

# Fortschritt-Berichte VDI

VDI

## Reihe 1

Konstruktions-  
technik/  
Maschinen-  
elemente

Nr. 437

Dipl.-Ing. Michael Simon Josef Walter,  
Roth

## Toleranzanalyse und Toleranzsynthese abweichungsbehafteter Mechanismen

Lehrstuhl für

### Konstruktionstechnik

Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg  
Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartzack





# **Toleranzanalyse und Toleranzsynthese abweichungsbehafteter Mechanismen**

Der Technischen Fakultät  
der Friedrich-Alexander-Universität  
Erlangen-Nürnberg  
zur  
Erlangung des Doktorgrades Dr.-Ing.

vorgelegt von  
Michael Simon Josef Walter  
aus Roth

Als Dissertation genehmigt  
von der Technischen Fakultät der  
Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg

Tag der mündlichen Prüfung: 14.09.2016

Vorsitzende des Promotionsorgans: Prof. Dr. Peter Greil

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. S. Wartzack

Prof. Dr.-Ing. C. Weber

# Fortschritt-Berichte VDI

**Reihe 1**

Konstruktionstechnik/  
Maschinenelemente

Dipl.-Ing. Michael Simon Josef Walter,  
Roth

**Nr. 437**

**Toleranzanalyse und  
Toleranzsynthese  
abweichungsbehafteter  
Mechanismen**

Lehrstuhl für

**Konstruktionstechnik**

Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg  
Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartzack



Walter, Michael Simon Josef

## **Toleranzanalyse und Toleranzsynthese abweichungsbehafteter Mechanismen**

Fortschr.-Ber. VDI Reihe 1 Nr. 437. Düsseldorf: VDI Verlag 2016.

250 Seiten, 100 Bilder, 11 Tabellen.

ISBN 978-3-18-343701-6, ISSN 0178-949X,

€ 85,00/VDI-Mitgliederpreis € 76,30.

**Für die Dokumentation:** Toleranzmanagement – Toleranzanalyse – Toleranzsynthese – Toleranz-Kosten-Optimierung – Fertigungsabweichungen – Bewegte Systeme

Die vorliegende Arbeit wendet sich an Ingenieure und Wissenschaftler, die sich mit der optimalen Vergabe von Fertigungstoleranzen beschäftigen. In der Arbeit wird ein durchgängiger Prozess des Toleranzmanagements vorgestellt, der sowohl für statische als auch bewegte Systeme (sog. Mechanismen) anzuwenden ist. Mit der Toleranzanalyse können die Auswirkungen zufälliger und systematischer Abweichungen auf das Bewegungsverhalten eines Mechanismus statistisch beurteilt werden. Die Visualisierung mit dem Walter-Hiller-Diagramm zeigt ungenutzte Potentiale zur Aufweitung von Toleranzen und damit zur gezielten Kosteneinsparung auf. Schlussendlich lassen sich die kostenoptimalen Bauteiltoleranzen des Mechanismus anhand einer statistischen Toleranz-Kosten-Optimierung berechnen. Am Beispiel eines abweichungsbehafteten Ventiltriebs wird die praktische Anwendung aufgezeigt.

### **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>.

## Vorwort

*live your heart and never follow*

by HOT WATER MUSIC

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Akademischer Rat am Lehrstuhl für Konstruktionstechnik der FAU Erlangen-Nürnberg. Das Gelingen dieser Arbeit wurde erst durch die Unterstützung zahlreicher Personen ermöglicht, denen ich an dieser Stelle meinen Dank aussprechend möchte.

Mein Dank gilt meinem Doktorvater Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartzack, der mich in den vergangenen sechs Jahren als Freund begleitet und gefördert hat. Seine offene Art und sein steter Zuspruch, sowohl in fachlichen als auch in persönlichen Dingen, sind von wesentlicher Bedeutung für das Gelingen der Arbeit sowie für mein persönliches und berufliches Leben und Wirken. Hierfür besten Dank, Sandro!

Bei Prof. Dr.-Ing. Christian Weber, dem aktuellen Dekan der Fakultät für Maschinenbau der TU Ilmenau und ausgewiesenen Experten im Toleranzmanagement und der Produktentwicklung bedanke ich herzlich für das Interesse an meiner Arbeit sowie für die Übernahme der Rolle des Zweitgutachters. Darüber hinaus gilt Prof. Dr. Michael Stingl und Prof. Dr. sc. ETHZ Alexander Hasse mein herzlicher Dank für Ihr Engagement und Wirken als fachfremder Gutachter und Vorsitzender der Prüfungskommission.

Darüber hinaus gilt den, zumindest für mich, beiden „Urgesteinen“ des Lehrstuhls mein Dank: Prof. Dr.-Ing. Harald Meerkamm und Dr.-Ing. Stephan Tremmel haben seit meinen ersten Studiensemester an/mit mir gearbeitet und mich geprägt und schlussendlich zum Ingenieur geformt. Vielen Dank für dieses jahrelange und unermüdliche Zutun.

Mein ganz besonderer Dank gilt allen aktiven und ehemaligen Kollegen, die mir in guten wie in schlechten Zeiten zur Seite standen. Besonders hervorheben möchte ich hier meine Büro-Mitbewohner Julia Husch, Thomas Sander, Georg Gruber, Philipp Ziegler und Kristian Mauser. Für die gute Zusammenarbeit und viele nette Gespräche gilt besonders Bilo Breitsprecher, David Hochrein, Julia Kröner, Bernd Vierneusel, Daniel Klein, Lars Krogschie, Gabi Stingl, Günther Rabenstein und Ute Weitzenfelder mein bester Dank.

Weiterhin möchte ich mich bei den Studierenden bedanken, die mich durch Ihr Engagement bei Forschung und Lehre unterstützt haben. Besonders hervorheben möchte an dieser Stelle Tim Weikert, Christina Hiller, Markus Storch, Björn Heling, Michael Pribek, Sebastian Epp,

Marcus Romeis, Vitalij Schuller, Peter Zierer, Vincent Mann, Alexander Aschenbrenner, Josef Strohhofer, Frank Litwa und Alexander Rehn.

Für das Feedback zu meiner Arbeit aus industrieller Sicht bin ich Florian Weidenhiller sowie meinen Mitstreitern Stefan Gliniorz, Kai Kasprzak, Andreas Schneider und Wolf-Rüdiger Landschoof des Arbeitskreises AP07 des Toleranz-Forums sehr dankbar.

Meiner Familie und meinen Freunden sei herzlich für die Unterstützung und das Verständnis gedankt. Sowohl meine Eltern Erwin und Rosa Walter als auch meine Schweigereltern Erika und Horst Säckl haben mir Rückhalt gegeben und mich in meinem Vorhaben mit allen Kräften unterstützt.

Meiner geliebten Frau Anja sowie unserem Sohn Simon gilt mein größter Dank.

Abschließend bleibt mir, mich bei Freund und Wegbeleiter Tobias C. Sprügel zu bedanken. Seit seiner ersten Technischen Zeichnung in dessen ersten Studiensemester darf ich mit ihm arbeiten und lernen. Über die Jahre hat er beständig zum Erfolg meiner Forschungsarbeiten und damit dem Gelingen der vorliegenden Arbeit beigetragen. Die Zusammenarbeit mit ihm ist für mich die beste Zeit, die ich am Lehrstuhl hatte. Dafür, lieber Tobi, gilt Dir von ganzem Herzen mein tiefster Dank.

Heideck, im September 2016

Michael S. J. Walter

*Meinem Vater Erwin Walter*

# Inhaltsverzeichnis

<b>1 Abweichungen und deren Begrenzung durch Toleranzen in der Produktentwicklung .....</b>	<b>1</b>
1.1 Problemstellung .....	3
1.2 Aufgabenstellung .....	4
1.3 Der Toleranzingenieur .....	5
<b>2 Stand der Forschung und Technik .....</b>	<b>7</b>
2.1 Geschichte des Toleranzmanagements .....	7
2.1.1 Das Streben nach der vollständigen Austauschbarkeit von Einzelteilen .....	7
2.1.2 Die Begrenzung von Abweichungen durch Toleranzen (1840-1920) .....	8
2.1.3 Der Einzug der Statistik in die Toleranzrechnung und der Aufstieg des Automobilbaus (1900 – 1960) .....	9
2.1.4 Die Rechnerunterstützung in der Toleranzrechnung (seit 1960) .....	11
2.1.5 Toleranzforschung im geeinten Deutschland .....	12
2.1.6 Neue Aspekte und Trends im Toleranzmanagement (Stand 2015) .....	15
2.2 Die drei Kernaktivitäten der rechnerunterstützten Toleranzsimulation .....	16
2.3 Toleranzanalyse .....	18
2.3.1 Statistische Toleranzanalyse .....	19
2.3.2 Bestimmung der Beitragsleister .....	24
2.3.3 Diskussion des Standes der Forschung zur statistischen Toleranzanalyse .....	31
2.4 Toleranzsynthese und Toleranzoptimierung .....	38
2.4.1 Toleranz-Kosten-Modelle .....	39
2.4.2 Bestimmung der optimalen Tolerierung .....	41
2.4.3 Diskussion des Standes der Forschung zur Toleranzsynthese .....	46
2.5 Meta-Modelle .....	49
2.5.1 Response Surface Methodology .....	51
2.5.2 Kriging Interpolation .....	52
2.5.3 Support Vector Regression .....	54
2.5.4 Künstliche Neuronale Netze .....	56
2.5.5 Evaluierung der Prognosegüte von Meta-Modellen .....	58
2.6 Kommerzielle Software-Werkzeuge zur Toleranzanalyse .....	60

<b>3 Ableitung des Handlungsbedarfs.....</b>	<b>63</b>
3.1 Die akademische Sicht: Diskussion des aktuellen Standes der Forschung und Technik	63
3.2 Die industrielle Sicht: Eine Erhebung unter deutschen Unternehmen.....	65
3.2.1 Vorbereitung und Durchführung der Erhebung .....	65
3.2.2 Auswertung und Diskussion .....	67
3.3 Handlungsbedarf zur Toleranzanalyse und Toleranzsynthese abweichungsbehafteter Mechanismen.....	71
<b>4 Konzept zur Toleranzanalyse und -synthese abweichungsbehafteter Mechanismen.....</b>	<b>73</b>
4.1 Klassifikation von Abweichungen technischer Systeme .....	73
4.1.1 Charakterisierung systematischer Abweichungen anhand der Periodendauer ....	75
4.1.2 Klassifikation möglicher Wechselwirkungen zwischen Abweichungen .....	76
4.2 Vorgehensweise zur statistischen Toleranzanalyse und -synthese des Betriebsverhaltens abweichungsbehafteter Mechanismen .....	80
4.2.1 Die Idee hinter der Toleranzanalyse-Methode zur Berücksichtigung der vollständigen Betriebsdauer eines Mechanismus .....	85
4.3 Vollständige Beschreibung der Aufgabe .....	87
4.4 Die Schließmaßgleichung: Gemeinsamer Kern von Toleranzanalyse und -synthese ....	88
4.4.1 Formulierung der Schließmaßgleichungen mittels Vektorketten.....	89
4.4.2 Bestimmung der systematischen Abweichungen unter Berücksichtigung von Wechselwirkungen 3. und 4. Art .....	98
4.5 Statistische Toleranzanalyse .....	107
4.5.1 Anwendung der modifizierten Toleranzanalyse-Methode.....	107
4.5.2 Bestimmung, Repräsentation und Interpretation der Ergebnisse .....	108
4.6 Wirtschaftliche Beurteilung anhand des WALTER-HILLER-Diagramms.....	109
4.7 Statistische Toleranzoptimierung.....	112
4.7.1 Formulieren des Toleranz-Optimierungsproblems.....	113
4.7.2 Lösung des Toleranz-Optimierungsproblems .....	117
4.8 Ergebnisvisualisierung und Dokumentation statistischer Toleranzsimulationen abweichungsbehafteter Mechanismen .....	122
4.8.1 Tol/Mech – insight .....	122
4.8.2 Erläuterung der Umfänge von Tol/Mech – insight .....	127

<b>5 Anwendungsbeispiel: Abweichungsbehafteter Ventiltrieb .....</b>	<b>129</b>
5.1 Vorstellung des Demonstrators.....	129
5.1.1 Aufbau und Funktionsweise des Ventiltriebs.....	130
5.2 Beschreibung des Toleranzproblems .....	132
5.3 Formulieren der Schließmaßgleichung .....	134
5.4 Statistische Toleranzanalyse.....	143
5.5 Wirtschaftliche Beurteilung der Tolerierung.....	146
5.5.1 Festlegung der Toleranz-Kosten-Modelle .....	146
5.5.2 WALTER-HILLER-Diagramm der bestehenden Tolerierung des Ventiltriebs .....	149
5.6 Statistische Toleranzsynthese.....	150
5.6.1 Formulierung des Toleranz-Optimierungsproblems .....	150
5.6.2 Lösung des Toleranz-Optimierungsproblems .....	151
5.6.3 Diskussion der erzielten Ergebnisse .....	152
<b>6 Beurteilung durch Experten aus der industriellen Praxis.....</b>	<b>157</b>
<b>7 Zusammenfassung und Ausblick.....</b>	<b>161</b>
<b>8 Anhang .....</b>	<b>164</b>
8.1 Fragebogen.....	164
8.2 Beschreibung des Ventiltriebs und dessen Einzelteile.....	168
8.3 Vollständige Formulierung der Schließmaßgleichung .....	170
8.3.1 Vektorkette des Hauptsystems .....	170
8.3.2 Vektorkette des Nebensystems .....	174
8.3.3 Details zur Berechnung ausgewählter systematischer Abweichungen und relevante Kenngrößen .....	179
8.4 Mehrkosten durch Mittelwertverschiebungen zufälliger Abweichungen.....	186
8.5 WALTER-HILLER-Diagramm der bestehenden Tolerierung .....	187
8.6 Weitere Ausführungen zur Toleranzsynthese des Ventiltriebs .....	188
8.7 Zusammensetzung der resultierenden Fertigungskosten .....	190
8.8 Eingesetzte Hard- und Software .....	192
<b>9 Literatur.....</b>	<b>193</b>

## Nomenklatur

Nachfolgend werden die wichtigsten Abkürzungen, Indizes und Variablen der vorliegenden Arbeit zusammengestellt. Die Einheiten aller mit \* gekennzeichneten Variablen hängt von der jeweils vorliegenden Größe etc. ab und sind damit individuell festzulegen.

### **Abkürzungen**

Abw	Abweichung
ADCATS	Association for the Development of Computer-Aided Tolerancing Software
CAD	Computer-Aided Design
CAE	Computer-Aided Engineering
CAT	Computer-Aided Tolerancing
COP	Coefficient of Prognosis
DLM	Direct Linearization Method
EFAST	Extended Fourier Amplitude Sensitivity Test
FAST	Fourier Amplitude Sensitivity Test
FE	Finite Elemente
FEA	Finite-Elemente-Analyse
FG	Freiheitsgrad
GA	Genetischer Algorithmus
GPS	Geometrische Produktspezifikation
HDMR	High Dimension Model Representation
HLM	High-Low-Median
KFZ	Kraftfahrzeug
KNN	Künstliches Neuronales Netz / Künstliche Neuronale Netze
KOS	Koordinatensystem
LHS	Latin-Hypercube-Sampling
MM	Meta-Modell
MSE	Mean Squared Error (deutsch: mittleres Fehlerquadrat)
MS	Mittelwertverschiebung einer zufälligen Toleranz
OSG	Obere Spezifikationsgrenze
PSO	Partikelschwarm Optimierung
PKW	Personenkraftwagen
R <sup>2</sup>	Bestimmtheitsmaß
RRSS	Repeated Random Sub Sampling
RSM	Response Surface Methodology

---

RSS	Root-Sum-Square
SM	Schließmaß
SPC	Statistische Prozesskontrolle
SULEV	Super Ultra Low Emissions Vehicle (KFZ-Emissionsklasse in Kalifornien)
SVR	Support Vector Regression
SW	Schwerpunkt eines massebehafteten Körpers
USG	Untere Spezifikationsgrenze
VDI	Verein deutscher Ingenieure
WW	Wechselwirkung (zwischen zwei Abweichungen)

## Indizes

1, 2, 3, ...	Zählindex
1-B→1-A	Überführung des KOS 1-B in das KOS 1-A (Beispiel)
glob	zugehörig zum globalen Koordinatensystem des Ventiltriebs
Leitpartikel	Leitpartikel (PSO)
opt	optimal
rot	rotatorisch
SM	Schließmaß
sys	systematisch
trans	translatorisch
zuf	zufällig

## Variablen

Symbol	Bedeutung	Einheit
+3σ	Oberes +3σ-Quantil einer Häufigkeitsverteilung	*
-3σ	Unteres -3σ-Quantil einer Häufigkeitsverteilung	*
$Abm_{ideal,i}$	Idealwert der <i>i-ten</i> Abmessung eines Einzelteils	*
$A_j$	Erster Fourier-Koeffizient (EFAST)	-
$B_j$	Zweiter Fourier-Koeffizient (EFAST)	-
$BL_{\$,i}$	Beitragsleister zu den Fertigungskosten der <i>i-ten</i> Toleranz	%
$BL_{i,arith}$	Arithmetischer Beitragsleister der <i>i-ten</i> zufälligen Toleranz	%
$BL_{i,HLM}$	Beitragsleister der <i>i-ten</i> zufälligen Toleranz (nach HLM)	%
$BL_{i,red}$	Beitragsleister der <i>i-ten</i> Toleranz (nach %-Reduction)	%
$BL_{\sigma,i}$	Statistischer Beitragsleister der <i>i-ten</i> zufälligen Toleranz	%

$c, c^*$	Maximal zulässige Ausschussraten im Betrieb	-
$C_i$	Toleranzmittenwert der $i$ -ten zufälligen Toleranz	*
$c_i^k$	Erfahrung des $i$ -ten Partikels bei der $k$ -ten Iteration (PSO)	€
$c_{\text{Neben}}$	Grenzwert der Optimierung für die Ausschussrate	-
$\text{Cov}$	Kovarianz	*
$c_p$	Prozessfähigkeitsindex $c_p$	-
$c_{pk}$	Prozessfähigkeitsindex $c_{pk}$	-
$c_{pr}$	Prozessrobustheitsindex	-
$c_{\text{ziel}}$	Grenzwert der Optimierung für die Fertigungskosten	€
$D$	Steifigkeit der Ventilfeder	N/mm°
$D_0$	Steifigkeit der Ventilfeder bei Betriebsbeginn ( $t_B = 0$ s)	N/mm°
$\text{Def}_x, \text{Def}_z$	Komponenten der el. Deformation des Schlepphebels	mm
$dF$	Ermüdungsrate der Ventilfeder	%
$d_{GL}$	Innendurchmesser des Gleitlagers im Nockenwellenlager	mm
$d_{VT}$	Durchmesser des Ventiltellers	mm
$E(SM)$	Erwartungswert des Schließmaßes	*
$F$	Kraft	N
$f(\dots)$	Funktion von (...)	-
$F_K$	Kontaktkraft Stöbel/Ventil	N
$F_X$	Komponente der Kraft im Nockenwellenlager	N
$F_Y$	Komponente der Kraft im Nockenwellenlager	N
$g$	Senkrechter Abstand: Kontaktfläche Schlepphebel/Nocke zu Mittelpunkt der Schlepphebellagerung	mm
$j$	Trägheitskonstante (PSO)	-
$k$	Koeffizient der Toleranz-Kosten-Modelle	*
$K$	Kovarianzmatrix	-
$k$	Anzahl der Wiederholungen einer Split Validation (bei Wahl einer k-fold Cross Validation)	-
$k(t_B)$	Verschließ des Schlepphebels zum Betriebspunkt $t_B$	mm
$K(T_i)$	Fertigungskosten der $i$ -ten zufälligen Toleranz	€
$K_{fix}$	Fixkosten der $i$ -ten zufälligen Toleranz	€
$K_{ind}$	Individuelle Kosten der $i$ -ten zufälligen Toleranz	*
$K_{max}$	Kostengrenze	€
$K_{\text{Prozess} \#i}$	Anfallende Kosten mit dem $i$ -ten Fertigungsverfahren	*
$K_{total}$	Gesamte Fertigungskosten der Tolerierung	€
$K_{var}$	Variable Kosten der $i$ -ten zufälligen Toleranz	€

$K_{var,ges}$	Summe der variablen Kosten aller zufälligen Toleranzen	€
$k_\beta$	Anzahl der Regressionskoeffizienten (RSM)	-
$l_{rw}$	Betrag der Rechtwinkligkeitsabweichung	mm
$l_{SH}$	Länge des Schlepphebels	mm
$l_V$	Ventillänge	mm
$M$	Anzahl der Oberschwingungen (im Rahmen von EFAST)	-
$m$	Koeffizient der Toleranz-Kosten-Modelle	*
$m$	Anzahl der Wiederholungen (RRSS)	-
$m$	Anzahl der auftretenden Abweichungen	-
$m$	Anzahl der Wiederholungen der Split-Validation bei RRSS	-
$max$	Maximale Prognosegüte der $m$ erzeugten Meta-Modelle	%
$m_g$	Anzahl der Generationen (GA und PSO)	-
$M_i$	$i$ -tes abweichungsbehaftetes Merkmal eines Einzelteils bzw. einer Baugruppe	*
$M_i$	$i$ -te homogene 4x4 Transformationsmatrix	-
$m_i$	Gewichtungsfaktor der Mittelwertverschiebung der $i$ -ten zufälligen Toleranz (Toleranz-Kosten-Optimierung)	*
$m_{Opt}$	Anzahl an Startpunkten (bei Wahl lokaler Optimierung)	-
$MS_{T,d}$	Mittelwertverschiebung der Nockenexzentrizitätstoleranz	mm
$MS_{T,dF}$	Mittelwertverschiebung der Toleranz der Ermüdungsrate	%
$MS_{T,S}$	Mittelwertverschiebung der Toleranz des Spiels im No- ckenwellenlager	mm
$MS_{T,V}$	Mittelwertverschiebung der Toleranz der Ventillänge	mm
$MS_{T,v100}$	Mittelwertverschiebung der Toleranz der Ölviskosität (100°C)	mm²/s
$MS_{T,v40}$	Mittelwertverschiebung Toleranz der Ölviskosität (40°C)	mm²/s
$MS_{T,\rho V}$	Mittelwertverschiebung der Toleranz der Dichte des Ven- tils (bei 20°C)	kg/dm³
$MS_{Ti}$	Mittelwertverschiebung der $i$ -ten zufälligen Toleranz	*
$\mu$	Mittelwert (erstes statistisches Moment)	*
$n$	Anzahl der Samples eines Statistischen Versuchsplans	-
$N_i$	Nennwert der der $i$ -ten zufälligen Toleranz	*
$N_{KW}$	Drehzahl der Kurbelwelle	1/min
$n_{LHS}$	Sampleanzahl (gemäß eines Latin-Hypercube-Samplings)	-
$n_{NW}$	Drehzahl der Nockenwelle	1/min
$n_{steps}$	Anzahl der Zeitschritte (Diskretisierung der Bewegung)	-

$N_{Test}$	Anzahl der Testsamples (Prognosegüte von Meta-Modell)	-
$n_V$	Anzahl verdeckter Schichten (KNN)	-
$P$	Druckbelastung im Kontakt Stößel/Ventil	N/mm <sup>2</sup>
$p(\dots)$	Wahrscheinlichkeitsdichte von (...)	*
$P_K$	Verbrennungsdruck im Brennraum des Motors	bar
$R$	Residuum	*
$r_{NW,gr}$	Radius des Grundkreises der Nockenwelle	mm
$r_{NW,kl}$	Radius der Nocke	mm
$r_{St}$	Stößelradius	mm
$S_i$	Haupteffekt der <i>i-ten</i> zufälligen Toleranz	-
$SM$	Schließmaß (funktionsrelevante Eigenschaft des Produkts)	*
$SM_{Ti,high}$	Oberer Schließmaßwert (für HLM-Analyse)	*
$SM_{Ti,low}$	Unterer Schließmaßwert (für HLM-Analyse)	*
$S_{NW}$	Spiel im Nockenwellenlager	mm
$S_{Ti}$	Totaleffekt der <i>i-ten</i> zufälligen Toleranz	-
$s_V$	Ventilspiel	mm
$t$	Zeit	s
$T_{\rho V}$	Toleranz der Dichte des Ventils (bei 20°C)	kg/dm <sup>3</sup>
$T_{<NW}$	Toleranz der Winkelabweichung der Nockenwelle	°
$T_{\top}$	Rechtwinkligkeitstoleranz des Ventiltellers zur Ventilachse	mm
$t_{Analyse}$	Betrachtete Zeitdauer der Bewegung in der „Integrierten Toleranzanalyse bewegter Systeme“ nach [Stu11]	s
$t_B$	Betriebszeitpunkt	s
$T_B$	Gesamte Betriebsdauer	s
$T_d$	Toleranz der Nockenexzentrizität	mm
$T_{dF}$	Toleranz der Ermüdungsrate der Ventilfeder	%
$T_i$	Toleranz des <i>i-ten</i> Merkmals eines Einzelteils bzw. einer Baugruppe, das einer zufälligen Abweichung unterliegt	*
$T_{lim}$	Minimal mögliche Toleranz eines Fertigungsverfahrens	*
$T_P$	Periodendauer einer systematischen Abweichung	s
$t_{Pos}$	Betrag der Positionsabweichung	mm
$T_{Pos}$	Positionstoleranz der Schlepphebelrotationsachse	mm
$T_S$	Toleranz des Spiels im Nockenwellenlager	mm
$T_{SM}$	Schließmaßtoleranz	*
$T_V$	Toleranz der Ventillänge	mm
$T_{v100}$	Toleranz der Ölviskosität (bei 100°C)	mm <sup>2</sup> /s

$T_{v40}$	Toleranz der Ölviskosität (bei 40°C)	mm <sup>2</sup> /s
$t_{Verl}$	Betrag der Verlagerung der Nockenwelle im Gleitlager	mm
$t_z$	Zyklusdauer eines Bewegungszyklus eines Mechanismus	s
$V$	Varianz (im Rahmen der globalen Sensitivitätsanalyse)	*
$V_{\sim i}$	Komplementäre Varianz der $i$ -ten Toleranz (EFAST)	*
$v_{100}$	Ölviskosität (bei 100°C)	mm <sup>2</sup> /s
$v_{40}$	Ölviskosität (bei 40°C)	mm <sup>2</sup> /s
$Var_{SM,Ti}$	Schließmaßvarianz aufgrund der $i$ -ten zufälligen Toleranz	*
$v_i^k$	Geschwindigkeit des $i$ -ten Partikels bei der $k$ -ten Iteration (PSO)	*
$v_{x,y,z}$	Translatorische Vorschubgeschwindigkeit	mm/s
$V_{\omega i}$	Partielle Varianz (im Rahmen von EFAST)	*
$w$	Gewichtungsfaktor (SVR)	-
$w$	Stöbelabstand	mm
$w_i$	Gewichtungsfaktor der $i$ -ten Eingangsgröße (KNN)	*
$x_{glob,P,ideal}$	x-Koordinate des Punktes $P$ für einen idealen (nicht abweichungsbehafteten) Ventiltrieb im globalen KOS	mm
$x_i$	Wert des Schließmaßes des $i$ -ten Einzelteils bei Fertigung von $n$ Teilen	*
$x_{ideal,i}$	Idealwert des $i$ -ten abweichungsbehafteten Merkmals	*
$x_i^k$	Position des $i$ -ten Partikels bei der $k$ -ten Iteration (PSO)	*
$x_{NW}$	x-Komponente des Abstandes der Schlepphebellagerachse zur Achse des Nockenwellenlagers	mm
$x_P$	x-Koordinate des Punktes $P$ im globalen KOS	mm
$x_{P'}$	x-Koordinate des Punktes $P'$ im globalen KOS	mm
$y_{glob,P,ideal}$	y-Koordinate des Punktes $P$ für einen idealen (nicht abweichungsbehafteten) Ventiltrieb im globalen KOS	mm
$Y_{MM}$	Prognostizierte Zielgröße (durch Meta-Modell)	*
$y_{NW}$	y-Komponente des Abstandes der Schlepphebellagerachse zur Achse des Nockenwellenlagers	mm
$y_P$	y-Koordinate des Punktes $P$ im globalen KOS	mm
$y_{P'}$	y-Koordinate des Punktes $P'$ im globalen KOS	mm
$Y_{Test}$	Tatsächliche Zielgröße (Prognosegüte von Meta-Modell)	*
$Z(x)$	Individuelle lokale Abweichung an der Stelle $x$ (Kriging)	*
$\alpha_i, \alpha_i^*$	Lagrange Multiplikatoren (SVR)	-
$\beta_i$	Regressionskoeffizient (RSM)	*

$\beta_w, \beta_w^*, \delta_w$	Hilfswinkel zur mathematischen Beschreibung des höherwertigen Kontakts Nocke/Schlepphebel	°
$\varepsilon_w^*, \varepsilon_w^{**}$		
$\gamma$	Schiefe (drittes statistisches Moment)	*
$\gamma_w$	Öffnungswinkel der Nocke	°
$\delta$	Richtungswinkel der Verlagerung der Nockenwelle	°
$\Delta d$	Nockenexzentrizität	mm
$\delta_{el}$	Elastische Abplattung des Ventils (Kontakt Stößel/Ventil)	mm°
$\Delta l_{V,Temp}$	Temperaturbedingte Geometrieeänderung des Ventils	mm
$\Delta_{NW}$	Winkelabweichung der Nockenwelle	°
$\Delta x, \Delta y, \Delta z$	Translatorische Abstände zweier Koordinatensysteme	mm
$\varepsilon$	Normierter Betrag der Verlagerung der Nockenwelle	-
$\varepsilon(u)$	Globaler Fehler an der Stelle u (kriging)	*
$\vartheta$	Betriebstemperatur	°C
$\lambda_a$	Gewichtungsfaktor (Kriging)	-
$\xi$	Schlupfvariablen (SVR)	-
$\rho_V$	Dichte des Ventils (bei 20°C)	kg/dm³
$\sigma$	Standardabweichung (zweites statistisches Moment)	*
$\sigma^2$	Varianz	*
$\tau$	Wölbung (viertes statistisches Moment)	*
$\tau$	Ausrichtwinkel der Nockenwelle gegenüber Schlepphebel	°
$\varphi$	Auslenkungswinkel des Schlepphebels	°
$\varphi_i$	Phasenverschiebung (im Rahmen von EFAST)	-
$\varphi_{KW}$	Kurbelwinkel	°
$\varphi_{NW}$	Nockenwinkel	°
$\varphi_{NW,ab}$	Nockenwinkel (Abheben der Nocke auf Schlepphebel)	°
$\varphi_{NW,auf}$	Nockenwinkel (Aufsetzen der Nocke auf Schlepphebel)	°
$\varphi_{Pos}$	Richtung der Positionsabweichung	°
$\varphi_{rw}$	Richtung der Rechtwinkligkeitsabweichung	°
$\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$	Winkel zwischen den Achsen zweier Koordinatensysteme	°; rad
$\omega_i$	Frequenz der $i$ -ten Oberschwingung (EFAST)	Hz
$\omega_{x,y,z}$	Winkelgeschwindigkeit um x-, y- oder z-Achse eines KOS	rad/s

## Zusammenfassung

Trotz aller technischen Errungenschaften sind Abweichungen von Bauteilen aufgrund der Unerreichbarkeit einer ideal maßhaltigen Fertigung unvermeidbar. Die Montage dieser Einzelteile führt somit zwangsläufig zu einem Produkt, dessen ästhetische Wertigkeit und/oder Funktionserfüllung während der Nutzung vom angestrebten Ideal abweicht. Hieraus erwächst für den Produktentwickler die Verantwortung, maßliche und geometrische Abweichungen der Einzelteile durch die gezielte Vergabe von Toleranzen zu begrenzen. Jedoch ist festzuhalten, dass gegenwärtig bestehende Methoden der statistischen Toleranzrechnung in Leistungsfähigkeit und Anwendbarkeit – insbesondere hinsichtlich des Bewegungsverhaltens abweichungsbehafteter Mechanismen – stark limitiert sind. Ziel der vorliegenden Arbeit ist es demnach, den Produktentwickler sowohl bei der statistischen Toleranzanalyse (einer bestehenden Tolerierung) als auch bei der statistischen Toleranzsynthese (d.h. der Vergabe kostenoptimaler Toleranzen) eines abweichungsbehafteten Mechanismus zu unterstützen. Der Autor schlägt hierfür eine dreistufige methodische Vorgehensweise vor.

Die vorgestellte *Toleranzanalyse abweichungsbehafteter Mechanismen* ermöglicht neben der Analyse von zufälligen Abweichungen fortan auch die Berücksichtigung möglicher Wechselwirkungen zwischen Abweichungen und deren Auswirkungen auf den Mechanismus. Darüber hinaus ist anhand einer modifizierten Toleranzanalyse-Methode die Toleranzanalyse der gesamten Betriebsdauer des Mechanismus möglich. Zudem können die numerischen Aufwände der Toleranzsimulationen durch den gezielten Einsatz von Meta-Modellen (allen voran Künstliche Neuronale Netze) signifikant reduziert werden.

Auf Basis der Ergebnisse der vorhergehenden *Toleranzsynthese abweichungsbehafteter Mechanismen*, lassen sich mittels des WALTER-HILLER-Diagramms, bisher noch ungenutzte Potentiale zur weiteren Reduzierung der Fertigungskosten identifizieren. Die Notwendigkeit zur Modifikation der bestehenden Tolerierung (im Rahmen einer Toleranzsynthese) kann somit abgeleitet und begründet werden.

Die *Toleranzsynthese abweichungsbehafteter Mechanismen* erlaubt abschließend die Identifikation der kostenoptimalen Tolerierung durch Lösung eines zeitabhängigen Toleranz-Optimierungsproblems. Der Einsatz mathematischer Algorithmen (z.B. Partikelschwarm Optimierung) dient hier der Lösung des viel zitierten Toleranz-Kosten-Konflikts „so eng wie nötig, so weit wie möglich“. Ein Vorschlag zur Visualisierung und Repräsentation der Ergebnisse statistischer Toleranzsimulationen schließt das Vorgehen.

Die Anwendung der entwickelten Vorgehensweise zur „*Toleranzanalyse und Toleranzsynthese abweichungsbehafteter Mechanismen*“ wird am Beispiel des abweichungsbehafteten Ventiltriebs eines Vier-Takt-Verbrennungsmotors im Detail aufgezeigt und diskutiert.

## Abstract

Imprecise manufacturing processes lead to parts that differ in their dimensions and shape. The assembly of these parts, in consequence, results in products whose aesthetic quality and/or functionality during their use do not meet the ideal that is sought. As a consequence, the product developer has to specify appropriate tolerances to limit these deviations, and thus, to ensure the adequate functional and aesthetic quality of the final products. However, existing and established methods of statistical tolerance simulations are currently still limited concerning performance and possible fields of applications; in particular, the kinematic behavior of non-ideal mechanisms must be highlighted.

The aim of this thesis is to provide adequate support for the product developer in analyzing the effects of deviations (tolerance analysis) as well as in identifying the cost-optimal tolerance design (tolerance synthesis) of time-dependent mechanisms. Therefore, the author proposes a comprehensive methodology consisting of three main steps.

The *tolerance analysis of mechanisms* enables the product developer to analyze the effects of random and systematic deviations as well as the interactions between these deviations and their effects on a certain functional key characteristic of a mechanism. Furthermore, a modified tolerance analysis method allows the consideration of the mechanism's entire use. In order to significantly reduce the time and numerical costs, surrogate models (such as artificial neural networks) of the appearing systematic deviations are integrated into the approach.

In the following step, the results of the previous tolerance analysis are used to establish the so-called WALTER-HILLER-diagram. This visualization provides information about previously unused potential to reduce the resulting manufacturing costs caused by the given tolerance design. Hence, the necessity of a tolerance re-design (using a tolerance synthesis) is justified and the expected cost benefit is illustrated.

Finally, the *tolerance synthesis of mechanisms* provides the cost-optimal tolerance design by finding the best solution for a time-dependent tolerance-optimization problem. Therefore, global optimization techniques (such as particle swarm optimization) are applied. Moreover, a recommendation on the result representation and documentation of tolerance simulations of mechanisms is given.

The thesis concludes with the practical use of the *tolerance analysis and tolerance synthesis of mechanisms* for a valve train inside a four-stroke combustion engine, whose parts are affected by random as well as systematic deviations.

# 1 Abweichungen und deren Begrenzung durch Toleranzen in der Produktentwicklung

Technologieunternehmen des deutschen Maschinenbaus setzen seit vielen Jahrzehnten weltweit Standards [Schl11]. Sie stehen in zahlreichen Ländern für Produkte und Dienstleistungen von herausragender Qualität, Beständigkeit und Präzision. Die Bundesregierung nennt den Maschinenbau nicht ohne Grund „einen der wichtigsten Industriezweige in Deutschland“ [Bun07]. Dennoch stellt der starke globale Wettbewerb deutsche Unternehmen vor vielfältige und sich ständig ändernde Herausforderungen. Somit ist es insbesonders für den „Innovationsstandort Deutschland“ [BMW14] essentiell, innovative Produkte von höchster Qualität in kurzer Zeit im nachhaltigen Umgang mit Ressourcen zu entwickeln und zu produzieren.

„Der größte Feind der Qualität ist die Eile“

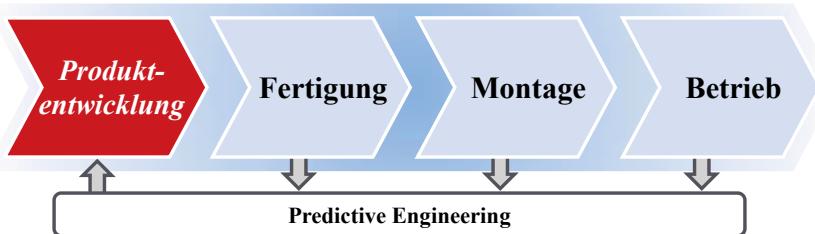
HENRY FORD (\*1863, †1947)

Trotz aller technischen Entwicklungen und bemerkenswerten Errungenschaften sind dennoch Fehler und Unsicherheiten bei der Entwicklung und Herstellung technischer Produkte (u. a. aufgrund der menschlichen Natur und der Grenzen des technisch Machbaren) auch gegenwärtig unvermeidlich. Agieren Produktentwickler, Werker, Monteure, Qualitätsprüfer etc. zudem noch unter Zeit-, Kosten- und Erfolgsdruck, so mögen sich selbst kleinste Unzulänglichkeiten akkumulieren und mitunter dramatische Folgen nach sich ziehen. Diese gilt es zum Wohle des Kunden und des Unternehmens zu vermeiden, anstatt sie zu verantworten.

Im Sinne des *Predictive Engineering* nach WARTZACK – der möglichst frühzeitigen Voraussage der Produkteigenschaften zur Absicherung eines Produktes – erwächst diese Verantwortung insbesondere in der Produktentwicklung [War00]. Der Produktentwickler ist heutzutage folglich weit mehr als ein Konstrukteur, der lediglich Produkte und deren Einzelteile gestaltet sowie die erforderlichen Fertigungsverfahren definiert. Er sieht sich zunehmend vielfältigen und verantwortungsvollen Aufgaben gegenüber [Vaj09]: Er analysiert und optimiert Produkteigenschaften, trifft Entscheidungen, erwägt Kompromisse, dokumentiert Wissen, kommuniziert domänenübergreifend, ergreift Maßnahmen zum Schutz von Nutzer, Umwelt und Wissen, etc. Die schiere Vielfalt dieser Aufgaben erfordert jedoch sowohl ein beherrschbares Fachwissen als auch die Fähigkeit des systematischen und methodischen Lösens dieser Aufgaben. Hier setzen die Forschungsarbeiten zur virtuellen Produktentwicklung an. Bereits seit vielen Jahrzehnten stellt diese dem Produktentwickler

Methoden und (mittlerweile zumeist rechnerunterstützte) Werkzeuge zur Verfügung, sodass er die an ihn gestellten Aufgaben und herangetragenen Problemstellungen systematisch, effizient und nachvollziehbar bewältigen kann [And11, Mee11].

Nach CEGRAREK et al. lassen sich bis zu 70 % aller erforderlichen konstruktiven Änderungen auf maßliche und geometrische Abweichungen von Einzelteilen und deren Auswirkungen auf das spätere Produktverhalten zurückführen [Ceg04]. Geometrische Abweichungen und deren Auswirkungen auf das Produkt sind in allen Phasen der Produktentwicklung allgegenwärtig (Bild 1.1) [War11]. Bereits mit Beginn der Fertigung sind Abweichungen der Einzelteile aufgrund der Unerreichbarkeit einer ideal maßhaltigen Fertigung unvermeidbar. Die anschließende Montage dieser abweichungsbehafteten Einzelteile führt somit zwangsläufig zu einem Produkt, dessen ästhetische Wertigkeit und/oder Funktionserfüllung während des Betriebs vom angestrebten Ideal abweicht.



**Bild 1.1: Lebenszyklusorientierte Toleranzsimulation im Rahmen des Predictive Engineering nach [War11]**

Die Relevanz von Abweichungen und deren gezielter Begrenzung durch Toleranzen in der Produktentwicklung (im Rahmen des *Predictive Engineering* nach [War11], Bild 1.1) ist somit kaum bestreitbar. Ungeachtet dessen, ob es sich bei dem betrachteten Produkt um ein Gaspedal [US10] oder das Zündschloss [GM14] eines PKWs, hydraulische Rennradbremsen [SRA14] oder um Injektoren zur parenteralen Applikation von Arznei in den menschlichen Organismus [Han14] handelt. So schreibt die BMW Group in ihrem Geschäftsbericht des Jahres 2011: „*Zwei Millimeter. Das ist die maximale Toleranz, die wir in Summe dulden – bei einem Fahrzeug also, das aus Dutzenden Zuliefererteilen besteht und am Ende fast viereinhalb Meter Länge misst.*“ [BMW11]. Ferner führt General Motors den Rückruf von 8,4 Millionen Fahrzeugen im Juni 2014 auf ein Toleranzproblem zurück und erklärt in der offiziellen Rückrufmeldung an die US Behörden: “*A tolerance stack up condition exists between components internal to the cylinder which will allow some keys to be removed*” [GM14].

## 1.1 Problemstellung

Umso mehr verwundert es, dass trotz dieser Relevanz das Toleranzmanagement in der industriellen Praxis zumeist ein Schattendasein fristet. Effizientes und ganzheitliches Toleranzmanagement ist kein selbstverständlicher Teil der Unternehmensphilosophie. Vielmehr wird es oftmals als mühsame Pflicht, die dem Produktentwickler obliegt, verstanden. Die Konsequenzen sind mitunter erheblich: So führt ungenügendes Toleranzmanagement zu höheren Kosten in Fertigung und Montage, schlechtem innerbetrieblichen Klima und damit voreingenommener Kommunikation, Funktionsmängeln und der Minderung der Wertigkeit der Produkte (geminderte Qualität) sowie schwindender Reputation des Unternehmens gegenüber bestehenden und zukünftigen Kunden und Partnern. Es lassen sich somit nach Meinung des Autors zwei wesentliche Beitragsleister zu diesem Dilemma identifizieren:

- Die Relevanz der Toleranzen und damit des Toleranzmanagements ist noch nicht bis zu allen Entscheidungsträgern (z. B. im Management) vorgedrungen. Somit stehen oftmals nur begrenzte Ressourcen und auch begrenztes Verständnis für erforderliche Maßnahmen zur Verfügung. [Kro15a]
- Es mangelt dem zuständigen Produktentwickler – trotz intensiver Forschungsarbeiten – noch an geeigneten Methoden und Werkzeugen, um schnell, zuverlässig und nachvollziehbar die Auswirkungen von Abweichungen für verschiedenste Fragestellungen zu beurteilen (Toleranzanalyse), zu optimieren (Toleranzsynthese) und dies bestmöglich zu kommunizieren (Ergebnisvisualisierung).

Hierbei ist jedoch festzuhalten, dass durch die steigende Akzeptanz des Toleranzmanagements bei Entscheidungsträgern zwar eine Verbesserung der Situation erreicht würde, jedoch der Mangel an geeigneten Methoden und Werkzeugen weiterhin fortbestünde und damit einem erfolgreichen und ganzheitlichen Toleranzmanagement im Wege stünde. Zudem sind Erfolge in der Anwendung der Toleranzsimulation unverzichtbar, um den Nutzen des Toleranzmanagements überhaupt positiv in der Hierarchie nach oben kommunizieren zu können. Somit ist es nach Meinung des Autors folgerichtig, sich in vorliegender Arbeit der Entwicklung von Methoden für den qualifizierten Produktentwickler – fortan als *Toleranzingenieur* bezeichnet – zu widmen, um einen Beitrag zu einer erfolgreichen und ganzheitlichen Toleranzmanagement-Initiative in deutschen Unternehmen zu leisten.

Bestehende Methoden und Werkzeuge der Toleranzsimulation sind bereits weit gediegen. Jedoch sind diese insbesondere für Produkte höherer Komplexität oftmals nicht ausreichend fortgeschritten. Besonders hervorzuheben sind hierbei bewegte Systeme – im Folgenden als *Mechanismen* bezeichnet. Abweichungen der Einzelteile eines Mechanismus führen unwei-

gerlich zu einer Änderung des Bewegungsverhaltens. Der Toleranzingenieur steht somit vor der Aufgabe, die Auswirkungen der Abweichungen auf das Bewegungsverhalten des Mechanismus bereits während der Produktentwicklung zu analysieren und ggf. durch geeignete Maßnahmen die Einhaltung der gestellten Anforderungen an die Genauigkeit der Bewegung sicherzustellen. Jedoch erfordern Mechanismen – im Gegensatz zu den Leistungsumfängen derzeitig kommerziell verfügbarer Software-Werkzeuge – eine zeitabhängige Betrachtung der Auswirkungen von Abweichungen auf das Betriebsverhalten. Eine rein statische Betrachtung von lediglich einem, dem (mutmaßlich) ungünstigsten Zeitpunkt der Bewegung – wie gegenwärtiger Stand der Technik – ist hier nicht ausreichend. Neben fertigungsbedingten Abweichungen beeinflussen auch zeitabhängige Abweichungen, wie sie üblicherweise während des Betriebs auftreten (z. B. Deformation), das Bewegungsverhalten eines Mechanismus. Zwar sind die Toleranzanalyse und -synthese von Mechanismen seit vielen Jahren Gegenstand von Forschungsarbeiten. Dennoch ist festzuhalten, dass die erforderlichen Methoden zu einer umfassenden statistischen Toleranzanalyse und -synthese eines abweichungsbehafteten Mechanismus über dessen gesamte Betriebsdauer hinweg aktuell nicht bestehen.

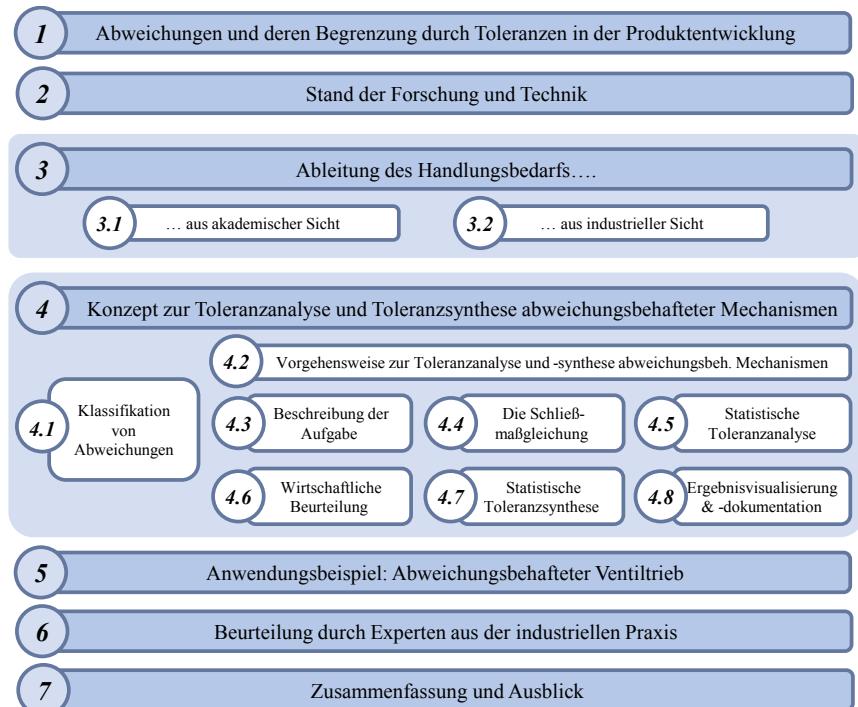
Der Toleranzingenieur ist folglich derzeit weder in der Lage, die Auswirkungen der auftretenden Abweichungen auf das Bewegungsverhalten eines abweichungsbehafteten Mechanismus adäquat zu analysieren, noch die optimale (z. B. kostengünstigste) Tolerierung der Einzelteile des Mechanismus zu ermitteln. Dies ist umso kritischer, da der Toleranzingenieur wesentlich häufiger vor der Aufgabe der Toleranzsynthese (also der gezielten Vergabe optimaler Toleranzen) anstatt der Analyse einer bestehenden Tolerierung steht [Cha88]. Die statistische Toleranzsynthese von zeitabhängigen Mechanismen ist somit von höchstem Stellenwert, jedoch aktuell nicht möglich.

## 1.2 Aufgabenstellung

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, den Toleranzingenieur durch eine methodische Vorgehensweise zur *statistischen Toleranzanalyse und -synthese des Betriebsverhaltens abweichungsbehafteter Mechanismen über deren gesamte Betriebsdauer hinweg* zu befähigen. Darüber hinaus ist aufzuzeigen, wie die Ergebnisse der Toleranzsimulationen sowohl für die Dokumentation als auch für die Kommunikation mit weiteren Disziplinen des Unternehmens darzustellen sind. Hierbei liegt das Augenmerk vor allem auf einer intuitiven und für Mitarbeiter ohne detailliertes Fachwissen einfach verständlichen Aufbereitung.

Die praktische Anwendung der Methoden, die erforderlichen numerischen und zeitlichen Aufwände sowie die Aufwände bezüglich der erforderlichen Infrastruktur sollen am Bei-

spiel eines abweichungsbehafteten Ventiltriebs eines Vier-Takt-Verbrennungsmotors aufgezeigt und diskutiert werden. Die Arbeit schließt mit der Zusammenstellung der Einschätzungen und Kritiken von Experten unterschiedlicher Tätigkeitsfelder der industriellen Praxis, denen die in der vorliegenden Arbeit entwickelten Methoden und Werkzeuge vorgestellt wurden. Der inhaltliche Aufbau der Arbeit ist in Bild 1.2 dargestellt.



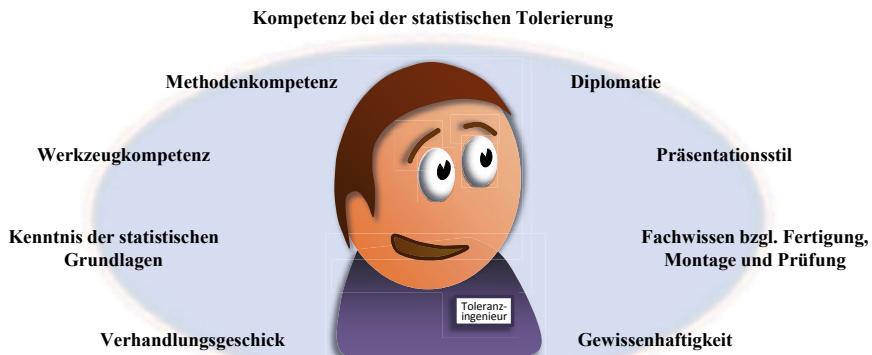
**Bild 1.2: Aufbau der Arbeit**

### 1.3 Der Toleranzingenieur

Toleranzen gelten als das *Bindeglied der Produktentwicklung und der Fertigung* [Cha97, Zha07]. Jedoch sind weit mehr Disziplinen eines Unternehmens von der Toleranzvergabe betroffen. So ist trotz Abweichungen der gewünschte Automatisierungsgrad der Montage sicherzustellen, abweichungsbehaftete Bauteile müssen mit vorhandenen Mitteln geprüft werden und die Auswirkungen der Abweichungen auf Wartung und Instandhaltung der Produkte während des Gebrauchs müssen in Wartungsvorschriften miteinfließen. Zudem fordern Kunden Produkte von höchster Qualität und somit engen Toleranzen, während Partner und Zulieferer des Unternehmens möglichst weite Toleranzen anstreben. Der Um-

gang und die Vergabe von Toleranzen sind somit höchst verantwortungsvolle Aufgaben mit weitreichenden Auswirkungen auf das Unternehmen und dessen wirtschaftlichen Erfolg.

Vor diesem Hintergrund sieht der Autor – wie u. a. auch [Mea95, She05, Voß12, Lan13a] – die Arbeiten des Toleranzmanagements und deren Koordination in den Händen eines qualifizierten Produktentwicklers; den Toleranzingenieur. Dieser muss neben den grundlegenden Fähigkeiten des Produktenwicklers auch über eine ausreichende Methoden- und Werkzeugkompetenz sowie eine ganzheitliche Kenntnis aller Unternehmensbereiche verfügen. Darüber hinaus zeichnet sich der Toleranzingenieur durch seine Qualifikation in der interdisziplinären Kommunikation aus. Der Umgang mit Toleranzen führt oftmals zu Problemen und differierenden Absichten und Strategien der beteiligten Disziplinen, Kunden und Partner. Hier steht der Toleranzingenieur vor der verantwortungsvollen Aufgabe, den für alle Beteiligten bestmöglichen Kompromiss zu identifizieren, objektiv zu kommunizieren und argumentativ zu festigen. Der Toleranzingenieur ist somit sowohl Anlaufstelle für Kollegen und Partner als auch für Entscheidungsträger des Managements und damit ein essentielles Bindeglied im Unternehmen. Ein Auszug relevanter Qualifikationen des Toleranzingenieurs ist in Bild 1.3 zusammengestellt.



**Bild 1.3: Ausgewählte Qualifikationen des Toleranzingenieurs**

Abschließend ist festzuhalten, dass der Toleranzingenieur hierbei keinesfalls nur männlichen Geschlechts ist. Der männliche Terminus findet lediglich aus Gründen der Übersichtlichkeit in der vorliegenden Arbeit Anwendung. Vielmehr verfolgt der Autor die Ansicht, dass – dem Wortlaut des VDI e.V. folgend – sowohl männliche als auch „*weibliche Ingenieure*“ gleichermaßen damit verstanden werden [VDI12].

## 2 Stand der Forschung und Technik

Die nachfolgenden Ausführungen umfassen sowohl die erforderlichen (zumeist technischen) Grundlagen zum vollständigen Verständnis der vorliegenden Arbeit als auch die Diskussion bestehender Forschungsarbeiten, die eine Einordnung der vorliegenden Arbeit in den Stand der Forschung ermöglichen.

Zur globalen Einordnung der vorliegenden Arbeit wird in Kapitel 2.1 zunächst die geschichtliche Entwicklung des Toleranzmanagements behandelt, wobei der Fokus auf den Forschungsaktivitäten der vergangenen 25 Jahre in Deutschland liegt. Die Ausführungen der Kapitel 2.2 bis 2.4 detaillieren die Toleranzanalyse und die Toleranzsynthese als die beiden Hauptaufgaben des Toleranzingenieurs [Sto11b]. Dem Einsatz von Meta-Modellen in rechnerunterstützten Toleranzsimulationen widmet sich Kapitel 2.5. Eine Zusammenstellung bestehender Software-Werkzeuge zur Toleranzsimulation und die Diskussion deren Einsatzmöglichkeiten in Kapitel 2.6 schließt den Stand der Forschung und Technik.

### 2.1 Geschichte des Toleranzmanagements

Die Geschichte des Toleranzmanagements ist eng mit dem Fortschritt in Fertigung und Montage von Produkten und insbesondere der Herstellung von Werkzeugen und Waffen verknüpft. Die ersten Werkzeuge wurden in reiner Handarbeit bereits vor ca. 1 000 000 Jahren gefertigt (einfache gespitzte Steine als Schneid- und Mahlwerkzeuge und für die Jagd) [Füt05]. Mit zunehmenden manuellen Fertigkeiten und Erfahrungen konnten auch komplexe Teile bearbeitet und ca. 8 000 v. Chr. miteinander gefügt werden (z. B. gespitzer Stein mit einem Holzstiel) [She38]. Die Herstellung von Produkten wurde dennoch bis weit ins 20. Jahrhundert von der Einzelfertigung in manueller Handarbeit dominiert. Die Auswirkungen möglicher Abweichungen in Maß und Geometrie der Einzelteile auf die Montage und Funktion des Produktes wurden durch den erfahrenen Handwerker bereits bei der Herstellung ausgeglichen oder zumindest in gezielter Nacharbeit reduziert. Darüber hinaus stellte die zumeist vorliegende Individualfertigung (Stückzahl = 1) keine weiteren Anforderungen an die Austauschbarkeit der Einzelteile. Erst mit der Einführung der Fließbandfertigung in extrem hoher Stückzahl, u. a. durch HENRY FORD im Januar 1914 [Spo60], gewann die Beherrschung von Abweichungen durch deren Limitierung mittels Toleranzen rasant an Bedeutung [For14].

#### 2.1.1 Das Streben nach der vollständigen Austauschbarkeit von Einzelteilen

Bereits im alten Ägypten (3 000 v. Chr.) wurde die Idee der vollständigen Austauschbarkeit bei der Herstellung von Pfeilen und Bögen geboren [She38]. Ziel war es, den Aufwand in

der Fertigung und die meist erforderlichen Anpassarbeiten der Pfeile an den jeweiligen Bogen zu reduzieren. Jedoch wurde erst im 18. Jahrhundert in Frankreich der Austauschbau für Waffen u. a. durch JEAN-BAPTISTE VAQUETTE DE GRIBEAUVAL und HONORÉ BLANC vorangetrieben [Ald97]. Fälschlicherweise wird die erste erfolgreiche Umsetzung des Austauschbaus dem US-Amerikaner ELI WHITNEY zugeschrieben. WHITNEY trat am 8. Januar 1801 vor den US State Congress, zerlegte zehn Musketeen in deren Einzelteile und montierte anschließend eine neue Muskete aus willkürlich gewählten Einzelteilen [She86]. Der US State Congress zeigte sich äußerst beeindruckt und fühlte sich darin bestätigt, drei Jahre zuvor Whitney mit der Herstellung von 10 000 Musketeen beauftragt zu haben. WHITNEYS Demonstration des erfolgreichen Austauschbaus wurde im Laufe der folgenden Jahre immer wieder angezweifelt. Im Jahr 1979 belegten Historiker, dass WHITNEY die Einzelteile der Musketeen vor der Demonstration gezielt manipuliert und somit den Congress getäuscht hat [Smi90, Lin05]. Dennoch ist die Demonstration von Whitney als eines der wichtigsten Ereignisse für das Qualitäts- und Toleranzmanagement und als Impulsgeber für eine Vielzahl an nachfolgenden Forschungsarbeiten zu sehen. Insbesondere, da kurz nach WHITNEYS Tod (†1825) dessen Rüstungsfirma den Austauschbau wirklich realisieren konnte.

## 2.1.2 Die Begrenzung von Abweichungen durch Toleranzen (1840-1920)

Während das Prinzip des Austauschbaus kleine Abweichungen der Bauteile tolerierte, dominierte zu Beginn des 19. Jahrhunderts das Bestreben, die vorgegebenen Idealmaße möglichst exakt einzuhalten [She38]. Dieser, aus heutiger Sicht, unrealistische und überzogene Qualitätsanspruch konnte nur durch eine zeit- und kostenintensive Fertigung und die extensive Nacharbeit erreicht werden. Der Austauschbau zeigte erstmals auf, dass die Qualität von Produkten auch unter Akzeptanz gewisser Abweichungen gewährleistet werden kann. Die damit einhergehende Kosteneinsparung in der Herstellung führte um 1840 zur Einführung der sogenannten „go“-Toleranzen, die rund 30 Jahre später zu den „go / no-go“-Toleranzen erweitert wurden [She38, Bat49]. Durch die Festlegung der oberen und unteren Spezifikationsgrenzen für ein abweichungsbehaftetes Maß wurde ein Intervall – die *Toleranz* – definiert, innerhalb dessen das Maß als qualitativ ausreichend anzusehen war. Lag das Maß außerhalb des „go“-Intervalls, so entsprach das Bauteil nicht den geforderten Qualitätsansprüchen und wurde entweder nachgearbeitet oder musste als Ausschuss aussortiert werden. Anfangs des 20. Jahrhunderts wurde die Normung und Standardisierung von Bauteilen weltweit massiv vorangetrieben. Mit Beginn in Großbritannien (1901) wurden innerhalb der folgenden 31 Jahre weitere 24 Organisationen zur Normung und Standardisierung gegründet [She38]. Als eines der ersten Ergebnisse wurde 1922 vom Deutschen Normenausschuss das DIN-Passungssystem veröffentlicht [Schu47], das in veränderter Form noch

heute Bestand hat. Mit fortschreitender Standardisierung stieg auch die Notwendigkeit einer einheitlichen Spezifikation und Kennzeichnung von Toleranzen in technischen Zeichnungen und Skizzen, die erstmals zu Beginn des 20. Jahrhunderts geregelt wurde [Voe97].

Die Abkehr von der Idealfertigung führte in der zweiten Hälfte des 19. Jahrhunderts zu massiven Anstiegen der Ausschussquoten in der industriellen Herstellung. Dies begründete das zunehmende Bestreben, durch geeignete Methoden den zu erwartenden Anteil an Ausschuss zu bestimmen und diesen möglichst gering zu halten. Den wesentlichsten Beitrag hat hierzu die statistische Betrachtung der Tolerierung von Bauteilen und der Auswirkung von Abweichungen auf die Qualität des Endproduktes geleistet.

### **2.1.3 Der Einzug der Statistik in die Toleranzrechnung und der Aufstieg des Automobilbaus (1900 – 1960)**

Statistik und Wahrscheinlichkeitsrechnung hielten zu Beginn des 20. Jahrhunderts Einzug in nahezu jede Wissenschaft, einschließlich des Maschinenbaus [She38]. Insbesondere der schnell wachsende Automobilbau verlangte nach neuen Methoden, um die Herstellung und damit die Qualität der Fahrzeuge zu verbessern. Neben HENRY FORD ist vor allem HENRY M. LELAND zu nennen. Der Begründer der Automobilmarken Cadillac und Lincoln führte bereits 1908 den Austauschbau (durch den Gebrauch standardisierter Bauteile) ein und ermöglichte damit erstmals die Vergabe von Herstellungsaufträgen an externe Zulieferbetriebe. Somit konnte fortan jeder Wagen von Cadillac und Lincoln von unabhängigen Werkstätten instand gehalten werden. Der Stellenwert dieser Neuerung für den Automobilbau wurde 1908 durch die Verleihung der renommierten *Dewar Trophy for precision and excellence in manufacturing* durch den UK Royal Automobile Club unterstrichen [RAC14].

Bereits in den 1920er Jahren fanden erste Methoden der Statistik Anwendung bei der Analyse und Beherrschung von Qualitätsproblemen und zur Fabrikationskontrolle im Maschinenbau (Automobilbau, optischer Apparatebau, Wehrtechnik etc.) [Tob07]. So begann DUDDING 1919 in England damit, statistische Methoden in Studien der Herstellung von Glühlampen aus Glas und Metall einzusetzen [Dud52]. In den USA wurde die statistische Betrachtung der industriellen Fertigung und Montage wesentlich durch SHEWHART vorangetrieben, der u. a. 1924 die statistische Prozesslenkung (kurz: SPC) vorstellte [Dud40]. In Deutschland wurde der industrielle Einsatz statistischer Methoden erst 1927 durch die Veröffentlichung des Lehrbuchs „*Anwendungen der mathematischen Statistik auf Probleme der Massenfabrikation*“ [Bec27] angestoßen [Tob07]. Der Umbruch im Denken deutscher Ingenieure in den Vorkriegsjahren wird wesentlich diesem Lehrbuch sowie dem 1931 erschienenen Lehrbuch SHEWHARTS [She31] zugesprochen [Gas04, Tob07].

SHEWHART erläuterte in [She25] bereits 1925, dass die Qualität eines jeden Produktes während des Gebrauchs eine Funktion von den Qualitäten der verwendeten Einzelteile ist [She28]. Er begründete hiermit in [She28] die Notwendigkeit, die Auswirkungen von Einzelteilabweichungen auf die Qualität des Produktes unter Berücksichtigung zugehöriger Wahrscheinlichkeitsverteilungen sowie zulässiger Ausschussquoten zu analysieren. Mit dieser Forderung begründete SHEWHART die *statistische Toleranzanalyse* in ihrer heute bekannten Form, auch wenn er diesen Terminus nicht explizit verwendete.

In den verbleibenden Vorkriegsjahren wurde die statistische Toleranzrechnung zunehmend Gegenstand wissenschaftlicher Veröffentlichungen. So quantifizierte RÜDENBERG die Stärke des Einflusses jeder Abweichung auf die Streuung des Luftspalts zwischen Läufer und Ständer von Asynchronmotoren anhand des sogenannten „*Beitrags*“ jeder Abweichung [Rüd29]. Dieser Beitrag entspricht dem, heutzutage als Beitragsleister bekannten, essentiellen Ergebnis einer statistischen Toleranzanalyse. Hingegen untersuchte MOLINA den Einfluss der Stichprobengröße auf die Aussagekraft der aus dieser Stichprobe gewonnenen Erkenntnisse und stellt klar, dass die Definition einer geeigneten Stichprobengröße, wie sie beispielsweise bei der Monte-Carlo-basierten Toleranzanalyse erforderlich ist, essentiell für verlässliche Ergebnisse ist [Mol35]. Die Methode der statistischen Toleranzsynthese (mittels *Root-Sum-Square*; kurz: RSS) wurde erstmals 1936 von ETTINGER et al. im Detail diskutiert und durch den Einsatz geeigneter Linearitätskoeffizienten bereits die Betrachtung nicht-linearer Maßketten ermöglicht [Ett36].

Während der Kriegsjahre reduzierten sich die Forschungsaktivitäten enorm bzw. fokussierten sich auf die Herstellung von Rüstungsgütern [Bat47]. Jedoch beflogen in den Folgejahren die neu aufblühende Automobilfertigung (insbesondere in den USA) sowie die rasch zunehmende Wirtschafts- und damit Kaufleistung in Europa (z.B. Wirtschaftswunderjahre) die Verbreitung der statistischen Toleranzrechnung in Forschung und industrieller Massenfertigung [Man63]. Bereits 1946 zeigt EPSTEIN die Grenzen der RSS-Toleranzrechnung auf [Eps46]. GIBSON quantifiziert den Vorteil der aus einer statistischen Tolerierung resultiert gegenüber einer Tolerierung auf Basis einer arithmetischen Analyse [Gib51], während STÖCKER dies zur Aufweitung von Einzeltoleranzen nutzt [Stö60]. Darüber hinaus erleichterten neue Methoden (z.B. *Design of Experiments* nach [Fis35]) und Erkenntnisse zur Anwendung statistischer Methoden (z.B. Ermittlung der notwendigen Samplezahl zur Toleranzfestlegung durch [Wil41]) den Einsatz dieser zur Lösung von Toleranzproblemen [Dud40]. Zudem entwickelte sich ein zunehmend ganzheitliches Verständnis der Auswirkungen von Abweichungen auf technische Produkte. So verlangten DUDDING et al. vom Konstrukteur sowohl statistische Kenntnisse als auch ausreichend Erfahrungen bzgl. der

Fertigung und Montage von Produkten [Dud40]. RICE sieht den klassischen Toleranzkonflikt „so eng wie möglich, so weit wie möglich“ nur durch ein interdisziplinäres Team, bestehend aus u.a. Konstrukteuren, Fertigungsexperten und Statistikern, als lösbar [Ric44]. Dies stützt BATES am Beispiel einer erfolgreichen Zusammenarbeit von Konstruktion, Fertigung, Qualitätssicherung, Controlling und Management [Bat47] und nennt in [Bat49] den finanziellen Mehraufwand der interdisziplinären Zusammenarbeit als klein gegenüber den Kosteneinsparungen die aus der erzielten verbesserten Toleranzvergabe resultieren.

#### **2.1.4 Die Rechnerunterstützung in der Toleranzrechnung (seit 1960)**

Mit der zunehmenden Verfügbarkeit von Großrechnern in den 1960er Jahren erlebten Forschung und Entwicklung im Toleranzmanagement den wohl bislang größten Impuls. Beste-hende und zudem etablierte Methoden und Ansätze [Eva74, Eva75a, Eva75b] konnten fortan implementiert und anschließend einfach und schnell angewendet werden. Somit ist nicht verwunderlich, dass binnen weniger Jahre die Forschungsarbeiten des Toleranzmanagements massiv auf die Großrechnerunterstützung bauten. So nutzten MCGHEE et al. einen Großrechner, um die Auswirkungen von Fertigungstoleranzen auf Kosten und Funktion technischer Systeme zu analysieren [McG59]. Kurze Zeit später stellten HOPKINGS et al. sowie KNAPPE computer-basierte Assistenzsysteme für den Produktentwickler vor, welche u.a. die rechnerunterstützte, funktionsorientierte Toleranzanalyse ermöglichten [Hop62, Kna65]. Zudem verdeutlichte GROSSMANN die Vorteile der Monte-Carlo-Methode im Rahmen der statistischen Toleranzanalyse mittels eines Computers [Gro76]. Neben der Toleranzanalyse profitierte jedoch insbesondere die Toleranzsynthese von den schier unbegrenzten Möglichkeiten der Rechnerunterstützung. Erstmals nutzte MOY 1964 ein numerisches Optimierungsverfahren, um die optimale Toleranzvergabe eines Systems zu bestimmen [Moy64]. Er begründete hiermit eine Vielzahl kommender Forschungsarbeiten auf dem Gebiet der statistischen Toleranzoptimierung (z.B. [Ben70a, Ben70b, Gre70, Ban74, Ost77]) als auch der Toleranz-Kosten-Modelle. Hierbei sind besonders die Arbeiten von SPECKHART, SPOTTS und SUTHERLAND et al. in den 1970er Jahren hervorzuheben [Spe72, Spo73, Sut75]. Diese Dekade darf somit durchaus als das *Jahrzehnt der Toleranz-Kosten-Modelle* gelten.

Rund 30 Jahre nach dem Einzug der Großrechner ins Toleranzmanagement gewann der Einsatz der kompakten *Personal Computer* rasant an Bedeutung. Fortan konnten statistische Toleranzsimulationen vergleichsweise einfach und mit erheblich geringeren finanziellen Aufwänden direkt am Arbeitsplatz des Ingenieurs durchgeführt werden. Die Bedeutung dieser Entwicklung ist seitdem in nahezu allen Bereichen des Toleranzmanagements allgegenwärtig und beflogelte die Fortschritte in Forschung und Entwicklung. So vereinfachten

KIM et al. die Toleranzoptimierung mittels der pseudo-boolschen Programmierung von [Wil75a] und [Ost77] und reduzierten damit den numerischen Aufwand drastisch [Kim88], während CHASE et al. die höhere Leistungsfähigkeit der numerischen Toleranzoptimierung mit Lagrange Multiplikatoren gegenüber traditionellen Ansätzen der Toleranzallokation bestätigten [Cha88]. Mit der Einführung des Computers gewann in den Folgejahren insbesondere die Entwicklung von Software-Werkzeugen zur Toleranzanalyse an Bedeutung (u.a. [Say85, Roy91, Cra96]). In Folge dessen entstand eine Vielzahl an Software-Werkzeugen [Sal98, Pri02], die sich seitdem in Unternehmen weltweit etabliert haben (nähere Ausführungen hierzu finden sich in Kapitel 2.6). Aufgrund der Vielfalt entwickelter Methoden und Werkzeuge stellte sich zunehmend die Notwendigkeit einer Überarbeitung bestehender Normen und Spezifikationsvorgaben. Insbesondere die Überarbeitung der Geometrischen Produktspezifikation (GPS) durch Expertengremien auf sowohl nationaler [DIN14] wie auch internationaler Ebene [Nie13] ist hierbei hervorzuheben. Darüber hinaus sind die Forschungsaktivitäten im Toleranzmanagement in den vergangenen 20 Jahren vermehrt zusammengewachsen. Dies zeigt sich u.a. an der Gründung verschiedenster Arbeitskreise, Fachtagungen und Expertenrunden wie der *ADCATS*-Gruppe in den USA [ADC14], der französischen *Groupe de Recherche en Tolérancement* [GRT14], der *CIRP Conference on Computer Aided Tolerancing* [Gar14] und dem *Dimensional Management Forum deutscher OEMs* [DMF13].

### 2.1.5 Toleranzforschung im geeinten Deutschland

Getrieben durch die hohe wirtschaftliche Bedeutung des Maschinenbaus für das „Industrieland Deutschland“ [BDI14] ist das Toleranzmanagement seit vielen Jahren Gegenstand industrieller Entwicklungs- und universitärer Forschungsarbeiten. Die nachfolgenden Ausführungen sollen dem Leser die Entwicklung des Toleranzmanagements in der Forschung des geeinten Deutschlands anhand der Diskussion relevanter Dissertationen der vergangenen 25 Jahre verdeutlichen (Bild 2.1) und somit die Einordnung der vorliegenden Arbeit in die bestehenden Forschungsaktivitäten ermöglichen. Darüber hinaus wird aufgezeigt, welche Aspekte des Toleranzmanagements gegenwärtig in industrieller und universitärer Forschung forciert und vorangetrieben werden.

Mit Einführung des dreidimensionalen CAD-Systems Pro/Engineer® im Jahr 1987 und der anschließenden Verfügbarkeit kommerzieller Modellierkerne für 3D-Geometrie [Vaj09] erwuchs aus der Vision einer Anbindung der rechnerunterstützten Toleranzanalyse an 3D-CAD-Systeme ausreichend Handlungsbedarf für zukünftige Forschungsarbeiten. Getrieben insbesondere durch WEBER [Web94] erfuhr sowohl die Entwicklung notwendiger Daten- und Toleranzmodelle [Web92, Schm93, Sta94, Jör94, Wan97] als auch die Kopplung von

CAD- und Toleranzanalyseprogrammen enorme Aufmerksamkeit in der Forschung der 1990er Jahre [Böw93, Sta94, Kol96, Yin98]. Darüber hinaus förderte die Weiterentwicklung dieser integrierten Lösungen weg von reinen Analysewerkzeugen hin zu Assistenzsystemen [Tho01, Wit02] den zunehmenden Einsatz von Toleranzanalysen (kurz: TA) in der Produktentwicklung und deren Akzeptanz in der industriellen Praxis.

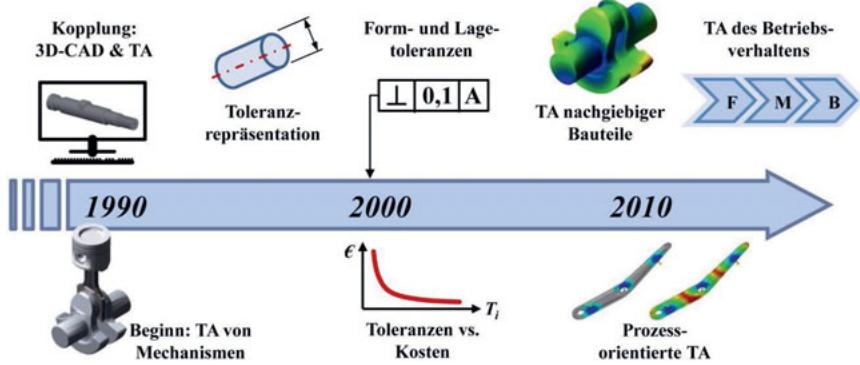


Bild 2.1: Chronologie ausgewählter Forschungsthemen des Toleranzmanagements im geeinten Deutschland (Bildquelle: [Wal09])

Mit der erfolgreichen Integration der Toleranzanalyse in die CAD-Umgebung und den ersten kommerziellen Umsetzungen [Roy91, Cra96] widmete sich die Wissenschaft zunehmend vielfältigen Herausforderungen sowohl bezüglich der Komplexität der betrachteten Systeme als auch grundlegenden Fragestellungen zur korrekten Handhabung und Repräsentation von Abweichungen und Toleranzen. Vor allem die Betrachtungen der Auswirkungen von Abweichungen auf das Bewegungsverhalten kinematischer Systeme sind hier zu nennen. Aufbauend auf die grundlegenden Vorgehensweisen zur Toleranzanalyse des Bewegungsverhaltens von ungleichmäßig übersetzenden Getrieben [Sto94, Hüs95, Eic00] und überbestimmten Mechanismen [Kol96] wurden über die Jahre sukzessive betriebsabhängige Abweichungen in die Toleranzbetrachtungen integriert. Hierbei münden Betrachtungen der Verlagerung in spielbehafteten Gelenken [Sti96] und elastischer Deformationen [Hoc02] in den Ansatz der „*Integrierten Toleranzanalyse bewegter Systeme*“ von STUPPY [Stu11]. Die vorliegende Arbeit ist somit als die Fortführung dieses vor 20 Jahren initiierten Forschungsfelds zu sehen. Parallel zur Betrachtung bewegter Systeme widmete sich eine Reihe an Forschern der mathematischen Repräsentation von Abweichungen [Zha96, Bri99] sowie der Berücksichtigung von Form- und Lagetoleranzen in der virtuellen Produktentwicklung. Insbesondere BRITTENS Ansatz zur Übersetzung geometrischer Toleranzen in eine vektorielle Darstellung [Bri99] fand weltweite Beachtung und trug wesentlich zur vek-

toriellen Tolerierung, auf die ebenfalls in dieser Arbeit zur Repräsentation der Toleranzen zurückgegriffen wird, bei. Die meisten Forschungsaktivitäten zur Form- und Lagetolerierung gehen auf Aktivitäten von JORDEN [Jor09] und MEERKAMM [Den96] zurück. Während Erstgenannter zusammen mit [Schü95, Schm98, Yin98, Den06] die Entwicklung einer wissensbasierten CAD-Lösung zur Bemaßung und Tolerierung vorantrieb, förderte MEERKAMM u. a. die Integration von Formabweichungen in 3D-Toleranzanalysen [Lus08].

Mit Beginn des 21. Jahrhunderts hielt das Toleranzmanagement vermehrt Einzug in die Produktentwicklung deutscher Unternehmen. Neben Fragestellungen zur gezielten Toleranzanpassung (Toleranzsynthese) [Man97, Wan07] und zu Abhängigkeiten zwischen Toleranzen und Kosten [Nür99, Mer04] sind zugehörige Arbeiten vornehmlich durch organisatorische [Boh98] also auch tiefgreifende technische Herausforderungen in der Automobilindustrie [Hör03, Ung09, Leu10] sowie der Luft- und Raumfahrt [Lan13a] geprägt. Insbesondere sind hier Analysen der Auswirkungen von Abweichungen auf Montageprozesse [Schw92, Wit11a] sowie auf die Betriebseigenschaften von Zahnwellen [Li98] und Zahnrädergetrieben [Eng07, Bax07] sowie die Integration nachgiebiger Bauteile in statistische Toleranzanalysen [Hoc02, Pra02, Mar07, Lus08, Ung09] hervorzuheben.

Der „*Paradigmenwechsel vom produkt- zum prozessorientierten Toleranzmanagement*“ [Kar12] wird in Deutschland insbesondere in Erlangen vorangetrieben [War11]. Die Arbeiten zur „integrativen, prozessorientierten Toleranzanalyse“ von STOCKINGER [Sto11a] und VOSS [Vof12] führen hierbei erste bestehende Arbeiten von [Hue99, Ehr99, Fun11] weiter. Darüber hinaus zeichnete sich eine zunehmende Differenzierung sowohl der Stoßrichtungen als auch der Anwendungsfelder der statistischen Toleranzrechnung ab. So beschäftigte sich GERMER mit den Auswirkungen von Fertigungsabweichungen auf mechatronische Systeme [Ger05], während die Toleranzanalyse zudem zur Beurteilung der Zuverlässigkeit von Maschinenelementen [Eng07] und der Robustheit von Montageprozessen [Mül06] herangezogen wurde. Insbesondere vor dem Hintergrund der herausragenden wirtschaftlichen Relevanz des Toleranzmanagements für Unternehmen betonten diese verstärkt die Notwendigkeit geeigneter Methoden zur Visualisierung von Abweichungen und der Ergebnisse statistischer Toleranzrechnungen. Etliche Forscher widmeten sich folglich der Visualisierung nicht-idealer Geometrie und deren Auswirkungen auf die ästhetische Wertigkeit technischer Produkte [Koc06] und speziell im PKW-Karosserierohbau [Ung09, Sto12a]. Zudem halten statistische Toleranzrechnungen in eine Vielzahl verschiedenster Anwendungsfelder Einzug. Hierbei ist neben der Entwicklung hochbelasteter Turbomaschinen [Stu09a] auch die Fertigung optischer Präzisionsbauteile [Fun11] anzuführen.

Dem Paradigmenwechsel zum prozessorientierten Toleranzmanagement folgend, stellen sich aktuelle Arbeiten sowohl in industrieller als auch in universitärer Forschung vermehrt Fragestellungen, die weit über eine isolierte Produktbetrachtung hinausgehen. Die Analyse der Auswirkungen von Toleranzen aus Fertigung und Montage auf das Betriebsverhalten [War11] genießt derzeit große Aufmerksamkeit. So widmen sich jüngste Forschungsarbeiten den Auswirkungen von Abweichungen auf die Geräuschentwicklung bei Kegelradgetrieben in Hinterachsen [Wat13] und auf strukturmechanische Eigenschaften sowie die Lebensdauer von Maschinenelementen [Schl12, Gus13a, Gus13b], während in [Ehl14] die Dichtheit einer abweichungsbehafteten PKW-Tür unter Betriebsbedingungen analysiert wird. SPRÜGEL et al. belegen zudem die Signifikanz thermischer Einflüsse auf die Betriebs-eigenschaften am Beispiel einer weltweit verteilten Fertigung und Montage [Spr14]. Darüber hinaus finden zunehmend domänenfremde Technologien, wie Techniken der *Virtuellen Realität* zur visuellen Beurteilung von Toleranzen [Küs13] sowie Strategien zur automatisierten Prozessdatenintegration [Lit15] Anwendung im Toleranzmanagement. Grundlegende Herausforderungen stellen sich insbesondere im Rahmen der Weiterentwicklung der prozessorientierten Toleranzanalyse auf Basis netzbasierter Geometriebeschreibungen [Schl13c, Schl14b], der Identifikation von Wechselwirkungen zwischen Abweichungen und deren Auswirkungen auf Montage [Zie15a, Zie15b] eines Systems sowie im Umgang mit partiell geschlossenen Vektorzügen im CAD [Hus14a, Hus14b, Gei15] dar.

### 2.1.6 Neue Aspekte und Trends im Toleranzmanagement (Stand 2015)

Während die Forschung im Bereich der Virtuellen Produktentwicklung bereits seit mehreren Jahren ihr Augenmerk weg vom traditionellen Fokus der „*Methoden- und Werkzeugentwicklung*“ hin zu domänenübergreifenden Aspekten der Produktentwicklung lenkt [Kro15b], hält diese Entwicklung erst seit Kurzem Einzug im Toleranzmanagement.

Vor allen Dingen sind die Belange des Umweltschutzes sowie des Menschen bereits Gegenstand erster, vielbeachteter Forschungsarbeiten. Die Berücksichtigung der Auswirkungen der Toleranzvergabe auf die Umwelt wurde im Sinne einer nachhaltigen Tolerierung erstmals 2013 in [Hof13a] diskutiert. Der Schwerpunkt „*Tolerancing for disassembly and recycling*“ der *13<sup>th</sup> CIRP Conference on Computer Aided Tolerancing (CAT 2014)* unterstreicht die Relevanz einer ganzheitlichen Tolerierung [CAT14]. Der Mensch wird Zusehens nicht mehr nur als reiner Anwender der entwickelten Methoden und Werkzeuge gesehen [Kro15b]. Vielmehr finden dessen Belange und Ansprüche als Anwender und als Nutzer der produzierten und damit tolerierten Produkte, in Form von Anforderungen an diese Produkte [Hof13b] und an neue Methoden und Werkzeuge [Kro15b] bereits vor deren Entwicklung Beachtung.

Bezüglich der Weiterentwicklung von Methoden und rechnerunterstützten Werkzeugen ist insbesondere der Umgang mit großen Datenmengen anzuführen [Mon13]. Derartige Datenmengen fallen u.a. im Rahmen der *Integrativen Toleranzanalyse* an. Hierbei werden zur Integration betriebsbedingter Abweichungen in die Toleranzrechnung die Ergebnisse einer großen Anzahl numerischer Simulationen benötigt. Um die numerischen Aufwände möglichst gering zu halten, hat sich der Einsatz mathematischer Ansätze der Approximation und insbesondere Künstlicher Neuronaler Netze etabliert [Sto11a, And13, Zie12a, Zie12b]. Darüber hinaus ermöglichen die Leistungsumfänge aktueller CAE-Werkzeuge die Berücksichtigung weiterer betriebsabhängiger Abweichungen wie thermisch bedingter Geometrieveränderungen oder abrasivem Verschleiß [Pie09b, Pie14]. Zudem wird das Toleranzmanagement vermehrt als ein wesentlicher Baustein des *Robust Design* [Tag05] verstanden [Eif13] und findet somit sowohl zunehmende Beachtung im Robust Design [DS14, How14] als auch Anwendung in zugehörigen Arbeiten [Eif13].

Erfreulicherweise genießt das Toleranzmanagement – nach Jahren des sukzessiven Rückbaus von Lehrengagement [Wat07] – wieder zunehmend Beachtung in universitären Lehraktivitäten (u.a. [War13a, Ben14, Göh14, Koc14, Wei14]). Diese Entwicklung ist – insbesondere aufgrund der enormen Relevanz des Toleranzmanagements für die Industrie und damit auch für angehende Ingenieure – besonders zu begrüßen.

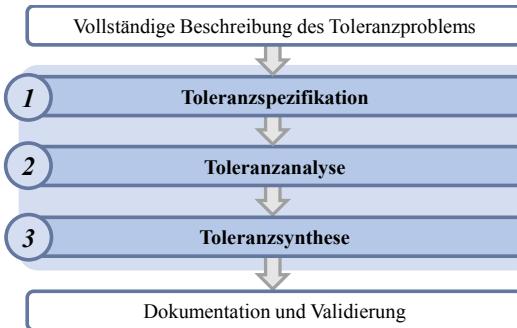
## 2.2 Die drei Kernaktivitäten der rechnerunterstützten Toleranzsimulation

Nach [Sal98] und [Mat07] lassen sich die Aktivitäten der rechnerunterstützten Toleranzsimulation in Forschung und industrieller Praxis in vier Hauptfelder unterteilen:

- Die *Toleranzrepräsentation* behandelt die rechnerinterne Darstellung und Verarbeitung von Abweichungen und deren Toleranzen. Sie ist die mathematische Grundlage der verbleibenden drei Hauptfelder. [Sal98, Roy91]
- Die *Toleranzspezifikation* beschreibt die Vergabe von Toleranzen und umfasst u.a. die Festlegung von Toleranzart, -größe und Bezugssystem [Cha91, Sal98].
- Die *Toleranzanalyse* beschreibt die Tätigkeit der Evaluierung der Auswirkungen von Abweichungen zur Verifizierung einer ausreichenden Erfüllung funktionaler und/oder ästhetischer Anforderungen. [Sal98, Cha04, War11]
- Die *Toleranzsynthese* beschreibt die Tätigkeit der gezielten (oftmals iterativen) Anpassung einer bestehenden Tolerierung unter Berücksichtigung gegebener Anforderungen bezüglich Fertigungskosten oder Restriktionen in Fertigung und Montage. [Cha90, Sal98]

Während die Toleranzrepräsentation als mathematische Grundlage aller Aktivitäten des Toleranzmanagements anzusehen ist, finden sich die verbleibenden drei Tätigkeiten als Kernaktivitäten der rechnerunterstützten Toleranzsimulation in verschiedenen Vorgehensmodellen zur Tolerierung in der Produktentwicklung. So lässt sich der standardisierte Tolerierungsprozess nach [VDA06] in die drei Phasen *Spezifikation*, *Analyse* und *Synthese* gliedern. Weiterhin umfassen die „*14 Tätigkeiten des Toleranzmanagements*“ nach [Wei14] vier Tätigkeiten während der Konstruktion, die auf die hier genannten drei Kernaktivitäten zurückführen sind. Der Ansatz einer Automatisierung der Tolerierung nach GLANCY [Gla99] sieht während der Produktentwicklung nach der Toleranzspezifikation sowohl die Toleranzanalyse als auch die Toleranzsynthese vor. Die Unterteilung in Toleranzspezifikation, Toleranzanalyse und -synthese zeigt sich somit vereinbar mit existierenden Ansätzen und führt zudem die, am Lehrstuhl für Konstruktionstechnik der FAU Erlangen-Nürnberg bestehende begriffliche Trennung weiter [Sto11a, Stu11, War11]. Die Einbettung der rechnerunterstützten Toleranzsimulation in die industrielle Praxis erfordert jedoch noch vor- und nachgestellte Tätigkeiten. Die Tätigkeiten der rechnerunterstützten Toleranzsimulation in der Produktentwicklung sind in Bild 2.2 dargestellt.

Die drei Kernaktivitäten der Toleranzsimulation werden idealerweise durch einen qualifizierten Toleranzingenieur ausgeführt. Dieser muss somit im ständigen Kontakt mit allen, an der Entstehung des Produktes beteiligten Disziplinen stehen und wird oftmals als das Bindeglied zwischen Konstruktion und Fertigung gesehen [Dud40, Bat49, Cha91, Pri02]. Die Notwendigkeit einer Toleranzsimulation während der Produktentwicklung wird üblicherweise durch den Konstrukteur erkannt. Dieser legt (z. B. aufgrund besonderer Anforderungen an das Produkt im Pflichtenheft) relevante Eigenschaften des Produktes (sogenannte Schließmaße) und die erforderlichen Anforderungen an diese fest [Tho99, Whi06]. Darüber hinaus muss dieser (idealerweise gemeinsam mit dem Toleranzingenieur) die abweichungsbehafteten Merkmale der Einzelteile identifizieren und die zugehörigen Toleranzen spezifizieren. Die resultierende Toleranzaufgabe kann im Folgenden durch den Toleranzingenieur behandelt werden. Abschließend sind die Ergebnisse geeignet an die beteiligten Disziplinen heranzutragen und zu dokumentieren [VDA06]. Der Rückfluss von Informationen aus der späteren Herstellung ist hierbei für den Toleranzingenieur zur Validierung der Toleranzsimulationen wünschenswert, jedoch oftmals aufgrund von unzureichenden oder sogar fehlenden Prozessen und Verbindlichkeiten nicht zufriedenstellend. Die entwicklungsbegleitende Toleranzsimulation erfordert somit ein ausgeprägtes interdisziplinäres Denken und Handeln des Toleranzingenieurs [Bat47].



**Bild 2.2: Die drei Kernaktivitäten der rechnerunterstützten Toleranzsimulation**

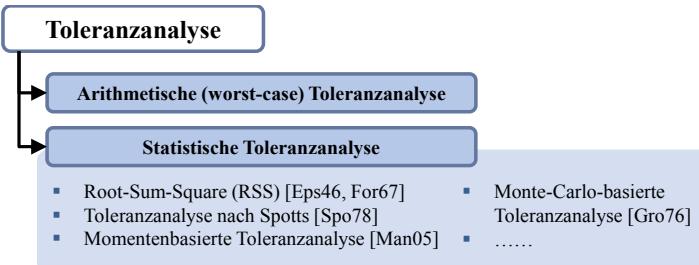
Die Vereinbarkeit dieses Vorgehens mit dem im Rahmen der Arbeit entwickelten Konzept der Toleranzanalyse abweichungsbehafteter Mechanismen ist bereits in [Wal13b] gezeigt. Auf die Vereinbarkeit mit der Toleranzsynthese abweichungsbehafteter Mechanismen wird hingegen in Kapitel 4.2 der vorliegenden Arbeit eingegangen.

In den nachfolgenden Ausführungen werden die zwei Kernaktivitäten der *Toleranzanalyse* (Kapitel 2.3) und der *Toleranzsynthese* (Kapitel 2.4) näher erläutert.

### 2.3 Toleranzanalyse

Die Toleranzanalyse wird bereits seit rund 80 Jahren [Ett36, Cao15] angewendet, um die Auswirkungen der Abweichungen von Einzelteilen auf relevante Schließmaße einer Baugruppe zu evaluieren. Unter den besagten Abweichungen sind hierbei maßliche Abweichungen sowie geometrische Abweichungen in Form und Lage von Einzelteilen zu verstehen [Jor09]. Jedoch werden vermehrt auch physikalische Effekte als Abweichungen betrachtet und somit in Toleranzanalysen integriert. Insbesondere umfasst dies die Integration elastischer Verformungen zur Toleranzanalyse nachgiebiger Bauteile [Liu97, Sam98, Lus08] sowie thermisch bedingter Geometrievariationen [Pie09a].

Existierende Ansätze zur Toleranzanalyse lassen sich hierbei in zwei Gruppen unterteilen: die *arithmetische Toleranzanalyse* (meist als „Worst-Case-Analyse“ bezeichnet) und die *statistische Toleranzanalyse* [Tay97, Man97]. Die arithmetische Toleranzanalyse betrachtet lediglich die beiden ungünstigsten Konstellationen der Abweichungen für das Schließmaß (die *Worst Cases*). Hingegen basiert die statistische Toleranzanalyse auf der Berücksichtigung der Wahrscheinlichkeit des Auftretens einer jeden Abweichung innerhalb ihrer zugehörigen Toleranz mittels statistischer Gesetzmäßigkeiten [Mol35, Kle07]. Bild 2.3 stellt eine Auswahl bewährter Methoden zur Toleranzanalyse zusammen.

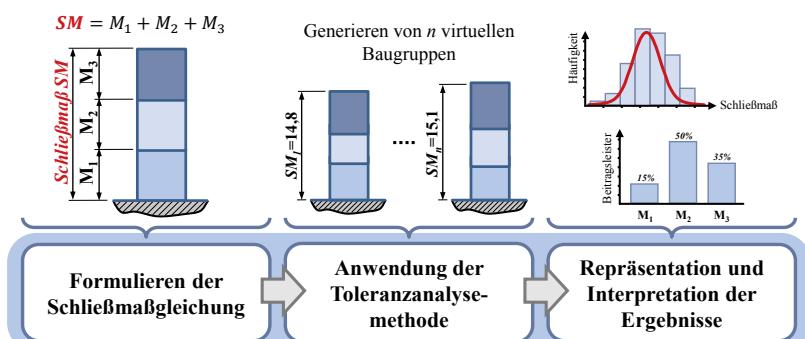


**Bild 2.3: Auswahl etablierter und bewährter Toleranzanalyse-Methoden**

Aufgrund der stark gestiegenen Leistungsfähigkeit von Rechnern hat sich in den vergangenen 20 Jahren der Einsatz von stichprobenbasierten Methoden der statistischen Toleranzanalyse (wie der *Monte-Carlo-Methode*) durchgesetzt und etabliert. Die Anwendungen im Rahmen dieser Arbeit basieren ebenfalls auf dieser Methode.

### 2.3.1 Statistische Toleranzanalyse

Nach der vollständigen Beschreibung des betrachteten Toleranzproblems und der Spezifikation der Toleranzen (in Art und Größe), kann die statistische Toleranzanalyse durchgeführt werden. Hierzu existieren verschiedene Vorgehensmodelle: Neben dem Vorschlag eines automatisierbaren Vorgehens in sechs Schritten [Cha99a] hat sich ein Vorgehen in drei Schritten etabliert, welches u.a. auch in den, für die vorliegende Arbeit relevanten, Arbeiten von STUPPY [Stu08, Stu09b, Stu09c, Stu10, Stu11] Anwendung findet (Bild 2.4).



**Bild 2.4: Drei Schritte der statistischen Toleranzanalyse nach [Stu11]**

STUPPY unterteilt die Toleranzanalyse in folgende drei Schritte:

1. Formulieren des mathematischen Zusammenhangs zwischen den vermeintlich auftretenden Abweichungen und den funktionsrelevanten Schließmaß(en)

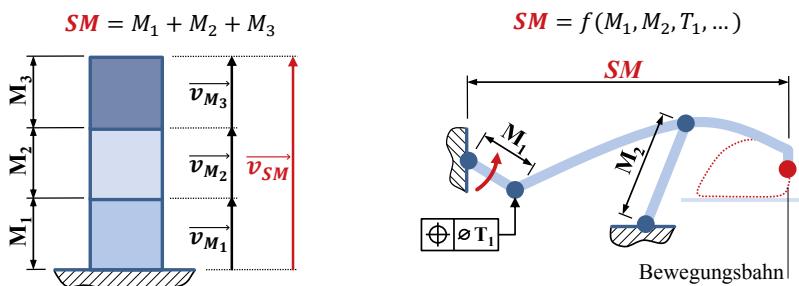
2. Anwendung der Toleranzanalyse-Methode
3. Repräsentation und Interpretation der Ergebnisse

### 2.3.1.1 Formulierung der Schließmaßgleichung

Die Grundlage der Toleranzanalyse ist die Schließmaßgleichung. Diese beschreibt die mathematischen Zusammenhänge zwischen dem, in der Problemstellung festgelegten, funktionsrelevanten Schließmaß  $SM$  des Gesamtproduktes und den  $n$  abweichungsbehafteten maßlichen und geometrischen Merkmalen der Einzelteile  $M_i$  mit  $i \in [1, 2, \dots, n]$ .

$$SM = f(M_1, M_2, \dots, M_n) \quad (2.1)$$

Die Komplexität der Schließmaßgleichung (2.1) wird hierbei wesentlich durch das betrachtete Produkt und dessen Einzelteile sowie die Anzahl und Art der zu betrachtenden Abweichungen bestimmt. So kann beispielsweise die Gesamthöhe (als Schließmaß) eines Stapels aus drei, in ihrer Höhe tolerierten Kisten vergleichsweise einfach durch einen eindimensionalen Vektorzug beschrieben werden (Bild 2.5, links). Hingegen erfordert die mathematische Formulierung des Bewegungsverhaltens eines Koppelgetriebes erweiterte Methoden, um das komplexe Zusammenspiel der möglichen Abweichungen vollständig zu beschreiben (Bild 2.5, rechts).



**Bild 2.5: Systeme mit unterschiedlicher Komplexität der Schließmaßgleichung: Stack-Up-Problem nach [Scho95b] aus drei Kisten (links) und Filmgreifergetriebe (rechts)**

In der Literatur findet sich eine Vielzahl an Ansätzen zur Repräsentation von Abweichungen und somit zur Formulierung der Schließmaßgleichungen. Bewährt haben sich:

- *Vektorielle Tolerierung* nach [Wir86]: Die Abweichungen (innerhalb ihrer Toleranzen) eines tolerierten Elements werden durch Manipulationen der einzelnen Vektoren einer Vektorkette abgebildet. So wird eine Maßabweichung durch die Variation der Länge des zugehörigen Vektors repräsentiert, während die mögliche Verkipfung einer Achse durch die Manipulation der Richtung des Vektors abgebildet wird.

