannungsrechnung ist für die korrekte Angabe des zu verwendenden Bereiches für die Ermüdungsberechnung erforderlich. Dieser Bereich

---

<sup>10</sup>vgl. Dokumentation zu **TOSCA Structure** 11.4 [TOS]

muss durch die Position des entsprechenden Element Sets in einer bestimmten Liste angegeben werden. Diese Liste beinhaltet alle Knoten und Element Sets des Modelles in alphabetischer Reihenfolge. Zu diesem Zweck wird die durch den Syntax Check erstellte `.odb` Datei durchsucht. Diese Vorgehensweise ist zwingend erforderlich um das korrekte Element Set angeben zu können.

5. Für die Erstellung des Input Files der Ermüdungsberechnung werden alle entsprechenden Einträge in das Dialogfenster des Plug-ins in FEMFAT Syntax umgeschrieben und mit den Daten des FEMFAT Parameter File kombiniert. Des Weiteren werden zwei unterschiedliche Ausgabeformate angefordert. Zum einen das Format `.onf` um die Ergebnisse der Gestaltoptimierung zugänglich zu machen und zum anderen das Format `.odb` für die abschließende Erstellung der Ergebnisdatei der Optimierung. Auf den Inhalt des FEMFAT Parameter File wird in Abschnitt 6.3.3.2 genauer eingegangen.

6. Die Materialdatenbank für die Ermüdungsberechnung wird von dem angegebenen Dateipfad kopiert.

7. Das Python Skript `odbmerge.py` wird nach Abschluss des letzten Optimierungszyklus ausgeführt und erstellt die Ergebnisdatei der Optimierung. Es wird ein vorgefertigtes Skript mit den Dateinamen der unterschiedlichen Analysen bzw. Berechnungen ergänzt, um die jeweiligen Ergebnisdaten auszulesen zu können. Der Inhalt der Ergebnisdatei wird in Abschnitt 6.3.3.3 beschrieben.

8. Das Python Skript `temp_analysis.py` wird für die Entkoppelung der Temperaturrechnung von der Umgebung von TOSCA Structure.shape verwendet. Es wird ebenfalls ein vorgefertigtes Skript mit dem Dateinamen des Input Files der Temperaturrechnung und der Anzahl der zu verwendenden CPUs ergänzt. Dieses Skript wird vor der Spannungsrechnung ausgeführt und startet die Temperaturrechnung. Zusätzlich kann hier der Befehl zur Ausführung der Siede-Routine, für die Berechnung der aktualisierten Wärmeübergangskoeffizienten nach jedem Optimierungszyklus, hinzugefügt werden.

9. Für die Aktualisierung der Knotenpunktskoordinaten des Input Files der Temperaturrechnung, nach jedem Optimierungszyklus, wird das Python Skript `temp_update.py` verwendet. Dazu werden zu Beginn des Optimierungsprozesses die Knotenpunktskoordinaten der Temperaturrechnung mit denen der Spannungsrechnung verglichen um die korrespondierenden Knotennummern zu erhalten. Diese werden in weiterer Folge verwendet um die Knotenpunktverschiebungen zufolge der Gestaltoptimierung aus den Ergebnissen der Gestaltoptimierung auszulesen und in das Input File der Temperaturrechnung zu übertragen.

10. Die Erstellung einer Dummy `.odb` Datei für die Temperaturrechnung ist notwendig um den Optimierungsprozess in `TOSCA Structure.shape` starten zu können. Der Grund dafür ist deren Zuweisung im Befehl `*Temperature` des Input Files der Spannungsrechnung. Diese Dummy Datei enthält keinerlei Daten, lediglich der Dateiname muss dem des Input Files der Temperaturrechnung entsprechen.
11. Alle Einträge in das Dialogfenster des Plug-ins werden zusammengefasst und in der Log-Datei `pluginEntries.log` gespeichert. Ansonsten würden diese bei der Ausführung des Plug-ins verloren gehen.
12. Abschließend werden alle für die Gestaltoptimierung mit `TOSCA Structure.shape` generierten und modifizierten Dateien in das neu erstellte Verzeichnis `optimization` verschoben.

### 6.3.3.2. FEMFAT Parameter File

Zur Durchführung von Ermüdungsberechnungen stehen bei der AVL List GmbH standardisierte Input Files für FEMFAT zur Verfügung. Wie in Kapitel 6.1.1 beschrieben, werden dabei die Daten der Geometrie, der Lastfälle und des Temperaturfeldes aus unterschiedlichen Dateiformaten eingelesen. Für die Automatisierung des Optimierungsprozesses erfolgt das Einlesen aus einer Datei im `.odb` Format. Nach einer Vielzahl an fehlgeschlagenen Versuchen die entsprechenden Daten aus dem für FEMFAT 4.8b erstellten Input File auszulesen und automatisch für FEMFAT 5.0a umzuschreiben bzw. die auszulesenden Daten von den vorhandenen `.rpt/.out` Formaten auf das `.odb` Format abzuändern, wurde die Verwendung eines FEMFAT Parameter File vorgesehen. Dieses muss einmalig vor Beginn des Optimierungsprozesses erstellt werden. Dazu sind lediglich die Grau hinterlegten Bereiche des in Abbildung 6.7 dargestellten Auszuges eines standardisierten Input File für FEMFAT 4.8b zu entfernen. Alle restlichen Daten und Parameter bleiben erhalten. Diese Bereiche beinhalten den Schriftkopf, die Geometrie, die Lastfälle, die Materialdefinition, das Temperaturfeld sowie die Definition des Ausgabeformates. Durch die in Punkt 5 des vorherigen Unterkapitels beschriebene Vorgehensweise werden diese entfernten Daten wieder ergänzt.

### 6.3.3.3. Implementierung der Erstellung der Ergebnisdatei der Optimierung

Nachdem die Abbruchbedingung des Optimierungsprozesses erfüllt wurde, wird die Ergebnisdatei der Optimierung erstellt. In dieser werden alle relevanten Daten der Optimierung zusammengefasst. Es wird die letzte Konfiguration des Optimierungsprozesses kopiert und



ein zusätzlicher Step *Optimization* erstellt. Dementsprechend liegt die Ergebnisdatei im *.odb* Format vor und umfasst den gesamten Field Output aller Steps der Spannungsrechnung der letzten Konfiguration des Optimierungsprozesses. In dem hinzugefügten Step *Optimization* wird wiederum für jeden Optimierungszyklus ein eigener Frame erstellt. Es werden die nachfolgend beschriebenen Variablen für jeden Optimierungszyklus aus den Ergebnissen der Ermüdungsberechnung sowie der Gestaltoptimierung ausgelesen und in den Step *Optimization* geschrieben. Die Bezeichnungen der einzelnen Variablen wird dabei übernommen.

**DISP\_OPT** enthält die Knotenpunktverschiebungen zufolge der Gestaltoptimierung. Dabei kann sowohl der Betrag der Verschiebung, als auch die Verschiebung in *x*-, *y*- oder *z*-Richtung, dargestellt werden.

**DISP\_OPT\_VAL** enthält den vorzeichenbehafteten Betrag der Knotenpunktverschiebungen zufolge der Gestaltoptimierung.

**DefaultDeformedField** ist ein Verschiebungsfeld das lediglich zur Visualisierung der Verschiebungen zufolge der Gestaltoptimierung aller Optimierungszyklen auf dem Modell der letzten Konfiguration des Optimierungsprozesses benötigt wird.

**Endure\_SF\_A** enthält die Werte des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch,  $SF_A$ , der Ermüdungsberechnung.

**Mean Stress** enthält die Mittelspannung der für die Ermüdungsberechnung vorgegebenen Lastfälle.

**Stress Ampl.** enthält die Spannungsamplitude der für die Ermüdungsberechnung vorgegebenen Lastfälle.

## 6.4. Ergebnisse der Gestaltoptimierung

Die Analysen zu der Berechnung der nachfolgend beschriebenen Ergebnisse werden mittels Abaqus/Standard 6.12-3, FEMFAT MAX 5.0a sowie TOSCA Structure.shape 7.3.0 durchgeführt. Die Umsetzung des Plug-ins für Abaqus/CAE bzw. die Automatisierung des Optimierungsprozesses wird mittels Python 2.6.6 realisiert.

### 6.4.1. Modell A

Der Verlauf des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch,  $SF_A$ , ist für die Gestaltoptimierung von Modell A in Abbildung 6.8 dargestellt. Dabei ist sehr gut zu erkennen, dass die vorgegebenen 30 Optimierungszyklen nicht zweckmäßig sind. Bereits nach sechs Optimierungszyklen werden 92% der Steigerung des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch erreicht, was lediglich einem Fünftel der Gesamtrechenzeit des Optimierungsprozesses entspricht. Der dabei erreichte Wert beträgt  $SF_A = 1,134$ . Bei der Verwendung von zwölf CPUs für die Temperatur- bzw. die Spannungsrechnung und einer CPU für die restlichen Berechnungen beträgt die Rechenzeit für einen Optimierungszyklus zehn Stunden. Eine genaue Aufschlüsselung der benötigten Rechenzeit ist in Tabelle 6.1 angeführt. Dazu sei angemerkt, dass die lokale Rechenzeit der Ermüdungsberechnung lediglich ein Viertel der in Tabelle 6.1 angegebenen Zeit beträgt. Der Grund dafür ist ein Problem mit der Serverkonfiguration von FEMFAT, welches in der Zeit in der diese Arbeit erstellt wurde nicht behoben werden konnte. In Abbildung 6.9 ist der Design Bereich für die Ausgangskonfiguration, sowie nach sechs, 15 und 30 Optimierungszyklen dargestellt. Die 8-prozentige Steigerung des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch ab dem sechsten Optimierungszyklus ist dabei kaum zu erkennen, die Abnahme der Netzqualität hingegen sehr deutlich.

Durch die spezifische Auswahl des Design Bereiches kann, bei konstantem Volumen, der Sicherheitsfaktor gegen Dauerbruch während sechs Optimierungszyklen von  $SF_A = 0,964$  auf  $SF_A = 1,134$  erhöht werden. Dies entspricht einer Steigerung von 17,6%. Eine Weiterführung des Optimierungsprozesses ist aufgrund der sehr hohen Rechenzeit und der daraus folgenden intensiven Nutzung von Ressourcen und Software-Lizenzen bei einer nur geringfügigen Verbesserung nicht sinnvoll.

### 6.4.2. Modell B

Bei der Gestaltoptimierung von Modell B wird neben der Maximierung des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch ein *volume constraint*  $V_c = 0,95$  vorgegeben. Der Verlauf des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch,  $SF_A$ , und des relativen Volumenanteil,  $V_{rel}$ , ist in Abbildung 6.10 dargestellt. Der relative Volumenanteil,  $V_{rel}$ , gibt dabei das aktuelle Volumen, in einem Optimierungszyklus, in Bezug auf das Volumen der Ausgangskonfiguration an. Für den Sicherheitsfaktor gegen Dauerbruch ist kein monotoner Verlauf zu erkennen. Nach sechs Optimierungszyklen erreicht dieser einen Wert von  $SF_A = 0,974$ , der im weiteren Verlauf des Optimierungsprozesses wieder abnimmt. Der relative Volumenanteil,

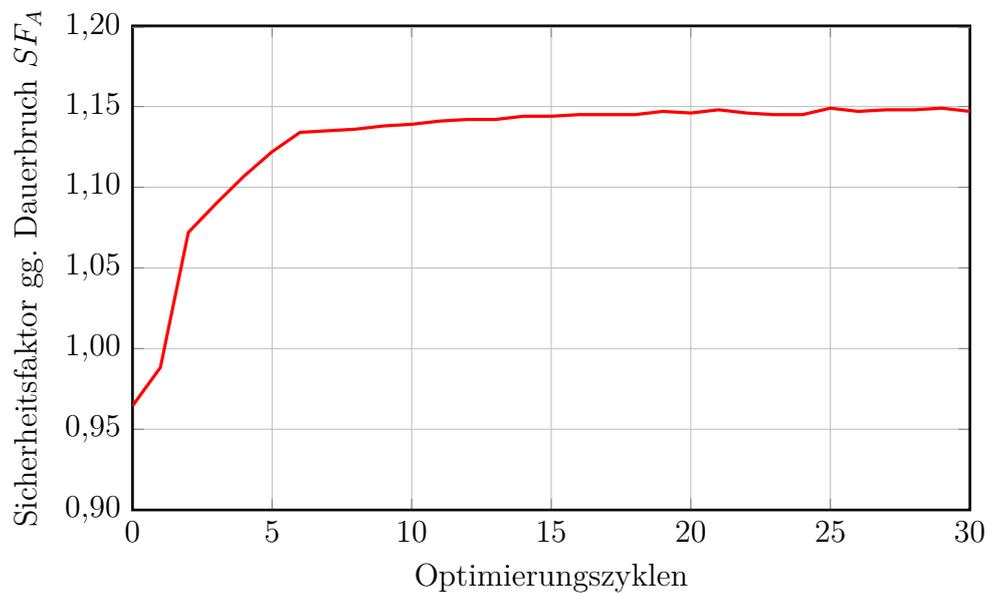


Abbildung 6.8.: Verlauf des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch,  $SF_A$ , während 30 Optimierungszyklen von Modell A

Tabelle 6.1.: Dauer des Optimierungsprozesses mit zehn Optimierungszyklen von Modell A, bei Verwendung von zwölf CPUs für die Temperatur- bzw. Spannungsrechnung sowie einer CPU für die restlichen Operationen

	Rechenzeit	Anteil der Gesamtrechenzeit
Temperaturrechnung	2h 24m 47s	2,3%
Spannungsrechnung	90h 49m 31s	85,9%
Ermüdungsberechnung	11h 44m 32s	11,1%
Gestaltoptimierung	8m 34s	0,1%
Modifikation Input File Temperaturrechnung	26m 11s	0,4%
Erstellung der Ergebnisdatei der Optimierung	11m 26s	0,2%
Gesamtrechenzeit	105h 45m 01s	100%

