

# Beitrag zur Flexibilisierung automatisierter und hochratenfähiger Anlagentechnik im Karosseriebau

Dissertation  
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor Ingenieur  
Dr.-Ing.

vorgelegt

der Fakultät Maschinenwesen der  
Technischen Universität Dresden

von Dipl.-Ing. Rayk Fritzsche

Erstgutachter:	Prof. Dr.-Ing. Steffen Ihlenfeldt
Zweitgutachter:	Prof. Dr.-Ing. Klaus Dröder
Datum der Einreichung:	01.12.2021
Datum der Verteidigung:	14.10.2022



## **Bibliographische Beschreibung**

Fritzsche, Rayk

Beitrag zur Flexibilisierung automatisierter und hochratenfähiger Anlagentechnik im Karosseriebau

Dissertation an der Fakultät Maschinenwesen der Technischen Universität Dresden, Institut für Mechatronischen Maschinenbau, Dresden, 2022

165 Seiten, 142 Abbildungen, 26 Tabellen, 153 Literaturquellen

## **Referat**

Der sehr hohe Automatisierungsgrad innerhalb des Fahrzeugkarosseriebaus, die sehr hohen Qualitätsansprüche und die zunehmende Forderung nach einer produktflexiblen Produktion bilden einen Zielkonflikt, dessen Lösung mit marktverfügbaren Systemen derzeit nur unter erheblichen Einbußen hinsichtlich Taktzeit, Produktionsfläche und Wirtschaftlichkeit möglich ist. Die größten Herausforderungen bei der Flexibilisierung der Betriebsmittel des Karosseriebaus ergeben sich in Bezug auf die Entwicklung modellflexibler Geometrievorrichtungen, wobei die geometrischen und qualitativen Anforderungen bei der Fertigung von Fahrzeugtüren am größten sind. Für die modellübergreifende Produktion ohne Betriebsmittelaustausch wird in dieser Arbeit am Beispiel von Fahrzeugtüren eine Methode sowie eine konstruktive und technische Lösung für flexible Geometriespannvorrichtungen entwickelt. Durch softwaregestützte Analysen mit teilweise spezifisch entwickelten Softwareprogrammen, durch experimentelle Untersuchungen, sowie anhand empirischer Erfahrungen aus Gesprächen mit Anlagenbetreibern, Planern und Vorrichtungsbauern werden Methoden generiert, Anforderungen definiert und letztendlich standardisierte und modular einsetzbare Kinematiksysteme entwickelt. Anhand zweier umgesetzter Prototypen werden experimentelle Analysen zur Validierung der Anforderungen durchgeführt sowie abschließend mit Hilfe von Simulationsmethoden ein Regelungskonzept zur steuerungstechnischen Nachgiebigkeitskompensation der Kinematiksysteme entwickelt.

## **Schlagworte**

Automatisierung; Flexibilisierung; Variantensteigerung; Prozessregelung; Qualitätsregelung; Optimierungsmethoden; K.I.- Methoden; Partikelschwarmoptimierung; Betriebsmittelentwicklung; adaptive Vorrichtung; Spannvorrichtung; Fügevorrichtung; Karosseriebau; Fahrzeugproduktion

## **Vorwort**

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fraunhofer Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik IWU, Chemnitz.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Steffen Ihlenfeldt, dem Institutsleiter und Wissenschaftsbereichsleiter des Fraunhofer IWU danke ich ganz herzlich für die Betreuung meiner Arbeit sowie für die hilfreichen Anregungen zur Finalisierung.

Des Weiteren gilt mein ganz besonderer Dank Herrn Dr. Marcel Todtermuschke, meinem Abteilungsleiter und Kollegen am Fraunhofer IWU für die inhaltlichen Diskussionen und Hinweise.

Weiterhin möchte ich mich bei meinen Kollegen der Abteilung Karosseriebau und Montage, im Besonderen Herrn Dipl.-Ing. Peter Müller sowie bei den studentischen Hilfskräften bedanken, die mit ihrer Unterstützung ihren Beitrag zu den Inhalten in dieser Arbeit geleistet haben.

Abschließend gilt mein Dank meiner Familie, speziell meiner Frau und meinen Kindern für ihre Geduld bei der Ausarbeitung der Arbeit im Homeoffice.

Chemnitz, Oktober 2022

Rayk Fritzsche



---

**Inhaltsverzeichnis**

<b>Bibliographische Beschreibung</b> .....	<b>I</b>
<b>Referat</b> .....	<b>I</b>
<b>Schlagworte</b> .....	<b>I</b>
<b>Vorwort</b> .....	<b>II</b>
<b>Inhaltsverzeichnis</b> .....	<b>III</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis</b> .....	<b>VI</b>
<b>Kurzzeichenverzeichnis</b> .....	<b>VIII</b>
<b>Indizes</b> .....	<b>X</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b> .....	<b>XI</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b> .....	<b>XV</b>
<b>Glossar</b> .....	<b>XVI</b>
<b>1 Einleitung</b> .....	<b>1</b>
<b>2 Stand der Technik und Wissenschaft</b> .....	<b>4</b>
2.1 Automobilproduktion und Karosseriebau .....	4
2.2 Anlagentechnik im Karosseriebau .....	5
2.2.1 Spannvorrichtungen im Karosseriebau .....	9
2.2.2 Grundaufbau der Vorrichtungskomponenten .....	12
2.2.3 Fahrzeugkoordinaten- und Referenzpunktsystem .....	13
2.3 Flexibilitätssteigerung im Karosseriebau .....	15
2.3.1 Modellflexibilität durch Austauschkonzepte .....	15
2.3.2 Modellflexibilität durch Kinematiksysteme innerhalb von Spannvorrichtungen .....	17
2.3.3 Flexible Vorrichtungssysteme für den automobilen Karosseriebau .....	19
2.3.4 Systeme zur automatisierten Justage .....	24
2.4 Softwareunterstützung zur Prozess- und Betriebsmittelplanung .....	25
2.5 Fügetechnik im Karosseriebau .....	27
2.6 Anforderungen an Bauteile und Karosseriebauvorrichtungen .....	30
2.6.1 Qualitätsmerkmale einer Pkw-Karosserie .....	30
2.6.2 Grundlagen zur qualitätsrelevanten Steifigkeitsbetrachtung .....	32
2.7 Fazit zum Stand der Technik .....	33
<b>3 Definition der Zielstellung und Vorgehensweise</b> .....	<b>35</b>
3.1 Zielstellung .....	35
3.2 Forschungsfrage .....	36

3.3	Hypothesen .....	36
3.4	Vorgehensweise .....	37
<b>4</b>	<b>Fokussierung und Vorbetrachtungen.....</b>	<b>39</b>
4.1	Detaillierung des Betrachtungsraumes.....	39
4.2	Prozessbedingte Vorbetrachtungen .....	44
<b>5</b>	<b>Analytische Betrachtungen sowie Methoden- und Konzeptentwicklung .....</b>	<b>47</b>
5.1	Spannstellenanalyse.....	47
5.2	Methode zur Bauteilausrichtung.....	55
5.3	Restriktion der Referenzpunktverteilung unterschiedlicher Fahrzeugmodelle.....	67
5.4	Prozesslastanalysen an Spannvorrichtungen.....	69
5.4.1	Lastanalysen in der Serienfertigung .....	69
5.4.2	Lastanalysen in der Forschungsanlage .....	78
5.5	Bauraumuntersuchungen.....	83
5.6	Kinematikkonzeptionierung.....	88
5.7	Konkretisierung der Anforderungen auf Basis der Analysen .....	93
<b>6</b>	<b>Technische Entwicklung und Konstruktion der Kinematik .....</b>	<b>97</b>
6.1	Konstruktive Gestaltung.....	98
6.2	Methode zur Vorrichtungssynthese .....	105
<b>7</b>	<b>Umsetzung Prototypen und Funktionstests.....</b>	<b>109</b>
7.1	Prototypenbau .....	109
7.2	Experimentelle Untersuchungen .....	111
7.2.1	Bestimmung der Funktionsparameter.....	111
7.2.2	Verformungsanalyse bei Belastung in X-Richtung .....	127
7.2.3	Dauerversuche im Laborumfeld .....	131
7.2.4	Dauerversuche in industrieller Schweißumgebung .....	132
7.2.5	Zusammenfassung der Funktionstests .....	137
<b>8</b>	<b>Ableitung eines Regelungskonzeptes zur Nachgiebigkeitskompensation.....</b>	<b>138</b>
8.1	Vorbetrachtungen zur Kompensation statischer Strukturverformungen.....	138
8.1.1	Auswahl des Ansatzes zur Verformungskompensation.....	139
8.1.2	Definition der Simulationsmethode und -umgebung.....	140
8.2	Simulationsgerechte Aufbereitung der Komponenten .....	140
8.2.1	Linearführungen und Lager.....	141
8.2.2	Antriebsstrang .....	143
8.2.3	Gesamtmodell .....	145
8.2.4	Validierung des Simulationsmodelles .....	147
8.3	Durchführung der Arbeitsraumstudien.....	152

---

8.4	Konzeptionierung der Positionsregelung .....	158
8.4.1	Simulationsbasierte Nachgiebigkeitsregelung.....	158
8.4.2	Realwertbasierte Nachgiebigkeitsregelung.....	160
<b>9</b>	<b>Auswertung und Zusammenfassung.....</b>	<b>161</b>
<b>10</b>	<b>Ausblick .....</b>	<b>164</b>
	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>166</b>
	<b>Lebenslauf .....</b>	<b>179</b>
	<b>Eigene Veröffentlichungen .....</b>	<b>180</b>

**Abkürzungsverzeichnis**

<b>Abkürzung</b>	<b>Bezeichnung</b>
bzw.	beziehungsweise
li.	links
re.	rechts
vgl.	vergleiche
1D, 2D, 3D	ein-, zwei, dreidimensional
API	Application programming interface
BTO	Build to order (Auftragsfertigung)
CAD	Computer aided design
CAFD	Computer aided fixture design
CAPP	Computer aided process planing
CNC	Computerized numerical control
DIN	Deutsches Institut für Normung
DMS	Dehnungsmessstreifen
EN	Europäische Norm
FE	Finite-Elemente
FEM	Finite-Elemente-Methode
FF	Festforderung
FTS	Fahrerloses Transportsystem
GEO	Geometriestation
ISO	International organization for standardization
IWU	Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik
KGT	Kugelgewindetrieb
K.I.	Künstliche Intelligenz
KNN	Künstliches neuronales Netz
LxBxH	Länge x Breite x Höhe
MAG	Metall-Aktivgas (-schweißen)
MCS	Monte-Carlo-Simulation
MIG	Metall-Inertgas (-schweißen)
MKS	Mehrkörpersimulation
MKPS	Modularer Komponentenprüfstand
MPC	Multipoint constraint
MSG	Metall-Schutzgas (-schweißen oder -löten)
MTO	Made to order (Auftragsfertigung)
NC	Numeric control (-Steuerung)
OEM	Official equipment manufacturer
Pkw	Personenkraftwagen

PSO	Partikelschwarmoptimierung
RFID	Radiofrequency identification
RPS	Referenzpunktsystem
RUE	Rollenumlaufeinheit
RUS	Rollenumlaufschuh
SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung
TCP	Tool center point
VBA	Visual basic for application
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
WIG	Wolfram-Inertgas (-schweißen)
WPS	Widerstandspunktschweißen
WF	Wunschforderung
ZSB	Zusammenbauteil

**Kurzzeichenverzeichnis**

<b>Kurzzeichen</b>	<b>Einheit</b>	<b>Benennung</b>
$c$	N/ $\mu$ m; Nm/ $\mu$ rad	Statische Steifigkeit; Torsionssteifigkeit
$c_{F_x\bar{x}}, c_{F_y\bar{x}}, c_{F_z\bar{x}}$	N/mm	Steifigkeit bei Kraft in Richtung der X-, Y-, Z-Achse und gemessener X-Verschiebung
$c_{F_x\bar{y}}, c_{F_y\bar{y}}, c_{F_z\bar{y}}$	N/mm	Steifigkeit bei Kraft in Richtung der X-, Y-, Z-Achse und gemessener Y-Verschiebung
$c_{F_x\bar{z}}, c_{F_y\bar{z}}, c_{F_z\bar{z}}$	N/mm	Steifigkeit bei Kraft in Richtung der X-, Y-, Z-Achse und gemessener Z-Verschiebung
$c_{F_x\hat{x}}, c_{F_y\hat{x}}, c_{F_z\hat{x}}$	N/ $\mu$ rad, N/ $^\circ$	Steifigkeit bei Kraft in Richtung der X-, Y-, Z -Achse und gemessener Verdrehung um die x-Achse
$c_{F_x\hat{y}}, c_{F_y\hat{y}}, c_{F_z\hat{y}}$	N/ $\mu$ rad, N/ $^\circ$	Steifigkeit bei Kraft in Richtung der X-, Y-, Z -Achse und gemessener Verdrehung um die Y-Achse
$c_{F_x\hat{z}}, c_{F_y\hat{z}}, c_{F_z\hat{z}}$	N/ $\mu$ rad, N/ $^\circ$	Steifigkeit bei Kraft in Richtung der X-, Y-, Z -Achse und gemessener Verdrehung um die z-Achse
$c_{M_x\bar{x}}, c_{M_y\bar{x}}, c_{M_z\bar{x}}$	Nmm/mm	Steifigkeit bei Moment um die X-, Y-, Z -Achse und gemessener X-Verschiebung
$c_{M_x\bar{y}}, c_{M_y\bar{y}}, c_{M_z\bar{y}}$	Nmm/mm	Steifigkeit bei Moment um die X-, Y-, Z -Achse und gemessener Y-Verschiebung
$c_{M_x\bar{z}}, c_{M_y\bar{z}}, c_{M_z\bar{z}}$	Nmm/mm	Steifigkeit bei Moment um die X-, Y-, Z -Achse und gemessener Z-Verschiebung
$c_{M_x\hat{x}}, c_{M_y\hat{x}}, c_{M_z\hat{x}}$	Nmm/ $\mu$ rad, Nmm/ $^\circ$	Steifigkeit bei Moment um die X-, Y-, Z -Achse und gemessener Verdrehung um die X-Achse
$c_{M_x\hat{y}}, c_{M_y\hat{y}}, c_{M_z\hat{y}}$	Nmm/ $\mu$ rad, Nmm/ $^\circ$	Steifigkeit bei Moment um die X-, Y-, Z -Achse und gemessener Verdrehung um die Y-Achse
$c_{M_x\hat{z}}, c_{M_y\hat{z}}, c_{M_z\hat{z}}$	Nmm/ $\mu$ rad, Nmm/ $^\circ$	Steifigkeit bei Moment um die X-, Y-, Z -Achse und gemessener Verdrehung um die Z-Achse
$g_n$	-	Gewichtungsfaktor
$h_K$	mm	Höhe Konturstückbauraum
$i$	-	Übersetzungsverhältnis
$l$	mm	Entfernung; Abstand
$n$	-	Nummerierung Fertigungstakt
$o$	-	Output (Ausgabewert)
$p_1^{\hat{}}$	-	Spann- RPS-Punkte
$r_K$	mm	Radius Konturstückbauraum
$s$	mm	Punktabstand
$t$	s	Verstellzeit; Dauer
$u$	mm	Verschiebung

$w$	-	Wichtung
$x, y, z$	-	Koordinaten Fahrzeugkoordinatensystem
$x_{ij}$	-	Einzelmesswerte
$\vec{x}, \vec{y}, \vec{z}$	mm	Verschiebungsweg in X-, Y-, Z-Richtung
$\hat{x}, \hat{y}, \hat{z}$	rad, $\mu$ rad, $^\circ$	Verdrehung um die X-, Y-, Z-Achse
$C_{ij}$	N/mm, Nmm/ $\mu$ rad, N/ $\mu$ rad, Nmm/mm	Matrizen von $C_{KGT}$ (Knotennummern $i, j = 1, 2$ )
$C_{kippp}$	Nmm/ $\mu$ rad	Kippsteifigkeit des Kugelgewindetriebes
$C_{KGT}$	N/mm, Nmm/ $\mu$ rad, N/ $\mu$ rad, Nmm/mm	Steifigkeitsmatrix des Kugelgewindetriebes
$C_{schr}$	Nmm/mm, N/ $\mu$ rad	Schraubsteifigkeit des Kugelgewindetriebes
$C_{tor}$	Nmm/ $\mu$ rad	Torsionssteifigkeit des Kugelgewindetriebes
$F_x, F_y, F_z$	N	Kraft in Richtung der X-, Y-, Z-Achse
$G_i$	-	Gruppe (Spann-, RPS-Punkte)
$K$	-	Konsole; Konturstück
$M$	-	Mittelpunkt Hüllvolumen
$M_x, M_y, M_z$	Nmm	Moment um die X-, Y-, Z-Achse
$P; P_0$	-	Position; Sollposition
$PP_j$	mm	Programmierabweichung
$PS_j$	mm	Positionsstrebweite
$Q$	mm <sup>3</sup>	Hüllvolumen
$S$	-	Sicherheitsfaktor
$S_j; S_{jges}$	mm	Standardabweichung; mittlere Standardabweichung
$T$	$^\circ$ C	Temperatur
$U_j$	mm	Umkehrspanne
$X, Y, Z$	-	Koordinaten Spannungpunktkoordinatensystem
$X_g$	-	Technische Wertigkeit
$\alpha$	rad, $^\circ$	Steigungswinkel des Kugelgewindetriebes
$\beta$	rad, $^\circ$	Lastwinkel im Kugelgewindetrieb
$\Delta$	mm	Abweichung
$\varphi$	rad, $^\circ$	Verkippung, Winkellage

**Indizes**

<b>Indizes</b>	<b>Einheit</b>	<b>Benennung</b>
<i>0</i>	-	Soll
<i>ax</i>	-	Axial
<i>i, j</i>	-	Knotennummern; Wiederholungsnummerierung
<i>ges</i>	-	Gesamt
<i>ist</i>	-	Ist
<i>k</i>	-	Korrektur; Zählvariable
<i>kipp</i>	-	Kipp
<i>max</i>	-	Maximal
<i>min</i>	-	Minimal
<i>n</i>	-	Nenn
<i>rad</i>	-	Radial
<i>schr</i>	-	Schraub
<i>starr</i>	-	Starr
<i>tor</i>	-	Torsion
<i>x, y, z</i>	-	Koordinatenrichtung der Kinematik bzw. des Spanners
$\vec{x}, \vec{y}, \vec{z}$	mm	Verschiebungsweg in x-, y-, z-Richtung
$\hat{x}, \hat{y}, \hat{z}$	rad, $\mu$ rad, $^{\circ}$	Verdrehung um die x-, y-, z-Achse
$F_x, F_y, F_z$	N	Kraft in Richtung der x-, y-, z-Achse
<i>K</i>	-	Konturstück
<i>KGT</i>	-	Kugelgewindetrieb



## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Anzahl Pkw-Karosserievarianten des Volkswagenkonzerns [TOD20] .....	2
Abbildung 2-1: Kerngewerke der Automobilfertigung .....	4
Abbildung 2-2: hochautomatisierte Karosseriebaulinie [GRO17].....	5
Abbildung 2-3: Ausschnitt einer Karosseriebaulinie [KUK18] (ergänzt) .....	6
Abbildung 2-4: Zusammenbaugruppen (ZSB) einer Pkw-Karosserie [MER04] (ergänzt).....	7
Abbildung 2-5: Eingliederung von Betriebsmitteln [ABU12] (ergänzt).....	8
Abbildung 2-6: Grundkomponenten einer Karosseriebauspannvorrichtung [FRI11a] .....	9
Abbildung 2-7: Spannvorrichtung beim Laserstrahlschweißen.....	10
Abbildung 2-8: Seitenteilspannrahmen [ABU12].....	11
Abbildung 2-9: Grundaufbau einer Spannstelle .....	12
Abbildung 2-10: Aufbau manuell justierbares Spann- (li.) und Bestimmelement (re.) [FRI11a] .....	13
Abbildung 2-11: Fahrzeugkoordinatensystem [ROL07] .....	13
Abbildung 2-12: Bezeichnung der Referenzpunkte zur Definition der Bauteillage [LÜE96].....	14
Abbildung 2-13: a) Drehtrommel [FEL19]; b) Dreifachdrehtisch [AUT19].....	16
Abbildung 2-14: Konzernframer im Karosseriebau [NEU11], [VOL16] ergänzt.....	16
Abbildung 2-15: Kuka Matrix Produktionssystem [KUK19].....	17
Abbildung 2-16: Kinematikausführung mit variablen Bauteilkonturaufnahmen [TAM87] .....	19
Abbildung 2-17: schematische Darstellung des IBAS von Nissan [SHI97] .....	20
Abbildung 2-18: einstellbare Vorrichtung [YEU12].....	20
Abbildung 2-19: Draufsicht a) und Seitenansicht b) flexibler Bauteilaufnahmen [AKE92] .....	21
Abbildung 2-20: Vorrichtungsaufbau mit F-100iA-Kinematiken; a) [FAN09] ; b) [VAS10].....	21
Abbildung 2-21: einstellbare Stützeinrichtung; a) Vorrichtung; b) Einzelkinematik [KUK15].....	22
Abbildung 2-22: flexibles Befestigungssystem [YU18] .....	23
Abbildung 2-23: a) Vorrichtungssystem Octorobot® [FRI15]; b) Messvorrichtung [ACK19] .....	23
Abbildung 2-24: Justagekinematik als a) CAD-Konstruktion; b) Funktionsmuster .....	25
Abbildung 2-25: prozentuale Aufteilung der Fügeverfahren im Karosseriebau [TEI20].....	27
Abbildung 2-26: Grundaufbau von Widerstandspunktschweißzangen .....	28
Abbildung 2-27: Fügbarkeitsdreieck [MAT03].....	28
Abbildung 2-28: Beispielhafter Fugenplan [BIR13] .....	30
Abbildung 3-1: vorrichtungsbezogener Vergleich von Fertigungskonzepten (quantitativ) .....	35
Abbildung 3-2: Aufbau der Arbeit .....	38
Abbildung 4-1: Fokussierung der Arbeit .....	39
Abbildung 4-2: Türbauteile ausgewählter Fahrzeugmodelle .....	40
Abbildung 4-3: Fügereihenfolge einer ausgewählten Fahrzeugtür .....	42
Abbildung 4-4: Geometrievorrichtung zum Fügen von Rahmenteil und Türinnenteil .....	42
Abbildung 4-5: definierte Teilbereiche der Fahrzeugtür .....	43
Abbildung 5-1: Spanner mit mehreren Spannstellen.....	47

---

Abbildung 5-2: aufgelöste Mehrfachspannstelle .....	48
Abbildung 5-3: Spannstellenverteilung am Beispiel zweier Türen mit Fensterrahmen .....	50
Abbildung 5-4: Spannungsdarstellung in den Konstruktionsdaten .....	51
Abbildung 5-5: Oberfläche der Spannkontur; a) 3D-Darstellung; b) 2D-Darstellung .....	51
Abbildung 5-6: Softwareausschnitt mit Spannungspunktverteilung eines Bauteils .....	52
Abbildung 5-7: automatisch analysierte Spannungspunktgeometrie.....	53
Abbildung 5-8: Spannungspunktverteilung; a) original; b) optimiert nach Konturgrad .....	54
Abbildung 5-9: Spannungspunktoptimierung über drei Bauteile; a) original; b) optimiert.....	54
Abbildung 5-10: Spannstellenzuordnung nach Spannungspunktoptimierung.....	55
Abbildung 5-11: a) Überlagerung der Türbauteile; b) Spann-RPS-Punktverteilung .....	56
Abbildung 5-12: definierte Bauteilausrichtungsvarianten .....	57
Abbildung 5-13: Lage und Abstände der RPS1 der Türinnenbleche .....	60
Abbildung 5-14: Vergleich a) Monte-Carlo-Simulation b) Partikelschwarmoptimierung [FRI19] .....	61
Abbildung 5-15: Darstellung des multikriteriellen Optimierungsergebnisses [FRI19] .....	62
Abbildung 5-16: Ergebnis der softwareunterstützten Bauteilausrichtung .....	63
Abbildung 5-17: Maximale Punktabstände nach der softwaregestützten Optimierung .....	65
Abbildung 5-18: spannkonsolenbezogenes Koordinatensystem .....	66
Abbildung 5-19: Haupt-RPS-Auslegungsrichtlinie.....	67
Abbildung 5-20: Serienvorrichtung zur Türenfertigung für Prozesskraftmessungen .....	69
Abbildung 5-21: FEM-Analyse Konsole 1 mit 2 kN in a) X-, b) Y- und c) –Z-Richtung .....	70
Abbildung 5-22: Anordnung der DMS an den Spannerkonsolen (Bsp. Konsole 1) .....	71
Abbildung 5-23: Aufbau T-Rosetten-Dehnungsmessstreifen [HBM21] (ergänzt).....	71
Abbildung 5-24: schematischer Messaufbau zur Lastanalyse.....	72
Abbildung 5-25: DMS-Applikation für die Lastanalysen an drei Seiten der Konsole 1.....	72
Abbildung 5-26: Kalibrierdaten Konsole 1; a) Einzelkurven; b) Korrelation Kraft und Spannung....	73
Abbildung 5-27: Querempfindlichkeit an Konsole 1 bei Belastung in X-Richtung .....	74
Abbildung 5-28: Lastverläufe der Konsolen 1 und 2 mit Prozessabgleich .....	75
Abbildung 5-29: Messkurve während des Schweißprozesses .....	76
Abbildung 5-30: Lastverläufe der Konsolen 3, 4 und 5 mit Prozessabgleich .....	77
Abbildung 5-31: Geometriestation GEO 2 in der Forschungsanlage a) real; b) CAD-basiert .....	78
Abbildung 5-32: DMS-Applikation am Beispiel der Konsole 19 .....	79
Abbildung 5-33: Kalibrierergebnis der Konsole 19 bei $F_z = 2000 \text{ N}$ .....	79
Abbildung 5-34: Lastverläufe aller Konsolen der GEO 2 beim Spannprozess .....	80
Abbildung 5-35: Lastverläufe Konsolen 11, 15, 29, 23, 31 im Gesamtprozess .....	81
Abbildung 5-36: Maximallasten an den Konsolen der GEO 2 .....	82
Abbildung 5-37: Spann- und RPS-Punktverteilung .....	83
Abbildung 5-38: Spannerbezogener Spannungspunktbereich a) Ansicht von oben; b) 3D-Beispiel .....	84
Abbildung 5-39: Einteilung der Einzelbauräume.....	84
Abbildung 5-40: Bauraumdefinition Methode 1 .....	85
Abbildung 5-41: Bauraumdefinition Methode 2.....	85

Abbildung 5-42: Bauraumdefinition Methode 3.....	86
Abbildung 5-43: Vergleich der Bauräume.....	86
Abbildung 5-44: Beispiele überschneidender Bauräume .....	87
Abbildung 5-45: bevorzugtes Kinematikkonzept.....	92
Abbildung 5-46: Vorzugskinematik mit Bauraumdefinition .....	92
Abbildung 5-47: erweitertes Fügbarkeitsdreieck; in Anlehnung an [MAT03].....	94
Abbildung 6-1: Benchmarktabelle Kinematiksysteme (Auszug) .....	97
Abbildung 6-2: Seitenansichten der Dreiachslinarkinematik.....	99
Abbildung 6-3: Schnittdarstellung Dreiachskinematik .....	100
Abbildung 6-4: Verfahrenswege der Kinematik .....	101
Abbildung 6-5: Vorkonfiguration der Y-Position; a) Verschiebung; b) Orientierung.....	102
Abbildung 6-6: Konfektionierungsbeispiel mit modularen Kinematikvorpositionierungen .....	103
Abbildung 6-7: CAD-Daten-basiertes Konfigurationsbeispiel der adaptiven Vorrichtung .....	104
Abbildung 6-8: Konfigurationsbeispiel der adaptiven Vorrichtung anhand der Beispielbauteile ....	104
Abbildung 6-9: Konturstückbauraum a) und modellübergreifendes Punktehüllvolumen b).....	106
Abbildung 6-10: Methodik zur Vorrichtungssynthese .....	107
Abbildung 7-1: umgesetzte Prototypen; a) und c) Zahnstangenantrieb; b) Spindeltrieb .....	109
Abbildung 7-2: Vergleich der Zahnstangenantriebsvarianten .....	110
Abbildung 7-3: Temperaturmessstellen am Motor .....	114
Abbildung 7-4: grafische Darstellung der Temperaturentwicklung .....	114
Abbildung 7-5: schematischer Versuchsaufbau zur Bestimmung der Auflösung .....	115
Abbildung 7-6: grafische Darstellung der Auflösung .....	115
Abbildung 7-7: grafische Darstellung der Stromaufnahme.....	118
Abbildung 7-8: Motordatenblatt [FAU16] (ergänzt) .....	119
Abbildung 7-9: Versuchsaufbau zur Nachgiebigkeitsmessung.....	120
Abbildung 7-10: Vergleich Sensordaten real / geglättet.....	120
Abbildung 7-11: Kraft-, Verschiebungsverlauf Y-Richtung Zahnstangenkinematik .....	121
Abbildung 7-12: Kraft-, Verschiebungsverlauf X-Richtung Zahnstangenkinematik .....	122
Abbildung 7-13: Kraft-, Verschiebungsverlauf Z-Richtung Zahnstangenkinematik.....	123
Abbildung 7-14: Hysterese der TCP-Verschiebungen der Spindelkinematik .....	123
Abbildung 7-15: Kraft-, Verschiebungsverläufe X-Richtung bei 2kN Maximallast .....	124
Abbildung 7-16: Vergleich der Nachgiebigkeitswerte .....	125
Abbildung 7-17: Verteilung der Messpunkte zur Verformungsanalyse .....	127
Abbildung 7-18: Verschiebungen und vertikale Biegelinie bei Belastung mit $F_x =  2000 \text{ N} $ .....	129
Abbildung 7-19: simulationsbasierte Verformungsanteile der Kinematikkonstruktion .....	129
Abbildung 7-20: Vergleichsspannungen im Konstruktionsmodell bei $F_x=4,5\text{kN}$ .....	130
Abbildung 7-21: Dauerversuchsaufbau im Laborumfeld .....	131
Abbildung 7-22: Gitterbox mit Kinematikmodulen für Schmutzdauertest .....	133
Abbildung 7-23: wechselseitiger Lasteintrag in die Kinematiken über die Spanner .....	133
Abbildung 7-24: Gitterbox und Kinematik nach dem Schmutzdauertest .....	134

---

Abbildung 7-25: Spannkraftverläufe an den Konturstücken der Gitterbox .....	135
Abbildung 8-1: Federkennlinie für Rollenumlaufschuhe (RUS) [SCH16] .....	141
Abbildung 8-2: Lastaufnahme von Rollenumlaufeinheiten (RUE) [SCH20].....	142
Abbildung 8-3: Beispieleingabematrix der richtungsabhängigen Steifigkeitskoeffizienten .....	143
Abbildung 8-4: Kraftfluss im Antriebsstrang im statischen Belastungsfall .....	143
Abbildung 8-5: a) drehbare Lagerung der Spindelmutter; b) Teilung der Spindelwelle .....	144
Abbildung 8-6: Steifigkeitskoeffizienten des Kugelgewindetriebes (KGT).....	145
Abbildung 8-7: Modellierung der Getriebestufe .....	145
Abbildung 8-8: Vergleich der achsbezogenen Verschiebungsdefinitionen .....	146
Abbildung 8-9: Vergleich zweier unterschiedlicher Achspositionen im <i>ANSYS Preprozessor</i> .....	146
Abbildung 8-10: a) vorgegebene Verschiebung; b) berechnete Lastreaktion der Führung.....	147
Abbildung 8-11: Normalspannung in den Spindelwellen bei kombinierter Belastung.....	148
Abbildung 8-12: Messpunkte der experimentellen Verformungsanalysen .....	149
Abbildung 8-13: Vergleich experimenteller und simulativer Verschiebungswerte .....	149
Abbildung 8-14: Kinematik und Graph aus der Verschiebungssimulation .....	150
Abbildung 8-15: Vergleich experimenteller und optimierter simulativer Verschiebungswerte .....	151
Abbildung 8-16: Einfluss der X-Achsposition auf die Verschiebungen am Messpunkt 6 .....	152
Abbildung 8-17: Hauptsteifigkeit $c_{xx}$ in Abhängigkeit von Y- und Z-Position .....	153
Abbildung 8-18: unterschiedliche Relativpositionen von RUS und Gehäusestruktur .....	154
Abbildung 8-19: Nebensteifigkeit $c_{xy}$ in Abhängigkeit von Y- und Z-Position .....	155
Abbildung 8-20: grafische Darstellung der Hauptsteifigkeit $c_{xx}$ .....	157
Abbildung 8-21: grafische Darstellung der Hauptsteifigkeit $c_{yy}$ .....	157
Abbildung 8-22: grafische Darstellung der Hauptsteifigkeit $c_{zz}$ .....	157
Abbildung 8-23: Ablaufdiagramm Positionsregelung .....	159
Abbildung 9-1: Methode zur Synthese einer flexiblen Vorrichtung .....	162

**Tabellenverzeichnis**

Tabelle 4-1: Modellabhängige Aufteilung der Fügefolgen nach GEO-Stationen am Bsp. Tür .....	41
Tabelle 5-1: Klassifizierung der Spannkonturen .....	49
Tabelle 5-2: Gruppierung der Spannkonturen nach Konturstücklösungen [NOR19], [SPR19] .....	49
Tabelle 5-3: Kriterien zur Bauteilausrichtung .....	58
Tabelle 5-4: Bewertungstabelle der Ausrichtungsvarianten .....	59
Tabelle 5-5: Bewertungstabelle der softwaregestützten Ausrichtung .....	64
Tabelle 5-6: Koordinatenzuordnung der Verfahrensvorgaben .....	66
Tabelle 5-7: Kalibrierfaktoren der DMS-Messungen .....	74
Tabelle 5-8: Bewertungstabelle Kinematikvarianten .....	89
Tabelle 5-9: Anforderungsliste .....	95
Tabelle 7-1: Versuchsplan mit Versuchsparametern .....	111
Tabelle 7-2: Messwerttabelle Versuch 2.1 Verfahrensgeschwindigkeit.....	113
Tabelle 7-3: Messwerttabelle Versuch 2.2 Temperaturentwicklung.....	114
Tabelle 7-4: Messwerttabelle Versuch 2.3 Auflösung .....	115
Tabelle 7-5: Messwerttabelle Versuch 2.4.1 / 2.4.2 / 2.4.3 Genauigkeiten .....	117
Tabelle 7-6: Messwerttabelle Versuch 7.2 Nachgiebigkeit Y-Richtung.....	121
Tabelle 7-7: Versuchsergebnisse zur Parameterbestimmung.....	126
Tabelle 7-8: Verschiebungen an den diskreten Messpunkten.....	128
Tabelle 7-9: Nachgiebigkeiten vor und nach dem Dauertest im Labor .....	132
Tabelle 7-10: Genauigkeitsparameter vor und nach dem Dauertest im Labor .....	132
Tabelle 7-11: Spannkkräfte vor und nach dem Schmutztest.....	135
Tabelle 7-12: Nachgiebigkeiten vor und nach dem Schmutztest.....	136
Tabelle 8-1: Diskretisierungsansätze in Bezug auf die Komponentenklassen .....	141
Tabelle 8-2: Steifigkeitswerte der Linearführungen.....	142
Tabelle 8-3: Vergleich der Verschiebungswerte am Messpunkt 6 bei 2kN .....	151
Tabelle 8-4: Steifigkeitsmatrizen der 42 Arbeitspunkte in kN/mm .....	156

## Glossar

Begrifflichkeiten wie Flexibilität, Wandlungsfähigkeit, Anpassungsfähigkeit, Veränderungsfähigkeit, oder Rekonfigurierbarkeit werden in verschiedenen Veröffentlichungen zum Beispiel in [LOH06; DOM07; SCH08] unterschiedlich definiert. Diese Arbeit orientiert sich an den Begriffsbestimmungen nach [KOH11], [NYH08] und [WIE02] und verwendet folgende Definitionen.

**Karosseriebau** ist im grundsätzlichen Sinn mit zwei Definitionen belegt. Zum einen das Herstellen von Karosserien selbst und zum anderen als Industriezweig, der sich mit dem Bau von Karosserien beschäftigt [SCH12]. In Bezug auf diese Arbeit wird als Karosseriebau der Industriezweig betrachtet, jener Bereich der Automobilproduktion, in dem aus einzelnen Blechbauteilen Zusammenbaugruppen für die Fahrzeugkarosserie sowie komplette Rohkarosserien gefertigt werden. Der Karosseriebau beinhaltet alle Betriebsmittel, Technologien und Prozesse, welche zum Fertigen einer Rohkarosserie aus vorgefertigten, umgeformten Einzelteilen erforderlich sind und ist eine der Kernkompetenzen der Automobilhersteller.

**Betriebsmittel** bezeichnet eine Vorrichtung, ein Handlingsystem oder ein Werkzeug zur Fertigung eines Zusammenbauteils. Der Verbund dieser Betriebsmittel ergibt eine **Fügezelle** oder auch **Fertigungszelle**, in der mit dem Einlegen der Bauteile, Fixieren, Fügen und Entnehmen eine **Arbeitsfolge** abgebildet wird.

Der Begriff **Spannvorrichtung** und **Fügevorrichtung** wird gleichermaßen für die Bezeichnung eines Betriebsmittels in Form einer Vorrichtung zum Fixieren von zu fügenden Bauteilen verwendet.

**Zugängigkeit** bezeichnet die kollisionsfreie Erreichbarkeit der vorgegebenen Fügepunkte durch die Fügwerkzeuge.

**Flexibilität** ist die Anpassungsfähigkeit eines Betriebsmittels oder Produktionssystems, sich in kurzer Zeit innerhalb definierter Bereiche, vor allem in Bezug auf die geometrischen Abmaße unterschiedlicher Bauteile, anzupassen.

**Modell-** bzw. **Variantenflexibilität** konkretisiert den Fokus auf artgleiche Bauteile unterschiedlicher Fahrzeugmodelle.

**Vollflexibilität** bezeichnet die Umstellmöglichkeit eines Betriebsmittels an alle im Betrachtungsraum vorliegenden Modelle einer artgleichen Baugruppe in Losgröße 1 von einem Fertigungstakt zum anderen.

**Makroflexibilität** bezieht sich auf die Umpositionierung von Spann- und Bestimmelementen mit dem Ziel, artgleiche Bauteile von unterschiedlichen Fahrzeugmodellen mit entsprechend unterschiedlichen geometrischen Abmaßen auf einer Spannvorrichtung zu fixieren.

**Mikroflexibilität** bezeichnet die Umpositionierung von Spann- und Bestimmelementen für deren Feinjustage mit dem Ziel, die Qualität der Fügebaugruppe zu beeinflussen. Die Stellwerte in Bezug auf die Mikroflexibilität liegen in Bereichen von 0,01 mm bis 20 mm.

## 1 Einleitung

Der Wunsch in der Gesellschaft nach Individualismus ist derzeit ausgeprägter als je zuvor. Im Streben nach individuellen Produkten, vor allem im Bereich von Information und Kommunikation, Mobilität und Freizeitgestaltung sowie der Verknüpfung dieser Bereiche im Zeichen der ‚Work-Life-Balance‘ ist der moderne Mensch gerne bereit mehr zu investieren. Die Industrie hat diesen Trend längst erkannt und aufgegriffen. Moderne Materialien, neue Technologien und innovative Produktionstechniken ermöglichen immer ausgefallener Designmerkmale und Funktionsintegrationen von komplexen Produkten. Das Automobil ist heutzutage mehr denn je ein Produkt, was die Bereiche Information, Kommunikation, Mobilität, Freizeitgestaltung und Work-Life-Balance nicht nur miteinander verbindet, sondern explizit beinhaltet. Das Automobil ist neben rein praktischen und nützlichen Werten zu einem Zeichen und oft auch zu einem Statussymbol für den Individualismus geworden.

Seit Carl Benz Ende des 19. Jahrhunderts das Automobil erfand, ist die deutsche Automobilindustrie hinsichtlich Absatzzahlen sowie Leistungsfähigkeit der Autos stets unter den führenden Nationen weltweit. In Bezug auf den Anteil an der einheimischen Wertschöpfung ist die deutsche Automobilindustrie heutzutage weltweit führend [SE117]. Im Jahr 2017 lag der Umsatz der deutschen Automobilindustrie bei 422,8 Milliarden Euro und steigerte sich zum Vorjahr um 4% [VDA18].

Gerade die deutsche Automobilindustrie, die seit vielen Jahren als der ‚Motor der deutschen Wirtschaft‘ zählt, ist bestrebt die Bedürfnisse seiner individuellen Kunden zu erfüllen.

Mit der Einführung der mechanisierten Fließbandfertigung in die Automobilproduktion im Jahre 1913 revolutionierte Henry Ford die Produktion und steigerte damals die Ausbringung des T-Modells um das Achtfache [BAN02; FOR52]. Gleichzeitig senkte er damit die Produktionskosten, sodass eine beträchtliche Preisreduzierung des Fahrzeuges möglich war. Diese Revolutionierung in diesem Maße war aber nur durch die Gleichartigkeit des Produktes möglich. Henry Ford sagte damals: *„Jeder Kunde kann sein Auto in einer beliebigen Farbe lackiert bekommen, solange die Farbe, die er will schwarz ist“* [BEN19].

Nach wie vor steigen die Anteile automatisierter Prozesse und lösen manuelle Tätigkeiten ab. Dadurch können Produktqualitäten gesteigert und die Arbeitsbedingungen und Ergonomie der Mitarbeiter verbessert werden.

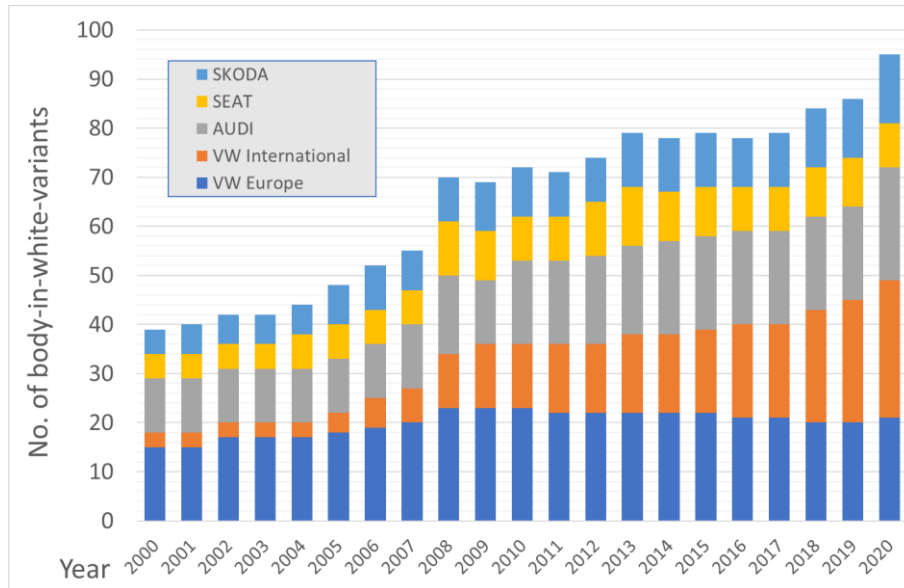


Abbildung 1-1: Anzahl Pkw-Karosserievarianten des Volkswagenkonzerns [TOD20]

Der automobile Karosseriebau ist einer der am höchsten automatisierten Produktionszweige in den Industrieländern. Diese Hochautomatisierung in Verbindung mit höchsten Taktraten steht im direkten Zielkonflikt mit einer produktflexiblen Produktion.

Der Bedarf einer zunehmend flexibleren Produktion ergibt sich aus mehreren Gründen. So sind es unterschiedliche Kundenwünsche, sich immer schneller ändernde Trends auf den Absatzmärkten, die Generierung hoher Marktanteile durch breite Produktpaletten oder eine Abgrenzung zu anderen Fahrzeugherstellern, deren Anzahl vor allem durch den Zuwachs aus Fernost immer größer wird [OHL07], [NEU12]. Zudem steigt die Komplexität der wettbewerbsrelevanten Anforderungen in Bezug auf Innovationen in den Bereichen von Nachhaltigkeit, Softwarelösungen und Datenverarbeitung vor allem durch neue Wettbewerber wie zum Beispiel Tesla oder Google [DRO17]. Nicht zuletzt sind es auch politische Vorgaben hinsichtlich Importgrenzen sowie lokaler und globaler Vorgaben zum Klimaschutz. Um diesbezüglich schnell auf Änderungen reagieren zu können und sich einen Vorteil durch kurzfristige Markteinführungen von innovativen Produkten zu verschaffen, sind flexible Produktionsanlagen immer wichtiger.

Große Automobilhersteller wie zum Beispiel VW, Toyota oder Daimler mit Umsätzen über 150 Milliarden Euro pro Jahr bieten heutzutage eine Vielzahl von Fahrzeugmodellen an. Am Beispiel der Pkw-Modellpalette des Volkswagenkonzerns ist vor allem in den letzten zwanzig Jahren ein sehr starker Anstieg der unterschiedlichen Fahrzeugmodelle zu verzeichnen. Waren es, wie in der Abbildung 1-1 zu erkennen, im Jahr 2000 noch weniger als 40 unterschiedliche Modelle, so sind es im Jahr 2020 über 90 Modelle. [TOD20]

Die Fertigung von Fahrzeugen verläuft heutzutage fast ausschließlich nach dem ‚Build to order‘ Prinzip (BTO oder auch MTO für Made to order). Dementsprechend werden nur Fahrzeuge in die Produktion eingesteuert, welche von einem Kunden beauftragt wurden. Die Produktionsanlagen, welche bei den großen Automobilherstellern eine durchschnittliche Ausbringungsrate von eintausend Fahrzeugen am Tag aufweisen, sind demnach nur ausgelastet, wenn eine entsprechende



Anzahl von Fahrzeugbestellungen vorhanden ist. Da ein Produktionsstandort im Durchschnitt für ein bis drei bestimmte Fahrzeugmodelle ausgelegt ist, sind nicht nur die Veränderungen der absoluten Bestellzahlen eines Automobilherstellers, sondern auch die Vorbestellungen bestimmter Fahrzeugmodelle entscheidend, ob ein konkreter Produktionsstandort rentabel ist oder nicht. Teilweise werden Fertigungslinien für die Produktion eines zweiten oder dritten Fahrzeugmodells erweitert, was stets mit zusätzlichen Investitionskosten, Umbaukosten und Platzbedarfen einhergeht. Ein Umrüsten eines Produktionsstandortes auf ein anderes Fahrzeugmodell ist vor allem im Bereich des Karosseriebaus, mit vielen modellspezifischen Betriebsmitteln, eine sehr zeit- und kostenintensive Anpassung an kurzfristige Änderungen am Absatzmarkt. [MEI07a]

Für den Export bzw. den Vertrieb von Fahrzeugen im Ausland, gibt es zunehmend Forderungen dieser Länder, dass diese Fahrzeuge zur Arbeitsplatzgenerierung für die inländische Bevölkerung zu einem länderspezifischen Mindestmaß in dem Vertriebsland produziert werden müssen. Demnach errichten viele Fahrzeughersteller Produktionsstätten im Ausland. Für die dort produzierten Fahrzeugmodelle gibt es wiederum unterschiedliche regionale Anforderungen an die Fahrzeuge zum Beispiel in Bezug auf Sicherheitsvorschriften oder Designmerkmale. Hinzu kommen unterschiedliche produktionsspezifische Randbedingungen hinsichtlich der Fertigungslohnkosten, der Werkerqualifizierungen sowie der Automatisierungsgrade, welche abweichende Produktionslinien und Anlagentechnik erfordern. Somit werden in diesen Werken zum Teil eigene spezifische und unflexible Betriebsmittel eingesetzt. Für diese Standorte ist zudem eine genaue Abschätzung des Absatzmarktes über die übliche Produktlaufzeit von drei bis fünf Jahren pro Fahrzeugmodell oft noch schwieriger als im Inland.

Einen maßgeblichen Einfluss darauf haben Anpassungen und Änderungen in Bezug auf die bevorzugten lokalen Mobilitätskonzepte, welche in immer kürzeren Zyklen eintreten. Sei es politisch getrieben aufgrund nationaler oder globaler Klimaschutzvorgaben, zur Industrialisierung von ehemaligen Schwellenländern oder die Bemühungen, das scheinbar unbegrenzte Wachstum des Verkehrs in Metropolen und Megacities unter Kontrolle zu behalten [SCH14]. Seit dem Jahr 2016 werden weltweit über 70 Millionen Pkw jährlich neu zugelassen und dementsprechend produziert und die Tendenz ist steigend. [STA19; PIS16]

Unter den genannten Aspekten ist eine Flexibilisierung der Fertigungsanlagen nicht nur ein relevantes Thema, sondern vielmehr ein erforderliches Ziel für die Realisierung einer ressourcenschonenden Produktion mit einem produktflexiblen und nachhaltigen Aufbau sowie Betrieb der Produktionsstätten und Betriebsmittel. Auf Kundenwünsche schnell und flexibel zu reagieren und dabei wirtschaftlich und umweltschonend zu produzieren, ist ein entscheidender Wettbewerbsvorteil. [DRO17]

## 2 Stand der Technik und Wissenschaft

Das Kapitel zum Stand der Technik und Wissenschaft beginnt mit allgemeinen Inhalten zur Automobilproduktion sowie zum Pkw-Karosseriebau. Fortführend werden Informationen zu der Anlagentechnik im Karosseriebau sowie überleitend die spezifische Verknüpfung von unterschiedlichen Karosseriebauteilen und Karosseriebaufertigungslinien dargestellt. Im Kontext der Arbeit werden anschließend die Karosseriebauspannvorrichtungen sowie die Vorrichtungskomponenten detaillierter betrachtet. In der Überleitung zu modellflexiblen Betriebsmitteln wird kurz auf die erforderliche Referenzierbarkeit zur genauen Bauteilpositionierung eingegangen und anschließend die unterschiedlichen, bereits vorhandenen Lösungen zur modellflexiblen Produktion im Karosseriebau aufgezeigt, welche zunächst auf dem Austauschprinzip basieren. Nachfolgend werden adaptive Systeme beschrieben, welche die erforderliche Flexibilität innerhalb der Vorrichtungen generieren. Dabei erfolgt zunächst eine allgemeine Betrachtung von Spannvorrichtungen und anschließend eine spezifische Beschreibung von Lösungen und Lösungsansätzen für den Karosseriebau. Die beschriebenen Systeme sind dabei chronologisch geordnet von den ältesten Erwähnungen bis hin zu den neuesten Entwicklungen. Im Hinblick auf die softwareunterstützte Methodenentwicklung in dieser Arbeit werden anschließend recherchierte Softwarelösungen beschrieben, welche für die Planung und Auslegung von Karosseriebauprozessen und -betriebsmitteln entwickelt wurden. Abschließend wird im Stand der Technik auf die Fügetechnik und auf die qualitätsrelevanten Anforderungen an die Vorrichtungen eingegangen, da sich hieraus die spezifischen Randbedingungen für die Entwicklungen ergeben. Für die Einhaltung der qualitätsrelevanten Anforderungen werden zudem die Grundlagen der Steifigkeitsberechnung aufgezeigt, welche für die Ableitung des Regelkonzeptes am Ende der Arbeit relevant sind.

### 2.1 Automobilproduktion und Karosseriebau

Die gesamte Prozesskette der Automobilfertigung wird allgemein in die vier Kerngewerke Presswerk, Karosseriebau, Lackiererei und Endmontage unterteilt (vgl. Abbildung 2-1). In Bereichen der automobilen Endmontage ist der Automatisierungsanteil mit durchschnittlich 20% noch relativ gering. In den Produktionsbereichen Presswerk, Rohbau und Lackiererei übernehmen Roboter und Maschinen mittlerweile um die 90% der Arbeiten und sogar darüber hinaus. [KRO15]

Eine der Kernkompetenzen der Automobilhersteller ist der Karosseriebau. Die Karosserie bildet die augenscheinlichen, äußeren Design- und Qualitätsmerkmale ab und fungiert neben allen statischen, dynamischen sowie sicherheitstechnischen Aspekten mit spezifisch markanten Designmerkmalen als Markenzeichen der unterschiedlichen OEM's (Official equipment manufacturer) mit eindeutigen Wiedererkennungswert.



Abbildung 2-1: Kerngewerke der Automobilfertigung



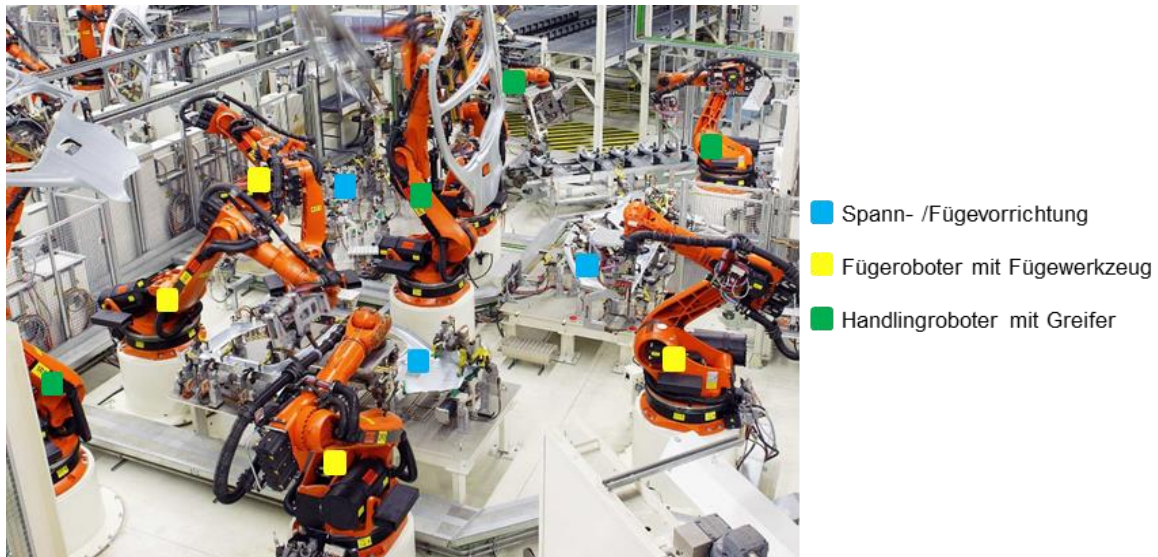
**Abbildung 2-2: hochautomatisierte Karosseriebaulinie [GRO17]**

Dementsprechend groß ist der erforderliche Aufwand zur Sicherung der hohen Qualitätsansprüche im Bereich der Fahrzeugkarosserie.

Im Jahr 2017 wurden weltweit über 84 Millionen Pkw und damit ebenso viele Karosserien produziert [VDA18]. Prognosen deuten auf ein weiteres Wachstum der Produktionsstückzahlen in den kommenden Jahren hin [FUN14]. Um die hohen Stückzahlen in der Großserienproduktion realisieren zu können, ist der Karosseriebau in Form von vollständig verketteten Roboterzellen sehr hoch automatisiert (vgl. Abbildung 2-2). Moderne Karosseriebauanlagen, auch Rohbauanlagen genannt, erreichen Automatisierungsgrade bis zu 95% oder sogar darüber hinaus [KLE06]. Der Anteil von 5% an manuellen Tätigkeiten verteilt sich vorwiegend auf die Überwachung von Maschinen und vereinzelte manuelle Bestückungsarbeiten der Anlagen [FES18]. Dabei liegen die Taktzeiten dieser hochautomatisierten Karosseriebauanlagen bei durchschnittlich 60 Sekunden und in nicht wenigen Einzelfällen sogar unter 50 Sekunden [TEM06]. Eine Voraussetzung für diese extrem hohen Automatisierungsgrade gepaart mit sehr geringen Taktzeiten von weniger als 50 Sekunden, ist nach wie vor eine Gleichartigkeit der Produkte innerhalb der einzelnen Rohbaulinien. Somit sind die hoch getakteten Fertigungslinien speziell für die Fertigung von Karosserieteilen und Rohkarosserien für ein spezielles Fahrzeugmodell konzipiert und aufgebaut. Der Karosseriebau ist damit das Gewerk der Fahrzeugfertigung mit der geringsten Flexibilität hinsichtlich der Produktvarianz [KRO09].

## **2.2 Anlagentechnik im Karosseriebau**

Der in der Abbildung 2-3 abgebildete Ausschnitt einer Karosseriebaulinie zeigt exemplarisch den Aufbau einer bzw. zwei miteinander verknüpfter Fügezellen. Eine Fügezelle besteht im Wesentlichen aus einem oder mehreren Fügerobotern mit entsprechenden Fügwerkzeugen, einer Spannvorrichtung sowie Handhabesystemen, welche geführt von weiteren Robotern die zu fügenden Bauteile in die Spannvorrichtung einlegen sowie die gefügten Baugruppen aus der Vorrichtung entnehmen und durch Weitergabe der Baugruppe mehrere Fügezellen miteinander verbinden. Mit den eingesetzten Fügwerkzeugen kann je nach Zugänglichkeit, Fügegeometrie und Bauteilwerkstoff auch ein artgleiches Bauteil eines weiteren Fahrzeugmodells produziert werden. Auch die Roboter sind innerhalb ihres Arbeitsraumes sehr flexibel einsetzbar.



**Abbildung 2-3: Ausschnitt einer Karosseriebaulinie [KUK18] (ergänzt)**

Die Handhabesysteme sind je nach Ausführung zum Beispiel als Sauggreifer zum Teil ebenfalls flexibel einsetzbar. Die Greifersysteme mit spezifischen Aufbauten von Spannelementen, welche nicht bauteilflexibel einsetzbar sind, können in einem begrenzten Maße relativ platzsparend mit Hilfe von Dockingsystemen automatisch ausgewechselt werden bzw. sind diese teilweise durch Anpassungen für ein weiteres Modell erweiterbar. Um die geringen Taktzeiten zu erreichen, sind häufig mehrere Fügeroboter an einer Spannvorrichtung im Einsatz und aufgrund der begrenzten Reichweite der Füge- und Handhaberoboter ist die Spannvorrichtung nahezu vollständig von den Robotern umgeben. Die in der Abbildung 2-3 exemplarisch eingesetzten Spannvorrichtungen können genau ein bestimmtes Bauteil aufnehmen. Eine Platzierung einer weiteren Spannvorrichtung, welche ein zweites Fahrzeugmodell aufnehmen könnte, ist mit identischen Erreichbarkeiten der Roboter nicht möglich. Um eine weitere Spannvorrichtung in einer solchen Zelle unterzubringen ist eine Erweiterung der Anlagentechnik notwendig. Durch die Platzierung von zwei oder drei Spannvorrichtungen auf einem Drehtisch oder einer Drehtrommel ist die Integration einer bzw. zwei weiterer modellspezifischer Spannvorrichtungen möglich, was jedoch zusätzlichen Bauraum in der Fertigungsstation bedarf.

Für jede Zusammenbaugruppe eines Fahrzeuges, welche aus mehreren Einzelteilen gefügt wird, wie beispielsweise in der Abbildung 2-4 dargestellt, existieren separate Fertigungslinien. Somit beinhaltet ein Karosseriebau für die Fertigung eines Fahrzeugmodells im Durchschnitt sechs Fertigungslinien für die Herstellung der Anbauteile (vier Türen; Frontklappe, Heckklappe), durchschnittlich drei Fertigungslinien für die Herstellung von Unterboden 1, Unterboden 2 und den Zusammenbau des Gesamtunterbodens, zwei Linien für die Seitenteilfertigung sowie zwei Linien für den Zusammenbau von Unterbau mit Seitenteilen und den Dachaufbau. In Summe ergibt das bei einem typischen Rohbau für einen viertürigen Pkw 13 Fertigungslinien. Für geometrieähnliche Zusammenbauteile wie zum Beispiel eine linke vordere Tür zweier unterschiedlicher Fahrzeugderivate existieren durchaus gemeinsame Fertigungslinien.