Die Verkettung der einzelnen Vektoren ermöglicht die Formulierung der Schließmaßgleichung. Insbesondere in internationalen Arbeiten wird die Vektorielle Tolerierung auch als das Konzept des *Small Displacement Torsors* bezeichnet [Bou95]. Bei komplexen Systemen hat sich zur Verkettung der Vektoren der Einsatz homogener 4x4-Transformationsmatrizen [Whi94] gemäß der *Direct Linearization Method* nach [Cha96] etabliert [Bru07, Stu11]. Die *Vektorielle Tolerierung* ist die am häufigsten genutzte Repräsentationsform.

- *Tolerance-Maps*<sup>®</sup> nach [Dav05] (kurz: *T-Maps*<sup>®</sup>): Diese dienen insbesondere dazu, die Abhängigkeiten zwischen möglichen Verschiebungen und Verkippungen eines tolerierten Elements zu beschreiben. Deren Erzeugung und Verknüpfung ist äußerst komplex und rechenintensiv.
- *Deviation Domains* [Gio01]: Die Deviation Domain beschreibt mathematisch einen  $m$ -dimensionalen Raum, der durch die  $m$  abweichungsbehafteten Freiheitsgrade (Translationen und Rotationen) eines tolerierten Elements aufgespannt wird. Die *Minkowski-Summe* der einzelnen *Domains* verknüpft die Abweichungen und liefert somit die Schließmaßgleichung – oftmals in Form der *Clearance Domain*, die resultierendes Spiel (z. B. in Gleitlagerungen [Zie15b]) beschreibt. Die Entwicklung und Verkettung der Domains ist komplex und rechenintensiv.
- *Skin Model Concept* [ISO11]: Diese Repräsentationsform widmet sich insbesondere der bisher nicht zufriedenstellenden Repräsentation von Formabweichungen. Durch sogenannte *Skin Model Shapes* werden Formabweichungen in abweichungsbehafteten Geometrienetzen abgebildet [Schl13b] und können in Toleranzsimulationen eingebunden werden. Diese komplexen Arbeiten sind gegenwärtig noch Gegenstand der Forschung und vergleichsweise rechenintensiv.

### 2.3.1.2 Anwendung der Toleranzanalyse-Methode

Die Anwendung der Monte-Carlo-Methode [Sob75] als Toleranzanalyse-Methode ist als virtuelle Fertigung, Montage und Prüfung einer großen Anzahl an Produkten zu verstehen. Bild 2.6 verdeutlicht diese drei Schritte.

Hierbei wird zunächst von jedem Einzelteil des betrachteten Produktes eine definierte Anzahl  $n$  an Varianten virtuell generiert, die sich in den gestaltbestimmenden Merkmalen (z. B. Abmessungen) voneinander unterscheiden, welche einer Toleranz unterliegen [Gro76]. Der jeweilige Wert dieser Abweichung wird hierbei unter Berücksichtigung der zugehörigen Wahrscheinlichkeitsverteilung der Toleranz festgelegt. Dieser Schritt bildet die Einzelteifertigung virtuell nach. Im nächsten Schritt können die generierten abweichungsbehafteten Einzelteile zu  $n$  Gesamtsystemen assembliert werden. Dies entspricht der

*n*-fachen virtuellen Montage des finalen Produktes und basiert auf dem „Ziehen ohne Zurücklegen“ der Einzelteile nach BERNOULLIS Urnenmodell [Ber13]. Die Bezeichnung der *n* erzeugten Produkte als sogenannte *Samples* (zu Deutsch: Stichproben) hat sich hierbei im deutschen Sprachgebrauch etabliert und findet in dieser Arbeit ebenfalls Verwendung. Abschließend kann für jedes der *n* virtuell assemblierten Produkte das funktionsrelevante Schließmaß (nach Gleichung (2.1)) bestimmt und erfasst werden. Dies entspricht der Prüfung der Produkte nach deren Montage.

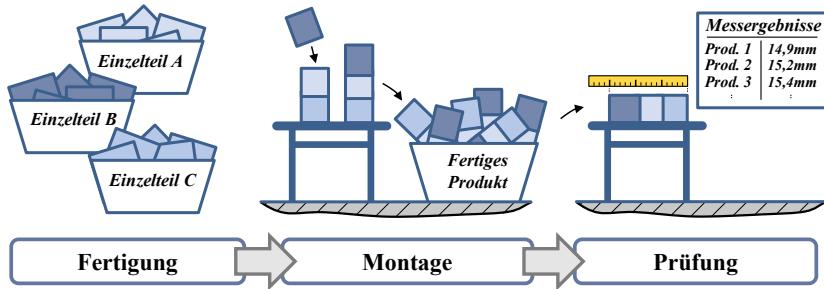


Bild 2.6: Virtuelle Nachbildung von Fertigung, Montage und Prüfung eines Produktes durch den Einsatz der Monte-Carlo-Methode in der Toleranzanalyse

Der Einsatz der Monte-Carlo-Methode erfolgt heutzutage ausschließlich rechnerunterstützt, da eine vergleichsweise hohe Anzahl an Samples erforderlich ist um statistisch belastbare Ergebnisse zu erzielen [Roy91, Nig95, Mat08]. Jedoch steigt mit zunehmender Anzahl *n* an Monte-Carlo-Samples neben der Genauigkeit der erzielten Ergebnisse auch der numerische Aufwand [Stu11, Cha91]. Empfehlungen reichen hierbei von 5000 [Gla99] bis 100 000 Samples [Cha91]. Insbesondere für komplexere Toleranzrechnungen hat sich jedoch ein Richtwert von 10 000 Samples etabliert [Wei14]. Für besonders rechenintensive Toleranzrechnungen finden zudem vermehrt angepasste Verfahren der Statistischen Versuchsplanung und dabei insbesondere das *Latin-Hypercube-Sampling* [McK79] Anwendung [Nas97, Sto11b]. Im Vergleich zur Monte-Carlo-Methode sind hierbei weitaus weniger Samples erforderlich, um belastbare Ergebnisse zu erzielen [Ker97, Swi00]. Dies lässt sich insbesondere auf eine homogener Verteilung der erzeugten Samples innerhalb des definierten Parameterraums zurückführen. Dennoch ist der numerische Aufwand bei der Erzeugung der Samples hier ungemein höher. Die Wahl der Toleranzanalyse-Methode sowie der hierzu erforderlichen Anzahl an Samples hat folglich wesentlichen Einfluss auf die Güte einer Toleranzrechnung und muss somit stets mit Bedacht erfolgen.

### 2.3.1.3 Berechnung und Repräsentation der Ergebnisse

Der verbleibende Schritt einer Toleranzanalyse umfasst die Berechnung und Repräsentation der Ergebnisse (Bild 2.4). Hierfür hat sich der Einsatz von zwei Visualisierungen etabliert und bewährt [Man05, War11]: Zum einen werden dem Toleranzexperten die Auswirkungen der Abweichungen auf das funktionsrelevante Schließmaß anhand der resultierenden Häufigkeitsverteilung des Schließmaßes in Form eines Histogramms aufgezeigt [Ett36]. Zum anderen erlaubt die sogenannte Beitragsleisteranalyse die Quantifizierung des Anteils der auftretenden Abweichungen an der Streuung des Schließmaßes. Die nachfolgenden Ausführungen widmen sich der Histogramm-Darstellung, während in Kapitel 2.3.2 näher auf die Bestimmung der Beitragsleister eingegangen wird.

Das Histogramm quantifiziert die Häufigkeit des Auftretens eines bestimmten Schließmaßwertes  $x_i$  aus der Grundgesamtheit der  $n$  Samples [Ett36] (Bild 2.7). Der Toleranzexperte kann somit die Wahrscheinlichkeit beurteilen, mit der ein Produkt einen bestimmten Schließmaßwert aufweisen wird.

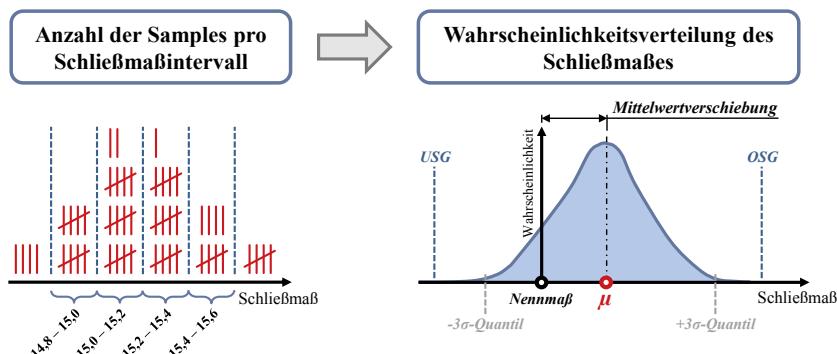


Bild 2.7: Bestimmung der Wahrscheinlichkeitsverteilung des Schließmaßes

Die Wahrscheinlichkeitsverteilung von  $x_i$  wird hierbei durch die vier statistischen Momente (Mittelwert  $\mu$ , Standardabweichung  $\sigma$ , Schiefe  $\gamma$  und Wölbung  $\tau$ ) gemäß den Gleichungen (2.2) bis (2.5) vollständig beschrieben [She25]. Besteht eine Differenz zwischen dem Mittelwert der Verteilung und dem Nennwert des Schließmaßes, so spricht man von einer Mittelwertverschiebung der Verteilung [Cha88, Scho95b]. Weiterhin werden zwei Quantile der Wahrscheinlichkeitsverteilung gekennzeichnet. Diese begrenzen ein Schließmaßintervall innerhalb dessen das Schließmaß mit einer definierten Wahrscheinlichkeit auftritt. Etabliert hat sich eine Forderung von 99,73 %, die im technischen Sprachgebrauch als *Six Sigma*-Forderung bekannt ist und auf Arbeiten von Motorola [Bar02] und TAGUCHI [Tag05] zu-

rückgeht. Die beiden zugehörigen Quantile werden als *-3σ-Quantil* und *+3σ-Quantil* bezeichnet.

$$\mu = \sum_{i=1}^n \frac{x_i}{n} \quad (2.2)$$

$$\sigma = \sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{(x_i - \mu)^2}{n-1}} \quad (2.3)$$

$$\gamma = \frac{1}{\sigma^3} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{(x_i - \mu)^3}{n} \quad (2.4)$$

$$\tau = \frac{1}{\sigma^4} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{(x_i - \mu)^4}{n} \quad (2.5)$$

Die Toleranzanalyse wird zumeist eingesetzt, um zu evaluieren, ob das Schließmaß (mit einer bestimmten Wahrscheinlichkeit) innerhalb zuvor spezifizierter Grenzen liegt. Die Festlegung dieser unteren und oberen Spezifikationsgrenze (kurz: *USG* und *OSG*) und damit der zulässigen Schließmaßtoleranz  $T_{SM} = OSG - USG$  beruht hierbei entweder auf funktionsrelevanten Anforderungen (z. B. zur Gewährleistung der Montierbarkeit von Baugruppen) oder auf der Sicherstellung der ästhetischen Wertigkeit eines Produktes (z. B. eines Fugenbildes im KFZ-Karosseriebau) [War11]. Die Einhaltung dieser Grenzen durch die resultierende Wahrscheinlichkeitsverteilung lässt sich anhand der Prozessfähigkeitsindizes  $c_p$  und  $c_{pk}$  [Kan86] sowie insbesondere des Prozessrobustheitsindex  $c_{pr}$  nach LANDSCHOOF [Lan13b], welcher die Aussagen von  $c_p$  und  $c_{pk}$  in einem Wert vereint, quantifizieren.

$$c_p = \frac{OSG - USG}{6\sigma} \quad (2.6)$$

$$c_{pk} = \frac{\min(OSG - \mu; \mu - USG)}{3\sigma} \quad (2.7)$$

$$c_{pr} = \frac{T_{SM}}{6 \cdot \sqrt{\sigma^2 + \left( \frac{1}{2}(OSG + USG) - \mu \right)^2}} \quad (2.8)$$

### 2.3.2 Bestimmung der Beitragsleister

Anhand der Wahrscheinlichkeitsverteilung des Schließmaßes (nach Bild 2.7) sowie der zugehörigen Kennwerte kann der Toleranzexperte nun beurteilen, ob mit der gegebenen Toleranzspezifikation die gestellten Anforderungen an das Schließmaß (Einhaltung von *USG* und *OSG*) hinreichend erfüllt sind. Ist dies jedoch nicht zufriedenstellend, so sind ge-

eignete Maßnahmen, wie die Anpassung der Toleranzen, erforderlich (Bild 2.2, Toleranzsynthese). Hierbei dienen die Ergebnisse der sogenannten *Beitragsleisteranalyse* als Entscheidungsgrundlage für den Toleranzexperten [Man05, War11].

Der *Beitragsleister* einer Toleranz quantifiziert, in welchem Maße diese zur resultierenden Streuung des Schließmaßes beiträgt [Lin97]. Ein hoher Beitragsleister steht hierbei für einen großen Einfluss der jeweiligen Toleranz [Mar07]. Hingegen deutet ein geringer Beitragsleister auf eine geringe Sensitivität des Schließmaßes gegenüber der betrachteten Toleranz hin [Wei14]. Der Toleranzexperte kann somit, je nach vorliegender Toleranzgegebenheit, gezielt einzelne Toleranzen aufweiten oder einengen [Cha04, Mar07].

In der Literatur findet sich eine Vielzahl an Methoden zur Bestimmung der Beitragsleister. Diese haben ihren Ursprung in der Evaluierung statistischer Experimente und werden allgemein als *Sensitivitätsanalysen* bezeichnet [Sal00b]. Der Begriff des *Beitragsleisters* ist hingegen lediglich in deutschsprachigen Arbeiten zur Toleranzrechnung zu finden [Sha07] und geht zurück auf das Jahr 1929 [Rüd29] – dieser meint jedoch das Selbe. Die Sensitivitätsanalyse lässt sich in zwei Gruppen unterteilen: lokale und globale Methoden [Sal00b]. Während lokale Methoden lediglich die direkten Auswirkungen der Toleranzen auf die resultierende Schließmaßstreuung beurteilen, können bei der globalen Sensitivitätsanalyse auch Wechselwirkungen zwischen einzelnen Toleranzen und deren Auswirkungen auf die Schließmaßstreuung Berücksichtigung finden [Zie15b].

Im Folgenden wird auf Methoden der lokalen und globalen Sensitivitätsanalyse näher eingegangen sowie deren Einsatz im Rahmen der statistischen Toleranzrechnung diskutiert.

### 2.3.2.1 Lokale Sensitivitätsanalyse

Die Berechnung der Beitragsleister ist sowohl im Rahmen der arithmetischen als auch der statistischen Toleranzanalyse möglich. Der arithmetische Beitragsleister  $BL_{i,arith}$  folgt aus einer *Worst-Case-Betrachtung*, indem die betrachtete Toleranz  $T_i$  eines Einzelteilmerkmals zur resultierenden Gesamtstreuung des Schließmaßes – der sogenannten Schließmaßtoleranz  $T_{SM}$  – ins Verhältnis gesetzt wird [Cha04]:

$$BL_{i,arith} = \frac{T_i}{T_{SM}} \quad (2.9)$$

Werden anstelle der Toleranzen  $T_i$  und  $T_{SM}$ , die Varianzen  $\sigma_i^2$  und  $\sigma_{SM}^2$  der jeweils zugrundeliegenden Wahrscheinlichkeitsverteilungen herangezogen, so ergibt sich der statistische Beitragsleister  $BL_{\sigma,i}$  nach [Cha04]. Diese beiden Methoden erlauben jedoch lediglich die Beurteilung linearer, also ein-dimensionaler Toleranzprobleme.

MANNEWITZ [Man97, Man05] ermöglicht die Anwendbarkeit auf zwei- und dreidimensionale Schließmaßgleichungen, indem er den ein-dimensionalen statistischen Beitragsleister  $BL_{\sigma,i}$  der Toleranz  $T_i$  durch den sogenannten Linearitätskoeffizienten  $\alpha_i$  gewichtet. Diese Methode ist weit verbreitet [Sha07] und findet häufig bei rechnerunterstützten Toleranzanalysen (u. a. [Stu10, Jay10a]) sowie in Ausbildung und Lehre [Wei14, Wal14c] Anwendung.

$$BL_{\sigma,i} = \alpha_i^2 \cdot \frac{\sigma_i^2}{\sigma_{SM}^2} \quad (2.10)$$

Der Linearitätskoeffizient  $\alpha_i$  entspricht hierbei der partiellen Ableitung der Schließmaßgleichung (Gleichung (2.1)) für das betrachtete tolerierte Einzelteilmerkmal  $M_i$ . Die  $n$  tolerierten Merkmale verbleiben hierzu jeweils auf deren Nennwert  $N_i$ .

$$\alpha_i = \left. \frac{\partial SM}{\partial M_i} \right|_{N_1; \dots; N_n} \quad (2.11)$$

Die lokale Sensitivitätsanalyse *One at a time* [Czi99, Sal00b] wird im Toleranzmanagement als *High-Low-Median-Analyse* (kurz: HLM-Analyse) [Lin97] bezeichnet. Die HLM-Analyse quantifiziert folglich, welcher Anteil der resultierenden Schließmaßstreuung allein durch das Auftreten jeder einzelnen Toleranz  $T_i$  verursacht wird. Hierzu wird das Schließmaß für zwei Fälle pro Toleranz ermittelt: Zunächst wird das *i-te* abweichungsbehaftete Maß auf das obere Grenzmaß (*High*) der betrachten Toleranz  $T_i$  sowie alle verbleibenden tolerierten Merkmale auf den Medianwert ihrer Toleranzen (*Median*) gesetzt. Der resultierende Wert des Schließmaßes wird als  $SM_{T_i,high}$  bezeichnet. Anschließend wird das *i-te* Maß auf das untere Grenzmaß (*Low*) gesetzt, während alle verbleibenden Merkmale auf ihrem Medianwert verbleiben. Das daraus resultierende Schließmaß wird als  $SM_{T_i,low}$  bezeichnet. Dieses Vorgehen wird anschließend sukzessive für alle verbleibenden (*i-1*) Toleranzen wiederholt. Die Varianz  $Var_{SM,T_i}$  des Schließmaßes aufgrund der *i-ten* Toleranz sowie der Beitragsleister  $BL_{i,HLM}$  der *i-ten* Toleranz können anschließend nach [Wei14] gemäß folgender Zusammenhänge bestimmt werden:

$$Var_{SM,T_i} = \frac{(SM_{T_i,high} - SM_{T_i,low})^2}{36} \quad (2.12)$$

$$BL_{i,HLM} = \frac{Var_{SM,T_i}}{\sum_{j=1}^n Var_{SM,T_j}} \quad (2.13)$$

Die HLM-Analyse wird häufig in Toleranzanalyse-Software [Qui11, Wis98, Voß12] eingesetzt, da der erforderliche numerische Aufwand äußerst gering ist. Jedoch hat diese nur unter der Annahme normalverteilter Einzelteiltoleranzen Gültigkeit und geht somit für nicht normalverteilte Abweichungen [Sto11a] mit einem (nicht quantifizierbaren) Fehler einher.

Als verbleibende Methode der Beitragsleisterberechnung wird auf die Berechnung der „%-Reduction“ eingegangen, welche von TAYLOR zur Beurteilung von Toleranzproblemen entwickelt wurde [Tay96]. Diese Methode geht den inversen Weg einer HLM-Analyse, indem diese quantifiziert, um wieviel Prozent die Schließmaßstreuung durch die vollständige Eliminierung der *i-ten* Toleranz reduziert wird. Hierzu wird zunächst die Schließmaßtoleranz  $T_{SM}$  für den Fall bestimmt, dass alle Toleranzen entsprechend der Toleranzspezifikation auftreten. Anschließend wird die resultierende reduzierte Schließmaßtoleranz  $T_{SM,red,i}$  für den Fall bestimmt, dass die *i-te* Einzelteiltoleranz verschwindet ( $T_i = 0$ ), d.h. keine Abweichungen dieses Einzelteilmakrals mehr auftreten. Der Quotient aus  $T_{SM,red,i}$  und  $T_{SM}$  quantifiziert somit den Beitragsleister  $BL_{i,red}$  der *i-ten* Einzelteiltoleranz.

$$BL_{i,red} = \frac{T_{SM,red,i}}{T_{SM}} \quad (2.14)$$

Diese Methode findet kaum Anwendung in Forschung und industrieller Praxis. Dies liegt insbesondere daran, dass dieses Verfahren mit der weit verbreiteten und etablierten HLM-Analyse konkurriert. Zudem addieren sich die Beitragsleister nicht zwingend zu 100 %, was bei einer Vielzahl an rational denkenden Nutzern (unbegründete) Skepsis hervorruft. Dennoch hat diese Methode die eigentliche Absicht der statistischen Toleranzrechnung wie kein anderer Ansatz verinnerlicht: Anhand der gezielten Einengung ausgewählter Toleranzen, die resultierende Schließmaßstreuung möglichst effizient zu reduzieren.

### 2.3.2.2 Globale Sensitivitätsanalyse

Mittels der globalen Sensitivitätsanalyse können der Haupteffekt  $S_i$  und der Nebeneffekt  $S_{ij}$  einer Toleranz bestimmt werden [Zie15a]. Hierbei quantifiziert  $S_i$  die direkten Auswirkungen und  $S_{ij}$  die indirekten Auswirkungen der zweiten Ordnung der *i-ten* Toleranz auf das Schließmaß. Die indirekten Auswirkungen gehen hierbei auf die Wechselwirkungen der *i-ten* mit der *j-ten* Toleranz (für  $i \neq j$ ) zurück. Zur Berechnung des Haupt- und Nebeneffekts der *i-ten* Toleranz sind sowohl die partiellen Varianzen  $V_i$  und  $V_{ij}$  sowie die jeweils resultierende Varianz des Schließmaßes  $V_{SM}$  erforderlich. Die Summe aus dem Haupt- und den Nebeneffekten einer Toleranz wird als Totaleffekt  $S_{Ti}$  bezeichnet [Sal00b].

$$S_i = \frac{V_i}{V_{SM}} \quad (2.15)$$

$$S_{ij} = \frac{V_{ij}}{V_{SM}} \quad (2.16)$$

$$S_{Ti} = S_i + S_{ij} \quad (2.17)$$

Liegen keine Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Toleranzen vor ( $S_{ij} = 0$ ), so entsprechen die Haupteffekte den Totaleffekten ( $S_i = S_{Ti}$ ) [Sal00a]. Zudem ergeben sich in diesem Fall die jeweiligen Summen der Haupt- bzw. Totaleffekte aller Toleranzen zu 1 [Sal00a]. Es gilt somit:

$$\sum_{i=1}^n S_i = \begin{cases} 1 & \text{für } S_{ij} = 0 \\ < 1 & \text{für } S_{ij} \neq 0 \end{cases} \quad (2.18)$$

Der Einsatz globaler Sensitivitätsanalysen ist im Toleranzmanagement kaum verbreitet und beschränkt sich überdies auf Anwendungen in der Forschung, was sich insbesondere mit der Dominanz der HLM-Analyse in bestehenden Software-Werkzeugen begründen lässt. Dennoch greifen zunehmend Forschungsarbeiten globale Sensitivitätsanalysen auf, um die Auswirkungen von Abweichungen auf (zumeist akademische) Demonstratoren detailliert zu beleuchten. Diese umfassen u.a. eine Drehmomentstütze [Kim06], eine Schiebetür [Fer07], die Kraftstoffinjektoren eines Common-Rail-Dieselmotors [Mar07], mikroelektromechanische Aktuatoren [Saf10], einen Biegebalken [Schl13a] sowie elektronische Schaltkontakte [Can12, Gay12]. Neben der primären Anwendung in bestehenden Forschungsarbeiten sind bereits vereinzelt spezifische Anpassungen globaler Sensitivitätsanalysen für spezifische Fragestellungen des Toleranzmanagements zu finden. So nutzt WU einen globalen Ansatz zur verbesserten Betrachtung des Beitragsleisters von Positionsabweichungen [Wu97], während ZIEGLER die bestehenden Abhängigkeiten zwischen den möglichen Freiheitsgraden eines tolerierten Elements (z.B. durch T-Maps® definierte Translationen und Rotationen einer tolerierten Achse), bei der Beitragsleisteranalyse berücksichtigt [Zie13b, Zie15b]. Mögliche Korrelationen zwischen Bauteilabweichungen sind Gegenstand der Arbeiten von STOCKINGER et al. [Sto11b] und SUDRET [Sud13]. Während STOCKINGER et al. den Einfluss von abhängigen (korrelierenden) Bauteilabweichungen in statistischen Toleranzanalysen betrachtet, erweitert SUDRET die globale Sensitivitätsanalyse *analysis of variance* (kurz: ANOVA) so, dass auch korrelierte Eingangsparameter betrachtet werden können und zeigt dies anhand einer Toleranzanalyse des elektronischen Schaltkontakte der Arbeiten von [Gay12] und [Can12].

Die Bestimmung der Haupt- und Nebeneffekte nach Gleichung (2.15) und (2.16) erfordert u.a. die Berechnung der Varianz des Schließmaßes  $V_{SM}$  sowie der partiellen Varianzen  $V_{ij}$  durch Integration der Differenz aus der Schließmaßgleichung und dem Erwartungswert des Schließmaßes  $E(SM)$  über das Einheitsquadrat  $\Omega_k = \{x | 0 \leq x_n \leq 1; n=1, \dots, k\}$ , welches durch die  $k$  Toleranzen mit den jeweiligen Wahrscheinlichkeitsdichten  $p(x)$  aufgespannt wird.

$$V_{SM} = \int_{\Omega_k} [SM(x) - E(SM)]^2 \cdot p(x) dx \quad (2.19)$$

$$V_{ij} = \iint_{[0,1]^2} [SM_{ij}(x_i, x_j) - E(SM)]^2 \cdot p(x) dx \quad (2.20)$$

Diese Integrationen sind jedoch bereits für vergleichbar einfache Schließmaßgleichungen analytisch nicht mehr möglich und stellen darüber hinaus enorme Anforderungen an klassische numerische Integrationsverfahren. Die Verfahren der globalen Sensitivitätsanalyse setzen bei dieser Problemstellung an, indem sie u.a. durch den gezielten Einsatz der numerischen Approximation die Berechnung der erforderlichen Varianzen wesentlich schneller und für beliebig komplexe Schließmaßgleichungen ermöglichen. Im Folgenden soll lediglich auf die *Sobol Indizes* [Sob90] und den *Extended Fourier Amplitude Sensitivity Test* (kurz: *EFAST*) [Cuk73, Scha73, Sal99] genauer eingegangen werden. Für weitere Verfahren sowie detaillierte Hintergründe zur Implementierung globaler Sensitivitätsanalysen wird auf [Sal00b] und [Sal08] verwiesen.

Zur Bestimmung der *Sobol Indizes* wird die Schließmaßgleichung  $SM(x)$  mittels der sogenannten *High Dimension Model Representation* (kurz: *HDMR*) [Sob90] in eine  $k$ -te Partialsumme mit Termen steigender Dimension überführt:

$$SM(x) \approx f(x_1, \dots, x_k) = f_0 + \sum_{i=1}^k f_i(x_i) + \sum_{1 \leq i < j} f_{ij}(x_i, x_j) + \dots + f_{1\dots k}(x_1, \dots, x_k) \quad (2.21)$$

Die erforderliche Varianz des Schließmaßes  $V_{SM}$  sowie die partiellen Varianten  $V_{ij}$  können nun anhand der Terme der Partialsumme ermittelt werden [Sal00b, Hel12].

$$V_{SM} = \int_{\Omega^k} f^2(x) dx - f_0^2 \quad (2.22)$$

$$V_{i_1 \dots i_k} = \int_0^1 \dots \int_0^1 f_{i_1 \dots i_k}^2(x_{i_1 \dots i_k}) dx_{i_1 \dots i_k} \quad (2.23)$$

Abschließend bleibt die Bestimmung der Haupt- und Totaleffekte  $S_i$  und  $S_{Ti}$  entsprechend der Gleichungen (2.15) bis (2.17).

Während die Bestimmung der *Sobol Indizes* die Lösung eines  $k$ -dimensionalen Integrals erfordert, wird bei EFAST das mehrdimensionale Integral zur Berechnung des Erwartungswertes des Schließmaßes  $E(SM)$  in ein ein-dimensionales Integral überführt. Hierfür werden zunächst  $x_i$  mit  $i \in [1; \dots; k]$  mittels der geeigneten Suchfunktion  $G_i$  zu

$$x_i = \frac{1}{2} + \frac{1}{\pi} \cdot \arcsin(\sin(\omega_i s + \varphi_i)) \quad (2.24)$$

transformiert [Sal99]. Hierbei sind  $\omega_i$  eine Menge ganzzahliger Frequenzen sowie  $s \in [-\pi; \pi]$  und die Phasenverschiebung  $\varphi_i \in [0; 2\pi)$  [Sal08]. Die von SALTELLI [Sal99] empfohlene Suchfunktion kann an jedem möglichen Punkt im  $k$ -dimensionalen Suchraum starten. Somit kann die Schließmaßgleichung  $SM$  fortan mittels der Suchfunktionen  $G_i$  als Funktion der skalaren Variablen  $s$  formuliert und für die Berechnung des Erwartungswertes des Schließmaßes  $E(SM)$  herangezogen werden.

$$SM(s) = f(s) = f(G_1(\sin(\omega_1 \cdot s)), \dots, G_k(\sin(\omega_k \cdot s))) \quad (2.25)$$

$$E(SM) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} SM(s) ds \quad (2.26)$$

Die Berechnung der Varianz des Schließmaßes  $V_{SM}$  (Gleichung (2.22)) erfordert somit lediglich die ein-dimensionale Integration über  $s$ , die darüber hinaus durch eine Fourier-Reihe mit den Fourier-Koeffizienten  $A_j$  und  $B_j$  approximiert werden kann [Cuk73].

$$V_{SM} = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f^2(s) ds - [E(SM)]^2 \approx 2 \sum_{j=1}^M (A_j^2 + B_j^2) \quad (2.27)$$

$$A_j = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(s) \cdot \cos(j s) ds \quad (2.28)$$

$$B_j = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(s) \cdot \sin(j s) ds \quad (2.29)$$

Die verbleibenden partiellen Varianzen  $V_{\omega i}$  lassen sich wiederum aus den beiden resultierenden Fourier-Koeffizienten  $A_j$  und  $B_j$  für ganzzahlige Werte von  $p$  gemäß

$$V_{\omega i} \approx 2 \sum_{p=1}^M (A_{p\omega i}^2 + B_{p\omega i}^2) \quad (2.30)$$

ermitteln, wobei mit den ersten sechs harmonischen Oberschwingungen ( $M = 6$ ) zumeist eine zufriedenstellende Näherung erreicht wird [Sal00b]. Die verbleibende Normierung der partiellen Varianzen  $V_{\omega i}$  ergibt den Haupteffekt  $S_i$  der  $i$ -ten Toleranz.

$$S_i = \frac{V_{\omega_i}}{V_{SM}} \quad (2.31)$$

Zur Bestimmung der Totaleffekte wurde *FAST* von SALTELLI zur *Extended FAST* (kurz: *EFAST*) erweitert [Sal99]. Hierbei werden zur Quantifizierung der Nebeneffekte die Frequenzen  $p_i\omega_i$  herangezogen, die nicht in  $\{p_1\omega_1, p_2\omega_2, \dots, p_k\omega_k\}$  mit  $p_i = 1, 2, \dots, \infty$  und  $i = 1, 2, \dots, k$  enthalten sind [Sal99]. Der betrachteten *i-ten* Toleranz wird eine vergleichsweise große Frequenz  $\omega_i$  zugewiesen, während die *i-1* verbleibenden Toleranzen mit derselben, jedoch vergleichsweise geringen Frequenz  $\omega_{-i}$  belegt werden. Die komplementäre Varianz der *i-ten* Toleranz  $V_{-i}$  kann somit nach [Sal99] gemäß

$$V_{-i} \approx 2 \sum_{p=1}^M (A_{p\omega_{-i}}^2 + B_{p\omega_{-i}}^2) \quad (2.32)$$

bestimmt werden. Der Haupteffekt  $S_{Ti}$  ermittelt sich somit durch die Normierung der totalen Varianz der *i-ten* Toleranz  $V_{Ti}$  durch die Varianz des Schließmaßes  $V_{SM}$  [Sal99].

$$S_{Ti} = \frac{V_{Ti}}{V_{SM}} = \frac{V_{SM} - V_{-i}}{V_{SM}} \quad (2.33)$$

### 2.3.3 Diskussion des Standes der Forschung zur statistischen Toleranzanalyse

Die Weiterentwicklung bestehender und die Entwicklung neuer Methoden und Werkzeuge der statistischen Toleranzanalyse und -synthese stellen seit vielen Jahren die beiden dominierenden Aktivitäten in der Toleranzforschung dar [Kro15a, Kro15b]. Im Folgenden wird der gegenwärtige Stand der Forschung anhand ausgewählter und für die vorliegende Arbeit relevanter Aspekte und Veröffentlichungen dargestellt und diskutiert.

#### 2.3.3.1 Toleranzanalyse von Systemen mit zufälligen und systematischen Abweichungen

Eine Vielzahl an analytischen Ansätzen der statistischen Toleranzanalyse basiert auf der Annahme zentraler und damit symmetrisch um den Nennwert streuender Fertigungsabweichungen [Gra94]. Der Erwartungswert der jeweiligen Wahrscheinlichkeitsverteilung entspricht somit dem Nennwert des abweichungsbehafteten Merkmals. Jedoch ist diese Annahme in Realität zumeist nicht haltbar. Es resultiert somit eine Differenz zwischen dem Erwartungswert und dem Nennwert eines abweichungsbehafteten Merkmals – die sogenannte Mittelwertverschiebung (engl.: mean shift) [Ben68, Cha88, Scho95a].

Bereits seit mehreren Jahren können Mittelwertverschiebungen zufälliger Fertigungsabweichungen (z.B. aufgrund der Vergabe der unsymmetrischen Passung h7) zufriedenstellend (sowohl arithmetisch [Man63, Gre87, Sri95] als auch statistisch [Kle99, Man97, Kuo08]) in

der analytischen Toleranzanalyse berücksichtigt werden [Scho95a]. Hierbei ist insbesondere das *Estimated Mean Shift Model* von CHASE et al. hervorzuheben [Cha88], dessen Gültigkeit durch Monte-Carlo-basierte Studien in [Ste03] belegt wird. Hingegen ist die Integration systematischer Abweichungen, die zu einer Mittelwertverschiebung der resultierenden Schließmaßverteilung führen, nicht vollständig und zufriedenstellend möglich. Hierbei stehen vor allem die elastische Deformation von Bauteilen, die Verlagerung von Bauteilen aufgrund spielbehafteter Gelenke und temperaturbedingte Geometrieänderungen der Bauteile im Fokus aktueller Forschungsarbeiten.

Die Berücksichtigung elastischer Bauteile im Rahmen der statistischen Toleranzanalyse (oft als „*Toleranzanalyse mit nachgiebigen Bauteilen*“ bezeichnet [Pra02, Wit11a]) ist bereits mit einer Auswahl an kommerziellen Software-Werkzeugen auf Basis diskreter Geometrie möglich (siehe Kapitel 2.6). Diese nutzen zumeist die *Method of Influence Coefficient* von [Liu97]. Hierbei werden an jedem Kontaktknoten des nachgiebigen Bauteils mit weiteren Bauteilen des Systems die Sensitivitätsmatrizen anhand zugehöriger Finite-Element-Analysen (FEA) des nachgiebigen Bauteils bestimmt. Anschließend ist für jeden Kontaktknoten das Kraft-Verschiebungs-Gleichungssystem unter Berücksichtigung der montagebedingten Zwangsverschiebungen der besagten Knoten, zu formulieren. Die (iterativ bestimmte) Lösung der Gleichungssysteme entspricht somit einem Gleichgewichtszustand des nachgiebigen Bauteils, bei dem die resultierenden Zwangsverschiebungen durch dessen elastische Deformation ausgeglichen werden. Der numerische Aufwand dieser Methode ist jedoch bereits bei der Vorbereitung der FE-Analysen immens, da für jede Montageoperation des Bauteils die Sensitivitätsmatrizen erneut zu bestimmen sind. So kann selbst die Vorbereitung der FE-Analysen für die scheinbar einfache Toleranzanalyse eines mehrfach verschraubten und verschweißten PKW-Kotflügels bereits mehrere Wochen in Anspruch nehmen [Schm11]. Darüber hinaus erfordert die Toleranzanalyse erneut erhebliche numerische Ressourcen, weshalb u.a. die Toleranzanalyse-Software *VisVSA* die vorherige Reduktion der Sensitivitätsmatrizen vornimmt [Voß12]. Dennoch geht diese Reduktion zwangsläufig mit einem Verlust an Genauigkeit einher. Zudem sind bisher nur Probleme mit linear-elastischem Materialverhalten lösbar. Darüber hinaus ermöglicht dieser Ansatz lediglich die Integration elastischer Verformungen für diskrete CAD-Geometrien. Für weitere Arten der Toleranzrepräsentation ist dies eingeschränkt bereits möglich (Vektorketten [Stu09c, Stu11]) bzw. noch immer Gegenstand der Forschung (u.a. [Jai12, Hom14]).

Die Berücksichtigung von Verlagerungen von Bauteilen in spielbehafteten Gelenken wird seit jeher durch die Forschungsfelder der Getriebeanalyse (z.B. [Sti96, Eic00]) sowie der Mehrkörpersimulation [Muv11] vorangetrieben und gewinnt, aufgrund der enormen Aus-

wirkungen von Gelenkspiel auf die Energieeffizienz bewegter Systeme, zunehmend an Bedeutung [Thü13]. So bestehen nach FLORES et al. drei Möglichkeiten zur Berechnung der resultierenden Verlagerung (mittels Mehrkörpersimulation) und nach STUPPY fünf Möglichkeiten zu deren Integration in vektorielle Toleranzanalysen [Flo04, Stu11]. Dennoch ist nach POLINI die Integration der Verlagerung in spielbehafteten Gelenken für weitere Arten der Toleranzrepräsentation (abgesehen vom *Small Displacement Torsor*) nicht gegeben [Pol11], erste allgemeingültige Modellierungskonzepte existieren aber bereits [Mar09b]. Zudem bietet aktuell kein kommerzielles Software-Werkzeug zur Toleranzanalyse die Möglichkeit der Berücksichtigung spielbehafteter Gelenke [Pol11] (nähere Ausführungen zu kommerziellen Software-Werkzeugen folgen in Kapitel 2.6).

Die Auswirkungen von Geometrieveränderungen aufgrund geänderter Bauteil- und/oder Umgebungstemperaturen zeigen sich nach JEANG et al. oftmals erst nach vielen Jahren des problemlosen Produktgebrauchs [Jea02]. Die Notwendigkeit der Berücksichtigung dieser in statistischen Toleranzanalysen ist dennoch seit langem unbestritten [Cha91, Scho95a]. So schlug FISHER bereits 2004 die Berechnung der resultierenden Geometrieveränderungen mittels FE-Analysen und deren anschließende Integration in statistische Toleranzanalysen vor [Fis04]. Jedoch vergingen einige Jahre, bis FISHERS Lösungsansatz in [Jay12] und [Maz13] aufgegriffen und umgesetzt wurde. PIERRE et al. und SPRÜGEL et al. widmen sich hingegen der Integration temperaturbedingter Geometrieveränderungen starrer Systeme der Toleranzrepräsentationen mittels Deviation Domains [Pie09a] und Vektorketten [Spr14]. Dennoch bleibt festzuhalten, dass die Integration temperaturbedingter Geometrieveränderungen in statistische Toleranzanalysen bisher kaum Gegenstand von Forschungsarbeiten des Toleranzmanagements ist.

### 2.3.3.2 Toleranzanalyse von Systemen mit Wechselwirkungen zwischen Abweichungen

Bereits in den 1950er Jahren stellten GIBSON und MORRISON fest, dass neben unmittelbaren Auswirkungen von Abweichungen auch wechselseitige Abhängigkeiten zwischen einzelnen Abweichungen funktionsrelevante Schließmaße eines Produktes beeinflussen [Gib51, Mor57]. GIBSON schloss aus seinen Studien, dass derartige Wechselwirkungen in statistische Toleranzbetrachtungen mit einfließen sollten. Entgegen dieser Empfehlung, vernachlässigt MCGHEE in [McG59] die Wechselwirkungen im Rahmen einer rechnerunterstützten Toleranzoptimierung anhand geeigneter Filterfunktionen. Während dies auf die damals erheblichen numerischen Aufwände zurückzuführen ist, stellt die Berücksichtigung von wechselseitigen Abhängigkeiten gegenwärtig – zumindest bzgl. der Rechenleistung – kein sonderliches Problem mehr dar und ist somit von umso größerer Relevanz [Has09, Sto11b]. Dennoch widmeten sich in den vergangenen 50 Jahren kaum Forscher den Wechselwirkun-

gen zwischen Abweichungen, wie sie beispielsweise zwischen der zufälligen Abweichung der Höhe eines Biegebalkens und dessen systematischer Deformation bestehen.

So stellen HONG et al. zwar verschiedenste Beispiele derartiger Wechselwirkungen vor, erläutern jedoch deren Berücksichtigung in statistischen Toleranzanalysen nicht vollständig [Hon03]. Hingegen belegen ALTSCHUL et al. anhand der Toleranzanalyse des Türscharniers eines Flugzeugs, dass Abhängigkeiten zwischen Abweichungen signifikante Auswirkungen auf die Montierbarkeit der Tür haben [Alt94]. In [Wan02] wird zudem verdeutlicht, dass diese Wechselwirkungen bereits die Wahl des Ausrichtungs- und Montagekonzepts von Bauteilen beeinflussen. ZIEGLER et al. widmen sich der Identifikation von Wechselwirkungen anhand globaler Beitragsleisteranalysen, während HOCHMUTH und SCHLEICH et al. belegen, dass Fertigungsabweichungen das strukturmechanische Verhalten eines Bauteils (in Form der resultierenden elastischen Deformation unter Last) und damit die Ergebnisse einer Toleranzsimulation merklich beeinflussen [Zie13a, Hoc02, Schl13a].

### 2.3.3.3 Toleranzanalyse von Mechanismen

Die Auswirkungen von Einzelteilabweichungen auf das Bewegungsverhalten von Mechanismen genießt bereits seit den 1960er Jahren nennenswerte Aufmerksamkeit in der Forschung. Der Terminus *Mechanismus* wurde hierbei im Toleranzmanagement u. a. durch CHASE et al. geprägt und wird auch in der vorliegenden Arbeit gemäß dieser Definition verwendet [Cha91]. Sie definieren einen *Mechanismus* als ein System aus mehreren Einzelteilen, dessen (mögliche) Translationen und Rotationen der Einzelteile (und damit des Gesamtsystems) um mehrere Größenordnungen über den Abweichungen der Einzelteile liegen [Cha91]. Die Toleranzanalyse von Mechanismen erfolgt durch eine Reihung einer Vielzahl an Toleranzanalysen zu definierten Zeitpunkten der Bewegung bzw. verschiedenen Stellungen des Mechanismus [Cha91]. Da CHASE et al. bereits 1991 den Stand der Forschung bzgl. der Toleranzanalyse und -synthese von Mechanismen zusammenstellten, widmen sich nachfolgende Ausführungen vorzugsweise den Forschungsarbeiten seit 1991.

Die Vorstellung der sogenannten *configuartion spaces*, einer mathematischen Formulierung des Kontaktverhaltens kinematischer Paare [Jos94], begründete Mitte der 90er enormes Interesse an der Toleranzanalyse von Mechanismen. In den Folgejahren erweiterten SACKS et al. den Ansatz für komplexere Probleme: Worst-Case-Analysen [Sac98] und statistische Toleranzanalysen [Sac97] sowie Analysen von Mechanismen mit höherwertigen kinematischen Paaren (z. B. Eingriff von Zahnrädern) [Kyu03, Kyu07]. Seit mehreren Jahren werden diese Arbeiten nicht mehr weitergeführt. Dies lässt sich insbesondere auf die begrenzte Leistungsfähigkeit des Ansatzes gegenüber jüngeren Entwicklungen (z. B. [Stu11]) zurück-

führen. So finden weder Mittelwertverschiebungen noch systematische Abweichungen Berücksichtigung in SACKS Arbeiten. Dennoch zählen die Arbeiten von SACKS zu den am häufigsten zitierten Arbeiten im Toleranzmanagement und insbesondere in Bezug auf die Toleranzanalyse von Mechanismen [Gar14]. Bedeutend ist zudem die *Direct Linearization Method* (kurz: *DLM*), die aus den *ADCATS*-Aktivitäten der 90er Jahre hervorging (vorgestellt in [Mar88], weiterentwickelt in [Cha91, Cha96] und validiert in [Wit04]). Sie basiert auf der Entwicklung der Schließmaßgleichung durch die Multiplikation homogener Transformationsmatrizen, welche die Verknüpfung der abweichungsbehafteten Getriebeglieder in deren Gelenken und unter Berücksichtigung der gegebenen Freiheitsgrade in diesen Gelenken beschreiben. Die DLM ist – im Unterschied zu configuration spaces – auch aktuell noch Gegenstand von Forschungsarbeiten zur Toleranzanalyse (z.B. [Lei10, Moe09, Che14]) und findet darüber hinaus auch im Rahmen der vorliegenden Arbeit Anwendung (nähere Ausführungen folgen in Kapitel 4.4).

Bestehende Anwendungen neuer Ansätze und Weiterentwicklungen existierender Ansätze der Toleranzanalyse von Mechanismen können u. a. bezüglich der berücksichtigten Abweichungen unterschieden werden. Die Berücksichtigung zufälliger Fertigungsabweichungen ist hierbei allen nachfolgend erwähnten Arbeiten gemein.

#### *Toleranzanalyse von Mechanismen mit zufälligen Abweichungen*

Die Arbeiten von STOLZENBERG und HÜSUNG begründeten die Forschungsarbeiten zur Toleranzanalyse von Mechanismen in Deutschland mit der Worst-Case-Betrachtung von Maß- und Winkelabweichungen der Getriebeglieder [Sto94, Hüs95]. Die Anwendung der entwickelten Ansätze wird in [Hüs03] und [Ger05] im Rahmen der Toleranzanalysen von Cabrio-Verdeck-Mechanismen gezeigt. KOLLER führt die Forschungsarbeiten weiter und stellt einen Ansatz vor, der ein Verklemmen eines Mechanismus aufgrund von Fertigungsabweichungen ( $\text{Laufgrad} < 1$ ) prognostizieren und somit u. a. auch überbestimmte Mechanismen identifizieren kann [Kol96]. HÖRSKEN belegt, dass die rechnerunterstützte Mehrköpersimulation und die Toleranzanalyse von Mechanismen mittels Vektorketten miteinander gekoppelt werden können [Hör03] und verdeutlicht dies am Beispiel eines abweichungsbehafteten Malteserkreuzgetriebes [Hör99]. Internationale Forschungsarbeiten nutzen hingegen vermehrt die DLM zur Toleranzanalyse von Mechanismen. So analysieren GAO et al. das Bewegungsverhalten eines Kurbelmechanismus mit tolerierten Einzelteilen [Gao98], während IMANI et al. und LEISHMAN et al. die Auswirkungen von zufälligen Abweichungen auf die Präzision der Bewegung von Vier-Gelenk-Mechanismen mittels der DLM evaluieren [Moe07, Lei10]. Neben der Weiterentwicklung der statistischen Toleranzanalyse für Mechanismen widmen sich viele Forschungsarbeiten auch der Anwendung dieser für neue

Problemstellungen der Getriebeanalyse (z. B. überbestimmte Mechanismen [Que12]) sowie bei der Entwicklung neuer Produkte. So nutzen HUMMEL et al. die statistische Toleranzanalyse dazu, die Kollisionsfreiheit eines Kardangelenks mit tolerierten Einzelteilen sicherzustellen [Hum00]. MAKKONEN et al. analysieren die abweichungsbehaftete Schließbewegung der Schubblende eines CD-ROM-Laufwerks [Mak07], während ADABI et al. die Bewegung einer Kurbelschwinge mit Hilfe der Toleranzanalyse auf Basis von Vektorketten bestimmen [Ada10]. Hingegen analysieren CHOI et al. wie sich fertigungsbedingte Abweichungen auf die statistische Verteilung des dynamischen Gleichgewichtszustands eines Fliehkraftreglers auswirken [Cho05] und belegen in [Cho08] am Beispiel eines Kurbeltriebs, dass die Ergebnisse einer Monte-Carlo-basierten Toleranzanalyse mit der analytischen Lösung zufriedenstellend übereinstimmen. Während die bisher genannten Forschungsarbeiten vorwiegend Mechanismen mit niedrigen Gelenken (punktuelle Kontakt der Getriebeglieder) in den Fokus stellen, finden höherwertige Gelenke nur selten Beachtung in der Toleranzanalyse von Mechanismen. Dennoch greifen erste Arbeiten den Kontakt zwischen Nockenwelle und Ventil [Cha09] sowie den Kontakt von Zahnrädern im Eingriff (Bru07, Wat13, Schl14a, Dan15) auf. Auch die Hersteller kommerzieller Software-Werkzeuge stellen bereits Konzepte zur Toleranzanalyse von Mechanismen vor (z. B. MSC Adams [Sha02] und Pro Mechanica® [Ell05]). Jedoch sind diese Konzepte in der vorgestellten Form reine Workarounds und erlauben somit keine integrierte Toleranzanalyse von Mechanismen.

#### *Toleranzanalyse von Mechanismen mit zufälligen und systematischen Abweichungen*

Neben zufälligen finden zunehmend auch systematische Abweichungen Berücksichtigung in aktuellen Forschungsarbeiten zur Toleranzanalyse abweichungsbehafteter Mechanismen. Die Notwendigkeit dieser Entwicklung bestätigen Impulse aus der industriellen Praxis (nähere Ausführungen folgen in Kapitel 3.2.2). Darüber hinaus untermauern dies Erkenntnisse jüngerer Forschungsarbeiten zur Relevanz der elastischen Deformation von Bauteilen [Moe09, Dup10, Maz11], der Verlagerung von Bauteilen aufgrund spielbehafteter Gelenke [Tao69, Tin00, Hoc01, Hof05, Dup10, Pol14] und temperaturbedingter Geometrieänderungen [Don09] für die statistische Toleranzanalyse von Mechanismen.

Elastische Deformationen in bewegten Systemen sind die Folge der Belastung eines Einzelteils durch Kräfte und/oder Momente [Moe09]. Diese resultieren aus der Beschleunigung bewegter Massen und äußeren Lasten. Nach SAMPER et al. bieten sich hierbei vier grundlegende Ansätze, elastische Deformationen in Toleranzanalysen einzubinden [Sam98]. Jedoch beurteilen sie lediglich die gleichzeitige Betrachtung von Fertigungsabweichungen und Deformationen - als zielführend. Eine Integration der elastischen Deformation in statistische Toleranzanalysen erfordert somit nach HOCHMUTH die Entwicklung einer „statisti-

*schen FEA*“, die dieser für die Toleranzanalyse eines Mechanismus mit nachgiebigen Bau- teilen auch bereitstellt und einsetzt [Hoc02]. Die Bewegung überbestimmter Mechanismen kann oftmals nur durch die (erzwungene) Deformation der Einzelteile aufrechterhalten werden [Que12]. BEAUCAIRE et al. stellen in [Bea13] einen Ansatz zur Toleranzanalyse überbestimmter Mechanismen vor und verdeutlichen diesen am Beispiel eines doppelt geführten Linearschlittens mit nachgiebigen Einzelteilen.

Die Integration der Verlagerung von Getriebegliedern aufgrund spielbehafteter Gelenke erfolgt zumeist durch die Einbringung eines zusätzlichen Vektors in die jeweilige Vektor- kette eines kinematischen Systems, wobei die Länge des Vektors dem Betrag der Verlage- rung und die Ausrichtung des Vektors der Verlagerungsrichtung entsprechen [Tin00, Yan11]. Die Größe der Verlagerung wird in den meisten Arbeiten als maximal angenom- men (Worst-Case-Fall der Verlagerung [Stu11]). Hierbei beträgt der Betrag der Verlage- rung exakt die Hälfte des vorhandenen Gelenkspiels [Sti96, Stu11]. Die Betrachtung der Auswirkungen von Gelenkspiel ist sowohl Gegenstand von statistischen Toleranzanalysen als auch von Worst-Case-Toleranzanalysen [Eic00, Tin00, Mut11]. Jedoch ist auch hier festzuhalten, dass bestehende Forschungsarbeiten kaum die Auswirkungen von Gelenkspiel bei Produkten aus der industriellen Praxis analysieren. Lediglich Toleranzanalysen eines Filmgreifergetriebes [Hof05], einer Schwerlastrolle [Pol14] sowie eines Rillenkugellagers und einer Zahnradpaarung [Sam07] ergänzen den Stand der Forschung. Vielmehr stehen akademische Demonstratoren – vornehmlich aus der Getriebelehre und hierbei insbesonde- re der Vier-Gelenk-Mechanismus – im Fokus (z. B. [Yan11, Hua10a, Hua10b, Mut11]).

### *Integrierte Toleranzanalyse bewegter Systeme nach STUPPY*

Abschließend ist noch der Ansatz der „*Integrierten Toleranzanalyse bewegter Systeme*“ von STUPPY hervorzuheben [Stu11]. Dieser Ansatz erlaubt sowohl die Betrachtung von zufälligen Fertigungsabweichungen als auch systematischen betriebsabhängigen Abwei- chungen im Rahmen der statistischen Toleranzanalyse eines Mechanismus [Stu10]. STUPPY et al. verdeutlichen den Ansatz detailliert am Beispiel eines abweichungsbehafteten Kurbel- trieb, dessen Bewegungsverhalten sowohl durch Fertigungsabweichungen als auch die systematische Deformation der Kurbelwelle [Stu09c] und die Verlagerung des Pleuels ge- genüber der Kurbelwelle (aufgrund von Gelenkspiel im großen Pleuelauge) [Stu09b, Stu08] beeinflusst wird. Der Ansatz von STUPPY stellt – nach Meinung des Autors – den gegen- wärtig ausgereiftesten und leistungsfähigsten Ansatz zur statistischen Toleranzanalyse von Mechanismen dar. Jedoch beschränkt sich auch dieser Ansatz – wie alle zuvor diskutierten – auf die Betrachtung von lediglich einem Bewegungszyklus und damit eine betrachtete Zeitdauer von maximal wenigen Sekunden.

## 2.4 Toleranzsynthese und Toleranzoptimierung

Der Produktentwickler steht wesentlich häufiger vor der Aufgabe der gezielten Vergabe der Einzelteiltoleranzen (*Toleranzsynthese*) anstelle einer Analyse der Auswirkungen einer bestehenden Tolerierung auf das Schließmaß (*Toleranzanalyse*) [Cha88].



Bild 2.8: Toleranzanalyse und Toleranzsynthese nach [Cha88]

Die Toleranzsynthese dient demnach dazu, die maximal zulässige Schließmaßtoleranz möglichst effektiv auf die abweichungsbehafteten Merkmale der Einzelteile des betrachteten Systems aufzuteilen bzw. zu allokieren [Cha88]. Sie ist somit die Umkehrung bzw. Inversion der Toleranzanalyse [Cha88] (Bild 2.8). Die Aufteilung der Schließmaßtoleranz folgt hierbei üblicherweise dem sog. *Allokationsschema* [Cha90]. Bekannt sind insbesondere die *Methode der proportionalen Skalierung* [Bjø89, Man97, Cha99b] und die Aufweitung bzw. Einengung der Toleranzen gemäß des *Erweiterungsfaktors* [Man05]. Hierbei sieht die erstgenannte Methode für zunehmende Nennmaße eine (proportionale) Zunahme aller Einzeltoleranzen vor, die u.a. durch den *Präzisionsfaktor* definiert wird. Hingegen wird der Erweiterungsfaktor eigens für jede Toleranz bestimmt und ermöglicht somit eine flexiblere Anpassung der Toleranzen gemäß ihrem Beitrag zur Schließmaßstreuung.

Aufgrund der signifikanten Abhängigkeit der Fertigungskosten eines Produktes von den vergebenen Toleranzen der Einzelteile, erfährt die Toleranzsynthese basierend auf Toleranz-Kosten-Modellen seit über 60 Jahren enorme Aufmerksamkeit in Forschung und Entwicklung [Eva58]. Zudem etabliert sich deren Einsatz auch in der industriellen Anwendung [Opt14]. Hierbei wird der weitbekannte Toleranzkonflikt einer Toleranzvergabe „*so eng wie nötig, so breit wie möglich*“ [Wit02, Glö07, War13b] für alle Einzelteiltoleranzen unter Berücksichtigung der Auswirkungen auf die Schließmaßtoleranz (*so eng wie nötig*) und auf die resultierenden Fertigungskosten (*so breit wie möglich*) gelöst.

Nachfolgend werden relevante Grundlagen sowie erforderliche mathematische Gesetzmäßigkeiten und Vorgehensweisen zur statistischen Toleranzsynthese mittels Toleranz-Kosten-Modellen dargestellt und der gegenwärtige Stand der Forschung diskutiert.

### 2.4.1 Toleranz-Kosten-Modelle

Zur Bestimmung der resultierenden Fertigungskosten einer Tolerierung werden im Rahmen der statistischen Toleranzrechnung sogenannte Toleranz-Kosten-Modelle (oft auch als Toleranz-Kosten-Kurven bezeichnet) herangezogen. Nach PIWONSKI et al., CHASE et al. und LÖÖF lassen sich diese in drei „*Typen der Produktionskostenfunktionen*“ unterteilen [Piw82, Cha90, Löö10]:

- Stetige Funktionen (üblicherweise: Hyperbel)
- Stetige, aber diskontinuierliche Funktionen
- Punktförmige Funktionen mit meist nicht hyperbolischer Veränderlichkeit

Neben linearen Modellen und Exponentialfunktionen dienen insbesondere reziproke Hyperbelgleichungen als Toleranz-Kosten-Modelle. Tabelle 2.1 fasst ausgewählte Toleranz-Kosten-Modelle zusammen, wobei  $K_{fix}$  die Fixkosten (Maschinenpark, Einstellarbeiten etc.) und  $K_{ind}$  einen Kennwert für die individuellen Kosten (wie Spezialwerkzeuge) darstellen, die zur Einhaltung der Einzelteiltoleranz  $T$  anfallen.

**Tabelle 2.1: Ausgewählte Toleranz-Kosten-Modelle nach [Cha90, Cha91, Yeo96]**

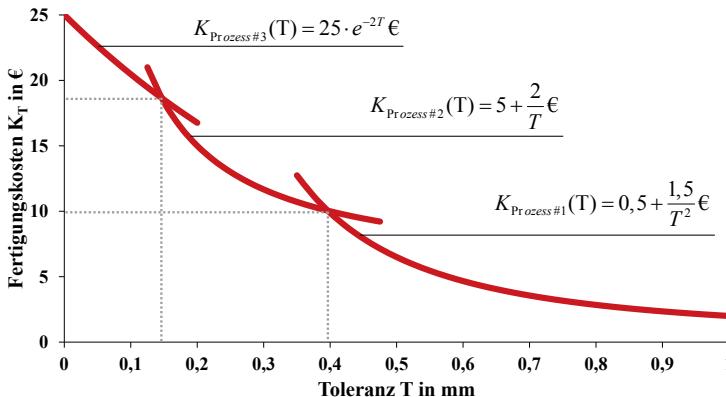
Bezeichnung	Modell	Autor(en)
Linear	$K_{fix} - K_{ind} \cdot T$	[Ede64]
Reziprok	$K_{fix} + K_{ind} / T$	[Par85], [Cha88]
Quadratisch-reziprok	$K_{fix} + K_{ind} / T^2$	[Spo73]
Potenziert-reziprok	$K_{fix} + K_{ind} / T^k$	[Sut75], [Lee86], [Cha90]
Exponentiell	$K_{ind} \cdot e^{-mT}$	[Pet70], [Spe72], [Wil75b]
Potenziert-reziprok-exponentiell	$K_{ind} \cdot e^{-mT} / T$	[Mic82]

Getrieben durch die Vielfalt der Toleranz-Kosten-Modelle entwickelten ANDOLFATTO et al. jüngst ein erweitertes Modell, mit welchem alle, in Tabelle 2.1 genannten Toleranz-Kosten-Modelle anhand der Koeffizienten  $m$  und  $k$  repräsentiert werden können.

$$K_T = K_{fix} + \underbrace{\frac{K_{ind} \cdot e^{-m(T-T_{lim})}}{(T-T_{lim})^k}}_{=K_{var}} \quad (2.34)$$

Darüber hinaus berücksichtigt diese allgemeine Formulierung einen unteren Grenzwert  $T_{lim}$  der jeweiligen Toleranz  $T$ . Somit können fortan, auch Fertigungsprozesse mit einer endli-

chen Genauigkeit und damit einer senkrechten Asymptote der Fertigungskosten bei  $T_{lim} > 0$  in statistische Toleranzrechnungen einbezogen werden [And14].



**Bild 2.9: Mehrstufiges Toleranz-Kosten-Modell zur Berücksichtigung drei alternativer Fertigungsprozesse mit zugehörigen Toleranz-Kosten-Modellen gemäß Tabelle 2.1**

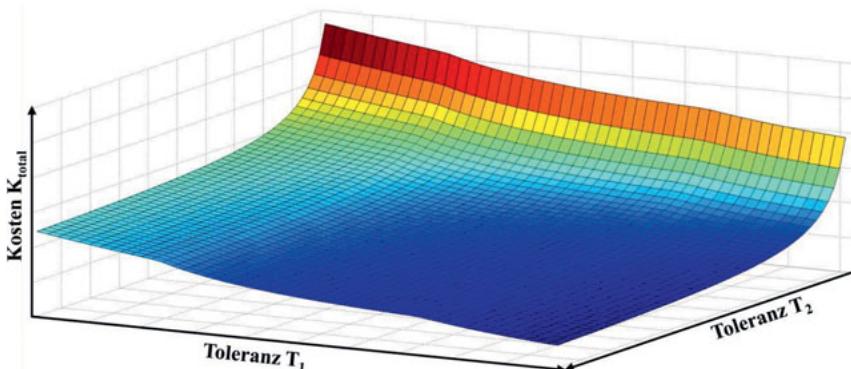
Stehen für die Fertigung eines Bauteils und dessen tolerierter Abmessungen mehrere Fertigungsverfahren zur Verfügung, so lässt sich ein stetiger, aber diskontinuierlicher Zusammenhang zwischen den Toleranzen und den jeweils resultierenden Fertigungskosten ableiten. Das zugehörige Toleranz-Kosten-Modell entspricht somit einer abschnittsweise definierten Kostenfunktion, die stets jenes Fertigungsverfahren zugrunde legt, welches für die derzeitig gewählte Toleranz mit den geringsten Fertigungskosten einhergeht. Derartige Modelle finden insbesondere zur toleranzgetriebenen Fertigungsprozessoptimierung Anwendung (z.B. [Loo87, Yeo96, Siv09]). Ein stetiges, aber diskontinuierliches Toleranz-Kosten-Modell ist in Bild 2.9 gezeigt.

Der verbleibende Typ der Kostenmodelle basiert auf den Ergebnissen empirischer Untersuchungen. Aufgrund der aufwandsbedingten Limitierung in der Anzahl der Messungen können lediglich diskrete Punkte einer Toleranz-Kosten-Funktion abgeleitet werden. Derartige Modelle sind jedoch insbesondere für den Einsatz numerischer Methoden nur bedingt geeignet und oftmals nur mit erheblichen numerischen Aufwänden einsetzbar. Somit sind stetige Toleranz-Kosten-Modelle für den Einsatz numerischer Methoden im Rahmen der Toleranzsynthese essentiell. Um dennoch einen stetigen mathematischen Zusammenhang zwischen der Toleranz und den resultierenden Kosten bereitzustellen, finden zunehmend mathematische Ansätze der Approximation Anwendung [Dan12]. Diese reichen von frühen Anwendungen der polynomialen Regression (Polynome erster bis fünfter Ordnung) in [Don91] sowie kubischer Splines [Yeo96] bis hin zum Einsatz sogenannter Meta-Modelle.

Hierbei sind insbesondere Antwortflächen (englisch: Response Surfaces) [Kim01, Şeh08] und Künstliche Neuronale Netze hervorzuheben [Che00, Jay10b]. Detaillierte Ausführungen zu Meta-Modellen sowie zu deren Einsatz im Toleranzmanagement finden sich in Kapitel 2.5.

#### 2.4.2 Bestimmung der optimalen Tolerierung

Das Ziel der Toleranzsynthese ist die Identifikation des besten Kompromisses zwischen (üblicherweise zwei) divergierenden Anforderungen an ein Produkt und somit an die Einzelteiltolerierung. Im Fall der kostengetriebenen Toleranzsynthese ist dieser Kompromiss die Tolerierung, welche mit möglichst geringen Fertigungskosten einhergeht, jedoch zugleich sicherstellt, dass eine maximal zulässige Ausschussquote des finalen Produktes nicht überschritten wird [Cha88]. Bild 2.10 zeigt die Fertigungskosten  $K_{total}$  eines Systems mit zwei abweichungsbehafteten Maßen in Abhängigkeit der zugehörigen Toleranzen  $T_1$  und  $T_2$ . Das Diagramm verdeutlicht, dass die Toleranzsynthese (mit dem Ziel der Minimierung der Fertigungskosten) stets zu möglichst weiten Toleranzen strebt. Die „optimale Tolerierung“ ist folglich ein Punkt auf der resultierenden Kostenfläche in diesem Lösungsraum.



**Bild 2.10: Lösungsraum: Fertigungskosten  $K_{total}$  eines Produktes aufgetragen über die Toleranzen  $T_1$  und  $T_2$  von zwei tolerierten Einzelteilabmessungen**

Der Toleranzingenieur (siehe Kapitel 1.3) kann sich somit der optimalen Tolerierung durch gezielte Anpassung der Tolerierung und die anschließende Toleranzanalyse (oftmals iterativ) nähern (vgl. Kapitel 2.2). Da dies jedoch mit enormen Aufwänden einhergeht, wurden Verfahren der systematischen Toleranzsynthese entwickelt (beginnend mit [Moy64]). Diese werden in *traditionelle Ansätze* und *fortgeschrittene Ansätze* unterteilt [Sin09].

*Traditionelle Ansätze* der Toleranzsynthese (z.B. [Foo48], [Piw82], [Cha90], [Man05]) basieren zumeist auf der händischen Bestimmung von Kennzahlen zur Aufweitung bzw.

Einengung der Einzelteiltoleranzen. Diese (sowohl iterativen als auch nicht-iterativen) Verfahren finden aber kaum Anwendung in der industriellen Praxis [Sin09].

Hingegen wird bei *fortgeschrittenen Ansätzen* der Toleranz-Kosten-Konflikt rechnerunterstützt mittels Optimierungsalgorithmen gelöst [Sin09]. Diese Verfahren werden unter dem Begriff der *Toleranzoptimierung* zusammengefasst und genießen, aufgrund der Leistungsfähigkeit moderner Computer, große Aufmerksamkeit im Rahmen industrieller Anwendungen [Sin09]. In der Regel ist hierbei eine Optimierungsaufgabe mit dem Ziel der Minimierung der, aus der Vergabe der Toleranzen  $T_i$  resultierenden Fertigungskosten  $K_{total}$  gemäß

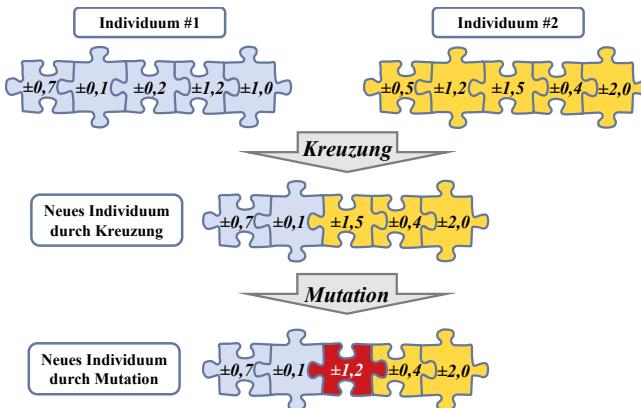
$$\min K_{total}(T_1, T_2, \dots, T_i) \quad (2.35)$$

und unter Erfüllung einer oder mehrerer, zumeist nicht-linearer Nebenbedingungen zu lösen [Sin09]. Zur Lösung dieser nicht-linearen Optimierungsaufgaben können sowohl *lokale nicht-lineare Optimierungsalgorithmen* als auch *globale Optimierungsalgorithmen* eingesetzt werden [Spr13a]. Während lokale Algorithmen lediglich relative (lokale) Minima der Zielfunktion  $K_{total}$  finden, identifizieren globale Algorithmen das absolute Minimum des gesamten Suchraums (Bild 2.10).

Es existiert eine Vielzahl von Algorithmen zur lokalen Optimierung unter Berücksichtigung nicht-linearer Nebenbedingungen. Im Hinblick auf die Toleranzoptimierung sind insbesondere die *Sequentielle Quadratische Programmierung* [Wil63, Bog95], die *Innere-Punkte-Verfahren* [Kar84] und der *Trust-Region-Algorithmus* [Con00] zu nennen. Jedoch findet die lokale Optimierung kaum noch Anwendung zur Lösung des Toleranz-Kosten-Konflikts (z.B. [Kao00], [Che03], [Jun11]), was sich im Besonderen auf die Leistungsfähigkeit globaler Optimierungsalgorithmen zurückführen lässt. Vielmehr ist die Dominanz der globalen Optimierung und insbesondere metaheuristischer Ansätze klar erkennbar [Sin09]. Die nachfolgenden Ausführungen beschränken sich somit auf die Vorstellung zweier metaheuristischer Ansätze der globalen Optimierung (Genetische Algorithmen und Partikelschwarm Optimierung), die sich im Toleranzmanagement in den letzten Jahren vielfach bewährt haben [Mut09]. Beide Ansätze finden im Rahmen der vorliegenden Arbeit Anwendung.

#### 2.4.2.1 Genetische Algorithmen

Der Ansatz der *Genetischen Algorithmen* (kurz: GA) ist den Evolutionären Algorithmen zuzuordnen, welche auf der mathematischen Imitation von Techniken der natürlichen Evolution (wie Vererbung, Kreuzung und Mutation) basieren [Mit98]. Hierbei handelt es sich um ein iteratives Verfahren, bei welchem eine definierte Anzahl an Individuen durch deren Evolution (von Iteration zu Iteration) schlussendlich ein optimales Individuum hervorbringt [Hol75]. Jedes Individuum repräsentiert eine vollständige Tolerierung der Einzelteile.



**Bild 2.11: Evolutionäre Modifikationen der Individuen „Tolerierung“ durch Kreuzung und Mutation im Rahmen der Optimierung mittels Genetischer Algorithmen**

Die Applikation Genetischer Algorithmen zur statistischen Toleranzoptimierung wird von SINGH et al. in sechs Schritten empfohlen [Sin05]:

1. Identifikation aller relevanten Abweichungen und der jeweils zugehörigen Toleranz:  
Dieser Schritt entspricht der Toleranzspezifikation gemäß der *drei Kernaktivitäten der Toleranzsimulation* nach Bild 2.2.
2. Festlegung der Optimierungsparameter (Größe der Population, Wahrscheinlichkeit einer Kreuzung, Wahrscheinlichkeit einer Mutation etc.)
3. Formulierung der Fitnessfunktion (Zielfunktion der Optimierung): Genetische Algorithmen bewerten Individuen mit hohen Werten der Fitnessfunktion als besonders positiv. Somit ist die geeignete Formulierung der Fitnessfunktion essentiell. Hierzu kann beispielsweise der Kehrwert der resultierenden Fertigungskosten  $K_{total}^{-1}$ , der folglich maximiert werden soll, herangezogen werden.
4. Evaluierung der Individuen bezüglich ihrer Fitness und Selektion der bestgeeigneten Individuen mit hohen Fitness-Werten.
5. Applikation genetischer Techniken [Mit98]: Jedes Individuum besitzt mehrere so genannte Chromosomen, welche hier die vergebenen Einzelteiltoleranzen repräsentieren. Die Darstellung der Chromosomen erfolgt binär.
  - a. Reproduktion der Population (Chromosomen von Individuen hoher Fitness werden für die Vererbung an neu generierte Individuen identifiziert. Dies folgt somit DARWINS These „survival of the fittest“ [Spe64])
  - b. Kreuzung (Verschiedene Chromosomen mehrerer ausgewählter Individuen werden an ein neu generiertes Individuum vererbt, siehe Bild 2.11)

- c. Mutation (Ein neues Individuum wird durch gezielte, oftmals nur geringfügige Modifikation ausgewählter Chromosomen erzeugt. Das erzeugte Individuum ist dem Ausgangsindividuum sehr ähnlich, siehe Bild 2.11)
- 6. Iteration der Schritte 4 und 5 bis beispielsweise ein definiertes Konvergenzkriterium (Abbruchkriterium bei ausreichender Ergebnisgüte) erfüllt ist.

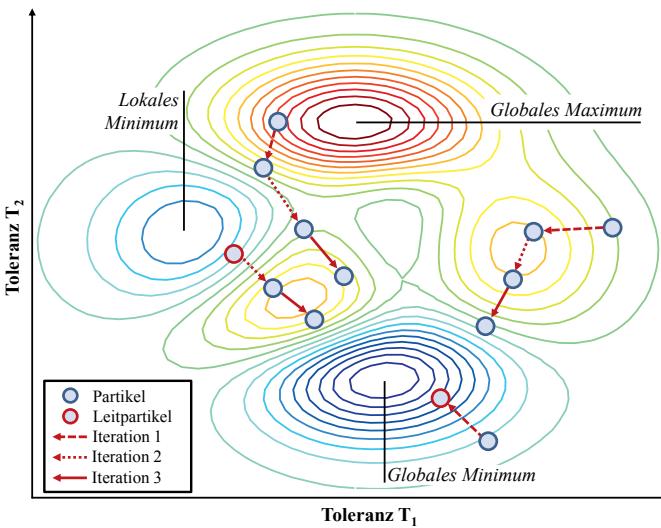
#### 2.4.2.2 Partikelschwarm Optimierung

Die 1995 von KENNEDY et al. vorgestellte *Partikelschwarm Optimierung* (kurz: PSO) ist ein metaheuristisches Verfahren zur globalen Optimierung, das auf der Imitation des Sozialverhaltens dezentralisierter natürlicher Kollektive basiert [Ken95]. Derartige Kollektive bilden beispielsweise Fische oder Vögel, die durch den Zusammenschluss zu Schwärmen und die Kommunikation untereinander sowohl die kollektive Leistungsfähigkeit als auch die gemeinsame Futtersuche des Schwarms optimieren [Spr13a]. Die Partikelschwarm Optimierung erfährt zunehmende Beachtung in Forschungsarbeiten des Toleranzmanagements [Gao07, Kar12]. Zudem ist deren Eignung zur Lösung der, in vorliegender Arbeit forcierten, Toleranzoptimierung zeitabhängiger Mechanismen bereits in Vorarbeiten des Autors belegt (siehe Kapitel 4.7).

Analog zum Einsatz Genetischer Algorithmen ist für die Partikelschwarm Optimierung zunächst die Identifikation der Abweichungen und zugehöriger Toleranzarten (Toleranzspezifikation) erforderlich. Anschließend kann nach MUTHU et al. das Optimierungsproblem in einem iterativen Prozess aus drei Schritten gelöst werden [Mut09]:

1. Positionierung der Partikel im Suchraum sowie Berechnung des Geschwindigkeitsvektors jedes Partikels
2. Berechnung der Geschwindigkeitsänderung jedes Partikels aus den derzeitigen Werten der Zielfunktion (Kosten  $K_{total}$ ) aller Partikel des Kollektivs
3. Berechnung der Positionsänderung der Partikel des Kollektivs

Der Algorithmus verteilt somit im ersten Schritt eine Population aus einer definierten Anzahl an Partikeln in einem gegebenen Suchraum. Der  $n$ -dimensionale Suchraum wird hierbei durch die  $n$  Toleranzen der abweichungsbehafteten Merkmale der Einzelteile aufgespannt. Somit kann für jeden Partikel der resultierende Wert der Zielfunktion der Optimierung – die jeweiligen Fertigungskosten dieser Tolerierung – ermittelt werden. Zudem wird analysiert, ob die Partikel gegebene Nebenbedingungen der Optimierung erfüllen. Der Partikel, welcher sowohl die geringsten Fertigungskosten aufweist als auch gegebene Nebenbedingungen erfüllt, wird als Leitpartikel bezeichnet. Dieser stellt die, im aktuellen Iterationsschritt, bestgeeignete Lösung des Optimierungsproblems dar.



**Bild 2.12:** Bewegung der Partikel bei PSO während drei Iterationen innerhalb eines zweidimensionalen Suchraums (Ordinate und Abszisse: Toleranzen T<sub>1</sub> und T<sub>2</sub>) nach [Wal15b]

Nach dem Vorbild der Natur stimmen Schwarmmitglieder ihre Bewegungen innerhalb eines gegebenen Raums durch Kommunikation untereinander ab. Analog wird bei jeder Iteration die Bewegung jedes Partikels (außer des Leitpartikels) durch eine individuelle Geschwindigkeitsänderung so modifiziert, dass alle Partikel stets in Richtung des Leitpartikels streben. Die Position  $x_i^{k+1}$  und Geschwindigkeit  $v_i^{k+1}$  des  $i$ -ten Partikels bei der  $(k+1)$ -ten Iteration berechnen sich gemäß der Gleichungen (2.36) und (2.37).

$$x_i^{k+1} = x_i^k + v_i^k \quad (2.36)$$

$$v_i^{k+1} = j v_i^k + c_i^k \cdot q_1(x_{opt_i} - x_i^k) + c_{Leitpartikel}^k \cdot q_2(x_{Leitpartikel} - x_i^k) \quad (2.37)$$

Hierbei gehen im  $(k+1)$ -ten Iterationsschritt folgende Größen in die Berechnung der Position und Geschwindigkeit des  $i$ -ten Partikels mit ein [Mut09, Schr10]:

- Trägheitskonstante  $j \in [0; 1]$
- Zwei gleichverteilte Zufallszahlen  $q_1 = [0; 1]$  und  $q_2 = [0; 1]$
- Ausgangsgeschwindigkeit  $v_i^k$  des betrachteten  $i$ -ten Partikels
- Aktuelle Position  $x_i^k$  des betrachteten  $i$ -ten Partikels
- Bisher beste Position  $x_{opt_i}$  des betrachteten  $i$ -ten Partikels

- Individuelle Erfahrung  $c_i^k$  (Fertigungskosten) des betrachteten *i-ten* Partikels
- Aktuelle Position  $x_{Leitpartikel}^k$  des Leitpartikels
- Schwarmerfahrung  $c_{Leitpartikel}^k$  (Fertigungskosten) des Leitpartikels

Hierbei entsprechen die Erfahrungen der Partikel  $c_1^k$  und  $c_2^k$  den jeweiligen Fertigungskosten des *i-ten* Partikels und des Leitpartikels der *k-ten* Iteration. Bild 2.12 zeigt drei Iterationschritte der Partikelschwarm Optimierung (Population = 4 Partikel) eines Toleranz-Kosten-Problems unter Berücksichtigung der Toleranzen  $T_1$  und  $T_2$ .

## 2.4.3 Diskussion des Standes der Forschung zur Toleranzsynthese

CAMPATELLI bezeichnet die Toleranzsynthese als „*einen der derzeit vielversprechendsten Wege, um die Kosten der Bauteilfertigung zu reduzieren*“ [Cam11]. Dies spiegelt sich u.a. im Stellenwert dieser in bestehenden Forschungsarbeiten des Toleranzmanagements wider. Dennoch ist festzuhalten, dass der Fortschritt der Toleranzsynthese seit den Anfängen vor 50 Jahren [Moy64] stets massiv durch die Forschung zur Toleranzanalyse vorangetrieben wird. Insbesondere lässt sich dies mit dem weitaus höheren numerischen Aufwand der Toleranzsynthese begründen [Kus95]. So vergehen oftmals viele Jahre bis neue Methoden und Ansätze sowohl für die Toleranzanalyse als auch für die Toleranzsynthese bereit stehen. Nachfolgend wird der aktuelle Stand der Forschung zur statistischen Toleranzsynthese (und insbesondere der hier dominierenden rechnerunterstützten Toleranzoptimierung [Cha90]) anhand ausgewählter und für die vorliegende Arbeit relevanter Aspekte und Veröffentlichungen seit dem Review-Artikel von CHASE et al. im Jahre 1991 [Cha91] dargestellt und diskutiert.

### 2.4.3.1 Toleranzsynthese von Systemen mit zufälligen und systematischen Abweichungen

Zumeist ist die Toleranzsynthese von Systemen mit zufälligen Abweichungen, die während der Fertigung entstehen Gegenstand von Forschungsarbeiten. Während noch vor 20 Jahren kaum mathematische Optimierungsverfahren eingesetzt wurden, dominieren diese heutzutage die Forschung [Hon02, Kar12]. Insbesondere genießen hierbei metaheuristische Algorithmen (allen voran PSO und GA) enorme Aufmerksamkeit. So nutzen [Mut09, Zah09, Siv10a] sowohl PSO als auch GA, um die optimale Toleranzvergabe der Freilaufkupplung von FORTINI [For67] zu ermitteln. Hierbei beziehen Erstgenannte neben den Fertigungskosten auch die Kosten aufgrund des Qualitätsverlusts nach TAGUCHIS Qualitätsverlustfunktion [Tag05] mit ein. Die Eignung metaheuristischer Algorithmen zur Lösung von Optimierungsproblemen mit nicht-linearen Nebenbedingungen ermöglicht die Toleranzoptimierung bisher nur iterativ lösbarer industrieller Anwendungen. Neben Elektromotoren [Kim10] und

der Positionierung eines Kolbens im Zylinder eines Verbrennungsmotors [Gao07] wird dies auch für einen doppelt geführten Linearschlitten [Wu09] gezeigt. Der Einsatz weiterer mathematischer Lösungsverfahren hat dennoch eine Berechtigung, da diese, trotz ihrer limitierten Leistungsfähigkeit, gewisse Anwendungen oftmals bereits mit geringerem Aufwand zufriedenstellend lösen. Hierbei sind u.a. Anwendungen des *Pattern Search-Algorithmus* [Sam09b], der *Simulierten Abkühlung* [Zha98, Che01] sowie der *Lambert W Funktion* [Shi05, Shi10, Che11] im Toleranzmanagement gängig.

Die Toleranzsynthese kann zudem die Wahl geeigneter Fertigungsverfahren (in Abhängigkeit der resultierenden optimalen Toleranzen) unterstützen. Hierfür werden u.a. in [She02, Siv10b] die resultierenden Fertigungskosten aus stetigen, aber diskontinuierlichen Toleranz-Kosten-Modellen aufsummiert und in der Toleranzoptimierung gemäß der Optimierungsbedingung minimiert. Ferner ist festzuhalten, dass Ansätze der Toleranzoptimierung bereits für eine Vielzahl der Toleranzrepräsentationen (z.B. T-Maps® [Jia07], Polytope [Man11]) existieren und sich darüber hinaus auch mathematische Approximationen der Schließmaßgleichung (nähere Ausführungen folgen in Kapitel 2.5) in statistische Toleranzsynthese einbinden lassen [Hue06, Kim10].

Es ist allgemein anerkannt, dass eine optimale Toleranzsynthese sowohl die Auswirkungen von zufälligen Abweichungen als auch mögliche Effekte aufgrund von Mittelwertverschiebungen mit einbeziehen muss [Zha10]. Hierbei sind sowohl Mittelwertverschiebungen der zufälligen Abweichungen sowie systematische Abweichungen, die in einer Mittelwertverschiebung des Schließmaßes resultieren, anzuführen. STEFANO entwickelt das *mean shift model*, welches die Toleranzoptimierung eines Systems mit mittelwertverschobenen zufälligen Abweichungen anhand der Lagrange Multiplikatoren ermöglicht [Ste03]. Hingegen nutzen KOPARDEKAR et al. Künstliche Neuronale Netze um die Auswirkungen der Mittelwertverschiebungen der zufälligen Abweichungen auf das Schließmaß im Rahmen einer Toleranzsynthese zu beschreiben [Kop95]. Die Integration systematischer Abweichungen in die Toleranzsynthese ist erst seit wenigen Jahren Gegenstand von Forschungsarbeiten. Hierzu werden die Abweichungen zumeist mit Hilfe der FE-Analyse ermittelt und anschließend in die Schließmaßgleichungen eingebunden. So berücksichtigen JAYAPRAKASH et al. thermisch bedingte Geometrieänderungen der Einzelteile eines Elektromotors [Jay10b] und einer Getriebebaugruppe [Jay11, Jay14] in statistischen Toleranzoptimierungen. Ferner belegen KIM et al., dass thermisch bedingte Geometrieänderungen signifikante Auswirkungen auf die optimale Toleranzvergabe der Einzelteile eines abweichungsbehafteten Wälzlagers haben [Kim02, Kim05]. Auch systematische Deformationen von Einzelteilen können somit anhand von FE-Analysen bestimmt und in die Toleranzsynthese einbezogen werden.

gen werden. Erste erfolgreiche Anwendungen der Toleranzoptimierung mit nachgiebigen Bauteilen finden sich hierbei insbesondere im Automobilbau (Führungsschienen eines PKW-Sitzes [Maz13]) und in der Luft- und Raumfahrt (Flugzeugrahmbau [Che13]).

### 2.4.3.2 Toleranzsynthese von Systemen mit Wechselwirkungen zwischen Abweichungen

Bereits 2004 zeigten MANARVI et al., dass ohne die Berücksichtigung der Wechselwirkungen zwischen zufälligen fertigungsbedingten Abweichungen und der systematischen Deformation eines PKW-Karosseriebauteils keine sinnvolle Lösung des Optimierungsproblems möglich ist [Man04]. Weiterhin begründen SINGH et al. die Notwendigkeit weiterer Forschungsarbeiten anhand der Toleranzoptimierung eines Systems, welches mehrere Schließmaße in die Zielfunktion einschließt. Zudem treten die Abweichungen in mehreren dieser Schließmaße zugleich auf und stehen somit untereinander in Abhängigkeit [Sin05]. Trotz ihrer Relevanz finden Wechselwirkungen zwischen Abweichungen auch aktuell kaum Beachtung in Forschung und Entwicklung. Lediglich erste Ansätze zur Berücksichtigung von Kovarianzen zwischen zufälligen Abweichungen in der statistischen Toleranzsynthese liegen vor [Kha02, Bar05].

### 2.4.3.3 Toleranzsynthese von Mechanismen

Die Zeitabhängigkeit von Mechanismen stellt besondere Anforderungen an die statistische Toleranzsynthese. So stellen SHAIBU et al. heraus, dass existierende Modelle die Identifikation der optimalen Toleranzvergabe für zeitabhängige Systeme nur unzureichend ermöglichen [Sha09]. Dennoch soll im Folgenden auf relevante Arbeiten hierzu näher eingegangen werden. Bereits 1993 lösten ZHANG et al. ein nicht-lineares Toleranz-Optimierungsproblem eines Mechanismus mittels Sequentieller Quadratischer Programmierung, beschränkten sich jedoch entgegen der etablierten *Six-Sigma*-Philosophie auf eine Worst-Case-Betrachtung (kein Ausschuss war zulässig) [Zha93]. KYUNG et al. nutzen die configuration spaces von SACKS et al. zur Toleranzsynthese [Kyu03]. Die Leistungsfähigkeit des Ansatzes wird u.a. in [Kyu03, Kyu06] an einer Vielzahl an Beispielen gezeigt. Dennoch führte wohl der enorme numerische Aufwand des Ansatzes schlussendlich dazu, dass diese Forschungsarbeiten bis heute nicht weitergeführt wurden. Ferner stellen GOETHALS et al. in [Goe11] einen übergeordneten Ansatz des *Robust Designs für zeitsensitive Qualitätsfaktoren* vor, der auch zur Toleranzsynthese von Mechanismen mit zufälligen Abweichungen herangezogen werden kann. Jedoch erlaubt dieser Ansatz nicht die Definition der Spezifikationsgrenzen des zeitabhängigen Schließmaßes und damit auch nicht deren Einhaltung. Die Betrachtung niederwertiger Gelenke ist mit bestehenden Ansätzen zwar bereits Gegenstand einiger Arbeiten. Jedoch zeigen diese sowohl bezüglich der numerischen Umsetzung

[Tha11] als auch der limitierten Aussagefähigkeit (nur Worst-Case-Betrachtung in [Kri03, Car05] möglich) Schwächen. Die Toleranzoptimierung eines Globoidkurvengetriebes (als höherwertiger Kontakt) in [Che02] zeigt trotz alledem eindrucksvoll, dass die Möglichkeiten der statistischen Toleranzsynthese von Mechanismen noch bei Weitem nicht ausgeschöpft sind. Dennoch beschränkt sich diese Betrachtung (wie auch alle zuvor erläuterten Forschungsarbeiten) auf lediglich einen Bewegungszyklus des abweichungsbehafteten Mechanismus und damit auf ein Zeitintervall von maximal wenigen Sekunden.

Die Berücksichtigung systematischer Abweichungen in der Toleranzsynthese von Mechanismen übersteigt nach DANTAN et al. die Leistungsfähigkeit klassischer Ansätze der rein analytischen Herleitung der erforderlichen Schließmaßgleichungen [Dan08]. Sie empfehlen stattdessen die Bestimmung der systematischen Abweichungen (z. B. Deformation eines Einzelteils) mittels numerischer CAE-Werkzeuge, heben jedoch im gleichen Atemzug den exorbitant hohen Rechen- und Zeitaufwand hervor [Dan08]. Demnach können systematische Abweichungen entweder nur in vereinfachter analytischer Form (wie die Verlagerung in einem spielbehafteten Gelenk in [Cho98]) oder mit äußerst großem numerischen Aufwand in die Toleranzsynthese integriert werden.

Abschließend sei zu erwähnen, dass das Interesse der Hersteller kommerzieller Toleranzanalyse-Software an der Bereitstellung einer Toleranzsynthese-Funktion überraschend gering erscheint (nähere Ausführungen folgen in Kapitel 2.6). Derartige Bestrebungen sind gegenwärtig rein forschungsgetrieben [Koc02, Gov12].

## 2.5 Meta-Modelle

Der numerische Aufwand statistischer Toleranzsimulationen ist insbesondere für Systeme höherer Komplexität und dabei selbst für eine vergleichsweise geringe Anzahl an Samples (< 10 000 Samples) mitunter erheblich und demnach kaum tragbar. So sind statistische Toleranzanalysen, die über Nacht durchgeführt werden, in der industriellen Praxis bereits gang und gäbe. Darüber hinaus treibt die gegenwärtige Entwicklung vom produkt- hin zum prozessorientierten Toleranzmanagement [Kar12] den Bedarf an Ressourcen zur Integration der Prozessinformationen (z. B. fertigungsbedingte Deformationen der Einzelteile) in eine *Integrative Toleranzsimulation* [Sto11a, Voß12] zusätzlich signifikant in die Höhe.

Um dennoch statistisch abgesicherte Simulationsergebnisse zu erzielen und fundierte Handlungsempfehlungen aus diesen abzuleiten, sind eine ausreichende Anzahl an Samples und damit ein erheblicher numerischer Aufwand unumgänglich. Dieser Problematik wird im Toleranzmanagement jüngst durch den gezielten Einsatz mathematischer Ersatzmodelle, sogenannte *Meta-Modelle*, begegnet [Dan12]. Meta-Modelle nutzen u. a. Ansätze der ma-

thematischen Approximation und des *Maschinellen Lernens*, um ein Prognosemodell des jeweils betrachteten physikalischen Zusammenhangs zu generieren [Sim01b, Mos08]. Ein Meta-Modell ist nach [Kle09] als „*Approximation der Eingangs/Ausgangs-Relationen eines Simulationsmodells*“ zu verstehen. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit finden folgende Techniken Anwendung:

- Response Surface Methodology (kurz: RSM; Kapitel 2.5.1)
- Kriging Interpolation (Kapitel 2.5.2)
- Support Vector Regression (kurz: SVR; Kapitel 2.5.3)
- Künstliche Neuronale Netze (kurz: KNN; Kapitel 2.5.4)

Da für die Generierung eines Meta-Modells eine vergleichsweise geringe Anzahl an Samples erforderlich ist (< 200 Samples), kann somit der numerische Aufwand für Toleranzanalysen und insbesondere für die Toleranzsynthese (aufgrund ihres iterativen Ablaufs) signifikant reduziert werden – bei nahezu gleichbleibender statistischer Belastbarkeit. Damit eröffnen Meta-Modelle nach [Wyn10] nahezu unbegrenzte Möglichkeiten, selbst hochkomplexe Fragestellungen des Toleranzmanagements erstmals überhaupt und darüber hinaus noch äußerst zeit- und ressourceneffizient zu behandeln [Hon02].

Der Einsatz von Meta-Modellen im Toleranzmanagement lässt sich in zwei Anwendungen unterteilen: Zum einen lassen sich, wie bereits in Kapitel 2.4.1 erläutert, die Abhängigkeiten zwischen Toleranzen und Kosten durch Meta-Modelle approximieren. Zum anderen, werden gezielt Schließmaßgleichungen für Toleranzsimulationen (sowohl vollständig als auch partiell) durch Meta-Modelle approximiert. Insbesondere hat sich hier der Einsatz der vergleichsweise einfachen Response Surface Methodology etabliert. So wird die Response Surface der Rückfederung eines abweichungsbehafteten Tiefziehprozesses im Rahmen einer Toleranzoptimierung des Fertigungsprozesses in [Lep09] herangezogen. KIM ermittelt die optimalen Einzelteiltoleranzen eines Reluktanzmotors, indem er bei der Toleranzsynthese auf die Response Surface des resultierenden Drehmoments in Abhängigkeit der tolerierten Bauteilmerkmale zurückgreift [Kim04, Kim10]. Darüber hinaus dient die RSM im Rahmen von Toleranzanalysen insbesondere zur Reduzierung des numerischen Aufwands für die Berechnung der Beitragsleister bei Kraftstoffinjektoren eines Common-Rail-Dieselmotors [Mar07], zur Geräuschentwicklung eines abweichungsbehaften PKW-Hinterachsgetriebes [Wat13] sowie der Montierbarkeit tolerierter Front-End-Komponenten eines PKWs [Hua09]. Die Approximation systematischer Abweichungen für deren Integration in Schließmaßgleichungen ist ebenfalls Gegenstand ausgewählter Arbeiten. Insbesondere sind hierbei elastische Bauteildeformationen zu nennen, die zur Toleranzanalyse nachgiebiger Bauteile notwendig sind [Sto11a, Sch11a].

Jedoch ist die erzielbare Prognosegüte (als Qualitätskriterium von Meta-Modellen) der RSM, insbesondere für Probleme höherer Komplexität (z. B. stark nicht-lineare Ergebnisse numerischer Simulationen) oftmals nicht mehr zufriedenstellend. Folglich finden zunehmend weitere Meta-Modelle Beachtung im Toleranzmanagement [Dan12]. Hierbei sind neben der Kriging Interpolation und SVR besonders KNN hervorzuheben. Die grundsätzliche Eignung Neuronaler Netze zur Approximation von Abweichungen sowie Schließmaßgleichungen wird in [Col11] sowie [And13, Kop95] gezeigt, während SPRÜGEL et al. deren höhere Leistungsfähigkeit gegenüber der RSM und der SVR quantifizieren [Spr13b]. Zudem nutzen CHIH et al. Neuronale Netze um die optimale Allokation von Fertigungstoleranzen ohne vorhergehende Annahme der zugehörigen Wahrscheinlichkeitsverteilungen zu prognostizieren [Chi07]. Die Schließmaßgleichung eines abweichungsbehafteten mehrstufigen Montageprozesses wird im Rahmen der Toleranzsynthese in [Hua09] mittels KNN und zur Montageprozessplanung in [Loo09] mittels der Kriging Interpolation approximiert. Ferner ermöglicht die Kriging Interpolation der Zielfunktion einer statistischen Toleranzoptimierung in [Hue06] die signifikante Reduktion der einhergehenden Simulationsdauer. Abschließend ist festzuhalten, dass sowohl die Kriging Interpolation als auch die SVR genutzt werden, um den numerischen Aufwand zur Berechnung der Beitragsleister zu reduzieren. Dies belegen sowohl JIN et al. am Beispiel der Beitragsleister zum abweichungsbedingten Leistungsverlust eines Verbrennungsmotors [Jin04] als auch CANIOU für eine abweichungsbehafteten elektronische Schalterbaugruppe [Can12].

### 2.5.1 Response Surface Methodology

Die RSM geht zurück auf die Arbeiten des Statistikers GEORGE E. P. BOX (\*1919, †2013) in den 1950er Jahren [Box51]. Hierbei wird der mathematische Zusammenhang

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_k) \quad (2.38)$$

zwischen einer definierten Zielgröße  $y$  und den zugehörigen  $k$  Eingangsgrößen  $x_i$  eines (oftmals virtuellen) Experiments durch ein Polynom  $n$ -ter Ordnung – die sog. Response Surface – approximiert. In Forschungsarbeiten des Toleranzmanagements finden zumeist Polynome zweiter Ordnung [Sim01a] Anwendung:

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^n \beta_i x_i + \sum_{i=1}^n \beta_i x_i^2 + \sum_{i=1}^n \sum_{j < i} \beta_{ij} x_i x_j \quad (2.39)$$

Im Rahmen der RSM werden die sogenannten Regressionskoeffizienten  $\beta_i$  so an die vorliegenden Ergebnisse der Experimente angepasst, dass die resultierende Summe der Fehlerquadrate durch die Approximation möglichst gering wird. Die Anzahl  $k_\beta$  der zu bestimm-

den Regressionskoeffizienten einer Response Surface zweiter Ordnung hängt hierbei von der Anzahl  $k$  der Eingangsgrößen ab und berechnet sich gemäß Gleichung (2.40). Folglich umfasst somit eine Response Surface zweiter Ordnung eines Problems mit sechs Eingangsgrößen ( $k = 6$ ) gesamt  $k_\beta = 28$  Regressionskoeffizienten.

$$k_\beta = \frac{(k+1)(k+2)}{2} \quad (2.40)$$

Zur Bestimmung der Regressionskoeffizienten sind somit mindestens  $k_\beta$  statistische Experimente (sog. Samples; vgl. Kapitel 2.3.1.2) erforderlich, die üblicherweise durch Techniken der Statistischen Versuchsplanung definiert werden. Die RSM lässt sich numerisch einfach und schnell implementieren und verursacht zudem lediglich geringe numerische Aufwände. Folglich haben sich *Response Surfaces* als die meistgenutzten Meta-Modelle in der simulationsgetriebenen Produktentwicklung etabliert [Sim01b].

