

# Fortschritt-Berichte VDI

VDI

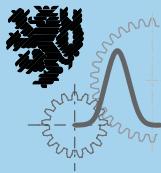
Reihe 1

Konstruktions-  
technik/  
Maschinen-  
elemente

Nr. 436

Christoph Schluer, M. Sc.,  
Solinghen

## Ein geometriebasierter Ansatz zur Toleranz- analyse: Beitrag zum robusten Design flexibler Baugruppen



Ingenieurwissenschaftliche Berichte des  
**Lehrstuhls für Konstruktion**  
an der Bergischen Universität Wuppertal



# **Ein geometriebasierter Ansatz zur Toleranzanalyse: Beitrag zum robusten Design flexibler Baugruppen**

Von der Fakultät für Maschinenbau und Sicherheitstechnik  
der Bergischen Universität Wuppertal  
genehmigte Dissertation  
zur Erlangung des akademischen Grades

DOKTOR-INGENIEUR

vorgelegt von  
**Christoph Schluer**  
aus Solingen

Referent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Peter Gust  
Korreferent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Karl-Heinz Flörkemeier

Wuppertal 2016

Vorsitzende: Prof. Dr.-Ing. Friederike Deuerler  
Referent: Prof. Dr.-Ing. Peter Gust  
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Karl-Heinz Flörkemeier  
Beisitzer: Prof. Dr.-Ing. Udo Pietzsch  
Tag der mündlichen Prüfung: 20.09.2016

# Fortschritt-Berichte VDI

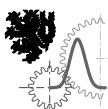
Reihe 1

Konstruktionstechnik/  
Maschinenelemente

Christoph Schluer, M. Sc.,  
Solingen

Nr. 436

Ein geometriebasierter  
Ansatz zur Toleranz-  
analyse: Beitrag zum  
robusten Design flexibler  
Baugruppen



Ingenieurwissenschaftliche Berichte des  
**Lehrstuhls für Konstruktion**  
an der Bergischen Universität Wuppertal

Schluer, Christoph

## **Ein geometriebasierter Ansatz zur Toleranzanalyse: Beitrag zum robusten Design flexibler Baugruppen**

Fortschr.-Ber. VDI Reihe 1 Nr. 436. Düsseldorf: VDI Verlag 2016.

156 Seiten, 76 Bilder, 7 Tabellen.

ISBN 978-3-18-343601-9, ISSN 0178-949X,

€ 57,00/VDI-Mitgliederpreis € 51,30.

**Für die Dokumentation:** Geometriebasierte Toleranzanalyse – Toleranzsimulation – Nichtideale Geometrie – Flexible Baugruppen – Robuste Auslegung

Die vorliegende Arbeit wendet sich an Ingenieurinnen und Ingenieure aus dem Bereich der Produktentwicklung und Simulation. Sie befasst sich mit einem geometriebasierten Ansatz zur Toleranzanalyse. Dieser stellt die toleranzbedingten Abweichungen der Bauteile schon im 3D-Datensatz als realitätsnahe Abweichungen von der idealen Geometrie dar. Somit wird eine effektive Abschätzung des Toleranzeinflusses auf die Funktion von Baugruppen ermöglicht. Daneben werden die numerischen Ergebnisse durch Untersuchungen auf einem Prüfstand validiert.

### **Bibliographische Information der Deutschen Bibliothek**

Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter <http://dnb.ddb.de> abrufbar.

### **Bibliographic information published by the Deutsche Bibliothek**

(German National Library)

The Deutsche Bibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie  
(German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at  
<http://dnb.ddb.de>.

D 468

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2016

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe (Fotokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen, im Internet und das der Übersetzung, vorbehalten.

Als Manuskript gedruckt. Printed in Germany.

ISSN 0178-949X

ISBN 978-3-18-343601-9

---

## Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Konstruktion der Bergischen Universität Wuppertal.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. P. Gust für das mir entgegengebrachte Vertrauen und die Förderung der Arbeit durch seine fortwährenden Anregungen und den Freiraum, den er mir bei der Forschung ermöglichte.

Herrn Prof. Dr.-Ing. K.-H. Flörkemeier danke ich herzlich für das entgegengebrachte Interesse und die kritische Durchsicht dieser Arbeit sowie für die Übernahme des Korreferats.

Frau Prof. Dr.-Ing. F. Deuerler gilt mein Dank für ihre Bereitschaft, den Vorsitz der Prüfungskommission zu übernehmen, sowie Herrn Prof. Dr.-Ing. U. Pietzsch für den Beisitz in der Kommission.

Bedanken möchte ich mich auch bei all meinen Kollegen für die vielen konstruktiven Gespräche über zahlreiche Themen der Arbeit. Besonders bedanken möchte ich mich bei Matthias Obrig für die engagierte und sehr gute Arbeit als wissenschaftliche Hilfskraft im Bereich der experimentellen Validierung, sowie bei Johannes Litz für die stets interessanten Diskussionen.

Bedanken möchte ich mich vor allem bei meinen Eltern, meiner Frau Yvonne und meinen Söhnen Luca und Fynn, die durch den Verzicht auf viele gemeinsame Stunden einen erheblichen Anteil am Gelingen dieser Arbeit tragen.

Solingen, im Juli 2016

Christoph Schluer

---

*Für meine Familie*

# Inhaltsverzeichnis

<b>Formelzeichen</b>	<b>VIII</b>
<b>Abkürzungen</b>	<b>XI</b>
<b>Kurzzusammenfassung</b>	<b>XIII</b>
<b>Brief summary</b>	<b>XIV</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Hintergrund und Motivation . . . . .	1
1.2 Ziele und Gliederung dieser Arbeit . . . . .	4
<b>2 Grundlagen und Stand der Erkenntnisse</b>	<b>7</b>
2.1 Robustes Design in der Produktentwicklung . . . . .	7
2.1.1 Das Grundprinzip des robusten Designs . . . . .	7
2.1.2 Robust Design Methodologie . . . . .	8
2.2 Methoden der analytischen Festigkeitsberechnung . . . . .	11
2.2.1 Praktische Festigkeitsberechnung . . . . .	13
2.2.2 Festigkeitsberechnung nach Norm DIN 743 Teil 1-4 . . . . .	14
2.2.3 Bauteilauslegung mit der FKM Richtlinie . . . . .	17
2.3 Stand der geometrischen Produktspezifikation . . . . .	23
2.3.1 Das GPS-Matrix System nach ISO 14638:2015 . . . . .	24
2.4 Toleranzanalysen . . . . .	28
2.4.1 Grundlagen für die statistische Tolerierung . . . . .	28
2.4.2 Arithmetische Toleranzanalyse . . . . .	31

2.4.3	Statistische Toleranzanalyse . . . . .	33
2.4.4	Umsetzung in kommerziellen Programmen zur Toleranzanalyse	36
2.4.5	Geometriebasierte Toleranzsimulation . . . . .	38
2.5	Simulationsgestützte Dimensionierung . . . . .	42
2.6	Zusammenfassung und Schlussfolgerungen . . . . .	44
<b>3</b>	<b>Bedeutung / Einfluss von Geometrieabweichungen</b>	<b>45</b>
3.1	Einfluss der Geometrieabweichungen an einem grundlegenden Beispiel . . . . .	47
3.1.1	Geometrieerstellung und Modellaufbau . . . . .	47
3.1.2	Auswertung und Erkenntnisse . . . . .	49
3.2	Beispiel Heckschloss mit Zuziehhilfe . . . . .	50
3.2.1	Problemstellung Heckschloss mit ZZH . . . . .	50
3.2.2	Geometriaufbereitung und Diskretisierung Schlossbaugruppe	52
3.2.3	Modellbildung und Simulation Heckschloss . . . . .	54
3.2.4	Statistische Betrachtung am Beispiel Heckschloss . . . . .	54
3.2.5	Ergebnisse Beispiel Heckschloss . . . . .	55
3.3	Beispiel Viergelenkscharnier Porsche 981 . . . . .	57
3.3.1	Problemstellung Beispiel Viergelenkscharnier Porsche 981 . .	57
3.3.2	Geometriaufbereitung Viergelenkscharnier Porsche 981 . .	58
3.3.3	Modellbildung und statistische Simulation VGS Porsche 981	60
3.3.4	Ergebnisse Viergelenkscharnier Porsche 981 . . . . .	60
3.4	Schlussfolgerungen . . . . .	61
<b>4</b>	<b>Entwicklung einer Methode zur Berücksichtigung von toleranzbedingten Abweichungen</b>	<b>63</b>
4.1	Workflow der neuen Methode . . . . .	63
4.2	Bolzen-Gelenkverbindung als Versuchsbaugruppe . . . . .	65
4.3	Analytische Auslegung des Bolzendurchmessers . . . . .	65
4.4	Simulieren der Bolzen-Gelenkverbindung mit CAx Software . . . . .	70
4.4.1	Berechnung mit der Finiten Elemente Methode . . . . .	70
4.4.2	Toleranzsimulation mit der Software VisVSA® . . . . .	73

---

4.5 Umsetzung des Workflows am Beispiel der Bolzen-Gelenkverbindung	73
4.5.1 Erzeugen der nichtidealen Geometriedaten . . . . .	73
4.5.2 Modellbildung Bolzenbaugruppe . . . . .	77
4.5.3 Sensitivitätsanalyse Bolzenbaugruppe . . . . .	77
4.5.4 Simulation und Auswertung ausgewählter Baugruppen . . .	79
4.5.5 Schlussfolgerungen bezüglich der numerischen Simulationen	83
<b>5 Experimentelle Validierung der numerischen Simulationen</b>	<b>84</b>
5.1 Prüfstandsaufbau und Versuchsdurchführung . . . . .	84
5.2 Messkette und Messdatenerfassung . . . . .	89
5.2.1 Sensorik und Aktorik . . . . .	90
5.2.2 Regelungstechnik und Messdatenaufnahme . . . . .	91
5.3 Prüfkonzept und Versuchsdurchführung . . . . .	96
5.4 Ergebnisse der Versuchsreihen . . . . .	100
5.5 Abgleich der Versuchsergebnisse mit den numerischen Simulationen	102
<b>6 Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>104</b>
<b>A Technische Zeichnungen der Bolzenverbindung</b>	<b>107</b>
<b>B Auswertungen</b>	<b>115</b>
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>127</b>

# Formelzeichen

<b>Symbol</b>	<b>Bedeutung</b>	<b>Einheit</b>
$A$	Bruchdehnung	%
$a_{BK}$	zyklischer Auslastungsgrad für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis	
$a_{SKb}$	statischer Auslastungsgrad	
$d$	Bauteildurchmesser	mm
$d_{eff}$	für die Wärmebehandlung maßgebender Durchmesser	mm
$F$	Kraft	N
$f_\sigma$	Druckfestigkeitsfaktor	
$f_{w,\sigma}$	Zug- / Druck Wechselfestigkeitsfaktor	
$j_D$	Gesamtsicherheit	
$K_A$	Anwendungsfaktor	
$K_{AK,b}$	Mittelspannungsfaktor	
$K_{BK,b}$	Betriebsfestigkeitsfaktor	
$K_{fb}$	Kerbwirkungszahl	
$K_{NL,E}$	Faktor für Gusswerkstoff GJL	
$K_{R,\sigma}$	Rauheitsfaktor	
$K_S$	Schutzschichtfaktor	
$K_{WK,b}$	Konstruktionsfaktor	
$K_V$	Randschichtfaktor	
$M_b$	Biegemoment	Nm

---

<b>Symbol</b>	<b>Bedeutung</b>	<b>Einheit</b>
$M_t$	Torsionsmoment	Nm
$N$	Zyklenzahl	
$n_\sigma, n_\tau$	Stützzahl	
$n_{pl}$	Konstruktionskennwert	
$P_{\dot{U}}$	Überlebenswahrscheinlichkeit	%
$R$	Spannungsverhältnis	
$R_m$	Zugfestigkeit, „Bauteil-Normwert“ für $d_{eff}$	N/mm <sup>2</sup>
$R_{m,N}$	Normwert von $R_m$ für $d_{eff}$	N/mm <sup>2</sup>
$R_p$	Fließgrenze als Verallgemeinerung von $R_e$ oder $R_{p0,2}$ „Bauteil-Normwert“ für $d_{eff}$	N/mm <sup>2</sup>
$R_{p,N}$	Normwert von $R_p$ für $d_{eff}$	N/mm <sup>2</sup>
$R_{p0,2}$	0,2-Dehgrenze	N/mm <sup>2</sup>
$R_z$	mittlere Rauheit der Oberfläche	µm
$S$	Normalspannung bei Nennspannungen	N/mm <sup>2</sup>
$S_{AK}$	ertragbare Amplitude der Bauteil-Dauerfestigkeit für $S_m$ bzw. für $S_{m,v}$	N/mm <sup>2</sup>
$S_a$	Spannungsamplitude	N/mm <sup>2</sup>
$S_{BK}$	Amplitude der Bauteilbetriebsfestigkeit	N/mm <sup>2</sup>
$S_b$	Biegespannung	N/mm <sup>2</sup>
$S_D$	Sicherheit gegen Dauerbruch	
$S_F$	Sicherheit gegen Fließen	
$S_{KB}$	statische Bauteilfestigkeit	
$S_m$	Mittelspannung	N/mm <sup>2</sup>
$S_{max}$	Maximalspannung im Spannungskollektiv	N/mm <sup>2</sup>
$S_{min}$	Minimalspannung im Spannungskollektiv	N/mm <sup>2</sup>
$S_{m,v}$	Vergleichsmittelspannung	N/mm <sup>2</sup>
$S_{WK}$	Bauteil-Wechselfestigkeit	N/mm <sup>2</sup>
$T$	Temperatur	K
$t$	Zeit	s

<b>Symbol</b>	<b>Bedeutung</b>	<b>Einheit</b>
$W_b$	Widerstandsmoment gegen Biegung	$\text{mm}^3$
$\sigma$	Normalbeanspruchung, örtliche Spannung	$\text{N}/\text{mm}^2$
$\sigma_D$	Normalbeanspruchung, Dauerfestigkeit	$\text{N}/\text{mm}^2$
$\sigma_{ba}$	Amplitude der Biegespannung	$\text{N}/\text{mm}^2$
$\sigma_{baADK}$	ertragbare Amplitude der Biegespannung	$\text{N}/\text{mm}^2$
$\sigma_{BK}$	Bauteilbetriebsspannung	$\text{N}/\text{mm}^2$
$\sigma_{Sch,zd}$	Zugdruckschwellfestigkeit	$\text{N}/\text{mm}^2$
$\sigma_W$	Werkstoff-Wechselfestigkeit für Normalspannung, „Bauteil-Normwert“ für $d_{eff}$	$\text{N}/\text{mm}^2$
$\sigma_{W,N}$	Normwert von $\sigma_W$ für $d_{eff}$	$\text{N}/\text{mm}^2$
$\sigma_{zda}$	Amplitude der Zug-/Druckspannung	$\text{N}/\text{mm}^2$
$\sigma_{zdADK}$	ertragbare Amplitude der Zug-/Druckspannung	$\text{N}/\text{mm}^2$
$\sigma_{zul}, \tau_{zul}$	zulässige Beanspruchungswerte	$\text{N}/\text{mm}^2$
$\tau_D$	Tangentialbeanspruchung, Dauerfestigkeit	$\text{N}/\text{mm}^2$
$\tau_{ta}$	Amplitude der Tangentialspannungen	$\text{N}/\text{mm}^2$
$\tau_{ta}$	Amplitude der Tangentialspannungen	$\text{N}/\text{mm}^2$
$\tau_{tADK}$	ertragbare Amplitude der Tangentialspannungen	$\text{N}/\text{mm}^2$
$\tau_W$	Werkstoff-Wechselfestigkeit für Schubspannungen (Schubwechselfestigkeit), „Bauteil-Normwert“ für $d_{eff}$	$\text{N}/\text{mm}^2$
$\tau_{W,N}$	Normwert von $\tau_W$ für $d_{eff}$	$\text{N}/\text{mm}^2$

---

# Abkürzungen

B	Bruch
B-Rep	Boundary Representation
CAD	Computer aided design
CAx	Computer aided x, d.h. nahezu beliebige CA-Unterstützungsmethoden
CSG	Constructive Solid Geometry
D	Durchläufer
DIN	Deutsches Institut für Normung
DMA	Direct memory access
DMU	Digital mock-up
DoE	Design of experiments
DOF	Degrees of freedom
EDX	Energy dispersive X-ray
EN	Europäische Normung
FAT	Bauteilklassen nach FKM
FE	Finite Elemente
FEA	Finite Elemente Analyse
FEM	Finite Elemente Methode
FIFO	First in first out
FKM	Forschungskuratorium Maschinenbau
FMEA	Failure mode and effects analysis
FPGA	Field programmable gate array
GEH	Gestaltänderungsenergie Hypothese
GPS	Geometrische Produktspezifikation
GUI	Graphical user interface

## *Abkürzungen*

---

HCF	High Cycle Fatigue
HLM	High Low Median
HMI	Human machine interface
ISO	International Organization for Standardization
LCF	Low Cycle Fatigue
LLF	Long Life Fatigue
LVDT	Linear variable differential transformer
LW	Lastwechsel
MCS	Monte-Carlo sampling
MKS	Mehrkörpersimulation
OEM	Original equipment manufacturer
OTG	Obere Toleranzgrenze
PEP	Produktentstehungsprozess
RD	Robust Design
RDO	Robust Design Optimization
REM	Rasterelektronenmikroskop
RPO	Relativer Positionierungsoperator
SoS	Statistics on Structure
SPC	Statistical process control
STEP	Standard for the exchange of product model data
STL	Surface Tessellation Language
TPD	Technische Produktdokumentation
TPS	Technische Produktspezifikation
TTRS	Topological and technological related surfaces
UTG	Untere Toleranzgrenze
ZB	Zusammenbau
ZZH	Zuziehhilfe

---

# Kurzzusammenfassung

Toleranzanalysen sind ein wichtiger Bestandteil der virtuellen Produktentwicklung und ermöglichen es, die Auswirkungen von zulässigen Abweichungen auf die Funktion komplexer Baugruppen zu erfassen. Die Bauteilabweichungen werden in den kommerziellen 3D-Toleranzanalyse Programmen jedoch stark vereinfacht dargestellt und auch elastische Deformationen von Baugruppen sowie komplexe Kontaktstellen sind nur begrenzt darstellbar.

Ziel dieser Arbeit ist es daher, einen geometriebasierten Ansatz der Toleranzanalyse vorzustellen. Dieser stellt die toleranzbedingten Abweichungen der Bauteile schon im 3D-Datensatz als realitätsnahe Abweichungen von der idealen Geometrie dar.

Die These, dass die Abweichungen einen signifikanten Einfluss haben, wird durch die Anwendung an einer Bolzen-Gelenkverbindung belegt. Die numerischen Ergebnisse werden anschließend experimentell validiert. Hierfür wird ein Prüfstand konzipiert und es werden verschiedene Versuchsreihen mit realen Bolzen-Gelenkverbindungen untersucht.

Die Ergebnisse dieser Arbeit zeigen die Relevanz der realitätsnahen Berücksichtigung von Toleranzen im Produktentstehungsprozess und stellen somit einen Baustein für das robuste Design von flexiblen Baugruppen dar.

# **Brief summary**

Tolerance analysis is an important element for virtual product development. It makes it possible to record the effects of permissible deviations for the complex assemblies. The component deviations will only be represented by a significantly simplified structure in commercially available 3D tolerance analysis programs and elastic deformations in the components, as well as complex contact regions, can only be partially represented.

The objective of this work is therefore to present a geometric-based approach for tolerance analysis. This already represents the tolerance-related deviations for components in a 3D data set as realistic imperfections.

The assertion, that the geometric imperfections have a significant impact, will be verified on the basis of a bolted articulated joint assembly. The numerical results will be subsequently validated experimentally. A test bench will be designed for this purpose and various test sequences with realistic bolted articulated joints will be examined.

The results from this work indicate the relevance of realistic consideration of tolerances in product engineering processes and therefore create an element for the robust design of flexible assemblies.

---

# 1 Einleitung

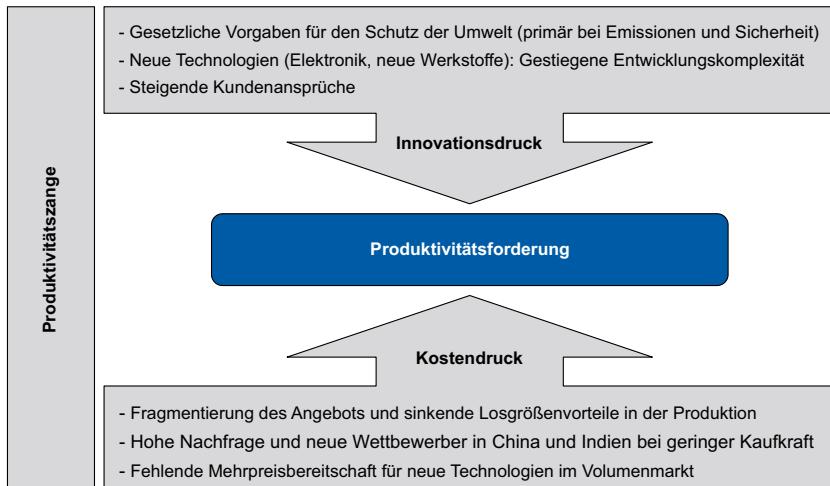
## 1.1 Hintergrund und Motivation

In den letzten Jahren hat sich der Produktentstehungsprozess (PEP) durch Einflussfaktoren wie eine stetig steigende Komplexität der Produkte, Kostendruck, Qualitätsanforderungen und wachsende Erwartungen der Kunden kontinuierlich verändert [KS08]. Die Zeiten zwischen zwei Produktgenerationen verkürzen sich fortwährend und die Hersteller müssen sich den damit verbundenen Herausforderungen stellen [FG13]. Mit dem von Schömann beschriebenen, stetig wachsenden Innovationsdruck lässt sich am Beispiel der Automobilindustrie gut nachvollziehen, warum sich die Zykluszeiten zwischen den Modellen immer weiter verkürzen [Sch12].

In Bild 1.1 sind die Einflussfaktoren dargestellt, die maßgeblich für die Forderung hin zu höherer Produktivität verantwortlich sind. Es lässt sich feststellen, dass sich die Entwicklungszeiten im Automobilbereich während der letzten 20 Jahre von ca. 60 Monaten auf ca. 40 Monate verkürzt haben.

Im Spannungsfeld der genannten Einflussfaktoren ist es zudem für alle Hersteller wichtig, mit Ihren Produkten zum geplanten Zeitpunkt auf dem Markt zu sein. Ein zu später Einstieg kann zur Folge haben, dass die Wettbewerber nicht mehr einzuholen sind und der Amortisationspunkt der Entwicklungskosten sich dadurch sehr weit nach hinten verschiebt [KK95].

In Bild 1.2 wird dargestellt, dass bei zeitkritischen Produkten die Entwicklungszeit eine wesentlich größere Rolle spielt als die Entwicklungskosten, insbesondere wenn der Produktlebenszyklus fünf Jahre oder weniger beträgt [VKKV97]. Auch ist es heute anerkannt, dass ca. 70% der Kosten, die über die Produktlebenszeit entstehen,

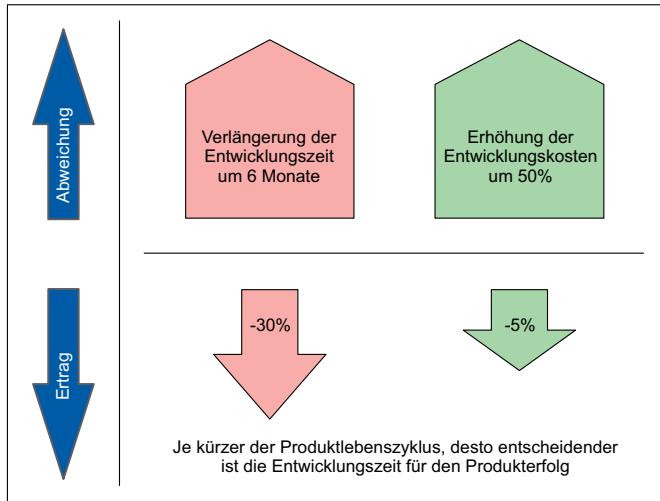


**Bild 1.1:** Produktivitätsforderung in Folge von Innovations- und Kostendruck  
Quelle: Eigene Darstellung in Anlehnung an [Sch12]

bereits in der Entwicklungsphase festgelegt werden [KHDL06] [EKLM14]. Hierdurch erklärt sich die Notwendigkeit, den Prozess der Produktentstehung so schnell und so effizient wie möglich durchzuführen und daher auch immer weiter an Techniken für eine Optimierung des Entwicklungsprozesses zu arbeiten.

Die wesentlichste Veränderung der Arbeitsmöglichkeiten ergibt sich durch den heute als Standard anzusehenden Einsatz der Informationstechnologie in allen Bereichen der Produktentwicklung. Durch den Einsatz von Computer-Aided-Design (CAD) Programmen ist es schon in der frühen Phase der Entwicklung möglich, dreidimensionale Modelle von komplexen Bauteilen sowie ganzen Baugruppen zu erstellen und davon automatisiert technische Zeichnungen abzuleiten. Auf Basis dieser virtuellen Modelle ist man heute schon in einer sehr frühen Phase des PEP in der Lage, eine Vielzahl von speziellen Berechnungen und Simulationen durchzuführen, um das Produktwissen frühzeitig zu maximieren.

Im Rahmen dieser Arbeit liegt der Fokus auf zwei wichtigen Werkzeugen der virtuellen Produktentwicklung: Der Simulation von Toleranzeflößen und der Finite-Elemente-Methode (FEM) unter Berücksichtigung der Robust-Design (RD) Methodologie. Beide Bereiche werden im Folgenden einführend erläutert.



**Bild 1.2:** Einfluss von Entwicklungszeit und Entwicklungskosten auf den Ertrag  
Quelle: Eigene Darstellung in Anlehnung an [VKKV97]

### Software für Toleranzanalysen und Finite-Elemente-Simulationen:

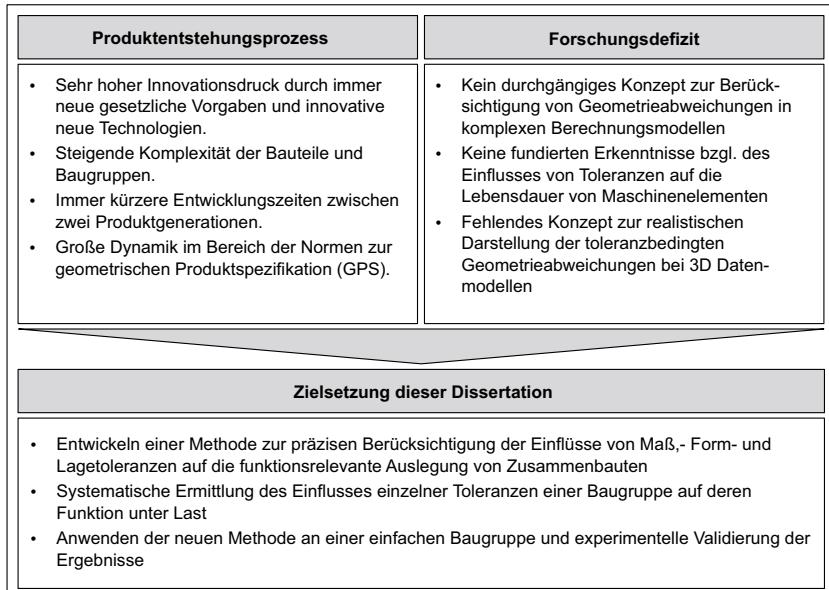
CAD-Modelle und die daraus erstellten Simulationsmodelle sind – nach dem aktuellen Stand der Technik – geometrisch perfekt. Sie basieren auf den nominalen Abmessungen der Bauteile. Die zulässigen Grenzen der an den realen Bauteilen nicht vermeidbaren Abweichungen in Maß und Form werden in einer technischen Zeichnung definiert. Die Möglichkeit der Berücksichtigung von Maß-, Form- und Lageabweichungen ist mit aktuellen kommerziellen Programmen (z.B. VisVSA, ein Programm zur statistischen 3D-Toleranzanalyse) bereits gegeben. Alle derzeit auf dem Markt verfügbaren kommerziellen Softwareprodukte bilden die Geometrie durch Starrkörper ab und die Berücksichtigung der Formabweichungen beschränkt sich auf vereinfachte Ansätze, wobei die Geometrie in den tolerierten Bereichen durch ebenfalls geometrisch exakte Primitive (z.B. Zylinder und Ebenen) dargestellt wird. Nach einer solchen 3D-Toleranzsimulation ist eine Aussage über die Funktionserfüllung des Zusammenbaus durch Auswertung der funktionsbestimmenden Schließmaße und unter dem Einfluss von Maß-, Form- und Lagetoleranzen möglich. Es kann gleichermaßen eine sinnvolle Definition der erforderlichen Maß-, Form- und Lagetoleranzen abgeleitet werden.

Häufig sind diese Baugruppen jedoch zusätzlich in verschiedener Form mechanisch und/oder thermisch belastet und erfahren im Betrieb teils nicht zu vernachlässigende, elastische Verformungen. Die Funktionserfüllung einer Baugruppe unter Last muss somit im Rahmen des Produktentstehungsprozesses mit separaten Berechnungen nachgewiesen werden. Hierbei kommen Finite-Elemente Analysen (FEA) zum Einsatz, welche eine Bewertung der auftretenden Spannungen und Verformungen zulassen. Es werden jedoch keine Toleranzinflüsse berücksichtigt, da die erstellte nominale CAD-Geometrie für die FEA genutzt wird. Die hiermit durchgeföhrten Berechnungen helfen dabei, die kritischen Spannungen und Deformationen zu ermitteln und das Design, wenn erforderlich, zu optimieren und anzupassen.

Aufgrund der bei den Methoden vorhandenen Grenzen kann die Situation eintreten, dass die Funktion der Baugruppe nicht gegeben ist. Dies kann auch eintreten, wenn beide Simulationstechniken getrennt betrachtet zu einem positiven Ergebnis bzgl. der Funktionserfüllung der Baugruppe kommen. Dieser Fall ist durch die Wechselwirkungen zwischen physikalischen Einflüssen und den Maß-, Form- und Lageabweichungen zu erklären und bedarf einer simultanen Betrachtung von Toleranzinflüssen und physikalischen Effekten innerhalb eines Workflows.

## 1.2 Ziele und Gliederung dieser Arbeit

Die grundlegende Zielstellung dieser Arbeit ist es, eine Methode zur präzisen Berücksichtigung der Einflüsse von Maß-, Form- und Lagetoleranzen auf die funktionsrelevante Auslegung von Zusammenbauten zu entwickeln. Hierfür wird ein neuer Workflow definiert, der eine realistische Repräsentation der toleranzbehafteten Geometrie beinhaltet. Im Anschluss wird die Kopplung an eine Multi-Physik-Berechnungsumgebung dargestellt, in der verschiedene physikalische Effekte und deren Einfluss auf z.B. die Spannungsentstehung und Verformung der Baugruppe berücksichtigt werden können. Durch eine Automatisierung des Workflows mittels prototypenhaft umgesetztem Software-Tool zur Geometrieerstellung kann abschließend eine statistische Auswertung der Ergebnisse in Form einer Sensitivitätsanalyse erfolgen.



**Bild 1.3:** Problemstellung und Zielsetzung dieser Arbeit

Dieser neue Ansatz ermöglicht eine Identifikation der Bauteiltoleranzen, welche sich bei der im Betrieb befindlichen Baugruppe als funktionskritisch darstellen. In Bild 1.3 wird das Forschungsziel dieser Arbeit aus den aktuellen Herausforderungen im Produktentstehungsprozess und den spezifischen Defiziten in den Bereichen der Toleranzsimulation und der Finite-Elemente Analyse abgeleitet. Neben der virtuellen Validierung des neuen Workflows an einer Baugruppe werden Versuche zur Validierung der Simulationsergebnisse auf einem hierfür konzeptionierten Prüfstand durchgeführt.

## Aufbau der Arbeit

Nach der Einleitung in Kapitel 1 wird in Kapitel 2 der aktuelle Stand der Forschung und Technik hinsichtlich der für diese Arbeit relevanten Themenbereiche vorgestellt und diskutiert. Abschnitt 1 führt in die Robust Design Methodologie ein. In den weiteren Abschnitten werden sukzessive die theoretischen Grundlagen und der Stand

der Technik in den Bereichen der analytischen Bauteilauslegung anhand von Normen und Richtlinien, der Simulation von Toleranzen und der Bauteilauslegung mit Hilfe der Finite Elemente Methode (FEM) vermittelt. Weiterhin wird der aktuelle Stand der Normung im Bereich der geometrischen Produktspezifikation (GPS) aufgearbeitet. In einem Zwischenfazit werden anschließend die Möglichkeiten und Grenzen der einzelnen Methoden dargestellt.

Kapitel 3 befasst sich mit dem Einfluss der Form- und Lageabweichungen auf die Spannungsentstehung in Bauteilen unter Last. Es wird weiterhin ein Überblick über die bereits durchgeführten Arbeiten anhand von zwei Beispielbaugruppen gegeben. Anhand der Ergebnisse wird herausgestellt, wo die Defizite bei den Berechnungen liegen und es werden Handlungsbedarfe daraus abgeleitet.

Ein neuer Workflow zur automatisierten Untersuchung des Einflusses der Formabweichungen auf die Entstehung und Verteilung der Beanspruchungen unter Last wird in Kapitel 4 vorgestellt. Anschließend wird am Beispiel einer einfachen Bolzen-Gelenkverbindung sowohl der analytische Spannungsnachweis nach der Berechnungsvorschrift DIN 743 als auch der Nachweis mit einem kommerziellen FEM-Solver geführt. Hierdurch erfolgt eine Dimensionierung der Bauteile nach dem aktuellen Stand der Technik und unter Berücksichtigung der Möglichkeiten zur experimentellen Validierung. Weiterhin wird in Abschnitt 5 die Anwendung des neuen Workflows anhand der Bolzen-Gelenkverbindung detailliert gezeigt. Die Ergebnisse der unterschiedlichen Berechnungsmethoden werden anschließend zusammengefasst und bewertet.

Die experimentelle Validierung der in Kapitel 4.5 vorgestellten Ergebnisse der Bolzen-Gelenkverbindung wird mit Hilfe eines hierfür konzeptionierten Prüfstandes durchgeführt. Die Versuchsdurchführung und Messdatenaufnahme wird im Kapitel 5 ausführlich beschrieben. Anschließend werden die numerischen Ergebnisse mit den experimentellen Daten verglichen und kritisch bewertet.

Kapitel 6 fasst die wesentlichen Ergebnisse dieser Arbeit zusammen. Ferner werden mögliche Forschungsfelder für sich in der Zukunft anschließende Arbeiten identifiziert.

---

## 2 Grundlagen und Stand der Erkenntnisse

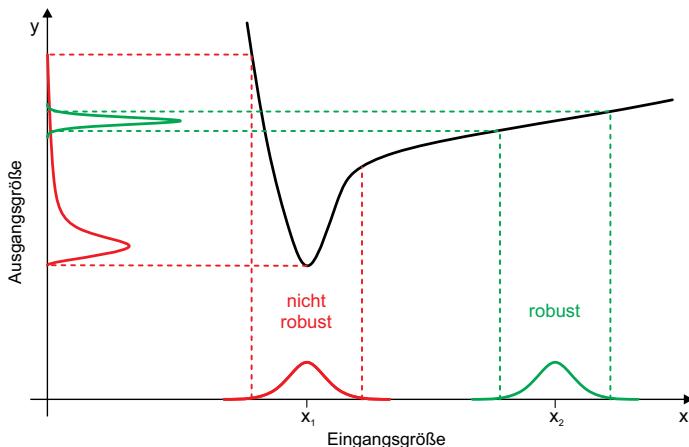
### 2.1 Robustes Design in der Produktentwicklung

#### 2.1.1 Das Grundprinzip des robusten Designs

Für den Begriff „Robust Design“ gibt es eine Vielzahl von Definitionen. Allgemein kann man sagen, dass ein Design robust ist, wenn die Funktion unabhängig von der Streuung der Eingangsparameter (z.B. Maßtoleranzen, Werkstoffeigenschaften etc.) immer sichergestellt ist.

Somit ergibt sich beispielsweise für die Definition von Toleranzbereichen in technischen Zeichnungen die Anforderung, Toleranzen gemäß der tatsächlichen Auswirkung der Parameter auf die Funktion des Systems festzulegen. Wenn eine Toleranz nachweislich keinen signifikanten Einfluss auf die Funktion hat, wird sie entsprechend weit festgelegt. Durch den Einsatz der vorgestellten Softwaretools für die Toleranzsimulation und FEM sowie immer leistungsfähigerer Computerhardware gewinnt die Robust Design Methodologie zunehmend an Bedeutung.

Als ein Pionier auf dem Gebiet des robusten Designs ist der japanische Ingenieur GENICHI TAGUCHI zu bezeichnen, der den Begriff „Robustheit“ wie folgt definiert: „*Robustheit beschreibt den Zustand, in dem die Technologie-, Produkt- oder Prozessperformance minimal empfindlich ist gegenüber den Faktoren, die diese Variabilität auslösen*“ [TCT99].



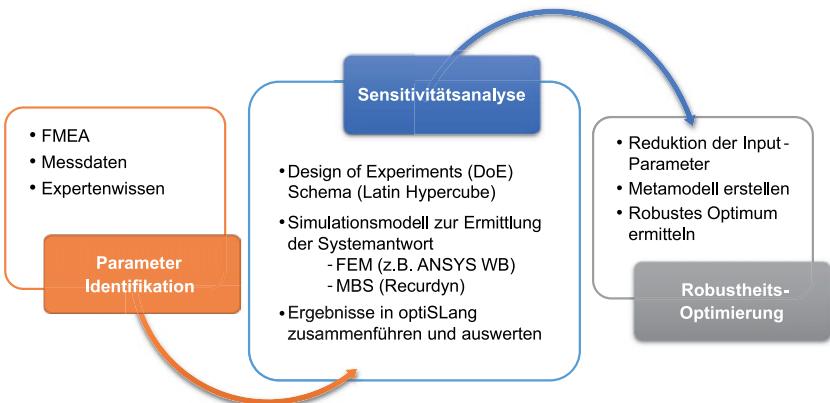
**Bild 2.1:** Idee des robusten Designs | Quelle: Eigene Darstellung in Anlehnung an [Rhe14]

Eine Definition mit konkretem Funktionsbezug findet sich in [Suh01, Suh05]: „*Robustes Design ist definiert als das Design, dass die funktionalen Anforderungen sogar dann erfüllt, wenn die Design-Parameter große Abweichungen aufweisen*“.

In Bild 2.1 ist die grundsätzliche Idee des robusten Designs anhand einer Zielfunktion dargestellt. Diese beschreibt das Systemverhalten in Abhängigkeit einer Eingangsvariablen  $x$ , welche z.B. eine Maßtoleranz in einer Baugruppe darstellen könnte. Im roten Bereich  $x_1$  liefert die Funktion für eine definierte normalverteilte Streuung der Eingangsvariable  $x$  eine starke Variation der Systemantwort. Somit ist das System in diesem Bereich nicht robust. In dem flachen Bereich der Funktion bei  $x_2$  ist die Variation der Systemantwort sehr gering (grüner Bereich). Dort ist das System als robust zu bezeichnen.

### 2.1.2 Robust Design Methodologie

Wie für den Begriff der Robustheit, gibt es auch für eine Methode zur systematischen Entwicklung von robusten Produkten keine klare Abgrenzung oder Definition. Verschiedene Ansätze des robusten Designs und der robusten Design Optimierung



**Bild 2.2:** Der RDO Workflow | Quelle: Eigene Darstellung in Anlehnung an [GS12b]

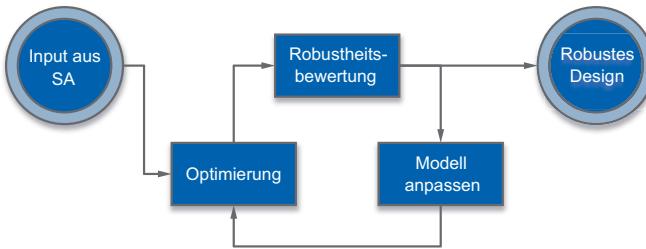
(RDO) werden in [Buc07, CWEC07, Dyn15] vorgestellt. In Bild 2.2 ist der im Rahmen dieser Arbeit verwendete Workflow des robusten Produktdesigns dargestellt. Der Workflow unterteilt sich in drei grundlegende Schritte. Diese bedingen einander und müssen sequenziell durchgeführt werden:

**Parameteridentifikation:** Hierbei wird das Spektrum der als relevant erscheinenden Eingangsparameter festgehalten. Neben der Qualitätsgeschichte von ähnlichen Produkten, FMEA's und Felddaten ist hierbei auch das Expertenwissen von erfahrenen Mitarbeitern aus den jeweiligen Bereichen wichtig. Ferner sind noch Nebenbedingungen festzulegen und Outputparameter auszuwählen. In Abhängigkeit von der Komplexität der Aufgabe können auch weitere als sinnvoll erscheinende Informationsquellen genutzt werden, um die eventuell relevanten Eingangsgrößen zu erfassen.

**Sensitivitätsanalyse:** Mit den in der ersten Stufe ermittelten Parametern und einem Verständnis dafür, welches Berechnungsmodell die gewünschten Ergebnisse effektiv liefern kann, folgt im zweiten Schritt die Sensitivitätsanalyse (SA). Als Basis für die SA dient ein Versuchsplan. Für eine effiziente statistische Untersuchung liefert das Latin Hypercube Sampling (LHS) effiziente Ergebnisse. Das Latin Hypercube Sampling stellt eine Weiterentwicklung des Stratified Samplings dar [MBC79]. Für weiterführende Informationen, auch zu hier nicht konkret genannten Samplingmethoden und deren Einordnung sei auf die folgende Literatur verwiesen:

[Flo92, Kea05, Rub81, RMUW07, UR04, MBC79, Rhe14]. Nach der Festlegung der Parametergrenzen wird die erforderliche Anzahl von Simulationen durchgeführt. In [Buc07] [Dyn15] wird die Abhängigkeit zwischen den Sampling-Algorithmen, der Anzahl erforderlicher Simulationen und der Parameteranzahl dargestellt. Bei komplexen Modellen mit mehreren Stunden Berechnungszeit pro Variante, ist es wichtig einen effizienten Sampling-Algorithmus einzusetzen. Als Ergebnis der SA erhält man Informationen über Parameter-Korrelationen und kann wichtige Parameter identifizieren. Wichtige Parameter sind in diesem Kontext diejenigen Parameter, – sowohl Störgrößen als auch beeinflussbare Parameter – welche den größten Einfluss auf die definierten Outputparameter haben. Mit diesem Wissen wird die Anzahl der Parameter anschließend gezielt reduziert, dass heißt, es werden für die sich anschließende Optimierung nur noch die als wichtig klassifizierten Parameter gewählt.

**Robustheits-Optimierung:** Im dritten Schritt des Workflows aus Bild 2.2 kommen gezielt Optimierungsstrategien zum Einsatz. Anders als bei der reinen deterministischen Optimierung, kommt es bei der robusten Optimierung nicht nur darauf an, dass ein in hohem Maße optimales Zieldesign gefunden wird. Vielmehr muss dieses Design die Zielkriterien so gut wie möglich erfüllen und gleichzeitig eine geringe Sensitivität in Bezug auf nicht ideale Eingangsparameter aufweisen. Im Rahmen dieser Arbeit wird unter dem Begriff „Robustheits-Optimierung“ ein iterativer Prozess verstanden, der mit einem möglichst optimalen und robusten Design als Abbruchkriterium endet. Dieser ist in Bild 2.3 abgebildet und stellt den dritten Schritt aus Bild 2.2 als in sich geschlossenen Workflow dar, welcher die Ergebnisse der Sensitivitätsstudie als Input verarbeitet. Es wird auf Basis der Sensitivitätsstudie mit der definierten Zielfunktion und den Nebenbedingungen eine für das Problem geeignete Optimierungsstrategie gewählt. Für ingenieurwissenschaftliche Fragestellungen sind adaptive Antwortflächenverfahren (ARSM), evolutionäre Algorithmen (EA), Schwarm Optimierung und Pareto Optimierung als bewährte Optimierungsverfahren zu nennen. Detaillierte Informationen bezüglich der Effizienz dieser Methoden und ihrer unterschiedlichen Eignung für spezifische Problemstellungen können unter anderem in den folgenden Arbeiten nachgelesen werden: [LYY14, VAA13, Ste11]. Die durch die Optimierung gefundene, optimale Parameterkonfiguration muss auf Ihre

**Bild 2.3:** Iterativer Prozess zur Robustheitsoptimierung

Robustheit hin untersucht werden. Hierfür kommt eine varianzbasierte Robustheitsanalyse zum Einsatz, bei der grundlegende statistische Maße (Mittelwert, Varianz) der Systemantwort in Abhängigkeit der Variation der Eingangsparameter untersucht werden.