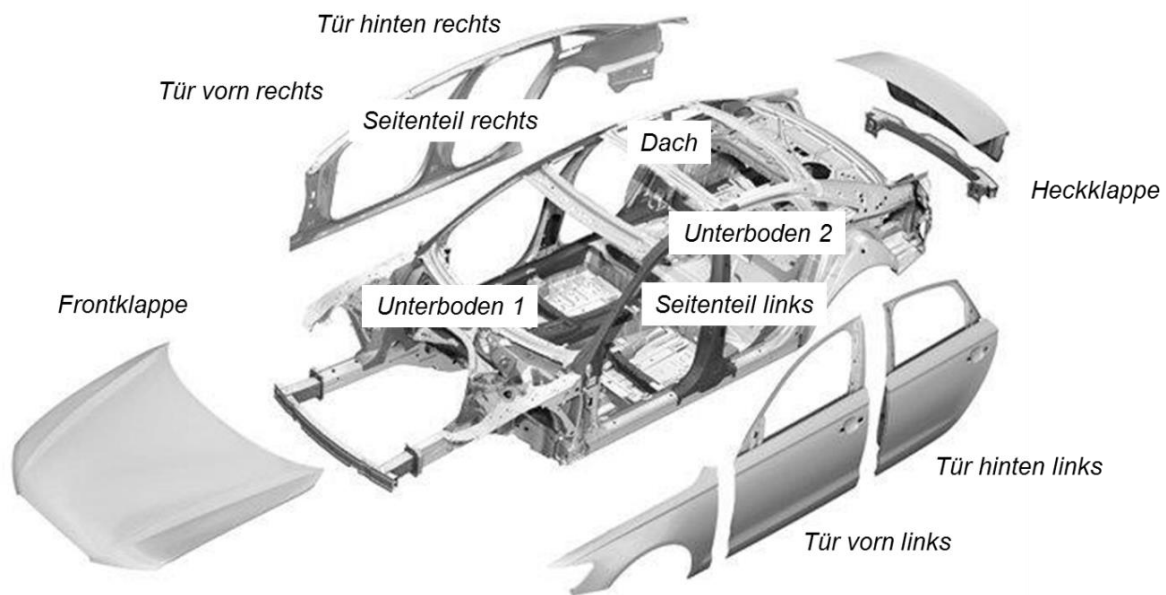


Abbildung 2-4: Zusammenbaugruppen (ZSB) einer Pkw-Karosserie [MER04] (ergänzt)

Ein Derivat, umgangssprachlich als ‚Abkömmling‘ bezeichnet, vom lateinischen ‚derivare‘, bezeichnet im Automobilbau ein Fahrzeug der gleichen Modellreihe, was auf einem anderen Fahrzeugtyp basiert und sich nur durch wenige Anpassungen unterscheidet. So sind zum Beispiel ein Coupé oder ein Cabriolet Derivate von einer Limousine desselben Fahrzeugmodells. Karosseriebauteile und Karosserien derartiger Fahrzeugderivate können durchaus auf ein und derselben Fertigungslinie hergestellt werden. Die entsprechenden Spannvorrichtungen beinhalten dann entweder zusätzliche Spannelemente, welche nur bei der Fertigung des einen Derivats im Einsatz sind und bei dem Fertigungsprozess des anderen keine Kollisionen hervorrufen. Alternativ werden diese zusätzlichen Spanner zum Teil durch einfache Schwenkmechanismen bei Bedarf in den Arbeitsbereich eingeschwenkt und bei Kollisionsgefahr wieder ausgeschwenkt. Für einen wirtschaftlichen Betrieb einer derartig hochautomatisierten Anlage ist eine möglichst unterbrechungsfreie Produktion über einen langen Zeitraum hinweg erforderlich. Sobald ein Produktwechsel durchgeführt werden muss, ist ein enormer Arbeitsaufwand notwendig. Die Industrieroboter sind aufgrund ihrer sehr flexiblen Einsatzmöglichkeiten problemlos nachnutzbar und müssen nur entsprechend neu eingerichtet und programmiert werden. Durch automatische Werkzeugwechselsysteme, wie sie bereits seit Jahren im industriellen Einsatz sind, ist der Aufwand für die Umrüstung der Handhabe- und Fügwerkzeuge ebenfalls relativ gering. Der größte Aufwand bei einem Produktwechsel entsteht durch den Neuaufbau der Betriebsmittel wie Spannvorrichtungen und Bauteilablagen sowie die Planung und Inbetriebnahme der neu konzipierten Anlage und der Roboterzellen. Dabei werden die bestehenden Betriebsmittel komplett abgerüstet und neue Vorrichtungen geplant, konstruiert, aufgebaut und in Betrieb genommen. Die Übersicht in der Abbildung 2-5 zeigt die Eingliederung der unterschiedlichen Betriebsmittel im Karosseriebau in Bezug auf deren Typflexibilität nach [ABU12]. Die Fügevorrichtungen, auch als Spannvorrichtungen bezeichnet, können zudem unterteilt werden in Ausschweißvorrichtung und Geometrievorrichtung.

Kategorie	Unterstützte Funktion	Ausführungsbeispiele	
Fügevorrichtung	Fügen	Ausschweißvorrichtung	Geometrievorrichtung
Greifvorrichtung	Handhaben	Sauggreifer	Handlinggreifer mit Spannelementen Geometriegreifer
Transportvorrichtung	Transportieren	Gehänge	Skid
Messvorrichtung	Prüfen	Universalaufnahme	Meisterbock Bauteilaufnahme
Lagervorrichtung	Lagern	Lagerpalette	Ablagegestell
		Komplexität / Präzision der Lagebestimmung	
		Typflexibilität	

Abbildung 2-5: Eingliederung von Betriebsmitteln [ABU12] (ergänzt)

Grundlegend werden die Karosserieteile in Geometrievorrichtungen lage- und geometriegenau eingespannt und durch Fügeprozesse wie Punkt- und Laserschweißen, Laserlöten, Stanznieten, Strukturkleben, Schrauben oder Durchsetzfügen mit robotergeführten Fügwerkzeugen gefügt. Demnach sind diese Geometrievorrichtungen für die qualitätsbestimmende Geometrie des Zusammenbauteils verantwortlich und somit auch die am meisten komplexen und am wenigsten typflexiblen Betriebsmittel im Karosseriebau und bergen somit die größten Herausforderungen bei der Flexibilisierung. Im Vergleich zu den Geometrievorrichtungen ist der Einfluss der Ausschweißvorrichtungen auf die Bauteilgeometrie relativ gering, sodass diese Vorrichtungen weniger komplex aufgebaut sind. Zum Teil werden die Fügeoperationen zum Setzen von Schweißpunkten auch vorrichtungslos an stationären Fügwerkzeugen gesetzt, indem die bereits zusammengefügte Baugruppe mit Hilfe eines Roboters mit Handling- oder Geometriegreifer zu dem Fügwerkzeug hingeführt wird. Der ebenfalls unflexible Meisterbock nach Abbildung 2-5 ist ein Messmittel zum Prüfen der Maßhaltigkeit von Baugruppen und Spannvorrichtungen, welcher nicht am Produktentstehungsprozess beteiligt ist und lediglich periodisch zu Prüfzwecken zum Einsatz kommt. Die weiteren Handhabe- und Transporteinrichtungen erfordern nur geringe Bauteil- und Geometriespezifika und weisen demnach bereits eine deutlich höhere Typflexibilität auf.

Da die Geometrievorrichtungen im Karosseriebau die am wenigsten flexiblen Betriebsmittel darstellen und gleichzeitig den größten Einfluss auf die Bauteilqualitäten ausüben, richtet sich der Fokus dieser Arbeit auf die Flexibilisierung dieser komplexen geometriebestimmenden Spannvorrichtungen.

In Bezug auf die Übersicht in der Abbildung 2-4 sind in erster Linie die Türen die Karosseriebaugruppen, welche die höchsten Anforderungen an die Vorrichtungstechnik stellen. In Bezug auf geometrische und optische Qualitätsansprüche sind die Türen das wichtigste Bauteil der Karosserie, mit denen der Endkunde am häufigsten in Kontakt kommt. Zudem erfordern die relativ schmalen



Fensterrahmen, welche in ihrer geometrischen Genauigkeit einen entscheidenden Einfluss auf die optischen (Spaltmaße), akustischen (Windgeräusche) und technischen (Dichtigkeit, Steifigkeit) Qualitätsmerkmale der Gesamtkarosserie haben, eine entsprechend hohe Qualität der Spannvorrichtungen mit denen die Türen gefertigt werden.

### 2.2.1 Spannvorrichtungen im Karosseriebau

Ein beispielhafter Aufbau einer herkömmlichen Spannvorrichtung, hier für einen Fertigungsschritt bei der Herstellung einer Rohbautür, ist in der Abbildung 2-6 dargestellt. Die grundlegenden Komponenten einer Karosseriebauspannvorrichtung sind vorwiegend pneumatisch angesteuerte Karosseriebauspanner und Positionierstifte, welche über steife Stahlkonsolen auf einer massiven Grundplatte fest verschraubt sind. In der Spannvorrichtung werden mindestens zwei Einzelteile zueinander sowie räumlich positioniert und für den Fügeprozess eingespannt. Die Spannungspunkte, welche die Kontaktstellen der Spanner mit den Bauteilen darstellen, sind dabei genau vorgegeben und basieren auf der Anordnung der Fügepunkte. In Ergänzung mit verschiedenen Sensoren für Zustandsabfragen ist dieser grundlegende Aufbau nahezu für alle Rohbauspannvorrichtungen identisch. Dennoch gleicht keine Spannvorrichtung der anderen, da die Anzahl von Spannern und Spannungspunkten sowie deren Position, Ausrichtung und Orientierung sich stets unterscheiden und entsprechend des jeweiligen Bauteils, des Fertigungsschrittes, der eingesetzten Fügetechnologie und des Fahrzeugmodells angepasst sind. Auch die Geometrie und die Anzahl sowie die Anordnung der Positionierstifte sind je nach Bauteil, Fertigungsschritt und Fahrzeugmodell unterschiedlich. Hieraus ergeben sich die komplexen Anforderungen und Herausforderungen, welche bei der Flexibilisierung derartiger Vorrichtungen gelöst werden müssen, um in Losgröße 1 Zusammenbauteile unterschiedliche Fahrzeugmodelle auf einer Vorrichtung fertigen zu können. Einen besonderen Aufbau in Bezug auf die Spannungspunktverteilung ist bei Spannvorrichtungen zu erkennen, welche beim Laserstrahlschweißen eingesetzt werden.

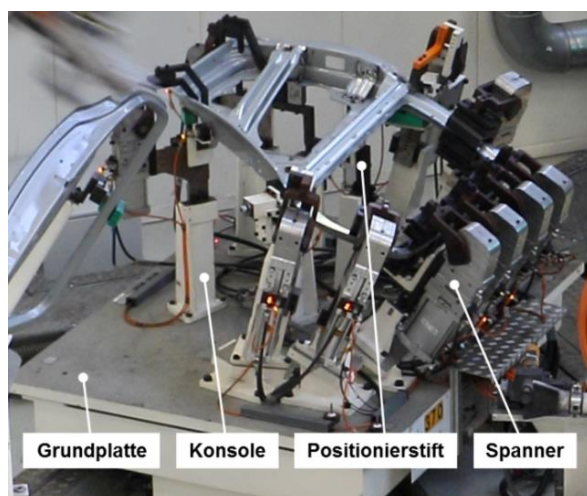
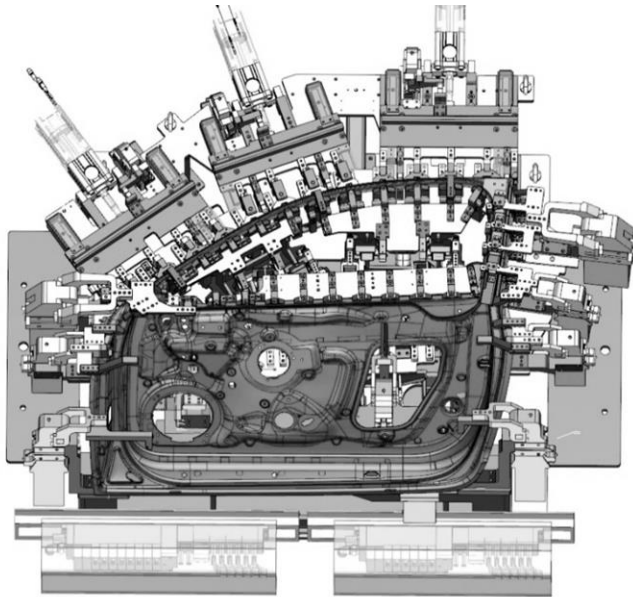


Abbildung 2-6: Grundkomponenten einer Karosseriebauspannvorrichtung [FRI11a]



**Abbildung 2-7: Spannvorrichtung beim Laserstrahlschweißen**

Um in den Bereichen der Fügstellen den für das Laserstrahlschweißen notwendigen durchgehenden Bauteilkontakt der Fügepartner zu gewährleisten, weisen diese Spannvorrichtungen eine höhere Dichte von Spannpunkten auf, wie es beispielsweise in der Abbildung 2-7 im oberen Bereich des Fensterrahmens zu erkennen ist. Um die Zugänglichkeit des Laserstrahles zur Fügezone zu gewährleisten, werden während des Schweißprozesses zum Teil einzelne Spanner kurzzeitig geöffnet und anschließend wieder geschlossen.

Diese sogenannte Klavierspanntechnik und die Remote-Laserschweißtechnologie wird vorwiegend bei Bauteilen aus Aluminium eingesetzt, da bei diesen Materialien in Bezug auf das Widerstandspunktschweißen prozessbedingte Defizite bestehen [MAT16].

Je nach Bauteilart besitzen Spannvorrichtungen Abmaße von ca. 1500x1500x1000 mm, bis zu 3500x2000x1500 mm (LxBxH). Spannvorrichtungen für die Türenfertigung weisen Abmaße von ca. 1800x1500x1000 mm (LxBxH) auf. Zum Vergleich ist in der Abbildung 2-8 ein Spannrahmen für ein Seitenteil abgebildet, welcher grundlegend aus denselben Komponenten aufgebaut ist wie eine Türvorrichtung, aufgrund der abweichenden Bauteilgeometrie jedoch einen völlig anderen Gesamtaufbau darstellt. Für das Fügen dünner Blechbauteile mit hohen geometrischen Maßhaltigkeitsanforderungen ist es generell erforderlich, dass die Fügevorrichtungen nicht nur die Einzelbauteilagen, sondern auch die 3D-Geometrie der Fügebaugruppe bestimmen. Umso höher die geometrischen Anforderungen an die zu fertigenden Baugruppen sind, desto präziser und steifer müssen diese Spannvorrichtungen ausgeführt sein.





**Abbildung 2-8: Seitenteilspannrahmen [ABU12]**

Die Genauigkeitsanforderungen an die Spannpunktpositionen liegen dabei im Zehntelmillimeterbereich. Bei den Spann- und Fügeoperationen müssen zudem Prozesskräfte bis zu mehreren kN je Spannstelle aufgenommen werden, wodurch die Spannelemente entsprechend steif ausgeführt werden müssen. Sollten die Vorrichtungen dann im Hinblick auf eine teilflexible Fertigung ausgetauscht werden, wie im Kapitel 2.3.1 weiter beschrieben wird, so sind weitere Kriterien hinsichtlich Leichtbau und Wechseldynamik zu berücksichtigen, welche im Zielkonflikt mit den erstgenannten Anforderungen stehen. In einer Spannvorrichtung müssen die Bauteile zum einen wiederholgenau über viele Bauteile hinweg positioniert und zum anderen so eingespannt werden, dass deren Lage während des Fügeprozesses zueinander und absolut zur Anlagentechnik nicht verändert wird. Über die Position der Spanner, welche die Bauteile fixieren, kann zudem durch gezieltes Überdrücken die 3D-Geometrie der gefügten Baugruppe beeinflusst werden [END12]. So können innerhalb gewisser Grenzen Geometrieabweichungen der Einzelteile aus vorangegangenen Urform-, Umform- bzw. Transport- oder Lagerprozessen korrigiert werden. Dies wird vor allem während der Inbetriebnahmephase der Betriebsmittel und Fügezellen, welche auch als Anlagenanlauf bezeichnet wird, genutzt, um in relativ kurzer Zeit die geforderten Bauteilqualitäten zu erzielen. Hinsichtlich der Beeinflussung der Bauteilgeometrien durch die Spannprozesse werden die Spannvorrichtungen in zwei Kategorien eingeteilt. Die Vorrichtungen, welche die Einzelteile grundlegend zueinander positionieren und den entscheidenden Einfluss auf die finale Geometrie des Zusammenbauteils (ZSB) ausüben, werden als Geometriestationen (GEO) bezeichnet. Im Gegenzug dazu werden die Vorrichtungen, welche bereits vorfixierte Baugruppen spannen und für weitere Fügeoperationen fixieren als Ausschweißstationen deklariert. Der Unterschied dieser beiden Vorrichtungstypen liegt in der Anzahl, in der Dichte, in der Genauigkeit sowie in der Justagehäufigkeit der Spannpunkte. Alle vier Parameter sind bei den GEO's deutlich größer und anspruchsvoller im Vergleich zu den Ausschweißstationen.

## 2.2.2 Grundaufbau der Vorrichtungskomponenten

Die Fixierung der Bauteile in den Spannvorrichtungen erfolgt mit Hilfe von Spannelementen, auch Karosseriebauspanner oder kurz Spanner genannt, welche vorzugsweise mit Stahlkonsolen auf Vorrichtungsgrundplatten montiert sind. Die zu fügenden Bauteile werden an der Spannstelle beidseitig mit Konturstücken eingespannt, welche die Negativform der lokalen Spannstelle abbilden. Das untere Konturstück fungiert dabei, wie in der Abbildung 2-9 dargestellt, häufig als starre Auflage und das obere Konturstück als schwenkbare Druckstück. Die Spannstelle, welche in der Abbildung 2-9 abgebildet ist, hat einen sehr einfachen Aufbau, dadurch gekennzeichnet, dass Auflage, Druckstück und Spanner an einer einzigen Konsole angebracht sind sowie der Spanner nur eine Spannstelle aktuiert. Aufgrund von besonderen Spannstellenpositionen oder Zugänglichkeiten für die Fügewerkzeuge kann es vorkommen, dass Spannstellen derart aufgebaut sind, dass die Auflage an einer anderen Konsole angebracht ist als der Spanner mit dem Druckstück. Dies führt dazu, dass zum einen die Spannkraft über beide Konsolen abgeführt und zum anderen eine Justage der Spannstelle an beiden Konsolen gleichermaßen durchgeführt werden muss. Neben den Spannelementen gehören die Bestimmelemente zu den fertigungsrelevanten Vorrichtungskomponenten. Sie dienen der Positionierung der Einzelteile und Zusammenbauteile auf Basis eines allgemeingültigen Referenzpunktsystems (RPS), welches im nachfolgenden Kapitel 2.2.3 beschrieben wird. Für die Justagen der Vorrichtungskomponenten sind an den mechanischen Schnittstellen der Spanner und Bestimmelemente zu den Konsolen Metallplättchen eingebracht, welche in unterschiedlichen Stärken eingesetzt werden können. Durch den manuellen Austausch dieser Distanzplättchen, auch Shims genannt, mit Stärken von 0,1 mm bis 5 mm können die Positionen der Spanner und Positionierstifte zehntelmillimetergenau angepasst werden. Vor allem die Positionierstifte für die RPS1 aber auch die Spanner an Positionen mit dreidimensional geformten Spannstellen werden derart auf den Konsolen befestigt, dass diese entlang aller drei Raumkoordinaten justierbar sind, wie beispielhaft in der Abbildung 2-10 (re.) dargestellt ist. Mit derartigen Shims können neben den Positionen der Spann- und RPS-Punkte, auch die zu spannenden Blechdicken justiert werden, wie in der Abbildung 2-10 (li.) dargestellt ist.

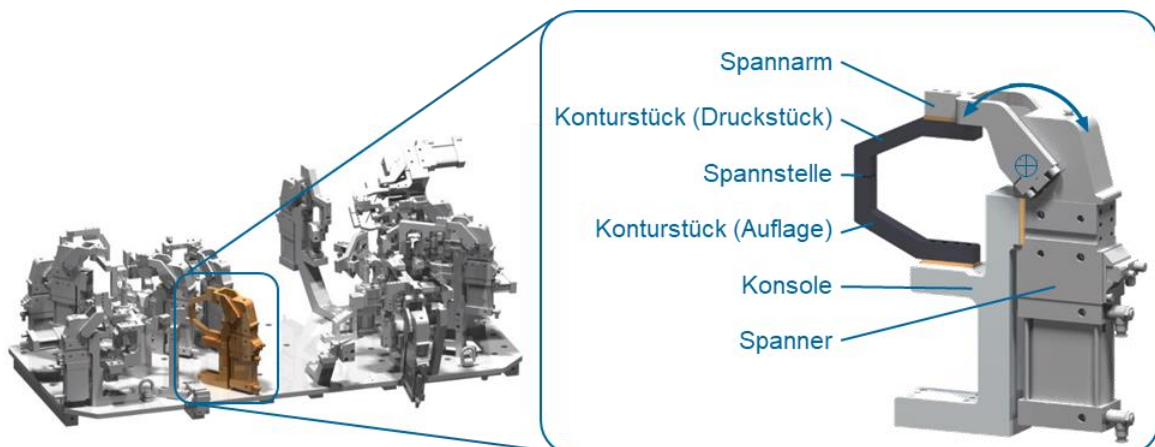


Abbildung 2-9: Grundaufbau einer Spannstelle

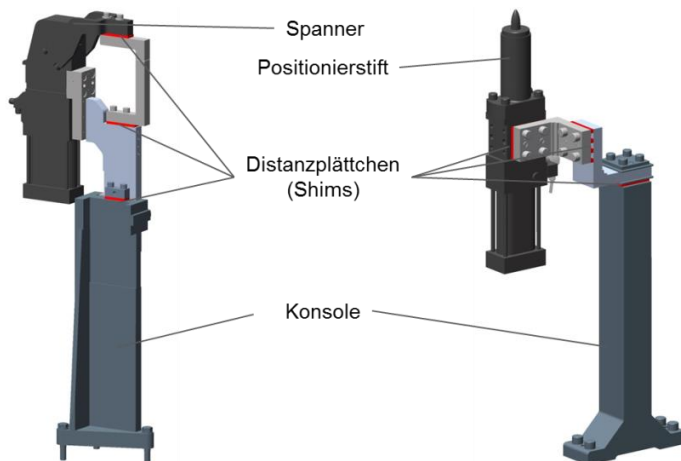


Abbildung 2-10: Aufbau manuell justierbares Spann- (li.) und Bestimmelement (re.) [FR111a]

Für die genaue und vorrichtungübergreifende Positionierung der Spann- und Bestimmelemente dient ein Koordinatensystem, welches sich auf das zu fertigende Gesamtfahrzeug bezieht. Damit können nicht nur die einzelnen Fahrzeugbauteile, sondern auch die Betriebsmittel und deren Komponenten zueinander referenziert und positioniert werden.

### 2.2.3 Fahrzeugkoordinaten- und Referenzpunktsystem

Die Grundlage für die Positionierung aller Einzelteile, Baugruppen und Komponenten eines Fahrzeuges bildet ein Fahrzeugkoordinatensystem. Bei den meisten Fahrzeugherstellern (OEM) liegt der Ursprung dieses Fahrzeugkoordinatensystems mittig auf Höhe der Vorderachse eines Fahrzeuges. Die positive x-Achse verläuft entlang der Fahrzeuglängsachse in Richtung Fahrzeugheck und die positive z-Achse senkrecht nach oben. Entsprechend der „Rechte-Hand-Regel“ verläuft die positive y-Achse in Richtung der rechten Fahrzeugseite. Zur Verdeutlichung ist in der Abbildung 2-11 die Ausrichtung des Fahrzeugkoordinatensystems dargestellt. Die Koordinaten der Karosseriebauteile dienen auch als Grundlage für die Auslegung der Fügevorrichtung und somit zur Positionierung der Vorrichtungskomponenten.

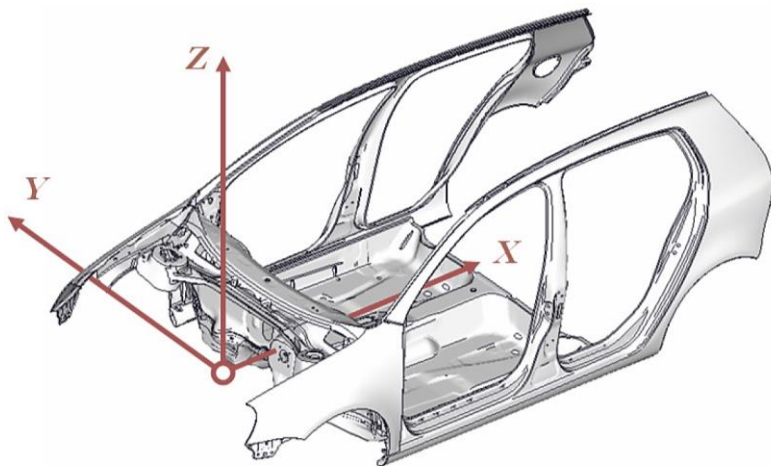


Abbildung 2-11: Fahrzeugkoordinatensystem [ROL07]

Für eine eindeutige und reproduzierbare Positionierung von Einzelteilen und Baugruppen über den gesamten Fertigungs- sowie Prüfprozess hinweg, dient das Referenzpunktsystem auch RPS genannt. Um die Position eines Bauteils im dreidimensionalen Raum festzulegen, müssen alle sechs Freiheitsgrade (drei translatorische und drei rotatorische Bewegungsrichtungen) eingeschränkt werden. Bei Blechbauteilen im Fahrzeugkarosseriebau werden diese Freiheitsgrade hauptsächlich durch einen Stift in einem Rundloch, einem Stift in einem Langloch sowie mindestens drei Auflagepunkte gebunden. Zusätzlich zu diesen Haupt-RPS gibt es Hilfs-RPS, welche vorrangig bei biegeschlaffen Teilen eingesetzt werden, um eine Verformung der Bauteile in der Bauteilaufnahme zu verhindern. In der Abbildung 2-12 ist die Gestaltung und Bezeichnung der Haupt-RPS zur Definition der Bauteillage von Karosseriebauteilen nach [LÜE96] abgebildet. Der RPS 1 ist am Bauteil in Form eines Rundloches ausgebildet. Die Bauteilablage, welche im Speziellen auch eine Füge-, oder Spannvorrichtung sein kann, besitzt an dieser Stelle einen zylinderförmigen Stift mit identischem, sehr gering toleriertem Durchmesser. Dadurch werden an dem RPS 1 die Translationen in x- und y-Richtung gebunden. Besitzt der Stift, wie in der Abbildung 2-12 dargestellt, einen Absatz für die Auflage des Bauteils wird zudem die Translation in negativer z-Richtung gebunden. Der RPS 2 ist am Bauteil in Form eines Langloches ausgebildet. Durch den zylinderförmigen Stift in der Bauteilablage wird die Rotation des Bauteils um die z-Achse gebunden. Die verbleibenden Rotationen um die x- und um die y-Achse werden ebenso wie die Translation entlang der z-Achse in Verbindung mit der Gewichtskraft durch die RPS 3 und RPS 4 gebunden, welche in Form von Auflageflächen an der Bauteilablage ausgeführt werden [END12]. Entsprechend der Lage der jeweiligen Bauteile innerhalb des Fahrzeugkoordinatensystems ändern sich folglich die Koordinatenbezeichnungen, welche durch die RPS gebunden werden. Da der RPS 1 und der RPS 2 grundlegend die Lage des Bauteils in der Ebene seiner Hauptausdehnung bestimmen, ist dies am Beispiel der Fahrzeugtür innerhalb des Fahrzeugkoordinatensystems die Lage in x-z-Ebene. Häufig werden die Auflagen der RPS 3 und 4 und teilweise auch die Auflage des RPS 1 direkt in die Spannungspunkte integriert und die Bauteile an diesen Stellen abgespannt.

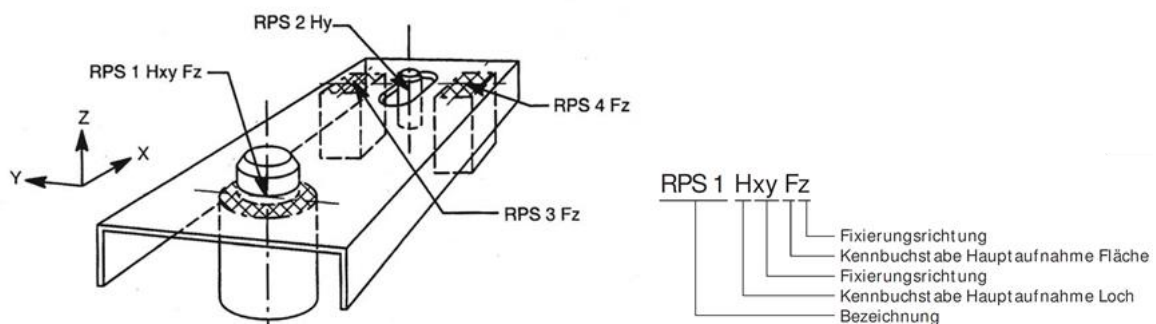


Abbildung 2-12: Bezeichnung der Referenzpunkte zur Definition der Bauteillage [LÜE96]

## 2.3 Flexibilitätssteigerung im Karosseriebau

Aufgrund der steigenden Modellvarianten und der damit verbundenen sinkenden Stückzahlen einzelner Fahrzeugmodelle sowie aufgrund verkürzter Modelllaufzeiten durch kürzere Innovationszyklen ist eine Steigerung der Flexibilität der Betriebsmittel erforderlich. Anhand der hohen Anzahl der Baugruppen einer Karosserie und der sehr geringen Taktzeiten, ist eine eingeschränkte Flexibilisierung ausreichend. Diesbezüglich muss eine Fertigungslinie nicht alle möglichen Karosseriebauteile produzieren können, sondern lediglich geometrieähnliche Baugruppen unterschiedlichen Fahrzeugmodelle. Diese, bereits im Glossar definierte Modellflexibilität zielt auf die Fertigung artgleicher Bauteile unterschiedlicher Fahrzeugmodelle hin. Dies bedeutet, dass es nach wie vor einzelne Fertigungslinien für die unterschiedlichen Baugruppen gibt, auf denen jedoch Bauteile unterschiedliche Fahrzeugmodelle produziert werden können.

Ein möglicher Lösungsansatz, ist eine vorrichtunglose Fertigung, wie sie beispielsweise in [KAM20; HAN18] beschrieben wird. Dabei sollen die spezifischen Vorrichtungsfunktionen in die Bauteilstruktur und -geometrie integriert werden, um möglichst flexibel und kostengünstig ohne Spannvorrichtungen fertigen zu können. Dies ist jedoch mit relevanten Anpassungen der Bauteilgeometrien verbunden, und für die Herausforderungen der vorliegenden Arbeit nicht darstellbar.

Auf den nachfolgenden Seiten werden sowohl bereits in der Serienproduktion befindliche als auch labortechnisch funktionale und lediglich konzeptionell ausgearbeitete Konzepte von Betriebsmitteln zur Flexibilitätssteigerung im Karosseriebau aufgezeigt.

### 2.3.1 Modellflexibilität durch Austauschkonzepte

Die sehr hohen Qualitätsanforderungen, welche sich im Karosseriebau vorrangig in geometrischen Genauigkeitsanforderungen der Einzelteile und Zusammenbauteile widerspiegeln, führen nach wie vor zu dem Aufbau von fast ausschließlich modellspezifischen Fertigungslinien. Durch starr aufgebaute Betriebsmittel wie Spannvorrichtungen oder Spannrahmen mit möglichst hohen Steifigkeiten können geometrische Schwankungen, hervorgerufen durch die Spann- und Fügeprozesse der Bauteile, weitestgehend kompensiert und somit Baugruppen mit gleichbleibenden geometrischen Bauteilqualitäten produziert werden. Um die Karosseriebauanlagen dennoch produktflexibel zu gestalten, werden Systeme eingesetzt, welche einen automatisierten Austausch dieser starr aufgebauten Spannvorrichtungen oder Spannrahmen ermöglichen. Diesbezüglich wird bereits 1985 in einer Patentschrift von *Kuka* ein Verfahren sowie eine Bearbeitungsstation beschrieben, bei der dreidimensional bewegliche Werkzeugträger zum Greifen, Spannen oder Bearbeiten vorgesehen sind. [ZIM85]

Ein ähnliches System zum automatisierten Austausch von Fertigungseinrichtungen in Form spezifischer Bauteilaufnahmen wird von *Fibro Läßle* in der Offenlegungsschrift [SCH11] beschrieben. Weitere häufig eingesetzte Systeme zum Vorrichtungsaustausch sind Drehtrommeln oder Drehtische, wie in der Abbildung 2-13 dargestellt, welche die unterschiedlichen Vorrichtungen in den Arbeitsbereich der Fügezone bzw. des Fügeroboters hineindrehen.



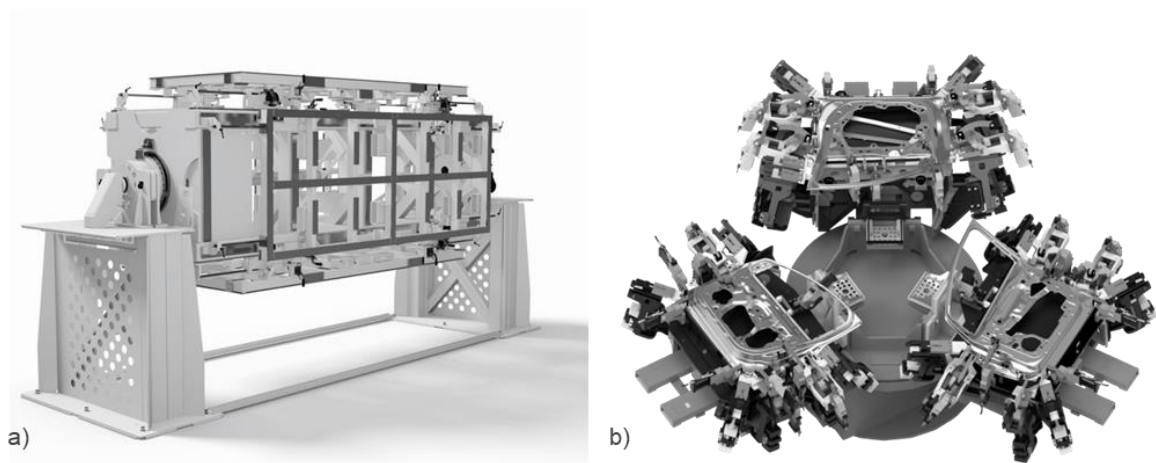


Abbildung 2-13: a) Drehtrommel [FEL19]; b) Dreifachdrehtisch [AUT19]

Wie auf den Abbildungen zu erkennen ist, sind diese Systeme in ihrer Flexibilität beschränkt und können maximal vier bzw. drei unterschiedliche Vorrichtungen aufnehmen.

Für den Austausch größerer Seitenteilspannvorrichtungen, welche für den Zusammenbau der Rohkarosserie, auch als Aufbau bezeichnet, benötigt werden, kommen zum Beispiel bei *Volkswagen* sogenannte Konzernframer zum Einsatz. Diese sind in der Lage die Seitenteilspannvorrichtungen, auch Spannrahmen (engl. frame) bezeichnet, unterschiedlicher Fahrzeugmodelle automatisiert auszutauschen. Dafür werden die Spannrahmen paarweise für die rechte und die linke Fahrzeugseite, wie in der Abbildung 2-14 dargestellt, nach oben aus der Anlage herausgehoben und über der Anlage in einer zweiten Ebene querverschoben, ausgetauscht und gelagert. Derartige Framer zum Austausch von Spannrahmen für bis zu fünf Fahrzeugmodellen sind mit einer Breite von ca. 15 Metern und einer Höhe von ca. 8 Metern recht bauraumintensiv. Eine weitere Lösungsvariante für den Austausch unterschiedlicher fahrzeugspezifischer Vorrichtungen sind Regalsysteme.

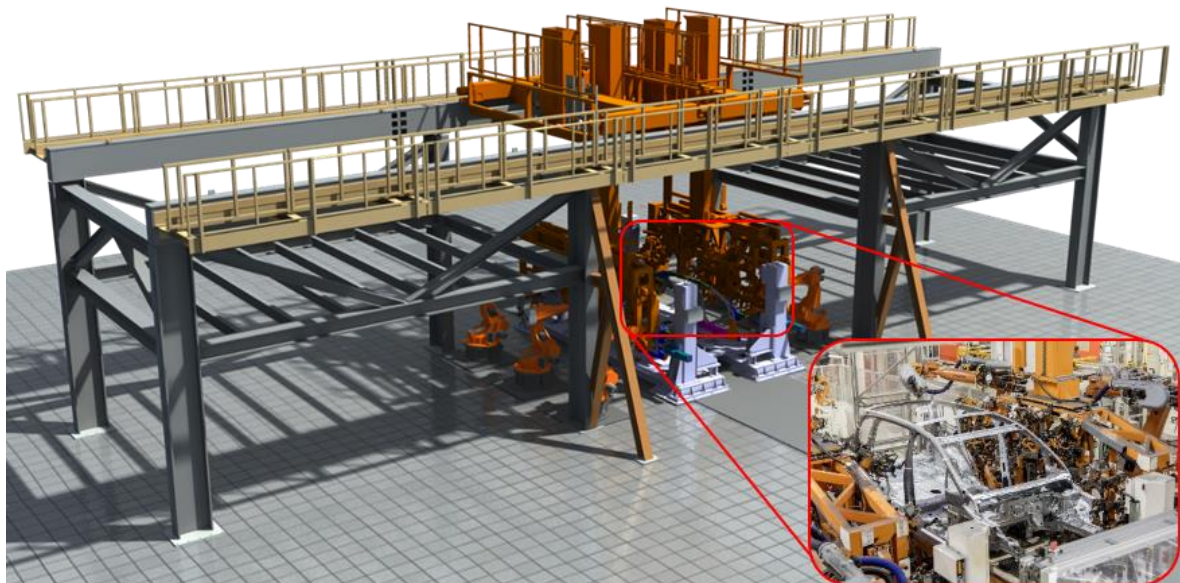


Abbildung 2-14: Konzernframer im Karosseriebau [NEU11], [VOL16] ergänzt

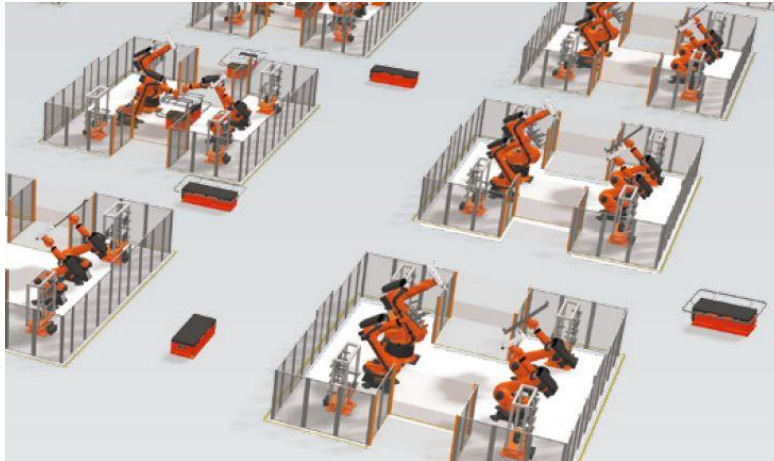


Abbildung 2-15: Kuka Matrix Produktionssystem [KUK19]

In der Patentschrift von [STE06] wird ein derartiges Fertigungssystem mit einem Turmmagazin für verschiedene Bauteilträger von der Firma *ThyssenKrupp Drauz Nothelfer GmbH* beschrieben. Bei der *Porsche Leipzig GmbH* ist ein solches Regalsystem im Karosseriebau seit einigen Jahren im Einsatz. Nach dem Prinzip eines Hochregallagers werden die unterschiedlichen Vorrichtungen direkt neben der Anlage vorgehalten und bei Bedarf durch automatische Regalbediengeräte in der Fügezelle bereitgestellt. Je nach Größe des Regales können somit unterschiedliche Fahrzeuge in einer Anlage gefertigt werden. Da durch den Austausch der Vorrichtungen wertvolle Fertigungszeit für den Rüstvorgang verloren geht, wird dabei vorrangig eine sogenannte Batchfertigung gefahren, bei der mit höheren Losgrößen von beispielsweise 12 Stück pro Fahrzeugmodell oder meistens einem Vielfachen davon möglichst wenige Vorrichtungswechsel notwendig sind.

Eine weitere industriell verfügbare Lösung bei dem das Austauschprinzip zur Anwendung kommt, ist das *Matrix Produktionskonzept* von *KUKA*. Dies basiert auf einer großen Anzahl von standardisierten Fertigungszellen, von denen sich jede durch einen schnellen und autonomen Wechsel formgebundener Werkzeuge und Betriebsmittel an unterschiedliche Komponenten anpassen kann. Die Werkzeuge aller herzustellenden Komponenten müssen entsprechend in einem Lager aufbewahrt und vorgehalten werden. Durch fahrerlose Transportsysteme (FTS) werden die Zellen sowohl mit den erforderlichen Betriebsmitteln als auch mit den Fertigungsteilen bestückt. [KUK19]

### 2.3.2 Modellflexibilität durch Kinematiksysteine innerhalb von Spannvorrichtungen

Wenn flexible Fertigungssysteme wirklich flexibel sein sollen, müssen laut [SHI93] auch die Vorrichtungen selbst flexibel sein.

Für eine bauteilflexible Gestaltung von Spannvorrichtungen werden seit einigen Jahren mehrachsige Kinematiksysteine in Betracht gezogen, welche die Spannelemente innerhalb der Vorrichtungen umpositionieren können. Bereits in den 1980'er Jahren werden in der Literatur Systeme beschrieben, welche für eine produktflexible Bauteilaufnahme entwickelt wurden [ASA84; ASA85b; ASA85a].

Der bereits damals zugrundeliegende Ansatz, Spannvorrichtungen mit Spannrobotern auszustatten, wurde seitdem immer wieder aufgegriffen und neue Kinematiksysteine diesbezüglich entwickelt.

In den 1990'er Jahren wurden sowohl hydraulische als auch pneumatische Systeme entwickelt, wie beispielsweise in [CHA90] beschrieben. Das Potential von rekonfigurierbaren Vorrichtungen für eine flexible und automatisierte Produktion wurde hier bereits erkannt. Die Entwicklung eines modularen und standardisiert einsetzbaren Kinematiksystems zum Spannen unterschiedlicher Bauteile in Form eines Mehrfingersystems ist beispielsweise in [CHA96] beschrieben.

Die Herausforderung der präzisen Positionierung von flexiblen Vorrichtungskomponenten ist in [SHI93] und [SHI94] erläutert. Diesbezüglich wurde ein passives, modulares System entwickelt, welches mit Hilfe eines separaten Roboters umkonfiguriert werden kann.

Eine weitere Art der kinematikunterstützten Spannungspunktlagenbestimmung zeigt [DU98] in Form eines einfachen Dreifingerspannsystems.

Ein Überblick über flexible Vorrichtungssysteme der 80er und 90er Jahre ist in [BI01] aufgezeigt. Darin werden einige der zuvor genannten sowie eine Reihe weiterer Flexibilisierungsansätze und Kinematikkonzepte verglichen sowie unterschiedliche Analysemethoden beschrieben.

Die Möglichkeit, flexible Spannvorrichtungen auf Basis von flächigen Nadelkissen zu realisieren, wird in [WAL00] beschrieben. Vergleichbare Systeme zeigte [AL-03] auch für den Bereich des Flugzeugbaus. Einen Überblick über diese Gruppe flexibler Spannvorrichtungen geben [WAN13a] und [MUN07a]. Diese, auf Nadelkissen basierenden Systeme bieten bei einer großflächigen Anwendung wenig Freiräume für die Zugänglichkeit von Fügwerkzeugen, sind verschmutzungsanfällig vor allem im Einsatzbereich von thermischen Fügeverfahren und benötigen für eine aktive Positionierung eine Vielzahl von Stellmechanismen.

Ende der 1990'er Jahre zeigt [KOR99] die Potentiale von Fertigungssystemen auf, welche typflexibel auf Basis von Umrüstkinematiken arbeiten können und ergründet deren Notwendigkeit.

[ARZ03] und [ARZ06] zeigen flexible Fixier- bzw. Handhabesysteme auf Basis von Vakuumsaugtechnologie.

[YEU02] und [YEU04] zeigen serielle Mechaniken mit sechs Freiheitsgraden, welche vorrangig für die flexible Handhabung von Blechbauteilen konzipiert sind. Mechaniken zum Positionieren von Vorrichtungselementen mit parallelkinematischen Ansätzen diskutiert [KIH02] und [KIH07] am Beispiel von sechsachsigen Hexapod-Systemen welche über CNC-Systeme angesteuert werden.

Bis in die jüngere Vergangenheit wurden weitere zahlreiche Arbeiten in dem Themenbereich der flexiblen Vorrichtungsgestaltung veröffentlicht. Beispielhaft stehen dafür [ZHA09], [LEO13] sowie [RUK15] mit jeweils unterschiedlichen kinematischen Ansätzen.

Einen weitreichenden Überblick über das Themenfeld der Flexibilisierung von Spannvorrichtungen und Spannsystemen bietet [BAK13], indem unterschiedliche Forschungsarbeiten zur automatisierten Vorrichtungssynthese und Optimierung von Vorrichtungskonstruktionen sowie verschiedene Studien und Entwicklungen auf dem Gebiet des Vorrichtungsdesigns von flexiblen und rekonfigurierbaren Spannvorrichtungen analysiert werden. Dabei werden Vorrichtungen über die unterschiedlichen Einsatzgebiete in Montage-, Bearbeitungs-, Mess- und Schweißvorgängen betrachtet.

Einen kompakten Überblick über die Entwicklungen zu flexiblen Vorrichtungssystemen mit Klassifizierungen sowie theoretischen und praktischen Beispielen werden in [ERD17] zusammengefasst.



Eine Vielzahl der recherchierten und beschriebenen Systeme sind zum großen Teil sehr allgemein einsetzbar und dadurch recht unspezifisch für einen Einsatz im Karosseriebau. Des Weiteren gibt es in Bezug auf eine Automatisierbarkeit sowie der Einhaltung von Genauigkeitsanforderungen wie sie im Karosseriebau üblich sind oder auch in Bezug auf die Herstellungskosten entsprechende Defizite. Nachfolgend werden flexible Vorrichtungssysteme aufgezeigt, welche speziell für den automobilen Karosseriebau entwickelt und zum Teil im industriellen Umfeld eingesetzt werden.

### 2.3.3 Flexible Vorrichtungssysteme für den automobilen Karosseriebau

Bereits im Jahr 1987 hat *Nissan* eine Patentschrift (US004691905) über den möglichen Aufbau von geometrievaren Bauteilaufnahmen verfasst. Der Fokus der Patentschrift liegt zum einen auf den variabel anpassbaren Aufnahmekonturen, welche in der Abbildung 2-16 mit der Nummer 188 gekennzeichnet sind. Diese bestehen aus einzelnen dünnen Metallblechstreifen, welche in z-Richtung verschiebbar und somit an die Bauteilkontur anpassbar sind. Ergänzend dazu beinhaltet die Patentschrift unterschiedliche Lösungsvarianten für Kinematiken zum Positionieren dieser Bauteilaufnahmen. In der Abbildung 2-16 sind zwei Kinematikvarianten mit drei sequentiell angeordneten Translationsachsen entlang der Raumkoordinaten x, y und z dargestellt. Andere Lösungsvarianten zeigen Kinematiken mit drei oder vier Rotationsachsen sowie Kombinationen aus Translations- und Rotationsachsen. [TAM87]

Im Jahr 1991 veröffentlichte *Nissan* das „*Intelligent Body Assembly System – IBAS*“ [SEK91]. Dieses System beinhaltet Spannrahmen mit mehreren Kinematikeinheiten zum Fixieren von Bauteilen unterschiedlicher Fahrzeugtypen, eine NC-Steuerung sowie ein Inline-Messsystem zur geometrischen Qualitätskontrolle der gefügten Rohkarosserie.

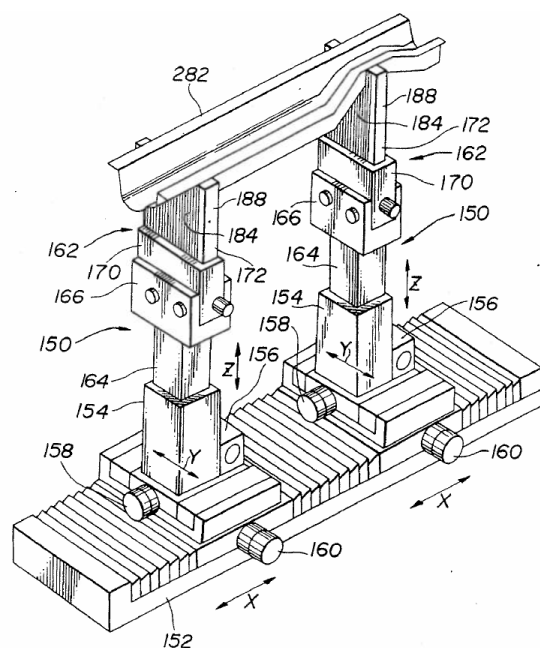


Abbildung 2-16: Kinematikausführung mit variablen Bauteilkonturaufnahmen [TAM87]

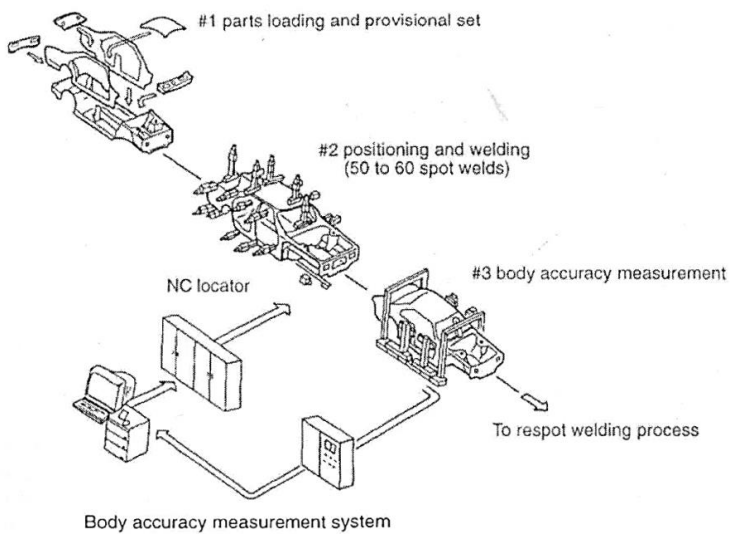


Abbildung 2-17: schematische Darstellung des IBAS von Nissan [SHI97]

Wie in [SHI97] beschrieben, waren zur Zeit der Veröffentlichung im Jahr 1997 13 solcher Systeme in den Fertigungsanlagen von Nissan weltweit im Einsatz. Die Abbildung 2-17 zeigt den schematischen Grundaufbau des Systems, welches die Produktion von bis zu acht Fahrzeugtypen erlaubte. Die Investitionskosten bei einem Modellwechsel konnten mit diesem System um 80% reduziert und die Vorlaufzeit bis zum Produktionsstart um 75% auf drei Monate verkürzt werden.

In einer Offenlegungsschrift von *Hyundai* (DE102012210546) aus dem Jahr 2012 wird eine flexible Vorrichtung beschrieben, mit der Kofferraumdeckel und Heckklappen unterschiedlicher Fahrzeugmodelle fixiert werden können.

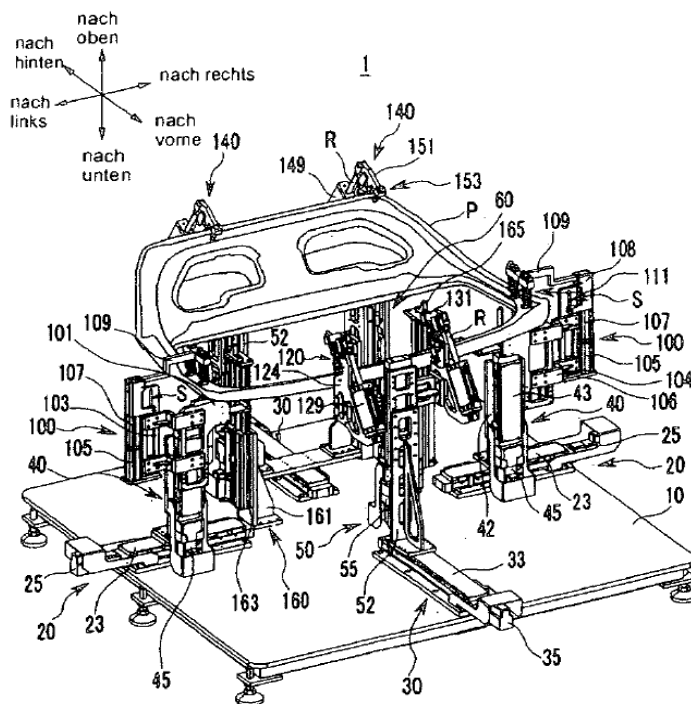


Abbildung 2-18: einstellbare Vorrichtung [YEU12]

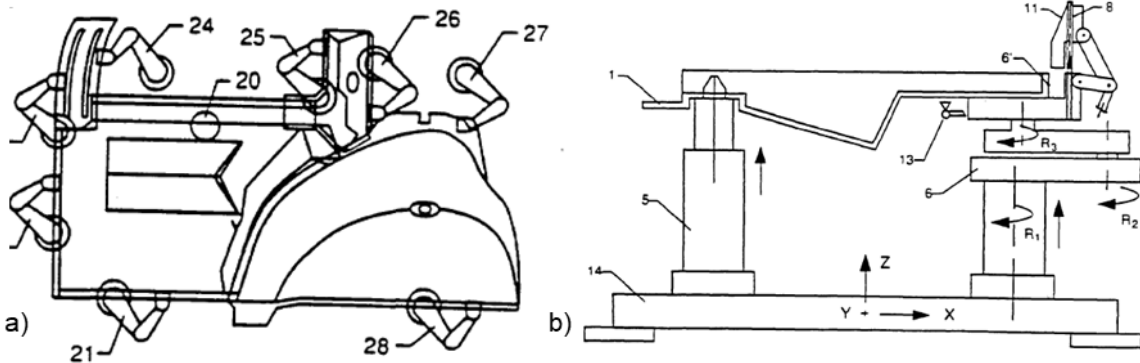


Abbildung 2-19: Draufsicht a) und Seitenansicht b) flexibler Bauteilaufnahmen [AKE92]

Dazu sind die Spannelemente, wie in der Abbildung 2-18 dargestellt ist, mittels Linearachsen in jeweils zwei Richtungen automatisiert verstellbar [YEU12].

*Fanuc* beschreibt in einer Patentschrift (DE4290927) aus dem Jahr 1992 eine „Anlage zur flexiblen Positionierung von Bauteilen... mit programmierbaren Haltern“, bei der die unterschiedlichen Bauteilaufnahmen, wie in der Abbildung 2-19 dargestellt ist, durch Kinematiksysteme mit mehreren exzentrisch angeordneten Drehachsen sowie zusätzlichen Linearachsen in mehreren Freiheitsgraden positioniert werden können. [AKE92]

Eine weitere Kinematiklösung von *Fanuc* zur Positionierung von Spannern ist der Spannroboter F-100iA, welcher in der Abbildung 2-20 als Verbund von Vorrichtungs aufgebauten in zwei Varianten dargestellt ist. Der F-100iA beinhaltet zwei Linearachsen und zwei Rotationsachsen und kann mit einer weiteren Schwenkachse an der Schnittstelle zum Spannelement ergänzt werden, wodurch ein Spanner mit fünf Freiheitsgraden positioniert werden kann. Industriell wurden diese Spannroboter zum Beispiel in Rohbauanlagen von *General Motors* eingesetzt. Experimentelle Untersuchungen mit einer solchen Kinematik haben deren Vor- und Nachteile aufgezeigt, welche in der Entwicklung der neuen Kinematiken berücksichtigt wurden. Die diagnostizierten Defizite des F-100iA lagen vorrangig in den Parametern Bauraum, Steifigkeit und Lastaufnahme.



Abbildung 2-20: Vorrichtungs Aufbau mit F-100iA-Kinematiken; a) [FAN09] ; b) [VAS10]

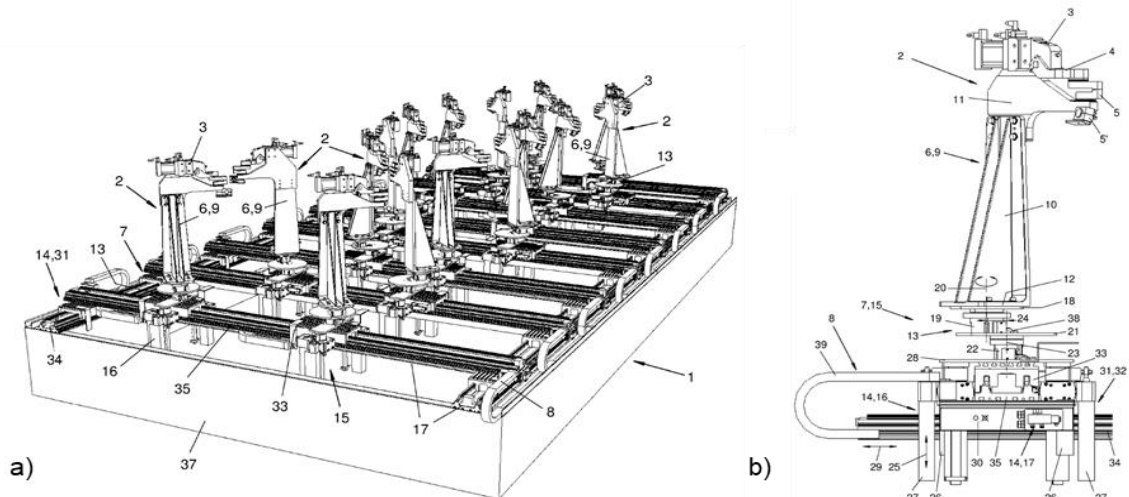


Abbildung 2-21: einstellbare Stützeinrichtung; a) Vorrichtung; b) Einzelkinematik [KUK15]

Von der *KUKA Systems GmbH* gibt es eine Gebrauchsmusterschrift (DE202015102943) aus dem Jahr 2016 von einer Vorrichtung zum Einspannen von Bauteilen im Karosseriebau mit positionierbaren Spannern, welche beispielhaft in der Abbildung 2-21 dargestellt ist. Dabei sind starre Konsolen mit jeweils einem Spanner derart positionierbar, dass eine Konsole durch drei Linearachsen sowie zwei exzentrisch angeordneter Rotationsachsen verschoben werden können.

Bei der *Daimler AG* wurde im Jahr 2017 der neue modular gestaltete Rohbau der Zukunft unter dem Namen *cubeTec* vorgestellt. Eine der innovativen Fertigungstechnologien in diesem Konzept ist ein Kinematiksystem für Spannvorrichtungen im Karosseriebau. Die eingesetzten Achsen werden numerisch angesteuert und ermöglichen eine geometrische Anpassung der Spannelemente an verschiedene Bauteile. Somit können Unterbaugruppen unterschiedlicher Derivate auf einer Spannvorrichtung gespannt und gefügt werden. [DAI17] Die realisierbare Spannungsdichte mit den entwickelten Kinematiksystemen ist aufgrund der Bauräume jedoch stark eingeschränkt.

In [YU18] wird ein Konzept sowie eine Methode zum Entwurf einer flexiblen Vorrichtung für ähnliche Karosseriebauteile einer Produktfamilie beschrieben. Wie in der Abbildung 2-22 zu erkennen ist, wurde das Konzept am Beispiel von Fahrzeugdächern entwickelt. Die Spanneinheiten sind dabei in drei Koordinatenrichtungen translatorisch verschiebbar, wobei die unterste Achse manuell verschiebbar und nur die oberen beiden Achsen elektromechanisch verstellbar sind. Die Verstellwege des Systems sind mit 400 mm und die Positioniergenauigkeit mit 0,07 mm angegeben. Für die gewählten Dachbauteile werden ca. 10 Spannungspunkte am Bauteilrand benötigt, welche sehr gleichmäßig auf einer Vorrichtungsfläche von ca. 2400 mm x 1600 mm verteilt sind. Somit gibt es keine besonderen Anforderungen an den Bauraum der Verstelleinheiten. In Bezug auf die aufzunehmenden Lasten wird in der Veröffentlichung nicht eingegangen. Die Bauteilausrichtung erfolgt auf der Grundlage eines Basisteils, für welches die Vorrichtung konzipiert wurde. Neue Teile werden spezifisch zu den jeweiligen Bauteilmittelpunkten übereinandergelegt und somit die Differenzen der am Bauteilrand befindlichen Spannungspunkte zueinander berechnet.