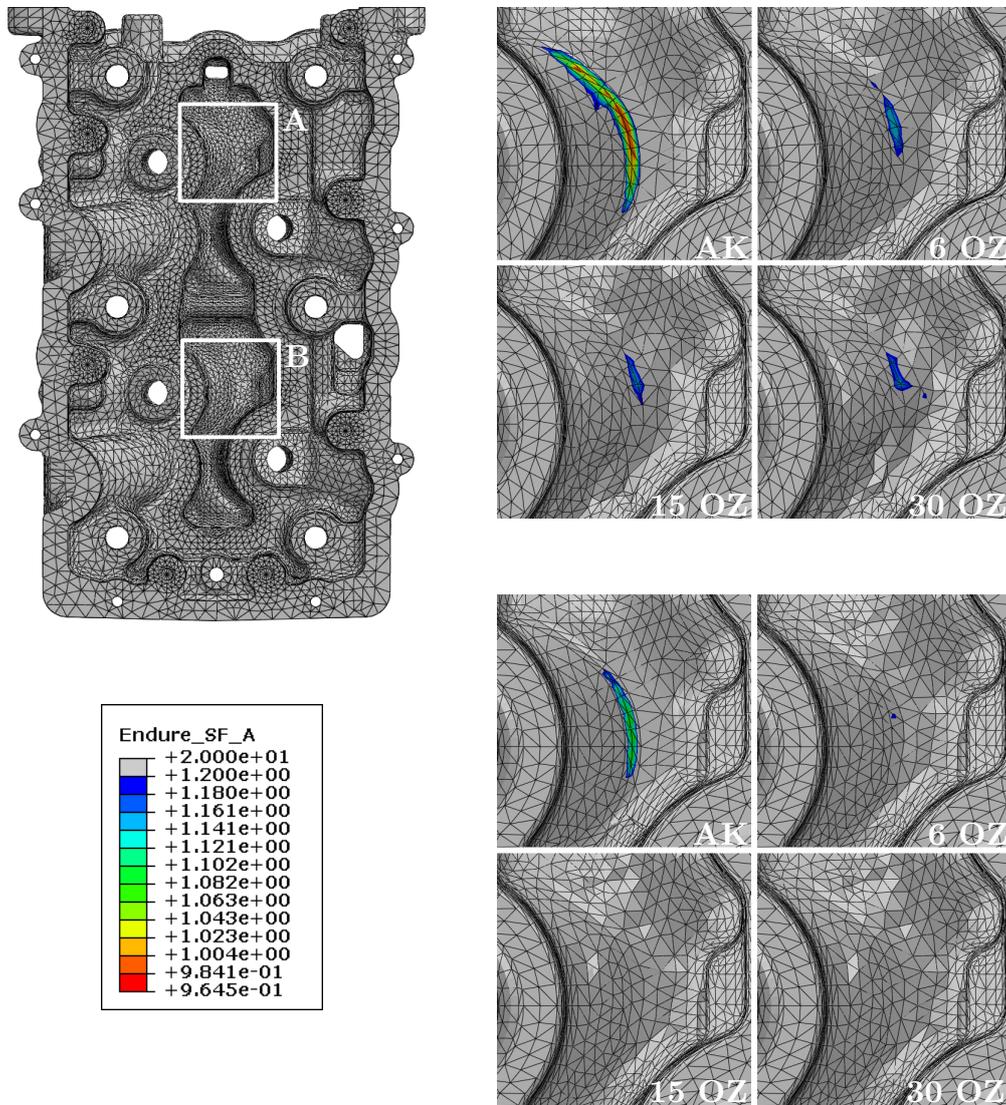


Abbildung 6.9.: Ergebnis der Gestaltoptimierung von Modell A, Darstellung des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch,  $SF_A$ , für die Ausgangskonfiguration (AK), nach sechs, 15 sowie 30 Optimierungszyklen (OZ); Übersicht mit den Detailbereichen A, B (oben links), Detailansicht A (oben rechts); Detailansicht B (unten rechts)

$V_{rel}$ , erreicht nach 24 Optimierungszyklen den *volume constraint*. Der Großteil der Volumenreduktion findet bereits im ersten Optimierungszyklus statt. Die weitere Abnahme erfolgt parallel zur Abnahme des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch. Die vorgegebene Abbruchbedingung von 30 Optimierungszyklen wird nicht erfüllt. Es erfolgt ein Abbruch des Optimierungsprozesses durch **Abaqus/Standard** im 30. Optimierungszyklus aufgrund von schlecht konditionierten Elementen. Der kritische Bereich des Zylinderkopfes ist für die Ausgangskonfiguration, sechs, 15 sowie 29 Optimierungszyklen in Abbildung 6.11 oben rechts dargestellt. Dabei ist eine Erweiterung des Bereiches mit einem Sicherheitsfaktor gegen Dauerbruch  $SF_A < 1$  zu erkennen. Des Weiteren erfährt ein Knoten auf der Unterseite des Zylinderkopfes ab dem 18. Optimierungszyklus ein widersinniges Wachstum von 15mm (Abbildung 6.11 unten rechts).

Die Definition des gesamten Zylinderkopfes als Design Bereich ermöglicht eine weitgehende Volumenreduktion. Dabei wird der vorgegebene *volume constraint* mit einer Toleranz von 1% des Gesamtvolumens im ersten Optimierungszyklus erfüllt<sup>11</sup>. Die Reduktion des Volumens um das letzte Prozent erfolgt während der verbleibenden Optimierungszyklen. Eine effektive Steigerung des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch wird nicht erreicht. Im Gegensatz dazu erfolgt auch keine Verminderung zufolge der Volumenreduktion. Das beste Ergebnis wird wiederum nach sechs Optimierungszyklen erreicht, jedoch mit einer unbedeutenden Steigerung des Sicherheitsfaktor gegen Dauerbruch um 1%. Zusätzlich zu der Argumentation der Ergebnisse von Modell A, spricht die abnehmende Netzqualität und das unphysikalische Wachstum einzelner Knoten für eine geringe Anzahl an Optimierungszyklen.

### 6.4.3. Modelle C, D, E

Die Definition der Modelle C, D und E folgt aus den Erkenntnissen der Gestaltoptimierung von Modell A bzw. B. Für Modell A wird eine wesentliche Steigerung des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch, bei konstantem Volumen, erreicht. Demgegenüber wird für Modell B, bei einem konstanten Sicherheitsfaktor gegen Dauerbruch, das Volumen reduziert. Um das bestmögliche Ergebnis zu erreichen, werden diese beiden Optimierungsprozesse verknüpft. Wie in Kapitel 6.2.3 beschrieben, wird als Ausgangskonfiguration das Modell des Zylinderkopfes nach sechs Optimierungszyklen von Modell A verwendet. Darauf aufbauend wird eine Reduktion des Volumens um 5% für Modell C, um 10% für Modell D und um 15%

---

<sup>11</sup>Vorgabe für **TOSCA Structure.shape**. In Bezugnahme auf ein Gespräch mit David Binder des techn. Support von FE-DESIGN, im Dezember 2013.

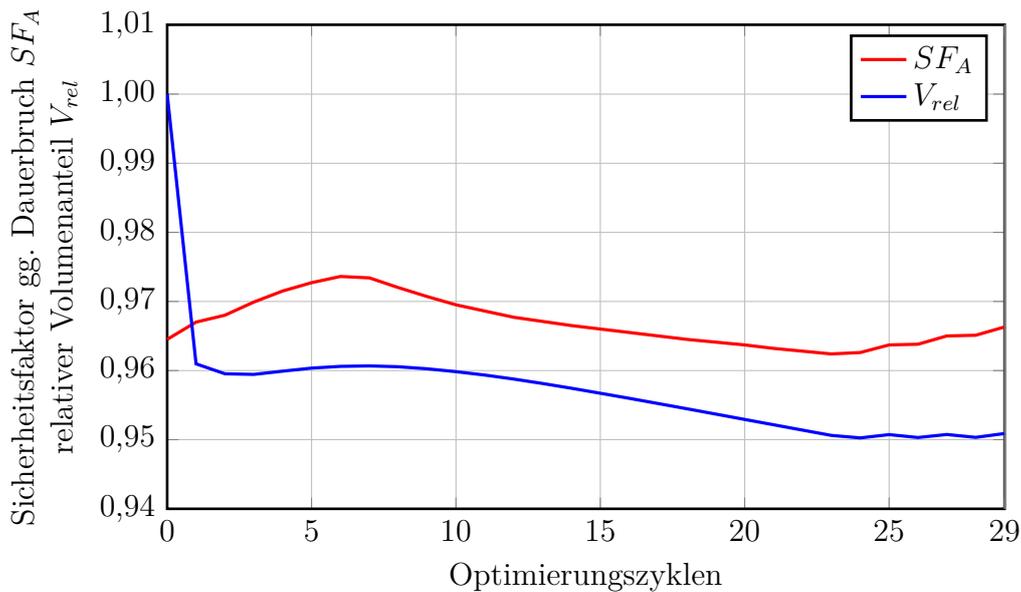


Abbildung 6.10.: Verlauf des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch,  $SF_A$ , und des relativen Volumenanteil,  $V_{rel}$ , während 29 Optimierungszyklen von Modell B

für Modell E gefordert.

Der Verlauf des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch,  $SF_A$ , und des relativen Volumenanteil,  $V_{rel}$ , ist in Abbildung 6.12 für alle drei Modelle dargestellt. Der Optimierungsprozess von Modell E wird im 14. Optimierungszyklus durch **Abaqus/Standard** aufgrund von schlecht konditionierten Elementen abgebrochen. Ausgehend von einem Sicherheitsfaktor gegen Dauerbruch  $SF_A = 1,134$  nimmt dieser bei allen drei Modellen im ersten Optimierungszyklus ab und bleibt für den restlichen Optimierungsprozess annähernd konstant. Eine Detailansicht des kritischen Bereiches ist in den Abbildungen 6.13 bis 6.15 jeweils unten links für die unterschiedlichen Modelle dargestellt. Bei zunehmender Reduktion des Volumens ergibt sich dabei eine entsprechend stärkere Abnahme des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch. In den erwähnten Abbildungen jeweils unten rechts ist die Ursache des in Abbildung 6.12 durch eine gestrichelte Linie angedeuteten minimalen Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch,  $SF_{A,min}$ , zu erkennen. Ein kleiner Bereich des dargestellten Mittelsteiges erfährt eine zu starke Schrumpfung infolge der Volumenreduktion. Diese punktuelle Schwächung hat jedoch keinen Einfluss auf die globale Sicherheit gegen Dauerbruch. Die gesamte Volumenreduktion erfolgt im 1. Optimierungszyklus. Dabei ist zu erkennen, dass bei keinem der Modelle der vorgegebene *volume constraint* erreicht wird. Für Modell C wird der *volume constraint* mit 1% Toleranz des Gesamtvolumens im ersten Optimierungs-

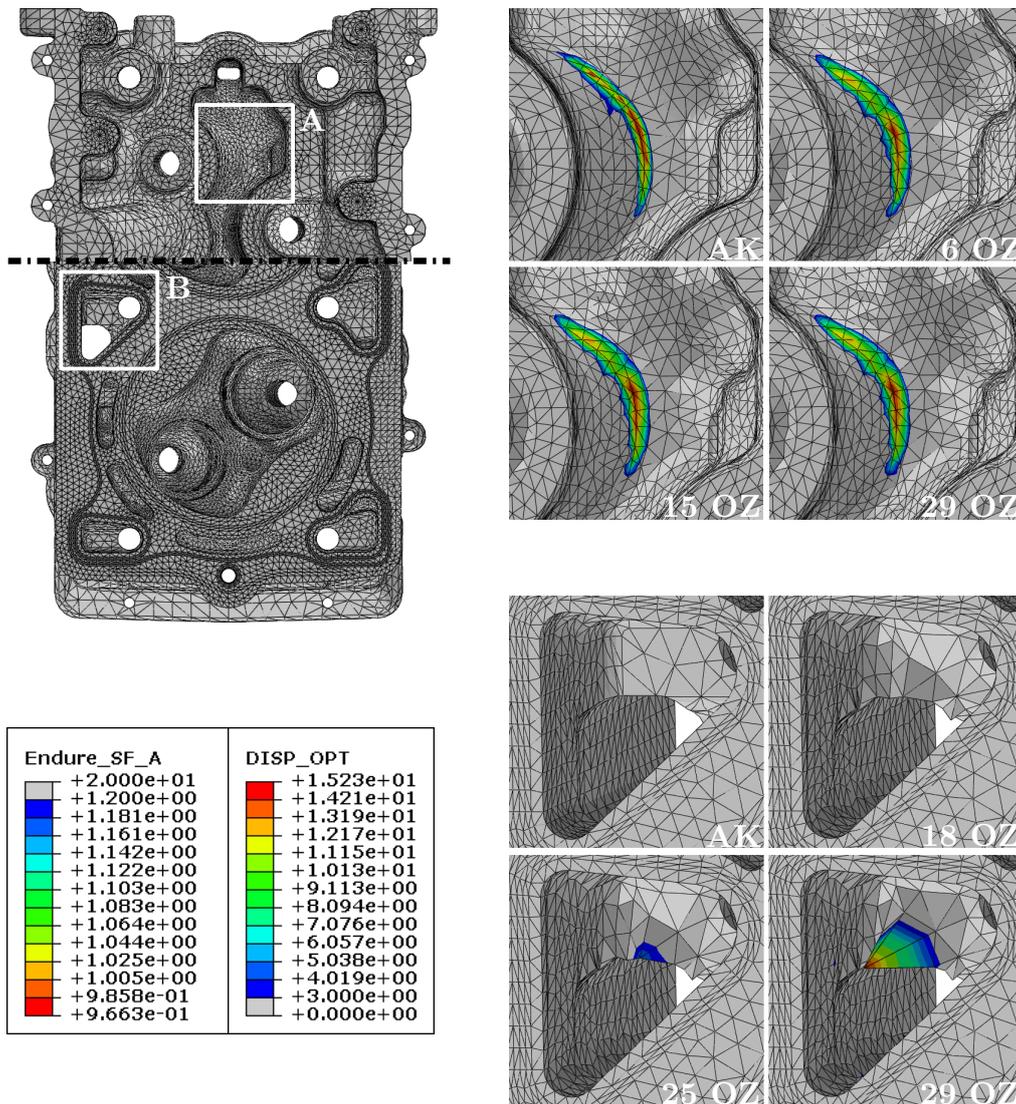


Abbildung 6.11.: Ergebnis der Gestaltoptimierung von Modell B; Ober- und Unterseite des Zylinderkopfes im Schnitt mit den Detailbereichen A, B (oben links), Darstellung des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch,  $SF_A$ , für die Ausgangskonfiguration (AK), sechs, 15 sowie 29 Optimierungszyklen (OZ) für die Detailansicht A (oben rechts), Darstellung der Knotenpunktverschiebungen zufolge der Gestaltoptimierung,  $DISP_{OPT}$ , für die Ausgangskonfiguration (AK), 18, 25 sowie 29 Optimierungszyklen (OZ) für die Detailansicht B (unten rechts)

zyklus erfüllt, die anderen beiden Modelle erfüllen diese Toleranzvorgabe nicht mehr. Bei Modell E ist eine geringe Steigerung des Volumens nach dem ersten Optimierungszyklus zu beobachten. Der Grund dafür ist die Ausbildung von Hinterschneidungen zufolge der Volumenreduktion. Im ersten Optimierungszyklus ignoriert TOSCA `Structure.shape` jegliche Restriktionen, mit Ausnahme der Fixierung von Knoten, um die vorgegebene Reduktion des Volumens zu erreichen<sup>12</sup>. Im weiteren Verlauf des Optimierungsprozesses werden die Restriktionen wieder bestmöglich erfüllt, in diesem Fall die Hinterschneidungen beseitigt (Abbildung 6.16). Der in Abbildung 6.4 rechts dargestellte Bereich wird, wie in Kapitel 6.1.2 beschrieben, für Verschiebungen zufolge der Gestaltoptimierung gesperrt. Die Gestaltänderung in der näheren Umgebung beeinflusst jedoch den Spannungsgradienten dieses Bereiches. Dementsprechend ist, wie in den Abbildungen 6.13 bis 6.15 jeweils oben rechts dargestellt, eine Abnahme des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch zu beobachten.