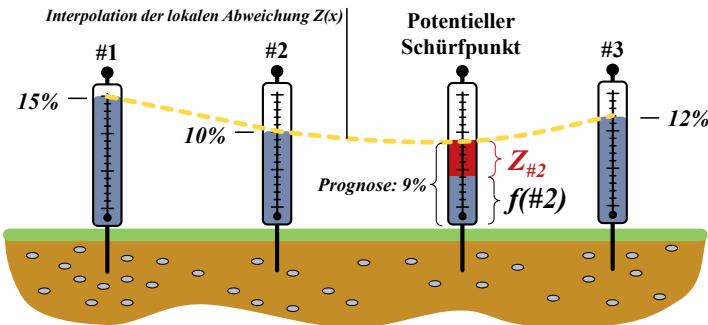
## 2.5.2 Kriging Interpolation

Die *Kriging Interpolation* hat ihren Ursprung in den Arbeiten des Bergbauingenieurs DANIEL G. KRIGE (\*1919, †2013). Dieser stellte 1951 in [Kri51a, Kri51b] ein Interpolationsverfahren vor, mit welchem die Erzhaltigkeit des Gesteins an einem Punkt aus den Messwerten umliegender Messpunkte interpoliert werden kann. Dieses Verfahren dient seitdem als Entscheidungsgrundlage im Bergbau, ob Bereiche einer Miene aufgrund einer hohen prognostizierte Erzhaltigkeit abgebaut oder zurückgelassen (geringe prognostizierte Erzhaltigkeit) werden sollten. Der Mathematiker MATHERON erweiterte und formalisierte KRIGES Ansatz und ermöglichte somit die, für die vorliegende Arbeit relevante, Ableitung örtlicher, nichtlinearer Prognosen [Mat63, Cre90]. Zudem prägte dieser die Bezeichnung „*Kriging*“ [Cre90]. Die Kriging Interpolation kann als eine Erweiterung der RSM angesehen werden, da die zu prognostizierende Zielgröße  $y(x)$  anhand der Summe eines Polynoms  $n$ -ter Ordnung  $f(x)$  (das sog. *globale Modell* gemäß der RSM) und einer Funktion  $Z(x)$  bestimmt wird. Die Funktion  $Z(x)$  prognostiziert hierbei die individuelle lokale Abweichung an jedem Punkt im betrachteten Parameterraum durch Interpolation (gewichtete lineare Kombination) aus vorliegenden Analysedaten umliegender Messpunkte [Sim01a].

$$y(x) = f(x) + Z(x) \quad (2.41)$$

Bild 2.13 verdeutlicht die Prognose des Erzgehalts des Bodens an einem potentiellen Schürfpunkt anhand der Kriging Interpolation aus drei umliegenden Messpunkten. Die Erzhaltigkeiten der zwei umliegenden Punkte #1, #2 und #3 wurden in vorhergehenden Untersuchungen bereits bestimmt (15 %, 10 % und 12 %). Die prognostizierte Erzhaltigkeit

am Schürfpunkt setzt sich demnach aus dem globalen Anteil  $f(\#2)$  sowie der individuellen lokalen Abweichung  $Z_{\#2}$  zusammen. Hierbei wird  $Z_{\#2}$  anhand einer quadratischen Regression aus den Erzhaltigkeiten der drei umliegenden Messpunkte ermittelt interpoliert.



**Bild 2.13: Prognose der Erzhaltigkeit an einem (bisher unbekannten) Schürfpunkt in Abhängigkeit der Erzhaltigkeiten von drei bekannten Schürfstellen mittels Kriging**

Zur Bestimmung der jeweiligen Gewichtungsfaktoren und somit der Funktion  $Z(x)$  stehen eine Vielzahl an Methoden zur Verfügung, die unter dem Begriff *Kriging Interpolation* zusammengefasst werden: Bekannt sind insbesondere *Simple Kriging* und *Ordinary Kriging*. Simple Kriging ermittelt die Gewichtungsfaktoren unter der Annahme, dass der Erwartungswert der Funktion  $Z(x)$  einen konstanten Wert annimmt. Simple Kriging stellt somit einen Sonderfall des Ordinary Kriging dar, mit welchem die Gewichtungsfaktoren auch für  $E[Z(x)] \neq \text{konst.}$  (variable Trends) ermittelt werden können. Im Folgenden wird Simple Kriging vorgestellt. Für weiterführende Erläuterungen sei auf [Arm98, Spr13a] verwiesen.

Im Folgenden sei  $u_\alpha$  die Menge aller Messpunkte im Parameterraum, für welche die jeweils zugehörige Zielgröße  $y(u_\alpha)$  bereits bekannt ist, während  $u$  alle Punkte des Parameterraums umfasst, für die die resultierende Zielgröße  $y(u)$  interpoliert werden soll. Unter der Annahme eines konstanten Erwartungswertes der Zielgröße  $E[u] = m$  entfällt die, bei Ordinary Kriging erforderliche aufwändige Schätzung dieses variablen Trends  $m$  anhand von Varioogrammen [Arm98]. Somit kann die lokale Abweichung  $Z^*(u)$  am betrachten Punkt  $u$ , mit Kenntnis der bisher noch unbekannten Gewichtungsfaktoren  $\lambda_\alpha(u)$ , gemäß Gleichung (2.42) abgeschätzt werden.

$$Z^*(u) = m + \sum_{\alpha=1}^{n(u)} \lambda_\alpha(u) [Z(u_\alpha) - m] \quad (2.42)$$

Hierbei entspricht  $n(u)$  der Anzahl an benachbarten Messpunkten, die zur Schätzung der lokalen Abweichung am Punkt  $u$  herangezogen werden [Boh05]. Diese Schätzung geht jedoch stets mit einem Fehler  $\varepsilon(u)$  einher:

$$\varepsilon(u) = Z^*(u) - Z(u) = [Z^*(u) - m] - [Z(u) - m] \quad (2.43)$$

Dieser Fehler kann durch die gewichtete Linearkombination der Residuen  $R$  aller Punkte gemäß Gleichung (2.44) ausgedrückt werden [Boh05].

$$\varepsilon(u) = \sum_{\alpha=1}^{n(u)} \lambda_\alpha(u) R(u_\alpha) - R(u) = R^*(u) - R(u) \quad (2.44)$$

Um eine möglichst hohe Prognosequalität des Meta-Modells sicherzustellen, müssen die Gewichtungsfaktoren so gewählt werden, dass der Fehler  $\varepsilon(u)$  minimal wird. Hierzu greift Simple Kriging auf einen einfachen, aber sehr effizienten Ansatz zurück: Anstelle der Minimierung des Fehlers  $\varepsilon(u)$  verfolgt Simple Kriging fortan die Minimierung der Varianz dieses Fehlers  $\sigma_\varepsilon^2(u)$  [Boh05]:

$$\sigma_\varepsilon^2(u) = \text{Var}\{R^*(u)\} + \text{Var}\{R(u)\} - 2\text{Cov}\{R^*(u), R(u)\} \quad (2.45)$$

Die Motivation hierfür ist, dass durch die Minimierung der Varianz des Fehlers  $\sigma_\varepsilon^2(u)$  als auch der Fehler  $\varepsilon(u)$  selbst minimiert wird. Die zugehörigen Gewichtungsfaktoren sind somit optimal. Folglich sind die partiellen Ableitungen der Varianz des Fehlers (Gleichung (2.45)) nach den Gewichtungsfaktoren zu bilden und zu Null zu setzen. Es resultiert ein Gleichungssystem der Form

$$K\lambda(u) = k, \quad (2.46)$$

wobei  $K$  der Kovarianzmatrix der bekannten Messpunkte  $u_\alpha$  und  $k$  dem Vektor der Kovarianzen zwischen dem betrachten Punkt  $u$  und den bekannten Messpunkten  $u_\alpha$  entsprechen [Boh05]. Die optimalen Gewichtungsfaktoren können nun mittels

$$\lambda = K^{-1}k \quad (2.47)$$

ermittelt werden und erlauben abschließend die Bestimmung der lokalen Abweichung  $Z^*(u)$  am betrachten Messpunkt  $u$  gemäß der eingangs erläuterten Gleichung (2.42).

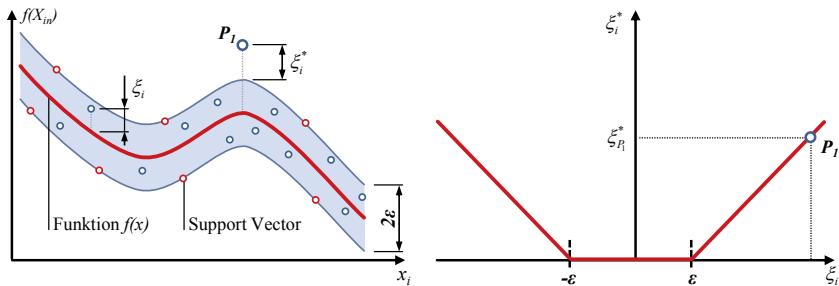
### 2.5.3 Support Vector Regression

Die Support Vector Regression (SVR) ist ein Verfahren des *Maschinellen Lernens*, welches zur Regression herangezogen wird. SVR geht auf die Arbeiten von VAPNIK et al. [Vap95,

Vap97] zurück, der bereits 1963 die, für die SVR essentiellen Support Vector Machines zur Klassifikation von Datensätzen vorstellte [Vap63].

Ziel der SVR ist die Ermittlung einer (linearen oder nicht-linearen) Funktion  $f(x)$ , welche Zielgrößen  $y^*(x)$  prognostiziert, die maximal um einen definierten Fehler  $\varepsilon$  von den tatsächlichen Zielgrößen  $y(x)$  abweichen (Bild 2.14, links). Die Funktion  $f(x)$  entspricht hierbei einer Linearkombination der  $k$  Eingangsgrößen des Vektors  $X = (x_1, x_2, \dots, x_k)^T$  mit den zugehörigen Gewichtungsfaktoren  $w = (w_1, w_2, \dots, w_k)^T$  und dem additiven reellen Wert  $b$ .

$$f(x) = w \cdot X + b \quad (2.48)$$



**Bild 2.14:** Funktion  $f(x)$  der Punkte  $X_i$  (links) und Verlustfunktion „ $\varepsilon$ -intensive loss function“ zur Bestrafung der Punkte mit unzulässig großem Fehlern (rechts) nach [Bas07a, Schu13]

Zur Bestimmung der optimalen Gewichtungsfaktoren ist nachfolgendes Optimierungsproblem zu lösen [Bas07a]. Hierzu ist die euklidische Norm von  $w$  gemäß

$$\min \frac{1}{2} \|w\|^2 + C \sum_{i=1}^n (\xi_i + \xi_i^*) \quad (2.49)$$

$$\text{unter den Nebenbedingungen } \begin{cases} y_i^* - w \cdot x_i - b \leq \varepsilon + \xi_i \\ -y_i^* + w \cdot x_i + b \leq \varepsilon + \xi_i^* \\ \xi_i, \xi_i^* \geq 0 \end{cases} \quad (2.50)$$

zu minimieren. Die Nebenbedingungen stellen hierbei sicher, dass die resultierende Funktion  $f(x)$  die Forderung eines maximal zulässigen Fehlers  $\varepsilon$  nicht verletzt [Bas07a]. Da diese Forderung nicht stets für alle der  $n$  Punkte  $(x_i, y_i)$  des Datensatzes erfüllt ist (Fehler  $> \varepsilon$ ), werden diese Punkte bei der Regression gezielt durch die Schlupfvariablen  $\xi_i$  (Gleichung (2.51)) und  $\xi_i^*$  (Gleichung (2.52); Bild 2.14, rechts) bestraft [Bas07a]. Deren Gewichtung erfolgt durch das Fehlergewicht  $C \geq 0$ .

$$\xi_i = y(X) - f(X) \quad (2.51)$$

$$\xi_i^* = \begin{cases} 0 & \text{für } |\xi_i| \leq \varepsilon \\ |\xi_i| - \varepsilon & \text{für } |\xi_i| > \varepsilon \end{cases} \quad (2.52)$$

Das erläuterte Vorgehen erlaubt bisher jedoch lediglich eine lineare Regression. Zur SVR nicht-linearer Probleme ist das entwickelte Optimierungsproblem nach Gleichung (2.49) mittels der Methode der *Lagrange Multiplikatoren* zu lösen [Bas07a]. Hierzu ist zunächst die *Lagrangefunktion* aus der Zielfunktion und deren Nebenbedingungen (Gleichungen (2.49) und (2.50)) sowie der Lagrange Multiplikatoren  $\alpha_i$  und  $\alpha_i^*$  abzuleiten. Zudem erfordert die Lösung der Optimierungsaufgabe die Transformation der Eingangsgrößen  $X$  und der zu prognostizierenden Punkten  $X_{in}$  in einen Vektorraum höherer Dimension, üblicherweise mittels sogenannter Kernfunktionen  $k(X, X_{in})$  [Smo98]. Die Lösung des Optimierungsproblems liefert die Optimierung mittels Lagrange Multiplikatoren, welche abschließend zur Formulierung der gesuchten Funktion  $f(X_{in})$  zur Approximation der Zielgröße  $y^*(X_{in})$  für eine gegebene Konstellation an Eingangsgrößen  $X_{in}$  [Bas97a] dienen:

$$f(X_{in}) = \sum_{i=1}^n (\alpha_i - \alpha_i^*) \cdot k(X_k, X_{in}) + b \quad (2.53)$$

Für weiterführende Ausführungen, insbesondere zur SVR hochgradig nicht-linearer Datensätze, der Wahl geeigneter Kernfunktionen sowie der detaillierten Lösung der Lagrange Multiplikation sei auf [Bas07a] verwiesen.

## 2.5.4 Künstliche Neuronale Netze

Künstliche Neuronale Netze (KNN) bilden das Lernverhalten natürlicher Neuronaler Netze, wie das des menschlichen Gehirns, virtuell nach [Rey11]. Sie gehen auf das 1943 entwickelte Formalmodell des Neurons [McC43] zurück [Rey11]. Mit zunehmendem Lernfortschritt sind KNN in der Lage, das Verhalten eines Systems für eine bisher unbekannte Konfiguration an Eingangsgrößen mit zunehmender Güte zu prognostizieren. Diese Fähigkeit ermöglicht deren Einsatz zur Approximation von Funktionen auf Basis virtueller Simulationsergebnisse im Rahmen der rechnerunterstützten Produktentwicklung [Ade01] und seit 1995 auch im Toleranzmanagement [Kop95].

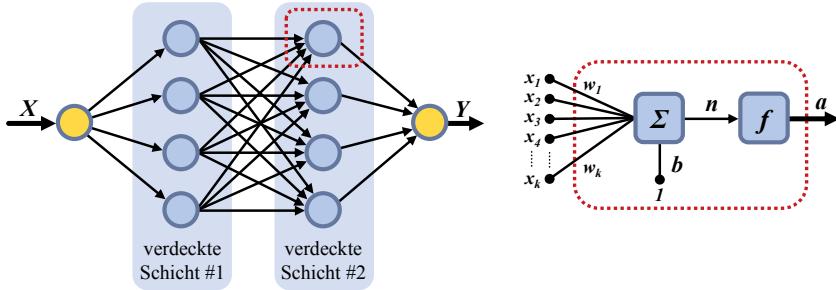
Wesentlichste Bausteine der KNN sind Neuronen, die eingehende Informationen in Ausgangssignale wandeln und diese über Synapsen an weitere Neuronen des KNN weiterleiten (Bild 2.15). Die eingehenden Informationen liegen üblicherweise in Form eines Vektors  $X = (x_1, x_2, \dots, x_k)^T$  vor. Zunächst werden die  $k$  Eingangsgrößen  $x_i$  des Vektors  $X$  anhand der Gewichtungsfaktoren  $W = (w_1, w_2, \dots, w_k)^T$  priorisiert und gegebenenfalls um einen konstanten Bias-Wert  $b$  vergrößert. Anschließend wird die resultierende skalare Ausgangsgröße des

Neurons  $a$  anhand sogenannter Aktivierungsfunktionen  $f(X, W, b)$  berechnet (Gleichung (2.54)). [Lip06, Kra09]

$$a = f(WX + b) \quad (2.54)$$

Die Wahl der Aktivierungsfunktion(en) hängt hierbei wesentlich vom betrachteten technischen System und dessen Systemverhalten ab. Bewährte Transferfunktionen sind hierbei u. a. lineare Funktionen, die Sigmoid-Funktion sowie logarithmische Funktionen [Lip06].

Die Anordnung der Neuronen in KNN wird durch die Topologie beschrieben. Ein KNN besteht stets aus einer Eingangsschicht, einer Ausgangsschicht und mindestens einer verdeckten Schicht ( $n_v \geq 1$ ) [Lip06]. Über die Eingangsschicht werden die eingehenden Informationen  $X = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T$  an die Neuronen der ersten verdeckten Schicht übergeben und in jedem Neuron gemäß Gleichung (2.54) verarbeitet. Existieren weitere verdeckte Schichten ( $n_v > 1$ ), so wiederholt sich die Verarbeitung der eingehenden Information durch die Neuronen der ersten verdeckten Schicht auch auf allen weiteren Schichten, bis auf der abschließenden Ausgangsschicht das Ausgangsneuron die gesuchte Ausgangsgröße  $Y$  des KNN ausgibt [Lip06]. Die Topologie eines zweischichtigen KNN mit je vier Neuronen (blaue Kreise) auf den zwei verdeckten Schichten ist in Bild 2.15 gezeigt.



**Bild 2.15: Topologie eines Künstlichen Neuronalen Netzes mit jeweils vier Neuronen auf zwei verdeckten Schichten (links) sowie Aufbau eines Neurons (rechts) [Lip06, Spr13a]**

Das Lernen bzw. Training eines KNN (auf Basis eines bestehenden Datensatzes) wird hierbei durch eine fortwährende Modifikation der Neuronen und deren Struktur innerhalb des Netzes erreicht. Bestehende Lernverfahren lassen sich hierbei in die drei Gruppen des *Überwachten Lernens*, des *Bestärkenden Lernens* sowie des *Unüberwachten Lernens* einteilen [Lip06]. Jedoch erreichen alle Lernverfahren den Lernerfolg des KNN durch die gleichen Modifikationen des Netzes und dessen Topologie [Lip06, Kra09]:

- Hinzufügen oder Löschen von Neuronen

- Entwicklung neuer und Löschen bestehender Verbindungen zwischen Neuronen
- Anpassung der Gewichtungsfaktoren  $w_{ij}$  (zwischen  $i$ -tem und  $j$ -tem Neuron)

Für weiterführende Ausführungen bezüglich KNN, deren topologischen Besonderheiten und der Anwendung verschiedener Lernverfahren sei auf [Lip06] verwiesen.

### 2.5.5 Evaluierung der Prognosegüte von Meta-Modellen

Wie zuvor erläutert, erlauben Meta-Modelle die Prognose des Verhaltens eines (virtuellen) Systems durch z.B. Approximation. Da dies jedoch stets mit einer endlichen Genauigkeit einhergeht, unterliegt jede Prognose eines Meta-Modells einem unvermeidlichen Fehler. Box schließt folgerichtig „*all models are wrong...*“, stellt jedoch im gleichen Atemzug klar „*...but some are useful*“ [Box87]. Hiermit unterstreicht er, dass bei ausreichender Prognosegüte eines Meta-Modells, dieses dennoch verlässliche Prognosen ermöglicht.

Der Toleranzingenieur steht somit vor der Aufgabe, stets die Prognosegüte eines Meta-Modells zu analysieren. So können Meta-Modelle bezüglich der gestellten Anforderungen für deren Einsatz im Rahmen der statistischen Toleranzrechnung beurteilt und somit die ausreichende statistische Belastbarkeit der Ergebnisse statistischer Toleranzsimulationen sichergestellt werden. Hierzu sind jedoch neben den Samples zur Generierung des Meta-Modells zusätzliche Samples – die sogenannten Test-Samples – erforderlich. Der Toleranzingenieur benötigt somit einen Datensatz, der sowohl die Samples zur Generierung des Meta-Modells (die sogenannten Trainings-Samples) als auch die Test-Samples umfasst [Wit11b, Ash14]. Hierzu gibt es verschiedenste sogenannte Validierungsstrategien, wie die Samples des Datensatzes in Training- und Test-Samples aufgeteilt werden. Im Folgenden werden drei ausgewählte Validierungsstrategien näher erläutert:

- Die bekannteste und zugleich einfachste Strategie ist die **Split-Validation** [Rap14]. Hierbei wird der Datensatz lediglich einmal aufgeteilt. Hierbei hat sich u.a. ein Verhältnis von 70 zu 30 (Training zu Test) bewährt [Cro05, Pre10]. Die Zuordnung der Samples kann strukturiert oder zufällig erfolgen.
- Die  **$k$ -fold Cross Validation** [Lar31, Kur48] (deutsch: Kreuzvalidierung) erlaubt eine globale Evaluierung der Prognosegüte, geht jedoch mit dem  $k$ -fachen Aufwand einher. Hierzu wird der Datensatz in  $k$  gleich große Teile geteilt. Anschließend kann ein Meta-Modell mit  $(k-1)$  Teilen des Datensatzes trainiert und anschließend mit dem verbleibenden Teil des Datensatzes getestet werden. Dieses Vorgehen wird  $(k-1)$ -mal wiederholt, wobei jeder Teil des Datensatzes lediglich einmal die Test-Samples stellt. Die resultierende Prognosegüte entspricht beispielsweise dem arithmetischen Mittel der Prognosegüten aller generierten  $k$  Meta-Modelle. [Wit11b]

- Das **Repeated Random Sub Sampling (RRSS)** wird als eine Weiterführung der Cross Validation verstanden. Analog der Cross Validation wird die Unterteilung des Datensatzes, die Erstellung des Meta-Modells und dessen Evaluierung mit den Test-samples  $m$ -mal wiederholt („*Repeated*“). Die Aufteilung der Samples in den Trainings- und den Testteil erfolgt, im Unterschied zum systematischen Vorgehen der Cross Validation, rein zufällig („*Random*“). Zudem werden beim RRSS mehr Wiederholungen  $m$  eingesetzt, als bei der  $k$ -fold Cross Validation ( $m > k$ ). Die zufällige Aufteilung der Samples bedingt jedoch, dass nicht zwingend jedes Sample auch zum Training eines Meta-Modells herangezogen wird. Dennoch ermöglicht insbesondere das RRSS die globale Beurteilung der erzielbaren Prognosegüte von Meta-Modellen auf Basis eines bestehenden Datensatzes [Xu01]. [Die03]

Zur Quantifizierung der Prognosegüte von Meta-Modellen werden sogenannte *goodness-of-fit Parameter* herangezogen [Leg99]. Hierbei steht dem Toleranzingenieur eine Vielzahl an verschiedenen Kennzahlen zur Verfügung. Dennoch basieren all diese auf dem gleichen Verständnis der Prognosegüte eines Meta-Modells: Weicht die Prognose der Zielgröße  $Y_{MM}^j$  des Meta-Modells für den, dem Meta-Modell bisher unbekannten  $j$ -ten aller  $N_{Test}$  Testsamples nicht bzw. nur kaum von der jeweiligen tatsächlichen Zielgröße  $y_{Test}^j$  ab, so folgt eine hohe Prognosegüte des betrachteten Meta-Modells. Weit verbreitet ist das Mittlere Fehlerquadrat  $MSE$  [Sam10] gemäß Gleichung (2.55).

$$MSE = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^{N_{Test}} (Y_{MM}^j - Y_{Test}^j)^2 \quad (2.55)$$

Darüber hinaus finden zudem normierte Größen wie das Bestimmtheitsmaß  $R^2$  [Kle00] und der *Coefficient of Prognosis* (kurz: COP) [Mos08] Anwendung. Aufgrund der Normierung ermöglichen diese dem Toleranzingenieur eine einfache und insbesondere nachvollziehbare Evaluation der Prognosegüte von Meta-Modellen. So entspricht ein  $COP = 1$  einem Meta-Modell, das die zu approximierten Zusammenhänge exakt beschreibt. Da jedoch, wie bereits eingangs verdeutlicht, jede Prognose eines Meta-Modells einem unvermeidlichen Fehler unterliegt, sind möglichst hohe Werte von  $R^2$  bzw.  $COP$  anzustreben. Deren Berechnung erfolgt gemäß der Gleichungen (2.56) und (2.57) [Ros13], wobei  $\sigma$  den Standardabweichungen der prognostizierten und tatsächlichen Zielgrößen der Test-Samples entspricht.

$$R^2 = \frac{\sum_{j=1}^{N_{Test}} (Y_{MM}^j - E[Y_{Test}^j])^2}{\sum_{j=1}^{N_{Test}} (Y_{Test}^j - E[Y_{Test}^j])^2} \quad (2.56)$$

$$COP = \left( \frac{E[Y_{Test} \cdot Y_{MM}]}{\sigma_{Y_{Test}} \cdot \sigma_{Y_{MM}}} \right)^2 \quad (2.57)$$

Abschließend soll die Zuordnung der Meta-Modelle zu verschiedener Anwendungsfällen die Auswahl des geeigneten Meta-Modells erleichtern. Es gelten nach SIMPSON et al. [Sim01b] die Empfehlungen in Tabelle 2.2:

**Tabelle 2.2: Empfehlungen zur Wahl geeigneter Meta-Modelle nach [Sim01b]**

Meta-Modell	Empfohlene Anwendung
Response Surface Methodology	<ul style="list-style-type: none"> <li>Probleme mit weniger als zehn variierenden Größen</li> <li>Probleme mit zufälligen Abweichungen</li> <li>Geringe Anzahl an Stichproben erforderlich</li> </ul>
Kriging Interpolation	<ul style="list-style-type: none"> <li>Hochgradig nicht-lineare Probleme, insbesondere mit wenigen variierenden Größen (&lt; 50)</li> <li>Approximation deterministischer Zusammenhänge</li> </ul>
Support Vector Regression	<ul style="list-style-type: none"> <li>Probleme mit zufälligen und deterministischen Abweichungen</li> <li>Geeignet für einfachste sowie hochkomplexe nicht-lineare Probleme</li> </ul>
Künstliche Neuronale Netze	<ul style="list-style-type: none"> <li>Hochgradig nicht-lineare Probleme mit einer Vielzahl an variierenden Größen (&gt; 10000 nicht unüblich)</li> <li>Approximation deterministischer Zusammenhänge</li> <li>Wiederholende Anwendung (z. B. bei RRSS)</li> </ul>

## 2.6 Kommerzielle Software-Werkzeuge zur Toleranzanalyse

Seit mehr als 25 Jahren – getrieben durch die aufstrebende 3D-CAD-Technologie der 1990er Jahre – finden Software-Werkzeuge zur Toleranzanalyse Anwendung im Rahmen der Produktentwicklung [Roy91]. Die aufwendige und mitunter hochkomplexe Formulierung von Schließmaßgleichungen, kann somit auf Basis der Geometrirepräsentation der 3D-CAD-Systeme problemlos automatisiert werden [Ger05]. Dennoch bleiben Verbreitung und Einsatz kommerzieller Toleranzanalyse-Werkzeuge weit hinter denen der kommerziellen 3D-CAD-Systeme zurück. Folglich sind Weiterentwicklungen der Software-Werkzeuge für deren Hersteller aufgrund der deutlich geringeren Zahl vertriebener Lizzen oftmais nicht tragbar bzw. schlicht zu risikoreich [DMF13]. Dies zeigt sich schlussendlich darin, dass die Leistungsfähigkeiten aktueller Toleranzanalyse-Werkzeuge – im Vergleich mit den gegenwärtigen Stand der Forschung im Toleranzmanagement – stark limitiert sind. Tabelle 2.3 stellt eine Auswahl aktuell verfügbarer und etablierter kommerzieller Software-Werkzeuge zur Toleranzanalyse und deren Leistungsumfänge bzgl. der, im Rahmen der vorliegenden Arbeit relevanten Anforderungen an die Toleranzsimulation zusammen.

Grundlegend ist zunächst festzuhalten, dass aktuell alle Software-Werkzeuge bereits grundlegende Funktionalitäten bereitstellen, um die Auswirkungen von streuenden Maß- und Lageabweichungen sowie möglicher Mittelwertverschiebungen der zugehörigen Toleranzen auf die Schließmaße eines technischen Systems zu analysieren [Nig95, Pri02, Ger05, Sin09]. Darüber hinaus bieten diese Werkzeuge Visualisierungen sowohl der Abweichungen (sogenannte Wackelbilder [Var13]) als auch der Ergebnisse einer Toleranzanalyse (zumeist Histogramme der Schließmaße und Beitragsleister-Diagramme) [Wei14]. Die Software-Werkzeuge sind zudem als *stand-alone*-Lösung und als CAD-integrierte Systeme erhältlich [Syr04]. Hierbei erfreuen sich insbesondere Letztgenannte großer Beliebtheit, da der Produktentwickler hiermit auch weiterhin in der vertrauten Umgebung des CAD-Systems arbeiten kann. Trotz der Leistungsumfänge aktueller Software-Werkzeuge zur Toleranzanalyse sind die, für die vorliegende Arbeit essentiellen Funktionalitäten und Leistungsumfänge nicht verfügbar. Dies umfasst unter anderem die nachfolgenden Aspekte:

- Die **Berücksichtigung systematischer, betriebsabhängiger Abweichungen** beschränkt sich derzeit nahezu vollständig auf elastische Deformationen. Die Integration weiterer betriebsabhängiger Abweichungen (idealerweise als Ergebnisse numerischer Simulationen, wie strukturmechanischen oder thermischen FE-Analysen) ist nicht zufriedenstellend gelöst bzw. nicht gegeben.
- Die **Analyse zeitabhängiger Mechanismen** ist derzeit lediglich für kinematische Systeme (quasistatisch, also lediglich zu diskreten Zeitpunkten) mit ausgewählten Werkzeugen möglich. Aufgrund der resultierenden enormen numerischen Aufwände können jedoch lediglich äußerst kurze Zeitintervalle des Bewegungsverhaltens (wenige Bewegungszyklen mit einer Gesamtdauer von maximal wenigen Sekunden) analysiert werden.
- Die **Visualisierung der Ergebnisse** umfasst, wenn überhaupt, nur die resultierende Häufigkeitsverteilung der Schließmaße, zugehörigen Ausschussraten, Kennwerte  $c_p$  und  $c_{pk}$  sowie die Beitragsleister zu jeder Schließmaßstreuung [Pri02]. Die Zusammenstellung aller, für den Toleranzingenieur essentiellen Informationen der Toleranzanalyse, beispielsweise in eindeutiger und nachvollziehbarer Berichtsform, ist nicht gegeben. Von Bedeutung sind hierbei insbesondere Informationen bzgl. der resultierenden Fertigungskosten sowie die zeitabhängigen Beitragsleister.
- Bisherige Werkzeuge ermöglichen lediglich die **Toleranzanalyse**, unterstützen jedoch nicht die **Toleranzsynthese** (d. h. die Bestimmung der optimalen Tolerierung) abweichungsbehafteter Systeme. Die *optimale Tolerierung* ist somit durch den To-

leranzingenieur manuell in einem iterativen Vorgehen und somit mit immens höheren Aufwänden zu erarbeiten.

Somit ist festzuhalten, dass sowohl die Toleranzanalyse als auch die Toleranzsynthese eines zeitabhängigen Mechanismus unter Berücksichtigung der auftretenden Abweichungen mit den aktuell verfügbaren kommerziellen Software-Werkzeugen nicht (Toleranzsynthese) bzw. nicht zufriedenstellend (Toleranzanalyse) geleistet werden kann.

**Tabelle 2.3: Ausgewählte Software-Werkzeuge zur statistischen Toleranzanalyse**

Bezeichnung (Hersteller)	Integration be- triebsabhängiger Abweichungen	Betrachtung zeitabhängiger Mechanismen	Beitragsleister- berechnung (Kapitel 2.3.2)	Quelle
3DCS (DCS, Ltd.)	Elastische Bau- teildeformation	nicht möglich	HLM	[DCS14]
VisVSA (Siemens PLM)	Elastische Bau- teildeformation	nicht möglich	HLM	[Sie14b]
RD&T (RD&T Technology)	el. Deformation, Temperatur- dehnung	nicht möglich	HLM	[RDT15]
CETol (Sigmetrix)	nicht möglich	nicht möglich	Stat. Beitragsleister gemäß [Man97]	[Sig14]
Sigmund (Varatech, Inc.)	el. Deformation, Temperatur- dehnung	✓	HLM	[Var14]
TolMate (Siemens PLM)	Elastische Bau- teildeformation	nicht möglich	HLM	[Chi03, Sie14a]
VarTran® (Taylor Enterprises)	nicht möglich	nicht möglich	%-Reduction nach [Tay96]	[Tay14]
simtol® (casim GmbH)	nicht möglich	nicht möglich	Stat. Beitragsleister gemäß [Man97]	[Cas14]
Tolerance Stackup Software Toolset (AVD/DM)	nicht möglich	nicht möglich	Worst-Case gemäß [Fis04]	[Adv14]
Eventive (Enventive Enginee- ring, Inc.)	el. Deformation, Temperatur- dehnung	✓	Stat. Beitragsleister gemäß [Man97]	[Env14]
MECAaster (MECAmaster SARL)	Elastische Bau- teildeformation	✓	Berechnung der Linearitätskoeffi- zienten [Lan13a]	[Mec14]

### 3 Ableitung des Handlungsbedarfs

Der dargestellte Stand der Forschung und Technik offenbart Aspekte der statistischen Toleranzanalyse und -synthese abweichungsbehafteter Mechanismen die gegenwärtig nicht bzw. nicht zufriedenstellend gelöst sind. Dieser vornehmlich akademisch motivierte Handlungsbedarf wird zudem durch den Handlungsbedarf ergänzt, den Toleranzingenieure der industriellen Praxis in deren täglicher Arbeit identifizieren.

Dementsprechend ist im Folgenden sowohl der bestehende Stand der Forschung und Technik zu diskutieren (Kapitel 3.1) als auch der Forschungsbedarf in der industriellen Praxis zu identifizieren (Kapitel 3.2). Die Zusammenführung der gewonnenen Erkenntnisse in Kapitel 3.3 ermöglicht abschließend die Identifikation des Handlungsbedarfs für die vorliegende Arbeit, motiviert sowohl durch die akademische Forschung als auch durch die industrielle Praxis.

#### 3.1 Die akademische Sicht: Diskussion des aktuellen Standes der Forschung und Technik

Bestehende Methoden und Werkzeuge der statistischen Toleranzanalyse (Kapitel 2.3.3) und -synthese (Kapitel 2.4.3) sind bereits weit gediegen. Jedoch sind diese für Produkte höherer Komplexität aktuell noch nicht ausreichend fortgeschritten. Besonders hervorzuheben sind abweichungsbehaftete Mechanismen. Im Gegensatz zu den Leistungsumfängen kommerziell verfügbarer Software-Werkzeuge erfordert die Toleranzsimulation von Mechanismen eine zeitabhängige Betrachtung der Auswirkungen von Abweichungen auf das Bewegungsverhalten. Eine rein statische Betrachtung von lediglich einem definierten, dem (mutmaßlich) ungünstigsten, Zeitpunkt – wie gegenwärtiger Stand der Technik – ist nicht mehr ausreichend. Die Komplexität einer Toleranzanalyse vervielfältigt sich somit drastisch, da die Auflösung der Bewegung ausreichend hoch sein muss, um diese vollständig zu analysieren. Der Ansatz der *Integrierten Toleranzanalyse bewegter Systeme* nach STUPPY [Stu11] stellt hierbei den, nach Meinung des Autors, leistungsfähigsten Ansatz dar, um die Auswirkungen von fertigungsbedingten und betriebsabhängigen Abweichungen auf das Bewegungsverhalten eines Mechanismus zu analysieren. Dennoch zeigen erste Anwendungen des Ansatzes dessen Grenzen und damit auch die gegenwärtigen Grenzen des Standes der Forschung auf. Nachfolgend sollen vier ausgewählte Aspekte kurz erläutert werden:

- Lediglich die direkten Auswirkungen von Einzelteilabweichungen auf das Bewegungsverhalten finden derzeit Berücksichtigung im Rahmen der statistischen Toleranzanalyse bewegter Systeme. Mögliche Wechselwirkungen zwischen den auftre-

tenden Abweichungen und damit deren (indirekte) Auswirkungen auf das Bewegungsverhalten abweichungsbehafteter Mechanismen finden keine Beachtung in der statistischen Toleranzanalyse.

- Die Integration zeitabhängiger Abweichungen, wie sie üblicherweise während des Betriebs auftreten, geht mit enormen numerischen Aufwänden einher. Dennoch bezeichnen viele Forscher gerade dies als unverzichtbar im Rahmen statistischer Toleranzanalysen (u.a. [Jea02, Pie09a]). Als Beispiel sei die Deformation einer Nockenwelle anzuführen, die sich während der vier Arbeitstakte eines Vier-Takt-Verbrennungsmotors ständig sowohl in Betrag als auch in deren Richtung ändert. Die Ermittlung dieser zeitabhängigen Abweichungen ist selbst mit modernsten CAE-Softwarelösungen für statistische Analysen mit oftmals weit mehr als 10 000 Samples derzeit in keiner Weise tragbar. Zudem existieren gegenwärtig keine geeigneten Vorgehensweisen zur Integration zeitabhängiger Abweichungen (insbesondere unter Berücksichtigung möglicher Wechselwirkungen mit weiteren Abweichungen) in die statistische Toleranzanalyse und die Toleranzsynthese.
- Bestehende Methoden der Toleranzanalyse von Mechanismen (wie u.a. [Stu11]) erlauben nur die statistische Toleranzanalyse für wenige Bewegungszyklen und damit maximal wenige Sekunden des Betriebs: Eine Quantifizierung der Auswirkungen von zufälligen und systematischen Abweichungen auf das Bewegungsverhalten für die vollständige, oftmals viele Jahre andauernde, Betriebsdauer eines Mechanismus ist gegenwärtig nicht möglich. Obwohl dies, wie der Rückruf im Jahre 2014 von 8,4 Millionen Fahrzeugen der Baujahre 1997-2008 durch General Motors eindrucksvoll verdeutlicht, unumgänglich ist [GM14].
- Die *Integrierte Toleranzanalyse bewegter Systeme* nach [Stu11] erlaubt lediglich die Analyse bestehender Tolerierungen. Jedoch steht der Produktentwickler häufiger vor der Aufgabe der Toleranzsynthese (gezielte Vergabe optimaler Toleranzen) anstatt der Analyse einer bestehenden Tolerierung [Cha88]. Die statistische Toleranzsynthese von zeitabhängigen Mechanismen unter Berücksichtigung deren gesamter Betriebsdauer ist somit von höchstem Stellenwert, jedoch aktuell nicht möglich.

Zudem ist festzuhalten, dass – wie bereits in Kapitel 2.6 dargelegt – auch kommerzielle Software-Werkzeuge weder die statistische Toleranzanalyse noch die statistische Toleranzsynthese eines zeitabhängigen Mechanismus unter Berücksichtigung der auftretenden Abweichungen sowie unter Beachtung der vollständigen Betriebsdauer ermöglichen. Der Toleranzingenieur ist somit in seiner Methodenkompetenz gegenwärtig nicht befähigt, seinen Verpflichtungen im Rahmen der Entwicklung von Mechanismen nachzukommen.

## 3.2 Die industrielle Sicht: Eine Erhebung unter deutschen Unternehmen

Die Weiterentwicklung bestehender und die Entwicklung neuer Methoden und Werkzeuge in der Forschung werden seit jeher u. a. durch die Bedürfnisse der industriellen Praxis motiviert. So sehen MATHIEU et al. die industriellen Bedürfnisse sogar als wesentliche „*Triebkraft der Forschung*“ [Mat09]. Dennoch klafft nach WARTZACK et al. auch gegenwärtig noch eine „*Lücke zwischen den aktuellen Herausforderungen in Industrie und Forschung*“ [War13a]. Umso mehr ist somit nach Meinung des Autors eine detaillierte Analyse der gegenwärtigen Situation in der industriellen Praxis für die Identifikation des Handlungsbedarfs der vorliegenden Arbeit von Nöten. Hierzu wurde vom Autor im Sommer 2012 eine Erhebung zur „*Bedeutung von Abweichungen und Toleranzen*“ unter 102 deutschen Unternehmen durchgeführt [Hil12]. Nachfolgend werden sowohl Vorbereitung und Durchführung der Erhebung erläutert (Kapitel 3.2.1) als auch ausgewählte Ergebnisse der Umfrage dargestellt und diskutiert (Kapitel 3.2.2). Für detailliertere, nachfolgend nicht bzw. nicht weiterführend diskutierte Ergebnisse der Erhebung sei auf [Hil12, Kro15b] verwiesen.

### 3.2.1 Vorbereitung und Durchführung der Erhebung

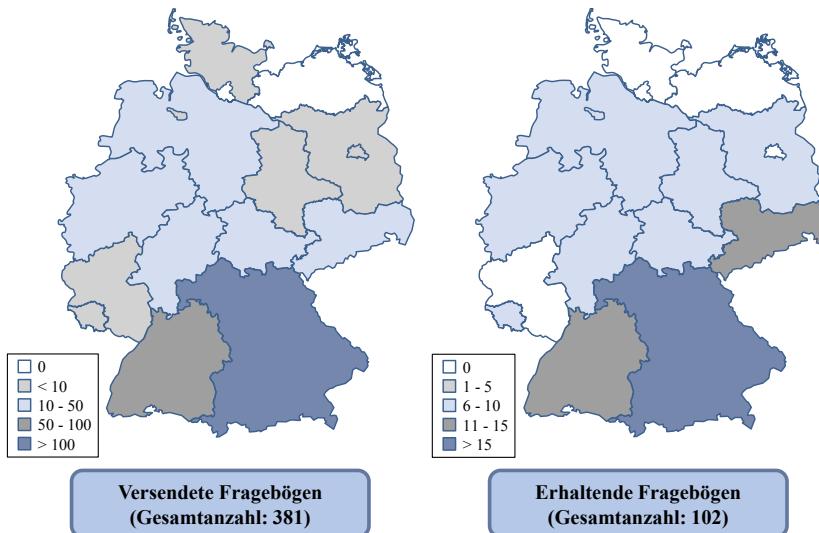
Die Datenerhebung stellt Methoden zur Informationsgewinnung und Datenbeschaffung bereit, deren gemeinsames Bestreben es ist, empirisch fundierte Aussagen zu ermöglichen, die verallgemeinert werden können [Fli11, Hil12]. Die methodische und systematische Erhebung von Daten wird hierbei der Sozialforschung zugeordnet und in die *qualitative und die quantitative Sozialforschung* unterschieden. Während die qualitative Sozialforschung vornehmlich auf die subjektive und damit oftmals verborgene Bedeutung der Themen aus Sicht der Teilnehmer abzielt, erfasst die quantitative Sozialforschung die objektive Bedeutung der hinterfragten Themen [Fli11]. Mit dem Ziel der Generalisierung der Erkenntnisse und der allgemeingültigen Formulierung und Überprüfung von Hypothesen fand somit die quantitative Sozialforschung bei der Datenerhebung Anwendung. Dies stellt die gewünschte Repräsentativität und Objektivität der Ergebnisse [Fri90] sicher.

Die Erhebung der Daten erfolgt üblicherweise mittels Fragen in einem Fragebogen, die von zufällig ausgewählten Teilnehmern einer spezifischen Gruppe persönlich, telefonisch, schriftlich oder online beantwortet werden [Pep04, Fli11]. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde zunächst eine Zusammenstellung aus 35 offenen Fragen (Antwort als Freitext möglich) und geschlossenen Fragen (Wahlmöglichkeit aus vorgegebenen Antworten) [Raa10] erarbeitet und diese den nachfolgend genannten vier Themenfeldern des Fragebogens zugeordnet:

- Allgemeine Angaben

- Relevanz von Abweichungen und deren Auswirkungen auf technische Produkte
- Maßnahmen zur Berücksichtigung von Abweichungen sowie zu deren frühzeitiger Vermeidung
- Zukünftige Potentiale für die Toleranzrechnung

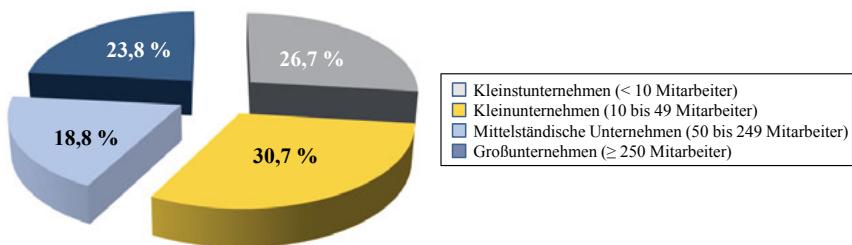
Anschließend wurde der Fragebogen (in Form eines interaktiven PDFs) in Juli und August 2012 an insgesamt 381 Teilnehmer aus Unternehmen des deutschen Maschinenbaus mit der Bitte um Teilnahme an der Datenerhebung per E-Mail versandt [Hil12]. Von den gesamt 381 versendeten Fragebögen wurde der Fragebogen von 102 Teilnehmern ausgefüllt und per E-Mail zurückgesandt. Hieraus resultiert eine Rücklaufquote von ~27 % [Hil12]. Diese übertrifft damit die üblichen Rücklaufquoten bei Online-Umfragen von 5 % bis 20 % [Hof11]. Zudem entspricht die Anzahl von 102 zurückgesendeten Fragebögen nahezu exakt der Empfehlung, mindestens 30 und idealerweise 100 Datensätze für repräsentative Online-Erhebungen heranzuziehen [Amu14]. Die erhobenen Daten der vorliegenden Studie sind somit repräsentativ und können im Folgenden ausgewertet und diskutiert werden. Bild 3.1 zeigt die Anzahl der versendeten Fragebögen sowie die Anzahl der Rückläufer je Bundesland. Der vollständige Fragebogen ist im Anhang (Kapitel 8.1) der vorliegenden Arbeit zu finden.



**Bild 3.1: Aufteilung der versendeten Fragebögen (links) und der zurückgerhaltenen Fragebögen (rechts) je Bundesland nach [Hil12]**

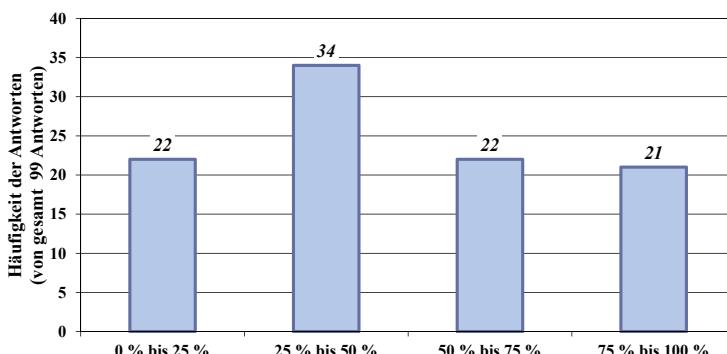
### 3.2.2 Auswertung und Diskussion

Die Teilnehmer der Datenerhebung entstammen verschiedensten Unternehmen des deutschen Maschinenbaus. Es zeigt sich eine ausgewogene Verteilung der Teilnehmer bezüglich der Größe ihrer Unternehmen. Hierbei bilden Klein- und Kleinstunternehmen (< 50 Mitarbeiter) die Mehrheit gegenüber dem Mittelstand (50 bis 250 Mitarbeiter) und Großunternehmen (> 250 Mitarbeiter). Bild 3.2 zeigt die prozentuale Verteilung der Teilnehmer auf die vier Arten der Unternehmen in Abhängigkeit der Unternehmensgröße (in Mitarbeitern), welche der Unternehmensdefinition der Europäischen Union [EU03] folgt.



**Bild 3.2: Einteilung der Unternehmen nach Mitarbeiteranzahl nach [Hil12]**

Die Tätigkeiten der 102 Teilnehmer in deren Unternehmen finden mehrheitlich (52 %) in der Konstruktion statt. Weitere Teilnehmer sind u.a. der Geschäftsleitung (15,7 %), dem Qualitätsmanagement (10,8 %), der Forschung und Entwicklung (8,8 %) sowie der Fertigung (7,8 %) zuzuordnen. Die Zusammensetzung der Teilnehmer spiegelt somit sowohl in deren Aufgaben als auch in der Unternehmensgröße die Vielfalt des deutschen Maschinenbaus repräsentativ wider.

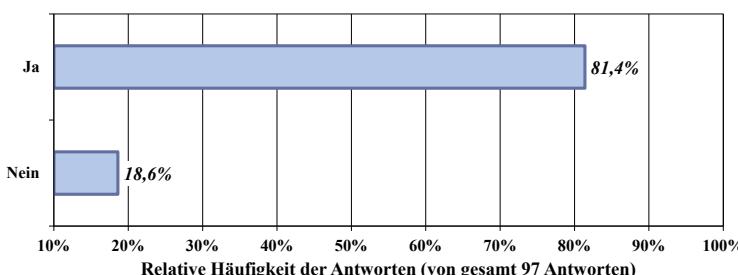


**Bild 3.3: Antworten auf die Frage: „Wie viel Prozent der Probleme, die sowohl bei Fertigung, Montage und Nutzung der Produkte entstehen, lassen sich ihrer Meinung nach auf geometrische Abweichungen zurückführen?“ nach [Hil12]**

Die gegenwärtige Bedeutung von Abweichungen für Unternehmen und deren wirtschaftlichen Erfolg wird dadurch untermauert, dass 57 % der Teilnehmer mindestens jedes zweite Problem in Fertigung, Montage und Nutzung ihrer Produkte auf Abweichungen zurückführen (Bild 3.3). Zudem bestätigen 94 der 102 Teilnehmer die außerordentliche Wichtigkeit, dass deren Produkte möglichst wenig in ihrer Gestalt und damit in auch ihren Eigenschaften vom angestrebten Ideal abweichen. Umso mehr überrascht, dass dennoch jeder zweite Konstrukteur bestätigt, bereits bewusst zu enge Toleranzen (sogenannte *Angttoleranzen*) vergeben und damit billigend höhere Fertigungskosten in Kauf genommen zu haben.

Somit ist festzuhalten, dass Abweichungen und deren Begrenzung durch Toleranzen in deutschen Unternehmen als äußerst relevant angesehen werden. Das Toleranzmanagement sollte folglich ein etablierter und angesehener Bestandteil der Unternehmen sein.

Die gegenwärtige Situation in der industriellen Praxis sieht hingegen anders aus: Lediglich rund 42 % der Teilnehmer geben an, in deren Unternehmen würden Bestrebungen wie die statistische Toleranzrechnung unternommen, um die Auswirkungen von Abweichungen gezielt in der Produktentwicklung zu analysieren. Noch schlechter ist es um die Anwendung der Toleranzsynthese bestellt: Die Vergabe von Toleranzen wird von ca. 80 % aller Teilnehmer auf Erfahrungswerte gestützt. Lediglich vier der 102 Teilnehmer geben an, auf die Toleranzsynthese, also die gezielte Berechnung der Einzelteiltoleranzen unter Sicherstellung von „*Funktion und Wirtschaftlichkeit*“, zurückzugreifen. Der limitierte Einsatz der statistischen Toleranzrechnung ist somit eklatant und steht in deutlichem Widerspruch zur mehrheitlichen Einschätzung der Teilnehmer. So bestätigen 81,4 % der Teilnehmer, dass die finanziellen Mehraufwände aufgrund der Anwendung der statistischen Toleranzrechnung gering gegenüber den finanziellen Mehraufwendungen aufgrund einer unzureichenden Toleranzvergabe sind (Bild 3.4).

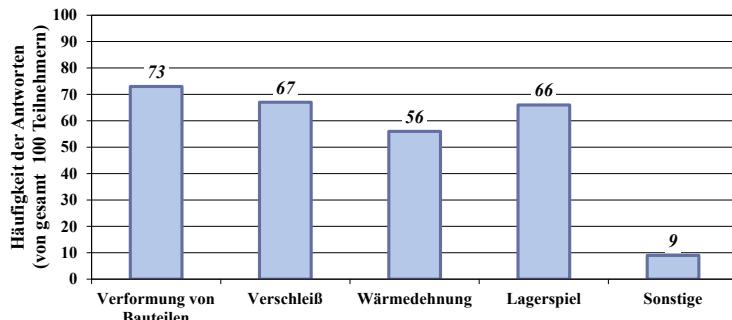


**Bild 3.4:** Antworten auf die Frage: „Stimmen Sie der Aussage zu, dass der Mehraufwand, der durch die Anwendung der Toleranzrechnung entsteht geringer ist als die Mehraufwendungen, die aufgrund von Toleranzproblemen entstehen?“ nach [Hil12]

Es zeigt sich somit deutlich, dass zwar ein grundlegendes Bewusstsein für die Relevanz von Abweichungen und Toleranzen sowie deren wirtschaftliches Potential in der industriellen Praxis vorherrscht. Dennoch überrascht es, dass lediglich jedes zweite Unternehmen, das sich der wirtschaftlichen Bedeutung der Toleranzrechnung bewusst ist, die statistische Toleranzanalyse auch einsetzt. Die Frage nach den Gründen für den beschränkten Einsatz der Toleranzrechnung ist somit nur folgerichtig. Hierauf werden von den betroffenen Konstrukteuren insbesondere der Mangel an Zeit (~ 67 %) sowie die mangelnde Kenntnis geeigneter Methoden (~ 47 %) als Hinderungsgründe angeführt.

Kommerzielle Software-Werkzeuge zur 3D-Toleranzanalyse stellen hierfür zwar bereits die geeigneten Methoden bereit, finden jedoch in keinem der teilnehmenden Unternehmen Anwendung. Es zeigt sich vielmehr eine starke Präferenz für vereinfachte rechnerunterstützte Lösungen sowie analytisch beherrschbare Vorgehensweisen. So nutzen 80 % der Konstrukteure einfache, zumeist eigens entwickelte Excel-Anwendungen für die rechnerunterstützte Toleranzanalyse, während 52 % auch auf analytische Ansätze (z.B. *Root-Sum-Square* [Ett36]) zurückgreifen. Der vollständige Verzicht auf kommerzielle Software findet hierbei mehrere Gründe:

- Software-Werkzeuge zur statistischen Toleranzanalyse sind in höchstem Maße kostenintensiv (Hardware, Lizenzgebühren etc.), wartungsaufwändig (Wartung, Updates und Schulungen der Mitarbeiter) und zeitintensiv (aufwändiger Modellaufbau und hohe Simulationsdauer).
- Die Leistungsfähigkeit kommerzieller Werkzeuge ist derzeit noch stark begrenzt. So finden gegenwärtig weder Verschleiß, thermisch bedingte Geometrieabweichungen noch Verlagerungen in spielbehafteten Gelenken Berücksichtigung. Lediglich die Integration von elastischen Deformationen ist in begrenztem Umfang bereits möglich, jedoch aktuell noch mit immensen numerischen Aufwendungen verbunden (siehe Kapitel 2.3.3.1). Dies wiegt umso schwerer, da vor allem die genannten systematischen Abweichungen von mehr als der Hälfte aller Teilnehmer als äußerst bedeutsam angesehen werden (Bild 3.5).
- Die zumeist hochkomplexen Software-Werkzeuge zur statistischen Toleranzanalyse sind nur von qualifizierten und fachkundig geschulten Mitarbeitern adäquat nutzbar. Jedoch steht dies in starkem Widerspruch zu den Anregungen der Teilnehmer, welche neben der „festen und frühzeitigen Integration von Toleranzanalysen in den Entwicklungsprozess“ insbesondere „Werkzeuge zur einfacheren Toleranzanalyse“ fordern.



**Bild 3.5: Antworten auf die Frage: „Welche der genannten Effekte können ebenfalls zu Komplikationen und Problemen in Fertigung, Montage und Nutzung führen?“ (Mehr-fachnennungen waren möglich) nach [Hil12]**

Somit bleibt festzuhalten, dass auch in der industriellen Praxis Probleme vorherrschen, welche mit kommerziell verfügbaren Software-Werkzeugen gegenwärtig nicht zufriedenstellend gelöst werden können. Darüber hinaus besitzt rund die Hälfte aller Konstrukteure nicht ausreichend Methodenkompetenz um die zugehörigen Toleranzrechnungen durchzuführen. Dennoch ist jeder Zweite dieser Konstrukteure gewillt, diese Methoden zu erlernen und anzuwenden. Die fehlende feste Integration von Toleranzrechnungen in den Produktionsentwicklungsprozess vieler Unternehmen ist hierbei ebenfalls nicht zuträglich. Es ist somit unbestreitbar, dass Maßnahmen zur Vermeidung zukünftiger Toleranzprobleme und zur Verbesserung der gegenwärtigen Situation in der industriellen Praxis identifiziert und ergriffen werden müssen. Hierfür geben die Teilnehmer u.a. folgende Empfehlungen [Hil12, Kro15b]:

- *Erzeugen eines einheitlichen Verständnisses*
- *Erhöhung des Qualitätsbewusstseins der Mitarbeiter*
- *Mitarbeiterqualifizierung und -sensibilisierung*
- *Schulung und Ausbildung der Mitarbeiter*
- *Bessere Überwachung der Fertigung, um Abweichungen frühzeitig zu erkennen*
- *Feste und frühzeitige Integration von Toleranzanalysen in den Entwicklungsprozess*
- *Genauere Toleranzanalysen im Prototypenstadium, die durch Termindruck oft nicht möglich sind*
- *Früh-/rechtzeitige Informationen über den Einsatz bzw. die Verwendung des jeweiligen Bauteils, um nicht unnötig schwierige Toleranzen festzulegen*
- *Werkzeug zur einfacheren Toleranzanalyse*
- *Kosten und Nutzen müssen schon bei der Konstruktion besser überprüft werden*

### 3.3 Handlungsbedarf zur Toleranzanalyse und Toleranzsynthese abweichungsbehafteter Mechanismen

Wie die Diskussion des gegenwärtigen Standes der Forschung und Technik (Kapitel 3.1) verdeutlicht, besteht aus akademischer Sicht die Notwendigkeit, sowohl die Weiterentwicklung und Verbesserung bestehender sowie die Entwicklung neuer Methoden und Werkzeuge der Toleranzsimulation voranzutreiben. Dies steht im Einklang mit den Bedürfnissen, die gegenwärtig in der industriellen Praxis, und hierbei insbesondere in der Konstruktion, bestehen (Kapitel 3.2). Hierbei werden vor allem einfachere, effiziente und leichter verständliche Methoden und Werkzeuge zur statistischen Toleranzsimulation gefordert, wobei neben der statistischen Toleranzanalyse insbesondere die statistische Toleranzsynthese hervorzuheben ist. Somit bleibt festzuhalten, dass sowohl aus akademischer als auch aus industrieller Sicht das Bestreben,

*den Toleranzingenieur zu befähigen, eine wirtschaftliche Erfüllung von Funktionalität und damit die Qualität der Produkte in deren Fertigung, Montage und Betrieb mittels optimaler Methoden und Werkzeuge der Toleranzsimulation sicherzustellen,*

den industriellen und akademischen Herausforderungen umfassend entgegentritt. Zugleich stellt dieses Bestreben die grundlegende Motivation der vorliegenden Arbeit dar.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit soll hierzu ein Beitrag geleistet werden. Hierbei widmet sich der Autor der methodischen und rechnerunterstützten Toleranzsimulation abweichungsbehafteter Mechanismen. Es stehen folgende Aspekte im Fokus der Arbeit:

- Die Auswirkungen von *Wechselwirkungen zwischen Abweichungen* auf abweichungsbehaftete Mechanismen sind mitunter signifikant für die Qualität des finalen Produktes (Kapitel 2.3.3.2 und 2.4.3.2). Jedoch finden diese weder in kommerziell verfügbaren Toleranzanalyse-Werkzeugen zufriedenstellende Beachtung (Kapitel 2.6), noch sind diese in erforderlichem Maße Gegenstand aktueller Forschungsarbeiten (Kapitel 3.1). Die **Berücksichtigung von Wechselwirkungen zwischen Abweichungen** und deren Auswirkungen auf das Bewegungsverhalten abweichungsbehafteter Mechanismen im Betrieb ist somit von wesentlicher Bedeutung.
- Die Integration systematischer Abweichungen, wie der elastischen Deformation von Bauteilen, ist sowohl aus akademischer Sicht als auch für die industrielle Praxis höchst relevant (Kapitel 3.1 und 3.2). Umso mehr überrascht es, dass kommerzielle Software-Werkzeuge (wenn überhaupt) lediglich stark limitierte Funktionalitäten für die Analyse nicht bewegter Systeme bieten (Kapitel 2.6). Die effektive **Integration systematischer Abweichungen in statistische Toleranzsimulationen abweichungsbehafteter Mechanismen** ist somit von großer Bedeutung.

**chungsbehafteter Mechanismen** ist folglich essentiell. Dies geht zudem mit der akademisch und industriell motivierten Notwendigkeit (Kapitel 2.5 und 3.2) einher, die **numerischen Aufwände zur Integration dieser systematischen Abweichungen möglichst gering zu halten**.

- Kommerzielle Software-Werkzeuge sowie bestehende Forschungsarbeiten ermöglichen aktuell lediglich die Toleranzanalyse von Mechanismen mit niederwertigen Gelenken für eine stark limitierte Betriebsdauer von lediglich wenigen Sekunden (Kapitel 2.6 und 3.1). Jedoch untermauern bestehende Forschungserkenntnisse die Notwendigkeit einer Betrachtung der vollständigen Lebens- bzw. Betriebsdauer von oftmals mehreren Jahren anstelle von nur wenigen Sekunden [Jea02, Goe11]. Dies deckt sich mit der Einschätzung der industriellen Praxis, die der Phase des Gebrauchs bzw. des Betriebs des Produktes eine enorme Relevanz aus Toleranzsicht zuspricht (Kapitel 3.2). Die Möglichkeit der **statistischen Toleranzanalyse der vollständigen Betriebsdauer eines abweichungsbehafteten Mechanismus** mit höherwertigen Gelenken ist somit eines der zentralen Ziele der vorliegenden Arbeit.
- Dem Toleranzingenieur stellt sich wesentlich häufiger die Aufgabe der gezielten Vergabe von Toleranzen (Toleranzsynthese) als die der Toleranzanalyse [Cha88]. Zudem wird gerade die Bedeutung einer systematischen und fundierten Toleranzvergabe in der industriellen Praxis hervorgehoben (Kapitel 3.2). Jedoch stehen insbesondere zur statistischen Toleranzsynthese von Mechanismen in kommerziellen Werkzeugen bzw. in der akademischen Forschung keine bzw. lediglich in deren Leistungsumfängen stark limitierte Ansätze und Lösungen zur Verfügung (Kapitel 2.6 und 3.1). Dies wiegt umso schwerer, da gerade die Toleranzsynthese als eine der vielversprechendsten Methoden gilt, um die Herstellkosten signifikant zu senken [Cam11]. Der Autor sieht somit die **Methode der statistischen Toleranzsynthese des vollständigen Betriebsverhaltens abweichungsbehafteter Mechanismen** als unverzichtbar an. Hierbei sollen zudem Wechselwirkungen zwischen Abweichungen sowie systematische Abweichungen Berücksichtigung finden.
- Abschließend ist festzuhalten, dass selbst die leistungsfähigsten Toleranzsimulationen nur dann wirklich domänenübergreifende Akzeptanz erringen und somit zum Unternehmenserfolg beitragen werden, wenn zum einen diese vollständig und nachvollziehbar dokumentiert werden und zum anderen die erzielten Ergebnisse intuitiv, aussagekräftig und nachvollziehbar visualisiert werden [Kro15a] (siehe Kapitel 3.2). Die Entwicklung einer geeigneten **Dokumentation und Visualisierung der Ergebnisse von statistischen Toleranzsimulationen abweichungsbehafteter Mechanismen** ist somit ebenfalls Gegenstand der vorliegenden Arbeit.

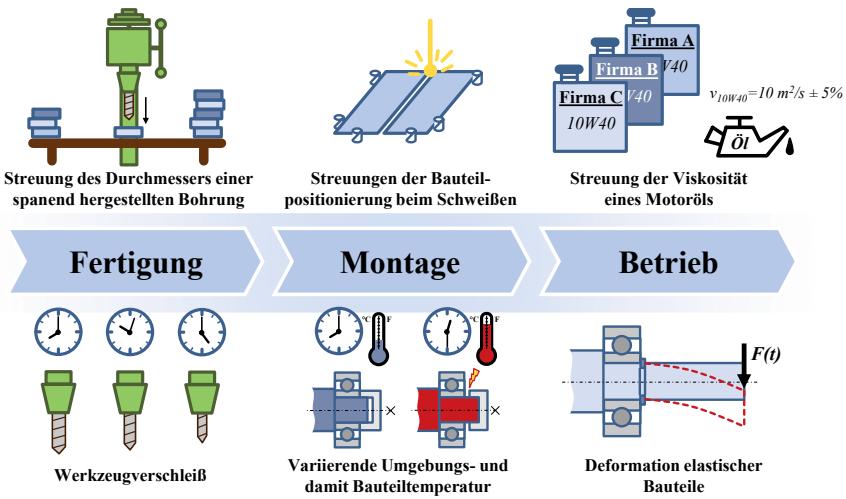
## 4 Konzept zur Toleranzanalyse und -synthese abweichungsbehafteter Mechanismen

Das folgende Kapitel bildet den Kern dieser Arbeit. Der Autor stellt hier das Konzept der *methodischen Vorgehensweise zur statistischen Toleranzanalyse und Toleranzsynthese abweichungsbehafteter Mechanismen* im Detail vor.

Zu Beginn werden Abweichungen technischer Systeme sowie mögliche Wechselwirkungen zwischen diesen näher betrachtet und geeignet klassifiziert (Kapitel 4.1). Anschließend stellt Kapitel 4.2 das methodische Vorgehen zu Toleranzanalyse und -synthese abweichungsbehafteter Mechanismen vor. In Kapitel 4.4 wird, gemäß der drei Schritte einer Toleranzanalyse, auf die Formulierung der Schließmaßgleichung detailliert eingegangen. Die Schließmaßgleichung bildet hierbei die gemeinsame essentielle Grundlage für Toleranzanalyse und -synthese. Folglich sind nun sowohl die Toleranzanalyse (Kapitel 4.5) als auch die Toleranzsynthese (Kapitel 4.7) abweichungsbehafteter Mechanismen detailliert zu beleuchten. Das Kapitel schließt mit einer Empfehlung zur Ergebnisvisualisierung und Dokumentation statistischer Toleranzsimulationen (Kapitel 4.8).

### 4.1 Klassifikation von Abweichungen technischer Systeme

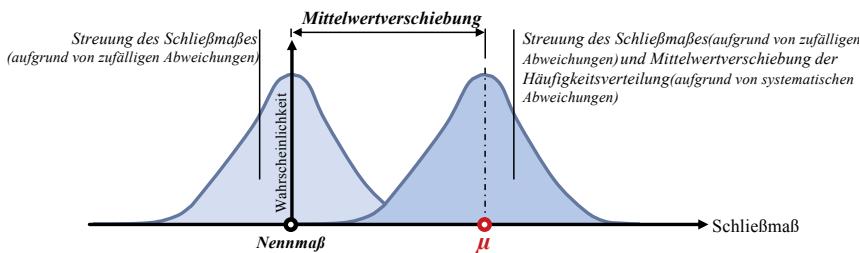
Technische Systeme unterliegen einer Vielzahl an Unsicherheiten, welche die Funktion und damit die Wertigkeit des finalen Produktes nachhaltig beeinflussen (Bild 4.1).



**Bild 4.1: Beispiele für Ursachen zufälliger Abweichungen (oben) und systematischer Abweichungen (unten), die in verschiedenen Phasen des Produktlebens auftreten**

Diese Abweichungen lassen sich auf die Unerreichbarkeit einer ideal maßhaltigen Fertigung und Montage zurückführen. Im Rahmen des Toleranzmanagements werden vornehmlich quantifizierbare Abweichungen betrachtet. Hierbei hat sich im Laufe des 20. Jahrhunderts deren Unterscheidung in zufällige und systematische Abweichungen etabliert (z.B. [Rüd29, Hen99, Nür99, Mus03]):

- **Zufällige Abweichungen** sind aleatorischer Natur [Sto12c, Wal14b]. Dies bedeutet, dass sie zwar reduziert jedoch niemals vollständig eliminiert (Betrag = 0) werden können. Beispielsweise ist hier die fertigungsbedingte Streuung des Durchmessers einer spanend hergestellten Bohrung anzuführen. Zufällige Abweichungen werden zu einem eindeutigen Zeitpunkt während der Produktentstehung bzw. des Produktlebens verursacht. Ab diesem Zeitpunkt wirken sich diese Abweichungen fortwährend und mit gleichbleibendem Betrag auf die Produkteigenschaften aus. Zufällige Abweichungen sind folglich nicht zeitabhängig.
- **Systematische Abweichungen** sind epistemischer Natur [Sto12c, Wal14b] und damit deterministisch. Folglich können diese eindeutig einem bestimmten Ereignis (z.B. dem Aufbringen einer äußeren Last) zugeordnet werden. Darüber hinaus lässt sich der Betrag einer resultierenden systematischen Abweichung – ganz im Gegensatz zu zufälligen Abweichungen – stets eindeutig berechnen (z.B. elastische Deformation eines Bauteils). Genau wie zufällige Abweichungen, entstehen systematische Abweichungen zu einem bestimmten Zeitpunkt während der Produktentstehung bzw. des Produktlebens. Jedoch können sich Betrag und damit Auswirkung der Abweichung auf die Produkteigenschaften während der Zeit stets ändern. Systematische Abweichungen können somit in hohem Maße zeitabhängig sein.



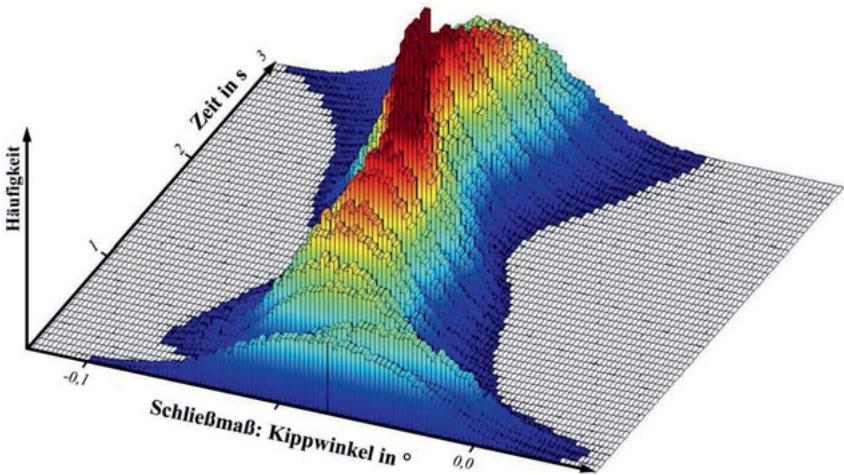
**Bild 4.2: Auswirkungen von zufälligen und systematischen Abweichungen auf Schließmaße abweichungsbehafteter Systeme nach [Wal13a, Wal13b, Wal15b]**

Der Unterschied zwischen zufälligen und systematischen Abweichungen zeigt sich in deren Auswirkungen auf das funktionsrelevante Schließmaß einer Baugruppe (Bild 4.2). Zufällige Abweichungen führen zu einer Streuung des Schließmaßes um dessen Nominalwert.

Dies wird üblicherweise durch eine Häufigkeitsverteilung des Schließmaßes visualisiert. Hingegen führen systematische Abweichungen zu einer Verschiebung des Mittelwertes der besagten Häufigkeitsverteilung gegenüber dem angestrebten Idealwert (Nennmaß) um die sogenannte Mittelwertverschiebung.

#### 4.1.1 Charakterisierung systematischer Abweichungen anhand der Periodendauer

Im Gegensatz zu statischen Systemen ist die Bewegung eines Mechanismus signifikant zeitabhängig. Dies verdeutlicht die Häufigkeitsverteilung des zeitabhängigen Kippwinkels eines abweichungsbehafteten PKW-Kreuzarmfensterhebers während des Schließens der Seitenscheibe (Bild 4.3). Hier ist deutlich erkennbar, dass sich sowohl Streuung als auch Mittelwertverschiebung des Schließmaßes während der Bewegung fortwährend ändern.



**Bild 4.3:** Häufigkeitsverteilung des zeitabhängigen Kippwinkels (= Schließmaß) der Seitenscheibe eines PKWs während des Schließens der Scheibe mittels eines Kreuzarmfensterhebers (Dauer des Schließvorgangs: 3 Sekunden) nach [Wal13b, Wal14a]

Die zeitvariante Charakteristik von Abweichungen ist somit essentiell für Toleranzanalysen von Mechanismen. Hierbei ist wesentlich, dass Mechanismen während des Betriebs zumeist eine definierte Bewegung immer wieder ausführen. Auch systematische Abweichungen zeigen dieses Verhalten. So wiederholt sich beispielsweise der zeitliche Verlauf der elastischen Deformation einer Kurbelwelle eines Verbrennungsmotors alle vier Arbeitstakte des Motors [Stu09c, Stu11]. Die Deformation unterliegt somit einer Periodendauer  $T_P$  von vier Arbeitstakten. Je nach Art der Abweichung variiert diese Periodendauer  $T_P$  von wenigen Millisekunden bis hin zu Jahrzehnten (z.B. Werkzeugverschleiß). Die Periodendauer

$T_P$  definiert somit, innerhalb welchen Intervalls sich der zeitliche Verlauf einer (systematischen) Abweichung wiederholt. Hierbei können der vollständige zeitliche Verlauf der systematischen Abweichung und damit deren Auswirkung auf das Schließmaß sowohl stetig als auch nicht-stetig (und damit sprunghaft) sein [She25]. Bild 4.4 zeigt das zeitliche Verhalten systematischer Abweichungen und kennzeichnet die zugehörige Periodendauer.

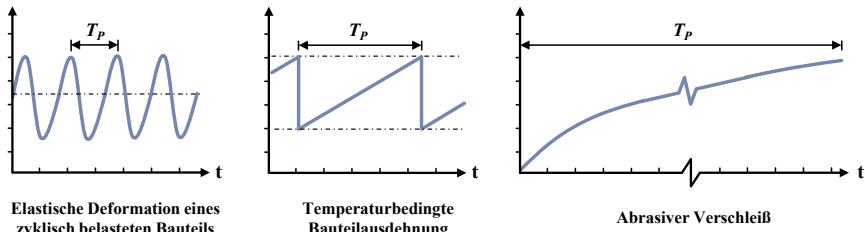


Bild 4.4: Zeitliches Verhalten ausgewählter Abweichungen und zugehörige Periodendauern

Somit steht mit der Periodendauer  $T_P$  erstmals eine eindeutige Kenngröße bereit, um die von ZHANG et al. [Zha98] und CHASE [Cha04] postulierte „*dynamische Charakteristik von Mittelwertverschiebungen*“ von Schließmaßen aufgrund von zeitabhängigen systematischen Abweichungen eindeutig zu beschreiben. Die Periodendauer ist folglich von höchster Relevanz für die statistische Toleranzbetrachtung der vollständigen Betriebsdauer abweichungsbehafteter Mechanismen.

#### 4.1.2 Klassifikation möglicher Wechselwirkungen zwischen Abweichungen

Zufällige und systematische Abweichungen können sowohl direkt (unmittelbar) als auch indirekt, d. h. über die Wechselwirkung mit weiteren Abweichungen funktionsrelevante Schließmaße beeinflussen [Wal13a].

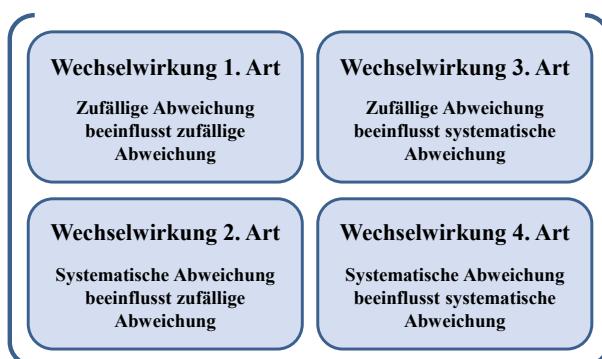


Bild 4.5: Wechselwirkungsmatrix: 4 Arten der Wechselwirkungen zwischen Abweichungen

Hierbei sind zumeist die direkten Auswirkungen deutlich signifikanter als Auswirkungen aufgrund von Wechselwirkungen. Nichtsdestotrotz ist die Betrachtung von Wechselwirkungen zwischen Abweichungen essentiell für eine optimale Toleranzspezifikation [Kro13, Wal13b]. Während in Kapitel 4.1.1 lediglich direkte, also unmittelbare Auswirkungen der zufälligen und systematischen Abweichungen betrachtet wurden, stehen im Folgenden insbesondere indirekte Auswirkungen von Abweichungen auf Schließmaße im Fokus. Der Autor unterscheidet hierbei vier Arten der Wechselwirkungen zwischen Abweichungen und ordnet diese in einer *Wechselwirkungsmatrix* (Bild 4.5) [Pri14].

#### 4.1.2.1 Wechselwirkung 1. Art: Zufällige Abweichung beeinflusst zufällige Abweichung

Wechselwirkungen 1. Art bestehen zwischen zwei zufälligen Abweichungen. Diese lassen sich u.a. auf eine stochastische Abhängigkeit der beiden Abweichungen zurückführen. Derartige stochastische Abhängigkeiten folgen u.a. aus dem gezielten Eingriff in Fertigung und Montage, wie bei der Herstellung von Hochgenauigkeits-Spindellagern [Tre14]. Hier werden durch Vorsortierung nur die Innen- und Außenringe miteinander verpaart, deren tatsächliche Abmessungen in einer vorteilhaften Bauteilpaarung resultieren (Bild 4.6). Diese Abhängigkeit bedingt demnach eine Abnahme der Streuung des Schließmaßes  $\sigma_{SM}$ . Darüber hinaus zeigt sich diese beim Sampling im Rahmen der Toleranzanalyse und lässt sich durch die Bestimmung der Kovarianz  $Cov_{ij}$  zwischen der *i-ten* und *j-ten* Abweichung quantifizieren. Eine Kovarianz  $Cov_{ij} > 0$  lässt folglich auf Wechselwirkungen 1. Art.

Weiterhin bestehen bei überbestimmten Systemen oftmals Wechselwirkungen zwischen zufälligen Abweichungen [Wal15c]. Diese bedingen, dass der Linearitätskoeffizient  $\alpha_i$  und damit auch der Beitragsleister der *i-ten* Toleranz nicht nur durch deren Toleranz  $T_i$  sondern auch durch die, in Wechselwirkung stehende Toleranz  $T_j$  bestimmt wird. Es folgt für den Beitragsleister  $BL_i$  der *i-ten* Toleranz nach Gleichung (2.10):

$$BL_i = \alpha_i^2 \cdot \frac{\sigma_i^2}{\sigma_{SM}^2} \quad \text{mit } \alpha_i = f(T_i, T_j) \quad (4.1)$$

Zudem sei darauf hingewiesen, dass durch den Tolerierungsgrundsatz der Hüllbedingung [ISO14405] Wechselwirkungen 1. Art zwischen Maß- und Formabweichungen resultieren.

#### 4.1.2.2 Wechselwirkung 2. Art: Systematische Abweichung beeinflusst zufällige Abweichung

Bedingt eine systematische Abweichung die Änderung der Auswirkungen einer zufälligen Abweichung auf das funktionsrelevante Schließmaß, so ist dies auf Wechselwirkungen 2. Art zurückzuführen. Insbesondere bei Mechanismen führen systematische Abweichungen (z.B. Verlagerung in einem spielbehafteten Gelenk) dazu, dass während der Bewegung

sowohl Position als auch Orientierung der Einzelteile im Raum vom angestrebten Soll abweichen (siehe Bild 4.6; links unten). Folglich geht dies mit einer Zu- oder Abnahme der Signifikanz (in Form des Linearitätskoeffizienten  $\alpha_i$ ) der zufälligen Abweichung und damit des zugehörigen Beitragsleisters der *i-ten* Toleranz  $T_i$  einher.

Die Auswirkungen von Wechselwirkungen 2. Art lassen sich u.a. mit der globalen Sensitivitätsanalyse identifizieren [Wal13a, Wal15c]. Sie führen zur Entstehung eines Nebeneffektes (mit einem Betrag  $> 0$ ) und damit zu einer Differenz zwischen Haupteffekt  $S_i$  und Totaleffekt  $S_{Ti}$  der *i-ten* zufälligen Toleranz. In Bild 4.6 sind die Auswirkungen von Wechselwirkungen 2. Art nochmals am Beispiel der Pleuellänge eines Kurbeltriebs verdeutlicht.

#### **4.1.2.3 Wechselwirkung 3. Art: Zufällige Abweichung beeinflusst systematische Abweichung**

Wechselwirkungen 3. Art sind die oftmals offensichtlichsten Abhängigkeiten zwischen Abweichungen die sich auf funktionsrelevante Schließmaße auswirken [Wal13a]. Hierbei führen zufällige Abweichungen zur Streuung einer systematischen Abweichung [Schu11, Zie11]. Am Beispiel der Deformation einer auf Biegung belasteten Welle zeigt sich dies deutlich (Bild 4.6). Die zufälligen maßlichen und geometrischen Abweichungen der Wellenabmessungen führen dazu, dass die auftretende systematische Deformation der Welle an deren Ende variiert und somit einer gewissen Streuung unterliegt. Folglich resultiert aus Wechselwirkungen 3. Art eine zusätzliche Streuung der systematischen Abweichung und infolgedessen eine Zunahme der Streuung des funktionsrelevanten Schließmaßes.

Wechselwirkungen 3. Art lassen sich somit durch Betrachtung der Varianzen systematischer Abweichung(en) identifizieren und anhand von Sensitivitätsanalysen (Kapitel 2.3.2) quantifizieren [Wal13a]. Hier gilt, je größer die Varianz einer systematischen Abweichung ist, desto mehr Signifikanz ist den jeweiligen Wechselwirkungen 3. Art zuzuschreiben.

#### **4.1.2.4 Wechselwirkung 4. Art: Systematische Abweichung beeinflusst systematische Abweichung**

Die Auswirkungen von Wechselwirkungen 4. Art zeigen sich oftmals erst nach einer vergleichsweise langen Betriebsdauer eines Produktes. Von Wechselwirkungen 4. Art ist zu sprechen, wenn das Auftreten einer systematischen Abweichung zur Zu- oder Abnahme einer weiteren systematischen Abweichung bewirkten Mittelwertverschiebung des funktionsrelevanten Schließmaßes führt. Folglich lässt sich festhalten, dass die Wechselwirkung zwischen zwei systematischen Abweichungen zu einer systematischen Änderung der systematischen Mittelwertverschiebung führt. Bild 4.6 verdeutlicht die Wechselwirkungen 4. Art am Beispiel der Deformation der bereits zuvor erwähnten Welle. Durch das Auftreten einer fortwährenden und damit systematisch höheren Bauteiltemperatur unterliegen die

Abmessungen der Welle und damit auch schlussendlich deren systematische Deformation einer Zunahme – bedingt durch die besagten Wechselwirkungen 4. Art.

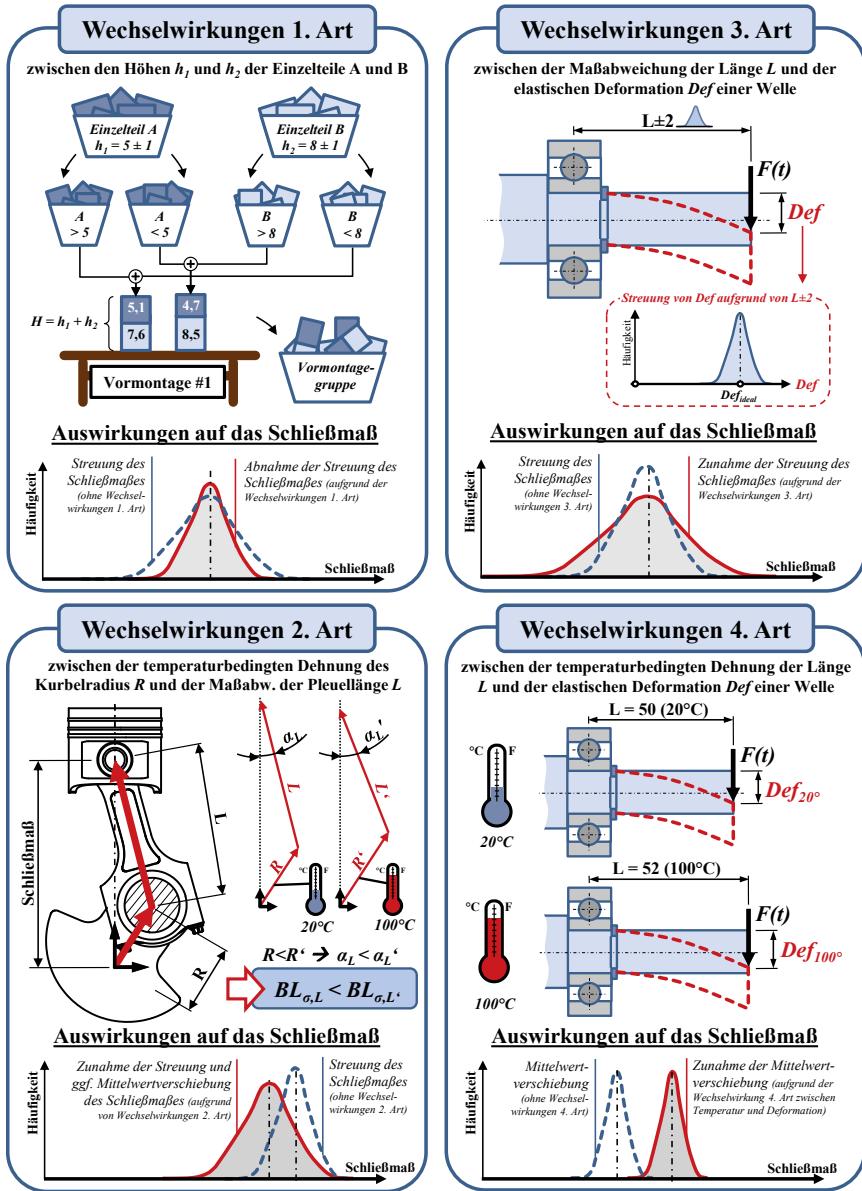
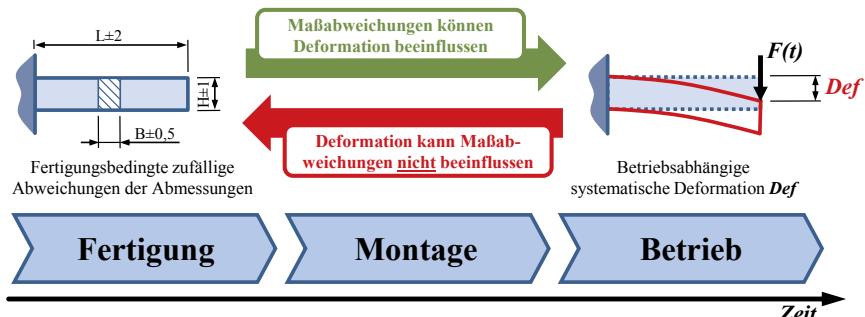


Bild 4.6: Beispiele für die vier Arten von Wechselwirkungen zwischen Abweichungen

Abschließend ist festzuhalten, dass das Auftreten von Wechselwirkungen zwischen Abweichungen wesentlich vom Zeitpunkt der Entstehung der betroffenen Abweichung während des Produktlebens bestimmt wird. Abweichungen können nur dann weitere Abweichungen beeinflussen (und damit besagte Wechselwirkungen begründen), wenn erstgenannte Abweichungen zum Zeitpunkt des Auftretens der beeinflussten Abweichung bereits aufgetreten sind und damit auch bereits direkte Auswirkungen auf Schließmaße haben.

Die, im Rahmen der vorliegenden Arbeit definierten Wechselwirkungen zwischen Abweichungen sind folglich als gerichtete Wechselwirkungen zu verstehen. Bild 4.7 verdeutlicht dies am Beispiel der möglichen Wechselwirkungen zwischen fertigungsbedingten zufälligen Maßabweichungen eines Biegebalkens und der systematischen elastischen Deformation, welche erst während des Betriebs unter Last (Kraft  $F$ ) auftritt.



**Bild 4.7:** Abhängigkeit des Auftretens von Wechselwirkungen zwischen Abweichungen vom Zeitpunkt des Auftretens der betroffenen Abweichungen im Produktleben

## 4.2 Vorgehensweise zur statistischen Toleranzanalyse und -synthese des Betriebsverhaltens abweichungsbehafteter Mechanismen

Der gezielte Einsatz statistischer Toleranzsimulationen in der Produktentwicklung stellt – insbesondere für Mechanismen – enorme Anforderungen an den Toleranzingenieur. So sind u. a. die mathematisch richtige Entwicklung zeitabhängiger Schließmaßgleichungen sowie die Ermittlung systematischer Abweichungen (z. B. mittels moderner CAE-Software) mitunter bereits von höchster Schwierigkeit. Darüber hinaus verlangen die Gesetzmäßigkeiten der Statistik ein systematisches und methodisches Vorgehen des Toleranzingenieurs um nachvollziehbar reproduzierbare und damit abgesicherte und verlässliche Ergebnisse zu erzielen. Im Folgenden wird eine methodische Vorgehensweise zur *Toleranzanalyse und Toleranzsynthese abweichungsbehafteter Mechanismen* vorgestellt und im Detail diskutiert, welche alle Aktivitäten des Toleranzingenieurs in eine fundierte Ordnung setzt. Bild 4.8 zeigt die Hauptaktivitäten, die in den Kapiteln 4.3 bis 4.8 noch weiter detailliert werden.

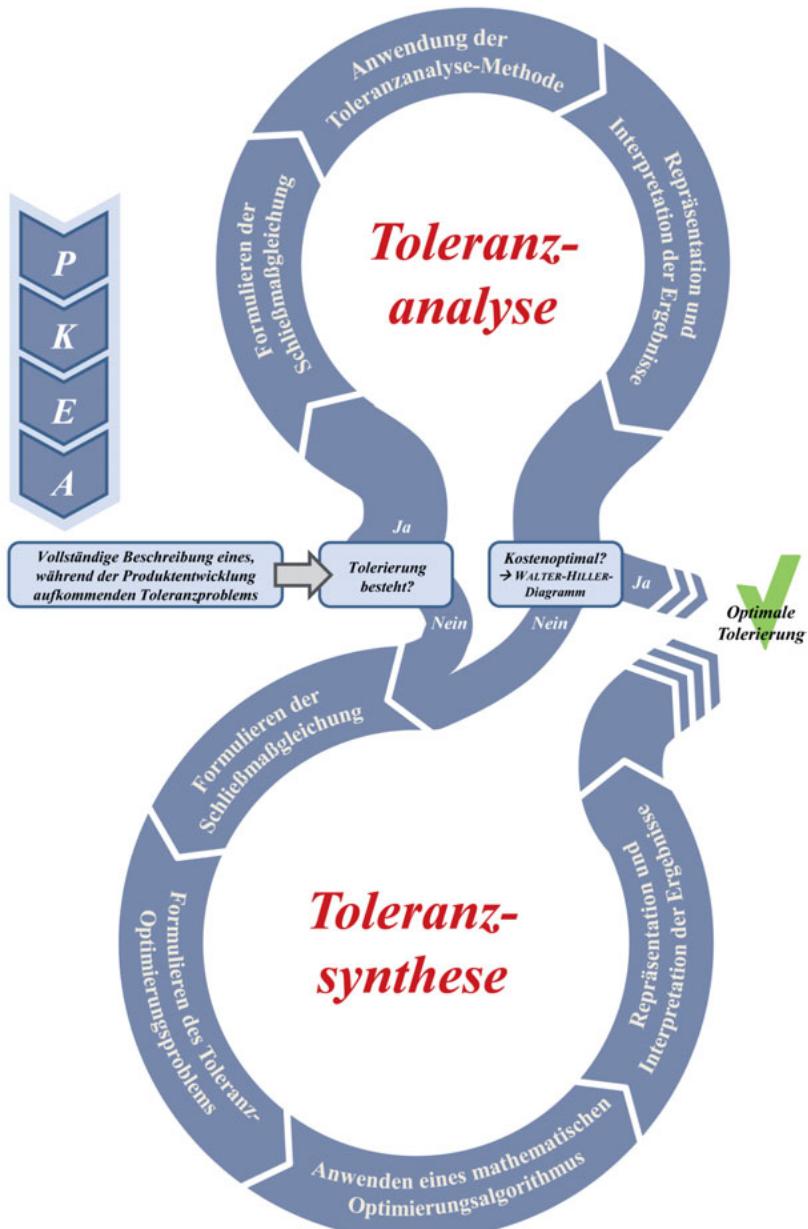


Bild 4.8: Methodische Vorgehensweise zur Toleranzanalyse und -synthese abweichungsbehafteter Mechanismen (Die Kürzel P, K, E, A entsprechen den vier Phasen der Produktentwicklung „Planen, Konzipieren, Entwerfen und Ausarbeiten“ nach [Pah07])

Im Verlauf der Produktentwicklung nach [Pah07] wird der Produktentwickler mit Abweichungen und deren Begrenzung anhand geeigneter Toleranzen üblicherweise während des *Entwurfens* bei der Festlegung der einzusetzenden Fertigungsverfahren und der dadurch erreichbaren Fertigungsqualität konfrontiert. Zudem steht dieser beim anschließenden *Ausarbeiten* [Pah07] vor der verantwortungsvollen Aufgabe, eine vollständige und wirtschaftliche Tolerierung aller Bauteile des jeweiligen Produktes festzulegen. Die Notwendigkeit einer statistischen Toleranzanalyse und/oder -synthese wird somit üblicherweise bereits während der Produktentwicklung durch den Konstrukteur erkannt.

Hierbei ist durch den Konstrukteur zunächst das zugrundeliegende Toleranzproblem möglichst umfassend zu definieren. Der Umfang hängt hierbei wesentlich vom gegenwärtigen Stand der Produktentwicklung und dem Detaillierungsgrad des Produktes ab. Unumgänglich sind jedoch u. a. die Festlegung der funktionsrelevanten Schließmaße, der auftretenden zufälligen und systematischen Abweichungen sowie der Kinematik des Mechanismus. Oftmals kann bereits auf existierende vollständige Tolerierungen der relevanten Bauteile, u. a. aus bestehenden Variantenkonstruktionen und Altzeichnungen sowie vorhergehenden Projekten zurückgegriffen werden, die der Toleranzingenieur analysieren und ggf. auch optimieren kann. Nähere Ausführungen zur vollständigen Beschreibung zu lösender Toleranzprobleme bei abweichungsbehafteten Mechanismen finden sich in Kapitel 4.3. Besteht bereits eine vollständige Tolerierung der Bauteile, so kann der Toleranzingenieur die Funktionserfüllung dieser Tolerierung anhand einer Toleranzanalyse untersuchen. Andernfalls ist die kostenoptimale Tolerierung mittels einer Toleranzsynthese zu identifizieren.

Sowohl für eine Toleranzanalyse als auch die Toleranzsynthese ist die Schließmaßgleichung, die mathematische Formulierung der Abhängigkeiten zwischen den auftretenden Abweichungen und dem Schließmaß, zwingend erforderlich. In Anlehnung an die Arbeiten von STUPPY [Wal09, Stu10, Stu11] erfolgt die Formulierung der Schließmaßgleichung im Rahmen der vorliegenden Arbeit mittels geschlossener Vektorketten, die durch ein systematisches Kombinieren homogener  $4 \times 4$  Transformationsmatrizen gebildet werden. Hierzu wird, ausgehend von einem definierten ortsfesten Koordinatensystem, ein Vektorzug durch die relevanten Gelenke des Mechanismus entwickelt. Hierbei ist festzuhalten, dass aufgrund der Zeitabhängigkeit der Bewegung eines Mechanismus auch die Restriktionen der drei translatorischen und drei rotatorischen Freiheitsgrade in jedem Gelenk und somit auch die Schließmaßgleichung selbst zeitabhängig sind. Zufällige Abweichungen führen hierbei zu einer Änderung von Betrag und Richtung einzelner Vektoren, während systematische Abweichungen durch zusätzliche Vektoren (mit zeitabhängigen Beträgen und Richtungen) und damit auch zusätzliche Transformationsmatrizen in die Vektorkette einzubinden sind.

Es ist somit unbestreitbar, dass die Formulierung der Schließmaßgleichung mitunter die weitaus anspruchsvollste Tätigkeit im Rahmen einer statistischen Toleranzsimulation darstellt. Das detaillierte Vorgehen zur Identifikation der relevanten Vektoren, deren geeignete Verknüpfung aufgrund der zeitabhängigen Gelenkfähigkeitengrade sowie die effiziente Integration von zufälligen, systematischen Abweichungen und Wechselwirkungen zwischen diesen wird folglich in Kapitel 4.4 dieser Arbeit ausführlich behandelt.

Der zweite Schritt der Toleranzanalyse umfasst die Anwendung der Toleranzanalyse-Methode. Wie bereits in Kapitel 2.3 erläutert, finden aktuell zumeist statistische Ansätze wie die *Monte-Carlo-Methode* Anwendung. Hierbei wird der zeitliche Verlauf des betrachteten Schließmaßes im Zeitintervall  $[0s; t_{\text{Analyse}}]$  für eine bestimmte Anzahl  $n$  an Samples des Mechanismus bestimmt. In ihren Arbeiten betrachtet STUPPY lediglich einen Bewegungszyklus des Mechanismus in der Toleranzanalyse, indem sie zu bestimmten Zeit- bzw. Betriebspunkten des Bewegungszyklus für jedes Sample eine Toleranzanalyse durchführt [Stu09b, Stu11]. Jedoch umfasst die vollständige Betriebsdauer eines Mechanismus oftmals zig Millionen Bewegungszyklen. Eine Anwendung der Toleranzanalyse-Methode nach STUPPY [Stu11] wäre somit zur Analyse der vollständigen Betriebsdauer eines Mechanismus sowohl aus wirtschaftlicher Sicht als auch aufgrund der begrenzten Rechnerleistung nicht zu verantworten. Diesen Defiziten wird im Rahmen der Arbeit durch den Einsatz eigens entwickelten modifizierten Toleranzanalyse-Methode begegnet, welche in Kapitel 4.5 vorgestellt wird. Die dieser Methode zugrundeliegende Idee, als eine der wichtigsten Erkenntnisse der vorliegenden Arbeit, wird in Kapitel 4.2.1 im Detail erläutert.

Die Toleranzanalyse schließt mit der Darstellung und Interpretation der Ergebnisse, um die Funktionserfüllung der Tolerierung zu beurteilen (Details hierzu folgen in Kapitel 4.8). Die Beurteilung der Kostenoptimalität einer Tolerierung ist nach dem Stand der Forschung und Technik (Kapitel 2.3.1.3) jedoch nicht Gegenstand der Toleranzanalyse und wird somit oftmals (von den vornehmlich technisch geprägten Ingenieuren) außer Acht gelassen. Technologisch mögliche, jedoch wirtschaftlich nicht tragbare Tolerierungen sind die Folge. Demnach muss nach einer Toleranzanalyse die betrachtete Tolerierung zusätzlich auf ihre Wirtschaftlichkeit hin beurteilt werden. Hierzu wird in dieser Arbeit die Visualisierung mittels des sog. *WALTER-HILLER-Diagramms* vorgestellt. Die Vorgehensweise zur Entwicklung des WALTER-HILLER-Diagramms sowie die Beurteilung der Kostenoptimalität einer bestehenden Tolerierung werden in Kapitel 4.6 detailliert erläutert.

Lässt sich anhand des WALTER-HILLER-Diagramms eine zufriedenstellende Kostenoptimalität der analysierten Tolerierung belegen, so kann auf die weiterführende Toleranzsynthese verzichtet werden. Jedoch ist oftmals – insbesondere bei der Tolerierung von Neuentwick-

lungen und komplexeren Systemen – in den seltensten Fällen bereits die erste definierte Tolerierung kostenoptimal. Eine gezielte Bestimmung der kostenoptimalen Tolerierung mittels der Toleranzsynthese ist somit zumeist unumgänglich.