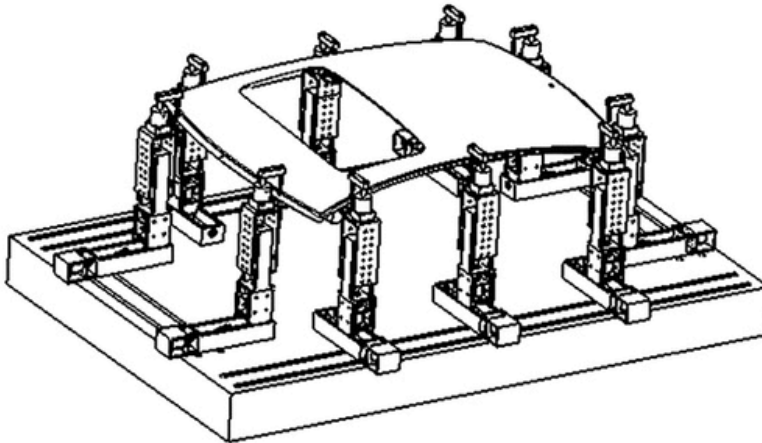


Abbildung 2-22: flexibles Befestigungssystem [YU18]

Für die relativ homogenen und einfachen Dachbauteile mit wenigen, zudem relativ ebenen Spannungspunkten, welche sich über unterschiedliche Bauteile nur gering unterscheiden, ist diese Methode gut geeignet und ausreichend. Für die in dieser Arbeit betrachteten komplexen Türbauteile ist diese Methode zur Bauteilausrichtung jedoch unzureichend.

Am *Fraunhofer IWU* wurden 2010 Spannroboter für den Einsatz im Karosseriebau entwickelt, welche im Verbund als flexibles Vorrichtungssystem unter dem Namen *Octorobot* veröffentlicht wurden. Diese Kinematiken, welche in der Abbildung 2-23 a) als Vorrichtungsverbund abgebildet sind, bestehen jeweils aus zwei Linearachsen und zwei Rotationsachsen und können somit einen Spanner in vier Freiheitsgraden positionieren.

Weitere am Fraunhofer IWU entwickelte Kinematiksysteme in Form von Winkelverstelleinheiten sowie parallelkinematische Ausführungen für Spannvorrichtungen im Karosseriebau werden in [NEU10] beschrieben. Diese Lösungen sind Konzeptentwicklungen und wurden teilweise als Funktionsmuster umgesetzt. Auch diese Systeme können die, im Rahmen dieser Arbeit definierten Anforderungen an die Spannungsdichte und Steifigkeit nicht hinreichend erfüllen.

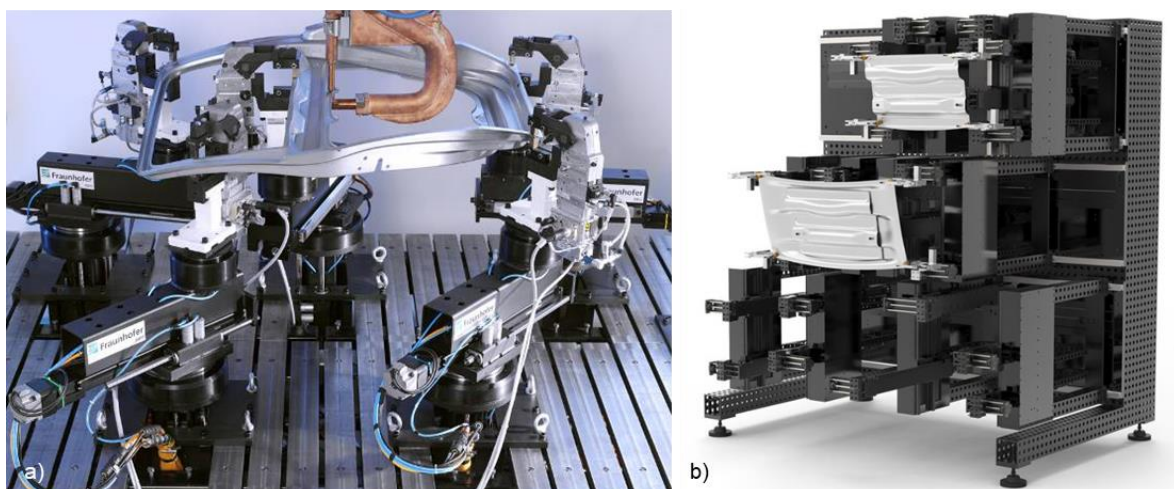


Abbildung 2-23: a) Vorrichtungssystem Octorobot® [FRI15]; b) Messvorrichtung [ACK19]

In Zusammenarbeit mit der *PROMESS Gesellschaft für Montage und Prüfsysteme GmbH* und dem *Fraunhofer IWU* wurde die in der Abbildung 2-23 b) dargestellte *Promess Measuring Device (PMD)* entwickelt. Diese Spannvorrichtung für die Aufnahme unterschiedlicher Bauteile ist jedoch nicht für den Einsatz im Fertigungsbereich des Karosseriebaus konzipiert, sondern als objektflexible Messaufnahme zur Bauteilfixierung bei der Generierung von Bauteilqualitätsmerkmalen vorgesehen.

#### **2.3.4 Systeme zur automatisierten Justage**

Für die Justage von Vorrichtungskomponenten wie Spanner und Bestimmelemente gibt es neben den in Kapitel 2.2.2 und der Abbildung 2-10 beispielhaft beschriebenen manuell einsetzbaren Shims, ebenfalls Entwicklungen von mechanisierten und automatisierten Systemen. Diese Kinematiksysteme für die Mikroflexibilität grenzen sich zu den vorab unter 2.3.3 genannten Systemen durch die mögliche bzw. erforderliche Größe der Stellmaßnahmen ab, welche bei der Justage im Zehntelmillimeterbereich bis maximal ca. 20mm liegen. In [SEL97] werden mechanisierte Systeme beschrieben, welche durch manuelle Stellmaßnahmen die Vorrichtungskomponenten im Millimeter und Mikrometerbereich justieren. Für automatische Justagen von Spannvorrichtung gibt es diverse Patente und weitere Veröffentlichungen wie beispielsweise ein Patent (US005901426) von *Honda* aus dem Jahr 1999 in dem neben einem einfachen kinematischen Konzept zur Spannerfeinpositionierung auch ein Steuerungskonzept beschrieben wird. [OKA96]

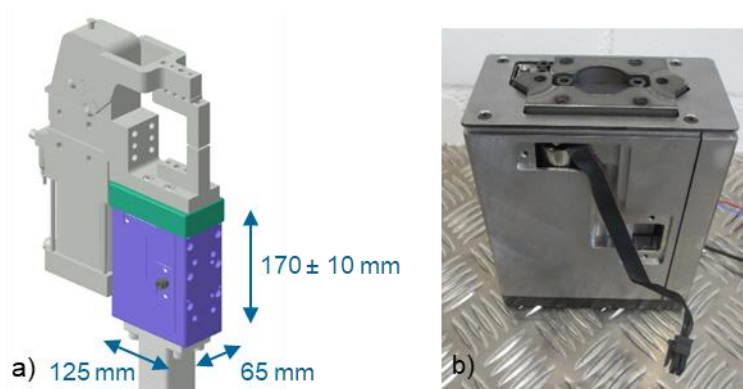
In einem gemeinsamen Patent (DE10242811) der *Volkswagen-* und *Audi AG* von 2002 liegt der Fokus auf der fertigungsprozessintegrierten Qualitätsdatenaufnahme und dem entsprechenden Regelungskonzept. [LIC02]

Ebenfalls von der *Volkswagen AG* gibt es eine weitere Offenlegungsschrift (DE102007002320) in welcher der Fokus auf einem Regelkonzept zur Bauteilkorrektur liegt. Dabei wird jedoch nicht die Spannvorrichtung justiert, sondern das bereits gefertigte Zusammenbauteil korrigiert, was als Richten bezeichnet wird. Für die Regelung wird hier unter anderem der Einsatz eines neuronalen Netzes angesprochen, welches die Korrelation von Messwerten und Richtgrößen durchführt und qualitativ verbessert. [MEI07b]

Am *Fraunhofer IWU* wurde in der Dissertationsschrift [KEL18] und in der Offenlegungsschrift (DE102013016450) [KEL13b] ein Regelungskonzept für eine kraftbasierte Vorrichtungsjustage ausgearbeitet.

Mechanische Systeme und weitere, auf den Einsatz künstlicher Intelligenz basierende Regelungskonzepte, wurden ebenfalls am *Fraunhofer IWU* entwickelt und sind unter anderem in eigenen Veröffentlichungen [FRI11b], [FRI11a], [FRI12], [FRI16], [RIC14] beschrieben. In der Abbildung 2-24 ist ein eigenentwickeltes Beispiel einer elektromechanischen Kinematik für die einachsige Justage eines Spannelementes dargestellt. Die Abmaße der Kinematik wurden bereits dahingehend priorisiert, dass die Breite der Kinematik möglichst im Bereich der Breite des Spannelementes liegt, wodurch eine enge Anordnung mehrerer Spanner nebeneinander ermöglicht wird. Bezüglich eines Regelungskonzeptes, welches auf dem Einsatz eines künstlichen neuronalen Netzes (KNN) basiert, wurden ebenfalls bereits erste eigene experimentelle Untersuchungen durchgeführt, mit denen die





**Abbildung 2-24: Justagekinematik als a) CAD-Konstruktion; b) Funktionsmuster**

Strukturierung des KNN sowie die Regelungsstrategie grundlegend validiert wurden. Der dabei verwendete wissensbasierte Regelungsansatz beinhaltet die methodische Korrelation von Qualitätsdaten und vorangegangenen Stellmaßnahmen mit entsprechender Kennzeichnung von Erfolg und Misserfolg, wodurch ein entsprechender Lerneffekt eintritt. [ERT13; FRI16; ZEL03]

Die Grundfunktion der zu entwickelnden adaptiven Vorrichtungstechnik ist das modellflexible Spannen von zu fügenden artgleichen Bauteilen. Dabei sind besondere Anforderungen in Bezug auf die Qualität der Zusammenbauteile zu erfüllen. Eine Justage der Vorrichtungskomponenten dient zur Einhaltung der geometrischen Qualitätsvorgaben. Somit ist eine mögliche Integration der hier beschriebenen automatisierten Justagevorgänge und Stellkonzepte unbedingt in der Entwicklung der adaptiven Vorrichtungstechnik zu berücksichtigen.

#### 2.4 Softwareunterstützung zur Prozess- und Betriebsmittelplanung

In Bezug auf die Auslegung von Montage- und Fertigungsprozessen sowie Betriebsmitteln konnten unterschiedliche Veröffentlichungen recherchiert werden, bei denen die Planer und Konstrukteure durch Methoden oder Softwareanwendungen unterstützt werden sollen.

Speziell für den Karosseriebau wird beispielsweise in [RZA18] eine Konstruktionsmethodik für die Auslegung modularer Vorrichtungen beschrieben, bei der die späteren Fertigungsschritte sowie Prozessreihenfolgen und Zugänglichkeiten der Werkzeuge berücksichtigt werden.

In [ZEC21] wird auf die Komplexität von Konvertierungsprozessen und die Erfordernisse von Konsistenz und Zugänglichkeit der Daten hingewiesen. Der Fokus liegt dabei auf der automatisierten Generierung von Montageprozessen und Montageressourcen, wobei basierend auf dem Fertigungskonzept ein produktspezifisches Spannkonzept abgeleitet wird.

Eine Strategie zur Modellierung eines Vorrichtungssystems und des Montageprozesses für nachgiebige Teile wird in [VER19] beschrieben. Anhand einer simulationsbasierten Fallstudie am Beispiel eines Pkw-Kotflügels wird gezeigt, dass die Auslegung des Spannvorgangs die größten Auswirkungen auf die Bauteilqualität hat, während die Auslegung der Positionierelemente, der Fügepunkte und der FEM-Vernetzung weniger Einfluss hat.

In [ABO19] wird ein computergestütztes Modul zur Prozessplanung, zur modularen Vorrichtungsauslegung und zur integrierten Prüfplanung vorgestellt. Für die Automatisierung und Integration des

Konstruktionsprozesses, einschließlich der Auslegung der Vorrichtungen und Prüfprozesse wird dabei ein objektorientierter Ansatz verwendet.

[TZO16] befasst sich mit einer Softwareanwendung, welche mit der Programmierschnittstelle (API) eines allgemeinen CAD-Systems entwickelt wurde. Am Beispiel eines Pneumatikzylinders wird der Konstruktionsprozess automatisiert, wobei wiederholbare Konstruktionsaufgaben mit Hilfe von Makroprogrammierung umgesetzt wurden.

Im Bereich der Flugzeugproduktion wird beispielsweise in [FOU14] eine objektorientierte Softwareanwendung mit programmierbaren Unterstützungsfunktionen vorgestellt, die es Prozessplanern ermöglicht, genaue Prozesspläne für Flugzeugteile und -komponenten zu erstellen. Dabei soll die Lücke zwischen den Schnittstellen für das computergestützte Design (CAD) und der computergestützten Prozessplanung (CAPP) geschlossen werden.

Ontologiebasierte Softwarelösungen zur Vorrichtungskonstruktion im Bereich der Flugzeugfertigung oder dem Einsatz von Werkzeugmaschinen werden beispielsweise in [ZHA15; ZHA18; GME13] beschrieben. Die Ziele liegen dabei in einer effektiven Organisation und effizienten Nutzung des Vorrichtungskonstruktionswissens und sollen die Effizienz der Vorrichtungskonstruktion bzw. der Vorrichtungsauswahl verbessern.

Weitere Ausführungen über neue Methoden zur automatischen Vorrichtungskonstruktion sind in den Veröffentlichungen [WAN13b; BOY11; WAN10] beschrieben. [BOY11] zeigt einen Überblick über 75 Werkzeuge und Ansätze zur computerunterstützten Vorrichtungskonstruktion (CAFD) und in [WAN10] wird eine Literaturübersicht zur CAFD über einen Zeitraum von zehn Jahren aufgezeigt. Im Resümee wird erläutert, dass der Bereich der CAFD zum einen stark segmentiert ist und zum anderen nur unzureichende Lösungen zur Unterstützung des detaillierten Designs der physikalischen Struktur einer Vorrichtung vorliegen.

Es gibt weitere zahlreiche Veröffentlichung über Softwarelösungen, Assistenzsysteme und Tools, welche unterschiedliche Prozesse unterstützen, beispielsweise zur Fahrzeugkonstruktion mit mehrdimensionalen Designproblemen, Fertigungsplanung, virtuellen Inbetriebnahmeunterstützung, Roboterzellenplanung, Roboterbahnplanung, Anwendung von Ontologien als Mittel zur Strukturierung sowie für die Prozessoptimierung und Generierung neuer Instanzen aus vorhandenen Wissensbeständen, Integration von serviceorientierten Architekturen (SOA) und semantische Netze, welche zur Gestaltung neuer Systemlandschaft beitragen oder auch allgemeine Anwendungsfälle für KI im Kontext der Automobilherstellung. [MAR13; KAT15; RIZ19; LON21; DEM21]

Die Problemstellung, welche dieser Arbeit zugrunde liegt, hinsichtlich einer softwareunterstützten optimierten Bauteilausrichtung für die Generierung einer flexiblen Vorrichtung mit homogenisierten Kinematikmodulen wird in keinem der recherchierten Dokumente hinreichend genau angesprochen. Auch eine entsprechende Methodik in Bezug auf die Planung und Auslegung einer flexiblen Vorrichtung in der Art und Weise wie sie in dieser Arbeit entwickelt wird, konnte nicht recherchiert werden.



## 2.5 Fügetechnik im Karosseriebau

Neben den Spannvorrichtungen und deren Komponenten zur qualitätsgerechten Aufnahme und Fixierung der Einzel- und Zusammenbauteile spielen auch die eingesetzten Fügetechnologien eine entscheidende Rolle bei der Definition der Anforderungen an ein flexibles Fertigungssystem. Im metallischen Karosseriebau wird nach wie vor in erster Linie Schweißen als thermisches Fügeverfahren eingesetzt. Um das Potential einer zukünftigen flexiblen Produktion effizienter ausschöpfen zu können, wird zunehmend im Bereich des Laserschweißens, speziell des Remote-Laserschweißens geforscht [GRI19]. Aufgrund der Vorteile in Bezug auf die Prozesssicherheit sowie dem Ausgleich von Bauteiltoleranzen wird jedoch primär das Widerstandspunktschweißen (WPS) eingesetzt [ABU12]. Die Abbildung 2-25 zeigt die prozentuale Aufteilung der Fügeverfahren am Beispiel einer aktuellen Karosserie nach [TEI20] mit Unterscheidung der lokalen Ausprägungen der Verbindungen in punktuell und linienförmige Fügeverfahren. Insgesamt wird der Großteil der Fügeverbindungen in Form von Widerstandspunktschweißen ausgeführt. Neben dem Widerstandspunktschweißen und Laserschweißen werden im Karosseriebau weitere thermische Fügeverfahren wie MSG-Schweißen, Bolzenschweißen, MSG-Löten oder Laserlöten eingesetzt. Ergänzend zu den thermischen Fügeverfahren kommen weitere kalte Fügeverfahren wie beispielsweise Stanznieten, Strukturkleben, Falzen, Schrauben oder Durchsetzfügen mit robotergeführten oder stationären Fügwerkzeugen zum Einsatz. Der Fokus liegt dennoch auf der Widerstandspunktschweißtechnologie. Eine aktuelle Stahlkarosserie hat durchschnittlich 3500 bis 5000 Schweißpunkte, welche mit Hilfe von robotergeführten oder stationär aufgebauten Schweißzangen gesetzt werden [BRA07]. Manuell geführte Schweißzangen, wie sie vor einigen Jahren noch im Einsatz waren, sind mittlerweile nahezu vollständig durch roboterbasierte Fügezangen sowie automatisierte Handhabe- oder Bauteilzuführprozesse substituiert. Grundlegend unterscheidet man bei Widerstandspunktschweißzangen zwei Aufbauarten, welche in der Abbildung 2-26 dargestellt sind.

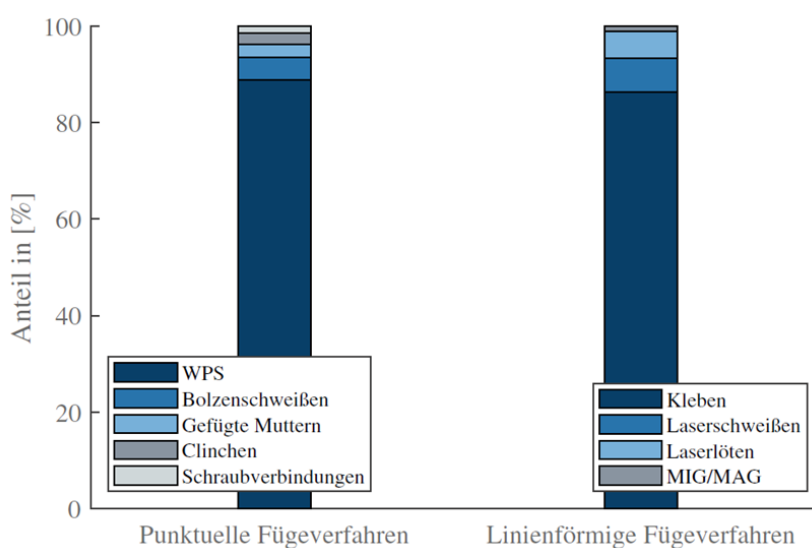
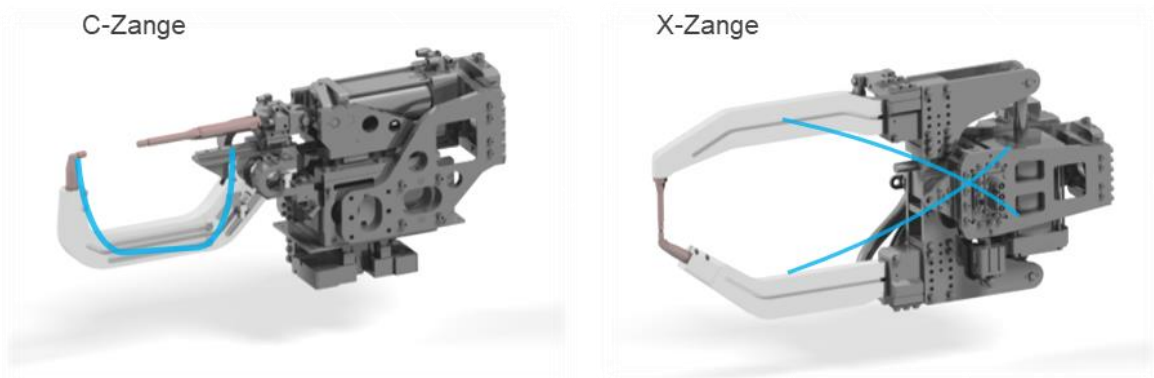


Abbildung 2-25: prozentuale Aufteilung der Fügeverfahren im Karosseriebau [TEI20]



**Abbildung 2-26: Grundauführungen von Widerstandspunktschweißzangen**

Zum einen sind dies sogenannte C-Zangen, deren Grundaufbau aus einem starren C-förmigen Bügel besteht und zum anderen X-Zangen, welche durch die zwei Werkzeughälften, die in einer Art Scherenkinematik miteinander verbunden sind, einen X-förmigen Aufbau haben. Der unterschiedliche Aufbau begründet sich in erster Linie auf die unterschiedlichen Zugänglichkeiten der Fügepunkte an eingespannten Bauteilen. Bei einer C-Zange liegt die Ebene der Fügeverbindung senkrecht zur Werkzeughauptausdehnung und bei einer X-Zange liegt diese Ebene kongruent zur Hauptausdehnung der Fügezange, was die Zugänglichkeit zur Fügestelle maßgeblich differiert. In Bezug auf die geometrischen Abmaße der C-Bügel und X-Elemente der Schweißzangen gibt es jeweils meist mehrere unterschiedliche Ausführungen, sodass unterschiedliche geometrische Freiräume in der jeweiligen Spannsituation genutzt werden können. Die Zugänglichkeit der Fügezangen zu den Fügepunkten ist eine grundlegende Anforderung bei der Gestaltung und Auslegung von Spannvorrichtungen. In Anlehnung an das Fügbarkeitsdreieck oder auch Schweißbarkeitsdreieck bezeichnet nach DIN ISO/TR 581, welches in der Abbildung 2-27 dargestellt ist, müssen bestimmte Voraussetzungen für eine „gute Fügbarkeit“ bzw. für eine „gut geeignete Schweißbarkeit“ erfüllt werden.



**Abbildung 2-27: Fügbarkeitsdreieck [MAT03]**

Dabei stehen die zu fügenden Werkstoffe, die Konstruktion im Bereich der Fügestelle sowie das eingesetzte Fügeverfahren im direkten Zusammenhang und bedingen sich gegenseitig. [MAT03; AWI05; MAT16]

Entsprechend einer guten Fügbarkeit werden Material, Fügeverfahren und Bauteilkonstruktion aufeinander abgestimmt sodass nach Abbildung 2-27 die Fügeignung, die Fügemöglichkeit sowie die Fügesicherheit gewährleistet sind. In Ergänzung dazu müssen die Betriebsmittel wie Handhabesysteme, Fügewerkzeuge und Spannvorrichtungen entsprechend den definierten Werkstoffen der Fügepartner, den Fügeverfahren und der Konstruktion der Fügestelle geeignet sein. Diese Anforderungen gelten dementsprechend auch für die zu entwickelnden kinematischen Systeme. Die grundlegenden Voraussetzungen für die Fügbarkeit eines Bauteils sowie die spezifischen Qualitätsanforderungen dürfen durch die Spannvorrichtung und deren Komponenten nicht negativ beeinträchtigt werden.

## 2.6 Anforderungen an Bauteile und Karosseriebauvorrichtungen

Die Konstruktion von Fahrzeugen, Fahrzeugkarosserien und Karosserieeinzelteilen erfolgt bei den OEM's heutzutage durchgehend rechnerbasiert mit Hilfe von CAD-Softwareprogrammen. Die Maßvorgaben für die Einzel- und Zusammenbauteile, welche auch als Sollmaße oder Sollgeometrien bezeichnet werden, sind die Nennmaße aus den CAD-Konstruktionen einer perfekten Geometrie. Diese primären Geometriedaten, auch als CAD-Null-Daten benannt, legt der Konstrukteur fest. Dem gegenüber stehen die gefertigten und real gemessenen Maßelemente, welche als Istmaße bezeichnet werden [KRU53]. Die Differenz zwischen dem Istmaß und dem jeweiligen Nennmaß wird als Maßabweichung bezeichnet und durch die Maßhaltigkeit genauer quantifiziert. [KON19] Mit steigenden Qualitätsanforderungen der Fahrzeughersteller sowie der Kunden, werden die Toleranzbereiche für Maßhaltigkeiten zunehmend geringer [BOH98].

### 2.6.1 Qualitätsmerkmale einer Pkw-Karosserie

Je nach Geometriemerkmal oder Bauteilkontur liegen die Toleranzvorgaben einer Pkw-Karosserie vorwiegend zwischen  $\pm 0,1\text{mm}$  und  $\pm 1,5\text{mm}$ . Vor allem im Bereich von Fugen zwischen mehreren Baugruppen am Fahrzeug wirkt sich die Maßhaltigkeit direkt auf das vom Kunden wahrgenommene optische Erscheinungsbild aus. Für ein qualitativ hochwertiges Gesamtbild werden beispielsweise für diese Bereiche sogenannte Fugenpläne mit bestimmten Toleranzvorgaben erstellt. Die Abbildung 2-28 zeigt beispielhaft einige Sollmaße mit Toleranzangaben für die Maßhaltigkeit der Fugen bzw. Spalte zwischen den Fahrzeugtüren und den angrenzenden Karosseriebauteilen. Die Qualitätsmerkmale von Bauteilen und Baugruppen einer Pkw-Karosserie können nach [BIR13] in die drei folgenden Gruppen gegliedert werden:

- Maß- und Formqualität;
- Oberflächenqualität;
- Festigkeits- und Steifigkeitseigenschaften. [BIR13]

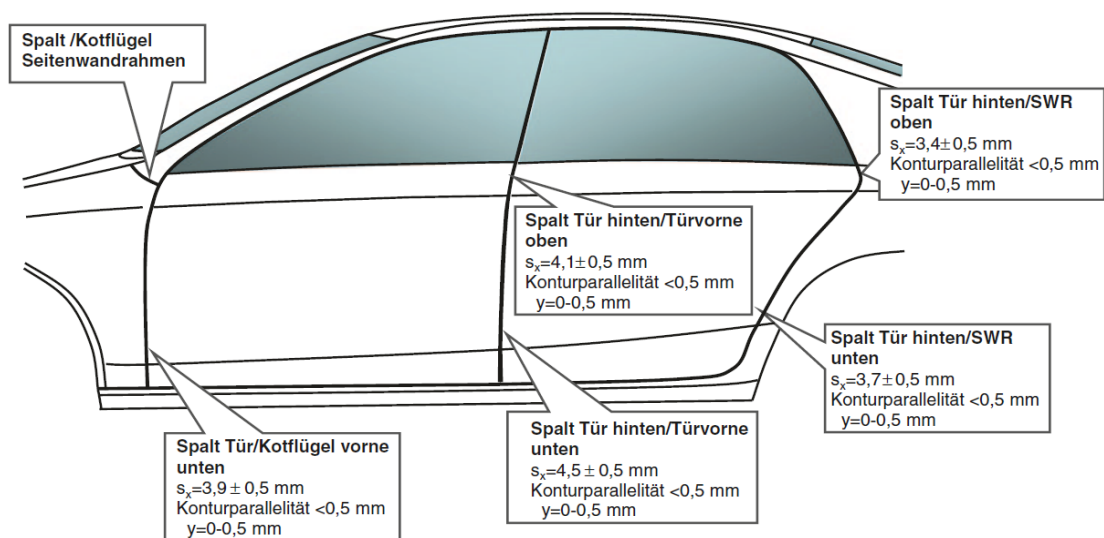


Abbildung 2-28: Beispielhafter Fugenplan [BIR13]

Die Festigkeits- und Steifigkeitseigenschaften erfordern konkrete materielle und strukturelle Eigenschaften der Einzelteile sowie sicherheitsrelevante Vorgaben in Bezug auf die Anzahl der Fügestellen und Fügeparameter. Die Beurteilung dieser Eigenschaften erfolgt vorwiegend durch zerstörungsbehaftete Prüfprozesse. Die Oberflächenqualität sowie Maß- und Formqualität sind die entscheidenden optischen Qualitätsmerkmale auch in Bezug auf die Kaufentscheidung der Kunden. Die Qualität eines Fahrzeuges in Bezug auf die Karosserie wird nicht selten unter dem Begriff der Anmutung beurteilt. Dieses laut [SCH12] „gefühlsmäßige, unbestimmte Eindruckserlebnis“ als vorwiegend subjektive Bewertung basiert zu großen Teilen auf objektiven Qualitätskriterien zur Beurteilung von Strakverlauf, Spaltmaß, Bündigkeit und Versatz. Die äußere Anmutung eines Autos umfasst die subjektiven und objektiven Qualitätsmerkmale von Karosserie und Anbauteilen und ist das erste und zu einem großen Anteil auch kaufentscheidende Bewertungskriterium der Kunden. Mit Strakverlauf wird der Oberflächenverlauf an der Außenhaut der Karosserie bezeichnet. Unter Verwendung eines Straklineals oder durch Reflexionen des Lichtverlaufs bzw. durch Abtasten mit der Hand wird der Strakverlauf beurteilt und hinsichtlich Welligkeiten, Beulen oder Dellen an der Außenhaut geprüft.

Das Spaltmaß ist definiert als der Abstand zwischen zwei oder mehr Einzelteilen bzw. Zusammenbauteilen oder Anbauteilen im verbauten Zustand einer Rohkarosserie. Das Spaltmaß wird hinsichtlich Fugenbreite sowie Parallelität des Fugenverlaufs beurteilt und mit Hilfe von Koordinatenmessgeräten, Lehren oder Lasermessgeräten gemessen. In Verbindung mit dem Spaltmaß werden zumeist die Bündigkeit und der Versatz als Übergang zu angrenzenden Teilen gemessen, und die Ebenheit und Parallelität quer zur Fuge zweier Einzelteile bzw. Zusammenbauteile oder Anbauteile beurteilt [GRA02]. Wenn die Einbaupositionen von angrenzenden Bauteilen nicht starr vorgegeben sind, wird zum Teil die Methode des Best-Fit angewendet [KUH07]. Dabei wird die Einbausituation unter Beurteilung der Kriterien Spaltmaß, Bündigkeit und Versatz solange angepasst, bis die Abweichungen aller Kriterien möglichst klein sind. Mit Hilfe der Methode der kleinsten Fehlerquadrate ist die Zielgröße demnach eine Minimierung der aufsummierten quadrierten Abstände über alle Messstellen von Spaltmaß und Bündigkeit [BIR13]. Für die Einhaltung der zuvor beschriebenen Qualitätskriterien an der Gesamtkarosserie werden im Verlauf der Fertigung bestimmte Funktionsmaße an den Einzelteilen und Zusammenbauteilen gemessen und deren Maßhaltigkeit innerhalb vorgegebener Toleranzbereiche nachgewiesen. Diese Messungen erfolgen vorwiegend stichprobenartig mittels Koordinatenmessmaschine im Messraum oder anhand eines Aufbaubocks neben der Fertigungslinie. Immer häufiger kommen auch optische Messsysteme zum Einsatz, welche einzelne Funktionsmaße der Bauteile zum Teil auch innerhalb der Fertigungslinie aufnehmen, wodurch Regelkreise verkürzt und schnelle Prozessanpassungen durchgeführt werden können. Derartige Ansätze zur Verkürzung von Regelkreisen mit teilweise simulationsbasierten, numerischen oder wissensbasierten Regelalgorithmen werden beispielsweise in [BEC15a], [BEC15b] und [FRI16] beschrieben. Die Ausführungen nach [BIR13] bestätigen die Fahrzeugtür als eines der relevantesten und anspruchsvollsten Karosseriebauteile und die entsprechende Spannvorrichtung ist das entscheidende Betriebsmittel zur Einhaltung dieser Qualitätsvorgaben.

## 2.6.2 Grundlagen zur qualitätsrelevanten Steifigkeitsbetrachtung

Für die Einhaltung und Erfüllung der geometrischen Qualitätsanforderungen der Karosseriebauteile sind die Spannvorrichtungen die ausschlaggebenden Betriebsmittel. Neben den exakten Positionierungen der Spann- und Bestimmelemente sind vor allem deren Lastaufnahmen und Steifigkeiten qualitätsbestimmend. Die Prozesslasten aus den Spann- und Fügeprozessen müssen durch die Vorrichtungskomponenten aufgenommen und möglichst ohne geometrische Veränderungen aufgrund von Nachgiebigkeiten abgeleitet werden.

Erfahrungsgemäß weisen kinematische Ketten im Vergleich zu starren Aufbauten innerhalb vergleichbarer Bauräume stets größere Nachgiebigkeiten auf. Da die Bauräume für die zu entwickelnden Kinematiksysteme aufgrund der zugrundeliegenden Spannvorrichtungen im Karosseriebau begrenzt sind, ist mit entsprechend höheren Nachgiebigkeiten der modellflexibel positionierbaren Spanner zu rechnen. Für die Einhaltung der qualitätsgerechten Anforderungen ist eine potentielle Kompensation derartiger Nachgiebigkeiten beispielsweise über Positionsanpassungen der Kinematiken möglich. Für deren Auslegung sind die Grundlagen der technischen Mechanik in Bezug auf die Steifigkeitsberechnung zu berücksichtigen. Mit der Steifigkeit werden definitionsgemäß äußere, über die Zeit konstante Belastungen mit den resultierenden Verformungen ins Verhältnis gesetzt. Die statische Steifigkeit  $c$  ist nach der Formel (1) ein Maß für die aufzubringende Kraft  $F$  bezogen auf einen Verformungsweg  $u$ . [DAN13]

$$c = \frac{dF}{du}; [c] = \frac{N}{\mu m} \quad (1)$$

Die Nachgiebigkeit  $N$  ist gemäß der Formel (2) der Kehrwert der Steifigkeit.

$$N = \frac{dx}{dF}; [N] = \frac{\mu m}{N} \quad (2)$$

Wirkt die Belastung in Form eines Moments  $M$  ist die dazugehörige Kipp- bzw. Torsionssteifigkeit  $c$  nach der Formel (3) definiert.

$$c = \frac{dM}{d\varphi}; [c] = \frac{Nm}{\mu rad} \quad (3)$$

Bezieht man die Steifigkeit auf ein kartesisches Koordinatensystem mit sechs Freiheitsgraden, lassen sich sechs Belastungen in Form von drei Kräften entlang der Koordinatenachsen drei Momente um diese Achsen sowie sechs Verformungen in Form von drei Verschiebungen in und drei Verdrehungen um die Koordinatenachsen definieren. Die Formel (4) beschreibt die vollständige Steifigkeitsmatrix mit insgesamt 36 Steifigkeiten bei der jede mögliche Belastung jede mögliche Verformung hervorrufen kann. Die Hauptdiagonalen beschreiben dabei die Hauptsteifigkeiten bzw. direkten Steifigkeiten bei denen Belastungsort und Belastungsrichtung mit dem Messort und der Messrichtung der Verschiebung übereinstimmen. Die weiteren Steifigkeiten werden als Nebensteifigkeiten bzw. Kreuzsteifigkeiten bezeichnet, welche beispielsweise eine Kraftwirkung in  $x$ -Richtung mit einer Verlagerung in  $y$ -Richtung oder auch ein Moment um die  $x$ -Achse mit einer Verschiebung in dieselbe Richtung beschreiben.

$$\begin{matrix}
 \begin{matrix}
 C_{F_x\bar{x}} & C_{F_x\bar{y}} & C_{F_x\bar{z}} & C_{F_x\hat{x}} & C_{F_x\hat{y}} & C_{F_x\hat{z}} \\
 C_{F_y\bar{x}} & C_{F_y\bar{y}} & C_{F_y\bar{z}} & C_{F_y\hat{x}} & C_{F_y\hat{y}} & C_{F_y\hat{z}} \\
 C_{F_z\bar{x}} & C_{F_z\bar{y}} & C_{F_z\bar{z}} & C_{F_z\hat{x}} & C_{F_z\hat{y}} & C_{F_z\hat{z}} \\
 C_{M_x\bar{x}} & C_{M_x\bar{y}} & C_{M_x\bar{z}} & C_{M_x\hat{x}} & C_{M_x\hat{y}} & C_{M_x\hat{z}} \\
 C_{M_y\bar{x}} & C_{M_y\bar{y}} & C_{M_y\bar{z}} & C_{M_y\hat{x}} & C_{M_y\hat{y}} & C_{M_y\hat{z}} \\
 C_{M_z\bar{x}} & C_{M_z\bar{y}} & C_{M_z\bar{z}} & C_{M_z\hat{x}} & C_{M_z\hat{y}} & C_{M_z\hat{z}}
 \end{matrix} \\
 \text{stat}
 \end{matrix}
 =
 \begin{matrix}
 \frac{F_x}{\bar{x}} & \frac{F_x}{\bar{y}} & \frac{F_x}{\bar{z}} & \frac{F_x}{\hat{x}} & \frac{F_x}{\hat{y}} & \frac{F_x}{\hat{z}} \\
 \frac{F_y}{\bar{x}} & \frac{F_y}{\bar{y}} & \frac{F_y}{\bar{z}} & \frac{F_y}{\hat{x}} & \frac{F_y}{\hat{y}} & \frac{F_y}{\hat{z}} \\
 \frac{F_z}{\bar{x}} & \frac{F_z}{\bar{y}} & \frac{F_z}{\bar{z}} & \frac{F_z}{\hat{x}} & \frac{F_z}{\hat{y}} & \frac{F_z}{\hat{z}} \\
 \frac{M_x}{\bar{x}} & \frac{M_x}{\bar{y}} & \frac{M_x}{\bar{z}} & \frac{M_x}{\hat{x}} & \frac{M_x}{\hat{y}} & \frac{M_x}{\hat{z}} \\
 \frac{M_y}{\bar{x}} & \frac{M_y}{\bar{y}} & \frac{M_y}{\bar{z}} & \frac{M_y}{\hat{x}} & \frac{M_y}{\hat{y}} & \frac{M_y}{\hat{z}} \\
 \frac{M_z}{\bar{x}} & \frac{M_z}{\bar{y}} & \frac{M_z}{\bar{z}} & \frac{M_z}{\hat{x}} & \frac{M_z}{\hat{y}} & \frac{M_z}{\hat{z}}
 \end{matrix}
 \quad (4)$$

Diese Steifigkeitsmatrix bildet die Grundlage für eine Kompensation von Nachgiebigkeiten aufgrund externer Lasteinflüsse. [DAN13; CON15; FRI17]

Für eine simulative Betrachtung von Reaktionen eines kinematischen Systems auf externe Lasteinflüsse gibt es unterschiedliche Möglichkeiten. Die Finite-Elemente-Methode (FEM) ist eine geeignete Methodik zur Simulation der Reaktionen von Festkörpern auf äußere Lasten. Für Untersuchungen der Wechselwirkung von Baugruppen und deren Einzelteilen im dynamischen Bereich ist die Methode der Mehrkörpersimulation (MKS) anzuwenden. Für die Simulation nichtlinearer großer Bewegungen mit elastischen Körpern, kann die MKS in Verbindung mit der FEM genutzt werden. Diese sogenannte flexible oder elastische MKS wird in [OER08] als „umfassendste und vollständigste Beschreibungsform für das dynamische Verhalten ...“ beschrieben, da gleichermaßen Führungsbewegungen und Strukturverformungen berücksichtigt werden. Entsprechend der jeweilig vorliegenden dynamischen und lastspezifischen Situation ist die geeignete Simulationsumgebung auszuwählen.

## 2.7 Fazit zum Stand der Technik

Für die Fertigung unterschiedlicher Fahrzeugmodelle auf ein und derselben Fertigungslinie sind zusätzliche Betriebsmittel wie Spannvorrichtungen und Handhabewerkzeuge erforderlich. Bei Bedarf werden diese innerhalb der Fertigungslinie ausgetauscht. Für einen schnellen Wechsel der Produktion von einem Fahrzeugmodell auf ein anderes ohne lange Rüstzeiten, werden diese Betriebsmittel innerhalb der Anlage vorgehalten, was einen entsprechenden Flächenbedarf erfordert. Bei zwei bis drei unterschiedlichen Fahrzeugmodellen werden diese Betriebsmittel direkt in der Nähe des Fertigungsprozesses vorgehalten und über Drehtische, Drehtrommeln oder Schwenkeinheiten, auf denen diese fest montiert sind, ausgetauscht. Um die Nebenzeiten für das Einwechseln der Betriebsmittel in Summe gering zu halten, wird in solchen Karosseriebaulinien vorrangig mit Losgrößen, auch Batch genannt, von zwölf oder mehr produziert.

Bei einer höheren Varianz von zum Beispiel fünf, sechs oder mehr unterschiedlichen Fahrzeugmodellen, welche auf einer Fertigungslinie produziert werden sollen, ist ein Vorhalten der Spannvorrichtungen direkt neben dem Fertigungsprozess aus Platzgründen meist nicht mehr möglich. Die Spannvorrichtungen besitzen je nach Bauteilart Abmaße von ca. 1500x1500x1000 mm bis zu

3500x2000x1500 mm (LxBxH). Bei einer Lagerung in unmittelbarer Nähe des Fertigungsprozesses wäre eine Zugänglichkeit von Handhabe- und Fügwerkzeugen nicht mehr gegeben. Somit ist bei einer derartigen Flexibilitätsanforderung an eine Karosseriebaulinie aktuell ein enormer Mehrbedarf an Fläche und Raum für Lager- und Zuführsysteme der Betriebsmittel vorhanden. Die Spannvorrichtungen werden in solchen Anlagen beispielsweise in speziellen Hochregalen direkt neben der Fertigungslinie gelagert. Bei einem Modellwechsel in der Produktion werden dann mit Hilfe von vollautomatisierten Regalbediengeräten Vorrichtungen in der Fertigungslinie ausgetauscht. Neben dem zusätzlichen Platzbedarf führt der erhöhte Anteil an Betriebsmittelwechselzeiten zu einer Verminderung der Produktivität. Eine flexible Fertigung unterschiedlicher Fahrzeugmodelle auf einer Linie ist mit solch einem Anlagenkonzept nur bei höheren Losgrößen wirtschaftlich und für eine flexible Produktion mit Losgröße eins ungeeignet.

Zusammenfassend gibt es eine Vielzahl verschiedener Lösungen sowohl für modulare als auch für rekonfigurierbare Vorrichtungen. Im Laufe der Entwicklung von flexiblen Vorrichtungen beginnend in den 80er Jahren wurden unterschiedliche systematische Klassifizierungen in Bezug auf die Einsatzgebiete, Vorrichtungstypen und -technologien veröffentlicht.

Die recherchierten und bisher umgesetzten Kinematiksyste me für den Karosseriebau ermöglichen zwar ein automatisiertes Positionieren von Spannelementen allerdings ist stets ein bauraumbedingter Abstand zwischen mehreren Spann punkten erforderlich. Somit ist es mit diesen Systemen nicht möglich mehrere Spann punkte mit möglichst geringen Nachgiebigkeiten der Spann stellen dicht nebeneinander anzuordnen, was für die Einhaltung der sehr hohen Qualitätsanforderungen jedoch erforderlich ist.

Die dargestellten Ansätze zur automatisierten Justage von Vorrichtungskomponenten sollten im Sinne der automatisierten Qualitätsregelung in der Entwicklung der adaptiven Vorrichtungstechnik berücksichtigt werden.

Auf Basis des Widerstandspunktschweißens, welches die vorwiegend eingesetzte Fügetechnologie im Karosseriebau darstellt, sind neben den Qualitätsanforderungen an die Bauteilgeometrien weitere entsprechende Anforderungen für die Gestaltung der flexiblen Spannvorrichtung zu berücksichtigen. Für die Kompensation kinematikbedingter Nachgiebigkeiten, welche die Bauteilqualität negativ beeinflussen, können die Grundlagen der technischen Mechanik zur Steifigkeitsberechnung mit geeigneten Simulationsumgebungen genutzt werden.

Aufgrund der sehr großen wirtschaftlichen Bedeutung der gesamten Automobilbaubranche und den entsprechenden Vorteilen von potentiellen disruptiven Neuerungen werden derartige innovative Forschungen und Entwicklungen größtenteils durch die OEM's selbst durchgeführt und nur sehr selten veröffentlicht. Demzufolge ist die recherchierbare Menge von wissenschaftlichen Forschungsansätzen in diesem Bereich entsprechend eingeschränkt. Des Weiteren dürfen eigene persönliche Erfahrungen und Kenntnisse, welche auf internen Gesprächen mit Mitarbeitern unterschiedlicher OEM's beruhen auf Basis diverser Geheimhaltungsvereinbarungen nicht veröffentlicht werden.



### 3 Definition der Zielstellung und Vorgehensweise

Der sehr hohe Automatisierungsgrad innerhalb des Fahrzeugkarosseriebaus, die teilweise sehr hohen Qualitätsansprüche und die zunehmende Forderung nach einer produktflexiblen Produktion bilden einen Zielkonflikt, dessen Lösung mit marktverfügbaren Systemen derzeit nur unter erheblichen Einbußen hinsichtlich Taktzeit, Produktionsfläche und Wirtschaftlichkeit möglich ist. Die größten Herausforderungen bei der Vollflexibilisierung der Betriebsmittel des Karosseriebaus ergeben sich in Bezug auf die Entwicklung modellflexibler Geometrievorrichtungen. In Bezug auf die Bauteilgruppen einer Pkw-Karosserie ergeben sich die höchsten Anforderungen bei der Fertigung von Fahrzeugtüren. Hier setzt diese Arbeit an, eine Lösung dieses Zielkonfliktes ohne die genannten Einbußen zu entwickeln. Im Folgenden wird die Zielstellung formuliert und die Vorgehensweise erläutert.

#### 3.1 Zielstellung

Das übergeordnete Ziel ist die Entwicklung einer produktflexiblen Fertigung mit hohem Automatisierungsgrad, hohen Fertigungsraten und hohen Produktqualitäten. Dabei dienen die Parameter aktueller produktspezifischer Karosseriebauanlagen als Mindestanforderungen in Bezug auf Automatisierungsgrad, Fertigungsrate sowie Produkt- und Prozessqualitätsanforderungen. Die Abbildung 3-1 zeigt den quantitativen Vergleich der relevantesten Parameter von unterschiedlichen Fertigungskonzepten in blau. Dem gegenüber stehen die in dieser Arbeit gesteckten Zielparameter, welche orange dargestellt sind. Diesbezüglich soll eine Fertigung ermöglicht werden können, welche die quantitativ höchsten Parameter der unterschiedlichen Fertigungskonzepte vereint und somit auch deren spezifische Vorteile miteinander kombiniert. Eine vergleichbar hohe Fertigungsrate wie mit herkömmlichen produktspezifischen Vorrichtungen bei einer Produktvarianz vergleichbar mit einer Manufaktur. Die Realisierung höchster Produktqualitäten mit einem Mindestmaß des Automatisierungsgrades wie bei herkömmlicher Fertigungslinien.

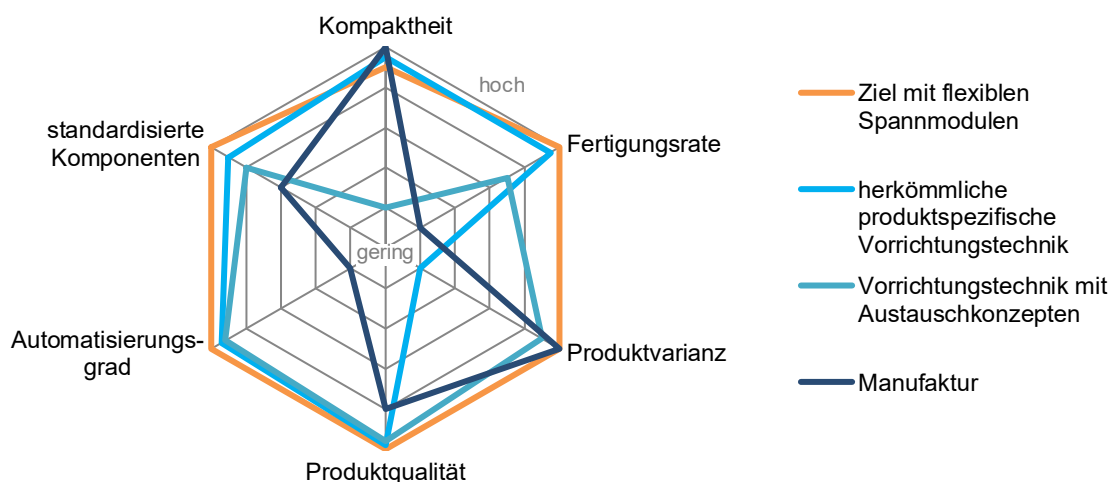


Abbildung 3-1: vorrichtungsbezogener Vergleich von Fertigungskonzepten (quantitativ)

Dies mit möglichst standardisierten Komponenten umgesetzt bei lediglich geringen Abstrichen in Bezug auf die Kompaktheit der Betriebsmittel.

Das konkrete Ziel dieser Arbeit ist demnach die Entwicklung einer Geometriespannvorrichtung für den Fahrzeugkarosseriebau, mit der erstmalig ohne Taktzeitverluste, ohne Qualitätseinbußen und ohne maßgeblich zusätzlichen Flächenbedarf artgleiche Bauteile mehrerer unterschiedlicher Fahrzeugmodelle gespannt und gefügt werden können. Die dafür am Beispiel einer Fahrzeuggürt zu entwickelnden flexiblen Vorrichtungskomponenten sollen so modular konzipiert werden, dass diese untereinander austauschbar und möglichst im gesamten Karosseriebau sowie standortübergreifend baukastenbasiert einsetzbar sind.

### 3.2 Forschungsfrage

Wie muss auf Basis derzeitiger Karosseriebauteile methodisch eine vollflexible Spannvorrichtung generiert werden, die

- in Rohbaulinien,
- ohne Taktzeitverlust,
- ohne essentiellen Mehrbedarf an Produktionsfläche und
- in „Losgröße 1“

Zusammenbauteile unter Beibehaltung der Qualitätsanforderungen prozesssicher spannt sowie durch Standardisierung universell für andere Karosseriebauteile einsetzbar ist?

### 3.3 Hypothesen

- Durch die Ableitung einer Flexibilitätsstrategie auf Basis empirischer Erfahrungen von Anlagenbetreibern, Planern und Vorrichtungsbauern sowie Bauraumuntersuchungen und Lastanalysen aktueller Vorrichtungen lassen sich **universell einsetzbare Kinematikmodule** entwickeln.
- Die **Komplexität** einer flexiblen Vorrichtung kann mit Hilfe von **Optimierungsmethoden** zur Anpassung von Spannungspunkten sowie optimierten Ausrichtung unterschiedlicher Bauteile **reduziert** und somit der Standardisierungsgrad der Vorrichtungskomponenten erhöht werden.
- Für die **relative Ausrichtung** unterschiedlicher Bauteile einer Produktklasse gibt es unendlich viele Möglichkeiten, deren **Optimum** aber softwarebasiert mit definierten Zielkriterien gefunden werden kann.
- **Nachgiebigkeiten** von Kinematikstrukturen, welche zugunsten erhöhter Spannungspunktdichten eine schlanke Konstruktion aufweisen, sind steuerungstechnisch **mit Hilfe von FEM-basierten Steifigkeitsmodellen kompensierbar**.

### 3.4 Vorgehensweise

Für die Entwicklung der adaptiven Vorrichtungstechnik sind sowohl analytische Untersuchungen, methodische Generierungen, als auch konstruktive Ausarbeitungen sowie experimentelle Validierungen erforderlich. Der Aufbau der Arbeit mit den einzelnen Hauptkapiteln ist in der Abbildung 3-2 dargestellt. Für die Kapitel 5 bis 8, welche inhaltlich die Analysen, Methoden und Entwicklungen beschreiben sind zudem die Kapitel der zweiten Ebene abgebildet. Dabei sind die vorwiegend analytisch und methodisch geprägten Kapitel orange und die vorwiegend ingenieurstechnisch geprägten Kapitel blau gekennzeichnet.

Zu Beginn werden im Glossar zunächst allgemeine sowie arbeitsbezogene Begrifflichkeiten definiert bevor in der Einleitung im Kapitel 1 die Motivation und die Notwendigkeit der Flexibilisierung in Bezug auf den automobilen Karosseriebau beschrieben wird.

Im Stand der Technik und Wissenschaft in Kapitel 2 werden grundlegende Basistechnologien und -prozesse des Karosseriebaus erläutert und ein Überblick über die industriell eingesetzten Betriebsmittel sowie innovativer Entwicklungen für den Karosseriebau gegeben. Zudem wird ein Rechercheüberblick über softwaregestützte Methoden im Kontext der Prozess- und Betriebsmittelplanung aufgezeigt und einige Grundlagen zur Qualitätsmerkmalbestimmung im Karosseriebau erläutert.

Nach der Beschreibung der Zielstellung in Kapitel 3 folgen in Kapitel 4 die Fokussierung der Arbeitsinhalte mit der Eingrenzung des Betrachtungsraumes sowie prozessbedingte Vorbetrachtungen.

Für die primäre Bewertung der ersten Hypothese werden in dem ersten Hauptkapitel 0 analytische Betrachtungen auf Basis aktueller Vorrichtungstechnik durchgeführt sowie bauteilspezifische als auch allgemeingültige Methoden für die Konzeptionierung adaptiver und modellflexibler Vorrichtungstechnik erarbeitet. Parallel dazu werden experimentelle Analysen an aktuellen Karosseriebauvorrichtungen durchgeführt und zusammenfassend ein Anforderungsprofil erstellt. Ebenfalls in Hinblick auf die erste als auch auf die zweite Hypothese werden mit Hilfe von softwaregestützten Analysen und teilweise spezifisch entwickelten Softwareprogrammen, durch experimentelle Untersuchungen, sowie anhand empirischer Erfahrungen aus Gesprächen mit Anlagenbetreibern, Planern und Vorrichtungsbauern Methoden generiert, Anforderungen definiert sowie Konzepte für die Realisierung der adaptiven Vorrichtungstechnik entwickelt. Diesbezüglich werden die Spannkonturen analysiert, welche die Schnittstellen der Vorrichtungstechnik zu den Bauteilen darstellen und es werden Analysen in Bezug auf die optimierte Ausrichtung der modellflexiblen Bauteile zueinander durchgeführt, was vor allem in Bezug zu der Bewertung der dritten Hypothese steht. Neben den Prozesslastanalysen werden Bauraumuntersuchungen durchgeführt und Konzepte hinsichtlich der möglichen kinematischen Prinzipien zur Realisierung der geforderten Freiheitsgrade erstellt.

Nach der zusammenfassenden Definition der Anforderungen werden in dem Kapitel 6 standardisierte und modular einsetzbare Kinematiksysteme entwickelt sowie eine Methode zur Synthese von modellflexiblen Spannvorrichtungen erarbeitet, wodurch die zweite Hypothese bestätigt wird.

Nachfolgend werden im Kapitel 7 zwei Prototypen der Kinematiksysteme umgesetzt und umfangliche experimentelle Analysen zur Bestimmung der Funktionsparameter sowie zur Validierung der Anforderungen durchgeführt.

Auf Basis der experimentellen Untersuchungen wird in dem Kapitel 8 mit Hilfe von Simulationen ein Regelungskonzept zur steuerungstechnischen Nachgiebigkeitskompensation der Kinematiksysteme entwickelt, wodurch die vierte Hypothese bestätigt werden kann. Abschließend erfolgt eine Zusammenfassung der Ergebnisse und ein Ausblick auf zukünftige Entwicklungen.

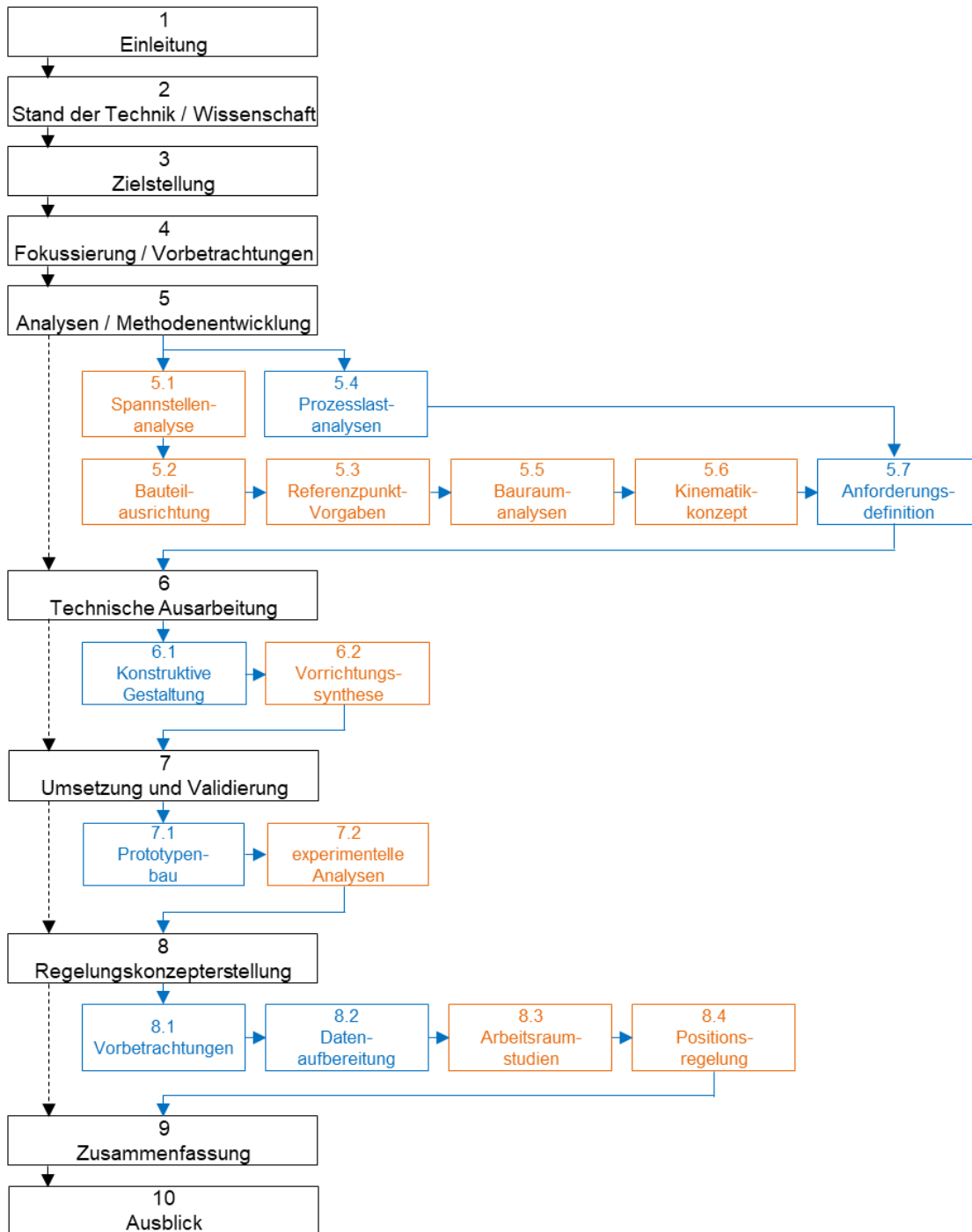


Abbildung 3-2: Aufbau der Arbeit

## 4 Fokussierung und Vorbetrachtungen

### 4.1 Detaillierung des Betrachtungsraumes

Im Rahmen dieser Arbeit soll der Fokus auf modellflexible Spannvorrichtungen gelegt werden, welche ein essentieller Baustein in Bezug auf die Flexibilisierung des Karosseriebaus sind. Vielmehr noch sind sie die größte Herausforderung auf Betriebsmittelebene bei einer wirtschaftlichen Umgestaltung der Fahrzeugproduktion hin zu einer modellflexiblen Fertigung.