Wenn die Varianz bestimmter kritischer Outputs einen vorher vom Entwickler festgelegten Sicherheitsbereich überschreitet, ist das Design nicht robust. Dann werden in einer weiteren Iteration die Randbedingungen für die Optimierung angepasst und ein neuer Optimierungslauf gestartet. Die Optimierungsschleife endet mit einem Design, welches die Robustheitskriterien erfüllt und somit nicht sensitiv auf Schwankungen der definierten Eingangsparameter (z.B. Geometrieabweichungen, Materialeigenschaften, Randbedingungen oder andere physikalische Parameter) reagiert.

## 2.2 Methoden der analytischen Festigkeitsberechnung

Festigkeitsberechnungen sind Methoden zur Analyse der Beanspruchbarkeit von Bauteilen in bestimmten Belastungsszenarien. Sie fassen Belastung und Bauteilgeometrie zusammen und vergleichen die resultierende Beanspruchung mit der Beanspruchbarkeit des eingesetzten Werkstoffs. Auf diese Weise werden Aussagen über die Sicherheit von Bauteilen oder deren Lebensdauer getroffen. In diesem Abschnitt werden für diese Arbeit relevante und dem Stand der Technik entsprechende Normen und Richtlinien zur rechnerischen Auslegung von Bauteilen vorgestellt.

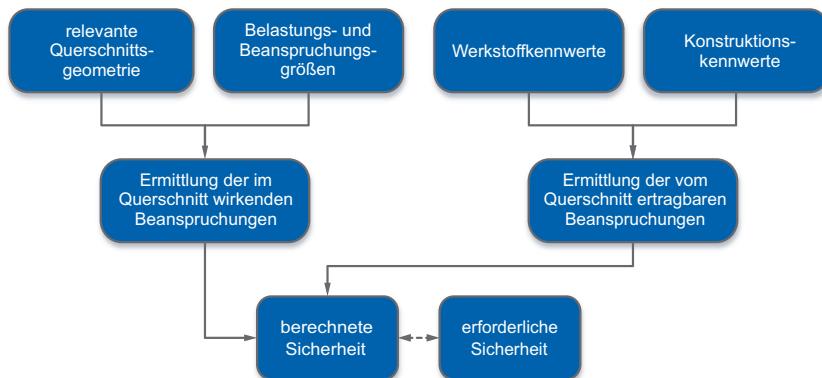
Mit dem Kerbgrundansatz und dem Nennspannungsansatz wird zwischen zwei grundlegenden Ansätzen für die Festigkeitsberechnung unterschieden [GF14, WMJV11, NWH05]:

**Kerbgrundansatz:** Beim Kerbgrundansatz müssen Kenntnisse über die Beanspruchungen in den gefährdeten Querschnitten vorliegen. Diese Beanspruchungen enthalten bereits die durch Kerbwirkung induzierten Spannungserhöhungen, weshalb dieser Ansatz einen wesentlichen Vorteil bei der Berechnung von komplexen Bauteilen mit sich bringt, bei denen keine Formzahl bekannt ist. Größeneinfluß und Kerbempfindlichkeit fließen bei diesem Ansatz in die Bauteilstfestigkeit ein.

Zur genauen Ermittlung der örtlichen Spannungen in den gefährdeten Querschnitten müssen numerische Berechnungsverfahren eingesetzt werden (z.B. FEM mit nicht-linearen Materialmodellen), was diese Art der Festigkeitsberechnung sehr zeit- und kostenintensiv macht. Alternativ werden in der Praxis häufig auch linear-elastische Materialmodelle für die FE-Berechnung gewählt, wobei die vernachlässigten Effekte (nichtlineares Materialverhalten) durch empirische Ansätze der Mikrostützwirkung und dem Berechnen der Stützzahlen  $n_\sigma$  bzw.  $n_\tau$  kompensiert werden [RKV<sup>+</sup>12].

**Nennspannungsansatz:** Bei diesem Ansatz wird die vorhandene Beanspruchung nominell nach den grundlegenden Ansätzen der technischen Mechanik berechnet [May95]. Dies muss in allen – als versagenskritisch identifizierten – Querschnitten erfolgen. Die im Bauteil real wirkenden Beanspruchungen liegen aufgrund von Kerbwirkung, Oberflächen- und Größeneinflüssen immer über den so ermittelten Nominalbeanspruchungen.

Die bei der Berechnung der Beanspruchungen vernachlässigten Einflüsse gehen im Rahmen des Spannungsnachweises in die Berechnung der Bauteilstfestigkeit ein, welche sich aus dem Werkstoffkennwert und den verschiedenen Korrekturfaktoren zusammensetzt. Der Nennspannungsansatz hat sich für einfache Bauteilgeometrien im Maschinenbau durchgesetzt, da es hierfür in der Literatur gesicherte Werte für die Kerbfälle und Formzahlen gibt [NWH05]. Als Bauteile sind hier z.B. Achsen, Wellen und Bolzen zu nennen. Wenn beide Ansätze möglich sind, hat [GZ99] gezeigt, dass der Nennspannungsansatz mit weniger Berechnungsaufwand zu vergleichbaren Ergebnissen führt und zu bevorzugen ist.



**Bild 2.4:** Prinzipieller Ablauf für einen Festigkeitsnachweis

Je nach Branche oder Anwendungsfall gibt es sehr spezielle Normen oder Richtlinien für die Berechnung der Bauteilfestigkeit, z.B. die VDI-Richtlinie 2737 zur Berechnung der Zahnußtragfähigkeit von Innenverzahnungen mit Zahnkraneinfluss [VDI05]. Solche Berechnungsvorschriften sind sehr spezifisch, sie basieren jedoch auf grundlegenden Berechnungsansätzen, welche wesentlich allgemeingültiger sind. Hier geht es darum aufzuzeigen, welche Einflüsse bei den jeweiligen Berechnungsansätzen Berücksichtigung finden und in welcher Form diese in die Berechnung einfließen.

In Bild 2.4 ist der grundlegende Ablauf für einen statischen bzw. dynamischen Festigkeitsnachweis dargestellt. Dieser Ablauf gilt prinzipiell für alle im Folgenden vorgestellten Berechnungsansätze. Es kommen dabei lediglich unterschiedliche Korrekturfaktoren im Bereich der Gestaltfestigkeit zum Einsatz, worauf in den nächsten Unterkapiteln detailliert eingegangen wird.

## 2.2.1 Praktische Festigkeitsberechnung

Die praktische Festigkeitsberechnung ist die Grundlage für alle weiterführenden Festigkeitsberechnungen. Dieser Ansatz dient der ersten Dimensionierung von Bauteilen und stellt häufig die Grundlage für die in Kapitel 2.2.2 und 2.2.3 vorgestellten Spannungsnachweise dar.

Für dynamisch beanspruchte Bauteile gilt nach [WMJV11]:

$$\sigma \leq \sigma_{\text{zul}} = \sigma_D / S_{D \min} \quad \text{bzw.} \quad \tau \leq \tau_{\text{zul}} = \tau_D / S_{D \min}$$

Aufgrund der hierbei nicht berücksichtigten Einflüsse von Kerben, Oberflächenbeschaffenheit und Bauteilgröße muss mit einer hohen Sicherheit gegen Dauerbruch von  $S_D = 3\dots 4$  gerechnet werden. Für  $\sigma_D$  bzw.  $\tau_D$  sind die Dauerfestigkeiten der jeweiligen Werkstoffe einzusetzen.

### 2.2.2 Festigkeitsberechnung nach Norm DIN 743 Teil 1-4

Die Normen DIN 743 Teil 1-4 (Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen) stellen eine Grundlage für die Auslegung von Achsen und Wellen dar. Sie beinhalten zwei grundlegende Nachweise:

1. Den Nachweis des Vermeidens von Dauerbrüchen / Schwingungsbrüchen bei Überschreitung der Dauerfestigkeit
2. Den Nachweis des Vermeidens von beliebiger Verformung, Anriss und Gewaltbruch unter Maximalbelastung

Diese Norm hat ausschließlich für die Berechnung von Stählen Gültigkeit. Auch geschweißte Bauteile müssen gesondert berechnet werden. Die DIN 743 besteht aus den folgenden vier Teilen:

1. Teil: Einführung und Grundlagen [DIN12a]
2. Teil: Formzahlen und Kerbwirkungszahlen [DIN12b]
3. Teil: Werkstoff-Festigkeitswerte [DIN12c]
4. Teil: Zeitfestigkeit, Dauerfestigkeit [DIN12d]

**DIN 743 Teil 1** beinhaltet die zuvor bezeichneten Nachweise gegen Dauer- und Gewaltbruch. Mit Hilfe der vorgegebenen Ablaufpläne werden alle nötigen Daten und Werte sukzessive erarbeitet und zusammengetragen. Grundlage für

den Nachweis des Vermeidens von Dauerbrüchen ist die Gleichung der rechnerischen Sicherheit [DIN12a]:

$$S_D = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{zda}}{\sigma_{zdADK}} + \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bADK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tADK}}\right)^2}} \quad (2.1)$$

Diese Gleichung fasst die auftretenden Amplituden der vorhandenen Normal- und Tangentialspannungen  $\sigma_{zda}$ ,  $\sigma_{ba}$ ,  $\tau_{ta}$  zusammen und verrechnet sie mit den entsprechenden ertragbaren Amplituden  $\sigma_{zdADK}$ ,  $\sigma_{bADK}$ ,  $\tau_{tADK}$ . Die im Bauteil vorhandenen Spannungen müssen vom Anwender eigenständig ermittelt oder durch Erfahrungswerte bzw. empirische Daten abgeschätzt werden. Die maximal ertragbare Amplitude wird in Form einer Nennspannung, der Gestaltfestigkeit, angegeben. Sie berücksichtigt Vergütbarkeit bzw. Härtbarkeit, den Übergang der Biegeschwingfestigkeit auf die Zug- / Druckschwingfestigkeit mit steigendem Durchmesser durch Abnahme des Spannungsgradienten, Kerbwirkungen, Druckeigenspannungen durch Randschichtverfestigung, die Mittelspannungsempfindlichkeit und empirische Werkstoffkennwerte. Außerdem wird eine Fallunterscheidung durchgeführt welche abgrenzt, ob die Mittelspannung oder das Verhältnis zwischen Ausschlag- und Mittelspannung konstant bleibt. Als Mindestsicherheit wird in der DIN 743-1 ein Wert von  $S_{min} = 1,2$  angegeben.

Der Nachweis des Vermeidens von bleibender Verformung, Anriss und Gewaltbruch unter Maximalbelastung funktioniert grundsätzlich nach demselben Vergleichsprinzip in Form der rechnerischen Sicherheit. Hierbei ist die Sicherheit gegen Fließen [DIN12a]:

$$S_F = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{zdmax}}{\sigma_{zdFK}} + \frac{\sigma_{bmax}}{\sigma_{bFK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax}}{\tau_{tFK}}\right)^2}} \quad (2.2)$$

Der Unterschied besteht darin, dass nicht mit Spannungssamplituden gerechnet wird, sondern mit Maximalspannungen  $\sigma_{zdmax}$ ,  $\sigma_{bmax}$ ,  $\tau_{tmax}$  und mit ertragbaren Werten bezüglich der Fließgrenze  $\sigma_{zdFK}$ ,  $\sigma_{bFK}$ ,  $\tau_{tFK}$  anstatt der Am-

plituden. Die wirksamen Spannungen müssen hier ebenfalls vom Anwender eigenständig ermittelt oder durch Erfahrungswerte abgeschätzt werden. Die Bauteilfließgrenze berücksichtigt Vergütbarkeit bzw. Härtbarkeit und außerdem die statische Stützwirkung infolge örtlicher plastischer Verformungen an der Randschicht, einen mehrachsigen Spannungszustand bei Umdrehungskerbren und empirische Werkstoffkennwerte. Als Mindestsicherheit wird ebenfalls ein Wert von  $S_{\min} = 1,2$  angegeben.

**DIN 743 Teil 2** berücksichtigt Geometrie und Zustand des Bauteils. Dazu gehören die Querschnittsgeometrie (z.B. Keilwellen, Zahnwellen), die Wärmebehandlung, die Oberflächenverfestigung, die Oberflächenrauheit und eine Vielzahl von Kerb-, Nuten-, Absatz-, Querbohrungs- und Freistichformen. Sie werden in Form von Kerbwirkungs- und Formzahlen sowie diversen Faktoren in einem Gesamteinflussfaktor zusammengefasst und beeinflussen die ertragbaren Spannungswerte aus DIN 743 Teil 1.

**DIN 743 Teil 3** beinhaltet empirisch ermittelte Spannungswerte für verschiedene Stahlsorten und Spannungsarten.

**DIN 743 Teil 4** stellt die notwendigen Berechnungsvorschriften zur Verfügung, um Lastkollektive in der zeitfesten Auslegung mit zu berücksichtigen. Die Gleichung für  $S_D$  fasst hierfür die auftretenden Amplituden der vorhandenen Normal- und Tangentialspannungen  $\sigma_{\text{za}}, \sigma_{\text{ba}}, \tau_{\text{ta}}$  zusammen und verrechnet sie mit den entsprechenden Zeitfestigkeiten  $\sigma_{\text{zdANK}}, \sigma_{\text{bANK}}, \tau_{\text{tANK}}$ . Der detaillierte Berechnungsablauf ist der Norm DIN 743-4 zu entnehmen [DIN12d].

Die Berechnungsvorschriften der DIN 743 1-4 sind auch in diversen kommerziellen Software-Programmen umgesetzt, wie zum Beispiel in MDESIGNSHAFT® und dem Softwarepaket KISSSOFT®. Beide enthalten die Möglichkeit, Achsen und Wellen schnell und normenkonform zu berechnen. Schlussfolgernd kann gesagt werden, dass bei der Anwendung der DIN 743 wesentlich mehr Einflüsse berücksichtigt werden als in der allgemeinen praktischen Festigkeitsberechnung. Das bietet die Möglichkeit, Bauteile präziser auszulegen. Allerdings ist die Norm auf Achsen und Wellen aus Stählen beschränkt und auch nicht für geschweißte Bauteile geeignet. Ferner

sind die benötigten empirischen Formzahlen nur für definierte „Standardgeometrien“ in der Literatur verfügbar. Das engt die Zahl der berechenbaren Bauteile in der Praxis ein.

Vorteile hingegen sind das einfach anwendbare Schema und die dadurch gegebene Nachvollziehbarkeit der Berechnungen, sowie die rechtliche Belastbarkeit der Berechnungen durch ein anerkanntes standardisiertes Berechnungswerk.

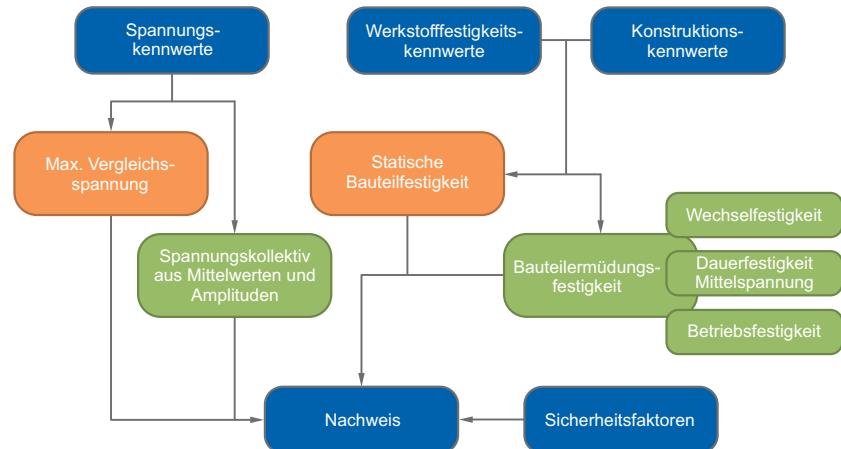
### 2.2.3 Bauteilauslegung mit der FKM Richtlinie

Die FKM-Richtlinie (Forschungskuratorium Maschinenbau) [RKV<sup>+</sup>12] ist, ähnlich der DIN 743 [DIN12a], eine Berechnungsgrundlage für den Festigkeitsnachweis von Bauteilen im Maschinenbau. Sie ist jedoch wesentlich umfangreicher und eignet sich für stab-, flächen- und volumenförmige Bauteile und nicht ausschließlich für Achsen und Wellen. Außerdem ist sie nicht auf Stahl beschränkt, sondern ermöglicht auch die Nachweise für Bauteile aus Eisenguss und Aluminium. Die Berechnungen sind auf spanend und nichtspanend gefertigte sowie auf geschweißte Bauteile anwendbar.

Die FKM-Richtlinie besteht aus vier Einzelnachweisen:

1. Statischer Festigkeitsnachweis mit Nennspannungen
2. Statischer Festigkeitsnachweis mit örtlichen Spannungen
3. Ermüdungsfestigkeitsnachweis mit Nennspannungen
4. Ermüdungsfestigkeitsnachweis mit örtlichen Spannungen

Nennspannungen werden nach elementaren Formeln der technischen Mechanik ermittelt. Die Belastungen werden auf einen definierten Querschnitt bezogen. Dabei werden Spannungsspitzen durch bspw. Kerbwirkung vernachlässigt. Örtliche Spannungen berücksichtigen hingegen genau diese Spannungsspitzen. Im Allgemeinen erfolgt die Berechnung von örtlichen Spannungen numerisch z.B. mit der Finiten Elemente Methode (FEM), da die Geometrien häufig sehr komplex und somit rechnerisch schwer zu erfassen sind.



**Bild 2.5:** Vergleich Ablauf von statischem und dynamischem Nachweis

Alle Nachweise verfahren prinzipiell nach demselben Berechnungsablauf. Die vorhandenen Beanspruchungen werden zu einer vergleichbaren Spannung zusammengefasst und mit einem zulässigen Wert, der Bauteilfestigkeit, verglichen. Dieser Vergleich muss im Anschluss einen bestimmten Sicherheitswert erfüllen. Die Unterschiede zwischen statischem und dynamischem Nachweis verdeutlicht das in Bild 2.5 dargestellte Flussdiagramm. Dabei sind blaue Felder Gemeinsamkeiten, orangene Felder Eigenheiten des statischen Nachweises und grüne Felder Merkmale des Ermüdungsfestigkeitsnachweises für die dynamische Rechnung.

Die Richtlinie unterscheidet außerdem generell bei der Bestimmung von Kennwerten und Faktoren zwischen nicht geschweißten und geschweißten Bauteilen. Für den Nachweis eines Schweißnahtstoßes sind allgemein die Bereiche Grundwerkstoff, Wärmeeinflusszone und Schweißnaht zu unterscheiden. [RKV<sup>+12]</sup>

### Statischer Festigkeitsnachweis mit Nennspannungen

Der Ablauf erfolgt gemäß Bild 2.5, blau-oranger Pfad. Die Nennspannungskennwerte im statischen Festigkeitsnachweis werden durch den Anwender festgelegt. Beanspruchungen werden über Belastungen und definierte Geometrien bestimmt.

Die für den Vergleich erforderliche Bauteilfestigkeit errechnet sich aus Werkstoffkennwerten und Konstruktionskennwerten. Zu Ersteren gehören empirische Festig-

keitswerte des Werkstoffs, der technologische Größeneinflussfaktor (zunehmende Bauteilabmessung), der Anisotropiefaktor (Bearbeitungsrichtung z.B. beim Walzen), der Druckfestigkeitsfaktor (Unterschied Druck- und Zugfestigkeit), der Schubfestigkeitsfaktor (Unterschied Zug und Schubfestigkeit), diverse Temperaturfaktoren und der Entfestigungsfaktor (Wärmeeintrag beim Aluminium-Schweißen).

Die Konstruktionskennwerte beinhalten die plastische Stützzahl (ungleichförmige Nennspannungsverteilung), die plastische Formzahl (Verhältnis vollplastischer Traglast zu elastischer Grenzlast), den Schweißnahtfaktor und den effektiven Entfestigungsfaktor (Wirkung der Wärmeeinflusszone auf die statische Festigkeit).

Die für den Nachweis heranzuziehende Sicherheit ist aus mehreren Einzsicherheiten zusammengesetzt. Diese berücksichtigen neben Last- und Materialfaktoren auch Temperaturhöhe und –dauer, Einschätzung der Schadensfolgen, Wahrscheinlichkeit des Auftretens von Spannungskombinationen und zulässige Werkstofffehler.

Verrechnet ergeben sie den Gesamt-Sicherheitsfaktor  $j_{\text{ges}}$ . Der tatsächliche Nachweis erfolgt zunächst durch die Berechnung des Auslastungsgrades  $a_i$  für jede Beanspruchung separat [RKV<sup>+12</sup>]:

$$a_i = \left| \frac{S_i}{S_{\text{SK},i}/j_{\text{ges}}} \right| \leq 1 \quad (2.3)$$

Dabei steht  $S_i$  für die vorhandene Spannung,  $S_{\text{SK}}$  für die statisch ertragbare Spannung,  $j_{\text{ges}}$  für den Gesamtsicherheitsfaktor und  $i$  allgemein für die jeweilige Beanspruchungsart (Zug/Druck, Biegung, Schub, Torsion). Diese Einzelauslastungsgrade werden sowohl für geschweißte als auch nicht geschweißte Bauteile berechnet. Die Überlagerung der Einzelauslastungsgrade erfolgt hingegen gesondert mit unterschiedlichen Berechnungsformeln.

Für nicht geschweißte Bauteile gilt eine Kombination aus Gestaltänderungsenergiehypothese und Normalspannungshypothese [RKV<sup>+12</sup>]:

$$a_{\text{SK},\text{Sv}} = q \cdot a_{\text{NH}} + (1 - q) \cdot a_{\text{GH}} \leq 1 \quad (2.4)$$

Dabei ist  $q$  ein Aufteilungsfaktor, der von der festgelegten Schubfestigkeit abhängig ist. Die Werte für  $a_{\text{NH}}$  (Normalspannungshypothese) und  $a_{\text{GH}}$  (Gestaltände-

rungsenergiehypothese) werden aus den Einzelauslastungsgraden berechnet. Für geschweißte Bauteile gilt [RKV<sup>+12</sup>]:

$$a_{SK,SN} = \sqrt{s^2 + t^2} \leq 1 \quad (2.5)$$

Dabei ist  $s$  die Summe der Einzelauslastungsgrade der Normalspannungen und  $t$  die Summe der Einzelauslastungsgrade der Tangentialspannungen. Der statische Nachweis mit Nennspannungen ist bei Erfüllung dieser Gleichungen erbracht [RKV<sup>+12</sup>].

### **Statischer Festigkeitsnachweis mit örtlichen Spannungen nach FKM Richtlinie**

Die Spannungskennwerte sind beim statischen Festigkeitsnachweis mit örtlichen Spannungen in Form einer Vergleichsspannung aus den einzelnen Spannungskomponenten zu ermitteln. Die Art der Berechnung der Vergleichsspannung ist abhängig von Duktilität bzw. Sprödheit des Werkstoffs. Alternativ kann die Vergleichsspannung auch über eine FE-Analyse bestimmt werden. Bei geschweißten Bauteilen wird die Schweißnaht im FE-Modell nach bestimmten Vorschriften vollständig mit modelliert [RKV<sup>+12</sup>].

Die Bauteilfestigkeit errechnet sich, wie beim statischen Festigkeitsnachweis mit Nennspannungen, aus Werkstoffkennwerten und Konstruktionskennwerten. Die dabei berücksichtigten Werkstoffkennwerte sind ebenfalls identisch zum vorherigen Nachweis. Die Konstruktionskennwerte beinhalten die plastische Stützzahl, die plastische Formzahl, den Graugussfaktor (nichtlineares Spannungs-Dehnungsverhalten von Grauguss) und den Schweißnahtfaktor [RKV<sup>+12</sup>].

Der Gesamtsicherheitsfaktor setzt sich auf die gleiche Weise aus Einzelsicherheiten zusammen wie bei der Berechnung mit Nennspannungen. Der Nachweis erfolgt für geschweißte und nicht geschweißte Bauteile nach gleicher Formel:

$$a_{SK} = \frac{\sigma_V}{\sigma_{SK}/j_{ges}} \leq 1 \quad (2.6)$$

Dabei ist  $\sigma_V$  die Vergleichsspannung und der Quotient aus ertragbarer Spannung  $\sigma_{SK}$  und dem Gesamtsicherheitsfaktor  $j_{ges}$  stellt die zulässige Spannung dar [RKV<sup>+12</sup>].

## **Ermüdungsfestigkeitsnachweis mit Nennspannungen nach FKM Richtlinie**

Der Ablauf erfolgt gemäß Bild 2.5 (Seite 18), blau-grüner Pfad. Die Spannungskennwerte bestehen beim dynamischen Nachweis aus Amplituden und Mittelwerten der Spannungszyklen und bilden das Spannungskollektiv. Dabei werden auch veränderliche Beanspruchungen berücksichtigt. Es besteht die Möglichkeit eine Art Vergleichsspannung, die Äquivalentspannungsamplitude, zu bestimmen. Diese hat eine vereinfachte äußere Form, ohne dabei Aussagekraft einzubüßen. Die Berechnungen sind ab  $10^4$  Zyklen gültig (sowohl für geschweißte als auch für nicht geschweißte Bauteile).

Die für den Vergleich notwendige Bauteilermüdungsfestigkeit setzt sich, ähnlich zu den statischen Nachweisen, aus Werkstoff- und Konstruktionskennwerten zusammen. Zu den Werkstoffkennwerten gehören Bauteil-Normwerte, Zug- und Schubwechselfestigkeitsfaktor und Temperaturfaktoren. Die Konstruktionskennwerte beinhalten diverse Kerbwirkungs- und Stützzahlen und den Rauheitsfaktor. Bei geschweißten Bauteilen setzen sich diese aus der Bauteilklass (FAT – berücksichtigt Einflüsse von Bauteil- und Schweißnahtform, sowie von der Schweißnaht selbst), dem Dickenfaktor (Dickeneinfluss), dem Randschichtfaktor (Randschichtverfestigung), dem Schutzschichtfaktor (Schutzschicht infolge anodischer Oxidation) und dem Faktor  $K_{NL,E}$  (nichtlinear-elastisches Verhalten) zusammen [RKV<sup>+12</sup>].

Die Ermittlung der Bauteil-Ermüdungsfestigkeit erfolgt, wie in Bild 2.5 angedeutet, in drei Berechnungsschritten:

1. Bauteilwechselfestigkeit
2. Bauteil-Dauerfestigkeit je nach Mittelspannung
3. Bauteil-Betriebsfestigkeit

Die Bauteilwechselfestigkeit berechnet sich aus der Wechselfestigkeit und dem Konstruktionsfaktor. Dies geschieht für jede Spannungsart separat und für geschweißte Bauteile gesondert mit entsprechend anderen (zuvor zu bestimmenden) Faktoren. Im zweiten Schritt wird die Amplitude der Bauteil-Dauerfestigkeit bei gegebener Mittelspannung bestimmt. Dafür werden die zuvor berechneten Bauteil-Wechselfestigkeiten mit dem jeweiligen Mittelspannungsfaktor multipliziert. Dieser

wiederum berücksichtigt die Mittelspannungsempfindlichkeit (Amplitudenveränderung in Abhängigkeit der Mittelspannung), den Eigenspannungsfaktor, den Mittelspannungsbereich und den Überlastfall. Der letzte Schritt ist die Berechnung der Bauteil-Betriebsfestigkeiten. Diese sind die Produkte der zuvor bestimmten Bauteil-Dauerfestigkeiten und dem jeweiligen Betriebsfestigkeitsfaktor. Dieser Faktor ist wiederum abhängig vom Spannungskollektiv, der Kollektivform sowie von der Bauteil-Wöhlerkennlinie [RKV<sup>+</sup>12].

Der Sicherheitsfaktor berücksichtigt bei diesem Berechnungsgang die Sicherheit der Lastannahme, das Inspektionsintervall und die Schadensfolgen sowie das Material. Der Nachweis erfolgt für einzelne Spannungen, sowohl für geschweißte als auch nicht geschweißte Bauteile, nach der Formel

$$\sigma_{BK,i} = \frac{S_{a,i,l}}{S_{BK,i}/j_D} \leq 1 \quad (2.7)$$

mit  $S_{a,i,l}$  als größte Spannungsamplituden je nach Spannungsart  $i$ , und  $S_{BK,i}$  als entsprechende Bauteil-Betriebsfestigkeit. Für zusammengesetzte Spannungsarten gelten für geschweißte und ungeschweißte Bauteile verschiedene Formeln, in welchen die Einzelspannungen verrechnet werden [RKV<sup>+</sup>12].

### Ermüdungsfestigkeitsnachweis mit örtlichen Spannungen nach FKM

Dieser Nachweis ist dem vorangegangenen sehr ähnlich. Allerdings werden die Nennspannungen sowohl für geschweißte als auch für nicht geschweißte Bauteile mit Hilfe einer FE-Analyse ermittelt. Der übrige Ablauf entspricht nahezu dem des *Ermüdungsfestigkeitsnachweises mit Nennspannungen* [RKV<sup>+</sup>12].

### Vergleich der FKM-Richtlinie mit der DIN 743

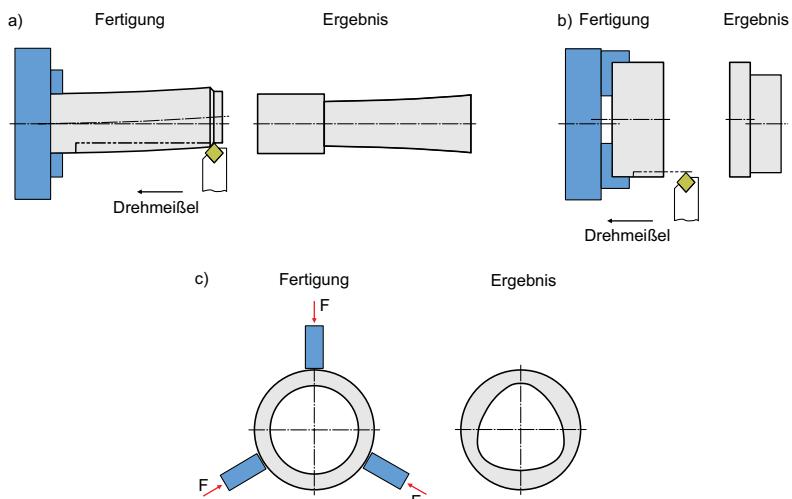
Die Vorteile der FKM-Richtlinie sind vor allem die Anwendbarkeit auf nahezu alle Bauteilformen. Auch geschweißte Bauteile und Bauteile aus Guss und Aluminium können berechnet werden. Im Vergleich mit der DIN 743 ist die FKM-Richtlinie vor allem aus dem Grund der breitflächigen Anwendbarkeit sehr viel umfangreicher und es werden einige Faktoren und Einflüsse mehr berücksichtigt. Das hat den Vorteil einer präziseren Bauteilauslegung. Allerdings sind die Rechengänge sehr lang und daher für eine überschlägige Vorauslegung nicht geeignet.

Es lässt sich für beide vorgestellten Berechnungsvorschriften festhalten, dass eine Berücksichtigung von Maß-, Form- und Lageabweichungen der Bauteile in keiner Weise stattfindet.

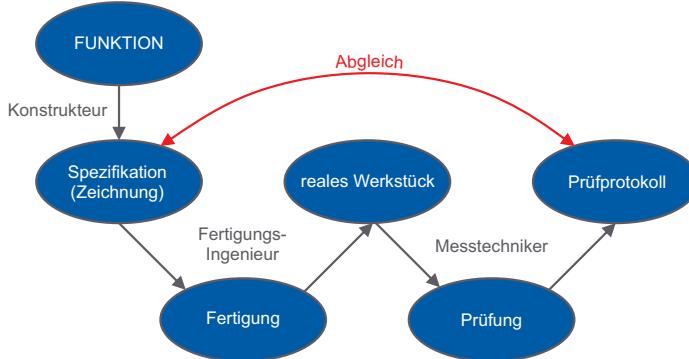
## 2.3 Stand der geometrischen Produktspezifikation

Die ideale Gestalt eines Werkstücks ist nur vorhanden, wenn der Konstrukteur das Modell in einem CAD-System zeichnet und als sogenanntes *ideales Modell* oder auch *Nominalmodell* digital speichert. Hierbei beinhaltet das Werkstück keinerlei Unvollkommenheiten, welche in den weiteren Schritten des PEP jedoch zwangsläufig auftreten.

Durch die Fertigung bedingt entstehen immer nichtideale Werkstücke, die sich sowohl vom Nominalmodell als auch von den anderen Bauteilen des Werkstücks unterscheiden. In Bild 2.6 wird exemplarisch eine Auswahl möglicher Fertigungseinflüsse auf die Gestalt von Werkstücken gezeigt. Entsprechende Normen, mit denen die zulässigen Abweichungen von Werkstücken in Bezug auf ihre Maße, die Geometrie



**Bild 2.6:** Beispiele für fertigungsbedingte Abweichungen der a) Zylinderform, der b) Koaxialität und der c) Rundheit der Innenbohrung



**Bild 2.7:** GPS-Workflow | Quelle: Eigene Darstellung in Anlehnung an [GPS15]

und die Oberflächenmerkmale festgelegt werden, finden seit Jahrzehnten Anwendung [TBR97]. Das mit der Einführung der DIN EN ISO 8015:2011 als Stand der Technik anzusehende GPS-Normensystem gibt der Vielzahl an bereits vorhandenen Normen eine transparentere Struktur und definiert Prozesse und Prinzipien. Diese stellen die Funktion eines Werkstücks klar in den Vordergrund und geben sowohl der Konstruktion als auch dem Qualitätsmanagement verbindliche Rahmenbedingungen vor (siehe Darstellung in Bild 2.7). Aus der Darstellung des GPS-Workflows in Bild 2.7 lässt sich auch das Dualitätsprinzip ableiten. Es ist ein Konzept, das mit den GPS eingeführt wurde und in der DIN EN ISO 8015 beschrieben wird.

Das Dualitätsprinzip steht dafür, dass der Konstrukteur die Verantwortung für die Funktionserfüllung einer Baugruppe trägt und durch die Zeichnung geeignete Spezifikationen für die Bauteile definieren muss.

Die Verifikation erfolgt anschließend in der Verantwortung der Fertigung bzw. des Qualitätsmanagements, welches z.B. durch die Messergebnisse der Bauteile den Abgleich mit den gegebenen Spezifikationen durchführt.

### 2.3.1 Das GPS-Matrix System nach ISO 14638:2015

Einen weiteren wichtigen Baustein auf dem Weg zur Harmonisierung der GPS-Normen stellt die von dem im Jahre 1996 gegründeten techn. Komitee ISO TC 213 eingeführte GPS-Matrix dar, welche das Zusammenwirken der vielfältigen Normen

**Tabelle 2.1:** Komprimierte Darstellung der GPS-Matrix | Quelle: Eigene Darstellung in Anlehnung an: [Cha14, DIN15c]

Geometrische Merkmale des Geometrieelements	Kettenglieder					
	1	2	3	4	5	6
Symbole und Angaben (früher: Angaben der Produktdokumenten-Codierung)	Toleranzzonen und Parameter (früher: Definition der Toleranzen - Theoretische Definition und Werte)	Merkmale von Geometrieelementen (früher: Definitionen der Eigenschaften des Istform-Elements oder Kenngrößen)	Messung (früher: Ermittlung der Abweichungen des Werkstückes - Vergleich mit Toleranzgrenzen)	Messgerät (früher: Anforderungen an Messeinrichtungen)	Kalibrieren (früher: Kalibrieranforderungen / Kalibriernormen)	
Spezifikation			Verifikation			
<b>1. Technische Zeichnung</b> Die Technische Zeichnung legt die theoretisch vollkommenen Geometrieelemente mithilfe von Symbolen sowie die Regeln für die Anwendung dieser Symbole fest. Diese theoretischen Geometrieelemente entsprechen der optimalen Form, um die Funktion des zu realisierenden Werkstücks zu erfüllen.			<b>4. Vergleich der Abweichungen mit den Toleranzen</b> Dieses Kettenglied legt die Anforderungen an die Messung von Geometrieelementen und Bedingungen fest.			
<b>2. Toleranzen</b> Die Toleranzen legen die Grenzen fest, in denen sich die realen Werkstücke befinden müssen, damit die Funktion erfüllt wird.			<b>5. Messgerät</b> Dieses Kettenglied legt die Eigenschaften der Messgeräte fest. Anhand dieser Normen müssen Konstrukteure in der Lage sein, Geräte bereitzustellen, die vergleichbare Ergebnisse liefern, und Anwender müssen die Messunsicherheit bestimmen können.			
<b>3. Parameter und Merkmale</b> Die Parameter und Merkmale legen die Abweichung zwischen dem realen Geometrieelement und dem theoretischen Geometrieelement fest und ermöglichen den Vergleich dieser Abweichung mit den Toleranzen. Das Berechnungsverfahren für diese Werte ist, sofern zutreffend, eindeutig festzulegen.			<b>6. Kalibrierung</b> Festlegen der Anforderungen an die Kalibrierung und die Kalibrierverfahren für das Messgerät. Verfahren zur Abschätzung der Messunsicherheit.			

verbindlich regelt und so den vorhandenen Mehrdeutigkeiten entgegenwirkt. Das Ziel des GPS-Matrix Systems ist es, die bekannten Normen zu den Maß-, Form-, und Lagetoleranzen, sowie weitere, für die Funktion eines Werkstücks wichtige Eigenschaften wie z.B. Oberflächenmerkmale mit den Normen zur Verifikation (Messung, Messgerät und Kalibrierung) zu verknüpfen. Die GPS-Matrix wird in der ISO 14638:2015 in ihrer aktuellen und überarbeiteten Fassung vorgestellt und gibt einen Überblick über den Aufbau des GPS-Systems der ISO [DIN15c]. Die Matrix

trägt die *geometrischen Merkmale* über sechs sog. *Kettenglieder* auf. In Tabelle 2.1 ist die GPS-Matrix in komprimierter Form inkl. einer Erläuterung der Inhalte der Kettenglieder dargestellt. Für eine detaillierte Erläuterung der GPS-Matrix und der Spezifikations- und Verifikationsoperatoren sei an dieser Stelle auf die weiterführende Fachliteratur verwiesen: [Cha14, DIN11, Hen11b, Hen11a, JS14, DIN15c]. Grundsätzlich dient die Matrix der nachvollziehbaren Einordnung der einzelnen Normen in Bezug auf die involvierten geometrischen Merkmale in Kombination mit den jeweiligen Kettengliedern. Für eine Durchgängigkeit dieser Philosophie ist in jeder aktuellen GPS-Norm hinten die korrespondierende GPS-Matrix dargestellt, wobei die Zellen, für die die jeweilige Norm Gültigkeit besitzt, durch einen Punkt gekennzeichnet sind. Hierdurch stellt sich bei allen aktuellen GPS-Normen ihre Einbettung in das GPS-Normensystem transparent dar. Ferner ist die Information, um welche Art von Norm es sich handelt, im Anhang jeder Norm als separate Bemerkung angegeben.

Das GPS-Normensystem unterscheidet nach ihrem Einfluss drei Arten von Normen:

- **Fundamentale ISO GPS Normen:** Die grundlegenden Normen werden als Fundamentalnormen bezeichnet. Sie betreffen alle geometrischen Merkmale und alle Kettenglieder in der GPS-Matrix.
- **Allgemeine ISO GPS Normen:** Die allgemeinen Normen gelten für einzelne oder mehrere Segmente in der GPS-Matrix, welche am Ende der jeweiligen Norm in der abgedruckten Matrixdarstellung mit einem Punkt versehen sind.
- **Komplementäre ISO GPS Normen:** Die komplementären Normen gelten für einzelne Maschinenelemente oder Fertigungsprozesse und haben eine eigene GPS-Matrix. Diese Matrix für komplementäre ISO-GPS-Normen ist am Ende der jeweiligen Normen dargestellt und auch hier werden die involvierten Wirkungsbereiche mit einem Punkt gekennzeichnet.

Das beschriebene GPS-Normensystem stellt den Stand der Technik dar und ist verbindlich im Einsatz. Viele Normen aus dem Bereich der GPS befinden sich jedoch aktuell noch in der Bearbeitung oder werden in den nächsten Jahren zurückgezogen bzw. ersetzt. Die Aktualität und Dynamik in diesem Bereich lässt sich durch die in Tabelle 2.2 dargestellte Übersicht des Normenkomitees ISO TC 213 verdeutlichen.

**Tabelle 2.2:** Aktuelle und zukünftige GPS-Normenänderungen [GPS15]

Veröffentlicht	Frühling 2016	Herbst 2016	Frühling 2017
ISO 1938-1	ISO 3040	ISO 1101	ISO 1
ISO 2692	ISO 4287 AM 2	ISO 1938-2	ISO 5458
ISO 14253-5	ISO 10360-10	ISO 1660	ISO 5459
ISO 16610-1		ISO 8062-3 Amd 1	ISO 10360-12
ISO 16610-20		ISO 8062-4	ISO 16610-71
ISO 16610-22		ISO 10360-11	ISO 18183-1
ISO 16610-28		ISO 14253-1 Amd 1	ISO 18183-2
ISO 16610-29		ISO 14405-1	ISO 18183-3
ISO 16610-30		ISO 14405-3	ISO 25178-71
ISO 16610-32		ISO 17450-4	
ISO 16610-40		ISO 16610-31	
ISO 16610-41		ISO 16610-69	
ISO 16610-49		ISO 18391	
ISO 16610-60		ISO 17865	
ISO 16610-61		ISO 23165-5	
ISO 17450-3		ISO 25178-72	
ISO 25178-1			
ISO 25178-606			

Aufgrund der Komplexität und des Umfangs der Thematik kann in den Bereich der geometrischen Produktspezifikation nur ein grober Einblick gegeben werden. Weitere Informationen zu diesem Thema übersteigen den Fokus dieser Arbeit und es sei hierfür auf einschlägige Fachliteratur verwiesen: [Kry12, Cha14, DIN82, DIN14, DIN12e, DIN13, DIN15b, DIN12f, DIN11, GPS15, Hen11b, Hen11a, JS14, Kle15, Sko14, DIN15c]. Die umfangreichen Änderungen und die Dynamik zeigen die Bedeutung der Normen und damit die steigenden Ansprüche an die Berücksichtigung von GPS bei der Entwicklung / Konstruktion komplexer Bauteile und Baugruppen.

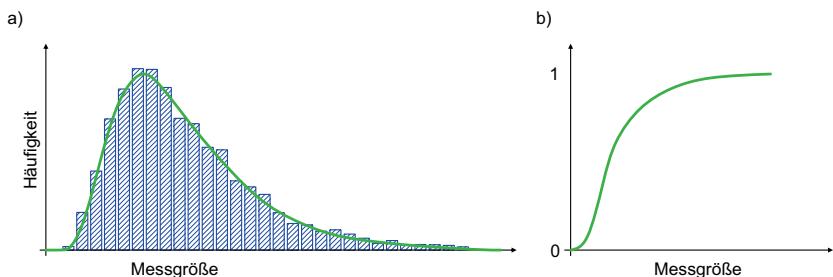
## 2.4 Toleranzanalysen

Aufgrund der in Kapitel 2.3 beschriebenen Tatsache, dass kein gefertigtes Werkstück exakt der Nenngeometrie (vom Konstrukteur in die technische Zeichnung eingetragene, „ideale“ Maße) entspricht, müssen in der Zeichnung Toleranzen definiert werden. Diese geben die Grenzen an, in denen eine Abweichung der Werkstückgestalt von der idealen Nenngeometrie als zulässig betrachtet werden kann. Die Größe dieser Toleranzen wird maßgeblich durch die Funktion und die Fertigungs- sowie Montageverfahren bestimmt. Grundsätzlich kann man sagen, dass zu enge Toleranzen, sogenannte Angsttoleranzen, zu erheblichen Kostensteigerungen führen [JS14, Kle15]. Da sich die Qualität über die Funktionserfüllung und die Zuverlässigkeit eines betrachteten Produkts definiert, und beide Eigenschaften maßgeblich von den festgelegten Nennmaßen und Toleranzen der geometrischen Merkmale abhängen, ist eine rechnerische Auslegung / Absicherung von Toleranzen in einer Baugruppe erforderlich. Die hierfür verfügbaren Methoden werden im Folgenden vorgestellt. Die Toleranzsynthese, bei der in Abhängigkeit vorgegebener Abweichungen der funktionsbestimmenden Schließmaße die Toleranzen der restlichen Maße ermittelt werden, wird im Rahmen dieser Arbeit nicht vorgestellt. Hier sei auf die folgende Fachliteratur verwiesen: [Kle07, JS14, Pra01] .