Die Toleranzsynthese dient dazu, die optimale Tolerierung zu ermitteln, welche sowohl den gestellten funktionalen Anforderungen an das Schließmaß genügt, als auch mit minimalen Fertigungskosten einhergeht. Folglich ist, wenn nicht bereits in einer vorhergehenden Toleranzanalyse geschehen, die Schließmaßgleichung für den Mechanismus zu Beginn der Toleranzsynthese zu entwickeln. Anschließend kann das zu lösende Optimierungsproblem, also der Zielkonflikt zwischen zwei gegensätzlichen Anforderungen formuliert werden. Anhand von drei gängigen Szenarien wird die Formulierung eines Toleranz-Optimierungsproblems bei Mechanismen in Kapitel 4.7.1 ausführlich erläutert und diskutiert.

Die Identifikation der optimalen Tolerierung kann, wie bereits in Kapitel 2.4.2 diskutiert, sowohl mittels analytischer Ansätze als auch anhand mathematischer Optimierungsalgorithmen erfolgen. Maßgeblich für die Wahl der bestgeeigneten Lösungsmethode sind hierbei insbesondere die Komplexität der Zielfunktion und der Nebenbedingungen des Optimierungsproblems. So sind bereits starre nicht-lineare Systeme mit wenigen Toleranzen mit analytischen Verfahren kaum noch sinnvoll zu lösen. Darüber hinaus resultieren aus Mechanismen mit stark nicht-linearem Bewegungsverhalten zumeist nicht-lineare zeitabhängige Nebenbedingungen, welche nur durch ausgewählte numerische Optimierungsverfahren zu lösen sind. Weiterhin ist die Minimierung der Fertigungskosten von Toleranzen mit stetigen, aber diskontinuierlichen Toleranz-Kosten-Modellen nur eingeschränkt mit Gradienten-basierten Optimierungsalgorithmen möglich. Ebenso stoßen auch analytische Verfahren hier an deren Grenzen. Neben der prinzipiellen Anwendbarkeit sind insbesondere die individuellen Einstellungen eines jeden Optimierungsalgorithmus von hoher Signifikanz sowohl für die Qualität der Lösung als auch den Ressourcenbedarf bei der Lösung des Optimierungsproblems. Detaillierte Ausführungen zur Wahl und zur Applikation lokaler und globaler Optimierungsalgorithmen werden in Kapitel 4.7.2 dieser Arbeit gegeben.

Die Vorgehensweise zur statistischen Toleranzanalyse und -synthese abweichungsbehafteter Mechanismen schließt mit der Darstellung aller relevanten Ergebnisse und der vollständigen Dokumentation der durchgeführten statistischen Toleranzsimulationen. Anhand der geeigneten Aufbereitung und Visualisierung der erzielten Ergebnisse kann der Toleranzingenieur diese sowohl gezielt auf deren Plausibilität prüfen sowie in verständlicher und strukturierter Form an Experten weiterer beteiligter Fachbereiche herantragen. Zudem stellt eine detaillierte Dokumentation der einzelnen Schritte der Toleranzsimulationen, aller genutzten Methoden, Verfahren und Algorithmen sowie deren individueller Einstellparameter

die Reproduzierbarkeit und vollständige Nachvollziehbarkeit der Simulationen, insbesondere auch für deren Einbindung in Strategien des wissensbasierten Konstruierens [War00], sicher. Hierzu wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit ein Konzept zur Ergebnisvisualisierung und Dokumentation statistischer Toleranzsimulationen von Mechanismen entwickelt, dessen Umsetzung in Form der rechnerunterstützten Applikation namens *Tol/Mech-insight* [Wal15a] in Kapitel 4.8 vorgestellt wird.

#### 4.2.1 Die Idee hinter der Toleranzanalyse-Methode zur Berücksichtigung der vollständigen Betriebsdauer eines Mechanismus

Die Toleranzanalyse-Methode für bewegte Systeme nach STUPPY [Stu11] sieht lediglich die Betrachtung eines Bewegungszyklus des Mechanismus vor. Es kann somit nur ein vergleichsweise kleines Zeitintervall  $t_Z$  der vollständigen Betriebsdauer analysiert werden. Hierzu werden  $n$  abweichungsbehaftete Mechanismen generiert und der jeweils resultierende Schließmaßverlauf in diesem Zeitintervall bestimmt. Dieses Zeitintervall entspricht jedoch stets nur dem ersten Bewegungszyklus des Mechanismus zu Beginn des Betriebs (bei  $t = 0$  s), da STUPPY zum betrachteten Zeitpunkt im Betrieb keine weiteren Festlegungen trifft. Demnach ist mit der *Integrierten Toleranzanalyse bewegter Systeme* nach [Stu11] nur die Beurteilung der Auswirkungen der  $m$  Abweichungen  $Abw_i$  auf das Schließmaß während des ersten Bewegungszyklus, welcher zum Zeitpunkt  $t_B = 0$  s beginnt, möglich:

$$SM_n(t) = f(ABm_{ideal,i}, Abw_1, Abw_2, \dots, Abw_m, t, t_B = 0s) \text{ mit } t \in [0; t_Z]^{\mathbb{R}_+} \quad (4.2)$$

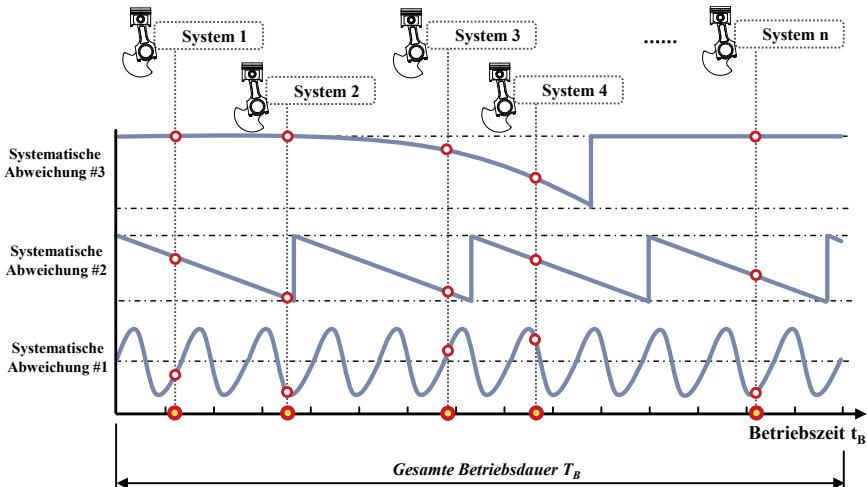
Aussagen zum Bewegungsverhalten für die weiteren Bewegungszyklen während der verbleibenden Betriebsdauer können jedoch bisher nicht getroffen werden. Somit ist die Toleranzanalyse-Methode um die Betrachtung der vollständigen Betriebsdauer zu erweitern.

Hierzu wird ein zusätzlicher variierender Parameter eingeführt, der beim Generieren der  $n$  Samples (abweichungsbehaftete Mechanismen) mit einer zugehörigen Wahrscheinlichkeitsverteilung Berücksichtigung findet. Dieser Parameter wird fortan als **Betriebszeitpunkt  $t_B$**  bezeichnet und repräsentiert die Zeit, welche seit der Inbetriebnahme des  $n$ -ten Mechanismus (zum Zeitpunkt  $t = 0$  s) vergangen ist. Der Betriebszeitpunkt kann hierbei jeden nicht negativen reellen Wert im Intervall  $[0; T_B]$  annehmen, wobei  $T_B$  der **vollständigen Betriebsdauer** des Mechanismus (z. B. definiert durch die Forderung einer Mindestlebensdauer) entspricht. Somit ist fortan die Bestimmung des Schließmaßverlaufs während eines Bewegungszyklus (mit der Zyklusdauer  $t_Z$ ) für jeden der  $n$  Samples zu jedem beliebigen Betriebszeitpunkt  $t_B$  der vollständigen Betriebsdauer  $T_B$  möglich. Es gilt somit:

$$SM_n(t, t_B) = f(ABm_{ideal,i}, Abw_1, Abw_2, \dots, Abw_m, t, t_B) \text{ mit } t \in [0; t_Z]^{\mathbb{R}_+} \text{ und } t_B \in [0; T_B]^{\mathbb{R}_+} \quad (4.3)$$

Am Beispiel des Kurbeltriebs eines 4-Takt Verbrennungsmotors, wie er u. a. in Kleinkrafträder Verwendung findet, soll die Modifikation der Toleranzanalyse-Methode nun verdeutlicht werden. Durch die Anwendung der *Integrierten Toleranzanalyse bewegter Systeme* nach STUPPY wird eine Anzahl  $n$  abweichungsbehafteter Kurbeltriebe erzeugt und für jeden dieser der zugehörige Schließmaßverlauf während der ersten beiden Arbeitstakte des Motors ermittelt. Diese Betrachtungen finden also für alle  $n$  Kurbeltriebe zum identischen Betriebszeitpunkt  $t_B = 0\text{s}$ , dem ersten Anlassen der Motoren, statt.

Hingegen ermöglicht die **modifizierte Toleranzanalyse-Methode** die zusätzliche Festlegung des, für jeden der  $n$  Samples individuellen, Betriebszeitpunktes  $t_B$ . Somit wird der Bewegungszyklus (Zyklusdauer  $t_Z$  umfasst zwei Arbeitstakte) für jeden Kurbeltrieb zu einem zufälligen Betriebszeitpunkt  $t_B$  innerhalb der Betriebsdauer des Motors  $T_B$  ermittelt. Die  $n$  Samples werden somit gleichmäßig über die vollständige Betriebsdauer verteilt. Damit ist es von nun an möglich, systematische Abweichungen mit größeren Periodendauern ( $T_P > t_Z$ ), wie beispielsweise Verschleiß zu berücksichtigen. Bild 4.9 verdeutlicht die Verteilung der Samples über die Betriebsdauer mittels der Toleranzanalyse-Methode.



**Bild 4.9: Modifizierte Toleranzanalyse-Methode:** Betriebszeitpunkte der  $n$  abweichungsbehafteten Kurbeltriebe (Samples) und deren Verteilung über die vollständige Betriebsdauer hinweg (Bildquellen des Kurbeltriebs: [Wal09, Stu11])

Somit steht fortan eine Toleranzanalyse-Methode zur Verfügung, welche die Betrachtung der vollständigen Betriebsdauer abweichungsbehafteter Mechanismen in statistischen Toleranzsimulationen – bei nahezu gleichbleibenden numerischen Aufwänden – ermöglicht.

### 4.3 Vollständige Beschreibung der Aufgabe

Der erste und damit in dessen Auswirkungen weitreichendste Schritt der Vorgehensweise nach Bild 4.8 umfasst die vollständige Beschreibung des Toleranzproblems für den Toleranzingenieur und damit weit mehr als nur die Festlegung, welche Abweichungen der Einzelteile in der Toleranzsimulation Berücksichtigung finden sollen. So ist zunächst die Frage zu beantworteten, welchem Ziel die Initiierung der Toleranzsimulation dient, um die generelle Notwendigkeit einer Toleranzanalyse und/oder Toleranzsynthese zu identifizieren. Anschließend sind alle erforderlichen Informationen zusammenzutragen und geeignet zu strukturieren. Hierfür schlägt der Autor eine Unterteilung dieser in folgenden vier Kategorien vor. Die Informationen werden nachfolgend diesen Kategorien zugeordnet.

Die **gestellten Anforderungen an die Tolerierung des Mechanismus** umfassen insbesondere die Definition der relevanten Schließmaße des Mechanismus [Tho99, Zie13c]. Dies wird ergänzt durch die Festlegung der zulässigen Schließmaßtoleranzen, oftmals durch die Angabe der zeitabhängigen oberen und unteren Spezifikationsgrenzen (*USG* und *OSG*) und die geforderte Einhaltung einer maximalen Ausschuss-Rate bzw. einer „in Ordnung“-Quote (z. B.  $\pm 3\sigma$ -Fertigung). Alternativ kann dies anhand von Prozessfähigkeitsindizes (z. B.  $c_p$  und  $c_{pk}$ ; siehe Kapitel 2.3.1.3) formuliert werden. Weitere Anforderungen beziehen sich u. a. auf die Festlegung der angestrebten Betriebsdauer  $T_B$  (z. B. in Form der geforderten Lebensdauer) sowie wirtschaftliche Aspekte (wie die Angabe einer Kostenobergrenze).

Der Umfang an **Informationen über das technische System und dessen Einzelteile** hängt wesentlich vom gegenwärtigen Stand der Produktentwicklung ab. Allen voran sind hier die geometrische Beschreibung der Einzelteile sowie die Festlegung deren physikalischer Eigenschaften (wie Dichte, Wärmeausdehnungskoeffizient etc.) anhand der Materialwahl anzuführen. Gleichermaßen sind zufällige und systematische Abweichungen, die in Fertigung und Montage auftreten, sowie etwaige Wechselwirkungen zwischen diesen zu identifizieren und zu charakterisieren. Aus der Verknüpfung der Einzelteile in deren Gelenk- bzw. Fügpunkten (entsprechend der gültigen Montagefolge) resultiert die finale Baugruppe [Dan03]. Die Lauffähigkeit (d. h. eine Relativbewegung der Einzelteile ist möglich) dieser lässt sich anhand der Art der Gelenke und Kontakte und damit der gesperrten rotatorischen und/oder translatorischen Freiheitsgrade jedes Gelenks ermitteln [Spr10]. Ein global gültiges Referenzkoordinatensystem des Mechanismus ist hierbei zumeist bereits im CAD-Modell der Baugruppe verankert und dient als Ausgangspunkt der zu entwickelnden Vektorketten.

Die umfassende **Detaillierung des angestrebten Betriebs des Mechanismus** ist essentiell für die statistische Toleranzsimulation. An erster Stelle steht hierbei die Festlegung und

Detaillierung der zufälligen und systematischen betriebsabhängigen Abweichungen, deren Ursachen (z.B. Belastung durch äußere Kräfte und Momente) sowie möglicher Wechselwirkungen mit weiteren Abweichungen. Ferner sind die zu erwartenden Betriebsbedingungen zu definieren. Dies reicht von der Angabe der Betriebstemperatur, der Definition möglicher rotatorischer und translatorischer Antriebe (z.B. Drehzahl, Vorschub) und der vorherrschenden Umgebungsbedingungen (u.a. Grad möglicher Verschmutzungen, Umgebungstemperaturen) bis hin zur Spezifikation erforderlicher Hilfsmittel (Schmierfette, Öle, Kraftstoffe etc.) und Detaillierung angestrebter Wartungsintervalle des Mechanismus.

Die Beschreibung der Aufgabe schließt mit der **Zusammenstellung unternehmensspezifischer Restriktionen bezüglich Fertigung und Montage**. Essentiell ist hierbei, insbesondere für die wirtschaftliche Beurteilung der Tolerierung, die Bereitstellung der Toleranz-Kosten-Modelle für zur Verfügung stehenden Fertigungs- und Montageprozesse. Sie beantworten die Fragen, i) welche Toleranzen mit welchem Verfahren erreicht werden können, ii) ob sich der Wechsel des Fertigungsverfahrens aus Gründen der Wirtschaftlichkeit lohnt und iii) wo die Grenzen des Erreichbaren für besagte Verfahren liegen. Darüber hinaus werden die Wahrscheinlichkeitsverteilungen zufälliger Abweichungen wesentlich durch den zur Verfügung stehenden Maschinenpark sowie die Art der Fertigung und Montage (manuell, teil- oder vollautomatisiert) und die Unternehmensphilosophie bezüglich nachhaltiger Produktion (Entsorgung oder Nacharbeit von Ausschussteilen) bestimmt. Die gewissenhafte und fundierte Festlegung der Wahrscheinlichkeitsverteilungen ist folglich von immenser Relevanz.

#### 4.4 Die Schließmaßgleichung: Gemeinsamer Kern von Toleranzanalyse und -synthese

Sowohl für die Toleranzanalyse als auch die Toleranzsynthese ist die Schließmaßgleichung unabdingbar und hat signifikanten Einfluss auf Güte und Aussagekraft der Ergebnisse. Je doch ist zumeist die Formulierung der Schließmaßgleichung der weitaus anspruchsvollste, umfangreichste und auch fehleranfälligste Schritt der Vorgehensweise nach Bild 4.8. Umso mehr ist demnach ein systematisches Vorgehen bei der Entwicklung der zeitabhängigen Schließmaßgleichung eines abweichungsbehafteten Mechanismus von Nöten.

In diesem Kapitel wird die schrittweise Entwicklung der Schließmaßgleichungen für abweichungsbehaftete Mechanismen detailliert erläutert. Dazu werden ausgewählte und bewährte Ansätze der Repräsentation von Abweichungen (siehe Kapitel 2.3.1.1) herangezogen. Die Grundlage bildet die, in den Arbeiten von STUPPY bewährte sowie von MARZIALE und POLINI empfohlene Abbildung von Maßketten mittels geschlossener Vektorketten

[Mar09b, Wal09, Pol11, Stu11, Wal13a], welche gemäß der *Direct Linearization Method* nach [Cha96] durch die Multiplikation homogener 4x4 Transformationsmatrizen [Whi94] gebildet werden [Reh12]. Das zeitabhängige Bewegungsverhalten eines Mechanismus bedingt zudem, dass die Transformationsmatrizen zeitabhängige Einträge beinhalten. Die Integration zufälliger maßlicher und geometrischer Abweichungen [Che14] erfolgt hierbei unter der Berücksichtigung der *Vektoriellen Tolerierung* nach WIRTZ [Wir86] sowie den Strategien der Übersetzung geometrischer in vektorielle Toleranzen nach [Web98, Bri99]. Hingegen werden zeitabhängige systematische Abweichungen, wie in [Stu11, Wal13a, Wal13b] durch zusätzliche Vektoren (und damit zusätzliche Transformationsmatrizen) in Vektorketten eingebunden. Die Wahl dieser Ansätze zur Entwicklung der Schließmaßgleichungen begründet sich hierbei mit der Vereinbarkeit der vektoriellen Beschreibung der Bewegungen von Mechanismen mit der vektoriellen Repräsentation von Abweichungen in [Hör03, Mak07, Stu11] sowie der Erkenntnis, dass die Formulierung von Schließmaßgleichungen anhand von Vektorketten, im Vergleich mit weiteren Arten der Repräsentation von Toleranzketten, lediglich mit einem geringem Aufwand einhergeht [Pol11, Che14].

#### 4.4.1 Formulierung der Schließmaßgleichungen mittels Vektorketten

Der Schließmaßvektor ist die Verbindung zwischen Anfang und Ende einer Vektorkette [Jor09], welche durch die Montage der abweichungsbehafteten Einzelteile in deren Gelenk- und Kontaktpunkten definiert wird. Üblicherweise liegt der Anfangspunkt dieser Vektorkette und somit der Anfangspunkt des Schließmaßvektors im Ursprung eines raumfesten Koordinatensystems des Mechanismus, dem globalen Koordinatensystem  $KOS_{glob}$ . Folglich kann anhand der Einträge des Schließmaßvektors entlang der drei Raumachsen des globalen Koordinatensystems das jeweils relevante Schließmaß bestimmt werden.

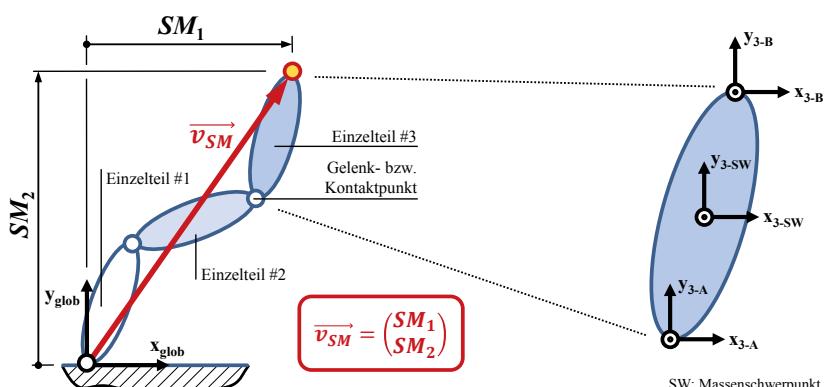


Bild 4.10: Schließmaßvektor eines planaren Mechanismus nach [Wal09, Wei13]

Die Ermittlung des Schließmaßvektors und damit die mathematische Formulierung der Schließmaßgleichung mittels Vektorketten erfordert somit eine einheitliche vektorielle Beschreibung der assemblierten Einzelteile anhand körperfester Koordinatensysteme aller relevanten Einzelteile und zugehöriger Restriktionen in deren Gelenken. Anhand dieser kann fortan jeder beliebige Vektor eines lokalen, körperfesten Koordinatensystems durch eine gezielte und systematische Aneinanderreihung von Koordinatentransformationen in einen Vektor des globalen Koordinatensystems und damit den gesuchten Schließmaßvektor überführt werden. Hierfür wird dem Leser ein Vorgehen in fünf Schritten empfohlen:

1. Identifikation der Vektorkette anhand der Festlegung relevanter Bauteile und deren Gelenk- und Kontaktpunkte mit weiteren Bauteilen oder dem Umgebungssystem
2. Definition der lokalen, körperfesten Koordinatensysteme (u. a. in den Gelenk- und Kontaktpunkten der Einzelteile) sowie des globalen Koordinatensystems
3. Bestimmung der erforderlichen Koordinatentransformationen zur virtuellen Montage der Einzelteile in deren Gelenken und Kontaktpunkten unter Berücksichtigung möglicher zeitabhängiger Übergangsbedingungen
4. Gezielte Erweiterung der Vektorkette zur Integration zufälliger und systematischer Abweichungen sowie möglicher Wechselwirkungen zwischen Abweichungen
5. Ermittlung des Schließmaßvektors anhand der systematischen Multiplikation der, in den beiden vorhergehenden Schritten definierten, Transformationsmatrizen und Ableitung der Schließmaßgleichung

Bild 4.10 verdeutlicht die Verkettung abweichungsbehafteter Bauteile, die Definition lokaler und globaler Koordinatensysteme sowie den gesuchten Schließmaßvektor. Die drei verbleibenden Schritte des Vorgehens werden im Folgenden detailliert erläutert und diskutiert.

#### 4.4.1.1 Koordinatentransformation von Vektoren mittels homogener 4x4 Matrizen

Soll ein beliebiger, körperfester Punkt  $P$ , der gegenwärtig durch den Vektor  $\overrightarrow{v_{p_1}}$  in einem Koordinatensystem  $KOS_1$  (fortan als **Ausgangssystem** bezeichnet) definiert ist, als Vektor  $\overrightarrow{v_{p_2}}$  eines weiteren Koordinatensystems  $KOS_2$  (**Zielsystem**) ausgedrückt werden, so wird dies gemäß der DLM nach [Cha96] durch sogenannte Koordinatentransformationen erreicht. Diese Transformationen werden mathematisch durch die Multiplikation des besagten Vektors  $\overrightarrow{v_{p_1}}$  im Ausgangssystem  $KOS_1$  mit entsprechenden Transformationsmatrizen  $M_i$  gemäß Gleichung (4.4) erreicht, wobei die Abhängigkeiten von Lage und Ausrichtung zwischen beiden Koordinatensystemen, durch die individuellen Einträge der Matrizen Berücksichtigung finden [Whi94, Cha96, Wal09].

$$\overrightarrow{v_{p_2}} = M_1 \cdot M_2 \cdot \dots \cdot M_n \cdot \overrightarrow{v_{p_1}} \quad (4.4)$$

Liegen die Ursprünge des Ziel- und Ausgangssystems nicht im selben Punkt, so ist eine translatorische Transformation des Vektors anhand der Matrix  $M_{trans}$  und den zugehörigen Abständen beider Koordinatenursprünge  $\Delta x$ ,  $\Delta y$  und  $\Delta z$  erforderlich [Whi94, Cha96]:

$$M_{trans} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & \Delta x \\ 0 & 1 & 0 & \Delta y \\ 0 & 0 & 1 & \Delta z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (4.5)$$

Weichen hingegen die  $x$ -,  $y$ - und  $z$ -Achsen des Zielsystems um die Winkel  $\varphi_x$ ,  $\varphi_y$  und  $\varphi_z$  (in mathematisch positiver Zählrichtung) von den Achsen des Ausgangssystems ab, so sind entsprechende Rotationen und damit die nachfolgend detaillierten Transformationsmatrizen  $M_{rot,x}$ ,  $M_{rot,y}$  und  $M_{rot,z}$  gemäß [Cha96, Bru07, Mar09a] heranzuziehen.

$$M_{rot,x} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\varphi_x) & -\sin(\varphi_x) & 0 \\ 0 & \sin(\varphi_x) & \cos(\varphi_x) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (4.6)$$

$$M_{rot,y} = \begin{pmatrix} \cos(\varphi_y) & 0 & \sin(\varphi_y) & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin(\varphi_y) & 0 & \cos(\varphi_y) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (4.7)$$

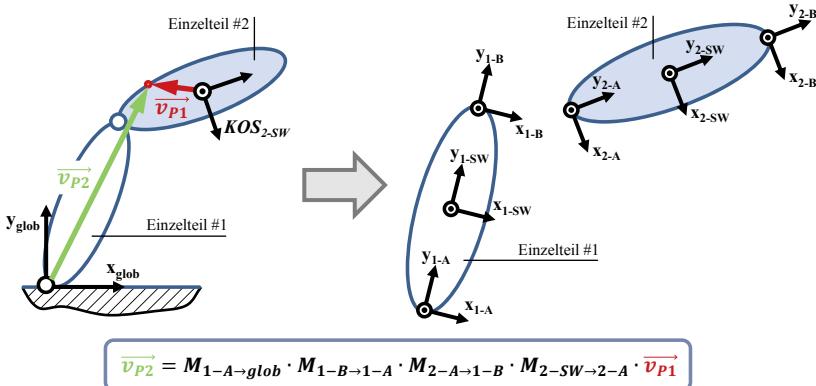
$$M_{rot,z} = \begin{pmatrix} \cos(\varphi_z) & -\sin(\varphi_z) & 0 & 0 \\ \sin(\varphi_z) & \cos(\varphi_z) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (4.8)$$

Zur Wahrung der Konsistenz der Matrizenmultiplikation ist der Vektor des Punktes  $P$  im Ausgangssystem  $KOS_I$  als Spaltenvektor in der Form

$$\overrightarrow{v_{P1}} = (x_{P1} \quad y_{P1} \quad z_{P1} \quad 1)^T \quad (4.9)$$

darzustellen, wobei dessen viertes Element stets den Wert 1 hat [Cha96, Wal09]. Ein technisches System besteht zumeist aus einer Vielzahl an Einzelteilen, die in ihren Kontakt- bzw. Gelenkpunkten aufgrund gegebener Montagebeziehungen miteinander gekoppelt sind. Aufgrund dessen lässt sich die Transformation eines Vektors in ein weiteres, beliebiges (globales oder körperfestes) Koordinatensystem auch über mehrere Einzelteile eines Gesamtsystems hinweg umsetzen. Bild 4.11 verdeutlicht dies am Beispiel eines planaren Sys-

tems, bei welchen der Vektor  $\overrightarrow{v_{P1}}$  vom körperfesten Ausgangssystem  $KOS_{2-SW}$  des Einzelteils #2 in das globale Zielsystem  $KOS_{glob}$  im Koppelpunkt der Umgebung mit dem Einzelteil #1 und damit in den gesuchten Vektor  $\overrightarrow{v_{P2}}$  überführt wird. Hierfür sind vier Koordinatentransformationen anhand der, in Bild 4.11 benannten Matrizen zu formulieren.



**Bild 4.11: Transformation eines Vektors aus einem körperfesten Ausgangssystem in das globale Zielsystem einer Baugruppe nach [Wal09, Wei13]**

Somit kann mittels der Verknüpfung von Transformationsmatrizen jede Schließmaßgleichung zwischen zwei beliebig gewählten Punkten eines Systems unter Berücksichtigung der idealen Abmessungen  $Abm_{ideal}$  der Einzelteile formuliert werden. Es gilt demnach:

$$SM = f(ABm_{ideal,t}) \quad (4.10)$$

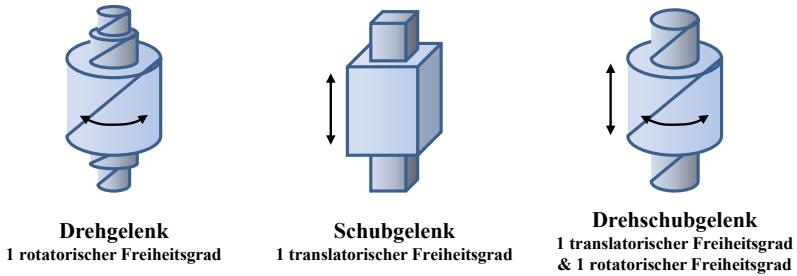
#### 4.4.1.2 Virtuelle Montage der Einzelteile in deren Gelenken durch zeitabhängige Übergangsbedingungen

Die Kopplung von Einzelteilen in deren Gelenk- bzw. Kontaktpunkten geht nicht immer mit einer Einschränkung aller sechs Freiheitsgrade der beteiligten Einzelteile im Raum einher. Vielmehr werden anhand verschiedenster Gelenktypen gezielt translatorische und/oder rotatorische Freiheitsgrade nicht gesperrt und somit eine zeitabhängige Relativbewegung zwischen den beteiligten Einzelteilen ermöglicht. Das Bewegungsverhalten idealer, also nicht abweichungsbehafteter Mechanismen wird üblicherweise in der Bewegungslehre mit Hilfe der Mehrkörpersimulation numerisch analysiert. Diese basiert auf der vektoriellen Beschreibung der Bewegung massebehafteter Körper im Raum und ist, wie von HÖRSKEN [Hör03] gezeigt und in [Mak07, Stu11] verdeutlicht, mit den Ansätzen der Toleranzanalyse mittels Vektorketten vereinbar. Diese stützt somit die Wahl der vektoriellen Repräsentation von Abweichungen in vorliegender Arbeit.

Die Schließmaßgleichung (Gleichung (4.10)) ist somit um zeitabhängige Terme, welche die Restriktionen aufgrund der eingesetzten Gelenke abbilden, zu ergänzen. Nachfolgend wird dies sowohl für nieder- als auch für höherwertige Gelenke genauer beleuchtet.

### Niederwertige kinematische Gelenke

Niederwertige Elementpaare zeichnen sich durch eine flächenförmige Kontaktzone der gekoppelten Einzelteile des Mechanismus aus [Vol95]. Der Kontakt wird hierbei stets durch zwei Flächen gebildet und lässt sich somit eindeutig einer unveränderlichen Linie (z. B. der Mittelachse einer Welle) im Zweidimensionalen bzw. einen Punkt (auf besagter Linie) im Eindimensionalen zuordnen. Bild 4.12 gibt eine Übersicht gängiger niederwertiger Gelenke und stellt die Einschränkungen der Freiheitsgrade zusammen.



**Bild 4.12: Niederwertige Elementpaare und deren Freiheitsgrade nach [Vol95, Vaj09, Wal09]**

Die Integration niederwertiger Gelenke in der bisher vorliegenden (idealen) Schließmaßgleichung nach Gleichung (4.10) kann oftmals bereits durch das Ersetzen der, die Translationen und Rotationen quantifizierenden Größen ( $\Delta x, \Delta y, \Delta z, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ ) durch zeitabhängige Funktionen erreicht werden. So ist bei einem Drehgelenk, welches den rotatorischen Freiheitsgrad um eine Achse aufweist, der bisher konstante Drehwinkel  $\varphi_{rot}$  durch das Produkt aus Winkelgeschwindigkeit  $\omega_{rot}$  des rotierenden *i*-ten Bauteils und der Zeit  $t$  nach

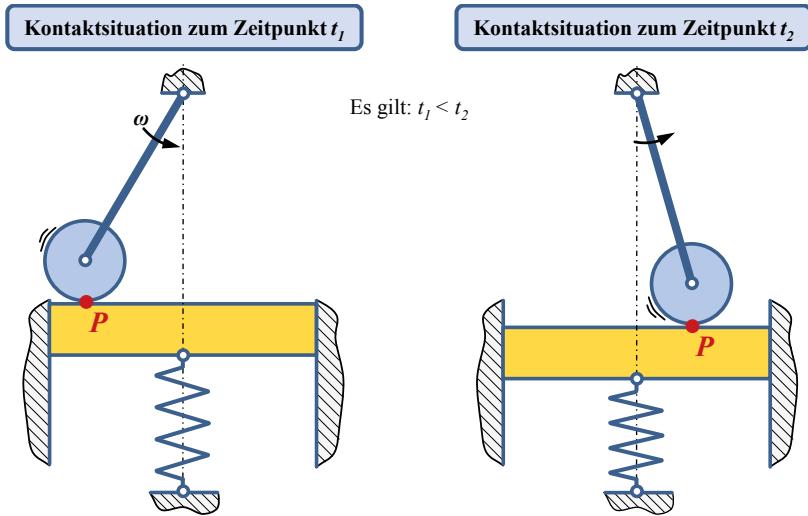
$$\varphi_{rot,i}(t) = \omega_{rot,i} \cdot t \quad (4.11)$$

zu ersetzen. Analog hierzu ist bei Gelenken mit translatorischen Freiheitsgraden das Produkt aus der jeweiligen translatorischen Vorschubgeschwindigkeit  $v_{x,y,z}$  und der Zeit  $t$  zu bilden. Höherwertige Gelenke erfordern hingegen neben der Manipulation bestehender Matrizen zumeist auch eine Erweiterung der Vektorkette um weitere Transformationen.

### Höherwertige kinematische Gelenke

Ebenso wie niederwertige Gelenke, können auch höherwertige Gelenke zwischen Bauteilflächen bestehen, weisen jedoch eine linien- oder punktförmige Kontaktzone auf [Gös12].

Dies hat zur Folge, dass der Kontakt nicht exakt einer körperfesten Linie bzw. einem körperfesten Punkt zugeordnet werden kann. Resultierende Kontaktlinien und -punkte sind somit nicht körperfest. Vielmehr bewegen sich diese, in Abhängigkeit der geometrischen Gegebenheiten, auf Bewegungsbahnen auf den Grenzflächen beider im Kontakt stehenden Körper [Epp12, Wei13]. EPP verdeutlicht dies anschaulich am Beispiel eines Kugelpendels, welches mit einer federnd gelagerten Platte einen höherwertigen Kontakt bildet [Epp12]. Der Kontaktpunkt  $P$  bewegt sich hierbei auf den Grenzflächen (Bild 4.13).



**Bild 4.13: Relativbewegung des Kontaktpunktes  $P$  auf den Grenzflächen der, mittels eines höherwertiger Gelenks gekoppelten Einzelteile nach [Epp12]**

Zur Integration höherwertiger Gelenke in Vektorketten wird in der vorliegenden Arbeit ein Vorgehen in drei Schritten herangezogen:

1. Zunächst sind die Transformationsmatrizen zu formulieren, die (analog den niedrigwertigen Gelenken) die Kontaktbedingungen (eingeschränkte Freiheitsgrade) im tatsächlichen Kontaktpunkt  $P$  beider Einzelteile beschreiben. Hierbei wird der Kontaktpunkt als abgeschlossenes Sub-System betrachtet, innerhalb dessen der tatsächliche Kontaktpunkt keiner Relativbewegung unterliegt [Epp12, Wei13].
2. Anschließend ist die Bewegung des Sub-Systems (und damit des tatsächlichen Kontaktpunktes) auf den Grenzflächen beider KontaktPartner zu beschreiben und die zugehörigen zeitabhängigen Transformationsmatrizen zu entwickeln [Epp12].
3. Anhand der Matrizen aus Schritt 2 können nun die Transformationsmatrizen (aus Schritt 1), welche den eigentlichen Kontakt beschreiben, an die Geometrie der beteiligten Teile angepasst werden.

ligen Einzelteile gekoppelt werden. Im Rahmen der Matrizenmultiplikation werden somit den Matrizen zur Beschreibung der Bewegung des Kontaktpunktes, die Matrizen zur Beschreibung der Bewegung des Sub-Systems voran- und nachgestellt.

Abschließend sei angemerkt, dass insbesondere die mathematische Formulierung des Bewegungsverhaltens des Sub-Systems sowie deren Überführung in Transformationsmatrizen bereits für einfachste Regelgeometrien äußerst anspruchsvoll sein können. Bilden zudem noch Freiformflächen den Kontakt, so ist eine exakte Beschreibung der Bewegung des Sub-Systems meist nur noch näherungsweise und unter vereinfachenden Annahmen (z.B. Kleinwinkelnäherung) oder approximativ möglich. Im weiteren Verlauf der Arbeit werden sowohl die Komplexität als auch der enorme Umfang des Vorgehens für den Kontakt Nockenwelle / Schlepphebel des Ventiltriebs eines Verbrennungsmotors aufgezeigt.

Somit kann gegenwärtig bereits der zeitliche Verlauf eines jeden Schließmaßes zwischen zwei beliebig gewählten Punkten eines Systems unter Berücksichtigung der idealen Soll-Abmessungen  $Abm_{ideal}$  der Einzelteile bestimmt werden. Es gilt entsprechend:

$$SM = f(Abm_{ideal,i}, t) \quad (4.12)$$

#### 4.4.1.3 Integration zufälliger und systematischer Abweichungen

Die Integration zufälliger und systematischer Abweichungen erfordert zusätzliche Vektoren in der Vektorkette und damit die Entwicklung weiterer Transformationsmatrizen.

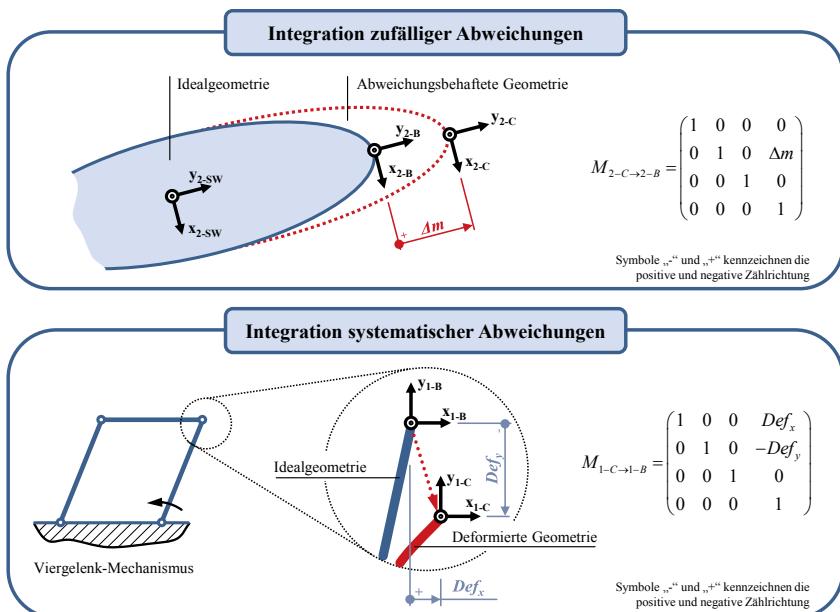
##### Zufällige Abweichungen

Sowohl Anzahl als auch Komplexität der erforderlichen Matrizen werden von der Art der Abweichung sowie dem tolerierten Element und dem Bezugselement und somit schlussendlich von der resultierenden Toleranzzone bestimmt. So lässt sich die Zweipunkt-Maßabweichung des Abstandes zweier Gelenkpunkte eines Einzelteils (Bild 4.14, oben) bereits mit einer Koordinatentransformation vollständig beschreiben. Zunächst ist hierfür ein zusätzliches körperfestes Koordinatensystem  $KOS_{2-C}$  einzuführen, dessen Ursprung exakt um den Betrag der zufälligen Maßabweichung  $Abw_{zuf} = \Delta m$  vom Ursprung des idealen Koordinatensystems  $KOS_{2-B}$  entfernt ist. Die Orientierung der Raumachsen des  $KOS_{2-C}$  (gegenüber  $KOS_{2-B}$ ) kann hierbei beliebig erfolgen, ist aber im Hinblick auf die nachfolgende Entwicklung der Transformationsmatrizen mit Bedacht zu leisten. Deshalb lässt sich die Überführung des Ausgangssystems  $KOS_{2-C}$  in das Zielsystem  $KOS_{2-B}$  anhand einer Translation mittels der in Bild 4.14 (oben) benannten Matrix  $M_{2-C \rightarrow 2-B}$  erreichen.

Darüber hinaus bieten weitere Arten von Abweichungen dem tolerierten Element mehr als einen Freiheitsgrad (FG). Folglich sind zu deren Integration in die Schließmaßgleichung für

jede mögliche Bewegungsmöglichkeit des tolerierten Elements separate Transformationsmatrizen zu entwickeln. Beispielsweise kann eine, auf Parallelität tolerierte Achse innerhalb ihrer zylinderförmigen Toleranzzone sowohl translatorisch (2 FG<sub>trans</sub>) als auch rotatorisch (2 FG<sub>rot</sub>) von ihrer Idealposition und -lage abweichen [Wal09]. Demnach wären vier Transformationen erforderlich um diese Parallelitätsabweichung vollständig abzubilden.

Für weitere Ausführungen zur Methodik der Übersetzung von Abweichungen in eine vektorielle Darstellung sei auf [Bri99] verwiesen. Die Anwendung dieser für ausgewählte Abweichungen folgt im Rahmen der Toleranzsimulationen des Ventiltriebs in Kapitel 5.



**Bild 4.14: Integration einer zufälligen Maßabweichung (oben) und einer systematischen Deformation eines Einzelteils (unten) in Vektorketten nach [Wal09, Sto12b]**

#### Systematische Abweichungen

Auch die Integration systematischer Abweichungen erfolgt im Rahmen der vorliegenden Arbeit ausschließlich anhand zusätzlicher Vektoren und unter der Annahme, dass sich die systematische Abweichung stets einem definierten körperfesten Punkt zuordnen lässt. Hierbei werden jedoch Betrag und Richtung der Vektoren nicht zufällig anhand von Wahrscheinlichkeitsverteilungen vorgegeben. Vielmehr folgt aus dem deterministischen Charakter der systematischen Abweichungen die Notwendigkeit, sowohl Betrag als auch Richtung für jede mögliche Konfiguration des Gesamtsystems (und damit für jedes Sample) separat

neu zu ermitteln. Am Beispiel der elastischen Deformation  $Def_{x,y}$  eines Einzelteils eines Viergelenkmechanismus wird in Bild 4.14 (unten) die Erweiterung der Vektorkette um einen zusätzlichen Vektor verdeutlicht sowie die zugehörige Transformationsmatrix benannt.

### Wechselwirkungen zwischen Abweichungen

Die zuvor detaillierten Maßnahmen zur Integration zufälliger und systematischer Abweichungen werden durch mögliche Wechselwirkungen zwischen den Abweichungen erheblich umfangreicher. Bereits im Vorfeld einer statistischen Toleranzsimulation sind folglich detaillierte Beurteilungen der zu erwartenden Abweichungen und deren Auswirkungen auf das Betriebsverhalten des Mechanismus von immenser Wichtigkeit für eine fundierte und schlüssige Formulierung der Schließmaßgleichung. Nachfolgend wird deshalb die Integration der Wechselwirkungen 1. bis 4. Art in Schließmaßgleichungen diskutiert.

Wechselwirkungen 1. und 2. Art, welche sich auf zufällige Abweichungen auswirken, können bereits mit vergleichsweise geringem Aufwand in der Schließmaßgleichung Berücksichtigung finden. So führen Wechselwirkungen 1. Art mitunter dazu, dass die Schließmaßgleichung als abschnittsweise definierte Funktion zu entwickeln ist [Wal15c]. Dies ist, wie in Kapitel 4.1.2.1 erläutert, bei überbestimmten Mechanismen sowie aufgrund des gezielten Eingriffs in die Montage anhand der Vorsortierung von Einzelteilen zu erwarten. Hingegen ist zur Berücksichtigung von Wechselwirkungen 2. Art die Formulierung der Linearitätskoeffizienten der zufälligen Abweichungen  $\alpha_i$  in Abhängigkeit aller systematischen Abweichungen von Nöten (siehe Kapitel 4.1.2.2). Die vereinfachte Annahme konstanter Linearitätskoeffizienten würde folglich zur Eliminierung der Wechselwirkungen 2. Art sowie deren Effekte und damit schlussendlich zu falschen Ergebnissen führen.

Während Wechselwirkungen 1. und 2. Art unmittelbar bei der Formulierung der Schließmaßgleichung Beachtung finden müssen, erfordern Wechselwirkungen 3. und 4. Art keine Modifikation der Vektorkette durch zusätzliche Vektoren, abschnittsweise Formulierungen oder dergleichen. Vielmehr sind diese Wechselwirkungen bei der deterministischen Beschreibung der systematischen Abweichungen, welche als variable Größen  $Abw_{sys}$  in der Schließmaßgleichung zu finden sind, zu berücksichtigen. Demnach ist jede systematische Abweichung des Mechanismus als eine Funktion aller  $m$  zufälligen Abweichungen  $Abw_{zuf}$  (Wechselwirkungen 3. Art) und der verbleibenden systematischen Abweichungen  $Abw_{sys}$  (Wechselwirkungen 4. Art) zu formulieren. Es gilt demnach für die  $i$ -te systematische Abweichung zum Zeitpunkt  $t$  des Bewegungszyklus nach einer Betriebsdauer des Mechanismus  $t_B$ :

$$Abw_{sys,i}(t, t_B) = f(ABm_{ideal,i}, Abw_{zuf,m}, Abw_{sys,j}, t, t_B) \text{ für } i \neq j \quad (4.13)$$

#### 4.4.1.4 Ermittlung des Schließmaßvektors durch Multiplikation der Transformationsmatrizen

Mit der Entwicklung aller erforderlichen Transformationsmatrizen zur Beschreibung

- der idealen Abmessungen des Mechanismus  $Abm_{ideal}$ ,
- der von der Zeit  $t$  abhängigen Gelenk- und Kontaktrestriktionen,
- der zufälligen Abweichungen  $Abw_{zuf}$ ,
- der vom gegenwärtigen Zeitpunkt  $t$  während eines Bewegungszyklus sowie dem Betriebszeitpunkt  $t_B$  abhängigen systematischen Abweichungen  $Abw_{sys}$

sowie der Berücksichtigung möglicher Wechselwirkungen 1. bis 4. Art ( $WW_{1-4}$ ) lässt sich nun der Schließmaßvektor und damit die gesuchte Schließmaßgleichung

$$SM(t, t_B) = f(Abm_{ideal,i}, Abw_{zuf}, Abw_{sys}, WW_{1-4}, t, t_B) \text{ mit } t \in [0; t_Z]^{\mathbb{R}^+} \text{ und } t_B \in [0; T_B]^{\mathbb{R}^+} \quad (4.14)$$

anhand der systematischen Multiplikation dieser Matrizen (nach Bild 4.11) ermitteln. Somit steht zum Abschluss des ersten Schrittes zur *Toleranzanalyse und -synthese abweichungsbehafteter Mechanismen* („Formulieren der Schließmaßgleichung“ gemäß Bild 4.8) lediglich noch die Entwicklung mathematischer Modelle zur Beschreibung der systematischen Abweichungen aus. Dies ist Gegenstand des nachfolgenden Kapitels.

#### 4.4.2 Bestimmung der systematischen Abweichungen unter Berücksichtigung von Wechselwirkungen 3. und 4. Art

Die Entwicklung geeigneter mathematischer Modelle, welche die auftretenden systematischen Abweichungen inklusive der Wechselwirkungen 3. und 4. Art, mit einer zufriedenstellenden Güte beschreiben, ist mitunter eine äußerst umfangreiche und komplexe Aufgabe. Im Wesentlichen lassen sich hierbei drei Arten an Modellen unterscheiden:

- **Analytisch exakte Formelwerke** sind die am häufigsten anzutreffende Möglichkeit zur Berechnung und Auslegung im Maschinenbau (z. B. von Maschinenelementen). Ein Beispiel hierfür ist die Bestimmung elastischer Deformationen gemäß der Balkentheorie anhand der Biegelinie eines Balkenträgers [Wal15b]. Jedoch sind derartige analytische Ansätze in ihrer Komplexität zumeist stark begrenzt.
- **Analytische Näherungsformeln** ermöglichen die Berechnung systematischer Abweichungen unter Akzeptanz eines Fehlers. Somit ist zwar eine exakte Bestimmung der Abweichung nicht mehr möglich, jedoch sind hierdurch auch Zusammenhänge von weitaus höherer Komplexität beschreibbar (z. B. Temperatur von Wälzlagern in Abhängigkeit von Drehzahl und Lastkollektiven nach STAHL [Sta11]).
- **Meta-Modelle** ermöglichen durch Ansätze der Approximation und des *Maschinellen Lernens* die mathematische Beschreibung der physikalischen Zusammenhänge

innerhalb eines beliebig generierten Datensatzes (siehe Kapitel 2.5). So ist es möglich, systematische Abweichungen anhand modernster rechnerunterstützter Simulationswerkzeuge des *Computer-Aided Engineering*s (CAE) zu bestimmen und den resultierenden Datensatz anschließend in ein geeignetes Meta-Modell zu überführen [Sto12b, Wal12c]. Die Bandbreite möglicher Anwendungen wird hierbei lediglich von der Leistungsfähigkeit der CAE-Werkzeuge begrenzt, welche jedoch gegenwärtig bereits detaillierte Analysen von Problemen ermöglichen, die mit analytischen Mitteln nicht mehr lösbar sind. Als populäre Varianten dieses Vorgehens haben sich der Einsatz Künstlicher Neuronaler Netze [Schl98] sowie der RSM [Dyn13] zur Approximation der Ergebnisse von Finite-Elemente-Simulationen bewährt.

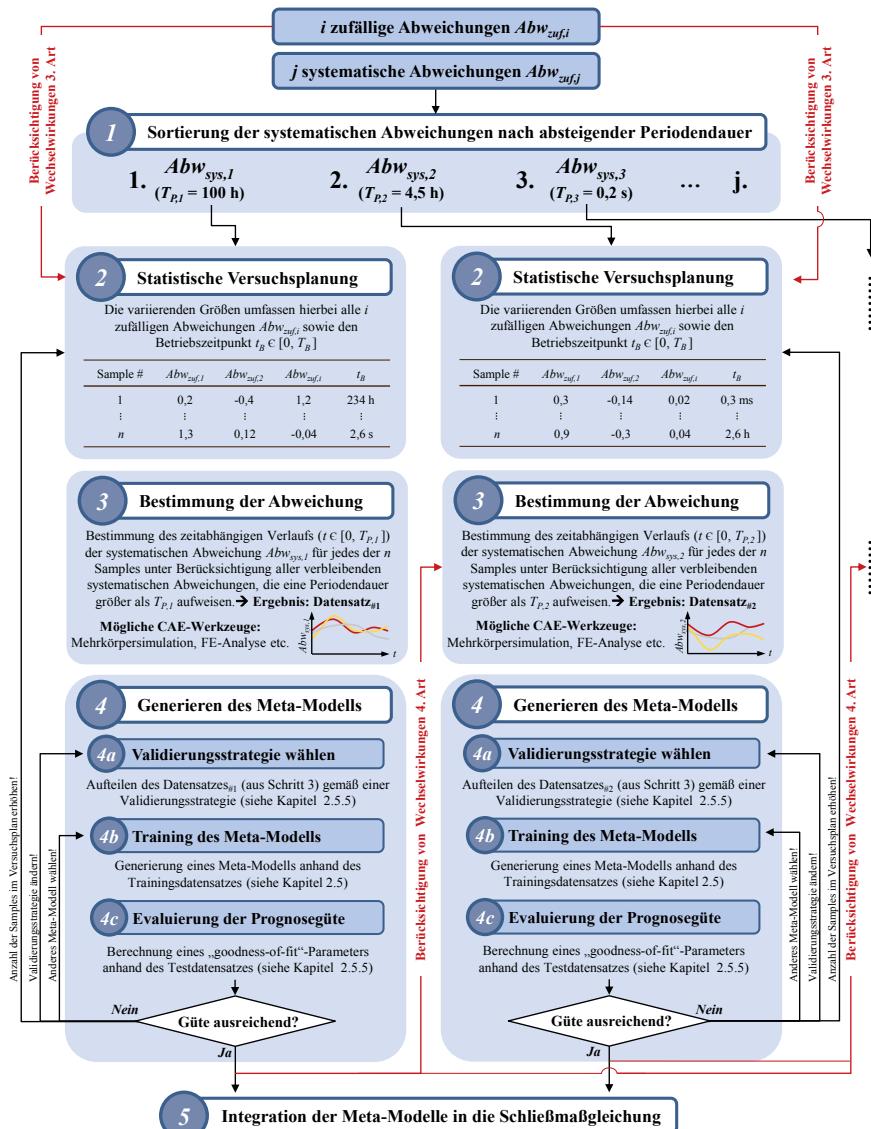
Im Folgenden liegt das Augenmerk auf der Entwicklung geeigneter Meta-Modelle zur Beschreibung der systematischen Abweichungen. Um den Toleranzingenieur hierbei bestmöglich zu unterstützen, wird ihm nachfolgend eine Vorgehensweise (Bild 4.15) an die Hand gegeben, die von der Entwicklung Statistischer Versuchspläne bis hin zur korrekten Generierung der Meta-Modelle alle erforderlichen Schritte umfassend darstellt.

Ausgangspunkt der Vorgehensweise ist hierbei stets die Festlegung und Klassifizierung aller  $i$  zufälligen Abweichungen sowie aller  $j$  systematischen Abweichungen der Einzelteile des Mechanismus. Anhand dieser Festlegung kann nun das Meta-Modell einer beliebigen systematischen Abweichung unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen dieser mit zufälligen Abweichungen (Wechselwirkungen 3. Art) sowie verbleibenden systematischen Abweichungen (Wechselwirkungen 4. Art) entwickelt werden [Wei13]. Die fünf Schritte dieses Vorgehens werden in den nachfolgenden Kapiteln 4.4.2.1 bis 4.4.2.5 erläutert.

#### 4.4.2.1 Schritt 1: Sortierung der systematischen Abweichungen

Wechselwirkungen 4. Art können lediglich zwischen systematischen Abweichungen auftreten, wenn sich diese in deren individueller Periodendauer  $T_P$  deutlich voneinander unterscheiden. Zudem sind diese Wechselwirkungen stets gerichtet, d. h. die systematische Abweichung mit hoher Periodendauer bewirkt eine Änderung der systematischen Abweichung mit niedriger Periodendauer, jedoch nicht entgegengesetzt. Demnach ist zur Entwicklung der Meta-Modelle aller  $j$  systematischen Abweichungen mit der systematischen Abweichung  $Abw_{sys,1}$  zu beginnen, welche die höchste Periodendauer  $T_{P,1}$  aufweist. Diese Abweichung kennzeichnet fortan der Index 1. Anschließend sind die verbleibenden Meta-Modelle sukzessive und unter Berücksichtigung aller bereits entwickelten Meta-Modelle (und damit der jeweils zugehörigen Wechselwirkungen 4. Art) zu entwickeln. Der erste Schritt fordert somit die Sortierung der  $j$  systematischen Abweichung nach absteigender Periodendauer,

um im nächsten Schritt der Vorgehensweise mit der Entwicklung des Meta-Models der systematischen Abweichung  $Abw_{sys,I}$  mit der höchsten Periodendauer zu beginnen.



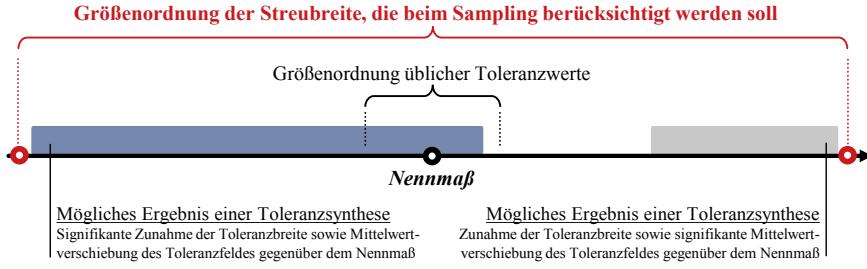
**Bild 4.15: Vorgehensweise zur Entwicklung von Meta-Modellen zur mathematischen Beschreibung  $j$  systematischer Abweichungen und den zugehörigen Wechselwirkungen 3. Art und 4. Art nach [Wal13a] ( $T_p$ : Periodendauer,  $T_B$ : Betriebsdauer)**

#### 4.4.2.2 Schritt 2: Statistische Versuchsplanung

Zufällige Abweichungen aus Fertigung, Montage und Betrieb wirken bereits zu Beginn des Betriebs ( $t_B = 0$  s) auf mögliche systematische Abweichungen (Wechselwirkungen 3. Art) und damit auch auf das Bewegungsverhalten des Mechanismus. Sollen nun Wechselwirkungen 3. Art in einer Toleranzsimulation berücksichtigt werden, so muss jede der  $j$  statistischen Abweichungen unter Berücksichtigung der zu erwartenden Streuung einer jeden zufälligen Abweichung bestimmt werden. Hierdurch können schlussendlich Meta-Modelle entwickelt werden, welche die auftretenden systematischen Abweichungen einschließlich der Wechselwirkungen 3. Art mathematisch beschreiben.

Gemäß den Ausführungen zur Entwicklung von Meta-Modellen im Stand der Forschung und Technik (Kapitel 2.5) ist ein Datensatz, bestehend aus  $n$  Samples, erforderlich [Wal13a, Wal13b]. Hierfür wird in der empfohlenen Vorgehensweise auf ein Verfahren der Statistischen Versuchsplanung (engl.: Design of Experimentes) zurückgegriffen: Das *Latin-Hypercube-Sampling* ermöglicht die Bestimmung einer beliebigen Anzahl  $n$  an Samples unter Berücksichtigung der Wahrscheinlichkeitsverteilung jeder auftretenden zufälligen Abweichung. Das Latin-Hypercube-Sampling ist hier der Monte-Carlo-Methode vorzuziehen, da bereits bei einer vergleichsweise geringen Anzahl an Samples eine signifikant bessere Verteilung der Samples im aufgespannten Parameterraum und damit ein aussagekräftigerer Datensatz für die Meta-Modelle erzielt wird [Sto11b, Man12].

Zunächst sind die Streubereiche aller  $i$  zufälligen Abweichungen festzulegen. Hierbei ist von größter Relevanz, dass der Toleranzingenieur zwingend Streubereiche definiert, die wesentlich größer als die üblicherweise definierten Fertigungstoleranzen sind. Dies begründet sich darin, dass hierdurch das Meta-Modell auch dann noch Gültigkeit hat, wenn sich im Rahmen der Toleranzsynthese zeigen sollte, dass eine erhebliche Aufweitung der Toleranzen der zufälligen Abweichungen oder mögliche Mittelwertverschiebungen dieser Toleranzen erforderlich sind. Dies ist in Bild 4.16 nochmals dargestellt.



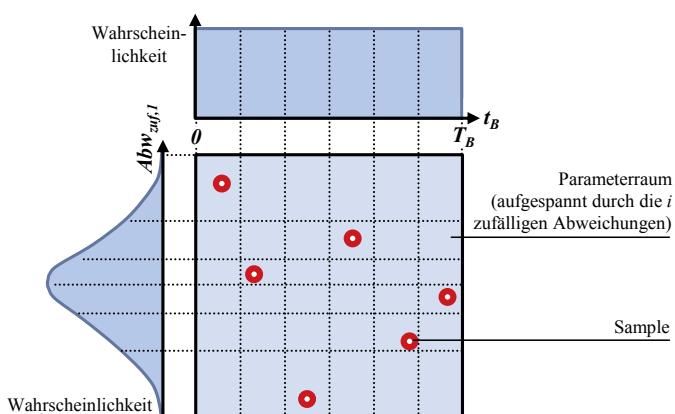
**Bild 4.16: Festlegung der Streubreite der zufälligen Abweichungen für den Versuchsplan**

Neben den  $i$  zufälligen Abweichungen ist, wie in Kapitel 4.2.1 erläutert, noch der Betriebszeitpunkt  $t_B$  im Versuchsplan zu berücksichtigen. Dessen Streubereich wird durch eine Gleichverteilung mit der unteren Grenze „ $0 \text{ s}$ “ und der Betriebsdauer  $T_B$  als obere Grenze beschrieben. Es resultieren damit die in Tabelle 4.1 aufgeführten Größen für das Sampling.

**Tabelle 4.1: Streuende Größen des Versuchsplans (\* = Festlegung durch Toleranzingenieur)**

Streuende Größe	Untere Grenze	Obere Grenze	Wahrscheinlichkeitsverteilung
Zufällige Abweichung #1	*	*	*
Zufällige Abweichung #2	*	*	*
:			
Zufällige Abweichung $#i$	*	*	*
Betriebszeitpunkt $t_B$	$0 \text{ s}$	$T_B$	Gleichverteilung

Im Anschluss an die Festlegung der zu berücksichtigenden Größen erfolgt das Sampling: Zunächst wird der  $(i+1)$ -dimensionale Parameterraum (sog. Hypercube) aufgespannt und die  $i+1$  Raumachsen unter Berücksichtigung der jeweiligen Wahrscheinlichkeitsverteilung in  $n$  Intervalle gleicher Wahrscheinlichkeitsdichten (und damit der gleichen überspannten Fläche) unterteilt. Die Annahme einer Gleichverteilung begünstigt eine gleichmäßige Verteilung der Samples im Hypercube. Abschließend sind die  $n$  Samples zu generieren. Hierbei gilt, dass auf jeder Raumachse in jedem Intervall gleicher Wahrscheinlichkeitsdichten stets nur ein Sample liegen darf (Bild 4.17).



**Bild 4.17: Festlegung von sechs Samples mit zwei streuenden Größen ( $Abw_{sys,i}$ : normalverteilt;  $t_B$ : gleichverteilt) mittels Latin-Hypercube-Sampling nach [McK79, Wei13]**

Für die Festlegung der erforderlichen Anzahl an Samples  $n$  kann keine pauschale Maßgabe ausgesprochen werden. Vielmehr hängt sie sowohl von der Komplexität der abzubildenden systematischen Abweichung als auch von dem einzusetzenden Meta-Modell ab. Dennoch hat sich, u. a. in [Wal13a, Wal14a], die Festlegung der Samplezahl  $n_{LHS}$  gemäß

$$n_{LHS} = 1,15 \cdot \frac{10}{7} \cdot \frac{(i+1)(i+2)}{2} \quad (4.15)$$

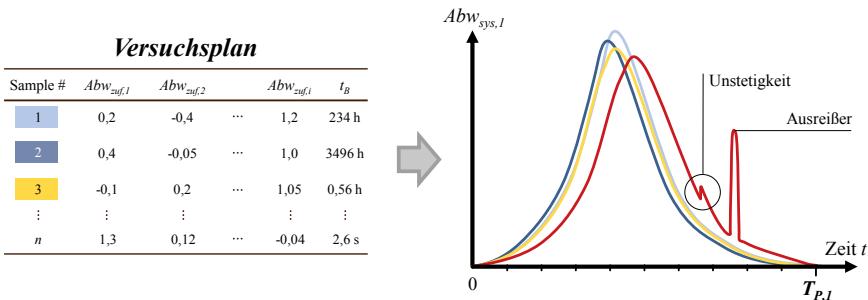
als zielführend erwiesen. Hierbei entspricht  $i$  der Anzahl an zufälligen Abweichungen die im Versuchsplan Berücksichtigung finden sollen. Der Quotient  $10/7$  geht auf die Teilung des Datensatzes im Verhältnis 70:30 gemäß der Split-Validation (Kapitel 2.5.5) zurück. Weiterhin wird dem Toleranzingenieur ein *Oversampling* empfohlen [Wal13a] (hier: 15 %). Hierdurch lassen sich u. a. Samples, für die die systematischen Abweichungen nicht bzw. nicht zufriedenstellend bestimmt werden können, kompensieren.

#### 4.4.2.3 Schritt 3: Bestimmung der systematischen Abweichung

Die mitunter umfangsreichste Tätigkeit der Vorgehensweise zur Entwicklung der Meta-Modelle stellt die Bestimmung der systematischen Abweichungen dar. Hierbei ist der zeitliche Verlauf der betrachteten systematischen Abweichung  $Abw_{sys,I}$  für ein Zeitintervall von der Länge ihrer Periodendauer  $T_{P,I}$  für jedes der  $n$  Samples zu ermitteln. Zur Durchführung numerischer Simulationen in der Produktentwicklung hat sich ein Vorgehen nach den drei Schritten *Pre-Processing*, *Processing* und *Post-Processing* etabliert [Vaj09].

Das *Pre-Processing* widmet sich der Modellbildung und damit der Reduktion des zu analysierenden realen physikalischen Phänomens auf ein, für gegenwärtig verfügbare Software-Werkzeuge des Computer-Aided Engineerings beherrschbares und lösbares Simulationsmodell. Hierzu sind neben Vereinfachungen bzgl. der Geometrie von Bauteilen (z. B. Rundungen und Phasen) insbesondere Maßnahmen zur Komplexitätsreduzierung, wie die Annahme der Reibungsfreiheit in den Gelenken eines Mechanismus, anzuführen [Wal14b]. In der Regel stößt der Toleranzingenieur hier jedoch bereits frühzeitig an die Grenzen seiner Kompetenz, weshalb die enge Zusammenarbeit mit qualifizierten Berechnern und Simulationsexperten im Unternehmen an dieser Stelle unumgänglich ist. Gemeinsam kann nun ein Simulationsmodell entwickelt werden, welches die Bestimmung der systematischen Abweichung  $Abw_{sys,I}$  für den idealen Mechanismus (also unter der Annahme einer ideal maßhaltigen Fertigung) ermöglicht. Anschließend sind von diesem Modell  $n$  Varianten zu generieren, welche sich exakt in den Parametern voneinander unterscheiden, die im Versuchsplan als streuende Größen betrachtet wurden (Bild 4.18). Demnach korrespondiert fortan jedes dieser  $n$  Simulationsmodelle mit exakt einem der  $n$  Samples des Versuchsplans.

Im *Processing* werden die Berechnungsaufgaben, welche den  $n$  Simulationsmodellen zu grunde liegen, anhand numerischer Algorithmen gelöst und damit  $n$ -mal der zeitliche Verlauf der systematischen Abweichung während der Periodendauer  $T_{P,I}$  ermittelt. Hierbei sind insbesondere Einstellungen bzgl. der Ergebniskonvergenz und der zeitlichen Diskretisierung sowie die Wahl von Abbruchkriterien von enormer Relevanz für die Güte der Ergebnisse. Auch hier ist die enge Zusammenarbeit mit den Simulationsexperten unverzichtbar.



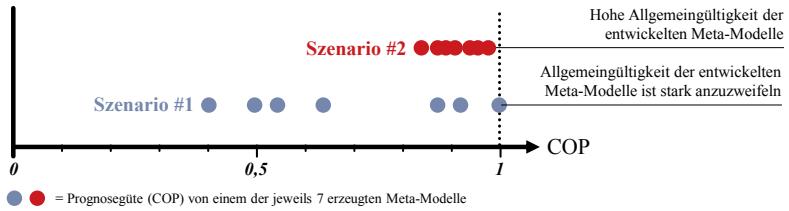
**Bild 4.18: Zuordnung der  $n$  zeitlichen Verläufe der systematischen Abweichung zu den  $n$  Samples sowie Kennzeichnung möglicher Fehler in einem Verlauf**

Wünschenswerterweise können alle  $n$  Simulationen unter Einhaltung eines geforderten maximalen Fehlers gelöst werden. Jedoch ist dies nicht immer der Fall, weshalb im *Post-Processing* insbesondere die Sinnhaftigkeit der erzielten Ergebnisse zu hinterfragen ist. So können ungünstige Kombinationen der Ausprägungen der streuenden Größen des Versuchsplans mitunter dazu führen, dass das Simulationsmodell nicht bzw. nicht mit der gewünschten Genauigkeit gelöst werden kann. Diese Samples sind somit zu identifizieren und ggf. aus dem Datensatz zur Entwicklung des Meta-Modells zu entfernen. Weiterhin ist insbesondere bei der Lösung dynamischer Bewegungsanalysen mittels der numerischen Mehrkörpersimulation mit weiteren Unsicherheiten zu rechnen. Diese lassen sich unter anderem darauf zurückführen, dass die Software-Werkzeuge derartige Analysen lediglich zeitdiskret lösen können [Vaj09]. Mitunter sind Ausreißer und Unstetigkeiten (siehe Bild 4.18) sowie ein mögliches Rauschen des zeitlichen Verlaufs der systematischen Abweichung die Folge [Spr13a]. Dem kann u. a. durch den gezielten Einsatz von Filterfunktionen zur Glättung von Kurven (z. B. polynomiale Regression) effizient entgegengewirkt werden. Auch hier bleibt festzuhalten, dass das Post-Processing stets im engen Kontakt mit den Simulationsexperten erfolgen muss, um aussagekräftige und verlässliche Daten zu ermitteln, welche den hohen Anforderungen an die Genauigkeit einer statistischen Toleranzsimulation gerecht werden.

#### 4.4.2.4 Schritt 4: Generieren der Meta-Modelle und Evaluation deren Prognosequalität

Nach der erfolgreichen Bestimmung der zeitlichen Verläufe der systematischen Abweichung für alle  $n$  Samples im vorhergehenden Schritt, kann nun das erforderliche Meta-Modell auf Basis des gewonnenen Datensatzes generiert werden. Hierzu sieht die Vorgehensweise nach Bild 4.15 ein dreistufiges Vorgehen vor.

Die Wahl der Validierungsstrategie wird u. a. von der zu erwartenden Komplexität der Abhängigkeiten zwischen den zufälligen Abweichungen und der zu beschreibenden systematischen Abweichung bestimmt. So ist die erzielbare Prognosegüte des Meta-Modells bei komplexeren Abweichungen oftmals signifikant von der Aufteilung des Datensatzes in einen Trainings- und einen Testdatensatz (geläufig sind Teilungen im Verhältnis von 70:30 oder 80:20). Demnach sind bei Abweichungen, für die durchaus mit komplexeren Abhängigkeiten von den zufälligen Abweichungen zu rechnen ist, wiederholende Validierungsverfahren (z. B.  $k$ -fold Cross-Validation, Repeated Random Sub Sampling) zu empfehlen. Zeigen die hierbei generierten  $k$  Meta-Modelle allesamt annähernd gleich hohe Prognosegüten, so kann nach [Wal12b] auf eine hohe Allgemeingültigkeit des finalen Meta-Modells (insbesondere auch in Bereichen des Parameterraums, in welchen keine Samples des Versuchsplans lagen) geschlossen werden (Bild 4.19). Folglich ist im Zweifelsfall das Repeated Random Sub Sampling stets der Split-Validation vorzuziehen.



**Bild 4.19: Mögliche COPs eines Repeated Random Sub Samplings ( $n = 7$ ) für einen fiktiven Datensatz und die Bedeutung für die Allgemeingültigkeit der Meta-Modelle**

Die Wahl des bestgeeigneten Meta-Modells wird wesentlich durch die Größe des Datensatzes aus dem vorhergehenden Schritt bestimmt. Wird beispielsweise der zeitliche Verlauf einer systematischen Abweichung mit einer zeitlichen Diskretisierung in 49 Zeitschritte für  $n = 100$  Samples bestimmt, so resultiert hieraus ein Datensatz mit gesamt 5 000 Datenpunkten. Während Neuronale Netze oder die Support Vector Regression mit zunehmender Anzahl an Datenpunkten auch zunehmend präzisere Prognosen ermöglichen, trifft dies für die Response Surface Methodology nur bedingt zu. Dies liegt daran, dass bei der RSM stets nur eine vergleichsweise geringe Anzahl an Datenpunkten für die Bestimmung der Regressionskoeffizienten erforderlich ist. Folglich kann die RSM tatsächlich nur einen Bruchteil der

zur Verfügung stehenden Datenpunkte zur Entwicklung des Meta-Modells nutzen, während der Großteil der Datenpunkte ungenutzt bleibt. Die Kriging Interpolation begegnet diesem Mangel zwar, indem die verbleibenden Datenpunkte zur Formulierung eines zusätzlichen additiven Terms dienen. Nichtsdestotrotz ist auch dessen Fähigkeit zur Beschreibung komplexer mathematischer Zusammenhänge begrenzt, was sich auch bei der Erstellung der Meta-Modelle für den Ventiltrieb in Kapitel 5.3.1.2 bestätigt. Somit wird dem Toleranzingenieur hier – wie bereits in [Wal13a, And13] – der Einsatz Künstlicher Neuronaler Netze zur mathematischen Beschreibung von Abweichungen empfohlen. Hingegen kann sich die RSM bei Datensätzen mit wenigen Datenpunkten als besonders geeignet erweisen.

Im verbleibenden Schritt ist die Prognosegüte der generierten Meta-Modelle zu beurteilen. Hierzu können, wie bereits im Stand der Forschung und Technik (Kapitel 2.5.5) erläutert, verschiedenste Kennwerte herangezogen werden. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit soll hier auf den *Coefficient of Prognosis* (kurz: COP) gemäß Gleichung (2.57) zurückgegriffen werden. Hierbei kann als Daumenregel gelten, dass nach [Wal12a, Schu13] für die Anwendung in statistischen Toleranzsimulationen nur Meta-Modelle mit herausragend hohen COP-Werten oberhalb von 0,98 herangezogen werden sollten.

Abschließend ist noch festzuhalten, dass auch im Falle einer zunächst nicht zufriedenstellenden Prognosegüte eines Meta-Modells durchaus Möglichkeiten bestehen, eine Verbesserung der Prognosegüte des Meta-Modells zu erreichen. Dies sind u. a.:

- Einsatz weiterer Techniken der Meta-Modellierung (z. B. *Spiking Neural Networks*)
- Erhöhung der Sampleanzahl  $n$  im Statistischen Versuchsplan
- Wiederholung der numerischen Simulationen mit angepassten Einstellungen (höherer Genauigkeit, Erhöhung der zeitlichen Diskretisierung etc.)
- Kritische Beurteilung der getroffenen Annahmen und Vereinfachungen bei der Modellbildung und Simulation der systematischen Abweichungen
- Vorhergehende Parameterreduktion durch Sensitivitätsanalysen [Kel11, Kel15]

#### **4.4.2.5 Schritt 5: Integration in die Schließmaßgleichung**

Konnte im vorhergehenden Schritt 4 ein Meta-Modell von zufriedenstellender Prognosegüte für die systematische Abweichung  $Abw_{sys,1}$  entwickelt werden, so ist das Vorgehen anschließend zur Entwicklung eines Meta-Modells für die systematische Abweichung  $Abw_{sys,2}$  mit der zweitgrößten Periodendauer  $T_{P,2}$  erneut durchlaufen werden. Das Vorgehen hierbei unterscheidet sich lediglich vom soeben detaillierten Vorgehen, als dass neben den  $i$  zufälligen Abweichungen nun auch die Wechselwirkung 4. Art mit der bereits behandelten systematischen Abweichung  $Abw_{sys,1}$  (anhand des Meta-Modells) bei den numerischen Simula-

tionen (Schritt 3) Berücksichtigung finden. Die fünf Schritte des Vorgehens sind zudem für jede der verbleibenden systematischen Abweichungen erneut zu durchlaufen, wie das Vorgehen in Bild 4.15 zeigt.

Das Vorgehen schließt mit dem Ersetzen der bisherigen Platzhalter  $Abw_{sys,j}$  aller  $j$  systematischen Abweichungen in der Schließmaßgleichung durch die entwickelten  $j$  Meta-Modelle  $MM_j$ . Es gilt schlussendlich für die Schließmaßgleichung:

$$SM(t, t_B) = f(Abm_{ideal,i}, Abw_{zuf}, \underbrace{Abw_{sys}}_{MM_{Abw_{sys,j}}}, WW_{1-4}, t, t_B) \text{ mit } t \in [0; t_Z]^{R_+}, t_B \in [0; T_B]^{R_+} \quad (4.16)$$

## 4.5 Statistische Toleranzanalyse

Mit der vollständigen Formulierung der Schließmaßgleichung bieten sich dem Toleranzingenieur nun die Möglichkeiten einer Toleranzanalyse sowie einer -synthese (siehe Bild 4.8). Liegt für den Mechanismus bereits ein vollständiges Toleranzkonzept vor, so ist es ratsam, die Auswirkungen dieser Toleranzen auf den Verlauf des Schließmaßes im Betrieb zu analysieren. Hierfür sind noch die folgenden Festlegungen zu treffen:

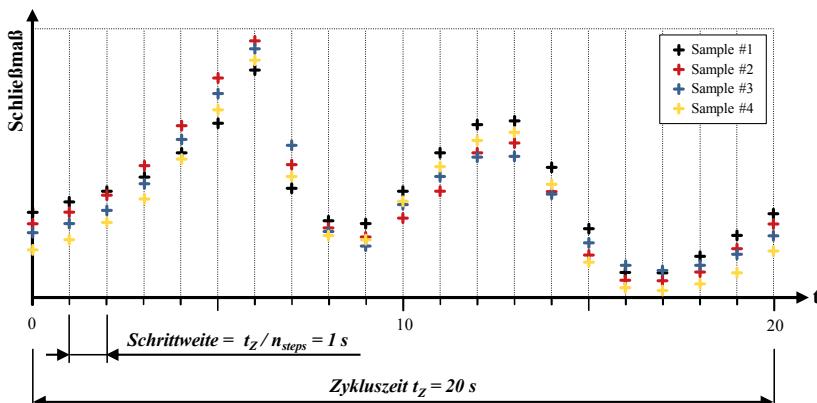
- Festlegung der Toleranzen (Art und Größe) zur Begrenzung der  $i$  zufälligen Abweichungen sowie der zugehörigen Wahrscheinlichkeitsverteilungen (und ggf. erforderlicher charakteristischer Kennwerte, wie des  $c_{pk}$ -Werts für Normalverteilungen)
- Vollständige Betriebsdauer  $T_B$  des Mechanismus
- Zyklusdauer  $t_Z$  eines Bewegungszyklus (Hier gilt in der Regel, dass die Zyklusdauer gleich der Periodendauer  $T_P$  der systematischen Abweichung mit der geringsten Periodendauer ist. Es gilt demnach:  $t_Z = \min(T_P, j)$ )
- Anzahl der Samples  $n$  für die Anwendung der modifizierten Toleranzanalyse-Methode (Empfehlungen reichen von wenigen Tausend bis hin zu 100 000 Samples; Es zeigte sich in Vorarbeiten des Autors jedoch, dass bereits mit 10 000 Samples verlässliche und aussagekräftige Ergebnisse erzielt werden; siehe Kapitel 2.3.1.2.)
- Anzahl der Zeitschritte  $n_{steps}$  (Diese legt fest, wie häufig innerhalb einer Zyklusdauer eine Toleranzanalyse des Mechanismus im jeweils vorherrschenden Betriebszustand durchgeführt wird. So hat sich bei rotierenden Mechanismen eine Diskretisierung der Zeit, die einem Winkelschritt von  $1^\circ$  bis hin zu  $5^\circ$  entspricht etabliert.)

### 4.5.1 Anwendung der modifizierten Toleranzanalyse-Methode

Dem Toleranzingenieur stehen nun alle Informationen zur Verfügung, um die modifizierte Toleranzanalyse-Methode aus Kapitel 4.2.1 auf die zu analysierende Tolerierung anzuwenden. Hierbei werden zunächst  $n$  abweichungsbehaftete Mechanismen virtuell generiert, die

sich lediglich in den Abmessungen voneinander unterscheiden, welche einer Toleranz unterliegen. Anschließend ist der, in  $n_{steps}$  Schritte unterteilte zeitliche Verlauf eines Zyklus des Schließmaßes für jedes dieser  $n$  abweichungsbehafteten Mechanismen gemäß der zuvor formulierten Schließmaßgleichung (Gleichung (4.16)) zu berechnen [Stu11].

Die ermittelten Schließmaßwerte zu den  $(n_{steps}+1)$  betrachteten Zeitpunkten während der Zykluszeit  $t_Z$  sind für einen fiktiven Mechanismus für  $n = 4$  Samples in Bild 4.20 gezeigt.



**Bild 4.20: Mögliches Ergebnis der Toleranzanalyse-Methode: Zeitlicher Verlauf des Schließmaßes eines fiktiven Mechanismus (für  $t_Z = 20$  s,  $n_{steps} = 20$  und  $n = 4$ )**

#### 4.5.2 Bestimmung, Repräsentation und Interpretation der Ergebnisse

Sowohl Toleranzanalyse als auch Toleranzsynthese schließen mit der Bestimmung und Repräsentation der erforderlichen Ergebnisse, um die Auswirkungen der zufälligen und systematischen Abweichungen auf das Bewegungsverhalten des Mechanismus effektiv beurteilen zu können. Während bei statischen (nicht-bewegten) Systemen die Darstellung der Schließmaßverteilung in Form eines Histogramms genügt, ist dies für zeitabhängige Mechanismen und deren Schließmaße nicht mehr ausreichend. Bereits 1969 schlügen deshalb GARRETT und HALL das sogenannte „*mobility band*“ vor, innerhalb dessen sich zu jedem Zeitpunkt des Bewegungszyklus stets alle, zuvor berechneten Schließmaß-Werte der  $n$  Samples befinden [Gar69]. Es entspricht somit der *Konvexen Hülle* der Schließmaßverläufe aller  $n$  Samples. Diese Darstellung erlaubt jedoch keine Rückschlüsse auf die Wahrscheinlichkeit, mit welcher zu einem definierten Zeitpunkt der Bewegung ein bestimmter Schließmaßwert auftritt. STUPPY begegnet in ihren Arbeiten [Stu10, Stu11] diesem Mangel durch die Erweiterung des bewährten Histogramms um die zusätzliche Dimension „*Zeit t*“. Damit ist sowohl der zeitliche Schließmaßverlauf als auch die resultierende Häufigkeitsver-

teilung des Schließmaßes zu jedem Zeitpunkt der Bewegung einfach und intuitiv ersichtlich. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird somit ebenfalls auf das zeitabhängige Histogramm nach STUPPY zurückgegriffen.

Auf weiterführende Ausführungen bzgl. der Bestimmung und Repräsentation der Ergebnisse einer Toleranzanalyse wird an dieser Stelle zunächst verzichtet. Vielmehr wird dies in Kapitel 4.8 nochmals aufgegriffen und anhand einer Empfehlung zur Ergebnisvisualisierung und Dokumentation statistischer Toleranzsimulationen detailliert diskutiert.

## 4.6 Wirtschaftliche Beurteilung anhand des WALTER-HILLER-Diagramms

Kann mit der Toleranzanalyse nun quantifiziert werden, welche Auswirkungen die vergebenen Toleranzen auf das Schließmaß eines abweichungsbehafteten Systems haben, so ist hiermit dennoch keine Beurteilung der Kostenoptimalität der analysierten Tolerierung möglich. Der Toleranzingenieur kann demnach gegenwärtig nicht beantworten, ob die bestehende Tolerierung bereits kostenoptimal (und damit zufriedenstellend) ist oder noch Potential zur Einsparung von Fertigungskosten und damit weiterer Handlungsbedarf (z. B. Modifizierungen der Tolerierung oder Toleranzsynthese) besteht. Mit dem Ziel, dem Toleranzingenieur ein einfaches und zugleich aussagekräftiges Werkzeug an die Hand zu geben, um die Kostenoptimalität einer bestehenden Tolerierung zu beurteilen, wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit das WALTER-HILLER-Diagramm entwickelt.

Die Beurteilung der Kostenoptimalität einer Tolerierung ist nur möglich, wenn die charakteristischen Eigenschaften einer kostenminimalen Tolerierung bekannt sind. Hierzu hat der Autor in einer Vielzahl an Toleranzsimulationen die Auswirkungen der Toleranzvergabe auf die Kostenoptimalität untersucht und nachfolgende Hypothese abgeleitet sowie die Hypothese in [Hil15] belegt:

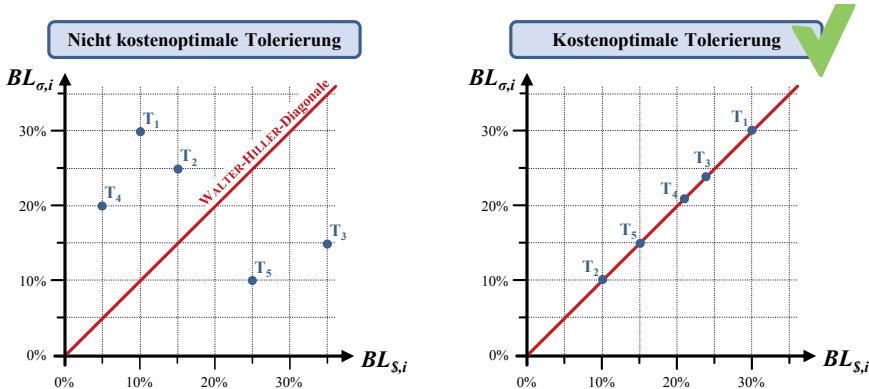
$$K_{total}(T_1, \dots, T_i) = \text{minimal} \text{ wenn } BL_{\sigma,i} = BL_{S,i} \text{ für } i \in [1; n] \quad (4.17)$$

bzw. in Worten:

*„Die kostenoptimale Tolerierung eines statischen Systems zeichnet sich dadurch aus, dass für jede der  $n$  zufälligen Toleranzen  $T_i$  der zugehörige statistische Beitragsleister zur Streuung  $BL_{\sigma,i}$  und der zugehörige Beitragsleister zu den Fertigungskosten  $BL_{S,i}$  den gleichen Zahlenwert annehmen“*

Zur einfachen Anwendung dieser Erkenntnis schlägt der Autor eine Visualisierung in Form des WALTER-HILLER-Diagramms vor. Hierbei wird der Beitragsleister zur Streuung  $BL_{\sigma,i}$  über den Beitragsleister zu den Fertigungskosten  $BL_{S,i}$  aufgetragen. Jeder Toleranz lässt sich somit ein Punkt im Diagramm zuordnen, anhand derer die Kostenoptimalität beurteilt

werden kann. Bild 4.21 zeigt das WALTER-HILLER-Diagramm für eine nicht kostenoptimale (links) sowie für eine kostenoptimale Tolerierung (rechts).



**Bild 4.21: WALTER-HILLER-Diagramm zur Beurteilung der Kostenoptimalität einer Tolerierung (bestehend aus fünf Toleranzen  $T_1$  bis  $T_5$ ) nach [Hil15]**

Hierbei zeichnet sich eine kostenoptimale Tolerierung dadurch aus, dass die Punkte aller zufälligen Toleranzen auf der Winkelhalbierenden des Diagramms – fortan als **WALTER-HILLER-Diagonale** bezeichnet – liegen. Demnach ist die Tolerierung, deren zugehöriges WALTER-HILLER-Diagramm in Bild 4.21 (rechts) gezeigt ist, bereits kostenoptimal. Der Toleranzingenieur kann somit einfach und nachvollziehbar folgern, dass weitere Maßnahmen zur Optimierung der bestehenden Tolerierung nicht mehr erforderlich sind. Der beste Kompromiss des oft zitierten Toleranzkonflikts „so weit wie möglich, so eng wie nötig“ ist damit schnell und einfach zu identifizieren. Der erforderliche Beitragsleister zu den Fertigungskosten  $BL_{s,i}$  berechnet sich für  $m_i = 0$  hierbei gemäß

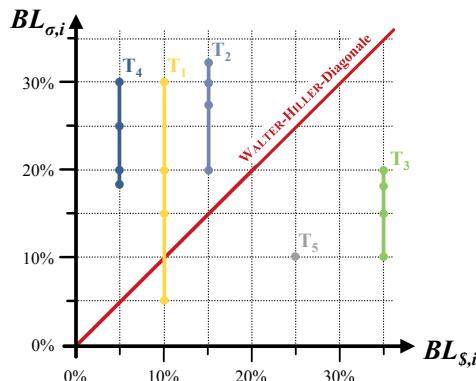
$$BL_{s,i} = \frac{k_i \cdot K_{var,i}}{K_{var,ges}} \text{ mit } K_{var,ges} = \sum_{j=1}^n k_j \cdot K_{var,j}, \quad (4.18)$$

wobei  $K_{var,i}$  den variablen Kosten,  $k_i$  dem Kostenkoeffizient der  $i$ -ten Toleranz und  $K_{var,ges}$  der Summe des Produkts dieser Werte für alle  $n$  zufälligen Toleranzen  $T_i$  entsprechen. Die Zusammensetzung und Berechnung von  $K_{var,i}$  ist Gleichung (2.34) zu entnehmen.

Während bei statischen Systemen sowohl die Beurteilung der wirtschaftlichen Auswirkungen einer Tolerierung als auch die Identifikation der kostenoptimalen Tolerierung stets eindeutig möglich sind, ist dies für Mechanismen, deren Einzelteile üblicherweise zeitabhängigen Relativbewegungen unterliegen, nicht mehr uneingeschränkt möglich. Dennoch erlaubt das WALTER-HILLER-Diagramm auch für Mechanismen, zumindest die Beurteilung

der Wirtschaftlichkeit einer bestehenden Tolerierung zu analysieren und damit die Identifikation sinnvoller Modifikationen einer bestehenden Tolerierung.

So führt das zeitabhängige Bewegungsverhalten eines Mechanismus dazu, dass sich die Linearitätskoeffizienten  $\alpha_i$  und damit auch die Auswirkungen der zufälligen Toleranzen auf das Schließmaß während der Bewegung mitunter signifikant ändern. Die zugehörigen statistischen Beitragsleister  $BL_{\sigma,i}$  dieser Toleranzen sind demnach zeitabhängige Kenngrößen. Hingegen zeigen die Beitragsleister zu den Fertigungskosten  $BL_{\$,\bar{i}}$  dieser Toleranzen auch für Mechanismen keine Zeitabhängigkeit und sind demnach weiterhin konstant. Bild 4.22 zeigt das WALTER-HILLER-Diagramm für eine nicht-kostenoptimale Tolerierung eines Mechanismus (bestehend aus fünf zufälligen Toleranzen  $T_1$  bis  $T_5$ ).



**Bild 4.22: WALTER-HILLER-Diagramm der Tolerierung eines zeitabhängigen Mechanismus  
(Die Punkte entsprechen vier diskreten Zeitpunkten während der Bewegungsdauer)**

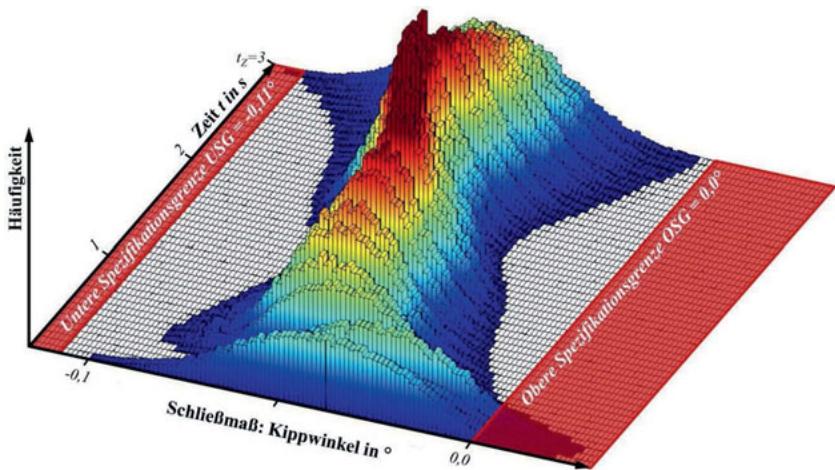
Das WALTER-HILLER-Diagramm erlaubt es dem Toleranzingenieur, auch für Mechanismen sinnvolle Modifikationen der Tolerierung abzuleiten. So ist die wirtschaftliche Relevanz der Toleranzen  $T_3$  und  $T_5$  wesentlich größer als deren technische Relevanz ( $BL_{\$,\bar{i}} > BL_{\sigma,i}$ ), während die Toleranzen  $T_2$  und  $T_4$  wirtschaftlich von untergeordneter, technisch jedoch von wesentlicher Bedeutung sind. Eine Modifikation der Tolerierung sollte demnach sowohl die Aufweitung der Toleranzen  $T_3$  und  $T_5$  (zur Kostenreduktion) als auch die Einschränkung der Toleranzen  $T_2$  und  $T_4$  (zur Reduktion der Schließmaßstreuung) in Erwägung ziehen.

Abschließend ist noch hervorzuheben, dass bereits anhand der zeitunabhängigen Toleranz  $T_5$  im WALTER-HILLER-Diagramm die Kostenoptimalität der bestehenden Tolerierung eindeutig widerlegt werden kann, da deren zugehöriger Punkt nicht auf der WALTER-HILLER-Diagonale liegt. Somit ist bereits hierdurch unbestreitbar, dass Potentiale zur wirtschaftlichen Optimierung der Tolerierung bestehen.

## 4.7 Statistische Toleranzoptimierung

Es würde überraschen, wenn bereits der erste Vorschlag einer Tolerierung eines Mechanismus minimale Fertigungskosten aufweist. Vielmehr ist damit zu rechnen, dass selbst eine, über Jahre und Produktgenerationen bewährte Tolerierung mitunter noch beachtliches Potential zur Kostenreduzierung durch die Optimierung der Toleranzen birgt. Demnach ist die rechnerunterstützte Toleranzsynthese ein probates Mittel, um eine Tolerierung hinsichtlich ihrer technischen und wirtschaftlichen Auswirkungen zu optimieren.

Hierbei stellt jedoch insbesondere die Zeitabhängigkeit eines Mechanismus den Toleranzingenieur bei der Anwendung der statistischen Toleranzsynthese vor neue Herausforderungen. Bild 4.23 zeigt das Ergebnis einer statistischen Toleranzanalyse, die zeitabhängige Häufigkeitsverteilung eines Schließmaßes während einer definierten Zyklusdauer  $t_Z$ . So liegen zu jedem Zeitpunkt  $t$  verschiedene Häufigkeitsverteilungen des Schließmaßes und damit sich fortwährend ändernde Situationen bzgl. der Einhaltung bzw. Verletzung der gegebenen unteren und oberen Spezifikationsgrenzen ( $USG$  und  $OSG$ ) vor. Die Ableitung der erforderlichen Modifikationen bzw. gar die Identifikation der kostenoptimalen Tolerierung ist somit selbst für einen erfahrenen Toleranzingenieur nicht mehr ohne geeignete Rechnerunterstützung möglich.



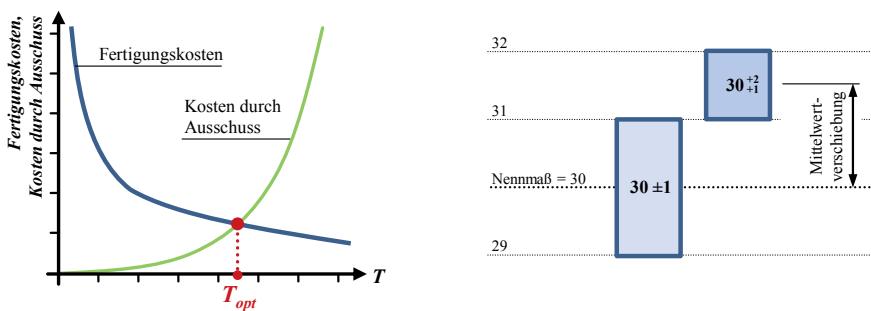
**Bild 4.23:** Zeitabhängige Häufigkeitsverteilung eines Schließmaßes verletzt die untere und obere Spezifikationsgrenze ( $USG = -0,11^\circ$ ,  $OSG = 0,0^\circ$ ) nach [Wal14a]

Demzufolge sieht die *methodische Vorgehensweise zur Toleranzanalyse und -synthese abweichungsbehafteter Mechanismen* (nach Bild 4.8) hier den Einsatz der statistischen Toleranzoptimierung zur Lösung des jeweiligen Toleranzproblems und zur Identifikation der

optimalen Tolerierung mittels numerischer Optimierungsalgorithmen vor. Im Folgenden wird auf die hierbei zu durchlaufenden Schritte näher eingegangen.

#### 4.7.1 Formulieren des Toleranz-Optimierungsproblems

Die Optimierungsrechnung zielt darauf ab, den bestmöglichen Kompromiss zwischen zwei konkurrierenden, zumeist gegenläufigen Anforderungen zu identifizieren. Im Falle der statistischen Toleranzsynthese stehen hierbei üblicherweise technische und wirtschaftliche Anforderungen in direkter Konkurrenz (Bild 4.24, links). Der Toleranzingenieur steht somit vor der verantwortungsvollen Aufgabe, die Tolerierung der Einzelteile des Mechanismus zu identifizieren, welche diesen gestellten Anforderungen bestmöglich entspricht.



**Bild 4.24:** Verbildlichung des Nutzens einer Toleranzoptimierung für ein fiktives System mit einer Toleranz  $T$  (links); Möglichkeit zur Modifikation der Breite und der Lage des Toleranzfeldes zur Optimierung der Tolerierung (rechts)

Hierbei ist für die weiteren Ausführungen dieser Arbeit wesentlich, dass der Toleranzingenieur neben den eigentlichen Toleranzen  $T_i$  zumeist auch die Lage der Toleranzfelder bzgl. der jeweiligen Nennmaße der abweichungsbehafteten Abmessungen durch mögliche Mittelwertverschiebungen  $MS_{Ti}$  modifizieren kann.

Als Beispiel sei hier die Änderung der Tolerierung des Durchmessers einer Welle von  $D = \varnothing 30^{+1}_{-1}$  auf  $\varnothing 30^{+2}_{-1}$  anzuführen (Bild 4.24, rechts). Hierbei wurden sowohl die Breite der Toleranz (von  $T_D = 2$  mm auf  $T_D = 1$  mm) geändert als auch das Toleranzfeld um die Mittelwertverschiebung  $MS_D = +1,5$  mm gegenüber dem Nennmaß  $N_D = 30$  mm verschoben. Ausnahmen bilden ausgewählte Form- und Lageabweichungen. So erlaubt die Positionstoleranz aufgrund der zugehörigen einseitigen Toleranzzone keine Mittelwertverschiebung, da diese stets den unteren Grenzwert „0“ mit einschließt. Demnach sind, je nach vorliegender Toleranzart, die Größe und Lage des Toleranzfeldes als zu optimierende Größen in die Toleranzoptimierung miteinzubeziehen.

Nachfolgend werden drei ausgewählte Zielkonflikte zwischen konkurrierenden Anforderungen vorgestellt und das jeweils zugehörige Toleranz-Optimierungsproblem sowohl verbal als auch mathematisch formuliert.

Es sei angemerkt, dass in Folge des *Axioms der Fertigungsungenauigkeit* [Sri05] stets und damit unabhängig von der Formulierung des Toleranz-Optimierungsproblems gilt:  $T_i > 0$ .