Die primären Indikatoren für die Fahrzeughersteller sind, wie in der Abbildung 4-1 dargestellt neben den finanziellen Daten die Absatzzahlen sowie die Kundenzufriedenheitswerte. In Betracht auf die die Erfüllung der Ziele mit der Steigerung der Indikatoren sowie in Kombination mit den aufgezeigten Herausforderungen wurden entsprechende Prämissen abgeleitet. Diese sind eine taktzeitneutrale Umstellung der Anlage, eine durchgängig automatisierte Qualitätsregelung ohne manuelle Positionier- oder Einstellmaßnahmen und in diesem Zuge eine Verkürzung der Qualitätsregelkreise. Zudem sollte die Anlagennutzungsdauer komplett von der Fertigungsperiode eines Fahrzeugmodells entkoppelt und Betriebsmittel sowie designunkritische Bauteilmerkmale weitestgehend standardisiert werden. In einer modellflexiblen und möglichst standardisierten Anlagentechnik sollten all diese Lösungsansätze abgebildet werden. Modellflexible Spannvorrichtungen, welche diese Lösungsansätze beinhalten, sind ein essentieller Grundbaustein und bilden die Basis für den Aufbau eines flexiblen Karosseriebaus, da wie bereits im Abschnitt 2.2 beschrieben, alle weiteren Betriebsmittel mit weniger Aufwand für eine modellflexible Produktion anpassbar sind. Eine weitere Fokussierung des Betrachtungsraumes wird in Bezug auf die Art der Flexibilität einer Spannvorrichtung gesetzt. Innerhalb dieser Arbeit liegt der Fokus auf der Makroflexibilität der Spannvorrichtung, deren erforderliche Stellwerte im Zuge der methodischen Herangehensweise im Verlauf der Arbeit eruiert werden. Die Parameter hinsichtlich der Mikroflexibilität werden im weiteren Verlauf als Anforderungen mit aufgenommen.

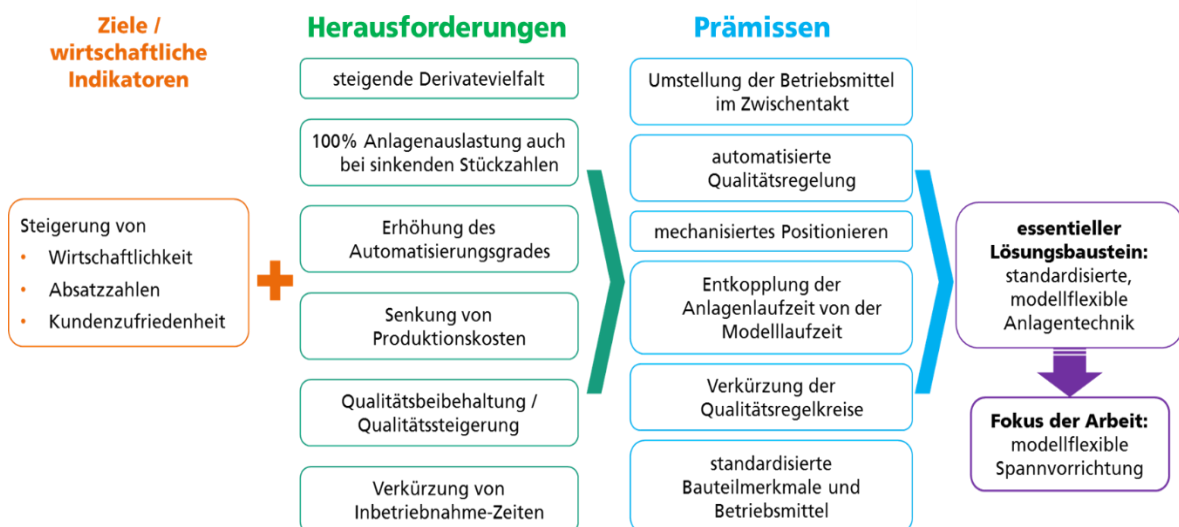


Abbildung 4-1: Fokussierung der Arbeit

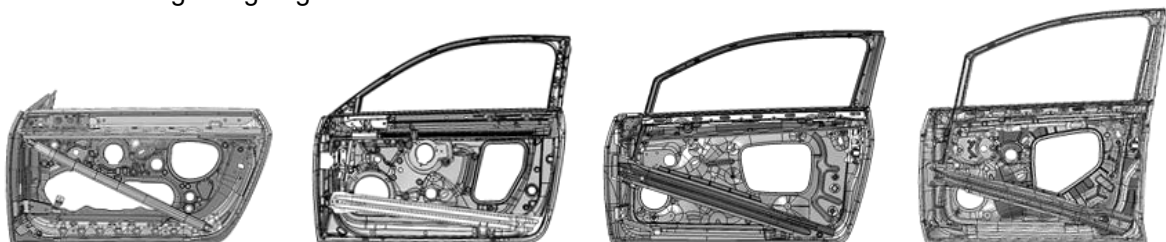
Eine flexible Spannvorrichtung welche automatisiert Bauteile unterschiedlicher Fahrzeugmodelle aufnehmen kann, sollte auch die Möglichkeit einer modellspezifischen Justage aufbringen. Andernfalls wären jegliche Justageeinstellungen stets für alle Fahrzeugmodelle gültig, was nicht zielführend ist, da unterschiedliche Bauteile von unterschiedlichen Modellen grundsätzlich unterschiedliche Qualitätsabweichungen besitzen.

Hinsichtlich des Materials der Bauteile, welche in der flexiblen Spannvorrichtung fixiert werden, wird der Betrachtungsraum auf das, im Karosseriebau vorwiegend eingesetzte Stahlblech eingegrenzt. Das primär eingesetzte Fügeverfahren im Karosseriebau mit Stahlblechbauteilen ist entsprechend Kapitel 2.5 Widerstandspunktschweißen. Somit liegt in Bezug auf die zu berücksichtigende Füge-technologie, welche nach dem Spannprozess der Bauteile auf der flexiblen Spannvorrichtung zum Einsatz kommt, der Fokus im Rahmen dieser Arbeit auf dem Widerstandspunktschweißen.

Aus empirischen Erfahrungen und Abstimmungen mit Planern, Vorrichtungsbauern und Anlagenbetreibern sowie in Anlehnung an [BIR13] sind die Spannvorrichtungen für die Fertigung von Fahrzeugtüren in Bezug auf die Spannkonturen, die Spannpunktverteilung, die Spannpunktdichte sowie die geometrische Maßhaltigkeit und die kinematischen Belastungen vor allem im Zusammenspiel all dieser Parameter am anspruchsvollsten innerhalb des Fahrzeugkarosseriebaus. Demnach wird der Fokus auf Spannvorrichtungen innerhalb der Türenfertigung gelegt.

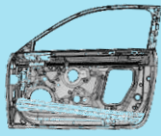
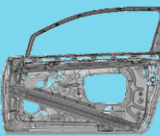
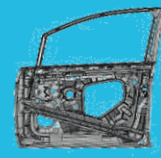
Für eine realbauteilbezogene Vorgehensweise wurden im Rahmen dieser Arbeit Türbauteile von vier unterschiedlichen Fahrzeugmodellen ausgewählt, deren jeweilige Türinnenbleche mit Anbauteilen in der Abbildung 4-2 dargestellt sind. Die Varianz der Bauteile bezieht sich im Wesentlichen auf die geometrischen Unterschiede. Somit wurden Türen mit Fensterrahmen und ohne Fensterrahmen, von 2-türigen und 4-türigen Modellen, von Karosseriemodellen mit unterschiedlichen Innenraumhöhen, mit und ohne ausgeformten Spiegeldreiecken sowie Modelle unterschiedlicher Fahrzeughersteller ausgewählt. In das Spektrum dieser vier Türen lassen sich nahezu alle verfügbaren Türenmodelle einordnen. Das jeweilige Türinnenblech ist die Grundlage für die Gestaltung der Spannvorrichtung, da alle weiteren Kleinteile, Verstärkungsbleche und Tür außenbleche sich geometrisch nach dem Türinnenteil richten und mit diesem gefügt werden.

Die einzelnen Fügeschritte zur Herstellung der Zusammenbaugruppen der Türen werden, wie bereits in Kapitel 2.2 beschrieben, auf mehrere Geometriestationen und Ausschweißstationen verteilt. Für die Fertigung einer Fahrzeugtür gibt es in der Regel vier bis fünf Geometriestationen, in denen die Einzelteile miteinander gefügt werden sowie diverse Ausschweißstationen in denen verbliebene Schweißpunkte zum Teil in Ausschweißvorrichtungen als auch in Greifersystemen an stationären Fügezangen gesetzt werden.



**Abbildung 4-2: Türbauteile ausgewählter Fahrzeugmodelle**

Tabelle 4-1: Modellabhängige Aufteilung der Fügefolgen nach GEO-Stationen am Bsp. Tür

Fahrzeug- bzw. Türmodelle Fügefolge / Einzelteil				
Scharnierverstärkungen	3	1	1	1
Crashverstärkung	1	1	1	1
Verstärkung Türfeststeller	1	1	1	1
Seitenaufprallverstärkung	-	1	1	-
Verstärkung Türkasten	1	-	-	-
Rahmenteil	-	2	2	2
Aufprallträger	4	3	3	3
Schachtverstärkung	2 innen / 4 außen	3	3	3
Außenteil	5	4	4	4

Neben dem Fügen verschiedener Bolzen, Muttern oder Schrauben werden zudem verschiedene Stütz- und Abdichtungskleber auf das Zusammenbauteil aufgetragen und abschließend das Türaußenteil mittels Falzprozess angefügt. In der Tabelle 4-1 sind die Fügeschritte der einzelnen Türbauteile der unterschiedlichen Fahrzeugmodelle zu den Geometriestationen zugeordnet, wie diese in der jeweiligen Produktion eingetaktet sind. In Bezug auf die drei Türen mit Fensterrahmen, ist die Aufteilung der Fügeschritte auf die einzelnen Geometriestationen nahezu identisch. Bei der rahmenlosen Tür sind, aufgrund der abweichenden Geometrie und der damit verbundenen differenzierten Realisierung der notwendigen Festigkeitsparameter, Abweichungen sowohl in der Füge-reihenfolge als auch hinsichtlich der zu fügenden Bauteile zu erkennen. Die Abbildung 4-3 zeigt die Einzelteile einer Rohbautür an einem ausgewählten Beispielmmodell mit Fensterrahmen sowie die Zuordnung der Fügeschritte zu den jeweiligen Geometriestationen. Innerhalb der Prozesse, welche die Geometrievorrichtung 2 zum Zusammenbau von Türinnenteil und Rahmenteil betreffen, sind die Anforderungen an die Maßhaltigkeit des Zusammenbauteils am größten. Dementsprechend hoch ist in dieser Vorrichtung die Spannungsdichte vor allem im Fensterrahmenbereich, welche das Verhältnis von Spannstellenanzahl zu Bauteilgröße darstellt. Die hohe Anzahl an Spannstellen in diesem Bereich, welche parallel einhergeht mit einer hohen Anzahl an Fügepunkten soll sicherstellen, dass im späteren Karosseriezusammenbau zum einen die Qualitätsanforderungen wie Spaltmaße, Bündigkeit und Versatz erreicht werden und zum anderen die Dichtheit der Tür sowie die notwendige Steifigkeit gewährleistet sind. Zum Fügen von Rahmenteil und Türinnenteil werden durchschnittlich 15 Fügepunkte in der Geometrievorrichtung 2 sowie weitere 50 Fügepunkte in den folgenden Ausschweißstationen gesetzt.

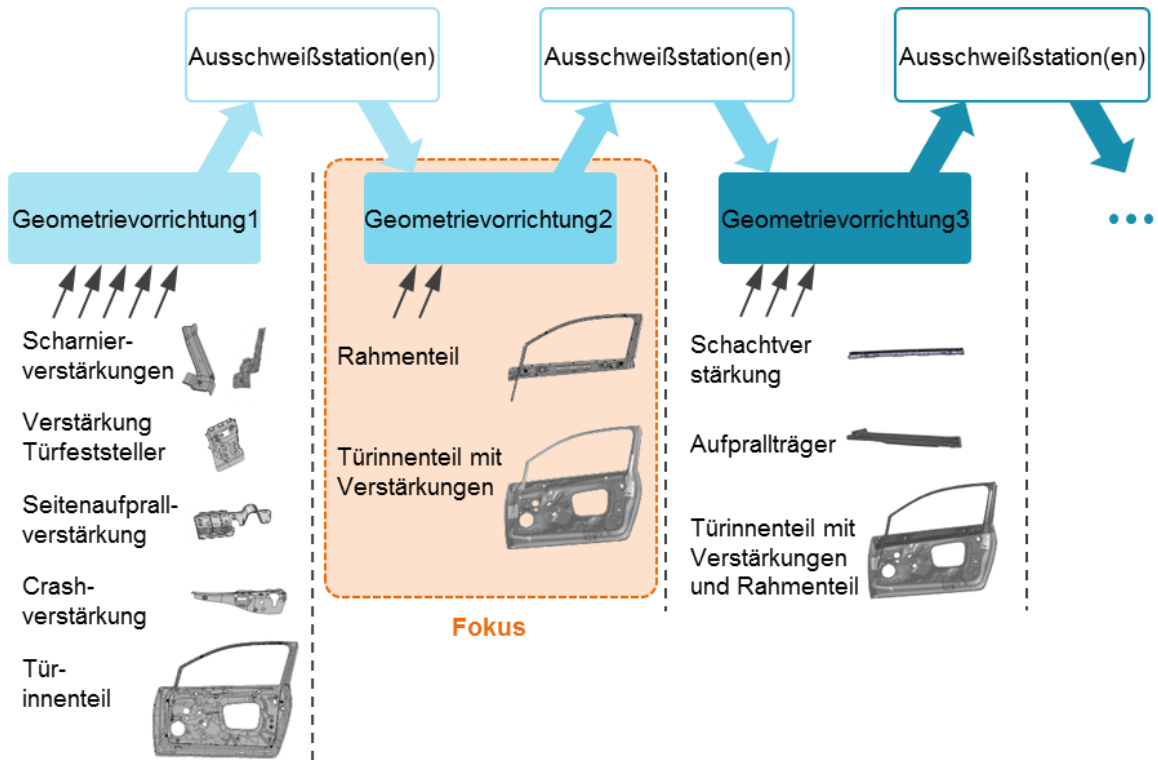


Abbildung 4-3: Fügeverfahrensplanung einer ausgewählten Fahrzeugtür

Demnach wird der Betrachtungsraum auf die Geometrievorrichtung 2 zum Fügen von Türinnenteil und Rahmenteil innerhalb der Fertigungslinie einer Rohbautür eingegrenzt. Eine realisierbare Lösung in Bezug auf die Spanntechnik innerhalb dieses Fertigungsabschnittes ist nahezu auf den gesamten Karosseriebau mit den unterschiedlichen Karosseriebaugruppen übertragbar. Für die potentielle Integration der rahmenlosen Tür werden entsprechend der Fügefolgenunterteilung in der Tabelle 4-1 die Spann- und Fügeparameter für das Fügen der inneren Schachtverstärkung verwendet.

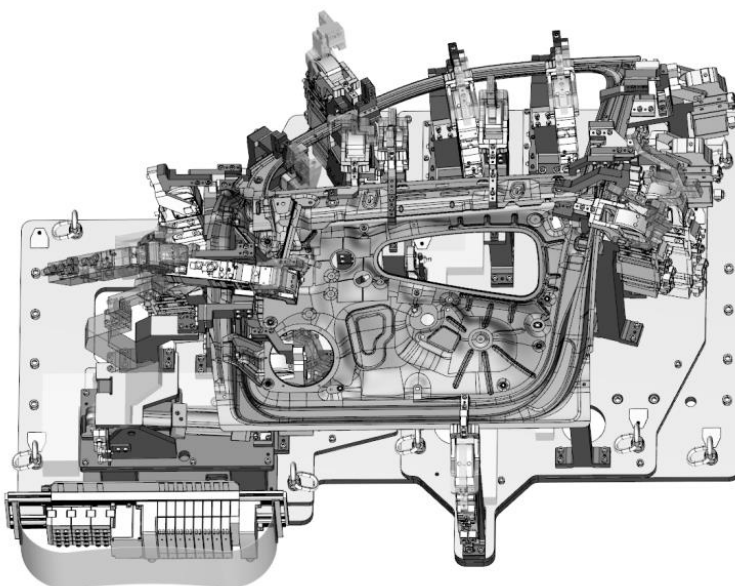


Abbildung 4-4: Geometrievorrichtung zum Fügen von Rahmenteil und Türinnenteil



In der Abbildung 4-4 ist eine beispielhafte Geometriespannstation zum Fügen von Türinnenteil und Rahmenteil dargestellt. Im oberen Bereich ist die hohe Dichte an Spannern zu erkennen, welche mit den bereits beschriebenen geometrischen Anforderungen die Bauteile in ihrer Lage fixieren. Diese werden pneumatisch angesteuert und sind auf starren Spannerkonsolen montiert. Weitere Komponenten sind Positionierstifte zum Bestimmen der Bauteillagen, welche zum Teil an pneumatischen Stiftziehelementen montiert sind sowie induktive Näherungssensoren zur Bauteilanwesenheitskontrolle. Die Ansteuerung der Vorrichtungskomponenten erfolgt über das Steuerungsmodul am linken unteren Rand der Vorrichtung.

Für die nachfolgenden Untersuchungen in den weiteren Kapiteln dieser Arbeit ist eine detaillierte Unterteilung der Fahrzeugtür in unterschiedliche Teilbereiche notwendig. In der Abbildung 4-5 sind diese definierten Teilbereiche dargestellt und entsprechend bezeichnet. So ist beispielsweise der obere Bereich des Fensterrahmens, in dem die Spannungsdichte am höchsten ist, in Anlehnung an die leicht gebogene Geometrie als Banane definiert. Weitere Definitionen sind die vordere Türkante im Bereich der A-Säule, die hintere Türkante im Bereich der B-Säule sowie das Türblatt, der Fensterschacht und das Spiegeldreieck als auch die Scharnier- und Schloßbereiche sowie der Türschweller.

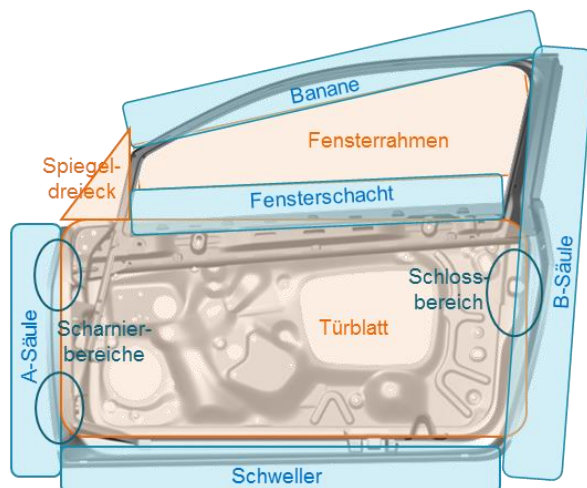


Abbildung 4-5: definierte Teilbereiche der Fahrzeugtür

Neben den bauteilspezifischen Fokussierungen werden im nachfolgenden Kapitel weitere prozessbedingte Vorbetrachtungen durchgeführt.

## 4.2 Prozessbedingte Vorbetrachtungen

Durch eine methodische und schrittweise Analyse des Betrachtungsraumes werden die relevanten Parameter eruiert, welche die Lösungsgestaltung in Bezug eines produktflexiblen Betriebsmittels am Beispiel der Geometriespannvorrichtung einer Pkw-Tür essentiell beeinflussen.

In den direkten Kontaktbereichen von Bauteil und Betriebsmittel sind es die Spannungskonturen, welche die lokalen Spannkonturen abbilden und sich über die unterschiedlichen Modelle hinweg unterscheiden können. In Bezug auf die räumliche Verteilung der Spannungspunkte innerhalb der Vorrichtung sind es die Bauteilgeometrien, welche zudem eine unterschiedliche Spannungszahl und Spannungsdichte über das Spektrum der einzelnen Modelle begründen. Direkt damit einher gehen Einschränkungen in Bezug auf die möglichen Bauräume von Vorrichtungskomponenten. Grundlegende Parameter sind zudem die Kräfte und Belastungen, welche während der Spann- und Fügeprozesse auf die Bauteile und Vorrichtungskomponenten wirken. Die Parameter, welche hinsichtlich der Spannungspunkte und Spannelemente die Gestaltung der Vorrichtung beeinflussen, sind in gleicher Weise für die Referenzpunkte vor allem für die Rund- und Langlöcher der RPS1 und RPS2 zu eruieren, welche die Bauteile in ihrer Lage in der Hauptausdehnungsrichtung bestimmen. Eine Möglichkeit die Modellspezifik der Betriebsmittel zu reduzieren, ist die Standardisierung der Bauteile in den prozessrelevanten Bereichen. Diese prozessrelevanten Bereiche, in denen die Bauteile gespannt oder gefügt werden, liegen jedoch zum größten Teil und gerade bei den Anbauteilen wie den Türen in den Bereichen der Bauteilaußenkonturen. Somit würde eine Standardisierung dieser Bauteilbereiche direkten Einfluss auf die Bauteilkonturen und somit auf das Bauteildesign nehmen und eine Standardisierung des Fahrzeugdesigns mit sich bringen. Dies wiederum steht im direkten Konflikt mit der Erfüllung individueller Kundenwünsche und der Adressierung verschiedener Zielgruppen durch das Angebot unterschiedlicher Fahrzeugdesigns. Erreicht werden kann dies durch eine Standardisierung und Flexibilisierung der Betriebsmittel ohne die Veränderung oder Angleichung von Merkmalen oder Konturen der Bauteile, welche das Fahrzeugdesign beeinflussen würden. Im Gegenzug sollten jene Bauteilkonturen oder Merkmale, welche keinen Einfluss auf das Fahrzeugdesign haben, gezielt standardisiert werden. Für Konturen oder Bauteilmerkmale, welche indirekt oder ab einer Überschreitung gewisser Grenzbereiche das Design beeinflussen, gilt es gezielte Bereiche zu definieren, sodass die Varianz dieser Bereiche auf das Nötigste beschränkt wird und gleichzeitig die geometrische Flexibilität für erforderliche Designfreiheiten gegeben ist. Derartige Standardisierungen bewirken relevante Kostenreduzierungen bei der Entwicklung flexibler Betriebsmittel. Jeder einzelne Freiheitsgrad, eines Spannungspunktes oder einer Positionierkontur der nicht bedient werden muss, bzw. dessen Ausdehnung eingeschränkt werden kann, ist eine Einsparung, welche sich über die Vielzahl der Betriebsmittel multipliziert und über die Anzahl der Produktionslinien bzw. Produktionsstandorte weiter vervielfacht. Der Einflussbereich derartiger Vorgaben von modularen, flexiblen Betriebsmitteln und standardisierten Bauteilmerkmalen oder Bauteilbereichen erstreckt sich weit über die Grenzen des Karosseriebaus hinweg über die gesamten Teilbereiche des Fahrzeugentstehungsprozesses. Die einzelnen Etappen wie zum Beispiel die Produktentwicklung, das Presswerk, der Karosseriebau, die Lackierung und die

Endmontage, welche während einer Fahrzeugentstehung nacheinander durchlaufen werden, sind direkt untereinander vernetzt, sodass Veränderungen an Prozessen oder Bauteilen innerhalb dieser Etappen unmittelbare Auswirkungen auf die Prozesse der anderen Etappen mit sich bringen. Bereits bei der Produktentwicklung sollten somit die Bauteile zukünftiger Fahrzeugmodelle mit den flexiblen Betriebsmitteln abgeglichen werden, sodass designunkritische Bauteilmerkmale entsprechend der Flexibilitätsgrade der Betriebsmittel ausgelegt werden. Diese Bauteilmerkmale an Karosserieblechteilen müssen innerhalb des Presswerkes durch entsprechende Gestaltung der Umformwerkzeuge mit Berücksichtigung spezifischer materialabhängiger Umformparameter umgesetzt werden. Innerhalb des Karosseriebaus werden weitere Abhängigkeiten ersichtlich, welche zu einer Restriktionen aufzeigen, zum anderen aber auch weitere Optimierungspotentiale offenlegen, mit denen Prozess- und Produktqualitäten relevant gesteigert werden können.

Restriktionen bzw. Abhängigkeiten innerhalb des Karosseriebaus auf der Basis neuer flexibler Spannvorrichtung bestehen beispielsweise zu den Handlingsystemen, welche bei der Ablage und Entnahme der Bauteile in die Arbeitsbereiche der Vorrichtungen eindringen. Gleiches gilt für die Fügwerkzeuge, welche zusätzlich prozessbedingte Zugängigkeitsbereiche innerhalb der Spannvorrichtungen benötigen. Eine Verkleinerung der Freiräume innerhalb der Vorrichtungen zum Beispiel durch viele bauraumintensive Stellkinematiken bedingt unter Umständen eine Anpassung der Fügwerkzeuggeometrien. Noch kritischer ist die Beeinflussung hinsichtlich der eingesetzten Füge-technologien. So erfordert der Einsatz von Laserschweißtechnologie, aufgrund sehr enger Prozessvorgaben hinsichtlich der Positionierung der Fügepartner zueinander zum Teil eine bis zu 250 % höhere Spannstellendichte im Vergleich zur Widerstandspunktschweißtechnologie.

Weitere Anlagenperipherie wie Sensorik zur Prozessüberwachung, zur Qualitätskontrolle oder zur personellen und maschinellen Sicherheit sowie Medienzuführ- und Abführsysteme werden durch die eingesetzten Betriebsmittel und spezifische Vorrichtungstechnik beeinflusst. Einen inhärenten und nicht zu unterschätzenden Einfluss hat die Flexibilisierung der Vorrichtungstechnik und somit der Produktion auf die gesamte Logistik im Karosseriebau und darüber hinaus. Für die Bereitstellung von Bauteilen mehrerer unterschiedlicher Fahrzeugmodelle in kleinen Losgrößen bis zu der Stückzahl eins, sind völlig neue Logistikkonzepte erforderlich. Aus den aktuellen Logistikkonzepten ergründen sich unter anderem die derzeitigen Losgrößen von Zwei- oder Drei-Derivate-Fertigungslinien in Höhe von 12 bzw. einem Vielfachen von 12, da dies die Füllmengen einer Vielzahl der Logistikbehälter sind. Durch den Einsatz von Stellkinematiken innerhalb der Spannvorrichtungen zur flexiblen Aufnahme unterschiedlicher Bauteile werden neben der Datenerzeugung auch die Datenerfassung sowie die Datenverarbeitung beeinflusst. In erster Linie sind es Produkt- und Prozessdaten, welche als Vorgabe für die taktgebundene Konfiguration der flexiblen Vorrichtung dienen. Des Weiteren werden durch die Aktoren und Sensoren innerhalb der Stellkinematiken der flexiblen Vorrichtungstechnik zusätzliche Daten erzeugt. Zudem eröffnen sich neue Möglichkeiten der Qualitätsdatenerfassung sowie der Prozessoptimierung. Mit Hilfe der Stellkinematiken könnten somit nicht nur unterschiedliche Bauteile auf einer Vorrichtung fixiert, sondern zudem die Bauteilgeometrien und somit die Bauteilqualitäten im Prozessstakt beeinflusst werden.

Eine derartige mechanisierte und automatisierte Justage der Spannvorrichtung wird bereits im Stand der Technik und Wissenschaft unter 2.3.4 beschrieben und wird innerhalb dieser Arbeit nicht explizit evaluiert. Die Möglichkeit mit den zu entwickelnden Kinematikmodulen eine derartige Justage durchführen zu können, sollte jedoch unbedingt berücksichtigt werden und wird somit als eine Anforderung an die flexible Vorrichtung aufgegriffen.

Somit gilt es zu Beginn dieser Arbeit die grundlegenden Anforderungen an flexible Spannvorrichtungen zu eruieren und diese entsprechend in den Entwicklungen einzubeziehen. Die größten Herausforderungen liegen dabei in den möglichst optimalen Kompromisslösungen der jeweils unterschiedlichen Zielkriterien vor allem in Bezug auf unterschiedliche Spannungskonturen, Bauteilgeometrien, Prozesslastaufnahmen, Spannungsgenauigkeiten, Spannungsdichten sowie Prozesszeitvorgaben und Qualitätsanforderungen. Im Gegenzug gilt es über die Entwicklungen dieser Arbeit hinaus die angrenzenden und vernetzten Prozesse im Fahrzeugentstehungsprozess an die flexible Produktionstechnik anzupassen bzw. die damit verbundenen Optimierungs- und Einsparpotentiale effizient und umfassend aufzugreifen und zu nutzen.

## 5 Analytische Betrachtungen sowie Methoden- und Konzeptentwicklung

Wie bereits im Kapitel 3.4 kurz beschrieben, werden zu Beginn der Entwicklung analytische Betrachtungen und experimentelle Untersuchungen auf Basis aktueller Vorrichtungstechnik durchgeführt sowie bauteilspezifische als auch allgemeingültige Methoden für die Entwicklung der adaptiven und modellflexiblen Vorrichtungstechnik erarbeitet. Dabei werden Softwaretools für komplexe Optimierungsprozesse entwickelt und genutzt sowie empirische Erfahrungen aus Gesprächen mit Anlagenbetreibern, Planern und Vorrichtungsbauern zugrunde gelegt. Abschließend werden durch die angewandten Methoden Anforderungen spezifiziert, mit denen die weitere Entwicklung und Realisierung der adaptiven Vorrichtungstechnik fortgesetzt werden kann.

### 5.1 Spannstellenanalyse

Für eine flexible Aufnahme der Bauteile von mehreren unterschiedlichen Fahrzeugmodellen in einer Spannvorrichtung ist es erforderlich sowohl jede einzelne Spannstelle positionierbar zu gestalten als auch jede einzelne Spannkontur zu analysieren und wenn notwendig anzupassen. Das Ziel hinsichtlich der Spannstellenanalyse und der weiterführenden flexiblen Vorrichtungsgestaltung sollte es sein, möglichst eine Verallgemeinerung zu definieren, mit welcher die unterschiedlichen Spannsituationen vereinheitlicht und durch möglichst standardisierte Spannmittel umgesetzt werden können. Eine erste Analyse der Spannsituationen an den unterschiedlichen Türbauteilen, zeigt an einem jüngeren Modell eine Vielzahl von Mehrfachspannstellen im Bereich des Fensterrahmens. Dabei werden zwei oder mehr Spannstellen mit einem Spanner aktuiert, wie beispielsweise in der Abbildung 5-1 dargestellt ist. In diesem Beispiel eines Spanners aus dem Bereich der Banane am Fensterrahmen (vgl. Abbildung 4-5) werden sechs Druckstücke und vier Auflagen mit einem Spanner angesteuert. Eine unabhängige zehntelmillimetergenaue Justage der einzelnen Spannstelle, für die Einhaltung der hohen Qualitätsanforderungen der Zusammenbauteile in Bezug auf geometrische Genauigkeit und Bauteiloberfläche ist hier nur begrenzt möglich.

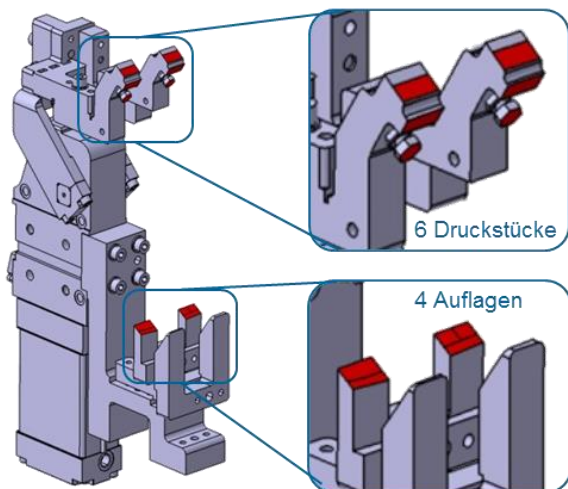
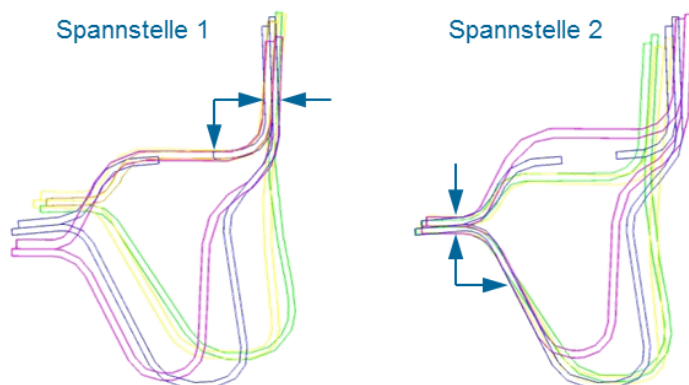


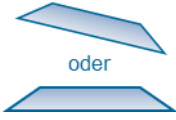
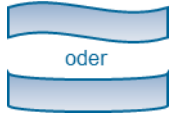

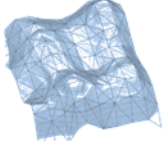
Abbildung 5-1: Spanner mit mehreren Spannstellen

Dennoch können die jeweils linken und rechten Druckstückpaare unabhängig voneinander justiert werden. Zudem ist eine separate Justage der runden Druckstücke möglich. Die Auflagen sind ebenfalls durch separate Shimmstellen einzeln justierbar. Für eine modellflexible Konfiguration der Spannpositionen sowie modellunabhängige Justage müssen derartige Mehrfachspannstellen separiert werden. Die Spannstellensituation aus der Abbildung 5-1 kann beispielsweise, derart aufgelöst werden, dass ein Spanner am äußeren Flanschbereich des Fensterrahmens (Spannstelle 1) mit einem zusätzlichen Druckstück sowie ein weiterer Spanner am inneren Flanschbereich (Spannstelle 2) mit einer zusätzlichen Auflage angreift wie beispielsweise in Abbildung 5-2 dargestellt ist. Dafür müssen die Bauteillagen entsprechend der Abbildung ausgerichtet sein. Sobald eines der Bauteile in einem abweichenden Winkel verdreht in der Spannvorrichtung positioniert wird, ist eine weitere Auflösung der zusätzlichen Druckstücke und Auflagen erforderlich. Die translatorischen Abweichungen der Spannpunkte können an dieser Stelle vernachlässigt werden, da diese mit den zu entwickelnden Kinematikmodulen, ausgeglichen werden sollen. Neben der Anordnung der Spannstellen ist die spezifische Form jeder Spannstelle zu beachten. Die Spannstellen liegen vorwiegend in einem empirisch definierten Abstand von 30 bis 60 mm zu den Fügepunkten wobei die Fügepunkte vorzugsweise innerhalb der Flanschbereiche der Bauteile gesetzt werden. Diese Flanschbereiche sind zumeist eben oder nur minimal entlang der Bauteilhauptausdehnung gewölbt, sodass zu einem großen Anteil Konturstücke mit einer ebenen Spannfläche eingesetzt werden, welche sogleich für den Einsatz an verschiedenen Fahrzeugmodellen geeignet sind. Dies ist jedoch nicht ausschließlich der Fall. Für eine Zuordnung von geeigneten Konturstücken wurden die Spannstellen der Beispielbauteile analysiert und eine Klassifizierung vorgenommen. Die Spannkonturen können, wie in der Tabelle 5-1 schematisch dargestellt, eben, eindimensional, zweidimensional bzw. dreidimensional verformt sein und werden dementsprechend in Konturgrade von I bis IV klassifiziert. Eine eindimensionale Verformung bezeichnet in diesem Fall, dass die Krümmungsachsen in einer Raumrichtung liegen. Demnach weist eine zweidimensionale Verformung Krümmungsachsen in zwei Raumrichtungen auf und eine dreidimensionale Verformung beliebige Konturen um Krümmungsachsen in allen drei Raumrichtungen.



**Abbildung 5-2: aufgelöste Mehrfachspannstelle**

**Tabelle 5-1: Klassifizierung der Spannkonturen**

Klassifizierung der Spannkonturen nach Konturgraden			
I	II	III	IV
ebene Spannkontur	1D-geformte Spannkontur	2D-geformte Spannkontur	3D-geformte Spannkontur
			

Für die Flexibilisierung der Spannvorrichtung und die damit verbundene Aufnahme unterschiedlicher Bauteile ist weniger die geometrische Form der Spannstelle, sondern primär die Varianz der Spannkonturen zwischen den verschiedenen Bauteilen relevant. Eine ebene Spannkontur in ihrer Ausrichtung zu verändern, ist um ein vielfaches einfacher zu realisieren, als eine freigeformte Spannkontur anzupassen. Ob diese Spannkontur eindimensional, zweidimensional oder dreidimensional an das zu spannende Bauteil anzupassen ist, stellt zunächst eine relativ gleichhohe Anforderung an das Konturstück. Wie in der Tabelle 5-2 dargestellt, wurde diesbezüglich eine Gruppierung und Zuordnung der Spannkonturen entsprechend möglicher Lösungsvarianten für Konturstücke durchgeführt. Neben starren Konturstücken für ebene Spannstellen mit gleichbleibender Ausrichtung können für geneigte Spannkonturen bis zu einem Neigungswinkel von 20° marktverfügbare Pendelauflagen eingesetzt werden [NOR19]. Für Spannstellen deren Neigungswinkel aufgrund der unterschiedlichen Bauteile über 20° beträgt, sowie für alle Spannkonturen, deren Geometrie angepasst werden muss, können beispielsweise Nadelkissen zum Einsatz kommen [SPR19].

**Tabelle 5-2: Gruppierung der Spannkonturen nach Konturstücklösungen [NOR19], [SPR19]**

Gruppierung der Spannkonturen		
ebene Spannkontur	ebene Spannkontur, Verkippung $\leq 20^\circ$	Verkippung $> 20^\circ$ ; 1D-; 2D-; 3D-Geometrie
		
Mögliche Lösungen für Konturstücke		
plangefräßte Konturstücke	Pendelauflagen	Wechselkonzepte; Nadelkissen; adaptive Polymere
		

Eine weitere Lösungsvariante könnten Wechselkonzepte sein, dies widerspricht allerdings dem Anspruch, möglichst unbegrenzt viele Fahrzeugmodelle auf einer Spannvorrichtung zu fertigen.

Adaptive Polymere, welche durch unterschiedliche physikalische Beeinflussung an die Bauteilgeometrie angepasst werden können, sind theoretisch eine alternativ einsetzbare Lösung, derzeit aber noch nicht ausreichend erforscht. [KEL13a]

Für die Definition der einzusetzenden Konturstücke werden zunächst alle Spannstellen lokalisiert und deren Spannkonturen klassifiziert. In der Abbildung 5-3 ist die Verteilung der Spannstellen von zwei unterschiedlichen Fahrzeugmodellen abgebildet. Entsprechend der Klassifizierung aus Tabelle 5-2 sind die Spannstellen unterschiedlich gekennzeichnet. Anhand der Gegenüberstellung der zwei Türbauteile ist die unterschiedliche Gestaltung der Spannstellen zu erkennen. Die Spannstellen der linken Tür sind vorwiegend entlang der Fügeflansche positioniert und somit als ebene Spannkonturen ausgebildet. Bei der rechten Tür, welche in ihrer Entwicklung etwas jünger ist als die linke, sind die Spannstellen zum großen Teil als dreidimensional geformte Auflagen und Drückstücke ausgeprägt. Diese Spannstellendefinitionen basieren vorwiegend auf jahrelanger Erfahrung aus der Qualitätssicherung sowie neuer, günstiger Fertigungsmöglichkeiten für freigeformte Konturstücke. Unter der Zielvorgabe eine flexible Vorrichtung für unterschiedliche Bauteile ohne Konturstückwechsel zu realisieren, sind in Bezug auf die rechts dargestellte Tür in der Abbildung 5-3 eine Vielzahl von einstellbaren Konturstücken einzusetzen. Eine Neuorientierung der Spannstellen im Fensterrahmenbereich um wenige Millimeter in Richtung Fügeflansch ermöglicht im Gegenzug eine erhebliche Vereinfachung der Spannpunktgeometrien und somit den Einsatz von einfachen Konturstücken bzw. Pendelauflagen. Somit ist diesbezüglich eine Neuausrichtung der Spannstellenpositionen zu empfehlen. Um die methodische Vorgehensweise für die Spannstellenanalyse effektiv nutzbar zu gestalten, wurde eine Software entwickelt, welche die Spannstellenpositionen mit den dazugehörigen Spannkonturen an den virtuellen Bauteildaten ermittelt und für die Weiterverarbeitung aufbereitet.

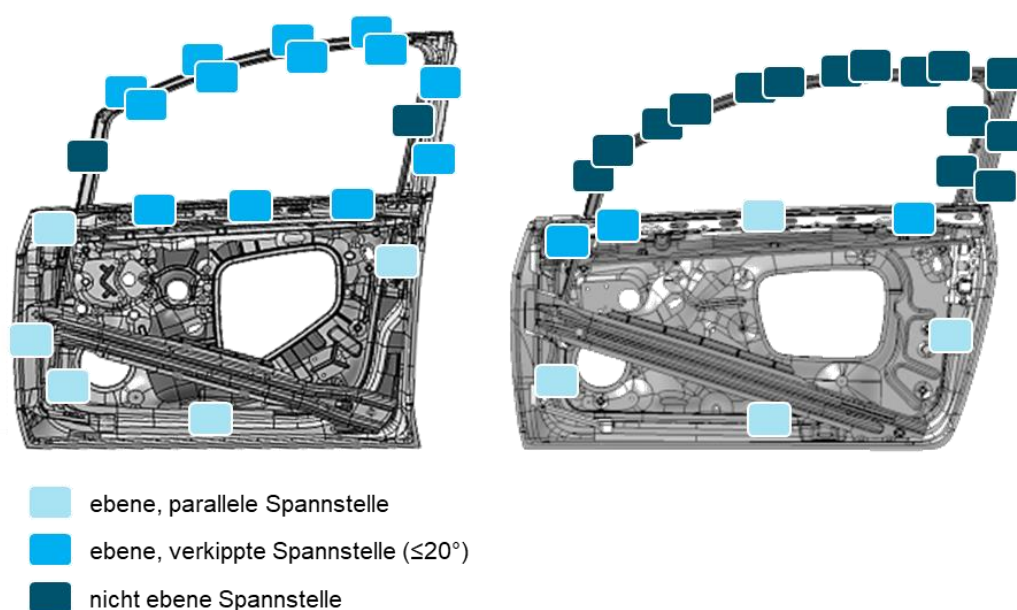
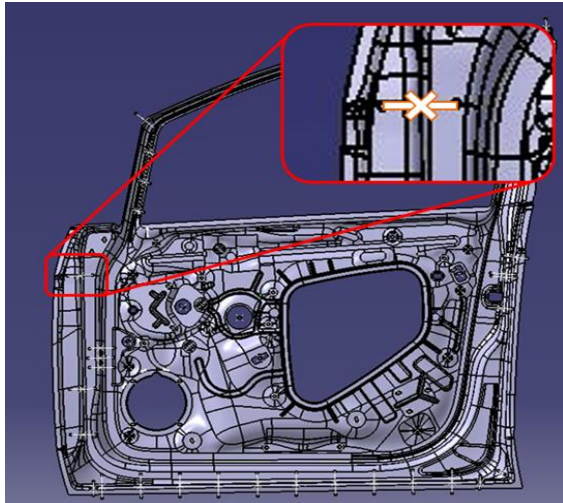


Abbildung 5-3: Spannstellenverteilung am Beispiel zweier Türen mit Fensterrahmen

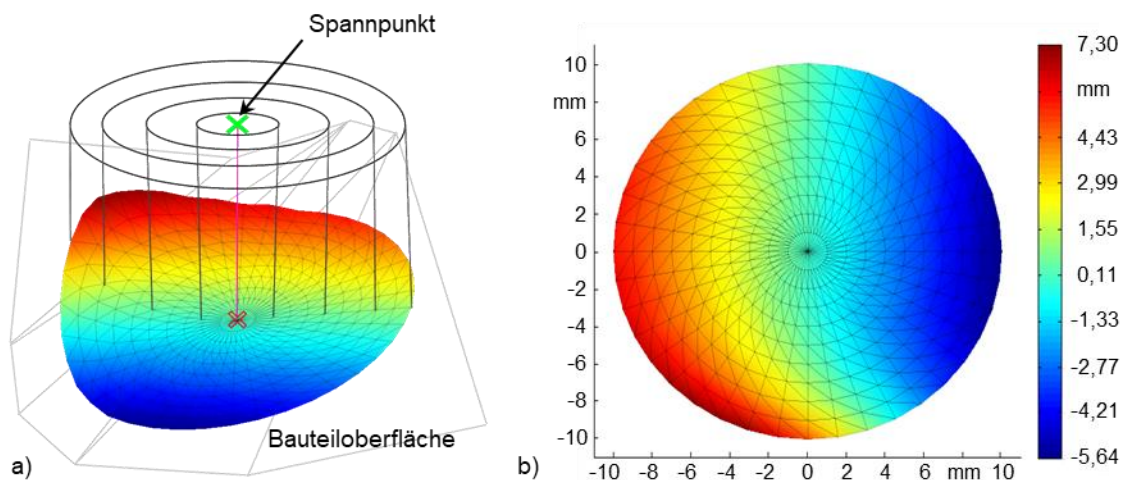




**Abbildung 5-4: Spannungsdarstellung in den Konstruktionsdaten**

Die Analyse beinhaltet die Berechnung geometrischer Spezifikationen der Spannkonturen wie Höhendifferenzen, Bauteildicken und Konturgrade der Spannungspunkte, wodurch Aussagen über die Komplexität der Spannungpntgeometrien getroffen werden können.

Bei der Analyse werden zunächst die Spannungspunkte mit den entsprechenden Koordinaten aus den Konstruktionsdaten ausgelesen. In den Konstruktionsdaten werden die Spannungspunkte, entweder als einfacher Punkt, in Form zweier bzw., wie in Abbildung 5-4 zu erkennen ist, in Form dreier sich kreuzender Linien dargestellt. Für die Ermittlung der Spannkontur werden um den jeweiligen Spannungspunkt konzentrische Kreise erzeugt, welche auf die Bauteiloberfläche projiziert werden. In der Abbildung 5-5 ist die Oberfläche einer beispielhaft ermittelten Spannkontur dargestellt. Dabei wurden innerhalb der Analysesoftware die Parameter so gewählt, dass zehn Kreise mit jeweils 1,0 mm Abstand um den Spannungspunkt herum generiert werden. Durch radial angeordnete Linien, wird jeder der Kreise in 40 Teilsegmente unterteilt. Diese Teilsegmente werden zusätzlich diagonal geteilt wodurch ein Netz bzw. Gitter aus Dreiecksegmenten entsteht. Für sämtliche Schnittpunkte dieses Gitters werden die Höhenwerte der auf das Bauteil projizierten Punkte in Relation zum Kreismittelpunkt ermittelt.



**Abbildung 5-5: Oberfläche der Spannkontur; a) 3D-Darstellung; b) 2D-Darstellung**

Das Ergebnis wird farblich entsprechend der ermittelten Höhenwerte dargestellt, wobei die Zwischenräume in der graphischen Darstellung interpoliert werden. Die Bezugsebene oder auch Nullebene wurde in diesem Beispiel derart definiert, dass diese durch den Kreismittelpunkt verläuft und parallel zur Hauptausdehnungsebene des Bauteils liegt. Vorzugsweise stellt dies eine Parallelebene zur Vorrichtungsgrundplatte dar. Andernfalls ist es aber auch möglich, die Bezugsebene durch die Software mathematisch bestimmen zu lassen, sodass diese die Ausgleichsebene der Spannpunktgeometrie darstellt, in der die Summe aller Punkte der Spannkontur einen minimalen Abstand zur Bezugsebene aufweisen [HAP23]. Für eine Zuordnung der jeweiligen Spannkontur hinsichtlich der Klassifizierung nach Tabelle 5-2, berechnet der Algorithmus aus den Höhenwerten über die Methode der kleinsten Fehlerquadrate eine Ebene [HAP23]. Liegen alle Punkte innerhalb einer vordefinierten Toleranz von beispielsweise  $\pm 0,5$  mm auf dieser Ebene, so wird der Spannpunkt als eben entsprechend dem Konturgrad I klassifiziert. Wird der vordefinierte Toleranzbereich überschritten, wird der Spannpunkt als freigeformt klassifiziert. Über weitere mathematische Methoden kann zusätzlich analysiert werden, ob die Spannkontur eindimensional gemäß dem Konturgrad II, zweidimensional gemäß dem Konturgrad III oder mehrdimensional gemäß dem Konturgrad IV geformt ist. Die in der Abbildung 5-5 abgebildete Spannkontur wird eindeutig als mehrdimensional geformte Oberfläche dem Konturgrad IV zugeordnet. Neben der Klassifizierung der Spannkonturen eines Bauteils ist es vor allem erforderlich, die Spannkonturen mehrerer unterschiedlicher Bauteile miteinander zu vergleichen. Dafür werden zunächst die Spannpunkte über die unterschiedlichen Bauteile hinweg gruppiert, sodass jeweils ein Spannpunkt von jedem Bauteil anhand der lokalen Nähe zu einer Spannpunktgruppe über alle Bauteile hinweg zusammengefasst werden. Bei den vier Beispielbauteilen sind somit maximal vier Spannpunkte in einer Spannpunktgruppe, welche mit einem Spanner bedient werden müssen. Die Software analysiert und vergleicht die Spannkonturen einer Gruppe und generiert entsprechend der Klassifizierung nach Tabelle 5-2 die zu verwendende Konturstücklösung. Nachdem allen Spannpunkten ein Konturgrad zugeordnet wurde, können im Verhältnis zur Gesamtanzahl an Spannpunkten prozentuale Angaben zum Anteil des jeweiligen Konturgrades im Bauteil getroffen werden.

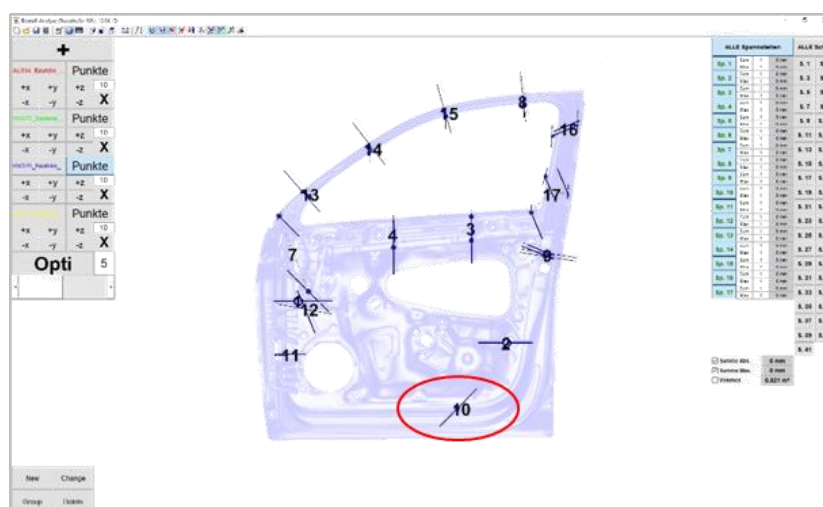


Abbildung 5-6: Softwareausschnitt mit Spannpunktverteilung eines Bauteils

Mit Hilfe der Software werden die ermittelten Daten zu den jeweiligen Spannungspunkten übersichtlich in Tabellenform dargestellt. Die berechneten Daten sowie Diagrammdarstellungen können über eine VBA-Schnittstelle (Virtual Basic for Applications) als Excel-Dokument exportiert werden. Zudem werden die Spannungspunktdarstellungen und die berechneten Statistiken als Bilder gespeichert und per Hyperlinks in dem Exceldokument verknüpft. Die softwareunterstützte Spannstellenanalyse beginnt mit dem Einlesen der Datensätze zu den Bauteilgeometrien zum Beispiel in Form von stp-Dateien und den Spannungspunktkoordinaten. Im Hauptfenster des Softwaretools können die Einstellungen für folgende Berechnungsparameter definiert werden:

- Radius der betrachteten Fläche um die Spannungspunkte;
- Anzahl der zu betrachtenden Kreise je Spannungspunkte;
- Anzahl der zu betrachtenden Abtastpunkte je Kreis.

In der Abbildung 5-6 ist ein Ausschnitt des Softwaretools mit bereits geladenen Datensätzen zu einem Bauteil dargestellt. Neben den Einstellparametern am linken Rand des Bildes sind mittig die Bauteilgeometrie und die zugehörigen Spannungspunkte abgebildet. Am rechten Rand sind die dargestellten Spannstellen zusätzlich aufgelistet. Die weiteren Parameter in dieser Liste, wie die Spannungspunktabstände werden erst nach dem Einlesen weiterer Bauteile befüllt. Der in der Abbildung 5-6 rot markierte Spannungspunkt ist in der folgenden Abbildung 5-7 detaillierter dargestellt. Die Software hat die Spannkontur entsprechend der vorgegebenen Parameter analysiert und benutzerfreundlich graphisch dargestellt. In der Abbildung ist zu erkennen, dass dieser Spannungspunkt 10 eine ein-dimensional geformte Kontur aufweist und somit dem Konturgrad II zugeordnet wird. Dieser Spannungspunkt kann nachfolgend mithilfe der Software automatisch um ein Mindestmaß neu positioniert werden, sodass eine Verringerung des Konturgrades erreicht wird. In diesem Fall wäre das Optimierungsziel ein Konturgrad I was einer ebenen Spannkontur entspricht. In der Abbildung 5-8 ist die Lage und Kontur des Spannungspunktes 10 auf dem Bauteil dargestellt. Die Abbildung a) zeigt die originale Spannungspunktlage und Spannungspunktkontur und die Abbildung b) die Lage und Kontur nach der Softwareoptimierung hinsichtlich eines einfacheren Konturgrades der Spannstelle.

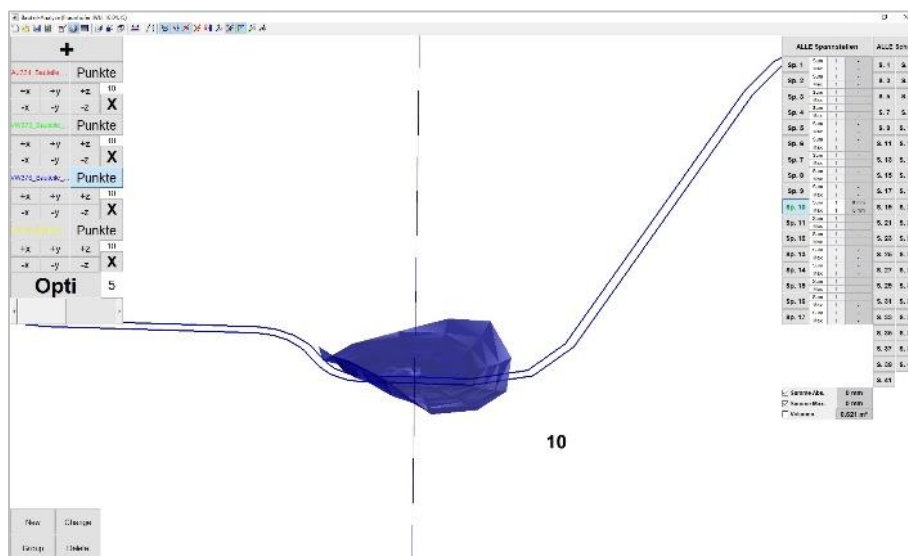


Abbildung 5-7: automatisch analysierte Spannungspunktgeometrie

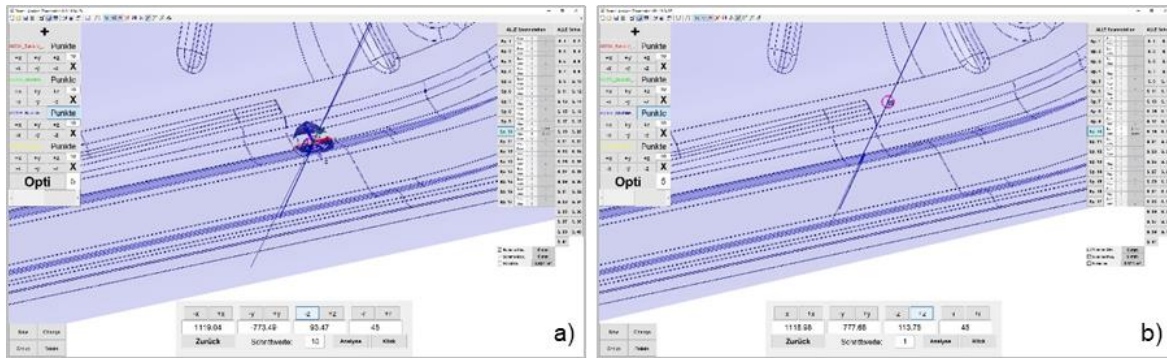


Abbildung 5-8: Spannungskontur; a) original; b) optimiert nach Konturgrad

Durch eine Verschiebung des Spannungspunktes um ca. 25 mm konnte somit eine Vereinfachung der Spannkontur erreicht werden, was wiederum eine Vereinfachung des Spannmittels zur Folge hat. Diese Optimierung kann softwareseitig parallel für alle Spannungspunkte durchgeführt werden. Die maximale Verschiebung der Spannungspunkte kann durch den Nutzer entsprechend vorgegeben werden. Neben der Optimierung der Spannungspunkte eines Bauteils ist es des Weiteren möglich, die Spannungspunkte mehrerer Bauteile gleichzeitig entsprechend ihrer Spannkontur zu optimieren. In der Abbildung 5-9 ist die Spannungspunktoptimierung an drei Bauteilen beispielhaft am Spannungspunkt 10 dargestellt. Wie zu erkennen ist, liegen die Spannungspunkte der drei Bauteile nach der Optimierung hinsichtlich eines einfacheren Konturgrades gemäß Darstellung b) weiter auseinander als vor der Optimierung in Darstellung a). Dabei ist jedoch zu bemerken, dass die Bauteile in der Darstellung b) in einem etwas größeren Maßstab abgebildet sind, wodurch die Abstände ebenfalls etwas vergrößert dargestellt werden. Mit Hilfe der Spannkonturoptimierung ist es möglich, einen Großteil der Spannungspunkte in lokal ebene Bauteilbereiche zu schieben, sodass weniger geometrieflexible Konturstücke erforderlich sind und vorwiegend Pendelauflagen zum Spannen der unterschiedlichen Bauteile eingesetzt werden können. Die Abbildung 5-10 zeigt die optimierte Spannstellenverteilung im Vergleich zu der Abbildung 5-3 mit der neuen Zuordnung der Spannungspunktgeometrien. Für diese Optimierungen wurde ein möglicher Verschiebungsbereich der Spannungspunkte auf dem jeweiligen Bauteil von maximal 50 mm vorgegeben. Des Weiteren wurden bei den Spannungspunkten, welche direkt neben Fügepunkten platziert sind, zusätzliche Verschiebungsgrenzen definiert, da der erfahrungsbasierte Abstand von Spann- und Fügepunkt möglichst zwischen 30 und 60 mm liegen sollte.