### 2.4.1 Grundlagen für die statistische Tolerierung

Bevor die verschiedenen Methoden zur Toleranzrechnung vorgestellt werden können, müssen wichtige grundlegende Begriffe der statistischen Tolerierung eingeführt und erläutert werden:

- Histogramm, Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion und Verteilungsfunktion
- Verteilungsmodell und zeitabhängiges Verteilungszeitmodell
- Mittelwert, Varianz und Standardabweichung einer Stichprobe
- Stochastik und stochastische Prozesse



**Bild 2.8:** Für eine Lognormalverteilung: a) Exemplarische Darstellung eines Histogramms und der Dichtefunktion b) Verteilungsfunktion

**Histogramme** stellen eine Möglichkeit dar, während eines Fertigungsprozesses gemessene geometrische Merkmale (z.B.  $n$  Messungen eines Durchmessers) grafisch darzustellen. Für die Erstellung des Histogramms werden die  $n$  Werte in Klassen gleicher Breite eingesortiert. Über den Klassen werden Rechtecke errichtet, deren Höhen ein Maß für die relativen Häufigkeiten der Werte in der jeweiligen Klasse darstellen (siehe Bild 2.8a). Hierbei verhalten sich die Flächeninhalte der jeweiligen Rechtecke proportional zur relativen Häufigkeit [Pap01].

Die sog. **Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion**  $f(x)$  ist die analytische Funktion, die das Verhalten des gemessenen geometrischen Merkmals stetig abbildet. Sie beschreibt, mit welcher Wahrscheinlichkeit eine bestimmte Abweichung eines Wertes vom Mittelwert vorkommt. Das Integral von  $f(x)$  wird als **Verteilungsfunktion**  $F(x)$  bezeichnet. Bild 2.8b veranschaulicht die Begriffe exemplarisch an dem Beispiel einer Log-Normalverteilung [Beu07] .

Wahrscheinlichkeitsdichtefunktionen basieren auf unterschiedlichen mathematischen Funktionen. Diese Typen von Funktionen werden als **Verteilungsmodelle** bezeichnet. Ferner gibt es noch sog. **zeitabhängige Verteilungsmodelle**, bei denen die momentane Verteilung das Verhalten des untersuchten Merkmals nur während einer definierten Zeitspanne erfasst. Hier ergibt sich über eine längere Zeitspanne dann durch mehrere Momentanverteilungen die sogenannte Prozessergebnisverteilung, welche durch ein zeitabhängiges Verteilungsmodell beschrieben wird [DIN15d, DIN15e].

Die wichtigsten Kennwerte zur Beschreibung einer Verteilung sind: Mittelwert, Varianz und Standardabweichung. Im Folgenden sind die Begriffe kurz mit den jeweiligen formelmäßigen Zusammenhängen beschrieben. Für weitere Informationen zu diesem Themenbereich sei auf [Pap01] verwiesen:

**Mittelwert:** Der Mittelwert  $\bar{x}$  einer Stichprobe  $x_1$  bis  $x_n$  vom Umfang  $n$  ist das arithmetische Mittel über alle Stichprobenwerte mit:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n x_i \quad (2.8)$$

**Varianz:** Die aus den Abweichungsquadraten gebildete Größe  $s^2$  heißt Varianz:

$$s^2 = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \quad (2.9)$$

**Standardabweichung:** Die Quadratwurzel aus der Varianz wird als Standardabweichung  $s$  bezeichnet:

$$s = \sqrt{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (2.10)$$

Der Mittelwert und die Standardabweichung legen die jeweilige Form einer Verteilungsfunktion maßgeblich fest und stellen die wichtigsten beschreibenden Größen einer Verteilung dar.

Das Gebiet der **Stochastik** kann man in die Wahrscheinlichkeitstheorie und die Statistik untergliedern, wobei die Wahrscheinlichkeitstheorie die Grundlagen schafft, um zufällige Ereignisse beschreiben zu können. Die Statistik hingegen beschäftigt sich mit der praktischen Auswertung der Häufigkeit von Messdaten. Insgesamt beinhaltet die Stochastik somit einen Baukasten mit Methoden, die unter definierten Bedingungen für die Analyse von aufgenommenen Messdaten angewendet werden können. Prozesse, die die Gesetzmäßigkeiten der Wahrscheinlichkeitstheorie erfüllen, werden **stochastische Prozesse** genannt [Beu07].

Neben einer ausreichenden Anzahl an Messwerten in einem Fertigungsprozess muss auch bekannt sein, wie die Verteilungsfunktionen der einzelnen Merkmale aussehen, um die Methoden der Stochastik anwenden zu dürfen. In der Praxis liegen den Merk-

**Tabelle 2.3:** Technisch relevante Verteilungen für ein Produktionslos | Quelle: Eigene Darstellung in Anlehnung an [Kle07]

Art der Verteilung		Varianz $s^2$ Toleranz $T$	Anwendungsfall
Rechteck-verteilung		$s^2 = \frac{T^2}{12}$ $T = 2 \cdot \sqrt{3} \cdot s$ $= 3.4641 \cdot s$	„Worst Case“ oder Simulation eines wandernden Mittelwertes durch Werkzeugverschleiß
Trapez-verteilung		$s^2 = \frac{10 \cdot T^2}{192}$ $T = 2 \cdot \sqrt{\frac{48}{10}} \cdot s$ $= 4.3818 \cdot s$	Ergebnisverteilung bei der Faltung oder Simulation eines abgeschwächten Werkzeugverschleißes
Dreiecks-verteilung		$s^2 = \frac{T^2}{24}$ $T = 2 \cdot \sqrt{6} \cdot s$ $= 4.899 \cdot s$	Simulation einer Kleinserie
Normal-verteilung		$s^2 = \frac{T^2}{36}$ $T = 2 \cdot 3 \cdot s$ $= 6 \cdot s$ außerhalb der Toleranz liegen 0,27 % der Teile	Simulation einer Großserie  $c_p, c_{pk}$ können nur auf normal-verteilte Werte angewendet werden

malen häufig verschiedene Verteilungen zugrunde. Tabelle 2.3 zeigt eine Übersicht mit den technisch relevanten Verteilungen und ihren möglichen Einsatzbereichen.

## 2.4.2 Arithmetische Toleranzanalyse

Die arithmetische Toleranzanalyse ist in der Praxis auch unter den Bezeichnungen *Min-Max-Methode*, *Worst-Case-Analyse* oder *Methode der absoluten Austauschbar-*

keit bekannt [TBR97, JS14]. Diese Art der Toleranzanalyse ist bei den Konstrukteuren weit verbreitet und stellt eine sehr einfache Vorgehensweise zur Toleranzanalyse dar.

Die als Ergebnis ermittelte Schließmaßtoleranz  $T_a$  stellt für  $j$  Einzelmaße in der Maßkette die Summe aller Einzeltoleranzen dar und steht für die maximal mögliche Schwankungsbreite des untersuchten Schließmaßes [Sko14].

$$T_a = \sum_{i=1}^j T_i \quad (2.11)$$

Das minimale und maximale Schließmaß wird ermittelt, indem man die Maßkette definiert und alle Einzelmaße mit Ihrem Größt- bzw. Kleinstmaß kumuliert. Hierbei sind grundsätzlich folgende Schritte zu durchlaufen:

1. Das Schließmaß und die funktionale Maßkette müssen definiert werden. Beim Zeichnen der Maßkette ist darauf zu achten, dass alle Einzelmaße parallel zum Schließmaß angeordnet sein müssen. Ggf. muss über Winkelbeziehungen ein Faktor berücksichtigt werden, der das Maß auf die lineare Maßkette projiziert.
2. Für alle Einzelmaße muss definiert werden, ob sie in Bezug auf das Schließmaß öffnend oder schließend wirken.
3. Das minimale und das maximale Schließmaß kann berechnet werden.
4. Als Kontrolle ist zu prüfen, ob die Differenz zwischen dem minimalen und dem maximalen Schließmaß gleich der Schließmaßtoleranz  $T_a$  ist.

Die arithmetische Toleranzanalyse stellt als einziges Verfahren eine Montierbarkeit der Baugruppe bzw. die Austauschbarkeit eines beliebigen Bauteils in einer beliebigen Baugruppe (ohne zusätzliche Nacharbeit an den Einzelteilen oder Vermessen und Selektieren der Einzelteile / Baugruppe) inhärent sicher. Auch wenn der sehr unwahrscheinliche Fall eintritt, dass alle geometrischen Merkmale ihren Toleranzbereich gleichgerichtet voll ausschöpfen, ist eine Montierbarkeit immer noch gewährleistet. Die zugrunde liegende Annahme des sehr unwahrscheinlichen *Worst Case* birgt jedoch auch problematische Aspekte dieser Methode:

- Wenn die Anzahl der Einzelmaße in der Maßkette größer wird, mündet dies in einer unverhältnismäßig großen Schließmaßtoleranz bzw. in sehr kleinen Toleranzen der Einzelmaße. Somit ist eine wirtschaftliche Fertigung häufig nicht mehr gegeben.
- Es können nur Maßtoleranzen mit ihrem jeweils eindeutigen Worst Case Anteil berücksichtigt werden, was bei komplexen räumlichen Baugruppen mit Form- und Lagetoleranzen jedoch nicht mehr ausreichend ist.

Die in den nächsten Abschnitten beschriebenen Methoden der statistischen Toleranzanalyse machen sich die Tatsache zu Nutze, dass die Istwerte der Einzelmaße nur mit einer sehr geringen Wahrscheinlichkeit alle gleichzeitig in ihren Grenzbereichen liegen.

### 2.4.3 Statistische Toleranzanalyse

Bei der statistischen Toleranzanalyse werden die Wahrscheinlichkeiten berücksichtigt, mit denen die Istwerte von den Nennwerten abweichen. Hierbei ergibt sich eine statistische Schließmaßtoleranz  $T_s$ , die kleiner ist als die arithmetische Schließmaßtoleranz  $T_a$ . Diese Art der Toleranzberechnung stellt eine wesentlich wirtschaftlichere Betrachtungsweise dar, da sich nach dem heutigen Qualitätsverständnis die Istwerte der Glieder einer Maßkette um einen zentralen Wert häufen müssen. TAGUCHI definiert in diesem Zusammenhang die Qualitätsverlustfunktion, welche im Kern aussagt, dass jede Abweichung eines Merkmals vom Zielwert als Verlust angesehen werden muss, selbst dann, wenn die Abweichungen innerhalb der Toleranzgrenzen liegen [TCT99].

Ziel der statistischen Tolerierung ist die Vergabe von wirtschaftlichen Einzeltoleranzen. Bei einer Toleranzkette mit mehr als fünf Gliedern werden die für die Wahrung einer vorgegebenen Schließmaßtoleranz erforderlichen Toleranzen der Einzelmaße so klein, dass eine wirtschaftliche Fertigung der Bauteile oft nicht mehr möglich ist [JS14]. Die statistische Toleranzanalyse berücksichtigt die im realen Fertigungsprozess auftretenden Häufigkeitsverteilungen der Einzeltoleranzen in der Berechnung

und liefert so ein Ergebnis, bei dem die Einzelteile mit einer vorher definierbaren Wahrscheinlichkeit montierbar sind.

Im Folgenden werden die wichtigsten Methoden zur statistischen Tolerierung vorgestellt. Hier nicht genannte Verfahren werden unter anderem in [NT95] behandelt.

### Root-Sum-Squares Methode

Unter bestimmten Nebenbedingungen kann die quadratische Schließmaßtoleranz  $T_q$  für die statistische Toleranzanalyse angesetzt werden.

$$T_q = \sqrt{\sum T_i^2} \quad (2.12)$$

Die Gleichung für  $T_q$  besitzt nur dann Gültigkeit, wenn die Einzeltoleranzen  $T_i$  (mit  $i = 1, \dots, n$ ) unabhängig voneinander sind, die Häufigkeitsverteilungen der Einzelmäße einer Normalverteilung folgen und keine Mittelwertverschiebung vorliegt.

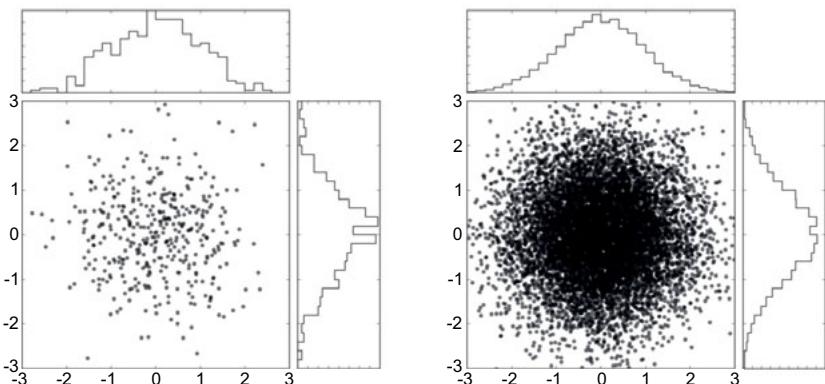
Ferner muss der Prozessfähigkeitsindex  $c_p = 1$  sein [Kle15, Kle07, JS14].

Da in der Praxis jedoch selten alle genannten Kriterien einzuhalten sind, ist  $T_q$  als realistischer Schätzer für die Schließmaßtoleranz nur selten anwendbar [Kle15, Kle07, JS14].

### Monte-Carlo Methode

Die Monte-Carlo Methode stellt eine weit verbreitete und einfache Methode dar, welche unter anderem zur statistischen Toleranzanalyse eingesetzt wird [TW87]. Hierbei wird eine vorher festzulegende Anzahl von Designvarianten zufällig erzeugt, wobei für jeden Nominalwert (Glied in der Maßkette) sowohl die zulässigen Toleranzgrenzen als auch eine vorgegebene Verteilungsfunktion definiert wird. Nach der Erzeugung einer hinreichend großen Anzahl von Designvarianten wird für jedes Design die Maßkette berechnet und es ist eine anschließende Auswertung der statistischen Momente möglich. Da die Analysesoftware die Ergebnisse für die einzelnen Samples liefert, ist es mit dieser Methode möglich, auch nichtlineare Zusammenhänge darzustellen.

Jedoch ist die Anzahl der erforderlichen Berechnungen mit dem Monte Carlo Sampling sehr hoch. In Bild 2.9 ist zur Verdeutlichung der Vergleich von zwei mit dem Monte-Carlo Sampling erstellten Sets mit normalverteilten Variablen dargestellt. Ins-



**Bild 2.9:** Monte-Carlo Sampling für normalverteilte Merkmale: Linke Darstellung nach 400 Samples / rechte Darstellung nach 10000 Samples  
Quelle: [Rhe14]

besondere wenn die Toleranzanalyse nur einen Teilschritt in einem Toleranzsynthese Prozess darstellt, steigt der Rechenaufwand stark an. Es wurden in der Vergangenheit viele Arbeiten durchgeführt, um die Effizienz dieses Ansatzes speziell für die Toleranzsynthese zu steigern. [ST97] hat durch den Einsatz von Korrelationsanalyse und Importance Sampling einen effizienteren Ansatz zur Toleranzsynthese mit der Monte Carlo Methode entwickelt. In [Gad11] wird eine Methode vorgestellt, die das erste statistische Moment mit einem Bruchteil des Berechnungsaufwands ermittelt.

### Beitragsleister-Analyse

Das Ziel der Beitragsleister-Analyse ist es, den Effekt, den die einzelnen Glieder in der Maßkette auf das Schließmaß haben, zu bestimmen. Mit diesem Wissen können gezielt nur diejenigen Toleranzen eingeengt werden, welche einen signifikanten Einfluss auf das jeweilige Schließmaß in der Maßkette haben, bzw. jene mit einem geringen Einfluss können mit fertigungstechnisch günstigeren Toleranzen ausgestattet werden.

Die bekanntesten Ansätze zur Beitragsleister-Analyse sind unter anderem die High-Low-Median Methode (HLM). Hierbei werden alle Maßglieder jeweils auf ihren Minimal-, Maximal- und Medianwert gesetzt, während die verbleibenden Glieder der Maßkette konstant auf dem Medianwert gehalten werden [EIM98]. Bei die-

ser als „lokal“ bezeichneten Methode ist es folglich nicht möglich, Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Gliedern der Maßkette zu identifizieren. Eine „globale“ Methode, mit der auch entsprechende Wechselwirkungen erkannt werden können, beschreibt die Auswertung der sogenannten Sobol Sensitivitätsindikatoren. Hierbei fließen die Varianzen der einzelnen Glieder der Maßkette ein und es können Haupt- und Nebeneffekte ausgewertet werden [SBPS14]. Weitere Methoden werden unter anderem in [Cve97] erläutert.

### 2.4.4 Umsetzung in kommerziellen Programmen zur Toleranzanalyse

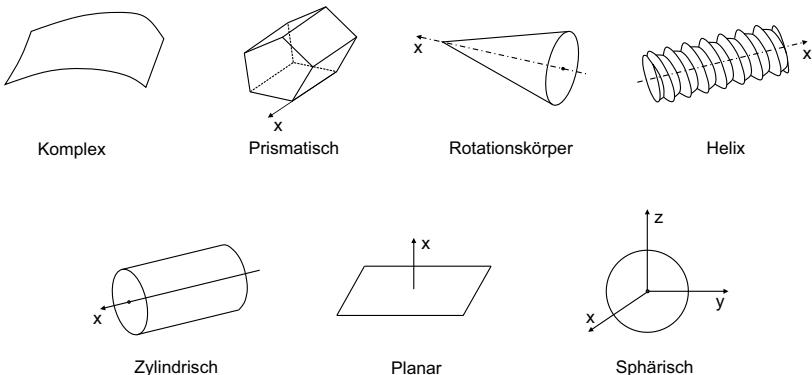
Eine Auswahl der auf dem Markt erhältlichen, kommerziellen Softwarepakete zur Toleranzanalyse wird im Folgenden vorgestellt. Neben der Erläuterung der grundlegenden Arbeitsweisen werden die Möglichkeiten und Grenzen der Programme dargestellt. Die im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Softwarepakete sind:

- **3DCS Variation Analyst** von der Firma Dimensional Control Systems
- **CETOL 6 $\sigma$**  von der Firma Sigmetrix
- **Variation Analysis (VSA)** von der Firma Siemens Industry Software

Die oben genannten Softwareanbieter stellen mit ihren Produkten drei auf dem Markt etablierte Programme zur Verfügung. Es werden sowohl CAD-Integrierte als auch Stand-Alone Versionen der Programme angeboten.

Im Vergleich des Funktionsumfangs ist festzustellen, dass alle Programme grundlegende Funktionen abdecken:

- Worst Case Untersuchungen
- Statistische Toleranzuntersuchungen mit Monte Carlo Sampling
- Beitragsleiteranalysen mittels HLM



**Bild 2.10:** Die sieben Oberflächengruppen des TTRS Ansatzes | Quelle: Eigene Darstellung in Anlehnung an [CRS98]

Um die Maß- und Geometrietoleranzen in den Toleranzanalyse-Softwareprogrammen abzubilden und ferner die Auswirkungen der Toleranzen zu erfassen, kommen verschiedene Techniken zum Einsatz. In der Wissenschaft gibt es bereits zahlreiche Ansätze zur Berücksichtigung von Maß- und Geometrieabweichungen bei der Berechnung von dreidimensionalen Maßketten.

Eine Übersicht über die verschiedenen Methoden wird von HONG, SHEN, VOELCKER, NIGAM, KARMAKAR, MARZIALE und CHEN durch entsprechende Review-Paper gegeben [NT95, Voe98, HC05, SASD05, KM12, CJLL14, MP09]. Die oben aufgeführten Softwareprogramme werden von PRISCO und SALOMONS in ihrer Funktionsweise untersucht und detailliert beschrieben [SHK98, PG02].

In kommerziellen Programmen kommt häufig der Ansatz der Topological and Technological Related Surfaces (TTRS) für die 3D-Präsentation der Toleranzen zum Einsatz, siehe [DC94, CVR97, CRS98, LW03]. Hierbei ist ein TTRS als ein „Zusammenbau“ (ZB) aus zwei Oberflächen definiert (bzw. als ein ZB aus einer Oberfläche und einem TTRS oder aus zwei TTRS) [PG02]. Das TTRS Modell schlägt die Unterscheidung zwischen den sieben in Bild 2.10 dargestellten, verschiedenen Oberflächentypen vor. Jede aus zwei Flächen neu definierte TTRS kann, in Abhängigkeit der Flächentypen und ihrer geometrischen Beziehung, einer der sieben in Bild 2.10 darstellten Gruppen zugeordnet werden.

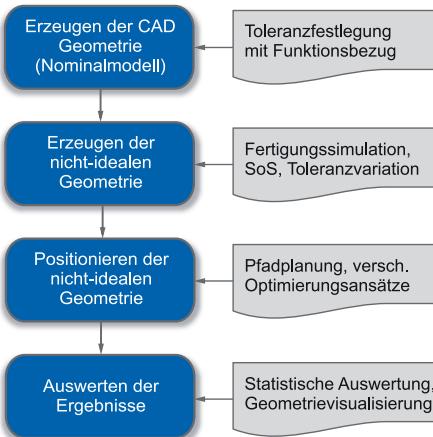
Die verschiedenen hier vorgestellten bzw. referenzierten Methoden eignen sich in dem Punkt, dass die Funktionsflächen und Kontaktbereiche der einzelnen Körper nicht der realen Geometrie des Bauteils entsprechen. Es werden stattdessen vereinfachte Beschreibungen definiert, um das Zusammenwirken der einzelnen Toleranzen im Zusammenbau zu erfassen. Jede der Methoden hat ihre spezifischen Stärken und Schwächen, jedoch kann keine Methode die realen Einflüsse der geometrischen Abweichungen in einem räumlichen Zusammenbau adäquat abbilden. Hierfür muss der Informationsgehalt der Beschreibung der Kontaktflächen signifikant gesteigert werden. Entsprechende Arbeiten auf diesem Gebiet werden in Kapitel 2.4.5 vorgestellt. Die Erstellung eines komplexen Simulationsmodells mit einem 3D-Toleranzanalyseprogramm erfordert immer einen versierten Bediener mit Erfahrung in diesem Bereich. Die Programme für die 3D-Toleranzanalyse sind somit als Expertentools zu bezeichnen und erfordern einen erheblichen Aufwand für die Erstellung komplexer Simulationsmodelle.

Ferner werden die Einzelteile als Starrkörper in der Simulation berücksichtigt und es ist nicht möglich, elastische Effekte oder nichtlineare Kontaktbereiche direkt mit zu berücksichtigen.

### 2.4.5 Geometriebasierte Toleranzsimulation

Der Bereich der geometriebasierten Toleranzanalyse beschreibt einen von der in Kapitel 2.4.4 beschriebenen Vorgehensweise abweichenden Ansatz zur Berücksichtigung von Bauteilunvollkommenheiten. Bei diesem Ansatz werden Funktionsbereiche der Bauteile nicht durch abstrakte mathematische Formulierungen beschrieben, die z.B. eine Formabweichung einer Fläche sehr abstrakt beschreiben. Vielmehr werden die Abweichungen an den Bauteilen realistisch dargestellt.

Das bedeutet, dass Modelle entwickelt werden müssen, die den entsprechenden Informationsgehalt zur Abbildung der komplexen Geometrien beinhalten. In Bild 2.11 wird der grundsätzliche Ablauf für eine geometriebasierte Toleranzanalyse beschrieben.



**Bild 2.11:** Ablauf einer geometriebasierten Toleranzanalyse

Die geometriebasierte Toleranzanalyse gliedert sich in vier Schritte, welche im Folgenden, mit entsprechenden Bezügen auf die bereits geleisteten Forschungsarbeiten, dargestellt werden:

### Erzeugen der CAD Geometrie

Am Anfang steht der als Standard anzusehende Schritt der 3D-Modellierung der Bauteile / Baugruppen in einem CAD System. Hierbei können dem Datensatz Toleranzdefinitionen angefügt werden. Die 3D-Geometrie selbst stellt sich jedoch als ideal dar und beinhaltet noch keine Unvollkommenheiten.

### Erzeugen der nichtidealen Geometrie

GOSSARD ET AL. bietet mit seinem 1988 vorgestellten Ansatz eine erste, einfache Methode, um mit Hilfe eines sogenannten relativen Positionierungsoperators (RPO) nichtideale Varianten eines Bauteils auf Basis einer Kombination der CSG Modellierung und Boundary Representation (B-Rep) zu erstellen [GZS88]. Hierbei kommen nur einfache Abweichungen wie eine Winkligkeit und Offset in Frage. Formabweichungen können nicht berücksichtigt werden.

In [Ma15, Leo13] wird ein Ansatz vorgestellt, der die Erzeugung von nichtideal

Geometrie CAD integriert umsetzt. Hierfür wird featurebasiert eine Manipulation der vorhandenen, idealen Geometrie vorgenommen. Dabei wird ein den Toleranzgrenzen entsprechendes Volumen aufgespannt und anschließend werden Kontrollpunkte in Normalenrichtung zu der idealen Fläche im Rahmen der Toleranzgrenzen stochastisch manipuliert. Diese dienen als Stützstellen für die Erzeugung von B-Rep Geometrie. Um realistische Geometrien zu erzeugen wird berücksichtigt, dass benachbarte Stützstellen nicht mehr als 25% des Toleranzfeldes gegeneinander verschoben sind. GUPTA und TURNER stellen in [GT93] auch eine CAD basierte Methode vor. Diese basiert auf dem B-Rep Ansatz, wobei die Designvarianten durch ein parametrisiertes Modell erzeugt werden, bei dem die Oberflächen des Bauteils durch ein Dreiecksnetz abgebildet werden. Die Eckpunkte der Dreiecke werden Klassen mit unterschiedlichen Freiheitsgraden (DOF) zugeordnet. Punkte in der Fläche haben nur einen DOF (orthogonal zur Fläche), Punkte auf den Kanten besitzen entsprechend 2 DOF und die Eckpunkte 3 DOF.

Weitere Arbeiten stellen die Möglichkeit vor, durch das Einlesen von Messdaten realer Bauteile anschließend virtuelle Bauteile mit einer ähnlich gelagerten Abweichungscharakteristik zu erstellen (siehe z.B. [SA04]).

In [BM95] werden sogenannte Skin Models als Ansatz zur Abbildung der auftretenden Abweichungen aus Fertigung und Montage vorgeschlagen. Der Skin Model Ansatz ist ein Konzept, welches sich aus dem von BALLU und MATHIEU definierten GeoSpelling ableitet [BM95, BDM10]. GeoSpelling ist eine eindeutige „Sprache“, um Geometrieinformationen und Anforderungen über den gesamten Produktlebenszyklus hinweg zu kommunizieren. Dieser Ansatz ist auch in die GPS Normung eingeflossen und wird in der DIN EN ISO 1101:2014 in seiner Umsetzung beschrieben [DIN14]. In [SAMW14] wurde der Skin Model Ansatz aufgegriffen und für verschiedene Stadien des Produktlebenszyklus angewendet. Dafür werden sogenannte Skin Model Shapes definiert, die das abweichungsbehaftete Bauteil in Form von Flächen aus Dreieckselementen repräsentieren. Es wird zwischen der „Vorhersagestufe“ und der „Beobachtungsstufe“ unterschieden. Die Vorhersagestufe ist im PEP angesiedelt und basiert auf Annahmen und Erfahrungswissen und die Beobachtungsstufe fußt auf einem späteren Zeitpunkt und nutzt den Informationsrückfluss aus der Messtechnik bzw. aus den Ergebnissen der Fertigungssimulation.

## Relatives Positionieren der nichtidealen Geometrie

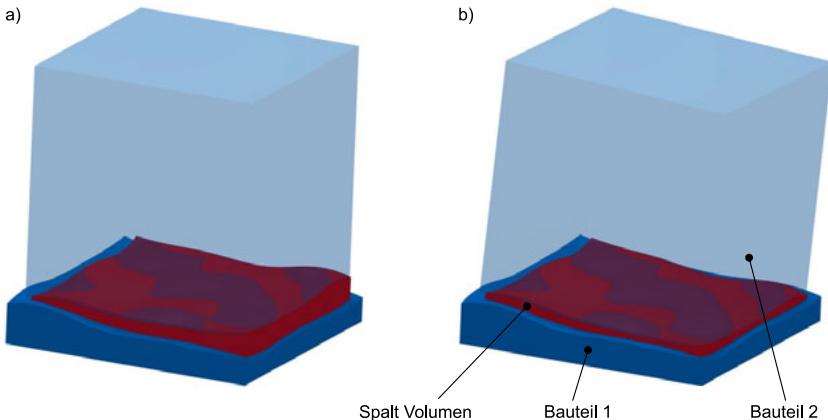
Wenn mit den im vorangegangenen Abschnitt beschriebenen, nicht idealen Geometriemodellen gearbeitet wird, entstehen wesentlich komplexere Szenarien z.B. für die Neupositionierung von Bauteilen einer Baugruppe bei einer durchzuführenden Montagesimulation.

Aber auch für eine grafische Toleranzvisualisierung oder eine statistische Toleranzberechnung müssen die neuen Positionen der Einzelteile, welche sich durch die Unvollkommenheiten der Geometrie ergeben, ermittelt werden.

Bei der konventionellen statistischen 3D Toleranzanalyse tritt diese Schwierigkeit nicht auf, da die Abweichungen nur stark vereinfacht berücksichtigt werden (siehe 2.4.4). In diesem Abschnitt wird der Stand der Forschung in Bezug auf die „relative Positionierung“ [ST94] von nichtidealen Bauteilen dargestellt.

Erste grundlegende Ansätze, bei denen 3D-Formabweichungen jedoch keine Berücksichtigung finden, werden in diversen Arbeiten vorgestellt [LR01, OBJ05, ST94, IMK95]. Hierbei werden teilweise die Abweichungen nur vereinfacht berücksichtigt oder die Verfahren sind auf die Untersuchung von 2D-Geometrien beschränkt.

Mit der Arbeit von [MMLS09] wird ein Ansatz gezeigt, der das bekannte und verbreitete STL-Datenformat (Surface Tesselation Language) nutzt, um abweichungsbehaftete Bauteile zu beschreiben. Es wird ein lokales Optimierungsverfahren (Newton Verfahren) genutzt, um die relative Positionierung vorzunehmen. Hierbei werden die Eckpunkte der einzelnen Dreiecke über mathematische Beschreibungen positioniert, während z.B. das Volumen (der Spalt) zwischen zwei Bauteilen minimiert wird. Als Restriktion wird vorgegeben, dass sich die Bauteile nicht durchdringen dürfen und dass sich die Topologie der Bauteile nicht ändert. In Bild 2.12a ist zur Verdeutlichung der Methode der Initialzustand zweier Körper (Baugruppe) dargestellt und in 2.12b werden die Bauteile nach der Positionsoptimierung gezeigt. In weiteren Arbeiten kommen ähnliche Ansätze zum Einsatz, denen u.a. unterschiedliche Optimierungsalgorithmen zu Grunde liegen (siehe hierzu [PR07, PR08]).



**Bild 2.12:** Ansatz zum Positionieren von nichtidealer Geometrie in einer Baugruppe  
| Quelle: Eigene Darstellung nach dem Ansatz von [MMLS09]

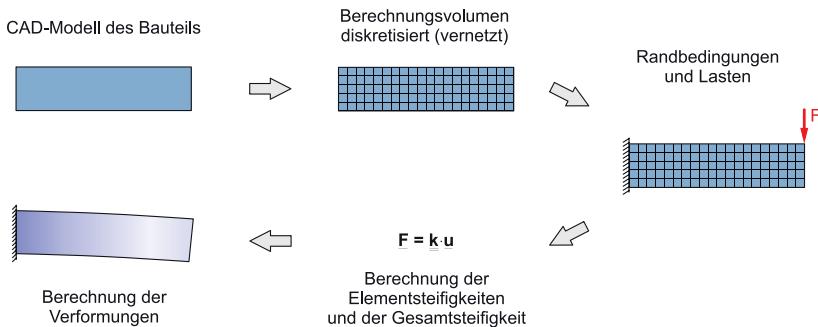
### Auswerten der Ergebnisse

Die Auswertung der Ergebnisse variiert, je nach dem, ob es um eine grafische Visualisierung der Toleranzeneinflüsse in der Konzeptphase geht oder um die Bewertung der beeinflussenden Toleranzen im Rahmen einer Toleranzanalyse.

In der Forschung wurden in den letzten Jahren viele Arbeiten zur Visualisierung und Auswertung von Toleranzen durchgeführt und publiziert. Auf eine detailliertere Beschreibung und Gegenüberstellung soll an dieser Stelle verzichtet werden, da dieser Aspekt nur einen Randbereich der vorliegenden Arbeit darstellt. Umfassende Informationen zum Stand der Forschung in diesem Bereich sind unter anderem den folgenden Literaturstellen zu entnehmen: [SL01, LSL06, SP08].

## 2.5 Simulationsgestützte Dimensionierung

Die in Kapitel 2.2 gezeigten Vorgehensweisen zur Festigkeitsberechnung sind in einigen kommerziellen Softwaretools abgebildet und können darin mit einem relativ geringen Aufwand prozesssicher zur Anwendung gebracht werden. Als Beispiele für entsprechende Softwarepakete seien hier MDESIGN® der Firma Tedata GmbH und KISSSOFT® der Firma Kisssoft AG zu nennen. Beide Programme erlauben die



**Bild 2.13:** Ablaufplan einer Finiten Elemente Analyse

computergestützte Dimensionierung von Bauteilen nach den entsprechenden Berechnungsvorschriften und leiten den Anwender mit geführten Eingaben zum entsprechenden Berechnungsergebnis.

Jedoch stoßen diese Berechnungsmöglichkeiten mit Hilfe von analytischen Verfahren bei zunehmender Komplexität der Bauteile an ihre Grenzen. Komponenten, wie beispielsweise eine Kurbelwelle und die dazugehörigen Randbedingungen sind nicht als Differenzialgleichung formulierbar und können auf diese Art und Weise nicht mehr effizient berechnet werden.

Aus diesem Grund bedient man sich bei komplexen Geometrien numerischer Verfahren. Eine universell einsetzbare, computergestützte Methode stellt die Finite Elemente Analyse (FEA) dar. Sie teilt die vorhandene Geometrie in eine endliche Anzahl kleinerer Bereiche auf, welche netzartig zusammenhängen. Die Funktionsweise dieser Methode ist in der Literatur umfassend beschrieben und es soll an dieser Stelle beispielhaft auf folgende Werke verwiesen werden: [ZT02, RHAL12].

Die so entstehenden Elemente sind weit weniger komplex und können numerisch berechnet werden. Auf diese Weise können Strukturen mit beliebiger Komplexität einer Analyse unterzogen werden und es sind entsprechende Schlussfolgerungen bezüglich der Beanspruchungen und Verformungen für vorgegebene Randbedingungen möglich.

Der grundlegende Ablauf einer FEM-Berechnung wird in Bild 2.13 verdeutlicht und umfasst die folgenden Schritte:

- Erstellen der Simulationsgeometrie
- Diskretisieren des Berechnungsvolumens
- Aufprägen der Lasten und Randbedingungen
- Berechnen der Element- und Gesamtsteifigkeiten
- Auswerten der Analyseergebnisse

## 2.6 Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

In diesem Kapitel werden alle wichtigen Methoden bezüglich der Problemstellung dieser Arbeit grundlegend eingeführt und erläutert.

Ferner gibt Kapitel 2.4.5 einen umfassenden Überblick über den Stand der Forschung in dem für diese Arbeit wissenschaftlich relevanten Bereich.

Hier kann festgestellt werden, dass es insbesondere in Bezug auf die durchgängige Untersuchung des Einflusses von Geometrieabweichungen auf die Funktion einer Baugruppe nur wenige wissenschaftliche Arbeiten gibt. Die meisten Arbeiten befassten sich mit einem oder mehreren Teilbereichen der geometriebasierten Toleranzanalyse und bilden nicht den gesamten Bereich ab (siehe Bild 2.11).

Im Rahmen dieser Arbeit soll an einer einfachen Baugruppe ein durchgängiger Ansatz zur Durchführung einer geometriebasierten Toleranzanalyse mit Kopplung zu einer strukturmechanischen Analyse durchgeführt werden.

Damit wird die Möglichkeit geschaffen, eine konkrete Bewertung des Einflusses der nichtidealen Geometrie auf die zu erwartende Lebensdauer einer Baugruppe unter Last durchzuführen.

Ein weiterer Schwerpunkt dieser Arbeit findet sich in der experimentellen Validierung der numerischen Ergebnisse.

Eine Bewertung der Lebensdauer in Abhängigkeit der Geometrieabweichungen wurde in dieser Form in den bisherigen Forschungsarbeiten noch nicht systematisch für eine gesamte Baugruppe durchgeführt.

---

### 3 Bedeutung / Einfluss von Geometrieabweichungen

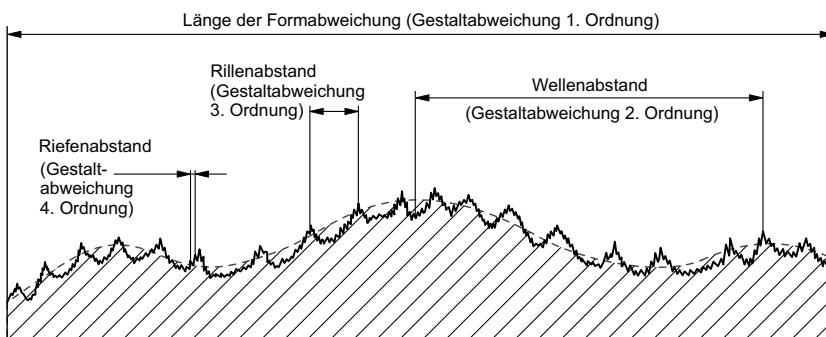
Der Einfluss von Geometrieabweichungen ist in der Praxis an vielen Stellen von Bedeutung. Relevante Bereiche, in denen die Einflüsse oft nicht vernachlässigt werden können, sind:

- hoch beanspruchte Kontaktstellen in Bauteilen (z.B. belastete mechanische Baugruppen),
- Baugruppen mit hohem Anspruch an die visuelle / ästhetische Produktqualität (z.B. Spaltmaße im Automobilbau),
- komplizierte Montageprozesse mit einem hohen Automatisierungsgrad.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden gezielt die oben aufgeführten mechanischen Baugruppen mit Kontaktbereichen betrachtet, um den Einfluss der Toleranzen auf die Beanspruchung und somit Lebensdauer zu analysieren. Hierfür müssen im Vorfeld die grundlegenden Unterschiede bei der Klassifizierung von Geometrieabweichungen eingeführt werden. In Tabelle 3.1 sind die ersten vier Ordnungen von Gestaltabweichungen dargestellt, wobei sich die reale Bauteilgestalt als eine Überlagerung der einzelnen Abweichungsklassen ergibt (siehe Bild 3.1, Seite 46). In der Norm DIN 4760 [DIN82] werden ferner Gestaltabweichungen fünfter und sechster Ordnung eingeführt, welche sich jedoch auf die Gefügestruktur beziehen und somit bei den hier durchgeföhrten strukturmechanischen Analysen nicht abgebildet werden.

**Tabelle 3.1:** Einordnung der Gestaltabweichungen nach DIN 4760 | Quelle: Eigene Darstellung in Anlehnung an [DIN82]

Gestaltabweichung (als Profilschnitt überhöht dargestellt)	Beispiele für die Art der Abweichung	Beispiele für die Entstehungsursache
1. Ordnung: Formabweichungen	Geradheits-, Ebenheits-, Rundheits-Abweichung	Fehler in den Führungen der Werkzeugmaschine, Durchbiegung der Maschine oder des Werkstücks, falsche Einspannung des Werkstückes, Härteverzug, Verschleiß
2. Ordnung: Welligkeit	Wellen (DIN 4761)	außermittige Einspannung, Form- oder Laufabweichungen eines Fräzers; Schwingungen der Werkzeugmaschine oder des Werkzeugs
3. Ordnung: Rillen	Rillen (DIN 4761)	Form der Werkzeugschneide, Vorschub oder Zustellung des Werkzeugs
4. Ordnung: Rauheit	Riefen Schuppen Kuppen (DIN 4761)	Vorgang der Spanbildung (Reißspan, Scherspan, Aufbauschneide), Werkstoffverformung beim Strahlen, Knospenbildung bei galvanischer Behandlung



**Bild 3.1:** Reale Gestaltabweichung am Bauteil (Erster bis vierter Ordnung) | Quelle: Eigene Darstellung in Anlehnung an [DIN82]

Für die im Rahmen dieser Arbeit zu untersuchenden Effekte werden Formabweichungen der ersten und zweiten Ordnung in die Modellbildung einbezogen, da diese in Bezug auf die Beanspruchungen unter Last maßgebend sind. Die Abweichungen dritter und vierter Ordnung (Rillen und Riefen) führen bei der Modellbildung zu einem Mehrskalenproblem und werden bei den Untersuchungen nicht mit einbezogen.

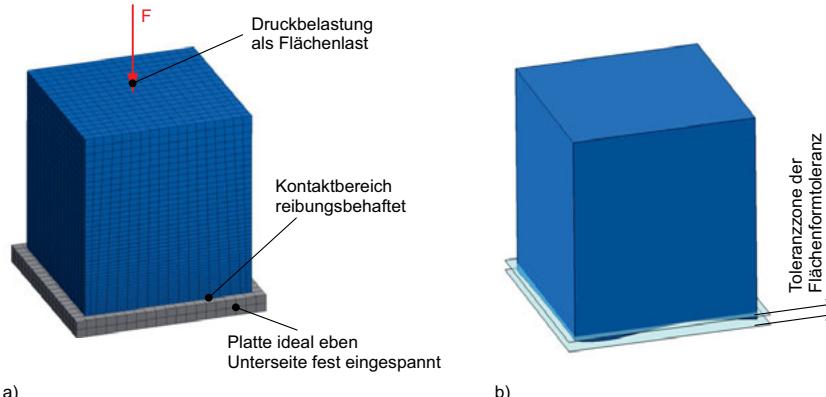
## **3.1 Einfluss der Geometrieabweichungen an einem grundlegenden Beispiel**

Der Einfluss der Gestaltabweichungen erster und zweiter Ordnung auf die Entstehung und Verteilung von Beanspruchungen unter Last wird einführend erläutert. Hierfür ist eine durchgängige Methodik entwickelt worden, deren Grundprinzip an einem einfachen Beispiel gezeigt wird.

### **3.1.1 Geometrieerstellung und Modellaufbau**

Betrachtet wird der links in Bild 3.2a gezeigte, quaderförmige Körper mit einer Kantenlänge von 30 mm. Die Eingangsgeometrie wird in einem 3D CAD System modelliert. Für die erste Variante wird das nominale CAD Modell verwendet, welches keinerlei Abweichungen von der idealen Gestalt aufweist. Diese Vorgehensweise entspricht dem Stand der Technik bei durchzuführenden strukturmechanischen Analysen in der Produktentwicklung. Die zwei weiteren Varianten entsprechen grundsätzlich der Nominalvariante, jedoch ist die Unterseite des Quaders mit einer Flächenformtoleranz von 0,1 mm bzw. 0,2 mm versehen. Diese Art von Formabweichung wird normalerweise als zulässiger Grenzwert in Form einer Toleranzeintragung in einer technischen Zeichnung für die Fertigung vorgegeben.

Im Rahmen des neu entwickelten Berechnungs-Workflows wird nunmehr direkt im CAD-System mit Hilfe eines hierfür programmierten Visual Basic Tools real verformte CAD Geometrie erzeugt. Diese weist dann im Bereich der Quaderunterseite eine



**Bild 3.2:** Darstellung des Simulationsmodells a) Randbedingungen und b) Toleranzbehaftete Kontaktfläche des Quaders | Quelle: [GS12b]

toleranzbehaftete Fläche auf, welche sich jedoch innerhalb der jeweils definierten Grenzen für die Flächenformtoleranz befindet. Für weiterführende Details in Bezug auf die Algorithmen zur Erstellung der toleranzbehafteten Geometrie sei auf das Kapitel 4.5.1 sowie die Arbeiten von [Li11, Leo13, GS12b] verwiesen.