---

<sup>12</sup>Vorgabe für TOSCA `Structure.shape`. In Bezugnahme auf ein Gespräch mit David Binder des techn. Support von FE-DESIGN, im Dezember 2013.

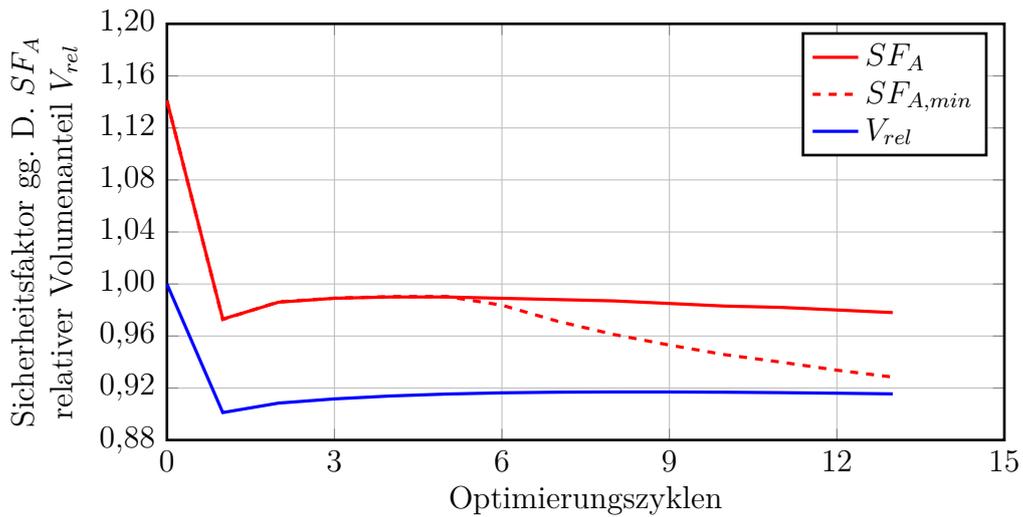
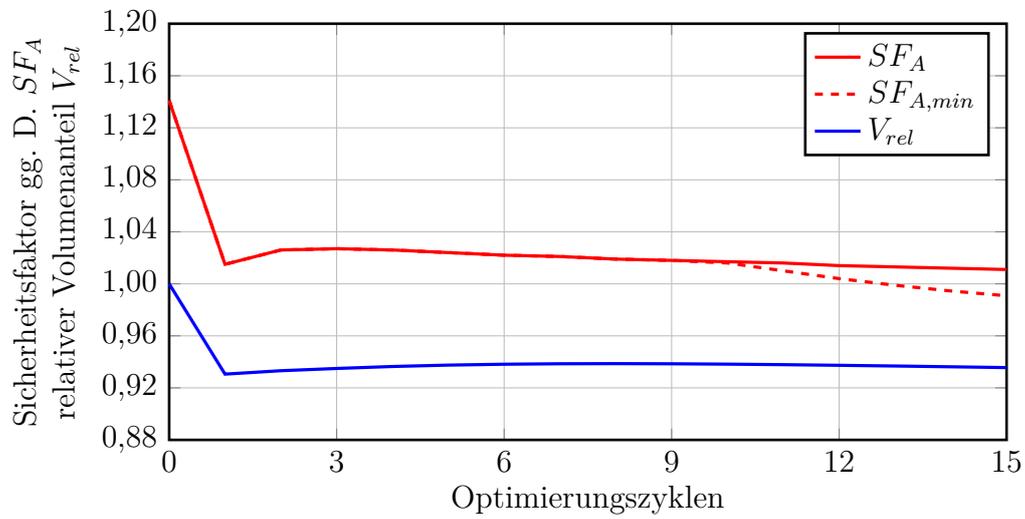
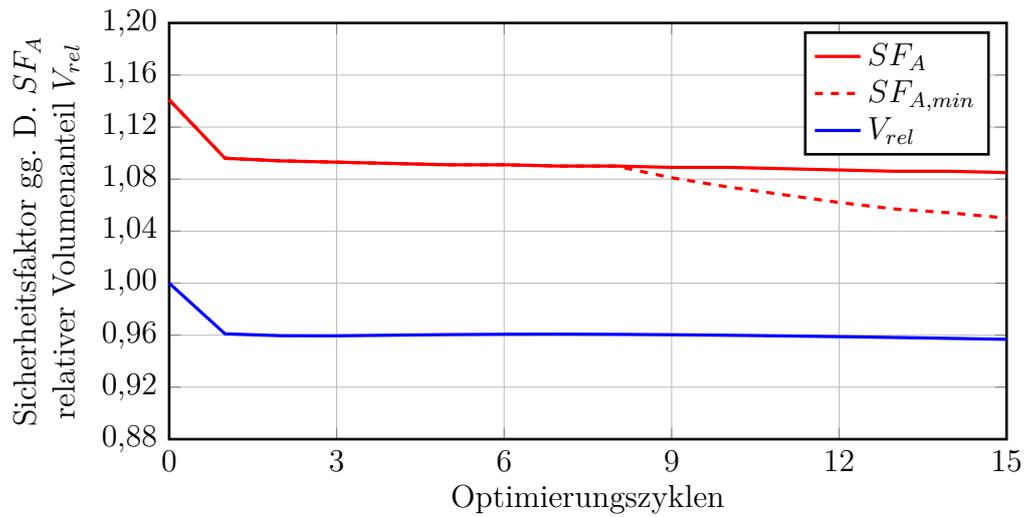


Abbildung 6.12.: Verlauf des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch,  $SF_A$ , und des relativen Volumenanteil,  $V_{rel}$ , während 15 bzw. 13 Optimierungszyklen; Modell C (oben), Modell D (Mitte), Modell E (unten)

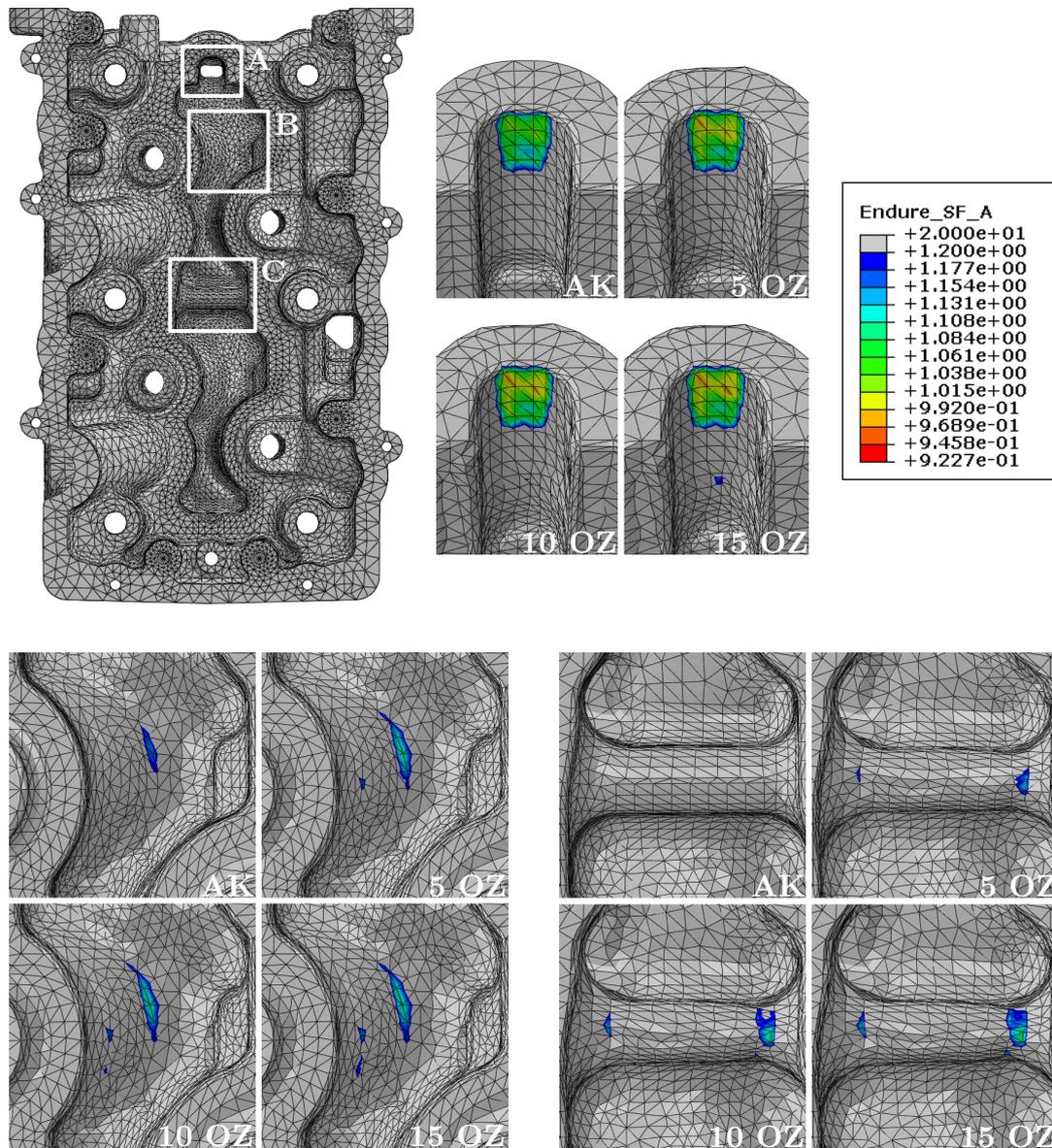


Abbildung 6.13.: Ergebnis der Gestaltoptimierung von Modell C, Darstellung des Sicherheitsfaktor gegen Dauerbruch,  $SF_A$ , für die Ausgangskonfiguration (AK), nach fünf, zehn sowie 15 Optimierungszyklen (OZ); Übersicht mit den Detailbereichen A, B, C (oben links), Detailansicht A (oben rechts), Detailansicht B (unten links), Detailansicht C (unten rechts)

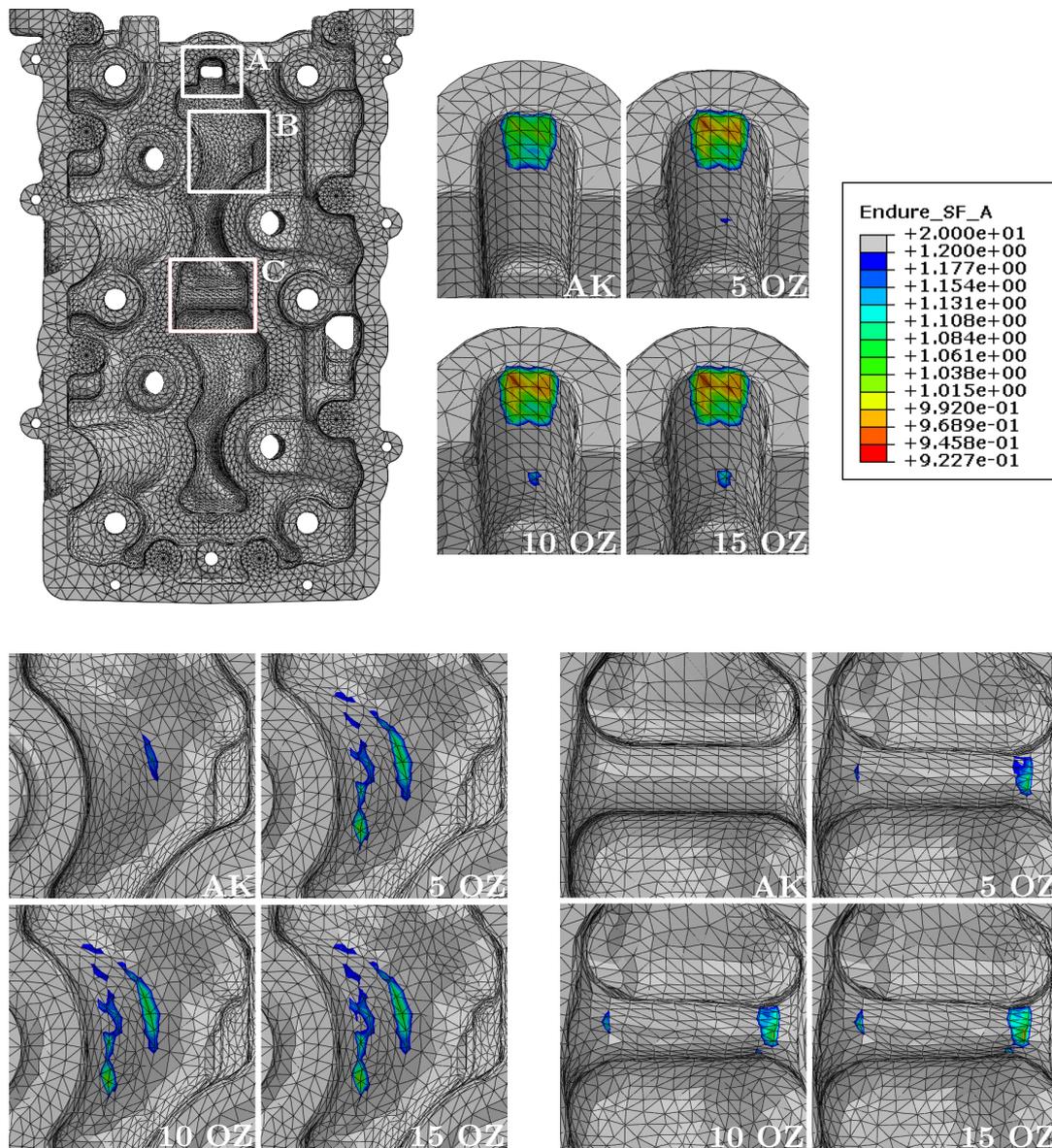


Abbildung 6.14.: Ergebnis der Gestaltoptimierung von Modell D, Darstellung des Sicherheitsfaktor gegen Dauerbruch,  $SF_A$ , für die Ausgangskonfiguration (AK), nach fünf, zehn sowie 15 Optimierungszyklen (OZ); Übersicht mit den Detailbereichen A, B, C (oben links), Detailansicht A (oben rechts), Detailansicht B (unten links), Detailansicht C (unten rechts)