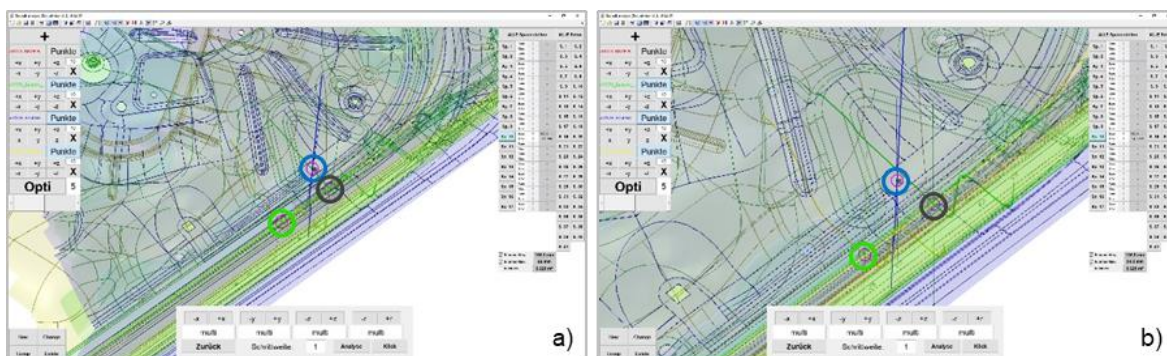
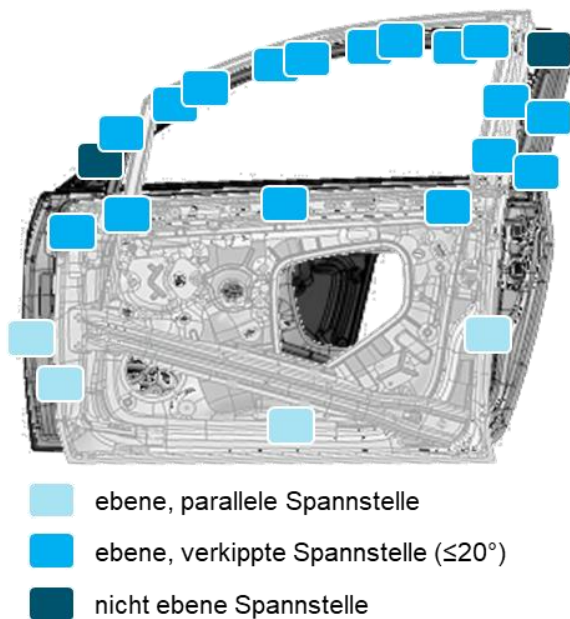


Abbildung 5-9: Spannungspunktoptimierung über drei Bauteile; a) original; b) optimiert





**Abbildung 5-10: Spannstellenzuordnung nach Spannungsoptimierung**

Wie zu erkennen ist, bedürfen nach der Optimierung lediglich zwei Spannpunkte im Bereich des Spiegeldreiecks und der B-Säule einer geometrieflexiblen Konturstücklösung für das Spannen der drei unterschiedlichen Bauteile. Die vier Spannpunkte im Türblattbereich können mit starren, ebenen Konturstücken und die meisten Spannpunkte im Fensterrahmenbereich mit Pendelauflagen gespannt werden. Die derartige methodische Optimierung ermöglicht eine essentielle Vereinfachung der Konturstücke, was in Bezug auf die Anzahl der Spannpunkte einer Vorrichtung sowie hinsichtlich der gesamten Vorrichtungen des Karosseriebaus eine enorme Kostenreduzierung bei der Gestaltung der flexiblen Betriebsmittel bedeutet.

Der nächste methodische Schritt bei der Definition der Entwicklungsvorgaben ist die Analyse der Spannpunktabstände innerhalb einer Spannpunktgruppe. Diese Abstände sind ein wichtiges Kriterium für eine möglichst effiziente Gestaltung und Umsetzung der flexiblen Spannvorrichtung und der Kinematiken, mit denen diese Spannpunkte in der Vorrichtung erreicht werden müssen. Diese Abstände können nicht nur durch das Verschieben einzelner Spannpunkte, wie bei der beschriebenen Spannkonturoptimierung beeinflusst werden, sondern auch durch das Verschieben der Bauteile zueinander. Diesbezüglich ist eine entsprechende Methodik für das optimale Positionieren und Ausrichten der Bauteile zueinander erforderlich. [FRI20]

## 5.2 Methode zur Bauteilausrichtung

Die vorangegangenen Analysen zeigen neben den geometrischen Unterschieden der Bauteile vor allem die Disparitäten bezüglich der Lage der Spannpunkte und der Referenzpunkte zum Positionieren der Bauteile. Die RPS1 in Form von Rund- und die RPS2 in Form von Langlöchern können technologie-seitig nicht verändert werden und gelten somit als feste Geometrievorgaben.

Eine fahrzeugmodellspezifische Anpassung der Spannpunktkoordinaten ist nur bedingt möglich, da die Spannpunkte in einem empirisch definierten Abstand von 30 bis 60 mm zu den Fügepunkten liegen sollten. Die Verteilung der Fügepunkte wiederum ist festgelegt durch festigkeitsrelevante Vorgaben, welche sicherstellen sollen, dass die Baugruppen im Crashfall die erforderlichen Steifigkeiten aufweisen und Verformungsenergien absorbieren. Die Spannstellen sind neben den Referenzpunkten zur Bauteilpositionierung die entscheidenden Faktoren bei der Gestaltung einer modellflexiblen Fügevorrichtung. Die Festigkeitsvorgaben und somit die Verteilung der Fügepunkte dürfen ohne tiefgreifende Untersuchungen nicht verändert werden. Somit soll die Verteilung der Spannpunkte, welche in Relation zu den Fügepunkten positioniert und hinsichtlich der Spannkantur optimiert sind, auf den einzelnen Baugruppen nicht weiter verändert werden. Was jedoch verändert werden kann, ist die Lage der unterschiedlichen Modellbauteile zueinander. Am Beispiel der vier ausgewählten Türbauteile, welche in Abbildung 5-11 a) unterschiedlich eingefärbt und grob übereinandergelegt, dargestellt sind, ist zunächst eine Geometrieähnlichkeit gut zu erkennen. Drei der vier ausgewählten Bauteile sind Pkw-Türen mit Fensterrahmen. Eine der Beispieltüren in gelb ist rahmenlos, wie sie beispielweise in Coupés oder Cabriolets verbaut wird. Neben den eingefärbten Bauteilgeometrien sind in der Darstellung auch die Spannpunkte und Referenzpunkte der vier unterschiedlichen Fahrzeugmodelle mit Kreuzen abgebildet. In dem Bereich der Banane des Fensterrahmens liegen die Spannpunkte der verschiedenen Modelle relativ dicht beieinander. In den Bereichen des Spiegeldreiecks sowie der A-Säule und der B-Säule sind die Abstände der Spannpunkte zwischen den unterschiedlichen Modellen etwas größer. In der Abbildung 5-11 b) ist die Verteilung der Spann- und Referenzpunkte zur besseren Darstellung ohne die Türbauteile abgebildet. Darin sind die jeweiligen Spann- bzw. Referenzpunkte bereits gruppiert, wobei jede Gruppe maximal einen Punkt aus jedem Türbauteil beinhaltet. Die Gruppierung erfolgt anhand geometrischer und funktioneller Ähnlichkeiten. Somit werden die RPS1 der unterschiedlichen Bauteile zu einer Gruppe und die RPS2 zu einer Gruppe zusammengefasst. Für die Gruppierung der Spannpunkte aller Bauteile wurde folgende Methode definiert, welche bereits eine erste grobe Ausrichtung der Bauteile beinhaltet.

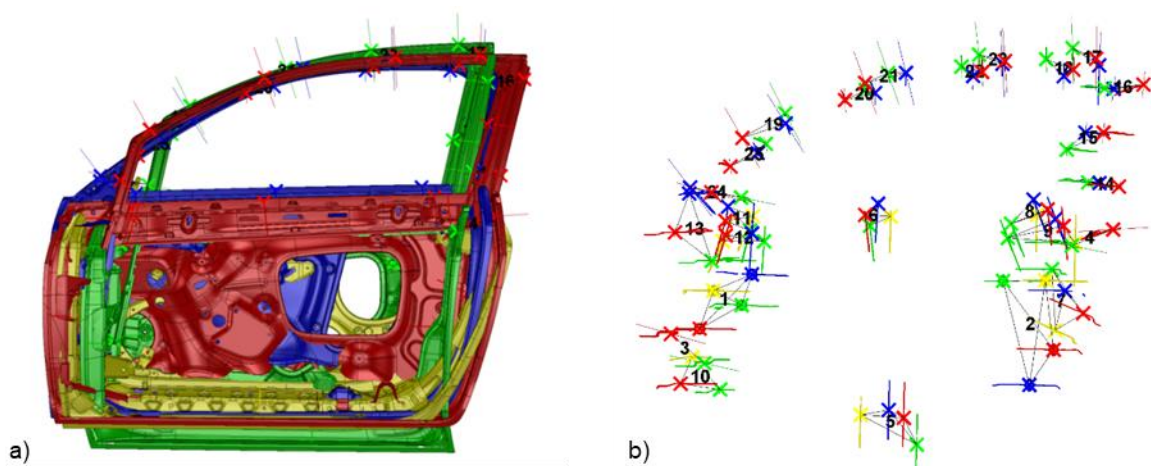


Abbildung 5-11: a) Überlagerung der Türbauteile; b) Spann-RPS-Punktverteilung

1. Durchnummerierung der Spannungspunkte an dem Bauteil mit der höchsten Spannungszahl, dieses Bauteil fungiert als Masterbauteil;
2. Karthisches Hüllvolumen um die Spannungspunkte des jeweiligen Bauteils legen;
3. Mittelpunktkoordinaten und Kantenlängen des jeweiligen Hüllvolumens bestimmen;
4. Erste Positionierung der Bauteile über die Fahrzeugkoordinatensysteme;
5. Bei einer maximalen Abweichung der Mittelpunktkoordinaten unter 25% erfolgt die neue Zentrierung der Bauteile über die Mittelpunkte der Hüllvolumen; bei einer Abweichung über 25% erfolgt die Zentrierung dieser Koordinate des Bauteils über das Fahrzeugkoordinatensystem des Masterbauteils;
6. Zuordnung der Spannungspunkte über den geringsten Abstand zum jeweiligen Spannungspunkt des Masterbauteils, wobei maximal ein Spannungspunkt pro Bauteil in einer Gruppe existieren darf.

Mit dieser Methode werden zum einen die Spannungpunktgruppen nahegelegener Spannungspunkte definiert und zum anderen eine erste grobe Ausrichtung der Bauteile vorgenommen. In Summe ergeben sich somit 25 Gruppierungen  $G_i \forall i \in \{1, \dots, 25\}$ , welche jeweils aus den vier Punkten  $p_1^i, \dots, p_4^i \forall i \in \{1, \dots, 25\}$  bestehen. Ausgenommen der fehlenden Spannungspunkte am Fensterrahmen der Rahmenlosen Tür. Die Gruppe der RPS1 der Türinnenteile ist in der Abbildung 5-11 mit 1 und die der RPS2 mit 2 beziffert. Bei den Rahmenteilen ist die Gruppe der RPS1 mit 12 und die Gruppe der RPS2 mit 9 nummeriert. Durch Verschieben der Bauteile untereinander können die Positionen der Spann- und Referenzpunkte über die verschiedenen Modelle hinweg zueinander verändert werden. Aufgrund der infinitesimal kleinen Verschiebungsmöglichkeiten ergeben sich theoretisch unendlich viele Varianten, die Bauteile zueinander zu positionieren. Für die Berechnung wird der Bewegungsraum zwar mit 10 mm-Schritten diskretisiert, dennoch potenzieren sich die Kombinationsvariationen bereits für die vier Bauteile zu einer extrem großen Menge an Positionierungsoptionen.

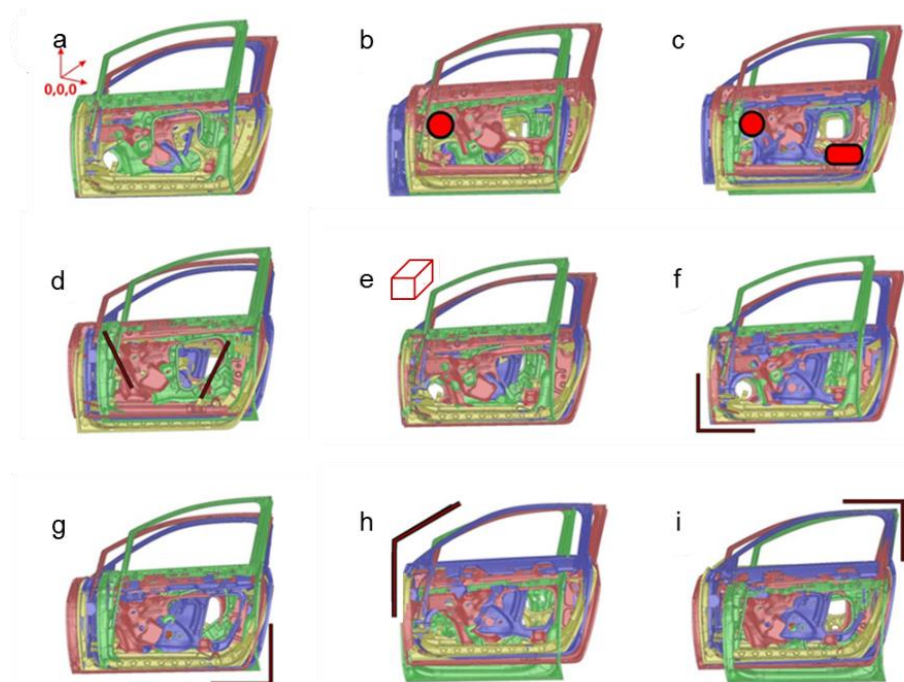


Abbildung 5-12: definierte Bauteilausrichtungsvarianten

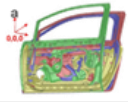
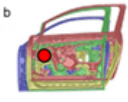
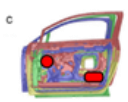
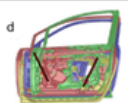
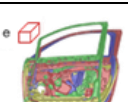
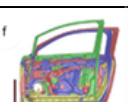
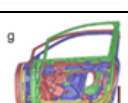
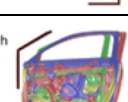
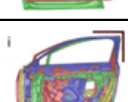
Für eine Optimierung der Bauteilausrichtungen wurden zunächst verschiedene Ausrichtungsvarianten definiert. Dafür wurden spezielle Geometriemerkmale der Bauteile oder beispielsweise die Lage der Referenzpunkte zu Grunde gelegt. In der der Abbildung 5-12 sind neun unterschiedliche Ausrichtungsvarianten bildlich dargestellt. Die Kriterien, nach denen die Bauteile in den neun unterschiedlichen Varianten von a bis i ausgerichtet wurden, sind in den Einzeldarstellungen in Abbildung 5-12 grafisch angedeutet und in der Tabelle 5-3 beschrieben. Für eine Bewertung der unterschiedlichen Ausrichtungsvarianten sind objektive und eindeutige Bewertungskriterien erforderlich. Über die unterschiedlichen Ausrichtungskonzepte wurden dafür die Abstände der einzelnen Referenz- und Spannungspunkte in den jeweiligen Gruppierungen entsprechend der Abbildung 5-11 b) ausgewertet. Diese sind repräsentativ für die erforderlichen Verfahrenswege der Kinematiken, welche die Spanner und Positionierelemente ausrichten sollen. Größere Abstände unter den Spannungspunkten in einer Gruppierung bewirken längere Verfahrenswege der Kinematiken und somit größere Bauräume sowie längere Verfahrszeiten. Für eine möglichst vollständige Erreichbarkeit aller Referenz- und Spannungspunkte mit verfahrbaren Spannern und Positionierelementen sowie eine kostengünstige Umsetzung ist demnach eine kompakte Bauweise der Kinematiken erforderlich, wofür wiederum die Verfahrenswege möglichst gering sein sollten. Als konkrete Bewertungskriterien für die softwareunterstützte Auswertung wurden die in der Tabelle 5-4 aufgelisteten Parameter in Bezug auf die Beziehungen der Spannungspunkte und Referenzpunkte untereinander definiert.

Tabelle 5-3: Kriterien zur Bauteilausrichtung

Ausrichtungsvarianten	Ausrichtungskriterien (eine Verdrehung der Bauteile ist grundlegend unerwünscht)
Variante a	Ausrichtung der Türbauteile durch kongruente Fahrzeugkoordinatensysteme; (der Koordinatenursprung ( $x=0$ ; $y=0$ ; $z=0$ ) eines Fahrzeuges liegt in der Mitte der Vorderachse)
Variante b	Ausrichtung der Türbauteile durch kongruente Referenzpunkte RPS1 und gleich orientierte Fahrzeugkoordinatensysteme
Variante c	Ausrichtung der Türbauteile durch minimierte Abstände der Referenzpunkte RPS1 und RPS2 im optimalen Verhältnis
Variante d	Ausrichtung der Türbauteile durch die Positionierung der Referenzpunkte RPS1 auf einer Linie und der RPS2 auf einer Linie
Variante e	Ausrichtung der Türbauteile, sodass das Hüllvolumen in Form eines Quaders mit der Ausrichtung entlang Fahrzeugkoordinatenachsen um alle Bauteilaußenkonturen minimal ist
Variante f	Ausrichtung der Türbauteile durch kongruente Türunterkanten sowie Kongruenz im unteren Ansatz der A-Säule
Variante g	Ausrichtung der Türbauteile durch kongruente Türunterkanten sowie Kongruenz im Bereich des Fensterrahmens an der B-Säule
Variante h	Ausrichtung der Türbauteile durch Kongruenz im unteren Ansatz der A-Säule sowie in der Mitte der Banane
Variante i	Ausrichtung der Türbauteile durch Kongruenz im Bereich des Fensterrahmens an der B-Säule sowie der Verbindung der B-Säule zur Banane



Tabelle 5-4: Bewertungstabelle der Ausrichtungsvarianten

Bewertungs-kriterien	Summe Abstand RPS1	Summe Abstand RPS2	Maximal-Abstand RPS1	Maximal-Abstand RPS2	Summe Abstand Spanner	Maximal-Abstand Spanner X	Maximal-Abstand Spanner Y	Maximal-Abstand Spanner Z	Hüllfläche Bauteil-ebene	Hüll-volumen	Verhältnis Hüllfläche / Summe Abstand
Einheiten	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[m <sup>2</sup> ]	[m <sup>3</sup> ]	[ - ]
	760,2	1674,4	146,0	382,0	9632,9	280,0	60,9	160,4	1,702	0,583	1,767
	0,0	1676,0	0,0	379,0	12656,8	261,5	69,2	192,4	1,916	0,646	1,514
	512,8	1222,7	105,5	298,0	8595,1	206,8	42,3	188,4	1,825	0,609	2,123
	999,2	1223,7	237,1	359,4	9958,1	215,0	69,2	155,7	1,808	0,61	1,816
	758,4	1610,9	162,0	360,0	9315,0	267,0	57,9	158,4	1,702	0,542	1,827
	757,9	1652,7	146,0	376,0	9690,3	255,0	54,9	158,4	1,704	0,543	1,758
	1011,7	1375,5	229,0	378,0	9259,6	215,7	44,3	161,4	1,709	0,549	1,846
	890,5	1470,4	187,0	313,0	10388,5	257,0	50,0	225,5	1,719	0,553	1,655
	1160,5	1178,6	229,0	324,0	8973,0	214,7	55,9	218,5	1,706	0,544	1,901

Die Kriterien, welche in erster Linie die Größe und Komplexität der späteren flexiblen Vorrichtung beeinflussen, sind in der Auswertung der Tabelle 5-4 farbig hinterlegt. Als Zielkriterien sind in den Spalten der Tabelle folgende Parameter möglichst minimal zu erfüllen:

- Summe aller gruppenbezogenen Abstände zwischen den Spannunkten sowie den Referenzpunkten;
- Maximale Abstände innerhalb einer Gruppierung (bei den RPS absolut; bei den Spannunkten absolut sowie entlang der jeweiligen Raumkoordinatenrichtungen), summiert über alle Gruppen hinweg;
- Hüllfläche über alle Bauteile innerhalb der Ebene der zwei Hauptausdehnungen der Bauteile; sowie Hüllvolumen;
- Verhältnis aus Hüllfläche und Summe aller Abstände (dies jedoch möglichst maximal).

Dabei sind positiv gewertete Ergebnisse, welche auf eine geringere Komplexität sowie geringere Baugröße schließen lassen, grün und negativ gewertete Ergebnisse rot gekennzeichnet. Die Farbkodierungen wurden spaltenweise definiert. Demnach wurde eine Variante, welche in der jeweiligen Zeile viele grüne Felder aufweist, in Relation zu den anderen Varianten positiver bewertet. In der Übersicht ist zu erkennen, dass die Ausrichtungsvariante c, bei der die RPS1 und RPS2 der Türinnenbleche möglichst minimierte Abstände untereinander aufweisen, die meisten grün gekennzeichneten Werte beinhaltet. Die aufsummierten Abstände der RPS1 betragen bei dieser Variante 512,8 mm und die der RPS2 1222,7 mm, was im Vergleich zu den anderen Varianten zum Teil 50% geringer ist. Der aufsummierte Abstand aller Spannpunkte beträgt bei der Variante c 8595,1 mm. Dies ist der geringste Wert über alle Ausrichtungsvarianten hinweg. In der Abbildung 5-13 ist beispielhaft die Konstellation der RPS1 der Variante c, abgeleitet von der Abbildung 5-11 dargestellt. Dabei sind die RPS1 jedes Türinnenbleches der vier betrachteten Fahrzeugmodelle mit unterschiedlich eingefärbten „x“ abgebildet. Die sechs Strecken a bis f sind die kürzesten Verbindungen eines jeden RPS1 zu den RPS1 der anderen Türinnenbleche. Der aufsummierte Abstand ist dementsprechend die Summe der sechs Strecken. Da die Zielstellung unter anderem die Generierung eines modularen Konzeptes beinhaltet, sollten die Kinematiken welche die Referenz- und Spannpunkte positionieren möglichst austauschbar sein. Dies erfordert eine grundlegende Gleichheit der Kinematiken über möglichst alle Spannpunkte und Referenzpunkte hinweg. Somit wurde ein weiteres Ausrichtungskonzept definiert, bei dem die zuvor bestimmten Bewertungskriterien über alle Spann- und Referenzpunktgruppierungen ein Optimum sowie eine homogene Verteilung über alle Gruppierungen hinweg erreichen sollen. Im Ergebnis bedeutet dies, dass alle Gruppierungen einen möglichst homogenen dreidimensionalen Raum über die gruppeninternen Spann- und Referenzpunkte aufspannen. Da dies bereits für zwei unterschiedliche Bauteile ein multikriterielles Optimierungsproblem darstellt, welches durch eine höhere Anzahl unterschiedlicher Bauteile weiter potenziert wird, ist eine Lösung nur unter Verwendung von Softwareunterstützung möglich. Für die Entwicklung einer softwaregestützten Lösung dieses multikriteriellen Optimierungsproblems wurden das Verfahren der Partikelschwarmoptimierung (PSO) [HU04], [KEN95] sowie der Monte-Carlo-Simulation (MCS) [MET53], [MÜL12] herangezogen, welche zunächst in unterschiedlichen Testläufen qualitativ bewertet wurden.

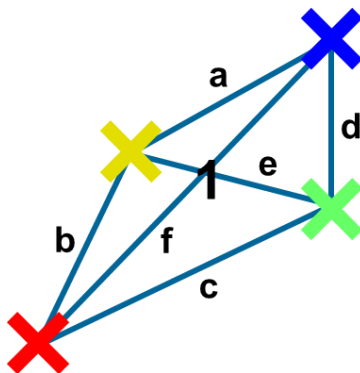


Abbildung 5-13: Lage und Abstände der RPS1 der Türinnenbleche

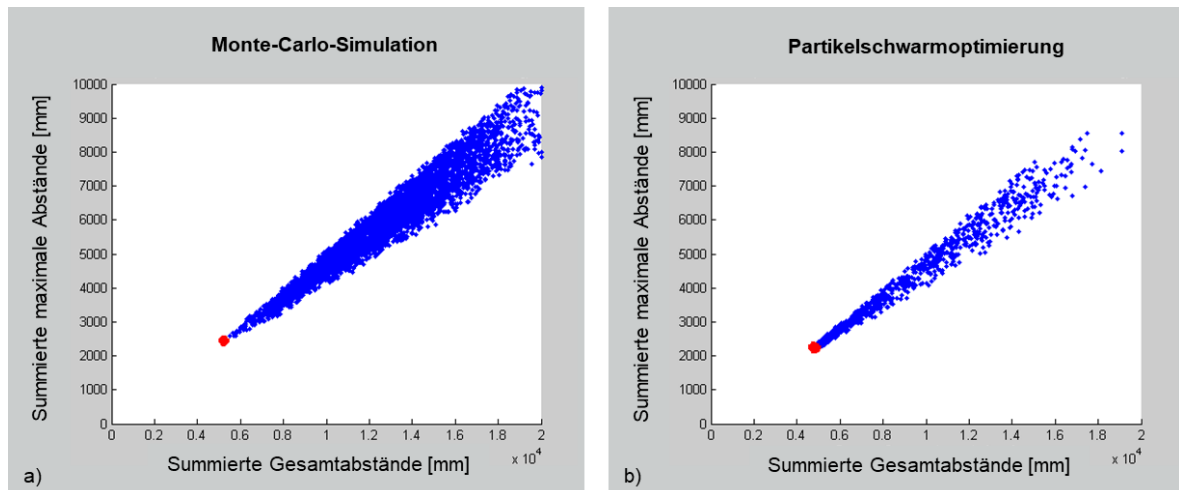


Abbildung 5-14: Vergleich a) Monte-Carlo-Simulation b) Partikelschwarmoptimierung [FRI19]

Eines der Testszenarien zur Eruerung des geeigneteren Verfahrens beinhaltet die Optimierung von 17 Spanngruppen mit vier unterschiedlichen Türbauteilen, was dem zu lösenden Problem bereits sehr nahekommt. Für die Vergleichbarkeit der beiden mathematischen Verfahren wurden identische Parameter in Bezug auf die Anzahl der Auswertungsschleifen sowie der Rasterung der Optimierungslösungen zugrunde gelegt. Die Anzahl der Auswertungsschleifen wurde auf 5000 begrenzt und die Rasterung der Lösungsschritte mit 10 mm vorgegeben. Bezüglich der Berechnungszeit war die Monte-Carlo-Simulation mit ca. einer Sekunde doppelt so schnell wie die Partikelschwarmoptimierung mit ca. zwei Sekunden. Entscheidender als die Berechnungszeit ist hierbei jedoch das Optimierungsergebnis, in Bezug auf die Kriterien:

- Summe der maximalen Abstände in den Gruppierungen sowie
- Summe der Gesamtabstände.

In den beiden Diagrammen der Abbildung 5-14 sind die Lösungsräume der beiden mathematischen Verfahren an dem ausgewählten Beispiel mit 17 Spanngruppen und vier Türbauteilen dargestellt. Die blauen Punkte in den Diagrammen sind Einzellösungen und der rote Punkt ist das jeweilige Optimum nach 5000 Auswertungsschleifen. Es ist zu erkennen, dass bei der PSO im rechten Diagramm die Verteilung der Einzellösungen viel stärker auf das finale Optimum konzentriert ist. Hingegen sind bei der Monte-Carlo-Simulation im linken Diagramm die Einzellösungen stärker im Lösungsraum verteilt. Des Weiteren liegt das Optimum nach 5000 Auswertungsschleifen in Bezug auf die Summe der maximalen Abstände bei der PSO bei 2241 mm und bei der MCS bei 2512 mm sowie in Bezug auf die Summe der Gesamtabstände bei der PSO bei 4797 mm und bei der MCS bei 5318 mm. Damit sind die Ergebnisse der Partikelschwarmoptimierung in diesem Berechnungsszenario um ca. 10 % besser als bei der Monte-Carlo-Simulation. Weitere Berechnungsszenarien mit ähnlichen, aber variierenden Spannpunkanzahlen sowie unterschiedlichen Bauteilanzahlen ergaben stets bessere Ergebnisse für das Verfahren der Partikelschwarmoptimierung im Vergleich mit der Monte-Carlo-Simulation, sodass die Partikelschwarmoptimierung als Vorzugvariante für die Berechnung der optimalen Bauteilausrichtung verwendet wird.

In Bezug auf die zuvor gewählten Bewertungskriterien für die Bewertung der neun unterschiedlichen Ausrichtungsvarianten, wurden folgende Optimierungskriterien für die Software definiert.

- Minimierung der Gesamtabstände zwischen den Punkten einer Gruppe;
- Minimierung des maximalen Abstandes zwischen jeweils 2 Punkten einer Gruppe;
- Minimierung des Hüllvolumens der Bauteile (in Form des umschließenden Quaders);

Zum formellen erfassen dieser Kriterien seien  $s_j^i$  mit  $j \in \{1, \dots, 6\}$  die Abstände innerhalb der Gruppe  $G_i$  mit  $i \in \{1, \dots, 25\}$  sowie  $B_1, \dots, B_4$  die Bauteile und  $Q(B)$  das Volumen des kleinsten Quaders, der einen Volumenkörper  $B$  umschließt. Somit können die Abstandskriterien wie folgt formuliert werden, wobei die Minimierung über alle Positionen der Bauteile erfolgt.

$$\text{Min} \{ \sum_{j=1}^6 s_j^i \} \quad \forall G_i \quad i \in \{1, \dots, 25\} \quad (5)$$

$$\text{Min} \{ \max_{j=1 \dots 6} s_j^i \} \quad \forall G_i \quad i \in \{1, \dots, 25\} \quad (6)$$

$$\text{Min} \{ Q( \cup_{i=1}^4 B_i ) \} \quad (7)$$

Die Formel (5) bezieht sich auf die Minimierung der aufsummierten Abstände, die Formel (6) auf die Minimierung des maximalen Abstandes zwischen jeweils zwei Punkten und die Formel (7) auf die Minimierung des Hüllvolumens der Bauteile. Die Optima dieser Kriterien werden im ersten Schritt bezüglich jeder Gruppe einzeln bestimmt. Anschließend wird die global beste Lösung unter diesen Optima berechnet. Im Ergebnis bedeutet dies, dass alle Gruppierungen einen möglichst homogenen dreidimensionalen Raum über die gruppeninternen Spann- und Referenzpunkte aufspannen.

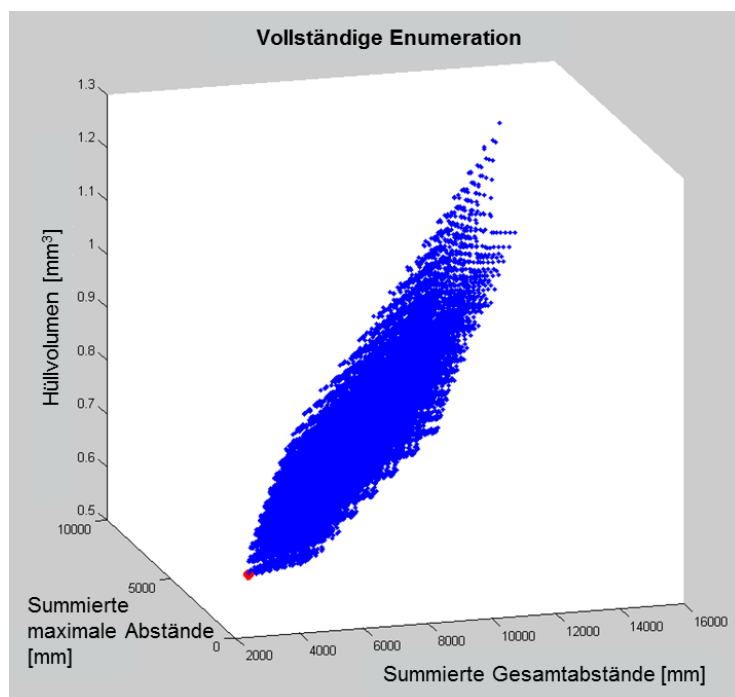


Abbildung 5-15: Darstellung des multikriteriellen Optimierungsergebnisses [FRI19]

Zum Finden einer Pareto-optimalen Lösung durch den Einsatz von Partikelschwarmoptimierung ist in der Abbildung 5-15 der Lösungsraum für das gewählte Beispiel der vier Türbauteile mit den 25 Spann- und Referenzpunktgruppierungen in einem dreiachsigen Koordinatensystem mit den Optimierungskriterien abgebildet. Bei dem gewählten Suchradius von 50 cm und einer Rasterung von 1 cm existieren mehr als  $10^{12}$  mögliche Anordnungen der Türbauteile zueinander. Dies belegt, dass eine manuelle Durchführung dieser entwickelten Optimierungsmethode nicht möglich ist sowie die Notwendigkeit einer softwaregestützten Optimierung.

Das Ergebnis der softwaregestützten Optimierung der Bauteillagen anhand der definierten Kriterien ist in der Abbildung 5-16 dargestellt. Auf der linken Seite der Abbildung sind die vier Türbaugruppen dargestellt und es ist zu erkennen, dass das Optimierungsergebnis mit keiner der zuvor in der Abbildung 5-12 definierten Ausrichtungsvarianten übereinstimmt. Auf der rechten Seite der Abbildung 5-16, bei der die Spann- und Referenzpunkte ohne die Türbaugruppen dargestellt sind, ist vor allem im Bereich der Banane eine relativ geringe Abweichung der Spannungspunkte innerhalb der definierten Gruppen zu erkennen. Die größten gruppeninternen Abweichungen weisen die RPS1 in der Gruppe 1 und die RPS 2 in der Gruppe 2 auf. Zum Vergleich mit den zuvor definierten Ausrichtungsvarianten wurde das Ergebnis der softwaregestützten Bauteilausrichtung mit den gleichen Kriterien bewertet. In der Tabelle 5-5 sind die Ergebnisse aller Ausrichtungsvarianten inklusive der softwaregestützten Ausrichtung, welche in der untersten Zeile angefügt ist, abgebildet. Mit Hilfe der Farbskalierung, bei der wiederum spaltenbezogen positive Werte grün und negative Werte rot gekennzeichnet sind, ist deutlich zu erkennen, dass in der letzten Zeile mit dem Ergebnis der softwaregestützten Optimierung die meisten grünen Zellen aufgereiht sind. Bis auf die aufsummierten Abstände der RPS1 sind alle weiteren Ergebniswerte zum Teil bis zu 30 % besser als bei der zuvor besten Ausrichtungsvariante c.

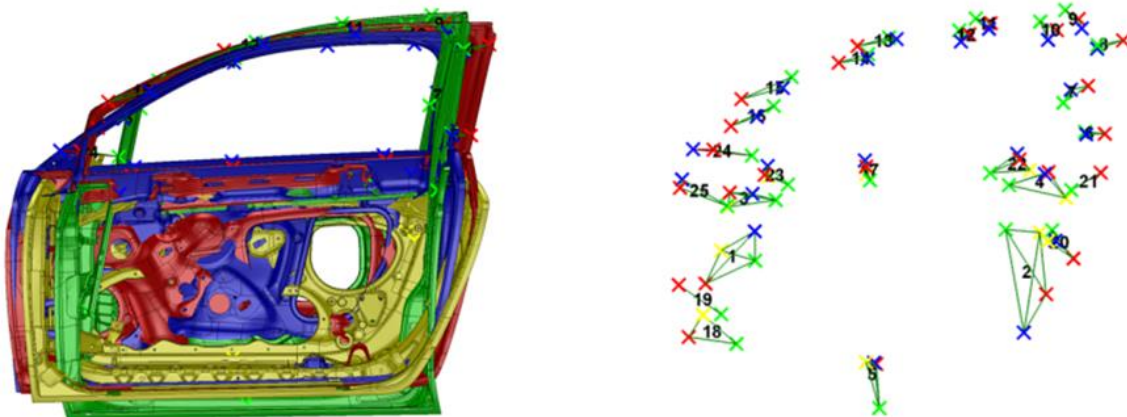
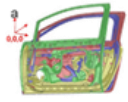
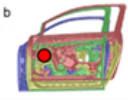
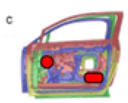
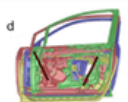
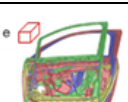
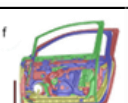
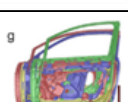
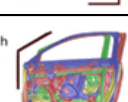
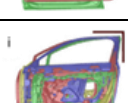
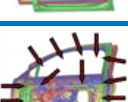
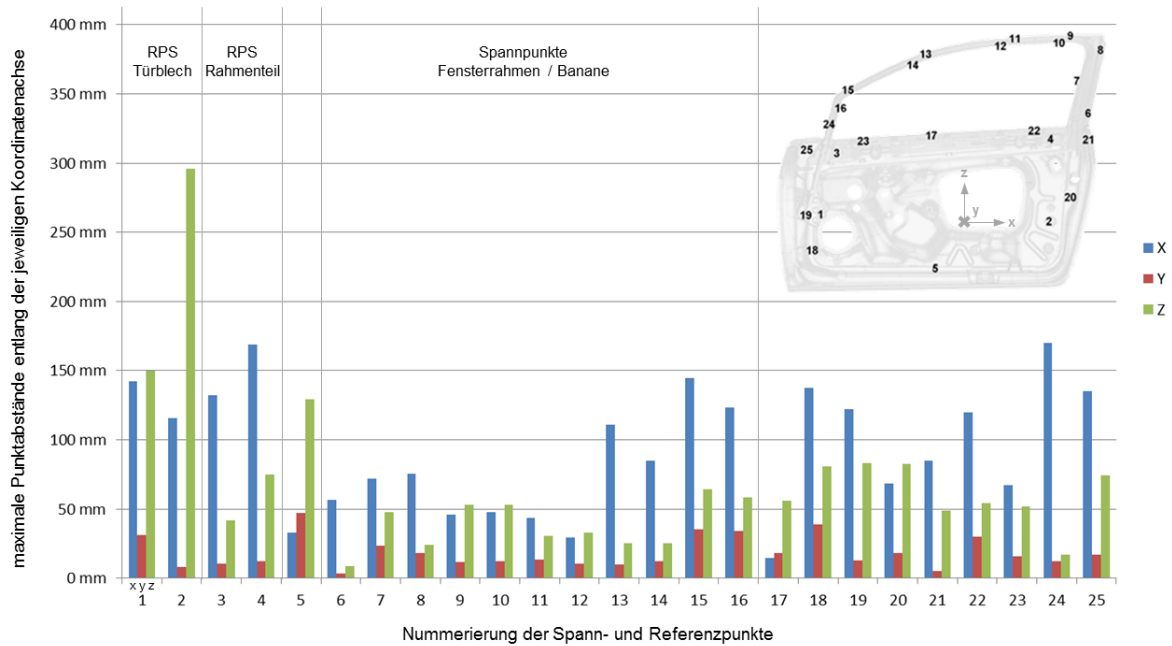


Abbildung 5-16: Ergebnis der softwareunterstützten Bauteilausrichtung

**Tabelle 5-5: Bewertungstabelle der softwaregestützten Ausrichtung**

Bewertungs-kriterien	Summe Abstand RPS1	Summe Abstand RPS2	Maximal-Abstand RPS1	Maximal-Abstand RPS2	Summe Abstand Spanner	Maximal-Abstand Spanner X	Maximal-Abstand Spanner Y	Maximal-Abstand Spanner Z	Hüllfläche Bauteil-ebene	Hüll-volumen	Verhältnis Hüllfläche / Summe Abstand
Einheiten	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[m <sup>2</sup> ]	[m <sup>3</sup> ]	[ - ]
	760,2	1674,4	146,0	382,0	9632,9	280,0	60,9	160,4	1,702	0,583	1,767
	0,0	1676,0	0,0	379,0	12656,8	261,5	69,2	192,4	1,916	0,646	1,514
	512,8	1222,7	105,5	298,0	8595,1	206,8	42,3	188,4	1,825	0,609	2,123
	999,2	1223,7	237,1	359,4	9958,1	215,0	69,2	155,7	1,808	0,61	1,816
	758,4	1610,9	162,0	360,0	9315,0	267,0	57,9	158,4	1,702	0,542	1,827
	757,9	1652,7	146,0	376,0	9690,3	255,0	54,9	158,4	1,704	0,543	1,758
	1011,7	1375,5	229,0	378,0	9259,6	215,7	44,3	161,4	1,709	0,549	1,846
	890,5	1470,4	187,0	313,0	10388,5	257,0	50,0	225,5	1,719	0,553	1,655
	1160,5	1178,6	229,0	324,0	8973,0	214,7	55,9	218,5	1,706	0,544	1,901
	775,3	1212,3	150,0	296,0	6239,4	169,8	47,3	129,5	1,702	0,583	2,728

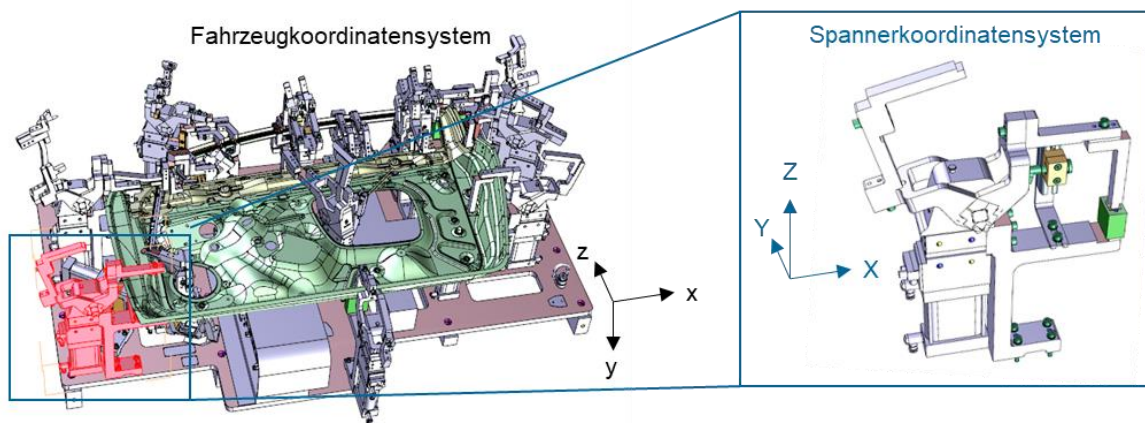
Neben der Optimierung der Bauteilausrichtung ist die Ausgabe von quantitativen Werten zu erforderlichen Verfahrenswegen und Arbeitsräumen der zu entwickelnden Kinematiken möglich, welche für die Positionierung der Spanner und Positionierelemente erforderlich sind. Zur Verdeutlichung der Einzelergebnisse der softwaregestützten Bauteillageoptimierung sind in der Abbildung 5-17 die maximalen Abstände der Punkte innerhalb der Gruppierungen, jeweils aufgedgliedert entlang der Fahrzeugkoordinatenachsen, dargestellt. Die maximalen Punktabstände sind gleichzusetzen mit den erforderlichen Verfahrenswegen, welche die Kinematiken für die Positionierung der Spanner und Positionierelemente auf der flexiblen Spannvorrichtung aufweisen müssen. Diese sind an der Ordinatenachse des Diagrammes angetragen.



**Abbildung 5-17: Maximale Punktabstände nach der softwaregestützten Optimierung**

An der Abszissenachse sind die Gruppennummern angetragen, wobei jede Gruppe zudem in x, y und z unterteilt ist. Für eine direkte Zuordnung der Gruppennummerierungen zu den lokalen Verteilungen sind diese im rechten oberen Bereich an einer exemplarischen Türbaugruppe abgebildet. Wie in der Abbildung 5-17 zu erkennen ist, liegen die maximalen Punktabstände in y-Richtung über alle Gruppen hinweg unterhalb von 50 mm. Diese relativ geringen Abstände resultieren vorwiegend aus geringfügig unterschiedlichen Krümmungen der Türbauteile und abweichenden Tiefzieh-bereichen und -konturen. In x-Richtung sind die maximalen Punktabstände über alle Gruppen verteilt sehr unterschiedlich. Die Abstände der Spannpunkte 9 bis 12 im oberen Fensterrahmenbereich sowie der Spannpunkt 17 in der Mitte des Fensterschachtes und der Spannpunkt 5 am Schweller liegen unter 50 mm. Die Spannpunkte 13 bis 16 im vorderen Fensterrahmenbereich, die Spannpunkte 18 bis 25 im Türblattbereich sowie die Referenzpunkte weisen Maximalabstände bis zu 170 mm auf. In z-Richtung sind die Unterschiede noch größer. Vor allem im Fensterrahmenbereich liegen die maximalen Abstände zwischen 5mm und 65mm und im Türblattbereich bis 80 mm. Die größten Punkt-abstände treten bei den RPS1 und RPS2 des Türbleches auf. Der Hintergrund ist, dass diese RPS über die vier unterschiedlichen Türbaugruppen sehr verteilt positioniert sind und eine Verringerung der Abstände dieser zwei RPS eine Vergrößerung der Abstände aller anderen 23 Punkte zur Folge hätte und dies wiederum kein Gesamtoptimum wäre. Anhand dieser maximalen Punktabstände lassen sich bereits die erforderlichen Verfahrenwege der Positionierkinematiken herleiten. Mit einem zusätzlichen Verfahrbereich von ca. 20 % wurde der Verfahrenweg entlang der y-Achse auf 60 mm und entlang der x- und z-Achse auf 200 mm festgelegt. Der Bedarf eines größeren Verfahrbereiches in der z-Richtung an dem RPS2 kann durch eine zusätzliche Achse als Sonderlösung zur Verfügung gestellt werden, was durchaus wirtschaftlicher ist, als die Vergrößerung der universell einsetzbaren Kinematiken. Die Vereinheitlichung der Verfahrenwege der x- und z-Richtung basiert darauf, dass die Kinematiken so modular eingesetzt werden sollen, dass je nach Anordnung und Ausrichtung der





**Abbildung 5-18: spannkonsolenbezogenes Koordinatensystem**

Kinematik um das Bauteil herum die Verfahrachse die an der einen Spannpunktgruppierung die x-Achse bedient, an einer anderen Spannpunktgruppierung auch die z-Achse bedienen kann. [FRI19] Eine Optimierung der Lage von geometrieähnlichen Bauteilen unterschiedlicher Fahrzeugmodelle nach dieser entwickelten Methode ermöglicht zum einen die Entwicklung standardisierter Kinematiken und zum anderen die Reduzierung der Komplexität dieser Kinematiken. Beide Kriterien führen wiederum zu einer enormen Kosteneinsparung bei der Entwicklung flexibler Spannvorrichtungen. Da bei den weiteren Betrachtungen ab Kapitel 5.4 der Fokus auf den einzelnen Spannerkonsolen liegt, wird an dieser Stelle ein neues Koordinatensystem eingeführt. Dieses basiert nicht mehr auf dem Fahrzeugkoordinatensystem nach Abbildung 2-11, sondern auf der Ausrichtung des Spanners und der Spannerkonsole. Die Abbildung 5-18 verdeutlicht die Unterschiede der beiden Koordinatensysteme. Zu beachten ist dabei der Tausch der Achsen y und z. Eine eindeutige Zuordnung der neuen spannerbezogenen Achsen X und Y auf das Fahrzeugkoordinatensystem ist aufgrund der unterschiedlichen Ausrichtungen der jeweiligen Spanner auf der Vorrichtung nicht möglich. Für die weiteren Entwicklungen ist es dennoch von Vorteil, dieses neue Koordinatensystem einzuführen, um modular und variabel einsetzbare Kinematiksysteme entwickeln zu können. Die neuen spannerbezogenen Koordinatenbezeichnungen werden im Folgenden mit Großbuchstaben gekennzeichnet. Die Tabelle 5-6 zeigt die Neuordnung der definierten Verfahrwege aus den vorangegangenen Analysen. In der X-Y-Ebene ist ein Positionierbereich des jeweiligen Spannpunktes von  $200\text{ mm} \cdot 200\text{ mm}$  und entlang der vertikalen Z-Richtung von  $60\text{ mm}$  erforderlich.

**Tabelle 5-6: Koordinatenzuordnung der Verfahrwegvorgaben**

Fahrzeug-koordinatensystem	Verfahrweg-vorgaben	Spanner-koordinatensystem
x	200 mm	<b>X</b>
z	200 mm	<b>Y</b>
y	60 mm	<b>Z</b>



### 5.3 Restriktion der Referenzpunktverteilung unterschiedlicher Fahrzeugmodelle

Aus den Analysen zur Bauteilausrichtung, hat sich herausgestellt, dass die RPS 1 und RPS 2 der unterschiedlichen Türmodelle, welche auch als Haupt-RPS-bezeichnet werden, teilweise sehr unterschiedlich lokalisiert sind. Das hat zum Teil designspezifische Hintergründe, da beispielsweise die Türeingbauten wie Lautsprecher, Türöffner oder Fensterheber je nach Fahrzeugtyp variieren, demnach die Aussparungen in den Bauteilen unterschiedlich sind und die RPS-Bohrungen an verschiedenen Stellen platziert werden. Häufig sind aber die unterschiedlichen RPS-Definitionen lediglich damit begründet, dass diese von unterschiedliche Konstrukteuren bestimmt werden und es zwar allgemeine Empfehlungen jedoch keine konkrete Richtlinie für die Definition der RPS gibt. Diese teilweise stark variierenden RPS-Positionen und Lochdurchmesser führen in einer flexiblen Vorrichtung dazu, dass spezielle Kinematiken mit größeren Stellwegen oder sogar mehrere Kinematiken für die gleiche RPS-Punkt-Gruppierung eingesetzt werden müssen. Dies wiederum erhöht die Kosten, bindet Bauräume und schränkt die Zugänglichkeiten für die Fügwerkzeuge ein. Damit die RPS-Punkte mit einheitlichen Positionierstiften und mit den baugleichen Kinematiken erreichbar sind wie die Spannunkte, sollten die RPS-Punktstände innerhalb der Verfahrenweg-Vorgaben aus der Tabelle 5-6 liegen. Dies ist bereits während der Entwicklung und Konstruktion der Einzelteile zu berücksichtigen. Am Beispiel der Türinnenbleche wird dafür eine RPS-Auslegungsrichtlinie für die Haupt-RPS definiert, welche das Türbauteil in der x-z-Ebene des Fahrzeugkoordinatensystems über das Rundloch des RPS 1 und das Langloch des RPS 2 positionieren. Auf Basis der analysierten Beispielbauteile werden Bereiche vorgegeben, in denen die RPS-Punkte am Bauteil positioniert werden sollten. Dabei werden konstruktive, funktionale und prozessspezifische Randbedingungen berücksichtigt und die RPS-Positionen modellübergreifend standardisiert und dennoch ein gewisser Freiraum für Designunterschiede ermöglicht. In der Abbildung 5-19 sind die Merkmale der Auslegungsrichtlinie grafisch dargestellt. Erläuternd zu der Abbildung sowie in Ergänzung dazu sind nachfolgend die Restriktionen aufgelistet und beschrieben.

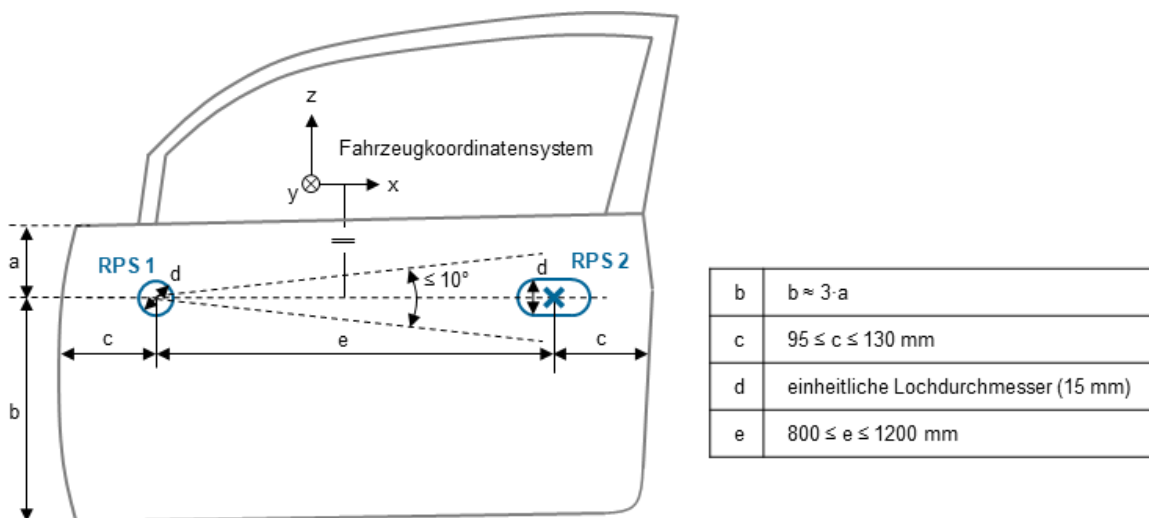


Abbildung 5-19: Haupt-RPS-Auslegungsrichtlinie

- Die Lochdurchmesser der RPS 1 und der RPS 2 sollten über alle Modelle gleich sein damit diese Bauteile mit einheitlichen RPS-Stiften positioniert werden können. Basierend auf den analysierten Bauteilen ist ein Lochdurchmesser von 15 mm zu empfehlen.
- Die Auszugsrichtung der RPS-Löcher sollte einheitlich entlang der y-Richtung mit der Kragenrichtung zur Fahrzeugaußenseite verlaufen. Dies ist für das Einlegen und Entnehmen der Bauteile auf die RPS-Stifte grundlegend erforderlich.
- Die Linie, auf der beide RPS-Löcher liegen, verläuft vorzugsweise entlang der x-Richtung und sollte in der x-z-Ebene um maximal  $10^\circ$  abweichen. Damit wird die maximale Verschiebung in z-Richtung bei einem maximalen Abstand „e“ auf ca. 200 mm begrenzt. Der Drehpunkt liegt dabei im Mittelpunkt des RPS 1. Diese Linie teilt das Türblatt im Verhältnis 1:3 mit dem kleineren Abstand zur Oberkante am Fensterausschnitt. Dadurch liegen die RPS möglichst mittig in der z-Ausdehnung des gesamten Türinnenblechs und es ist dennoch genügend Freiraum für die Verstärkungsteile am Fensterschacht vorhanden.
- Der Abstand der RPS-Löcher zur Bauteilaußenkante sollte zwischen 95 mm und 130 mm betragen. Dies realisiert einen möglichst großen Abstand der RPS voneinander für eine hohe Positioniergenauigkeit des Bauteils und schafft ausreichend Freiraum für die umlaufende Falzkante und den Falzprozess am Türblatt.
- Der Abstand der RPS-Löcher zueinander sollte zwischen 800 mm und 1200 mm liegen. Diese garantiert, dass der maximale Verfahrweg einer Kinematik, welcher als Ergebnis der Bauteilausrichtungen auf 200 mm definiert wurde, ausreicht. In Summe können die zwei Kinematiken der beiden RPS einen maximalen Bereich von 400 mm entlang der x-Achse abdecken. Der untere Wert ist zudem mit den geometrischen Verhältnissen der kürzesten analysierten Tür abgeglichen. Der obere Wert ist entsprechend um die möglichen 400 mm Verstellweg erhöht.
- Die RPS 1 und 2 bestimmen als Haupt-RPS lediglich die Position des Bauteils in der x-z-Ebene und haben keine Anlagefläche in y-Richtung. Diese Positionierung übernehmen drei Neben-RPS, welche als Auflageflächen an dem Bauteil verteilt sind und zumeist mit den Spannungspunkten übereinstimmen. Da die Positionierstifte der RPS 1 und 2 in Ihrer Länge jedoch beschränkt sind, sollten auch die Differenzen der RPS-Mittelpunkte in y-Richtung begrenzt werden. Diesbezüglich wird ein Wert von maximal 60 mm festgelegt. Dies ist der Verfahrweg einer Kinematik in diese Richtung.
- Die Haupt-RPS dürfen im Prozessverlauf nicht von weiteren Verstärkungsbaueteilen verdeckt werden, damit diese über mehrere Fügeprozesse hinweg zur einheitlichen Bauteilbestimmung genutzt werden können. Die RPS sollten dabei stets von beiden Seiten zugänglich sein, damit eine einheitliche Positionsbestimmung sowohl im Handlinggreifer als auch in der Spannvorrichtung möglich ist.

Mit diesen Restriktionen, welche an den Beispielbauteildaten validiert wurden, sind die Kinematiken mit den Verfahrwegvorgaben auf Basis der optimierten Bauteilausrichtung nicht nur für die Spannungspunkte, sondern auch für die RPS-Punkte universell einsetzbar. Die Erweiterung eines Verfahrweges bzw. eine Sonderkinematik für die Erreichung der RPS 2 ist damit nicht notwendig.

## 5.4 Prozesslastanalysen an Spannvorrichtungen

Die Bestimm- und Spannelemente der Spannvorrichtungen im Karosseriebau vor allem die der Geometrievorrichtungen müssen, wie bereits unter 2.2 beschrieben, sehr genau positioniert sein. Zudem müssen die Spannelemente die Bauteile sicher fixieren und bei geometrischen Abweichungen der Einzelteile diese an den Spannungspunkten in die vorgegebenen Sollpositionen drücken. Aufgrund der Eigensteifigkeiten der Bauteile werden bei diesen Spannprozessen Kräfte hervorgerufen, welche über die Spannelemente sowie über die zu entwickelnden Kinematiken aufgenommen und abgeführt werden müssen. Zu diesen spannprozessbedingten externen Lasten kommen weitere Lasten aus den Fügeprozessen hinzu, welche letztendlich ebenfalls über die Kinematiken abgeleitet werden müssen. Diese fügeprozessbedingten Lasten können beispielsweise durch Abweichungen der roboterbasierten Fügewerkzeugpositionen oder durch thermische Spannungen in den Bauteilen beim Schweißen hervorgerufen werden. Die Positionsabweichungen der Schweißzangen werden größtenteils durch werkzeugintegrierte Ausgleichselemente kompensiert, sodass diese Lasteinflüsse nur in geringem Maße auftreten. Kritische Lastspitzen können entstehen, wenn beim Widerstandspunktschweißen eine lokale Verbindung von Schweißelektrode und Bauteil entsteht, welche beim Verfahren des Fügewerkzeuges stoßartig gelöst wird. Durch die Überwachung und Regelung der Schweißparameter, wird diese Prozessabweichung größtenteils verhindert, ist aber nicht gänzlich auszuschließen. Für die anforderungsmäßige Definition der durch die Kinematiken aufzunehmenden Lasten, wurden unterschiedliche Lastanalysen zum einen in Spannvorrichtungen in der Serienproduktion eines Pkw-Karosseriebaus und zum anderen innerhalb einer Karosseriebau-Forschungsanlage durchgeführt.

### 5.4.1 Lastanalysen in der Serienfertigung

Für die Ermittlung der Lasten, welche während der Fertigungsprozesse auftreten, wurden die elastischen Verformungen an ausgewählten Spannerkonsolen mit Hilfe von Dehnungsmessstreifen (DMS) ermittelt. In der Abbildung 5-20 sind zwei der Serienvorrichtungen dargestellt, an denen die Prozesskraftmessungen durchgeführt wurden. In der Vorrichtung, welche in Bild a) abgebildet ist, werden die Scharnierverstärkungen an das Türinnenblech geschweißt.

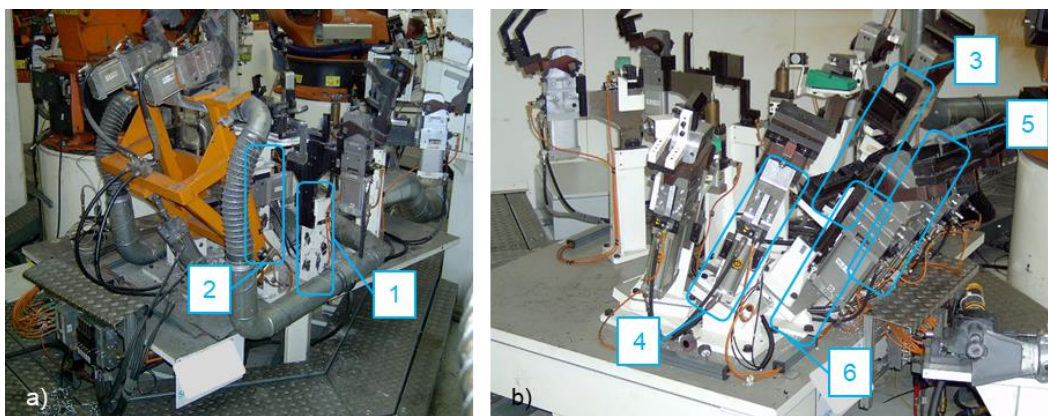


Abbildung 5-20: Serienvorrichtung zur Türenfertigung für Prozesskraftmessungen

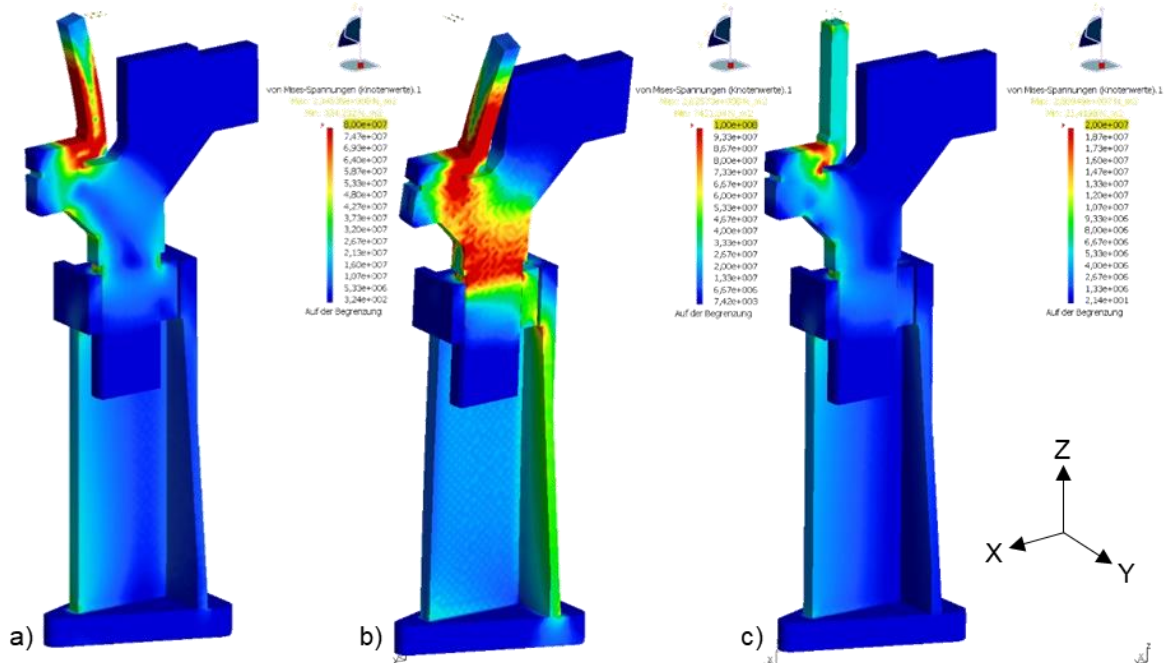


Abbildung 5-21: FEM-Analyse Konsole 1 mit 2 kN in a) X-, b) Y- und c) -Z-Richtung

Die Vorrichtung in Bild b) ist eine Kalibrierstation für den Fensterrahmenbereich der gefügten Tür. Die in der Abbildung 5-20 gekennzeichneten Konsolen haben die höchsten Einflüsse auf die Bauteilgeometrien und wurden für die Lastanalysen ausgewählt. Die Auswahl basiert auf Prozessbeobachtungen, Erfahrungswerten der Anlagenführer sowie manuellen Prüfungen der Einspannsituationen.