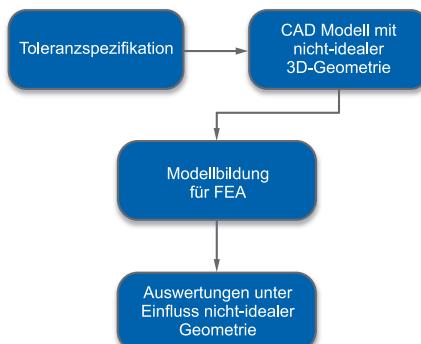
Der Quader wird mit einer Flächenlast von  $F = 10 \text{ kN}$  auf eine ebene Platte gedrückt. Die Platte ist als eine nicht toleranzbehaftete und somit ideal ebene CAD Geometrie ausgeführt. Von dem Würfel werden drei Varianten simuliert, die sich jeweils in der Flächenformtoleranz der nach unten gerichteten Kontaktfläche unterscheiden. In Bild 3.2b ist die mögliche Gestalt der Kontaktfläche zur Verdeutlichung überzeichnet dargestellt.

Unten ist die Platte fest eingespannt und an der Unterseite des Quaders wird ein reibungsbehafteter Kontakt mit einem Reibungskoeffizienten von  $\mu = 0,1$  angenommen. Beide Bauteile bestehen aus S235JR mit nichtlinearem Materialverhalten. Die Diskretisierung erfolgt mit Hexaederelementen und einer Randschichtverfeinerung im Bereich der Kontaktfläche. Für die Simulationen wird das kommerziell erhältliche Softwarepaket ANSYS® WORKBENCH v16.2 eingesetzt.

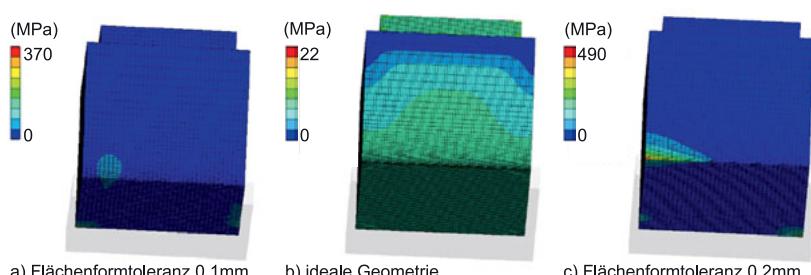
### 3.1.2 Auswertung und Erkenntnisse

Dieser einfache Modellaufbau bildet den Grundgedanken der neuen Methode zur Bewertung des Einflusses der Gestaltabweichungen ab. Die wesentlichen Schritte der Methodik sind in Bild 3.3 dargestellt.

Die relevanten Ergebnisse der Simulation werden in Bild 3.4 gezeigt. Hier ist die Spannungsverteilung der auftretenden Vergleichsspannungen nach der GEH gewählt worden. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Nominalgeometrie eine – wie zu erwarten – homogene Spannungsverteilung über den gesamten Kontaktbereich aufweist.



**Bild 3.3:** Grundlegender Ablauf einer Methode zur realistischen Abbildung von Toleranzen in FE-Analysen



**Bild 3.4:** Auswertung der Spannungen für die drei untersuchten Geometrievarianten

Die beiden Varianten mit jeweils 0,1 mm und 0,2 mm Flächenformtoleranz werden in Bild 3.4 unter a) und c) dargestellt und zeigen beide einen erheblich abweichen den Verlauf der Kontaktbeanspruchungen. Die Unterschiede zur Nominalgeometrie stellen sich sowohl im Bereich des Spannungsniveaus dar als auch bei der Spannungsverteilung über die Kontaktfläche.

Durch lokale plastische Fließeffekte werden in den stark beanspruchten Bereichen zwar Spannungen abgebaut, jedoch zeigt das Ergebnis – auch insbesondere im Vergleich relativ zur Nominalgeometrie – dass der Einfluss auf die auftretenden Beanspruchungen signifikant ist. Dieser Effekt führt bei dynamisch belasteten Baugruppen beispielsweise zu einer direkten Beeinflussung der Lebensdauer.

Diese Einflüsse werden im Rahmen der vorliegenden Arbeit systematisch untersucht und bewertet.

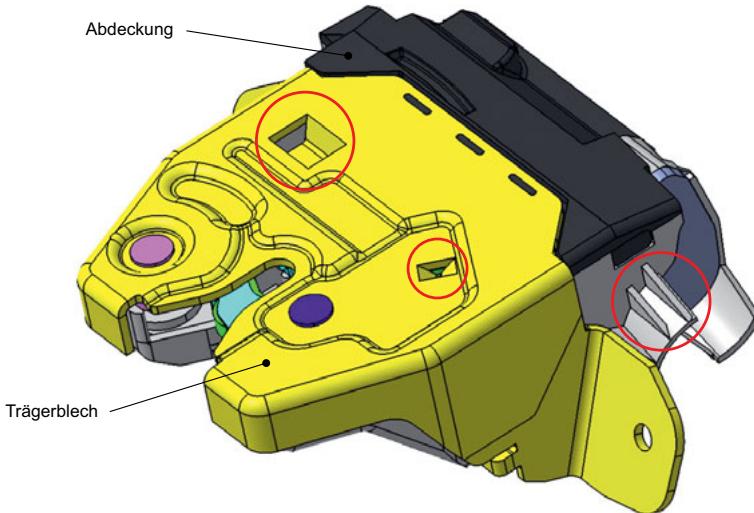
## 3.2 Beispiel Heckschloss mit Zuziehhilfe

Neben dem in Kapitel 3.1 gezeigten Einfluss der Formabweichungen wird hier eine komplexere Modellbildung vorgestellt. Es handelt sich um die Baugruppe eines Heckschlusses mit elektrischer Zuziehhilfe für einen PKW.

An dieser Baugruppe wird gezeigt, wie die – in Kapitel 3.1 nicht betrachteten – weiteren toleranzbedingten Abweichungen die Funktionserfüllung einer Baugruppe unter Last beeinflussen können. Der Fokus liegt bei dieser Baugruppe auf den Maß- und Lageabweichungen in Kombination mit einer komplexen kinematischen Kette, wie sie in Bild 3.6 zu erkennen ist.

### 3.2.1 Problemstellung Heckschloss mit ZZH

Das untersuchte Heckschloss ist in Bild 3.5 und Bild 3.6 dargestellt und beinhaltet eine Vielzahl von Kontaktstellen und unterschiedlichen Bauteilen. Die Problematik bei dieser komplexen Baugruppe ist der Einfluss der langen Toleranzketten in der Überlagerung mit den strukturmechanischen Lasten, welche laut Spezifikation von

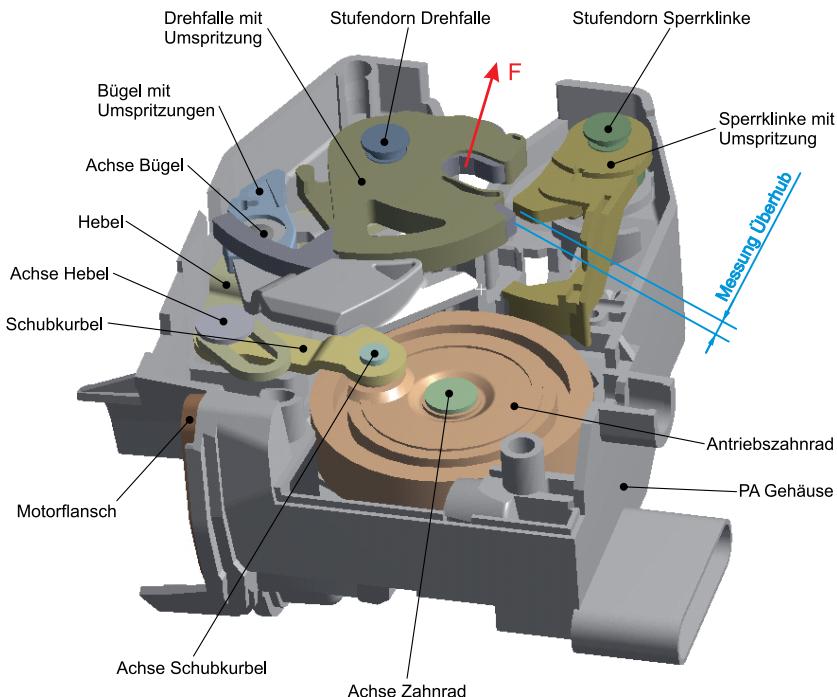


**Bild 3.5:** Übersicht des untersuchten Zusammenbaus (ZB) als CAD Modell

der Baugruppe ertragen werden müssen, ohne das die Funktion beeinträchtigt werden darf.

Die untersuchte kinematische Kette ist in Bild 3.6 abgebildet und der blau bemaßte Bereich ist das Schließmaß. Die Funktion, die unter Einfluss von potentiellen geometrischen Abweichungen sichergestellt sein muss, ist das elektromotorische Zuziehen der Heckklappe durch das Heckklappenschloss. Während dieses Zuziehens tritt eine Kraft  $F = 700\text{ N}$  an der Drehfalle auf und ferner eine Reaktionskraft von  $F_P = 100\text{ N}$ , welche als Druckkraft auf den im Gehäuse befestigten Gummipuffer wirkt. Die Baugruppe wurde im Entwicklungsprozess separat sowohl durch FE-Analysen als auch durch 3D-Toleranzanalysen bezüglich ihrer Funktionserfüllung bewertet, aber nie in einer kombinierten Berechnung. Alle Berechnungen zeigten positive Ergebnisse in Bezug auf die Spezifikationserfüllung. In praktischen Versuchen zeigten sich unter Last jedoch Abweichungen zu den Simulationsergebnissen.

Die zu untersuchende Messgröße stellt in dem ZB den sogenannten Überhub dar. Dieser muss immer einen positiven Wert aufweisen, da sonst ein Verrasten der Sperrklinke nicht möglich ist und die Heckklappe nicht sicher verriegelt. Dieses Verrasten



**Bild 3.6:** ZB Heckschloss offen mit Blick auf die Einzelteile der kinematischen Kette

erfolgt genau dann, wenn das Bauteil „Sperrklinke“ sich im Uhrzeigersinn in die in Bild 3.6 dargestellte Position gedreht hat. Dies ist nur möglich, wenn zuvor das Bauteil „Drehfalle“ eine ausreichende Drehbewegung (ebenfalls im Uhrzeigersinn) durchführen konnte.

### 3.2.2 Geometrieaufbereitung und Diskretisierung

#### Schlossbaugruppe

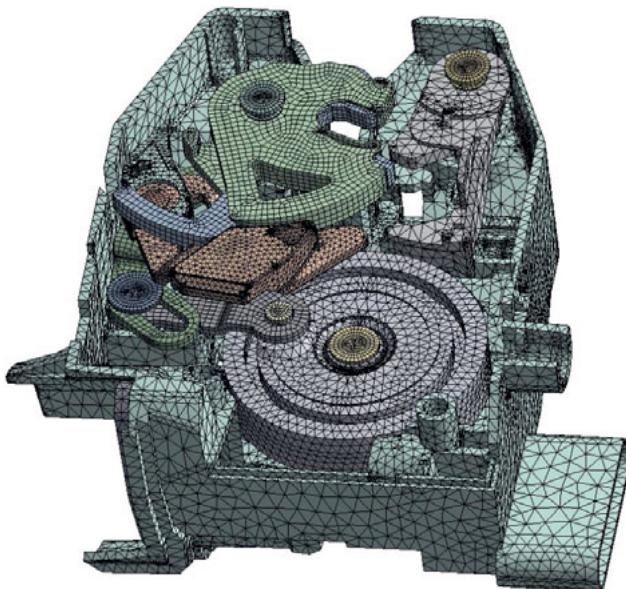
In einem ersten Schritt werden die für das zu ermittelnde Simulationsergebnis als nicht relevant zu bewertenden Details aus dem Modell entfernt. Beispielhaft sind die im Bild 3.5 rot markierten Bereiche zu nennen. Diese Art der Geometrievereinfachung basiert auf Erfahrungswissen im Bereich der strukturmechanischen Analysen und kann nur bedingt objektiviert werden. Das Ziel der Vereinfachungen ist eine Re-

duktion der Komplexität bei der Netzerstellung und damit einhergehend geringere CPU-Zeiten für die Lösung des FE-Modells.

Anschließend wird die nominale CAD Geometrie für die Berechnungen vorbereitet. Die 3D Geometrie beinhaltet die Maß- sowie Lagetoleranzen und stellt diese als CAD Parameter über eine bidirektionale Schnittstelle dem Simulationsmodell bereit. Die Positionierung der toleranzbehafteten Einzelteile des ZB erfolgt durch die in der Baugruppe definierten Beziehungen. Diese werden jeweils konform zur Funktion der Baugruppe vergeben.

Mit dieser Methodik ist es möglich, die in der technischen Zeichnung vorgegebenen Maß- und Lagetoleranzen sowie Bezüge im Modell abzubilden.

Wenn die Geometriaufbereitung abgeschlossen ist, werden alle Einzelteile der Baugruppe diskretisiert. Hierfür kommt ein hybrides Netz aus Hexaeder- und Tetraeder-



**Bild 3.7:** Darstellung des Berechnungsnetzes von der Baugruppe Heckschloss (Trägerblech und Abdeckung sind ausgeblendet)

elementen zum Einsatz. Die Netzunabhängigkeit wird durch Testberechnungen gezeigt und auch die Gütekriterien für die Erstellung strukturmechanischer Berechnungsnetze werden eingehalten (Für Details zu den genannten Validierungsschritten sei auf einschlägige Fachliteratur und Berechnungsvorschriften verwiesen). Das Berechnungsnetz besteht aus ca. 980.000 Elementen und ist in Bild 3.7 dargestellt.

#### 3.2.3 Modellbildung und Simulation Heckschloss

Die Berechnungen werden mit der kommerziellen Berechnungssoftware ANSYS® WORKBENCH durchgeführt. Die Grundlage für die Berechnung stellt eine Strukturanalyse dar. In zwei Lastschritten wird erst eine Verschiebung der Drehfalle in Kraftrichtung aufgeprägt, um alle Kontaktstellen zu schließen und im zweiten Lastschritt wird eine Kraft mit  $F = 700 \text{ N}$  aufgeprägt. Die Materialien werden in der Simulation laut Stückliste mit nichtlinearem Materialverhalten berücksichtigt. Alle Kontaktstellen sind als reibungsbehaftete Kontakte ausgeführt ( $\mu = 0,1$ ), welche auch toleranzbedingtes Spiel aufweisen können.

Im Rahmen der Auswertung der Gesamtverformungen wird das Schließmaß der Untersuchung durch den entstehenden Überhub definiert, wie in Bild 3.6 blau dargestellt. Neben den geometrischen Parametern werden im Rahmen der Berechnungen auch weitere Parameter berücksichtigt, wie z.B. die Streuung der Last oder bestimmter Materialeigenschaften.

Die Nominalvariante des Modells wird berechnet, um die Modellparameter zu initialisieren und ein erstes Schließmaß zu ermitteln.

#### 3.2.4 Statistische Betrachtung am Beispiel Heckschloss

Nach dem Modellaufbau und der Berechnung der Nominalvariante wird das Softwaretool OPTISLANG® genutzt, um einen Versuchsplan für die definierten Modellparameter zu erstellen. Hierfür kommt das in Kapitel 2.1.2 beschriebene Latin Hypercube Sampling zum Einsatz. Der erstellte Versuchsplan beinhaltet 140 Samples.

Für jedes Sample wird das FE-Modell gelöst und die Ergebnisgröße zurück in den

Versuchsplan geschrieben. Damit ist eine anschließende statistische Auswertung der Ergebnisse möglich. Es können unter anderem vergleichbare Aussagen zu den in Kapitel 2.4.3 beschriebenen Beitragsleisteranalysen getroffen werden.

Ausgewertet wird unter anderem der Coefficient of Importance (Col). Dieser stellt sich für eine einzelne Variable  $X_i$ , bezogen auf eine definierte Output-Variable  $Y$  wie folgt dar [Dyn15]:

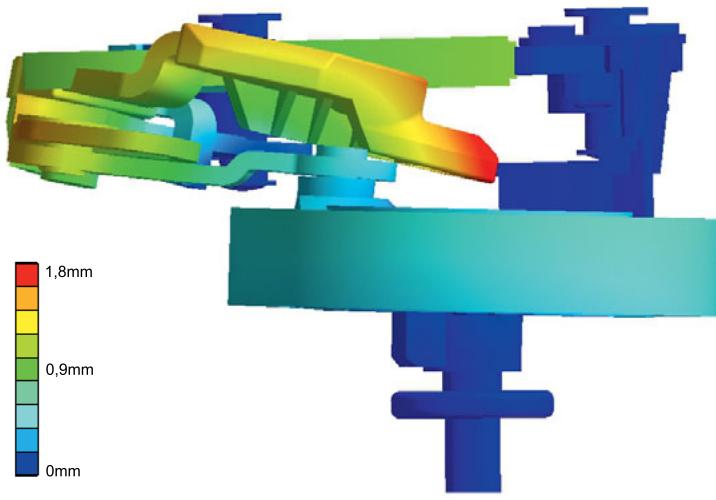
$$CoI(X_i, Y) = CoI_{Y,X_i} = R_{Y,X}^2 - R_{Y,X \sim i}^2 \quad (3.1)$$

Hierbei ist  $R_{Y,X}^2$  das adjustierte Bestimmtheitsmaß nach [MR03] für das Gesamtmodell mit allen Termen der Inputvariablen. Das  $R_{Y,X \sim i}^2$  steht ebenfalls für das adjustierte Bestimmtheitsmaß, wobei die linearen, quadratischen und die Wechselwirkungsterme der jeweiligen Variablen  $X_i$  entfernt werden. Somit bedeutet ein Col nahe Null, dass die betrachtete Variable nur einen geringen Einfluss hat [Dyn15].

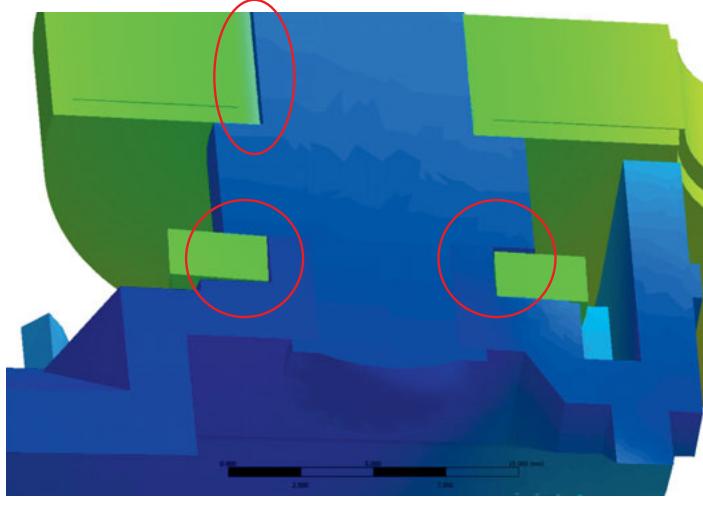
### 3.2.5 Ergebnisse Beispiel Heckschloss

Neben der Auswertung der einzelnen berechneten Baugruppendesigns (Samples), ist ferner auch eine statistische Auswertung möglich. Exemplarisch wird in Bild 3.8 der Einfluss der Toleranzen in der Zuziehkette des Heckschlusses gezeigt. Dargestellt sind dort die Gesamtverformungen der Baugruppe unter Last. Es ist gut zu erkennen, wie sich die Bauteile im Bereich der Kontaktstellen mit Spiel verschieben bzw. verkippen (Bild 3.9). Die Bewertung des Einflusses der einzelnen Toleranzen, welche im parametrischen CAD Modell eingepflegt wurden, ist in Bild 3.10 in Form des Col gezeigt. Diese Bewertung des Wichtigkeitsmaßes ist anhand der verschiedenen erzeugten und berechneten Varianten erfolgt und stellt den Schritt der in Kapitel 2.1.2 beschriebenen Sensitivitätsanalyse dar.

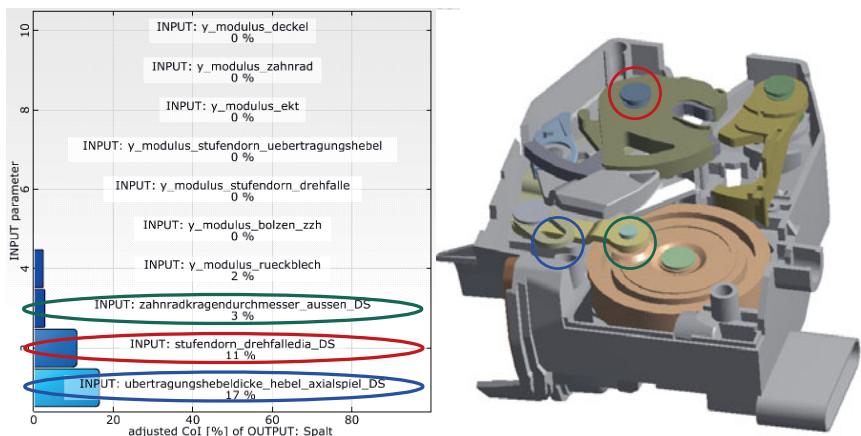
Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die getrennt voneinander durchgeführten Toleranz- bzw. FEM-Analysen zu guten Ergebnissen bzgl. der Spezifikationserfüllung kommen. Erst durch die erweiterte Modellbildung zeigen sich die auch in der realen Baugruppe auftretenden Effekte, wie unter anderem ein nicht erfolgendes Verrasten der Sperrklinke am Ende des Zuziehprozesses.



**Bild 3.8:** Gesamtverformungen in der Zuziehkette bei 700N Last an der Drehfalle (überhöht dargestellt)



**Bild 3.9:** Detailansicht der Kontaktstellen des Stufendorns der Drehfalle



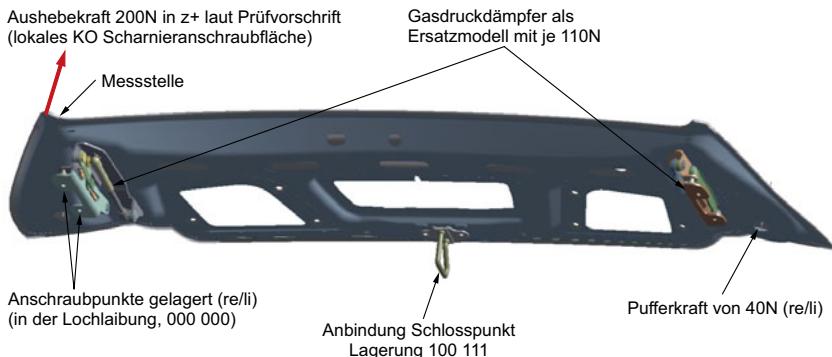
**Bild 3.10:** Statistische Auswertung der Beitragsleister in Bezug auf das definierte Schließmaß

### 3.3 Beispiel Viergelenkscharnier Porsche 981

An dieser Beispielbaugruppe wird der Einfluss der toleranzbedingten Abweichungen auf die Aushebesteifigkeit des Zusammenbaus eines Heckdeckels mit zwei Viergelenkscharnieren (VGS) untersucht. Diese ist definiert als Maß für eine Verschiebung des Heckdeckels an einer Messstelle, während an einer vorgegebenen Stelle mit einer definierten Kraft von 200 N gezogen wird (siehe Bild 3.11, Seite 58). Für weiterführende Informationen bzgl. des Einsatzes und der Funktionsweise von VGS sowie der Aushebesteifigkeit sei auf die Arbeit von GUST ET AL. verwiesen [GMGD08].

#### 3.3.1 Problemstellung Beispiel Viergelenkscharnier Porsche 981

Bei dieser Untersuchung der Aushebesteifigkeit eines Viergelenkscharniers für einen Porsche 981 steht ein weiterer Aspekt im Vordergrund. Auch bei dieser Beispielbaugruppe wird der Toleranzeinfluss von Maß- und Lagetoleranzen als erweiterte Mo-

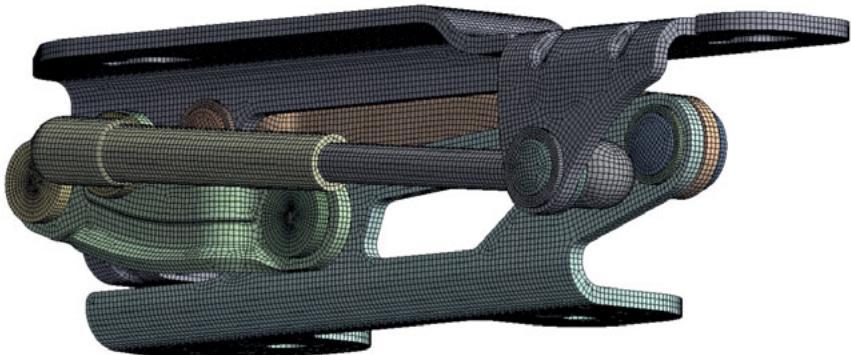


**Bild 3.11:** Übersicht Modellaufbau und Randbedingungen ZB Heckklappe Porsche Boxter

dellbildung im 3D CAD-Modell berücksichtigt. Jedoch ist hier das Schließmaß selbst eine elastische Deformation des Gesamtsystems an einer definierten Stelle, die sog. „Aushebesteifigkeit“. Die Aushebesteifigkeit ergibt sich aus der Bewegung des Viergelenkscharniers entsprechend seiner Kinematik und der Verformung von VGS und ZB Heckdeckel. Alleine durch eine Toleranzanalyse mit Starrkörpern ist diese nicht zu bestimmen. Auch kann die komplexe Steifigkeit des Systems durch reduzierte Modelle, die heute in Toleranzanalysen eingesetzt werden können, nicht abgebildet werden. Somit ist diese Problemstellung mit heutigen 3D Toleranzanalyse-Systemen in dieser Form nicht erfassbar. In Bild 3.11 ist die Baugruppe in der Übersicht dargestellt und es werden die relevanten Randbedingungen definiert. Die Aushebekraft wirkt an der Klappenspitze und die Auswertung der Verformung erfolgt 20 mm neben der Krafteinleitungsstelle auf der Oberseite des Heckdeckels.

### 3.3.2 Geometrieaufbereitung Viergelenkscharnier Porsche 981

Die Aufbereitung der Geometrie erfolgt bei diesem Modell auch direkt im CAD System und umfasst eine komplette Parametrisierung der Baugruppe des Viergelenkscharniers. Es gibt 38 steuernde Parameter, durch die in Summe alle in der technischen Zeichnung definierten Maß- sowie Positionstoleranzen abgebildet wer-



**Bild 3.12:** Berechnungsnetz des Viergelenkscharniers aus Hexaederelementen

den. Die Parameter können später im Berechnungsworkflow automatisiert von einem externen Programm verändert werden und die Baugruppe wird direkt mit den geänderten Toleranzen neu erzeugt, positioniert und an das Berechnungsprogramm zurückgegeben. Der komplette Ablauf findet im Batchmodus statt und erfordert keine separaten Nutzereingaben.

Fokus der Optimierung ist das Scharnier. Die weiteren Anbauteile in der Baugruppe (Deckel, Schließbügel etc.) können nicht geändert werden und werden daher auch nicht parametrisiert.

Bild 3.12 zeigt das Netz des linken Scharniers in einer detaillierten Ansicht. Die Diskretisierung aller Bauteile wurde mit Hexaeder-Elementen durchgeführt, bei Blechbauteilen mit quadratischen Schalenelementen. Das gesamte Netz der Baugruppe zählt ca. 320.000 Elemente.

Die Netznahängigkeit wird durch Testberechnungen gezeigt und auch die Gütekriterien für die Erstellung strukturmechanischer Berechnungsnetze werden eingehalten.

Für Details zu den genannten Validierungsschritten sei auf einschlägige Fachliteratur und Berechnungsvorschriften verwiesen.

### 3.3.3 Modellbildung und statistische Simulation VGS

#### Porsche 981

Die Berechnungen werden mit dem kommerziell verfügbaren Software-Tool ANSYS® Workbench durchgeführt. Die Grundlage für die Berechnung stellt eine statische Strukturanalyse dar. Wie in Bild 3.11 gezeigt, wird die Aushebekraft auf das System aufgeprägt. Zusätzlich wird auch der Einfluss der beiden dargestellten Gasdruckdämpfer und der Gummipuffer durch Ersatzkräfte dargestellt. Die Materialien werden in der Simulation laut Stückliste mit nichtlinearem Materialverhalten berücksichtigt. Alle Kontaktstellen sind als reibungsbehaftete Kontakte ausgeführt ( $\mu = 0,1$ ), wobei Spiel in den Gelenkpunkten aufgrund des Vernietprozesses nicht auftreten kann.

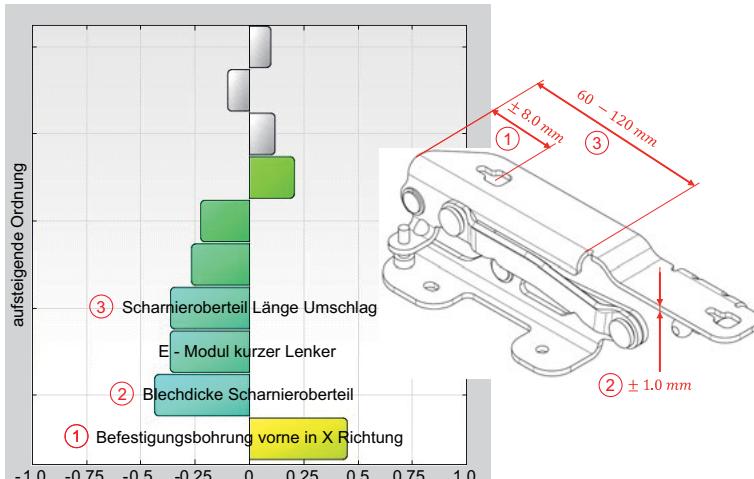
Im Rahmen der Auswertung der Gesamtverformungen wird das Schließmaß der Untersuchung als Verformung in globaler Z-Achsrichtung definiert. Die Auswertung erfolgt 20 mm neben der Krafteinleitungsstelle in Richtung Fahrzeugmitte.

Neben den geometrischen Parametern werden im Rahmen der Berechnungen auch weitere Parameter berücksichtigt, wie z.B. die Streuungen der Lasten oder von Materialeigenschaften wie z.B. der Dichte. Die Nominalvariante des Modells wird berechnet, um die Modellparameter zu initialisieren und ein erstes Schließmaß für die Modelldefinition zu ermitteln.

Im Anschluss erfolgt die Berechnung von 150 DoE Samples auf Basis eines hierfür mit dem Latin Hypercube Sampling generierten Versuchsplans. Dieser wird mit dem Programm OPTISLANG® erstellt und zur Ausführung der Berechnungen wird im Batchmode der ANSYS® Solver aufgerufen.

### 3.3.4 Ergebnisse Viergelenkscharnier Porsche 981

Als Ergebnis der 150 Berechnungsläufe steht zur Auswertung im Anschluss der vervollständigte Versuchsplan zur Verfügung. Die Auswertung erfolgt analog zu der Auswertung des Beispiele Heckschlüssel aus Kapitel 3.2. In Bild 3.13 wird eine Übersicht über die sensitiven Parameter in Bezug auf die Aushebesteifigkeit gegeben.



**Bild 3.13:** Auswertung der Parameterstudie für das Viergelenkscharnier Porsche Boxter nach 150 Solver-Runs - Korrelationskoeffizient linear

Die vier Parameter mit dem größten Einfluss auf die Aushebeleigenschaft sind in dem Diagramm beschriftet und in der Grafik mit ihren jeweiligen Toleranzbereichen kenntlich gemacht.

## 3.4 Schlussfolgerungen

In diesem Kapitel wird der grundsätzliche Einfluss der Formabweichungen auf die Spannungsentstehung unter Last an einem einfachen Beispiel gezeigt (siehe Kapitel 3.1). Die Ergebnisse zeigen einen signifikanten Einfluss der Formabweichungen auf die Spannungsentstehung im Bauteil.

Ferner wird in Kapitel 3.2 an einem komplexen Beispiel aus der Praxis untersucht, wie sich Maß- und Lageabweichungen in langen Toleranzketten auswirken. Diese Berechnungen werden bereits mit einem hohen Detaillierungsgrad und als statistische Berechnungen durchgeführt. Die Praxis zeigt, dass die klassischen FE-Analysen bzw. 3D-Toleranzanalysen hier keine realitätsnahen Lösungen ergeben. Der neue Berechnungsansatz zeigt besser verwertbare Ergebnisse, jedoch ist kritisch zu bewerten, dass die erforderliche Rechenleistung für die statistischen Simulationen sehr hoch

ist (ca. 2500 h CPU Zeit für die Baugruppe „Heckschloss“) und bei der Modellbildung der komplexen Beispiele nur Maß- und Lageabweichungen der Geometrie berücksichtigt werden.

In Kapitel 3.3 kommt eine weitere Baugruppe aus der industriellen Praxis hinzu, bei der neben den zuvor genannten Aspekten eine weitere Besonderheit zum Tragen kommt. Das Schließmaß ist hierbei eine elastische Deformation, welche überhaupt erst durch die aufgeprägten Lasten entsteht. Das heißt, dass diese Problemstellung mit einem klassischen Tool zur 3D Toleranzanalyse überhaupt nicht bearbeitet werden kann, da bei diesen immer geometrisch vorhandene Messungen als Schließmaß definiert werden müssen. Auch bei diesem Beispiel konnte mit dem neuen Berechnungsansatz ein sinnvolles Ergebnis für die Praxis erzielt werden.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass mit dem neuen Ansatz sowohl isoliert ein signifikanter Einfluss der Formabweichungen auf die Spannungsverteilung belasteter Baugruppen, als auch die gleichzeitige Berücksichtigung von Maß- und Lageabweichungen bei auftretenden Verformungen in zwei untersuchten Baugruppen gezeigt werden konnte.

In einem nächsten Schritt muss ein Workflow erarbeitet werden, der die Abbildung von Maß-, Form- und Lageabweichungen in einem Berechnungsmodell erlaubt.

---

# **4 Entwicklung einer Methode zur Berücksichtigung von toleranzbedingten Abweichungen**

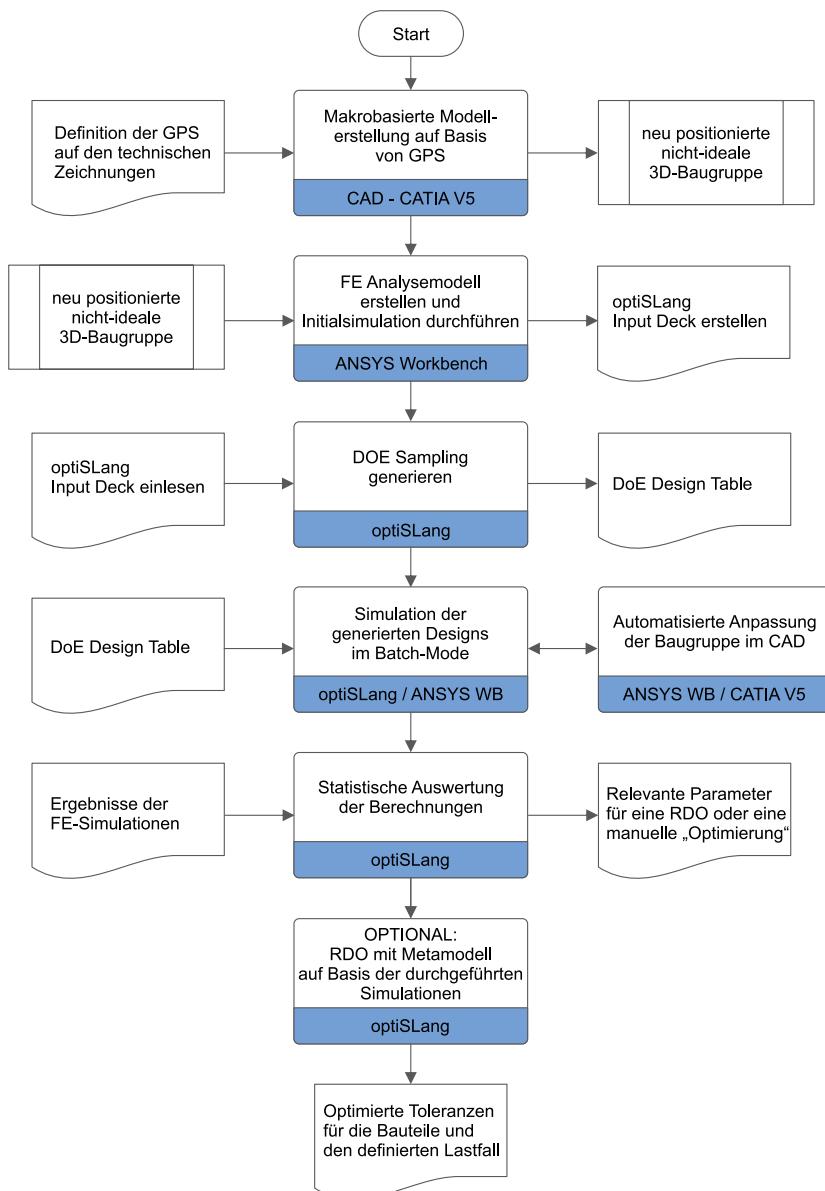
In Kapitel 3 wird anhand der verschiedenen Beispiele gezeigt, dass es für eine präzise Vorhersage der Beanspruchungen unter Last notwendig ist, die fertigungsbedingten Maß-, Form- und Lageabweichungen der Bauteile bzw. des Zusammenbaus detailliert zu berücksichtigen. Wie in Kapitel 3.4 resümiert, sind sowohl die Maß- und Lageabweichungen als auch die Formabweichungen wichtige Einflussgrößen.

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Referenzsimulationen systematisch mit klassischen Auslegungstechniken verglichen und es wird die Entwicklung eines RDO Ansatzes zur Berücksichtigung aller Abweichungen beschrieben.

## **4.1 Workflow der neuen Methode**

Der in Bild 4.1 gezeigte Workflow stellt die neue Methodik ausführlich dar. Die blauen Balken bezeichnen jeweils die Software-Umgebungen, in denen die entsprechenden Schritte abgearbeitet werden. Der gesamte Workflow wird teilautomatisiert durchgeführt und die einzelnen Schritte des Flussdiagramms werden in Kapitel 4.5 anhand eines konkreten Beispiels erläutert. Hierfür werden die erforderlichen Algorithmen und Methoden prototypenhaft in Software umgesetzt.

Eine Validierung der Ergebnisse mit realen Messdaten erfolgt im Anschluss und wird in Kapitel 5 beschrieben.



**Bild 4.1:** Workflow zur Berücksichtigung von toleranzbedingten Abweichungen im Rahmen der robusten Auslegung von Bauteilen

## 4.2 Bolzen-Gelenkverbindung als Versuchsbaugruppe

Um den neuen Workflow virtuell abbilden zu können, wird eine Referenzbaugruppe mit geeigneten Eigenschaften benötigt. Die wichtigen Anforderungen werden im Folgenden dargestellt:

- Einfach handhabbare Baugruppe mit einer bis zwei Kontaktstellen, um eine Umsetzbarkeit im Bereich der Berechnungszeiten sowie des Prüfstandaufbaus zu gewährleisten.
- Analytischer Spannungsnachweis sollte mittels FKM und DIN 743 durchführbar sein (Kerbfälle müssen hierfür in der Literatur vorhanden sein).
- Prüfbaugruppe muss sich zur experimentellen Validierung eignen (Messtechnische Möglichkeiten und Gegebenheiten im Laborbereich / Infrastruktur).

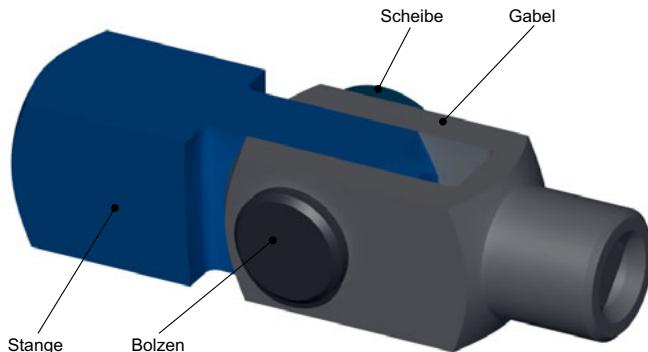
Die als genormtes Maschinenelement erhältliche Bolzen-Gelenkverbindung [DIN94] erfüllt alle Anforderungen und eignet sich somit ideal als Referenzbaugruppe für die durchzuführenden Arbeitsschritte.

Eine Darstellung der Baugruppe als CAD Modell wird in Bild 4.2 gezeigt. Laut Normung sind Standarddurchmesser für diese Verbindungen mit 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14 und 16 mm definiert [DIN94].

## 4.3 Analytische Auslegung des Bolzendurchmessers

Im Folgenden wird im Rahmen der analytischen Auslegung ein iterativer Spannungsnachweis für verschiedene Durchmesser geführt. Das Ziel stellt die Ermittlung eines Prüfdurchmessers und einer Prüfkraft dar, die in ihrer Kombination gerade an der Grenze zur dauerfesten Auslegung liegen.

Die Berechnung nach der FKM Richtlinie [RKV<sup>+12</sup>] wird in dem Softwareprogramm



**Bild 4.2:** Bolzen-Gelenkverbindung als CAD Modell

MICROSOFT EXCEL® iterativ in der Art durchgeführt, dass Kraft und Bolzendurchmesser ermittelt werden, die im Ergebnis genau einer dynamischen Sicherheit von 1.0 entsprechen. Der Prozess erfolgt unter Berücksichtigung einer maximalen Druckkraft von  $F_2 = 15 \text{ kN}$ , welche als Anforderung an den Prüfstandsaufbau in Tabelle 5.1 festgehalten ist.

Die Ergebnisse der iterativen Dimensionierung ergeben einen Bolzendurchmesser von  $d = 6 \text{ mm}$ , der mit einer schwelrend wirkenden Kraft zwischen  $F_1 = 2000 \text{ N}$  und  $F_2 = 6300 \text{ N}$  belastet werden darf. Im Folgenden wird anhand der iterativ ermittelten Ergebnisse eine Kontrollberechnung nach der FKM Richtlinie durchgeführt, mit der ein zyklischer Auslastungsgrad  $a_{BK,b} = 1.00$  nachgewiesen werden soll.

### Spannungsnachweis nach der FKM Richtlinie [RKV<sup>+12</sup>]

Alle unten aufgeführten Voraussetzungen für die Anwendung der FKM Richtlinie [RKV<sup>+12</sup>] werden erfüllt:

- Werkstoffart: Eisen- und Aluminiumwerkstoffe → S235JR
- Temperaturbereich Stahl:  $-40^\circ\text{C} \leq T \leq 500^\circ\text{C}$  → Raumtemperatur
- Bruchdehnung:  $A \geq 6\%$  → Laut Werkstoff-Datenblatt liegt die Bruchdehnung bei mindestens 6 %

Statischer Nachweis mit Nennspannungen:

Die iterative Berechnung ergibt folgende Daten für den Spannungsnachweis nach FKM-Richtlinie:  $F_1 = 2000 \text{ N}$ ;  $F_2 = 6300 \text{ N}$ ;  $d = 6 \text{ mm}$ . Ferner erfolgt die Berechnung des maximalen Biegemoments nach DIN 743 zu  $M_{b,\max} = 9450 \text{ Nmm}$  und dem Widerstandsmoment gegen Biegung für einen Vollkreisquerschnitt mit  $d = 6 \text{ mm}$  zu  $W_b = 21,21 \text{ mm}^3$  [DIN12a].

Die aus dem Bereich der Auslegung von Maschinenelementen bekannten Fallunterscheidungen für die Berechnung des Biegemoments (abhängig von der Passungsart zwischen Bolzen, Gabel und Stange) bei Bolzen-Gelenkverbindungen, kommen in der FKM-Richtlinie nicht vor [WMJV11, RKV<sup>+12</sup>]. Der hier betrachtete Fall entspricht jedoch der in der Literatur als „Fall 1“ bezeichneten Konstellation und sieht eine Spielpassung an allen Fügestellen vor [WMJV11].

Damit ergibt sich die Biegespannung zu:

$$S_{b,\max} = \frac{M_{b,\max}}{W_b} = 445,6 \text{ MPa} \quad (4.1)$$

Mit  $K_{d,m} = K_{d,p} = 1$ ;  $K_A = 0,9$ ;  $R_{m,N} = 360 \text{ MPa}$ ;  $R_{p,N} = 235 \text{ MPa}$  werden die Werkstoffkennwerte wie folgt ermittelt:

Zugfestigkeit:

$$R_m = K_{d,m} \cdot K_A \cdot R_{m,N} = 324 \text{ MPa} \quad (4.2)$$

Fließgrenze:

$$R_p = K_{d,p} \cdot K_A \cdot R_{p,N} = 211,5 \text{ MPa} \quad (4.3)$$

Ferner ergeben sich der Konstruktionskennwert  $n_{pl} = 1,7$  und Druckfestigkeitsfaktor  $f_\sigma = 1$ , womit sich die statische Bauteilfestigkeit berechnen lässt:

$$S_{KB} = f_\sigma \cdot R_p \cdot n_{pl} = 359,55 \text{ MPa} \quad (4.4)$$

In die Berechnung fließt eine Gesamtsicherheit mit dem Faktor von  $j_{ges} = 1$  ein.