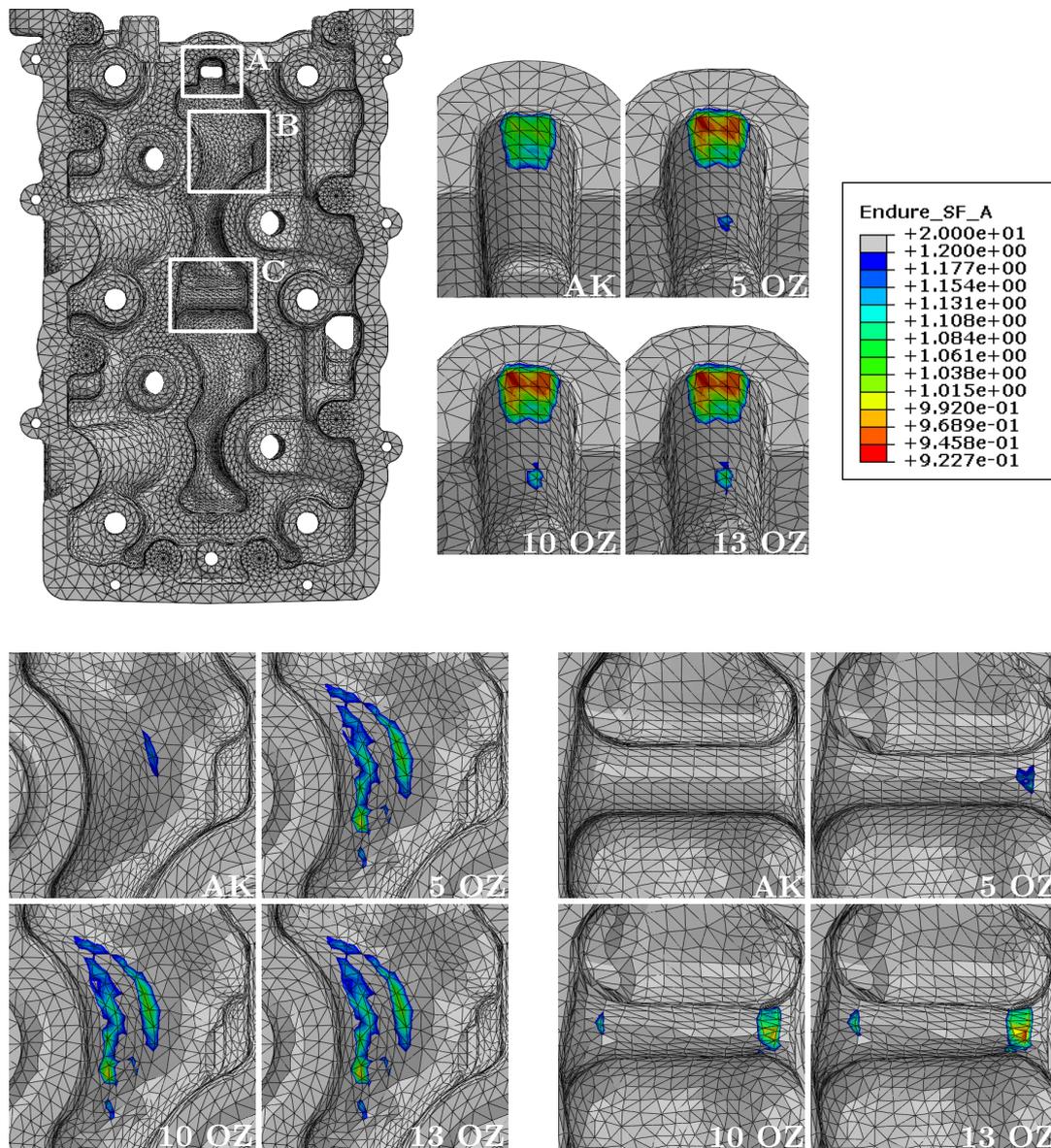


Abbildung 6.15.: Ergebnis der Gestaltoptimierung von Modell E, Darstellung des Sicherheitsfaktor gegen Dauerbruch,  $SF_A$ , für die Ausgangskonfiguration (AK), nach fünf, zehn sowie 13 Optimierungszyklen (OZ); Übersicht mit den Detailbereichen A, B, C (oben links), Detailansicht A (oben rechts), Detailansicht B (unten links), Detailansicht C (unten rechts)

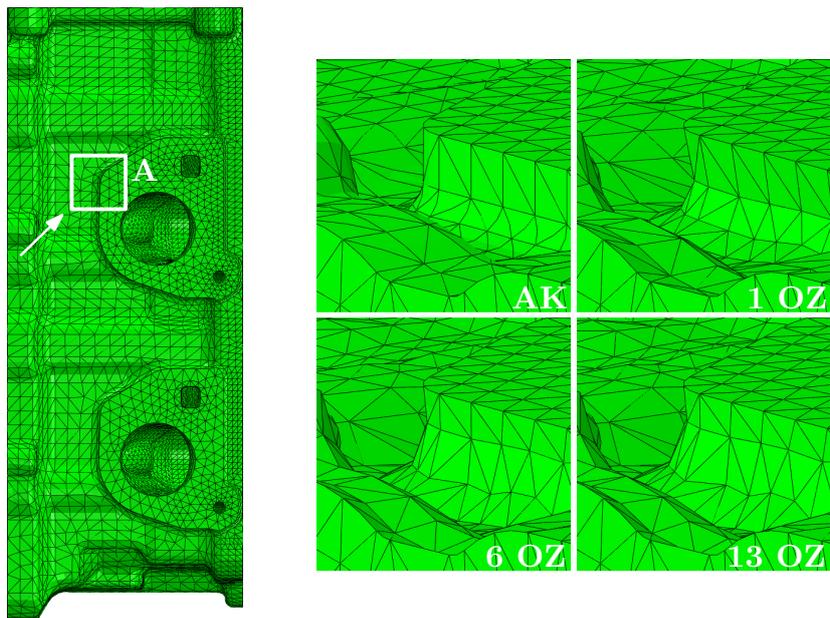


Abbildung 6.16.: Auftretende Hinterschnidungen zur Folge der Volumenreduktion am Beispiel von Modell E; Seitenansicht des Zylinderkopfes mit Detailbereich A und Blickrichtung (links), Detailansicht A für die Ausgangskonfiguration (AK), nach einem, sechs sowie 13 Optimierungszyklen (OZ) (rechts)

## 6.5. Interpretation der Ergebnisse

Es werden zunächst die Erkenntnisse zu der Vorgehensweise von TOSCA Structure.shape beschrieben, gefolgt von der Interpretation der Ergebnisse der Gestaltoptimierung bei unterschiedlichen Zielsetzungen.

### 6.5.1. Vorgehensweise von TOSCA Structure.shape

Im ersten Optimierungszyklus versucht TOSCA Structure.shape den vorgegebenen *volume constraint*  $V_c$  mit einer Toleranz von 1% des Gesamtvolumens zu erfüllen. Die zuvor definierten Restriktionen sowie die Zielfunktion werden der Reduktion des Volumens untergeordnet. Im weiteren Verlauf des Optimierungsprozesses bleibt das Gesamtvolumen des Zylinderkopfes annähernd konstant. Es ergeben sich jedoch lokale Änderungen zufolge der Beseitigung der Hinterschneidungen (vgl. Abbildung 6.12).

### 6.5.2. Ergebnisse der Gestaltoptimierung

Für die Interpretation der Ergebnisse der Gestaltoptimierung werden drei Zielsetzungen unterschieden: die Steigerung des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch,  $SF_A$ , die Reduktion des relativen Volumenanteil,  $V_{rel}$ , und deren Kombination.

Die größte Steigerung des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch wird durch die spezifische Anpassung des Design Bereiches an den kritischen Bereich des Zylinderkopfes mit Modell A erzielt. Bei konstantem Volumen wird dabei eine Steigerung des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch von 17,6% bei sechs Optimierungszyklen erreicht.

Bezüglich der Volumenreduktion wird das beste Ergebnis mit Modell E erzielt. Bei gleichbleibendem Sicherheitsfaktor gegen Dauerbruch konnte das Volumen um 8,5% reduziert werden. Der dabei vorgegebene *volume constraint* beträgt jedoch  $V_c = 0,85$ . Es wurden mehrere Modelle zu einer weiteren Reduktion des Volumens erstellt, jedoch ohne nennenswerte Resultate.

Für die Kombination beider Ziele der Gestaltoptimierung werden zwei aufeinanderfolgende Optimierungsprozesse durchgeführt. Zunächst mit einem kleinen Design Bereich zur Steigerung des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch, bei konstantem Volumen, und anschließend bei Verwendung des gesamten Zylinderkopfes als Design Bereich zur Durchführung der Volumenreduktion. Dabei wird der Sicherheitsfaktor gegen Dauerbruch um 13,1% gesteigert, bei einer gleichzeitigen Reduktion des Volumens von 4% (Abbildung 6.17). Grundsätzlich sollte das selbe Ergebnis mit nur einem Optimierungsprozess erreicht werden

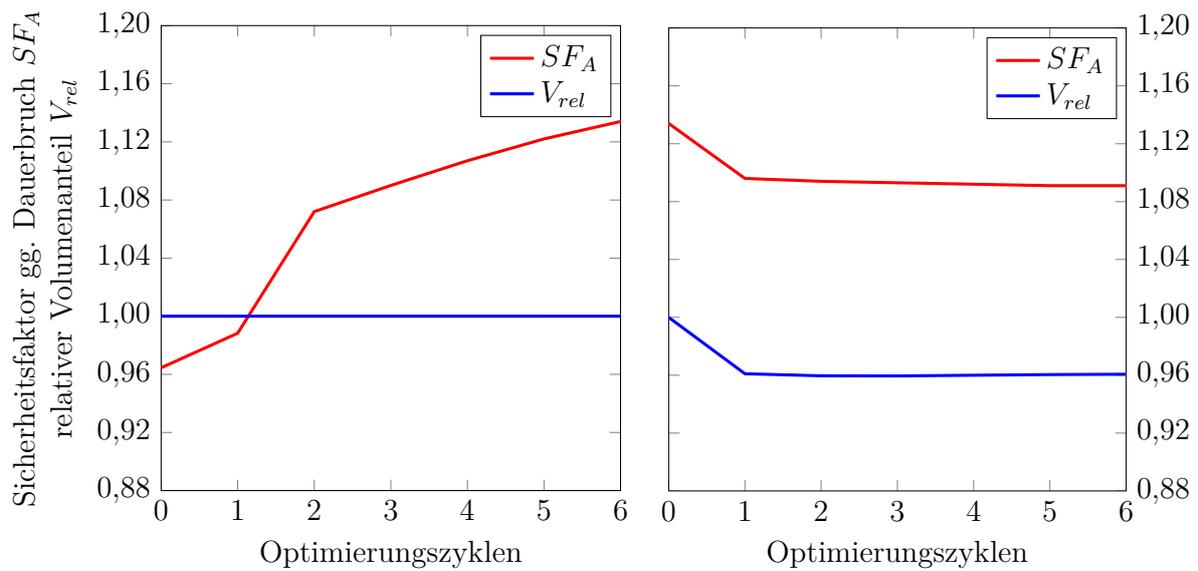


Abbildung 6.17.: Verlauf des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch  $SF_A$  und des relativen Volumenanteil,  $V_{rel}$ , bei zwei aufeinanderfolgenden Optimierungsprozessen mit jeweils sechs Optimierungszyklen; Modell A (links), Modell C (rechts)

können<sup>13</sup>. Die Notwendigkeit zwei Optimierungsprozesse durchzuführen, ergibt sich aufgrund der Nebenbedingungen zur Vermeidung von Hinterschneidungen. Diese beinhalten äußerst umfangreiche Kontrollbereiche für jede Auszugsrichtung (vgl. Kapitel 3.2.4), sodass dadurch keine effektive Steigerung des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch möglich ist. Betrachtet man den Verlauf des relativen Volumenanteil,  $V_{rel}$ , wäre für die Reduktion des Volumens lediglich ein Optimierungszyklus erforderlich. Wie bei der Beschreibung der Vorgehensweise von **TOSCA Structure.shape** bereits erwähnt, sind dennoch fünf bis sechs Optimierungszyklen zur Beseitigung der Hinterschneidungen notwendig (vgl. Abbildung 6.16). Aus Gründen der Anwenderfreundlichkeit ist die Definition von beiden Optimierungsprozessen in einem Modell zu empfehlen. Dadurch sind bei der Weiterverwendung der Input Files nach Abschluss des ersten Optimierungsprozesses bereits alle notwendigen Knoten und Element Sets definiert.

<sup>13</sup>In Bezugnahme auf ein Gespräch mit David Binder des techn. Support von FE-DESIGN, im Jänner 2014.

## 7. Zusammenfassung

Die Entwicklung neuer Produkte sowie die Weiterentwicklung bereits bestehender Komponenten wird vermehrt mit Optimierungswerkzeugen durchgeführt. Diese Art der Herangehensweise ist erforderlich, um den Anforderungen an eine immer kürzer werdende Konzept- und Konstruktionsphase gerecht zu werden und dabei dennoch Ergebnisse auf höchstem Niveau zu liefern.

Angesichts des dafür notwendigen Mehraufwandes, für die Kombination der einzelnen Software Programme, wird in dieser Arbeit die Gestaltoptimierung eines Zylinderkopfes auf Basis von Ermüdungssimulationen automatisiert. Den Ausgangspunkt der Ermüdungssimulationen stellt eine sequentiell gekoppelte Temperatur-Spannungs Analyse dar.