Für die Auswahl der geeigneten DMS-Typen und der Applikationsstellen an den Konsolen wurden im Vorfeld FEM-Analysen (Finite-Elemente-Methode) mit Hilfe der Vorrichtung-CAD-Daten durchgeführt. In der Abbildung 5-21 sind beispielhaft die FEM-Analysen der Konsole 1 dargestellt. In der Darstellung sind die Verformungen bei einer Belastung am TCP (Tool center point – Werkzeugmittelpunkt  $\hat{=}$  Mittelpunkt der Spannkontur  $\hat{=}$  Spannungspunkt) von jeweils 2000 N in a) X-Richtung, b) Y-Richtung und c) -Z-Richtung überhöht abgebildet. Die Verfärbungen zeigen die Spannungen in der Stahlkonsole, in einem Bereich von 0 N/mm<sup>2</sup> (blau) bis zu einem rot eingefärbten Maximalbereich von ca. 100 N/mm<sup>2</sup>. In der Abbildung 5-22 ist die prinzipielle Anordnung der Dehnmessstreifen an den Spannerkonsolen dargestellt, welche in Form einer Schweißkonstruktion aus einem senkrecht stehenden T-Profil auf einer dreieckförmigen Grundplatte aufgebaut sind. Die DMS wurden allseitig jeweils paarweise an sich gegenüberliegenden Flächen der Konsolen angebracht. Ein Paar zur Aufnahme der Biegung infolge der Belastung in X-Richtung, ein Paar zur Aufnahme der Biegung infolge der Belastung in Y-Richtung und ein Paar zur Aufnahme der Stauchung bzw. der Dehnung der Konsole infolge der senkrechten Belastung in Z-Richtung. Bei der Anordnung von zwei DMS an einer Konsolenseite dienen die Oberen zur Detektion von Zug-Druck-Belastungen und die Unteren zur Aufnahme von Biegebeanspruchungen. Die DMS wurden vollflächig auf die Konsolen aufgeklebt, sodass bei einer elastischen Verformung der Konsole aufgrund einer anliegenden Last der DMS mit dem mäanderförmigen Messgitter ebenfalls verformt wird.

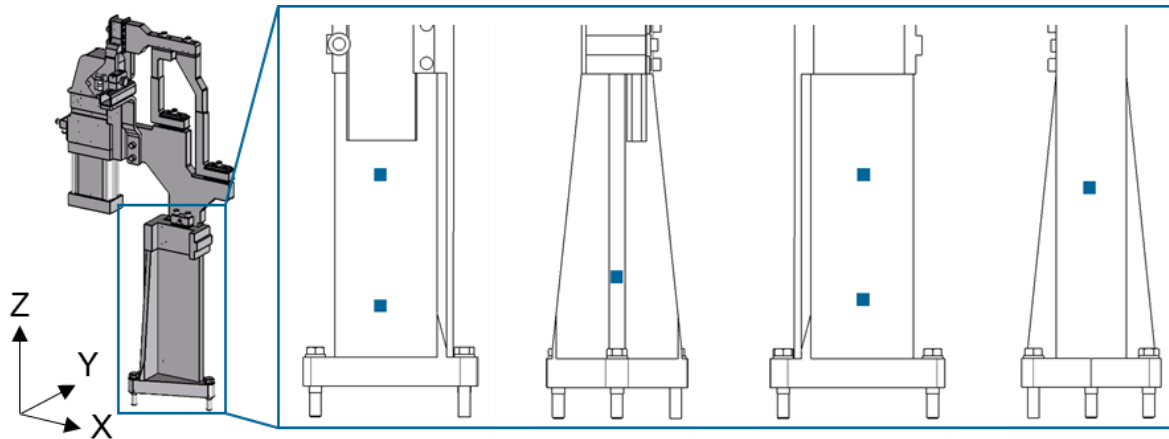


Abbildung 5-22: Anordnung der DMS an den Spannerkonsolen (Bsp. Konsole 1)

Die DMS wandeln die mechanische Dehnung in eine elektrische Widerstandsänderung um, welche von einem Messgerät aufgenommen wird. Die DMS wurden in Form von T-Rosetten-Dehnmessstreifen des Typs 1-XY101-3/120 der Firma *HBM* ausgewählt und die Messdaten mit Hilfe eines Messgerätes vom Typ QuantumX MX840A ebenfalls von der Firma *HBM* aufgenommen. Der Aufbau eines der verwendeten T-Rosetten-DMS ist in der Abbildung 5-23 dargestellt. Durch die zwei um  $90^\circ$  versetzt angeordneten Windungen können Störeinflüsse beispielsweise aus Temperaturschwankungen ausgeglichen werden. In Summe wurden an jeder Spannerkonsole sechs T-Rosetten-DMS mit jeweils zwei Messgittern angebracht. Der Messaufbau mit den 12 Messgittern pro Konsole ist schematisch in der Abbildung 5-24 dargestellt. Durch die Anordnung und Verschaltung der einzelnen, als Widerstände fungierenden Windungen der DMS in Form von Wheatstone-Brücken, können selbst kleine Widerstandsänderungen aus dem zuvor abgeglichenen Zustand herausgemessen werden. Das Prinzip der Wheatstone-Brücke dient hier als Messumformer bei der Verwendung der DMS. Zum Anschluss der DMS werden die einzelnen Kabel über Anschlussbrücken an den Konsolen zusammengeführt und mit dem Messgerät verbunden. Für den Beginn sowie für das Ende der Messungen wird ein vorrichtungsbezogenes Triggersignal aus den Prozess verwendet, wodurch eine spätere Korrelation zwischen den Messwerten und den Prozessabläufen möglich ist.

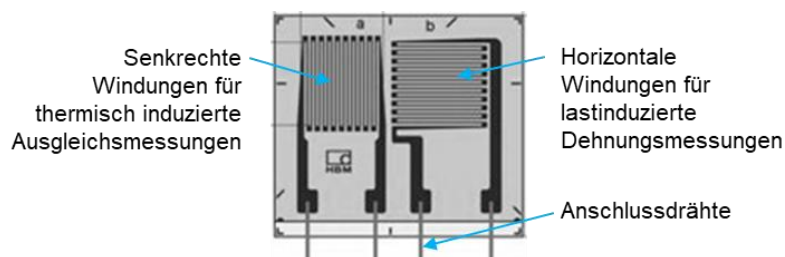


Abbildung 5-23: Aufbau T-Rosetten-Dehnmessstreifen [HBM21] (ergänzt)



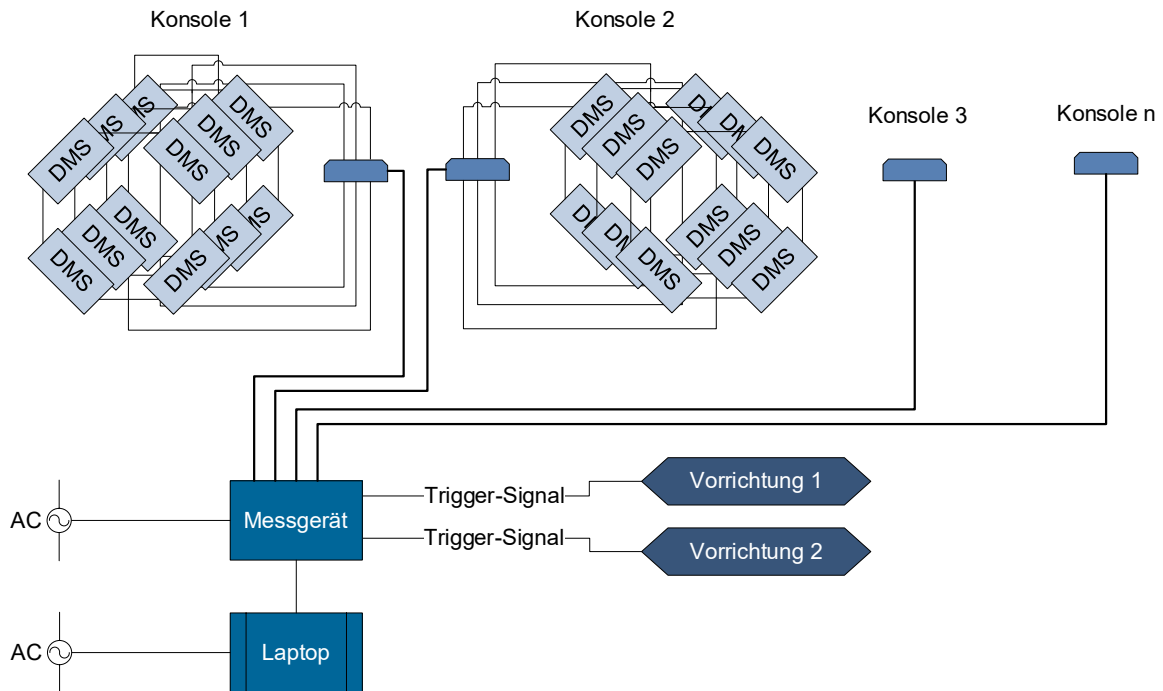


Abbildung 5-24: schematischer Messaufbau zur Lastanalyse

Die realen Applikationsbereiche sind am Beispiel der Konsole 1 in der Abbildung 5-25 dargestellt. Wie in der Abbildung zu erkennen ist, wurden die Lackschichten an den Stellen der DMS-Anbringung lokal entfernt um eventuelle Messfehler diesbezüglich zu vermeiden. Nach diesem Prinzip wurden die ausgewählten sechs Konsolen mit DMS ausgestattet. Nach der Applikation der DMS und dem Anschließen der Messgeräte wurden die Messwerte kalibriert. Dabei wurden definierte Kräfte an den Spannungspunkten entlang der einzelnen Achsrichtungen der Konsolen angelegt. Diese Kräfte wurden mit Hilfe einer bereits kalibrierten Kraftmessdose aufgenommen. Die mit den Messgeräten aufgenommenen Spannungswerte der DMS wurden dann mit den aufgetragenen Kraftwerten abgeglichen. In der Abbildung 5-26 sind die Messwerte während der Kalibrierung in Diagrammform dargestellt. Das Diagramm a) zeigt in der oberen Hälfte die Werte der Kraftmessdose in Newton und in der unteren Hälfte die Werte der DMS an der Konsole in Millivolt. Die Kurven sind über einer einheitlichen Zeitachse von 0-200 Sekunden abgetragen.

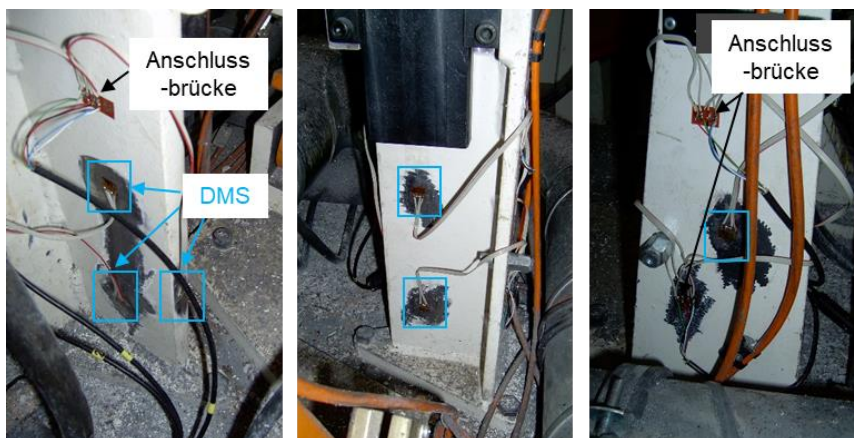
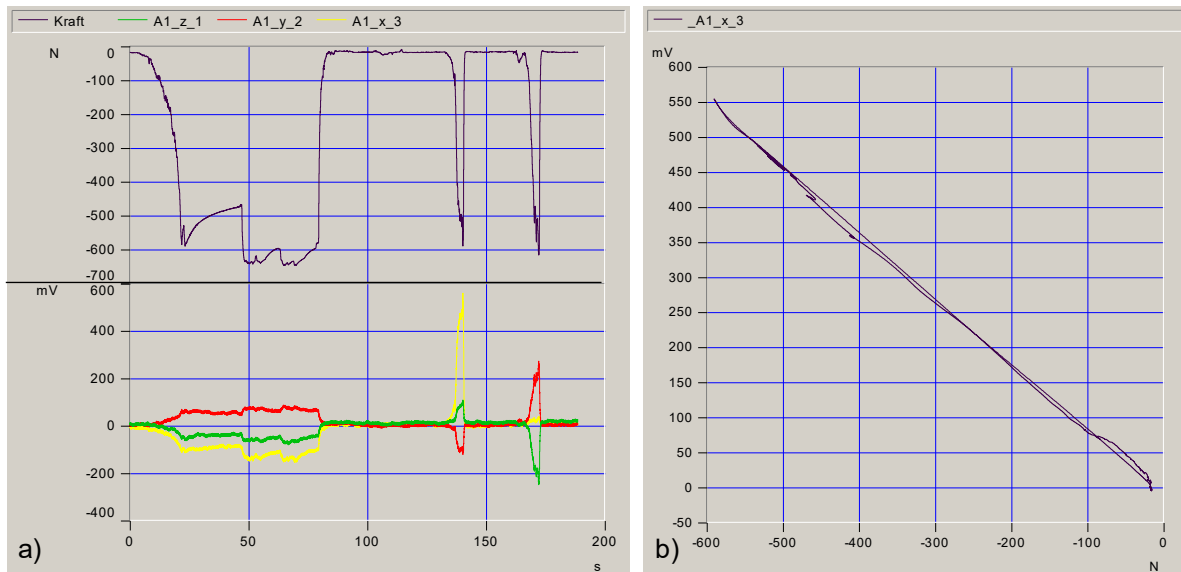
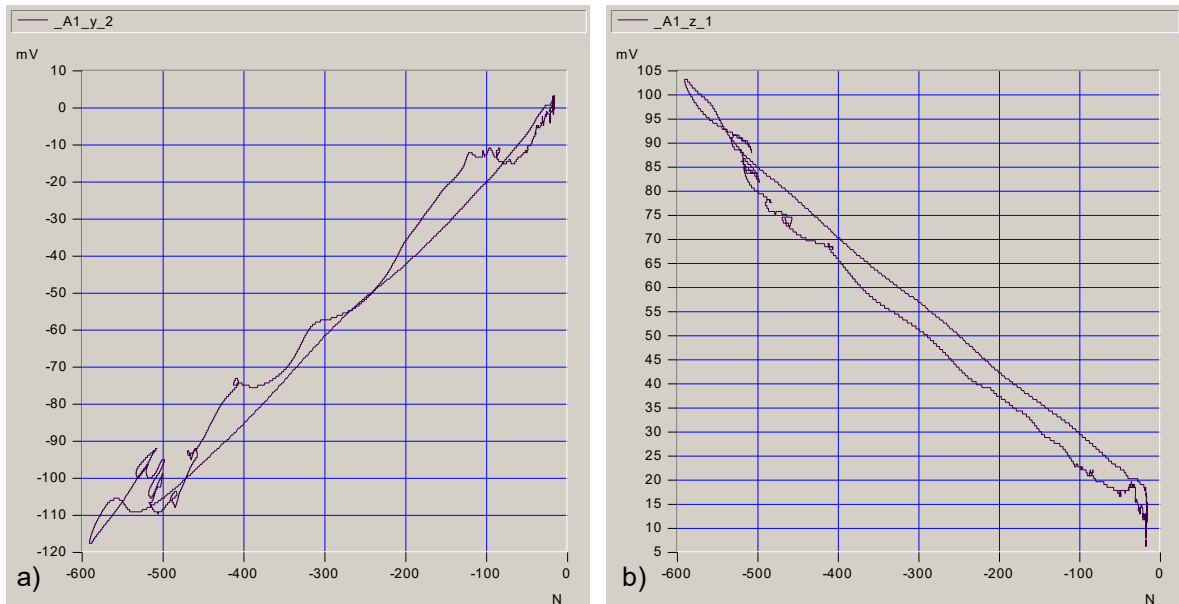


Abbildung 5-25: DMS-Applikation für die Lastanalysen an drei Seiten der Konsole 1



**Abbildung 5-26: Kalibrierdaten Konsole 1; a) Einzelkurven; b) Korrelation Kraft und Spannung**

Die Kraftaufbringung während der Kalibrierungsmessung an der Konsole 1 erfolgte der Reihe nach entlang den Richtungen +Z (0-80 s), -X (135-140 s), +Y (170-175 s). Das Diagramm b) zeigt die Korrelation zwischen den Kraftwerten in X-Richtung und den DMS-Spannungsänderungen. Diese Kurve hat im Idealfall einen linearen Verlauf, sodass ein konstanter Umrechnungsfaktor von den Spannungswerten in die Kraftwerte bestimmt werden kann. Für dieses Beispiel der Belastung in X-Richtung beträgt der Umrechnungsfaktor  $-1,099 \text{ N/mV}$ . Bei der Auswertung der Kalibrierungsmessungen ist auffällig, dass sich die Unterscheidung zwischen reinen X- und Z-Kräften bzw. zwischen reinen Y- und Z-Kräften relativ komplex darstellt, da bei der Beaufschlagung der Konsolen mit einer dieser Kräfte die DMS stets in beiden Koordinatenrichtungen Verformungen aufzeichnen. Zudem werden die Belastungen der X- bzw. Y-Richtung aufgrund der höheren Steifigkeit der Konsolen in Z-Richtung, teilweise als stark überhöhte Z-Belastungen mit angezeigt. Diese Ausschläge sowie die Querverformungen der Konsolen werden nachfolgend als Querempfindlichkeit bezeichnet. In der Abbildung 5-27 ist im Diagramm a) die Querempfindlichkeit in Y-Richtung sowie im Diagramm b) die Querempfindlichkeit in Z-Richtung der DMS an der Konsole 1 bei einer Belastung in X-Richtung dargestellt. Diesbezüglich sind in den Diagrammen die Spannungsänderungen der Y- bzw. Z-verschiebungsrichtungsrelevanten DMS in Millivolt über der eingebrachten Kraft in Newton abgebildet. Diese Querempfindlichkeiten müssen bei der Auswertung der Spannungsänderungen stets berücksichtigt und entsprechend verrechnet werden. In gleicher Weise wurden alle DMS an den sechs Konsolen kalibriert. Zusammenfassend sind alle Umrechnungsfaktoren in der Tabelle 5-7 aufgelistet. Die Faktoren für die Umrechnung der Spannungsänderungen in Kraftwerte an der Konsole 6 sind sehr hoch, was auf sehr geringen Spannungsmesswerten basiert. Da diese geringen Spannungsänderungen nicht hinreichend genau für eine belastbare Kraftberechnung sind, werden die Werte der Konsole 6 nicht für die Lastanalysen verwendet. Bei den späteren Messungen an der Konsole 6 waren zudem keine definierbaren Spannungsänderungen zu erkennen, was auf eine fehlerhafte Applikation hindeutet.



**Abbildung 5-27: Querempfindlichkeit an Konsole 1 bei Belastung in X-Richtung**

Die Querempfindlichkeiten wurden in der Tabelle 5-7 nur dort angegeben, wo nennenswerte Größen ermittelt wurden. Der Schwellwert des Kalibrierungsfaktors wurde dabei mit  $\pm 25 \text{ N/mV}$  definiert, was einer minimalen Spannungsänderung von  $\pm 20 \text{ mV}$  bei  $500 \text{ N}$  entspricht. Die grau eingefärbten Werte resultieren diesbezüglich aus sehr geringen und somit nicht belastbaren Spannungsänderungen und werden nicht zur Berechnung der Belastungen herangezogen.

Nach den Kalibriervorgängen wurden insgesamt 13 Messungen in der Serienfertigung über zwei Tage verteilt durchgeführt. Die einzelnen Messungen umfassten mehrere Fertigungstakte und wiesen unterschiedliche Dauern von ca. 90 bis 350 Sekunden auf, wobei ein Fertigungstakt eine Dauer von ca. 50 Sekunden besitzt. Nach Auswertung und Umrechnung der gemessenen Spannungsverläufe in Kraftbeträge wurden die Messverläufe mit den Prozessschritten in Korrelation gebracht. Somit wurden nicht nur die Kraftbeträge ermittelt, sondern auch die Einzelprozesse detektiert welche diese Belastungen an den Vorrichtungen hervorrufen.

**Tabelle 5-7: Kalibrierfaktoren der DMS-Messungen**

Konsole [Einheit]	Kalibrierfaktoren						Kraft-richtung Z
	Kraft-richtung X	Querempfindlichkeit		Kraft-richtung Y	Querempfindlichkeit		
		(X)Y	(X)Z		(Y)X	(Y)Z	
1 [N/mV]	-1,099	4,762	-5,882	-2,564	-18,519	2,857	9,091
2 [N/mV]	-0,658	-	-	0,455	-	-	-11,765
3 [N/mV]	-1,190	-	-	2,778	-	-7,143	-15,625
4 [N/mV]	1,351	-	-3,030	-2,778	-	-	25
5 [N/mV]	1,515	-	10,013	-2,857	-	12,195	-100
6 [N/mV]	30303	-	-	-71428	-	-	-2·10 <sup>6</sup>



Die Lastverläufe innerhalb der Fertigungstakte waren in Bezug auf die jeweiligen Spannerkonsolen über die 13 Messungen hinweg nahezu konstant. Am Beispiel der Konsolen 1 und 2 sind in der Abbildung 5-28 die Messungen über zwei Fertigungstakte dargestellt. Dabei sind die Lasten getrennt in X-, Y- und Z-Richtung an den Spannungspunkten (TCPs) der beiden Konsolen untereinander über der Prozesszeit abgebildet. Im unteren Bereich der Abbildung sind die einzelnen Prozessschritte des Fertigungstaktes tabellarisch aufgelistet. Die unterschiedlich blau eingefärbten Abschnitte entsprechen den Zeitanteilen der Teilprozesse ‚Bleche einlegen‘, ‚Spannen‘, ‚Fügen‘, ‚Spanner öffnen‘ und ‚ZSB entnehmen‘. Die dargestellten Messverläufe sind repräsentativ für alle anderen Messungen an den Konsolen 1 und 2. Nennenswerte Unterschiede zwischen den Messungen traten lediglich in den zeitlichen Verläufen auf, wie in der Abbildung 5-28 in Bezug auf die Zeitspanne zwischen dem Spannen und dem Fügen zu erkennen ist. Beim Takt n ist diese Zeit etwas länger im Vergleich zum Prozessablauf des Taktes n+1.

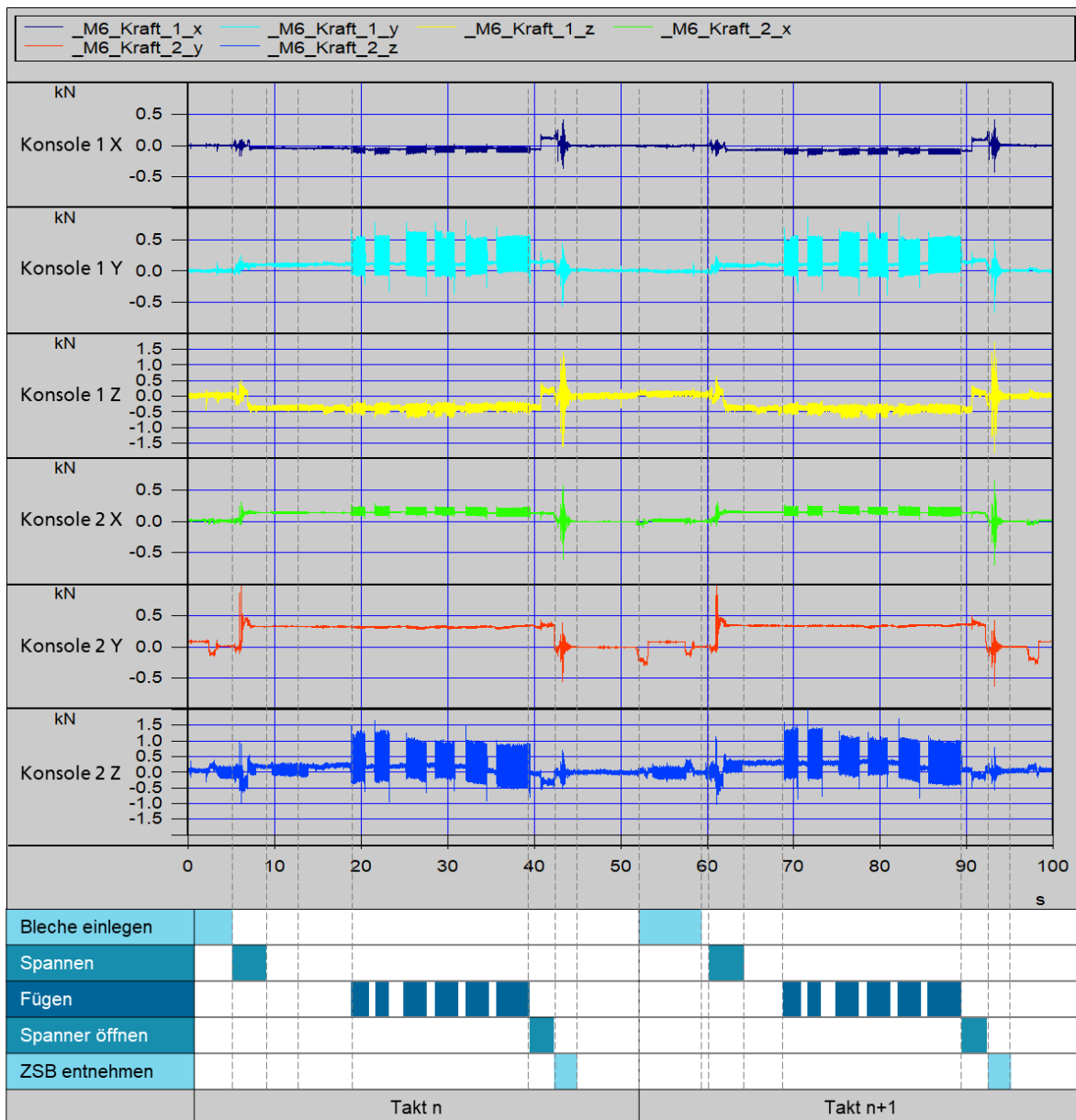


Abbildung 5-28: Lastverläufe der Konsolen 1 und 2 mit Prozessabgleich

Für die Definition der Lastanforderungen an die zu entwickelnde adaptive Vorrichtungstechnik sind vor allem die Maximalkräfte aus den Lastanalysen relevant. Wie in den Messdiagrammen der Abbildung 5-28 zu erkennen liegen die Werte in X- und Y-Richtung vorwiegend zwischen  $\pm 500$  N. Einzelne Peaks, welche speziell beim Schließen der Spanner sowie beim Entnehmen des Bleches auftreten, liegen zwischen  $\pm 1000$  N. Die Maximalwerte in Z-Richtung liegen bei der Konsole 1 zwischen  $\pm 2000$  N und bei der Konsole 2 zwischen  $\pm 1500$  N. Die Kurvenverläufe während des Fügens vor allem an der Konsole 1 in Y-Richtung und an der Konsole 2 in X- und Z-Richtung zeigen deutlich die Fügesequenzen des im Prozess eingesetzten WPS-Schweißverfahrens. Bei der vergrößerten Darstellung eines Abschnittes dieser Schweißsequenz an der Konsole 1 in Y-Richtung in der Abbildung 5-29, ist ein periodischer Kurvenverlauf mit einer Frequenz von ca. 50 Hz zu erkennen. Da der Schweißstrom mit ca. 50 Hz gepulst ist, sind diese Kraftwerte während des Schweißens nur unter Vorbehalt zu verwenden und eher als Störsignal durch den gepulsten Schweißstrom zu definieren. Somit treten die größten Lastausschläge während des Einlegens und Entnehmens sowie beim Spannen der Bauteile auf. Die Lasteintragungen in die Konsolen über den Zeitraum in dem die Bauteile gespannt sind liegen stets zwischen  $\pm 500$  N wobei diese Schwelle nur an der Konsole 1 in Z-Richtung erreicht wird. Die Messkurven für die Konsolen 3, 4 und 5 sind in der Abbildung 5-30 über die Zeit von zwei Fertigungstakten dargestellt. Da in dieser Vorrichtung kein Schweißprozess, sondern lediglich ein Kalibriervorgang stattfindet, sind diese periodischen Kurvenläufe nicht zu erkennen, was die Schlussfolgerung einer Störung der Messkurven der Konsolen 1 und 2 durch den Schweißprozess bestätigt. Bei dem Kalibrierprozess wird der ZSB in die Vorrichtung eingelegt und mit dem Schließen der Spanner im Bereich des Fensterrahmens in eine Solllage gedrückt und über den elastischen Bereich bis in den plastischen Bereich verformt.

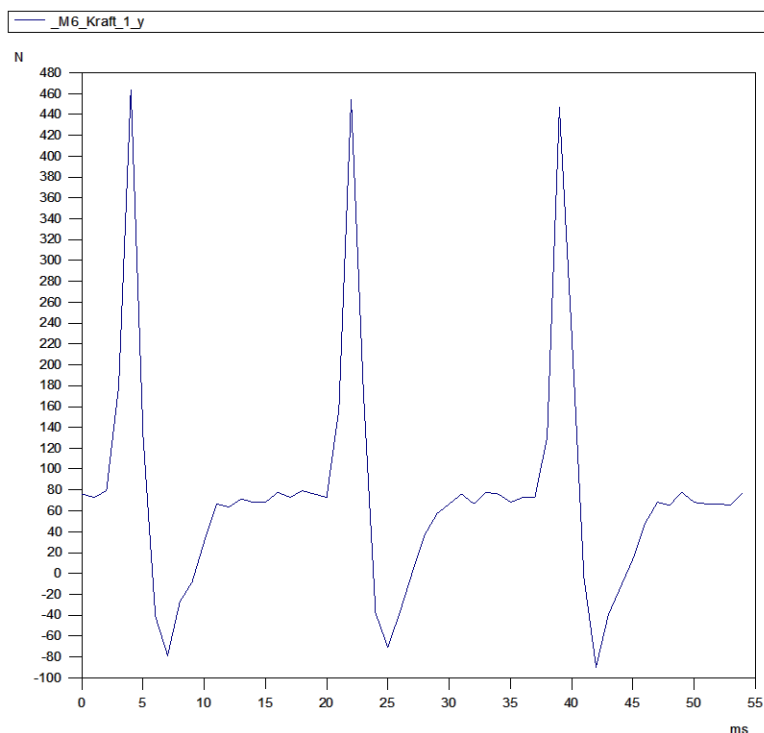


Abbildung 5-29: Messkurve während des Schweißprozesses

Nach dem Öffnen der Spanner geht die elastische Verformung zurück und der Anteil der plastischen Verformung verbleibt im Bauteil. Die maximalen Belastungen während diese Kalibrierprozesses treten an den Konsolen 3 bis 5 in erster Linie beim Schließen und Öffnen der Spanner auf. Bei der Entnahme des ZSB's sind ebenfalls Belastungen zu erkennen, welche durch den roboterbasierten Handlingsprozess ausgelöst werden. In X- und Y-Richtung liegen die Belastungen stets zwischen  $\pm 500$  N. Die Belastungen in Z-Richtung erreichen vor allem an der Konsole 3 Werte bis zu  $\pm 2000$  N. Die Kurvenverläufe der beiden aufeinander folgenden Fertigungstakte sind nahezu identisch, sowohl im Verlauf als auch in den Kraftwerten. Über die gesamten 13 Messungen hinweg gab es keine relevanten Abweichungen der Messwerte, sodass die abgebildeten Kurven repräsentativ für alle Messungen betrachtet werden können. Die Werte für die Konsole 6 sowie die Werte in Z-Richtung an der Konsole 5 wurden, wie bereits in den Erläuterungen zur Tabelle 5-7 beschrieben, aufgrund inkonsistenter Messwerte nicht verwendet.

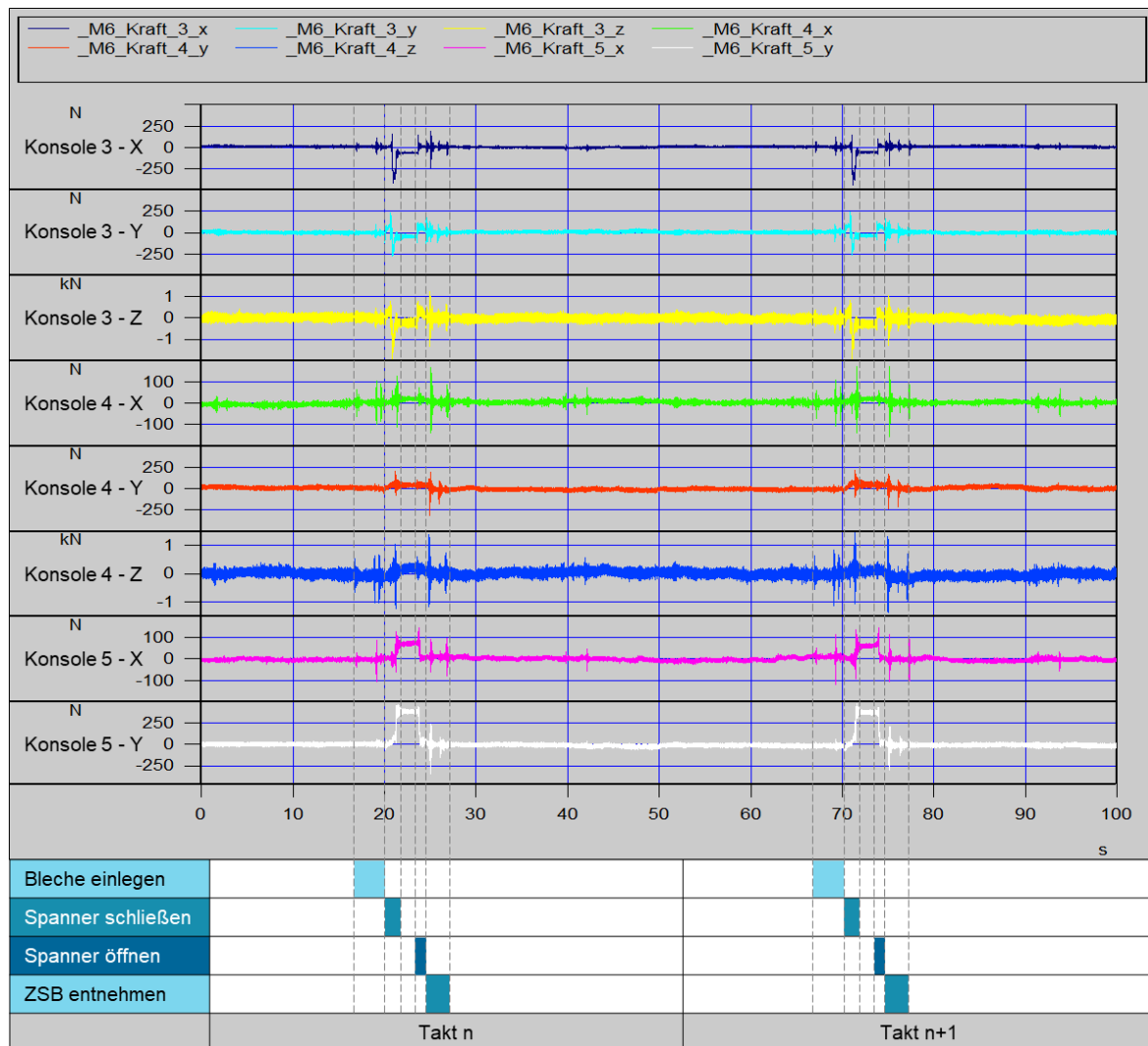


Abbildung 5-30: Lastverläufe der Konsolen 3, 4 und 5 mit Prozessabgleich

#### 5.4.2 Lastanalysen in der Forschungsanlage

Für die Ermittlung der Prozesslasten während des Widerstandspunktschweißens wurden weitere Lastanalysen in der Forschungsanlage des Fraunhofer IWU durchgeführt. Auch dabei wurden die Belastungen während der Fügeprozesse mit Hilfe von DMS an den Spannerkonsolen ermittelt. Für diese Analysen wurde speziell eine Geometriestation zum Fügen von Türinnenblechen und Fensterrahmen ausgewählt, welche in der Abbildung 5-31 dargestellt ist. Die Darstellung a) zeigt die Vorrichtung aufgrund der eingeschränkten Zugänglichkeiten von der Seite. In der Darstellung b) ist eine CAD-Daten-basierte Abbildung der Geometriestation mit eingelegten Bauteilen und bereits nummerierten Konsolen abgebildet. Die Nummerierung wurde dabei nicht fortlaufend von 1 bis 15, sondern für eine bessere Zuordnung der DMS-Messwerte gemäß der Kennzeichnung der Eingänge des verwendeten Messgerätes durchgeführt. Entsprechend des Prozessablaufes und in Bezug auf die Abbildung 4-3 wird die ausgewählte Vorrichtung im Folgenden als Geometriestation 2 bzw. in Kurzform GEO 2 genannt. Für die Bestimmung der geeigneten Positionen der DMS an den Konsolen wurden, wie bereits bei den Konsolen der Serienvorrichtung, FEM-Analysen in *ANSYS Workbench* durchgeführt. Dabei wurden an den Spannungspunkten der jeweiligen Konsolen Lasten von jeweils 2500 N in jede Raumrichtung angetragen und die entsprechenden Dehnungen ausgewertet. In der Abbildung 5-32 sind beispielhaft an der Konsole 19 die Teilschritte für die DMS-Applikation bildlich dargestellt. Die maximalen Dehnungen bei einer kombinierten Belastung von 2500 N treten erwartungsgemäß am vertikalen Profil der Konsole auf, wie in der Darstellung a) an den Verfärbungen zu erkennen ist. Dementsprechend wurden, wie in der Darstellung b) und c) zu erkennen ist, an den gegenüberliegenden Seiten der Konsole die DMS appliziert und zum Schutz vor mechanischen Einflüssen abgedeckt. Nach der Applikation der DMS wurden die Messwerte durch Aufbringen definierter Lasten am Spannungspunkt der jeweiligen Konsole kalibriert. Die Lasten wurden mit Hilfe eines Industrieroboters und einer bereits kalibrierten Kraftmessdose, wie beispielhaft in der Darstellung d) zu erkennen ist, aufgebracht.

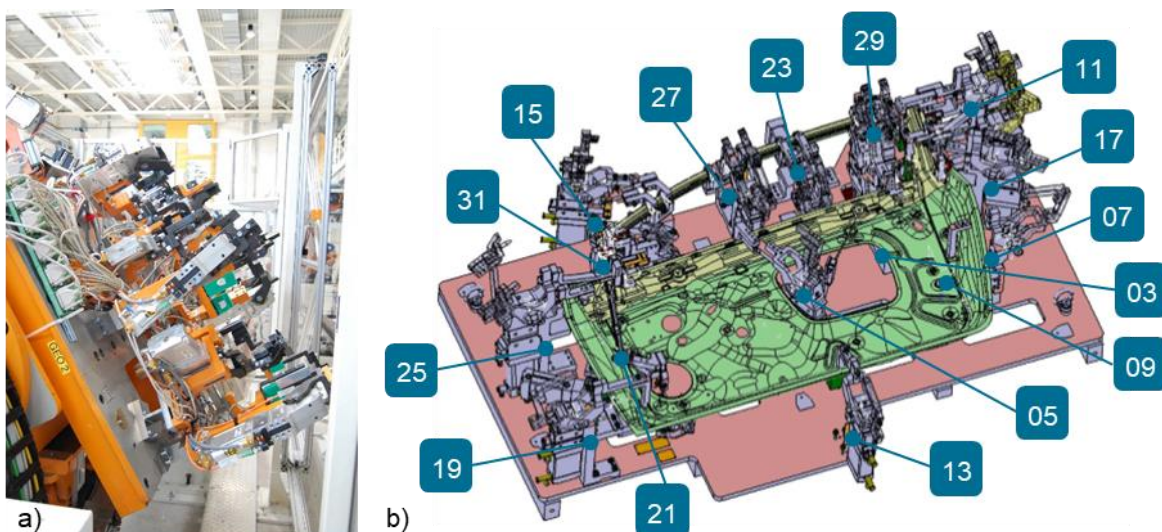


Abbildung 5-31: Geometriestation GEO 2 in der Forschungsanlage a) real; b) CAD-basiert



Abbildung 5-32: DMS-Applikation am Beispiel der Konsole 19

Durch den Einsatz des Industrieroboters konnten die Lasten mit Hilfe von Zugseilen und Druckstäben sehr genau entlang der Koordinatenachsen der Konsolen ausgerichtet werden. Für die Messungen in der Forschungsanlage wurden ebenfalls T-Rosetten-DMS von der Firma *HBM* vom Typ 1-XY31-6/350 eingesetzt. Die Abbildung 5-33 zeigt beispielhaft die Kalibrierdaten der Konsole 19 bei einer Belastung am Spannungspunkt von 2000 N in negativer Z-Richtung. Die linke Kurve im Diagramm zeigt die Dehnung des DMS an der gestauchten Seite der Konsole (K 19 i) und die rechte Kurve die Dehnung des DMS an der gestreckten Seite der Konsole (K 19 a). Wie zu erkennen ist, sind beide Kurvenverläufe nahezu linear und die betragsmäßigen Anstiege der Kurven liegen sehr dicht beieinander, was auf eine relativ homogene Biegung der Konsole mit nahezu mittig liegender Spannungsnulllinie schließen lässt. Nach der Kalibrierung der Messwerte aller applizierten DMS wurden die Prozesskräfte während des Einlegens der Bauteile, dem Spannen, dem Fügen der Bauteile sowie der ZSB-Entnahme ermittelt und ausgewertet. Der Fokus der Messungen lag auf den generellen Belastungen der Konsolen mit den jeweiligen Maximallasten und weniger auf der genauen Zuordnung der Lastrichtungen. In diesem Sinne wurden auch die Applikationen und Kalibrierungen durchgeführt und die Lastdiagramme anschließend ausgewertet, sodass lediglich die Gesamtbelastungen an den Konsolen graphisch dargestellt werden. Die Messungen wurden fünfmal mit unterschiedlichen Bauteilen wiederholt und die Kraftverläufe sowie Kraftwerte miteinander verglichen.

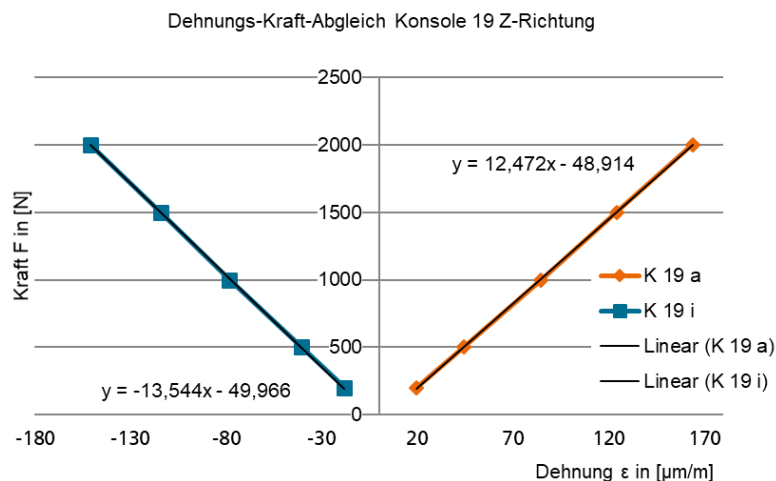
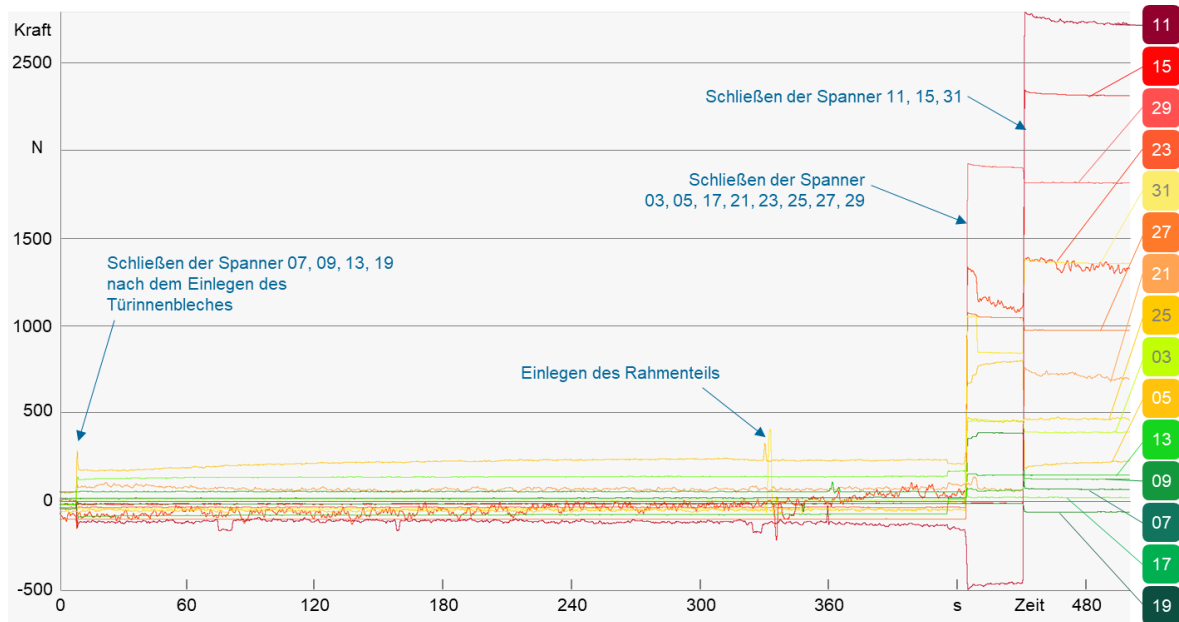


Abbildung 5-33: Kalibrierergebnis der Konsole 19 bei  $F_z = 2000 \text{ N}$



**Abbildung 5-34: Lastverläufe aller Konsolen der GEO 2 beim Spannprozess**

Die einzelnen Messkurven wiesen nur geringe Abweichung mit Unterschieden in den Kraftwerten von ca. 10 % auf. Die Messung mit den höchsten Kraftwerten ist in der Abbildung 5-34 dargestellt. Zu erkennen sind die Kurven der Kraftverläufe aller Konsolen, welche am rechten Rand entsprechend nummeriert sind, während des Einlegens und Spannens der Bauteile. Bei ca. 10 s sind erste Krafteinwirkungen bis zu 300 N zu erkennen, welche durch das Schließen der Spanner 07, 09, 13 und 19 nach dem Einlegen des Türinnenbleches ausgelöst werden. Bei ca. 40 s wird das Rahmenteil in die Vorrichtung eingelegt, was in dem Diagramm durch kurze Lastspitzen bis maximal 450 N zu erkennen ist. Erst beim Schließen der Spanner 03, 05, 17, 21, 23, 25, 27 und 29 bei ca. 425 s steigen die Kräfte sehr unterschiedlich und bis maximal 1900 N an. Nach einer kurzen Zeitverzögerung werden bei ca. 450 s die letzten drei Spanner 11, 15, und 31 geschlossen. Dabei kommt es zu einer weiteren Erhöhung der Lasteintragung vor allem in den Konsolen 11, 15, 23 und 31 mit Maximalwerten bis 2700 N an der Konsole 11. Diese Erhöhungen der Lasteinträge, resultieren aus dem Spannen der Bauteile in den relativ steifen Bauteilbereichen des Spiegeldreiecks und dem Bereich zwischen Banane und B-Säule (vgl. Abbildung 4-5). Beobachtungen des Spannprozesses zeigen ein Verformen der Bauteile sowohl beim Schließen der Spanner 03, 05, 17, 21, 23, 25, 27, 29 als auch beim Schließen der Spanner 11, 15, 23. Geometrische Unterschiede zwischen den Bauteilen und den Spannkonturen der Vorrichtung führen zu einem Verdrücken der Bauteile in die durch die Vorrichtung vorgegebene Solllage. Aufgrund der Eigensteifigkeiten der Bauteile kommt es zu den genannten Lasteinträgen, welche über die Spannkonturen aufgenommen und über die Konsolen abgeleitet werden. Im weiteren Prozessverlauf, bei dem die Bauteile durch Widerstandspunktschweißen miteinander gefügt werden, treten nur an einzelnen Konsolen Änderungen der Kräfte auf. In der Abbildung 5-35 sind die Kurven der Kraftverläufe der Konsolen 11, 15, 29, 23 und 31 über den gesamten Prozess dargestellt. Die anderen Konsolen weisen im Verlauf des Fügens und der anschließenden Bauteilentnahme keine nennenswerten Kraftänderungen auf und sind daher nicht mit abgebildet.



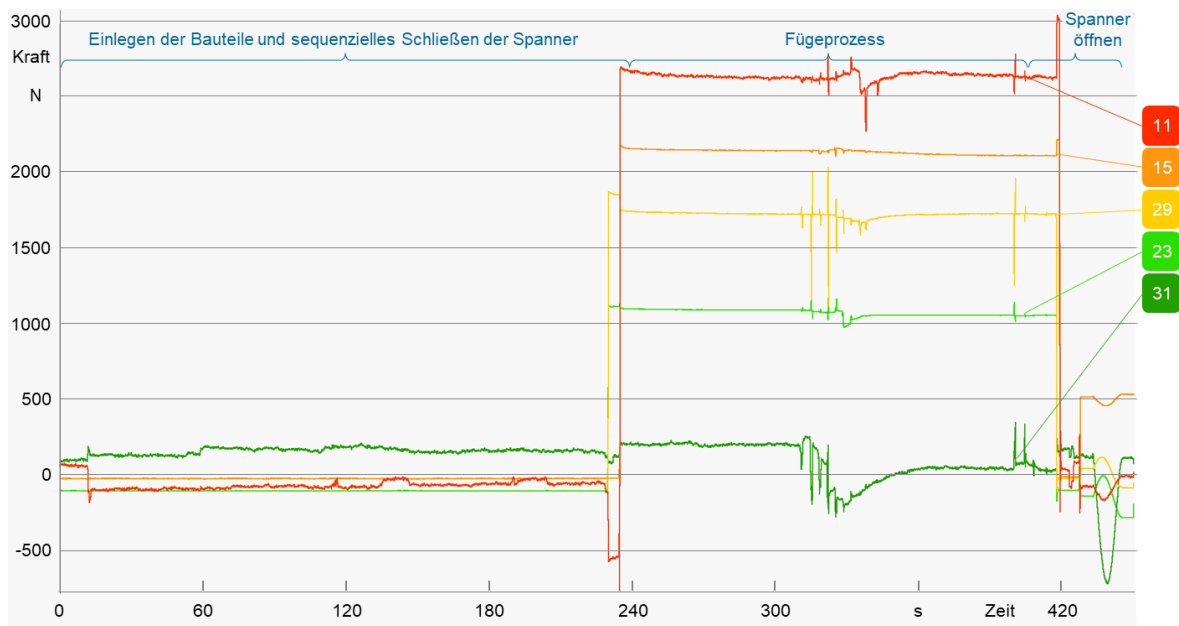


Abbildung 5-35: Lastverläufe Konsolen 11, 15, 29, 23, 31 im Gesamtprozess

Da bei den Untersuchungen zu den Einflüssen der Spannvorgänge der Prozessablauf für die Erfassung visueller Vorgänge teilweise unterbrochen wurde, ist die Zeiteinteilung der beiden Diagramme der Abbildung 5-34 und Abbildung 5-35 nicht identisch. Zur besseren Zuordnung der Prozessabschnitte sind diese in der Abbildung 5-35 oben gekennzeichnet. Der Bereich von 0 s bis 240 s ist der Spannprozess, welcher bereits in der Abbildung 5-34 detaillierter dargestellt ist. Der Bereich des Fügeprozesses ist von 240 s bis ca. 410 s dargestellt. Die größten Lasteinflüsse während des Fügens werden an der Konsole 29 mit zusätzlichen Ausschlägen um  $\pm 500$  N detektiert. Die Maximalkraft an der Konsole 29 erhöht sich bei ca. 320 s auf ca. 2000 N. Bei der Konsole 11 kommt es aufgrund des Fügeprozesses zu einer Maximallasterhöhung im Vergleich zum Spannprozess um 50 N auf 2750 N. Die Konsolen 15, 23 und 31 erfahren während des Fügens relativ geringe Lasterhöhungen um maximal 100 N. Am Lastverlauf der Konsole 31 ist zudem auffällig, dass die Lasteinträge von 200 N aus dem Spannprozess, während des Fügens kurzzeitig aufgehoben werden und in den negativen Bereich ausschlagen. Die Konsole wird dementsprechend beim Ansetzen der Fügezange und dem Setzen des Fügepunktes in die entgegengesetzte Richtung belastet. Wie in dem Diagramm zu erkennen ist, erfahren die Konsolen nach dem Fügeprozess bei 420 s eine weitere Belastung. Diese Lasteinflüsse resultieren aus dem zeitversetzten Öffnen anderer Spanner, sodass die hier abgebildeten Konsolen zusätzliche Lasten aus den Eigenspannungen des ZSB's aufnehmen müssen. Dadurch erhöht sich, vor allem an der bereits am stärksten belasteten Konsole 11 im Bereich von Banane und B-Säule, die Maximallast auf ca. 3000 N. In den Lastverläufen ist deutlich zu erkennen, dass die größten Belastungen durch das Spannen der Bauteile hervorgerufen werden. Zum Teil unerwartet waren die Lasteinflüsse während des Fügens mit der Widerstandspunktschweißzange, da diese einen pneumatischen Zangenausgleich besitzt, welcher ein ungenaues Positionieren der Elektroden am Schweißpunkt ausgleicht. Dadurch, dass die beiden Fügepartner durch die Schweißzange lokal aneinandergedrückt werden, kommt es aufgrund der

Bauteilsteifigkeiten und Eigenspannungen dennoch zu den dargestellten Belastungen an einigen wenigen Konsolen. Nachträgliche Justagen der Position des Spannungspunktes der Konsole 11 führten zu deutlichen Verringerungen der Gesamtlasten in dieser Konsole vor allem während des Spanns der Bauteile. Nach Rücksprache mit Experten aus dem Bereich der Serienfertigung von derartigen Türen, sind Überdrückungen der Bauteile in dem hier vorliegenden Ausmaß eher selten aber nicht ausgeschlossen. Die in der Versuchsanlage ermittelten Maximallasten an den Konsolen werden somit ebenso wie die in der Serienanlage ermittelten Lastverläufe im weiteren Verlauf bei der Definition der Anforderungen für die Entwicklung der adaptiven Vorrichtungstechnik verwendet und zu Grunde gelegt. Zusammenfassend sind in der Abbildung 5-36 die Beträge der Maximallasten an allen Konsolen der GEO 2 in der Versuchsanlage des IWU dargestellt. Auf Basis der Kalibrierdaten und lastfreien Grundpegel sind die Werte mit einer Genauigkeit auf 50 Newton angegeben. Konsolen mit einer relativ geringen maximalen Belastung unter 1000 N sind in der Abbildung grün, mittlere Belastungen zwischen 1000 N und 2000 N orange und Lasteinträge ab 2000 N und höher sind rot angetragen. Dabei ist zu erkennen, dass die mittleren und höheren Lasten ausschließlich in den Bereichen auftreten, in denen der Fensterrahmen mit dem Türinnenteil zusammengespannt werden. Die Bereiche, in denen nur das Türinnenteil fixiert wird, werden stets mit weniger als 1000 N belastet. Dies ist wiederum auf die höhere Eigensteifigkeit des Fensterrahmens zurückzuführen. Der Fensterrahmen fungiert als Verstärkungsbau teil, weist daher eine höhere Blechdicke auf und soll die Gesamtsteifigkeit der Tür erhöhen. Beim Verspannen des steiferen Fensterrahmens in die Soll lage sind somit höhere Kräfte erforderlich als bei dem dünneren und weicheren Türinnenblech. Auf Basis der analysierten Lasten und mit einem Sicherheitsfaktor von  $S = 1,5$  wird für eine zu entwickelnde Standardkinematik die maximale Lastaufnahme welche am TCP des Spanners angreift mit 4500 N in vertikaler Z-Richtung und 2000 N in horizontaler X- und Y-Richtung definiert.

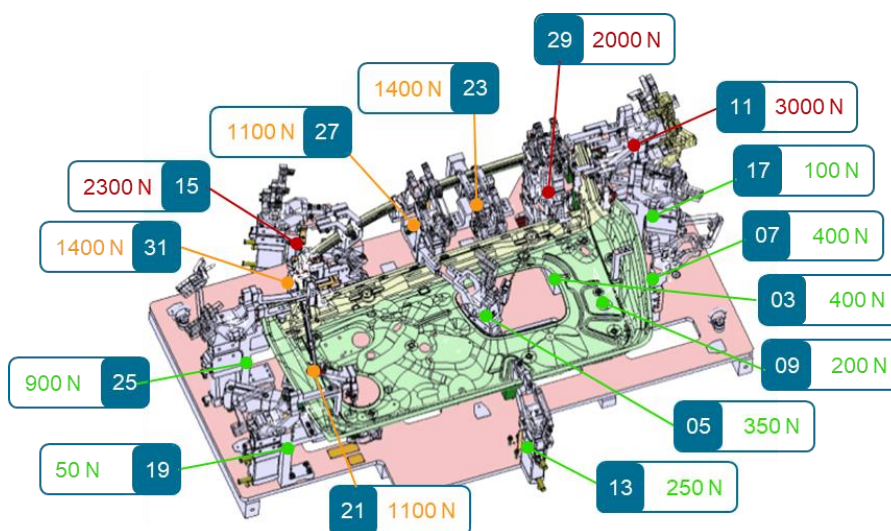


Abbildung 5-36: Maximallasten an den Konsolen der GEO 2



## 5.5 Bauraumuntersuchungen

Für die Entwicklung der adaptiven Vorrichtungstechnik sollen die bisherigen starren Konsolen durch kinematische Systeme ersetzt werden. Aktuelle Spannerkonsolen werden, sofern es die Bauräume innerhalb der Vorrichtung zulassen, zum Teil als Standardkonsolen mit rechteckigem oder T-förmigen Grundprofil gemäß Abbildung 2-10 ausgeführt. Aufgrund der oft eingeschränkten Bauräume durch die hohe Spannungsdichte werden zudem vorwiegend individuell gestaltete Konsolen eingesetzt, welche den vorhandenen Bauraum nutzen, um eine möglichst kurze und steife Verbindung von Spanner und Vorrichtungsgrundplatte zu realisieren. Die zu entwickelnden Kinematiksyste-me zur Positionierung der Spanner sollen möglichst universell und modular eingesetzt werden können, daher ist eine genauere Analyse der Bauräume erforderlich. Im Kapitel 5.1 wurden bereits die Spannstellen analysiert und am Beispiel von vier Türmodellen deren Verteilung dargestellt. Diese Verteilung der Spannpunkte sowie der beiden Haupt-RPS-Punkte des Türinnenteils ist in der Abbildung 5-37 dargestellt. Die Positionen der beiden RPS sind bei der Darstellung über die drei Bauteile hinweg stark ausgemittelt, da diese, wie bereits in Kapitel 5.2 analysiert, sehr unterschiedlich lokalisiert sind. Wie bereits unter 5.1 beschrieben, ist es erforderlich die bisherigen Doppelspannpunkte im Fensterrahmenbereich aufzulösen, sodass die einzelnen Spannpunkte separat positionierbar sind. Für die flexible Positionierung aller Spann- und RPS-Punkte sind demnach 25 einzelne Kinematiksyste-me erforderlich, welche möglichst nah an den jeweiligen Punkten positioniert werden müssen. Im Bereich des Fensterrahmens zeigt sich nunmehr die hohe Spannungsdichte, welche der Grund für die anfängliche Auswahl und Definition der Türen als kritischstes Bauteil sowie der GEO 2 als kritischste Spannvorrichtung für eine möglichst universelle Lösungsfindung einer adaptiven Vorrichtung war. In diesem Bereich von ca. 1000 mm sind in Summe zehn Spannpunkte mit entsprechenden Positionierkinematiken zu platzieren. Die Einteilung der Bauräume wurde dabei zunächst zweidimensional entlang der Bauteilhauptausdehnung durchgeführt.