Damit zeigt sich der statische Sicherheitsnachweis mit:

$$a_{\text{SKb}} = \left| \frac{S_{\text{b},\max}}{S_{\text{KB}}/j_{\text{ges}}} \right| \leq 1 \quad (4.5)$$

$$a_{\text{SKb}} = 1,24 > 1,0 \rightarrow \text{Überlastung}$$

Dynamischer Festigkeitsnachweis mit Nennspannungen:

Gültig für Zyklenzahl  $\bar{N} \Rightarrow 10^4$ . Die Spannungsamplitude der Biegebeanspruchung liegt bei  $S_{\text{a,b}} = 152,1 \text{ MPa}$  und der Spannungsmittelwert der Biegebeanspruchung bei  $S_{\text{m,b}} = 293,5 \text{ MPa}$ . Die Berechnung erfolgt analog zur DIN 743 [DIN12a, RKV<sup>+12</sup>].

Mit dem Zugdruck-Wechselfestigkeitsfaktor  $f_{\text{w},\sigma} = 0,45$  und  $R_{\text{m}} = 324 \text{ MPa}$  ergibt sich die Werkstoffwechselfestigkeit zu:

$$\sigma_{\text{w,zd}} = f_{\text{w},\sigma} \cdot R_{\text{m}} = 145,8 \text{ MPa} \quad (4.6)$$

Der Konstruktionsfaktor  $K_{\text{WK,b}} = 0,942$  ergibt sich durch den Zusammenhang:

$$K_{\text{WK,b}} = \left( K_{\text{fb}} + \frac{1}{K_{\text{R},\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_{\text{V}} \cdot K_{\text{S}} \cdot K_{\text{NL,E}}} = 0,942 \quad (4.7)$$

Mit den zu Grunde liegenden Faktoren:

- Kerbwirkungszahl:  $K_{\text{fb}} = 1$
- Rauheitsfaktor:  $K_{\text{R},\sigma} = 0,89$
- Randschichtfaktor:  $K_{\text{V}} = 1$
- Schutzschichtfaktor:  $K_{\text{S}} = 1$
- Faktor für Gusswerkstoff GJL:  $K_{\text{NL,E}} = 1$

Mit den zuvor berechneten Faktoren kann die Bauteilwechselfestigkeit ermittelt werden. Diese ist definiert als:

$$S_{WK,b} = \frac{\sigma_{w,zd}}{K_{WK,b}} = 154,75 \text{ MPa} \quad (4.8)$$

Ferner ergibt sich mit dem Mittelspannungsfaktor  $K_{AK,b} = 0,978$  die Amplitude der Bauteildauerfestigkeit  $S_{AK,b} = 151,36 \text{ MPa}$  aus:

$$S_{AK,b} = K_{AK,b} \cdot S_{WK,b} = 151,36 \text{ MPa} \quad (4.9)$$

Woraus sich mit dem Betriebsfestigkeitsfaktor  $K_{BK,b} = 1$  (bei dem Fall „Dauerfestigkeit“) für die Amplitude der Bauteilbetriebsfestigkeit  $S_{BK,b} = 151,36 \text{ MPa}$  ergibt:

$$S_{BK,b} = K_{BK,b} \cdot S_{AK,b} = 151,36 \text{ MPa} \quad (4.10)$$

Hiermit erfolgt abschließend die Berechnung des Auslastungsgrades mit einem Gesamtsicherheitsfaktor  $j_D = 1$ :

$$a_{BK,b} = \frac{\sigma_{ab}}{\sigma_{BK,b} \cdot j_D} \leq 1 \quad (4.11)$$

$a_{BK,b} = 1,00 \leq 1 \rightarrow$  Nachweis ohne Sicherheit erbracht.

Diese somit analytisch bestimmten Kräfte  $\mathbf{F}_1 = 2000 \text{ N}$  und  $\mathbf{F}_2 = 6300 \text{ N}$  und Dimensionen (Bolzendurchmesser  $d = 6 \text{ mm}$ ) stellen für die experimentelle Validierung einen Startpunkt in Form eines „initial guess“ dar. Die Überlastung im Rahmen des statischen Nachweises findet an der Stelle keine Beachtung, da die experimentelle Validierung dynamisch durchgeführt wird.



**Bild 4.3:** Darstellung des diskretisierten Nominalmodells der Baugruppe Bolzen-Gelenkverbindung

## 4.4 Simulieren der Bolzen-Gelenkverbindung mit CAx Software

### 4.4.1 Berechnung mit der Finiten Elemente Methode

Die Nominalbaugruppe wird als ideales CAD Modell ohne geometrische Unvollkommenheiten mit dem kommerziellen FE-Software Programm ANSYS® v.16 analysiert. Ziel der Berechnungen ist die Analyse der Vergleichsbeanspruchung nach von Mises, aus welcher sich anschließend eine Aussage über die zu erwartende Lebensdauer ableiten lässt.

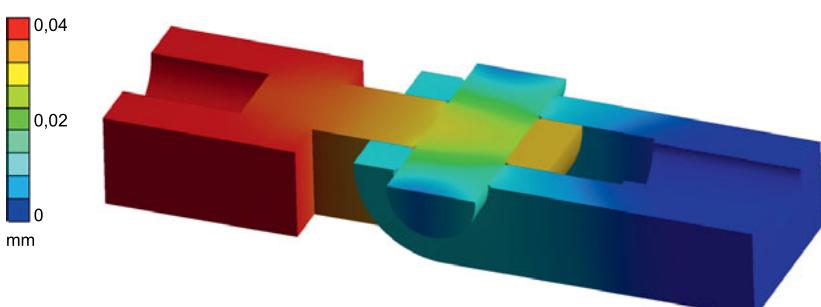
**Diskretisierung:** In einem ersten Schritt wird die Nominalbaugruppe diskretisiert und das Berechnungsnetz wird in die Simulationsumgebung importiert. Zum Einsatz kommt ein strukturiertes Hexaedernetz, welches für die Nominalbaugruppe in Bild 4.3 dargestellt ist. Es besteht aus ca. 260.000 Elementen für die gesamte Baugruppe mit einer mittleren Elementkantenlänge von 0,3 mm.

**Modellaufbau:** Nun werden die definierten Randbedingungen und Lasten aufgeprägt, bevor das Berechnungsmodell gelöst werden kann:

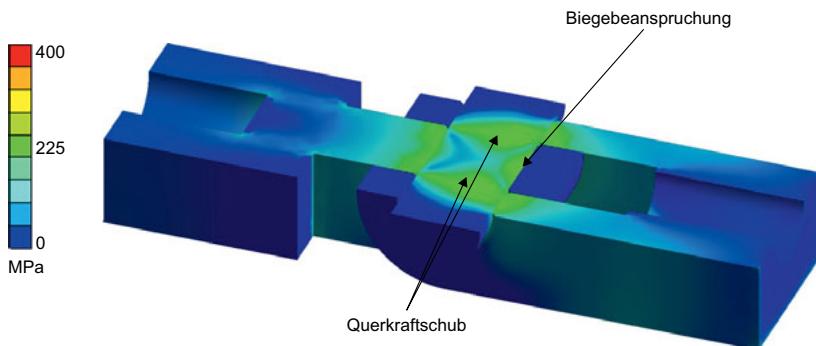
- Die Gabel ist an der Flanschfläche fest eingespannt.
- Die Stange wird im Flanschbereich normal zur Fläche mit einer Kraft von 6300 N als Druckkraft belastet.
- Alle Kontaktstellen werden reibungsbehaftet mit  $\mu = 0,1$  abgebildet.
- Die Verbindung befindet sich in Strecklage.
- Das Material wird mit nichtlinearen Materialeigenschaften berücksichtigt, der Werkstoff für die Baugruppe ist ein S235JR nach [DIN94].

Mit dem vollständig definierten Input-Deck wird die Berechnung gestartet.

**Ergebnisauswertung:** Die Auswertung der Gesamtverformungen wird in Bild 4.4 dargestellt. Es zeigt sich eine symmetrische Deformation der Baugruppe unter Last, welche im elastischen Bereich liegt und auf Grund der idealen und spielfreien CAD Geometrie (CAD Modell wird mit den Nennmaßen erstellt) gering ausfällt. Bild 4.5 zeigt die Vergleichsbeanspruchungen in der Verbindung im Baugruppenschnitt. Es ist deutlich der gleichmäßige und symmetrische Verlauf zu erkennen, welcher sich durch die ideale Eingangsgeometrie erklärt.

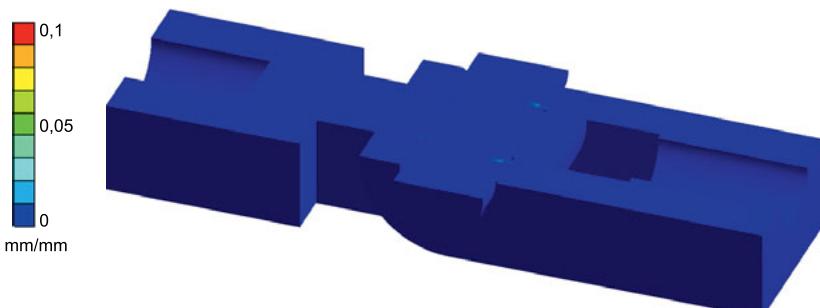


**Bild 4.4:** Darstellung der Gesamtverformung für die Idealgeometrie der Bolzen-Gelenkverbindung im Vollschnitt



**Bild 4.5:** Darstellung der Vergleichsbeanspruchungen (GEH) für die Idealgeometrie der Bolzen-Gelenkverbindung im Vollschnitt

Die Spannungen (GEH) liegen im Bolzen mit ca. 240 MPa bereits im kritischen Bereich (vgl. Werkstoffdaten S235JR [RKV<sup>+</sup>12]). Die auftretenden Spannungsspitzen an den Kontaktstellen sind durch lokale Druckbeanspruchungen begründet und bauen sich durch geringe plastische Fließeffekte ab. In den Abscherquerschnitten des Bolzens treten ferner Tangentialbeanspruchungen auf, welche bei der idealen Geometrie in Relation zu den Biegespannungen auffallend dominant sind. Dieser Effekt ist auf die gute, das heißt spielfreie „Führung“ des Bolzens in Gabel und Stange zurückzuführen.



**Bild 4.6:** Darstellung der plastischen Vergleichsdehnung für die Idealgeometrie der Bolzen-Gelenkverbindung im Vollschnitt

Bild 4.6 zeigt die plastische Vergleichsdehnung und bestätigt die unkritische Situation. Im Bereich der Kontaktstellen zwischen Bolzen und Gabel zeigen die Hotspots die zu erwartenden, lokalen plastischen Deformationen, welche die Spannungsspitzen in diesen Bereichen abbauen. Ein Durchplastifizieren des gesamten Querschnitts, hervorgerufen durch die Schubspannungsanteile, ist nicht festzustellen. Weitere Auswertungen sind im Anhang B in Bild B.1 dargestellt.

#### 4.4.2 Toleranzsimulation mit der Software VisVSA®

Aufgrund der Modellbildung ist bei dieser Baugruppe eine Umsetzung mit einem klassischen 3D-Toleranzanalyse System nicht möglich, da das „Schließmaß“ in diesem Fall eine physikalische Ergebnisgröße in Form einer Vergleichsbeanspruchung ist. Für eine Erläuterung der Funktionsweise von 3D-Toleranzanalyse Software wird auf Kapitel 2.4.4 verwiesen.

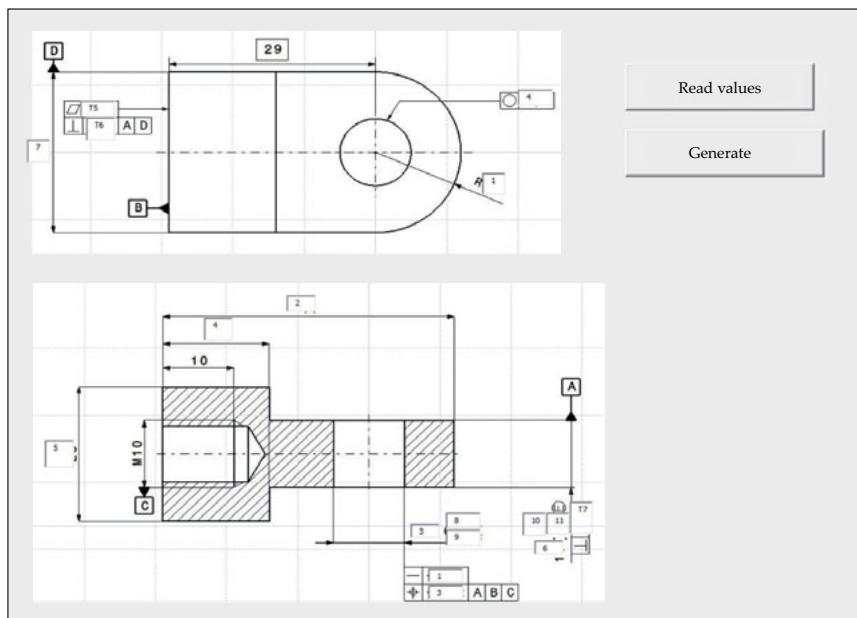
### 4.5 Umsetzung des Workflows am Beispiel der Bolzen-Gelenkverbindung

Die neue Methode zur Bewertung des Toleranzeinflusses in Baugruppen unter Last wurde in Kapitel 4.1 eingeführt und wird am Beispiel der Bolzen-Gelenkverbindung in ihren einzelnen Schritten vorgestellt und erläutert. Hierbei geht es darum, den Einfluss der toleranzbedingten Geometrieabweichungen systematisch zu erfassen und zu bewerten. Dafür werden die Methoden in Programmcode umgesetzt und angewendet.

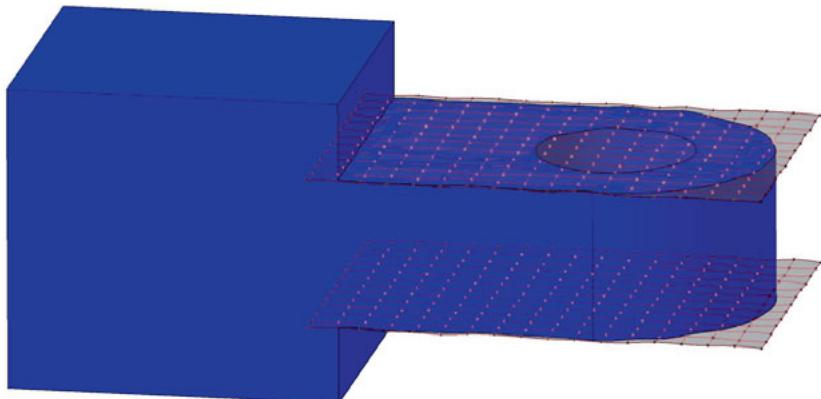
#### 4.5.1 Erzeugen der nichtidealen Geometriedaten

Die Basis des Workflows bildet die Erzeugung von nichtideal Geometrie. Diese wird konform zu den Toleranzinformationen aus den technischen Zeichnungen

der Bauteile erzeugt. Eine Darstellung der jeweiligen technischen Zeichnungen aller Bauteile findet sich im Anhang A dieser Arbeit. Der zur Geometrieerzeugung gewählte Ansatz verwendet nicht direkt eines der in Kapitel 2.4.5 beschriebenen Verfahren. Die Modellbildung wird in vollem Umfang im 3D-CAD System Catia V5® durchgeführt. Anschließend stehen native Modelle im Catia V5® Datenformat zur Verfügung. Hierfür werden in Visual Basic (VB) und Python erstellte Routinen genutzt, auf deren Basis die automatische Modellerstellung im CAD System umgesetzt wird. Der Ablauf für die Erstellung der nichtidealen Geometrie beginnt mit der interaktiven Nutzereingabe der Toleranzgrenzen in einer vorgegebenen technischen Zeichnung. Diese Zeichnung beinhaltet für das jeweilige Bauteil definierte Bezüge sowie entsprechende Maß-, Form- und Lagetoleranzen. Bild 4.7 zeigt beispielhaft die Eingabemaske für die festzulegenden Toleranzen des Bauteils „Stange“ der untersuchten Bolzenverbindung.



**Bild 4.7:** GUI für das Programm zur Geometrieerzeugung am Beispiel des Bauteils Stange



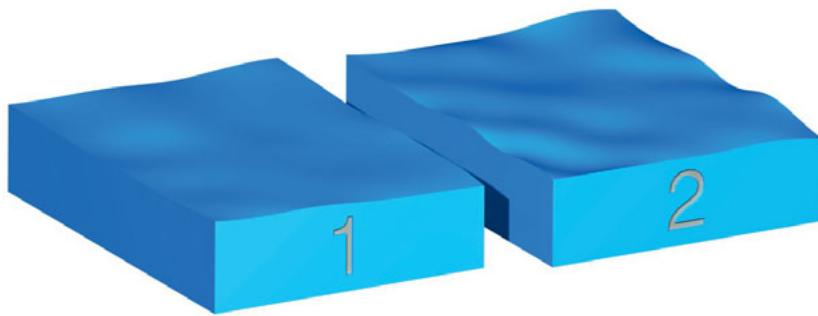
**Bild 4.8:** Erzeugung der nichtidealen Bauteilgeometrie durch eine erzeugte Punktewolke

In Bild 4.8 wird für das Bauteil Stange dargestellt, wie die Erstellung der nichtidealen Bauteilflächen im Hintergrund automatisiert ausgeführt wird. Auf Basis der vorgegebenen Toleranzen werden Punktewolken erzeugt, aus denen über ein Drahtmodell Bauteilflächen generiert werden.

Bei der Modellerstellung werden Abweichungen erster und zweiter Ordnung berücksichtigt, wobei ferner definierte Randbedingungen eingehalten werden. Diese beziehen sich auf bestimmte Schritte im Rahmen der Geometrieerstellung und sollen im Folgenden kurz beschrieben werden:

#### **Stetige / realistische Topologiegenerierung**

In diesem Kontext wird unter dem Begriff „realistisch“ verstanden, dass die virtuellen Abweichungen denen von real gefertigten Bauteilen möglichst nahe kommen. Die Differenz zwischen zwei benachbarten Stützstellen darf – gemessen in Normaleinrichtung zur Begrenzungsebene der definierten Toleranz – bei der Erzeugung von toleranzbehafteten Geometrieelementen (Stützgeometrie oder Bauteilflächen) nicht mehr als 20 % der zulässigen Toleranzzone betragen. Im Ergebnis wird somit sicher gestellt, dass eine stetige Deformation der Bauteilgestalt (im Rahmen der definierten und somit zulässigen Toleranzen) erfolgt. In Bild 4.9 zeigt sich an dem Bauteil mit der Nummer 2, wie sich eine nichtideale Oberfläche ausbilden kann, bei der dieses



**Bild 4.9:** Varianten bei der Erzeugung nichtidealener Oberflächen (überzeichnet dargestellt)

Kriterium nicht angewendet wird. Bei Bauteil 1 ist die Geometrie wie zuvor beschrieben erzeugt worden und zeigt einen realistischen Verlauf.

Eine differenzierte Betrachtung der Einflüsse verschiedener Fertigungsverfahren auf die Entstehung charakteristischer Abweichungen stellt einen Bereich mit weiterem Forschungsbedarf dar.

### Ausnutzung des vorgegebenen Toleranzbereichs

Die nichtidealen Geometrien werden unter anderem durch Drahtgeometriemodelle erzeugt. Diese basieren auf Approximationspolinomen, welche durch Stützstellen verlaufen, und können je nach Lage und Anordnung der Stützstellen auch die zulässigen Toleranzzonen überschreiten.

Damit diese Basisgeometrie und die im Folgenden erzeugten Flächenhüllen an keiner Stelle die laut Zeichnung zulässigen Toleranzbereiche überschreiten, wird ein empirisch ermittelter Ausnutzungsfaktor berücksichtigt. Dieser dient als Korrekturfaktor für die virtuellen Toleranzzonen und verkleinert den nutzbaren Toleranzbereich für die Stützgeometrie. So wird sichergestellt, dass die finale Geometrie immer innerhalb der definierten Toleranzen liegt.

Eine Überprüfung der erzeugten Geometrie wird anschließend für jedes erzeugte Bau teil durchgeführt. Dazu werden in einem ersten Schritt auf Basis der nichtideal en

Geometrie, konform zu den Vorgaben der technischen Zeichnung, Bezüge erzeugt. Anschließend werden die jeweiligen Toleranzen als Istwerte ermittelt und in eine Datendatei exportiert. Designs, welche nicht im Rahmen der zulässigen Toleranzen liegen, werden automatisch verworfen.

Die Abläufe für die Erstellung der nichtidealen Geometrie sind prototypenhaft umgesetzt und können nur für die vorgegebenen Topologien eingesetzt werden.

Eine Erzeugung von beliebigen Bauteilen setzt eine Weiterentwicklung des Konzepts zu einem featurebasierten Tool voraus. Hiermit kann eine interaktive Auswahl von Geometrieelementen möglich gemacht werden, welche dann mit definierten Bezügen bzw. Toleranzen belegt werden könnten.

Im Rahmen dieser Arbeit werden die Einflüsse der nichtidealen Bauteilgestalt in einer definierten Prüfbaugruppe untersucht, wofür sich die gewählte Form der prototypenhaften Umsetzung ideal eignet.

## 4.5.2 Modellbildung Bolzenbaugruppe

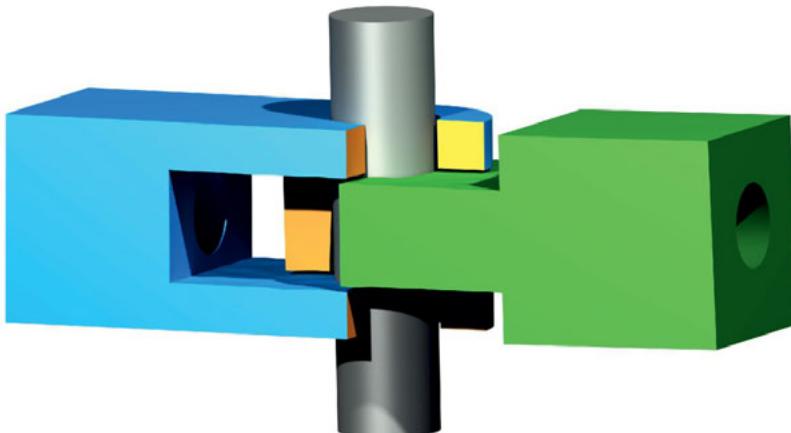
Mit den nichtidealen Baugruppen der Bolzenverbindung werden FE-Analysen durchgeführt, um eine Aussage über die in Bezug auf die Lebensdauer relevanten Toleranzen treffen zu können.

Der Aufbau des FE-Simulationsmodells ist analog zu dem in Kapitel 4.4.1 beschriebenen Aufbau des Nominalmodells der Baugruppe. Der Unterschied besteht in der nichtidealen Gestalt der Bauteile und der dadurch bedingten, komplexen Kontaktgeometrie zwischen dem Bolzen und den angrenzenden Bauteilen. Bild 4.10 zeigt den Kontaktbereich einer nichtidealen Baugruppe.

Die Belastung entspricht mit einer Druckkraft von  $F_D = 6300 \text{ N}$  auch der Nominalsimulation, ebenso wie die Diskretisierung.

## 4.5.3 Sensitivitätsanalyse Bolzenbaugruppe

Korrespondierend zu dem in Bild 4.1 darstellten Workflow, schließt sich im Folgenden eine Sensitivitätsstudie der Bolzenverbindung an (siehe Bild 4.1, Seite 64). So

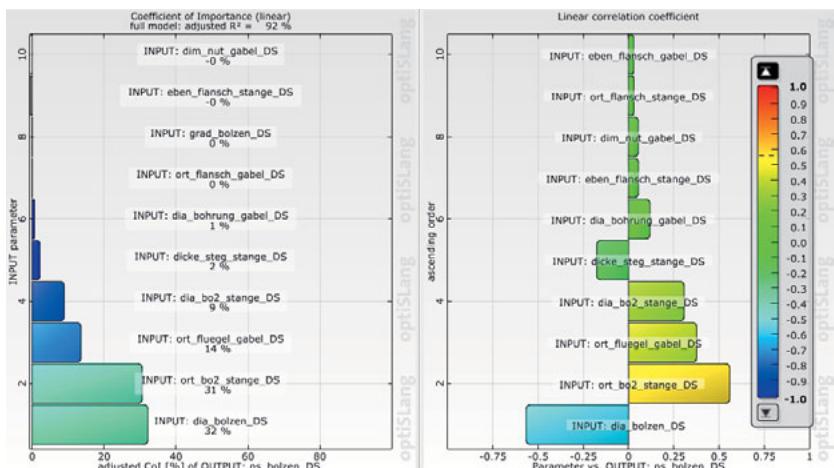


**Bild 4.10:** Detailansicht auf den Kontaktbereich einer toleranzbehafteten Baugruppe (Ansicht aufgeschnitten dargestellt)

wird eine Aussage im Hinblick auf die „wichtigen“ Toleranzen möglich und es kann eine optionale Optimierung und Robustheitsbewertung (RDO) der ausgewählten Toleranzen erfolgen. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird mit einer einfach aufgebauten Baugruppe eine Prinzipuntersuchung durchgeführt. Es wird aufgrund der einfachen Struktur des Zusammenbaus auf eine angeschlossene RDO verzichtet, da sie keinen weiteren Erkenntnisgewinn bringt und nicht im Fokus dieser Arbeit steht. Der Parameterraum für die Untersuchung der Sensitivitäten wird auf die geometrischen Toleranzen der Einzelteile beschränkt, Variationen der Materialparameter und Lasten werden hierbei nicht vorgenommen.

Der Aufbau der Geometriedaten erfolgt wie in Kapitel 4.5.1 erläutert. Für detailliertere Informationen hierzu sei auf [Ma15] verwiesen. Das Modell aus Kapitel 4.5.2 wird einmal berechnet. Anschließend wird die Ergebnisgröße „Normalspannung im Bauteil Bolzen“ als Output-Parameter definiert (Parameter „ns\_bolzen\_DS“).

Daraufhin erfolgt die Berechnung von 120 DoE Samples auf Basis eines hierfür mit dem Latin Hypercube Sampling (LHS) generierten Versuchsplans. Dieser wird mit dem Programm OPTISLANG® erstellt und enthält die zeichnungskonformen Parameterinformationen für die Inputparameter der zu berechnenden Geometrievarianten (siehe hierzu Bilder A.1, A.2 und A.3 im Anhang dieser Arbeit).



**Bild 4.11:** Statistische Auswertung des Wichtigkeitsmaßes (links) und des linearen Korrelationskoeffizienten (rechts) für die Sensitivitätsanalyse der Bolzenbaugruppe

Das Ergebnis der Sensitivitätsstudie ist in Form der Auswertung des Wichtigkeitsmaßes (Col) und der linearen Korrelationskoeffizienten in Bild 4.11 dargestellt. Der signifikanteste Einfluss ist der Durchmessertoleranz des Bolzens zuzuordnen (Parameter „dia\_bolzen\_DS“). Dieser ist mit einem negativen Wert so zu interpretieren, dass bei kleinen Durchmesserwerten der Outputparameter größer wird, also die Spannung im Bolzen ansteigt. Ebenfalls relevante Parameter sind die Rechtwinkligkeit der Bohrung in der Stange (Parameter „ort\_bo2\_stange\_DS“) und die Rechtwinkligkeit der Gabelschenkel (Parameter „ort\_fluegel\_gabel\_DS“) sowie der Bohrungsdurchmesser in der Stange (Parameter „dia\_bo2\_stange\_DS“).

#### 4.5.4 Simulation und Auswertung ausgewählter Baugruppen

Ergänzend zu den durchgeführten statistischen Analyse werden zur experimentellen Validierung (siehe Kapitel 5.4) der in diesem Kapitel beschriebenen numerischen Berechnungen reale Baugruppen mit definierten Abweichungen benötigt. Hierfür werden sechs unterschiedliche Varianten der Baugruppe erzeugt und in ihren Toleranzen und deren Ausprägungen vereinfacht dokumentiert.

**Tabelle 4.1:** Toleranzausprägungen der untersuchten Zusammenbau-Varianten

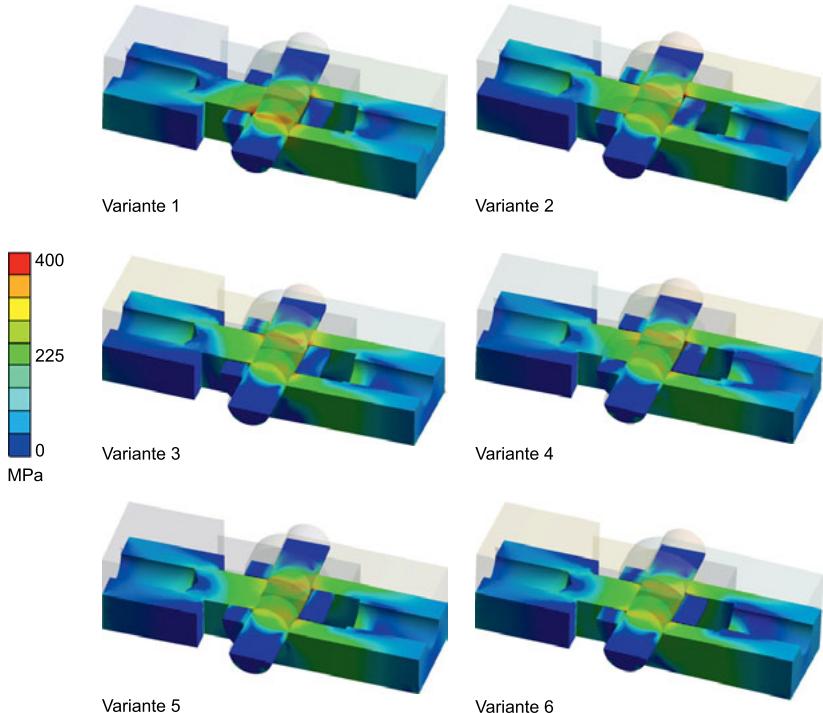
Nummer ZB	Bolzen	Gabel			Stange		
		Flügel	Bohrung		Steg	Bohrung	
			Lage	Durchm.		Lage	Durchm.
1	min	max & parallel	gerade	max	außen max & innen min	max Winkel zu B	max
2	max	angestellt & parallel	max Winkel zu B	nominal	angestellt & parallel	halber Winkel zu B	max
3	konisch	außen max & innen min	gerade, quer zu $F_{\text{Direction}}$ versetzt	nominal	außen min & innen max	nominal	nominal
4	ungerade	außen min & innen max	gerade	min	orthogonal	max Winkel zu B	max
5	ungerade	max & parallel	gerade	max	angestellt & parallel	halber Winkel zu B	min
6	konisch	außen min & innen max	gerade	min	außen min & innen max	nominal	nominal
Begriffsdefinition: min / max: Lage der Geometrie im Toleranzfeld konisch: Bolzenform konisch grade / ungrade: Ausnutzung der Gradheitstoleranz der Zylinderachsen angestellt: Rechtwinkligkeitstoleranz maximal ausgenutzt							

Diese Baugruppen werden im weiteren Verlauf numerisch und experimentell untersucht, um so eine Validierungsmöglichkeit zu schaffen. Tabelle 4.1 zeigt eine Übersicht über die einzelnen Toleranzen der zu untersuchenden Baugruppen. Die Beschreibung der Varianten wird auf wenige Hauptkriterien reduziert, um eine gute Differenzierung zwischen den Varianten zu ermöglichen.

Einige Ergebnisse der numerischen Simulationen sind in den Bildern 4.12 und 4.13 vergleichend gegenübergestellt. Alle Auswertungen werden in den Bildern B.2 bis B.7 im Anhang gezeigt.

In Bild 4.12 wird die Vergleichsspannung nach der GEH ausgewertet und es zeigen sich innerhalb der verschiedenen Toleranzvariationen deutliche Unterschiede in den Ausprägungen der Spannungsverteilung. Auch die absoluten Spannungen unterscheiden sich signifikant in ihrer Ausprägung und ihrem Betrag.

Die Skalierung der Falschfarbendarstellung sieht als Beginn des roten Bereiches die mittlere Zugfestigkeit des Werkstoffes S235JR vor [RKV<sup>+12</sup>].

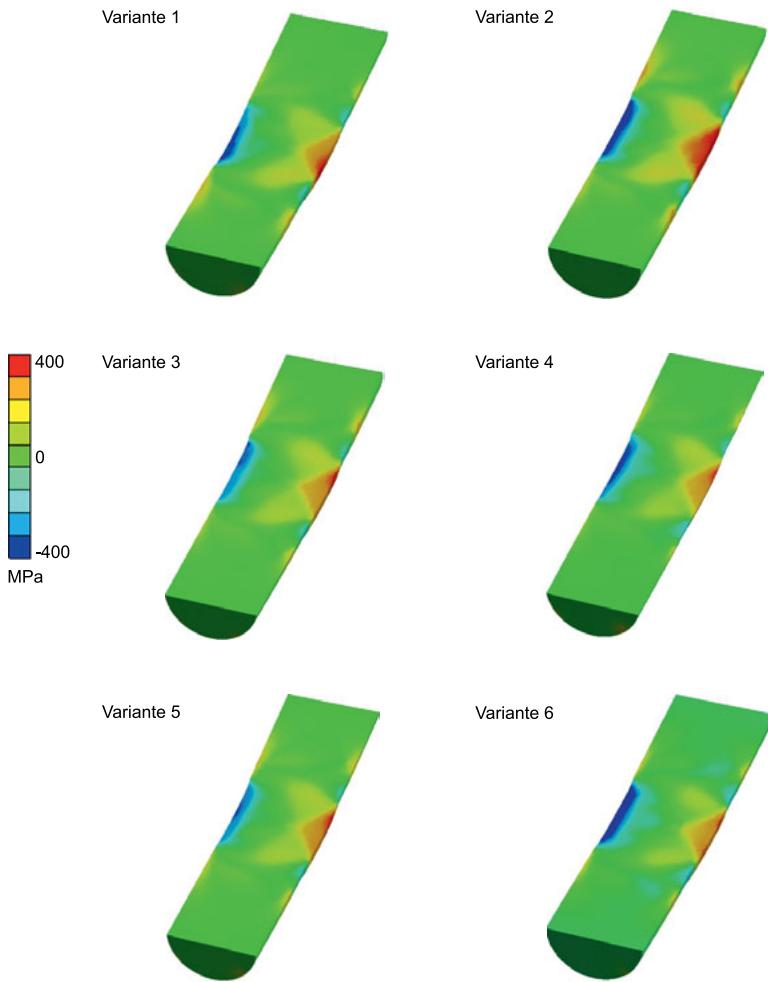


**Bild 4.12:** Darstellung der Vergleichsspannungen (GEH) der sechs nichtidealen Baugruppen laut Tabelle 4.1 im Vollschnitt

Die in Bild 4.12 dargestellten Normalspannungen in den Bolzen zeigen ebenfalls eine deutliche Streuung. Insbesondere die rissgefährdete Biegezugseite des Bolzens zeigt große Unterschiede zwischen den einzelnen Varianten.

Diese stellen sich sowohl in der Intensität der Beanspruchungen dar als auch in der Ausprägung der Beanspruchungsverteilungen. Diese Ergebnisse sind besonders relevant, da bei der Bolzenauslegung die Biegebeanspruchung häufig eine versagenskritische Größe ist [WMJV11].

Die in Tabelle 4.2 auf Seite 83 dargestellten Spannungen verdeutlichen den Einfluss der nichtidealen Geometrie der sechs Versuchsvarianten auf die Spannungsentstehung im Bolzen. Hierbei sind die prozentualen Abweichungen jeweils im Bezug auf die Ergebnisse der idealen Baugruppe gezeigt.



**Bild 4.13:** Darstellung der Normalbeanspruchungen im Bolzen der sechs nichtidealen Baugruppen laut Tabelle 4.1

**Tabelle 4.2:** Übersicht und Vergleich der Normalspannungen im Bauteil Bolzen

Variante nach Tabelle 4.1	Spannung im Bolzen in MPa	Abweichung zur Idealvariante in %
Ideal	248	0
1	326	31
2	300	21
3	315	27
4	312	26
5	304	23
6	292	18

#### 4.5.5 Schlussfolgerungen bezüglich der numerischen Simulationen

In diesem Kapitel wurde anhand einer einfachen Baugruppe der gesamte Prozess von der Erstellung zeichnungskonformer, nichtideal 3D CAD-Geometrie bis zur statistischen Ermittlung ergebnisrelevanter Toleranzen dargestellt.

Mittels der statistischen Ergebnisse ist eine Bewertung des Einflusses einzelner Maß-, Form- und Lagetoleranzen in einer Baugruppe möglich, wodurch eine angeschlossene Toleranzoptimierung relevanter Toleranzen wirtschaftlicher realisiert werden kann.

Anhand der in Kapitel 4.5.4 zusätzlich zum definierten Workflow erzielten Ergebnisse lassen sich für die zu erwartende Lebensdauer der Bolzen-Gelenkverbindungen Rückschlüsse aus dem werkstoffspezifischen Wöhlerdiagramm ziehen. Diese Auswertungen und die Validierung der Simulationen mit den Daten aus den Lebensdauer-versuchen werden in Kapitel 5.5 vorgestellt.

# 5 Experimentelle Validierung der numerischen Simulationen

Die in Kapitel 4.5 als Testbaugruppe für die neue Methodik zur realistischen Berücksichtigung von Toleranzen im Produktentwicklungsprozess eingeführte Bolzen-Gelenkverbindung wird auf einem hierfür entwickelten Prüfstand experimentell untersucht.

Die ermittelten Daten werden genutzt, um die Beobachtungen der numerischen Simulationen zu bestätigen und somit den neuen Workflow zu validieren.

## 5.1 Prüfstandsaufbau und Versuchsdurchführung

Für die Validierung der Simulationsmodelle wird ein geeigneter Versuchsaufbau benötigt. Hierfür wird auf den Ergebnissen der Arbeiten [Hei13, Obr14] aufgebaut. In [Hei13] wird die systematische Konzeptentwicklung eines Prüfstands für die Bolzen-Gelenkverbindung beschrieben. Die im Rahmen dieser Arbeit in einer Projektgruppe (vier Personen) erstellte Anforderungsliste ist in Tabelle 5.1 abgebildet und stellt alle relevanten Anforderungen für die Entwicklung der Prüfeinrichtung dar. Auf eine detaillierte Erläuterung der durchgeführten konstruktionssystematischen Schritte wird an dieser Stelle verzichtet – es sei hierfür auf die bezeichneten Quellen verwiesen.

Das finale Konzept des Prüfstands sieht einen speziellen Hydraulikzylinder mit einem Gasreservoir vor, um die dynamische Prüflast auf die zu untersuchenden Verbindungen aufzubringen. In den Bildern 5.1 bis 5.3 wird der Prüfstand als CAD Baugruppe und als Foto des realen Labor-Aufbaus gezeigt.

**Tabelle 5.1:** Anforderungsliste für den Bolzenprüfstand

Nr.	Anforderung	Soll- Zahlenwert mit Toleranz			Einheit (phys.)	Anforderungs- art	Ersteller
		min.	Nenn.	max.			
1	Breite			1600	mm	Pflicht	Gruppe
2	Höhe			1500	mm	Pflicht	Gruppe
3	Tiefe			1000	mm	Pflicht	Gruppe
4	item Gestell Profilquerschnitte	80x40		160x80	mm x mm	Pflicht	Gruppe
5	Hubweg	2		15	mm	Pflicht	Gruppe
6	Bolzendurchmesser	5		10	mm	Pflicht	Gruppe
7	Bolzen	1			Stück	Pflicht	Gruppe
8	Versuchsdauer			100	h	Pflicht	Gruppe
9	Montage / Handling			1	Personen	Pflicht	Gruppe
10	Bedienung			1	Personen	Pflicht	Gruppe
11	Gleitlager Lebensdauer	120			h	Pflicht	Gruppe
12	Verfügbarkeit Prüfstand	50			Tage / Jahr	Pflicht	Gruppe
13	Ablagefläche	500x500			mm x mm	Pflicht	Gruppe
14	Lagertausch			10	min.	Pflicht	Gruppe
15	Umgebungs. Temp.	15		30	°C	Pflicht	Gruppe
16	Stromquelle			400	Volt	Pflicht	Gruppe
17	Bolzenlast	1		15	kN	Pflicht	Gruppe
18	Lastfrequenz	10	25	80	Hz	Pflicht	Gruppe
19	Bolzenwechsel ohne Federtausch			10	min.	Wunsch	Gruppe
20	Bolzenwechsel mit Federtausch			30	min.	Wunsch	Gruppe
21	Einstellung Kraftintervalle	0,5		1,0	kN	Wunsch	Gruppe

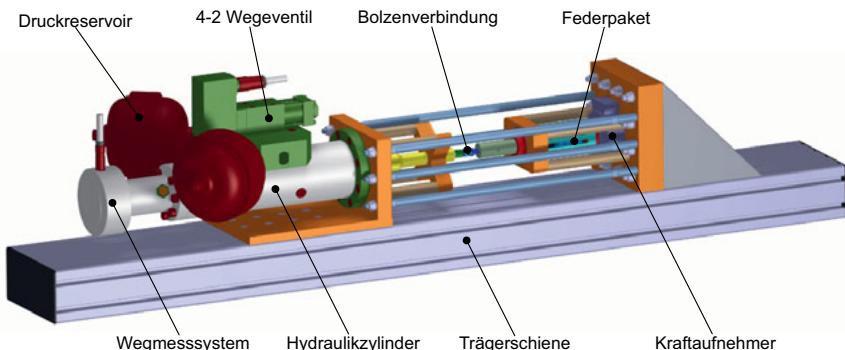


Bild 5.1: CAD Modell der Prüfbaugruppe mit Bezeichnung der relevanten Komponenten

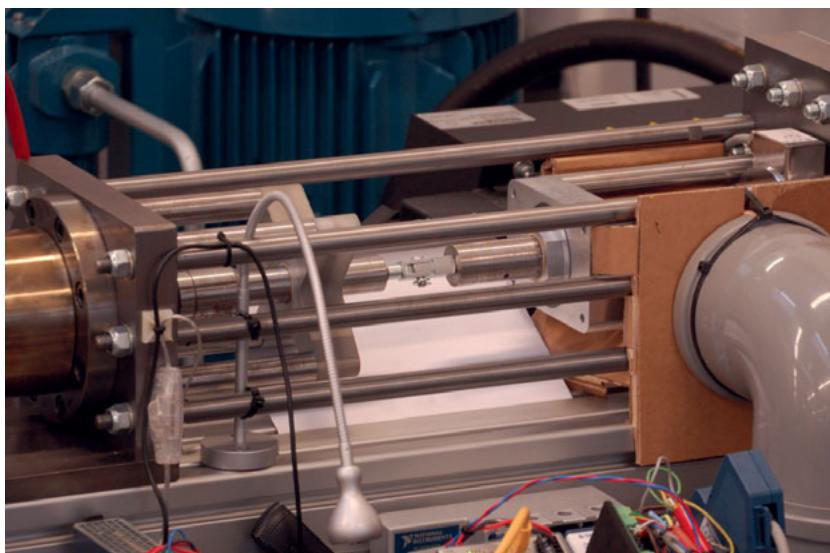
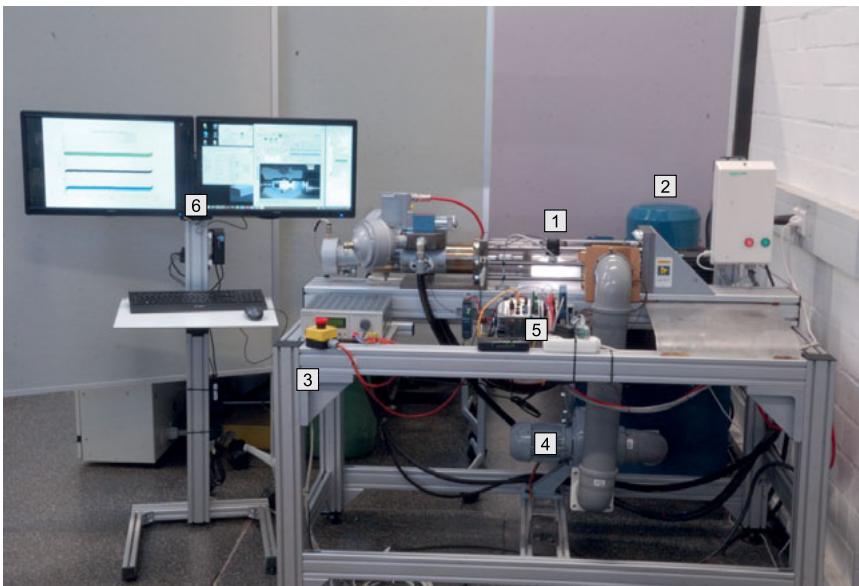


Bild 5.2: Foto der eingebauten Prüfbaugruppe



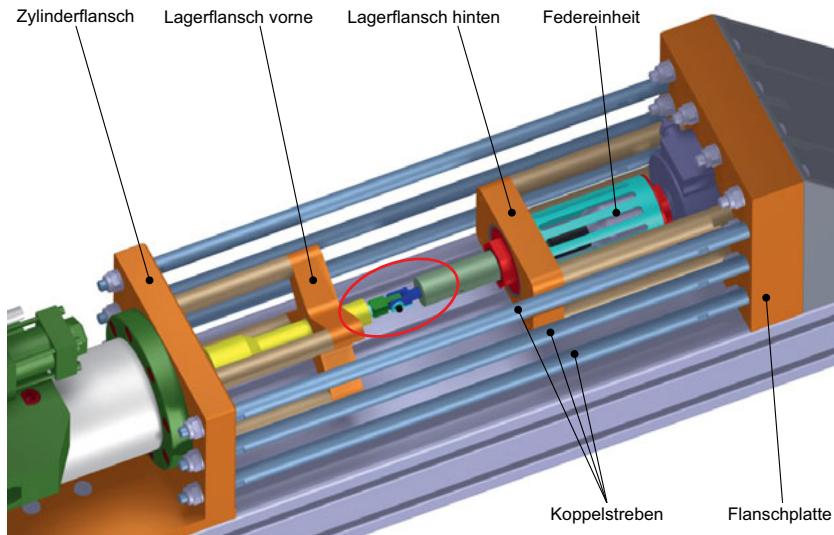
**Bild 5.3:** Foto des betriebsbereiten Bolzenprüfstandes

In Bild 5.3 sind die einzelnen Unterbaugruppen des Gesamtaufbaus zu erkennen:

1. Prüfbaugruppe aus Bild 5.1
2. Hydraulikaggregat (hinten blau im Bild)
3. Trägergestell aus ITEM® Profilen
4. Radialverdichter zur Luftkühlung des Federpaket
5. Netzteil / Messhardware zur Prüfstandsregelung
6. Zwei Touch-Displays als Graphical User Interface (GUI) zur Bedienung des Prüfstands

Im folgenden wird auf bestimmte konstruktive Details der unter erstens bezeichneten Prüfbaugruppe eingegangen:

**Bolzenverbindung:** Die zu untersuchende Verbindung ist als modulare Baugruppe einfach montierbar, ohne dass weitere Teile der Prüfbaugruppe abgebaut werden

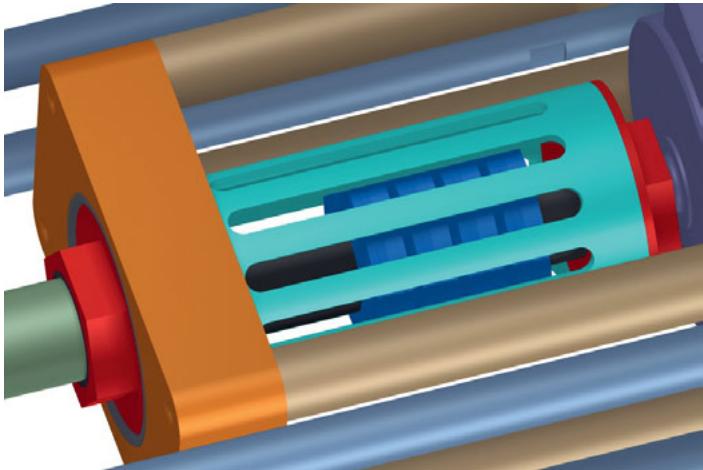


**Bild 5.4:** Detailansicht der Prüfbaugruppe im beanspruchten Bereich zwischen den Flanschplatten

müssen (rot eingekreister Bereich in Bild 5.4). Eine Kamera nimmt während der Versuchslaufzeit Bilder auf, die bei der Auswertung eine der Zyklenzahl zugeordnete, optische Bewertung des Schädigungsgrades der Verbindung zulassen.