Das Ziel der Automatisierung besteht darin, eine Schnittstelle, der für die jeweiligen Analysen verwendeten Software Programme **Abaqus**, **FEMFAT MAX** und **TOSCA Structure.shape**, zu programmieren. Diese Schnittstelle wird durch ein Plug-in für **Abaqus/CAE** realisiert. Neben allen erforderlichen Einstellungen für den Optimierungsprozess, ermöglicht dieses auch die spätere Evaluierung der Ergebnisse in **Abaqus/CAE**. Bei der Ausführung des Plug-ins werden alle erforderlichen Input Files für die Finite Elemente Analyse, die Ermüdungsberechnung und die Gestaltoptimierung generiert. Durch den Einsatz von **Python** Skripts wird die notwendige Entkoppelung der Temperaturrechnung von der Umgebung von **TOSCA Structure.shape** umgesetzt und als letzter Schritt des Optimierungsprozesses eine Ergebnisdatei im **.odb** Format erstellt. In der Ergebnisdatei werden alle relevanten Daten des gesamten Optimierungsprozesses zusammengefasst. Dies beinhaltet sämtliche Ergebnisse der Ermüdungsberechnung und der Gestaltoptimierung aller Optimierungszyklen, sowie den gesamten Field Output der Finite Elemente Analyse der letzten Konfiguration des Optimierungsprozesses. Dementsprechend wird lediglich **Abaqus/CAE** benötigt, um den Verlauf der einzelnen Größen während der Optimierung zu betrachten. Ansonsten müsste für die Beurteilung der Ergebnisse der einzelnen Analysen der jeweils programmeigene Viewer verwendet werden. Zudem wären die Ergebnisse der einzelnen Optimierungszyklen, mit der Ausnahme von **TOSCA Structure.shape**, lediglich in separaten Dateien zugänglich.

Parallel zur Automatisierung des Optimierungsprozesses erfolgt eine Gestaltoptimierung des Zylinderkopfes. Mit dem Ziel den Sicherheitsfaktor gegen Dauerbruch zu erhöhen und das Volumen zu reduzieren. Dazu werden zunächst die möglichen und die erforderlichen Einstellungen für die Durchführung einer Gestaltoptimierung an Benchmarkbeispielen untersucht. Mit Hilfe dieser Erkenntnisse wird eine Vielzahl an Modellen für die Optimierung des Zylinderkopfes erstellt. Dabei konnte je nach Zielsetzung der Gestaltoptimierung eine Steigerung des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch um 17,6% bei konstantem Volumen bzw. eine Reduktion des Volumens um 8,5% bei konstantem Sicherheitsfaktor gegen Dauerbruch erzielt werden.

Generell konnte ein durchgängiger Optimierungsprozess mit **Abaqus/CAE** und dem dafür entwickelten Plug-in realisiert werden. Des Weiteren ermöglicht das Plug-in neben dem Preprocessing für **FEMFAT** und **TOSCA Structure.shape** auch das Postprocessing aller Ergebnisse des Optimierungsprozesses direkt in **Abaqus/CAE**. Durch die Verwendung von **Python** für die Umsetzung der Automatisierung konnte eine benutzerfreundliche und leicht nachvollziehbare Programmstruktur erstellt werden. Für die weitere Verwendung des Plug-ins ist folglich eine Erweiterung des Anwendungsgebietes, genauso wie eine Spezialisierung, mit nur geringem Aufwand möglich. Mit dem in Anhang A zugänglichen Workshop und der durchgeführten Unterweisung für das Plug-in bei der AVL List GmbH in Graz, sowie für die Standorte in Kroatien, Slowenien und den USA via WebEx-Konferenz, wurde die Grundlage für eine weitere Verwendung geschaffen.

# Literaturverzeichnis

- [ABA1] Dassault Systèmes S.A., Simulia: *Abaqus/CAE User's Manual 6.12*. 2012.
- [ABA2] Dassault Systèmes S.A., Simulia: *Abaqus Example Problems Manual 6.12*. 2012.
- [ABA3] Dassault Systèmes S.A., Simulia: *Abaqus Analysis User's Manual 6.12*. 2012.
- [ABA4] Dassault Systèmes S.A., Simulia: *Heat Transfer and Thermal-Stress Analysis with Abaqus*. Seminarunterlagen, 2012.
- [ALL] Allaire, G.: *Shape Optimization by the Homogenization Method*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York 2002.
- [BAR] Bargel, H.-J. und Schulze, G.: *Werkstoffkunde*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York 2008.
- [CAG] Cagnol, J. und Polis, M.P. und Zolesio, J.-P.: *Shape optimization and optimal Design*. CRC Press, Boca Raton 2001.
- [CHO] Choi, K.K. und Kim, N.-H.: *Structural Sensitivity Analysis and Optimization 1 - Linear Systems*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York 2005.
- [CHR] Christensen, P.W. und Klarbring, A.: *An Introduction to Structural Optimization*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York 2008.
- [DIN] DIN 50100: *Dauerschwingversuch. Begriffe, Zeichen, Durchführung, Auswertung*. Beuth-Verlag, Berlin 1978.
- [FEM1] Magna Powertrain Engineering Center Steyr Gmbh & Co KG: *FEMFAT 5.0 - BASIC User Manual*. 2011.
- [FEM2] Magna Powertrain Engineering Center Steyr Gmbh & Co KG: *FEMFAT 5.0 - MAX User Manual*. 2011.

- [FEM3] Magna Powertrain Engineering Center Steyr Gmbh & Co KG: *FEMFAT 4.7 - BASIC Theory Manual*. 2009.
- [GOR] Gordon, J.E.: *Structures, or, Why things don't fall down*. Da Capo Press, New York 1981.
- [GRO] Grösel, B.: *Grundlagen der Konstruktionslehre*. Skriptum. Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik der Technischen Universität Wien, 2008.
- [GRU] Grün, F. und Eichlseder, W. und Puchner, K.: *Form- und Topologieoptimierung unter Berücksichtigung der Betriebsfestigkeit*. Tagungsband zum XXII. Verformungskundlichen Kolloquium (2003), S. 6-13.
- [HAI] Haibach, E.: *Betriebsfestigkeit. Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York 2006.
- [HAS] Haslinger, J und Mäkinen, R.A.E.: *Introduction to shape optimization: theory, approximation and computation*. Society for Industrial and Applied Mathematics, Philadelphia, USA 2003.
- [HEE] Heers, B.: *Frequently Overlooked Features in Abaqus*. SIMULIA Great Lakes Regional User Meeting. Plymouth, USA 2011.
- [ISS] Issler, L. und Ruoß, H. und Häfele, P.: *Festigkeitslehre – Grundlagen*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York 1995.
- [LAN] Langer, B.F.: *Fatigue failure from stress cycles of varying amplitude*. Journal of Applied Mechanics 4 (1937), S. A160–A162.
- [MAT] Matek, W. und Muhs, D. und Wittel, H. und Becker, M. und Jannasch, D.: *Roll-off/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung*. 15. Auflage. Vieweg Verlag. Braunschweig/Wiesbaden 2001.
- [MAUK] Mauk, P.J. und Fischer, A.: *Schwingfestigkeit im Wöhlerversuch*. Skriptum. Institut für Produkt Engineering der Universität Duisburg-Essen, 2010.
- [MAUT] Maute, K. und Schwarz, S. und Ramm, E.: *Conceptual design by structural optimization*. Proceedings of the Euro-C 1998 Conference on Computational Modelling of Concrete Structures. Bad Gastein 1998.

- [MIN] Miner, M.A.: *Cumulative damage in fatigue*. Journal of Applied Mechanics 12 (1945), S. A159–A164.
- [MUE] Müller-Stock, H.: *Der Einfluß dauernd und unterbrochen wirkender schwingender Überbeanspruchung auf die Entwicklung des Dauerbruchs*. Mitteilung der Kohle- u. Eisenforschung GmbH, Nr. 2, S. 83–107. 1938.
- [OLB] Olbrich, M.: *Strukturoptimierung von Gelenklagergehäusen unter Berücksichtigung des Lagerlaufverhaltens*. Cuvillier Verlag, Göttingen 2005.
- [PAL] Palmgren, A.: *Die Lebensdauer von Kugellagern*. VDI-Zeitschrift 68 (1924). Heft 14, S. 339–341.
- [RAD] Radaj, D. und Vormwald, M.: *Ermüdungsfestigkeit. Einführung für Ingenieure*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York 2007.
- [ROE] Roesler J., und Harders, H. und Baeker, M.: *Mechanical Behaviour of Engineering Materials: Metals, Ceramics, Polymers, and Composites*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York 2007.
- [SCH] Schütz, W. *Über eine Beziehung zwischen der Lebensdauer bei konstanter und bei veränderlicher Beanspruchungsamplitude und ihre Anwendbarkeit auf die Bemessung von Flugzeugbauteilen*. Z.f. Flugwissenschaften 15 (1967), S. 407-419.
- [SOK] Sokolowski, J. und Zolesio, J.-P.: *Introduction to shape optimization: Shape Sensitivity Analysis*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York 1992.
- [SPI] Spillers, W.R. und MacBain, K.M.: *Structural Optimization*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York 2009.
- [TOS] FE-DESIGN GmbH: *TOSCA Structure Documentation 7.3.0*. 2013.

# Abbildungsverzeichnis

2.1	Bereiche der Betriebsfestigkeit anhand der Wöhlerlinie . . . . .	5
2.2	Beanspruchungskennwerte der Betriebsfestigkeit . . . . .	6
2.3	Dauerfestigkeitsschaubild in der Darstellung nach Haigh . . . . .	8
2.4	Dauerfestigkeitsschaubild in der Darstellung nach Smith . . . . .	8
2.5	Ermittlung der lokalen Bauteil-Wöhlerlinie in FEMFAT . . . . .	13
2.6	Schematische Darstellung des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch . . . . .	13
3.1	Disziplinen der Strukturoptimierung . . . . .	15
3.2	Bestimmung der Bewegungsrichtung der Design Knoten für zwei unterschiedlich definierte Design Bereiche am Beispiel von 2D-Elementen . . . . .	16
3.3	Einfluss der Netzglättung auf die Qualität des Finite Elemente Netzes . . . . .	17
3.4	Schematische Darstellung der Restriktion zur Beibehaltung der Gießbarkeit eines Bauteiles . . . . .	19
4.1	Ablauf des Optimierungsprozesses . . . . .	21
5.1	Modell der Pleuelstange . . . . .	24
5.2	Modell der Lochplatte . . . . .	25
5.3	Verlauf der unterschiedlichen Schädigungsvariablen während einer Gestaltoptimierung mit sechs Optimierungszyklen der Pleuelstange . . . . .	27
5.4	Verlauf der 6. Wurzel der Schädigung $D_{6W}$ und der v.Mises Vergleichsspannung der Pleuelstange bei zunehmender Netzfeinheit . . . . .	28
5.5	Vergleich Schädigungs- und Spannungsoptimierung . . . . .	29
5.6	Teilbereiche des Netzglättungsbereiches am Beispiel von 2-D Elementen . . . . .	32
5.7	Einfluss der Größe des Netzglättungsbereiches . . . . .	32
6.1	Modell des Zylinderkopfes, mit Bereichen fehlerhaft interpolierter Temperatur . . . . .	37
6.2	Verwendung des Parameter <code>driving elsets</code> zur Einbindung eines Temperaturfeldes . . . . .	38
6.3	Detailansicht des kritischen Bereiches des Zylinderkopfes . . . . .	38
6.4	Bereiche der Gestaltoptimierung des Zylinderkopfes . . . . .	41

6.5	Detaillierter Ablauf des Optimierungsprozesses mit Zuordnung der verwendeten Software Programme . . . . .	44
6.6	Dialogfenster des erstellten Plug-in für Abaqus/CAE mit den für die Gestaltoptimierung des Zylinderkopfes erforderlichen Einträgen . . . . .	46
6.7	Auszug eines standardisierten Input File für FEMFAT 4.8b . . . . .	50
6.8	Verlauf des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch, $SF_A$ , während 30 Optimierungszyklen von Modell A . . . . .	53
6.9	Ergebnis der Gestaltoptimierung von Modell A . . . . .	54
6.10	Verlauf des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch, $SF_A$ , und des relativen Volumenanteil, $V_{rel}$ , während 29 Optimierungszyklen von Modell B . . . . .	56
6.11	Ergebnis der Gestaltoptimierung von Modell B . . . . .	57
6.12	Verlauf des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch, $SF_A$ , und des relativen Volumenanteil, $V_{rel}$ , während 15 bzw. 13 Optimierungszyklen; Modell C (oben), Modell D (Mitte), Modell E (unten) . . . . .	59
6.13	Ergebnis der Gestaltoptimierung von Modell C . . . . .	60
6.14	Ergebnis der Gestaltoptimierung von Modell D . . . . .	61
6.15	Ergebnis der Gestaltoptimierung von Modell E . . . . .	62
6.16	Auftretende Hinterschneidungen zur Folge der Volumenreduktion am Beispiel von Modell E . . . . .	63
6.17	Verlauf des Sicherheitsfaktors gegen Dauerbruch, $SF_A$ , und des relativen Volumenanteil, $V_{rel}$ , bei zwei aufeinanderfolgenden Optimierungsprozessen mit jeweils sechs Optimierungszyklen . . . . .	65

## Tabellenverzeichnis

5.1	Vergleich der 6. Wurzel der Schädigung $D_{6W}$ bei Verwendung von C3D10 bzw. C3D10I Elementen . . . . .	31
6.1	Dauer des Optimierungsprozesses mit zehn Optimierungszyklen von Modell A	53

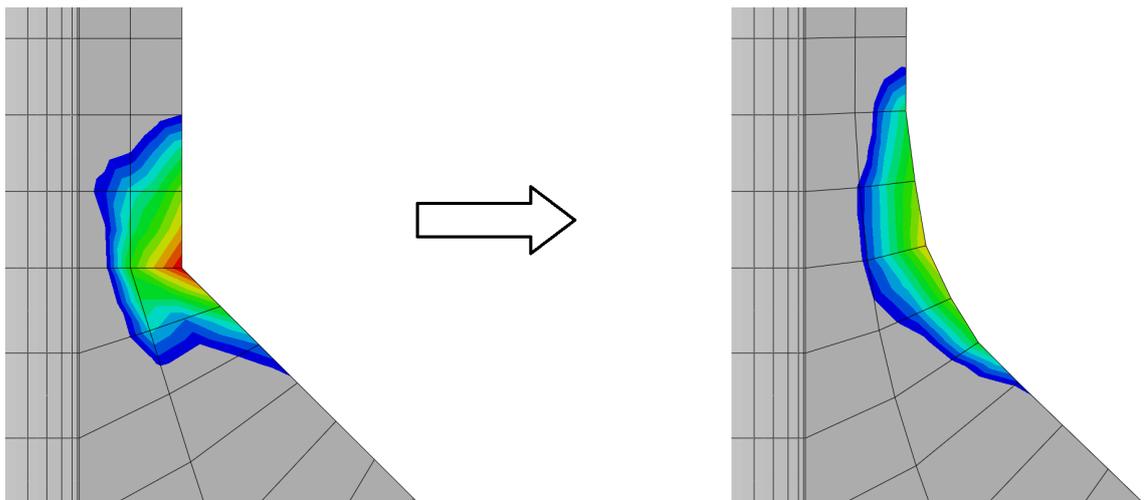
# **A. Workshop: Shape Optimization with TOSCA Structure based on Fatigue Results, using Abaqus/CAE as Preprocessor**

Der nachfolgende Workshop beinhaltet eine detaillierte Beschreibung der Vorgehensweise und der notwendigen Definitionen in *Abaqus/CAE* zur Durchführung einer Gestaltoptimierung mit *TOSCA Structure.shape*. Des Weiteren ist die korrekte Anwendung des Plug-ins, die wichtigsten Kommandozeilen-Optionen für *TOSCA Structure.shape* sowie die Aufbereitung der Ergebnisdatei beschrieben.