#### 4.7.1.1 Szenario 1: Toleranz-Kosten-Optimierung

Die *Toleranz-Kosten-Optimierung* nach [Wal13c, Wal15b] ermöglicht die Lösung des meistbenannten Zielkonflikts bei der Vergabe von Toleranzen. Hierbei steht das Ziel, die Minimierung der aus der Tolerierung resultierenden Fertigungskosten der Forderung gegenüber, gleichzeitig möglichst wenig Ausschuss bzw. Nacharbeit zu verursachen [Rom12]. Adaptiert auf zeitabhängige Mechanismen, lässt sich das zugrundeliegende Toleranz-Optimierungsproblem in Worten wie folgt formulieren:

*„Die resultierenden Fertigungskosten  $K_{total}$  sollen so gering als möglich sein, wobei eine definierte Ausschussrate  $c$  nicht überschritten werden darf. Als Ausschuss gilt ein Mechanismus, wenn dessen Schließmaßverlauf zu mindestens einem Zeitpunkt des vollständigen Bewegungszyklus (mit der Dauer  $t_Z$ ) die gegebenen Spezifikationsgrenzen verletzt.“*

Es folgt demnach die mathematische Formulierung:

$$\min K_{total}(T_i, MS_{T_i}) \quad (4.19)$$

$$\text{unter der Nebenbedingung } \int_{USG}^{OSG} \rho(SM(T_i, MS_{T_i}, t, t_B)) dx \geq (1 - c) \text{ für alle } t \in [0, t_Z]. \quad (4.20)$$

Hierbei beschreiben  $USG$  und  $OSG$  die untere bzw. die obere Spezifikationsgrenze,  $\rho$  die Wahrscheinlichkeitsdichte des Schließmaßes,  $c$  die zulässige Ausschussrate,  $T_i$  die Breite des Toleranzfeldes der  $i$ -ten zufälligen Toleranz und  $MS_{T_i}$  eine mögliche Mittelwertverschiebung dieses Toleranzfeldes. Die Fertigungskosten  $K_{total}$  sind hierbei gemäß

$$K_{total} = \sum_{i=1}^n K(T_i) + \sum_{i=1}^n m_i \cdot \underbrace{MS(T_i)}_{K(MS_{T_i})} \quad (4.21)$$

die Summe der Kosten zur Einhaltung der  $i$  zufälligen Toleranzen und der Kosten  $K(MS_{T_i})$ , welche durch eine Mittelwertverschiebung der  $i$ -ten Toleranz verursacht werden. Der Gewichtungsfaktor  $m_i$  quantifiziert somit die wirtschaftlichen Auswirkungen möglicher Mittelwertverschiebungen von zufälligen Toleranzen, die beispielsweise auf zusätzliche Fertigungsschritte oder erhöhten Materialeinsatz zurückzuführen sind. Zur Festlegung der Kosten  $K(MS_{T_i})$  eignen sich insbesondere TAGUCHIS Qualitätsverlustfunktionen nach [Tag05],

Sam09a]. Diese finden Anwendung, um die finanziellen Konsequenzen der Abweichung eines Maßes von dessen angestrebten Soll-Wert zu quantifizieren.

#### 4.7.1.2 Szenario 2: Funktionsfähigkeitsoptimierung

Die *Funktionsfähigkeitsoptimierung* trägt dem Qualitätsgedanken nach TAGUCHI Rechnung. TAGUCHI beschreibt mit der Qualitätsverlustfunktion, dass jede Abweichung eines Maßes vom angestrebten Soll-Wert – sei diese auch noch so gering – mit einem finanziellen Verlust einhergeht. Demnach strebt TAGUCHIS Verständnis zu Produkten mit möglichst geringen Abweichungen. Adaptiert auf zeitabhängige Mechanismen, lässt sich nach [Rom12] das zugrundeliegende Toleranz-Optimierungsproblem in Worten wie folgt formulieren:

*„Die Abweichung des Schließmaßes während der vollständigen Betriebsdauer  $T_B$  aller  $n$  gefertigten Mechanismen soll zu jedem Zeitpunkt der Bewegung so gering als möglich sein, wobei die resultierenden Fertigungskosten  $K_{total}$  eine definierte Kostengrenze  $K_{max}$  nicht überschreiten dürfen.“*

Es folgt demnach die mathematische Formulierung:

$$\min \sum_{k=1}^n \left[ \int_0^{t_Z} |SM_k(t, MS_{T_i}, t, t_B) - SM_{ideal}(t, t_B)| dt \right] \quad (4.22)$$

$$\text{unter der Nebenbedingung } K_{total} \leq K_{max}. \quad (4.23)$$

Hierbei beschreibt,  $t_Z$  die Zyklusdauer der Bewegung,  $n$  die Anzahl an Samples,  $SM_k$  den zeitlichen Verlauf des Schließmaßes für den  $k$ -ten Sample (siehe Bild 4.20) und  $SM_{ideal}$  den zeitlichen Schließmaßverlauf des Mechanismus der keinen Abweichungen unterliegt. Die Bestimmung der Fertigungskosten  $K_{total}$  erfolgt hier ebenfalls gemäß Gleichung (4.21).

Die in Gleichung (4.22) formulierte Zielfunktion des Optimierungsproblems stellt lediglich eine Möglichkeit dar, das zuvor genannte Toleranz-Optimierungsproblem mathematisch zu interpretieren. So ist derzeit beispielsweise keine mathematische Operation vorgesehen, welche Schließmaße, die vergleichsweise stark vom angestrebten Soll-Schließmaß abweichen, überproportional gewichtet. Die Möglichkeit dies zu ergänzen, ist jedoch in Form der Summierung der Schließmaßdifferenzen in Gleichung (4.22) bereits gegeben.

#### 4.7.1.3 Szenario 3: Lebensdauergetriebene Toleranzoptimierung

Die *Lebensdauergetriebene Toleranzoptimierung* ist eine Erweiterung der *Toleranz-Kosten-Optimierung*. Hierbei rückt jedoch das zeitliche Verhalten des Schließmaßes von der Inbetriebnahme bei  $t_B = 0$  s bis hin zum Erreichen der vollständigen Betriebsdauer  $T_B$  in den Fokus der Betrachtungen. Grundlegend ist hier die Sichtweise, dass durch die Tolerie-

rung die Funktionsfähigkeit des Mechanismus innerhalb der, vom Hersteller gesetzten Lebensdauer sichergestellt sein muss. Wird hingegen das Produkt über dessen angedachte Lebensdauer hinaus genutzt, so muss die Funktionsfähigkeit des Produktes nicht mehr zwingend gegeben sein. Dies mag dem Leser zunächst an die oftmals verrufenen Strategien der geplanten Obsoleszenz [Röp75] erinnern. Dennoch verinnerlicht diese Sichtweise die Grundregel einer „*einfachen, eindeutigen und sicheren Konstruktion*“ [Fel07], da hierdurch innerhalb der kommunizierten Lebensdauer nachweislich ein komplikationsfreier Betrieb des Produktes möglich ist. Adaptiert auf zeitabhängige Mechanismen, lässt sich das grundlegende Toleranz-Optimierungsproblem in Worten wie folgt formulieren:

*„Die resultierenden Fertigungskosten  $K_{total}$  sollen so gering als möglich sein, wobei eine definierte Ausschussrate  $c^*$  innerhalb der festgelegten Lebensdauer  $L_B$  nicht überschritten werden darf. Als Ausschuss gilt ein Mechanismus, wenn dessen Schließmaßverlauf zu mindestens einem Zeitpunkt des vollständigen Bewegungszyklus (mit der Dauer  $t_Z$ ) die gegebenen Spezifikationsgrenzen (USG und OSG) verletzt.“*

Es folgt demnach die mathematische Formulierung:

$$\min K_{total}(T_i, MS_{Ti}) \quad (4.24)$$

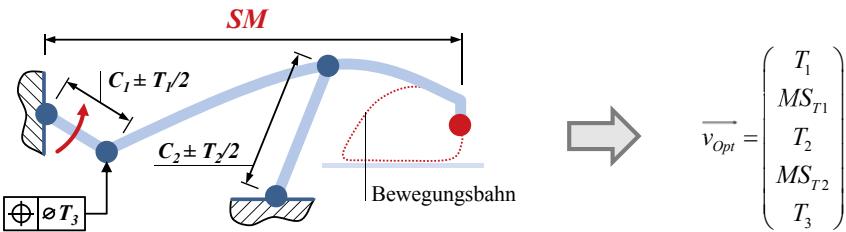
unter der Nebenbed.  $\int_{USG}^{OSG} \rho(SM(T_i, MS_{Ti}, t, t_B) dx \geq (1 - c^*) \text{ für } t \in [0, t_Z], t_B \in [0, L_B]. \quad (4.25)$

Hierbei beschreiben *USG* und *OSG* die untere bzw. die obere Spezifikationsgrenze,  $\rho$  die Wahrscheinlichkeitsdichte des Schließmaßes *SM*,  $c^*$  die zulässige Ausschussrate innerhalb der Lebensdauer  $L_B$ ,  $T_i$  die Breite des Toleranzfeldes der  $i$ -ten zufälligen Toleranz und  $MS_{Ti}$  eine mögliche Mittelwertverschiebung dieses Toleranzfeldes. Die Fertigungskosten  $K_{total}$  sind hierbei gemäß Gleichung (4.21) zu ermitteln.

Die lebensdauergetriebene Toleranzoptimierung kann somit für die Entwicklung von Produkten verschiedenster Branchen und Anwendungsfelder von großem Nutzen sein. Ein Blick in gegenwärtige politische Entscheidungen bzgl. eines nachhaltigen Kraftfahrzeugverkehrs verdeutlicht dies. So fordert das *California Air Resources Board* zur Erteilung des Emissionslevels *SULEV*, dass ab 2022 alle Neufahrzeuge bestimmte Emissionsgrenzwerte innerhalb einer Betriebsdauer bzw. Laufleistung von 150 000 Meilen (241 401,6 km) einhalten müssen [Bas07b]. Die uneingeschränkte Funktionsfähigkeit des gesamten Fahrzeugs und damit auch zwingendermaßen aller verwendeten (emissionsrelevanten) Komponenten sind demnach wenigstens für diese Laufleistung – und dies zudem unter dem Einfluss von zufälligen und systematischen Abweichungen aller Komponenten – sicherzustellen.

### 4.7.2 Lösung des Toleranz-Optimierungsproblems

Mit der vollständigen Formulierung des Toleranz-Optimierungsproblems kann dies nun auch bereits anhand numerischer Optimierungsalgorithmen gelöst und damit die optimale Tolerierung der Einzelteile des Mechanismus identifiziert werden. Hierzu ist den Algorithmen ein Vektor zu übergeben, dessen Einträge gemäß Bild 4.24 die zu optimierenden Größen, also die Breiten der zufälligen Toleranzen  $T_i$  sowie etwaige Mittelwertverschiebungen  $MS_{Ti}$  der Mittenwerte  $C_{Ti}$  dieser Toleranzen, umfassen. Bild 4.25 zeigt ein abweichungsbehaftetes Filmgreifergetriebe, dessen Einzelteile zwei Maßtoleranzen sowie einer Positionstoleranz unterliegen sowie den resultierenden, fortan als Optimierungsvektor bezeichneten Vektor  $\overrightarrow{v_{opt}}$ . Hierbei ist zu beachten, dass lediglich die beiden Maßtoleranzen  $T_1$  und  $T_2$  Mittelwertverschiebungen  $MS_{T1}$  bzw.  $MS_{T2}$  unterliegen können, während die Positionstoleranz (da einseitig mit dem Wert 0 begrenzt) keine Mittelwertverschiebung erlaubt.



Es gilt:  $C_1 = M_1 + MS_{T1}$  und  $C_2 = M_2 + MS_{T2}$

Bild 4.25: Tolerierung eines Filmgreifergetriebes mit zugehörigem Optimierungsvektor

#### 4.7.2.1 Empfehlungen zur Festlegung erforderlicher Kennwerte des Optimierungsproblems

Jede der drei vorgestellten Formulierungen des Optimierungsproblems erfordert (egal ob in der Zielfunktion oder der Nebenbedingung) die Berechnung des Schließmaßverlaufs für  $n$  Samples. Hierfür wird die bereits vorgestellte *statistische Toleranzanalyse für abweichungsbehaftete Mechanismen* herangezogen. Folglich sind auch all die Kennwerte festzulegen, welche zu Beginn einer statistischen Toleranzanalyse zu definieren sind. Nachfolgend werden Empfehlungen für diese Kennwerte gegeben, die sich u.a. auf die Erfahrungen des Autors in zahlreichen rechnerunterstützten Toleranzoptimierungen stützen. Dennoch sei darauf hingewiesen, dass diese selbstredend nicht universelle Gültigkeit besitzen. Vielmehr sind diese als eine Grundlage für weitere, problemspezifische Anpassungen zu verstehen.

- Die **Häufigkeitsverteilungen aller  $i$  zufälligen Toleranzen** sind zu definieren. Zufällige Fertigungsabweichungen einer Serienfertigung werden in der Regel durch

Normalverteilungen beschrieben [Kle07], wobei die Toleranzbreite hier zumeist das 6- bzw. 8-fache der Standardabweichung ( $6\sigma$ ,  $8\sigma$ ) beträgt. Weitere Verteilungsformen, wie etwa die Trapezverteilung empfehlen sich für Fertigungsprozesse, die mit verstärktem Werkzeugverschleiß einhergehen. Ein Sonderfall stellt die Betragssnor malverteilung [Leo61] dar, welche insbesondere der Beschreibung von einseitig begrenzten Form- und Lageabweichungen (z.B. Rund- und Planlauf, Ebenheit) dienen. Gleichverteilungen hingegen empfehlen sich (als konservative Annahme) insbesondere dann, wenn keine fundierte Festlegung der zu erwartenden Verteilungsform möglich erscheint.

- Die **Anzahl der Samples  $n$**  ist nahezu direkt proportional zum numerischen Aufwand der Toleranzanalyse. Demnach ist insbesondere die Festlegung der Samplezahl von weitreichender Bedeutung für die Qualität der Lösung [Wal14b]. Somit sollten zu Beginn statistischer Toleranzoptimierungen zunächst Voruntersuchungen bei vergleichsweise geringen Samplezahlen (Größenordnung  $10^2$ ) erfolgen. Bei zufriedenstellendem Ressourceneinsatz kann anschließend die Samplezahl in der Toleranzanalyse sukzessive erhöht werden, wobei sich eine Samplezahl  $n_{ideal}$  von 10 000 zumeist als ausreichend erwiesen hat [Wal14a, Wal15b].
- Die Festlegung der **zeitlichen Diskretisierung eines Bewegungszyklus** geht stets mit einem Informationsverlust einher, da über das kinematische Verhalten des Mechanismus zwischen zwei diskreten Zeitpunkten keine Aussage getroffen werden kann. Folglich muss der Toleranzingenieur durch eine ausreichend feine zeitliche Diskretisierung und damit genügend Zeitschritte sicherstellen, dass keine signifikanten Effekte (Lastspitzen und -wechsel, Kollisionen von Einzelteilen etc.) aus der Toleranzbetrachtung ausgeschlossen werden. Insbesondere bei rotatorischen Mechanismen haben sich hierbei Schrittweiten von  $1^\circ$  bis  $5^\circ$  bewährt [Wal09, Stu11].
- Die Wahl der **Toleranzanalyse-Methode** ist in der vorliegenden Arbeit bereits mit Entwicklung der *modifizierten Toleranzanalyse-Methode für abweichungsbehaftete Mechanismen* (Kapitel 4.2.1) getroffen. Dennoch ist die Entscheidung, ob die statistische Toleranzanalyse von Nöten oder doch eine Worst-Case-Betrachtung ausreichend ist, stets aufs Neue vom Toleranzingenieur zu treffen. Die Wahl der *modifizierten Toleranzanalyse-Methode* geht zudem mit der Notwendigkeit einher, die Periodendauer  $T_{Pi}$  aller  $i$  zufälligen Toleranzen, die Zyklusdauer  $t_Z$  sowie die vollständige Betriebsdauer  $T_B$  und ggf. die Lebensdauer  $L_B$  zu definieren.

Neben der Festlegung von Kennwerten für die Toleranzanalyse sind weitere Kennwerte und zusätzliche Informationen zur Vervollständigung des Optimierungsproblems, u. a. für die

Bestimmung der resultierenden Fertigungskosten  $K_{total}$  bereitzustellen. Hierbei sollen dem Toleranzingenieur die nachfolgenden Empfehlungen zur Orientierung dienen:

- Die Entwicklung der **Toleranz-Kosten-Modelle** aller  $i$  zufälligen Toleranzen hat signifikanten Einfluss auf die resultierende optimale Tolerierung und sollte folglich auf Basis einer ausreichend großen und abgesicherten Datenbasis erfolgen. Jedoch sind eben gerade Informationen über die finanziellen Aufwendungen, welche zur Einhaltung einer gewissen Fertigungstoleranz aufzubringen sind, in Unternehmen oftmals nicht bzw. nicht in ausreichendem Maße vorhanden. Dies überrascht, da andererseits rund 67 % der Unternehmen Toleranzprobleme bereits dokumentieren [Hil12]. Erschwerend kommt hinzu, dass die Forschung der Entwicklung fundierter Toleranz-Kosten-Modelle für den gegenwärtigen Stand des technisch Machbaren kaum Aufmerksamkeit schenkt. Vielmehr berufen sich auch aktuelle Forschungsarbeiten zur Toleranzsynthese auf Arbeiten (z. B. [Han63]), die zumeist bereits mehrere Jahrzehnte alt sind und mitunter bereits durch den technischen Fortschritt überholt wurden. Allerdings kann ein reziproker Zusammenhang zwischen Kosten und Toleranzen stets angenommen werden, weshalb im Zweifelsfall der Einsatz der Toleranz-Kosten-Modelle nach SUTHERLAND et al. (Kapitel 2.4.1) zu empfehlen ist.
- Der **Gewichtungsfaktor  $m_i$**  der Mittelwertverschiebung beschreibt u. a. Mehrkosten aufgrund eines gestiegenen Materialeinsatzes oder zusätzlicher Aufwände zur Ausrichtung der Einzelteile bei Fertigung und Montage. Die mathematische Beschreibung dieser Kosten ist anhand der verschiedenen Qualitätsverlustfunktionen nach TAGUCHI äußerst effizient möglich, wobei zunächst von der klassischen, *nominal-the-best*-Verlustfunktion ausgegangen werden sollte. Der Einsatz einseitiger Verlustfunktionen (z. B. *smaller-the-better* und *larger-the-better* [Sam09b]) kann jedoch ebenfalls sinnvoll sein und ist demnach individuell abzuwägen. Sind hingegen keine Mehraufwände durch mögliche Mittelwertverschiebungen zu erwarten, so folgt gemäß [Wal13c] für den Gewichtungsfaktor  $m_i = 0$ .
- Die Festlegung der **zulässigen Ausschussquote  $c$  bzw.  $c^*$**  ist in Übereinstimmung mit den etablierten und weltweit anerkannten Sigma-Qualitätsniveaus zu treffen. Diese benötigen zum einen kaum mehr einer Erklärung aufgrund ihrer allgegenwärtigen Präsenz im Maschinenbau. Zum anderen fordert bereits eine Vielzahl von Herstellern die Einhaltung gewisser Qualitätsstandards (allen voran  $\pm 6\sigma$ ) von ihren Zulieferern [Cho03]. Demnach kann der Toleranzingenieur bereits bei der Toleranzsimulation die Einhaltung dieser Festforderungen sicherstellen. Üblich sind hierbei folgende Ausschussraten: 0,27 % ( $\pm 3\sigma$ ), 0,0063 % ( $\pm 4\sigma$ ) und 2e-7 % ( $\pm 6\sigma$ ) [Six15].

- Die **untere und obere Spezifikationsgrenze** beschreiben die maximal zulässige Abweichung des Schließmaßes von dessen Nennmaß zu jedem Zeitpunkt der Bewegung. Diese Grenzen folgen sowohl aus funktionalen Anforderungen an den Mechanismus (z.B. maximale Schwankung des Verdichtungsverhältnisses eines Verbrennungsmotors) als auch aus rein geometrischen Gegebenheiten, wie der Vermeidung von Kollisionen bewegter Einzelteile mit weiteren Einzelteilen des Mechanismus benachbarter Baugruppen. Zur Formulierung der Spezifikationsgrenzen kann nachfolgende Frage beitragen: Um welche Beträge darf das Schließmaß zu jedem Zeitpunkt der Bewegung nach oben und nach unten abweichen?
- Numerische Optimierungsalgorithmen sind iterative Verfahren. Hieraus erwächst die Notwendigkeit, die gestellten Anforderungen an die Güte der identifizierten Lösung in Form eines **Abbruchkriteriums** zu formulieren. Unterschreiten die Änderungen von Zielfunktion und Nebenbedingung von Iteration zu Iteration definierte Grenzwerte  $c_{Ziel}$  und  $c_{Neben}$  (und dies  $m_g$ -mal in Folge), so wird die Optimierung als erfolgreich beendet und die gegenwärtige Lösung als die optimale Tolerierung ausgegeben. In der Annahme der Einheit  $mm$  für Maße und Toleranzen sind die Grenzwerte  $c_{Ziel} = 1e-6 \text{ €}$ ,  $c_{Neben} = 1e-10$  und die Anzahl der sog. Generationen (siehe Kapitel 2.4.2)  $m_g = 100$  zu empfehlen. Demnach wird eine Toleranzoptimierung als *erfolgreich* beendet, wenn innerhalb einer Iteration der Optimierung die erzielten Fertigungskosten nicht um mehr als  $1e-6 \text{ €}$  von Wert der vorhergehenden Iteration abweichen. Gleichermaßen gilt für die Quantifizierung der Ausschussrate in der Nebenbedingung, wobei hier die Genauigkeit bei  $c_{Neben} = 1e-10$  (bzw.  $c_{Neben} = 1e-8 \%$ ) liegt. Trotz dieser vermeintlich hohen Genauigkeit ist die mehrfache Wiederholung der Toleranzoptimierung zur Beurteilung der Wiederholgenauigkeit der identifizierten Lösung durchaus angebracht, um die optimale Tolerierung abzusichern und ggf. gezielt Verbesserungsmaßnahmen zu ergreifen.

#### 4.7.2.2 Besonderheiten beim Einsatz lokaler und globaler Optimierungsalgorithmen

In Abhängigkeit des gewählten lokalen oder globalen Optimierungsalgorithmus sind noch zusätzliche Festlegungen und Einstellungen bezüglich des Suchraums erforderlich, um das Optimierungsproblem vollständig zu formulieren und damit adäquat lösen zu können.

- Der **Suchraum** wird durch all jene Größen aufgespannt, die als Einträge im Optimierungsvektor zu finden sind. Da globale Algorithmen und hierbei insbesondere metaheuristische Ansätze den vollständigen Suchraum für die Suche der optimalen Tolerierung nutzen, sind die Grenzen jeder Dimension des Suchraums zwingend festzulegen. Hier ist es zweckmäßig, die Grenzen so auszulegen, dass ausreichend

große Intervalle verbleiben, innerhalb derer sowohl Mittelwertverschiebungen als auch die Aufweitung der Toleranzen möglich sind (siehe Bild 4.16). Idealerweise können die Streubereiche der zufälligen Toleranzen, wie sie bei der Entwicklung der Meta-Modelle für die systematischen Abweichungen festgelegt wurden, herangezogen werden (Kapitel 4.4.2.2). Die Festlegung der Grenzen der Mittelwertverschiebungen hingegen muss individuell für jede zufällige Toleranz erfolgen.

- Lokale Methoden basieren auf der sukzessiven Verbesserung einer Lösung in einer Vielzahl an Iterationen, führen jedoch nicht zwingend zum globalen Optimum. Demnach ist die mehrfache Durchführung der lokalen Optimierung mit variierenden Startpunkten anzuraten. Hierbei werden die **Startpunkte** einer gewissen Systematik (z.B. Statistischer Versuchsplan) folgend im Suchraum verteilt und anschließend von jedem definierten Startpunkt aus eine separate lokale Optimierung initiiert. Obwohl sich durch die Wahl von  $m_{Opt}$  Startpunkten auch der numerische Aufwand auf das  $m_{Opt}$ -fache erhöht, sind dennoch lokale Methoden den globalen Ansätzen im Punkto Rechenzeit meist überlegen. Nichtsdestotrotz ist selbst die Wahl einer großen Anzahl an Startpunkten kein Garant für die Identifikation der global besten Tolerierung. Empfohlen sei dem Toleranzingenieur zunächst eine Menge von zehn Startpunkten, die bei nicht zufriedenstellenden Ergebnissen in nachfolgenden Iterationen sukzessive erhöht werden kann.

Abschließend verbleibt dem Toleranzingenieur noch die **Festlegung von Kennwerten, die für jeden Algorithmus individuell zu treffen sind**. Exemplarisch sei hier, aufgrund ihrer Relevanz für die vorliegende Arbeit, die Festlegung der Populationsgröße des Schwarms im Rahmen der Partikelschwarm Optimierung kurz diskutiert. Die Population des Schwarms hat wesentlichen Einfluss auf die Effizienz der Optimierung. Eine zu geringe Anzahl an Partikeln kann mitunter dazu führen, dass gewisse Bereiche des Suchraums nur unzureichend Beachtung finden und damit mitunter zu abrupten Änderungen der Geschwindigkeitsvektoren der Partikel führen. Hingegen belegt TRELEA in Performanceanalysen der Partikelschwarm Optimierung, dass große Schwärme wesentlich mehr Iterationen erfordern, um das Abbruchkriterium und damit die geforderte Konvergenz zu erfüllen [Tre03]. Vor diesem Hintergrund und auf Basis gesammelter Erfahrungen kann der Autor die Empfehlung von 10 bis 50 Partikeln als zufriedenstellend im Rahmen statistischer Toleranzoptimierungen aussprechen.

## 4.8 Ergebnisvisualisierung und Dokumentation statistischer Toleranzsimulationen abweichungsbehafteter Mechanismen

Sowohl die Toleranzanalyse als auch die Toleranzsynthese schließen mit der „Dokumentation und Visualisierung der Ergebnisse“ (Bild 4.8). Jedoch genießt die Ergebnisvisualisierung, trotz ihrer herausragenden Relevanz für den Erfolg des Toleranzmanagements [Stu10], kaum Aufmerksamkeit in der Forschung. KROGSTIE und RIBA et al. sprechen sogar vom „*Flaschenhals der richtigen Visualisierung*“ der Ergebnisse statistischer Toleranzsimulationen, welcher oftmals einem konstruktiven Miteinander der unterschiedlichen Domänen eines Unternehmens im Wege steht [Rib08, Kro15a]. Von der mangelhaften Dokumentation der Toleranzsimulationen ganz zu schweigen.

Demnach sieht der Autor, insbesondere da die Ergebnisse von Toleranzsimulationen zeit-abhängiger Mechanismen deutlich umfangreicher ausfallen als von statischen Systemen, die Notwendigkeit einer systematischen und allumfassenden Ergebnisdokumentation und -visualisierung. Aufgrund der zu erwartenden umfangreichen Datenmengen, die bei der Toleranzanalyse (und um ein Vielfaches mehr bei der Toleranzoptimierung) erzeugt werden, ist hierbei eine gezielte Ermittlung spezifischer Ergebnisgrößen unumgänglich. Im Folgenden wird zunächst der Vorschlag einer *Ergebnisvisualisierung und Dokumentation statistischer Toleranzsimulationen* namens *Tol/Mech – insight* gegeben. Anschließend folgt in Kapitel 4.8.1 die Diskussion, welche Ergebnisgrößen in welcher Darstellung für den Toleranzingenieur von Bedeutung sind, um sowohl die gegebene Toleranzsituation objektiv beurteilen als auch um mit beteiligten Domänen detailliert und nachvollziehbar diskutieren zu können.

### 4.8.1 Tol/Mech – insight

Die vom Autor entwickelte Ergebnisvisualisierung und -dokumentation *Tol/mec – insight* [Pri14, Wal15a] wird im Folgenden anhand der Ergebnisse der statistischen Toleranzanalyse und -optimierung eines zeitabhängigen Mechanismus aus [Wal15b] aufgezeigt. *Tol/mec – insight* besteht aus vier Registerkarten, wobei sich die ersten beiden Registerkarten primär der Darstellung der Ergebnisse der statistischen Toleranzanalyse (Registerkarte „Ausgangssituation“, Bild 4.26) und der Toleranzoptimierung (Registerkarte „Optimierte Situation“, Bild 4.27) widmen. Die beiden verbleibenden beiden Registerkarten umfassen u.a. die Dokumentation der Formulierung der zugrundeliegenden Schließmaßgleichung (Bild 4.28) sowie die Zusammenstellung der eingesetzten Ansätze und Methoden (Bild 4.29). Eine englischsprachige Version von *Tol/mec – insight* wird in [Wal15a] vorgestellt.

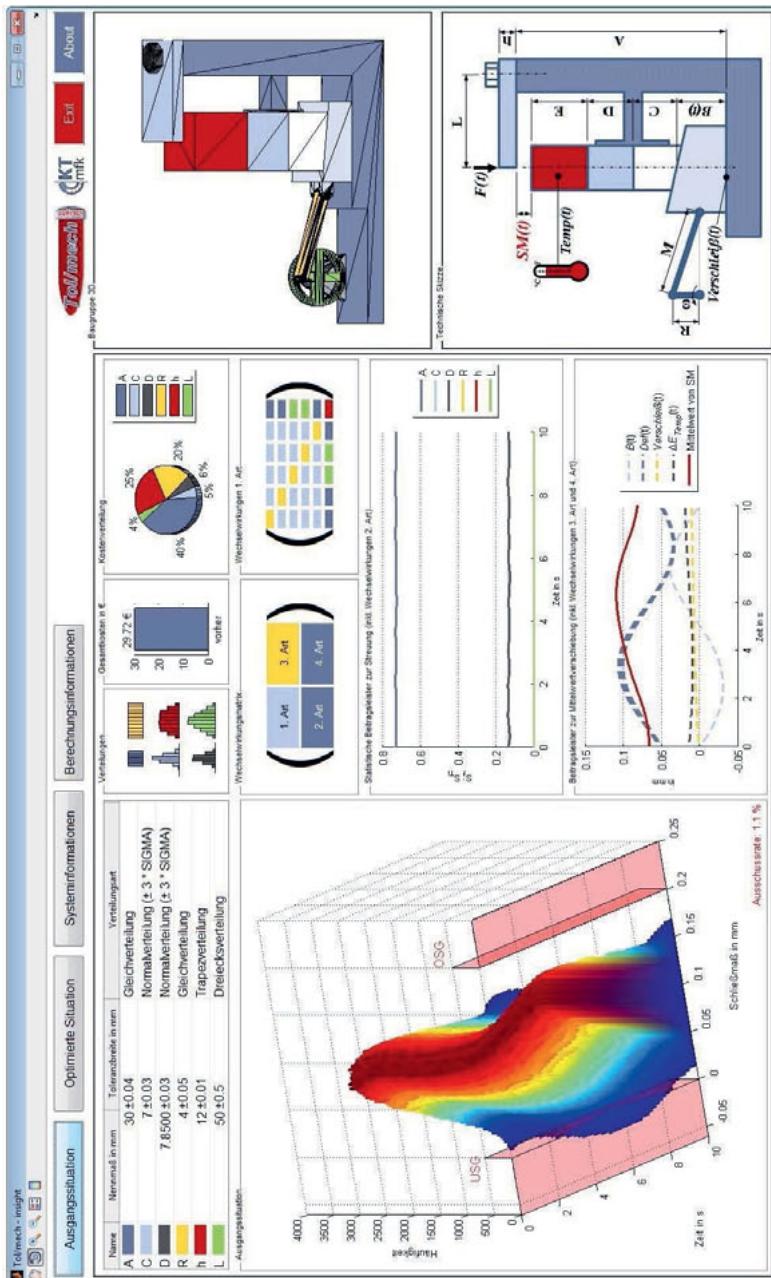


Bild 4.26: Tol/Mech – insight: Erste Registerkarte „Ausgangssituation“ nach [Wal15a]

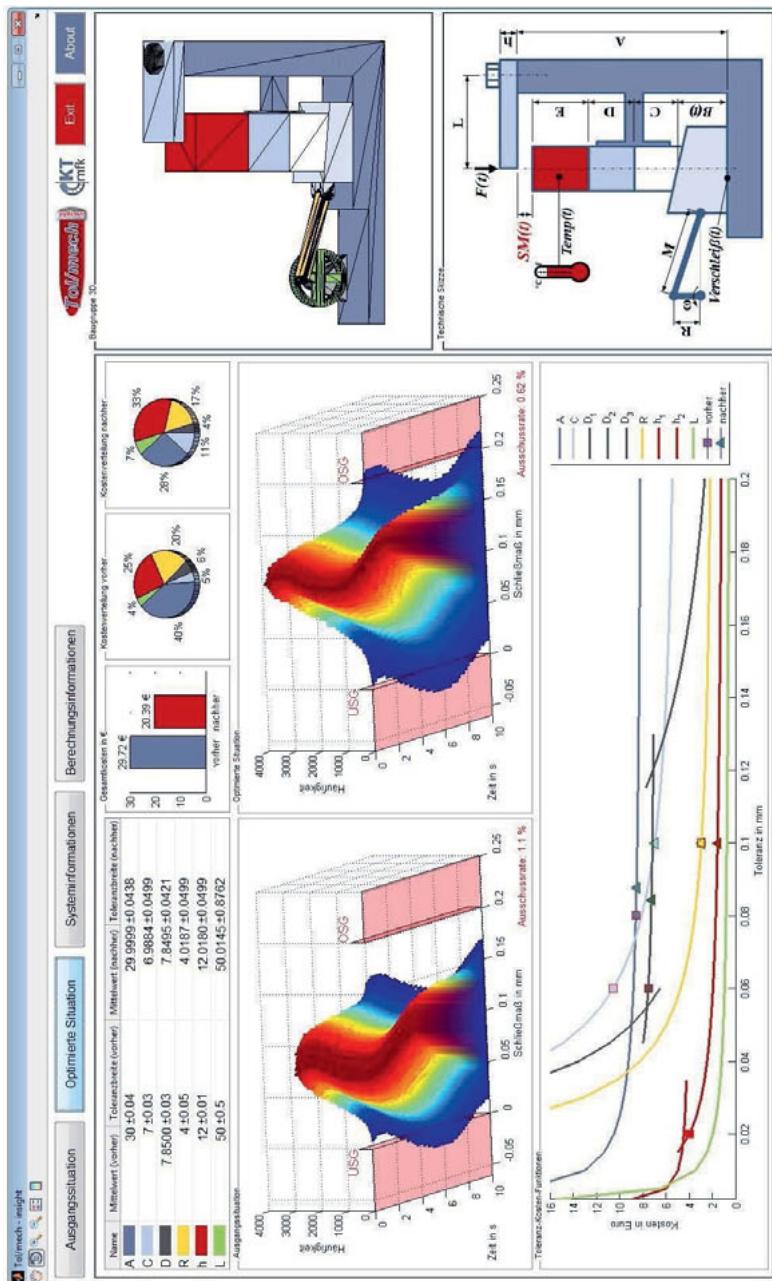
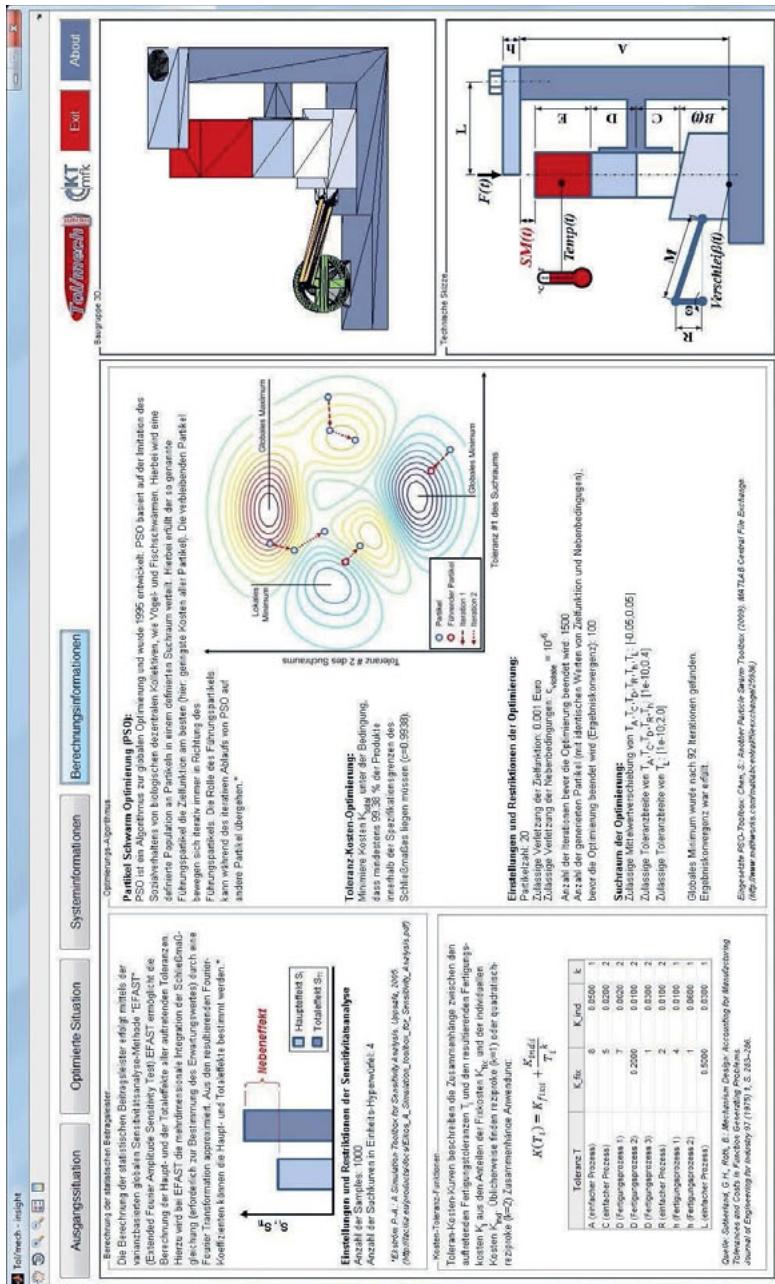


Bild 4.27: Tol/Mech – insight: Zweite Registerkarte „Optimierte Situation“ nach [Wal15a]

Bild 4.28: Tol/Mech – insight: Dritte Registerkarte „Systeminformationen“ nach [Wal15a]



#### 4.8.2 Erläuterung der Umfänge von Tol/Mech – insight

Die vier Registerkarten von *Tol/Mech – insight* zeigen den identischen Grundaufbau. Im dominierenden Hauptfeld finden sich die, für jede Registerkarte spezifischen Visualisierungen. Neben dem Hauptfeld liegen eine dreidimensionale (und rotatorisch manipulierbare) Volumenvisualisierung (rechts oben) und die technische Skizze des Mechanismus einschließlich der Kennzeichnung aller relevanten Abmessungen sowie der zufälligen und systematischen Abweichungen. Somit stehen dem Toleranzingenieur stets und unabhängig von der gegenwärtig geöffneten Registerkarte, die Darstellungen des Mechanismus zur Verfügung.

Die erste Registerkarte „Ausgangssituation“ (Bild 4.26) stellt alle Ergebnisse der statistischen Toleranzanalyse einer bereits bestehenden Tolerierung dar. In der tabellarischen Aufstellung (links oben) ist die vollständige Tolerierung aller abweichungsbehafteten Einzelteile des Mechanismus gegeben. Die Wahrscheinlichkeitsverteilungen dieser zufälligen Toleranzen sind übersichtlich dargestellt. Die Auswirkung jeder Toleranz auf die Fertigungskosten ist ein wichtiges Bewertungskriterium. Demnach finden sich rechts oben sowohl die Angabe der gesamten Fertigungskosten als auch deren prozentuale Aufteilung auf die zufälligen Abweichungen des Mechanismus. Zentral ist das zeitabhängige Histogramm, welches den zeitlichen Verlauf der Häufigkeitsverteilung des Schließmaßes während des Bewegungszyklus zeigt. Die Darstellung ist ebenfalls mittels *Zoom* und *Rotation* beliebig anpassbar. Die Einhaltung der geforderten Grenzen lässt sich anhand der, im Histogramm dargestellten, unteren und oberen Spezifikationsgrenze (*USG* und *OSG*) und der Angabe der Ausschussrate eindeutig beurteilen. Zur detaillierten Analyse der Auswirkungen aller Abweichungen finden sich zudem die Darstellungen der statistischen Beitragsleister (zur Quantifizierung der Auswirkungen zufälliger Abweichungen) sowie der Beitragsleister zur Mittelwertverschiebung (zur Quantifizierung der Auswirkungen systematischer Abweichungen). Außerdem berücksichtigen die soeben genannten Darstellungen der Beitragsleister bereits das Auftreten möglicher Wechselwirkungen 2., 3. und 4. Art. Die Wechselwirkungsmatrix ist in der Mitte des Hauptfeldes zu finden. Die unterschiedliche Farbgebung der vier Felder (für jede Art der Wechselwirkungen) gibt hierbei qualitativen Aufschluss über die Signifikanz der jeweiligen Art der Wechselwirkung. So sind im vorliegenden Fall insbesondere die Wechselwirkungen 3. Art anzuführen, die, wie ein genauerer Blick in das Diagramm der Beitragsleister zur Mittelwertverschiebung verrät, im Wesentlichen auf die Abweichung *Def(t)* zurückzuführen sind. Die Wechselwirkungen 1. Art können durch die qualitative Darstellung der Kovarianzmatrix identifiziert werden (siehe Kapitel 4.1.2.1).

Das, der Wechselwirkungsmatrix sowie der Kovarianzmatrix zugrunde liegende Farbschema ist Bild 4.30 zu entnehmen.



**Bild 4.30: Farbschema zur Darstellung der Wechselwirkungs- und der Kovarianzmatrix nach [Pri14]**

Die Registerkarte „Optimierte Situation“ (Bild 4.27) ermöglicht den Vergleich der Tolerierung des Mechanismus vor und nach einer Toleranzoptimierung. Hierzu wird die tabellarische Aufstellung der Toleranzen (links oben) um die optimierte Tolerierung, d. h. angepasste Toleranzen und mögliche Mittelwertverschiebungen, ergänzt. Weiterhin finden sich hier sowohl die gesamten Fertigungskosten sowie deren prozentuale Zusammensetzung vor und nach der Toleranzoptimierung (rechts oben). Neben dem dreidimensionalen Histogramm der bestehenden Tolerierung ist nun auch das resultierende Histogramm, welches aus der optimierten Tolerierung folgt, zu finden. Somit lassen sich oftmals bereits auf den ersten Blick die unterschiedlichen Auswirkungen der Tolerierungen vor und nach der Toleranzoptimierung erkennen. Abschließend werden noch die Positionen aller zufälligen Toleranzen auf den Toleranz-Kosten-Modellen vor und nach der Toleranzoptimierung gekennzeichnet. Dies erlaubt es dem Toleranzingenieur, die „Entscheidungen“ des Optimierungsalgorithmus bestimmte Toleranzen aufzuweiten und andere einzugehen, besser nachvollziehen zu können.

Die dritte Registerkarte „Systeminformationen“ (Bild 4.28) widmet sich nahezu ausschließlich der Dokumentation des Schrittes „Formulieren der Schließmaßgleichung“. Zudem findet sich auf dieser Registerkarte noch die Darstellung der zeitlichen Verläufe der Prozessfähigkeitsindizes  $c_p$  und  $c_{pk}$  sowie des Prozessrobustheitsindex  $c_{pr}$  für die ursprüngliche und die optimierte Tolerierung.

Die verbleibende Registerkarte „Berechnungsinformationen“ (Bild 4.29) stellt alle angewandten mathematischen Methoden und Ansätze zusammen und dokumentiert die hierbei zu treffenden Festlegungen von Kennwerten und erforderliche Einstellungen. Ferner wird festgehalten, ob und wenn ja, unter welchen Bedingungen die Toleranzoptimierung erfolgreich durchgeführt werden konnte.

## 5 Anwendungsbeispiel: Abweichungsbehafteter Ventiltrieb

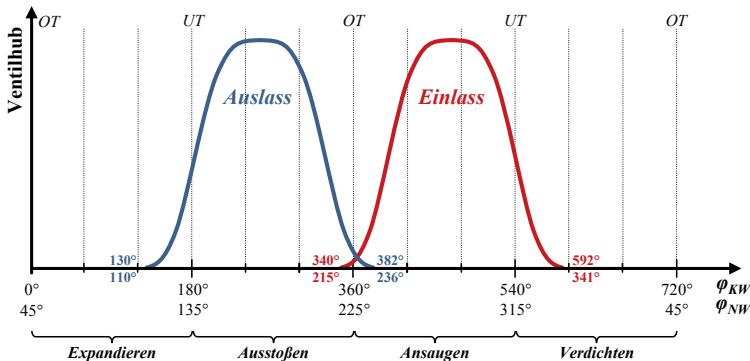
Die praktische Anwendung der *methodischen Vorgehensweise zur Toleranzanalyse und -synthese abweichungsbehafteter Mechanismen* soll dem Leser deren Schritte nochmals detailliert verdeutlichen. Als Demonstrator dient ein abweichungsbehafteter Ventiltrieb [Spr10], welcher in Aufbau und Funktionsweise dem Kurbeltrieb eines Vier-Takt-Einzylinder-Dieselmotors zugehörig ist. Der besagte Kurbeltrieb geht hierbei auf die Forschungsarbeiten von STUPPY [Stu11] zurück und wurde zudem bereits in ausgewählten Arbeiten des Autors (u. a. [Wal13a, Wal11]) detailliert behandelt.

Im Rahmen dieses Kapitels werden zunächst Aufbau und Funktionsweise des Ventiltriebs erläutert. Anschließend ist anhand der Zusammenstellung aller auftretenden zufälligen und systematischen Abweichungen des Mechanismus die Aufgabe für den Toleranzingenieur zu formulieren und damit die Notwendigkeit statistischer Toleranzsimulationen zu begründen. Die Durchführung aller Schritte der statistischen Toleranzanalyse, der nachfolgenden wirtschaftlichen Beurteilung anhand des WALTER-HILLER-Diagramms sowie der abschließenden Toleranzoptimierung werden in den Kapiteln 5.4 bis 5.6 ausführlich behandelt.

### 5.1 Vorstellung des Demonstrators

Der Ventiltrieb [Spr10] ist Teil eines Verbrennungsmotors, der gemäß der *Selbstzündung* in Kraftstoff gebundene chemische Energie in mechanische Energie umsetzt. Im vorliegenden Fall, liegt dem Motor das Vier-Takt-Prinzip, also die ständig wiederkehrende Arbeitsfolge der vier Arbeitsschritte *Ansaugen*, *Verdichten*, *Expandieren* und *Ausstoßen* zugrunde. Demnach vollführt die Kurbelwelle zwei vollständige Umdrehungen und die Nockenwellen jeweils eine volle Umdrehung während der vier Arbeitstakte. [Trz52, Mol07]

Der Ventiltrieb dient dazu, das Öffnen und Schließen der im Zylinderkopf gelagerten Ein- und Auslassventile während der vier Arbeitstakte zu steuern. Die hieraus resultierenden Öffnungs- und Schließzeiten der Ventile definieren somit den Ladungswechsel im Brennraum. Die präzise Bewegung des Ventiltriebs ist damit von wesentlicher Bedeutung für den Wirkungsgrad des Verbrennungsvorgangs, da bereits kleinste Abweichungen der sogenannten Steuerzeiten signifikante Auswirkungen auf den Ablauf des Verbrennungsprozesses und das Betriebsverhalten des Motors haben. Darüber hinaus sind die präzisen Bewegungen von Kurbeltrieb (zur Volumenänderung im Arbeitsraum) und Ventiltrieb (zur Steuerung des Ladungswechsels) möglichst exakt aufeinander abzustimmen, um einen effizienten und störungsfreien Betrieb des Verbrennungsmotors zu gewährleisten. Bild 5.1 zeigt den zeitlichen Verlauf der Ventilhöhe während der vier Arbeitstakte. [Mol07, Bas07b]



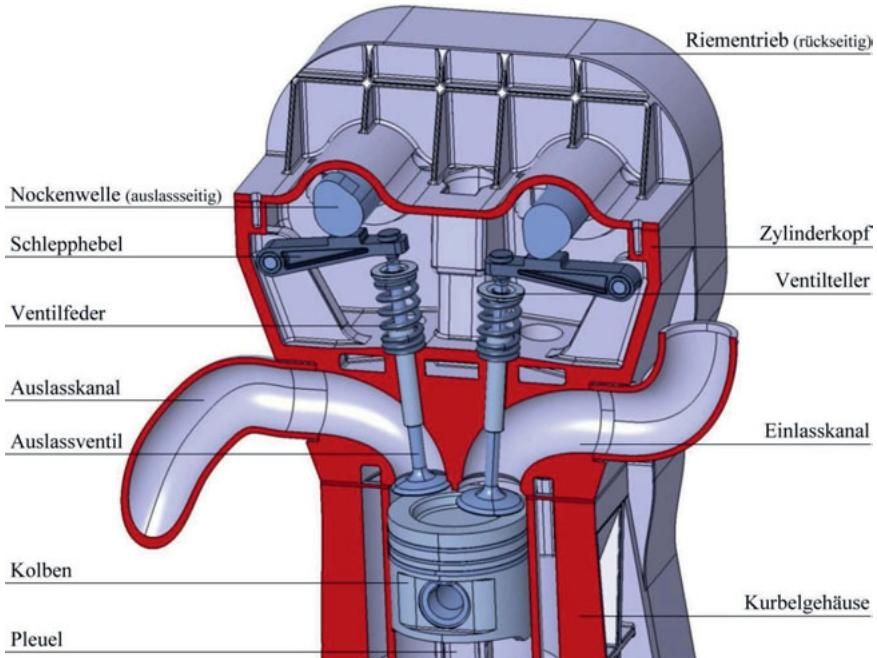
**Bild 5.1:** Ventilhubkurven des Demonstrators (qualitativ) nach [Epp12, Wei13] (UT und OT: unterer und oberer Totpunkt des Kolbens;  $\varphi_{KW}$ : Kurbelwinkel,  $\varphi_{NW}$ : Nockenwinkel)

### 5.1.1 Aufbau und Funktionsweise des Ventiltriebs

Die Steuerung des Ladungswechsels erfordert eine Synchronisation der Bewegungen von Ventil- und Kurbeltrieb. Im Falle des gewählten Demonstrators (Bild 5.2) wird dies anhand eines Riementriebs erreicht, der die einlass- und auslassseitigen Nockenwellen sowie die Kurbelwelle miteinschließt. Herbei herrscht ein Übersetzungsverhältnis zwischen Kurbelwelle und den Nockenwellen von „2 zu 1“. Während des Betriebs rotieren demnach die Nockenwellen stets mit der halben Drehzahl der Kurbelwelle.

Die Nockenwelle ist in Gleitlagerschalen, welche im Zylinderkopf eingepresst sind, drehbar gelagert und frei von axialen Lasten. Aufgrund der Rotation der Nockenwelle kommt es auslassseitig bei einem Kurbelwinkel von  $\lambda_{KW} = 130^\circ$  zum Kontakt zwischen der exzentrischen Nocke der Nockenwelle und dem Schlepphebel, der bei  $\lambda_{KW} = 382^\circ$  wieder gelöst wird. Während der verbleibenden Rotation besteht auf der Auslassseite zwischen dem Grundkreis der Nockenwelle und dem Schlepphebel ein Ventilspiel von  $s_V = 0,29$  mm. Dieses Ventilspiel stellt sicher, dass während der Arbeitstakte *Verdichten* und *Expandieren* selbst bei erhöhter Temperatur und damit geänderten Einzelteilabmessungen das Ventil stets geschlossen ist. Aufgrund der charakteristischen Formgebung des Nockens wird mit fortschreitender Rotation der Nockenwelle der Schlepphebel ab  $\lambda_{KW} = 130^\circ$  kontinuierlich nach unten bewegt. In Folge dessen öffnet das Auslassventil, da dieses über den sogenannten Stößel des Schlepphebels eine translatorische Beschleunigung erfährt. Die Ventilfeder sorgt im Gegenzug dafür, dass nach Erreichen des maximalen Ventilhubs das Ventil und damit auch der Schlepphebel in deren Nominallagen (nach oben) zurückkehren. Die Funktionsweise der einlassseitigen kinematischen Kette ist der soeben beschriebenen Funktionsweise der Auslassseite gleich und unterscheidet sich lediglich in den beiden Zeitpunkten

bzw. Kurbelwinkeln innerhalb derer Kontakt zwischen Einlassnockenwelle und Schlepphebel besteht. Die exakte Bewegung des Ventils und damit die Steuerung des Ladungswechsels werden demnach wesentlich durch die maßlichen und geometrischen Eigenschaften der Einzelteile und deren Zusammenspiel im Betrieb definiert. Bild 5.2 zeigt den Ventiltrieb des Verbrennungsmotors und benennt dessen wesentliche Einzelteile.



**Bild 5.2: Schnittdarstellung: Ventiltrieb des Vier-Takt-Verbrennungsmotors nach [Spr10]**

Der Ventiltrieb stellt somit einen nicht-gleichmäßig übersetzenenden Mechanismus dar, dessen Bewegungsverhalten durch das Zusammenspiel der Einzelteile in nieder- und höherwertigen Gelenken bestimmt und folglich auch von den zufälligen Maß-, Form- und Lageabweichungen beeinflusst wird. Darüber hinaus sind insbesondere im Betrieb systematische Abweichungen (elastische Deformationen, Verschleiß etc.) zu erwarten, welche sich signifikant auf das Bewegungsverhalten des Mechanismus auswirken. Der Ventiltrieb bildet somit nach Meinung des Autors einen geeigneten Demonstrator für die vorliegende Arbeit.

Für weiterführende Ausführungen zur Funktionsweise von Hubkolbenmotoren sei an dieser Stelle auf die einschlägige Literatur (u. a. [Kün06, Bas07b, Mol07]) verwiesen.

## 5.2 Beschreibung des Toleranzproblems

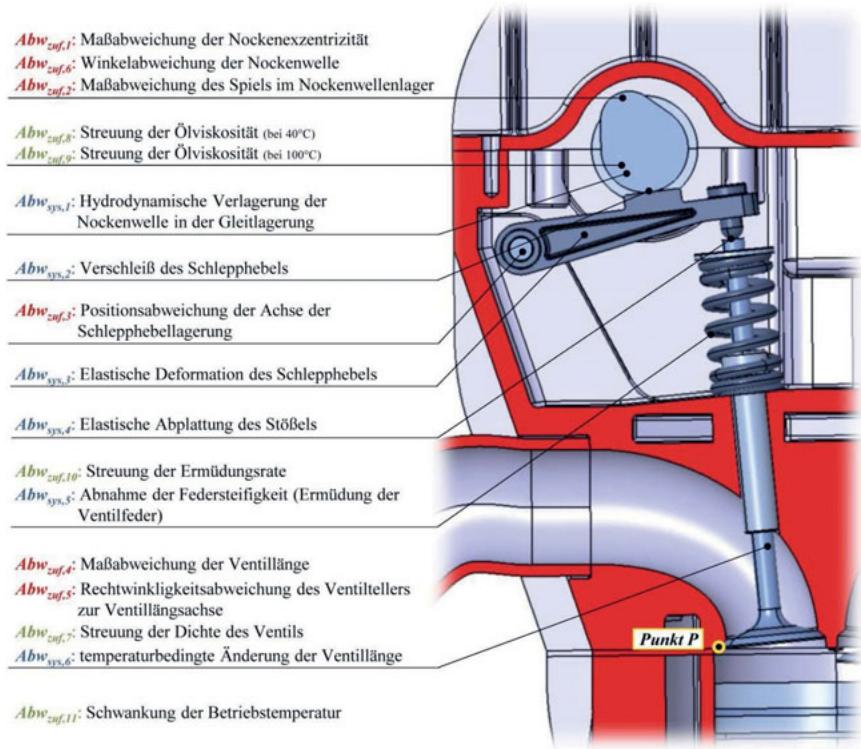
Aufgrund der präzisen Synchronisierung von Ventil- und Kurbeltrieb sowie dem Bestreben möglichst hoher Verdichtungsverhältnisse (zum Zweck eines optimalen Verbrennungsprozesses) werden erhebliche Anforderungen an die Genauigkeit der Bewegung aller bewegten Einzelteile eines Verbrennungsmotors und insbesondere der Kolben und Ventile gestellt. Hierbei wird oftmals der sog. *Ventilfreigang* [Bas07b] benannt, der den Abstand zwischen Kolben und den Ventilen beschreibt. Dieser ist für den Konstrukteur essentiell für die Festlegung, wie tief erforderliche Ventiltaschen im Kolben auszuführen sind um einerseits Kollisionen von Einzelteilen zu vermeiden [Glö07] und andererseits um eine möglichst hohe Verdichtung im Brennraum zu erreichen. Das funktionsrelevante Maß des Ventiltriebs ist demnach die Position des niedrigsten Punktes des Auslassventils während des Betriebs.

Im Rahmen dieses Anwendungsbeispiels soll folgendes **Toleranzproblem** betrachtet werden: Während der Produktentwicklung erwächst die Aufgabe, eine Tolerierung der Einzelteile zu finden, welche den störungsfreien Betrieb des Ventiltriebs während einer Lebensdauer eines Verbrennungsmotors von  $L_B = 4\,000\text{ h}$  [Gre06] (entspricht der gegenwärtig üblichen Laufleistung von ca. 240 000 km [Kün06, Wei13]) bei minimalen Fertigungskosten sicherstellt. Die Funktionsfähigkeit im störungsfreien Betrieb verlangt, dass bei 99,73 % ( $c = 0,9973$ ; entspricht  $\pm 3\sigma$ ) aller gefertigten Ventiltriebe das Auslassventil zu keinem Zeitpunkt des Betriebs um mehr als 0,02 mm von dessen angestrebter Idealposition abweichen darf. Demnach soll  $USG = -0,02\text{ mm}$  und  $OSG = 0,02\text{ mm}$  gelten.

Das Bewegungsverhalten des Auslassventils wird sowohl durch zufällige als auch systematische Abweichungen beeinflusst. Die zufälligen Abweichungen umfassen hierbei Maß- und Lageabweichungen der Einzelteile aufgrund von Unzulänglichkeiten in Fertigung und Montage, sowie Schwankungen von Materialeigenschaften, eingesetzter Betriebsmittel sowie des Betriebszustandes (siehe Bild 5.3). Das Bild zeigt weiterhin den körperfesten Punkt  $P$  des Auslassventils, welcher für die Formulierung des Schließmaßes von Bedeutung ist.

Die vollständige geometrische und materialspezifische Beschreibung aller Einzelteile sowie die Definition der erforderlichen Montagebeziehungen anhand nieder- und höherwertiger Gelenke liegen hierbei dem Toleranzingenieur in Form eines 3D-CAD Modells des Ventiltriebs [Spr10] vor. Die hiervon erforderlichen Informationen sowie eine Zusammenstellung weiterer essentieller Kenngrößen (z. B. Spezifikation erforderlicher Betriebsmittel) finden sich zudem im Anhang (Kapitel 8.2). Der zu betrachtende Betriebszustand folgt hierbei aus der Festlegung der Drehzahl der Kurbelwelle von  $n_{KW} = 3\,000\text{ min}^{-1}$  und damit einer Drehzahl der Nockenwelle von  $n_{NW} = 1\,500\text{ min}^{-1}$ . Die Zyklusdauer  $t_Z$  einer Arbeitsfolge aus

vier Arbeitstakten beträgt somit  $t_Z = 0,04$  s. Dieser Betriebszustand deckt sich mit dem, welcher in statistischen Toleranzanalysen des zugehörigen Kurbeltriebs [Stu11, Wal13a] bereits Beachtung findet.



**Bild 5.3: Zusammenstellung aller zufälligen (rot und grün) und systematischen (blau) Abweichungen des Ventiltriebs sowie Kennzeichnung des betrachteten Punktes P (körperfester Punkt des Ventils mit minimalen Abstand zum Kolben) nach [Epp12, Wei13]**

Hieraus folgt für den Toleranzingenieur die Verbindlichkeit, eine bestehende Tolerierung bzgl. ihrer Auswirkungen auf die Bewegung des Ventils zu analysieren sowie ggf. die Optimierung dieser Tolerierung anhand einer statistischen Toleranzoptimierung umzusetzen. In den nachfolgenden Ausführungen dieses Kapitels wird dies anhand der *Toleranzanalyse und Toleranzsynthese abweichungsbehafteter Mechanismen* geleistet.

Die bestehende Tolerierung des Ventiltriebs ist Tabelle 5.1 sowie dem Anhang (Kapitel 8.2) zu entnehmen. Dieser liegt der Tolerierungsgrundsatz des *Unabhängigkeitsprinzips* nach [ISO8015] zugrunde. Weiterhin sind für eine Toleranzoptimierung Toleranz-Kosten-

Modelle bereitzustellen, anhand derer die Beurteilung der Fertigungskosten und damit der wirtschaftlichen Auswirkungen der Tolerierung ermöglicht wird. Die Toleranz-Kosten-Modelle der zufälligen Toleranzen werden in Kapitel 5.5.1 vorgestellt.

**Tabelle 5.1: Tolerierung der zufälligen Abweichungen (Abbildungen siehe Kapitel 8.2)**

Zufällige Abweichung $Abw_{zuf,i}$	Zugehörige Toleranz	Nennmaß und Toleranz	Verteilung
$Abw_{zuf,1}$ : Nockenexzentrizität – $\Delta d$	$T_d$	$11,4 \pm 0,010 \text{ mm}$	Normal ( $\pm 4\sigma$ )
$Abw_{zuf,2}$ : Spiel im Nockenwellenlager – $S_{NW}$	$T_S$	$0,045 \pm 0,010 \text{ mm}$	gleichverteilt
$Abw_{zuf,3}$ : Positionsabweichung der Achse der Schlepphebellagerung – $t_{Pos}$ & $\varphi_{Pos}$	$T_{Pos}$	$0,12 \text{ mm}$	Normal ( $\pm 4\sigma$ ) [Sha99]
$Abw_{zuf,4}$ : Ventillänge – $l_V$	$T_V$	$141,006^{+0,03}_{-0,07} \text{ mm}$	Normal ( $\pm 3\sigma$ )
$Abw_{zuf,5}$ : Rechtwinkligkeitsabweichung von Ventilteller zu Ventillängssachse – $l_{rw}$ & $\varphi_{rw}$	$T_{\top}$	$0,1 \text{ mm}$	Normal ( $\pm 4\sigma$ )
$Abw_{zuf,6}$ : Winkelabweichung der Nockenwelle – $\Delta_{NW}$	$T_{\angle NW}$	$\pm 0,1^\circ$	gleichverteilt
$Abw_{zuf,7}$ : Dichte des Ventils (bei 20°C) – $\rho_V$	$T_{\rho V}$	$7,8 \pm 0,05 \text{ g/cm}^3$	gleichverteilt
$Abw_{zuf,8}$ : Ölviskosität (bei 40°C) – $\nu_{40}$	$T_{\nu 40}$	$68,4 \pm 1,25 \text{ mm}^2/\text{s}$	gleichverteilt
$Abw_{zuf,9}$ : Ölviskosität (bei 100°C) – $\nu_{100}$	$T_{\nu 100}$	$11,1 \pm 0,5 \text{ mm}^2/\text{s}$	gleichverteilt
$Abw_{zuf,10}$ : Ermüdungsrate d. Ventilfeder – $d_F$	$T_{dF}$	$5,0 \pm 1,0 \%$	gleichverteilt
$Abw_{zuf,11}$ : Betriebstemperatur – $\vartheta$	$T_\vartheta$	$90 \pm 3 \text{ }^\circ\text{C}$	gleichverteilt

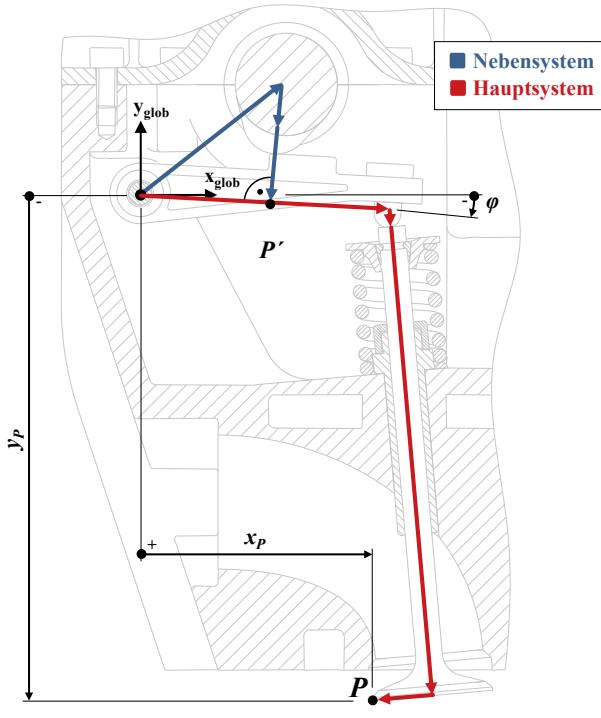
### 5.3 Formulieren der Schließmaßgleichung

Aus der Beschreibung des Toleranzproblems geht als funktionsrelevantes Schließmaß des Ventiltriebs die Abweichung des Punktes  $P$  des  $n$ -ten abweichungsbehafteten Ventiltriebs von dessen Idealposition (entlang der  $y_{glob}$ -Achse; siehe Bild 5.4) hervor. Demnach ist zunächst die Vektorkette  $\overrightarrow{v_{SM}}$  zur Beschreibung des Punktes  $P$  im Referenzkoordinatensystem nötig. Anschließend kann der Schließmaßvektor  $\overrightarrow{v_{SM_n}}$  durch die Subtraktion des idealen Vektors des Punktes  $P$  vom abweichungsbehafteten Vektor für jedes der  $n$  Samples gemäß

$$\overrightarrow{v_{SM_n}} = \overrightarrow{v_{P_n}} - \overrightarrow{v_{P_{ideal}}} \quad (5.1)$$

ermittelt werden. Die vektorielle Beschreibung des Punktes  $P$  ist auch unter der Annahme eines planaren Ventiltriebs als zwei-dimensionaler Vektorzug möglich. Diese Komplexitätsreduzierung ist nach SCHULTHEISS et al. zulässig, da sie in deren „*langjährigen Toleranzanalyse-Praxis*“ zu dem Schluss kommen, dass rund 90 % aller Mechanismen des An-

triebsstrangs von Kraftfahrzeugen (Powertrain) anhand zwei-dimensionaler Modelle hinreichend genau beschrieben werden können [Schu99].



**Bild 5.4: Vektorketten des Ventiltriebs in Haupt- und Nebensystem nach [Wei13]**

Der Ventilhub wird durch das Zusammenspiel zweier Mechanismen des Ventiltriebs erreicht, die über den Kontakt von Nocke und Schlepphebel miteinander gekoppelt sind (Bild 5.4). Hierbei resultiert aus der gegenwärtigen Lage der Nocke der Winkel  $\varphi$  des Schlepphebels gegenüber der horizontalen  $y_{glob}$ -Achse. Die folgende vektorielle Beschreibung des Punktes  $P$  erfordert somit neben einer Vektorkette im Hauptsystem (roter Vektorzug) ebenfalls die Formulierung der Vektorkette im Nebensystem (blauer Vektorzug).

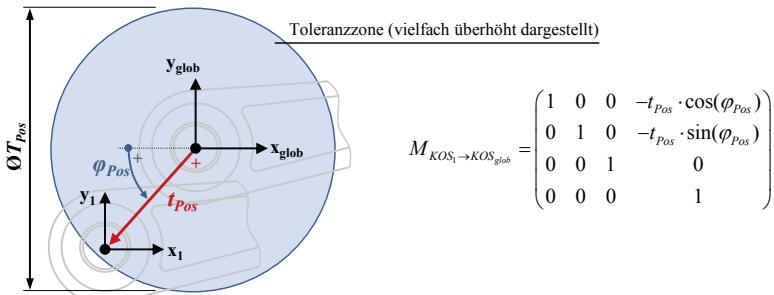
### 5.3.1.1 Entwicklung der erforderlichen Vektorketten und Transformationsmatrizen

Aufgrund ihres erheblichen Umfangs soll an dieser Stelle die Entwicklung der Transformationsmatrizen lediglich für die zufällige Positionstoleranz der Schlepphebellagerung sowie der systematischen Deformation des Schlepphebels gezeigt werden.

Die Beschreibung der körperfesten Koordinatensysteme des Ventiltriebs, der Entwicklung aller zugehörigen Transformationsmatrizen sowie der Bestimmung aller hierfür erforderli-

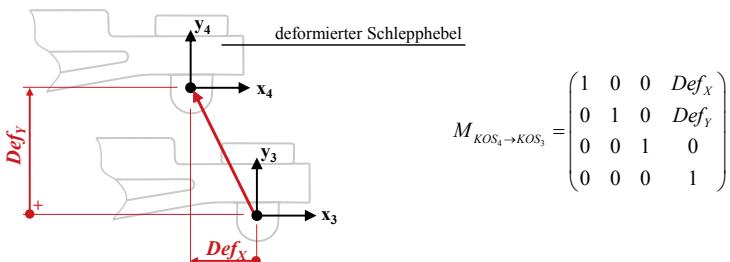
chen Maße, Winkel und sonstige Größen wurde wesentlich durch EPP [Epp12] und WEIKERT [Wei13] unterstützt und ist dem Anhang (Kapitel 8.3) zu entnehmen.

Die Positionstoleranz  $T_{Pos}$  der Achse der Schlepphebellagerung führt im planaren Fall zu einer kreisrunden Toleranzzone. Demnach bieten sich zur Beschreibung der translatorischen Abweichung insbesondere Polarkoordinaten an (Bild 5.5). Hierbei entspricht  $t_{Pos}$  dem Betrag der Abweichung, während durch den Winkel  $\varphi_{Pos}$  die jeweilige Richtung der Abweichung definiert wird. Es gelten  $t_{Pos} \in [0; T_{Pos}/2]$  und  $\varphi_{Pos} \in [0^\circ, 360^\circ]$ .



**Bild 5.5: Positionsabweichung der Schlepphebellagerung: Überführung des körperfesten  $KOS_1$  in das globale Referenzkoordinatensystem  $KOS_{glob}$  nach [Wei13]**

Die elastische Deformation des Schlepphebels aufgrund der Belastungen im Betrieb führt zu einer translatorischen Verschiebung eines körperfesten Punktes des Schlepphebels, wobei die Verschiebung in Betrag und Richtung den Komponenten  $Def_x$  und  $Def_y$  entlang der beiden Achsen des  $KOS_4$  entsprechen. Somit ist zur Überführung des  $KOS_4$  (deformierter Schlepphebel) in das  $KOS_3$  (des nicht-deformierten Schlepphebels) eine translatorische Transformationsmatrix erforderlich. Bild 5.6 zeigt die beiden Koordinatensysteme, die bei den Komponenten der Deformation  $Def_x$  und  $Def_y$  und die zugehörige Matrix.



**Bild 5.6: Elastische Deformation des Schlepphebels durch  $Def_x$  und  $Def_y$ : Überführung des körperfesten  $KOS_4$  in das körperfeste  $KOS_3$  nach [Wei13]**

Sind alle erforderlichen Transformationsmatrizen zur vollständigen Beschreibung des Vektorzuges im Hauptsystem formuliert, so kann nun der Vektor  $\overrightarrow{v_p}$  ermittelt werden, welcher den Punkt  $P$  im Referenzkoordinatensystem  $KOS_{glob}$  (auch als  $KOS_0$  bezeichnet) beschreibt. Hierzu ist gemäß Gleichung (4.4) der Vektor  $\overrightarrow{v_{P,KOS12}} = (0 \ 0 \ 0 \ 1)^T$  mit dem zuvor formulierten zwölf Transformationsmatrizen des Hauptsystems zu multiplizieren:

$$\overrightarrow{v_p} = \begin{pmatrix} x_p \\ y_p \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix} = \prod_{n=0}^{12} M_{KOS_{n+1} \rightarrow KOS_n} \cdot \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix} \quad (5.2)$$

Hieraus ergeben sich nach [Epp12, Wei13] die nachfolgenden Formelzusammenhänge zur Bestimmung der Koordinaten des Punktes  $P$  im globalen Koordinatensystem  $KOS_{glob}$ . Die vollständige Erläuterung aller erforderlichen Größen ist dem Anhang zu entnehmen.

$$x_p = \begin{cases} l_{SH} \cdot \cos(5^\circ) - \frac{d_{VT}}{2} \cdot \cos(5^\circ + \varphi_{rw}) + l_v \cdot \sin(5^\circ) - l_{rw} \cdot \sin(5^\circ) + r_{St} \cdot \sin(5^\circ) \\ -\delta_{el} \cdot \sin(5^\circ) + \Delta l_{V,Temp} \cdot \sin(5^\circ) - \frac{l_{SH}}{2} \cdot \cos(10^\circ - \varphi) + \frac{t_{Pos}}{2} \cdot \cos(10^\circ - \varphi_{Pos}) \\ + \frac{Def_x}{2} \cdot \cos(10^\circ - \varphi) - \frac{Def_y}{2} \cdot \sin(10^\circ - \varphi) + \frac{w}{2} \cdot \sin(10^\circ - \varphi) + \frac{l_{SH}}{2} \cdot \cos(\varphi) \\ - \frac{t_{Pos}}{2} \cdot \cos(\varphi_{Pos}) + \frac{3Def_x}{2} \cdot \cos(\varphi) - \frac{Def_y}{2} \cdot \sin(\varphi) + \frac{w}{2} \cdot \sin(\varphi) \end{cases} \quad (5.3)$$

$$y_p = \begin{cases} l_{SH} \cdot \sin(5^\circ) - \frac{d_{VT}}{2} \cdot \sin(5^\circ + \varphi_{rw}) - l_v \cdot \cos(5^\circ) + l_{rw} \cdot \cos(5^\circ) - r_{St} \cdot \cos(5^\circ) \\ + \delta_{el} \cdot \cos(5^\circ) - \Delta l_{V,Temp} \cdot \cos(5^\circ) - \frac{l_{SH}}{2} \cdot \sin(10^\circ - \varphi) + \frac{t_{Pos}}{2} \cdot \sin(10^\circ - \varphi_{Pos}) \\ + \frac{Def_x}{2} \cdot \sin(10^\circ - \varphi) + \frac{Def_y}{2} \cdot \cos(10^\circ - \varphi) - \frac{w}{2} \cdot \cos(10^\circ - \varphi) + \frac{l_{SH}}{2} \cdot \sin(\varphi) \\ - \frac{t_{Pos}}{2} \cdot \sin(\varphi_{Pos}) + \frac{3Def_x}{2} \cdot \sin(\varphi) + \frac{Def_y}{2} \cdot \cos(\varphi) - \frac{w}{2} \cdot \cos(\varphi) \end{cases} \quad (5.4)$$

Die Gleichungen können jedoch gegenwärtig noch nicht vollständig gelöst werden. Dies liegt daran, dass die Synchronisation der beiden Mechanismen des Ventiltriebs durch den Winkel  $\varphi$  beschrieben wird. Demnach ist zur vollständigen Bestimmung der Koordinaten  $x_p$  und  $y_p$  des Punktes  $P$  eine weitere Vektorkette im Nebensystem des Ventiltriebs zu entwickeln. Anschließend kann der noch verbleibende Formelzusammenhang zur Bestimmung des Winkels  $\varphi$  bestimmt werden. Hierzu sind im Nebensystem, ausgehend von  $KOS_{glob}$  die nachfolgenden Gleichungen der Koordinaten  $x_{P'}$  und  $y_{P'}$  eines körperfesten Punktes  $P'$  des Schlepphebels zu bestimmen

$$x_{P'} = \begin{cases} x_{NW} + (g + r_{NW,kl} - k) \cdot \sin(\varphi_{NW} + \Delta_{NW} + \varphi) + t_{Pos} \cdot \cos(\varphi_{Pos}) \\ + \Delta d \cdot \sin(\varphi_{NW} + \Delta_{NW}) + t_{Verl} \cdot \sin(\delta) \end{cases} \quad (5.5)$$

$$y_{P'} = \begin{cases} y_{NW} + (g + r_{NW,kl} - k) \cdot \cos(\varphi_{NW} + \Delta_{NW} + \varphi) + t_{Pos} \cdot \sin(\varphi_{Pos}) \\ + \Delta d \cdot \cos(\varphi_{NW} + \Delta_{NW}) + t_{Verl} \cdot \cos(\delta) \end{cases} \quad (5.6)$$

und zur Berechnung des zeitabhängigen Neigungswinkels des Schlepphebels  $\varphi$  gemäß

$$\varphi = \arctan\left(\frac{y_{P'}}{x_{P'}}\right) \quad (5.7)$$

heranzuziehen [Wei13]. Nochmals sei darauf hingewiesen, dass die Formulierung der Vektorketten und die Erläuterung relevanter Größen im Anhang zu finden ist. Damit liegt nun die vektorielle Beschreibung des Punktes  $P$  im globalen Referenzkoordinatensystem in Form eines Formelsatzes vor. Lediglich die mathematischen Modelle der systematischen Abweichungen sind noch zu entwickeln und in die Gleichungen einzubinden. Anschließend kann der Schließmaßvektor gemäß Gleichung (5.1) bestimmt werden.

### 5.3.1.2 Bestimmung der systematischen Abweichungen

Die Integration der verbleibenden systematischen Abweichungen erfolgt gemäß der, in Kapitel 4.4.2 vorgestellten Vorgehensweise (Bild 4.15). Hierbei sind mathematische Ersatzmodelle der systematischen Abweichungen zu entwickeln, die nachfolgend bereits nach absteigender Periodendauer sortiert sind:

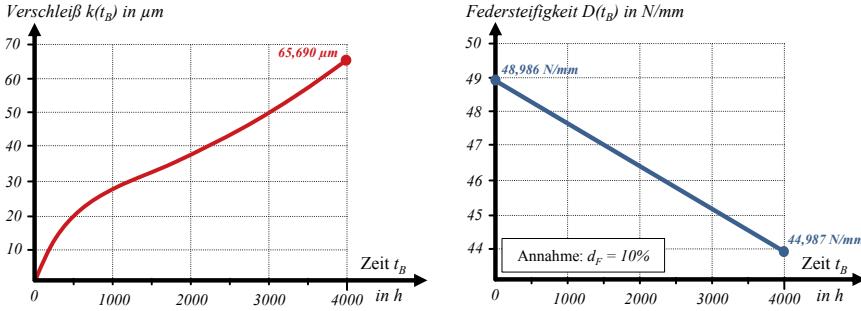
- Verschleiß  $k$  des Schlepphebels im Kontakt Schlepphebel/Nocke ( $T_{P,1} = 4\,000$  h)
- Abnahme der Ventilfedersteifigkeit  $D$  wg. Ermüdung der Feder ( $T_{P,2} = 4\,000$  h)
- Temperaturbedingte Längenänderung des Ventils  $\Delta l_{V,temp}$  ( $T_{P,3} = 4\,000$  h)
- Deformation des Schlepphebels  $\mathbf{Def}_X$  und  $\mathbf{Def}_Y$  ( $T_{P,4} = 0,04$  s  $\triangleq$  4 Arbeitstakte)
- Abplattung des Ventils im Kontakt Stößel/Ventil  $\delta_{el}$  ( $T_{P,5} = 0,04$  s)
- Verlagerung der Nockenwelle im Gleitlager  $\varepsilon$  und  $\delta$  ( $T_{P,6} = 0,04$  s)

Auch gegenwärtig werden oftmals noch analytische Formelwerke zur Beschreibung von Verschleiß in Motoren numerischen Simulationen vorgezogen. Im Rahmen dieser Arbeit wird demnach in Anlehnung an [Gre06] der von CZICHOS et al. empfohlene qualitative Verlauf des Verschleißbetrags mit der mittleren Steigung von  $13 \text{ nm/h}$  zugrunde gelegt [Czi10]. Der approximierte Verlauf des Verschleiß  $k(t_B)$  (Bild 5.7, links) basiert hierbei auf der Annahme einer Nutzung des Fahrzeugs für Kurzstreckenfahrten mit zeitweisen Schnellfahrten:

$$k(t_B) = 0,00001mm + 0,02243mm \cdot e^{\left(0,0002686 \frac{1}{h} \cdot t_B\right)} - 0,02244mm \cdot e^{\left(-0,00289 \frac{1}{h} \cdot t_B\right)} \quad (5.8)$$

Ebenso kann die Abhängigkeit der Ventilfedersteifigkeit  $D$  von der Laufleistung als lineare Funktion approximiert werden (Bild 5.7, rechts). Hierbei wird, ausgehend von der Steifigkeit der Ventilfeder  $D_0 = 48,986 \text{ N/mm}$  zu Betriebsbeginn, eine lineare Abnahme dieser über die gesamte Laufleistung von 4000 h angenommen. Die Steigung dieser Gerade wird durch die Ermüdungsrate  $d_F$  (in %) eines jeden Samples des Ventiltriebs individuell bestimmt.

$$D(t_B) = D_0 \cdot \left(1 - \frac{d_F}{100\%} \cdot \frac{t_B}{4000\text{h}}\right) \quad (5.9)$$



**Bild 5.7:** Zeitliche Verläufe des Verschleißes  $k$  (links) sowie der Ventilfedersteifigkeit  $D$  (rechts) in Abhängigkeit des Betriebszeitpunkts  $t_B$  nach [Wei13]

Die Längenänderung des Ventils  $\Delta l_{V,\text{Temp}}$  aufgrund der, gegenüber der Referenztemperatur von  $\vartheta_0 = 20^\circ\text{C}$  gestiegenen Betriebstemperatur  $\vartheta$  ist ebenfalls durch ein mathematisches Ersatzmodell zu formulieren. Hierfür sind alle zufälligen Abweichungen zu identifizieren, deren Einfluss auf die Längenänderung nicht ausgeschlossen werden kann. Dies sind die Ventillänge  $l_V$ , die Betriebstemperatur  $\vartheta$ , die beiden Freiheitsgrade der Rechtwinkligkeitsabweichung  $l_{rw}$  und  $\varphi_{rw}$  sowie die Dichte des Ventils  $\rho_V$ . Anschließend ist für jeden der 50 Samples eines Latin-Hypercube-Samplings die jeweilige Längenänderung des Ventils anhand einer thermisch-mechanischen Simulation zu ermitteln (Bild 5.8, links). Die Festlegung des Versuchsplans kann Kapitel 8.3.3.4 des Anhangs entnommen werden. Abschließend verbleibt die Generierung eines Meta-Modells von zufriedenstellender Prognosegüte, welches in die Gleichungen (5.3) und (5.4) des Formelwerks zur Bestimmung des Schließmaßes zu integrieren ist. Hierfür findet ein *Repeated Random Sub Sampling* (mit  $m = 200$ ) bei einem Teilungsverhältnis von 80:20 (Training zu Test) Anwendung. Die erreichten Prognosegüten (in Form des COP) der verschiedenen Meta-Modelle nennt Tabelle 5.2.

Nachdem bereits die mathematischen Ersatzmodelle für die systematischen Abweichungen (mit  $T_{P;1,2,3} = 4000 \text{ h}$ ) vorliegen, sind nun die Ersatzmodelle für die verbleibenden drei systematischen Abweichungen (mit  $T_{P;4,5,6} = 0,04 \text{ s}$ ) zu entwickeln. Hierfür ist zunächst ein

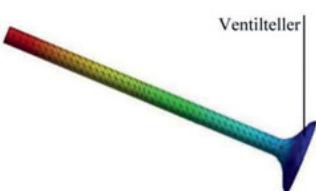
statistischer Versuchsplan unter Berücksichtigung aller zehn zufälligen Abweichungen und dem Betriebszeitpunkt  $t_B$  zu entwickeln, der gemäß Gleichung (4.15) eine Anzahl von

$$n_{LHS} = 1,15 \cdot \frac{10}{7} \cdot \frac{(12+1) \cdot (12+2)}{2} \approx 150 \quad (5.10)$$

Samples umfasst. Anschließend kann für jeden der 150 abweichungsbehafteten Ventiltriebe eine hybride Mehrkörpersimulation (d. h. mit flexiblen Körpern) erstellt und damit die elastische Deformation  $Def_x$  und  $Def_y$  des Schlepphebels während der vier Takte ( $= T_{P,4}$ ) bei der jeweils vorherrschenden Betriebstemperatur  $\vartheta$  ermittelt werden. Hierbei sei noch hervorgehoben, dass in allen Simulationen neben den zufälligen Abweichungen auch bereits die drei systematischen Abweichungen (Verschleiß, temperaturbedingte Längendehnung und Abnahme der Ventilfedersteifigkeit) und damit mögliche Wechselwirkungen mit diesen zum jeweiligen Betriebszeitpunkt  $t_B$  berücksichtigt werden.

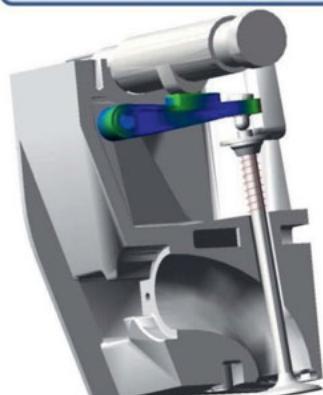
Weiterhin erlauben die Simulationen (Bild 5.8, rechts) die Ermittlung der zeitlichen Verläufe der Kräfte  $F_X$  und  $F_Y$  in den Gleitlagerungen der Nockenwelle (zur Ermittlung der Verlagerung im spielbehafteten Gelenk) sowie der Kontaktkraft  $F_K$ , die zur analytischen Berechnung der Abplattung des Ventils im Kontakt Stößel/Ventil erforderlich ist. Folglich sind die Kräfte  $F_X$ ,  $F_Y$  und  $F_K$  für alle 150 Samples zu bestimmen. Die Durchführung der Simulationen sowie die Vorbereitung des erforderlichen FE-Modells des Schlepphebels und dessen Einbindung in die Mehrkörpersimulation finden sich in Kapitel 8.3.3.1 des Anhangs.

#### Thermische Struktursimulation der $n$ Ventile bei $\vartheta$



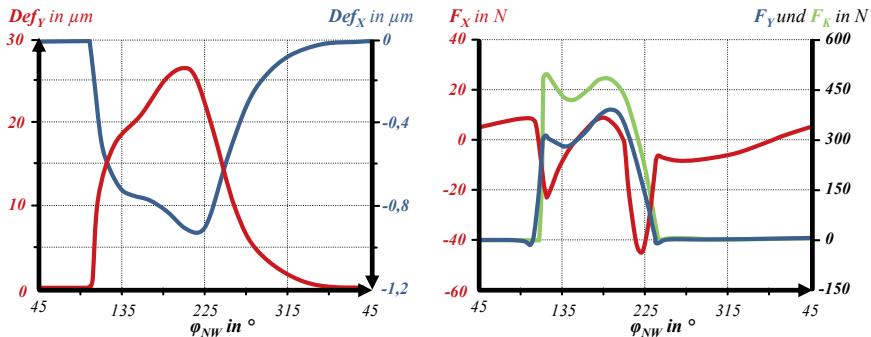
- Feste Einspannung aller Konten der Unterseite des Ventiltellers
- Gesamtes Ventil unterliegt einer Temperatur von  $\vartheta$

#### $n$ Mehrkörpersimulationen mit deformierbarem Schlepphebel



**Bild 5.8:** Screenshots: Bestimmung der Längenänderung des Ventils (links) sowie der, im Ventiltrieb auftretenden Kräfte und der Deformation des Schlepphebels (rechts) mithilfe numerischer Simulationswerkzeuge nach [Epp12, Wei13]

Die zeitlichen Verläufe der Deformation des Schlepphebels  $Def_X$  und  $Def_Y$ , sowie die Kräfte im Ventiltrieb  $F_X$ ,  $F_Y$  und  $F_K$  sind in Bild 5.9 gezeigt, während die erzielten Prognosegüten der zugehörigen Meta-Modelle der Tabelle 5.2 zu entnehmen sind. Weitere Ausführungen zur Generierung und Beurteilung der Meta-Modelle finden sich im Anhang Kapitel 8.3.3.4.



**Bild 5.9:** Deformation des Schlepphebels (links) und wirkende Kräfte im Ventiltrieb (rechts) für den idealen (d.h. abweichungsfreien) Ventiltrieb nach [Epp12, Str13, Wei13]

Zur Bestimmung der Nockenwellenverlagerung im hydrodynamischen Gleitlager des Zylinderkopfes sowie der Abplattung des Ventils im Betrieb bei der jeweiligen Betriebstemperatur  $\vartheta$  kann im Folgenden auf bewährte analytische Lösungen zurückgegriffen werden.

So lassen sich der normierte Betrag  $\varepsilon$  und Richtung  $\delta$  der Exzentrizität der Nockenwelle durch die Zapfenverlagerungsbahn nach HOLLAND [Hol59] beschreiben (Bild 5.10; Berechnung siehe Kapitel 8.3.3.2). Diese basiert auf der Annahme ölgeschmierter Gleitlager, in welchen sich ein Gleichgewichtszustand aus angreifenden äußeren Lasten und dem Druckverlauf aufgrund des hydrodynamischen Schmierspalts einstellt. Die Zapfenverlagerungsbahn hat sich zudem bereits zur Beschreibung der Verlagerung des Pleuels im ölgeschmierten Gleitlager des großen Pleuelauges im Rahmen statistischer Toleranzsimulationen des Kurbeltriebs [Stu09b, Stu11, Wal09, Wal13a, Wal13c] bewährt und wird demnach auch hier aufgegriffen. Die Zapfenverlagerungsbahn und damit der zeitliche Verlauf der Verlagerung der Nockenwelle des idealen Ventiltriebs kann Bild 5.10 entnommen werden.

Die Bestimmung der Abplattung des Ventils aufgrund einer Druckbelastung  $P$ , die auf die Kraft  $F_K$  zurückzuführen ist, stellt hingegen ein Problem der HERTZ'schen Kontakttheorie dar. Für den Fall axialsymmetrischer KontaktPartner lässt sich nach [Wiś00] die Verformung der kontaktierenden Körper in Richtung der angreifenden Kraft analytisch bestimmen. Die erforderlichen Schritte zur Bestimmung des zeitlichen Verlaufs der Ventilabplattung ist hierbei in Kapitel 8.3.3.3 des Anhangs dieser Arbeit gezeigt.

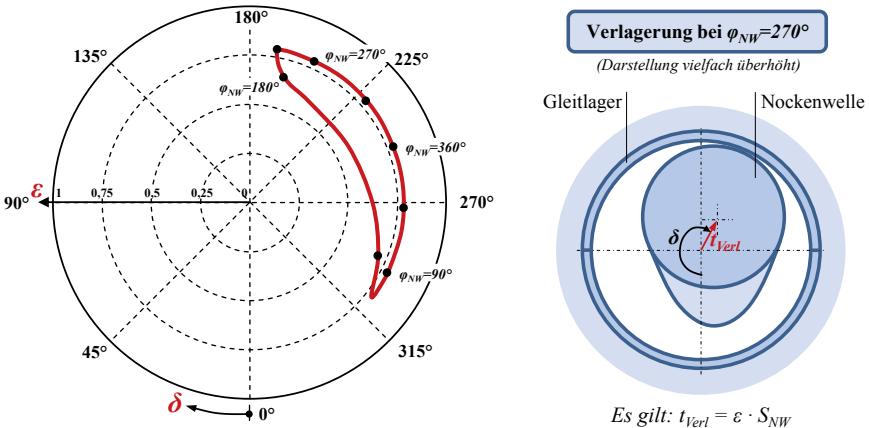


Bild 5.10: Zapfenverlagerungsbahn des idealen Ventiltriebs nach [Wei13]

Tabelle 5.2: Prognosegüten der Meta-Modelle (wichtige Anmerkungen in Kapitel 8.3.3.4)

Prognostizierte Größe	COP des Meta-Modells			
	Response Surface	Support Vector Regression	Künstliche Neuronale Netze	Kriging Interpolation
Temperaturbedingte Längenänderung des Ventils $\Delta l_{V,\text{Temp}}$	$\mu = 99,996\%$ $\sigma = 2,338e-3\%$ $\max = 99,999\%$	$\mu = 99,997\%$ $\sigma = 0,003\%$ $\max = 99,999\%$	$\mu = 99,995\%$ $\sigma = 0,008\%$ $\max = 99,999\%$	$\mu = 99,996\%$ $\sigma = 2,754e-3\%$ $\max = 99,999\%$
Elastische Deformation des Schlepphebels $\mathbf{Def}_x$	$\mu = 34,961\%$ $\sigma = 0,849\%$ $\max = 36,734\%$	$\mu = 96,997\%$ $\sigma = 0,433\%$ $\max = 97,260\%$	$\mu = 96,553\%$ $\sigma = 2,425\%$ $\max = 98,527\%$	$\mu = 34,850\%$ $\sigma = 0,769\%$ $\max = 36,540\%$
Elastische Deformation des Schlepphebels $\mathbf{Def}_y$	$\mu = 51,998\%$ $\sigma = 1,675\%$ $\max = 55,158\%$	$\mu = 94,208\%$ $\sigma = 4,879\%$ $\max = 98,072\%$	$\mu = 93,403\%$ $\sigma = 5,936\%$ $\max = 99,360\%$	$\mu = 51,677\%$ $\sigma = 1,715\%$ $\max = 54,529\%$
Resultierende Lagerlast im Nockenwellenlager $\mathbf{F}_x$	$\mu = 31,681\%$ $\sigma = 1,770\%$ $\max = 36,053\%$	$\mu = 86,311\%$ $\sigma = 1,962\%$ $\max = 89,200\%$	$\mu = 87,096\%$ $\sigma = 13,265\%$ $\max = 97,778\%$	$\mu = 31,698\%$ $\sigma = 1,671\%$ $\max = 35,391\%$
Resultierende Lagerlast im Nockenwellenlager $\mathbf{F}_y$	$\mu = 32,635\%$ $\sigma = 0,268\%$ $\max = 33,254\%$	$\mu = 95,793\%$ $\sigma = 0,576\%$ $\max = 96,538\%$	$\mu = 98,997\%$ $\sigma = 1,851\%$ $\max = 99,658\%$	$\mu = 32,520\%$ $\sigma = 0,203\%$ $\max = 33,228\%$
Resultierende Kontaktkraft (Stößel/Ventil) $\mathbf{F}_k$	$\mu = 33,309\%$ $\sigma = 0,333\%$ $\max = 34,174\%$	$\mu = 94,762\%$ $\sigma = 0,601\%$ $\max = 95,225\%$	$\mu = 98,742\%$ $\sigma = 0,969\%$ $\max = 99,642\%$	$\mu = 33,182\%$ $\sigma = 0,303\%$ $\max = 34,059\%$

Die Zusammenstellung der erreichten Prognosegüten aller generierten Meta-Modelle zeigt deutlich, dass die Regression (RSM und Kriging Interpolation) nicht den Anforderungen für den Einsatz in statistischen Toleranzsimulationen nach [Wal12a] genügen. Hingegen erreichen die Modelle der Support Vector Regression bereits hohe Prognosegüten, die noch von

den *Künstlichen Neuronalen Netzen*, wenn auch nur in geringem Umfang, übertroffen werden. Zudem entspricht das jeweils beste Neuronale Netz für jede zu prognostizierende Größe der Empfehlung einer Mindestprognosegüte in Form eines COP von rund 98 % [Wal12a]. Demzufolge können die entwickelten Neuronalen Netze in die Gleichungen (5.3) bis (5.6) eingebunden werden.

Das Formelwerk zur Bestimmung des Schließmaßes ist somit vollständig und ermöglicht nun die Durchführung der statistischen Toleranzanalyse der bestehenden Tolerierung.

## 5.4 Statistische Toleranzanalyse

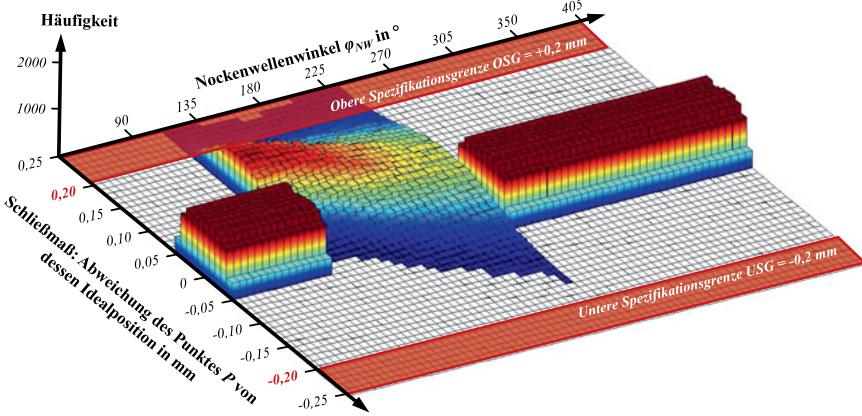
Mit der vorliegenden vollständigen Formulierung des Formelwerks zur Bestimmung des Schließmaßes kann nun in einer statistischen Toleranzanalyse die Auswirkung der bestehenden Tolerierung auf das Bewegungsverhalten des Ventils im Punkt  $P$  während der gesamten Betriebsdauer  $T_B = 4\,000$  h analysiert werden. Hierbei sollen zudem die folgenden Festlegungen gelten:

- Die vollständige Betriebsdauer  $T_B$  des Mechanismus beträgt 4 000 h.
- Die Zyklusdauer  $t_Z$  eines Bewegungszyklus beträgt  $t_Z = \min(T_{P,j}) = 0,04$  s.
- Die Anzahl der Samples für die Anwendung der modifizierten Toleranzanalyse-Methode soll  $n = 10\,000$  Samples betragen.
- Die Zyklusdauer von  $t_Z = 0,04$  s wird in  $n_{steps} = 360$  Zeitschritte unterteilt. Dies entspricht einer Winkelschrittweite der Nockenwelle von  $1^\circ$ .

Die Anwendung der *modifizierten Toleranzanalyse-Methode* bedingt die Generierung von 10000 virtuellen Ventiltrieben, die sich in all den Merkmalen voneinander unterscheiden, die durch eine Toleranz limitiert werden sollen. Demnach sind sowohl für den idealen (d. h. abweichungsfreien) als auch für jeden der 10000 abweichungsbehafteten Ventiltriebe der zeitliche Verlauf der  $y_P$ -Koordinate des Punktes  $P$  im  $KOS_{glob}$  gemäß Gleichung (5.4) zu ermitteln. Diese Verläufe dienen anschließend dazu, die Abweichung des Punktes  $P$  von dessen Idealposition während des betrachteten Arbeitszyklus ( $t_Z = 0,04$  s) zu ermitteln. Die resultierende zeitabhängige Häufigkeitsverteilung der Abweichung des Punktes  $P$  von dessen Idealposition entlang der  $y_{glob}$ -Achse (= Schließmaß) sowie die, bei der Formulierung des Toleranzproblems festgelegten Spezifikationsgrenzen sind in Bild 5.11 gezeigt.

Ein Schließmaß vom Wert *Null* entspricht hierbei einem Ventiltrieb, dessen Ventil exakt der angestrebten idealen Bewegungsbahn folgt. Hingegen kennzeichnet ein *positives Schließmaß*, dass sich das Ventil gegenwärtig näher an dessen Ventilsitz befindet als es im Idealfall der Fall wäre. Das Ventil steht somit „weniger tief“ im Brennraum als gewünscht.

Ein *negatives Schließmaß* belegt einen geringeren Abstand des Ventils zum Kolben als im Idealfall. Das Ventil steht somit „weiter“ in den Brennraum des Verbrennungsmotors vor.