**Koppelstreben:** Die in Bild 5.4 dargestellten sechs runden Stahlstreben sorgen für einen optimierten Kraftfluss innerhalb der Prüfbaugruppe. Die durch den Zylinder in die Bolzenverbindung eingebrachte Druckkraft wird über die beiden orange dargestellten, äußeren Flanschplatten direkt in die sechs, somit auf Zug beanspruchten, Koppelstreben geleitet. Dadurch wird das Eintragen eines Biegemomentes in die Trägerschiene verhindert.

**Federpaket:** Das Federpaket in Form einer Tellerfedersäule ist in Bild 5.1 dargestellt und besteht aus definiert geschichteten Tellerfedern, welche genutzt werden, um bei einem geringen Hub von ca. 2 – 4 mm die erforderliche Prüfkraft auf die Verbindung aufzuprägen. Damit wird ein hochfrequentes „Schlagen“ auf die Verbindung verhindert und ein harmonisches Lastkollektiv ermöglicht. Das Federgehäuse ist aus Aluminium gefertigt und in axialer Richtung mit Schlitten zur Kühlung versehen.

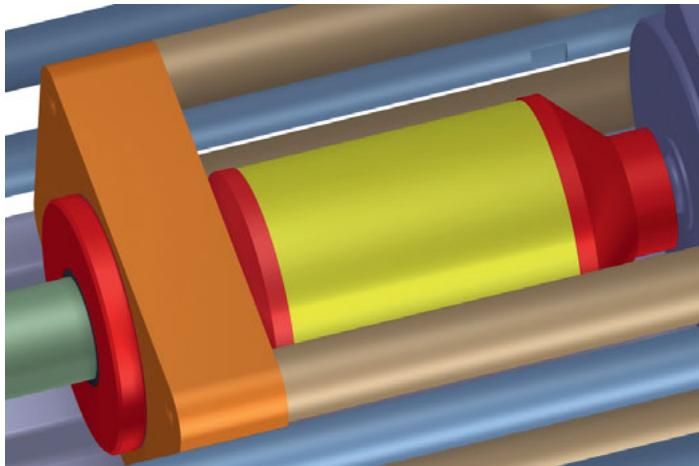


**Bild 5.5:** Detaildarstellung der Federeinheit

Während der ersten Testphase zeigt sich ein signifikanter Einfluss der Reibungseffekte innerhalb der Tellerfedersäule, welcher sich mit einem transienten Verhalten auf den Versuchsablauf auswirkt. Dieser Einfluss wirkt sich maßgeblich durch eine stetige Veränderung der Federsteifigkeit, insbesondere bei langer Versuchsdauer ( $t > 24\text{ h}$ ), aus. Das Problem wird durch eine Modifikation der gesamten Federeinheit gelöst. Statt der Tellerfedersäule kommt eine Elastomerfeder der Firma FIBROFLEX® zum Einsatz, welche auch bei langen Versuchsdauern eine konstante Steifigkeit aufweist und auch in Bezug auf die Temperatur, Haltbarkeit und Wartungsaufwand erhebliche Verbesserung bringt. Die modifizierte Baugruppe ist in Bild 5.6 dargestellt. Das gelbe Bauteil zeigt die Elastomerfeder und die roten Bereiche stellen Aluminiumflansche zur Krafteinleitung dar.

## 5.2 Messkette und Messdatenerfassung

Die Mess- und Regelungstechnik des Prüfstands umfasst die Sensorik, Aktorik und einen Controller, auf dem die Reglerprogramme und die Logik ausgeführt werden. Zusätzlich ist am Prüfstand ein PC für die Datenauswertung, Bilderfassung und die Programmierung angeschlossen.



**Bild 5.6:** Detaildarstellung der modifizierten Federeinheit

### 5.2.1 Sensorik und Aktorik

Die Messkette des Bolzenprüfstands zur hochfrequenten Lastaufbringung wird im Folgenden beschrieben. Die Datenblätter aller verwendeten Komponenten befinden sich in der digitalen Datenzusammenstellung dieser Arbeit.

**Kraftaufnehmer:** Für die Kraftmessung kommt ein zylindrischer Kraftaufnehmer Typ C2 der Firma HBM® zum Einsatz. Es handelt sich hierbei um einen Piezo-Kraftaufnehmer der Genauigkeitsklasse 0.1 mit einer Nennkraft von 20 kN, welcher mit der Flanschplatte verschraubt ist (vgl. Bild 5.4). Die Krafteinleitung erfolgt über das Federpaket auf den Kraftaufnehmer.

**Wegmesssystem:** Die Messung des zurückgelegten Zylinderhubs erfolgt direkt an der durchgehenden Kolbenstange des Hydraulikzylinders, siehe hierzu Bild 5.1. Dadurch ist sichergestellt, dass elastische Deformationen des Gesamtsystems nicht in die Ermittlung des tatsächlichen Hubweges des Zylinders einfließen. Zum Einsatz kommt hier ein vollsymmetrischer Differentialtransformator (LVDT) als Wegaufnehmer der Firma MESSOTRON®.

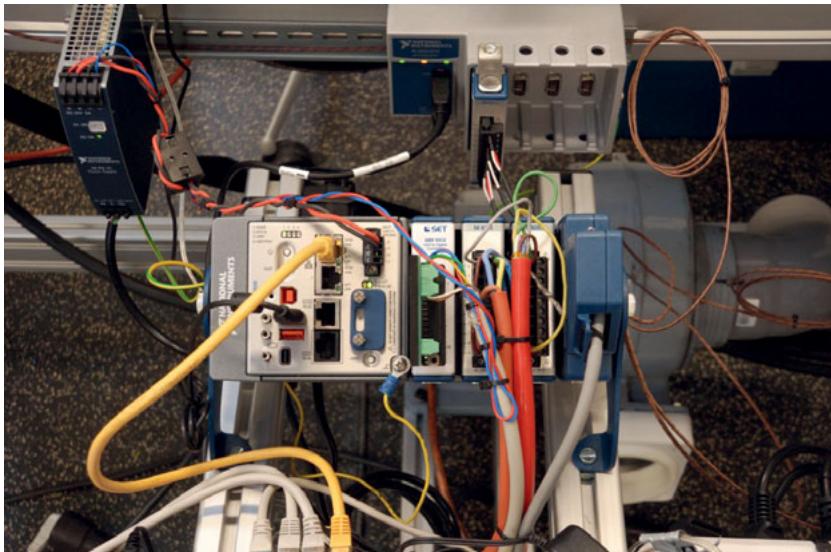
**Weitere Sensorik:** Neben den oben genannten Komponenten gibt es noch Temperaturmessstellen an verschiedenen Punkten im gesamten Prüfstandsaufbau sowie eine Erfassung der Position des Linearventils. Diese Messwerte sind jedoch nicht aktiv in den Regelkreislauf eingebunden und werden nur zu Debugging-Zwecken bzw. für eine Schutzabschaltung mit erfasst.

**Hydraulikventil:** Um die hohen Volumenströme von bis zu 36 l/min mit einer hohen Frequenz schalten zu können (siehe Tabelle 5.1), ist ein Hochleistungsservoventil mit Linearmotor erforderlich. Hier kommt ein Ventil der Baureihe D636 der Firma MOOG® zum Einsatz (vgl. Bild 5.1).

**Hydraulikzylinder:** Es wird ein hydraulischer Gleichlaufzylinder der Firma HÄNCHEN® eingesetzt. Für den speziellen Anwendungsfall einer hochfrequenten und somit schnellen Bewegung auf der einen Seite, bei gleichzeitig geringen Hubwegen ( $s \leq 6 \text{ mm}$ ) auf der anderen Seite müssen Zylinder mit einem speziellen Dichtungskonzept eingesetzt werden [Hei13]. Dieser sog. Testzylinder in SERVOFLOAT® Ausführung besitzt einen gehonten Kolben sowie ein gehontes Zylinderrohr und benötigt dadurch keine gesonderte Dichtung. Eine Dichtung würde sich bei den gegebenen Betriebsverhältnissen in die Lauffläche einarbeiten und den Zylinder beschädigen.

## 5.2.2 Regelungstechnik und Messdatenaufnahme

Die für den Prüfstand erforderliche Regelung wird mit der Software LABVIEW® umgesetzt. Sie wird auf dem Hardware-Controller NI cRIO-9030 (Embedded CompactRIO Controller mit Realtime Prozessor und rekonfigurierbarem Field Programmable Gate Array (FPGA)) der Firma NATIONAL INSTRUMENTS® ausgeführt. In Bild 5.7 ist die zentrale Hardware zur Messdatenverarbeitung und Regelung abgebildet. Der gesamte Ablauf einer Versuchsdurchführung wird im Folgenden – auf das Wesentliche beschränkt – dargestellt. Hierfür sei auf die drei unterschiedlich eingefärbten Ebenen im Ablaufplan zur Versuchsdurchführung (siehe Bilder 5.8 und 5.9) verwiesen.



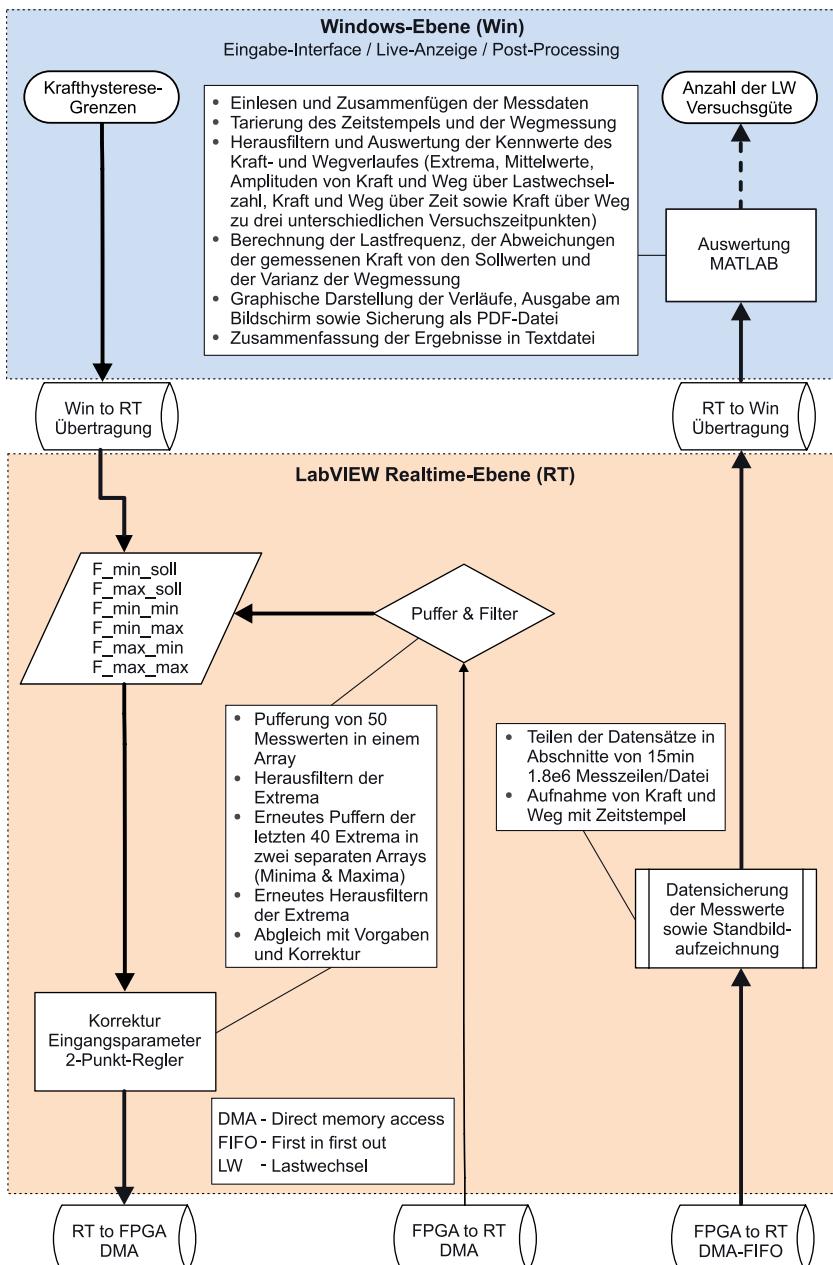
**Bild 5.7:** Hardwareübersicht zur Messdatenverarbeitung und Regelung

### Windows Ebene

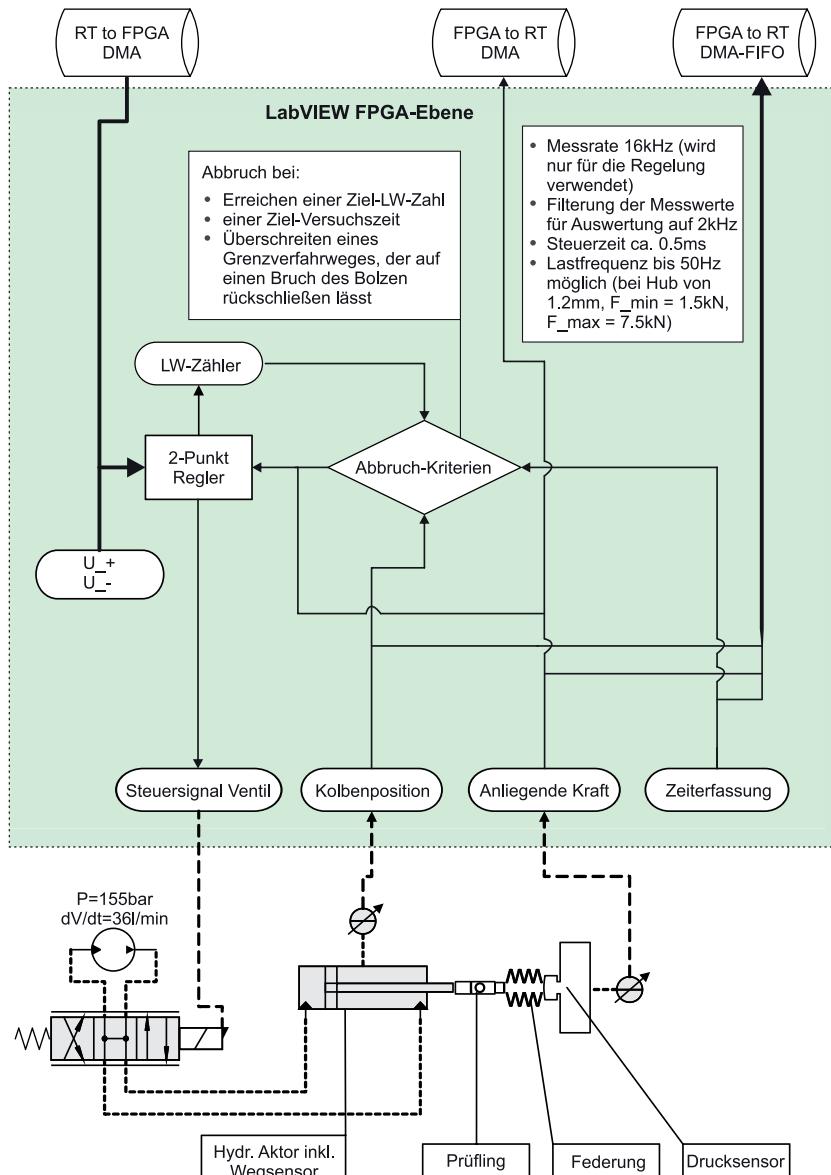
Die Windows-Ebene stellt bei diesem Aufbau über einen PC und zwei Touch-Displays das Human Machine Interface (HMI) des Prüfstands dar. Über diese obere Ebene werden vom Benutzer vor dem Start des Versuchslaufs die Krafthysteresegrenzen vorgegeben, zwischen denen die dynamische Lastaufbringung im Betrieb stattfinden soll. Weiterhin dient das unter Windows laufende Regelungsprogramm zum Übermitteln bestimmter Echtzeitmesswerte oder der Bilddaten. In Bild 5.3 ist die GUI des LABVIEW® Programms dargestellt. Eine detaillierte Beschreibung der GUI und der Umsetzung in LABVIEW® ist der Arbeit [Obr14] zu entnehmen. Nach Versuchsende findet auf der Windows-Ebene die Auswertung der Ergebnisse in MATLAB® statt. Der Umfang wird im blauen Bereich in Bild 5.8 beschrieben.

### Realtime-Ebene

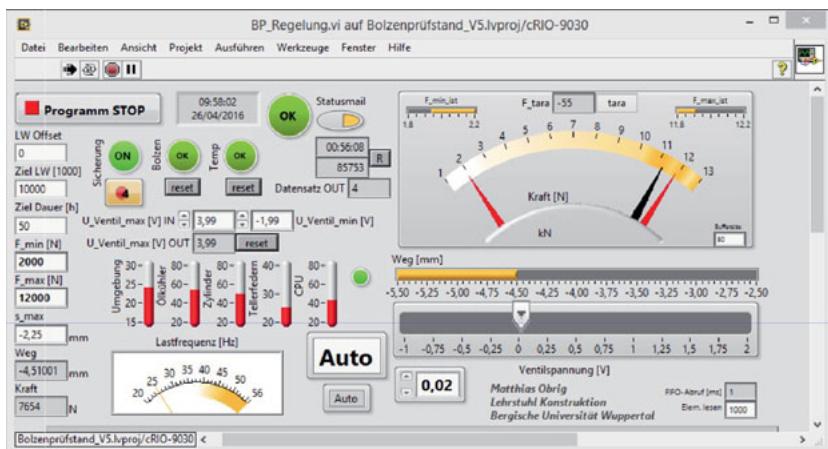
Die Realtime-Ebene stellt die in Bild 5.8 orange eingefärbte mittlere Ebene dar. Es werden zu Versuchsbeginn lediglich die Sollkräfte von der Windows-Ebene übergeben und im Verlauf des Versuchs werden die gemessenen Werte paketweise mit Zeitstempel versehen gesichert.



**Bild 5.8:** Ablaufplan Versuchsdurchführung Bolzenprüfstand - Teil 1/2 | Quelle: Eigene Darstellung in Anlehnung an [Obr14]



**Bild 5.9:** Ablaufplan Versuchsdurchführung Bolzenprüfstand - Teil 2/2 | Quelle: Eigene Darstellung in Anlehnung an [Obr14]



**Bild 5.10:** Frontend des in LabVIEW erstellten Regelungsprogramms | Quelle: [Obr14]

Die Datensicherung findet zunächst auf der Realtime-Ebene statt. Nach Versuchsende werden die Pakete über einen FTP Zugang auf die Windows-Ebene übertragen. Innerhalb der Realtime-Ebene findet der Abgleich zwischen den Soll-Kräften und gemittelten Ist-Kräften statt, um ggf. vorhandene Abweichungen durch die Übermittlung von korrigierten Eingangsparametern an den Zweipunktregler in der FPGA-Ebene auszugleichen.

### FPGA-Ebene

Die FPGA-Ebene stellt die in Bild 5.9 grün eingefärbte Ebene dar. Innerhalb der FPGA-Ebene findet der Abgleich zwischen den gemessenen Größen und den definierten Abbruchkriterien statt. Ferner regelt der implementierte Zweipunkt-Regler das Signal des Hydraulikventils in Abhängigkeit von der gemessenen Kraft und gibt den Triggerimpuls für den Lastwechselzähler.

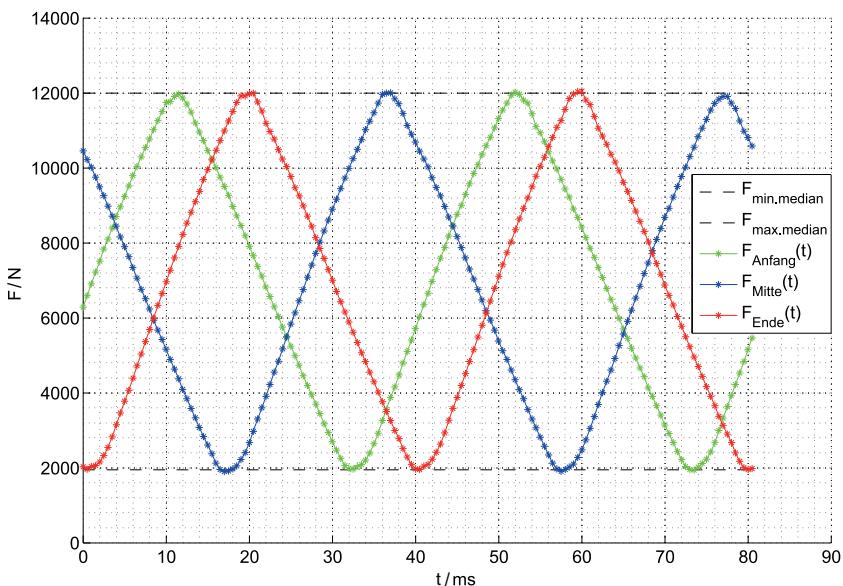
An die Realtime-Ebene wird neben den zusammengefassten Messergebnissen auch noch die gemessene Kraft zurückgeschrieben, mit der dort nach Filterung der Kraftwerte die Reglerkorrektur berechnet wird.

## 5.3 Prüfkonzept und Versuchsdurchführung

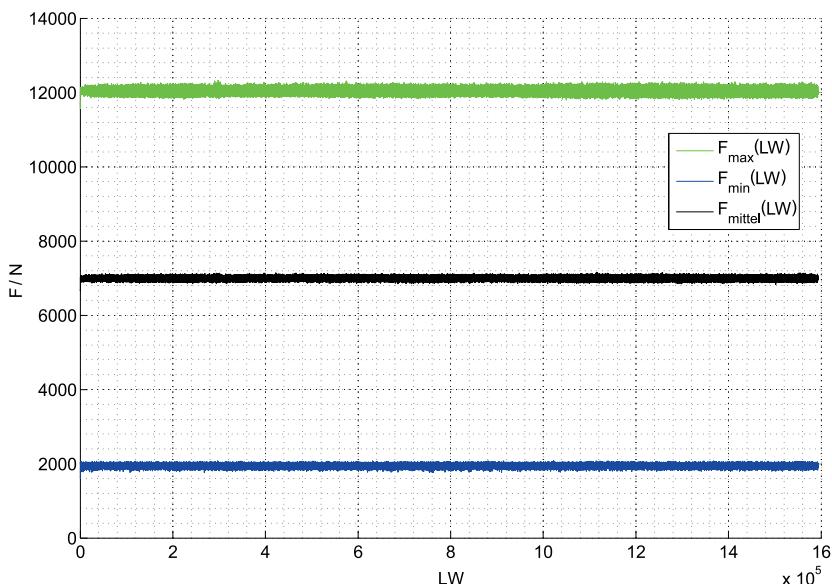
Die Konzeptionierung des Bolzenprüfstandes hat das Ziel, die ertragbare Lastspielzahl der Bolzenverbindungen für einen schwellenden Lastfall bei gegebener Lastamplitude zu ermitteln. Um eine Validierung und einen relativen Vergleich zwischen der analytischen Lösung, der numerischen Simulation und den Versuchsergebnissen zu ermöglichen, werden in einem ersten Schritt die Krafthysterese-Grenzen für den Versuch so festgelegt, dass sie der analytischen Dimensionierung, welche in Kapitel 4.3 beschrieben ist, entsprechen.

Die in der DIN 50100:2015 (Entwurf) definierte Lastspielzahl für eine dauerfeste Auslegung (bei Stählen mit kubisch-raumzentrirem Atomgitter) ist mit mindestens  $N_G = 5 \cdot 10^6$  Schwingspielen für Stahlbauteile festgelegt [DIN15a].

Für die Validierung der Berechnungen werden, wie auch bei der numerischen Simulation, „ideale“ Bolzenverbindungen mit im Rahmen der zulässigen Toleranzen



**Bild 5.11:** Kraft-Zeit-Verlauf zu verschiedenen Zeitpunkten während eines Versuchslaufs

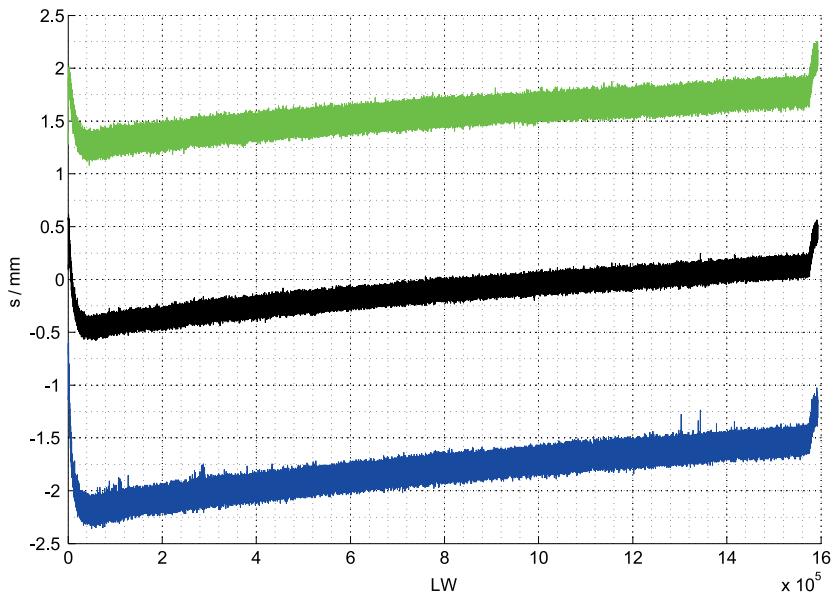


**Bild 5.12:** Darstellung der oberen und unteren Kraftgrenze sowie der resultierenden Mittelkraft

ausgeföhrten Bolzenverbindungen vergleichend untersucht und bewertet. Um eine optimale Vergleichsmöglichkeit trotz begrenzter Probenanzahl zu erreichen, wurde auch für die Hardwaretests eine Klassifizierung der Baugruppen wie in Tabelle 4.1 dargestellt durchgeführt. Um der Empfehlung der DIN 50100:2015 (Entwurf) zu genügen, werden pro Variante mindestens 10 Proben gefertigt und untersucht [DIN15a].

Anders als bei dem idealen CAD Modell, ist es bei realen Baugruppen per definitionem nicht möglich, „ideale“ Geometrien zu erzeugen. Deshalb wird in diesem Zusammenhang unter einer „idealen“ Baugruppe verstanden, dass die Bauteile nach Zeichnungstoleranzen gefertigt werden, welche mindestens eine Zehnerpotenz kleiner sind als die der „toleranzbehafteten“ Baugruppen. Die Zeichnungen der „toleranzbehafteten“ Bauteile befinden sich im Anhang A (Bilder A.1, A.2 und A.3).

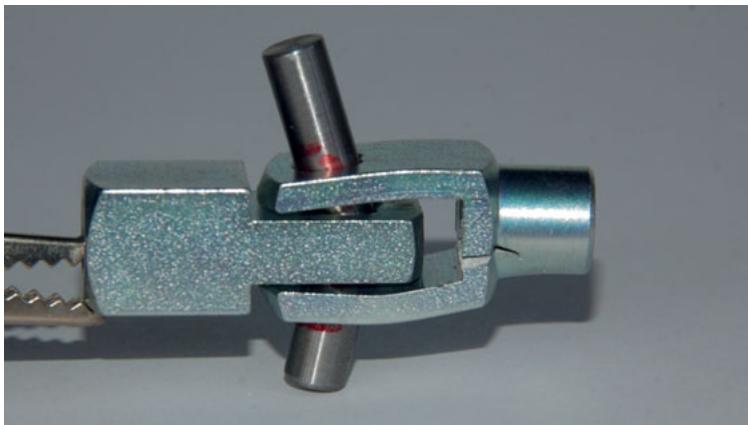
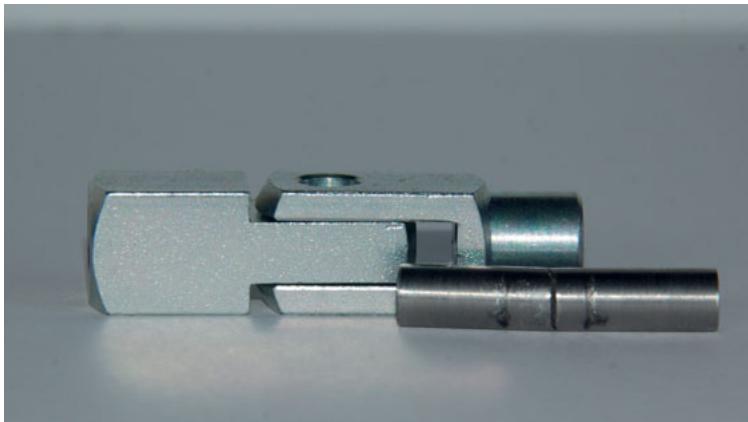
Die Baugruppen werden mit der in Kapitel 4.3 berechneten Kraft auf dem Prüfstand bis zum Versagen belastet. In diesem Zusammenhang wird unter dem Begriff „Versagen“ der Bruch von mindestens einem Bauteil der Baugruppe verstanden.



**Bild 5.13:** Darstellung des Wegverlaufs (Zylinderhub) über die Versuchsdauer (Lastwechsel) als Abbruchkriterium

Im Folgenden werden die wichtigsten Auswertungen mit Bezug auf den Prüfprozess vorgestellt:

- Die in Bild 5.11 dargestellten Kraftverläufe zeigen beispielhaft, wie die Bolzenverbindung über die Versuchsdauer mit einem harmonischen, sinusförmigen Kraftverlauf belastet wird. Die drei unterschiedlich eingefärbten Verläufe stellen alle denselben Versuch dar, jedoch als Momentaufnahmen jeweils zu Beginn, in der Mitte und am Versuchsende. Hierdurch ist eine erste visuelle Kontrolle der korrekten Versuchsdurchführung gegeben.
- Bild 5.12 stellt einen Plot der Lastamplitude und der Mittelkraft über die Versuchsdauer dar und macht somit eine Überprüfung der korrekten Lastaufbringung über die Versuchsdauer möglich.
- Die automatisierte Auszählung der Schwingpielzahl erfolgt anhand des in Bild 5.13 dargestellten Datensatzes. Hierbei ist der Zylinderhub über der Zyklenzahl aufgetragen und zeigt im rechten Bereich mit dem ansteigenden Verlauf die



**Bild 5.14:** Bilder von gebrochenen Baugruppen mit unterschiedlichen Abbruchzeitpunkten

Rissausbreitung durch die Probe an. Die Charakteristik des Verlaufs wurde durch eine Vielzahl praktischer Versuchsdurchläufe herausgearbeitet. In Bild 5.14 werden beispielhaft zwei Verbindungen gezeigt, die bei leicht differierenden Abbruchkriterien automatisch gestoppt wurden. Diese sehr unterschiedlichen Endzustände zeigen die Notwendigkeit einer nachträglich durchzuführenden Ermittlung des genauen Zeitpunktes der Rissentstehung.

Alle Versuchsdaten werden lückenlos aufgezeichnet und systematisch dokumentiert. So kann die in Kapitel 5.4 beschriebene Auswertung der Daten in der Software MATLAB® anschließend auf einer separaten Workstation offline erfolgen. Hierbei wird der korrekte Versuchsablauf über die gesamte Laufzeit geprüft und es werden der Versagenszeitpunkt bzw. die erreichte Lastspielzahl ermittelt.

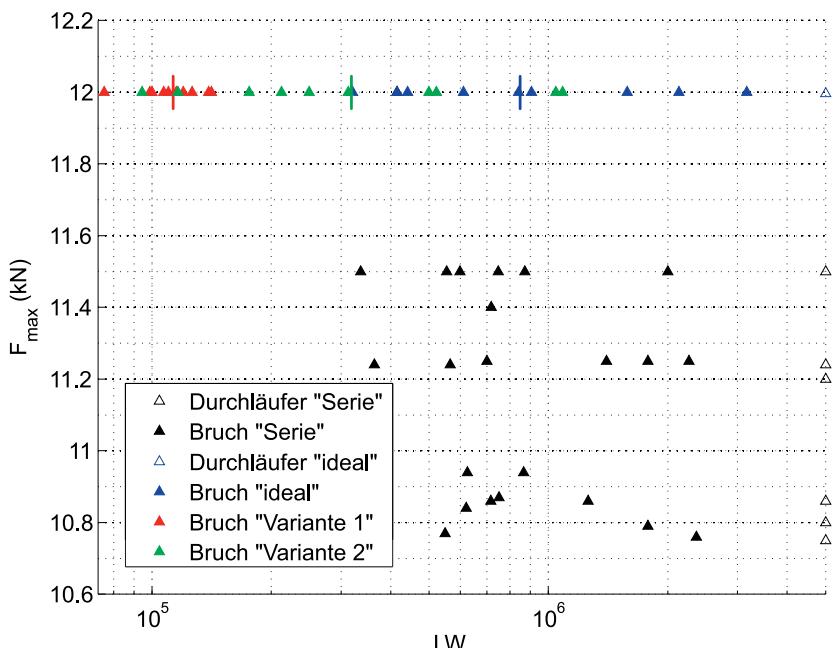
## 5.4 Ergebnisse der Versuchsreihen

In der Einlaufphase wird eine Vielzahl von Testdurchläufen mit nach Norm gefertigten Prüfbaugruppen eines Zulieferers gefahren, welche nicht separat vermessen werden. Diese Verbindungen werden von dem Lieferanten MBO OSSWALD als Serienbaugruppen nach den im Anhang A abgebildeten Zeichnungen (Bilder A.5, A.6 und A.7) geliefert und dienen dazu, den gesamten Prüfablauf / Prozess einzufahren und zu validieren. Im Rahmen dieser ersten Testphase wird mit den in Kapitel 4.3 ermittelten Lasten begonnen und es werden immer jeweils sechs Baugruppen bis zum Bruch belastet. Die Ergebnisse mit den Nennkräften  $F_1 = 2000\text{ N}$  und  $F_2 = 6300\text{ N}$  zeigen ein dauerfestes Verhalten (Long Life Fatigue (LLF)) der Verbindung unter Last, d.h. es wird in vielen Fällen die Grenzlastspielzahl von  $N_G = 5 \cdot 10^6$  Lastwechseln erreicht.

Um – bezogen auf den Fokus dieser Arbeit – verwertbare Ergebnisse zu erzielen, wird die obere Kraftgrenze im Folgenden sukzessive immer weiter angehoben. Hierdurch wird systematisch der Lastbereich ermittelt, in dem die Baugruppen nur noch ein zeitfestes Verhalten aufweisen (High Cycle Fatigue (HCF)). Die so ermittelte Kraftobergrenze liegt bei  $F_2 = 12000\text{ N}$  und somit signifikant über der analytischen Berechnung, welche jedoch von einer dauerfesten Auslegung ausgeht. Dennoch lässt sich eine auffallende Diskrepanz feststellen, da sich die Dauerfestigkeit der Verbindung im Versuch bereits bei einer Kraft von  $F_2 = 9000\text{ N}$  zeigt.

Für die zu bewertenden Prüfbaugruppen wird die Prüfkraft auf die iterativ ermittelten Grenzen von  $F_1 = 2000\text{ N}$  und  $F_2 = 12000\text{ N}$  festgelegt.

Ferner zeigen sich im Verlauf der experimentellen Untersuchungen vereinzelt Baugruppen (in unterschiedlichen Lastbereichen), welche ein Frühausfallverhalten auf-



**Bild 5.15:** Darstellung der Versuchsergebnisse der verschiedenen Varianten

weisen. Um hierzu eine Aussage treffen zu können, wird eine Untersuchung der Bruchflächen eines betroffenen Bauteils mit dem Rasterelektronenmikroskop (REM) durchgeführt. Die in den Bildern B.8, B.9 und B.10 dargestellten Oberflächenaufnahmen lassen im Bereich der Position 1 eine klare Inhomogenität im Gefüge erkennen, welche durch eine energiedispersive Röntgenspektroskopie (EDX) Analyse an den beiden Positionen untersucht wird.

Die Ergebnisse sind in den Bildern B.11 (Position 1) und B.12 (Position 2) dargestellt. Es zeigt sich im Bild B.11 ein deutlicher Zink-Peak, welcher einen Zinkeinschluss charakterisiert und mit hoher Wahrscheinlichkeit für das frühe Versagen des Bauteils verantwortlich ist.

Die Ergebnisse der Versuche sind als Lastwechsel „LW“ in der Grafik in Bild 5.15 in Abhangigkeit von der oberen Kraft  $F_2 = F_{\max}$  dargestellt.

Die blaue Datenreihe steht für die „idealen“ Baugruppen der Verbindung und liegt mit ihrem Median (vertikaler Balken) bei 840.000 Lastwechseln.

Im Vergleich dazu werden zwei weitere, „nichtideale“ Varianten als Versuchsreihen definiert und gepfützt. Es handelt sich hierbei um die Variante 1 (rot dargestellt in Bild 5.15) und die Variante 2 (grün dargestellt in Bild 5.15) laut Tabelle 4.1. Die vertikalen Balken in den jeweiligen Farben stellen auch hier den Median der Versuchsreihen dar.

Es ist deutlich zu erkennen, dass die Einflüsse der toleranzbedingten Abweichungen auf die ertragbare Zyklenzahl unter Last signifikant sind.

Die Variante 1 liegt mit dem Median bei 115.000 Lastwechseln und somit um mehr als das siebenfache unter der Zyklenzahl der „idealen“ Baugruppe.

Die Variante 2 liegt aufgrund der definierten Toleranzausprägungen (Maßtoleranz des Bolzendurchmessers ist an der oberen Toleranzgrenze) erwartungsgemäß über dem Wert der Variante 1. Jedoch ist auch bei Variante 2 ein ausgeprägter Einfluss der nichtidealen Geometrie feststellbar. Der Median der ertragbaren Lastwechsel liegt mit 324.000 Lastwechseln mehr als 2,5fach unter dem Wert der „idealen“ Varianten.

## 5.5 Abgleich der Versuchsergebnisse mit den numerischen Simulationen

Es werden die drei Hardware-Versuchsreihen „Ideal“, „Variante 1“ und „Variante 2“ zur Validierung herangezogen. Die Versuchsergebnisse zeigen einen signifikanten Einfluss der Toleranzen auf die ertragbare Zyklenzahl, wie es bereits in Bild 5.15 auf Seite 101 dargestellt wird.

Im Gegensatz zu den Prüfstandsergebnissen werden die FE-Analysen mit den in Kapitel 4.3 ermittelten, analytischen Ergebnissen durchgeführt.

Dieses Vorgehen zeigt sich als sinnvoll, da sich bei der auf dem Prüfstand ermittelten Kraft von  $F_2 = 12000\text{ N}$  im FE-Modell bereits eine deutliche Überlastung der Baugruppe zeigt. Somit ist der quantitative Unterschied im Bereich der Beanspruchungen nicht mehr differenziert auswertbar und es zeigen sich die Unterschiede einzig in Form von unterschiedlichen Lagen und Ausprägungen der Spannungsverteilungen. Bei der analytisch ermittelten Kraft von  $F_2 = 6300\text{ N}$  liegen die Baugruppen

in einem Beanspruchungsbereich, welcher auch eine vergleichende quantitative Bewertung der Beanspruchungen zulässt. Hierfür werden die Spannungen im Bolzen ausgewertet und in Tabelle 4.2 auf Seite 83 gegenüber gestellt.

Es ist gut zu erkennen, das der Einfluss der Toleranzen auf die versagenskritische Spannung im Bolzen signifikant ist. Die in Bild 5.15 ausgewerteten Versuchsergebnisse bestätigen diesen Effekt deutlich und zeigen, dass eine geometriebasierte Abbildung von Toleranzinflüssen im Produktentwicklungsprozess eine wichtige Einflussgröße ist.

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der virtuellen Produktentwicklung kommen bei der Simulation von Toleranzen mit kommerziellen Softwareprogrammen nur stark vereinfachte Modelle zur Repräsentation von toleranzbehafteter Geometrie zum Einsatz. Auch im Hinblick auf flexible Baugruppen bei der Toleranzanalyse fehlen durchgängige Konzepte zur Ermittlung von Verformungen und Beanspruchungen. Dadurch bedingt können die realen Auswirkungen der nichtidealen Bauteilgeometrie nur begrenzt bewertet werden und es bleibt wichtiges Produktwissen verborgen.