Der Workshop ist als eigenständiges Dokument zu sehen. Aufgrund dessen ist die Nummerierung der Kapitel, beginnend mit der nachfolgenden Seite, nicht mit der eigentlichen Nummerierung dieser Arbeit zu verwechseln.

## Workshop:

# Shape Optimization with TOSCA Structure based on Fatigue Results, using Abaqus/CAE as Preprocessor



# Contents

<b>Preface</b>	<b>A-4</b>
<b>1 Introduction</b>	<b>A-5</b>
<b>2 Goals</b>	<b>A-5</b>
<b>3 Preliminaries</b>	<b>A-6</b>
<b>4 Create Sets</b>	<b>A-6</b>
4.1 Design Nodes . . . . .	A-6
4.2 Mesh Smoothing . . . . .	A-7
4.3 Restrictions . . . . .	A-8
<b>5 Optimization Task</b>	<b>A-8</b>
5.1 Edit Optimization Task . . . . .	A-9
5.2 Design Response . . . . .	A-10
5.3 Objective Function . . . . .	A-11
5.4 Constraints . . . . .	A-11
5.5 Geometric Restrictions . . . . .	A-12
<b>6 Optimization Process</b>	<b>A-13</b>
<b>7 Plug-in</b>	<b>A-13</b>
<b>8 TOSCA Structure</b>	<b>A-15</b>
<b>9 Results</b>	<b>A-16</b>
<b>Appendix A</b>	<b>A-17</b>
<b>Appendix B</b>	<b>A-19</b>
<b>Appendix C</b>	<b>A-20</b>

# Preface

This workshop provides an insight into the preliminary work necessary to use the *Shape Optimization* plug-in for Abaqus/CAE that was developed from a master thesis in co-operation with Dassault Systèmes Austria GmbH. The files generated by the plug-in are used for a shape optimization with TOSCA Structure based on fatigue results calculated with FEMFAT. At first a thermal analysis is carried out with Abaqus to obtain the temperature field of the model that will then be mapped on the stress model. The stress tensor of different steps, obtained by the stress analysis, are then used as separate load cases for FEMFAT to calculate the safety factor at every node. On that basis a shape optimization is carried out with TOSCA Structure to maximize the safety factor of the model.

**Applied software tools:**

- Abaqus 6.12
- FEMFAT 5.0a
- TOSCA Structure 7.3.0

**System requirements:** The necessary FEMFAT configurations in TOSCA Structure need to be set correctly.

**Required files:**

- boltedFlange.cae
- AVL\_GD-A1Si9Cu3-F.FFD
- femfat\_param.ffj
- FLANGE\_FEM.odb

**Note:** A completed Abaqus/CAE model `boltedFlange_answer.cae` is provided for convenience.

# 1 Introduction

The Abaqus/CAE database provided includes two models, one for the thermal and one for the stress analysis. Both models comprise a flange, a gasket and bolts, as shown in Figure 1. The geometry, mesh, materials, interactions, constraints and loads are included in both models. Because of symmetry, only a 90-degree sector of half of the flange is modelled, to reduce computational cost. The thermal model is modelled with DC3D8, the stress model with C3D20R elements. This was primarily done to show that meshes with different interpolation order can be used. However the corner coordinates need to be collocated. Tie constraints are used to define the interaction between the bolts and the flange. Between the flange and the gasket frictional contact is assumed.

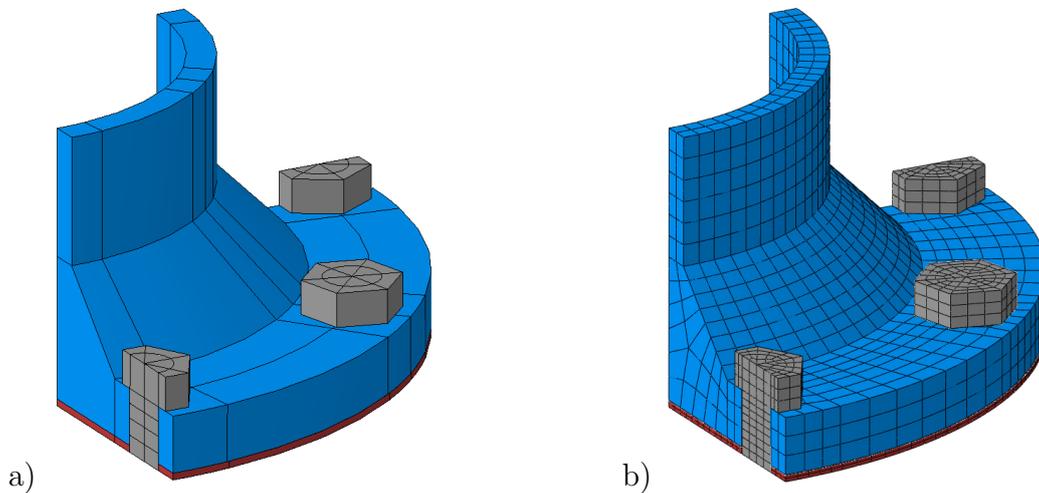


Figure 1: Flange assembly model; a) Geometry; b) Mesh

Using the results of the stress analysis, in particular the stress tensor of the steps `load1` and `load2` as FEMFAT TransMAX time steps, to run a FEMFAT job, the outcome is the `FLANGE_FEM.odb` output database that is provided for convenience. The material file `AVL_GD-A1Si9Cu3-F.FFD` and the FEMFAT parameter file `femfat_param.ffj` were both used to run the FEMFAT job. For further information to the FEMFAT parameter file, view Appendix B on page A-19.

## 2 Goals

When you complete this workshop, you will be able to:

- Set up a shape optimization task
- Use the *Shape Optimization* plug-in for Abaqus/CAE

### 3 Preliminaries

To realize a shape optimization, it is mandatory to know where the weak spot respectively the weak area of a component is located. Therefore a FEMFAT job needs to be carried out before the shape optimization can be set up.

- TO DO:**
- Install the *Shape Optimization* plug-in (Please refer to Abaqus/CAE User's Manual 81.6.1)
  - Open `boltedFlange.cae` and have a look at both models
  - Open `FLANGE_FEM.odb` and check the results for the area with the lowest safety factor (`Endure_SF_A`), as shown in Figure 2.

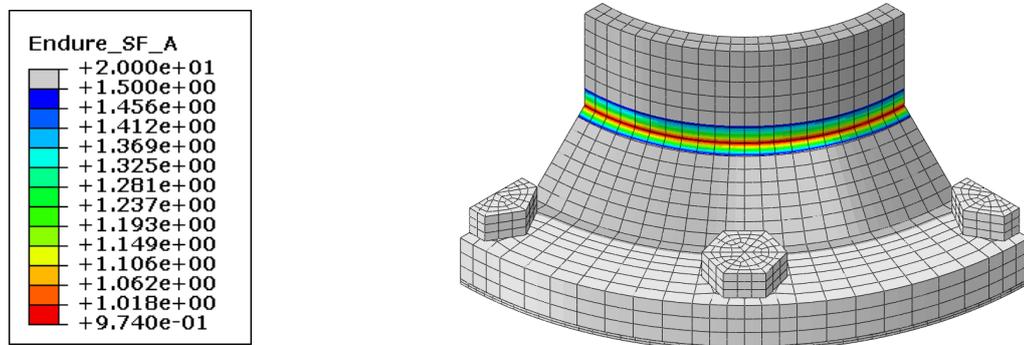


Figure 2: Area of the flange with a safety factor less than 1.5

### 4 Create Sets

In order to make the subsequent set up of the optimization task, with Abaqus/CAE, easier several element and node sets need to be defined in Abaqus/CAE for the component that will be optimized.

- TO DO:** Open `boltedFlange.cae` and switch to the *Part* module of the *stress* model.

**Remark:** It is mandatory to create these sets on parts.

#### 4.1 Design Nodes

In shape optimization the shape of a component in a selected area is changed. The change in shape is achieved by moving a set of surface nodes of the component. These nodes are called design nodes. Due to the fatigue results obtained by FEMFAT, the critical area is assumed to contain nodes with a safety factor smaller 1.

**TO DO:** Create a node set (*Tools* → *Set* → *Create* → *Node*) containing all surface nodes with a safety factor less than 1 and add an additional node layer as shown in Figure 3. Name the node set `DESIGN_NODES`.

**Remarks:**

- Only surface nodes are allowed as design nodes.
- Single design nodes without neighboring design nodes are not permitted.
- Only corner nodes are supported as design nodes, no midside nodes in case of quadratic elements. The midside nodes will be moved according to the displacement of the corner nodes.

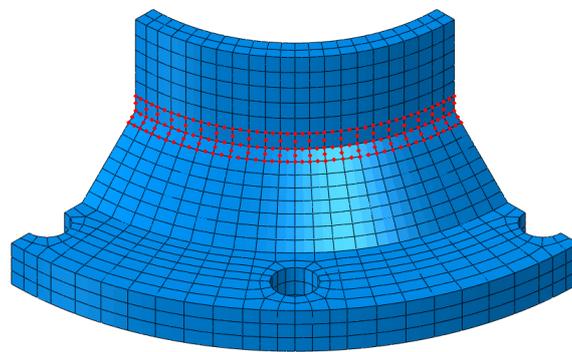


Figure 3: Design nodes (red)

## 4.2 Mesh Smoothing

If only the design nodes are displaced and all other nodes remain at their location, the surface layer elements containing the design nodes would be distorted. Therefore, in order to maintain a usable element shape, a mesh smoothing region is defined. The inner mesh is automatically adjusted by TOSCA Structure, after the determination of the surface modification. No re-meshing of the component is carried out, but the displacement of the surface nodes is passed on to the inner nodes. The size of the mesh smoothing region depends on the problem, it should be „sufficient but not too large“.

**TO DO:** Create an element set (*Tools* → *Set* → *Create* → *Element*) that contains the design nodes and has a sufficient size. The suggested mesh smoothing region for this problem is shown in Figure 4. It contains all elements of the flange, except the ones of the outer flange region. Name the element set `MESH_SMOOTH`.

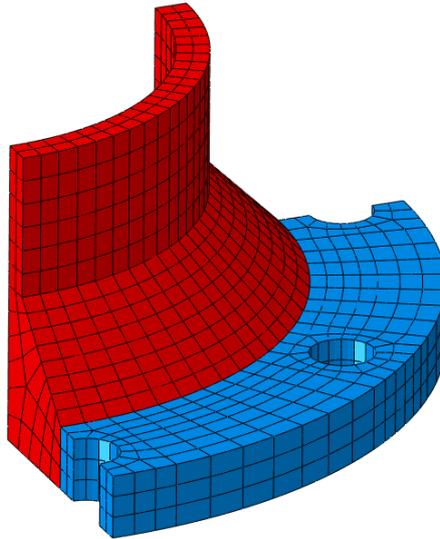


Figure 4: Mesh smooth elements (red)

### 4.3 Restrictions

For shape optimization, restrictions are defined as boundary conditions that limit the potential area of the nodal displacement. The full or partial fixation of nodes is the most common and most important type of restriction. For this model you need three regions to be restricted: The inner nodes of the flange, to keep the interior diameter, the nodes on the top face of the mesh smoothing region, to keep the wall thickness and the nodes on the bottom face of the mesh smoothing region, to keep the contact surface with the gasket unmodified.

**TO DO:** Create a node set including the nodes on the inner surface and the nodes on the top face of the mesh smoothing region, as shown in Figure 5a. Name the node set `FIX_NODES`.

**TO DO:** Create a node set that contains the nodes on the bottom face of the mesh smoothing region, as shown in Figure 5b. Name the node set `FIX_NODES_Y`.

## 5 Optimization Task

Using the sets created in chapter 4, the optimization task can now be set up.

**TO DO:** In Abaqus/CAE switch to the *Optimization Task* module of the *stress* model, click on the *Create Optimization Task* icon, select *Shape optimization* and name it `FLANGE`. As you are prompted to select a set for the optimization region, select the node set `flange-1.DESIGN_NODES`.