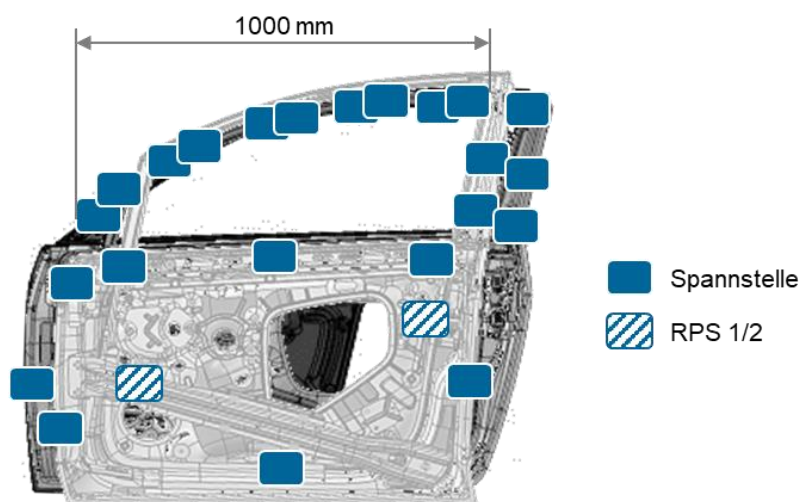


Abbildung 5-37: Spann- und RPS-Punktverteilung

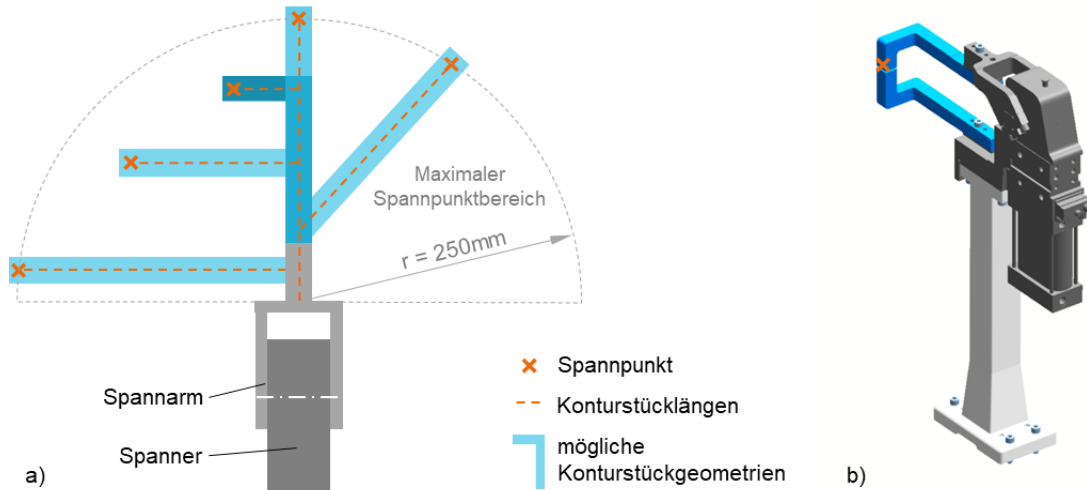


Abbildung 5-38: Spannerbezogener Spannungsbereich a) Ansicht von oben; b) 3D-Beispiel

Zudem wurde eine weitere Randbedingung aus den Konstruktionsrichtlinien des Werkzeugbaus von Karosseriebauanlagen zu Grunde gelegt, welche vorgibt, dass die Konturstücke an den Spannern, wie in der Abbildung 5-38 dargestellt, eine maximale Auskrägung von 250 mm nicht überschreiten sollen. Dies beschränkt die maximale Entfernung des jeweiligen Spanners vom zu erreichenden Spannungspunkt. Für die Definition der Bauräume können unterschiedliche Methoden angewendet werden. Zunächst wird der Gesamtbereich der Tür entsprechend der Anzahl der Spann- und RPS-Punkte in 25 Einzelbereiche aufgeteilt. Für eine gleichmäßige Verteilung der Bereiche zwischen zwei Punkten werden, wie in der Abbildung 5-39 dargestellt, jeweils die Mittelsenkrechten gebildet. Die Erstellung der Mittelsenkrechten erfolgt beispielsweise mit Hilfe von Kreisen, welche konzentrisch zu den Spann- und RPS-Punkten angeordnet werden. Die Verbindung der Schnittpunkte zweier gleichgroßer Hilfskreise ergibt die jeweilige Mittelsenkrechte. Aufgrund der unterschiedlichen Spannungstabstände werden unterschiedliche Kreisdurchmesser verwendet. Die Schnittpunkte der Mittelsenkrechten bilden Eckpunkte von einzelnen Vielecken.

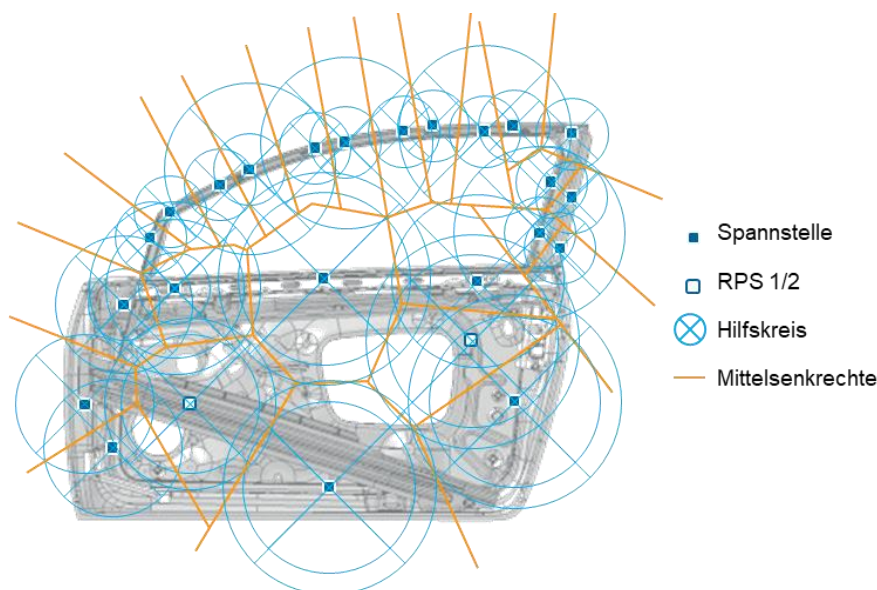
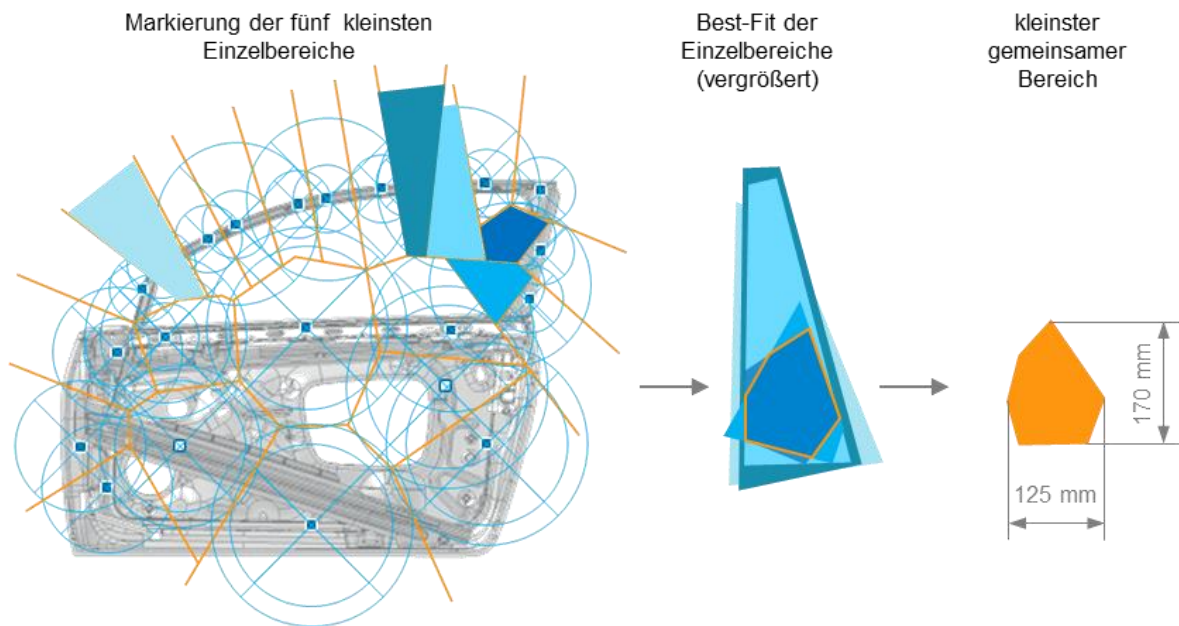
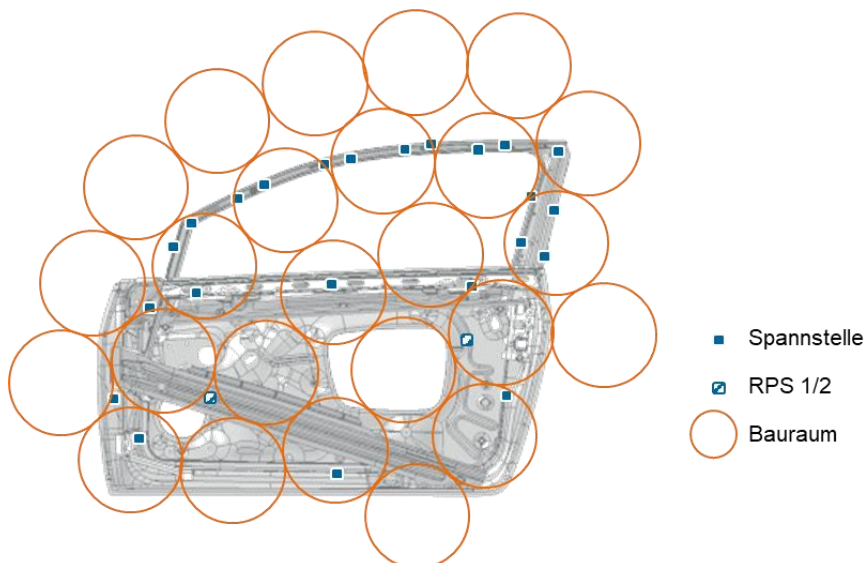


Abbildung 5-39: Einteilung der Einzelbauräume



**Abbildung 5-40: Bauraumdefinition Methode 1**

Jedes Vieleck verkörpert den Flächenbereich welcher für die Platzierung einer Stellkinematik eines Spann- oder RPS-Punktes zur Verfügung steht. Da die Kinematiken alle baugleich sein sollen, wird aus allen Einzelbereichen, wie in der Abbildung 5-40 dargestellt, der kleinste gemeinsame Bereich ermittelt. Dieser, mit Hilfe der Best-Fit-Methode bestimmte Bereich, hat eine maximalen Breite von ca. 125 mm und eine maximale Länge von ca. 170 mm. Diese Fläche ist kaum größer als eine Grundfläche einer standardmäßig eingesetzten starren Spannerkonsole. Da dies lediglich die kleinste gemeinsame Fläche ist, verbleibt bei einer gleichmäßigen Verteilung dieser Fläche an den 25 Spann- und RPS-Punkten ein Großteil der Gesamtfläche ungenutzt. Somit ist diese Methode der Bauraumaufteilung nicht zielführend. Als weitere Methode zur Bauraumdefinition wurde für jeden Spann- und RPS-Punkt ein Kreis eingefügt. Der Mittelpunkt eines Kreises ist dabei maximal 25 mm vom nächsten Spannungspunkt entfernt, was die maximale Konturstücklänge verdeutlicht.



**Abbildung 5-41: Bauraumdefinition Methode 2**

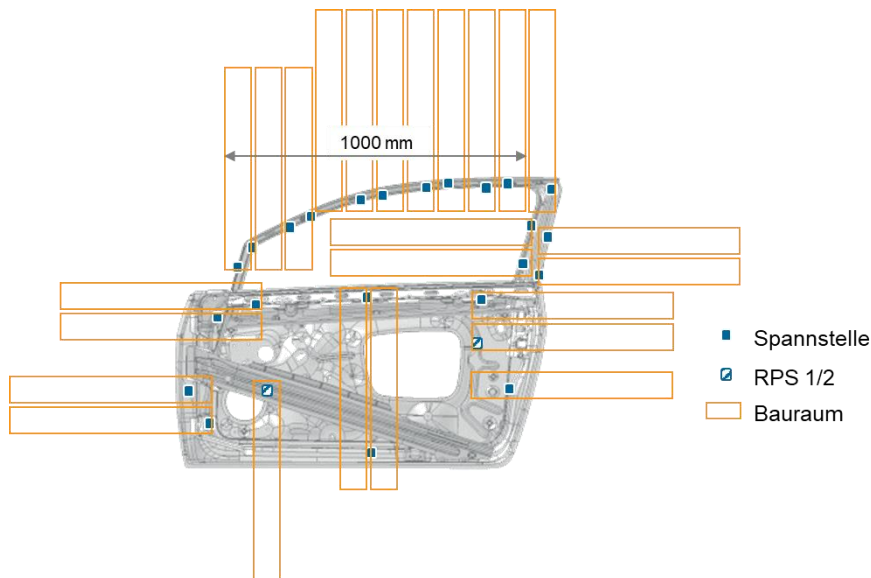


Abbildung 5-42: Bauraumdefinition Methode 3

Die Kreisdurchmesser wurden anschließend solange vergrößert, bis es zu ersten Überschneidungen der Kreise kommt. Das Ergebnis mit maximalen Kreisdurchmessern von ca. 275 mm ist in der Abbildung 5-41 dargestellt. Mit dieser Fläche ist der erforderliche Stellbereich in der Ebene von 200 mm · 200 mm theoretisch realisierbar.

Die dritte Methode zur Bauraumeinteilung basiert auf der hohen Spannpunktdichte entlang des Fensterrahmens und dem theoretisch unbegrenzten Raum um die Bauteile herum. Die Breite des Bereiches der 10 Spannpunkte an der Banane von 1000 mm wird auf 10 Einzelbauräume aufgeteilt. Bei orthogonaler Anordnung der Bauräume um das Türbauteil herum, wie in Abbildung 5-42 dargestellt, sind die Längen der Bauräume theoretisch unbegrenzt. Lediglich die Spannpunkte in der Bauteilmitte beschränken diese Längen. Mit einem Abstand zwischen den Bauräumen von 10 mm für eventuelle Positionskorrekturen ergibt sich somit ein einheitlicher Bauraum von ca. 90 mm · 800 mm. In der Abbildung 5-43 sind die unterschiedlichen Bauräume an der Beispieltür übereinandergelegt sowie als dreidimensionale Volumenkörper nebeneinander dargestellt.

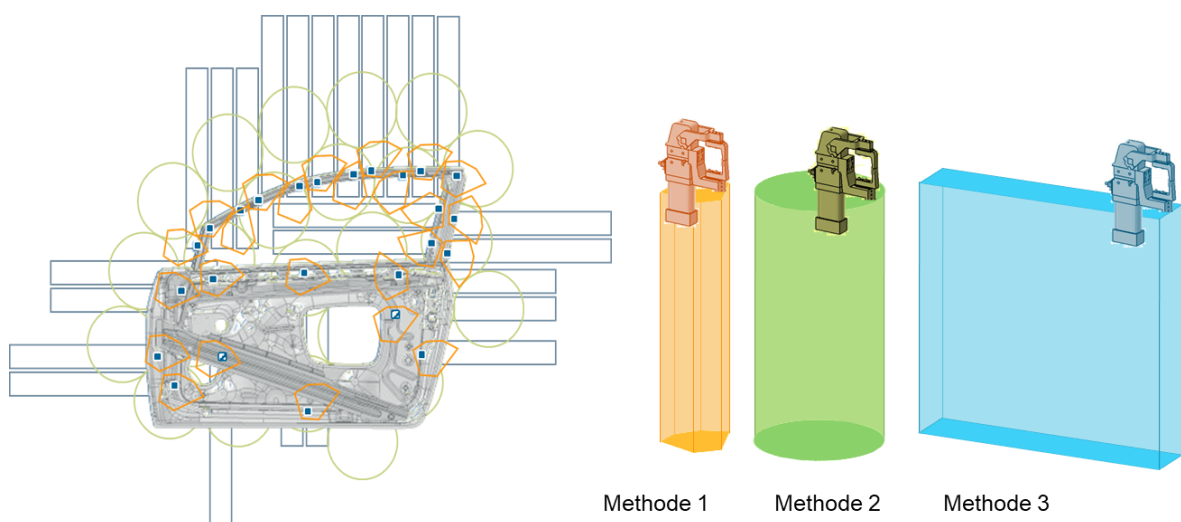


Abbildung 5-43: Vergleich der Bauräume

Die Bauräume der Methode 1, welche in der Darstellung orange eingefärbt sind, haben das kleinste Volumen. Somit sind diese sehr günstig an den Spannungspunkten anzuordnen und benötigen insgesamt die geringste Fläche. Der Vergleich zwischen der Methode 2, welche grün eingefärbt ist und 3, welche blau gekennzeichnet ist, zeigt, dass bei der Methode 2 insgesamt weniger Fläche für die Kinematiken beansprucht wird. Die Bauräume einiger Kinematiken vor allem im Fensterrahmenbereich sind aber weiter von den Spannungspunkten entfernt. Bei der Methode 3 hingegen wird in Summe eine größere Fläche für die Kinematiken benötigt, dafür liegen alle Bauräume unmittelbar an den jeweiligen Spannungspunkten. Die Auswahl bzw. abschließende Definition der Bauräume in der Ebene sowie im dreidimensionalen Raum ist auch von der Art der Kinematik abhängig. Diesbezüglich ist die parallele Grobkonzeptionierung und Auswahl von Kinematikvarianten erforderlich, welche im folgenden Kapitel beschrieben werden. Die dargestellten Bauräume dienen dabei als Orientierung für die Umsetzbarkeit.

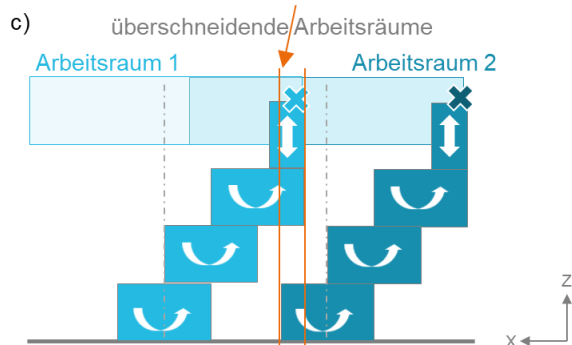
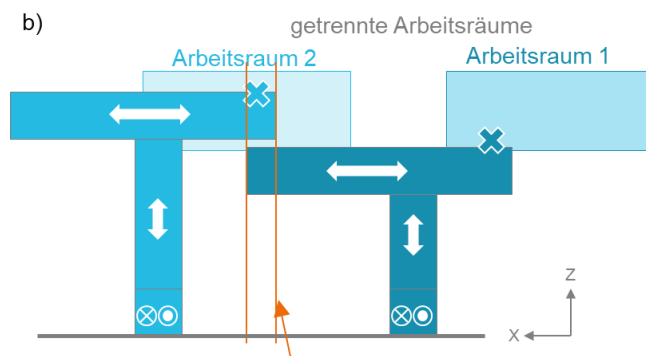
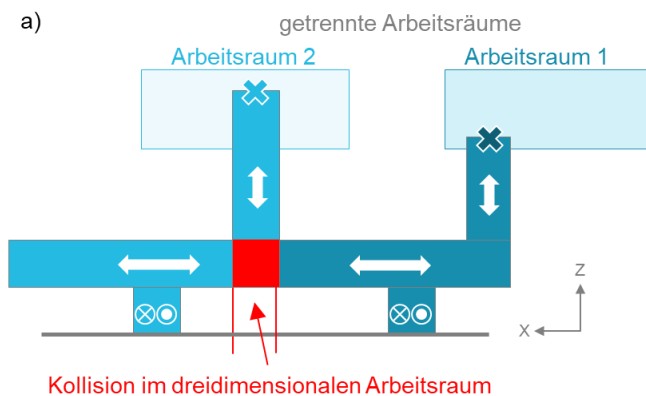


Abbildung 5-44: Beispiele überschneidender Bauräume

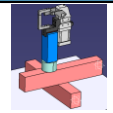
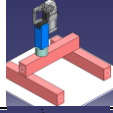
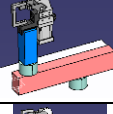
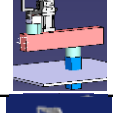
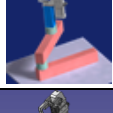
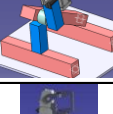

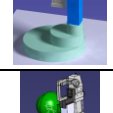
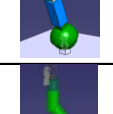
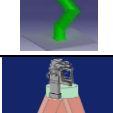

Ein direkter Rückschluss von der Aufteilung der Bauräume in der Ebene auf die Kollisionsfreiheit der Kinematiken im dreidimensionalen Raum ist nicht möglich. Je nach Kinematikvariante können sich die Bereiche in der Ebene der Bauteilhauptausdehnung überschneiden und dennoch ist eine Kollisionsfreiheit gegeben, wie beispielsweise in der Abbildung 5-44 dargestellt ist. Bei einer unterschiedlichen Höhenlage der Kinematikachsen in Bezug auf die vertikale Z-Richtung können sich benachbarte Kinematik über- oder unterfahren. Dies ist sowohl bei getrennten Arbeitsräumen, wie zum Beispiel bei der seriellen Linearachskinematik in der Darstellung b), als auch bei sich überschneidenden Arbeitsräumen, wie beispielsweise bei der Exzenterkinematik in der Darstellung c) abgebildet ist, möglich. Im Gegensatz dazu ist in der Darstellung a) eine Kinematikvariante abgebildet, bei der es trotz getrennter Arbeitsräume, in denen die mit einem x gekennzeichneten Spannungspunkte liegen, zu einer Kollision der Kinematiken kommen kann.

## 5.6 Kinematikkonzeptionierung

Für die Konzeptionierung der Kinematik sind zunächst die zu bedienenden Freiheitsgrade zu bestimmen. Nach den Analysen und Optimierungen im Kapitel 5.1 können die erforderlichen Freiheitsgrade anhand der Positionen und Geometrien der Spannungspunkte abgeleitet werden. Durch die Optimierungen weisen die Spannungpunktgeometrien nur geringe Winkelabweichungen auf, welche mit Hilfe von Pendelaufgaben oder geometrieflexiblen Konturstücken ausgeglichen werden können. Selbst ohne die Optimierungen sind die Winkelabweichungen der Spannkonturen mit weiteren geometrieflexiblen Konturstücken ausgleichbar. Die Spanner selbst werden um das Bauteil herum angeordnet und müssen zwischen den unterschiedlichen Bauteilen in deren Winkellagen nicht zwingend umorientiert werden. Weitere modellübergreifende Winkel Anpassungen sind über die Gestaltung der Konturstücklösungen gemäß Abbildung 5-38 möglich. Somit müssen grundlegend keine rotatorischen Freiheitsgrade an den Spannungspunkten bedient werden und die Kinematiken können folglich so ausgelegt werden, dass diese lediglich die drei translatorischen Freiheitsgrade entlang der Koordinatenachsen ansteuern. Dafür kommen unterschiedliche 3-Achs- oder auch Mehr-Achs-Kinematiken in Form von Parallelkinematiken oder seriellen Kinematiken in Frage. Eine oft umgesetzte Parallelkinematik mit drei Freiheitsgraden ist der Tripod (vgl. Tabelle 5-8; S. 89), welcher grundlegend aus einem zentralen Bauteil besteht, was auf drei Knotenpunkten gelagert ist. Die Ansteuerung der drei Knotenpunkte über drei parallele Stellachsen kann dabei sehr unterschiedlich gestaltet werden. Zum Beispiel können längenveränderliche Stabachsen eingesetzt werden, welche an den Knoten gelenkig gelagert sind oder es werden unveränderliche Stäbe als Koppellelemente eingesetzt, deren Fußpunkte linear oder rotatorisch verschiebbar sind. Im Allgemeinen haben Parallelkinematiken oft einen relativ einfachen Aufbau aus standardisierten Baugruppen und ein relativ gutes statisches Steifigkeitsverhalten. Im Gegenzug bedürfen sie eines relativ großen Bauraumes im Verhältnis zu dem realisierbaren Arbeitsraum sowie einer komplexen Steuerung für die simultane Achsansteuerung zur genauen Positionierung im kartesischen Arbeitsraum. Bei der Ausführung von seriellen Kinematiken sind unterschiedliche Varianten von ausschließlich Linear- oder Rotationsachsen sowie Kombinationen von Linear- und Rotationsachsen möglich. Da die Positionierung lediglich translatorisch entlang der

Achsen im kartesischen Raum erforderlich ist, liegt es nahe eine reine Linearachskinematik einzusetzen. Für die Einschätzung des Potentials unterschiedlicher Kinematikvarianten wurden in der Tabelle 5-8 verschiedene Achskombinationen miteinander verglichen und bewertet. In den bildlichen Darstellungen der elf unterschiedlichen Kinematikkonzepte sind die Linearachsen für die Bewegung in der X-Y-Ebene rot, die Linearachsen zur vertikalen Positionierung in Z-Richtung blau und die Rotationsachsen grün dargestellt.

**Tabelle 5-8: Bewertungstabelle Kinematikvarianten**

Bewertungs-kriterien		erforderliche Achszahl	Kombinierbarkeit	Bauraum (kombinierter) Module	Verhältnis Bauraum-Arbeitsraum	minimaler Spannpunkt-abstand	Steifigkeit	Steuerungs-aufwand	gesamt	Rang
Nr.	Gewichtung	2	2	4	4	4	3	1	-	-
1		5	5	4	4	5	1	5	<b>0,80</b>	2
2		3	5	4	4	5	4	5	<b>0,85</b>	1
3		3	1	3	3	3	2	3	<b>0,53</b>	8
4		3	0	3	4	3	2	3	<b>0,55</b>	6
5		2	4	3	3	2	1	3	<b>0,50</b>	9
6		1	5	2	2	2	3	2	<b>0,47</b>	10
7		3	0	5	4	1	3	4	<b>0,59</b>	5
8		3	0	5	4	1	4	4	<b>0,62</b>	4
9		5	0	5	5	4	1	1	<b>0,70</b>	3
10		3	0	3	4	4	1	1	<b>0,54</b>	7
11		3	0	3	1	0	5	1	<b>0,38</b>	11



Neben unterschiedlichen seriellen Kinematikvarianten wurde zur vergleichenden Bewertung mit der Nummer 11 auch eine Parallelkinematik betrachtet. Mit der Nummer 9 wurde des Weiteren eine Kinematik betrachtet, welche aus zwei Kugelgelenken besteht, die über eine Linearachse miteinander verbunden sind. Die Variante 10 besteht aus vier Koppелеlementen, welche über ansteuerbare Drehgelenke miteinander verbunden sind und ähnelt im Aufbau dem eines Knickarmroboters.

Die Vergabe der Bewertungspunkte erfolgte in Anlehnung an die VDI 2225 mit einer Skala von 0 bis 5, wobei 0 Punkte für unbefriedigende und 5 Punkte für ideale Merkmalsbefüllungen vergeben werden. Für eine bessere Überblicksdarstellung sind die Bewertungsfelder zudem farblich gekennzeichnet, wobei positive Bewertungen grün und negative Bewertungen rot dargestellt sind. Da die Wertigkeit der einzelnen Bewertungskriterien unterschiedlich ist, sind die höherwertigen Kriterien mit einem Gewichtungsfaktor  $g_n$  von 4 und die am geringwertigsten Kriterien mit einem Gewichtungsfaktor von 1 versehen. Der gewichtete Mittelwert der technischen Wertigkeit  $X_g$  wird letztendlich aus der Summe der, mit der jeweiligen Gewichtung multiplizierten, Einzelkriterien  $p_x$ , geteilt durch die maximal mögliche Gesamtbewertung  $p_{max}$ , nach der Formel (8) gebildet.

$$X_g = \frac{g_1 \cdot p_1 + g_2 \cdot p_2 + \dots + g_n \cdot p_x}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) \cdot p_{max}} \quad (8)$$

Ein Wert über 0,8 entspricht dabei einer bereits sehr guten Lösung, ein Wert unter 0,6 kennzeichnet die Variante eher als unbefriedigend. [VDI98]

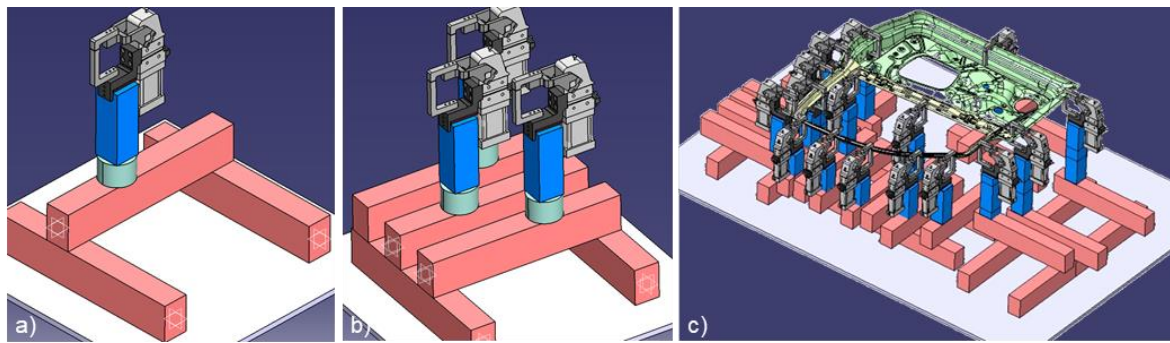
Für die Bewertung der unterschiedlichen Kinematikvarianten wurden folgende Kriterien mit den entsprechenden Gewichtungen verwendet:

- **Erforderliche Achszahl** (Gewichtung 2)  
Bewertet wird die mindestens notwendige Anzahl an Achsen für die translatorische Positionierung des Spanners im erforderlichen dreidimensionalen Raum. Dabei wird ebenfalls die gleichbleibende Ausrichtung bzw. Orientierung des Spanners in die Bewertung mit einbezogen. Die erforderliche Achszahl wird wie folgt bewertet: 3 Achsen = 5 Punkte; 4 Achsen = 3 Punkte; 5 Achsen = 2 Punkte; 6 Achsen = 1 Punkt.
- **Kombinierbarkeit** (Gewichtung 2)  
Bewertet wird, inwieweit mehrere baugleiche Kinematiken miteinander kombiniert werden können, indem sie gemeinsame Achsen nutzen und dennoch unabhängig voneinander positioniert werden können.
- **Bauraum (kombinierter) Module** (Gewichtung 4)  
Bewertet wird die relative Größe des Bauraumes der Kinematik im Verbund mit weiteren baugleichen Kinematiken. Sollten mehrere baugleiche Kinematiken miteinander kombiniert werden können, wird somit der gemeinsame Bauraum berücksichtigt und entsprechend positiver bewertet. Bei der Einschätzung des Bauraumes wird von einheitlichen Größen der Einzelachsen ausgegangen. Diesbezügliche Defizite bei der Lastaufnahme oder dem Arbeitsraum werden in den weiteren Kriterien berücksichtigt.



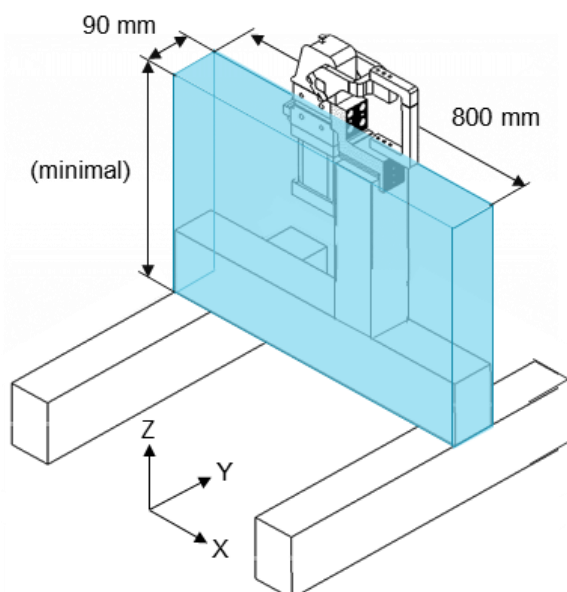
- **Verhältnis Bauraum – Arbeitsraum** (Gewichtung 4)  
Bewertet werden die Arbeitsräume der Kinematiken in Relation zu den Bauräumen. Dabei wird wiederum eine mögliche Kombinierbarkeit baugleicher Kinematiken sowie eine eventuelle negative Beeinflussung benachbarter, nicht kombinierter Kinematiken berücksichtigt.
- **Minimaler Spannpunktstand** (Gewichtung 4)  
Bewertet wird der minimal realisierbare Spannpunktstand von mindestens vier nebeneinander positionierter, baugleicher Kinematiken im Vorrichtungsverbund unter Berücksichtigung einer möglichen Kombinierbarkeit. Die Ideallösung ist hierbei ein direktes Nebeneinanderpositionieren mehrerer Spanner, welche eine Breite von ca. 80 mm aufweisen.
- **Steifigkeit** (Gewichtung 3)  
Bewertet wird die relative Steifigkeit der Kinematik mit dem Fokus auf die vertikale Lastaufnahme. Dabei wird von einheitlichen Größen der Einzelachsen ausgegangen. Kinematikbedingte Auskragungen und Überstände in möglichen Extrempositionen fließen entsprechend negativ in die Bewertung ein.
- **Steuerungsaufwand** (Gewichtung 1)  
Bewertet wird die relative Komplexität des Kinematikaufbaus in Bezug auf die steuerungstechnische Positionierung der Spanner. Die Ideallösung bei der geforderten Positionierung des Spanners ist demnach eine Anordnung von drei Linearachsen entlang der kartesischen Raumachsen. Zudem wurde eine mögliche Beeinflussung und Kollisionsgefahr mehrerer baugleicher Kinematiken berücksichtigt.

Bei den Gewichtungen liegt der Fokus mit einem Gewichtungsfaktor von 4 auf den Bewertungskriterien zu Bauraum und Arbeitsraum. Aus den Ergebnissen der Bauteil-, Spannpunkt- und Bauraumanalysen sowie im Vergleich zu den Lösungsansätzen im Stand der Technik sind diese Kriterien entscheidend für eine funktionale, modular einsetzbare und wirtschaftliche Lösungsgestaltung. In Spannsituationen mit sehr hohen Spannpunktdichten führt eine schlechte Erfüllung dieser Kriterien zu einer nicht praktikablen Lösung. Mit einem Gewichtungsfaktor von 3 wurde die Steifigkeit als zweitstärkstes Bewertungskriterium versehen. Dies erschließt sich aus den hohen Genauigkeitsanforderungen und den Ergebnissen der Prozesslastanalysen. Da hier eine mögliche Nachregelung von Nachgiebigkeiten über die eingesetzten Kinematikachsen in Betracht gezogen werden kann, ist dieses Kriterium etwas schwächer gewichtet. Die Bewertungskriterien Achszahl und Kombinierbarkeit werden mit einer Gewichtung von 2 belegt. Diesbezüglich besteht weniger der Einfluss auf die Funktionalität, sondern eher auf eine möglichst effiziente Gestaltung der Kinematiken. Am geringsten gewichtet wurde der Steuerungsaufwand mit einer Gewichtung von 1. Dieser ist durchaus zu berücksichtigen, jedoch durch entsprechende vorzugsweise Einmalaufwände in der Umsetzung und Programmierung stets umsetzbar.



**Abbildung 5-45: bevorzugtes Kinematikkonzept**

Gemäß der durchgeführten Bewertung ist die bevorzugte Kinematikvariante das Konzept mit der Nummer 2, welches in der Abbildung 5-45 zum einen in der Darstellung a) als Einzelkinematik, in der Darstellung b) als kombinierte Kinematik sowie in der Darstellung c) im beispielhaften Vorrichtungsverbund abgebildet ist. Diese Konzeptlösung besteht grundlegend aus einer Kombination von Linearachsen, welche entsprechend des dreidimensionalen kartesischen Raumes angeordnet sind. Durch eine optionale Ergänzung mit einer Drehachse, wie sie in den Darstellung a) und b) grün dargestellt ist, kann ein zusätzlicher Freiheitsgrad für die Orientierung des Spanners um die vertikale Achse realisiert werden. Die mögliche Kombination mehrerer Kinematiken in Form der gemeinsamen Nutzung der unteren Linearachse führt mit diesem Konzept zu einer sehr guten Bauraumausnutzung und einer entsprechend großen Ableitung der Arbeitsräume. Durch diese Kombination können mehrere benachbarte Kinematikmodule dicht aneinander positioniert und somit ein sehr kleiner Spannabstand realisiert werden. Die doppelt ausgeführte untere Achse führt zu einem portalähnlichen Aufbau und erhöht die Steifigkeit und Lastaufnahme der Gesamtkinematik. Bei dem Abgleich des bevorzugten Kinematikkonzeptes mit den definierten Bauraumvarianten der Abbildung 5-43 zeigt die Variante der Methode 3 die beste Übereinstimmung.



**Abbildung 5-46: Vorzugskinematik mit Bauraumdefinition**

Da die untere Achse kinematikübergreifend genutzt werden kann, beschränkt sich die Bauraumvorgabe zunächst auf die beiden oberen Linearachsen der Kinematik. Dennoch muss bei der Entwicklung und Auskonstruktion der Kinematik berücksichtigt werden, dass die bewegten Bauteile der unteren Achse ein Zusammenfahren mehrerer benachbarter Spanner mit einem minimalen Abstand von 100 mm nicht verhindern dürfen. Die Abbildung 5-46 zeigt das Grobkonzept der ausgewählten Kinematik überlagert mit dem definierten Bauraum aus Kapitel 5.5. Die Z-Ausdehnung des Bauraumes respektive die Höhe der Kinematik ist nicht fest vorgegeben, sollte für eine hinreichende Steifigkeit der Kinematik jedoch so gering wie möglich gehalten werden, ohne die vorgegebene Breite mit 90 mm und Länge mit 800 mm des Bauraumes zu überschreiten. Die untere Achse sollte in den Abmaßen die vorgegebenen 800 mm ebenfalls nicht überschreiten und bezüglich der Bauhöhe so gering wie möglich gehalten werden. Die Breite von 90 mm gilt für alle Bauteile der Kinematik, welche nicht kinematikübergreifend fungieren, sondern einem einzigen Spanner zugeordnet werden.

### **5.7 Konkretisierung der Anforderungen auf Basis der Analysen**

Die allgemeinen Anforderungen an die Betriebsmittel können abstrahiert in qualitative und quantitative Anforderungen unterteilt werden. Die qualitativen Parameter für Betriebsmittel zum Fügen von Bauteilen lassen sich beispielsweise auf Basis des Fügbarkeitsdiagramm aus der Abbildung 2-27 beschreiben. Dieses Fügbarkeitsdreieck ist in der Abbildung 5-47 erweitert um drei Hauptgruppen der Betriebsmittel sowie um drei Kategorien von Qualitätsmerkmalen dargestellt. Die eingesetzten Werkstoffe der Bauteile bestimmen aufgrund ihrer Eigenschaften wie Dichte, Elastizitätsmodul, Gefügestruktur oder magnetische Permeabilität in Bezug auf die Betriebsmittel vor allem die Auswahl des Handhabesystems und des Fügwerkzeugs. Die Fügeverfahren haben in erster Linie Einfluss auf die Auswahl des Fügwerkzeuges und zudem auf die konstruktive Gestaltung der Spannvorrichtung. Die Spannvorrichtung, welche die zu fügenden Bauteile während des Fügevorganges fixiert, wird am stärksten durch alle drei Parameter des Fügedreiecks beeinflusst. Demnach müssen die Zugänglichkeiten, der anhand der Fügeverfahren ausgewählten Fügwerkzeuge, gewährleistet sein. Des Weiteren müssen die Fügepartner mit den Bauteilkonturen entsprechend der konstruktiven Gestaltung der Fügestellen sicher gespannt und entsprechend den qualitätsrelevanten geometrischen Anforderungen zueinander fixiert werden. Einflüsse, welche die eingesetzte Füge-technologie mit sich bringt, wie zum Beispiel elektromagnetische oder thermische Strahlungen sowie Konduktion dürfen keine Störung innerhalb der Funktion der Spannvorrichtung hervorrufen. In Bezug auf die Werkstoffe muss die Spannvorrichtung die Bauteile sicher fixieren, ohne die Struktur oder die Bauteiloberflächen zu beschädigen. Über allem bzw. allumschließend steht die Qualität, als Vorgabe und entscheidende Zielgröße. Die gewählten Werkstoffe, Verfahren, Konstruktionen sowie die Betriebsmittel müssen im Kern die Fügbarkeit gewährleisten und übergeordnet die Qualitätsvorgaben erfüllen. Die Qualitätsmerkmale und -parameter lassen sich grob in die drei dargestellten Kategorien Maßhaltigkeit, Festigkeit und Oberfläche einteilen.

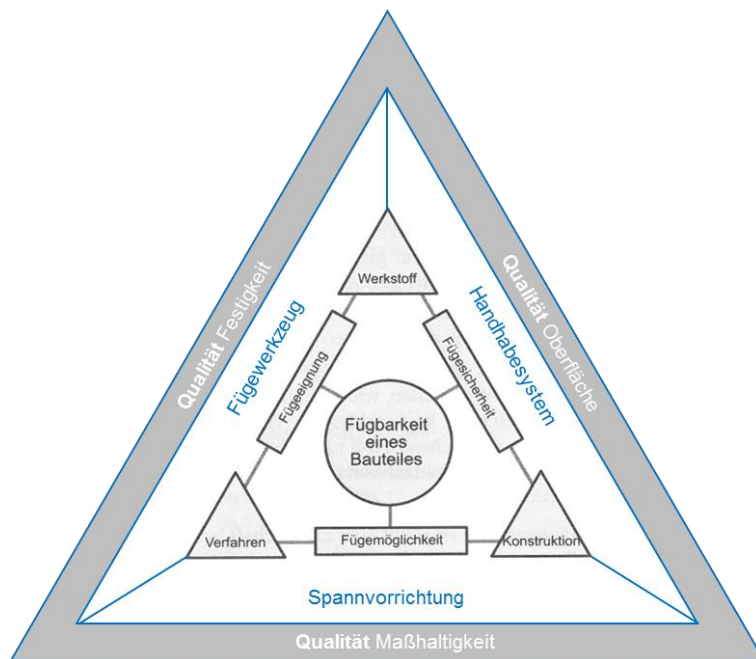


Abbildung 5-47: erweitertes Fügbarkeitsdreieck; in Anlehnung an [MAT03]

Darunter lassen sich alle optischen, geometrischen, haptischen und funktionellen Qualitätsmerkmale einer Fügeverbindung einordnen. Neben den qualitativen Anforderungen gilt es die quantitativen Anforderungen zu erfüllen. Auf Basis der vorangegangenen Analysen, Optimierungen und Definitionen sind in der Tabelle 5-9 die Anforderungen an die adaptive Vorrichtungstechnik mit spezifischem Bezug auf eine zu entwickelnde Standardkinematik zusammengefasst. Die Anforderungen sind grob unterteilt in geometrische, statische, dynamische, elektronische und schutztechnische Forderungen. Die geometrischen Forderungen resultieren aus den Analysen der Kapitel 5.1 zur Spannstellenoptimierung, Kapitel 5.2 zur methodischen Bauteilaufrichtung sowie Kapitel 5.5 zur Bauraumuntersuchung in Kombination mit Kapitel 5.6 zur Kinematikkonzeptionierung. Die Vorgaben zum Bauraum beziehen sich in erster Linie auf die oberen zwei Kinematikachsen, da die untere Achse weitestgehend als gemeinsame kinematikübergreifende Achse eingesetzt werden soll. Der geforderte Arbeitsraum soll grundlegend realisiert werden, mit der bewusst zulässigen Einschränkung, dass dieser durch benachbarte Kinematiken reduziert werden kann. Dabei ist die enge Positionierbarkeit benachbarter Kinematiken ein stärkeres Kriterium als der jederzeit erreichbare Arbeitsraum. Die Forderung der kleinstmöglichen Rasterung von 100 mm bedingt zudem die Breite des Bau- raumes, welcher sich, mit einem Freiraum von 10 mm zwischen den Kinematiken mit 90 mm ergibt. Die statischen Forderungen in Bezug auf die technische Mechanik basieren auf den Ergebnissen der Prozesslastanalysen aus dem Kapitel 5.4. Mit den Vorgaben zu den maximalen Konturstück- längen basierend auf den werkzeugausspezifischen Konstruktionsrichtlinien ergibt sich neben den externen Kräften ein maximal aufzunehmendes Kippmoment von 1125 Nm. Die dynamischen Forderungen ergeben sich aus den Recherchen zum Stand der Technik sowie aus den Prozess- ablaufanalysen im Zusammenhang mit den Prozesslastanalysen. Die Forderung der maximalen Einstelldauer beruht auf den Prozesszeiten, bei denen durchschnittlich fünf Sekunden zwischen der Entnahme des gefügten ZSB's und dem Einlegen der neuen Einzelteile liegen.

In dieser Zeitspanne ist ein Umstellen der adaptiven Vorrichtungstechnik ohne negativen Einfluss auf die Taktzeit und Gesamtprozesszeit möglich. In dem beispielhaft dargestellten Prozesslastdiagramm mit den zugeordneten Prozessschritten in der Abbildung 5-28 sind diese fünf Sekunden beim Übergang von Takt n zu Takt n+1 erkennbar. Die Genauigkeitsforderungen basieren auf dem Stand der Technik sowie aus Gesprächen mit Anlagenbetreibern, wobei aktuell kleinstmögliche Justageschritte bei 0,1 mm liegen, im Serienbetrieb aber vorwiegend Justagen in 0,5 mm Schritten durchgeführt werden. Die Wiederholgenauigkeit sollte bestenfalls mit 0,01 mm um eine Potenz genauer sein, als die Absolutgenauigkeit ist aber in Bezug auf die aktuell bevorzugten Stellschritte von minimal 0,5 mm auch mit 0,05 mm ausreichend.

Tabelle 5-9: Anforderungsliste

Anforderungsnummer	Anforderungen	Art der Anforderung*
geometrisch		* ● Festforderung; ○: Wunschforderung
F 1.1	Bauraum der Einzelkinematik 90 x 800 mm (Breite X · Länge Y) Höhe Z minimal	●
F 1.2	Arbeitsraum der Einzelkinematik mit linearen Verfahrwegen in X = 200 mm; Y = 200 mm; Z = 60 mm	●
F 1.3	Schnittstelle für Standardspanner APH63 von Tünkers; mit Freiraum für den schwenkbaren Spannarm mit maximaler Konturstücklänge von 25mm; sowie für Stiftziehzyylinder SZK 63	●
F 1.4	Positionierung benachbarter Kinematiken in kleinstmöglicher Rasterung vom 100 mm	●
statisch		
F 2.1	statische Maximallastaufnahme in vertikaler Z-Richtung $F_{Zmax} = \pm 4500$ N; in X- und Y-Richtung $F_{Xmax} = F_{Ymax} = \pm 2000$ N; ( $\pm 4500$ N)	● (○)
F 2.2	statisch maximal aufzunehmendes Kippmoment an der Schnittstelle zum Spanner $M_{Xmax} = M_{Ymax} = 1125$ Nm	●
dynamisch		
F 3.1	Lastfreies Positionieren (nur unter dynamischen Eigenlasten)	●
F 3.2	Maximale Einstelldauer jeglicher Achspositionen im vorgegebenen Arbeitsraum $t_{max} = 5$ s	●
F 3.3	Absolutgenauigkeit aller Achsen 0,1 mm	●
F 3.4	Wiederholgenauigkeit aller Achsen 0,05 mm (0,01 mm)	● (○)
F 3.5	Kleinstmögliche Stellgröße 0,5 mm (0,1 mm) in alle Richtungen	● (○)
elektronisch		
F 4.1	Elektronische Ansteuerung über externe Energieversorgung	●
F 4.2	Anschlussenergie elektrisch 230 / 400 V	○
F 4.3	interne IST-Positionsabfrage (achsspezifisch)	●
F 4.4	Positionsfixierung bei Energieausfall (Fail-safe-Prinzip)	●
schutztechnisch		
F 5.1	Einsatz in Schweißumgebung	●

Für die Justage sollte demnach ein Positionieren des TCP's in mindestens 0,5 mm Schritten und bestenfalls in 0,1 mm Schritten durchgeführt werden können, ohne die Kinematik darüber hinaus verfahren zu müssen. Die elektronischen und die schutztechnischen Forderungen resultieren ebenfalls aus dem Stand der Technik sowie aus Gesprächen mit Anlagenbetreibern, Planern und Vorrichtungsbauern. Die Kinematik sollte rein elektromechanisch und möglichst ohne Druckluft angesteuert werden. Die Position des TCP's respektive des Spann- oder RPS-Punktes einer Kinematik muss jederzeit abrufbar und kontrollierbar sein. Zudem darf sich die Position des TCP's bei einem Energieausfall nicht verändern. Die Kinematik und deren Komponenten müssen hinreichend gegen die Verschmutzungen in der Schweißumgebung des Karosseriebaus geschützt sein.

Anhand der beschriebenen, durchgeführten Analysen und Methodenentwicklungen konnten die in der Tabelle 5-9 zusammengestellten Anforderungen spezifiziert werden, welche für die weiteren Entwicklungen erforderlich sind.

Nur anhand dieser Analysen und methodischen Konzeptionierungen ist eine weitere effiziente Entwicklung einer modular einsetzbaren adaptiven Vorrichtungstechnik möglich, mit der modellflexibel anforderungsgerechte Zusammenbauteile gefertigt werden können. In dem folgenden Kapitel wird die technische Entwicklung und konstruktive Gestaltung der adaptiven Vorrichtungstechnik auf Basis dieser Anforderungen beschrieben.

## 6 Technische Entwicklung und Konstruktion der Kinematik

Für die technische Ausarbeitung wurden auf Basis der analytischen und experimentellen Untersuchungen zunächst alle Anforderungen definiert, welche für die Konstruktion einer universell einsetzbaren Kinematik zur Realisierung einer adaptiven und modellflexiblen Spannvorrichtung erfüllt werden müssen. Mit diesen Anforderungen wurden umfangreiche Recherchen zu am Markt verfügbaren Achsen sowie zu innovativen Umsetzungsvarianten durchgeführt. Dabei wurden unterschiedliche Kinematiksysteme, welche am nächsten an den geforderten Anforderungen liegen, in einer Benchmarktabelle zusammengefasst und miteinander verglichen. Das Hauptkriterium ist hierbei die am Spannungspunkt angreifende maximale Last von  $F_{Zmax} = \pm 4500$  N sowie die sich hierdurch ergebenden Kippmomente auf Führungen und Gelenke. Für die Größe der Dreh- und Kippmomente ist die konstruktive Anordnung der Achsen im Bezug zum jeweiligen TCP (Krafteinleitungspunkt) entscheidend. Für eine einheitliche Bewertung der Systeme wurden die möglichen Entfernungen der Achsen zu den Spannungspunkten mit Werten zwischen  $l_{min} = 150$  mm und  $l_{max} = 750$  mm mit einer 150 mm-Rasterung definiert. Es ergeben sich somit Dreh- bzw. Kippmomente zwischen  $M_{min} = 675$  Nm und  $M_{max} = 3375$  Nm. Die Verstellgeschwindigkeit wird als Quotient aus dem Weg und einer Verstellzeit von  $t = 5$  s errechnet. Um eventuell geeignete Mehrachssysteme nicht vorab schon auszuschließen, wurde das Benchmark nicht nur auf translatorische Dreiachsensysteme begrenzt. Die Abbildung 6-1 zeigt einen Ausschnitt der Benchmarktabelle mit den Anforderungsgrößen als Bewertungskriterien, wobei nicht erfüllte Anforderungen rot und erfüllte Anforderungen grün gekennzeichnet sind.

Eigenschaft	Hersteller Einheit	Fanuc		Fraunhofer IWV
		F100IA/105	F200	Octorobot
Höhe (eingefahren)	[mm]	820	800	1576
Länge (eingefahren)	[mm]	750	700	780
Breite (eingefahren)	[mm]	254	650	430
Positionsstreuung	[µm]	< 250	100	125
Freiheitsgrade		5	6	4
Verfahrweg x	[mm]	660	602	295
Verfahrweg y	[mm]	910	437	295
Verfahrweg z	[mm]	340	583	295
Drehung um x	[°]	0	k.A.	0
Drehung um y	[°]	180	k.A.	360
Drehung um z	[°]	360	k.A.	360
zulässige Belastung (statisch)	[kN]	1,55	1	2,5
max. stat. Drehmoment um x	Nm			
max. stat. Drehmoment um y	Nm			
max. stat. Drehmoment um z	Nm			
Stellgeschw. (langsamste Achse)	[mm/s][°/s]	85	300 (Z) / 1500 (x,y)	13
Gewicht	[kg]	120	190	146
150mm Entfernung TCP (675Nm) (Geschw. 40mm/s)	ebener Verfahrweg bis 200mm	Belastung	Belastung	Belastung
300mm Entfernung TCP (1350Nm) (Geschw. 40mm/s)	ebener Verfahrweg bis 200mm	Belastung	Belastung	Belastung
450mm Entfernung TCP (2025Nm) (Geschw. 40mm/s)	ebener Verfahrweg bis 200mm	Belastung	Belastung	Belastung
600mm Entfernung TCP (2700Nm) (Geschw. 40mm/s)	ebener Verfahrweg bis 200mm	Belastung	Belastung	Belastung
750mm Entfernung TCP (3375Nm) (Geschw. 40mm/s)	ebener Verfahrweg bis 200mm	Belastung	Belastung	Belastung
Hub Verfahrweg bis 60mm (Geschw. 12mm/s)		Belastung	Belastung	Belastung

	Bosch Rexroth CKK 25-200-2				Rose + Krieger DuoLine Z 160				
3	100				130				
745	880	440	540	640	740	730	830	930	1030
5	200				160-Motor				
3	1				100				
300	400	100	200	300	400	100	200	300	400
0	0				0				
0	0				0				
0	0				0				
0	0				0				
0,9	19,9				6				
850	2228				6000				
800	2228				8900				
800	2228				5100				
2000	200				5000				
		11,7	14,7	17,7	20,7	27,6	29,4	31,2	33
ss	Belas	Belas	Belas	Belas	Belas	Belas	Belas	Belas	Belas
g	tung	tung	tung	tung	tung	tung	tung	tung	tung
ss	Belas	Belas	Belas	Belas	Belas	Belas	Belas	Belas	Belas
g	tung	tung	tung	tung	tung	tung	tung	tung	tung

Quelle	<a href="http://www.fanucrobotics.com/file-repository/">http://www.fanucrobotics.com/file-repository/</a>	<a href="http://www.robots.com/photos/fanuc_e200nh">http://www.robots.com/photos/fanuc_e200nh</a>	<a href="https://brm2.kittelberger.net/modules/BRMV2PDFDown">https://brm2.kittelberger.net/modules/BRMV2PDFDown</a>	<a href="http://www.rk-rose-krieger.com/fileadmin/catalog">http://www.rk-rose-krieger.com/fileadmin/catalog</a>
--------	-----------------------------------------------------------------------------------------------------------	---------------------------------------------------------------------------------------------------	---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Abbildung 6-1: Benchmarktabelle Kinematiksysteme (Auszug)

In der Benchmarktabelle sind zunächst Systeme aufgeführt, welche aus mehreren Achsen zum Positionieren als auch zum Orientieren bestehen. Es folgen translatorische Mehrachssysteme und abschließend einzelne Linearachs- und Rotationssysteme. Von den bereits anhand der Anforderungen vorausgewählten und in der Benchmarktabelle dargestellten Kinematiksystemen, erfüllt keines umfänglich die geforderten Randbedingungen. Die meisten Systeme haben Defizite in der maximalen Lastaufnahme. Ein Mehrachssystem von *PI-Instruments* beispielsweise erreicht die geforderte Lastaufnahme, liegt jedoch bei der maximalen Verfahrgeschwindigkeit mit 1 mm/s deutlich unter der geforderten Geschwindigkeit von 40 mm/s. Bei den Bauräumen liegen alle Systeme außerhalb der geforderten maximalen Breite von 90 mm. Linearachsen mit integrierter Führung, Schlitten und Antrieb werden von sehr vielen Anbietern der Antriebsbranche angeboten. In das Benchmark wurden die den Anforderungen am nächsten liegenden Produkte der unterschiedlichen recherchierten Firmen aufgenommen. Von den aufgenommenen 18 Hub- bzw. Linearachsen sind 11 Stück bezüglich der Lastaufnahme- und Geschwindigkeitsanforderungen geeignet, scheiden jedoch in Bezug auf die Baubreite aus. Diesbezüglich liegt lediglich ein Linearachssystem der Firma *NSK* mit 100 mm Breite nahe an den geforderten 90 mm, weist jedoch in Bezug auf die Lastaufnahme wiederum Defizite auf.

Da aufgrund der spezifischen Anforderungen keine geeigneten Komplettlösungen weder für die Gesamtkinematik, noch für die Einzelachsen am Markt verfügbar waren, wurde die Kinematik diskursiv eigenentwickelt und konstruiert. Nach den Grundregeln des methodischen Konstruierens wurden zunächst die Teilfunktionen definiert, welche die Kinematik erfüllen muss. Für diese Teilfunktionen wurden unterschiedliche Wirkprinzipien zusammengestellt und entsprechende Lösungsprinzipien eruiert, welche in Form eines morphologischen Kastens gegenübergestellt wurden. Wenig geeignete sowie untereinander unverträgliche Teillösungen wurden eliminiert und anschließend ausgewählte Teillösungen miteinander kombiniert. Die unterschiedlichen, kombinierten Lösungsvarianten wurden nach VDI 2225 bewertet und die entsprechende Vorzugsvariante ermittelt. Gemäß der Funktionsstruktur mit den Teilfunktionen sowie der entsprechenden Wirkstruktur der Vorzugsvariante mit ihren Teillösungen wurde die Baustruktur abgeleitet. Für die Teillösungen wurden marktverfügbare Komponenten wie Führungen, Antriebe, Motoren, Übersetzungselemente, Klemmsysteme oder Messsysteme recherchiert und in Bezug auf die Erfüllung der Anforderungen an die Gesamtkinematik bewertet und ausgewählt. Im Verlauf der Auskonstruktion und Detaillierung der Einzelachsen und der Gesamtkinematik wurde die Anordnung der Komponenten sowie die Gestaltung der Struktur- und Gehäuseteile iterativ in mehreren Zyklen angepasst, um die Anforderungen umfänglich zu erfüllen.