In dieser Arbeit wurde eine innovative Methodik zur geometriebasierten Toleranzanalyse von 3D-Baugruppen entwickelt. Diese umfasst einen Workflow und kombiniert bestehende Techniken mit neuen Ansätzen der Verwendung von realitätsnah abgebildeter, toleranzbehafteter CAD-Geometrie. An verschiedenen praxisnahen Beispielen wurde die Relevanz der Methodik dargestellt und über eine anschließende Validierung durch Untersuchungen mit realen Baugruppen wurden die numerischen Ergebnisse bestätigt.

Die Methodik beschreibt die Abfolge der durchzuführenden Teilschritte eines geometriebasierten Ansatzes zur Toleranzanalyse. Der grundsätzliche Einfluss der nicht-idealnen Bauteile wurde an einem Quader als einfaches Lehrbeispiel dargestellt, indem der Einfluss auf die Spannungsentstehung an einer definierten Kontaktstelle untersucht wurde.

Sowohl an einem KFZ-Heckschloss mit Zuziehhilfe als auch an einem KFZ-Viergelenkscharnier für einen Heckdeckel wurden anschließend grundlegende Schritte der Methodik erarbeitet und mögliche Auswertungen aufgezeigt. Die Abbildung der abweichungsbehafteten Geometrie beschränkte sich hierbei jedoch auf ausgewählte

---

Toleranzen und eine Validierung der Analyseergebnisse am realen Produkt war nicht darstellbar.

In einem weiteren Schritt wurde eine Bolzen-Gelenkverbindung als Referenzbaugruppe definiert und für die Umsetzung des Berechnungsablaufs genutzt. Die Berechnungen wurden vergleichend sowohl mit der „normalen“, d.h. „idealen“ CAD-Geometrie, als auch mit der toleranzbehafteten CAD-Geometrie durchgeführt. Hierbei konnten für die Normalbeanspruchungen im versagenskritischen Bereich des Bolzens Unterschiede von bis zu 31 % zwischen der idealen und der toleranzbehafteten Geometrie ermittelt werden.

Abschließend wurden die Baugruppen auf einem speziell hierfür entwickelten Prüfstand bis zum Bruch belastet und es wurden die Lastzyklen bis zum Bruch ermittelt. Auch hierbei kamen „ideale“ und toleranzbehaftete Baugruppen zum Einsatz. Die Unterschiede zwischen den „idealen“ und den toleranzbehafteten Baugruppen betrugen bis zum 7fachen der Lastwechselzahl (es wurde jeweils der Median aus zehn Versuchen pro Variante ausgewertet) und bestätigen im Trend die Ergebnisse der geometriebasierten Toleranzsimulation für das Referenzbeispiel.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die geometriebasierte Berücksichtigung von Maß-, Form- und Lagetoleranzen im Produktentwicklungsprozess ein Zusatznutzen im Bezug auf das spezifische Produktwissen bringt. Hierdurch können einzelne Toleranzen gezielt optimiert werden, um Material bzw. Fertigungskosten einzusparen und komplexe Baugruppen robust auszulegen.

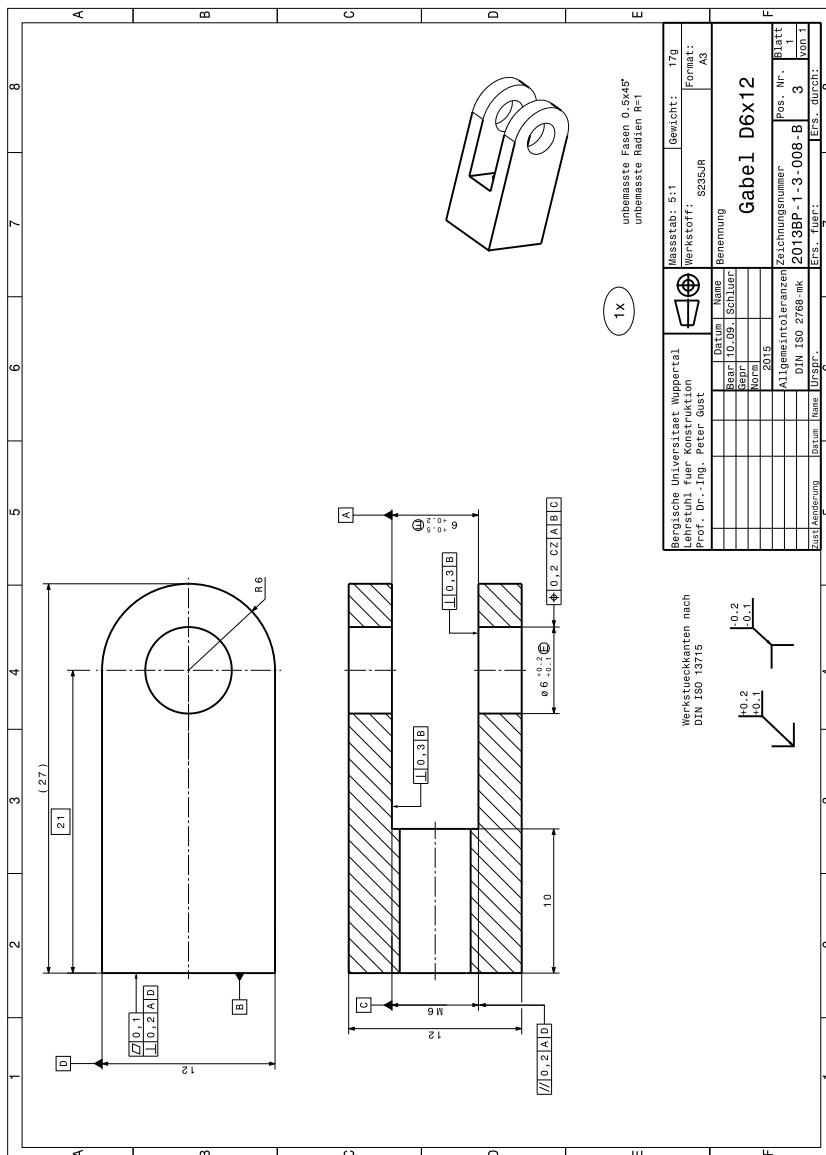
Während der Erstellung dieser Arbeit zeigte sich an einigen Stellen noch weiteres Forschungspotential. Wichtige Ansatzpunkte für weitere Forschungsaktivitäten sind unter anderem:

- Die Beurteilung / Klassifizierung der unterschiedlichen Fertigungsverfahren im Bezug auf ihre spezifischen Abweichungen.  
Hier besteht der Bedarf, grundlegende Unterschiede herauszustellen und deren möglichen Einfluss zu bewerten. So werden gegossene Bauteile andere Toleranzausprägungen aufweisen als z.B. Frästeile oder Tiefziehteile.

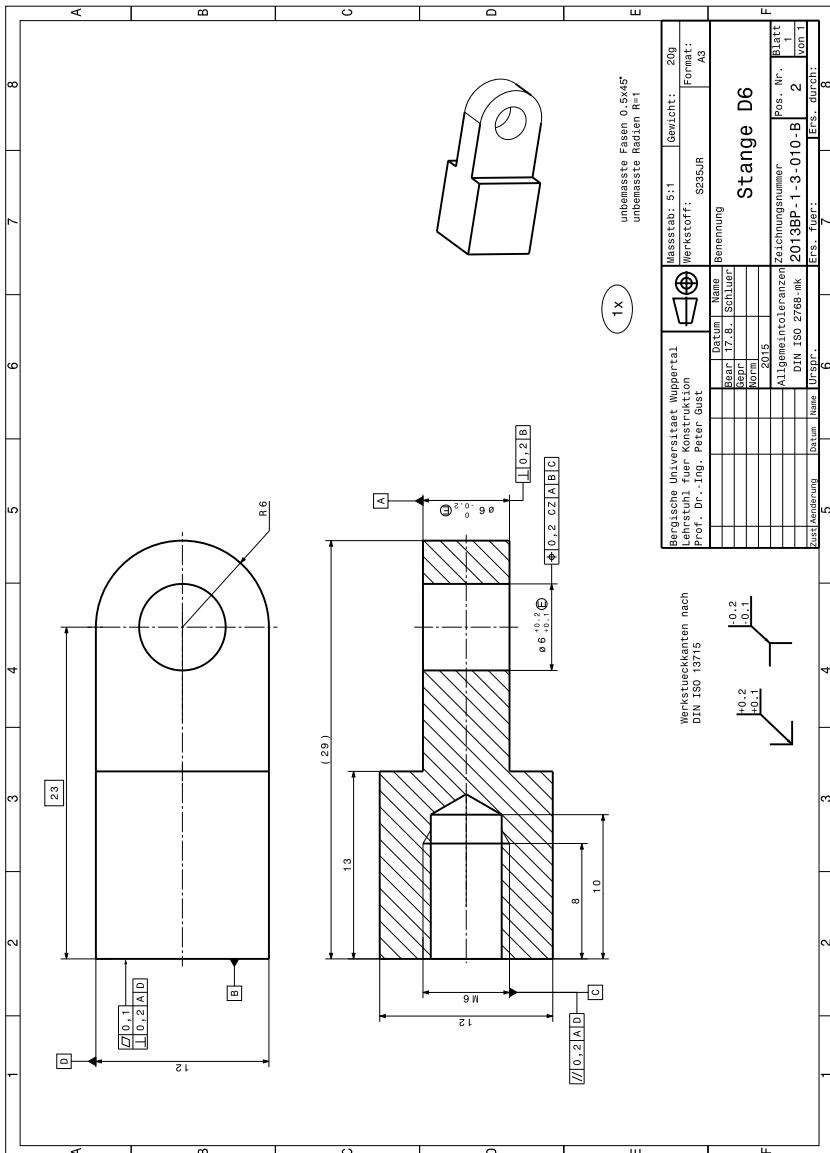
- Die systematische Erzeugung der nichtidealen Geometrie. Hierbei geht es neben den in dieser Arbeit beschriebenen, grundsätzlichen Vorgehensweisen im Besonderen um die Berücksichtigung von charakteristischen Abweichungen. Diese sollten abhängig vom jeweils geplanten Fertigungsverfahren die Erzeugung der nichtidealen Geometrie entsprechend beeinflussen, um so eine noch realistischere Aussage zu erzielen.
- Auch die Integration des Workflows in bestehende Arbeitsabläufe stellt noch eine wesentliche Herausforderung dar. Das beinhaltet einerseits die neuen Schritte, wie die Geometrieerzeugung in Kombination mit der Vergabe der Bezüge und der Toleranzen. Weiterhin müssen die Schnittstellen eines solchen Prozesses kritisch betrachtet werden, um den Prozess in verschiedenen Umgebungen einsetzbar zu machen. Auch eine Integration in bestehende kommerzielle Softwareprodukte ist denkbar.

---

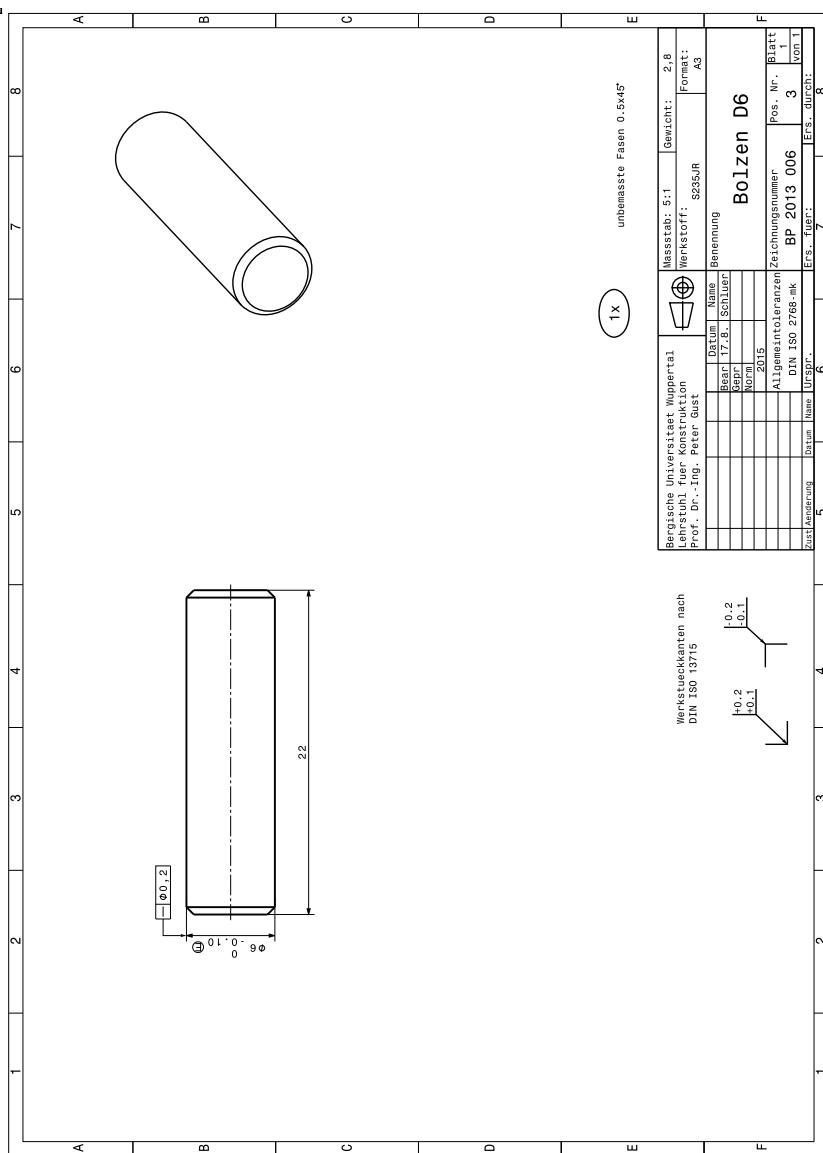
## A Technische Zeichnungen der Bolzenverbindung



**Bild A.1:** Technische Zeichnung zur Erstellung der nichtidealen Bauteile - Gabel

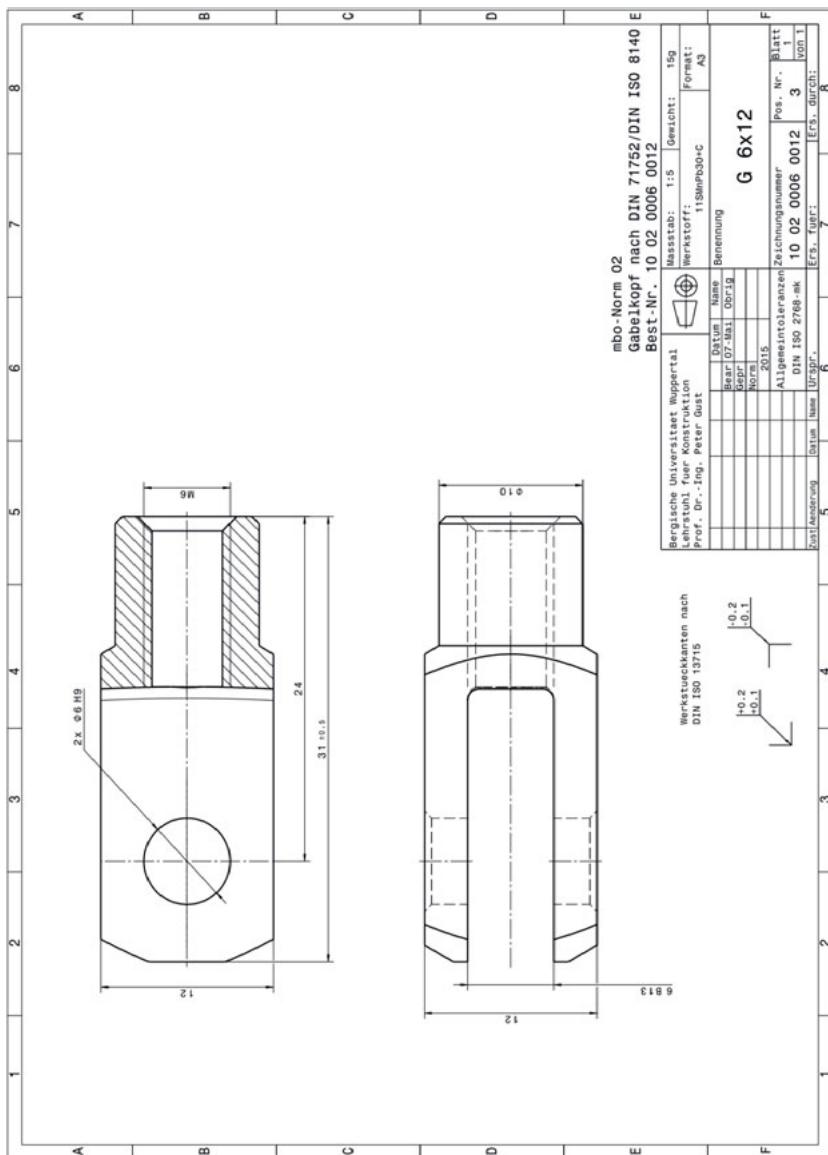


**Bild A.2:** Technische Zeichnung zur Erstellung der nichtidealen Bauteile - Stange

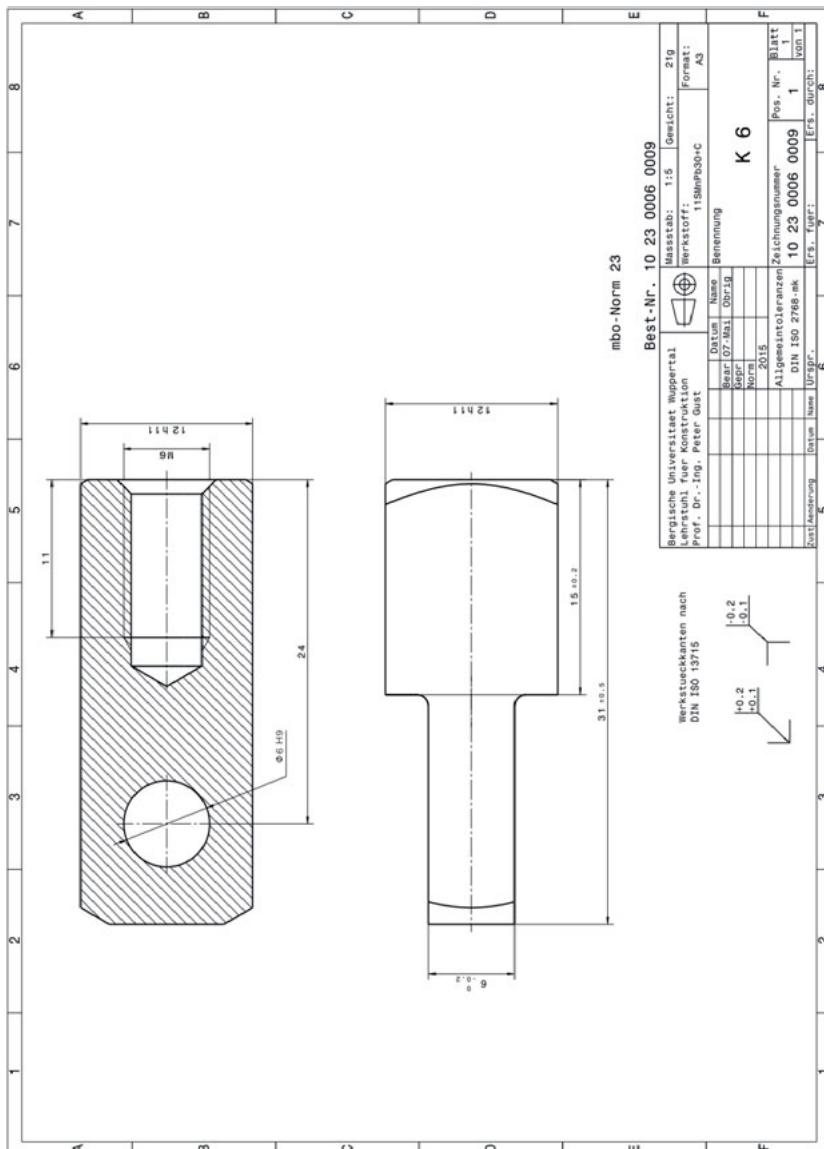


**Bild A.3:** Technische Zeichnung zur Erstellung der nichtidealen Bauteile - Bolzen

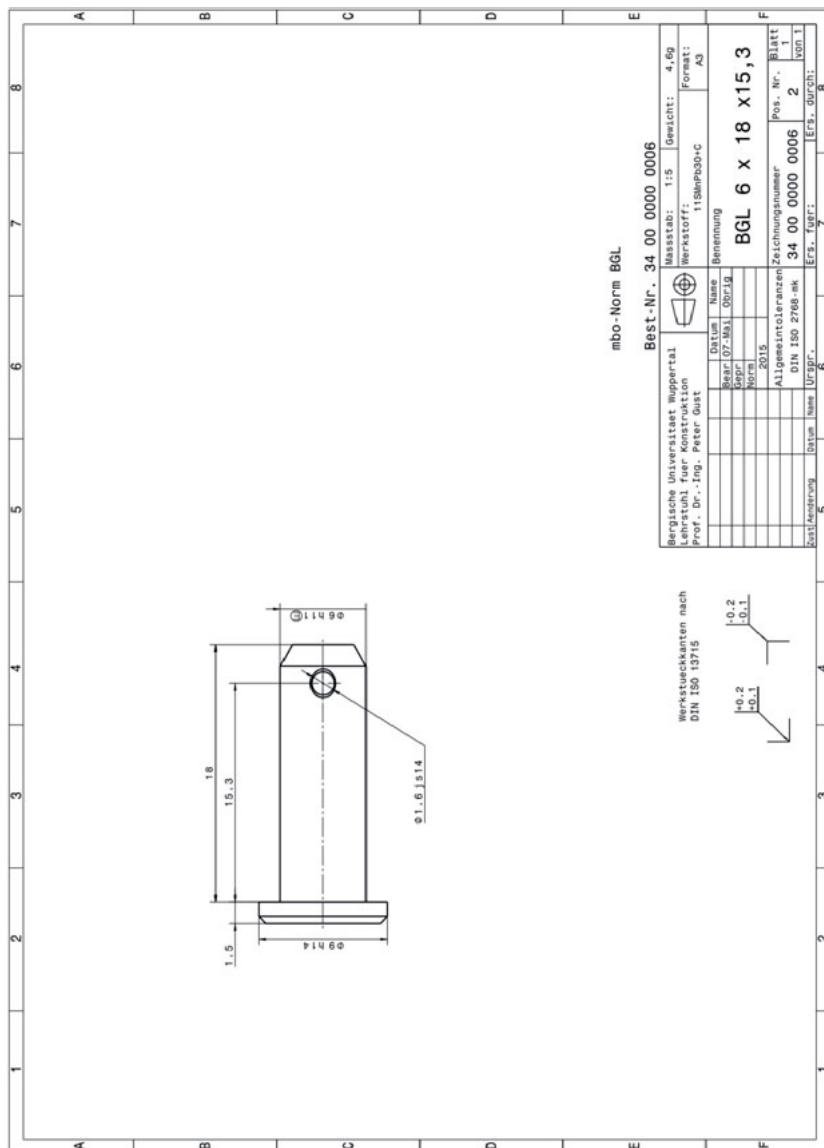
**Bild A.4:** Zusammenbauzeichnung der Prüfbaugruppe



**Bild A.5:** Technische Zeichnung der Serienbauteile - Gabel (Zukaufteil)



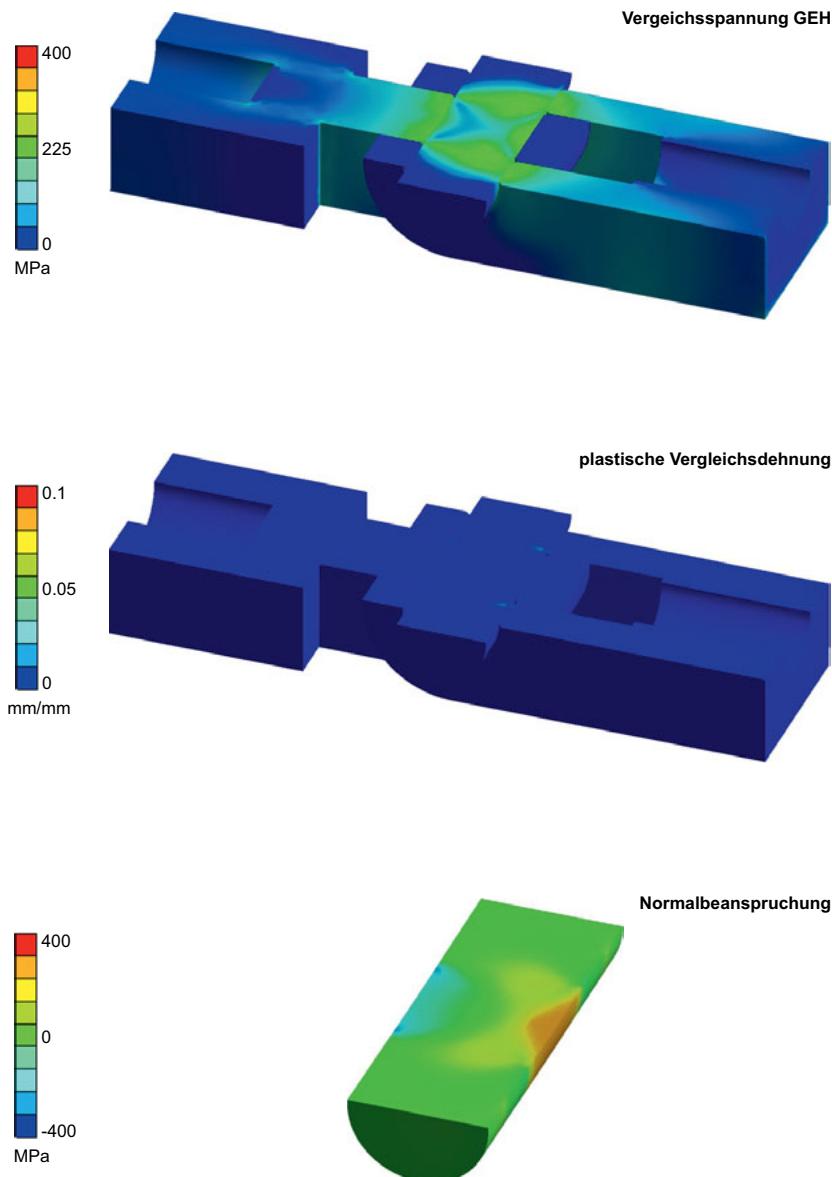
**Bild A.6:** Technische Zeichnung der Serienbauteile - Stange (Zukaufteil)



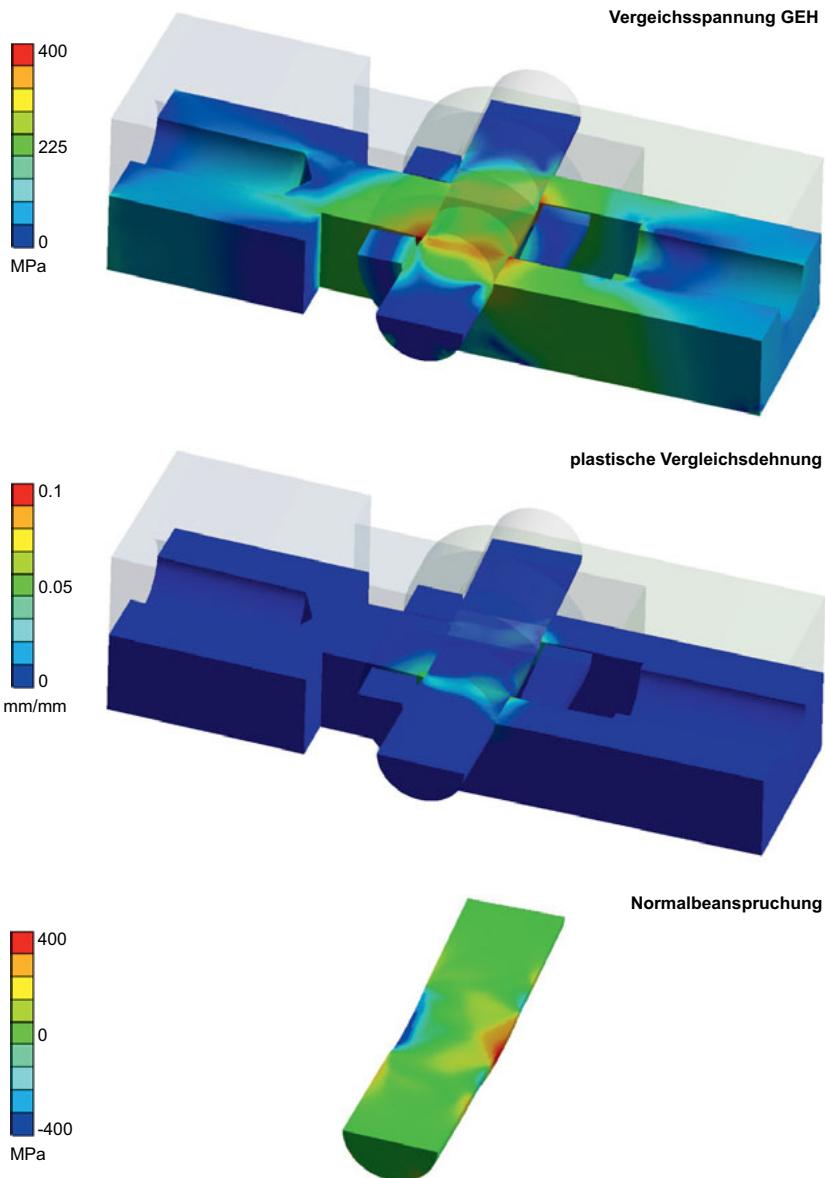
**Bild A.7:** Technische Zeichnung der Serienbauteile - Bolzen (Zukaufteil)

---

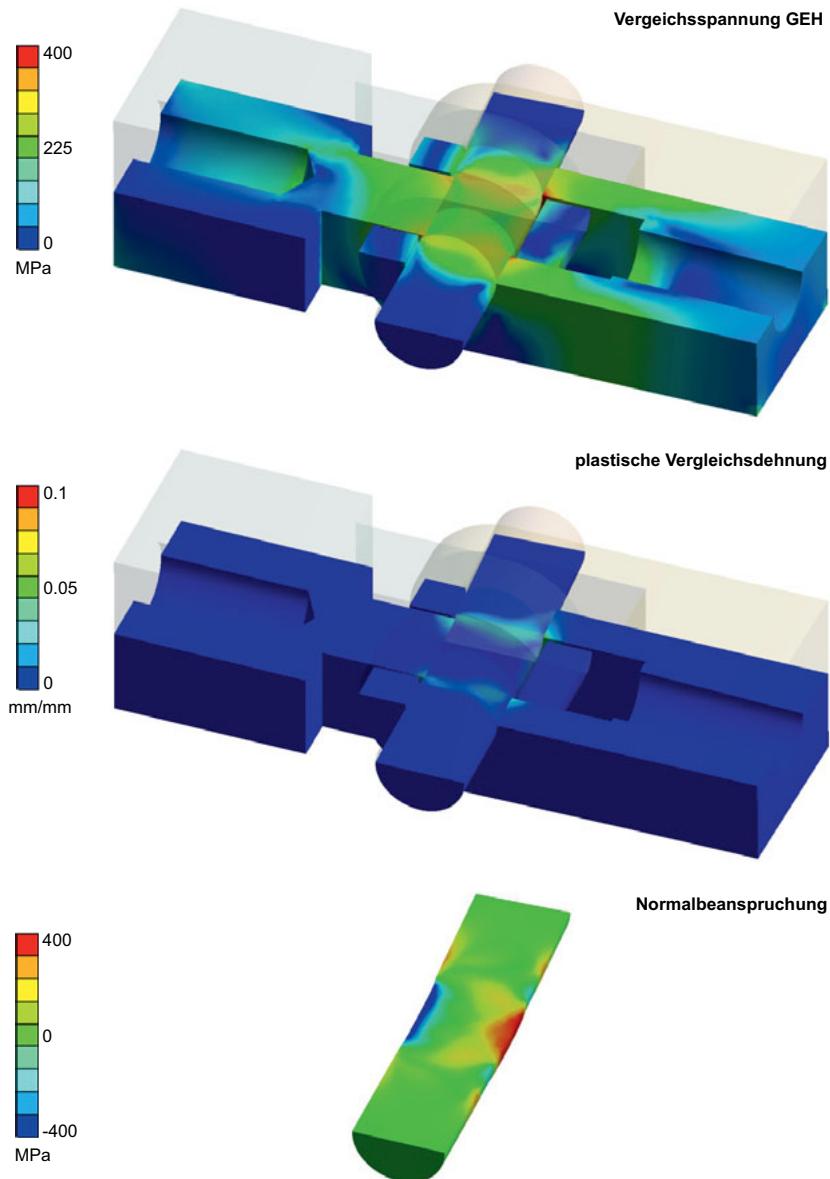
## B Auswertungen



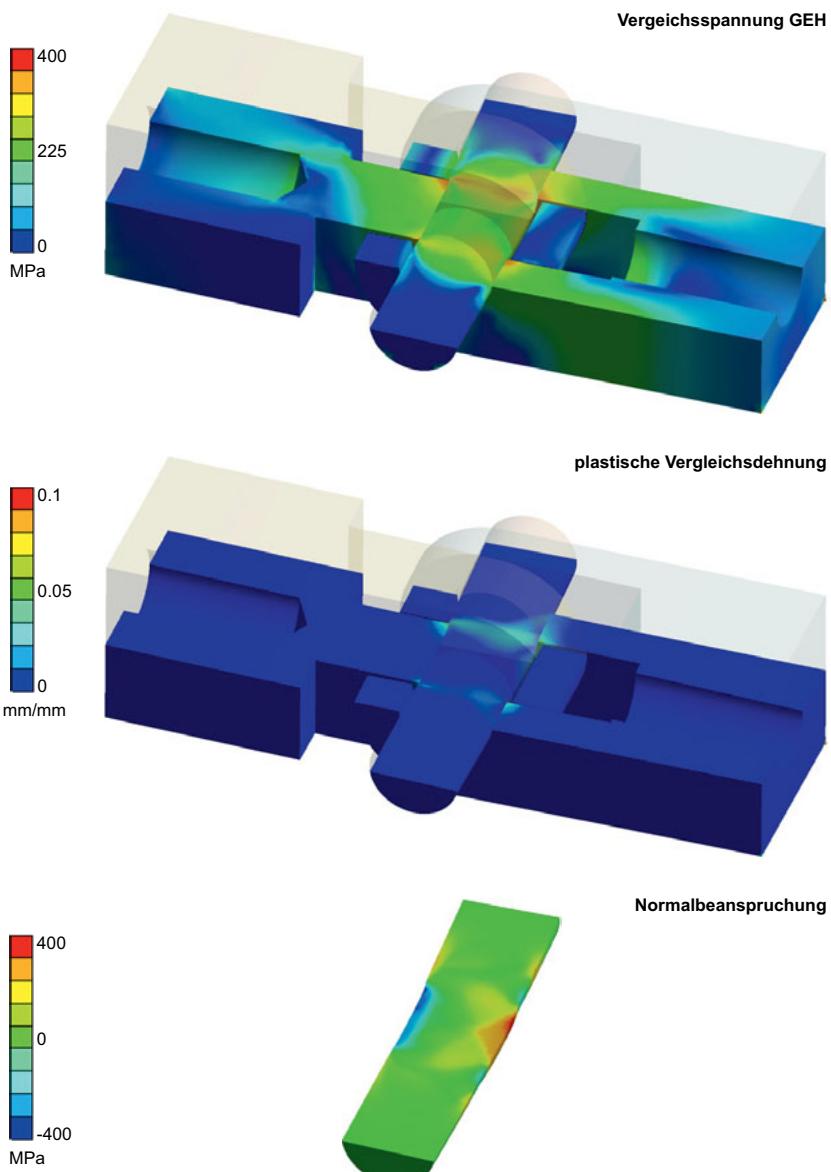
**Bild B.1:** Auswertungen der FE-Analyse für die ideale Variante der Bolzenverbindung



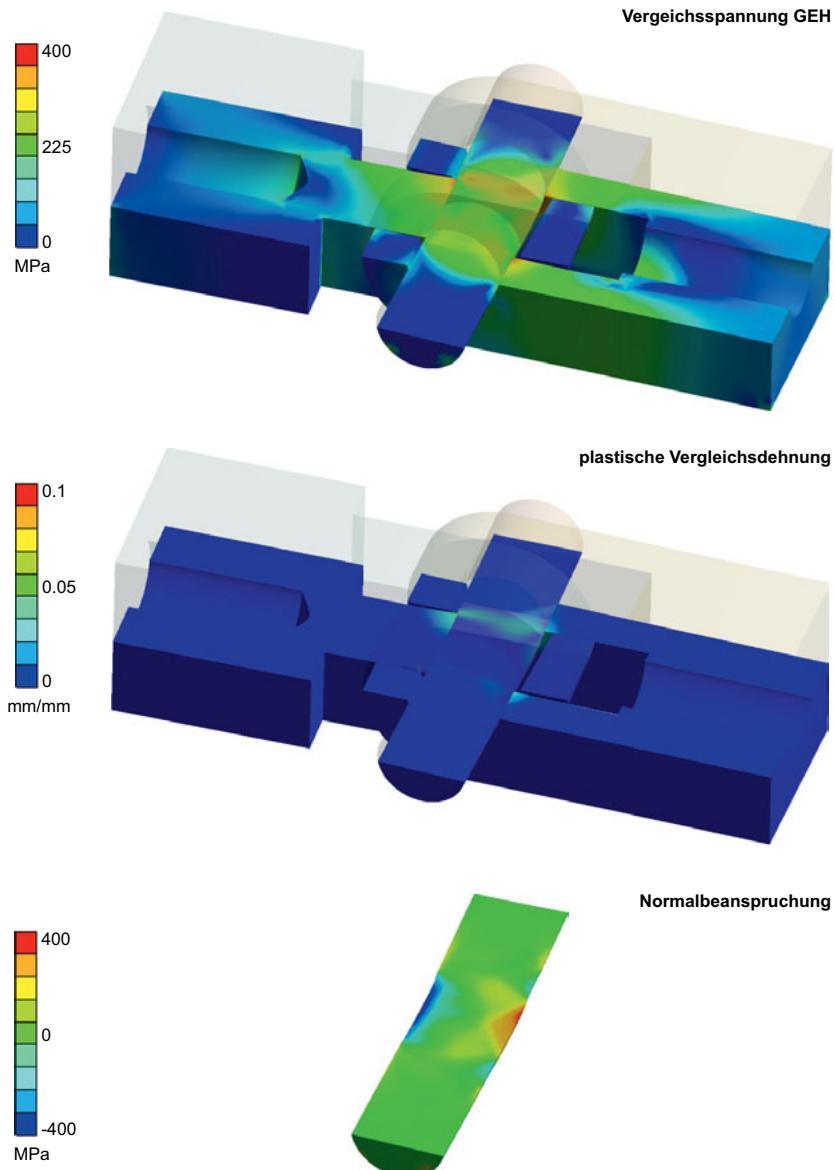
**Bild B.2:** Auswertungen der FE-Analyse für die Variante 1 der nichtidealen Bolzenbaugruppen



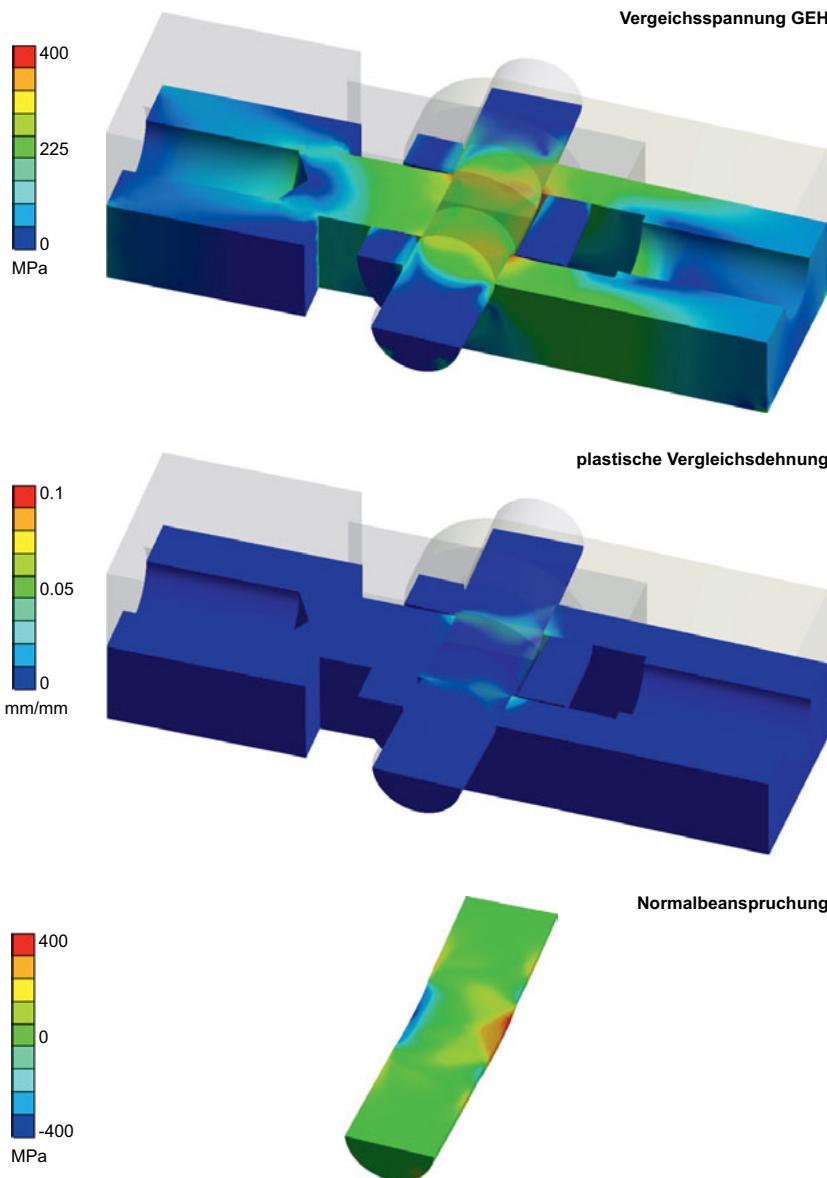
**Bild B.3:** Auswertungen der FE-Analyse für die Variante 2 der nichtidealen Bolzenbaugruppen



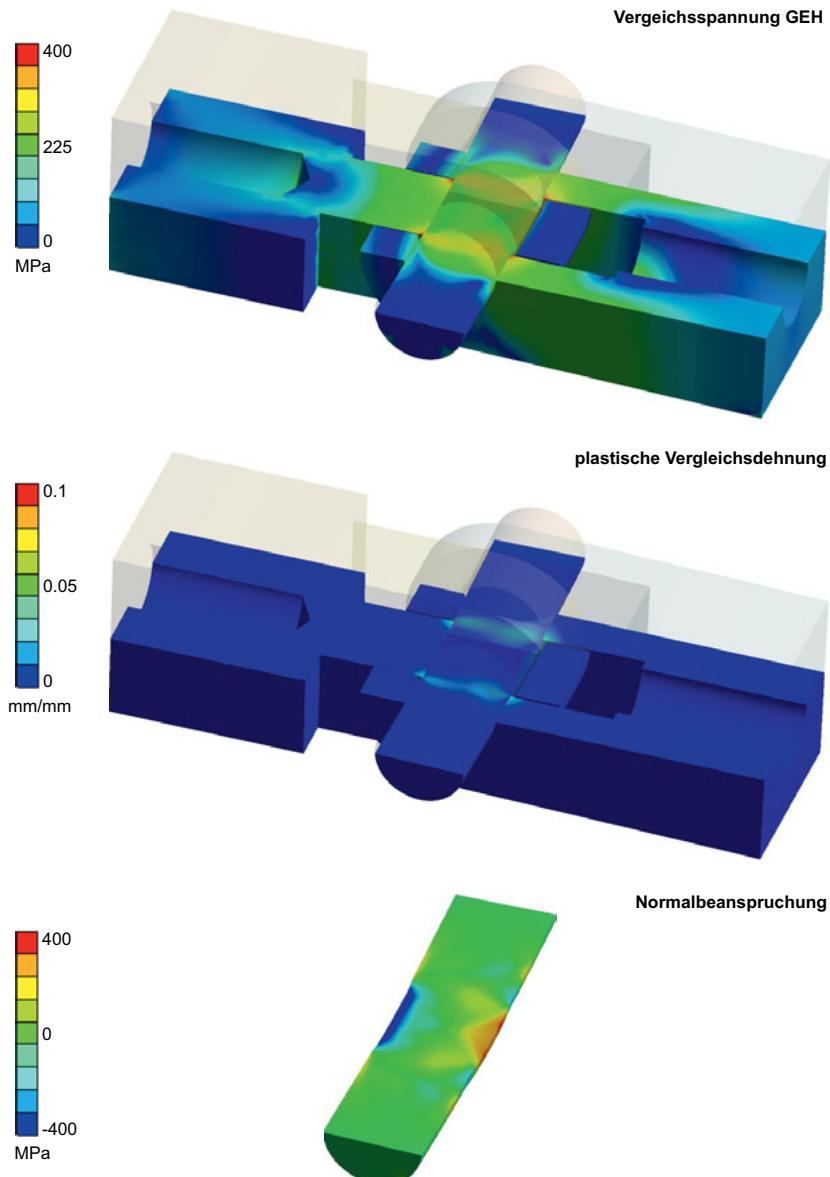
**Bild B.4:** Auswertungen der FE-Analyse für die Variante 3 der nichtidealen Bolzenbaugruppen