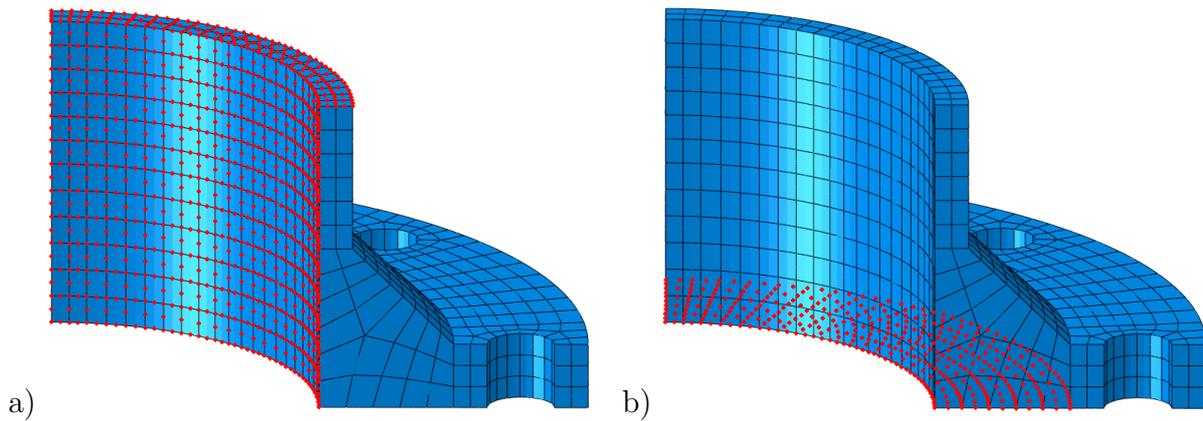


Figure 5: Nodes on restricted regions (red); a) Inner surface and top face of the mesh smoothing region; b) Bottom face of the mesh smoothing region

## 5.1 Edit Optimization Task

When you toggle on *Freeze boundary condition regions*, regions to which you have applied a displacement boundary condition in the *Load* module, will have a motion restriction during the optimization in the same degrees of freedom as specified for the FE model.

**TO DO:** In the *Edit Optimization Task* dialog box that appears, toggle on *Freeze boundary condition regions*. In the *Mesh Smoothing* section, toggle on *Specify smoothing region* and select the element group `flange-1.MESH_SMOOTH`. For *Number of node layers adjoining the task region to remain free* toggle on *Fix none*, as shown in Figure 6.

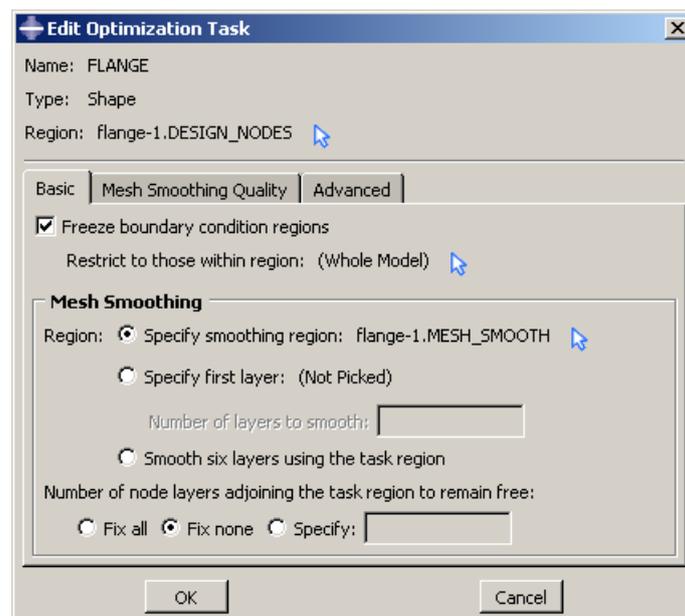


Figure 6: Edit optimization task dialog box

## 5.2 Design Response

Each design response represents one single scalar value which can be extracted from the model information (like the volume) or from the analysis results. TOSCA Structure will use a group operator on the node or element group in the design response definition and either use the maximal, minimal or sum of the values to combine the responses to a single value.

**TO DO:** Click on the *Create Design Response* icon, select *single term* and name it *dummyDRESP*. Select *Points (nodes)* as the *design response region type* and select the *flange-1.DESIGN\_NODES* node set as *design response region*. In the *Edit Design Response* dialog box that appears, select *Stress* and *Maximal principal*, as shown in Figure 7. (Please note that this selection is arbitrary and will be modified later on by the *shape Optimization* plug-in, see A.1 in Appendix A on page A-17 for further information)

**TO DO:** Click on the *Create Design Response* icon, select *single term* and name it *volume*. Select *Body (elements)* as the *design response region type* and select the *flange-1.ALL* set as *design response region*. In the *Edit Design Response* dialog box that appears, select *Volume*.

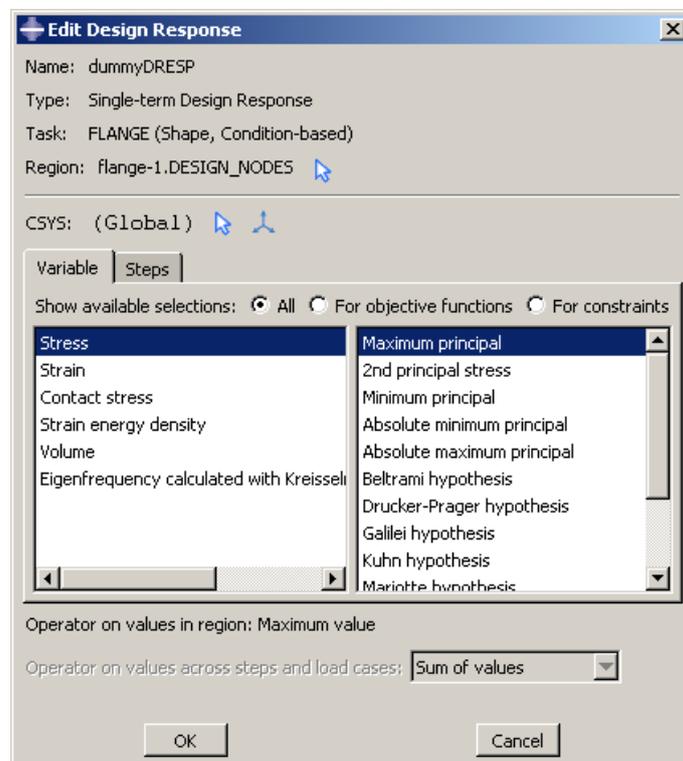


Figure 7: Edit Design Response dialog box

### 5.3 Objective Function

The objective function describes the optimization target. In general, one scalar value (sometimes combined from other scalars) will be maximized or minimized during the optimization. This function depends on the results of the previous analysis combined into design responses.

**TO DO:** Click on the *Create Objective Function* icon and name it `dummyOBJ`. In the *Edit Objective Function* dialog box that appears, select `dummyDRESP` as *Design Response*, as shown in Figure 8. (Please note that this selection is arbitrary and will be modified later on by the *shape Optimization* plug-in, see A.1 in Appendix A on page A-17 for further information)

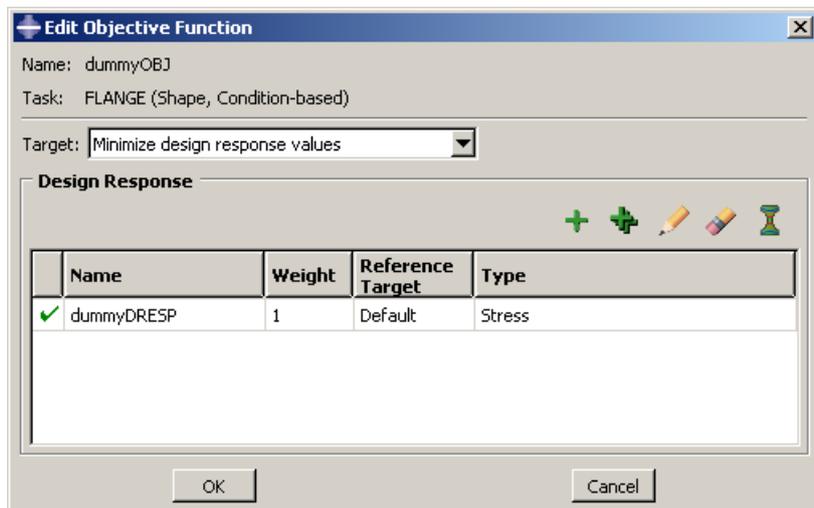


Figure 8: Edit Objective Function dialog box

### 5.4 Constraints

The only allowed constraint for a controller based shape optimization is a volume constraint. The individual element volumes of the selected element group are added together to achieve the total volume.

**TO DO:** Click on the *Create Constraint* icon and name it `volume`. In the *Edit Optimization Constraint* dialog box that appears, select `volume` as *Design Response*, toggle on *A fraction of the initial value* and enter „1“ to the value box, as shown in Figure 9.

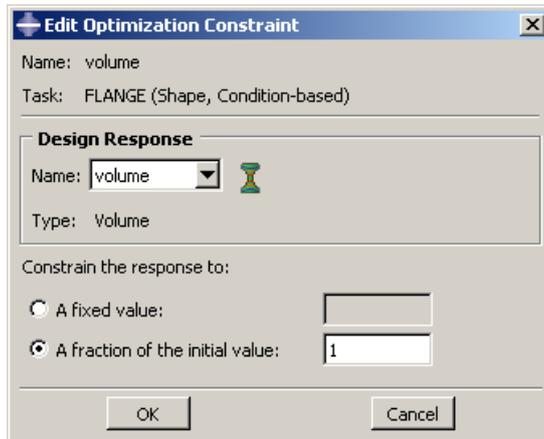


Figure 9: Edit Optimization Constraint dialog box

## 5.5 Geometric Restrictions

As described in chapter 4.3, restrictions are defined as boundary conditions in shape optimization that limit the potential area of the nodal displacement during the optimization.

**TO DO:** Click on the *Create Geometric Restriction* icon, select *Fixed region* and name it **FIX**. As region select the **flange-1.FIX\_NODES** node set. In the *Edit Geometric Restriction* dialog box that appears, toggle on all three directions, as shown in figure 10.

**TO DO:** Click on the *Create Geometric Restriction* icon, select *Fixed region* and name it **FIX\_Y**. As region select the **flange-1.FIX\_NODES\_Y** node set. In the *Edit Geometric Restriction* dialog box that appears, toggle on *2-direction*.

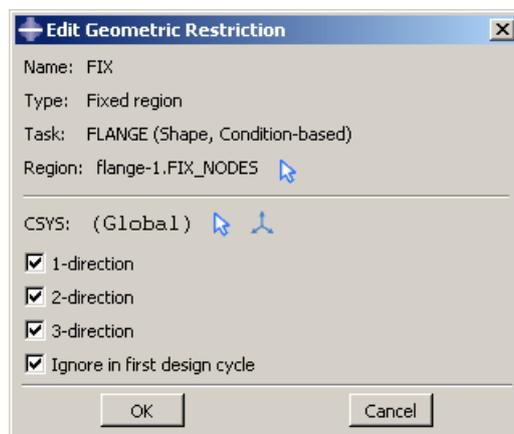


Figure 10: Edit Geometric Restriction dialog box

## 6 Optimization Process

Using the optimization task created in chapter 5, the optimization process can be set up.

**TO DO:** In Abaqus/CAE switch to the *Job* module and click on the *Create Optimization Process* icon. In the *Edit Optimization Process* dialog box that appears, enter `flange_opt` as *Name*, select `stress` as *Model*, select `FLANGE` as *Task*, change the *Maximum cycles* to „4“ and toggle on *Every cycle* for *Data save*.

**Remark:** - Saving the data of *Every cycle* is mandatory to create the result output database (.odb), containing the data described in A.6 of Appendix A.  
- In the *Edit Optimization Process* dialog box, switch to the *Parallelization* tab to set the number of cpu's used for the stress analysis.

## 7 Plug-in

In Abaqus/CAE 6.12 it is not possible to set a safety factor as the design response, or include the necessary settings for a fatigue program like FEMFAT. For this task the *Shape Optimization* plug-in can be used. After adding all necessary data to the dialog box, as shown in Figure 11, and clicking the *OK* button, the following tasks will be executed by Python scripts:

1. The parameter file (.par) for TOSCA Structure is generated and modified.
2. The stress input file (.inp) is generated and modified.
3. The temperature input file (.inp) is copied and modified.
4. A syntax check of the stress input file is carried out.
5. The FEMFAT input file (.ffj) is generated.
6. The Python script `odbmerge.py` is generated.
7. The Python script `temp_analysis.py` is generated.
8. The Python script `temp_update.py` is generated.
9. A dummy temperature output database (.odb) is generated.
10. A logfile (.log) containing all entries to the dialog box is generated.
11. All necessary files for the shape optimization with TOSCA Structure are moved to the *optimization* directory.

For further information to these 11 steps please view the Appendix A on page A-17. For further information to the individual fields of the *Shape Optimization* plug-in dialog box, shown in Figure 11, please view the Appendix C on page A-20.

**TO DO:** In the menu bar, click *Plug-ins* and start the *Shape Optimization* plug-in. Complete the *Shape Optimization* dialog box that appears as shown in Figure 11. In the *Temperature Analysis* box, set the path to the temperature input file (.inp) and enter the number of cpu's for the temperature analysis. In the *Optimization* box, select the optimization process to be carried out. In the *FEMFAT* box, enter FLANGE\_FEM as the name of the FEMFAT input file. Set the path to the material file (.FFD) used for the FEMFAT analysis and the path to the FEMFAT parameter file (.ffj). Enter „3“ into the *Temperature Field from Step* option. As *Loadcases for FEMFAT MAX* enter „3“ and „4“ to the *Last Increment of Step* tab. As *Region for FEMFAT MAX* select the MESH\_SMOOTH element group of the instance flange-1 of the stress model.

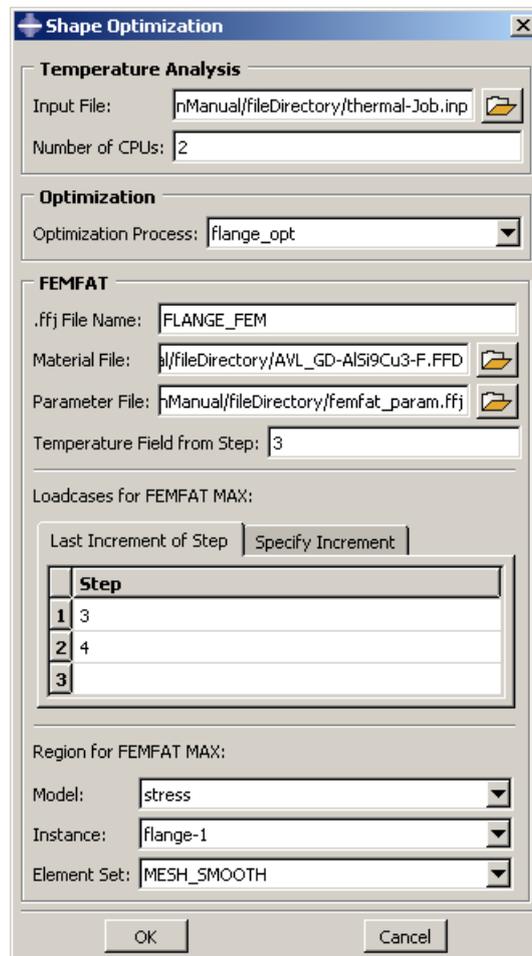


Figure 11: Shape Optimization plug-in dialog box

## 8 TOSCA Structure

All necessary steps to start the shape optimization with TOSCA Structure are now accomplished.