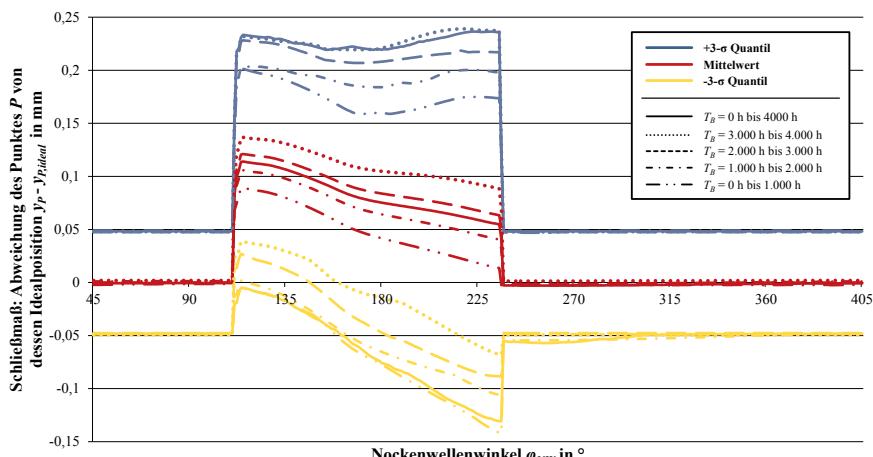
**Bild 5.11:** Zeitabhängige Häufigkeitsverteilung des Schließmaßes während der vollständigen Betriebsdauer und zugehörige Spezifikationsgrenzen  $USG = -0,2 \text{ mm}$ ,  $OSG = 0,2 \text{ mm}$  ( $n = 10\,000$  Samples)

Die resultierende Häufigkeitsverteilung des Schließmaßes lässt sich in drei charakteristische Bereiche einteilen, die nachfolgend diskutiert werden.

Zu Beginn der vier Arbeitstakte (bis  $\varphi_{NW} = 111^\circ$ ) ist eine symmetrische Streuung des Schließmaßes um den Idealwert „0“ zu beobachten. In diesem Zeitraum besteht kein Kontakt zwischen Nockenwelle und Schlepphebel – das Ventil ist somit geschlossen. Die, in diesem Bereich vorherrschende Streuung des Schließmaßes, lässt sich auf die normalverteilte Rechtwinkligkeitsabweichung des Ventiltellers  $T_T = 0,1 \text{ mm}$  zurückführen, da aufgrund des vorherrschenden Ventilspiels lediglich die Rechtwinkligkeitsabweichung die Position des Punktes  $P$  im Raum beeinflusst. Alle verbleibenden Abweichungen zeigen in diesem Bereich keine Relevanz für das Schließmaß, weshalb u. a. auch keine Mittelwertverschiebung des Schließmaßes aufgrund systematischer Abweichungen zu beobachten ist.

Der weitaus bedeutsamste Bereich umfasst Nockenwellenwinkel  $\varphi_{NW}$  zwischen  $111^\circ$  und  $236^\circ$ . Innerhalb dieses Intervalls besteht Kontakt zwischen Nocke und Schlepphebel und damit vollführt das Auslassventil die angestrebte Hubbewegung. Das zeitabhängige Histogramm zeigt deutlich, dass während der Hubbewegung die Abweichung des Punktes  $P$  von dessen Idealposition sowohl durch zufällige als auch systematische Abweichungen beeinflusst wird. So resultiert aus den zufälligen Abweichungen der Ventiltriebkomponenten eine zeitabhängige Streuung des Schließmaßes. Ebenfalls ist eine zeitabhängige Mittel-

wertverschiebung eindeutig erkennbar, die auf systematische Abweichungen zurückzuführen ist. Das Zusammenspiel zufälliger und systematischer Abweichungen führt in diesem Falle dazu, dass das Schließmaß die gegebene obere Spezifikationsgrenze  $OSG = 0,2 \text{ mm}$  überschreitet. Demnach würde das Auslassventil bei dem Großteil der  $n$  Ventiltriebe weiter in den Brennraum vorstehen als es der Idealfall vorsieht. Weiterhin hält das untere Quantil der Schließmaßverteilung einen vergleichsweise großen „ungenutzten Sicherheitsabstand“ zur unteren Spezifikationsgrenze von  $USG = -0,2 \text{ mm}$ . Demnach ist bereits jetzt unverkennbar, dass die Ausnutzung der gegebenen Schließmaßtoleranz durch die analysierte Tolerierung in keinem Falle zufriedenstellend ist – vielmehr besteht gegenwärtig noch erhebliches Potential um die Fertigungskosten zu senken. Die zeitlichen Verläufe der beiden  $\pm 3\sigma$ -Quantile sowie der zeitabhängige Mittelwert des Schließmaßes (zur Verdeutlichung der zeitabhängigen Mittelwertverschiebung) sind Bild 5.12 zu entnehmen.



**Bild 5.12: Unteres  $-3\sigma$ -Quantil, oberes  $+3\sigma$ -Quantil und Mittelwert  $\mu_{SM}$  des Schließmaßes während der vollständigen Betriebsdauer und zu den definierten Betriebszeitpunkten  $t_B = 0 \text{ h}$ ,  $t_B = 2000 \text{ h}$  und  $t_B = 4000 \text{ h}$**

Der verbleibende dritte Bereich der zeitabhängigen Häufigkeitsverteilung des Schließmaßes beginnt mit dem Setzen des Auslassventils im Ventilsitz bei Nockenwellenwinkeln von bis zu  $\varphi_{NW} = 236^\circ$  und endet nach dem 4. Arbeitstakt bei  $\varphi_{NW} = 405^\circ$ . Das statistische Verhalten des Schließmaßes gleicht in diesem Bereich den Gegebenheiten des ersten Bereichs, in welchem das Ventil den Auslasskanal geschlossen hält. Demnach ist auch hier nur eine Streuung infolge der Rechtwinkligkeitsabweichung des Ventiltellers zu beobachten.

Abschließend ist somit festzuhalten, dass die bestehende Tolerierung weder der funktionalen Anforderung der maximal zulässigen Ausschussrate von 0,27 % ( $\pm 3\sigma$ -Fertigung) noch der wirtschaftlichen Forderung minimaler Fertigungskosten entspricht.

## 5.5 Wirtschaftliche Beurteilung der Tolerierung

Die wirtschaftlichen Auswirkungen der bestehenden Tolerierung werden im Folgenden anhand des WALTER-HILLER-Diagramms beurteilt. Hierfür sind zunächst die Toleranz-Kosten-Modelle aller zehn zufälligen Toleranzen zu definieren. Anschließend können, gemäß Kapitel 4.6, die zeitlichen Verläufe des Beitragsleisters zur Streuung  $BL_{\sigma,i}$  sowie des Beitragsleisters zu den Fertigungskosten  $BL_{S,i}$  für jede zufällige Toleranz  $T_i$  ermittelt werden. Deren grafische Darstellung anhand des WALTER-HILLER-Diagramms erlaubt abschließend die Beantwortung der Frage, ob die bestehende Tolerierung bereits in akzeptablen Maße der Forderung nach einer kostenoptimalen Tolerierung genügt.

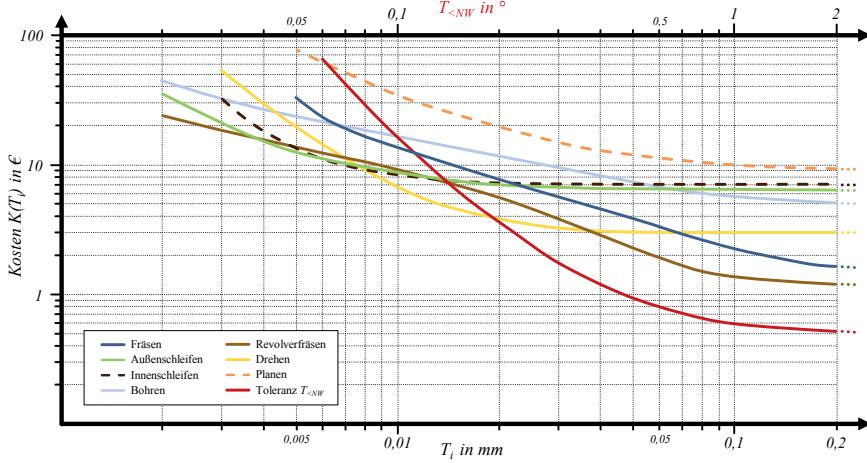
### 5.5.1 Festlegung der Toleranz-Kosten-Modelle

Die Festlegung der nachfolgenden Toleranz-Kosten-Modelle (Bild 5.13) der zufälligen Abweichungen orientiert sich an den, von NEWELL [New88] empirisch ermittelten Modellen gängiger Fertigungsverfahren. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit sind hierbei die gezeigten Relativkosten dieser Modelle Kosten in Höhe von 1 € gleichgesetzt. Für die verbleibenden Abweichungen ( $\rho_V, \nu_{40}, \nu_{100}$  und  $d_F$ ) finden sich hingegen keine geeigneten Modelle in der Literatur, weshalb für diese die in Tabelle 5.3 genannten Toleranz-Kosten-Modelle herangezogen werden. Hierbei sei noch erwähnt, dass die Toleranz der Betriebstemperatur  $\vartheta$  nicht als zu optimierende Größe in die Toleranzsimulationen eingeht, da die Festlegung der zulässigen Streuung der Temperatur in der Regel als strikte Vorgabe des Thermomanagements (u. a. aus der Spezifikation des Thermostats) besteht. Eine Modifikation des Nennwertes sowie der zulässigen Streuung der Betriebstemperatur  $\vartheta$  darf somit keinesfalls alleinig durch den Toleranzingenieur erfolgen. Abschließend sind die mathematischen Formelwerke zur Quantifizierung der finanziellen Konsequenzen möglicher Mittelwertverschiebungen  $MS_{T,i}$  der zufälligen Toleranzen  $T_i$  zu entwickeln. Tabelle 5.3 stellt die individuellen Parameter der Toleranz-Kosten-Modelle der zufälligen Toleranzen  $T_i$  zusammen, wobei diesen die allgemein gültige Formulierung nach ANDOLFATTO et al. [And14] zugrunde liegt. Gemäß Gleichung (2.34) lautet diese:

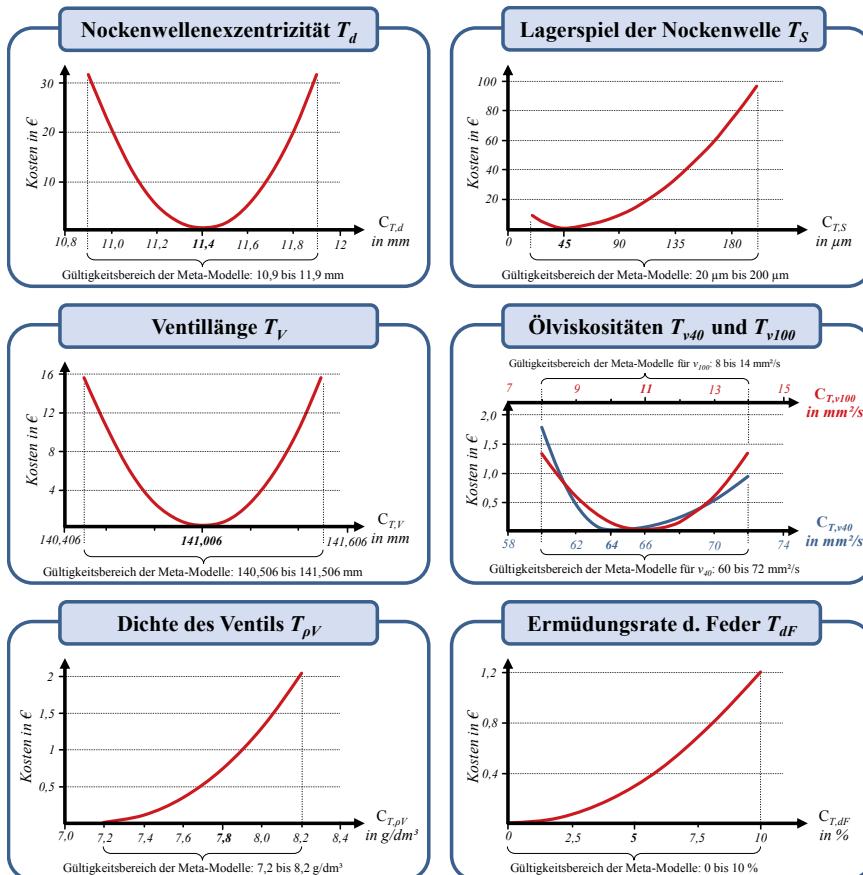
$$K_T = K_{fix} + \frac{K_{ind} \cdot e^{-m(T-T_{lim})}}{(T-T_{lim})^k} \quad (5.11)$$

**Tabelle 5.3: Toleranz-Kosten-Modelle aller zu optimierenden zufälligen Toleranzen**

Toleranz	Fixkosten $K_{fix}$	Individuelle Kosten $K_{ind}$	Koeffizient $m$	Koeffizient $k$	Unterer Grenzwert $T_{lim}$
$T_d$ (Fräsen)	1,50 €	$1 \text{ €} \cdot \text{mm}^{0,5}$	$15 \text{ mm}^{-1}$	0,5	0,003 mm
$T_d$ (Außenschleifen)	6,50 €	$0,03 \text{ €} \cdot \text{mm}$	$50 \text{ mm}^{-1}$	1	0 mm
$T_S$ (Innenschleifen)	7,00 €	$0,0001 \text{ €} \cdot \text{mm}^2$	$0 \text{ mm}^{-1}$	2	0 mm
$T_S$ (Bohren)	5,00 €	$1,25 \text{ €} \cdot \text{mm}^{0,5}$	$18 \text{ mm}^{-1}$	0,5	0 mm
$T_{Pos}$ (Fräsen)	1,50 €	$1 \text{ €} \cdot \text{mm}^{0,5}$	$15 \text{ mm}^{-1}$	0,5	0,003 mm
$T_V$ (Revolverfräsen)	1,20 €	$2,1 \text{ €} \cdot \text{mm}^{0,35}$	$35 \text{ mm}^{-1}$	0,35	0 mm
$T_V$ (Drehen)	3,00 €	$0,005 \text{ €} \cdot \text{mm}^{1,5}$	$50 \text{ mm}^{-1}$	1,5	0 mm
$T_T$ (Planen)	9,00 €	$0,12 \text{ €} \cdot \text{mm}^{1,15}$	$5 \text{ mm}^{-1}$	1,15	0 mm
$T_{<NW}$	0,50 €	$0,1 \text{ €} \cdot \text{Grad}^2$	$0 \frac{1}{1^\circ}$	2	$0,01^\circ$
$T_{\rho V}$ in $\text{g}^2/\text{cm}^3$	0,20 €	$0,03 \text{ €} \cdot \text{g}^2/\text{cm}^3$	$0 \text{ cm}^3/\text{g}^2$	1	$0 \text{ g}^2/\text{cm}^3$
$T_{v40}$ in $\text{mm}^2/\text{s}$	0,05 €	$20 \text{ €} \cdot \text{mm}/\text{s}^{0,5}$	$0,5 \text{ s}/\text{mm}^2$	0,5	$0 \text{ mm}^2/\text{s}$
$T_{v100}$ in $\text{mm}^2/\text{s}$	0,10 €	$5 \text{ €} \cdot \text{mm}^4/\text{s}^2$	$0 \text{ s}/\text{mm}^2$	2	$0 \text{ mm}^2/\text{s}$
$T_{dF}$ in %	0,00 €	$2 \text{ €} \cdot \%$	$0 \frac{1}{1\%}$	1	0 %

**Bild 5.13: Toleranz-Kosten-Modelle aller maßlichen und geometrischen Toleranzen**

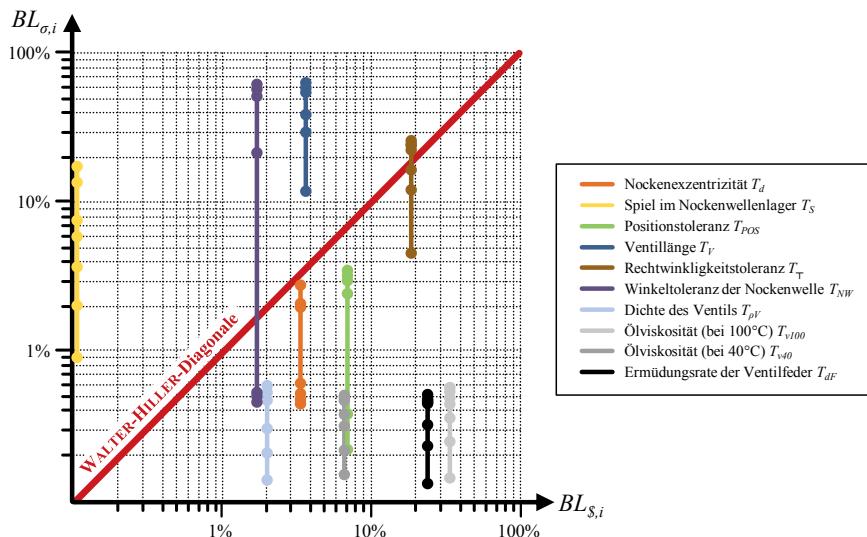
Zusätzlich erfordert die Bestimmung der Fertigungskosten  $K_{total}$  die Festlegung der finanziellen Mehraufwände, die aus Mittelwertverschiebungen der Toleranzmittenwerte  $C_{T,i}$  der zufälligen Toleranzen folgen. Hierbei finden in der vorliegenden Arbeit Modelle der Qualitätsverlustfunktionen nach TAGUCHI Anwendung. Deren Verläufe sind in Bild 5.14 dargestellt, während die zugehörigen mathematischen Formelzusammenhänge dem Anhang in Kapitel 8.4 zu entnehmen sind. Abschließend ist festzuhalten, dass die bestehende Tolerierung der Einzelteile des Ventiltriebs mit Fertigungskosten in Höhe von  $K_{total} = 42,55$  € einher geht. Die Zusammensetzung der gesamten Fertigungskosten  $K_{total}$  aus den Einzelkosten aller Toleranzen ist im Kapitel 8.7 des Anhangs detailliert aufgezeigt.



**Bild 5.14:** Verlustfunktionen zur mathematischen Beschreibung der resultierenden Kosten infolge von Mittelwertverschiebungen  $MS_{Ti}$  der Toleranzmittenwerte  $C_{T,i}$

### 5.5.2 WALTER-HILLER-Diagramm der bestehenden Tolerierung des Ventiltriebs

Die Entwicklung des WALTER-HILLER-Diagramms erfordert sowohl die Bestimmung der Beitragsleister  $BL_{s,i}$  zu den resultierenden Fertigungskosten als auch die Ermittlung der statistischen Beitragsleister aller betrachteten zehn zufälligen Toleranzen. Demnach ist im Folgenden die Anwendung einer Sensitivitätsanalyse zu verschiedenen Zeitpunkten des Bewegungszyklus erforderlich. Da Wechselwirkungen zwischen den einzelnen zufälligen Abweichungen nicht auszuschließen sind, soll die globale Sensitivitätsanalyse nach EFAST (siehe Kapitel 2.3.2.2; weitere Details finden sich in Kapitel 8.5) Anwendung finden. Die ermittelten Totaleffekte der zehn zufälligen Toleranzen werden anschließend normiert und als Beitragsleister  $BL_{\sigma,i}$  in Prozent angegeben, wodurch diese in Summe stets 100 % ergeben. Es ergibt sich das nachfolgend in Bild 5.15 dargestellte Diagramm.



**Bild 5.15: WALTER-HILLER-Diagramm der bestehenden Tolerierung des Ventiltriebs  
(Punkte: Beitragsleister bei  $\phi_{NW} = 45^\circ, 90^\circ, 135^\circ, 180^\circ, 225^\circ, 270^\circ, 315^\circ, 360^\circ, 405^\circ$ )**

Es ist deutlich zu erkennen, dass eine kostenoptimale Tolerierung gegenwärtig nicht vorliegt. Insbesondere an der Toleranz der Ventillänge  $T_V$  ist dies eindeutig festzumachen. Während des Bewegungszyklus ist stets ein signifikanter Abstand von der WALTER-HILLER-Diagonale und damit eine deutliche Differenz zwischen deren Beitragsleister  $BL_{\sigma,TV}$  und  $BL_{s,TV}$  unbestreitbar. Zudem steht der statistische Einfluss der Toleranzen  $T_{\rho V}$ ,  $T_{v40}$ ,  $T_{v100}$  und  $T_{df}$  in keiner erstrebenswerten Relation zu deren wirtschaftlicher Relevanz. Maßnahmen zur Optimierung der bestehenden Toleranz sind somit unumgänglich.

## 5.6 Statistische Toleranzsynthese

Die Toleranzanalyse zeigt, dass die bestehende Tolerierung der zufälligen Abweichungen sowie die systematischen Abweichungen dazu führen, dass die Spezifikationsgrenzen des Schließmaßes verletzt werden. Demnach geht die bestehende Tolerierung mit einer unzulässig hohen Ausschussrate einher. Zudem zeigt die wirtschaftliche Beurteilung anhand des WALTER-HILLER-Diagramms, dass die Tolerierung in keinem Falle kostenoptimal ist.

Demnach empfiehlt sich, gemäß der *Methodischen Vorgehensweise zur statistischen Toleranzanalyse und -synthese abweichungsbehafteter Mechanismen* (Bild 4.8) die Durchführung einer statistischen Toleranzsynthese, um eine Tolerierung zu identifizieren die sowohl die Einhaltung der Spezifikationsgrenzen sicherstellt als auch mit minimalen Fertigungskosten einhergeht. Nachfolgend werden die hierbei erforderlichen Schritte erläutert.

### 5.6.1 Formulierung des Toleranz-Optimierungsproblems

Das zu Beginn dieses Kapitels detaillierte Toleranzproblem deckt sich mit der Fragestellung, die der *lebensdauergetriebenen Toleranzoptimierung* (siehe Kapitel 4.7.1.3) zugrunde liegt. Es lässt sich das Toleranz-Optimierungsproblem in Worten wie folgt formulieren:

*„Die Fertigungskosten  $K_{total}$  sollen so gering als möglich sein, wobei die definierte Ausschussrate  $c^* = 0,27\%$  innerhalb der festgelegten Lebensdauer  $L_B = 4\,000\text{ h}$  nicht überschritten werden darf. Als Ausschuss gilt ein Mechanismus, wenn der Punkt P des Ventils zu mindestens einem Zeitpunkt des vollständigen Bewegungszyklus (mit der Dauer  $t_Z = 0,04\text{ s}$ ) um mehr als  $0,2\text{ mm}$  von seiner angestrebten Idealposition abweicht“*

Es folgt die mathematische Formulierung:

$$\min K_{total}(T_i, MS_{Ti}) \quad (5.12)$$

unter den Nebenbedingungen:

$$\int_{USG=-0,2mm}^{OSG=0,2mm} \rho(SM(T_i, MS_{Ti}, t, t_B)) dx \geq (1 - c^*) \quad \text{für } t \in [0, t_Z], t_B \in [0, L_B] \quad (5.13)$$

$$T_i > 0 \quad (5.14)$$

Zudem sind für jede der zehn betrachteten Abweichungen zwei weitere Nebenbedingungen erforderlich, die sicherstellen, dass die Tolerierung stets innerhalb des Gültigkeitsbereichs der Meta-Modelle (siehe Bild 5.14) verbleibt. Es folgen demnach die Nebenbedingungen:

$$-(x_{ideal,i} + MS_{Ti}) + \frac{T_i}{2} - UG_{xi,MM} \leq 0 \quad (5.15)$$

$$\left( x_{ideal,i} + MS_{T_i} \right) + \frac{T_i}{2} - OG_{xi,MM} \leq 0 \quad (5.16)$$

Hierbei entspricht  $x_{ideal,i}$  dem Idealwert der jeweiligen abweichungsbehafteten Größe,  $MS_{T_i}$  einer möglichen Mittelwertverschiebung des Toleranzmitttenmaßes  $C_i$  gegenüber dem Idealwert  $x_{ideal,i}$ ,  $T_i$  der jeweiligen Toleranz sowie  $UG_{i,MM}$  und  $OGx_{i,MM}$  der unteren und oberen Grenze des Gültigkeitsbereichs der Meta-Modelle.

### 5.6.2 Lösung des Toleranz-Optimierungsproblems

Die Identifikation der kostenoptimalen Tolerierung erfordert den Einsatz geeigneter Optimierungsalgorithmen, wobei insbesondere die Nichtlinearität der Nebenbedingung nach Gleichung (5.13) die Auswahl möglicher Algorithmen erheblich einschränkt. Darüber hinaus sind im vorliegenden Fall globale den lokalen Optimierungsalgorithmen vorzuziehen, da das Auftreten lokaler Minima der Zielfunktion (Gleichung (5.12)) im Lösungsraum nicht ausgeschlossen werden kann [Rom15]. Demnach können nachfolgend u.a. die Partikel-schwarm Optimierung sowie der Genetische Algorithmus zur Lösung des Optimierungsproblems Anwendung finden. Nachfolgend werden nun die notwendigen Festlegungen und Kennwerte zum Einsatz der Partikel-schwarm Optimierung erläutert, wobei auch hier die, in Kapitel 4.7.2.1 gegebenen Empfehlungen Berücksichtigung finden.

Die Einhaltung der Nebenbedingung (Gleichung (5.13)) soll für eine Sampleanzahl von  $n = 1000$  analysiert werden, wobei eine zeitliche Diskretisierung des Bewegungszyklus (mit  $t_Z = 0,04$  s) in 360 Schritte umzusetzen ist. Hierdurch wird eine vollständige Umdrehung der Nockenwelle in Intervalle der Schrittweite von  $1^\circ$  unterteilt. Die effiziente Identifikation der kostenoptimalen Tolerierung wird wesentlich durch die Population des Partikel-schwarms (hier: 25 Partikel) sowie definierten Abbruchkriterien des Algorithmus definiert. So wird die Optimierung als erfolgreich beendet, wenn innerhalb von  $m_g = 20$  Generationen die auftretenden Variationen der Zielfunktion sowie der Nebenbedingungen unterhalb definierter Grenzwerte liegen. Hiermit wird sichergestellt, dass die identifizierte optimale Tolerierung mit einer Genauigkeit der Kosten von  $c_{Ziel} = 1e-5$  € bzw. der Ausschussrate von  $c_{Neben} = 1e-10$  % den gestellten Anforderungen genügt. Abschließend bleibt noch die Definition des mehrdimensionalen Suchraums, der durch die Größen aufgespannt wird, die als Einträge im Optimierungsvektor gemäß Bild 4.25 zu finden sind. Der Optimierungsvektor umfasst demnach alle zehn zu optimierenden zufälligen Toleranzen  $T_i$  (gemäß Tabelle 5.1) sowie mögliche Mittelwertverschiebungen  $MS_{T_i}$  von sieben dieser Toleranzen (gemäß Bild 5.14). Die Festlegung der Grenzen des Suchraums orientiert sich hierbei an den

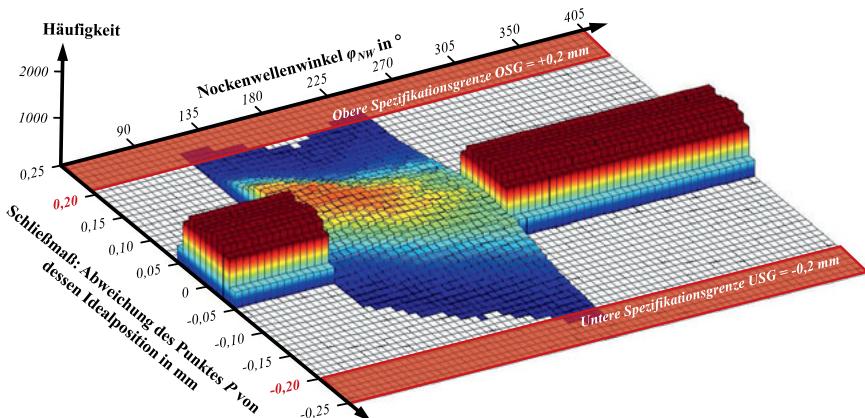
Gültigkeitsbereichen der Meta-Modelle [Rom15] und kann Bild 5.14 entnommen werden. Der transponierte Optimierungsvektor (der Dimension 1 x 17) lautet demnach:

$$\overline{v}_{Opt}^T = \begin{bmatrix} T_d & T_S & T_{Pos} & T_V & T_T & T_{<NW} & T_{\rho V} & T_{v40} & T_{v100} & T_{dF} & \dots \\ \dots & MS_{T,d} & MS_{T,S} & MS_{T,V} & MS_{T,\rho V} & MS_{T,v40} & MS_{T,v100} & MS_{T,dF} & \dots \end{bmatrix} \quad (5.17)$$

Eine Zusammenstellung der Einstellungen und Kenngrößen der Partikelschwarm Optimierung ist dem Anhang (Kapitel 8.6) zu entnehmen, wobei insbesondere dem Umgang mit Partikeln, die den Lösungsraum während der Optimierung verlassen, Beachtung geschenkt wird. Die abschließende Anwendung der Partikelschwarm Optimierung löst den vorliegenden Toleranz-Kosten-Konflikt innerhalb von 110 Generationen, wobei die Startpopulation der 25 Partikel in Voruntersuchungen nach rund 48 Stunden identifiziert wurde. Die Optimierung erfordert hierbei insgesamt 13 Stunden und 8 Minuten auf einem Rechner gegenwärtig üblicher Leistung (Intel® i5-3470, 3,2 GHz, 16 GB RAM, Windows 7® 64bit).

### 5.6.3 Diskussion der erzielten Ergebnisse

Die finale Tolerierung unterscheidet sich wesentlich von der ursprünglichen Tolerierung des Ventiltriebs – sowohl in Bezug auf die Spezifikation der Toleranzen  $T_i$  als auch auf die resultierenden Fertigungskosten  $K_{total}$ . So geht die Optimierung der Toleranzen mit einer Reduktion der Fertigungskosten von 42,55 € auf 27,02 € einher. Tabelle 5.4 stellt die ursprüngliche und die kostenoptimale Tolerierung des Ventiltriebs nochmals gegenüber.



**Bild 5.16: Resultierende Häufigkeitsverteilung des Schließmaßes während der vollständigen Betriebsdauer  $T_B$  für die optimierte Tolerierung ( $n = 10000$  Samples)**

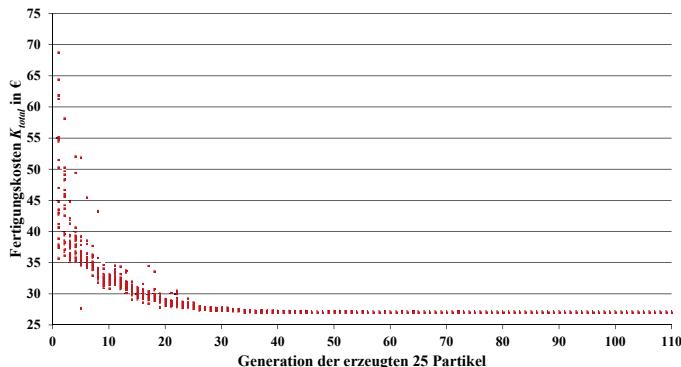
Weiterhin lässt sich bestätigen, dass die optimierte Tolerierung nun gewährleistet, dass zu keinem Zeitpunkt  $t_B$  der Betriebsdauer  $T_B$  die Ausschussrate von  $c^* = 0,27\%$  überschritten

wird. Demnach erfüllt die Tolerierung sowohl die im Toleranzoptimierungs-Problem definierte funktionale als auch die wirtschaftliche Forderung im geforderten Maße. Die Einhaltung der Grenzen  $USG = -0,2$  mm und  $OSG = 0,2$  mm durch die  $\pm 3\sigma$ -Quantile der resultierenden Häufigkeitsverteilung des Schließmaßes (und damit die Einhaltung der geforderten Ausschusrate) ist in Bild 5.16 für die vollständige Betriebsdauer  $T_B = 4000$  h dargestellt.

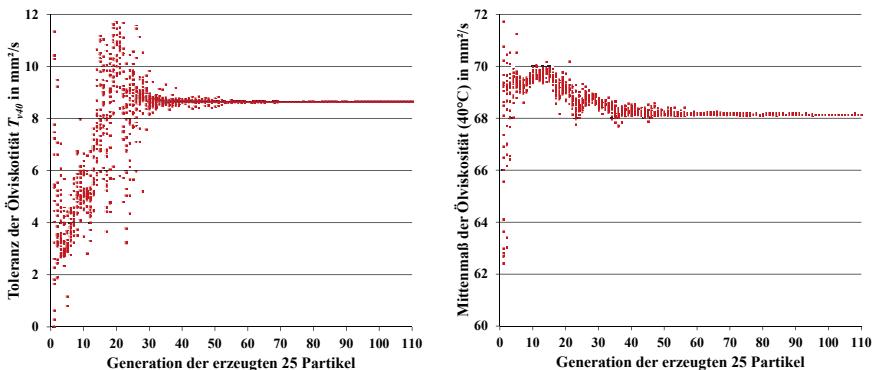
**Tabelle 5.4:** Gegenüberstellung der ursprünglichen und der kostenoptimalen Tolerierung (blau = Aufweitung der Toleranz; rot = Einengung der Toleranz)

Zufällige Abweichung $Abw_{zuf,i}$	Toleranz	Tolerierung (vor Optimierung)	Tolerierung (nach Optimierung)
$Abw_{zuf,1}$ : Nockenexzentrizität	$T_d$	$11,4 \pm 0,010$ mm	<b><math>11,400 \pm 0,0575</math> mm</b>
$Abw_{zuf,2}$ : Spiel im Nockenwellenlager	$T_s$	$0,045 \pm 0,010$ mm	<b><math>0,045 \pm 0,0065</math> mm</b>
$Abw_{zuf,3}$ : Positionsabweichung der Achse der Schlepphebellagerung	$T_{Pos}$	0,12 mm	<b>0,103 mm</b>
$Abw_{zuf,4}$ : Ventillänge	$T_V$	$140,996 \pm 0,05$ mm	<b><math>141,026 \pm 0,0635</math> mm</b>
$Abw_{zuf,5}$ : Rechtwinkligkeitsabweichung von Ventilteller	$T_\tau$	0,1 mm	<b>0,1004 mm</b>
$Abw_{zuf,6}$ : Winkelabweichung der Nockenwelle	$T_{<NW}$	$\pm 0,1^\circ$	<b><math>\pm 0,221^\circ</math></b>
$Abw_{zuf,7}$ : Dichte des Ventils (bei 20°C)	$T_{\rho V}$	$7,8 \pm 0,05 \text{ g/cm}^3$	<b><math>7,623 \pm 0,159 \text{ g/cm}^3</math></b>
$Abw_{zuf,8}$ : Ölviskosität (bei 40°C)	$T_{v40}$	$68,4 \pm 1,25 \text{ mm}^2/\text{s}$	<b><math>68,146 \pm 4,295 \text{ mm}^2/\text{s}</math></b>
$Abw_{zuf,9}$ : Ölviskosität (bei 100°C)	$T_{v100}$	$11,1 \pm 0,5 \text{ mm}^2/\text{s}$	<b><math>10,312 \pm 1,813 \text{ mm}^2/\text{s}</math></b>
$Abw_{zuf,10}$ : Ermüdungsrate der Feder	$T_{df}$	5,0 ± 1,0 %	<b><math>1,882 \pm 0,8915</math> %</b>
<i>Fertigungskosten <math>K_{total}</math>:</i>		<b>42,55 €</b>	<b>27,02 €</b>

Die sukzessive Annäherung der Partikelschwarm Optimierung an die kostenoptimale Tolerierung ist insbesondere bei einer detaillierten Betrachtung der Fertigungskosten ersichtlich. Bild 5.17 zeigt die jeweils zugehörigen Kosten eines jeden Partikels während der 110 Generationen. Während in der ersten Generation (und damit zu Beginn der Optimierung) die Fertigungskosten der Startpopulation noch vergleichsweise stark streuen, ist mit zunehmendem Fortschritt der Optimierung (und insbesondere während der letzten 20 Generationen) sowohl eine Reduzierung der Fertigungskosten aller 25 Partikel als auch ein Annähern an das schlussendliche Kostenoptimum zu beobachten. Das Streben der zu optimierenden Toleranzen gegen die jeweiligen Werte der kostenoptimalen Tolerierung ist zudem für die Toleranz  $T_{v40}$  und dessen Toleranzmittmaß in Bild 5.18 zu erkennen.



**Bild 5.17: Resultierende Fertigungskosten  $K_{total}$  der 25 Partikel zu jeder Generation**



**Bild 5.18: Konvergenzverhalten der 25 Partikel für die Toleranz  $T_{v40}$  und das Toleranzmittelmaß der Ölviskosität (bei  $40^\circ\text{C}$ ) während der 110 Generationen**

Abschließend sollen ausgewählte Modifikationen der Tolerierung in Folge der Partikel-schwarm Optimierung diskutiert und damit das resultierende Ergebnis der statistischen Toleranzoptimierung näher beleuchtet und nachvollzogen werden:

- Bereits im WALTER-HILLER-Diagramm der ursprünglichen Tolerierung (Bild 5.15) lässt eine signifikante Differenz zwischen der ungleich höheren wirtschaftlichen und der vergleichsweise geringen funktionalen Relevanz der Toleranzen  $T_{\rho V}$ ,  $T_{v40}$  und  $T_{v100}$  identifizieren. Demnach ist es nicht verwunderlich, dass die Partikelschwarm Optimierung bestrebt ist, eben genannte Toleranzen bestmöglich aufzuweiten. Dieses Bestreben ist so ausgeprägt, dass beispielsweise das Mittelmaß der Toleranz  $T_{\rho V}$  durch die gezielte Mittelwertverschiebung  $MS_{T,\rho V}$  auf den Wert  $7,623 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$  und damit an das arithmetische Mittel des jeweiligen Gültigkeitsbereichs für die Meta-

Modelle (hier:  $7,6 \text{ g/cm}^3$ ) gedrängt wird. Lediglich bei der Toleranz  $T_{dF}$  ist ein Streben des Toleranzmittelnwerts  $C_{T,dF}$  in Richtung geringerer Ermüdungsraten zu erkennen (vorher: 5 %; nachher: 1,882 %). Dies lässt sich auf die Quantifizierung der wirtschaftlichen Auswirkungen einer möglichen Mittelwertverschiebung dieser Toleranz  $T_{dF}$  gemäß der *smaller-the-better*-Verlustfunktion (siehe Bild 5.14) zurückführen. Demnach strebt die Optimierung in Richtung geringerer Kosten und damit einer möglichst geringen Ermüdungsrate der Feder.

- Die Toleranz der Nockenexzentrizität erfährt durch die Optimierung eine enorme Aufweitung von ursprünglich  $T_{d,vorher} = \pm 0,01 \text{ mm}$  auf  $T_{d,nachher} = \pm 0,0575 \text{ mm}$ , die sich aus der Lage der Toleranz unterhalb der WALTER-HILLER-Diagonale erschließt. Die vergleichsweise starke Aufweitung der Toleranz folgt hierbei aus dem Umstand, dass hierdurch ein Wechsel des Fertigungsverfahrens vom vergleichsweise kostenintensiven *Außenschleifen* auf das günstigere *Fräsen* ermöglicht wird. Dies führt somit zu einer Abnahme des Beitragsleisters  $BL_{s,Td}$  sowie einer Zunahme des statistischen Beitragsleisters  $BL_{o,Td}$  und damit schlussendlich zur gezielten Annäherung der Toleranz  $T_d$  an die WALTER-HILLER-Diagonale.
- Während die meisten Toleranzen durch die Optimierung mehr oder weniger starken Änderungen unterliegen, erfährt die Rechtwinkligkeitstoleranz  $T_T = 0,1 \text{ mm}$  nahezu keine Anpassung. Dies verwundert nicht, da diese bereits vor der Toleranzoptimierung eine bemerkenswerte Nähe zur WALTER-HILLER-Diagonale aufwies. Hingegen folgt aus der Partikelschwarm Optimierung die Aufweitung der Toleranz der Ventillänge  $T_V$  von  $0,1 \text{ mm}$  auf  $0,127 \text{ mm}$ . Dies scheint auf den ersten Blick zwar widersprüchlich zur Situation, die das WALTER-HILLER-Diagramm zeigt. Jedoch ist die Zunahme dieser Toleranz unumgänglich, da die Tolerierung des Ventils gemäß der Hüllbedingung zwingend  $T_V > T_T$  erfordert. Die Optimierung trägt dieser Forderung Rechnung. Zudem unterliegt die Toleranz der Ventillänge eine Mittelwertverschiebung von  $MS_{TV} = 40,5 \mu\text{m}$ . Hierdurch wird eine systematische Verschiebung der resultierenden Häufigkeitsverteilung des Schließmaßes während des Ventilhubs in Richtung der unteren Spezifikationsgrenze erwirkt. Der Betrag der Mittelwertverschiebung entspricht hierbei nahezu exakt der Summe aus der Überschreitung des  $+3\sigma$ -Quantils der oberen Spezifikationsgrenze und dem „ungenutzten Sicherheitsabstand“ zwischen dem  $-3\sigma$ -Quantil und der unteren Spezifikationsgrenze. Demnach führt diese Tolerierung zu der gewünschten Zentrierung der Häufigkeitsverteilung des Schließmaßes innerhalb der Spezifikationsgrenzen.

Somit kann abschließend festgehalten werden, dass die Modifikationen der ursprünglichen Tolerierung in Folge der Partikelschwarm Optimierung zum einen nachvollziehbar und schlüssig sind und zum anderen – wie die Reduktion der Fertigungskosten eindrucksvoll belegt – schlussendlich in eine kostenoptimale Tolerierung des Ventiltriebs münden.

Die Anwendung der, im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelten *methodischen Vorgehensweise zur Toleranzanalyse und -synthese abweichungsbehafteter Mechanismen* hat sich demnach als bestens geeignete Vorgehensweise erwiesen, die Auswirkungen zufälliger und systematischer Toleranzen auf das Bewegungsverhalten des Ventiltriebs eines Vier-Takt-Verbrennungsmotors während der vollständigen Betriebsdauer fundiert und effizient zu analysieren und unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten zu optimieren.

## 6 Beurteilung durch Experten aus der industriellen Praxis

Die erfolgreiche Anwendung der *methodischen Vorgehensweise zur Toleranzanalyse und -synthese abweichungsbehafteter Mechanismen* am Beispiel des Ventiltriebs belegt die Leistungsfähigkeit der entwickelten Methoden und deren softwaretechnischer Umsetzung. Zudem benennen CAO et al. in ihrem jüngst erschienen Review-Artikel „*Key research in computer aided tolerancing*“ [Cao15] die, im Rahmen dieser Arbeit entwickelte *Toleranzanalyse abweichungsbehafteter Mechanismen* als eine der gegenwärtigen *Schlüssel-Forschungsarbeiten des Computer Aided Tolerancing*. Sie unterstreichen damit die akademische Relevanz der vorliegenden Arbeit.

Dennoch ist für eine umfassende und objektive Beurteilung der vorliegenden Arbeit neben deren wissenschaftlicher Bedeutung auch das Meinungsbild der industriellen Praxis unverzichtbar. So sollen ebenfalls die Meinungen von sechs Experten unterschiedlicher Tätigkeitsfelder Gehör finden. Hierbei wurde darauf geachtet, dass die Experten Tätigkeitsfeldern entstammen, die direkt oder zumindest indirekt mit maßlichen und geometrischen Abweichungen und deren Begrenzung durch Maß-, Form- und Lagetoleranzen konfrontiert sind. Hierzu wurden diesen Experten nach Abschluss der vorliegenden Forschungsarbeiten im Frühsommer 2015 die wesentlichen Inhalte der vorliegenden Arbeit vorgestellt und deren zugehöriges Meinungsbild eingeholt.

- Experte A: Experte für Vorbereitung, Durchführung und Auswertung von Lebensdauerversuchen von Getriebelageranwendungen bei einem Automobil-Zulieferer
- Experte B: Experte für Konstruktion und Entwicklung von Drehmomentwandlern bei einem Automobil-Zulieferer
- Experte C: Experte für Simulation und Berechnung sowie Unsicherheiten in Fertigung und Montage bei einem Automobil-Zulieferer
- Experten D und E: Entwicklungsingenieure bei einem Entwicklungsdienstleister der Automobilentwicklung
- Experte F: Experte für statistische Toleranzsimulation und das Toleranzmanagement mit vieljähriger Erfahrung in industriellen Fragestellungen und dem Umgang mit Toleranzanalyse-Software

Die Fragen an die Experten widmen sich hierbei der Notwendigkeit und Anwendbarkeit der entwickelten Vorgehensweise in deren Unternehmen, der zu erwartenden Vorteile für das Unternehmen sowie einer resümierenden Gesamteinschätzung inklusive der Identifikation möglicher Grenzen und Limitierungen als Grundlage für zukünftige Forschungsarbeiten.

Die Notwendigkeit der statistischen Toleranzrechnung wird von allen Experten gleichermaßen gesehen. So führt Experte A die Auswirkungen von Abweichungen auf die Lebensdauer von Getriebelagern als wesentlich an und erläutert zudem, dass Kunden oftmals den Wunsch äußern, diese Auswirkungen auf die Lebensdauer bereits frühzeitig zu quantifizieren. Experte B betont die Relevanz von Verschleiß in Getriebesystemen, welcher in gegenwärtigen Toleranzanalysen im Sinne einer Worst-Case-Betrachtung allen Maßkettengliedern voll aufgeschlagen wird. Als unverzichtbar sieht Experte C die Betrachtung der gesamten Betriebsdauer in statistischen Toleranzanalysen und damit die Berücksichtigung des tatsächlichen Anwendungsfalls in Toleranzbetrachtungen, wobei dieser allen voran temperaturbedingte Geometrieveränderungen sowie Schwankungen aufgrund variierender Lasten anführt. Darüber hinaus stellt dieser nochmals klar: „*Wichtig und ausschlaggebend sind doch oftmals die Kleinigkeiten, die während des Betriebs zu Problemen führen*“. Anhand der methodischen Vorgehensweise der vorliegenden Arbeit ließen sich derartige Gegebenheiten wesentlich besser identifizieren und damit den besagten Problemen frühzeitig begegnen, so sein Fazit. Abschließend verdeutlichen die Experten D und E die Bedeutung der Betrachtung systematischer Abweichungen am Beispiel eines Blechbauteils, welches in der Fertigung einem systematischen Beulen unterliegt, das schlussendlich zu einer Mittelwertverschiebung des funktionsrelevanten Schließmaßes führt. Der Hersteller des zugelieferten Blechbauteils wusste sich hierbei nicht anders zu helfen, als durch drastisch eingeengte Fertigungstoleranzen doch noch den geforderten Spezifikationsgrenzen zu genügen. Eine Maßnahme, die eindeutig als wirtschaftlich unverantwortlich und unter technischen Gesichtspunkten schlichtweg als falsch zu bezeichnen ist. Vielmehr hätte das Beulen des tiefgezogenen Stahlblechbauteils einer PKW-Karosserie durch gezielte Mittelwertverschiebungen der Fertigungstoleranzen einfach und effizient ausgeglichen werden können.

Während die Notwendigkeit einer statistischen Toleranzanalyse von Mechanismen von allen Experten ausnahmslos bestätigt wird, ist die direkte Anwendbarkeit der methodischen Vorgehensweise im industriellen Alltag nur bedingt gegeben. So betonen die Experten A, B, D und E, dass sie möglichst einfache und überschaubare Lösungen bevorzugen, die in vergleichsweise kurzer Zeit hilfreiche Ergebnisse liefern. Den größten Nutzen der vorgestellten Ansätze der Toleranzanalyse und -synthese sehen die Experten B und C insbesondere in der Vorentwicklung zukünftiger Produkte sowie in der Neukonstruktion, da hier zumeist nicht bekannt ist, wo enge Toleranzen erforderlich bzw. weite Toleranzen möglich sind. Zudem ist hier üblicherweise auch genug zeitlicher Spielraum, um sich Problemen detailliert und mit der notwendigen Aufmerksamkeit zu widmen. Aber auch bei Hochgenauigkeitsanwendungen sieht Experte C den Nutzen der vorgestellten Ansätze und weiß

dies am Beispiel einer jüngst durchgeföhrten Optimierung der Toleranzen einer Produktlinie des Unternehmens zu belegen. Er schließt hieraus: „*Bei bereits sehr ausgereiften Produkten kann dieser Ansatz wesentlich dazu beitragen, die verbleibenden Möglichkeiten der Optimierung des Produktes zu identifizieren*“. Bedauerlicherweise werden von den Experten immer wieder organisatorische Hindernisse angeführt, die einer direkten Anwendung in der industriellen Praxis entgegenstehen. So ist die Genehmigung und Einföhrung neuer Software langwierig und aufwändig. Infolge dessen werden von den Experten immer wieder Applikationen gewünscht, die in MS Excel® eingebunden werden können. Dies würde sowohl auf große Akzeptanz seitens der Anwender stoßen als auch kaum Schwierigkeiten bei der Installation auf unternehmenseigenen Rechnern mit sich bringen.

Die wirtschaftliche Beurteilung der Tolerierung mithilfe des WALTER-HILLER-Diagramms wird von den Experten als äußerst sinnvoll und bereits unmittelbar in der industriellen Praxis einsetzbar bewertet. So würde Experte B diese zur „*notwendigen Durchsetzung und argumentativen Festigung von Maßnahmen zur Kostenreduzierung*“ nutzen. Die Experten D und E sehen deren Vorteil darin, dass „*man endlich ein Gefühl für die wirtschaftlichen Konsequenzen der Tolerierung bekommt*“. Zudem sieht Experte F das WALTER-HILLER-Diagramm neben der Schließmaßverteilung, den zugehörigen Prozessfähigkeitsindizes und den statistischen Beitragsleistern als unverzichtbares „*viertes Ergebnis einer Toleranzanalyse*“ und empfiehlt dem Autor die Kontaktaufnahme mit den Entwicklern gängiger Toleranzanalyse-Software, um dies alsbald auch zu realisieren. Hiervon würden nach Meinung der Experten D und E auch Unternehmen profitieren, die nur auf begrenzte Informationen bezüglich der Abhängigkeit der resultierenden Kosten von den geforderten Toleranzen zugreifen können. Bereits „*eine grobe Abschätzung*“ zu einem vergleichsweise frühen Zeitpunkt in der Produktentwicklung wäre für die Experten D und E von großem Wert, denn „*nachträglich doch engere Toleranzen zu fordern ist schlachtweg nicht durchsetzbar*“. Die Toleranzanalyse und -synthese unter Berücksichtigung der gesamten Betriebsdauer sollte nach Experte B bereits in der Vorentwicklung etabliert und während der anschließenden Produktentwicklung und -realisierung systematisch weitergeführt werden. Dies würde, so die Experten B und C, nicht nur zu weniger Qualitätsproblemen und damit einem besseren Produkt föhren, sondern auch wesentlich zum konstruktiven Miteinander aller beteiligten Disziplinen (Konstruktion, Fertigung, Montage und Messtechnik, Einkauf etc.) beitragen. Ein „*Mitreifen*“ der Toleranzsimulationen abweichungsbehafteter Mechanismen ist nach Meinung des Experten B äußerst erstrebewert und wird ebenfalls von Experten C wie folgt befürwortet „*Irgendwann sind die Grenzen der statischen Toleranzanalyse erreicht. Dann muss sich die Analyse in Richtung des Betriebs bewegen, um noch weitere Verbesserungen zu ermöglichen*“.

rungen des Produktes zu erzielen“. Demnach sprechen die sechs Experten der *methodischen Vorgehensweise zur statistischen Toleranzanalyse und -synthese abweichungsbehafteter Mechanismen* einen bedeutsamen Nutzen für die industrielle Praxis zu.

Dennoch sehen die Experten auch weiterhin die Notwendigkeit der Fortführung industrieller Entwicklungen und akademischer Forschungsarbeiten, um das Toleranzmanagement in deutschen Unternehmen zu etablieren und sukzessive auszubauen. Auf zwei hierbei genannte Aspekte soll im Folgenden näher eingegangen werden.

- Die Grenzen des technisch Machbaren sind selbst für die weit verbreiteten Fertigungsverfahren (Bohren, Drehen, Fräsen etc.) nicht eindeutig definiert. Es fehlt dem Ingenieur somit schlichtweg die Kenntnis, welche Genauigkeit mit welchem Fertigungsverfahren erreicht werden kann. Die Experten D und E formulieren demnach das gegenwärtige Dilemma „*Es bringt nichts, wenn das Einzelteil mit dem ange-dachten Verfahren gar nicht gefertigt werden kann*“. Dies wirkt sich auch unmittelbar auf die Ergebnisse einer Toleranzoptimierung aus, da auch Toleranz-Kosten-Modelle nur innerhalb der erreichbaren Genauigkeit des jeweiligen Fertigungsverfahrens Gültigkeit besitzen. Die Festlegung des unteren Grenzwertes  $T_{lim}$  in Gleichung (2.34) ist demnach gegenwärtig nicht adäquat möglich.
- Zumeist finden in statistischen Toleranzsimulationen die Einzelteiltoleranzen als normalverteilte oder gleichverteilte Abweichungen Berücksichtigung. Jedoch wird dies von den Experten D und E als nicht universell gültig angesehen. Informationen bezüglich der statistischen Kenngrößen einer Abweichung stehen wenn überhaupt, nur vergleichsweise spät (meist erst nach der Fertigung einer Kleinserie an Prototypen) in der Produktentwicklung zur Verfügung. Demnach geht die Annahme einer Normalverteilung oder Gleichverteilung stets mit einem Fehler einher. Die Experten sehen somit die Notwendigkeit, explizite Empfehlungen zur fundierten Festlegung der Wahrscheinlichkeitsverteilungen für zufällige Abweichungen zu entwickeln und geeignet bereitzustellen.

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Der deutsche Maschinenbau als einer der wichtigsten deutschen Industriezweige stellt eine unverzichtbare Komponente des *Wirtschaftsmotors Deutschland* dar. Produkte deutscher Unternehmen genießen weltweites Ansehen und setzen Standards in Präzision, Beständigkeit und Qualität. Hieraus erwächst die Verantwortung für Unternehmen den vielfältigen Auswirkungen auf Qualität, Beständigkeit und Präzision ihrer Produkte und Prozesse fortwährend Beachtung zu schenken.

Hierbei wird insbesondere maßlichen und geometrischen Abweichungen, die aufgrund der Nichterreichbarkeit einer ideal maßhaltigen Fertigung unvermeidbar sind, eine herausragende Bedeutung zugeschrieben. So bekräftigen über 92 % befragter Unternehmen die Bedeutung möglichst maßhaltiger Produkte für deren Unternehmenserfolg. Dies überrascht nicht, hält man sich vor Augen, dass in mehr als der Hälfte aller Unternehmen mindestens jedes zweite Problem in Fertigung, Montage und Gebrauch der Produkte auf Abweichungen zurückzuführen ist. Demnach stehen Unternehmen jeden Tag aufs Neue vor der verantwortungsvollen Aufgabe, die Auswirkungen von Abweichungen auf ein Produkt und dessen Funktionalität während des folgenden Gebrauchs zu analysieren und durch die geeignete Tolerierung der Einzelteile möglichst kostenoptimal zu gewährleisten.

Die akademische Forschung im Bereich des Toleranzmanagements leistet demnach seit vielen Jahren einen wichtigen Beitrag zur Qualität von Produkten und damit schlussendlich zum Erfolg deutscher Unternehmen und deren Produkte. Nichtsdestotrotz klafft nach WARTZACK et al. auch gegenwärtig noch eine „*Lücke zwischen den aktuellen Herausforderungen in Industrie und Forschung*“ [War13a], die sich insbesondere bei der Tolerierung und der Toleranzsimulation abweichungsbehafteter Mechanismen zeigt. Hierbei konnten zu Beginn der vorliegenden Arbeit die folgenden Herausforderungen identifiziert werden:

- Die Berücksichtigung von Wechselwirkungen zwischen Abweichungen und deren Auswirkungen auf das Bewegungsverhalten abweichungsbehafteter Mechanismen im Betrieb war nur bedingt möglich.
- Die Integration systematischer Abweichungen in Toleranzsimulationen war nur für ausgewählte Abweichungen und unter enormen numerischen Aufwänden möglich.
- Die statistische Toleranzanalyse der gesamten Betriebsdauer eines abweichungsbehafteten Mechanismus mit höherwertigen Gelenken sowie die Identifikation der hierfür kostenoptimalen Tolerierung (Toleranzsynthese) waren nicht möglich.
- Eine Empfehlung für die vollständige Dokumentation und Visualisierung statistischer Toleranzsimulationen abweichungsbehafteter Mechanismen bestand nicht.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde eine methodische Vorgehensweise vorgestellt, die sich dem soeben genannten Handlungsbedarf stellt und hierfür notwendige Methoden und Werkzeuge entwickelt sowie diese in systematischer Abfolge dem Toleranzingenieur bereitstellt. Hierbei sind drei zentrale Tätigkeiten anzuführen.

Die Notwendigkeit der *Toleranzanalyse* eines abweichungsbehafteten Mechanismus wird zumeist während der Produktentwicklung durch den verantwortlichen Konstrukteur identifiziert und durch die Bereitstellung relevanter Informationen – hierbei insbesondere der zu analysierenden Tolerierung – initiiert. Durch die systematische Vorgehensweise ist es dem Toleranzingenieur fortan möglich, sowohl Wechselwirkungen zwischen Abweichungen als auch höherwertige Kontakte durch die gezielte Verkettung modifizierter Transformationsmatrizen bei der Formulierung der Schließmaßgleichung zu berücksichtigen. Darüber hinaus gestattet der Einsatz von Meta-Modellen die ressourcenarme Integration signifikanter systematischer Abweichungen (z.B. thermische Dehnung, Verschleiß, Abplattung). Die bedeutsamste Entwicklung der vorliegenden Arbeit sieht der Autor in der Modifikation der Toleranzanalyse-Methode. Durch die Berücksichtigung des jeweiligen Betriebszeitpunkts bei der Generierung der Samples, ist fortan die Toleranzanalyse für die gesamte Betriebsdauer des betrachteten Mechanismus – bei nahezu gleichbleibenden numerischen Aufwänden – möglich. Die Toleranzanalyse wird zudem durch die Empfehlung einer Ergebnisvisualisierung und -dokumentation statistischer Toleranzsimulationen komplettiert.

Die *wirtschaftliche Beurteilung* einer bestehenden Tolerierung wird im Rahmen der entwickelten Vorgehensweise durch die Visualisierung mittels des WALTER-HILLER-Diagramms unterstützt. Hierdurch ist der Toleranzingenieur in der Lage „auf einen Blick“ und damit binnen Sekunden die Kostenoptimalität der bestehenden Tolerierung zu beurteilen und somit ggf. die Notwendigkeit einer statistischen Toleranzsynthese zu begründen.

Die Bestimmung der kostenoptimalen Tolerierung eines Mechanismus erfordert die Lösung eines signifikant zeitabhängigen Optimierungsproblems, wobei im Rahmen der Arbeit drei mögliche Szenarien einer kostengetriebenen *Toleranzoptimierung* entwickelt und diskutiert wurden. Der Einsatz geeigneter Optimierungsalgorithmen (z.B. die Partikelschwarm Optimierung als populärer Vertreter globaler Optimierungsalgorithmen) zur Lösung des viel zitierten Toleranz-Kosten-Konflikts „so eng wie nötig, so weit wie möglich“ wurde hierbei vom Autor empfohlen und in die entwickelte Vorgehensweise eingebunden.

Die Leistungsfähigkeit der Toleranzanalyse und -synthese des gesamten Betriebsverhaltens eines Mechanismus konnte zudem am Beispiel eines abweichungsbehafteten Ventiltriebs verdeutlicht und belegt werden. Zudem ist festzuhalten, dass trotz der enormen Komplexität

des Demonstrators sowohl die Toleranzanalyse (mit einer Dauer von rund 8 Sekunden [Rom15]) als auch die ungemein aufwändige Toleranzoptimierung (Dauer: ca. 13h) bereits in der jetzigen Form den Anforderungen des industriellen Einsatzes bestens genügen.

Das vornehmlich positive Feedback von ausgewählten Experten aus der industriellen Praxis bezüglich der Signifikanz dieser Arbeit, der Leistungsfähigkeit der entwickelten Methoden und Werkzeuge sowie in Hinblick auf zu erwartende Vorteile für das Unternehmen erfreut den Autor. Nichtsdestotrotz stehen Wissenschaftler und Anwender auch weiterhin vor bedeutsamen Forschungs- und Entwicklungsbedarf hinsichtlich der Toleranzanalyse und -synthese abweichungsbehafteter Mechanismen.

Hier ist insbesondere die Entwicklung von Toleranz-Kosten-Modellen, die den gegenwärtigen Stand des technisch Machbaren abbilden, anzuführen. Die Identifikation der kostenoptimalen Tolerierung wird signifikant durch die der Optimierung zugrunde liegenden Toleranz-Kosten-Modelle definiert. Demnach ist die Bereitstellung von fundierten und abgesicherten Toleranz-Kosten-Modellen sowohl für bewährte Fertigungsverfahren (jedoch in der gegenwärtig erreichbaren Genauigkeit) als auch für neue Fertigungsverfahren (z. B. Additive Fertigung, Blechmassivumformen) essentiell für die industrielle Anwendbarkeit und Akzeptanz der Toleranzoptimierung. Weiterhin ist festzuhalten, dass Unternehmen einfache und dennoch leistungsfähige Methoden und Werkzeuge zur Toleranzsimulation fordern - Zeit ist ein rares Gut in der industriellen Praxis. Umso mehr ist demnach, nach Einschätzung des Autors, die automatisierte Formulierung der vektoriellen Schließmaßgleichung voranzutreiben. Zwar existieren bereits Ansätze, die jedoch spätestens in der praktischen Anwendung an deren Grenzen stoßen. So würde ein Werkzeug, mittels welchem der Toleranzingenieur die Einzelteile des Systems durch vordefinierte, abweichungsbehaftete Gelenk-Bausteine verbinden und darüber hinaus weitere standardisierte Abweichungs-Bausteine ergänzen kann, enorme Aufmerksamkeit und auch Verbreitung erfahren. Erste Vorarbeiten hierzu [Kru13] scheinen vielversprechend. Durch die fortan mögliche Betrachtung der vollständigen Betriebsdauer in statistischen Toleranzsimulationen können nun auch Strategien bzgl. Wartung und Instandhaltung technischer Systeme Berücksichtigung in der Toleranzrechnung finden. So wird der Festlegung von Wartungsintervallen (z. B. der obligatorische Ölwechsel am Fahrzeug) sowie Strategien zum geplanten Austausch von Verschleißteilen (z. B. begrenzte Lebensdauer des Zahnradien eines Verbrennungsmotors) bereits enorme Aufmerksamkeit in Forschung und Industrie geschenkt. Vielversprechend erscheint dem Autor hier eine zunehmende Verknüpfung des Toleranzmanagements mit den Forschungsarbeiten zur *Technischen Zuverlässigkeit* (engl. *Reliability Engineering*).

## 8 Anhang

### 8.1 Fragebogen

 <p>FRIEDRICH-ALEXANDER UNIVERSITÄT ERLANGEN-NÜRNBERG</p>	<p>Lehrstuhl für <b>Konstruktionstechnik</b> Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartack</p> 												
<p><b>A) Allgemeine Angaben</b></p> <p>1. In welcher Branche ist Ihr Unternehmen tätig?</p> <p><input type="radio"/> Allg. Maschinenbau    <input type="radio"/> Automobilindustrie    <input type="radio"/> Medizintechnik    <input type="radio"/> Sonstige <input type="text" value=" "/></p> <p>2. Wie viele Mitarbeiter sind in Ihrem Unternehmen beschäftigt? (bitte in Zahlen angeben)</p> <p>An Ihrem Standort <input type="text" value=" "/> Weltweit <input type="text" value=" "/></p> <p>3. In welcher Größenordnung liegt die Stückzahl der, in Ihrem Unternehmen, konstruierten bzw. produzierten Produkte? (Mehrachsenennungen sind möglich)</p> <p><input type="radio"/> &lt; 10 Einzel- und Prototypenfertigung    <input type="radio"/> &lt; 100 Klein- oder Vorserienfertigung    <input type="radio"/> &lt; 1000 Serienfertigung    <input type="radio"/> &gt; 1000 Großserienfertigung</p> <p>4. In welcher Abteilung sind Sie beschäftigt?</p> <p><input type="radio"/> Konstruktion    <input type="radio"/> Forschung &amp; Entwicklung    <input type="radio"/> Fertigung    <input type="radio"/> Qualitätsmanagement    <input type="radio"/> Sonstiges <input type="text" value=" "/></p> <p>5. Haben Sie mit Bauteilabweichungen zu tun? (z.B. Vergreiben Sie Toleranzen in Zeichnungen; Prüfen Sie Abweichungen im Qualitätsmanagement?)</p> <p><input type="radio"/> Ja    <input type="radio"/> Nein</p> <p>6. Gibt es in Ihrem Unternehmen einen Ansprechpartner für die Themenfelder Abweichungen, Tolerierung und statistische Toleranzrechnung?</p> <p><input type="radio"/> Ja, an meinem Standort    <input type="radio"/> Ja, aber nicht an meinem Standort    <input type="radio"/> Nein    <input type="radio"/> Nicht bekannt</p> <p><b>B) Relevanz für Abweichungen und deren Auswirkungen auf technische Produkte</b></p> <p>7. Ist es für Sie, sowie für Ihr Unternehmen wichtig, dass ...</p> <table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 60%;">... gefertigte Produkte nur gering in Ihrer Gestalt (Abmessungen) voneinander abweichen?</td> <td style="width: 20%; text-align: center;">Ja</td> <td style="width: 20%; text-align: center;">Nein</td> </tr> <tr> <td>... gefertigte Produkte nur gering in Ihren Eigenschaften (Gewicht, Verformung, Belastbarkeit, etc...) voneinander abweichen?</td> <td style="text-align: center;">○</td> <td style="text-align: center;">○</td> </tr> <tr> <td>... bei der Nutzung der Produkte keine Komplikationen auftreten? (z.B. mehr Energie für den Betrieb des Produktes nötig)</td> <td style="text-align: center;">○</td> <td style="text-align: center;">○</td> </tr> <tr> <td>... bei Fertigung, Montage und Nutzung der Produkte möglichst wenig Ausschuss entsteht?</td> <td style="text-align: center;">○</td> <td style="text-align: center;">○</td> </tr> </table> <p>8. Wie viel Prozent der Probleme, die sowohl bei Fertigung, Montage und Nutzung der Produkte entstehen, lassen sich Ihrer Meinung nach auf geometrische Abweichungen zurückführen?</p> <p><input type="radio"/> 100% bis 75%    <input type="radio"/> 75% bis 50%    <input type="radio"/> 50% bis 25%    <input type="radio"/> 25% bis 0%</p>		... gefertigte Produkte nur gering in Ihrer Gestalt (Abmessungen) voneinander abweichen?	Ja	Nein	... gefertigte Produkte nur gering in Ihren Eigenschaften (Gewicht, Verformung, Belastbarkeit, etc...) voneinander abweichen?	○	○	... bei der Nutzung der Produkte keine Komplikationen auftreten? (z.B. mehr Energie für den Betrieb des Produktes nötig)	○	○	... bei Fertigung, Montage und Nutzung der Produkte möglichst wenig Ausschuss entsteht?	○	○
... gefertigte Produkte nur gering in Ihrer Gestalt (Abmessungen) voneinander abweichen?	Ja	Nein											
... gefertigte Produkte nur gering in Ihren Eigenschaften (Gewicht, Verformung, Belastbarkeit, etc...) voneinander abweichen?	○	○											
... bei der Nutzung der Produkte keine Komplikationen auftreten? (z.B. mehr Energie für den Betrieb des Produktes nötig)	○	○											
... bei Fertigung, Montage und Nutzung der Produkte möglichst wenig Ausschuss entsteht?	○	○											

Bild 8.1: Seite 1 des Fragebogens zur „Bedeutung von Abweichungen und Toleranzen“

**9. Welche der genannten Effekte, können ebenfalls zu Komplikationen und Problemen in Fertigung, Montage und Nutzung führen? (Mehrfachnennungen sind möglich)**

Verformung von Bauteilen  Verschleiß  Wärmedehnung  Spiel in Lagerungen  Sonstiges

**10. Werden in Ihrem Unternehmen Komponenten externer Zulieferer auf, die von Ihnen geforderten Anforderungen geprüft?**

Ja, jedes Produkt  Ja, Stichprobe aus einer Charge  Ja, Stichproben aus mehreren Chargen  Nein  Nicht bekannt  Nein, da nur Eigenfertigung

**11. Wie behandeln Sie Produkte, die nicht innerhalb der geforderten Toleranzen liegen (Ausschuss)?**  
(Mehrfachnennungen sind möglich)

Als Ausschuss aussortieren  Produkte nacharbeiten  
 Produkte zerlegen und noch brauchbare Einzelteile in Fertigung und Montage einbringen  Sonstiges   
 Nicht bekannt

**12. Welche Aspekte würden Sie als mögliche Ursachen in Betracht ziehen, wenn der produzierte Ausschuss zu groß ist?**  
(Mehrfachnennungen sind möglich)

<input type="radio"/> Mensch (z.B. Fehler in der Montage)	<input type="radio"/> Material (z.B. schwankende Werkstoffeigenschaften)	<input type="radio"/> Methode (z.B. Anzahl der geprüften Produkte, um Ausschuss zu ermitteln)
<input type="radio"/> Maschine (z.B. Verschleiß an den Werkzeugen)	<input type="radio"/> Umfeld (z.B. Einfluss von Temperatur auf Fertigung und Montage)	<input type="radio"/> Keine

**13. Werden Komplikationen und Probleme, aufgrund von Abweichungen/Toleranzen, in Ihrem Unternehmen protokolliert?**

Ja  Nein  Nicht bekannt

**14. Sind diese Informationen für verschiedene Abteilungen zugänglich?**  
(z.B. für Konstruktion und Fertigungsplanung sind diese Informationen zugänglich)

**15. Werden aus diesen Daten Erkenntnisse gewonnen, die bei künftigen Konstruktionen berücksichtigt werden?**

**16. Behandelt Ihr Unternehmen das Thema "Abweichungen und Toleranzen" abteilungsübergreifend?**  
(z.B. Toleranzprobleme, die in der Fertigung entstehen werden an die Konstruktion weitergegeben, um gemeinsam nach Lösungen zu suchen; Technischer Einkauf stimmt die geforderten Toleranzen mit Konstruktion und Fertigung ab)

**C) Maßnahmen zur Berücksichtigung von Abweichungen sowie zu deren frühzeitiger Vermeidung**

**17. Wie werden in Ihrem Unternehmen Toleranzen vergeben?**  
(Mehrfachnennungen sind möglich)

<input type="radio"/> Auf Basis von Werksnormen	<input type="radio"/> Auf Basis von Erfahrungswerten	<input type="radio"/> Sonstiges <input type="text"/>
<input type="radio"/> Auf Basis von Altzeichnungen	<input type="radio"/> Auf Basis der Allgemeintoleranz	<input type="radio"/> Es findet <u>keine</u> Tolerierung statt

Bild 8.2: Seite 2 des Fragebogens zur „Bedeutung von Abweichungen und Toleranzen“

**18. Welche Arten von Abweichungen werden bei der Konstruktion berücksichtigt bzw. toleriert?**  
(Mehrfachnennungen sind möglich)

Maßabweichungen     Formabweichungen     Lageabweichungen     Oberflächenabweichungen

**19. Welcher Tolerierungsgrundsatz wird bei der Toleranzvergabe in technischen Zeichnungen verwendet?**  
(Eintragung findet sich im Schriftkopf der technischen Zeichnungen)

Keiner     Unabhängigkeitsprinzip ISO 8015     Hülbedingung DIN 7167     Nicht bekannt

**20. Sind Sie mit den Grundsätzen der statistischen Toleranzrechnung (Toleranzanalyse und -synthese) vertraut?**

Ja     Nein

**21. Unternehmen Sie bereits Bestrebungen (wie z.B. Toleranzanalysen) um Abweichungen der Produkte gezielt zu berücksichtigen?**

Ja     Nein

**22. Warum werden solche Bestrebungen nicht unternommen?**  
(Mehrfachnennungen sind möglich)

Keine/ nicht ausreichende Kenntnis der notwendigen Methoden     Keine / nicht ausreichende Zeit bzw. Termindruck     Unternehmenspolitik enthalten     Nicht erforderlich

**23. Welche Arten von Abweichungen berücksichtigen Sie bereits bei der Toleranzrechnung?**  
(Mehrfachnennungen sind möglich)

Maßabweichungen     Formabweichungen     Lageabweichungen     Oberflächenabweichungen

**24. Betrachten Sie bei der Toleranzrechnung auch weitere Effekte, die zu Komplikationen/Problemen in Fertigung, Montage und Nutzung führen können?**  
(Mehrfachnennungen sind möglich)

Verformung von Bauteilen     Verschleiß     Wärmedehnung     Spiel in Lagerungen     Sonstiges      Nein

**25. Erfolgt die Toleranzrechnung mit Rechnerunterstützung?**  
Wenn ja, welche Software verwenden Sie hierfür?  
(Mehrfachnennungen sind möglich)

VisVSA     CeTol     Eigene Excel Programme     Sonstiges      Nein

3DCS     emTol-Mate     Eigene MatlabProgramme     Nein

**D) Zukünftige Potentiale für die Toleranzrechnung**

**26. Fühlen Sie sich sicher im Umgang mit Toleranzen bzw. bei der Toleranzvergabe?**  
(z.B. in technischen Zeichnungen)

Sehr sicher	1	2	3	4	5	6	Unsicher
-------------	---	---	---	---	---	---	----------

**27. Haben Sie selbst schon einmal bewusst zu enge Toleranzen (sog. Angsttoleranzen) vergeben?**

Ja	Nein					Ich arbeite nicht in der Konstruktion
----	------	--	--	--	--	---------------------------------------

**28. Haben Sie bereits auf die Unterstützung eines qualifizierten Ansprechpartners zum Thema "Abweichungen und Toleranzen" zurückgegriffen?**

Ja	Nein				
----	------	--	--	--	--

Bild 8.3: Seite 3 des Fragebogens zur „Bedeutung von Abweichungen und Toleranzen“

**30. Sehen Sie generell in Ihrem Unternehmen Verbesserungsmöglichkeiten, damit Toleranzprobleme gar nicht erst entstehen?**  
Beschreiben Sie bitte diese Verbesserung kurz!

**31. Stimmen Sie der Aussage zu, dass ...**

- ... die gezielte Vergabe von Toleranzen zu einer höheren Qualität Ihrer Produkte führt?  Ja  Nein
- ... die gezielte Vergabe von Toleranzen zu einer höheren Kundenzufriedenheit führt?  Ja  Nein
- ... der Mehraufwand, der durch Anwendung der Toleranzrechnung entsteht geringer ist, als die Mehraufwendungen, die aufgrund Toleranzprobleme entstehen?  Ja  Nein

**32. Um wie viel Prozent würde Ihrer Meinung nach, die Anzahl der Komplikationen/Probleme in Fertigung, Montage und Nutzung Ihrer Produkte sinken, wenn in der Entwicklung und Konstruktion statistische Toleranzanalysen durchgeführt werden?**



**33. Wie groß ist Ihr Interesse die Grundlagen der statistischen Toleranzanalyse zu vertiefen?**



Grundlagen sind bereits bekannt

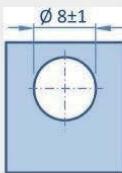
**34. Wie groß ist Ihre Bereitschaft die Grundlagen der statistischen Toleranzanalyse anzuwenden?**

Toleranzanalyse wende ich bereits an

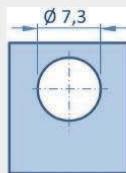
**35. Wie beurteilen Sie die Qualität der beiden gefertigten Bauteile?**

- Qualität ist gleich
- Qualität ist bei Bauteil 1 höher
- Qualität ist bei Bauteil 2 höher

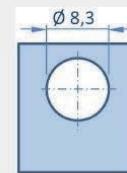
Angabe in Zeichnung



Gefertigtes Bauteil 1



Gefertigtes Bauteil 2



Alle Daten werden selbstverständlich streng vertraulich und in anonymisierter Form behandelt.  
Wir bedanken uns recht herzlich für Ihren Beitrag an unserer Umfrage.

Dipl.-Ing. Michael Walter und Christina Hiller

[Formular drucken](#)

[per E-Mail zurücksenden](#)

**Bild 8.4: Seite 4 des Fragebogens zur „Bedeutung von Abweichungen und Toleranzen“**

## 8.2 Beschreibung des Ventiltriebs und dessen Einzelteile

Zylinderkopf und Zylinderkopfdeckel		
Material	AlZn4,5Mg1	
Dichte	2,78 kg/dm³	
Masse	6,619 kg / 0,983 kg	
Durchmesser des Nockenwellenlagers	25 mm	
Breite des Nockenwellenlagers	20 mm	

Nockenwelle		
Material	GS-60	
Dichte	7,8 kg/dm³	
Masse	0,969 kg	

Schlepphebel		
Material	AlCu4SiMg	
Dichte	2,79 kg/dm³	
Masse	0,036 kg	
E-Modul	73 000 N/mm²	
Querkontraktionszahl	0,32	

Stößel		
Material	X45CrSi93	
Dichte	7,8 kg/dm³	
Masse:	0,014 kg	
E-Modul (bei 15 °C) [Eng15a]	200 000 N/mm²	
Querkontraktionszahl	0,3	

Ventilfeder		
Material	Federstahl	
Dichte	7,8 kg/dm³	
Masse	0,075 kg	
Dämpfungskoeffizient (für MKS)	5e-3 Ns/mm	
Vorspannung	$D_0 = 48,986 \text{ N/mm}$ (bei Vorspannung von 24,493 mm)	

Ventil, Ventilteller und Ventilkeile		
Material	Kopfstück: X53CrMnNiN219 Schaftstück: X45CrSi93	
Dichte (Nennwert)	$7,8 \text{ kg/dm}^3$	
E-Modul (bei 15 °C) [Eng15a]	$217\,460 \text{ N/mm}^2$	
Querkontraktionszahl	0,3	
Gesamtmasse	0,075 kg	
Wärmeausdehungskoeffizient $\alpha_{\text{Ventil}}$	$1,2 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$	

### Auftretende zufällige Abweichungen

$Abw_{zuf,1}$ : Maßabweichung der Nockenexzentrizität	$Abw_{zuf,2}$ : Maßabweichung des Spiels im Nockenwellenlager
<p><math>\Delta d = 11,4 \pm 0,01</math></p>	<p><math>d_{NW} = d_{GL} - S_{NW}</math> <math>S_{NW} = 0,045 \pm 0,01</math></p>

$Abw_{zuf,3}$ : Positionsabweichung der Achse der Schlepphebellagerung	$Abw_{zuf,6}$ : Winkelabweichung der Nockenwelle
<p><math>32,46</math></p> <p><math>43,5</math></p> <p><math>\bigtriangleup T_{Pos} = 00,12 \text{ A-B}</math></p>	<p><math>\varphi_{NW} (\varphi_{KW}=0^\circ) = 45^\circ \pm 0,1^\circ</math></p>

$Abw_{zuf,4}$ : Maßabweichung der Ventillänge	$Abw_{zuf,5}$ : Rechtwinkligkeitsabweichung des Ventiltellers zur Ventillängsachse
<p><math>l_V = 141,006^{+0,03}_{-0,07} \text{ (E)}</math></p> <p><math>\perp T_T = 0,1 \text{ A}</math></p>	

## 8.3 Vollständige Formulierung der Schließmaßgleichung

Im Folgenden wird die vollständige Formulierung der Schließmaßgleichung erfasst. Hierzu werden sowohl für das Hauptsystem als auch das Nebensystem des Ventiltriebs (nach Bild 5.4) die erforderlichen Transformationsmatrizen zur Beschreibung der abweichungsbehafteten Bauteile mitsamt ihrer nieder- und höherwertigen Gelenke entwickelt. Die hierfür erforderlichen körperfesten Koordinatensysteme werden jeweils gekennzeichnet sowie die auftretenden zufälligen und systematischen Abweichungen durch zusätzliche Vektoren in der Vektorkette berücksichtigt.

### 8.3.1 Vektorkette des Hauptsystems

#### 8.3.1.1 Transformation: $KOS_1 \rightarrow KOS_{glob}$ (Positionsabweichung $T_{Pos}$ )

Die Positionstoleranz  $T_{Pos}$  der Achse der Schlepphebellagerung führt im planaren Fall zu einer kreisrunden Toleranzzone für die tolerierte Achse. Demnach eignen sich zur Beschreibung der translatorischen Abweichung Polarkoordinaten. Hierbei entspricht  $t_{Pos}$  dem Betrag der Abweichung, während durch den Winkel  $\varphi_{Pos}$  die jeweilige Richtung der Abweichung definiert wird. Es gelten  $t_{Pos} \in [0; T_{Pos}/2]$  und  $\varphi_{Pos} \in [0^\circ, 360^\circ]$ .

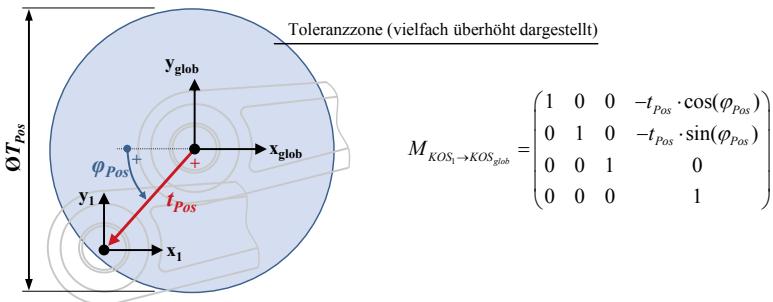
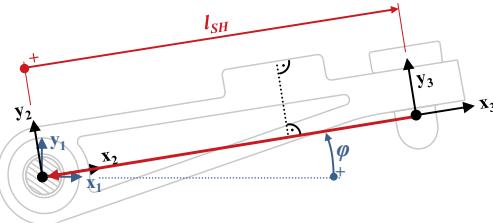


Bild 8.5: Positionsabweichung der Schlepphebellagerung: Überführung des körperfesten  $KOS_1$  in das globale Referenzkoordinatensystem  $KOS_{glob}$  nach [Wei13]

#### 8.3.1.2 Transformationen: $KOS_3 \rightarrow KOS_2$ und $KOS_2 \rightarrow KOS_1$ (Stößel → Schlepphebel)

Das körperfeste  $KOS_3$  des Stößels ist gegenüber dem  $KOS_1$  verschoben und verdreht (siehe Bild 8.6). Demnach ist zur Überführung des  $KOS_3$  in das  $KOS_1$  zunächst eine Translation des  $KOS_3$  um die Länge des Schlepphebels  $l_{SH}$  (entlang der x-Achse des  $KOS_2$ ) erforderlich. Anschließend wird das  $KOS_2$  anhand einer Rotation um die z-Achse (des  $KOS_1$ ) mit den Winkel  $\varphi$  in das  $KOS_1$  überführt ( $KOS_3 \rightarrow KOS_2$ ). Die Länge des Schlepphebels beträgt hierbei  $l_{SH} = 73,883 \text{ mm}$ . Der Rotationswinkel  $\varphi$  wird hierbei, wie bereits in Kapitel 5.3.1.1

erläutert, über die Vektorkette im Nebensystem bestimmt. Bild 8.6 verdeutlicht die beiden Transformationen und nennt die zugehörigen Matrizen.

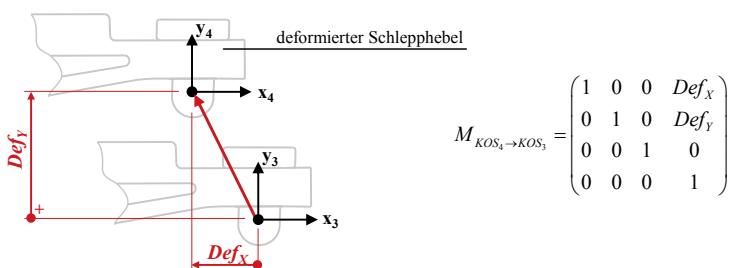


$$M_{KOS_2 \rightarrow KOS_1} = \begin{pmatrix} \cos(\varphi) & -\sin(\varphi) & 0 & 0 \\ \sin(\varphi) & \cos(\varphi) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad M_{KOS_3 \rightarrow KOS_2} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & l_{SH} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

**Bild 8.6:** Überführung des körperfesten  $KOS_3$  des Stößels in das körperfeste  $KOS_1$  der Schlepphebellagerung nach [Wei13]

### 8.3.1.3 Transformation: $KOS_4 \rightarrow KOS_3$ (elastische Deformation des Schlepphebels)

Die elastische Deformation des Schlepphebels wird durch eine translatorische Verschiebung eines körperfesten Punktes des Schlepphebels abgebildet. Hierbei werden Betrag und Richtung der Verschiebung durch die Komponenten  $Def_x$  und  $Def_y$  der Deformation entlang der beiden Achsen des  $KOS_4$  bestimmt. Bild 8.7 zeigt die notwendige Überführung des  $KOS_4$  (deformierter Schlepphebel) in das  $KOS_3$  (des nicht-deformierten Schlepphebels) und benennt die zugehörige translatorische Transformationsmatrix.



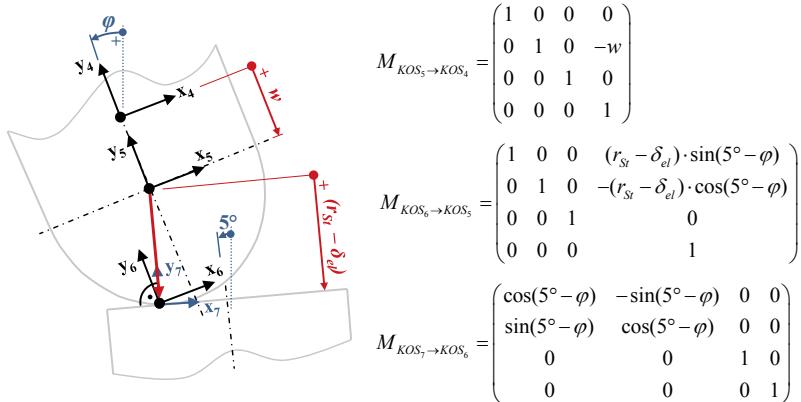
$$M_{KOS_4 \rightarrow KOS_3} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & Def_x \\ 0 & 1 & 0 & Def_y \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

**Bild 8.7:** Überführung des körperfesten  $KOS_4$  des deformierten Stößels in das körperfeste  $KOS_3$  des undeformierten Stößels nach [Wei13]

### 8.3.1.4 Transformationen: $KOS_7 \rightarrow KOS_4$ (Kontakt Schlepphebel / Ventil – Teil 1)

Die Repräsentation des höherwertigen Kontaktes zwischen dem Stößel und dem Ventil erfolgt anhand mehrerer Transformationsmatrizen. Hierbei liegt der Ursprung des  $KOS_7$  stets

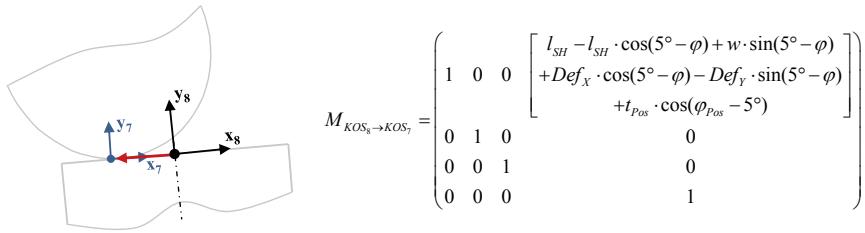
im Kontaktpunkt zwischen dem Ventil und der Halbkugel des Stößels. Die Transformation des  $KOS_7$  (köperfest am Ventil) in das  $KOS_6$  (köörperfest am Stößel) erfolgt hier durch eine Rotation um die  $z_6$ -Achse mit den Winkel ( $5^\circ - \varphi$ ). Der Wert  $5^\circ$  entspricht hierbei dem konstruktionsbedingten Winkel zwischen der Ventillängsachse und der  $y_{glob}$ -Achse. Anschließend wird das  $KOS_6$  durch eine Translation um den Betrag ( $r_{St} - \delta_{el}$ ) in das  $KOS_5$  überführt, welches im Mittelpunkt der Halbkugel des Stößels ihren Ursprung hat. Hierbei entspricht  $r_{St} = 4,0 \text{ mm}$  dem Radius der Halbkugel und  $\delta_{el}$  der elastischen Abplattung des Stößels (siehe Kapitel 8.3.3.3). Die verbleibende Transformation des  $KOS_5$  ins  $KOS_4$  erfordert eine Translation um  $w = 2 \text{ mm}$ . Der Wert  $w$  folgt hierbei aus der Geometrie des Stößels und ist nicht abweichungsbehaftet. Bild 8.8 kennzeichnet die genannten Koordinatensysteme und stellt die zugehörigen Transformationsmatrizen zusammen.



**Bild 8.8:** Überführung des körperfesten  $KOS_7$  des Ventils in das körperfeste  $KOS_4$  des Stößels nach [Wei13]

### 8.3.1.5 Transformation: $KOS_8 \rightarrow KOS_7$ (Kontakt Schlepphebel / Ventil – Teil 2)

Die Überführung des körperfesten  $KOS_8$  in das körperfeste (jedoch nicht ortsfeste)  $KOS_7$  wird durch eine weitere Translation entlang der  $x_7$ -Achse erreicht. Diese dient der mathematischen Beschreibung der Verschiebung des Kontaktpunktes zwischen Stößel und Ventilstirnfläche. Betrag und Vorzeichen der Translation sind hierbei jedoch stark von der vorliegenden Stellung der Ventiltriebskomponenten und damit den bereits definierten Transformationen abhängig. Unter Berücksichtigung der geometrischen Gegebenheit, dass bei einem Winkel  $\varphi = 5^\circ$ , die  $KOS_7$  und  $KOS_8$  zur Deckung kommen (sowie die Ventillängsachse und die Rotationsachse der Stößelhalbkugel zusammenfallen), ergibt sich die in Bild 8.9 genannte Transformationsmatrix.

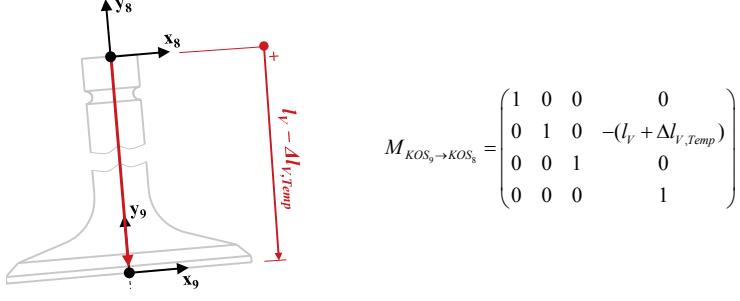


$$M_{KOS_8 \rightarrow KOS_7} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & \left[ \begin{array}{c} l_{SH} - l_{SH} \cdot \cos(5^\circ - \varphi) + w \cdot \sin(5^\circ - \varphi) \\ + Def_x \cdot \cos(5^\circ - \varphi) - Def_y \cdot \sin(5^\circ - \varphi) \\ + t_{Pos} \cdot \cos(\varphi_{Pos} - 5^\circ) \end{array} \right] \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

**Bild 8.9:** Überführung des körperfesten  $KOS_8$  des Ventils in das körperfeste  $KOS_7$  im Mittelpunkt der Ventilstirnfläche nach [Wei13]

### 8.3.1.6 Transformation: $KOS_9 \rightarrow KOS_8$ (temperaturabhängige Ventillänge)

Die Überführung des körperfesten Koordinatensystems  $KOS_9$  (verankert im Mittelpunkt der Ventiltellerfläche) in das körperfeste  $KOS_8$  (verankert im Mittelpunkt der Ventilstirnfläche) wird durch eine Translation entlang der negativen  $y_8$ -Achse um die tatsächliche Länge des Ventils beschrieben. Diese entspricht der (abweichungsbehafteten) Ventillänge  $l_V$  zuzüglich der thermisch bedingten Änderung der Ventillänge  $\Delta l_{V,Temp}$ . Hierbei entspricht  $\Delta l_{V,Temp} > 0$  einer temperaturbedingten Längung und  $\Delta l_{V,Temp} < 0$  einer temperaturbedingten Verkürzung des Ventils aufgrund der jeweils vorherrschenden Betriebstemperatur  $\vartheta$ .



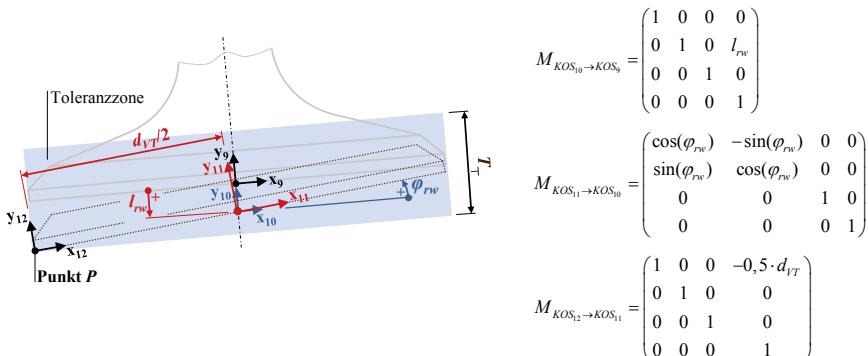
$$M_{KOS_9 \rightarrow KOS_8} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -(l_V + \Delta l_{V,Temp}) \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

**Bild 8.10:** Überführung des körperfesten  $KOS_9$  im Mittelpunkt des Ventiltellers in das körperfeste  $KOS_8$  im Mittelpunkt der Ventilstirnfläche nach [Wei13]

### 8.3.1.7 Transformationen: $KOS_{12} \rightarrow KOS_9$ (Rechtwinkligkeitsabweichung des Ventiltellers)

Die Rechtwinkligkeitsabweichung des Ventiltellers stellt dem Ventilteller (im Fall einer zwei-dimensionalen Betrachtung) zwei Freiheitsgrade im Raum. So kann die Ventiltellerfläche entlang der  $x_9$ -Achse (innerhalb der Toleranzzone) gegenüber deren Nominallage verschoben sein. Zudem gestattet die Rechtwinkligkeitsabweichung eine (von der vorhergehenden Verschiebung abhängige) Rotation der Ventiltellerfläche um die  $z_{10}$ -Achse. Hierbei ist jedoch wesentlich, dass die auftretende Translation und die Rotation im Zusammenspiel nicht dazu führen dürfen, dass der Ventilteller die Toleranzzone überschreitet. Dem-

nach sind zwei Transformationsmatrizen (jeweils eine für Translation und für Rotation) der Ventiltellerfläche (mit dem Durchmesser  $d_{IT} = 36,8 \text{ mm}$ ) erforderlich. Die verbleibende zwölfte Transformation bindet den relevanten Punkt  $P$  in die Schließmaßgleichung mit ein. Die Toleranzzone der Rechtwinkligkeitsabweichung, die hierdurch zulässigen Translation und Rotation dieser, der Punkt  $P$  sowie die zugehörigen Transformationsmatrizen sind Bild 8.11 zu entnehmen.



**Bild 8.11: Überführung des Punktes  $P$  (im Ursprung des  $KOS_{12}$ ) in das körperfeste  $KOS$ , im Mittelpunkt der nicht abweichungsbehafteten Ventiltellerfläche nach [Wei13]**

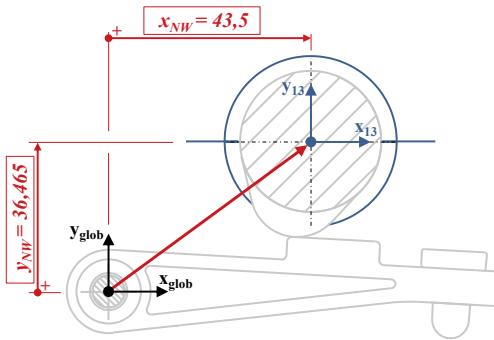
Der Punkt  $P$  des Ventils hat für den idealen (also nicht abweichungsbehafteten) Ventiltrieb während der Nockenwellenintervalle nachfolgende Koordinaten im globalen Koordinatensystem  $KOS_{glob}$ :  $x_{glob,P,ideal} = 67,900 \text{ mm}$  und  $y_{glob,P,ideal} = -139,502 \text{ mm}$ .

### 8.3.2 Vektorkette des Nebensystems

Analog dem Hauptsystem ist ebenfalls ein Vektorzug im Nebensystem erforderlich. Dieser Vektorzug dient der Beschreibung des Punktes  $P'$  im globalen Koordinatensystem und damit der Berechnung des zeitlichen Verlaufs des Winkels  $\varphi$ , welcher maßgebend für die Bewegung von Schlepphebel und Ventil im Hauptsystem ist. Nachfolgend werden die Transformationsmatrizen im Nebensystem entwickelt.

#### 8.3.2.1 Transformation: $KOS_{13} \rightarrow KOS_{glob}$ (Nockenwellenlager)

Die Überführung des  $KOS_{13}$ , welches im Mittelpunkt des Nockenwellenlagers im Zylinderkopf seinen Ursprung hat, in das globale Koordinatensystem  $KOS_{glob}$  wird durch eine Translation um  $x_{NW} = 43,5 \text{ mm}$  und  $y_{NW} = 34,45 \text{ mm}$  entlang der  $x$ - und  $y$ -Achse des globalen Koordinatensystems erreicht. Bild 8.12 zeigt die maßliche Situation im Zylinderkopf und benennt die zugehörige Transformationsmatrix.