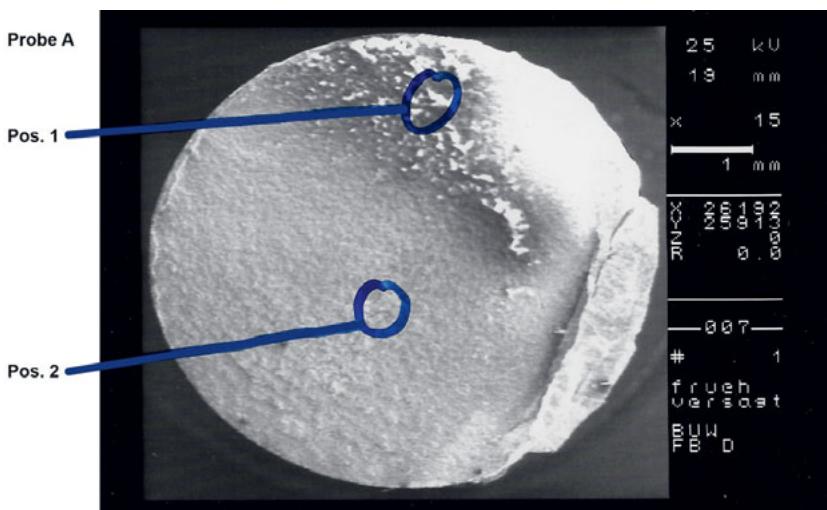
**Bild B.5:** Auswertungen der FE-Analyse für die Variante 4 der nichtidealen Bolzenbaugruppen



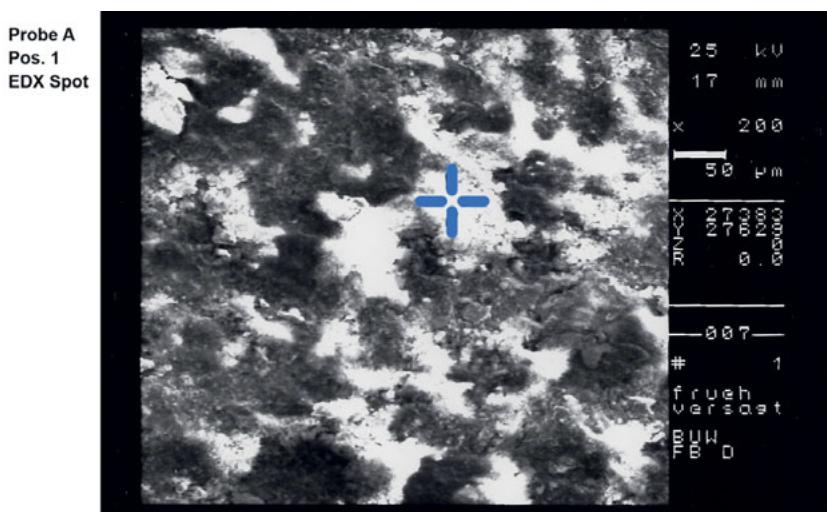
**Bild B.6:** Auswertungen der FE-Analyse für die Variante 5 der nichtidealen Bolzenbaugruppen



**Bild B.7:** Auswertungen der FE-Analyse für die Variante 6 der nichtidealen Bolzenbaugruppen

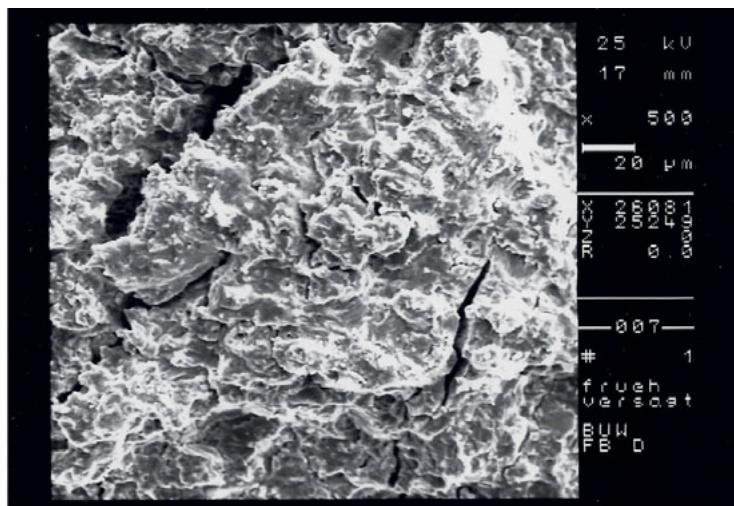


**Bild B.8:** REM Aufnahme: Ansicht der Bruchfläche einer früh aus gefallenen „idealen Verbindung“

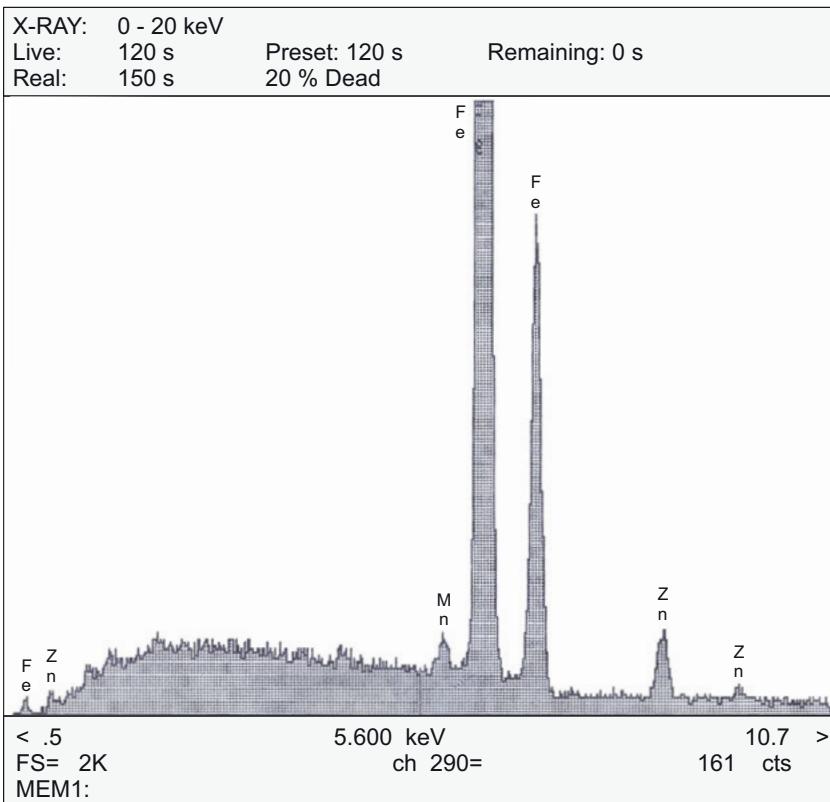


**Bild B.9:** REM Aufnahme: Vergrößerung von Position 1 der Bruchfläche einer früh aus gefallenen „Idealverbindung“

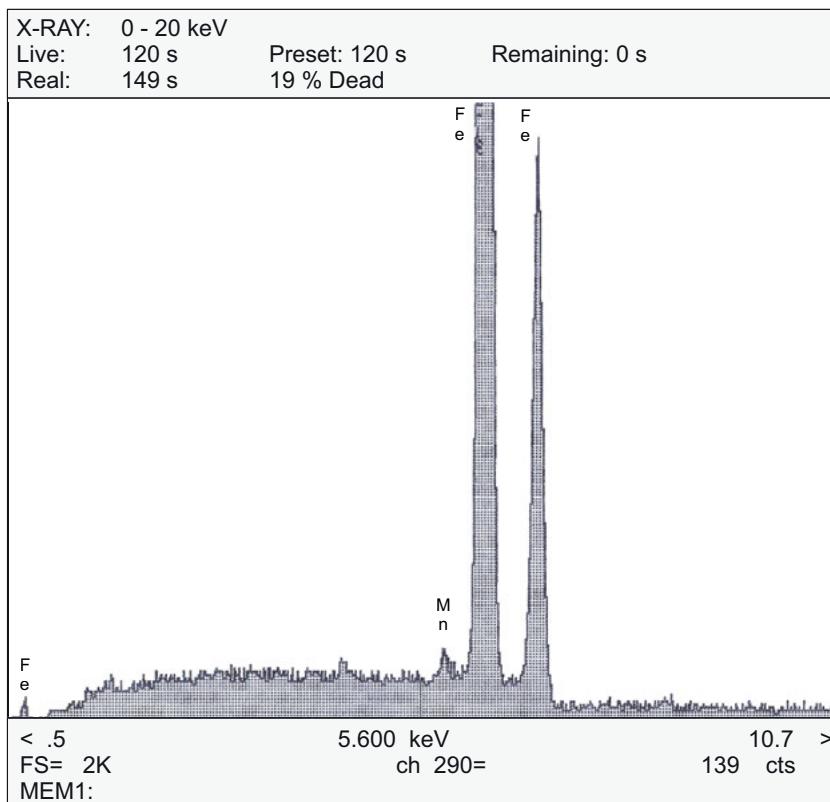
Probe A  
Pos. 2  
EDX  
line scan



**Bild B.10:** REM Aufname: Vergrößerung von Position 2 der Bruchfläche einer früh ausgefallenen „Idealverbindung“



**Bild B.11:** EDX Analyse Probe Fröhlausfall Position 1 wie in Bild B.5



**Bild B.12:** EDX Analyse Probe Frühausfall Position 2 wie in Bild B.8

---

# Literaturverzeichnis

- [ACYA10] ANSELMETTI, B. ; CHAVANNE, R. ; YANG, J. ; ANWER, N.: Quick GPS: A new CAT system for single-part tolerancing. In: *Computer-Aided Design* 42 (2010), S. 768–780
- [Ans06] ANSELMETTI, B: Generation of functional tolerancing based on positioning features. In: *Computer-Aided Design* 38 (2006), August, S. 902–919
- [ASG11] AMETA, G. ; SERGE, S. ; GIORDANO, M.: Comparison of Spatial Math Models for Tolerance Analysis: Tolerance-Maps, Deviation Domain, and TTRS. In: *Journal of Computing and Information Science in Engineering* (2011)
- [BDM10] BALLU, A. ; DANTAN, J.-Y. ; MATHIEU, L.: Language of Tolerancing: GeoSpelling. In: VILLENEUVE, F. (Hrsg.) ; MATHIEU, L. (Hrsg.): *Geometric Tolerancing of Products*. John Wiley & Sons, Inc., 2010
- [Beu07] BEUCHER, O.: *Wahrscheinlichkeitsrechnung und Statistik mit Matlab - Anwendungsorientierte Einführung für Ingenieure und Naturwissenschaftler*. Springer Verlag Berlin Heidelberg, 2007
- [BH13] BOHN, M. ; HETSCH, K.: *Toleranzmanagement im Automobilbau*. Carl Hanser Verlag, 2013
- [BM95] BALLU, A. ; MATHIEU, L.: Univocal expression of functional and geometric tolerances for design. In: *Proceedings of the 4th CIRP seminar on computer aided tolerancing* (1995)

- [Boe13] BOEGE, A. ; BOEGE, A. (Hrsg.): *Handbuch Maschinenbau*. Springer Vieweg, 2013
- [Boh98] BOHN, M.: *Toleranzmanagement im Entwicklungsprozess. Reduzierung der Auswirkungen von Toleranzen auf Zusammenbauten der Automobil-Karosserien*, Universität Karlsruhe, Diss., 1998
- [Box06] BOX, G. E. P. ; BALDING, D. J. (Hrsg.) ; CRESSIE, N. A. C. (Hrsg.) ; FISCHER, N. I. (Hrsg.): *Improving Almost Anything*. John Wiley & Sons, Inc., 2006
- [BS08] BOLLER, C. ; SEEGER, M.: *Materials Database for Cyclic Loading*. [http://www.werkstoffmechanik.tu-darmstadt.de/materials\\_database/index.de.jsp](http://www.werkstoffmechanik.tu-darmstadt.de/materials_database/index.de.jsp). Version: 2008
- [Buc07] BUCHER, C.: Basic concepts for robustness evaluation using stochastic analysis. In: *Efficient Methods for Robust Design and Optimization. EUROMECH Colloquium 482, London* (2007)
- [Cha14] CHARPENTIER, Frédéric: *Leitfaden für die Anwendung der Normen zur geometrischen Produktspezifikation (GPS)*. Beuth Verlag GmbH Berlin, Wien, Zürich, 2014
- [CJLL14] CHEN, H. ; JIN, S. ; LI, Z. ; LAI, X.: A comprehensive study of three dimensional tolerance analysis methods. In: *Computer Aided Design* 53 (2014), Aug
- [CQA15] CAI, N. ; QIAO, L. ; ANWER, N.: Unified variation modeling of sheet metal assembly considering rigid and compliant variations. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture* 229 (2015), Januar, S. 495–507
- [CRS98] CLÉMENT, A. ; RIVIÈRE, A. ; SERRÉ, P.: The TTRSs: 13 oriented constrains for dimensioning and tolerancing. In: ELMARAGHY, H. A. (Hrsg.): *Geometric Design Tolerancing: Theories, Standards and Applications*. 5th CIRP Seminar on Computer-Aided Tolerancing, Toronto, Canada, 1998, S. 122–131

- [Cve97] CVETKO, R.: *Characterisation of Assembly Variation Analysis Methods*, Brigham Young University, Diss., 1997
- [CVR97] CLÉMENT, A. ; VALADE, C. ; RIVIÈRE, A.: The TTRSS: 13 oriented constrains for dimensioning, tolerancing and inspection. In: CIARLINI, P. (Hrsg.) ; COX, M. G. (Hrsg.) ; PAVESE, F. (Hrsg.) ; RITCHER, D. (Hrsg.): *Advanced Mathematical Tools in Metrology III*. World Scientific Publishing Company, 1997, S. 24–42
- [CWEC07] CHALUPNIK, M.J. ; WYNN, D.C. ; ECKERT, C.M. ; CLARKSON, P.J.: Understanding Design Process Robustness: A Modelling Approach. In: *International Conference on Engineering Design, ICED2007, Paris, France* (2007)
- [DC94] DESROCHERS, A. ; CLÉMENT, A.: A dimensioning and tolerancing assistance model for CAD/CAM systems. In: *International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 9 (1994)
- [DDG<sup>+</sup>15] DUMAS, A. ; DANTAN, J.-Y. ; GAYTON, N. ; BLES, T. ; LOEBL, R.: An iterative statistical tolerance analysis procedure to deal with linearized behaviour models. In: *Journal of Zhejiang University. Science. A* (2015), April
- [DIN82] Norm DIN 4760 Juni 1982. *Gestaltabweichungen*
- [DIN94] Norm DIN 71752 April 1994. *Gabelköpfe*
- [DIN11] Norm DIN EN ISO 8015 September 2011. *Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Grundlagen - Konzepte, Prinzipien und Regeln*
- [DIN12a] Norm DIN 743-1 Dezember 2012. *Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen - Teil 1: Grundlagen*
- [DIN12b] Norm DIN 743-2 Dezember 2012. *Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen - Teil 2: Formzahlen und Kerbwirkungszahlen*

- [DIN12c] Norm DIN 743-3 Dezember 2012. *Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen - Teil 3: Werkstoff-Festigkeitswerte*
- [DIN12d] Norm DIN 743-4 Dezember 2012. *Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen - Teil 4: Zeitfestigkeit, Dauerfestigkeit - Schädigungsäquivalente Spannungsspannungsamplitude*
- [DIN12e] Norm DIN EN ISO 17450-1 April 2012. *Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Grundlagen - Teil 1: Modell für die geometrische Spezifikation und Prüfung*
- [DIN12f] Norm DIN EN ISO 2692 August 2012. *Geometrische Produktspezifikation und -prüfung (GPS) - Geometrische Tolerierung - Maximum-Material Bedingung (MMR), Minimum-Material Bedingung (LMR) und Wechselwirkungsbedingung (RPR)*
- [DIN13] Norm DIN EN ISO 17450-2 April 2013. *Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Grundlagen - Teil 2: Grundsätze, Spezifikationen, Operatoren, Unsicherheiten und Mehrdeutigkeiten*
- [DIN14] Norm DIN EN ISO 1101 Oktober 2014. *Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Geometrische Tolerierung - Tolerierung von Form, Richtung, Ort und Lauf*
- [DIN15a] Norm DIN 50100 Entwurf November 2015. *Schwingfestigkeitsversuch - Durchführung und Auswertung von zyklischen Versuchen mit konstanter Lastamplitude für metallische Werkstoffproben und Bauteile*
- [DIN15b] Norm DIN EN ISO 1 März 2015. *Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Referenztemperatur für geometrische Produktspezifikation und -prüfung*
- [DIN15c] Norm DIN EN ISO 14638 Januar 2015. *Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Übersicht (ISO/DIS 14638:2015); Deutsche Fassung prEN ISO 14638:2015*

- [DIN15d] Norm DIN ISO 20514-1 Maerz 2015. *Statistische Methoden im Prozessmanagement - Fähigkeit und Leistung - Teil 1: Allgemeine Grundsätze und Begriffe*
- [DIN15e] Norm DIN ISO 22514-2 Juni 2015. *Statistische Methoden im Prozessmanagement - Fähigkeit und Leistung - Teil 2: Prozessleistungs- und Prozessfähigkeitskenngrößen von zeitabhängigen Prozessmodellen*
- [Dyn15] DYNARDO GMBH (Hrsg.): *Methods for multi-disciplinary optimization and robustness analysis*. Weimar: Dynardo GmbH, März 2015
- [EKLM14] EHRENSPIEL, K. ; KIEWERT, A. ; LINDEMANN, U. ; MOERTL, M.: *Kostengünstig Entwickeln und Konstruieren. Kostenmanagement bei der integrierten Produktentwicklung*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2014
- [EIM98] ELMARAGGY, H. A.: *Geometric Design Tolerancing: Theories, Standards and Applications*. Springer Science and Business Media, 1998
- [FC07] FOWLKES, W. Y. ; CREVELING, C. M.: *Engineering Methods for Robust Product Design. Using Taguchi Methods in Technology and Product Developement*. Addison-Wesley, 2007
- [FG13] FELDHUSEN, J. ; GROTE, K.-H. ; FELDHUSEN, J. (Hrsg.) ; GROTE, K.-H. (Hrsg.): *Konstruktionslehre. Methoden und Anwendung erfolgreicher Produktentwicklung*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013
- [Flo92] FLORIAN, A.: An efficient sampling scheme: Updated Latin Hypercube Sampling. In: *Probabilistic Engineering Mechanics* 7 (1992), Nr. 2, S. 123 – 130. – ISSN 0266-8920
- [Fra09] FRANCIOSA, P.: *Modeling and Simulation of Variational Rigid and Compliant Assembly for Tolerance Analysis*, University of Naples Federico II, Diss., 2009

- [Gad11] GADALLAH, M. H.: An alternative to Monte Carlo simulation method. In: *International Journal of Experimental Design and Process Optimization* 2 (2011), Jan, Nr. 2
- [Geb11] GEBHARDT, C.: *FEM mit Ansys Workbench*. Carl Hanser Verlag, 2011
- [Ger05] GERMER, C.: *Intersdisziplinäres Toleranzmanagement*, Technische Universität Braunschweig, Diss., 2005
- [GF14] GROTE, K.-H. (Hrsg.) ; FELDHUSEN, J. (Hrsg.): *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2014
- [GMGD08] GUST, P. ; MILONIA, E. ; GÜLCAN, A. ; DÜRHAGEN, V.: Weiterentwicklung des Konstruktionsprozesses für Führungsgetriebe von beweglichen Karosserieelementen. In: *VDI Tagung Bewegungslehre* (2008)
- [GPS15] ISO TC 213 Standards Roadmap. [http://isotc213.ds.dk/roadmap/GPS\\_Standards\\_Roadmap\\_2015-09-23.pdf](http://isotc213.ds.dk/roadmap/GPS_Standards_Roadmap_2015-09-23.pdf). Version: September 2015, Abruf: 18.05.2016
- [GS12a] GUST, P. ; SCHLUER, C.: FEA and Sensitivity Analysis Taking Into Account Allowable Tolerances from Randomly Deformed Bodies. In: *Weimarer Optimierungs- und Stochastiktage WOST, Weimar, Germany* (2012)
- [GS12b] GUST, P. ; SCHLUER, C.: Numerical investigation into the impact of dimensional and geometric tolerances on the long-life fatigue strength of mechanical components. In: *12th CIRP Conference on Computer Aided Tolerancing, Huddersfield, UK* (2012)
- [GT93] GUPTA, S. ; TURNER, J. U.: Variational Solid Modeling for Tolerance Analysis. In: *IEEE Computer Graphics and Applications* (1993), S. 64–74
- [GZ99] GUDEHUS, H. ; ZENNER, H.: *Leitfaden für eine Betriebsfestigkeitsberechnung*. 4. Verlag Stahleisen, Düsseldorf, 1999

- [GZS88] GOSSARD, D. C. ; ZUFFANTE, R. P. ; SAKURAI, H.: Representing Dimensions, Tolerances and Features in MCAE Systems. In: *IEEE Computer Graphics and Applications* (1988)
- [Han09] HANSEN, J.: *Catia V5 automatisieren. Vom Powercopy bis zur C#-Programmierung.* Carl Hanser Verlag, 2009
- [HC05] HONG, Y. S. ; CHANG, T.-C.: A comprehensive review of tolerancing research. In: *International Journal of Production Research* 40 (2005), Nr. 11, S. 2425–2459
- [Hei13] HEIDL, M.: *Auslegung und Konstruktion eines Prüfstands zur Dauerfestigkeitsanalyse von Bolzen-Gelenkverbindungen,* Universität Wuppertal, Diplomarbeit, 2013
- [Hen11a] HENZOLD, G. ; NORMUNG E.V., DIN Deutsches I. (Hrsg.): *Anwendung der Normen über Form- und Lagetoleranzen in der Praxis.* Beuth Verlag GmbH, 2011
- [Hen11b] HENZOLD, G. ; NORMUNG E.V., DIN Deutsches I. (Hrsg.): *Form und Lage.* Beuth Verlag GmbH, 2011
- [IMK95] INUI, M. ; MIURA, M. ; KIMURA, F.: Relative positioning of assembled parts with small geometric deviations by using hierarchically approximated configuration space. In: *International IEEE Conference on Robotics and Automation* (1995), Nr. 2, S. 1605–1612
- [JS14] JORDEN, W. ; SCHUETTE, W.: *Form- Lagetoleranzen - Handbuch für Studium und Praxis.* 8. Carl Hanser Verlag München, 2014
- [Kea05] KEANE, A. J.: *Computational Approaches for Aerospace Design.* John Wiley & Sons Inc. New York, 2005
- [KHDL06] KREIMEYER, M. ; HERFELD, U. ; DEUBZER, F. ; LINDEMANN, U.: Effiziente Zusammenarbeit von Konstruktions- und Simulationsabteilungen in der Automobilindustrie. In: *CiDaD-Working Paper Series* (2006)

- [KK95] KRAMER, F. ; KRAMER, M.: *Modulare Unternehmensführung*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1995
- [Kle07] KLEIN, B.: Prozessorientierte Statistische Tolerierung. In: BRILL, U. (Hrsg.): *Haus der Technik Fachbuch Band 73*. Expert Verlag, Renningen, 2007
- [Kle13] KLEPPMANN, W.: *Versuchsplanung - Produkte und Prozesse optimieren*. Carl Hanser Verlag GmbH & Company KG, 2013 (Praxisreihe Qualitätswissen). – ISBN 9783446437913
- [Kle14] KLEIN, B.: *Versuchsplanung - DOE*. Oldenbourg Verlag Muenchen, 2014
- [Kle15] KLEIN, B.: *Toleranzdesign im Maschinen- und Fahrzeugbau*. Walter de Gruyter GmbH - Berlin, Muenchen, Boston, 2015
- [KM12] KARMAKAR, S. ; MAITI, J.: A review on dimensional tolerance synthesis: paradigm shift from product to process. In: *Assembly Automation* 32 (2012)
- [Kry12] KRYSZEK, M. ; NORMUNG E.V., DIN Deutsches I. (Hrsg.): *Berechnung der Messunsicherheit - Grundlagen und Anleitung für die praktische Anwendung*. Beuth Verlag GmbH Berlin, Wien, Zürich, 2012
- [KS08] Kapitel Kundenorientierung und Integrationsfunktion der Logistik in der Supply Chain der Automobilindustrie. In: KROG, Ernst-Hermann ; STATKEVICH, Katsiaryna: *Das Beste der Logistik: Innovationen, Strategien, Umsetzungen*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2008. – ISBN 978-3-540-78405-0, 185–195
- [LD11] LAPERRIÉRE, L. ; DESROCHERS, A.: Modeling assembly quality requirements using Jacobian or screw transforms: a comparison. In: *Proceedings of the 4th IEEE international symposium on assembly and task planning* (2011)

- [Leo13] LEONHARD, M.: *Erstellung eines CAD-basierten Software-Tools zur Erzeugung geometrisch nicht idealer Maschinenelemente*, Bergische Universität Wuppertal, Diplomarbeit, 2013
- [Leu10] LEUSCHEL, R.: *Toleranzmanagement in der Produktentwicklung am Beispiel der Karosserie im Automobilbau*, Technische Universität Bergakademie Freiberg, Diss., 2010
- [Li11] LI, J.: *Numerical investigation of the impact of geometric tolerances on the long life fatigue strength of machine elements*, Universität Wuppertal, Diplomarbeit, 2011
- [LR01] LI, B. ; ROY, U.: Relative positioning of tolerated polyhedral parts in an assembly. In: *Transactions of IIE* (2001), Nr. 33, S. 323–336
- [LSL06] LÖÖF, J. ; SÖDBERG, R. ; LINDKVIST, L.: Visualization of variation in early design phases: A convex hull approach Dubrovnik. In: *9th International Design Conference Dubrovnik 2006* (2006), S. 905–912
- [LW03] LIU, J. ; WILHELM, R. G.: Genetic Algorithms for TTRS tolerance analysis. In: BOURDET, P. (Hrsg.) ; MATHIEU, L. (Hrsg.): *Geometric Product Specification and Verification: Integration of Functionality*. Kluwer Academic Publishers, 2003, S. 73–82
- [LYY14] LI, C. ; YANG, S. ; YANG, M.: An Adaptive Multi-Swarm Optimizer for Dynamic Optimization Problems. In: *Evolutionary Computation* (2014)
- [Ma15] MA, T.: *Simulation zur Untersuchung des Toleranzinflusses auf die Spannungsverteilung flexibler Bolzenverbindungen mit ANSYS*, Bergische Universität Wuppertal, Diplomarbeit, 2015
- [Mar07] MARKVOORT, L.: *Methodologie d'analyse statistique de tolérances dans les assemblages impliquant des composants déformables*, Université de Valenciennes, Diss., 2007
- [Mas99] MASING, W.: *Handbuch Qualitätsmanagement*. 4. Auflage. München : Hanser, 1999. – ISBN 3–446–19397–9

- [May95] MAYR, M.: *Technische Mechanik*. Carl Hanser Verlag Muenchen Wien, 1995
- [MBC79] MCKAY, M. D. ; BECKMAN, R. J. ; CONOVER, W. J.: A comparison of three methods for selecting values of input variables in the analysis of output form a computer code. In: *Technometrics* 21 42 (1979), Feb., Nr. 1, 55-61. <http://www.jstor.org/stable/1271432>
- [Mer98] MERKLEY, K. G.: *Tolerance Analysis of Compliant Assemblies*, Brigham Young University, Diss., 1998
- [MMLS09] MORIÉRE, S. ; MAILHE, J. ; LINARES, J. ; SPAUEL, J: Assembly method comparison including form defect. In: *CIRP Conference on Computer Aided Tolerancing* (2009)
- [Mon09] MONTGOMERY, D. C.: *Design and Analysis of Experiments*. John Wiley & Sons (Asia) Pte Ltd, 2009
- [MP09] MARZIALE, M. ; POLINI, W.: A review of two models for tolerance analysis of an assembly: vector loop and matrix. In: *International Journal of Manufacturing Technology* (2009)
- [MP11] MARZIALE, M. ; POLINI, W.: A review of two models for tolerance analysis of an assembly: Jacobian and Torsor. In: *International Journal of Computational Integrated Manufacturing* (2011)
- [MR03] MONTGOMERY, D. C. ; RUNGER, G. C.: *Applied Statistics and Probability for Engineers*. 3. John Wiley & Sons, 2003
- [NT95] NIGAM, S. D. ; TURNER, J. U.: Review of statistical approaches to tolerance analysis. In: *Computer Aided Design* 27 (1995), Nr. 1, S. 6–15
- [NWH05] NIEMANN, G. ; WINTER, H. ; HÖHN, B.-R.: *Maschinenelemente Band 1*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005

- [OBJ05] OSTROVSKY-BERMAN, Y. ; JOSKOWICZ, L.: Tolerance envelopes of planar mechanical parts with parametric tolerances. In: *Journal of Computer Aided Design* 5 (2005), Nr. 37, S. 531–544
- [Obr14] OBRIG, M.: *Detailkonstruktion und Aufbau eines Prüfstandes zur Dauerefestigkeitsanalyse von Bolzen-Gelenkverbindungen*, Universität Wuppertal, Diplomarbeit, 2014
- [Pap01] PAPULA, L.: *Mathematik für Ingenieure und Naturwissenschaftler Band 3*. Friedr. Vieweg und Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig / Wiesbaden, 2001
- [PG02] PRISCO, U. ; GIORLEO, G.: Overview of current CAT systems. In: *Integrated Computer-Aided Engineering* 9 (2002), S. 373–387
- [PR07] PIERCE, R.S. ; ROSEN, D.: Simulation of Mating Between Nonanalytic Surfaces Using a Mathematical Formulation. In: *Journal of Computing and Information Science in Engineering* (2007), Nr. 7, S. 314–321
- [PR08] PIERCE, R.S. ; ROSEN, D.: A method for integrating form errors into geometric tolerance analysis. In: *Journal of mechanical design* (2008), S. 11002–11012
- [Pra01] PRAUN, S. von: *Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen im Produktstehungsprozess*, Technische Universität München, Diss., 2001
- [RHAl12] RIEG, F. ; HACKENSCHMIDT, R. ; ALBER-LAUKANT, B.: *Finite Elemente Analyse für Ingenieure*. 4. Carl Hanser Verlag, 2012
- [Rhe14] RHEIN, B.: *Robuste Optimierung mit Quantilenmaßen auf globalen Metamodellen*, Universität zu Köln, Diss., 2014
- [RKV<sup>+</sup>12] RENNERT, R. ; KULLIG, E. ; VORMWALD, M. ; ESDERTS, A. ; SIEGEL, D. ; (FKM), Forschungskuratorium M. (Hrsg.): *FKM-Richtlinie. Bd. 6: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen*. VDMA Verlag GmbH, 2012

- [RMUW07] ROOS, D. ; MOST, T. ; UNGER, J. ; WILL, J.: Advanced surrogate models within the robustness evaluation. In: *Weimarer Optimierungs- und Stochastiktage, Weimar, Germany* (2007)
- [Rub81] RUBINSTEIN, R. Y.: *Simulation and the Monte Carlo method*. John Wiley & Sons Inc., New York, 1981
- [SA04] STEFANO, P. D. ; ANGELO, L. D.: Geometric Modeling of Mechanical Parts affected by Shape Error. In: *Proc. of the 8th International Design Conference, Dubrovnik* (2004), S. 157–162
- [SAMW14] SCHLEICH, B. ; ANWER, N. ; MATHIEU, L. ; WARTZACK, S.: Skin Model Shapes: A new paradigm shift for geometric variations modeling in mechanical engineering. In: *Computer Aided Design* 50 (2014), May
- [SASD05] SHEN, Z. ; AMETA, G. ; SHAH, J. J. ; DAVIDSON, J. K.: A comparative Study of tolerance analysis methods. In: *Journal of Computing and Information Science in Engineering* (2005)
- [SASD07] SHAH, J. J. ; AMETA, G. ; SHEN, Z. ; DAVIDSON, J.: Navigating the Tolerance Analysis Maze. In: *Computer Aided Design* 4 (2007), Nr. 5, S. 705–718
- [SBPS14] SALTELLI, A. ; BECKER, W. ; PARUOLO, P. ; SAISANA, M.: SobolÖs sensitivity indices beyond sensitivity. In: *Eleventh International Conference on Monte Carlo and Quasi-Monte Carlo Methods in Scientific Computing* (2014)
- [Sch07] SCHLECHT, B.: *Maschinenelemente 1 - Festigkeit, Welle-Nabe-Verbindungen, Federn, Kupplungen*. Pearson Studium, 2007
- [Sch12] SCHÖMANN, S. O.: Produktentwicklung in der Automobilindustrie. Managementkonzepte vor dem Hintergrund gewandelter Herausforderungen. In: RINGLSTETTER, M. J. (Hrsg.): *Schriften zur Unternehmensentwicklung*. Gabler Verlag, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2012

- [SHJP<sup>+</sup>96] SALOMONS, O. W. ; HAALBOOM, F. J. ; JONGE POERINK, H. J. ; SLOOTEN, F. van ; HOUTEN, F. J. A. M. ; KALS, H. J. J.: A computer aided tolerancing tool II: Tolerance analysis. In: *International Journal of Manufacturing Technology* 31 (1996)
- [SHK98] SALOMONS, O. ; HOUTEN, F. van ; KALS, H.: Current Status of CAT Systems. In: EL MARAGHY, H.A. (Hrsg.): *Geometric Design Tolerancing: Theories, Standards and Applications*. Springer-Verlag, 1998
- [Sko14] SKOLAUT, W. (Hrsg.): *Maschinenbau - Ein Lehrbuch für das ganze Bachelor-Studium*. Springer Vieweg, 2014
- [SL01] SÖDBERG, R. ; LINDKVIST, L.: Automated Seam Variation and Stability Analysis for Automotive Body Design. In: *7th CIRP International Seminar on Computer Aided Tolerancing, Cachan* (2001), S. 355–364
- [SP08] STOLL, T. ; PAETZOLD, K.: Gap and flush visualization of virtual nonideal prototypes. In: *10th International Design Conference (DESIGN 2008), Dubrovnik* (2008)
- [SPHS96] SALOMONS, O. W. ; POERINK, H. J. J. ; HAALBOOM, F. J. ; SLOOTEN, F. V.: A computer aided tolerancing tool I: tolerance specification. In: *Computers in Industry* 31 (1996), S. 161–174
- [SS05] SILBER, G. ; STEINWENDER, F.: *Bauteilberechnung und Optimierung mit der FEM - Materialtheorie, Anwendungen, Beispiele*. B.G. Teubner Verlag, 2005 (Lehrbuch: Maschinenbau). – ISBN 9783519004257
- [ST94] SODHI, R. ; TURNER, J. U.: Relative Positioning of variational part models for design analysis. In: *Computer-aided design* (1994), S. 366–378
- [ST97] SKOWRONSKI, V. J. ; TURNER, J. U.: Using Monte- Carlo variance reduction in statistical tolerance synthesis. In: *Computer Aided Design* 29 (1997), Nr. 1, S. 53–69

- [Ste11] STEFEK, A.: Benchmarking of Heuristic Optimization Methods. In: *Institute of Electrical and Electronics Engineers* (2011)
- [Sto10] STOCKINGER, A.: *Computer Aided Robust Design - Verknüpfung rechnerunterstützter Entwicklung und virtueller Fertigung als Baustein des Toleranzmanagements*, Universität Erlangen-Nürnberg, Diss., 2010
- [Sto12] STOLL, T.: *Einsatzmöglichkeiten von virtuellen, nichtidealen Prototypen in der Toleranzsynthese und -analyse*, Universität Erlangen-Nürnberg, Diss., 2012
- [Suh01] SUH, N.P.: *Axiomatic Design: Advances and Applications*. Oxford University Press, 2001
- [Suh05] SUH, N.P.: *Complexity: Theory and Applications*. Oxford University Press, 2005
- [TBR97] TRUMPOLD, H. ; BECK, C. ; RICHTER, G.: *Toleranzsysteme und Toleranzdesign - Qualität im Austauschbau*. Carl Hanser Verlag Muenchen Wien, 1997. – 508 S. – ISBN 3446177574
- [TCT99] TAGUCHI, G. ; CHOWDHURY, S. ; TAGUCHI, S.: *Robust Engineering. Learn how to boost quality while reducing costs and time to market*. McGraw Hill Book Co, 1999
- [TW87] TURNER, J. ; WOZNÝ, M.J.: Tolerances in computer-aided geometric design. In: *The Visual Computer* 3 (1987), S. 214–226
- [UR04] UNGER, J. F. ; ROOS, D.: Investigation and benchmark of algorithms for reliability analysis. In: *Weimarer Optimierungs- und Stochastiktage, Weimar, Germany* (2004)
- [VAA13] VIGO-AGUIAR, J. ; ALONSO, P.: New Optimization Techniques in Engineering. In: *Journal of Mathematical Modelling and Algorithms* (2013)

- 
- [VDI05] Richtlinie VDI 2737 Dezember 2005. *Berechnung der Zahnuflüstragfähigkeit von Innenverzahnungen mit Zahnkranzeinfluss*
- [VKKV97] VOEGELE, A. ; KNOBLOCH, D. ; KUSCH, H.-G. ; VILLINGER, G.: *Das große Handbuch Konstruktions- und Entwicklungsmanagement*. Verlag moderne Industrie, 1997
- [VM10] VILLENEUVE, F. ; MATHIEU, L. ; VILLENEUVE, F. (Hrsg.) ; MATHIEU, L. (Hrsg.): *Geometric Tolerancing of Products*. John Wiley & Sons (Asia) Pte Ltd, 2010
- [Voe98] VOELCKER, H. B.: The current state of affairs in dimensional tolerancing: 1997. In: *Integrated Manufacturing Systems* 9 (1998), Aug
- [Voß11] VOSS, R.: *Toleranzanalyse komplexer Gussbauteile mittels stochastischer Simulation der Fertigungseinflüsse*, Friedrich-Alexander Universität Erlangen-Nürnberg, Diss., 2011
- [Wan05] WANG, J. X.: *Engineering Robust Design*. Pearson Education, Inc., 2005
- [Wec12] WECKENMANN, A.: *Koordinatenmesstechnik*. Bd. 2. Carl Hanser Verlag München Wien, 2012. – 422 S.
- [Wit11] WITTMANN, S.: *Verfahren zur Simulation und Analyse der Auswirkungen toleranzbedingter Bauteilabweichungen*, Universität Erlangen-Nürnberg, Diss., 2011
- [WMJV11] WITTEL, H. ; MUHS, D. ; JANNASCH, D. ; VOSSIEK, J.: *Roloff / Matek - Maschinenelemente*. Vieweg + Teubner Verlag, 2011
- [YY15] YU, K. G. ; YANG, Z. H.: Assembly variation modeling method research of compliant automobile body sheet metal parts using the finite element method. In: *International Journal of Automotive Technology* (2015)
- [ZAS<sup>+</sup>13] ZHANG, M. ; ANWER, N. ; STOCKINGER, A. ; MATHIEU, L. ; WARTZACK, S.: Discrete shape modeling for skin model represen-

- tation. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture* 227 (2013), S. 672–680
- [ZT02] ZIENKIEWICZ, O. C. ; TAYLOR, R. L.: *The Finite Element Method*.  
5. Butterworth Heinemann, Oxford, 2002

# Lebenslauf – Christoph Schluer

## Persönliche Daten

Anschrift: Untere Wernerstr. 68a  
42651 Solingen

Kontakt: Telefon: +49 (0)151 184 35 230  
eMail: christoph@schluer.de

Geburtsdatum: 22.02.1982 (Haan)

Staatsangehörigkeit: deutsch, schweiz

Familienstand: verheiratet, zwei Söhne (9 / 10)

## Akad. Ausbildung

10.2002 - 09.2006 Dipl.-Ing. (FH) Maschinenbau  
Bergische Universität Wuppertal

10.2006 - 04.2008 M.Sc. Qualitätsingenieurwesen  
Bergische Universität Wuppertal

05.2009 - heute Promotionsstudent an der Bergischen Universität  
Wuppertal - Lehrstuhl für Konstruktion  
Doktorvater: Prof. Dr.-Ing. Peter Gust

## Berufliche Tätigkeiten

08.1999 - 05.2002 Ausbildung zum Werkzeugmechaniker

06.2002 - 09.2005 Werkzeugmechaniker im Formen- und  
Vorrichtungsbau, Piel & Adey GmbH, Solingen

05.2008 - 04.2009 Bergische Universität Wuppertal  
Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für  
Strömungsmechanik und Turbomaschinen

05.2009 - heute Bergische Universität Wuppertal  
Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für  
Konstruktion

Solingen, den 01. Juli 2016



# Online-Buchshop für Ingenieure

■■■ VDI nachrichten

Online-Shops



Fachliteratur und mehr -  
jetzt bequem online recher-  
chieren & bestellen unter:  
[www.vdi-nachrichten.com/](http://www.vdi-nachrichten.com/)  
Der-Shop-im-Ueberblick



Täglich aktualisiert:  
Neuerscheinungen  
VDI-Schriftenreihen



## BUCHSHOP

Im Buchshop von vdi-nachrichten.com finden Ingenieure und Techniker ein speziell auf sie zugeschnittenes, umfassendes Literaturangebot.

Mit der komfortablen Schnellsuche werden Sie in den VDI-Schriftenreihen und im Verzeichnis lieferbarer Bücher unter 1.000.000 Titeln garantiert fündig.

Im Buchshop stehen für Sie bereit:

### VDI-Berichte und die Reihe **Kunststofftechnik**:

Berichte nationaler und internationaler technischer Fachtagungen der VDI-Fachgliederungen

### Fortschritt-Berichte VDI:

Dissertationen, Habilitationen und Forschungsberichte aus sämtlichen ingenieurwissenschaftlichen Fachrichtungen

### Newsletter „Neuerscheinungen“:

Kostenfreie Infos zu aktuellen Titeln der VDI-Schriftenreihen bequem per E-Mail

### Autoren-Service:

Umfassende Betreuung bei der Veröffentlichung Ihrer Arbeit in der Reihe Fortschritt-Berichte VDI

### Buch- und Medien-Service:

Beschaffung aller am Markt verfügbaren Zeitschriften, Zeitungen, Fortsetzungsreihen, Handbücher, Technische Regelwerke, elektronische Medien und vieles mehr – einzeln oder im Abo und mit weltweitem Lieferservice

VDI nachrichten

BUCHSHOP [www.vdi-nachrichten.com/Der-Shop-im-Ueberblick](http://www.vdi-nachrichten.com/Der-Shop-im-Ueberblick)

## Die Reihen der Fortschritt-Berichte VDI:

- 1 Konstruktionstechnik/Maschinenelemente
- 2 Fertigungstechnik
- 3 Verfahrenstechnik
- 4 Bauingenieurwesen
- 5 Grund- und Werkstoffe/Kunststoffe
- 6 Energietechnik
- 7 Strömungstechnik
- 8 Mess-, Steuerungs- und Regelungstechnik
- 9 Elektronik/Mikro- und Nanotechnik
- 10 Informatik/Kommunikation
- 11 Schwingungstechnik
- 12 Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik
- 13 Fördertechnik/Logistik
- 14 Landtechnik/Lebensmitteltechnik
- 15 Umwelttechnik
- 16 Technik und Wirtschaft
- 17 Biotechnik/Medizintechnik
- 18 Mechanik/Bruchmechanik
- 19 Wärmetechnik/Kältetechnik
- 20 Rechnerunterstützte Verfahren (CAD, CAM, CAE CAQ, CIM ...)
- 21 Elektrotechnik
- 22 Mensch-Maschine-Systeme
- 23 Technische Gebäudeausrüstung

ISBN 978-3-18-343601-9