**TO DO:** Open the TOSCA Shell, change the path to the *optimization* directory and enter the following command to start the optimization:

```
tosca flange_opt-Job.par
```

or

open any command prompt, change the path to the *optimization* directory and enter the following command to start the optimization:

```
ABSOLUTEPATH\TO\TOSCACOMMAND\tosca flange_opt-Job.par
```

The following list provides the most usefull command line options. For the remaining options please refer to TOSCA Structure 7.3.0 Documentation chapter 11.2.1.

Input	Option	Comment
--job	<i>jobname</i>	Jobname of the optimization job.
--solver	abaqus	For this workshop the abaqus option is mandatory.
--loglevel	NOTICE	Least verbose general information
	INFO (default)	Important information about running optimization
	DEBUG	More verbose output
	TRACE	Extremely verbose output. Do no use with large models!
--ow		Overwrite existing jobname directory. If this flag is not specified, TOSCA Structure will move the existing job directory to a directory with a counter extension.
--restart		Restart of a TOSCA Structure optimization job. The restarted optimization job starts with the finite element analysis of the current cycle.
--restart2		Restart assuming the solver run was successful.
--restart3		Restart assuming the life-solver run was succesful.

The --job name is mandatory, all other parameters are optional. A default solver can be entered in the configuration file. Otherwise, --solver must be set. If only the jobname is given, the name of the parameter file is derived automatically (*jobname.par*) and the name of the analysis file is extracted from the FEM.INPUT command in the parameter file.

## 9 Results

After the last cycle of the shape optimization is successfully finished, all relevant results are merged into a result output database (.odb).

**TO DO:** Open the result output database `flange_opt-Job_merge.odb` and visualize the results of the *Optimization* step. For example the trend of the nodal displacement during the optimization, as shown for the fourth optimization cycle in Figure 12, can be viewed.

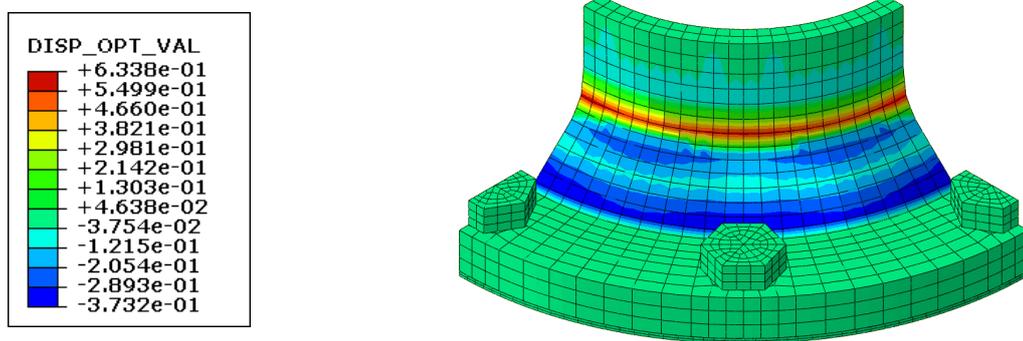


Figure 12: Nodal displacement due to shape optimization (4. optimization cycle)

The result output database is created by copying the last configuration of the optimization process. Then an additional step called *Optimization* is created. In this step, a frame for every optimization cycle of the optimization process is created. The following field output will be available in the *Optimization step*:

`DISP_OPT` contains the nodal displacement due to the shape optimization. The magnitude of the displacement or the displacement in 1-, 2- or 3-direction can be displayed.

`DISP_OPT_VAL` contains the signed magnitude of the nodal displacement due to the shape optimization.

`DefaultDeformedField` is a displacement field used for visualization only. The base coordinates of the model are taken from the last configuration of the optimization process. Therefore an individual displacement field, for every optimization cycle, is needed to visualize the change of the mesh during the optimization.

`Endure_SF_A` is the safety factor obtained by the FEMFAT analysis. For further information please refer to the FEMFAT 5.0 - Basic User Manual, chapter 2.9.1.2.

`Mean Stress` is the mean stress of the given loadcases of the FEMFAT analysis.

`Stress Ampl.` is the stress amplitude of the given loadcases of the FEMFAT analysis.

# Appendix A

The following provides further information to the enumeration in chapter 7.

**A.1** The parameter file (.par) for the optimization process created in chapter 6 is generated by Abaqus/CAE. In the optimization task, defined in chapter 5, a dummy design response and a dummy objective function had been created. A Python script will overwrite these two entries in the parameter file with a formulation to optimize the safety factor in TOSCA Structure. When the dummy design response was created in chapter 5.2, the only important input was the selection of the `DESIGN_NODES` node set as the *Region*. The selection of the *maximal principle stress* was just a placeholder. The same for the objective function defined in chapter 5.3, the only important input was the assignment of the dummy design response `dummyDRESP`. The `FEM_INPUT` command is supplemented by the temperature input file, the `FEMFAT` input file and all three Python scripts. The `CORRECT_ELEMENTS` option is set (TOSCA Structure 7.3.0 Documentation, chapter 6.3.2.9). The `CONFIG` command in the parameter file is supplemented by the entry points of the Python scripts. These are the positions in the optimization workflow where the Python scripts will be executed.

**Please Note:** The Python script will always overwrite the first design response of the parameter file and assign it to the objective function. The order of the design responses is alphabetical.

**A.2** TOSCA Structure requires a flat stress input file (.inp). As the input file for the thermal analysis (.inp) stays unflattened, differing node numbers ensue. To map the temperature field of the thermal analysis on the stress model correctly, the `driving elsets` parameter is set in keyword `*Temperature` of the stress input file. For that purpose node sets of all part instances are created and written to the stress input file.

**A.3** The temperature input file is copied from the given path in the *Shape Optimization* plug-in dialog box. Due to the `driving elsets` parameter in keyword `*Temperature` of the stress input file, element sets of all parts are created and written to the temperature input file.

**A.4** The region for the `FEMFAT` analysis needs to be specified by the position of the particular element set in a certain list. This list comprises all node sets followed by all element sets, in alphabetical order. In order to obtain this position, the output data base (.odb) of the syntax check is searched. This approach is necessary to ensure that the correct sets are included.

- A.5** All data entered to the *FEMFAT* box of the *Shape Optimization* plug-in dialog box is rewritten in FEMFAT syntax and combined with the data of the FEMFAT parameter file, to create the FEMFAT input file (*.ffj*) for the fatigue analysis.
- A.6** The names of the stress input file, the FEMFAT input file and the part instance that will be modified are written into a prefabricated Python script. This Python script is executed after the last optimization cycle is completed and will merge the results of all optimization cycles into one output database. This output database includes the following data:
- The entire field output, as specified in the stress analysis, of the last configuration of the shape optimization.
  - The safety factor of all optimization cycles of the region specified for the FEMFAT analysis.
  - The nodal displacement due to the shape optimization of all optimization cycles.
  - The mean stress of all optimization cycles of the region specified for the FEMFAT analysis.
  - The stress amplitude of all optimization cycles of the region specified for the FEMFAT analysis.
- A.7** The Abaqus command to start the thermal analysis, with the number of cpu's specified in the *Temperature Analysis* box of the *Shape Optimization* plug-in dialog box is written into a Python script. The Abaqus release is defined in the *SteuerScript.py*.
- A.8** The names of the stress input file, the thermal input file and the part instance that will be modified are written into a prefabricated Python script. This Python script is executed after every optimization cycle. When it is executed for the first time, the text file *nodeNr.txt* is generated containing the corresponding node numbers, of the part instance modified of the flat stress input file and the unflattend temperature input file. Henceforward it will readout the updated nodal coordiantes of the stress input file after every optimization cycle and create a new temperature input file, containing these updated coordinates. This procedure is necessary, because TOSCA Structure can not update the nodal coordinates of the temperature input file, due to the differing node numbers of the stress and the temperature input files.
- A.9** A dummy temperature output database (*.odb*) with the same name as the temperature input file is generated. This dummy file does not contain any data, but is necessary for TOSCA Structure to start the optimization due the assignment in keyword *\*Temperature* of the stress input file.

**A.10** For convenience the logfile `pluginEntries.log` containing all entries made to the *Shape Optimization* plug-in dialog box is generated.

**A.11** When all necessary files for the shape optimization with TOSCA Structure are generated and modified, they will be moved to a new directory named *optimization*.

## Appendix B

The first few lines of a standard FEMFAT input file (`.ffj`) are shown in the following listing.

#	FEMFAT 5.0a	Job File
#	generated at:	Thu Oct 10 13:52:10 2013
#		
setValue	{}	{}
	FemfatVersionNumber	{FEMFAT 5.0a}
setValue	{}	{}
	MAXmod	2
setValue	{}	{}
	FEinputFileFormat	6
setValue	{}	{}
	FEinputFile	CHMOD-1_model.out
setValue	{}	{}
	TransMAX:NumDefinition	3
setValue	{}	{}
	TransMAX:StressFileFormat	1 6
setValue	{}	{}
	TransMAX:StressInputFile	1 CHMOD-1_Stress_06.rpt
setValue	{}	{}
	TransMAX:DefinitionCurLabel	2
setValue	{}	{}
	TransMAX:StressFileFormat	2 6
setValue	{}	{}
	TransMAX:StressInputFile	2 CHMOD-1_Stress_07.rpt
setValue	{}	{}
	TransMAX:DefinitionCurLabel	3
setValue	{}	{}
	TransMAX:StressFileFormat	3 6
setValue	{}	{}
	TransMAX:StressInputFile	3 CHMOD-1_Stress_08.rpt
setValue	{}	{0 ok 1 ok}
	MaterialReadFile	AVLGD-A1Si9Cu3-F.FFD
setValue	{}	{}
	FatParamMaterial	{1 - AVLGD-A1Si9Cu3-F}
setValue	{}	{}
	FatParamPredefine	2
setValue	{}	{}
	FatParamDispersion	1.4
setValue	{}	{}
	InfluenceIsothermalTemperature	1
setValue	{}	{}
	InfluenceStatistics	1
setValue	{}	{}
	InfluenceSurfaceRoughness	1
setValue	{}	{}
	MaxFilterMethod	0
setValue	{}	{}
	SurvivalProbability	99.990000
setValue	{}	{}
	DamageCalculationAim	2
setValue	{}	{}
	CalculationAim	2
setValue	{}	{}
	SafetyCalculationAim	2
setValue	{}	{}
	OutputFile	DFE2029_4009_00_20_ST_A1Si9Cu3_cast.nod
setValue	{}	{}
	OutputItem	3 0
setValue	{}	{}
	OutputItem	5 2
setValue	{}	{}
	FatParamTempFileFormat	6
setValue	{}	{0 ok}
	FatParamTempFile	CHMOD-1_Temperature_08.rpt
setValue	{}	{}
	InfluenceMeanStressRearrangement	0
setValue	{}	{}
	InfluenceIsothermalTemperatureMethod	39
setValue	{}	{}
	AnalysisFilterLimitScale	0
setValue	{}	{}
	OutputFileFormat	6
setValue	{}	{}
	OutputFile	DFE2029_4009_00_20_ST_A1Si9Cu3_cast.nod
setValue	{}	{}
	OutputFileFormat	17
setValue	{}	{}
	OutputFile	DFE2029_4009_00_20_ST_A1Si9Cu3_cast.onf
setValue	{}	{0 ok}
	CheckInputData	
setValue	{}	{}
	OutputFileComment	{}
setValue	{}	{}
	NumberOfParallelJobs	1
setValue	{}	{}
	UseFemfatParallel	0
setValue	{}	{}
	BlockedErrorNumber	0
setValue	{}	{}
	MAXmod	2
setValue	{}	{}
	FatParamSurfaceTreatmentFactor	1.5
setValue	{}	{}
	FatParamMaterialBoundLayer	{1 - AVLGD-A1Si9Cu3-F}
setValue	{}	{}
	FatParamBoundaryLayerThickness	0.500
setValue	{}	{}
	InfluenceBoundaryLayer	1
setValue	{}	{}
	InfluenceSurfaceTreatment	1

To obtain the required FEMFAT parameter file the parts shaded in gray need to be deleted. After the deletion save the file and name it `femfat_param.ffj`. The deleted sections of the FEMFAT input file comprise the header, the geometry, the loadcases, the material, the temperature field and the output format definition. The data deleted corresponds with the data entered to the *FEMFAT* box of the *Shape Optimization* plug-in dialog box. This procedure, of deleting the data and adding it again, is necessary to ensure the correct assignment of it.

## Appendix C

The following provides further information to the individual fields of the *Shape Optimization* plug-in dialog box shown in Figure 11.

### C.1 Temperature Analysis

**Input File** The path to the temperature input file needs to be specified. This file is neither moved nor modified. It will be copied to the *optimization* directory and the copy of the original file will be modified.

**Number of CPUs** The number of cpu's used for the thermal analysis needs to be specified. This number will be written to the `temperatue.analysis.py` script.

### C.2 Optimization

**Optimization Process** If there are several optimization processes defined in one database, you need to specify which optimization process should be used.

### C.3 FEMFAT

**.ffj File Name** The name of the FEMFAT input file needs to be specified. The name is arbitrary.

**Material File** The path to the material file needs to be specified. The material file is neither moved nor modified, it will be copied to the *optimization* directory.

**Parameter File** The path to the FEMFAT parameter file needs to be specified. The FEMFAT parameter file is neither moved nor modified, only its content is read out and written to the FEMFAT input file.

**Temperature Field from Step** The step number of the stress output database, from which FEMFAT will read out the temperature field for the fatigue analysis, needs to be specified. Because of the differing node numbers of the temperature and the stress analyses, the temperature field can not simply be read out of the temperature output database.

**Loadcases for FEMFAT MAX** The simple way to define the loadcases for FEMFAT is to use the *Last Increment of Step* tab. Here only the step number needs to be specified and FEMFAT will use the last increment of each step to run the fatigue analysis. If a specific increment of a step needs to be used, the *Specify Increment* tab provides this input option. Please note: If there is any data written to the *Last Increment of Step* tab, this data is used and the entries to the *Specify Increment* tab will be ignored.

**Region for FEMFAT MAX** The fatigue analysis will be carried out for the specified region only, to save computing time. With this three drop-down menus the element set needs to be specified that will be analysed by FEMFAT.