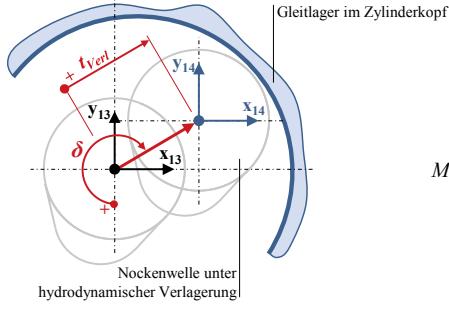


$$M_{KOS_{13} \rightarrow KOS_{glob}} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & x_{NW} \\ 0 & 1 & 0 & y_{NW} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

**Bild 8.12:** Überführung des  $KOS_{13}$  (körperfest im Mittelpunkt des Nockenwellenlagers des Zylinderkopfs) in das globale Koordinatensystem  $KOS_{glob}$  nach [Wei13]

### 8.3.2.2 Transformation: $KOS_{14} \rightarrow KOS_{13}$ (hydrodynamische Verlagerung der Nockenwelle)

Die hydrodynamische Verlagerung der Nockenwelle in der Gleitlagerung des Zylinderkopfes wird durch Polarkoordinaten (normierter Betrag  $\varepsilon$  bzw. Absolutbetrag  $t_{Verl}$  und Richtung  $\delta$ , siehe Kapitel 8.3.3.2) beschrieben. Die Überführung des  $KOS_{14}$ , welches auf der Rotationsachse der Nockenwelle liegt, in das  $KOS_{13}$ , welches im Mittelpunkt des Nockenwellenlagers im Zylinderkopf verankert ist, erfordert damit eine Translation des Koordinatensystems (siehe Bild 8.13).



$$\text{Es gilt: } t_{Verl} = \varepsilon \cdot S_{NW}$$

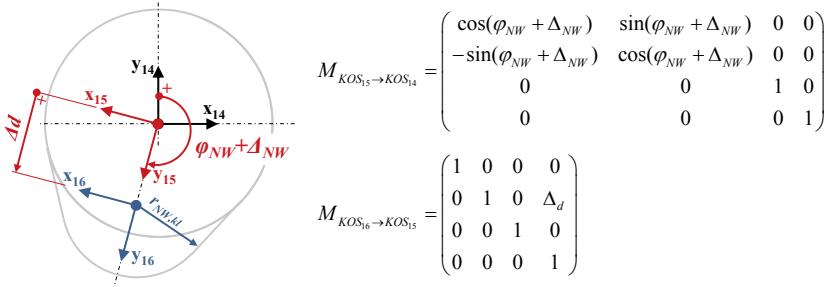
$$M_{KOS_{14} \rightarrow KOS_{13}} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & t_{Verl} \cdot \sin(\delta) \\ 0 & 1 & 0 & t_{Verl} \cdot \cos(\delta) \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

**Bild 8.13:** Repräsentation des hydrodynamischen Verlagerung der Nockenwelle: Überführung des  $KOS_{14}$  (körperfest in Rotationsachse der Nockenwelle) in das Koordinatensystem  $KOS_{glob}$  (im Mittelpunkt des Nockenwellenlagers des Zylinderkopfs) nach [Wei13]

### 8.3.2.3 Transformationen: $KOS_{16} \rightarrow KOS_{14}$ (Abweichung der Nockenwellenexzentrizität)

Die Überführung des  $KOS_{16}$  (Ursprung im Mittelpunkt des kleinen Nockenradius) in das  $KOS_{14}$ , dessen Ursprung auf der Rotationsachse des Grundkreises der Nockenwelle liegt, erfordert zwei Transformationen (siehe Bild 8.14). Die Rotationsmatrix beschreibt die Rotation der Nockenwelle, die durch den zeitabhängigen Winkel  $\varphi_{NW}$  in die Schließmaßglei-

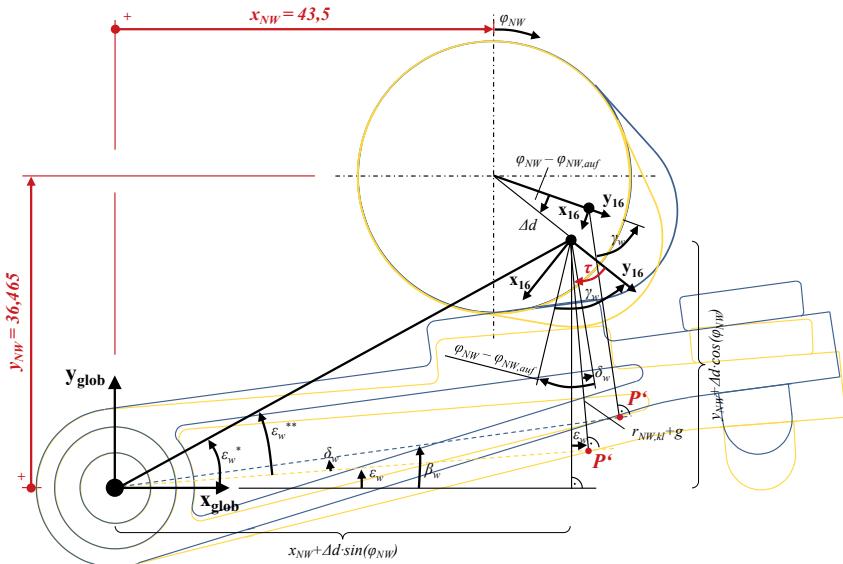
chung eingeht. Die Translation um die abweichungsbehaftete Nockenexzentrizität  $\Delta d$  überführt das  $KOS_{16}$  in das (mit der Nockenwelle rotierende körperfeste)  $KOS_{15}$ . Der Nocken der Nockenwelle hat hierbei eine kreisrunde Kontur mit dem Radius  $r_{NW,kl} = 10 \text{ mm}$ , während der Grundkreis der Nockenwelle einen Radius von  $r_{NW,gr} = 15,2 \text{ mm}$  aufweist.



**Bild 8.14:** Überführung des (körperfesten und mit der Nockenwelle rotierenden)  $KOS_{16}$  in das (körperfeste, aber nicht mit der Nockenwelle rotierende)  $KOS_{14}$  nach [Wei13]

### 8.3.2.4 Beschreibung des Punktes $P'$ im $KOS_{16}$

Die verbleibende translatorische Transformationsmatrix dient der Beschreibung des Punktes  $P'$  im  $KOS_{16}$  (körperfestes  $KOS$  der Nockenwelle). Bild 8.15 zeigt die Kontakt situation sowie alle Maße und Winkel nach [Epp12, Wei13].



**Bild 8.15:** Beschreibung des Punktes  $P'$  im körperfesten  $KOS_{16}$  der Nockenwelle nach [Wei13]

Die vektorielle Beschreibung des Punktes  $P'$  im  $KOS_{16}$  lautet

$$\overrightarrow{v_{P',KOS_{16}}} = \begin{pmatrix} (r_{NW,kl} + k(t_B) + g) \cdot \sin(\tau) \\ (r_{NW,kl} + k(t_B) + g) \cdot \cos(\tau) \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}. \quad (8.1)$$

Hierbei entsprechen  $\mathbf{g=14\ mm}$  dem senkrechten Abstand der Kontaktfläche des Schlepphebels mit der Nocke und der Mittelpunkt der Schlepphebellagerung sowie  $k(t_B)$  dem, zum gegenwärtigen Betriebszeitpunkt  $t_B$  vorliegenden Verschleiß des Schlepphebels (gemäß Gleichung (5.8)). Zudem ist der Winkel  $\tau$  erforderlich, der die gegenwärtige Ausrichtung der Nockenwelle gegenüber dem Schlepphebel und damit die resultierende Bewegung der Bauteile des höherwertigen Kontakts beschreibt. Zur Bestimmung des Winkels  $\tau$  sind eine Reihe von weiteren Berechnungen sowie zusätzliche Maße und Winkel (siehe Bild 8.15) erforderlich, auf die nachfolgend eingegangen wird. Hierbei gilt:

$$\tau = \gamma_w - (\varphi_{NW} + \Delta_{NW} - \varphi_{NW,auf}) + \delta_w \quad (8.2)$$

Die Bestimmung der einzelnen Größen dieser Formelzusammenhangs ist Gegenstand der nachfolgenden Ausführungen.

#### Öffnungswinkel der Nocke $\gamma_w$

Der Öffnungswinkel der Nocke ist gemäß

$$\gamma_w = \arccos \left( \frac{k(t_B) - r_{NW,kl} + r_{NW,gr}}{\Delta d} \right) \quad (8.3)$$

zu ermitteln, wobei  $\Delta d$  der tolerierten Nockenexzentrizität (siehe Tabelle 5.1) entspricht.

#### Winkel $\varphi_{NW,auf}$ und $\varphi_{NW,ab}$ des Kontakts Nocke/Schlepphebel

Der Nockenwinkel  $\varphi_{NW,auf}$  entspricht dem Nockenwinkel, bei welchem der Nocken auf dem Schlepphebel aufsetzt, d. h. erstmals Kontakt zwischen beiden Bauteilen entsteht. Der zugehörige Winkel  $\varphi_{NW,ab}$  entspricht demnach dem Nockenwinkel, bei welchem der Kontakt zwischen Nocke und Schlepphebel abreißt. Die Bestimmung der Winkel  $\varphi_{NW,auf}$  und  $\varphi_{NW,ab}$  erfolgt für ein Ventilspiel von  $s_V = 0,029\ mm$  gemäß den beiden folgenden Gleichungen

$$\varphi_{NW,auf} = 90^\circ - \beta_w + \arcsin \left( \frac{k(t_B) - r_{NW,kl} + r_{NW,gr} + s_V}{\Delta d} \right) \quad (8.4)$$

$$\varphi_{NW,ab} = 270^\circ - \beta_w - \arcsin \left( \frac{k(t_B) - r_{NW,kl} + r_{NW,gr} + s_V}{\Delta d} \right), \quad (8.5)$$

wobei der erforderliche Winkel  $\beta_w$  in Abhängigkeit des Nockenwinkels  $\varphi_{NW}$  und damit der jeweils vorliegenden Kontaktsituation von Schlepphebel und Nockenwelle wie folgt zu bestimmen ist.

$$\beta_w = \begin{cases} \varphi & \text{für } \varphi_{NW,ab} \leq \varphi_{NW} \leq \varphi_{NW,auf} \\ \beta_w^* & \varphi_{NW,auf} \leq \varphi_{NW} \leq \varphi_{NW,ab} \end{cases} \quad (8.6)$$

mit

$$\beta_w^* = \arctan \left( \frac{y_{NW} + t_{Pos} \cdot \sin(\varphi_{Pos}) + t_{Verl} \cdot \cos(\varphi_{Verl})}{x_{NW} + t_{Pos} \cdot \cos(\varphi_{Pos}) + t_{Verl} \cdot \sin(\varphi_{Verl})} \right) - \arcsin \left( \frac{r_{NW,kl} + g - k(t_B) + s_V}{q^*} \right) \quad (8.7)$$

$$q^* = \sqrt{(y_{NW} + t_{Pos} \sin(\varphi_{Pos}) + t_{Verl} \cos(\varphi_{Verl}))^2 + (x_{NW} + t_{Pos} \cos(\varphi_{Pos}) + t_{Verl} \sin(\varphi_{Verl}))^2}$$

### Winkel $\delta_w$

Der noch verbleibende unbekannte Winkel  $\delta_w$  entspricht der Differenz der beiden Winkel  $\beta_w$  und  $\varepsilon_w$ , wobei Erstgenannter aus Gleichung (8.7) folgt und Letztgenannter anhand trigonometrischer Zusammenhänge (siehe Bild 8.15) bestimmt werden kann. Es gilt demnach:

$$\varepsilon_w = \varepsilon_w^* - \varepsilon_w^{**} \quad (8.8)$$

mit

$$\varepsilon_w^* = \arctan \left( \frac{y_{NW} + t_{Pos} \cdot \sin(\varphi_{Pos}) + t_{Verl} \cdot \cos(\varphi_{Verl}) + \Delta d \cdot \cos(\varphi_{NW} + \Delta_{NW})}{x_{NW} + t_{Pos} \cdot \cos(\varphi_{Pos}) + t_{Verl} \cdot \sin(\varphi_{Verl}) + \Delta d \cdot \sin(\varphi_{NW} + \Delta_{NW})} \right) \quad (8.9)$$

$$\varepsilon_w^{**} = \arcsin \left( \frac{r_{NW,kl} - k(t_B) + g}{\sqrt{(y_{NW} + t_{Pos} \cdot \sin(\varphi_{Pos}) + t_{Verl} \cdot \cos(\varphi_{Verl}) + \Delta d \cdot \cos(\varphi_{NW} + \Delta_{NW}))^2 + (x_{NW} + t_{Pos} \cdot \cos(\varphi_{Pos}) + t_{Verl} \cdot \sin(\varphi_{Verl}) + \Delta d \cdot \sin(\varphi_{NW} + \Delta_{NW}))^2}} \right) \quad (8.10)$$

### 8.3.3 Details zur Berechnung ausgewählter systematischer Abweichungen und relevante Kenngrößen

#### 8.3.3.1 Elastische Mehrkörpersimulation

Die Bestimmung der elastischen Deformation des Schlepphebels  $Def_x$  und  $Def_y$  erfolgte im Rahmen der vorliegenden Arbeit mit Hilfe elastischer Mehrkörpersimulationen. Die Komponenten des Ventiltriebs unterliegen im Betrieb bei einer Drehzahl der Nockenwelle von  $1\,500\text{ min}^{-1}$  noch einer Druckbelastung der Ventile, die aus der exothermen Verbrennung des Kraftstoff-Luft-Gemischs im Brennraum resultiert. Im Rahmen der Simulationen wurde der Druckverlauf während der vier Takte nach [Wal09, Stu11] herangezogen (Bild 8.16).

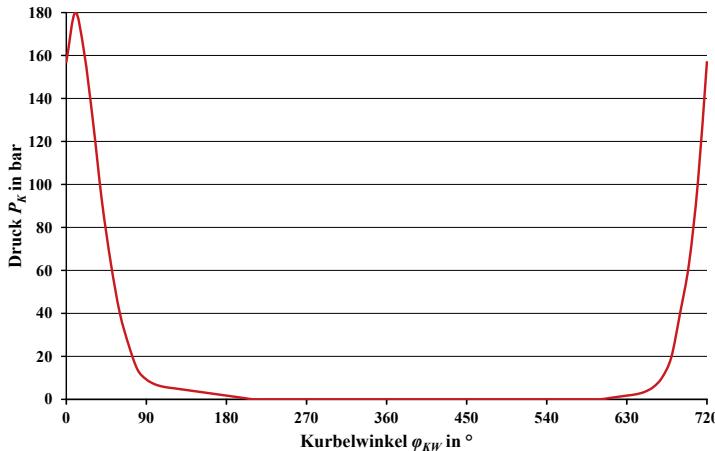


Bild 8.16: Druckbelastung des Ventils aufgrund der Verbrennung nach [Wal09, Stu11]

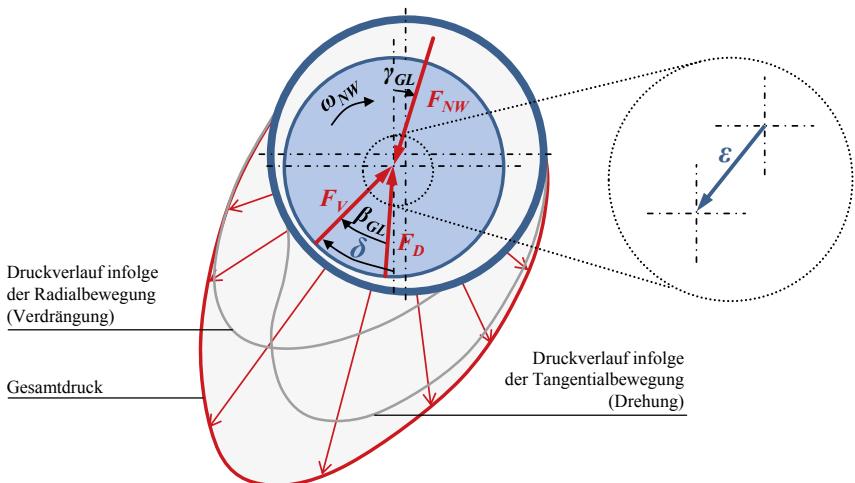
Zur Entwicklung einer Mehrkörpersimulation des Ventiltriebs mit einem elastischen Schlepphebel wurde auf die „*Modalreduktion*“ zurückgegriffen. Hierfür wurden zunächst die Geometrien aller Bauteile des Ventiltriebs in Form des CAD-Datensatzes in die Simulationsumgebung eingebunden. Der starre Schlepphebel wurde im Anschluss gemäß der Modalreduktion [Vaj09] durch ein Finite-Elemente-Modell ersetzt. Hierzu war zuvor eine Modalanalyse des Schlepphebels erforderlich, deren Ergebnisse im software-spezifischen Dateiformat *\*.mnf* abgespeichert wurden. Der Schlepphebel konnte anschließend (in Form der *.mnf*-Datei) in die Simulation eingebunden werden. Folgende Einstellungen der Modellbildung und Simulation (Solver) in MSC Adams wurden verwendet:

- Anzahl der Schritte: 360 (entspricht einem Winkelschritt der Nockenwelle von  $1^\circ$ )
- Art der Simulation: Dynamics
- Integrator: GSTIFF

- Formulation: I3
- Corrector: Original
- Error:  $10^{-6}$
- $H_{\max}$ :  $10^{-5}$
- Interpolate: Nein
- $K_{\max}$ : 12
- Maxit: 10

### 8.3.3.2 Hydrodynamische Verlagerung der Nockenwelle in einem geschmierten Gleitlager

Die Verlagerung der Nockenwelle in ölgeschmierten Gleitlagern des Zylinderkopfes wurde anhand der *Zapfenverlagerungsbahn* nach HOLLAND [Hol59] ermittelt. Diese basiert auf der Beschreibung der relativen Exzentrizität  $\varepsilon$  und der Verlagerungsrichtung  $\delta$  in einem hydrodynamischen Gleitlager. Bild 8.17 zeigt den, im Gleitlager entstehenden Druckverlauf und kennzeichnet die relative Exzentrizität  $\varepsilon$  sowie den zugehörigen Verlagerungswinkel  $\delta$ .



**Bild 8.17:** Druckverlauf in einem ölgeschmierten Gleitlager und resultierendes Kräftegleichgewicht nach [Aff96, Wei13]

Die Änderungen der relativen Exzentrizität  $\Delta\varepsilon$  und des Verlagerungswinkels  $\Delta\delta$  können für jede Änderung des Nockenwellenwinkels  $\Delta\varphi_{NW}$  wie folgt ermittelt werden.

$$\Delta\varepsilon = \frac{\Delta\varphi_{NW} \cdot \pi}{\omega_{NW} \cdot 180^\circ} \cdot \frac{F_{NW} \cdot \psi^2}{b_{Gl} \cdot d_{Gl} \cdot \eta \cdot So_r} \cdot \left( \cos(\delta - \gamma_{GL}) - \left| \frac{\sin(\delta - \gamma_{GL})}{\tan \beta_{GL}} \right| \right) \quad (8.11)$$

$$\Delta\delta = \frac{\Delta\varphi_{NW}}{\omega_{NW}} \cdot \left( \frac{\omega_{NW}}{2} - \frac{F_{NW} \cdot \psi^2}{b_{Gl} \cdot d_{Gl} \cdot \eta \cdot So_D} \cdot \frac{\sin(\delta - \gamma_{GL})}{2 \cdot \tan \beta_{GL}} \right) \quad (8.12)$$

Hierbei entsprechen  $\psi$  dem relativen Lagerspiel,  $F_{NW}$  der angreifenden äußeren Kraft,  $\eta$  der dynamischen Viskosität des Öls bei Betriebstemperatur  $\vartheta$  und  $\omega_{NW}$  der Winkelgeschwindigkeit der Nockenwelle. Die Sommerfeldzahlen  $So_V$  und  $So_D$  folgen hierbei aus [Hol59]. Die zeitlichen Verläufe der Exzentrizität  $\varepsilon$  und des Verlagerungswinkels  $\delta$  konnten somit in einem iterativen Vorgehen (ausgehend von  $\varepsilon_0 = 0,8$  und  $\delta_0 = 0^\circ$ ) gemäß

$$\varepsilon_{i+1} = \varepsilon_i + \Delta\varepsilon \quad (8.13)$$

$$\delta_{i+1} = \delta_i + \Delta\delta \quad (8.14)$$

ermittelt werden. Folgende Festlegungen wurden hierfür getroffen:

- Breite des Gleitlagers  $b_{Gl} = 20$  mm
- Nenndurchmesser der Gleitfläche  $d_{Gl} = 25$  mm
- Wahl des Öls (und damit Festlegung der Viskosität nach [Eng15b]): 5W30
- $\Delta\varphi_{NW} = 1^\circ$
- Berechnung der Viskosität  $\nu_{40}$  und  $\nu_{100}$  bei Betriebstemperatur  $\vartheta$  gemäß dem ÜBBELOHDE-WALTHER-Diagramm [DIN11]
- Berechnung der dynamischen Viskosität aus der kinematischen Viskosität  $\nu_{40}$  und  $\nu_{100}$  sowie der Dichte des Öls bei Betriebstemperatur  $\vartheta$  gemäß [Muh07]

### 8.3.3.3 Abplattung zweier elastischer Körper im Kontakt

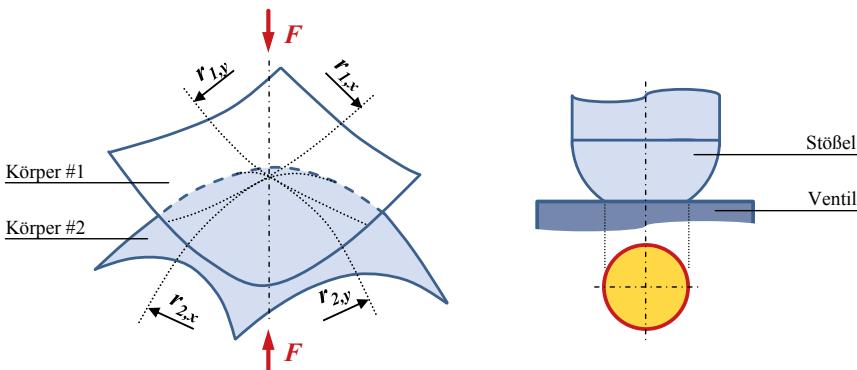
Zwischen dem Stößel des Schlepphebels und der Stirnseite des Ventils besteht ein höherwertiger konzentrierter Kontakt, der aus den unterschiedlich gekrümmten Kontaktflächen beider Bauteile des Ventiltriebs folgt. In Folge der Belastung der Bauteile mit einer definierten Last (angreifende Kräfte und/oder Momente) bildet sich (gemäß der HERTZ'schen Kontakttheorie) eine elliptische Kontaktfläche aus. [Wiś00]

Für den Sonderfall des kreisförmigen Kontakts einer kugelförmigen und einer ebenen Fläche (siehe Bild 8.18, rechts) kann die resultierende elastische Deformation  $\delta_{el}$  (zumeist auch als Abplattung bezeichnet) anhand der nachfolgenden vereinfachten Beziehungen ermittelt werden. Hierbei gilt nach [Wiś00, Wei13]

$$\delta_{el} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot F \cdot R_{kugel}}{2 \cdot E_{red}}} \cong 1,15 \cdot \sqrt[3]{\frac{F \cdot R_{Kugel}}{E_{red}}}, \quad (8.15)$$

wobei  $F$  der angreifenden Kraft,  $R_{Kugel}$  dem Kugelradius der Kontaktfläche des Stößels und  $E_{red}$  dem reduzierten Elastizitätsmodul des Kontaktpaares entsprechen. Der reduzierte E-Modul des Kontaktpaares folgt aus den individuellen E-Moduln ( $E_{Stöbel}$  und  $E_{Ventil}$ ) und Querkontraktionszahlen ( $\nu_{Stöbel}$  und  $\nu_{Ventil}$ ) der beiden KontaktPartner. Es gilt nach [Wiś00] nachfolgender Formelzusammenhang für das reduzierte E-Modul  $E_{red}$  des Kontakts Stöbel/Ventil.

$$E_{red} = \frac{2}{\left( \frac{1-\nu_{Stöbel}^2}{E_{Stöbel}} + \frac{1-\nu_{Ventil}^2}{E_{Ventil}} \right)} \quad (8.16)$$



**Bild 8.18:** Höherwertiger Kontakt zweier Bauteile mit gekrümmten Kontaktflächen (links) und vereinfachter Kontakt der Paarung Kugel-Ebene (rechts) nach [Wiś00, Wei13]

### 8.3.3.4 Anmerkungen zur Entwicklung der Meta-Modelle der systematischen Abweichungen

Zur Integration der systematischen Abweichungen in die Schließmaßgleichung mussten für insgesamt sechs relevante Größen Meta-Modelle entwickelt werden. Diese sind:

- Temperaturbedingte Änderung der Ventillänge  $\Delta l_{V,Temp}$
- Beide Komponenten der Deformation des Schlepphebels  $Def_x$  und  $Def_y$
- Beide Komponenten der Kraft im Nockenwellenlager  $F_x$  und  $F_y$ , die zu einer Verlagerung der Nockenwelle im Nockenwellenlager führen
- Kontaktkraft  $F_K$  zwischen Ventil und Stöbel, die im Kontakt der beiden Bauteile zu einer Abplattung des Ventils führt

Nachfolgend wird auf die Entwicklung der zugehörigen Meta-Modelle eingegangen.

### Temperaturbedingte Änderung der Ventillänge $\Delta l_{V,\text{Temp}}$

Die systematische (nicht zeitabhängige) Temperaturdehnung des Ventils kann Wechselwirkungen 3. Art mit fünf Größen der zufälligen Abweichungen des Ventiltriebs aufweisen.

- $l_V$  (Ventillänge)
- $\vartheta$  (Betriebstemperatur)
- $I_{rw}$  und  $\varphi_{rw}$  (Rechtwinkligkeitsabweichung des Ventiltellers)
- $\rho_V$  (Dichte des Ventils bei 20°C)

Demnach war zunächst ein statistischer Versuchsplan mit diesen fünf Parametern zu erstellen. Den Versuchsplan lieferte hier ein Latin-Hypercube-Sampling mit 50 Samples. Es sei noch drauf hingewiesen, dass die tatsächliche Dichte des Ventils bei der jeweiligen Betriebstemperatur  $\vartheta$  für jedes Sample gemäß [War09] berechnet wurde. Anschließend war, wie bereits in Kapitel 5.3.1.2 erläutert, für jedes Sample die jeweils resultierende temperaturbedingte Änderung der Ventillänge  $\Delta l_{V,\text{Temp}}$  mittels einer numerischen Thermosimulation in ANSYS zu ermitteln. Anhand des resultierenden Datensatzes konnten im Anschluss die Meta-Modelle erzeugt und deren Prognosegüte beurteilt werden. Hierbei galt:

- Repeated Random Sub Sampling mit  $m = 200$
- Teilungsverhältnis: 40 Trainings- zu 10 Testsamples (80 % zu 20 %)
- Beurteilung der Prognosegüte:  $COP$  (primär) sowie  $R^2$  (Redundanzprüfung)

Es wurden die nachfolgenden Meta-Modelle entwickelt:

- Response Surface Methodology (Regression zweiter Ordnung)
- Support Vector Regression (Kernfunktion: *radial basis function* [Bas07a])
- Künstliche Neuronale Netze (Struktur: 1 verdeckte Schicht mit 4 Neuronen; Trainingsalgorithmus: *Scaled Conjugate Gradient Algorithm*)
- Kriging Interpolation (globales Modell: Regression zweiter Ordnung; Zusatzfunktion: *Polynomiale Gauß'sche Regression* (Befehl: `regpolygauss`))

### Alle fünf verbleibenden Größen ( $\mathbf{Def}_X$ , $\mathbf{Def}_Y$ , $\mathbf{F}_X$ , $\mathbf{F}_Y$ und $\mathbf{F}_K$ )

Die fünf zeitabhängigen Größen können Wechselwirkungen 3. Art mit allen auftretenden zehn zufälligen Abweichungen sowie Wechselwirkungen 4. Art mit systematischen Abweichungen unterliegen. Die zu betrachtenden systematischen Abweichungen sind hierbei:

- $\Delta l_{V,\text{Temp}}$  (temperaturbedingte Änderung der Ventillänge)
- $D(t_B)$  (Abnahme der Federsteifigkeit aufgrund der Ermüdung der Ventilfeder)
- $k(t)$  (Verschleiß des Schleppehels)

Die fünf betrachteten Größen ( $Def_X$ ,  $Def_Y$ ,  $F_X$ ,  $F_Y$  und  $F_K$ ) wurden im Anschluss für 150 Samples eines Latin-Hypercube-Versuchsplans mittels Mehrkörpersimulationen ermittelt, in welchen der Schlepphebel als elastisches (und damit deformierbares) Bauteil modelliert wurde (siehe u. a. Kapitel 8.3.3.1). Anhand des resultierenden Datensatzes konnten im Anschluss die Meta-Modelle erzeugt und bzgl. ihrer Prognosegüte beurteilt werden (siehe Tabelle 5.2) Hierbei galt:

### **Deformationen $Def_X$ und $Def_Y$**

- Repeated Random Sub Sampling mit  $m = 200$  (bei SVR:  $m = 5$ )
- Datensatz umfasste 146 Samples (vier Samples wurden nicht berücksichtigt, da bei diesen keine zufriedenstellende Konvergenz der Mehrkörpersimulation vorlag)
- Teilungsverhältnis: 117 Trainings- zu 29 Testsamples (~ 80 % zu 20 %)
- Beurteilung der Prognosegüte:  $COP$  (primär) sowie  $R^2$  (Redundanzprüfung)

Es wurden die nachfolgenden Meta-Modelle entwickelt:

- Response Surface Methodology (Regression zweiter Ordnung)
- Support Vector Regression (Verwendung eines reduzierten Datensatzes mit der zeitlichen Diskretisierung der Nockenwellenrotation in Winkelschritte von  $5^\circ$ ; Kernfunktion: *radial basis function* [Bas07a])
- Künstliche Neuronale Netze (Struktur: Je 1 verdeckte Schicht mit 6 Neuronen ( $Def_X$ ) bzw. 7 Neuronen ( $Def_Y$ ); Trainingsalgorithmus: *Scaled Conjugate Gradient Algorithm*)
- Kriging Interpolation (Verwendung eines reduzierten Datensatzes mit der zeitlichen Diskretisierung der Nockenwellenrotation in Winkelschritte von  $3^\circ$ . Globales Modell: Regression zweiter Ordnung; Zusatzfunktion: Regression zweiter Ordnung (Befehl: `regpoly2`))

### **Kräfte $F_X$ und $F_Y$**

- Repeated Random Sub Sampling mit  $m = 200$  (bei SVR:  $m = 5$ )
- Datensatz umfasste 149 Samples (ein Sample wurde nicht berücksichtigt, da bei diesem keine zufriedenstellende Konvergenz der Mehrkörpersimulation vorlag)
- Teilungsverhältnis: 119 Trainings- zu 30 Testsamples (~ 80 % zu 20 %)
- Beurteilung der Prognosegüte:  $COP$  (primär) sowie  $R^2$  (Redundanzprüfung)

Es wurden die nachfolgenden Meta-Modelle entwickelt:

- Response Surface Methodology (Regression zweiter Ordnung)

- Support Vector Regression (Verwendung eines reduzierten Datensatzes mit der zeitlichen Diskretisierung der Nockenwellenrotation in Winkelschritte von  $5^\circ$ ; Kernfunktion: *radial basis function* [Bas07a])
- Künstliche Neuronale Netze (Struktur: Je 2 verdeckte Schichten mit jeweils 8 Neuronen ( $F_x$ ) bzw. jeweils 5 Neuronen ( $F_y$ ); Trainingsalgorithmus: *Scaled Conjugate Gradient Algorithm*)
- Kriging Interpolation (Verwendung eines reduzierten Datensatzes mit der zeitlichen Diskretisierung der Nockenwellenrotation in Winkelschritte von  $3^\circ$ . Globales Modell: Regression zweiter Ordnung; Zusatzfunktion: Regression zweiter Ordnung (Befehl: `regpoly2`))

### Kontaktkraft $F_K$

- Repeated Random Sub Sampling mit  $m = 200$  (bei SVR:  $m = 5$ )
- Datensatz umfasste 149 Samples (ein Sample wurde nicht berücksichtigt, da bei diesem keine zufriedenstellende Konvergenz der Mehrkörpersimulation vorlag)
- Teilungsverhältnis: 119 Trainings- zu 30 Testsamples ( $\sim 80\%$  zu  $20\%$ )
- Beurteilung der Prognosegüte:  $COP$  (primär) sowie  $R^2$  (Redundanzprüfung)

Es wurden die nachfolgenden Meta-Modelle entwickelt:

- Response Surface Methodology (Regression zweiter Ordnung)
- Support Vector Regression (Verwendung eines reduzierten Datensatzes mit der zeitlichen Diskretisierung der Nockenwellenrotation in Winkelschritte von  $5^\circ$ ; Kernfunktion: *radial basis function* [Bas07a])
- Künstliche Neuronale Netze (Struktur: 2 verdeckte Schichten mit je 12 Neuronen; Trainingsalgorithmus: *Scaled Conjugate Gradient Algorithm*)
- Kriging Interpolation (Verwendung eines reduzierten Datensatzes mit der zeitlichen Diskretisierung der Nockenwellenrotation in Winkelschritte von  $3^\circ$ . Globales Modell: Regression zweiter Ordnung; Zusatzfunktion: Regression zweiter Ordnung (Befehl: `regpoly2`))

Die verbleibenden systematischen Abweichungen der hydrodynamischen Verlagerung der Nockenwelle sowie der elastischen Abplattung des Ventils können im Anschluss anhand der, in den Kapiteln 8.3.3.2 und 8.3.3.3 detaillierten Berechnungsmodelle für jedes Sample eines beliebigen Statistischen Versuchsplans bestimmt werden. Die Meta-Modelle der Reaktionskräfte im Nockenwellenlager  $F_x$  und  $F_y$  sowie der Kontaktkraft zwischen Stöbel und Ventil  $F_K$  werden hierbei in diesen Berechnungsmodellen herangezogen.

## 8.4 Mehrkosten durch Mittelwertverschiebungen zufälliger Abweichungen

Die Mehrkosten  $K(MS_{T,i})$  durch Mittelwertverschiebungen der zufälligen Abweichungen sind in Bild 5.14 gezeigt und folgen den Qualitätsverlustfunktionen *nominal-the-best* und *smaller-the-best* [Bes02] sowie der *asymmetrischen Verlustfunktion* nach [Mag00]. Hierbei entspricht  $C_{T,i}$  dem Mittenmaß der Toleranz  $T_i$ , welches einer Mittelwertverschiebung  $MS_{T,i}$  gegenüber den angestrebten Sollwert gemäß  $C_{T,i} = Wert_{ideal} + MS_{T,i}$  unterliegt.

- Mittelwertverschiebung der Toleranz der Nockenwellenexzentrizität  $MS_{T,d}$ :

$$K(MS_{T,d}) = 125 \frac{\epsilon}{mm^2} \cdot (C_{T,d} - 11,4mm)^2 \quad (8.17)$$

- Mittelwertverschiebung der Toleranz des Lagerspiels der Nockenwelle  $MS_{T,S}$ :

$$K(MS_{T,S}) = \begin{cases} 12500 \frac{\epsilon}{mm^2} \cdot (C_{T,S} - 0,045mm)^2 & \text{für } C_{T,S} < 0,045mm \\ 3950 \frac{\epsilon}{mm^2} \cdot (C_{T,S} - 0,045mm)^2 & \text{für } C_{T,S} \geq 0,045mm \end{cases} \quad (8.18)$$

- Mittelwertverschiebung der Toleranz der Ventillänge  $MS_{T,V}$ :

$$K(MS_{T,V}) = 62,50 \frac{\epsilon}{mm^2} \cdot (C_{T,V} - 141,006mm)^2 \quad (8.19)$$

- Mittelwertverschiebung der Toleranz der Ölviskosität (bei 40 °C)  $MS_{T,v40}$ :

$$K(MS_{T,v40}) = \begin{cases} 0,11 \frac{\epsilon \cdot s^2}{mm^4} \cdot \left( C_{T,v40} - 64 \frac{mm^2}{s} \right)^2 & \text{für } C_{T,v40} < 64 \frac{mm^2}{s} \\ 0,0145 \frac{\epsilon \cdot s^2}{mm^4} \cdot \left( C_{T,v40} - 64 \frac{mm^2}{s} \right)^2 & \text{für } C_{T,v40} \geq 64 \frac{mm^2}{s} \end{cases} \quad (8.20)$$

- Mittelwertverschiebung der Toleranz der Ölviskosität (bei 100 °C)  $MS_{T,v100}$ :

$$K(MS_{T,v100}) = 0,15 \frac{\epsilon \cdot s^2}{mm^4} \cdot \left( C_{T,v100} - 11 \frac{mm^2}{s} \right)^2 \quad (8.21)$$

- Mittelwertverschiebung der Toleranz der Dichte des Ventils  $MS_{T,\rho V}$ :

$$K(MS_{T,\rho V}) = 2\epsilon \cdot \frac{cm^6}{g^2} \cdot \left( C_{T,\rho V} - 7,2 \frac{g}{cm^3} \right)^2 \quad (8.22)$$

- Mittelwertverschiebung der Toleranz der Ermüdungsrate der Feder  $MS_{T,dF}$ :

$$K(MS_{T,dF}) = 0,012 \frac{\epsilon}{\%^2} \cdot (C_{T,dF})^2 \quad (8.23)$$

## 8.5 WALTER-HILLER-Diagramm der bestehenden Tolerierung

Zur Bestimmung der statistischen Beitragsleister der bestehenden Tolerierung des Ventiltriebs fand die globale Sensitivitätsanalyse *Extended Fourier Amplitude Sensitivity Test* (gemäß Kapitel 2.3.2.2) Anwendung, wobei auf deren Implementierung in der EIKOS Toolbox (für Matlab) [Eks06] zurückgegriffen wurde. Jede Beitragsleisteranalyse wurde hierbei mit folgenden Einstellungen durchgeführt:

- 2 500 Samples
- 3 Suchfunktionen

Die resultierenden Totaleffekte aller auftretenden zufälligen Toleranzen wurden im Anschluss normiert, wodurch sich zu jedem Zeitpunkt der Bewegung die statistischen Beitragsleister zu 100 Prozent summieren.

## 8.6 Weitere Ausführungen zur Toleranzsynthese des Ventiltriebs

Die Anwendung der Partikelschwarm Optimierung zur Toleranzsynthese des Ventiltriebs erfordert zusätzliche Einstellungen sowie die Festlegung relevanter Kenngrößen. Hierbei ist u. a. die Festlegung des Suchraums durch die Spezifikation der Grenzen aller zehn zu optimierenden zufälligen Toleranzen  $T_i$  sowie mögliche Mittelwertverschiebungen  $MS_{Ti}$  von sieben dieser Toleranzen erforderlich. Die Grenzen des genutzten Suchraums können der nachfolgenden Tabelle 8.1 entnommen werden.

**Tabelle 8.1: Tolerierung der zufälligen Abweichungen (Abbildungen siehe Kapitel 8.2)**

Zu optimierende Größe	Kurzzeichen	Untere Grenze	Obere Grenze
$Abw_{zuf,1}$ : Nockenexzentrizität	$T_d$	0 mm	0,5 mm
$Abw_{zuf,2}$ : Spiel im Nockenwellenlager	$T_s$	0 mm	0,050 mm
$Abw_{zuf,3}$ : Positionsabweichung der Achse der Schlepphebellagerung	$T_{Pos}$	0,003 mm	0,3 mm
$Abw_{zuf,4}$ : Ventillänge	$T_V$	0 mm	0,5 mm
$Abw_{zuf,5}$ : Rechtwinkligkeitsabweichung von Ventilteller zu Ventillängssachse	$T_\top$	0 mm	03 mm
$Abw_{zuf,6}$ : Winkelabweichung der Nockenwelle	$T_{<NW}$	0 °	1 °
$Abw_{zuf,7}$ : Dichte des Ventils (bei 20°C)	$T_{\rho V}$	0 g/cm³	1 g/cm³
$Abw_{zuf,8}$ : Ölviskosität (bei 40°C)	$T_{v40}$	0 mm²/s	12 mm²/s
$Abw_{zuf,9}$ : Ölviskosität (bei 100°C)	$T_{v100}$	0 mm²/s	6 mm²/s
$Abw_{zuf,10}$ : Ermüdungsrate d. Ventilfeder	$T_{dF}$	0 %	10 %
Mittelwertverschiebung der Nockenexzentrizität	$MS_{Td}$	-0,1 mm	0,1 mm
Mittelwertverschiebung des Spiels im Nockenwellenlager	$MS_{Ts}$	-0,025 mm	0,050 mm
Mittelwertverschiebung der Ventillänge	$MS_{TV}$	-0,1 mm	0,1 mm
Mittelwertverschiebung der Dichte des Ventils (bei 20°C)	$MS_{\rho V}$	-0,2 g/cm³	0,2 g/cm³
Mittelwertverschiebung der Ölviskosität (bei 40°C)	$MS_{v40}$	-4 mm²/s	8 mm²/s
Mittelwertverschiebung der Ölviskosität (bei 100°C)	$MS_{v100}$	-3 mm²/s	3 mm²/s
Mittelwertverschiebung der Ermüdungsrate der Ventilfeder	$MS_{dF}$	-5 %	5 %

Relevante Kenngrößen und Einstellungen der Partikelschwarm Optimierung:

- Population des Partikelschwarms: 25 Partikel
- Erforderliche Genauigkeit der Zielfunktion  $c_{Ziel}$ : 1e-5 €
- Erforderliche Genauigkeit der Nebenfunktion  $c_{Neben}$ : 1e-10 %
- Anzahl  $m_g$  an Generationen zur Beendigung der Optimierung: 20 Generationen

Abschließend sei erläutert, dass insbesondere der Umgang mit Partikeln die während der Optimierung den vordefinierten Suchraum verlassen, von wesentlicher Bedeutung für die numerischen Aufwände und damit die Performanz der Partikelschwarm Optimierung sind. Grundsätzlich bietet die verwendete Implementierung der Partikelschwarm Optimierung in der MATLAB Toolbox „Another Particle Swarm Toolbox“ von [Sam14] zwei Möglichkeiten:

1. „**Absorb**“: Ein temporäres Verlassen der Partikel des Suchraums wird nicht akzeptiert. Überschreitet ein Partikel in einer Generation die Grenzen des zuvor definierten Suchraums, so wird eine lokale Optimierung angestoßen. Anhand dieser Optimierung wird nun die Position des Partikels so lange modifiziert, bis sich dieser wieder innerhalb des Suchraums befindet. Die Strategie des „Absorb“ eignet sich demnach insbesondere für Optimierungsaufgaben, bei welchen das zu erwartende Optimum vergleichsweise nahe an den Grenzen des Suchraums liegt. Jedoch geht dies mit einem oftmals dramatisch höheren numerischen Aufwand einher. Sollte diese Strategie dennoch erforderlich sein, so empfiehlt der Autor hierfür auf die *Sequentielle Quadratische Programmierung* (kurz: SQP) zurückzugreifen.
2. „**Penalize**“: Diese Strategie erlaubt den Partikeln ein temporäres Verlassen des Suchraums. Jedoch werden diese Partikel in diesem Falle bei der Beurteilung ihrer individuellen Fitness vergleichsweise stark bestraft. Hierdurch wird dieser Partikel in der folgenden Generation eine vergleichsweise hohe Geschwindigkeit aufweisen und damit in hohem Maße in Richtung des jeweiligen Leitpartikels und damit wieder in den Gültigkeitsbereich des Suchraums streben. Diese Strategie erfordert zwar keine zusätzlichen numerischen Aufwände, jedoch sei eine gewisse Populationsgröße des Schwarms empfohlen, damit (auch im Falle des Verlassens des Suchraums durch mehrere Partikel) stets eine ausreichend hohe Anzahl an Partikeln innerhalb des Suchraums verbleibt. Als Richtwert kann der Autor hier eine Populationsgröße von mindestens 20 Partikeln anführen.

## 8.7 Zusammensetzung der resultierenden Fertigungskosten

Die kostenoptimale Tolerierung des Ventiltriebs (siehe Kapitel 5.6.3) geht mit Fertigungskosten in Höhe von  $K_{total} = 42,55 \text{ €}$  einher. Diese gehen hierbei sowohl auf die Fertigungskosten  $K(T_i)$ , die zur Einhaltung der zufälligen Toleranzen  $T_i$  erforderlich sind, als auch auf die Mehrkosten  $K(MS_{Ti})$ , die durch mögliche Mittelwertverschiebungen  $MS_{Ti}$  der zufälligen Toleranzen verursacht werden.

Nachfolgend werden diese Kosten für alle abweichungsbehafteten Größen separat ermittelt, wobei die Toleranz-Kosten-Modelle nach Kapitel 5.5.1 sowie die Modelle zur Quantifizierung der Mehrkosten  $K(MS_{Ti})$  durch Mittelwertverschiebungen der zufälligen Abweichungen gemäß Kapitel 8.4.

$$K(T_d, \text{Fräsen}) = 1,50\text{€} + \frac{1\text{€} \cdot mm^{0,5} \cdot e^{-15mm^{-1} \cdot (0,115mm - 0,003mm)}}{(0,115mm - 0,003mm)^{0,5}} \approx 2,06\text{€} \quad (8.24)$$

$$K(T_s, \text{Innenschleifen}) = 7,00\text{€} + \frac{0,0001\text{€} \cdot mm^2}{(0,013mm)^2} \approx 7,59\text{€} \quad (8.25)$$

$$K(T_{pos}, \text{Fräsen}) = 1,50\text{€} + \frac{1\text{€} \cdot mm^{0,5} \cdot e^{-15mm^{-1} \cdot (0,103mm - 0,003mm)}}{(0,103mm - 0,003mm)^{0,5}} \approx 2,21\text{€} \quad (8.26)$$

$$K(T_V, \text{Revolverfräsen}) = 1,20\text{€} + \frac{2,1\text{€} \cdot mm^{0,35} \cdot e^{-35mm^{-1} \cdot (0,127mm)}}{(0,127mm)^{0,35}} \approx 1,25\text{€} \quad (8.27)$$

$$K(T_T, \text{Planen}) = 9,00\text{€} + \frac{0,12\text{€} \cdot mm^{1,15} \cdot e^{-5mm^{-1} \cdot (0,1004mm)}}{(0,1004mm)^{1,15}} \approx 10,02\text{€} \quad (8.28)$$

$$K(T_{<NW}) = 0,50\text{€} + \frac{0,1\text{€} \cdot (1^\circ)^2}{(0,442^\circ - 0,01^\circ)^2} \approx 0,73\text{€} \quad (8.29)$$

$$K(T_{\rho V}) = 0,20\text{€} + \frac{0,03\text{€} \cdot \frac{g^2}{cm^3}}{0,318 \frac{g}{cm^3}} \approx 0,29\text{€} \quad (8.30)$$

$$K(T_{v40}) = 0,05\text{€} + \frac{20\text{€} \cdot \frac{mm}{s^{0,5}} \cdot e^{-0,5 \frac{s}{mm^2} \cdot 8,590 \frac{mm^2}{s}}}{\left(8,590 \frac{mm^2}{s}\right)^{0,5}} \approx 0,14\text{€} \quad (8.31)$$

$$K(T_{v100}) = 0,10\epsilon + \frac{5\epsilon \cdot \frac{mm^4}{s^2}}{\left(3,626 \frac{mm^2}{s}\right)^2} \approx 0,48\epsilon \quad (8.32)$$

$$K(T_{dF}) = \frac{2\epsilon \cdot \%}{1,783\%} \approx 1,12\epsilon \quad (8.33)$$

$$K(MS_{T,d}) = 125 \frac{\epsilon}{mm^2} \cdot (11,400mm - 11,4mm)^2 \approx 0\epsilon \quad (8.34)$$

$$K(MS_{T,S}) = 3950 \frac{\epsilon}{mm^2} \cdot (0,045mm - 0,045mm)^2 \approx 0\epsilon \quad (8.35)$$

$$K(MS_{T,V}) = 62,50 \frac{\epsilon}{mm^2} \cdot (141,026 - 141,006mm)^2 \approx 0,025\epsilon \quad (8.36)$$

$$K(MS_{T,v40}) = 0,0145 \frac{\epsilon \cdot s^2}{mm^4} \cdot \left(68,4 \frac{mm^2}{s} - 64 \frac{mm^2}{s}\right)^2 \approx 0,28\epsilon \quad (8.37)$$

$$K(MS_{T,v100}) = 0,15 \frac{\epsilon \cdot s^2}{mm^4} \cdot \left(10,312 \frac{mm^2}{s} - 11 \frac{mm^2}{s}\right)^2 \approx 0,07\epsilon \quad (8.38)$$

$$K(MS_{T,\rho V}) = 2\epsilon \cdot \frac{cm^6}{g^2} \cdot \left(7,623 \frac{g}{cm^3} - 7,2 \frac{g}{cm^3}\right)^2 \approx 0,36\epsilon \quad (8.39)$$

$$K(MS_{T,dF}) = 0,012 \frac{\epsilon}{\%^2} \cdot (1,882\%)^2 \approx 0,04\epsilon \quad (8.40)$$

Die Summierung aller detaillierten Kosten  $K(T_i)$  sowie der Mehrkosten aufgrund von Mittelwertverschiebungen  $K(MS_{Ti})$  dieser Toleranzen führt zu Fertigungskosten  $K_{total} = 27,02 \text{ €}$  der kostenoptimalen Tolerierung. Die Berechnung der Fertigungskosten  $K_{total} = 42,55 \text{ €}$  der bestehenden Tolerierung (vor der Optimierung) erfolgt analog unter Heranziehung der Tolerierung gemäß Tabelle 5.1.

## 8.8 Eingesetzte Hard- und Software

### Hardware:

PC mit i5-3470, 3,2 GHz, 16GB RAM, 64bit Windows 7

### Software-Werkzeuge:

- Implementierung der Toleranzsimulationen: **Matlab R2010a, R2011b und R2014a**
- Thermo-mechanische Analyse des Ventils: **ANSYS Workbench 14.5**
- Mehrkörpersimulation: **MSC Adams 2012**
- Pre-Processing des Schlepphebels für MKS: **Altair Hyperworks, MSC Nastran**

### Toolboxes und Add-Ons für Matlab:

- Partikelschwarm Optimierung: **Another Particle Swarm Toolbox** [Sam14]
- Support Vector Regression: **LS\_SVMlab1.8** [DeB11]
- Künstliche Neuronale Netze: **Neural Network Toolbox** (bereits integrierte Toolbox in Matlab)
- Kriging Interpolation: **DACE - A MATLAB Kriging Toolbox** [Lop02]
- Sensitivitätsanalysen: **EIKOS** [Eks06]

## 9 Literatur

- [Ada10] Adabi, M. E.; Farkhondeh, S.; Farkhondeh, F.: Tolerance Analysis of Mechanisms by Using a Fictitious Slider. European Journal of Scientific Research Bd. 42 (2010) Nr. 3, S. 385–398.
- [ADC14] Association for the Development of Computer-Aided Tolerancing Systems. URL: <http://adcats.et.byu.edu/home.php>. Abgerufen am: 30.07.2014.
- [Ade01] Adeli, H.: Neural Networks in Civil Engineering: 1989-2000. Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering Bd. 16 (2001) Nr. 2, S. 126–142.
- [Adv14] Advanced Dimensional Management LLC.: Tolerance Stackup Software Toolset – Tolerance Analysis Software. URL: <http://www.advanceddimensionalmanagement.com/tolerance-stackup-software-toolset-tolerance-analysis-software/>. Abgerufen am: 24.07.2014.
- [Aff96] Affenzeller, J.; Gläser, H.: Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren. Wien: Springer, 1. Auflage, 1996.
- [Ald97] Alder, K.: Innovation and Amnesia: Engineering Rationality and the Fate of Interchangeable Parts Manufacturing in France. Technology and Culture Bd. 38 (1997) Nr. 2, S. 273–311.
- [Alt94] Altschul, R. E.; Scholz, F. W.: Case Study in Statistical Tolerancing. Manufacturing Review Bd. 7 (1994) Nr. 1, S. 52–56.
- [Amu14] Amundis Communications GmbH: Leitfaden statistische Auswertung. URL: [http://www.2ask.de/media/1/10/2/25/3b44548aa4f7b046/Leitfaden\\_Statistik.pdf](http://www.2ask.de/media/1/10/2/25/3b44548aa4f7b046/Leitfaden_Statistik.pdf). Abgerufen am: 20.09.014.
- [And11] Andreasen, M. M.: 45 Years with Design Methodology. Journal of Engineering Design Bd. 22 (2011) Nr. 22, S. 293–332.
- [And13] Andolfatto, L.; Thiebaut, F.; Douilly, M.; Lartigue, C.: On Neural Networks' Ability to Approximate Geometrical Variation Propagation in Assembly. Procedia CIRP Bd. 10 (2013), S. 224–232.
- [And14] Andolfatto, L.; Thiébaut, F.; Lartigue, C.; Douilly, M.: Quality- and cost-driven assembly technique selection and geometrical tolerance allocation for mechanical structure assembly. Journal of Manufacturing Systems Bd. 33 (2014) Nr. 1, S. 103–115.
- [Arm98] Armstrong, M.: Basic Linear Geostatistics. Berlin: Springer, 1. Auflage, 1998.
- [Ash14] Ashhab, M. S.; Breitsprecher, T.; Wartzack, S.: Neural network based modeling and optimization of deep drawing – extrusion combined process. Journal of Intelligent Manufacturing Bd. 25 (2014) Nr. 1, S. 77–84.
- [Ban74] Bandler, J. W.: Optimization of design tolerances using nonlinear programming. Journal of Optimization Theory and Applications Bd. 14 (1974) Nr. 1, S. 99–114.
- [Bar02] Barney, M.: Motorola's Second Generation. Six Sigma Forum Magazine Bd. 1 (2002) Nr. 3, S. 13–16.
- [Bar05] Barraja, M.; Vallance, R. R.: Tolerancing kinematic couplings. Precision Engineering Bd. 29 (2005) Nr. 1, S. 101–112.

- [Bas07a] Basak, D.; Pal, S.; Patranabis, D. P.: Support Vector Regression. Neural Information Processing – Letters and Reviews Bd. 11 (2007) Nr. 10, S. 203–224.
- [Bas07b] van Basshuysen, R.; Schäfer, F.: Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven. Wiesbaden: Vieweg, 4. Auflage, 2007.
- [Bat47] Bates, E. E.: How to Increase Tolerances and Obtain Closer Fits. The Iron Age (1947) 3. Juli, S. 58–61.
- [Bat49] Bates, E. E.: Specifying Design Tolerances – by statistical methods. Machine Design Bd. 21 (1949) Nr. 3; S. 120–125.
- [Bax07] Baxmann, M.: Entwicklung einer Methode zur funktionsorientierten Auslegung und Tolerierung von Kegelradverzahnungen. Dissertation, RWTH Aachen, Aachen: Shaker Verlag, 2007.
- [BDI14] Bundesverband der Deutschen Industrie e.V.: Industrieland Deutschland. URL: <http://www.bdi.eu/Industrieland-Deutschland.htm>. Abgerufen am: 28.04.2014.
- [Bea13] Beaucaire, P.; Gayton, N.; Duca, E.; Dantan, J.-Y.: Statistical tolerance analysis of over-constrained mechanisms with gaps using system reliability methods. Computer-Aided Design Bd. 45 (2013) Nr. 12, S. 1547–1555.
- [Bec27] Becker, R; Plaut, H.; Runge, I.: Anwendungen der mathematischen Statistik auf Probleme der Massenfabrikation. Berlin: Springer, 1. Auflage, 1927.
- [Ben14] Beneke, F.; Weidner, G.: Konstruktionsprozess II (Modulbeschreibung der Lehrveranstaltung der FH Schmalkalden). URL: <http://wdb.fh-sm.de/KonstruktionsprozessZweiMasterMaschbau>. Abgerufen am: 02.05.2014.
- [Ben68] Bender, A.: Statistical Tolerancing as it Relates to Quality Control and the Designer (6 times  $2.5 = 9$ ). SAE Technical Paper 680490, 1968.
- [Ben70a] Bennett, G.; Gupta, L. C.: Least-Cost Tolerances I. International Journal of Production Bd. 8 (1970) Nr. 1, S. 65–74.
- [Ben70b] Bennett, G.; Gupta, L. C.: Least-Cost Tolerances II. International Journal of Production Bd. 8 (1970) Nr. 2, S. 169–182.
- [Ber13] Bernoulli, J.: Ars Conjectandi. Leipzig: Oswalds Klassiker der exakten Wissenschaften Band 107, 1899. (Erstveröffentlichung: Basel, 1713)
- [Bes02] Besterfield, D. H.; Besterfield-Michna, C.; Besterfield, G.; Besterfield-Sacre, M.: Total Quality Management. New Jersey: Prentice Hall, 3. Auflage, 2002.
- [Bjø89] Bjørke, Ø.: Computer Aided Tolerancing. New York: American Society of Mechanical Engineers, 2. Auflage, 1989.
- [BMW11] BMW Group: Geschäftsbericht 2011. URL: [http://www.bmwgroup.com/d/0\\_0/www\\_bmwgroup\\_com/investor\\_relations/corporate\\_events/hauptversammlung/2012/BMW-Geschaeftsbericht-2011.pdf](http://www.bmwgroup.com/d/0_0/www_bmwgroup_com/investor_relations/corporate_events/hauptversammlung/2012/BMW-Geschaeftsbericht-2011.pdf). Abgerufen am: 28.08.2014.
- [BMW14] Bundesministerium für Wirtschaft und Energie: Innovationen. URL: <http://www.bmwi.de/DE/Themen/Mittelstand/innovationen.html>. Abgerufen am: 27.08.2014.
- [Bog95] Boggs, P. T.; Tolle, J. W.: Sequential Quadratic Programming. Acta Numerica Bd. 4 (1995) Nr. 1, S. 1–51.
- [Boh98] Bohn, M.: Toleranzmanagement im Entwicklungsprozeß - Reduzierung der Auswirkungen von Toleranzen auf Zusammenbauten der Automobil-Karosserien. Dissertation, Universität Karlsruhe, 1998.

- [Boh05] Bohling, G.: Kriging. Technical Report C&PE 940. Kansas Geological Survey, University of Kansas, 2005. URL: <http://people.ku.edu/~gbohling/cpe940/Kriging.pdf>. Abgerufen am 24.04.2014.
- [Bou95] Bourdet, P.; Mathieu, L.; Lartigue, C.; Ballu, A.: The Concept Of The Small Displacement Torsor In Metrology. In: Proceedings of International Euro conference, Advanced Mathematical Tools in Metrology, Oxford: Lady Margaret Hall, 27.09.-30.09.1995.
- [Böw93] Böwer, G.: Untersuchung der konzeptionellen Erweiterungsmöglichkeiten von CAD-Systemen am Beispiel der rechnergestützten Bemaßungsanalyse und Toleranzberechnung. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 1993.
- [Box51] Box, G. E. P.; Wilson, K. B.: On the Experimental Attainment of Optimum Conditions. *Journal of the Royal Statistical Society. Series B (Methodological)* Bd. 13 (1951) Nr. 1, S. 1–45.
- [Box87] Box, G. E. P.; Draper, N. R.: Empirical Model Building and Response Surfaces. New York: John Wiley & Sons, 1. Auflage, 1987.
- [Bri99] Britten, W.: CAD-basierte Übersetzung geometrischer Toleranzen in vektorielle Darstellungen. Dissertation, Universität Saarbrücken, 1999.
- [Bru07] Bruyére, J.; Dantan, J. Y.; Bigot, R. M.; Martin, P.: Statistical tolerance analysis of bevel gear by tooth contact analysis and Monte Carlo simulation. *Mechanism and Machine Theory* Bd. 42 (2007) Nr. 10, S. 1326–1351.
- [Bun07] Bundesregierung Deutschland: Deutscher Maschinen- und Anlagenbau - wichtiger Motor im deutschen Export. In: Presse- und Informationsamt der Bundesregierung (Hrsg.): Magazin für Wirtschaft und Finanzen Ausgabe 56, 2007.
- [Cam11] Campatelli, G.: Tolerance Synthesis using Axiomic Design. In: Thompson, M. K. (Hrsg.): Proceedings of the 6<sup>th</sup> International Conference on Axiomic Design, 30.03.-31.03.2011, Daejeon. S. 152–157.
- [Can12] Caniou, Y.: Analyse de sensibilité globale pour les modèles imbriqués et multiéchelles. Dissertation, Université Blaise Pascal – Clermont-Ferrand, 2012.
- [Cao15] Cao, Y.-L.; Mathieu, L.; Jiang, J.: Key research on computer aided tolerancing. *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A (Applied Physics & Engineering)* Bd. 16 (2015) Nr. 5, S. 335–340.
- [Car05] Caro, S.; Bennis, F.; Wenger, P.: Tolerance Synthesis of Mechanisms: A Robust Design Approach. *Journal of Mechanical Design* Bd. 127 (2005) Nr. 1, S. 86–94.
- [Cas14] casim GmbH & Co-KG.: Toleranzberechnung mit Simtol. URL: <http://www.simtol.de/>. Abgerufen am: 24.07.2014.
- [CAT14] N. N.: Scope of 13<sup>th</sup> CIRP Conference on Computer Aided Tolerancing (CIRP-CAT 2014), 11.05.-14.05.2014, Hangzhou. URL: <http://me.zju.edu.cn/cirpcat2014/scope.htm>. Abgerufen am 10.03.2014.
- [Ceg04] Ceglarek, D.; Huang, W.; Zhou, S.; Ding, Y.; Kumar, R.; Zhou, Y.: Time-Based Competition in Multistage Manufacturing: Stream-of-Variation Analysis (SOVA) Methodology-Review. *International Journal of Flexible Manufacturing Systems* Bd. 16 (2004) Nr. 1, S. 11–44.
- [Cha88] Chase, K. W.; Greenwood, H. W.: Design Issues in Mechanical Tolerance Analysis. *Manufacturing Review* Bd. 1 (1988) Nr. 1; S. 50–59.

- [Cha90] Chase, K. W.; Greenwood, W. H.; Loosli, B. G.; Hauglund, L. F.: Least Cost Tolerance Allocation for Mechanical Assemblies with Automated Process Selection. *Manufacturing Review* Bd. 3 (1990) Nr. 1, S. 49–59.
- [Cha91] Chase, K. W.; Parkinson, A. R.: A Survey of research in the Application of Tolerance Analysis to the Design of Mechanical Assemblies. *Research in Engineering Design* Bd. 3 (1991) Nr. 1, S. 23–37.
- [Cha96] Chase, K. W.; Gao, J.; Magleby, S. P.; Sorensen, C. D.: Including Geometric Feature Variations in Tolerance Analysis of Mechanical Assemblies. *IIE Transactions* Bd. 28 (1996), S. 795–807.
- [Cha97] Chase, K. W.; Magleby, S. P.; Gao, J.: Tolerance Analysis of 2-D and 3-D Mechanical Assemblies with Small Kinematic Adjustments. *ADCATS Report* Nr. 97-5. URL: <http://adcats.et.byu.edu/reportsandpublications.php>. Abgerufen am: 30.08.2014.
- [Cha99a] Chase, K. W.: Multi-Dimensional Tolerance Analysis (Automated Method). In: Drake, P. J. (Hrsg.): *Dimensioning and Tolerancing Handbook*. New York: McGraw-Hill, 1. Auflage, 1999, S. 13.1–13.27.
- [Cha99b] Chase, K. W.: Tolerance Allocation Methods for Designers. *ADCATS Report* Nr. 99-6. URL: <http://adcats.et.byu.edu/reportsandpublications.php>. Abgerufen am: 29.05.2014.
- [Cha04] Chase, K. W.: Basic tools for tolerance analysis of mechanical assemblies. In: Geng, H. (Hrsg.): *Manufacturing Engineering Handbook*. New York: McGraw-Hill Professional, 1. Auflage, 2004, S. 7.1–7.13.
- [Cha09] Chang, W.-T.; Wu, L.-I.: Computerized tolerance analysis of disk cam mechanisms with a roller follower. *Engineering with Computers* Bd. 25 (2009) Nr. 3, S. 247–260.
- [Che00] Chen, M.-C.: Tolerance synthesis by neural learning and nonlinear programming. *International Journal of Production Economics* Bd. 70 (2001) Nr. 1, S. 55–65.
- [Che01] Chen, M.-C.: Tolerance synthesis by neural learning and nonlinear programming. *International Journal of Production Economics* Bd. 70 (2001) Nr. 1, S. 55–65.
- [Che02] Cheng, H. Y.: Optimum Tolerance Synthesis for Globoidal Cam Mechanisms. *JSME International Journal – Series C* Bd. 45 (2002) Nr. 2, S. 519–526.
- [Che03] Chen, S. P.: Robust design with dynamic characteristics using stochastic sequential quadratic programming. *Engineering Optimization* Bd. 35 (2003) Nr. 1, S. 79–89.
- [Che11] Cheng, K.-M.; Tasi, J.-C.: Optimal Statistical Tolerance Allocation of Assemblies for Minimum Manufacturing Cost. *Applied Mechanics and Materials* Bd. 52-54 (2011), S. 1818–1823.
- [Che13] Chen, J.; Li, Y.; Yu, J.: Optimization of Tolerance Allocation with Consideration of Assembly Deformation and Quality Loss. In: Zhong, Z. (Hrsg.): *Proceedings of the International Conference on Information Engineering and Applications (IEA) 2012 – Volume 1*. London: Springer, 1. Auflage, S. 631–638.
- [Che14] Chen, H.; Jin, S.; Li, Z.; Lai, X.: A comprehensive study of three dimensional tolerance analysis methods. *Computer-Aided Design* Bd. 53 (2014) August, S. 1–13.

- [Chi07] Chih, W.-H.; Fu, J.-C.; Wang, K.-J.: A Neural Network based Approach for Tolerance Analysis. *Journal of the Chinese Institute of Industrial Engineers Bd.* 24 (2007) Nr. 5, S. 366–377.
- [Chi03] Chiesi, F.; Governi, L.: Tolerance Analysis with eM-TolMate. *Journal of Computing and Information Science in Engineering Bd.* 3 (2003) Nr. 3, S. 100–105.
- [Cho98] Choi, J.-H.; Lee, S. J.; Choi, D.-H.: Tolerance Optimization for Mechanisms with Lubricated Joints. *Multibody System Dynamics Bd.* 2 (1998) Nr. 2, S. 145–168.
- [Cho03] Chowdhury, S.: Design for Six Sigma. *ActionLINE* (2003) Januar/Februar, S. 16–20. URL: <http://asiusa.com/dev/wp-content/uploads/2015/01/actionline.pdf>. Abgerufen am 26.08.2015.
- [Cho05] Choi, D. H.; Lee, S. J.; Yoo, H. H.: Dynamic Analysis of Multi-body Systems Considering Probabilistic Properties. *Journal of Mechanical Science and Technology Bd.* 19 (2005) Nr. 1, S. 350–356.
- [Cho08] Choi, D. H.; Wickert, J. A.; Yoo, H. H.: Effect of manufacturing tolerances on dynamic equilibria of multibody systems undergoing prescribed rotational motion. *Journal of Mechanical Science and Technology Bd.* 22 (2009) Nr. 9, S. 1747–1756.
- [Col11] Colosimo, B. M.; Pacella, M.: Quality Monitoring of Geometric Tolerances: A Compariosn Study. In: Colosimo, B. M.; Senin, N. (Hrsg.): *Geometric Tolerances: Impact on Product Design, Quality Inspection and Statistical Process Monitoring*. London: Springer, 1, Auflage, 2011, S. 311–332.
- [Con00] Conn, A. R.; Gould, N. I. M.; Toint, P. L.: Trust-Region Methods (MPS-SIAM Series on Optimization). Philadelphia: Society for Industrial and Applied Mathematics (SIAM), 2. Auflage, 2000.
- [Cra96] Craig, M.: Dimensional management versus tolerance assignment. *Assembly Automation Bd.* 16 (1996) Nr. 2, S. 12–16.
- [Cre90] Cressie, N.: The Origins of Kriging. *Mathematical Geology Bd.* 22 (1990) Nr. 3, S. 239–252.
- [Cro05] Crowther, P. S.; Cox, R. J.: A Method for Optimal Division of Data Sets for Use in Neural Networks. In: Khosla, R.; Howlett, R. J.; Jain, L. C. (Hrsg.): *Knowledge-Based Intelligent Information and Engineering Systems – 9th International Conference; Part IV*. 14.09.-16.09.2005, Melbourne. Berlin: Springer, 1. Auflage, 2015, S. 1–7.
- [Cuk73] Cukier, R. I.; Fortuin, C. M.; Shuler, K. E.; Petschek, A. G.; Schaibly, J. H.: Study of the sensitivity of coupled reaction systems to uncertainties in rate coefficients. I Theory. *Journal of Chemical Physics Bd.* 59 (1973) Nr. 8, S. 3873–3878.
- [Czi99] Czitrom, V.: One-Factor-at-a-Time Versus Designed Experiments. *The American Statistician Bd.* 53 (1999), Nr. 2, S. 126–131.
- [Czi10] Czichos, H.; Habig, K.-H.: *Tribologie-Handbuch: Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 3. Auflage, 2010.
- [Dan03] Dantan, J. Y.; Anwer, N.; Mathieu, L.: Integrated Tolerancing Process for Conceptual Design. *Annals of the CIRP Bd.* 52 (2003) Nr. 1, S. 135–138.

- [Dan08] Dantan, J.-Y.; Bruyere, J.; Vincent, J.-P.; Bigot, R.: Vectorial tolerance allocation of bevel gear by discrete optimization. *Mechanism and Machine Theory* Bd. 43 (2008) Nr. 11, S. 1478–1494.
- [Dan12] Dantan, J. Y.; Gayton, N.; Dumasm A.; Etnienne, A.; Qureshi, A. J.: Mathematical issues in mechanical tolerance analysis. In: Proceedings of the 13th Colloque National AIP PRIMEC. 27.03.-30.03.2012, Le Mont Dore, S.1–12.
- [Dan15] Dantan, J.-Y.: Comparison of Skin Model representations and Tooth Contact Analysis techniques for Gear tolerance analysis. *Journal of Computing and Information Science in Engineering* Bd. 15 (2015) Nr. 2, paper # JCISE-14-1299.
- [Dav05] Davidson, J. K.; Shah, J. J.; Mujezinović, A.: Method and apparatus for geometric variations to integrate parametric computer-aided design with tolerance analysis and optimization. Patent, USA, US Patent 6963824 B1; 2005.
- [DCS14] DCS, Ltd.: DCS - Dimensional Control Systems. URL: <http://www.3dcs.com/>. Abgerufen am: 24.07.2014.
- [DeB11] De Brabanter, K.; Karsmakers, P.; Ojeda, F.; Alzate, C.; De Brabanter, J.; Pelckmans, K.; De Moor, B.; Vandewalle, J.; Suykens, J. A. K.: LS-SVMlab Toolbox User's Guide - version 1.8, ESAT-SISTA Technical Report 10-146, Universität Leuven, 2011.
- [Den96] Denzer, V.; Gubesch, A.; Jorden, W.; Meerkamm, H.; Weckenmann, A.: Systemgerechte Grenzgestaltdefinition. *Konstruktion* Bd. 51 (1999) Nr. 11/12, S. 37–41.
- [Den06] Denzer, V.: Methodik zur funktions-, fertigungs- und prüfgerechten Bemaßung und Tolerierung. Dissertation, Universität Paderborn, Reihe: Konstruktions- und Antriebstechnik; Bd. 1. Tönning: Der Andere Verlag, 2006.
- [Die03] Dieterle, F. J.: Multianalyte Quantifications by Means of Integration of Artificial Neural Networks, Genetic Algorithms and Chemometrics for Time-Resolved Analytical Data. Dissertation, Universität Tübingen, 2003.
- [DIN11] Deutsches Institut für Normung: Prüfung von Mineralölen und verwandten Stoffen – Bestimmung der Viskosität-Temperatur-Verhaltens – Richtungskonstante m. Berlin: Beuth, 2011.
- [DIN14] Deutsches Institut für Normung: DIN-Tagung GPS 2014 - ISO-GPS-Normen zur Spezifikation und Verifikation von Funktionsanforderungen; „Technische Produktdokumente“. Tagungsunterlagen der DIN-Tagung vom 27.05.-28.05.2014 in Berlin. Berlin: Beuth. URL: [http://www.beuth.de/sixcms\\_upload/media/2247/Tagungsunterlage-GPS-2014.pdf](http://www.beuth.de/sixcms_upload/media/2247/Tagungsunterlage-GPS-2014.pdf). Abgerufen am: 30.07.2014.
- [DMF13] Dimensional Management Forum dt. OEMs: Unveröffentlichte Diskussion im Rahmen des „Großen Treffen des Dimensional Management Forums dt. OEMs“, Rüsselsheim, 26.09.2013.
- [Don91] Dong, Z.; Hu, W.: Optimal process sequence identification and optimal process tolerance assignment in computer-aided process planning. *Computers in Industry* Bd. 17 (1991) Nr. 1, S. 19–32.
- [Don09] Dong, X.; Ye, J.: Performance Analysis of the Reheat-Stop-Valve Mechanism under Dimensional Tolerance, Misalignment and Thermal Impact. *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering* Bd. 55 (2009) Nr. 9, S. 507–520.
- [DS14] Design Society: Special Interest Group - Robust Design. URL: [http://www.designsociety.org/ds\\_group/27/robust\\_design](http://www.designsociety.org/ds_group/27/robust_design). Abgerufen am: 26.08.2015.

- [Dud40] Dudding, B. P.; Jennett, W. J.: Statistics and Engineering Practice. *Journal of the Institution of Electrical Engineers* Bd. 87 (1940) Nr. 523, S. 1–15.
- [Dud52] Dudding, B. P.: The Introduction of Statistical Methods to Industry. *Journal of the Royal Statistical Society. Series C (Applied Statistics)* Bd. 1 (1952) Nr. 1, S. 3–20.
- [Dup10] Dupac, M.; Beale, D. G.: Dynamic analysis of a flexible linkage mechanism with cracks and clearance. *Mechanism and Machine Theory* Bd. 45 (2010) Nr. 12, S. 1909–1923.
- [Dyn13] Dynardo GmbH: optiSLang inside ANSYS Workbench – efficient, easy, and safe to use Robust Design Optimization (RDO). URL: <http://www.ansys.com/staticassets/ANSYS/Conference/Confidence/Houston/Downloads/optislang-inside-ansys.pdf>. Abgerufen am: 21.02.2015
- [Ede64] Edel, D. H.; Auer, T. B.: Determine the least cost combination for tolerance accumulations in a drive shaft seal assembly. *General Motors Engineering Journal* Bd. 11 (1964) Nr. 4, S. 37–38.
- [Ehl14] Ehlert, M.; Stockinger, A.; Wartzack, S.: Validierung kundenorientierter funktionaler Anforderungen unter Berücksichtigung abweichungsbehafteter Geometrien und systembedingter Variationen. In: Stelzer, R. (Hrsg.): ENTWERFEN ENTWICKELN ERLEBEN 2014 - Beiträge zur virtuellen Produktentwicklung und Konstruktionstechnik. 26.06.-27.06.2014, Dresden. Dresden: TUDpress, 2014, S. 743–755.
- [Ehr99] Ehrmann, M.: System zur toleranzbasierten Auswahl von Werkzeugmaschinen für die Fräsbearbeitung. Dissertation, Technische Universität Hannover. VDI Fortschritts-Berichte Reihe 2 Nr. 520, Düsseldorf: VDI, 1999.
- [Eic00] Eicker, C. G.: Toleranz- und Gelenkspielanalyse an mehrgliedrigen ebenen Punkt-Führungsgetrieben. Dissertation, RWTH Aachen, Aachen: Shaker Verlag, 2000.
- [Eif13] Eifler, T.; Ebro, M.; Howard, T. J.: A Classification of the Industrial Relevance of Robust Design. In: Lindemann, U.; Venkataraman, S.; Kim, Y. S.; Ion, W.; Malqvist, Y. (Hrsg.): Proceedings of the 19th International Conference on Engineering Design, Vol. 9: Design Methods and Tools. Seoul, 19.08.–22.08.2013, S. 427–436.
- [Eks06] Ekström, P.-A.; Broed, R.: Sensitivity Analysis Methods and a Biosphere Test Case Implemented in EIKOS. POSIVA Working Report 20006-31. URL: <http://www.posiva.fi/files/240/WR2006-31web.pdf>. Abgerufen am: 26.06.2015.
- [Ell05] Ellender, R.; Giles, R.: Combining Tolerance Analysis, Mechanisms Analysis & FE Analysis to create a Robust Design of a Drug Delivery Device. In: NAFEMS UK conference 2008 – Engineering Simulation: Effective Use and Best Practices. Cheltenham, 10.06.2008.
- [Eng07] Engelbreit, Michael: Finite Schadensakkumulation und Toleranzanalyse zur Zuverlässigkeitstestsicherung und Leistungssteigerung. Dissertation, Universität Stuttgart, 2007.
- [Eng15a] The Engineering ToolBox: Young Modulus of Elasticity for Metals and Alloys. URL: [www.engineeringtoolbox.com/young-modulus-d\\_773.html](http://www.engineeringtoolbox.com/young-modulus-d_773.html). Abgerufen am: 14.04.2015.

- [Eng15b] The Engineering ToolBox: SAE Multigrade Oil Properties - Viscosity and density of SAE Grade oil. URL: [www.engineeringtoolbox.com/sae-grade-oil-d\\_1208.html](http://www.engineeringtoolbox.com/sae-grade-oil-d_1208.html). Abgerufen am: 14.04.2015.
- [Env14] Enventive Engineering, Inc.: Computergestützte Entwicklung. URL: <http://www.enventive.com/de/>. Abgerufen am: 24.07.2014.
- [Epp12] Epp, S.: Robust Design Analyse des Betriebsverhaltens eines abweichungsbehafteten Ventiltriebes. Unveröffentlichte Diplomarbeit Nr. 255/12, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2012.
- [Eps46] Epstein, B.: Tolerances on Assemblies. American Machinist Bd. 90 (1946) Nr. 1, S. 119–121.
- [Ett36] Ettinger, W. J.; Bartky, W.: Basis for Determining Manufacturing Tolerances. Product Engineering (1936) August, S. 297–300.
- [EU03] Europäische Union: Empfehlung 2003/361/EG der Kommission vom 6. Mai 2003 betreffend die Definition der Kleinstunternehmen sowie der kleinen und mittleren Unternehmen (Amtsblatt L124 vom 20.5.2003). URL: [http://europa.eu/legislation\\_summaries/enterprise/business\\_environment/n2602\\_6\\_de.htm](http://europa.eu/legislation_summaries/enterprise/business_environment/n2602_6_de.htm). Abgerufen am: 24.09.2014.
- [Eva58] Evans, D. H.: Optimum Tolerance Assignment to Yield Minimum Manufacturing Cost. Bell System Technical Journal Bd. 37 (1958) Nr. 2, S. 461–484.
- [Eva74] Evans, D. H.: Statistical Tolerancing: The State of the Art – Part I. Background. Journal of Quality Technology Bd. 6 (1974) Nr. 4, S. 188–195.
- [Eva75a] Evans, D. H.: Statistical Tolerancing: The State of the Art – Part II. Methods for Estimating Moments. Journal of Quality Technology Bd. 7 (1975) Nr. 1, S. 1–12.
- [Eva75b] Evans, D. H.: Statistical Tolerancing: The State of the Art – Part III. Shifts and Drifts. Journal of Quality Technology Bd. 7 (1975) Nr. 2, S. 72–76.
- [Fel07] Feldhusen, J.; Goldhahn, H.; Majschat, J. -P.; Orloff, M.; Schürmann, H.: Grundlagen der Konstruktionstechnik. In: Grothe, K.-H.; Feldhusen, J. (Hrsg.) Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau, Berlin: Springer, 22. Auflage, 2007, S. F1–F49.
- [Fer07] Ferryant, L.: Design for Six Sigma. Jurnal Teknik Industri Bd. 9 (2007) Nr. 1, S. 1–14.
- [Fis35] Fisher, R. A.: The Design of Experiments. New York: Hafner Publishing, 2. Auflage, 1935.
- [Fis04] Fisher, B. R.: Mechanical Tolerance Stackup and Analysis. New York: Marcel Dekker, 1. Auflage, 2004.
- [Fli11] Flick, U.: Introducing Research Methodology: A Beginner's Guide to Doing a Research Project. London: SAGE Publications, 1. Auflage, 2011.
- [Flo04] Flores, P.; Ambrosio, J.: Revolute joints with clearance in multibody systems. Computers & Structures Bd. 82 (2004) Nr. 17-19, S. 1359–1369.
- [Foo48] Foote, P. C.; Woodson, R. A.: Lens Design and Tolerance Analysis Methods and Results. Journal of the Optical Society of America Bd. 38 (1948) Nr. 7, S. 590–599.

- [For67] Fortini, E. T.: Dimensioning for interchangeable Manufacture. New York: Industrial Press, 1. Auflage, 1967.
- [For14] Ford Motor Company: Historic sites - The Moving Assembly Line Debuted at the Highland Park Plant. URL: <http://corporate.ford.com/our-company/heritage/historic-sites-news-detail/663-highland-park>. Abgerufen am: 30.07.2014.
- [Fri90] Friedrichs, J.: Methoden empirischer Sozialforschung. Opladen: Westdeutscher Verlag, 14. Auflage, 1990.
- [Fun11] Funck, M. C.: Analysis-Combinatorially-Assembled-Optical-Systems. Dissertation, RWTH Aachen. Göttingen: Cuviller, 2011.
- [Füt05] Fütterer, O.: Properties of Multivariate Statistics from the Viewpoint of Industrial Application. In: Proceedings of the Joint International IMEKO TC1 + TC7 Symposium, 21.09.-24.09.2005, Ilmenau.
- [Gao98] Gao, J.; Chase, K. W.; Magleby, S. P.: General 3-D Tolerance Analysis of Mechanical Assemblies with Small Kinematic Adjustments. IIE Transactions Bd. 30 (1998) Nr. 30, S. 367–377.
- [Gao07] Gao, L.; Zhou, C.; Zan, K.: Particle Swarm Optimization for Simultaneous Optimization of Design and Machining Tolerances. In: Chan, F. T. S.; Tiwari, M. K. (Hrsg.): Swarm Intelligence, Focus on Ant and Particle Swarm Optimization. Wien: I-Tech Education and Publishing, 2007, S. 321–330.
- [Gar69] Garrett, R. E.; Hall Jr., A. S.: Effect of Tolerance and Clearance in Linkage Design. Journal of Manufacturing Science and Engineering Bd. 91 (1969) Nr. 1, S. 198–202.
- [Gar14] Garaizar, O. R.; Anwer, N.; Mathieu, L.; Qiao, L.: Exploring the proceedings of Computer Aided Tolerancing CIRP Seminars and Conferences: A scientometric analysis. In: Proceedings of the 13th CIRP Conference on Computer Aided Tolerancing. 11.-14.05.2015, Hangzhou, *Keynote-Paper*.
- [Gas04] Gasca, A. M.: Organization and Mathematics: A Look into the Prehistory of Industrial Engineering. In: Lucertini, M.; Gasca, A. M.; Nicolò, F. (Hrsg.): Technological Concepts and Mathematical Models in the Evolution of Modern Engineering Systems. Basel: Springer, 2004.
- [Gay12] Gayton, N.: M'ethodes probabilistes pour la conception m'ecanique - Application `a la fatigue des structures et `a l'analyse des tol'erances. Habilitationsschrift, Université Blaise Pascal – Clermont-Ferrand, 2012.
- [Gei15] Geis, A.; Husung, S.; Oberänder, A.; Weber, C.; Adam, J.: Use of Vectorial Tolerances for Direct Representation and Analysis in CAD-systems. Procedia CIRP Bd. 27 (2015), S. 230–240.
- [Ger05] Germer, C.: Interdisziplinäres Toleranzmanagement. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, Berlin: Logos-Verlag, 2005.
- [Gib51] Gibson, J.: A New Approach to Engineering Tolerances. London: The Machinery Publishing, 1. Auflage, 1951.
- [Gio01] Giordano, M.; Kataya, B.; Samper, S.: Tolerance analysis and synthesis by means of clearance and deviation spaces. In: Bourdet, P.; Mathieu, L. (Hrsg.): Proceedings of the 7th CIRP International Seminar on Computer Aided Tolerancing. 24.04.-25.04.2001, Cachan, S. 345–354.

- [Gla99] Glancy, C.; Stoddard, J.; Law, M.: Automating the Tolerancing Process. In: Geng, H. (Hrsg.): New York: McGraw-Hill, 1. Auflage, 1999. S. 15.2–15.14.
- [Glö07] Glöggler, C.; Voß, R.; Watrin, S.: Simulierte Toleranz. In: DaimlerChrysler AG (Hrsg.): High-Tech-Report – Faszination Forschung & Technik. Stuttgart: DaimlerChrysler, Ausgabe 1/2007, S. 46–49.
- [GM14] General Motors LLC, Global Vehicle Safety: Brief vom 23. April 2014 an Fr. N. Lewis, Associate Administrator for Enforcement, National Highway Traffic Safety Administration, Washington. URL: <http://www-odi.nhtsa.dot.gov/acms/cs/jaxrs/download/doc/UCM457605/RCDNN-14V171-1525.pdf>. Abgerufen am: 26.08.2015.
- [Goe11] Goethals, P. L.; Cho, B. R.: The development of a robust design methodology for time-oriented dynamic quality characteristics with a target profile. Quality and Reliability Engineering International Bd. 27 (2011) Nr. 4, S. 403–414.
- [Göh14] Göhlich, D.; Hummel, J.: Integrative Produktentwicklung (Modulbeschreibung), Technische Universität Berlin. URL: [www.mpm.tu-berlin.de/menue/studium\\_und\\_lehre/master/integrative\\_produktentwicklung/](http://www.mpm.tu-berlin.de/menue/studium_und_lehre/master/integrative_produktentwicklung/). Abgerufen am: 02.05.2014.
- [Gös12] Gössner, S.: Getriebelehre: Vektorielle Analyse ebener Mechanismen. Berlin: Logos Verlag, 1. Auflage, 2012.
- [Gov12] Governi, L.; Furferi, R.; Volpe, Y.: A Genetic Algorithms-based Procedure for Automatic Tolerance Allocation Integrated in a Commercial Variation Analysis Software. Journal of Artificial Intelligence Bd. 5 (2012) Nr. 3, S. 99–112.
- [Gra94] Graves, S.: Tolerance Analysis Considering Manufacturing Variability and the Cost of Deviating from the Nominal. CQPI Report No. 117, University of Wisconsin, 1994. URL: <http://minds.wisconsin.edu/handle/1793/69161>. Abgerufen am 05.08.2014.
- [Gre70] Grey, D. S.: Tolerance Sensitivity and Optimization. Applied Optics Bd. 9 (1970) Nr. 3, S. 523–526.
- [Gre87] Greenwood, W. H.; Chase, K. W.: A New Tolerance Analysis Method for Designers and Manufacturers. Journal of Manufacturing Science and Engineering Bd. 109 (1987) Nr. 2, S. 112–116.
- [Gre06] Greuter, E.; Zima, S.; Hoffmann, W.: Motorschäden: Schäden an Verbrennungsmotoren und deren Ursachen. Würzburg: Vogel, 3. Auflage, 2006.
- [Gro76] Grossman, D.: Monte Carlo Simulation of Tolerancing in Discrete Parts Manufacturing and Assembly. Memo AIM-280, Report No. STAN-B-76-555, Stanford Artificial Intelligence Laboratory, 1976.
- [GRT14] Groupe de Recherche en Tolérancement (GD&T Research Group): About the GRT. URL: <http://groupetolerancement.free.fr/?lang=en>. Abgerufen am: 30.07.2014.
- [Gus13a] Gust, P.; Schluer, C.: Einfluss von geometrischen Toleranzen auf die Lebensdauer von Maschinenelementen. In: Wartzack, S. (Hrsg.): Summer School Toleranzmanagement – Beiträge zur 1. Summer School. Hamburg: TuTech, 2013, S. 58–61.
- [Gus13b] Gust, P.; Schluer, C.: Numerical Investigation into the Impact of Dimensional and Geometric Tolerances on the Long-life Fatigue Strength of Mechanical Components. Procedia CIRP Bd. 10 (2013), S. 37–42.

- [Han63] Hansen, B. L.: Quality Control: Theory and Application. Englewood Cliffs: Prentice-Hall, 1. Auflage, 1963.
- [Han14] Hansen, T. S.; Kristiansen, B. U.: Prediction of Glass Cartridge Robustness in Assembly Line Loading. In: Howard, T. J.; Eifler, T. (Hrsg.): Proceedings of the First International Symposium on Robust Design ISoRD 2014, 14.08.-15.08.2014, Kopenhagen, S. 1–6.
- [Has09] Hasenkamp, T.; Arvidsson, M.; Gremyr, I.: A review of practices for robust design methodology. *Journal of Engineering Design* Bd. 20 (2009) Nr. 6, S. 645–657.
- [Hel12] Heling, B.: Einsatz varianzbasierter Sensitivitätsuntersuchungen im Kontext der statistischen Toleranzrechnung. Unveröffentlichte Projektarbeit Nr. 24/12, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2012.
- [Hen99] Henke, R. P.; Summerhays, K. D.; Baldwin, J. M.; Cassou, R. M.; Brown, C. W.: Methods for evaluation of systematic geometric deviations in machined parts and their relationships to process variables. *Precision Engineering* Bd. 23 (1999) Nr. 5, S. 273–292.
- [Hil12] Hiller, C.: Bedeutung von geometrischen Abweichungen und Toleranzen in deutschen Unternehmen – Vorbereitung, Durchführung und Auswertung einer Erhebung. Unveröffentlichte Bachelorarbeit Nr. 102/12, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2012.
- [Hil15] Hiller, C.: Vergabe kostenoptimaler Toleranzen - Eine visuelle Methode zur Gegenüberstellung des Einflusses technischer und wirtschaftlicher Anforderungen. Unveröffentlichte Masterarbeit Nr. 65/15, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2015.
- [Hoc01] Hochmuth, R.; Koch, M.: Mehrkörpersimulation unter Berücksichtigung nicht-idealer Gelenke und Integration dieser in das Konstruktionssystem mfk. In: Meerkamm, H. (Hrsg.): Design for X - Beiträge zum Symposium, 11.10.-12.10.2001, Neukirchen, S. 67–76.
- [Hoc02] Hochmuth, R.: Methoden und Werkzeuge als Teil eines Assistenzsystems zur rechner-gestützten Analyse und Optimierung robuster Produkte, Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg. VDI Fortschritts-Berichte Reihe 20 Nr. 356, Düsseldorf: VDI, 2002.
- [Hof05] Hofmeister, A.; Sextro, W.; Röschel, O.: Unkontrollierbare Bewegungen ebener Mechanismen mit Gelenkspiel. *Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics* Bd. 5 (2005) Nr. 1, S. 201–202.
- [Hof11] Hofte-Frankenhauser, K. T.; Wälthy, H.-F.: Marktforschung. Zürich: Compendio, 3. Auflage, 2011.
- [Hof13a] Hoffenson, S.; Dagman, A.; Söderberg, R.: Tolerance Specification Optimization for Economic and Ecological Sustainability. In: Stark, R.; Abramovici, M. (Hrsg.): Smart Product Engineering - Proceedings of the 23rd CIRP Design Conference. 11.03.-13.03.2013, Bochum. Berlin: Springer, S. 865–874.
- [Hof13b] Hoffenson, S.; Dagman, A.; Söderberg, R.: Tolerance Optimization of a Mobile Phone Considering Consumer Demand for Quality and Sustainability in China, Sweden, and the United States. In: Lindemann, U.; Venkataraman, S.; Kim, Y.

- S.; Ion, W.; Malqvist, Y. (Hrsg.): Proceedings of the 19th International Conference on Engineering Design, Vol. 7: Human Behaviour in Design. Seoul, 19.08.-22.08.2013, S. 467–476.
- [Hol59] Holland, J.: Beitrag zur Erfassung der Schmierverhältnisse in Verbrennungsmaschinen. Dissertation, Technische Hochschule Hannover, VDI Forschungsheft 475. Düsseldorf:VDI: 1959
- [Hol75] Holland, J. H.: Adaptation in natural and artificial systems - an introductory analysis with applications to biology, control, and artificial intelligence. University of Michigan Press, Ann Arbor: 1. Auflage, 1975.
- [Hom14] Homri, L.; Teissandier, D.; Ballu, A.: Taking into account unbounded displacements in tolerancing analysis. Procedia CIRP Bd. 27 (2015), S. 103–110.
- [Hon02] Hong, S. Y.; Chang, T. C.: A comprehensive review of tolerancing research. International Journal of Production Research Bd. 40 (2002) Nr. 11, S. 2425–2459.
- [Hon03] Hong, S. Y.; Chang, T. C.: Tolerancing algebra: a building block for handling tolerance interactions in design and manufacturing – Part 2: Tolerance interaction. International Journal of Production Research Bd. 41 (2003) Nr. 1, S. 47–63.
- [Hop62] Hopkins, R. E.; Spencer, G.: Creative Thinking and Computing Machines in Optical Design. Journal of the Optical Society of America Bd. 52 (1962) Nr. 2, S. 172–176.
- [Hör99] Hörsken, C.; Hiller, M.: Statistical methods for tolerance analysis in multibody systems and computer aided design. In: EUROMECH Colloquium on Advances in Computational Multibody Dynamics, 20.09.-23.09.1999, Lissabon. Lissabon: Lisboa IDMEC, S. 1–19.
- [Hör03] Hörsken, C.: Methoden zur rechnergestützten Toleranzanalyse in Computer Aided Design und Mehrkörpersystemen. Dissertation, Universität Düsseldorf. VDI Fortschritts-Berichte Reihe 20 Nr. 374. Düsseldorf: VDI, 2003.
- [How14] Howard, T. J.; Eifler, T. (Hrsg.): Proceedings of the First International Symposium on Robust Design ISOARD 2014, 14.08.-15.08.2014, Kopenhagen.
- [Hua09] Huang, W.; Phoomboplab, T.; Ceglarek, D.: Process capability surrogate model-based tolerance synthesis for multi-station manufacturing systems. IIE Transactions Bd. 41 (2009) Nr. 4, S. 309–322.
- [Hua10a] Huang, X.; Zhang, Y.; Lu, H.; Tang, L.; Li, H.: Tolerance Design for Four-Bar Function Generating Mechanisms with Joint Clearance Using Taguchi Method. Advanced materials research Bd. 118-120 (2010) Juni, S. 517–521.
- [Hua10b] Huang, X.; Zhang, Y.: Robust tolerance design for function generation mechanisms with joint clearances. Mechanism and Machine Theory Bd. 45 (2010) Nr. 9, S. 1286–1297.
- [Hue99] Huesges, M.: Steigerung der Tolerierungsfähigkeit unter fertigungstechnischen Gesichtspunkten. Dissertation, Universität Stuttgart, 1999.
- [Hue06] Huele, A. F.; Engel, J.: A response surface approach to tolerance design. Statistica Neerlandica Bd. 60 (2006) Nr. 3, S. 379–395.

- [Hum00] Hummel, S. R.; Chassapis, C.: Configuration design and optimization of universal joints with manufacturing tolerances. *Mechanism and Machine Theory* Bd. 35 (2000) Nr. 3, S. 463–476.
- [Hus14a] Husung, S.; Oberänder, A.; Weber, C.; Geis, A.: Use of vectorial tolerances in CAD during the design process. In: Marjanovic, D.; Storga, M.; Pavkovic, N.; Bojetic N. (Hrsg.): *Proceedings of the 12th International Design Conference 2014. 21.05.-24.05.12, Dubrovnik, S.* 1083–1092.
- [Hus14b] Husung, S.; Weber, C.; Geis, A.; Oberänder, A.: Analyse offener und geschlossener Toleranzketten im parametrischen 3D-CAD-System. In: Krause, D.; Paetzold, K.; Wartzack, S. (Hrsg.): *Design for X. Beiträge zum 25. DfX-Symposium. 01.10.-02.10.2014, Bamberg. Hamburg: TuTech, 2014*, S. 157–168.
- [Hüs95] Hüsing, M.: Toleranzuntersuchung ebener mehrgliedriger Kurbelgetriebe hinsichtlich ihrer Übertragungsfunktionen. Dissertation, RWTH Aachen, 1995.
- [Hüs03] Hüsing, M.; Choi, S.-W.; Corves, B.: Cabriolet-Verdeckmechanismen eröffnen neue Perspektiven. *Konstruktion* Bd. 55 (2003) Nr. 6, S. 37–43.
- [ISO11] EN ISO 17450-1:2011: Geometrical product specifications (GPS) – general concepts – part 1: Model for geometrical specification and verification, 2011.
- [ISO14405] Deutsches Institut für Normung: DIN EN ISO 14405-1: Geometrische Produktspezifikation (GPS): Dimensionelle Tolerierung – Teil 1: Lineare Größenmaße (ISO/DIS 14405-1:2013). Berlin: Beuth, 2014.
- [ISO8015] Deutsches Institut für Normung: DIN EN ISO 8015: Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Grundlagen - Konzepte, Prinzipien und Regeln. Berlin: Beuth, 2011.
- [Jai12] Jaishankar, L. N.: Tolerance Analysis of Parallel Assemblies using Tolerance-Maps® and a Functional Map Derived from Induced Deformations. Dissertation, Arizona State University, 2012.
- [Jay10a] Jayaprakash, G.; Sivakumar, K.; Thilak, M.: Parametric Tolerance Analysis of Mechanical Assembly by Developing Direct Constraint Model in CAD and Cost Competent Tolerance Synthesis. *Intelligent Control and Automation* Bd. 1 (2010), Nr. 1, S. 1–14.
- [Jay10b] Jayaprakash, G.; Sivakumar, K., Thilak, M.: Parametric Tolerance Analysis of Mechanical Assembly Using FEA and Cost Competent Tolerance Synthesis Using Neural Network. *Journal of Software Engineering and Applications* Bd. 3 (2010) Nr. 12, S. 1148–1154.
- [Jay11] Jayaprakash, G.; Sivakumar, K.; Thilak, M.: Integration of thermo mechanical strains into optimal tolerance design of mechanical assembly using NSGA II and FE simulation. *Journal of Mechanical Engineering Research* Bd. 3. (2011) Nr. 6, S. 168–180.
- [Jay12] Jayaprakash, G.; Sivakumar, K.; Thilak, M.: A Numerical Study On Effect Of Temperature And Inertia On Tolerance Design Of Mechanical Assembly. *Journal of Engineering Computation* Bd. 29 (2012) Nr. 7, S. 722–742.
- [Jay14] Jayaprakash, G.; Sivakumar, K.; Thilak, M.: Optimization Of Tolerance Design For Mechanical Assembly Under Thermal Impact Using FEA. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* Bd. 72 (2014) Nr. 1-4, S. 859–873.

- [Jea02] Jeang, A.; Hwan, C.-L.; Chen, T.-K.: A Statistical Dimension and Tolerance Design for Mechanical Assembly Under Thermal Impact. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* Bd. 20 (2002) Nr. 12, S. 907–915.
- [Jia07] Jian, A. D.; Ameta, G.; Davidson, J. K.; Shah, J. J.: Tolerance Analysis and Allocation using Tolerance-Maps for a Power Saw Assembly. In: Davidson, J. K. (Hrsg.): *Models for Computer Aided Tolerancing in Design and Manufacturing - Selected Conference Papers from the 9th CIRP International Seminar on Computer-Aided Tolerancing*, held at Arizona State University, Tempe, Arizona, USA, 10-12 April, 2005. Berlin: Springer, 2007, S. 267–276.
- [Jin04] Jin, R.; Chen, W.; Sudjianto, A.: Analytical metamodel-based global sensitivity analysis and uncertainty propagation for robust design. SAE Society of Automotive Engineers, paper 2004-01-0429, 2004. URL: [http://ideal.mech.northwestern.edu/pdf/SAE\\_Analytical.pdf](http://ideal.mech.northwestern.edu/pdf/SAE_Analytical.pdf). Abgerufen am: 26.08.2015.
- [Jor09] Jorden, W.: *Form- und Lagetoleranzen: Handbuch für Studium und Praxis*. München: Hanser, 6. Auflage, 2009.
- [Jör94] Jörgensen-Rechter, S.: Rechnergestützte Analyse von Mass-, Form- und Lageabweichungen: ein Werkzeug zur Bauteiltolerierung, Dissertation, Technische Universität Hamburg-Harburg. VDI Fortschritts-Berichte Reihe 20 Nr. 117, Düsseldorf: VDI, 1994.
- [Jos94] Joskowicz, L.; Sacks, E.: Configuration space computation for mechanism design. In: Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation. 08.05.-13.05.1994, San Diego. IEEE Computer Society Press, S. 1080–1087.
- [Jun11] Jung, S.; Choi, D.-H.; Choi, B.-L.; Kim, J. H.: Tolerance optimization of a mobile phone camera lens system. *Applied Optics* Bd. 50 (2011) Nr. 10, S. 4688–4700.
- [Kan86] Kane, V. E.: Process Capability Indices. *Journal of Quality Technology* Bd. 18 (1986) Nr. 1, S. 41–52.
- [Kao00] Kao, C.; Li, C.-C.; Chen, S.-P.: Tolerance allocation via simulation embedded sequential quadratic programming, *International Journal of Production Research*, Bd. 38 (2000) Nr. 17, S. 4345–4355.
- [Kar84] Karmarkar, N.: New Polynomial-Time Algorithms for linear Programming. *Combinatorica* Bd. 4 (1984) Nr. 4, S. 373–395.
- [Kar12] Karmakar, S.; Maiti, J.: A review on dimensional tolerance synthesis: paradigm shift from product to process. *Assembly automation* Bd. 32 (2012) Nr. 4, S. 373–388.
- [Kel11] Kellermeyer, M.: Kurzer Prozess - Tipps & Tricks: Effiziente Optimierungsabläufe mit ANSYS Workbench. CADFEM Infoplaner (2011) 2, S. 37. URL: [www.cadfem.de/fileadmin/PDFs/Wissen/CADFEM\\_Journal/Infoplaner-2011-02.pdf](http://www.cadfem.de/fileadmin/PDFs/Wissen/CADFEM_Journal/Infoplaner-2011-02.pdf). Abgerufen am: 05.03.2015.
- [Kel15] Kellermeyer, M.; Klein, D.; Wartzack, S.: Designing of Hybrid Joints at the Early Embodiment Design Stage. In: Weber, C.; Husung, S.; Cantamessa, M.; Cascini, G.; Marjanovic, D.; Graziosi, S. (Hrsg.): *Proceedings of the 20th International Conference on Engineering Design (ICED15)*, Vol. 5: Design Methods and Tools – Part 1. 27.07-30.07.2015, Mailand, S. 309-318.

- [Ken95] Kennedy, J.; Eberhart, R.: Particle swarm optimization. In: Proceedings of the IEEE International Conference on Neural Networks Vol. 4. 27.11.-01.12.1995, Perth, S. 1942–1948.
- [Ker97] Keramat, M.; Kielbasa, R.: Latin Hypercube Sampling Monte Carlo Estimation of Average Quality Index for Integrated Circuits. In: Becerra, J. J.; Friedman, E. G. (Hrsg.): Analog Design Issues in Digital VLSI Circuits and System, New York: Springer, 1997, S. 131–142.
- [Kha02] Kharoufeh, J. P.; Chandra, M. J.: Statistical tolerance analysis for non-normal or correlated normal component characteristics. International Journal of Production Research Bd. 40 (2002) Nr. 2, S. 337–352.
- [Kim88] Kim, S. H.; Knott, K.: A pseudo-boolean approach to determining least cost tolerances. International Journal of Production Research Bd. 26 (1988) Nr 1, S. 157–167.
- [Kim01] Kim, Y. J.; Cho, B. R.: The Use of Response Surface Design in the Selection of Optimum Tolerance Allocation. Quality Engineering Bd. 13 (2001) Nr. 1, S. 35–42.
- [Kim02] Kim, S.-M.; Lee, S.-K.: Housing Geometry and Tolerance Optimization Considering Thermoelastic Behaviour of a Spindle Bearing System. In: Morse, E. P. (Hrsg.): Proceedings from ASPE Summer Topical Meeting on Tolerance Modeling and Analysis. 15.06.-16.06.2002, Raleigh. Portland: American Society for Precision Engineering, 2002, S. 50–55.
- [Kim04] Kim, Y.-K.; Lee, G.-H.; Hong, J.-P.; Hur, J.; Lee, B.-K.; Kang, G.-H.: Prediction of Torque Characteristic on Barrier-Type SRM Using Stochastic Response Surface Methodology Combined With Moving Least Square. IEEE Transactions on Magnetics Bd. 40 (1994) Nr.2, S. 738–741.
- [Kim05] Kim, S.-M.; Lee, S.-K.: Spindle Housing Design Parameter Optimization Considering Thermo-Elastic Behaviour. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology Bd. 25 (2005) Nr. 11-12, S. 1061–1070.
- [Kim06] Kim, N. H.; Wang, H.: Adaptive reduction of random variables using global sensitivity in reliability-based optimization. International Journal of Reliability and Safety Bd. 1 (2006) Nr. 1/2, S. 102–119.
- [Kim10] Kim, Y.-K.; Kim, S.-I.; Rhyu, S.-H.; Jung, I.-S.: Tolerance Allocation in Electric Machine Based on Stochastic Response Surface Methodology. In: IEEE (Hrsg.): Proceedings of the XIX International Conference on Electrical Machines – ICEM. 06.09.-08.09.2010, Rom, S. 1–4.
- [Kle99] Klein, B. Montagesimulation in der virtuellen Produktentwicklung. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift Bd. 101 (1999) Nr. 7/8, S. 492–499
- [Kle00] Kleijnen, J. P. C.; Sargent, R. G.: A methodology for fitting and validating metamodels in simulation. European Journal of Operational Research Bd. 120 (2000) Nr. 1, S. 14–29
- [Kle07] Klein, B.: Prozessorientierte Statistische Tolerierung. Reinningen: Expert, 2007.
- [Kle09] Kleijnen, J. P.: Kriging metamodeling in simulation: A review. European Journal of Operational Research Bd. 192 (2009) Nr. 3, S. 707–716.

- [Kna65] Knappe, L. F.: A Computer Oriented Mechanical Design System. In: Proceedings of the SHARE design automation project (DAC '65). 23.06.-25.06.1965, Atlantic City.
- [Koc02] Koch, M.; Hochmuth, R.; Meerkamm, H.: Synthesis and Analysis Steps According Product Precision in Early and Later Development Stages. In: Marjanovic, D. (Hrsg.): Proceedings of the 7th International Design Conference. 14.05.-17.05.2002, Dubrovnik, S. 361–266.
- [Koc06] Koch, A.: Entwicklung einer Methode zur Visualisierung der Auswirkungen von Form- und Lagetoleranzen auf die Bauteilgestalt, Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg, 2006.
- [Koc14] Kochem, W.: Toleranzmanagement (Modulbeschreibung der Lehrveranstaltung 9B1W13 der FH Köln). URL: [https://www.fh-koeln.de/mam/downloads/deutsch/studium/studiengaenge/f09/maschinenbau\\_bachelor/modulhandbuch\\_b\\_a\\_mab.pdf](https://www.fh-koeln.de/mam/downloads/deutsch/studium/studiengaenge/f09/maschinenbau_bachelor/modulhandbuch_b_a_mab.pdf), Abgerufen am: 02.05.2014.
- [Kol96] Koller, F. L.: CAD-gestützte Toleranzrechnung basierend auf der Auswertung von Kontaktkräften in einem Mehrkörpersimulationsmodell. Dissertation, Technische Universität München. VDI Fortschritts-Berichte Reihe 20 Nr. 219, Düsseldorf: VDI, 1996.
- [Kop95] Kopardekar, P.; Anand, S.: Tolerance Allocation Using Neural Networks. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology Bd. 10 (1995) Nr. 10, S. 269–276.
- [Kra09] Kramer, O.: Neuronale Netze. In: Günther, O.; Karl, W.; Lienhart, R.; Zeppenfeld, K. (Hrsg.): Computational Intelligence - Eine Einführung. Dordrecht: Springer, 2009, S. 119–148.
- [Kri51a] Krige, D. G.: A statistical approach to some basic mine valuation problems on the Witwatersrand. Journal of the Chemical, Metallurgical and Mining Society of South Africa Bd. 52 (1951) Nr. 6, S. 119–139.
- [Kri51b] Krige, D. G.: A statistical approach to some mine valuation and allied problems on the Witwatersrand. Masterarbeit, Witwatersrand-Universität Johannesburg, , 1951.
- [Kri03] Krishnaswami, P.; Kelkar, A. G.: Optimal design of controlled multibody dynamic systems for performance, robustness and tolerancing. Engineering with Computers Bd. 19 (2003) Nr. 1, S. 26–34.
- [Kro13] Krogstie, L.; Andersen, B.; Verberne, C. J.: Performance measurement supporting closed loop tolerance engineering - An industrial case on tolerance and variation collaboration. In: Lindemann, U.; Venkataraman, S.; Kim, Y. S.; Ion, W.; Malqvist, Y. (Hrsg.): Proceedings of the 19th International Conference on Engineering Design, Vol. 3: Design Organisation and Management. Seoul, 19.08.-22.08.2013, S. 239–248.
- [Kro15a] Krogstie, L.: Closed Loop Tolerance Engineering, Dissertation, Norwegian University of Science and Technology NTNU Trondheim, NTNU 2015:1, 2015.
- [Kro15b] Krogstie, L.; Walter, M. S. J.; Wartzack, S.; Martinsen, K.: Towards a more comprehensive Understanding of Tolerance Engineering Research Importance. Procedia CIRP Bd. 27 (2015), S.29–34.

- [Kru13] Krusemark, S.: Entwicklung eines Werkzeugs zur automatischen Formulierung von Schließmaßgleichungen in MATLAB® für die statistische Toleranzanalyse. Unveröffentlichte Bachelorarbeit Nr. 134/13, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2013.
- [Kuo08] Kuo, C.-H.; Tsai, J.-C.: New Tolerance Analysis Model for Normal Mean Shift in Manufacturing. Materials Science Forum Bd. 594 (2008) August, S. 339–350.
- [Kur48] Kurtz, A. K.: A research test of the Rorschach Test. Personnel Psychology Bd. 1 (1948) Nr. 1, S. 41–51.
- [Kus95] Kusiak, A.; Feng, C.-X.: Deterministic tolerance synthesis: a comparative study. Computer-Aided Design Bd. 27 (1995) Nr. 10, S. 759–768.
- [Kyu03] Kyung, M.-H.; Sacks, E.: Parameter synthesis of higher kinematic pairs. Computer Aided Design Bd. 35 (2003) Nr. 6, S. 567–575.
- [Kyu06] Kyung, M.-H., Sacks, E.: Robust parameter synthesis for planar higher pair mechanical systems. Computer Aided Design Bd. 38 (2006) Nr. 5, S. 518–530.
- [Kyu07] Kyung, M.-H.; Sacks, E.: Tolerance synthesis of higher kinematic pairs. In: Davidson, J. K. (Hrsg.) Models for Computer Aided Tolerancing in Design and Manufacturing - Selected Conference Papers from the 9th CIRP International Seminar on Computer-Aided Tolerancing, held at Arizona State University, Tempe, Arizona, USA, 10-12 April, 2005. Berlin: Springer, 2007, S. 289–299.
- [Kün06] Küntscher, V.; Hoffmann, W.: Kraftfahrzeugmotoren: Auslegung und Konstruktion. Würzburg: Vogel, 4. Auflage, 2006.
- [Küs13] Küstner, T.; Longhitano, L.: Mixed Mock-Up im Toleranzmanagement. In: Wartzack, S. (Hrsg.): Summer School Toleranzmanagement – Beiträge zur 1. Summer School. Hamburg: TuTech, 2013, S. 30–33.
- [Lan13a] Landes-Dallat, B.: On physical aspects of cabin architectures using tolerancing methods. Dissertation, Universität Stuttgart, 2013.
- [Lan13b] Landschoof, W.-R.: Vorschlag einer Tolerierungsvorgabe. Unveröffentlichter Vortrag im Rahmen der Summer School Toleranzmanagement, FAU Erlangen-Nürnberg, 12.09.2013.
- [Lar31] Larson, S. C.: The shrinkage of the coefficient of multiple correlation. Journal of Educational Psychology Bd. 22 (1931) Nr. 1, S. 45–55.
- [Lee86] Lee, W.; Woo, T. C.: Tolerancing: It's Distribution, Analysis, and Synthesis. Technical Report No. 86-30. Universität Michigan, 1986. URL: <http://deepblue.lib.umich.edu/bitstream/handle/2027.42/6228/?sequence=5>. Abgerufen am: 2608.2015.
- [Leg99] Legates, D. R.; McCabe, G. J.: Evaluating the use of “goodness-of-fit” Measures in hydrologic and hydroclimatic model validation. Water Resources Research Bd. 35 (1999) Nr. 1, S. 233–241.
- [Lei10] Leishman, R. C.; Chase, K. W.: Direct Linearization Method Kinematic Variation Analysis. Journal of Mechanical Design Bd. 132 (2010) Nr. 7.
- [Leo61] Leone, F. C.; Nelson, L. S.; Nottingham, R. B.: The Folded Normal Distribution. Technometrics Bd. 3 (1961) Nr. 4, S. 543–550.
- [Lep09] Lepadatu, D.; Kobi, A.; Baguenard, X.; Jaulin, L.: Springback of Stamping Process Optimization Using Response Surface Methodology and Interval Com-

- putation. *Quality Technology & Quantitative Management* Bd. 6 (2009) Nr. 4, S. 409–421.
- [Leu10] Leuschel, R.: Toleranzmanagement in der Produktentwicklung am Beispiel der Karosserie im Automobilbau. Dissertation, Technischen Universität Bergakademie Freiberg, 2010.
- [Li98] Li, Z.: Rechnerunterstützte Betrachtung und Analyse von Zahnwellen-Verbindungs-Toleranzsystemen. Dissertation, Technische Universität Clausthal, 1998.
- [Lin97] Lin, C.-Y.; Huang, W.-H.; Jeng, M.-C.; Doong, J.-L.: Study of an assembly tolerance allocation model based on Monte Carlo simulation. *Journal of Materials Processing Technology* Bd. 70 (1997) Nr. 1-3, S. 9–16.
- [Lin05] Lindsay, D. *Madness in the Making: The Triumphant Rise and Untimely Fall of America's Show Inventors*. Lincoln: iUniverse, 2. Auflage, 2005.
- [Lip06] Lippe, W.-M.: *Soft-Computing - mit Neuronalen Netzen, Fuzzy-Logic und Evolutionären Algorithmen*. Berlin: Springer, 1. Auflage, 2006, S. 45–243.
- [Lit15] Litwa, F.; Gottwald, M.; Bohn, M.; Klinger, J. F.; Walter, M.; Wartack, S.; Vielhaber, M.: Automated Point-based Tolerance Analysis Model Creation for Sheet Metal Parts. *Procedia CIRP* Bd. 27 (2015), S. 65–70.
- [Liu97] Liu, S. C.; Hu, S. J.: Variation Simulation for Deformable Sheet Metal Assemblies Using Finite Element Methods. *Journal of Manufacturing Science and Engineering* Bd. 119 (1997) Nr. 3, S. 368–374.
- [Loosli87] Loosli, B. G.: Manufacturing Tolerance Cost Minimization Using Discrete Optimization For Alternate Process Selection. Master Thesis, ADCATS Report Nr. 87-4. URL: [adcats.et.byu.edu/Publication/87-4/loosli.pdf](http://adcats.et.byu.edu/Publication/87-4/loosli.pdf). Abgerufen am: 04.06.2014.
- [Loose09] Loose, J.-P.; Chen, N.; Zhou, S.: Surrogate modeling of dimensional variation propagation in multistage assembly processes. *IIE Transactions* Bd. 41 (2009) Nr. 10, S. 893–904.
- [Lop02] Lophaven, S. N.; Nielsen, H. B.; Sondergaard, J.: DACE - A MATLAB Kriging Toolbox. Technical Report IMM-TR-2002-12, Universität Copenhagen, 2002. URL: <http://www.imm.dtu.dk/~hbni/dace/dace.pdf>. Abgerufen am: 16.07.2015.
- [Lööf10] Lööf, J.: Managing Geometrical Variation through Optimization and Visualization. Dissertation, Chalmers Technische Universität Göteborg, 2010.
- [Lus08] Lustig, R.: Integration und Verarbeitung von Verformungsinformationen im Umfeld rechnerunterstützter Toleranzanalysen“, Universität Erlangen-Nürnberg, VDI Fortschritts-Berichte Reihe 20 Nr. 418, Düsseldorf: VDI, 2008.
- [Mag00] Maghsoodloo, S.; Caleb Li, M.-H.: Optimal asymmetric tolerance design. *IIE Transactions* Bd. 32 (2000) Nr. 12, S. 1127–1137.
- [Mak07] Makkonen, P.; Kuosmanen, P.; Münster, R.; Mäkeläinen, E.; Ramseier, Y.: Method for Analysing the Functionality, Reliability and Sensitivity of a Mechanism by Combined Computer Aided Tolerance Analysis and Multi-Body Systems Simulation - Functionality Analysis with CAT and MBS Simulation. *Engineering Mechanics* Bd. 14 (2007) Nr. 1, S. 131–142.

- [Man63] Mansoor, E. M.: The Application of Probability to Tolerances Used in Engineering Designs. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Bd. 178 (1963) Nr. 1, S. 29–39.
- [Man97] Mannewitz, F.: Prozeßfähige Tolerierung von Bauteilen und Baugruppen: ein Lösungsansatz zur Optimierung der Werkstattfertigung im Informationsverbund zwischen CAD und CAQ. Dissertation; Universität Kassel, VDI Fortschrittsberichte Reihe 20 Nr. 256, Düsseldorf :VDI, 1997.
- [Man04] Manarvi, I. A.; Juster, N. P.: Framework of an integrated tolerance synthesis model and using FE simulation as a virtual tool for tolerance allocation in assembly design. Journal of Materials Processing Technology Bd. 150 (2004) Nr. 1-2, S. 182–193.
- [Man05] Mannewitz, F.: Baugruppenfunktions- und prozessorientierte Toleranzaufweitung (Teil 1). Konstruktion Bd. 57 (2005) Nr. 10, S. 87–93.
- [Man11] Mansuy, M.; Giordano, M.; Hernandez, P.: A new calculation method for the worst case tolerance analysis and synthesis in stack-type assemblies. Computer-Aided Design Bd. 43 (2011) Nr. 9, S. 1118–1125.
- [Man12] Mann, V.: Statistische Toleranzanalyse eines Kreuzarmfensterhebers unter Berücksichtigung der Einflüsse schwankender Fertigungsparameter beim Spritzgießen. Unveröffentlichte Projektarbeit Nr. 41/12, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2012.
- [Mar88] Marler, J. D.: Nonlinear Tolerance Analysis Using the Direct Linearization Method”, Masterarbeit, Brigham Young University Provo, ADCATS Report 88-6, 1988. URL: [http://adcats.et.byu.edu/Publication/88-6/Marler\\_Thesis.pdf](http://adcats.et.byu.edu/Publication/88-6/Marler_Thesis.pdf). Abgerufen am: 11.08.2014.
- [Mar07] Markvoort, L.: Méthodologie d’analyse statistique de tolérances dans les assemblages impliquant des composants déformables. Dissertation, Universität Valenciennes, 2007.
- [Mar09a] Marziale, M.; Polini, W.: A review of two models for tolerance analysis of an assembly: vector loop and matrix. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology Bd. 43 (2009) Nr. 11-12, S. 1106–1123.
- [Mar09b] Marziale, M.; Polini, W.: Clearance joint modelling for tolerance analysis. In: Proceedings of the 11th CIRP Conference on Computer Aided Tolerancing. 26.03.-27.03.2009, Annecy, Paper #c7-03.
- [Mat63] Matheron, G.: Traité de Géostatistique appliquée, Tome II: Le krigage. In: Bureau de recherches géologiques et minières (Hrsg.): Mémoires du Bureau de recherches géologiques #24. Paris: Éditions Technip, 1963.
- [Mat07] Mathieu, L.; Ballu, A.: A Model for a Coherent and Complete Tolerancing Process. In: Davidson, J. K. (Hrsg.) Models for Computer Aided Tolerancing in Design and Manufacturing - Selected Conference Papers from the 9th CIRP International Seminar on Computer-Aided Tolerancing, held at Arizona State University, Tempe, Arizona, USA, 10-12 April, 2005. Berlin: Springer, 2007, S. 33–44.
- [Mat08] Matala, A.: Sample Size Requirement for Monte Carlo– Simulations Using Latin Hypercube Sampling. Helsinki University of Technology, 2008. URL: [http://salserver.org.aalto.fi/vanhat\\_sivut/Opinnot/Mat.2.4108/pdf-files/emat08.pdf](http://salserver.org.aalto.fi/vanhat_sivut/Opinnot/Mat.2.4108/pdf-files/emat08.pdf). Abgerufen am: 17.03.2014.

- [Mat09] Mathieu, L; Villeneuve, F.: New Trends in tolerancing, the GD&T French Research Group point of view. In: Proceedings of the 11th CIRP Conference on Computer Aided Tolerancing. 26.03.-27.03.2009, Annecy, Keynote-Paper.
- [Maz11] Mazur, M.; Leary, M.; Subic, A.: Computer Aided Tolerancing (CAT) platform for the design of assemblies under external and internal forces. Computer-Aided Design Bd. 43 (2001) Nr. 6, S. 707–719.
- [Maz13] Mazur, M.: Tolerance analysis and synthesis of assemblies subject to loading with process integration and design optimization tools. Dissertation, RMIT University Melbourne, 2013.
- [McC43] McCulloch, W. S.; Pitts, W.: A logical calculus of the ideas immanent in nervous activity. The Bulletin of Mathematical Biophysics Bd. 5 (1943) Nr. 4, S. 115–133.
- [McG59] McGhee, R. B.; Levine, A.: Determination of optimum production tolerances by analog simulation. In: The National Joint Computer Committee (Hrsg.). Proceedings of the Eastern Joint Computer Conference. 01.12.-03.12.1959, Boston, S. 249–254.
- [McK79] McKay, M.; Beckman, R.; Conover, W.: A Comparison of Three Methods for Selecting Values of Input Variables in the Analysis of Output from a Computer Code. Technometrics Bd. 21 (1979) Nr. 2, S. 238–245.
- [Mea95] Meadows, J. D.: Geometric Dimensioning and Tolerancing – Applications and Techniques for Use in Design, Manufacturing, and Inspection. New York: Dekker Mechanical Engineering, 1. Auflage, 1995.
- [Mec14] MECAmaster. URL: <http://www.mecamaster.com>. Abgerufen am: 24.07.2014.
- [Mee11] Meerkamm, H.: Methodology and Computer-Aided Tools - A Powerful Interaction for Product Development. In: Birkhofer, H. (Hrsg.): The Future of Design Methodology, London: Springer, 1, Auflage, 2011, S. 55–65.
- [Mer04] Merget, M.: Kostenoptimierung durch Toleranzvariation im Simultaneous Engineering. Dissertation, RWTH Aachen, Aachen: Shaker Verlag, 2004.
- [Mic82] Michael, W.; Siddall, J. N.: The Optimal Tolerance Assignment With Less Than Full Acceptance. Journal of Mechanical Design Bd. 104 (1982) Nr. 4, S. 855–860.
- [Mit98] Mitchell, M.: An Introduction to Genetic Algorithms. Cambridge: MIT Press, 1. Auflage, 1998.
- [Moe07] Moetakef-Imani, B.; Pour, M.: Position Error Reduction of Kinematic Mechanisms Using Tolerance Analysis and Cost Function. In: Tehran International Congress on Manufacturing Engineering (TICME2007). 10.12.-13.12.2007, Tehran.
- [Moe09] Moetakef-Imani, B. Pour, M.: Tolerance analysis of flexible kinematic mechanism using DLM method. Mechanism and Machine Theory Bd. 44 (2009) Nr 2, S. 445–456.
- [Mol35] Molina, E. C.: Probability in Engineering. Transactions of the American Institute of Electrical Engineers Bd. 54 (1935) Nr. 4, S. 423–427.
- [Mol07] Mollenhauer, K.; Tschöke, H.: Handbuch Dieselmotoren. Berlin: Springer, 3. Auflage, 2007.

- [Mon13] Montgomery, D.: The Quality, Reliability and Statistical Engineering Professional in the 21<sup>st</sup> Century. *Quality and Reliability Engineering International* Bd. 20 (2013) Nr. 1; S. 1.
- [Mor57] Morrison, S. J.: The study of variability in engineering design. *Journal of the Royal Statistical Society (Applied Statistics)* Bd. 6 (1957) Nr. 2, S. 133–138.
- [Mos08] Most, T.; Will, J.: Meta-model of optimized prognosis – An automatic approach for variable reduction and optimal meta-model selection. In: Weimar Optimization and Stochastic Days 2008, 20.11.-21.11.08, Weimar.
- [Moy64] Moy, W. A.: Assignment of tolerances by dynamic programming. *Product Engineering* Bd. 21 (1964) Mai, S. 215–218.
- [Muh07] Muhs, D.; Wittel, H.N.; Jannasch, D.; Voßiek, J.: Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung - Lehrbuch und Tabellenbuch. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 18. Auflage, 2007.
- [Mus03] Musa, R. A.: Simulation-Based Tolerance Stackup Analysis in Machining. Masterarbeit, University of Cincinnati, USA, 2003. URL: [http://rave.ohiolink.edu/etdc/view?acc\\_num=ucin1060975896](http://rave.ohiolink.edu/etdc/view?acc_num=ucin1060975896). Abgerufen am: 22.11.2014.
- [Mut09] Muthu, P.; Dhanalakshmi, V.; Sankaranarayanasamy, K.: Optimal tolerance design of assembly for minimum quality loss and manufacturing cost using metaheuristic algorithms. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* Bd. 44 (2009) Nr. 11-12, S. 1154–1164.
- [Mut11] Mutawe, S.; Al-Smadi, Y. M.; Sodhi, R. S.: Planar Four-bar Path Generation Considering Worst Case Joint Tolerances. In: Ao, S. I.; Douglas, C.; Grundfest, W. S.; Burgstone, J. (Hrsg.): *Proceedings of the World Congress on Engineering and Computer Science 2011 Vol I. WCECS 2011. 19.10.-21.10.2011, San Francisco, Hong Kong: Newswood Limited, 2011*, S. 377–381.
- [Muv11] Muvengei, O.; Kihiu, J.; Ikua, B.: Dynamic Analysis of Multi-Body Mechanical Systems with Imperfect Kinematic Joints: A Literature Survey and Review. *Sustainable Research and Innovation Proceedings* Bd. 3 (2011).
- [Mül06] Müller, B. M.: Robuste, automatisierte Montagesysteme durch adaptive Prozessführung und montageübergreifende Fehlerprävention am Beispiel flächiger Leichtbauteile. Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg, 2006.
- [Nas97] Nassef, A. O.; El Maraghy, H. A.: Allocation of Geometric Tolerances: New Criterion and Methodology. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* Bd. 46 (1997) Nr. 1, S. 101–106.
- [New88] Newell, J.: Designing for economic production. In: Institute of Electrical and Electronics Engineers (Hrsg.): *IEE Colloquium on Management of Design Quality Assurance*, 12.01.1998, S. 5–9.
- [Nie13] Nielsen, H. S.: Recent developments in International Organization for Standardization geometrical product specification standards and strategic plans for future work. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture* Bd. 207 (2013) Nr. 5, S. 643–649.
- [Nig95] Nigam, S. D.; Turner, J. U.: Review of statistical approaches to tolerance analysis. *Computer-Aided Design* Bd. 27 (1995) Nr. 1, S. 6–15.
- [Nür99] Nürnberg, M.: Ein Beitrag zur Entwicklung der Toleranzplanung auf der Basis von Risikobetrachtungen. Dissertation, Universität Dortmund, VDI Fortschrittsberichte Reihe 20 Nr. 292, Düsseldorf: VDI 1999.

- [Opt14] OptiY GmbH: Tolerance Cost Optimization. URL: <http://www.optiy.eu/ToleranceOptimization.html>. Abgerufen am: 29.05.2014.
- [Ost77] Ostwald, P. F.; Huang, J.: A Method for Optimal Tolerance Selection. *Journal of Manufacturing Science and Engineering* Bd. 99 (1977) Nr. 3, S. 558–565.
- [Pah07] Pahl, G.; Beitz, W.; Feldhusen, J.; Grote, K.-H.: *Pahl/Beitz Konstruktionslehre*. Berlin: Springer, 7. Auflage, 2007.
- [Par85] Parkinson, D. B.: Assessment and optimization of dimensional tolerances. *Computer-Aided Design* Bd. 17 (1985) Nr. 4, S. 191–199.
- [Pep04] Pepels, W.: *Marketing*. München: Oldenburg Wissenschaftsverlag, 4. Auflage, 2004.
- [Pet70] Peters, J.: Tolerancing the Components of an Assembly for Minimum Cost. *Journal of Manufacturing Science and Engineering* Bd. 92 (1970) Nr. 3, S. 677–682.
- [Pie09a] Pierre, L.; Teissandier, D.; Nadeau, J. P.: Integration of multiple physical behaviours into a geometric tolerancing approach. In: *Proceedings of the 11th CIRP Conference on Computer Aided Tolerancing*. 26.03.-27.03.2009, Annecy, Paper #c3-02.
- [Pie09b] Pierre, L.; Teissandier, D.; Nadeau, J. P.: Integration of thermomechanical strains into tolerancing analysis. *International Journal on Interactive Design and Manufacturing* Bd. 3 (2009) Nr. 4, S. 247–263.
- [Pie14] Pierre, L.; Teissandier, D.; Nadeau, J. P.: Variational tolerancing analysis taking thermomechanical strains into account: Application to a high pressure turbine. *Mechanism and Machine Theory* Bd. 74 (2009) April, S. 82–101.
- [Piw82] Piwonski, R.; Piwonski, T.: Iterationsverfahren für wirtschaftlich optimale Toleranzen in Maßketten. *Feinwerktechnik & Messtechnik* Bd. 90 (1982) Nr. 3, S. 134–136.
- [Pol11] Polini, W.: Geometric Tolerance Analysis. In: Colosimo, B. M.; Senin, N. (Hrsg.): *Geometric Tolerances - Impact on Product Design, Quality Inspection and Statistical Process Monitoring*. London: Springer, 1. Auflage, 2011, S.39–68.
- [Pol14] Polini, W.: To model joints with clearance for tolerance analysis. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture* Bd. 228 (2014) Nr. 12, S. 1689–1700.
- [Pra02] von Praun, S.: Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen im Produktentstehungsprozess. Dissertation, Technische Universität München. München: Herbert Utz Verlag, 2002.
- [Pre10] Prekopcsák, Z.; Henk, T.; Gáspár-Papanek, C.: Cross-validation: the illusion of reliable performance estimation. *Proceedings of the first RapidMiner Community Meeting and Conference (RCOMM 2010)*, 13.09.-16.09.2010, Dortmund.
- [Pri02] Prisco, U.; Giorleo, G.: Overview of current CAT systems. *Integrated Computer-Aided Engineering* Bd. 9 (2002) Nr. 4; S. 373–387.
- [Pri14] Pribek, M.: Visualisierung und Interpretation der Ergebnisse statistischer Toleranzanalysen. Unveröffentlichte Masterarbeit Nr. 41/14, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2014.

- [Que12] Qureshi, A. J.; Dantan, J.-Y.; Sabri, V.; Beaucaire, P.; Gayton, N.: A statistical tolerance analysis approach for over-constrained mechanism based on optimization and Monte Carlo simulation. Computer-Aided Design Bd. 44 (2012) Nr. 2, S. 132–142.
- [Qui11] Quilan, B.: Model Sensitivity Analysis. Dimensional Engineering News – Issue 94. February 2011.
- [Raa10] Raab-Steiner, E.; Benesch, M.: Der Fragebogen: Von der Forschungsidee zur SPSS/PASW-Auswertung. Stuttgart: UTB, 2. Auflage, 2010.
- [RAC14] Royal Automobile Club: Past Winners. URL: <http://www.royalautomobileclub.co.uk/Motoring/dewar-trophy>. Abgerufen am: 30.07.2014.
- [Rap14] RapidMiner, Inc.: Split Validation (Eintrag im Rapid-I-Wiki). URL: [http://rapid-i.com/wiki/index.php?title=Split\\_Validation](http://rapid-i.com/wiki/index.php?title=Split_Validation). Abgerufen am: 23.07.2014.
- [RDT15] RD&T Technology: The Tool RD&T. URL: <http://rdnt.se/tool.html>. Abgerufen am: 12.06.2015.
- [Reh12] Rehn, A.: Toleranzmanagement zeitabhängiger Systeme – Eine Darstellung der wichtigsten etablierten und aktuellen Vorgehensweisen. Unveröffentlichte Projektarbeit Nr. 25/12, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktions-technik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2012.
- [Rey11] Rey, G. D.; Wender, K. F.: Neuronale Netze: Eine Einführung in die Grundlagen, Anwendungen und Datenauswertung. Bern: Verlag Hans Huber, 2. Auflage, 2011.
- [Rib08] Riba-R., C.; Pérez-R., R.; Hernández-G., L. W.; Ciurana-G., J.: A Framework for Tolerance Analysis in Collaborative Engineering Mechanical Design. In: Luo, Y. (Hrsg.): Cooperative Design, Visualization, and Engineering - 5th International Conference, 21.09.-25.09.2008, Calvià. Berlin: Springer, 1. Auflage, 2008, S. 58–65.
- [Ric44] Rice, W. B.: Setting Tolerances Scientifically. ASME Mechanical Engineering (1944) Dezember, S. 801–803.
- [Rom12] Romeis, M.: Optimierung der Systemdefinition eines abweichungsbehafteten bewegten technischen Systems. Unveröffentlichte Bachelorarbeit Nr. 75/12, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2012.
- [Rom15] Romeis, M.: Performancesteigerung der rechnerunterstützten Toleranz-Kosten-Optimierung eines abweichungsbehafteten bewegten technischen Systems. Unveröffentlichte Masterarbeit Nr. 74/15, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2015.
- [Ros13] Ross, R.; Cremanns, K.; Jasper, T.: Probability and variance-based stochastic design optimization of a radial compressor concerning fluid-structure interaction. In: Moitinho de Almeida, J. P.; Diez, P.; Tiago, C.; Pares, N. (Hrsg.): Proceedings of the International Conference on Adaptive Modeling and Simulation. 03.06.-05.06.2013, Lissabon, S. 599–615.
- [Roy91] Roy, U.; Liu, C. R.; Woo, T. C.: Review of dimensioning and tolerancing: representation and processing. Computer-Aided Design Bd. 23 (1991) No. 7, S. 466–483.
- [Röp75] Röper, B.: Gibt es geplanten Verschleiß? Zur Problematik und zum Wahrheitsgehalt der These einer geplanten Obsoleszenz. In: Dürr, E.; Jöhr, W. A.; Roth-

- schild, W. (Hrsg.): Beiträge zur Wirtschafts- und Gesellschaftspolitik - Festschrift für Theodor Pütz. Berlin: Duncker & Humblot, 1. Auflage, S. 261–271.
- [Rüd29] Rüdenberg, R.: Die Beurteilung elektrischer Maschinen und Apparate durch Toleranzen auf Grund statistischer Methoden. Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik Bd. 9 (1929) Nr. 4, S. 318–334.
- [Sac97] Sacks, E.; Joskowicz, L.: Parametric kinematic tolerance analysis of planar mechanisms. Computer Aided Design Bd. 29 (1997) Nr. 5, S. 333–342.
- [Sac98] Sacks, E.; Joskowicz, L.: Parametric kinematic tolerance analysis of general planar systems. Computer Aided Design Bd. 30 (1998) Nr. 9, S. 707–714.
- [Saf10] Safaie, B. K.; Shamshirsaz, M.; Bahrami, M.: Effect of dimensional and material property uncertainties on thermal flexure microactuator response using probabilistic methods. Microsystem Technologies Bd. 16 (2010) Nr. 7, S. 1081–1090.
- [Sal98] Salomons, O.; van Houten, F.; Kals, H.: Current Status of CAT Systems. In: El Maraghy, H.A. (Hrsg.): Geometric Design Tolerancing. Dordrecht: Springer, 1998, S. 438–452.
- [Sal99] Saltelli, A.; Tarantola, S.; Chan, K. P. S.: A quantitative model-independent method for global sensitivity analysis of model output. Technometrics Bd. 41 (1999) Nr. 1, S. 39–56.
- [Sal00a] Saltelli, A.; Tarantola, S.; Campolongo, F.: Sensitivity Analysis as an Ingredient of Modeling. Statistical Science Bd. 15 (2000) Nr. 4, S. 377–395.
- [Sal00b] Saltelli, A.; Chan, K.; Scott, E. M.: Sensitivity Analysis. New York: John Wiley & Sons, 2000.
- [Sal08] Saltelli, A.; Ratto, M.; Andres, T.; Campolongo, F.; Cariboni, J.; Gatelli, D.; Sainsana, M.; Tarantola, S.: Global sensitivity analysis - The Primer. New Jersey: John Wiley & Sons, 2008.
- [Sam98] Samper, S.; Giordano, M.: Taking into account elastic displacements in 3D tolerancing Models and application. Journal of Materials Processing Technology Bd. 78 (1998) Nr. 1, S. 156–162.
- [Sam07] Samper, S.; Petit, J.-P.; Giordano, M.: Elastic Clearance Domain and Use Rate Concept Applications to Ball Bearings and Gears. In Davidson, J. K. (Hrsg.) Models for Computer Aided Tolerancing in Design and Manufacturing - Selected Conference Papers from the 9th CIRP International Seminar on Computer-Aided Tolerancing, held at Arizona State University, Tempe, Arizona, USA, 10-12 April, 2005. Berlin: Springer, 2007, S. 331–340.
- [Sam09a] Sampath Kumar, R.; Alagumurthi, N.; Ramesh, R.: Calculation of Total Cost, Tolerance Based on Taguchi's, Asymmetric Quality Loss Function Approach. American Journal of Engineering and Applied Sciences Bd. 2 (2009) Nr. 4, S. 628–634.
- [Sam09b] Sampath Kumar, R.; Alagumurthi, N.; Ramesh, R.: Optimization of design tolerance and asymmetric quality loss cost using pattern search algorithm. International Journal of Physical Sciences Bd. 4 (2009) Nr. 11, S. 629–637.
- [Sam10] Sammut, C.; Webb, G. I.: Encyclopedia of Machine Learning. New York: Springer, 1. Auflage, 2010, S.

- [Sam14] Sam, C.: Another Particle Swarm Toolbox - Implementation of a PSO algorithm with the same syntax as the Genetic Algorithm Toolbox, 2014. URL: <http://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/25986-another-particle-swarm-toolbox>. Abgerufen am: 04.03.2015.
- [Say85] Sayed, S. E. Y.; Kheir, N. A.: An efficient technique for minimum-cost tolerance assignment. SIMULATION Bd. 44 (1985) Nr. 4, S. 189–195.
- [Scha73] Schaibly, J. H.; Shuler, K. E.: Study of the sensitivity of coupled reaction systems to uncertainties in rate coefficients. II Applications. Journal of Chemical Physics Bd. 59 (1973) Nr. 8, S. 3879–3888.
- [Schl98] Schlemmer, E.; Müller, F.: Interpolation von Ergebnissen Finiter-Elemente-Rechnungen mit neuronalen Netzwerken. e&i Elektrotechnik und Informations-technik Bd. 115 (1998) Nr. 5, S. 256–259.
- [Schl11] Schlick, T.; Hertel, G.; Hagemann, B.; Maiser, E.: Zukunftsfeld Elektromobilität - Chancen und Herausforderungen für den deutschen Maschinen-und Anlagenbau. Studie. Roland Berger Strategy Consultants, 2011. URL: [http://www.industry.siemens.com/topics/global/de/batterieherstellung/Documents/Studie\\_Zukunftsfeld\\_Elektromobilitaet\\_Roland\\_Berger.pdf](http://www.industry.siemens.com/topics/global/de/batterieherstellung/Documents/Studie_Zukunftsfeld_Elektromobilitaet_Roland_Berger.pdf). Abgerufen am: 28.08.2014.
- [Schl12] Schluer, C.; Gust, P.: Untersuchung des Toleranzeinflusses auf die Spannungsverteilung flexibler Baugruppen In: Tagungsband zum 2. Schweizer Maschinenelemente Kolloquium, 20.11.-21.11.2012, Rapperswil. Dresden: TUD Press, 2011, S. 95–104.
- [Schl13a] Schleich, B.; Wartzack, S.: How to determine the influence of geometric deviations on elastic deformations and the structural performance?. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture Bd. 207 (2013) Nr. 5, S. 754–764.
- [Schl13b] Schleich, B.; Wartzack, S.: The Implications of the Skin Model Concept for Computer Aided Tolerancing. In: Stark, R.; Abramovici, M. (Hrsg.): Smart Product Engineering - Proceedings of the 23rd CIRP Design Conference. 11.03.-13.03.2013, Bochum. Berlin: Springer, S. 573–582.
- [Schl13c] Schleich, B.; Wartzack, S.: Process-Oriented Tolerancing - A Discrete Geometry Framework. In: Lindemann, U.; Venkataraman, S.; Kim, Y. S.; Ion, W.; Malqvist, Y. (Hrsg.): Proceedings of the 19th International Conference on Engineering Design, Vol. 5 – Design for X. Seoul, 19.08.-22.08.2013, S. 61–70.
- [Schl14a] Schleich, B.; Wartzack, S.: A discrete geometry approach for tolerance analysis of mechanism. Mechanism and Machine Theory Bd. 77 (2014) Juli, S. 148–163.
- [Schl14b] Schleich, B.; Anwer, N.; Mathieu, L.; Wartzack, S.: Skin Model Shapes: A new paradigm shift for geometric variations modelling in mechanical engineering. Computer-Aided Design Bd. 50 (2014) Mai, S. 1–15.
- [Schm93] Schmitt, M.: Rechnerunterstützte Tolerierung der Produktgestalt von mechanischen Bauteilen auf der Basis eines integrierten Produktmodellierers, Dissertation, Universität Karlsruhe, VDI Fortschritts-Berichte Reihe 20 Nr. 108, Düsseldorf: VDI, 1993.
- [Schm98] Schmidt, A.: Ein Ansatz zur ganzheitlichen Maß-, Form- und Lagetolerierung. Dissertation, Universität Paderborn, 1998.

- [Schm11] Schmitt, E.: Toleranzsimulation eines nachgiebigen PKW-Kotflügels mittels Finiter-Elemente-Simulation. Unveröffentlichte Diplomarbeit Nr. K2-252, Betreuer: Andreas Stockinger, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2011.
- [Scho95a] Scholz, F.: Tolerance Stack Analysis Methods. Boeing Information & Support Services ISSTECH-95-030, Dezember 1995. URL: [www.stat.washington.edu/fritz/Reports/isstech-95-030.pdf](http://www.stat.washington.edu/fritz/Reports/isstech-95-030.pdf). Abgerufen am: 05.08.2014.
- [Scho95b] Scholz, F.: Tolerance Stack Analysis Methods, A Critical Review. Boeing Information & Support Services, 1995. URL: <http://www.stat.washington.edu/fritz/DATAFILES498B2008/TOLSTACK.pdf>. Abgerufen am: 15.02.2014.
- [Schr10] Schröder, D.: Intelligente Verfahren: Identifikation und Regelung nichtlinearer Systeme. Heidelberg: Springer, 1. Auflage, 2010.
- [Schu47] Schuh, R.: Von DIN- zu ISA-Passungen, Wälzlagerpassungen. Ein Lehr- und Nachschlageheft für Werkstatt und Schule. Karlsruhe: C. F. Müller Verlag, 2. Auflage 1947.
- [Schu99] Schultheiss, R.; Hinze, U.: Detect the Unexpected – How to Find and Avoid Unexpected Tolerance Problems in Mechanisms. In: van Houten, F.; Kals, H. (Hrsg.): Global Consistency of Tolerances - Proceedings of the 6<sup>th</sup> CIRP International Seminar on Computer-Aided Tolerancing, University of Twente, Enschede, The Netherlands, 22–24 March, 1999. Dordrecht: Kluwer, 1. Auflage, 1999, S. 241–250.
- [Schu11] Schuller, V.: Analyse der Auswirkungen von fertigungs- und betriebsbedingten Abweichungen auf die Verlagerung an spielbehafteten Gelenken. Unveröffentlichte Bachelorarbeit Nr. 56/11, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2011.
- [Schu13] Schuller, V.: Bewertung des Kennwertes zur Vorhersagequalität "Coefficient of Prognosis (COP)" im Rahmen des Meta-Modeling. Unveröffentlichte Projektarbeit Nr. 42/13, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2013.
- [Schü95] Schütte, W.: Methodische Form- und Lagetolerierung - Ein Werkzeug zur qualitätsgerechten Produktbeschreibung. Dissertation, Universität Paderborn, 1995.
- [Schw92] Schweigert, U.: Toleranzausgleichssysteme für Industrieroboter am Beispiel des feinwerktechnischen Bolzen-Loch-Problems. Dissertation, Universität Stuttgart. Berlin: Springer, 1992.
- [Şeh08] Şehirlioğlu, A. K.; Ölzer, C.: The use of mixture experiments in tolerance allocation problems. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology Bd. 35 (2008) Nr. 7-8, S. 769–777.
- [Sha99] Shan, A.; Roth, R. N.; Wilson, R. J.: A New Approach to Statistical Geometrical Tolerance Analysis. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology Bd. 15 (1999) Nr. 3, S. 222–230.
- [Sha02] Shankar, S. R.; Koerner, S.; Janevic, J.: Extending Synthesis: Robust design using Adams/Insight. In: Proceedings of the DETC'02 - ASME 2002 Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. 29.09.-02.12.2002, Montreal.

- [Sha07] Shah, J. J.; Ameta, G.; Shen, Z.; Davidson, J.: Navigating the Tolerance Analysis Maze. Computer-Aided Design & Applications Bd. 4 (2007), Nr. 5, S. 705–718.
- [Sha09] Shaibu, A.-B.; Cho, B. R.; Kovach, J.: Development of a censored robust design model for time-oriented quality characteristics. Quality and Reliability Engineering International Bd. 25 (2009) Nr. 2, S. 181–197.
- [She25] Shewhart, W. A.: The Application of Statistics as an Aid in Maintaining Quality of a manufactured Product. Journal of the American Statistical Association Bd. 152 (1925) Nr. 20, S. 546–548.
- [She28] Shewhart, W. A.: Economic aspects of engineering applications of statistical methods. Journal of the Franklin Institute Bd. 205 (1928) Nr. 3, S. 395–405.
- [She31] Shewhart, W. A.: Economic Control of Quality of Manufactured Product. New York: D. Van Nostrand, 1. Auflage, 1931.
- [She38] Shewhart, W. A.: Applications of Statistical Methods to Manufacturing Problems. Journal of the Franklin Institute Bd. 226 (1938) Nr. 2, S. 163–186.
- [She86] Shewhart, W. A.: Statistical method from the viewpoint of quality control. In: Deming, W. E. (Hrsg.). New York: Dover, 1986. (1. Nachdruck der Erstauflage von 1939)
- [She02] Shehabi, M. K.: Cost Tolerance Optimization for Piecewise Continuous Cost Tolerance Functions. Masterarbeit. Ohio University, 2002. URL: [http://rave.ohiolink.edu/etdc/view?acc\\_num=ohiou1174937670](http://rave.ohiolink.edu/etdc/view?acc_num=ohiou1174937670). Abgerufen am: 02.01.2015.
- [She05] Shen, Z.; Ameta, G.; Shah, J. J.; Davidson, J. K.: A Comparative Study Of Tolerance Analysis Methods. Journal of Computing and Information Science in Engineering Bd. 5 (2005) Nr. 3, S. 247–256.
- [Shi05] Shin, S.; Govindaluri, S.; Cho, B. R.: Integrating the Lambert W Function to a Tolerance Optimization Problem. Quality and Reliability Engineering International Bd. 21 (2005) Nr. 8, S. 795–808
- [Shi10] Shin, S.; Kongswon, P.; Cho, B. R.: Development of the parametric tolerance modeling and optimization schemes and cost-effective solutions. European Journal of Operational Research Bd. 207 (2010) Nr. 3, S. 1728–1741.
- [Sie14a] Siemens PLM Software: TolMate. URL: [http://www.plm.automation.siemens.com/en\\_us/products/tecnomatix/quality\\_mgmt/variation\\_analyst/tolmate.shtml](http://www.plm.automation.siemens.com/en_us/products/tecnomatix/quality_mgmt/variation_analyst/tolmate.shtml). Abgerufen am: 24.07.2014.
- [Sie14b] Siemens PLM Software: Variation Analysis (VSA). URL: [http://www.plm.automation.siemens.com/en\\_us/products/tecnomatix/manufacturing-planning/dimensional-quality/variation-analysis.shtml](http://www.plm.automation.siemens.com/en_us/products/tecnomatix/manufacturing-planning/dimensional-quality/variation-analysis.shtml). Abgerufen am: 24.07.2014.
- [Sig14] Sigmetrix: CETOL 6 $\sigma$  Tolerance Analysis Software. URL: [http://www.sigmetrix.com/products/\\_cetol-tolerance-analysis-software/](http://www.sigmetrix.com/products/_cetol-tolerance-analysis-software/). Abgerufen am: 24.07.2014.
- [Sim01a] Simpson, T. W.; Mauery, T. M.; Kort, J. J.; Mistree, F.: Kriging Models for Global Approximation in Simulation-Based Multidisciplinary Design Optimization. AIAA JOURNAL Bd. 39 (2001) Nr. 12, S. 2233–2241.

- [Sim01b] Simpson, T. W.; Peplinski, J. D.; Koch, P. N.; Allen, J. K.: Metamodels for Computer-based Engineering Design: Survey and recommendations. *Engineering with Computers* Bd. 17 (2001) Nr. 2, S. 129–150.
- [Sin05] Singh, P. K.; Jain, S. C.; Jain, P. K.: Advanced optimal tolerance design of mechanical assemblies with interrelated dimension chains and process precision limits. *Computers in Industry* Bd. 56 (2005) Nr. 2, S. 179–194.
- [Sin09] Singh, P. K.; Jain, P. K.; Jain, S.C.: Important issues in tolerance design of mechanical assemblies. Part 2: Tolerance synthesis. *Journal of Engineering Manufacture* Bd. 223 (2009) Nr. 10, S. 1249–1287.
- [Siv09] Siva Kumar, M.; Stalin, B.: Optimum tolerance synthesis for complex assembly with alternative process selection using Lagrange multiplier method. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology* Bd. 44 (2009) Nr. 3-4, S. 405–411.
- [Siv10a] Sivakumar, K.; Balamurugan, C.; Ramabalan, S.: Concurrent multi-objective tolerance allocation of mechanical assemblies considering alternative manufacturing process selection. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* Bd. 53 (2011) Nr. 5-8, S. 711–732.
- [Siv10b] Sivakumar, K.; Balamurugan, C.; Ramabalan, S.: Simultaneous optimal selection of design and manufacturing tolerances with alternative manufacturing process selection. *Computer-Aided Design* Bd. 43 (2011) Februar, S. 207–218.
- [Six15] Six Sigma Material: PPM / SIGMA / Cpk Conversion Table. URL: <http://www.six-sigma-material.com/Tables.html>. Abgerufen am: 16.03.2015.
- [Smi90] Smith, M. R.: Eli Whitney and the American System. In: Pursell, C. W. (Hrsg.): *Technology in America: A History of Individuals and Ideas*. Cambridge: MIT Press, 2. Auflage, 1990, S. 49–65.
- [Smo98] Smola, A. J.; Schölkopf, B.: A Tutorial on Support Vector Regression. *NeuroCOLT Technical Report NC-TR-98-030*, University of London, 1998. URL: <http://svms.org/tutorials/SmolaScholkopf1998.pdf>. Abgerufen am: 23.01.2015.
- [Sob75] Sobol, I. M.: The Monte Carlo Method. Moskau: Mir Publishers, 1. Auflage, 1975. (Übersetzung der Originalausgabe von 1972 aus dem Russischen)
- [Sob90] Sobol', I.: Sensitivity estimates for nonlinear mathematical models. *Matematicheskoe Modelirovaniye* Bd. 2 (1990) Nr. 1, S. 112–118. Englische Übersetzung erschien als: Sobol', I.: Sensitivity analysis for non-linear mathematical models. *Mathematical Modeling & Computational Experiment* Bd. 1 (1993) Nr. 4, S. 407–414.
- [Spe64] Spencer, H.: *The Principles of Biology*. Williams and Norgate, Edinburgh: 1. Auflage, 1864.
- [Spe72] Speckhart, F. H.: Calculation of Tolerance Based on a Minimum Cost Approach. *Journal of Manufacturing Science and Engineering* Bd. 94 (1972) Nr. 2, S. 447–453.
- [Spo60] Sponsel, H.: *Ford - Vom Blechesel für jeden zum Traumwagen für alle*. Gütersloh: Sigbert Mohn Verlag, 1. Auflage, 1960.
- [Spo73] Spotts, M. F.: Allocation of Tolerances to Minimize Cost of Assembly. *Journal of Manufacturing Science and Engineering* Bd. 95 (1973) Nr. 3, S. 762–764.

- [Spr10] Sprügel, T.: Analyse und Bewertung von Getrieben bezüglich ihrer Komplexität und den daraus resultierenden Anforderungen an eine Toleranzanalyse. Unveröffentlichte Bachelorarbeit Nr. 19/10, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2010.
- [Spr13a] Sprügel, T.: Optimierung der Toleranzvergabe durch die statistische Toleranzanalyse und -synthese abweichungsbehafteter bewegter Systeme. Unveröffentlichte Masterarbeit Nr. 26/13, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2013.
- [Spr13b] Sprügel, T.; Walter, M.: Integration elastischer Deformationen in die statistische Toleranzanalyse bewegter Systeme mittels Metamodellen. In: Wartzack, S. (Hrsg.): Summer School Toleranzmanagement – Beiträge zur 1. Summer School. Hamburg: TuTech, 2013, S. 46–49.
- [Spr14] Sprügel, T.; Walter, M.; Wartzack, S.: Robust tolerance design of systems with varying ambient temperature influence due to worldwide manufacturing and operation. In: Marjanovic, D.; Storga, M.; Pavkovic, N.; Bojetic N. (Hrsg.): Proceedings of the 13th International Design Conference 2014. 19.05.-22.05.2014, Dubrovnik, S. 1189–1198.
- [SRA14] SRAM LLC.: Aktuelles zum Rückruf der hydraulischen Rennradbremsen von SRAM – 06. März 2014. URL: <http://sramroadhydraulicbrakerecall.com/de/aktuelles-zum-rueckruf-der-hydraulischen-rennradbremsen-von-sram-06-marz-2014/>. Abgerufen am: 29.08.2014.
- [Sri95] Srinivasan, V.; O'Connor, M. A.; Scholz, F. W.: Techniques for composing a class of statistical tolerance zones (ISSTECH-95-022). Boeing Information & Support Services, 1995.
- [Sri05] Srinivasan, V.: Elements of computational metrology. In: Janardan, R.; Smid, M.; Dutta, D. (Hrsg.): Computer aided design and manufacturing, DIMACS Book Series #67. Providence: American Mathematical Society, 2005, S. 79–116.
- [Sta94] Stark, R.: Entwicklung eines mathematischen Toleranzmodells zur Integration in (3D-) CAD-Systeme, Dissertation, Universität Saarbrücken, Band 5 der Schriftenreihe Produktionstechnik, LKT, 1994.
- [Sta11] Stahl, T.: Einfluss von Drehzahl- und Lastkollektiven auf die Entwicklung von Reibmoment und Temperatur in Wälzlagern. Universität Erlangen-Nürnberg, VDI Fortschritts-Berichte Reihe 1 Nr. 412, Düsseldorf: VDI, 2011.
- [Ste03] Stefano, P. D.: Tolerance analysis and synthesis using the mean shift model. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science Bd. 217 (2003) Nr. 2, S. 149–159.
- [Sti96] Stickeler, A.: Kinematische und kinetostatische Untersuchung räumlicher Kurbelge-triebe unter Berücksichtigung von Glied- und Gelenkfehlern. Dissertation, RWTH Aachen, Aachen: Shaker Verlag, 1996.
- [Str13] Strohhofer, J.: Berechnung betriebsbedingter Abweichungen zur statistischen Toleranzanalyse eines nicht-idealen Ventiltriebs. Unveröffentlichte Masterarbeit Nr. 32/13, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2013.
- [Sto94] Stolzenberg, J.: Ein Beitrag zur rechnergestützten Toleranzanalyse, Dissertation, Universität der Bundeswehr Hamburg, 1994.

- [Sto11a] Stockinger, A.: Computer Aided Robust Design – Verknüpfung rechnerunterstützter Entwicklung und virtueller Fertigung als Baustein des Toleranzmanagements, Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg, VDI Fortschritts-Berichte Reihe 1 Nr. 409, Düsseldorf: VDI, 2011.
- [Sto11b] Stockinger, A.; Wokusch, A.-L.; Walter, M.; Wartzack, S.: Impact of probability distributions and covariances on numerical simulation results in engineering design. In: Proceedings of the 16th International Conference on Industrial Engineering - Theory, Applications and Practice IJIE. 20.-23.09.2011, Stuttgart, 2011.
- [Sto12a] Stoll, T.: Einsatzmöglichkeiten von virtuellen, nichtidealen Prototypen in der Toleranzsynthese und -analyse. Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg, 2012.
- [Sto12b] Storch, M.: Ganzheitliche Methodik zur statistischen Toleranzanalyse und -synthese des Betriebsverhaltens kinematischer Baugruppen. Unveröffentlichte Masterarbeit Nr. 12/12, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktions-technik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2012.
- [Sto12c] Storch, M.: „Was sagt die Simulation?“- Betrachtung von Unsicherheiten in Simulationen. Unveröffentlichte Projektarbeit Nr. 20/12, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2012.
- [Stö60] Stöcker, F.: Über Toleranzen bei zusammengesetzten Massenfabrikaten. In: Statistische Vereinigung Köln e. V. (Hrsg.): Beiträge zu Gegenwartsproblemen der Angewandten Statistik, Köln: Westdeutscher Verlag, 1. Auflage, 1960, S. 127–134.
- [Stu08] Stuppy, J.; Meerkamm, H.: Toleranzanalyse für bewegte technische Systeme am Beispiel Kurbeltrieb. In: VDI (Hrsg.) VDI-Tagung Bewegungstechnik. 23.09.-24.09.2008, Fulda, S.155–166.
- [Stu09a] Stumvoll, A.: Methoden statistischer Toleranzanalyse bei der Entwicklung von Turbomaschinen. Dissertation, Technische Universität München, München: Dr. Hut, 2009.
- [Stu09b] Stuppy, J.; Meerkamm, H.: Tolerance analysis of a crank mechanism by taking into account different kinds of deviation. In: Proceedings of the 11th CIRP Conference on Computer Aided Tolerancing. 26.03.-27.03.2009, Annecy, Paper #a4-1.
- [Stu09c] Stuppy, J.; Meerkamm, H.: Tolerance Analysis of Mechanisms Taking into Account Joints with Clearance and Elastic Deformations. In: Norell Bergendahl, M.; Grimheden, M.; Leifer, L.; Skogstad, P.; Lindemann, U. (Hrsg.): Proceedings of the 17th International Conference on Engineering Design, Vol. 5: Design Methods and Tools (pt. 1). 24.08.-27.08.2009, Palo Alto, S. 489–500.
- [Stu10] Stuppy, J.; Meerkamm, H.; Wartzack, S.: Statistical tolerance analysis and result visualisation for systems in motion. In: Marjanovic, D., Štorga, M., Pavkovic, N., Bojeetic, N. (Hrsg.): Proceedings of the 11th International Design Conference. 17.05.-20.05.2010, Dubrovnik, S. 1431–1440.
- [Stu11] Stuppy, J.: Methodische und rechnerunterstützte Toleranzanalyse für bewegte technische Systeme, VDI Verlag. Fortschritts Berichte Reihe 20 Nr. 433, Düsseldorf: VDI, 2011.

- [Sud14] Sudret, B.; Caniou, Y.: Analysis of covariance (ANCOVA) using polynomial chaos expansions. In Proceedings of the 11th International Conference on Structural Safety & Reliability. 16.06.-20.06.2013, New York.
- [Sut75] Sutherland, G. H.; Roth, B.: Mechanism design: Accounting for Manufacturing Tolerances and Costs in Function Generation Problems. Journal of Engineering in Industry Bd. 97 (1975) Nr. 1, S. 283–286.
- [Swi00] Swidzinski, J. F.; Chang, K.: A novel nonlinear statistical modeling technique for microwave devices. In: Microwave Symposium Digest 2000 IEEE MTT-S International (Volume 2). 11.06.-16.06.2000, Boston, S. 887–890.
- [Syr04] Syrjälä, T.: Tolerance Design and Coordinate Measurement in Product Development. Masterarbeit, Helsinki University of Technology, 1994. URL: [http://cms-ul-tmb.web.cern.ch/CMS\\_TMB/PERSONAL/Antti/Notes/Rod\\_measurement\\_and\\_tolerances/Thesis\\_of\\_Syrjala.pdf](http://cms-ul-tmb.web.cern.ch/CMS_TMB/PERSONAL/Antti/Notes/Rod_measurement_and_tolerances/Thesis_of_Syrjala.pdf). Abgerufen am: 11.08.2014.
- [Tag05] Taguchi, G., Chowdhury, S., Wu, Y.: Taguchi's Quality Engineering Handbook. New Jersey: John Wiley & Sons, 2004.
- [Tao69] Tao, D. C.: Stellungnahme in einer Diskussion des Artikels: Garrett, R. E.; Hall Jr., A. S.: Effect of Tolerance and Clearance in Linkage Design. Journal of Manufacturing Science and Engineering Bd. 91 (1969) Nr. 1, Discussion, S. 198-202. (Die Stellungnahme findet sich auf S. 202 des Artikels)
- [Tay96] Taylor, W. A.: Reducing Variation during Design. The Society of Concurrent Engineering News, Spring Ausgabe, 1996, S. 1–6. URL: <http://www.variation.com/techlib/ta-1.htm>. Abgerufen am 17.06.2014.
- [Tay97] Taylor, W. A.: Process Tolerancing: A Solution to the Dilemma of worst-case versus statistical Tolerancing. In: Proceedings of the 17th Annual Fall Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division. 24.09.-27.09.1995, Milwaukee.
- [Tay14] Taylor Enterprises, Inc.: VarTran® Software. URL: <http://www.variation.com/vta/>. Abgerufen am: 24.07.2014
- [Tha11] Thakare, P. S.; Handa, C. C.: A Generalized Approach for Sensitive Analysis of Four-Bar Mechanism and Identifying Sensitive Link/s Tolerances Using Relative Velocity Method. International Journal of Applied Research in Mechanical Engineering Bd. 1 (2011) Nr. 1, S. 90–92.
- [Tho99] Thornton, A.C.: A Mathematical Framework for the Key Characteristic Process. Research in Engineering Design Bd. 11 (1999) Nr. 3, S. 145–157.
- [Tho01] Thome, O.: Durchgängige Erfassung und Verarbeitung von Toleranzinformationen: Entwicklung und Umsetzung eines Konzeptes auf Basis der vektoriellen Tolerierung unter Nutzung der Feature-Technologie. Dissertation, Universität Saarbrücken, 2001.
- [Thü13] Thümmel, T.; Roßner, M.; Rutzmoser, J.; Zenz, S.: Reibung in Drehgelenken schnelllaufender Mechanismen. In: Zentner, L. (Hrsg.): 10. Kolloquium Getriebetechnik. 11.09.-13.09.2013, Ilmenau. Ilmenau: Universitätsverlag Ilmenau, 2013, S. 143–160.
- [Tin00] Ting, K.-L.; Zhu, J.; Watkins, D.: The effects of joint clearance on position and orientation deviation of linkages and manipulators. Mechanism and Machine Theory Bd. 35 (2000) Nr. 3, S. 391–401.

- [Tre03] Trelea, I. C.: The particle swarm optimization algorithm: convergence analysis and parameter selection. *Information Processing Letters* Bd. 85 (2003) Nr. 6. S. 317–325.
- [Tre14] Tremmel, S.; Walter, M.; Pausch, M.; Wartzack, S.: STRAWbearing - Statistische Toleranz- und Robustheitsanalyse für Spindellager. Unveröffentlichter Vortrag im Rahmen des 3. Wissenschaftlichen Wälzlagerkolloquiums, 06.05.-07.05.2014, Hannover.
- [Trz52] Trzebiatowsky, H.: Die Kraftfahrzeuge und ihre Instandsetzung. Gießen: Dr Pfanneberg & Co., 6. Auflage, 1952.
- [Tob07] Tobies, R.: Zur Position von Mathematik und Mathematiker/innen in der Industrieforschung vor 1945 - am Beispiel früher Anwendung von mathematischer Statistik in der Osram GmbH. *NTM International Journal of History and Ethics of Natural Sciences, Technology and Medicine* Bd. 15 (2007) Nr. 4, S. 241–270.
- [Ung09] Ungemach, G.: Simulation toleranzbehafteter Karosseriestrukturen und deren virtuelle Qualitätsbeurteilung. Dissertation, Universität der Bundeswehr Hamburg, 2009.
- [US10] US Regierung: Toyota Gas Pedals: Is the Public at Risk?. Hearing before the Committee on Oversight and Government reform, House of Representatives, 111th Congress, Second session, Nr. 111-75, Washington, 24.02.2010. URL: <http://www.gpo.gov/fdsys/pkg/CHRG-111hhrg58346/html/CHRG-111hhrg58346.htm>. Abgerufen am: 21.05.2014.
- [Vaj09] Vajna, S.; Weber, C.; Bley, H.; Zeman, K.: CAx für Ingenieure - Eine praxisbezogene Einführung. Berlin: Springer, 2009.
- [Vap63] Vapnik, V. N.; Lerner, A. Y.: Pattern Recognition using generalized Portraits. *Automation and Remote Control* Bd. 24 (1963) Nr. 6, S. 774–780.
- [Vap95] Vapnik, V. N.: The nature of statistical learning theory. New York: Springer, 1. Auflage, 1995.
- [Vap97] Vapnik, V.; Golowich, S. E.; Smola, A.: Support Vector Method for Function Approximation, Regression Estimation, and Signal Processing. In: M. Mozer, M. C.; Jordan, M. I.; Petsche, T. (Hrsg.): *Advances in Neural Information Processing Systems 9*. Cambridge: MIT Press, 1. Auflage, 1997, S. 281–287.
- [Var13] Varatech, Inc.: Spine Fuzing Screw - Variation Analysis. YouTube-Video vom 08.02.2013. URL: <http://www.youtube.com/watch?v=TZiBvic73PM>. Abgerufen am: 28.07.2014.
- [Var14] Varatech, Inc.: Solutions. URL: <http://www.varatech.com/solutions-solidworks.html>. Abgerufen am: 24.07.2014.
- [VDA06] Verband der Automobilindustrie: VDA Band 4 - Qualitätsmanagement in der Automobilindustrie. Sicherung der Qualität vor Serieneinsatz. Wirtschaftliche Tolerierung, 2006.
- [VDI12] Verein Deutscher Ingenieure e. V.: 2012: Ingenieure auf einen Blick - Erwerbstätigkeit, Innovation, Wertschöpfung. URL: [http://www.vdi.de/fileadmin/vdi\\_de/redakteur/dps\\_bilder/SK/2012/2012\\_-\\_Ingenieure\\_auf\\_einen\\_Blick.pdf](http://www.vdi.de/fileadmin/vdi_de/redakteur/dps_bilder/SK/2012/2012_-_Ingenieure_auf_einen_Blick.pdf). Abgerufen am: 28.08.2014.
- [Voe97] Voelcker, H. B.: The current state of affairs in dimensional tolerancing. *Integrated Manufacturing Systems* Bd. 9 (1998) Nr. 4, S. 205–217.

- [Vol95] Volmer, J.; Brock, R.; Hammerschmidt, C.; Jacobi, P.; Müller, W.; Neßler, W.; Rath, W.; Schönherr, J.: Getriebetechnik : Grundlagen. Berlin: Verlag Technik, 2. Auflage, 1995.
- [Voß12] Voß, R.: Toleranzanalyse komplexer Gussbauteile mittels stochastischer Simulation der Fertigungseinflüsse, Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg, Berlin: epubli GmbH, 2012.
- [Wal09] Walter, M.: Entwicklung eines rechnerunterstützten Toleranzanalyseprozesses für bewegte technische Systeme. Unveröffentlichte Diplomarbeit Nr. K2-218, Betreuerin: Julia Stuppy, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2009.
- [Wal11] Walter, M.; Wartzack, S.: Handlungsempfehlungen für die Produktentwicklung nicht-idealer bewegter technischer Systeme. In: Krause, D.; Paetzold, K.; Wartzack, S. (Hrsg.): Design for X. Beiträge zum 22. DfX-Symposium. 11.10.-12.10.2011, Tutzing. Hamburg: TuTech, 2011, S. 171–182.
- [Wal12a] Walter, M.; Wartzack, S.: From vector-chain-based to geometrical Tolerance Analyses of Systems in Motion – the Use of Meta-models and their Evaluation. In: Weimarer Stochastik- und Optimierungstage WOST 9.0, 29.11.-20.11.2012, Weimar.
- [Wal12b] Walter, M.; Sprügel, T.; Wartzack, S.: Tolerance analysis of mechanism taking into account the interactions between deviations using meta-models. In: Kyvsgård Hansen, P.; Rasmussen, J.; Jørgensen, K. A.; Tollestrup, C. (Hrsg.): Proceedings of the 9th Norddesign, 22.08.-24.08.2012, Aalborg, S. 587–594.
- [Wal12c] Walter, M.; Wartzack, S.: Analysis of the effects of manufacturing-caused deviations and varying operation parameters on operation-depending deviations of systems in motion. In: Proceedings of the 12th CIRP Conference on Computer Aided Tolerancing. 18.04.-19.04.2012, Huddersfield.
- [Wal13a] Walter, M.; Sprügel, T.; Wartzack, S.: Tolerance analysis of systems in motion taking into account interactions between deviations. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture Bd. 207 (2013) Nr. 5, S. 709–719.
- [Wal13b] Walter, M.; Wartzack, S.: Statistical Tolerance Analysis of Mechanisms with Interactions between Deviations - A Methodology with 10 easy Steps. In: Lindemann, U.; Venkataraman, S.; Kim, Y. S.; Ion, W.; Malqvist, Y. (Hrsg.): Proceedings of the 19th International Conference on Engineering Design, Vol. 5: Design for X. Seoul, 19.08.-22.08.2013, S. 191–200.
- [Wal13c] Walter, M.; Wartzack, S.: Statistical Tolerance-Cost-Optimization of Systems in Motion Taking into Account Different Kinds of Deviations. In: Stark, R.; Abramovici, M. (Hrsg.): Smart Product Engineering - Proceedings of the 23rd CIRP Design Conference. 11.03.-13.03.2013, Bochum. Berlin: Springer, S. 705–714.
- [Wal14a] Walter, M.; Spruegel, T.; Weikert, T.; Mann, V.; Romeis, M.; Wartzack, S.: Toleranz-Kosten-Optimierung bewegter Systeme mittels Partikelschwarm-Optimierung. In: Krause, D.; Paetzold, K.; Wartzack, S. (Hrsg.): Design for X. Beiträge zum 25. DfX-Symposium. 01.10.-02.10.2014, Bamberg. Hamburg: TuTech, 2014, S. 181–192.

- [Wal14b] Walter, M.; Storch, M.; Wartzack, S.: On uncertainties in simulations in engineering design: A statistical tolerance analysis application. *Simulation* Bd. 90 (2014) Nr. 5, S. 547–559.
- [Wal14c] Walter, M.; Wartzack, S.: Statistische Toleranzanalyse. Übung vom 20.06.2014 im Rahmen der Vorlesung „Technische Produktgestaltung“, Universität Erlangen-Nürnberg.
- [Wal15a] Walter, M. S. J.; Pribek, M.; Spruegel, T. C.; Wartzack, S.: Result Visualization and Documentation of Tolerance Simulations of Mechanisms. In: Weber, C.; Husung, S.; Cantamessa, M.; Cascini, G.; Marjanovic, D.; Graziosi, S. (Hrsg.): Proceedings of the 20th International Conference on Engineering Design (ICED15), Vol. 4: Design for X. 27.07-30.07.2015, Mailand, S. 11-20.
- [Wal15b] Walter, M. S. J.; Sprügel, T. C.; Wartzack, S.: Least Cost Tolerance Allocation for Systems with Time-variant Deviations. *Procedia CIRP* Bd. 27 (2015), S. 1–9.
- [Wal15c] Walter, M. S. J.; Spruegel, T. C.; Ziegler, P.; Wartzack, S.: Berücksichtigung von Wechselwirkungen zwischen Abweichungen in der statistischen Toleranzanalyse. *Konstruktion*, 2015. (Beitrag ist zur Veröffentlichung angenommen, voraussichtliche Veröffentlichung im Herbst 2015)
- [Wan97] Wang, J.: Bauteilübergreifende Maß-, Form- und Lagetoleranzanalyse auf Basis eines objektorientierten Technologiemodells. Dissertation, TU Hamburg-Harburg, Aachen: Shaker Verlag, 1997.
- [Wan02] Wang, M. Y.: Tolerance analysis for fixture layout design. *Assembly Automation* Bd. 22 (2002) Nr. 2, S. 153–162.
- [Wan07] Wandelt, D.: Modellierung von mehrstufigen Fertigungsprozessen zur mehrdimensionalen Toleranzanalyse und -synthese. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2007.
- [War00] Wartzack, S.: Predictive Engineering - Assistenzsystem zur multikriteriellen Analyse alternativer Produktkonzepte. Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg. VDI Fortschritts-Berichte Reihe 1 Nr. 336, Düsseldorf: VDI, 2000.
- [War09] Warlimont, H.: Metal Forming Data of Ferrous Alloys - deformation behavior. Landolt-Börnstein - Group VIII Advanced Materials and Technologies. Band 2C1, 2009.
- [War11] Wartzack, S.; Meerkamm, H.; Stockinger, A.; Stoll, T.; Stuppy, J.; Voß, R.; Walter, M.; Wittmann, S.: Lebenszyklusorientierte Toleranzsimulation zur funktionalen und ästhetischen Produktabsicherung. *Konstruktion* Bd. 63 (2011) Nr. 6, S. 63–67.
- [War13a] Wartzack, S.; Schleich, B.; Walter, M.; Ziegler, P.: Toleranzmanagement am KTmfk. In: Wartzack, S. (Hrsg.): Summer School Toleranzmanagement – Beiträge zur 1. Summer School. Hamburg: TuTech, 2013, S. 2–5.
- [War13b] Wartzack, S.; Walter, M.; Schleich, B.: So eng wie nötig, so breit wie möglich. *Konstruktionspraxis* Bd. 15 (2013) Nr. 4, S. 14–16.
- [Wat07] Watts, D.: The “GD&T Knowledge Gap” in Industry. In: SME 2007 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Volume 4: ASME/IEEE International Conference on Mechatronic and Embedded Systems and Applications and the 19th

- Reliability, Stress Analysis, and Failure Prevention Conference. Las Vegas: ASME, 2007, S. 597–604.
- [Wat13] Watrin, S.; Binz, H.; van de Lindeloof, B.: Methodology for requirement-driven tolerance specification. Procedia CIRP Bd. 10 (2013), S. 299–305.
- [Web92] Weber, A.: Ein relationsbasiertes Datenmodell als Grundlage für die Bauteil-Tolerierung, Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg, 1992.
- [Web94] Weber, C.; Stark, R.: Stand und Perspektiven der rechnerunterstützten Toleranzanalyse und -synthese. In: VDI-Fachtagung „Wege zum erfolgreichen Qualitätsmanagement in der Produktentwicklung“ - VDI-Bericht Nr. 1106. 24.02.-25.02.1994, Berlin, S. 203–222.
- [Web98] Weber, C.; Britten, W.; Thome, O.: Conversion of Geometrical Tolerances into Vectorial Tolerance Representations – a Major Step towards Computer Aided Tolerancing. In: Marjanovic, D. (Hrsg.): Proceedings of the 5th International Design Conference 1998, 19.05.-22.05.1998, Dubrovnik, S. 233–238.
- [Wei13] Weikert, T.: Bestimmung von betriebsbedingten Abweichungen und Integration in die statistische Toleranzanalyse am Beispiel des Ventiltriebs eines Verbrennungsmotors. Unveröffentlichte Masterarbeit Nr. 24/13, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2013.
- [Wei14] Weidenhiller, F.: Einführung in das Toleranzmanagement. Vortrag am 04. Juli 2014 im Rahmen der Vorlesung „Technische Produktgestaltung“, Universität Erlangen-Nürnberg.
- [Whi94] Whitney, D. E.; Gilbert, O. L.; Jastrzebski, M.: Representation of geometric variations using matrix transforms for statistical tolerance analysis in assemblies. Research in Engineering Design Bd. 6 (1994) Nr. 4, S. 191–210.
- [Whi06] Whitney, D. E.: The role of key characteristics in the design of mechanical assemblies. Assembly Automation Bd. 26 (2006) Nr. 4, S. 315–322.
- [Wil41] Wilks, S. S.: Determination of Sample Sizes for Settings Tolerance Limits. In: The Annals of Mathematical Statistics Bd. 12 (1941) Nr. 1, S. 91–96.
- [Wil63] Wilson, R. B.: A Simplicial Algorithm for Concave Programming, Dissertation, Harvard University, 1963.
- [Wil75a] Wilde, D.: Simplifying Discrete Tolerance Assignment. ASME Paper 75-DET-106 (1975).
- [Wil75b] Wilde, D.; Prentice, E.: Minimum Exponential Cost Allocation of Sure-Fit Tolerances. Journal of Manufacturing Science and Engineering Bd. 97 (1975) Nr. 4, S. 1395–1398.
- [Wir86] Wirtz, A.: Vektorielle Tolerierung - die Qualitätssicherung im CIM. Technische Rundschau (1986) Nr. 41, S. 22–37.
- [Wis98] Wisniewski, D. M.; Gomer, P.: Tolerance Analysis Using VSA-3D® for Engine Applications. In: El Maraghy, H.A. (Hrsg.): Geometric Design Tolerancing. Dordrecht: Springer, 1998, S. 453–464.
- [Wiś00] Wiśniewski, M.: Elastohydrodynamische Schmierung: Grundlagen und Anwendungen. Renningen: Expert, 1. Auflage, 2000.
- [Wit02] Wittmann, M.: Toleranzinformationssystem in der Produktentwicklung, Dissertation, Universität Saarbrücken, Köln: Eul, 2001.

- [Wit04] Wittwer, J. W.; Chase, K. W.; Howell, L. L.: The direct linearization method applied to position error in kinematic linkages. *Mechanism and Machine Theory* Bd. 39 (2004) Nr. 7, S 681–693.
- [Wit11a] Wittmann, S.: Verfahren zur Simulation und Analyse der Auswirkungen toleranzbedingter Bauteilabweichungen. Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg, 2011.
- [Wit11b] Witten, I. H.; Eibe, F.; Hall, M. A.: Data mining: practical machine learning tools and techniques. Amsterdam: Morgan Kaufmann, 3. Auflage, 2011.
- [Wu97] Wu, Z.: Sensitive Factor for Position Tolerance. *Research in Engineering Design* Bd. 9 (1997) Nr. 4, S. 228–234.
- [Wu09] Wu, F., Dantan, J.-Y.; Etienne, A.; Siadat, A.; Martin, P.: Improved algorithm for tolerance allocation based on Monte Carlo simulation and discrete optimization. *Computers & Industrial Engineering* Bd. 56 (2009) Nr. 4, S. 1402–1413.
- [Wyn10] Wynn, H.; Ograjenšek, I.: Is statistics becoming the number one discipline for business and industry?. *Quality and Reliability Engineering International* Bd. 26 (2010) Nr. 8, S. 789–793.
- [Xu01] Xu, Q.-S.; Liang, Y.-Z.: Monte Carlo cross validation. *Chemometrics and Intelligent Laboratory Systems* Bd. 56 (2001) Nr. 1, S. 1–11.
- [Yan11] Yang, J.-X.; Wang, J.-Y.; Anwer, N.; Anselmetti, B.: Tolerance Analysis of Parallel Mechanism with Link Dimension Deviation and Joint Clearance. In: 13th World Congress in Mechanism and Machine Science. 19.06.–25.06.2011, Guanajuato, Paper Nr. A11\_306.
- [Yeo96] Yeo, S. H.; Ngoi, B. K. A.; Chen, H.: A Cost-Tolerance Model for Process Sequence Optimisation. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* Bd. 12 (1996) Nr. 6, S. 423–431.
- [Yin98] Yin, X.: Rechnerintegrierte wissensbasierte Form- und Lagetolerierung. Dissertation, Universität Paderborn, 1998.
- [Zah09] Zahara, E.; Kao, Y.-T.: A hybridized approach to optimal tolerance synthesis of clutch assembly. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* Bd. 40 (2009) Nr. 11-12, S. 1118–1124.
- [Zha93] Zhang, C.; Wang, H.-P. B.: Tolerance analysis and synthesis for cam mechanisms. *International Journal of Production Research* Bd. 31 (1993) Nr. 5, S. 1229–1245.
- [Zha96] Zhao, K. Entwicklung eines räumlichen Toleranzmodells zur Optimierung der Produktqualität. Dissertation, Universität Stuttgart, 1996.
- [Zha98] Zhang, C.; Wang, H.-P.: Robust design of assembly and machining tolerance allocations. *IIE Transactions* Bd. 30 (1998) Nr. 1, S. 17–29.
- [Zha07] Zhang, C.; Wang, H.-P. B.: Tolerancing for Design and Manufacturing (Kapitel 10). In: Dorf, R. C.; Kusiak, A. (Hrsg.): *Handbook of Design, Manufacturing and Automation*. New York: John Wiley & Sons, 2. Auflage, 2007.
- [Zha10] Zhang, J.; Li, S. P.; Bao, N. S.; Zhang, G. J.; Xue, Gu, P. H.: A robust design approach to determination of tolerances of mechanical products. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* Bd. 59 (2010) Nr. 1, S. 195–198.
- [Zie11] Zierer, P.: Analyse der Auswirkungen von fertigungs- und betriebsbedingten Abweichungen auf die Deformation elastischer Bauteile bewegter Systeme.

- Unveröffentlichte Bachelorarbeit Nr. 55/11, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2011.
- [Zie12a] Ziegler, P.; Breitsprecher, T.; Walter, M.; Westphal, C.; Wartzack, S.: Application of Sensitivities on Simulation-Data-Based Metamodels during the Product Synthesis. In: Marjanovic, D.; Storga, M.; Pavkovic, N.; Bojetic N. (Hrsg.): Proceedings of the 12th International Design Conference 2014, 21.05.-24.05.12, Dubrovnik, S. 589–598.
- [Zie12b] Ziegler, P.; Schummer, A.; Wartzack, S.: Visualization of simulation-data-based metamodels during the product synthesis. In: Kyvsgård Hansen, P.; Rasmussen, J.; Jørgensen, K. A.; Tollestrup, C. (Hrsg.): Proceedings of the 9th Norddesign, 22.08-24.08.2012 Aalborg, S. 638–645.
- [Zie13a] Ziegler, P.; Wartzack, S.: A quality measure for comparing different feature deviations to perform sensitivity analysis in tolerancing. In: 7th International Conference on Sensitivity Analysis of Model Output 2013, Nizza, URL: <http://www.gdr-mascotnum.fr/media/mascot13ziegler-poster.pdf>. Abgerufen am: 26.11.2014.
- [Zie13b] Ziegler, P.; Wartzack, S.: Concept for tolerance design in early design stages based on skeleton models. In: Lindemann, U.; Venkataraman, S.; Kim, Y. S.; Ion, W.; Malqvist, Y. (Hrsg.): Proceedings of the 19th International Conference on Engineering Design, Vol. 5: Design for X. Seoul, 19.08.-22.08.2013, S. 1–10.
- [Zie13c] Ziegler, P.; Wartzack, S.: Vom schließmaßbasierten Toleranzmanagement zum eigenschaftsbasierten Robust Design. In: Krause, D.; Paetzold, K.; Wartzack, S. (Hrsg.): Design for X. - Beiträge zum 24. DfX-Symposium. Jesteburg, 19.09.-20.09.2013. Hamburg: TuTech, 2013, S. 175–186.
- [Zie15a] Ziegler, P.; Wartzack, S.: A statistical method to identify main contributing tolerances in assemblability studies based on convex hull techniques. Journal of Zhejiang University-SCIENCE A (Applied Physics & Engineering) Bd. 16 (2015) Nr. 5, S. 361–370.
- [Zie15b] Ziegler, P.; Wartzack, S.: Sensitivity Analysis of features in tolerancing based on constraint function level sets. Reliability Engineering & System Safety Bd. 134 (Februar 2015), S. 324–333.

## Studentische Arbeiten unter Betreuung des Autors

Die nachfolgend aufgeführten studentischen Arbeiten entstanden am Lehrstuhl für Konstruktionstechnik der FAU Erlangen-Nürnberg unter der Betreuung von M. S. J. Walter.

- [Epp12] Epp, S.: Robust Design Analyse des Betriebsverhaltens eines abweichungsbehafteten Ventiltriebes. Unveröffentlichte Diplomarbeit Nr. 255/12, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2012.
- [Hel12] Heling, B.: Einsatz varianzbasierter Sensitivitätsuntersuchungen im Kontext der statistischen Toleranzrechnung. Unveröffentlichte Projektarbeit Nr. 24/12, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2012.
- [Hil12] Hiller, C.: Bedeutung von geometrischen Abweichungen und Toleranzen in deutschen Unternehmen – Vorbereitung, Durchführung und Auswertung einer Erhebung. Unveröffentlichte Bachelorarbeit Nr. 102/12, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2012.
- [Hil15] Hiller, C.: Vergabe kostenoptimaler Toleranzen - Eine visuelle Methode zur Gegenüberstellung des Einflusses technischer und wirtschaftlicher Anforderungen. Unveröffentlichte Masterarbeit Nr. 65/15, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2015.
- [Kru13] Krusemark, S.: Entwicklung eines Werkzeugs zur automatischen Formulierung von Schließmaßgleichungen in MATLAB® für die statistische Toleranzanalyse. Unveröffentlichte Bachelorarbeit Nr. 134/13, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2013.
- [Man12] Mann, V.: Statistische Toleranzanalyse eines Kreuzarmfensterhebers unter Berücksichtigung der Einflüsse schwankender Fertigungsparameter beim Spritzgießen. Unveröffentlichte Projektarbeit Nr. 41/12, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2012.
- [Pri14] Pribek, M.: Visualisierung und Interpretation der Ergebnisse statistischer Toleranzanalysen. Unveröffentlichte Masterarbeit Nr. 41/14, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2014.
- [Reh12] Rehn, A.: Toleranzmanagement zeitabhängiger Systeme – Eine Darstellung der wichtigsten etablierten und aktuellen Vorgehensweisen. Unveröffentlichte Projektarbeit Nr. 25/12, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2012.
- [Rom12] Romeis, M.: Optimierung der Systemdefinition eines abweichungsbehafteten bewegten technischen Systems. Unveröffentlichte Bachelorarbeit Nr. 75/12, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2012.
- [Rom15] Romeis, M.: Performancesteigerung der rechnerunterstützten Toleranz-Kosten-Optimierung eines abweichungsbehafteten bewegten technischen Systems. Unveröffentlichte Masterarbeit Nr. 74/15, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2015.

- [Schu11] Schuller, V.: Analyse der Auswirkungen von fertigungs- und betriebsbedingten Abweichungen auf die Verlagerung an spielbehafteten Gelenken. Unveröffentlichte Bachelorarbeit Nr. 56/11, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2011.
- [Schu13] Schuller, V.: Bewertung des Kennwertes zur Vorhersagequalität "Coefficient of Prognosis (COP)" im Rahmen des Meta-Modeling. Unveröffentlichte Projektarbeit Nr. 42/13, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2013.
- [Spr10] Sprügel, T.: Analyse und Bewertung von Getrieben bezüglich ihrer Komplexität und den daraus resultierenden Anforderungen an eine Toleranzanalyse. Unveröffentlichte Bachelorarbeit Nr. 19/10, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2010.
- [Spr13a] Sprügel, T.: Optimierung der Toleranzvergabe durch die statistische Toleranzanalyse und -synthese abweichungsbefarbeter bewegter Systeme. Unveröffentlichte Masterarbeit Nr. 26/13, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2013.
- [Str13] Strohhofer, J.: Berechnung betriebsbedingter Abweichungen zur statistischen Toleranzanalyse eines nicht-idealen Ventiltriebs. Unveröffentlichte Masterarbeit Nr. 32/13, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2013.
- [Sto12b] Storch, M.: Ganzheitliche Methodik zur statistischen Toleranzanalyse und -synthese des Betriebsverhaltens kinematischer Baugruppen. Unveröffentlichte Masterarbeit Nr. 12/12, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2012.
- [Sto12c] Storch, M.: „Was sagt die Simulation?“- Betrachtung von Unsicherheiten in Simulationen. Unveröffentlichte Projektarbeit Nr. 20/12, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2012.
- [Wei13] Weikert, T.: Bestimmung von betriebsbedingten Abweichungen und Integration in die statistische Toleranzanalyse am Beispiel des Ventiltriebs eines Verbrennungsmotors. Unveröffentlichte Masterarbeit Nr. 24/13, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2013.
- [Zie11] Zierer, P.: Analyse der Auswirkungen von fertigungs- und betriebsbedingten Abweichungen auf die Deformation elastischer Bauteile bewegter Systeme. Unveröffentlichte Bachelorarbeit Nr. 55/11, Betreuer: Michael Walter, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2011.

## **Veröffentlichungen des Autors**

### **2010**

Gruber, G.; **Walter, M.**; Wartzack, S.: Verbesserungspotentiale in der Entwicklung und Validierung hoch dynamisch belasteter Leichtbaukomponenten im Umfeld der Zuliefererindustrie. In: Krause, D.; Paetzold, K.; Wartzack, S. (Hrsg.): Design for X. Beiträge zum 21. DfX-Symposium. 23.09.-24.09.2010, Buchholz. Hamburg: TuTech, 2010, S. 11–22.

### **2011**

Stockinger, A.; Wokusch, A.-L.; **Walter, M.**; Wartzack, S.: Impact of probability distributions and covariances on numerical simulation results in engineering design. In: Proceedings of the 16th International Conference on Industrial Engineering - Theory, Applications and Practice IJIE. 20.09.-23.09.2011, Stuttgart, 2011.

**Walter, M.**; Breitsprecher, T.; Gruber, G.; Wartzack, S.: Simulation based generation of an initial design taking into account geometric deviations and deformations: In: Culley, S. J.; Hicks, B. J.; McAlone, T. C.; Howard, T. J.; Dong, A. (Hrsg.): Proceedings of the 18th International Conference on Engineering Design 2011 (ICED11), Vol. 10 – Design Methods and Tools pt. 2, 15.08.-18.08.2011 Copenhagen, S. 78–90.

**Walter, M.**; Wartzack, S.: Handlungsempfehlungen für die Produktentwicklung nicht-ideal bewegter technischer Systeme. In: Krause, D.; Paetzold, K.; Wartzack, S. (Hrsg.): Design for X. Beiträge zum 22. DfX-Symposium. 11.10.-12.10.2011, Tutzing. Hamburg: TuTech, 2011, S. 171–182.

Wartzack, S.; Meerkamm, H.; Stockinger, A.; Stoll, T.; Stuppy, J.; Voß, R.; **Walter, M.**; Wittmann, S.: Lebenszyklusorientierte Toleranzsimulation zur funktionalen und ästhetischen Produktabsicherung. Konstruktion Bd. 63 (2011) Nr. 6, S. 63–67.

### **2012**

Meerkamm, H.; Wartzack, S.; Bauer, S.; Krehmer, H.; Stockinger, A.; **Walter, M.**: Design for X (DFX). In: Rieg, F.; Steinhilper, R. (Hrsg.): Handbuch Konstruktion. München: Carl Hanser, 2012, S. 443–462.

Schleich, B.; **Walter, M.**; Wartzack, S.; Anwer, N.; Mathieu, L.: A Comprehensive Framework for Skin Model Simulation. In: ASME (Hrsg.): Proceedings of the 11th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis -Volume 3: Advanced Composite Materials and Processing; Robotics; Information Management and PLM; Design Engineering. 02.07.-04.07.2012, Nantes, S. 567–576.

**Walter, M.**; Sprügel, T.; Wartzack, S.: Tolerance analysis of mechanism taking into account the interactions between deviations using meta-models. In: Kyvsgård Hansen, P.; Rasmussen, J.; Jørgensen, K. A.; Tollestrup, C. (Hrsg.): Proceedings of the 9th Norddesign, 22.08.-24.08.2012, Aalborg, S. 587–594.

**Walter, M.**; Wartzack, S.: Analysis of the effects of manufacturing-caused deviations and varying operation parameters on operation-depending deviations of systems in motion. In: Proceedings of the 12th CIRP Conference on Computer Aided Tolerancing. 18.04.-19.04.2012, Huddersfield.

**Walter, M.**; Wartzack, S.: From vector-chain-based to geometrical Tolerance Analyses of Systems in Motion – the Use of Meta-models and their Evaluation. In: Weimarer Stochastik- und Optimierungstage WOST 9.0. 29.11.-20.11.2012, Weimar.

Ziegler, P.; Breitsprecher, T.; **Walter, M.**; Westphal, C.; Wartzack, S.: Application of Sensitivities on Simulation-Data-Based Metamodels during the Product Synthesis. In: Marjanovic, D.; Storga, M.; Pavkovic, N.; Bojetic N. (Hrsg.): Proceedings of the 12th International Design Conference 2014, 21.05.-24.05.2012, Dubrovnik, S. 589–598.

## **2013**

Sprügel, T.; **Walter, M.**: Integration elastischer Deformationen in die statistische Toleranzanalyse bewegter Systeme mittels Metamodellen. In: Wartzack, S. (Hrsg.): Summer School Toleranzmanagement – Beiträge zur 1. Summer School. Hamburg: TuTech, 2013, S. 46–49.

Stangl, T.; **Walter, M.**; Wartzack, S.; Schneyer, T.: Robust design proposal by the use of structural topology optimization considering uncertainties of input parameters and boundary conditions. In: Lindemann, U.; Venkataraman, S.; Kim, Y. S.; Ion, W.; Malqvist, Y. (Hrsg.): Proceedings of the 19th International Conference on Engineering Design, Vol. 9: Design Methods and Tools. Seoul, 19.08.-22.08.2013, S. 217–226.

**Walter, M.**; Sprügel, T.; Wartzack, S.: Tolerance analysis of systems in motion taking into account interactions between deviations. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture Bd. 207 (2013) Nr. 5, S. 709–719.

**Walter, M.**; Wartzack, S.: Statistical Tolerance Analysis of Mechanisms with Interactions between Deviations - A Methodology with 10 easy Steps. In: Lindemann, U.; Venkataraman, S.; Kim, Y. S.; Ion, W.; Malqvist, Y. (Hrsg.): Proceedings of the 19th International Conference on Engineering Design, Vol. 5: Design for X. Seoul, 19.08.-22.08.2013, S. 191–200.

**Walter, M.**; Wartzack, S.: Statistical Tolerance-Cost-Optimization of Systems in Motion Taking into Account Different Kinds of Deviations. In: Stark, R.; Abramovici, M. (Hrsg.): Smart Product Engineering - Proceedings of the 23rd CIRP Design Conference. 11.03.-13.03.2013, Bochum. Berlin: Springer, 2013, S. 705–714.

Wartzack, S.; Meerkamm, H.; Vierneusel, B.; Voß, R.; **Walter, M.**: Montagegerechte Produktgestaltung. In: Spur, G.; Schöppner, V.; Feldmann, K. (Hrsg.): Handbuch Fügen, Handhaben, Montieren. Bd. 5. Handbuch der Fertigungstechnik. München: Hanser, 2. Auflage, 2013, S. 446–464.

Wartzack, S.; Schleich, B.; **Walter, M.**; Ziegler, P.: Die Einbettung des Toleranzmanagements in den Produktentwicklungsprozess. In: Wartzack, S. (Hrsg.): Summer School Toleranzmanagement: Beiträge zur 1. Summer School. Hamburg: TuTech, 2013, S. 63–67.

Wartzack, S.; Schleich, B.; **Walter, M.**; Ziegler, P.: Toleranzmanagement am KTmfk. In: Wartzack, S. (Hrsg.): Summer School Toleranzmanagement – Beiträge zur 1. Summer School. Hamburg: TuTech, 2013, S. 2–5.

Wartzack, S.; **Walter, M.**; Schleich, B.: So eng wie nötig, so breit wie möglich. Konstruktionspraxis Bd. 15 (2013) Nr. 4, S. 14–16.

## **2014**

Sprügel, T.; **Walter, M.**; Wartzack, S.: Robust tolerance design of systems with varying ambient temperature influence due to worldwide manufacturing and operation. In: Marjanovic, D.; Storga, M.; Pavkovic, N.; Bojetic N. (Hrsg.): Proceedings of the 13th International Design Conference 2014. 19.05.-22.05.14, Dubrovnik, S. 1189–1198.

**Walter, M.**; Spruegel, T.; Weikert, T.; Mann, V.; Romeis, M.; Wartzack, S.: Toleranz-Kosten-Optimierung bewegter Systeme mittels Partikel Schwarm-Optimierung. In: Krause, D.; Paetzold, K.; Wartzack, S. (Hrsg.): Design for X. Beiträge zum 25. DfX-Symposium. 01.10.-02.10.2014, Bamberg. Hamburg: TuTech, 2014, S. 181–192.

**Walter, M.**; Storch, M.; Wartzack, S.: On uncertainties in simulations in engineering design: A statistical tolerance analysis application. Simulation Bd. 90 (2014) Nr. 5, S. 547–559.

Wartzack, S.; **Walter, M.**: Toleranz-Kosten-Optimierung abweichungsbehafteter Systeme. ZWF Bd. 109 (2014) Nr. 6, S. 391-392.

## **2015**

Krogstie, L.; **Walter, M. S. J.**; Wartzack, S.; Martinsen, K.: Towards a more comprehensive Understanding of Tolerance Engineering Research Importance. Procedia CIRP Bd. 27 (2015), S.29–34.

Litwa, F.; Gottwald, M.; Bohn, M.; Klinger, J. F.; **Walter, M.**; Wartzack, S.; Vielhaber, M.: Automated Point-based Tolerance Analysis Model Creation for Sheet Metal Parts. Procedia CIRP Bd. 27 (2015), S. 65–70.

**Walter, M. S. J.**; Pribek, M.; Spruegel, T. C.; Wartzack, S.: Result Visualization and Documentation of Tolerance Simulations of Mechanisms. In: Weber, C.; Husung, S.; Cantamessa, M.; Cascini, G.; Marjanovic, D.; Graziosi, S. (Hrsg.): Proceedings of the 20th International Conference on Engineering Design (ICED15), Vol. 4: Design for X. 27.07-30.07.2015, Mailand, S. 11-20.

Wartzack, S.; Schleich, B.; **Walter, M.**; Ziegler, P.: „Toleranzen machen Schule“ – Ein Rückblick auf die erste „Summer School Toleranzmanagement“ im September 2013. In: Wartzack, S. (Hrsg.): Summer School Toleranzmanagement – Beiträge zur 2. Summer School. Stamsried: Druck+Verlag Ernst Vögel GmbH, 2015, S. IV–VII.

**Walter, M. S. J.**; Sprügel, T. C.; Wartzack, S.: Least Cost Tolerance Allocation for Systems with Time-variant Deviations. Procedia CIRP Bd. 27 (2015), S. 1–9.

**Walter, M. S. J.**; Spruegel, T. C.; Ziegler, P.; Wartzack, S.: Berücksichtigung von Wechselwirkungen zwischen Abweichungen in der statistischen Toleranzanalyse. Konstruktion, 2015. (Beitrag ist zur Veröffentlichung angenommen, vorraussichtliche Veröffentlichung im Herbst 2015)

Wartzack, S.; **Walter, M.**; Schleich, B.; Aschenbrenner, A.; Heling, B.: Der KTmfk und die Arbeitsgruppe „Toleranzmanagement“ In: Wartzack, S. (Hrsg.): Summer School Toleranzmanagement – Beiträge zur 2. Summer School. Stamsried: Druck+Verlag Ernst Vögel GmbH, 2015, S. 3–8.

## **2016**

Heling, B.; Aschenbrenner, A.; **Walter, M. S. J.**; Wartzack, S.: On Connected Tolerances in Statistical Tolerance-Cost-Optimization of Assemblies with Interrelated Dimension Chains. Procedia CIRP Bd. 43 (2016), S.262–267.

# 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

## 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 978-3-18-343701-6