## 6.1 Konstruktive Gestaltung

Die Konstruktion der Dreiachskinematik, welche als Prototyp umgesetzt wird, ist in der Abbildung 6-2 dargestellt. Die Darstellung a) zeigt die Seitenansicht der Kinematik mit einer Gesamtlänge von 796 mm und einer Höhe von 945 mm inklusive dem bereits montierten Spanner. Die Darstellungen und Maßangaben beziehen sich dabei auf die unterste Endlage der Vertikalachse, welche den



Spanner um 60 mm nach oben verfahren kann. Bis zur Spanneranbindung auf der Vertikalachse beträgt die Bauhöhe 625 mm. In der Vorderansicht der Darstellung b) ist die schmale Bauweise mit einer maximalen Breite von 90 mm zu erkennen. Für die anforderungsgerechte Lastaufnahme wurden die Führungswagen der unteren Linearachse mit einer Länge von 173 mm eingesetzt, was die geforderte Maximalbaubreite überschreitet. Um dennoch den minimalen Spannabstand realisieren zu können, sind auf der Grundplatte zwei parallele Führungsschienen für die untere Linearachse angeordnet. Direkt benachbarte Kinematikmodule stehen auf unterschiedlichen Führungspaaren A und B, sodass die breiteren Wagen aneinander vorbeifahren können. Zudem ermöglicht eine Adapterplatte mit einem Höhenabsatz von 5 mm ein kollisionsfreies Unterfahren der Wagen unter die Nachbarkinematik. Wie in der Darstellung c) zu erkennen ist, steht das mittlere, blau eingefärbte Kinematikmodul auf dem weiter hinten gelegenen Schienenpaar B und somit können die geringen Spannabstände von 100 mm über mehrere benachbarte Kinematiken realisiert werden. Mit dieser Bauweise konnten die Führungen der X-Achse nicht nur für die Lastaufnahme von 2000 N der Festforderung, sondern auch für die Lastaufnahme in X-Richtung von  $F_{X_{max}} = \pm 4500 \text{ N}$  in Bezug auf die Wunschforderung erfüllt werden. Die Abbildung 6-3 zeigt eine Schnittdarstellung der Dreiachskinematik mit Kennzeichnung einiger der wichtigsten Komponenten. Mit den unterschiedlichen Färbungen ist die Zuordnung der Komponenten zu den jeweiligen Einzelachsen dargestellt. In allen drei Achsen sind Absolutweggeber für die permanente Positionsabfrage sowie Rotationsmotoren mit integrierten Controllern verbaut. Die Linearbewegung der Z- und der Y-Achse wird jeweils mit Hilfe eines Spindeltriebes mit angetriebener Spindel erzeugt. In der X-Achse wird die Linearbewegung über ein Übersetzungsgetriebe und einer Ritzel-Zahnstangenkombination realisiert. Über eine gemeinsame Zahnstange auf der Grundplatte können mehrere Kinematikmodule mit den jeweiligen kinematikintern angetriebenen Ritzeln angesteuert werden.

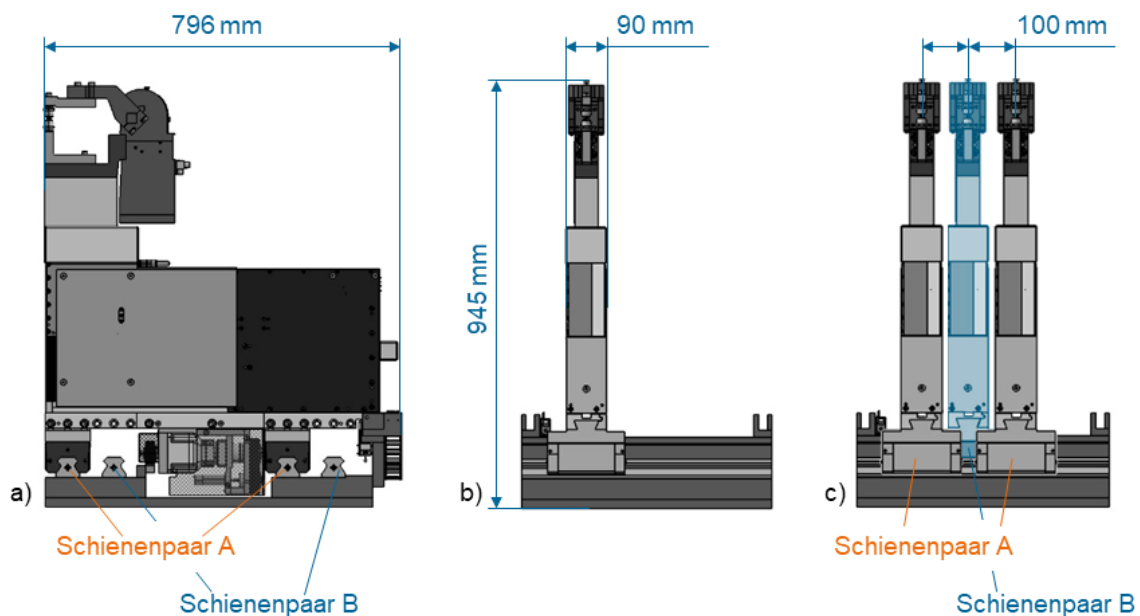


Abbildung 6-2: Seitenansichten der Dreiachskinematik

Eine zweite Konstruktion wurde mit einem präziseren Spindeltrieb in der X-Achse ausgeführt ist aber aufgrund der eingeschränkten Austauschbarkeit eines Kinematikmodules eher nachteilig zu betrachten. Die Fixierung aller drei Achsen erfolgt bei beiden Kinematikvarianten jeweils über Permanentmagnetbremsen, welche energielos über ein Federelement die Spindeln bzw. das Antriebsritzel klemmen und beim Anlegen einer Spannung über einen Elektromagnet gelüftet werden. Somit sind die Kinematikachsen bei einem Energieausfall gegen ein unkontrolliertes Verstellen gesichert. Die Linearführungen der X- und Y-Achse sind in Form von Rollenumlaufführungen und Profilschienen ausgeführt. In der X-Achse sind die zwei parallelen Schienenpaare für benachbarte Kinematikmodule zu erkennen. Für eine steifere Ausführung und eine bessere Lastübertragung ist in der X-Achse eine zusätzliche Linearführung in Form eines Rollenumlaufschuhs integriert. Dieser leitet vor allem die Querkräfte, welche in X-Richtung in die Kinematik eingetragen werden in die Gehäusestruktur weiter und erhöht somit die Quersteifigkeit der schmalen Kinematik. Für den Verbau und die Anordnung der Führungen in der Y-Achse wurden unterschiedliche Konstruktionsvarianten erstellt, welche mit Hilfe von FEM-Simulationen in Bezug auf eine möglichst hohe Steifigkeit miteinander verglichen und die dargestellte Variante als Vorzugslösung ausgewählt wurden. In der Z-Achse wurden für einen möglichst schmalen Bauraum und hoher Lastaufnahme Nadelkäfigführungen eingesetzt. Dabei sind jeweils zwei solcher Führungen V-förmig zueinander angeordnet und insgesamt zwei solcher Paare als O-Anordnung am massiven Führungsschlitten verbaut. Der Spanner ist über eine Konsole auf der Z-Achse montiert. Die Konsole kann variabel gestaltet und optional für die Integration von Kraftmesselementen genutzt werden. Weitere Detailierungen der Kinematikkonstruktionen wurden unter der Nummer DE102018102717 [FRI18] patentrechtlich offengelegt.

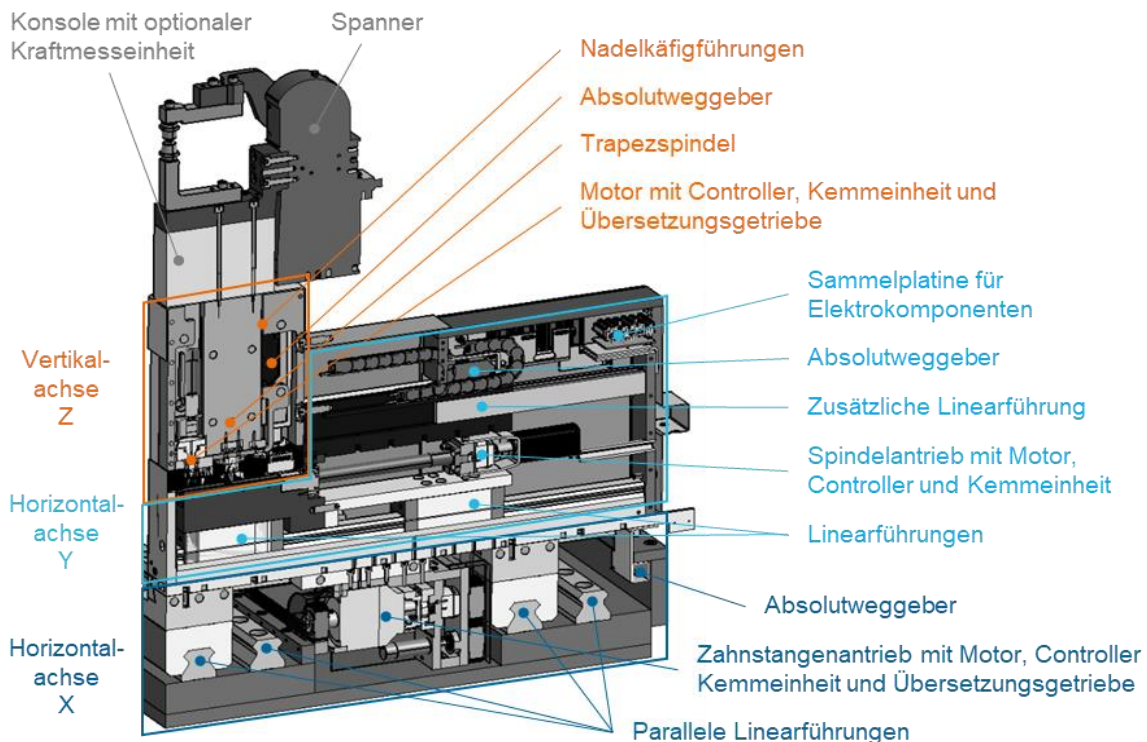
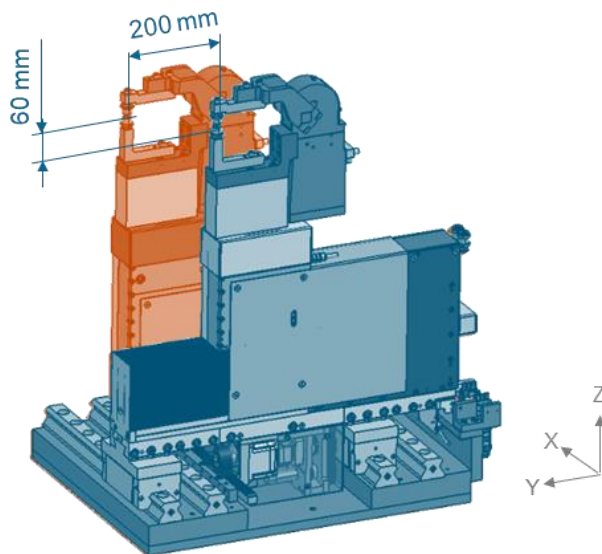
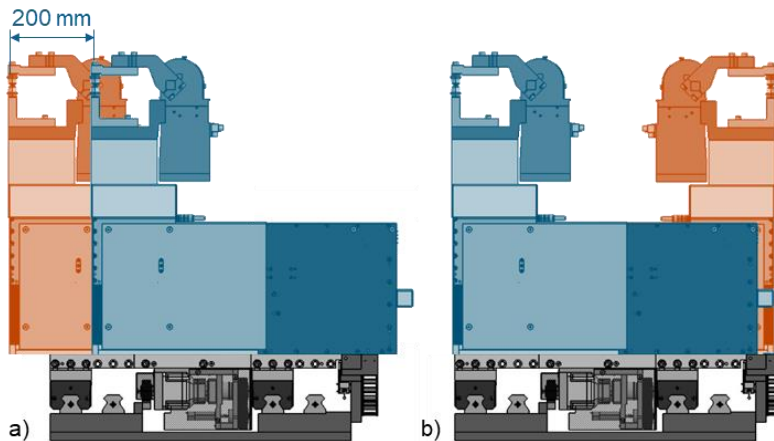


Abbildung 6-3: Schnittdarstellung Dreiachsenkinematik



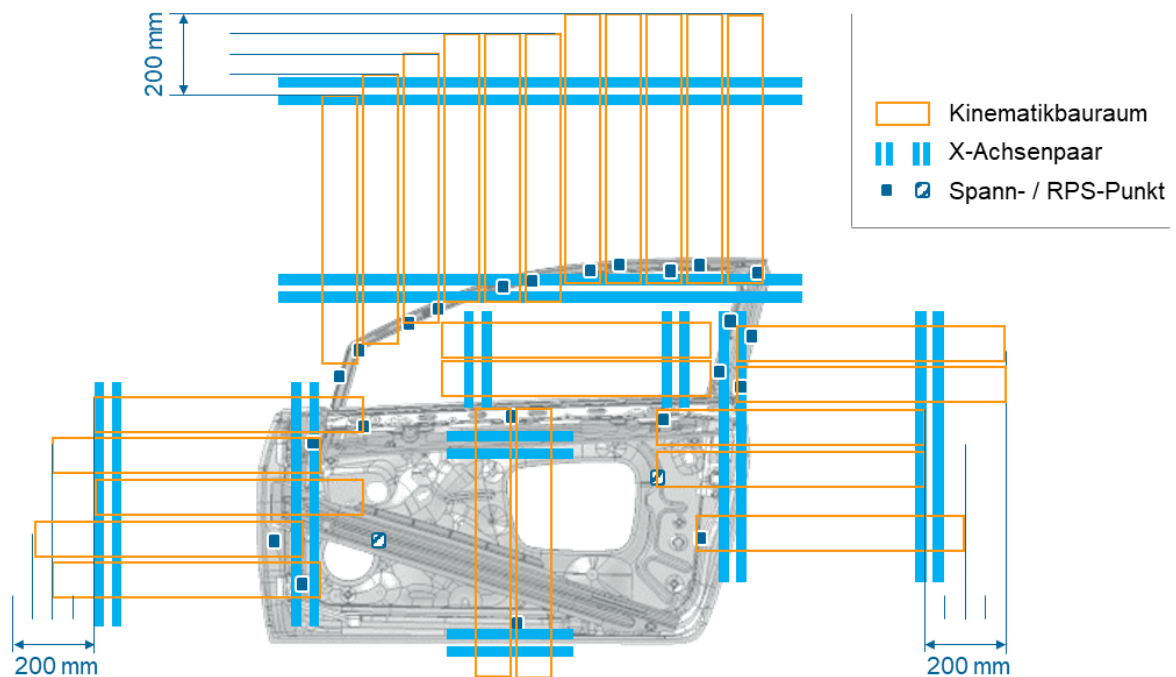
**Abbildung 6-4: Verfahrenswege der Kinematik**

Der Verfahrsweg der X-Achse ist theoretisch unendlich erweiterbar und wird lediglich von der umgesetzten Länge der Profilschienen sowie von benachbarten Kinematikmodulen beschränkt. Der Verfahrsweg der Y-Achse beträgt, gemäß den Anforderungen und wie in der Abbildung 6-4 mit den unterschiedlich eingefärbten Endlagenpositionen dargestellt, 200 mm und die Z-Achse kann um 60 mm verfahren werden. Diese, den Anforderungen entsprechenden Verfahrenswege sind laut Definition für die Positionierung der Spanner und RPS-Stifte an die Spann- und RPS-Punktpositionen über die unterschiedlichen Fahrzeugmodelle hinweg ausreichend. An einem einzigen Modelltyp gibt es benachbarte Spannpunkte, welche nicht linear zueinander angeordnet sind, wie beispielsweise im Bereich der Banane am Fensterrahmen. Für die Anordnung der Kinematikmodule in diesen Bereichen gibt es unterschiedliche Möglichkeiten. Eine Variante ist es, die benachbarten Kinematikmodule auf eine gemeinsame X-Achse zu positionieren und die Positionsunterschiede über die Y-Achse der Kinematik einzustellen. Dies hätte jedoch zur Folge, dass die Verfahrenswege in Y-Richtung bereits an einem Modell nahezu ausgeschöpft werden und modellübergreifend keine ausreichende Positioniermöglichkeit in dieser Richtung mehr vorhanden ist. Eine weitere Möglichkeit ist der Ausgleich der unterschiedlichen Y-Positionen benachbarter Spannpunkte über unterschiedlich lange Konturstücke an den Spannern. Da die maximale Konturstücklänge auf 250 mm beschränkt ist und bereits für die grundlegende Erreichbarkeit der Spannpunkte eine Konturstücklänge von durchschnittlich 15 mm erforderlich ist, ist dies auch keine umfängliche und zu empfehlende Lösungsvariante. Eine andere Möglichkeit ist, jedes Kinematikmodul oder lediglich zwei benachbarte Module auf einer gemeinsamen X-Achse zu platzieren. Durch einen Versatz dieser einzelnen X-Achsen könnten die einzelnen Module entlang der Bauteilkontur respektive den Spannpunktpositionen angeordnet werden und die Verstellwege würden rein für die Positionierung über die unterschiedlichen Modelle hinweg zur Verfügung stehen. Dadurch wären jedoch mehrere nebeneinanderliegende X-Achsen erforderlich, welche wiederum die Positionierung aller Kinematikmodule in die X-Richtung stark einschränken.



**Abbildung 6-5: Vorkonfiguration der Y-Position; a) Verschiebung; b) Orientierung**

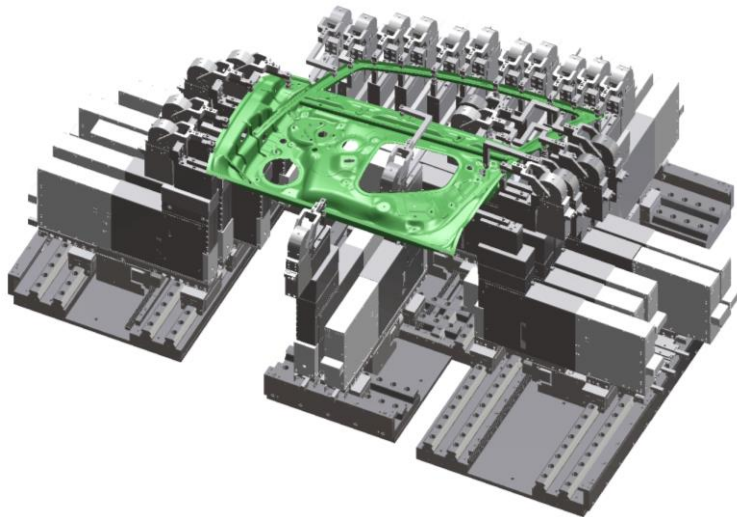
Eine weitere Variante, welche in der Konstruktion des Prototypen entsprechend umgesetzt wurde, ist eine variable Grundpositionierung der Y- und Z-Achse auf der X-Achse bereits bei der Montage. Somit können mehrere benachbarte Kinematikmodule mit unterschiedlichen Y-Grundpositionen auf ein und derselben X-Achse verfahren werden. Da die Konturen der Bauteile unterschiedlicher Fahrzeugmodelle ähnlich sind, stehen mit derartigen Vorkonfektionierungen für die kinematikseitige Y-Positionierung die nahezu vollständigen Verfahrwege von jeweils 200 mm zur Verfügung. Wie in der Abbildung 6-5 a) dargestellt, ist die montageseitige Vorpositionierung der Y-Achse konstruktiv so umgesetzt, dass eine maximale Verschiebung der oberen Y- und Z-Achse von  $\pm 100$  mm relativ zur X-Achse möglich ist. Die orange und blau eingefärbten Bauteile verdeutlichen die zwei maximalen Endpositionen der Vorpositionierung mit einem resultierenden Abstand von 200 mm. Die untere, grau dargestellte X-Achse mit der Anbindung zur darüber liegenden Y-Achse bleibt unverändert. Die Schnittstelle ist so ausgelegt, dass die Zwischenpositionen mit einer Rasterung von 50 mm vormontiert werden können. Der kinematische Verfahrweg der Y-Achse von 200 mm wird durch die Vorpositionierung nicht eingeschränkt und steht voll zur Verfügung. Zudem ist es durch den modularen Aufbau möglich, die Y-Achse gemeinsam mit der Z-Achse um  $180^\circ$  gedreht auf der X-Achse zu montieren, wie in der Darstellung b) zu erkennen ist. Zusätzlich zu dieser gegensätzlichen Ausrichtung ist die vorab beschriebene Vorpositionierung im 50 mm Raster bei beiden Ausrichtungsvarianten möglich. Die positiven Effekte dieser modularen Bauweise sind schematisch in der Abbildung 6-6 dargestellt. Dabei ist schematisch die Anordnung einiger Kinematiken, welche orange gekennzeichnet sind, um das Bauteil mit den Spannungspunkten abgebildet. Die Doppelführungen der X-Achsen sind in der Abbildung hellblau dargestellt. Wie zu erkennen ist, sind alle 11 Kinematikmodule an der Banane auf einer gemeinsamen X-Achse positioniert. Mit der 50 mm-Rasterung und den maximalen 200 mm für die Vorpositionierung, welche in der Darstellung seitlich angetragen sind, ist keine Teilung dieser X-Achse erforderlich. Die genaue Positionsabstimmung im Zwischenraum der 50 mm-Rasterung ist vorzugsweise mit Hilfe der anpassbaren Konturstücklängen möglich oder auch über die kinematische Zustellung der Y-Achsen. Im Bereich der A-Säule sowie im Bereich der B-Säule konnten mit der Vorpositionierung ebenfalls alle Kinematiken auf jeweils einer gemeinsamen X-Achse angeordnet werden.



**Abbildung 6-6: Konfektionierungsbeispiel mit modularen Kinematikvorpositionierungen**

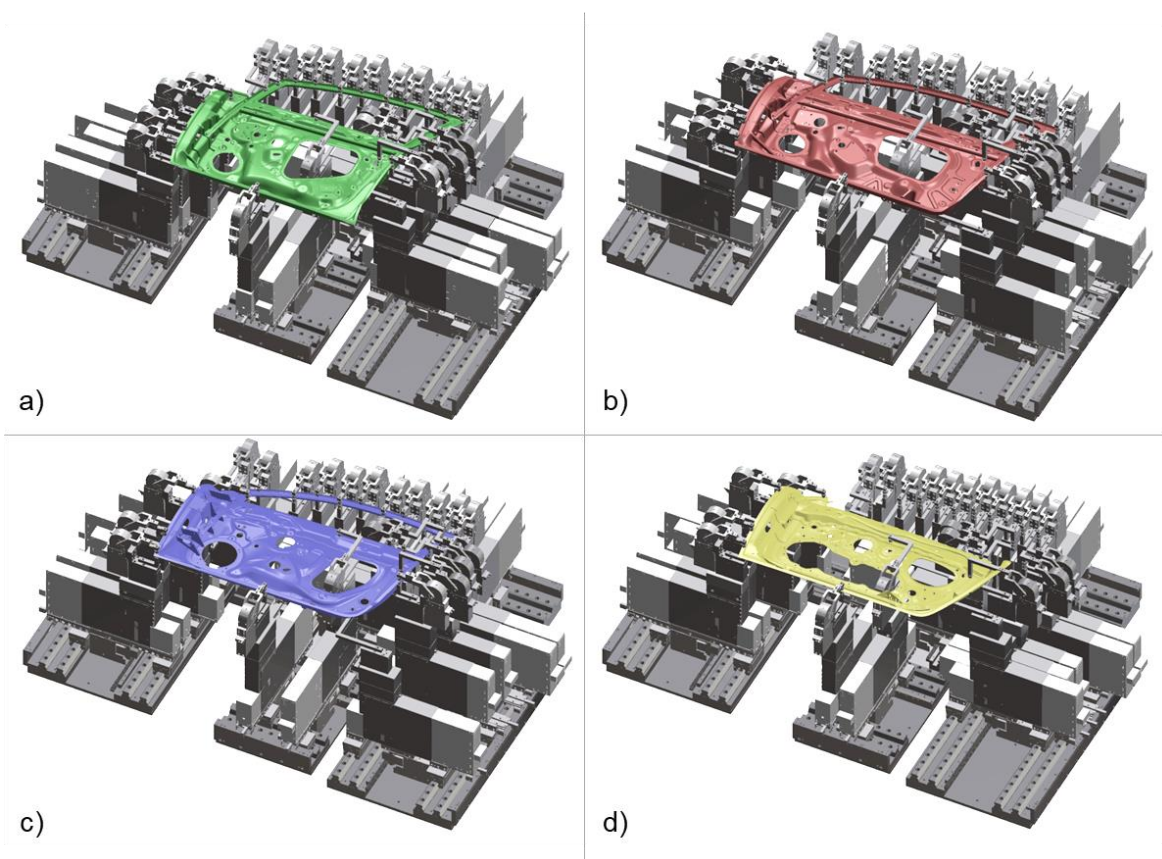
Im unteren Bereich des Türblattes sind zwei Kinematiken auf einer weiteren X-Achse angeordnet, welche relativ zueinander um  $180^\circ$  gedreht, gemäß der Abbildung 6-5 b) montiert werden. Der Spanner auf der rechten Kinematik wäre in diesem Fall im Bereich des Fensterrahmens positioniert und spannt den Spannpunkt am Fensterschacht. Der Spanner der linken Kinematik ist am unteren Bereich des Schwellers positioniert und spannt den dort liegenden Spannpunkt. Ein weiterer Vorteil der Vorpositionierung der Kinematiken ist, dass die gemeinsamen X-Achsen im Winkel von  $90^\circ$  zueinander entsprechend des kartesischen Koordinatensystems sowie gemäß dem Fahrzeugkoordinatensystem ausgerichtet werden können. Dies vereinfacht die Positionierung und Feinjustage der Spanner und RPS-Stifte. Das schematisch dargestellte Konfigurationsprinzip der Abbildung 6-6, ist in der Abbildung 6-7 komplett mit allen 25 Kinematiken auf Basis der Konstruktionsdaten dargestellt. Die Vorkonfiguration der Kinematiken sowie die übergeordnete Nutzung der X-Achsen wurde dabei eins zu eins übernommen und konstruktionstechnisch geprüft und umgesetzt. Aufgrund der allgemeinen Krümmung der Türgeometrie wurden bei der konstruktiven Gestaltung der Vorrichtung die unterschiedlichen X-Achsmodule teilweise in unterschiedlichen Höhen platziert. Bei einem einheitlichen Höhenniveau aller X-Achsmodule wäre andernfalls der gesamte Fahrweg von 60 mm in Z-Richtung bei einigen Modulen bereits grundlegend erschöpft und bei einigen bereits weit überschritten. Am deutlichsten ist die Höhendifferenz beim Vergleich des Spannpunktes am Schweller mit dem an der oberen Ecke der B-Säule erkennbar, deren vorrichtungsbezogene Höhendifferenz ca. 270 mm beträgt. Die unterschiedlichen Höhen der X-Achsen können im Aufbau beispielsweise mit einer angepassten Vorrichtungskonstruktion realisiert werden. Dies ermöglicht zudem die nahezu vollständige Ausnutzung der Kinematikstellwege in Z-Richtung für die Positionierung der Spannpunkte über die unterschiedlichen Türgeometrien hinweg.





**Abbildung 6-7: CAD-Daten-basiertes Konfigurationsbeispiel der adaptiven Vorrichtung**

Auf Basis des Konfigurationsbeispiels, welches in der Abbildung 6-7 mit einem Beispielbauteil dargestellt ist, wurden die Spannsituationen der weiteren Beispielbauteile nachgestellt und grob geprüft. In der Abbildung 6-8 sind die vier Beispielkonstellationen mit den jeweiligen Bauteilen, welche bereits bei der Bauteilausrichtung im Kapitel 5.2 verwendet wurden, dargestellt. Bereits an den vier Bauteilen zeigt sich, dass eine rein manuelle Generierung und Optimierung der Vorrichtungskonfiguration nur bedingt zielführend und zudem sehr zeitintensiv ist, was die Notwendigkeit einer softwareunterstützten Konfiguration bekräftigt.



**Abbildung 6-8: Konfigurationsbeispiel der adaptiven Vorrichtung anhand der Beispielbauteile**

Die Konturstücke des Umsetzungsbeispiels der Vorrichtung sind vereinfacht dargestellt und deren Geometrie nicht explizit an die Spannsituation angepasst. Die Spannungspunkte liegen aber alle im Bereich der maximalen Konturstücklängen von 25 mm. Für die detaillierte und optimale Gestaltung der Konturstücke sollten alle Bauteile der unterschiedlichen Modelle betrachtet werden. Ähnlich wie bei der Entwicklung der Methoden zur Spannungspunktoptimierung und Bauteilausrichtung, welche in den Kapiteln 5.1 und 5.2 beschrieben sind, sollte die Auslegung der Konturstückgeometrien mit Hilfe von Softwareunterstützung erfolgen. Dabei sollten parallel und in einer iterativen Kombination die optimalen Kinematikgrundpositionen berechnet werden. Die Vielzahl der optimierbaren Variablen bei der Vorrichtungssynthese potenziert sich mit der Anzahl der unterschiedlichen Fahrzeugmodelle und kann nur softwareunterstützt zielführend durchgeführt werden.

## 6.2 Methode zur Vorrichtungssynthese

Bei der Synthese der Grundkonfiguration der adaptiven und modellflexiblen Vorrichtung gibt es mehrere optimierbare Variablen, welche manuell nicht optimal lösbar sind. Eine Variable, welche vor allem an sehr beengten Spannstellen zu einer realisierbaren Kinematikpositionierung führen könnte, ist die Gestaltung der Konturstückgeometrien. In der Abbildung 6-9 a) ist die Definition des Konturstückbauraumes blau dargestellt. Für die methodische Auslegung der Vorrichtung mit den variablen Kinematikpositionen wird als Startkonfiguration der  $TCP_0$  mit einer Auskrugung des unteren Konturstückes von 0 definiert. Bei der iterativen Positionierung der Kinematiken wird der Konturstückbauraum schrittweise durchlaufen, indem der TCP mit einer Rasterung von 10 mm zunächst in  $\pm X$ -Richtung und in zweiter Instanz in Y-Richtung verschoben wird. Die Z-Position verbleibt zunächst in der Mitte des Bauraumes und wird erst nach der horizontalen Positionierung durch die Lage der Bauteilkontur bestimmt. Für die Grundpositionierung der Kinematiken, wird definiert, dass sich die jeweiligen Verfahrachsen in der Mittelposition befinden. Zudem werden die Hüllvolumen und die Mittelpunkte (M) der modellübergreifenden Spann- und RPS-Punktgruppen nach Abbildung 6-9 b) definiert. In der Erstkonfiguration werden die Spanner und RPS-Stifte mit dem jeweiligen  $TCP_0$  kongruent zu den Mittelpunkten der Punktehüllvolumina positioniert. Dabei werden die Spanner entlang der Koordinatenachsen des Fahrzeugkoordinatensystems am Bauteil ausgerichtet, sodass die Spannergrundkörper von der Bauteilkontur und der Bauteilmitte weg zeigen. Die RPS-Stifte werden ebenso an den kartesischen Achsen ausgerichtet, sodass die schmalere Seite des Stiftziehzyinders von der Bauteilmitte weg gerichtet ist. Unter die Spanner und RPS-Stifte werden anschließend die Kinematikmodule mit den Y- und Z-Achsen positioniert. Die X-Achsen werden erst nach den Optimierungsschleifen eingefügt.

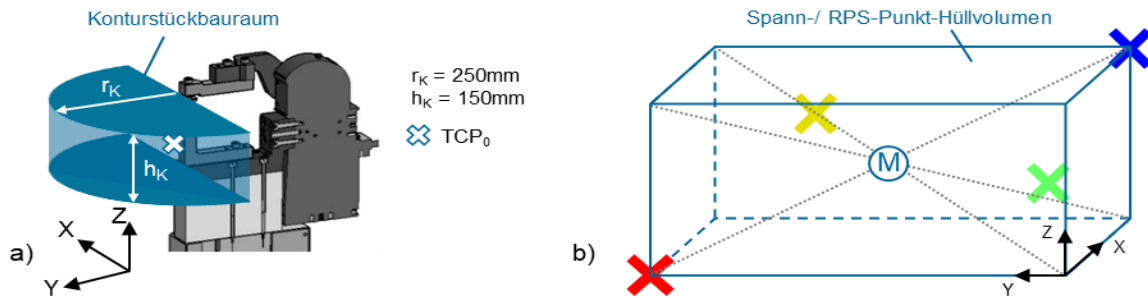


Abbildung 6-9: Konturstückbauraum a) und modellübergreifendes Punkthüllvolumen b)

Die Methodik zur Optimierung der Kinematikanordnung ist in der Abbildung 6-10 in Form eines Ablaufdiagrammes dargestellt. Nach der Erstkonfiguration der Kinematiken erfolgt ein schrittweises Prüfen von Kollisionsbereichen mit entsprechenden Positionsverschiebungen und die Optimierung der Kinematikpositionen für die möglichst umfangreiche gemeinsame Nutzung der X-Achsen. Des Weiteren werden die Kinematiken in iterativen Schleifen an die modellspezifischen Punkte aller vorhandenen Modelle (j) positioniert und entsprechende Kollisionsprüfungen durchgeführt. Beim Durchlauf der Optimierungen sind die RPS-Punkte zu priorisieren, da die Stifziewelemente sehr genau positioniert werden müssen und im Gegensatz zu den Spannkonturen keinen konstruktiven Spielraum zulassen. Im Zuge der iterativen Prüfungen wird der TCP der Spanner schrittweise angepasst. Dabei werden wiederholt Kollisionsbereiche der Kinematiken untereinander sowie mit den Bauteilen geprüft und durch Verschiebung der TCP-Positionen innerhalb der X-Y-Ebene die Kinematikpositionen verändert. Bei einer detektierten Kollision zwischen den Kinematiken wird zunächst die Kinematik mit der kleinsten X-Koordinate ( $k=0$ ) durch eine positive  $TCP_x$ -Verschiebung in negativer X-Richtung verschoben. Ist der Konturstückbauraum dieser Kinematik erschöpft, wird die an der Kollision beteiligte Kinematik mit der größten X-Koordinate ( $k=1$ ) in positiver X-Richtung verschoben. Sollten sich aus diesen Verschiebungen neue Kollisionsbereiche ergeben, werden die an der Kollision beteiligten Kinematiken sofort in die Positionsoptimierung mit einbezogen. Die kleinsten Verschiebungswerte sind mit 10 mm definiert, um die Optimierungszeit zu verkürzen und einen statistischen mittleren Abstand der Kinematiken von 5 mm zu erzielen. Letztendlich sollte für jede Spannpunktgruppe eine TCP-Position gefunden werden, bei der es modellübergreifend keine Kollisionen der Kinematiken gibt. Wird diesbezüglich für eine Spannpunktgruppe keine automatisierte Lösung gefunden, wird diese Kinematik markiert und es ist eine manuelle Anpassung des Spannkonturstückes erforderlich. Für die gefundenen TCP-Positionen werden die Konturstücke als standardisiertes Rechteckprofil mit kartesischer Profillinie bis zum TCP ausgeführt und in der Mitte der Z-Höhen der Punktevolumina entsprechend der Spannpunktoptimierung entweder eben verschnitten oder mit einer Pendelaufgabe versehen. Sollte ein konturflexibles Konturstück erforderlich sein, wird der entsprechende Spanner für eine nachfolgende manuelle Anpassung markiert. Abschließend werden entsprechend der Ausrichtung der benachbarten Kinematiken deren montageseitigen Vorpositionierungen der Y-Achsen innerhalb der 50 mm Rasterung eingepflegt und die gemeinsamen X-Achsen hinzugefügt. Parallel dazu werden die wechselseitigen Schienenpaare der benachbarten Module definiert, beginnend am Kinematikmodul mit dem kleinsten X-Wert mit dem Schienenpaar A.



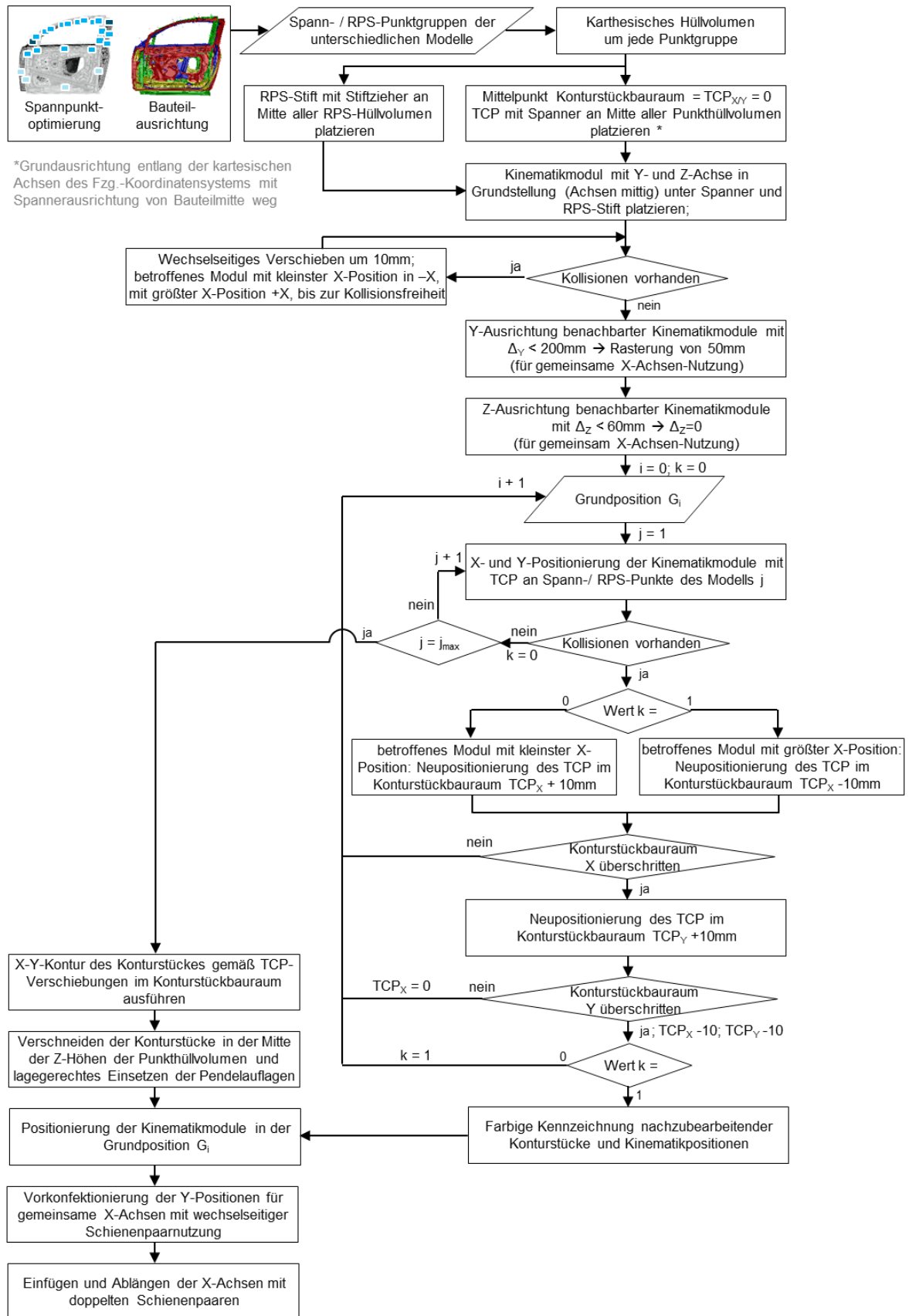


Abbildung 6-10: Methodik zur Vorrichtungssynthese

Grundlegend sollte im Vorfeld der Vorrichtungssynthese die Methode zur Spannungsoptimierung sowie die Methode zur Optimierung der Bauteilausrichtung durchgeführt werden, da somit die optimalen Voraussetzungen für die Positionierung der Kinematiken vorhanden sind. Wie bereits diese Methoden aufgrund der komplexen und multikriteriellen Optimierungsproblematiken in einem Softwaretool durchgeführt werden müssen, so sollte auch die Vorrichtungssynthese softwareunterstützt erfolgen. Als Grundlage für eine solche Softwarelösung dient die erarbeitete Methodik zur Auslegung und konstruktiven Gestaltung der flexiblen Vorrichtung. Im Nachgang ist zu prüfen, ob weitere manuelle Anpassungen der Konturstückkonfigurationen, Z-Positionen der Kinematiken sowie möglicher 180°- bzw. 90°-Ausrichtungen einzelner Kinematiken erforderlich sind. Auch diese und weitere Optimierungspotentiale können in dem Softwaretool sukzessive implementiert werden. In der weiteren Entwicklung sollte das Softwaretool mit den Lösungen zur Spannungsoptimierung und Bauteilausrichtung kombiniert werden. Durch eine iterative Verknüpfung dieser einzelnen Optimierungsprobleme innerhalb einer Software können weitere positive Effekte bei der produktspezifischen Auslegung der adaptiven Vorrichtung in Bezug auf die Positionierung der Kinematiken, die Gestaltung der Konturstücklösungen, die Zugänglichkeiten für die Fügwerkzeuge sowie die Verfahrenswege der Kinematiken erzielt werden.

Für die Validierung der methodischen und konstruktiven Entwicklungen vor allem in Bezug auf die Erfüllung der gestellten Anforderungsparameter wurden entsprechende Funktionsmuster umgesetzt sowie umfangreiche experimentelle Analysen durchgeführt, welche im nachfolgenden Kapitel beschrieben sind.

## 7 Umsetzung Prototypen und Funktionstests

### 7.1 Prototypenbau

Für die experimentelle Validierung des entwickelten Kinematikmodules wurden zwei verschiedene Prototypen umgesetzt. Beide Prototypen wurden jeweils als komplette Dreiachskinematik mit doppelter Ausführung der X-Achsen-Führungen auf einer separaten Grundplatte ausgeführt. Diese Prototypen unterscheiden sich, wie bereits im Kapitel 6.1 beschrieben, lediglich in der Ausführung des Antriebes der unteren X-Achse. Einer dieser Prototypen wurde mit einem Zahnstangenantrieb und der andere mit einem Spindeltrieb umgesetzt. In der Abbildung 7-1 a) ist der Prototyp mit Zahnstangenantrieb während der Montage ohne der seitlichen Gehäuseabdeckung und mit Spanner abgebildet. Die Abbildung b) zeigt den komplett montierten Prototypen mit Spindeltrieb und die Abbildung c) die vollständig montierte Zahnstangenvariante. Die Variante mit Spindeltrieb, welche potentiell eine höhere Positioniergenauigkeit bei der Ansteuerung der X-Achse aufweist, hat im Gegenzug eine ungünstigere Austauschbarkeit im Vergleich zu der Zahnstangenvariante. Damit im zukünftigen Vorrichtungsverbund über eine gemeinsame Spindel mehrere benachbarte Kinematikmodule unabhängig voneinander verfahren werden können, ist die Spindel an den Enden über eine Fest-Los-Lagerung verdrehsicher fixiert und die Spindelmutter wird über einen kinematikintegrierten Motor angetrieben. Somit können mehrere benachbarte Module eine gemeinsame Spindel nutzen.



Abbildung 7-1: umgesetzte Prototypen; a) und c) Zahnstangenantrieb; b) Spindeltrieb

Bereits nach den ersten Inbetriebnahmetests der Zahnstangenvariante wurde ein relativ hohes Spiel in der Antriebskette der X-Achse festgestellt und daraufhin die Geradverzahnung, welche noch in dem Aufbau der Abbildung a) verbaut ist, durch eine vorgespannte Schrägverzahnung ersetzt, wie sie im fertigen Prototypen der Abbildung c) dargestellt ist. Im Vergleich der Abbildungen b) und c) ist zu erkennen, dass der Antrieb der X-Achse der schrägverzahnten Zahnstangenvariante mehr Bauhöhe beansprucht. Für einen gleichbleibenden Abstand des später zu montierenden Spanners von der Linearführung der unteren X-Achse ausgehend, wurden die Führungsschienen höher gesetzt und der Bauraum für den Antrieb nach unten eingesenkt. Somit bleibt die Kippmomentbelastung auf die unteren Führungselemente unverändert.

Die Abbildung 7-2 zeigt einen detaillierten Vergleich der beiden Antriebsausführungen. Die in der Darstellung b) abgebildete Schrägverzahnung, sowie die Substituierung der Stirradstufe durch ein spielarmes Winkelgetriebe reduzieren deutlich das Spiel in der Antriebskette. Zusätzlich zu diesen Anpassungen wurden die Zähne der Zahnstange respektive des Ritzels seitlich und somit vergleichsweise vertikal angeordnet. Dies begünstigt die selbstreinigende Wirkung und verhindert, dass sich vermehrt Schmutz in den Zahnzwischenräumen ablagert. Durch die senkrechte Anordnung von Übersetzungsgetriebe und Ritzel erhöht sich die Bauhöhe der Antriebseinheit. Der dadurch gewonnene Bauraum im rechten Bereich der Antriebseinheit wurde für die Integration des Motorcontrollers genutzt, wie in der Darstellung b) unterhalb des Motors zu erkennen ist.

Die während der Inbetriebnahme durchgeführten Tests mit der geradverzahnten Antriebsvariante zeigten ein Lastwechselspiel der X-Achse bis zu 2 mm, woraufhin die Antriebseinheit wie beschrieben abgeändert wurde. Die umfänglichen experimentellen Untersuchungen, welche in den folgenden Kapiteln beschrieben werden, wurden neben dem Prototyp mit Spindeltrieb nur mit dem Prototyp der bereits abgeänderten Schrägverzahnung durchgeführt.

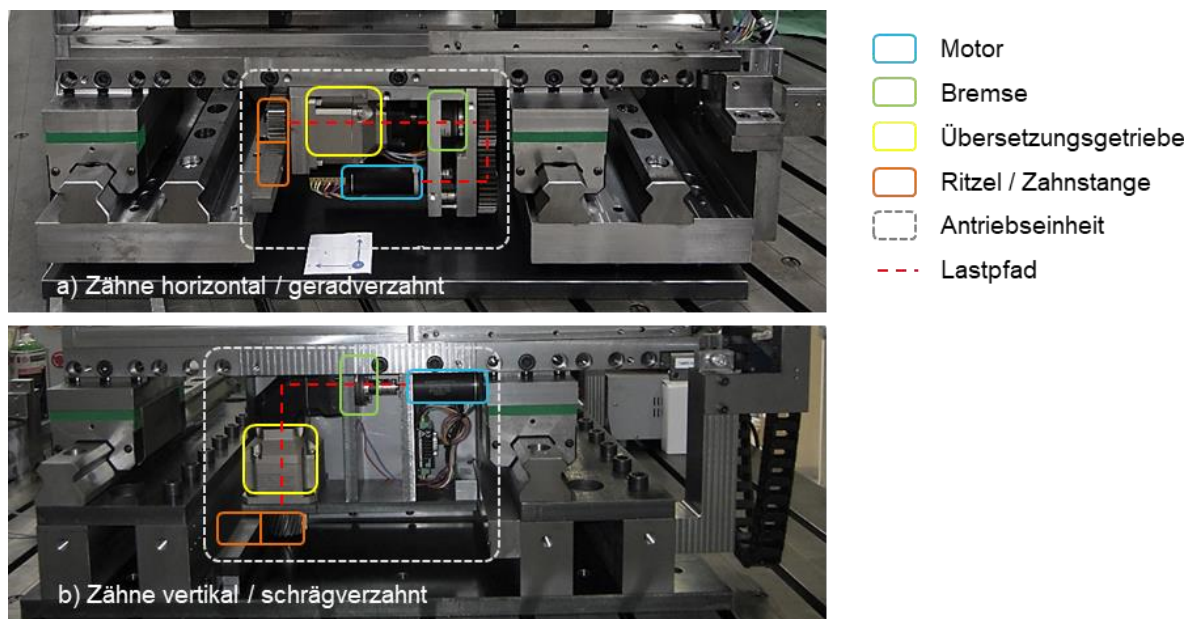


Abbildung 7-2: Vergleich der Zahnstangenantriebsvarianten

## 7.2 Experimentelle Untersuchungen

Die experimentellen Untersuchungen zur Validierung der Anforderungen und Eruiierung der realen Kinematikparameter wurden in drei Abschnitten durchgeführt. Im ersten Abschnitt wurden die grundlegenden Funktionsparameter durch statistisch wiederholte Einzeltests festgestellt. Der zweite Abschnitt beinhaltet einen Dauertest mit periodischen Verfah- und Belastungszyklen in Laborumgebung und einem anschließenden Vergleich der zu Beginn eruierten Funktionsparameter. Im dritten Abschnitt wurden die Kinematiken in einer seriennahen Schmutzumgebung einem weiteren Dauertest unterzogen, um die industrielle Einsatzfähigkeit zu eruiieren.

### 7.2.1 Bestimmung der Funktionsparameter

Für die Definition der Funktionsparameter der Kinematik wurde ein Versuchsplan aufgestellt, welcher in der Tabelle 4-1 zusammengefasst ist. Die zu bestimmenden Funktionsparameter sind darin als Versuchsparameter aufgelistet und deren jeweilige experimentelle Bestimmung beschrieben. Alle Versuche wurden separat für die Einzelachsen durchgeführt und entsprechend der jeweiligen Achse in der ersten Ebene von 1. bis 4. durchnummeriert. Die einzelnen Versuchsparameter wurden in der zweiten Ebene von 1 bis 6 gekennzeichnet.

Tabelle 7-1: Versuchsplan mit Versuchsparametern

Nr.	1.	2.	3.	4.	Versuchsparameter	Bemerkungen	
	X - Achse (Spindelantrieb)	X - Achse (Zahnstangenantrieb)	Y - Achse	Z - Achse	Montierbarkeit	Aufnahme von Anpassungen bzgl. einfacher Montierbarkeit, Verkabelung, steuerungstechnischer IBN; Kalibrierung	
					steuerungstechnische Funktionalität	Ansteuerung von Motor und Bremse; Sensorabfragen; Übergabe Verfahparameter	
					mechanische Funktionalität	Funktionsprüfung Führungen, Getriebe, Klemmung,	
1					Verfahrgeschwindigkeit	Abprüfen der Vorgabe von 5s über Gesamtverfahweg; Aufnahme Motordrehzahl; Analyse minimale Verfahzeit	mit 15kg Zusatzlast
2					Temperaturentwicklung	maximaler Verfahweg in 5s + 45s Pause bis Temperaturniveau am Motor und Controller über 5 Zyklen nicht weiter steigt; zweite Testreihe mit 30s Pause; jeweils 3 Versuchsreihen; dritte Testreihe kontinuierliches Verfahren der Achse zwischen den Endlagen bis zu gleichmäßigem Temperaturniveau bzw. Grenzwert	mit 15kg Zusatzlast
3					Auflösung	Anfahren eines Verfahweges von 0,02mm von unten und von oben; jeweils 10 Wiederholungen; Positionsmessung mit Messuhr	mit 15kg Zusatzlast
4.1					(mittlere) Positionsstreuung	Anfahren von 5 definierten Positionen jeweils von unten und von oben; Positionsmessung mit Romer-Messarm; jeweils 10 Wiederholungen	mit 15kg Zusatzlast
4.2					(mittlere) Umkehrspanne		
4.3					(mittlere) Programmiergenauigkeit		
5					Stromaufnahme	Aufzeichnung des Energiebedarfs über den gesamten Verfahweg mit 3 Wiederholungen	mit 15kg Zusatzlast
6	Drehmoment Motor	Berechnung mittels Stromkonstante und Stromaufnahme	mit 15kg Zusatzlast				
7	Gesamtkinematik			Nachgiebigkeit	statische Lastaufbringung von 0,5kN bis 4,5kN in 0,5kN-Schritten; jeweils in alle 6 Hauptrichtungen ( $\pm X$ , $\pm Y$ , $\pm Z$ ); jeweils in Mittelposition; jeweils 3 Wiederholungen		

Die letzten Versuche zur Bestimmung der Nachgiebigkeiten wurden an den Gesamtkinematiken durchgeführt und mit 7.1 für die Spindelvariante und 7.2 für die Zahnstangenvariante gekennzeichnet. Bereits während der Montage und Inbetriebnahme wurden die ersten Untersuchungen hinsichtlich der Montierbarkeit sowie den mechanischen und steuerungstechnischen Grundfunktionalitäten durchgeführt und objektiv bewertet. Die weiteren experimentellen Analysen wurden mit entsprechend geeigneten Messsystemen aufgenommen und ausgewertet. Die Genauigkeitsmessungen wurde in Anlehnung an die VDI 2861-3 [VDI88] durch die Bestimmungen der Positionsstreubreite, der Umkehrspanne sowie der Programmiergenauigkeit durchgeführt. Für diese Messungen wurde ein Messarm der Firma *Romer* vom Typ 5118 mit einer zertifizierten Punktgenauigkeit von 0,011 mm und einer Längenmessabweichung von 0,013 mm verwendet. Die Messungen zur Bestimmung der Auflösung wurden mit einer Messuhr aufgrund der Möglichkeit der stationären Befestigung des Messmittels durchgeführt. Für die statistischen Absicherungen wurden die Analysen zur Genauigkeit mit jeweils 10 Wiederholungen, für die Geschwindigkeiten mit jeweils fünf Wiederholungen und die Messungen der Temperaturen, Stromaufnahmen und Nachgiebigkeitsmessungen mit jeweils drei Wiederholungen durchgeführt. Nachfolgend sind die Versuchsdurchführungen und Ergebnisse für die Untersuchungen der X-Achse mit Zahnstangenantrieb beschrieben. Die Untersuchungen der X-Achse mit Spindeltrieb, der Y-Achse sowie der Z-Achse wurden in gleicher Art und Weise durchgeführt. Die Ergebnisse aller Achsen der beiden Kinematikprototypen sind nach den Versuchsbeschreibungen am Beispiel der X-Achse mit der bevorzugten Zahnstangenvariante zusammengefasst dargestellt.

#### ***Montierbarkeit:***

In Bezug auf die Montierbarkeit wurde festgestellt, dass die Bohrungen zur Befestigung der Bremse in der X-Achse aufgrund des seitlichen Kabelabgangs angepasst werden müssen. Des Weiteren musste die Übergangspassung der Flanschbohrung für die Montage des Winkelgetriebes angepasst werden, da diese zu eng toleriert gefertigt wurde. Für die Verlegung des Kabels der Bremse musste zudem eine seitliche Aussparung an der Motoranbindungsplatte zur Durchführung des Kabels eingefügt werden.

#### ***Steuerungstechnische / mechanische Funktionalität***

In Bezug auf die steuerungstechnische und mechanische Funktionalität wurden bei der Montage und Erstinbetriebnahme keine Mängel festgestellt. Alle Signale und Sensordaten werden fehlerfrei übertragen und die mechanischen Bauteile funktionieren fehlerfrei.

#### ***Versuch 2.1 Verfahrensgeschwindigkeit***

Für die Analyse der Verfahrensgeschwindigkeit wurde die Achse positionsgesteuert zwischen den Positionen 75 mm und 275 mm verfahren und die Fahrzeit über die Motorsteuerung ausgelesen. Die Anforderung für den Fahrweg von 200 mm wurde mit einer maximalen Dauer von fünf Sekunden definiert.



**Tabelle 7-2: Messwerttabelle Versuch 2.1 Verfahrgeschwindigkeit**

Versuch 2.1: Verfahrgeschwindigkeit						
Verfahren zwischen den Positionen 75 und 275 mm; Drehzahlvorgabe 2360 U/min						
Anfahren von oben ↓ (in Richtung -X)						
i	1	2	3	4	5	Mittelwert ↓
Zeit [s]	4,93	4,89	4,92	4,91	4,93	4,916
Anfahren von unten ↑ (in Richtung +X)						
i	1	2	3	4	5	Mittelwert ↑
Zeit [s]	4,85	4,87	4,85	4,83	4,88	4,856
<b>Gesamtmittelwert [s]</b>						<b>4,886</b>

Zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens und der Positioniergenauigkeit wurden Beschleunigungsrampen definiert, sodass die Achse in den ersten 10 mm nach dem Start sowie 10 mm vor Erreichen der Sollposition gleichmäßig beschleunigt wird. Gemäß diesen Beschleunigungen und dem Übersetzungsverhältnis des Antriebstranges wurde zunächst eine Motordrehzahl von 2400 Umdrehungen pro Minute vorgegeben. Für eine Verfahrszeit von ca. 4,9 s für den Fahrweg von 200 mm ist letztendlich eine Motordrehzahl von 2360 Umdrehungen pro Minute ausreichend. Zur Bestimmung der genauen Verfahrszeit wurden jeweils fünf Versuche in negativer X-Richtung sowie in positiver X-Richtung durchgeführt. Die Verfahrszeiten wurden über die Motorsteuerung vom Auslösen des Bewegungsbefehls bis zum Erreichen der vorgegebenen Endposition ausgelesen. In der Tabelle 7-2 sind die Messwerte der Analysen zur Bestimmung der durchschnittlichen Verfahrgeschwindigkeit dargestellt. Der Mittelwert der Verfahrszeit beträgt 4,886 s. Da der verbaute Motor vom Typ *Faulhaber 4490 024 BS* laut Herstellerangaben mit einer maximalen Drehzahl von 16.000 Umdrehungen pro Minute und einer Nenndrehzahl von 4940 Umdrehungen pro Minute betrieben werden kann, ist die geforderte Verfahrgeschwindigkeit ohne Einschränkungen realisierbar. [FAU16]

### **Versuch 2.2 Temperaturentwicklung**

In den Versuchen zur Temperaturentwicklung wurde geprüft, inwiefern sich der Motor im Dauerbetrieb erwärmt und sich gegebenenfalls eine konstante Temperatur einstellt. Die Verfahrszyklen wurden derart definiert, dass der maximal erforderliche Fahrweg, welcher bei der X-Achse 200 mm beträgt, wechselseitig direkt nacheinander zehnmal vorwärts und rückwärts abgefahren wird. Da die umgesetzte X-Achse einen größeren Fahrweg aufweist, wurde für die Versuche eine Startposition bei 75 mm sowie eine Endposition bei 275 mm definiert. Nach diesen alternierenden 10 Wiederholungen erfolgte die Temperaturmessung mit einem Infrarotthermometer an drei Stellen des Motorgehäuses. Die drei Messstellen befinden sich auf Höhe der Mittelachse des Motors in axialer Richtung jeweils 100 mm vom Gehäuserand entfernt sowie in der Mitte der Motorlänge. In der Abbildung 7-3 sind die Messstellen für die Temperaturmessungen am Motor dargestellt.



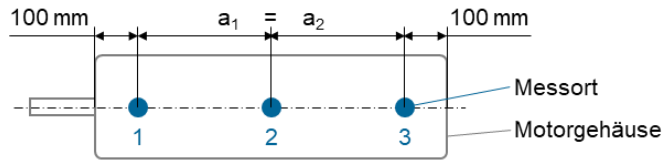


Abbildung 7-3: Temperaturmessstellen am Motor

Der Ablauf der Verfah- und Messzyklen wurde solange wiederholt, bis sich die Temperatur über drei Messzyklen hinweg nicht weiter erhöht oder eine definierte Maximaltemperatur überschritten wird. Der Betriebstemperaturbereich des eingesetzten Motors wird vom Hersteller zwischen  $-30^{\circ}\text{C}$  und  $125^{\circ}\text{C}$  angegeben. Als Abbruchkriterium für den Versuch wurde eine Maximaltemperatur von  $80^{\circ}\text{C}$  definiert, was ca.  $2/3$  der erlaubten Höchsttemperatur entspricht. Die Messungen mit dem Infrarotthermometer wurden auf dem stumpfen, schwarz eloxierten Aluminium-Gehäuse des Motors durchgeführt. Entsprechend der Emissionsgradtabelle nach [VIZ21] wurde für die Messungen an dem Infrarotthermometer ein Emissionswert von  $\epsilon = 0,95$  eingestellt. Die Messungen wurden bei einer Umgebungstemperatur von  $23,3^{\circ}\text{C}$  durchgeführt. In der Tabelle 7-3 sind die Messwerte des dritten Versuchsdurchlaufes zur Temperaturentwicklung abgebildet und die maximalen Temperaturwerte jedes Messortes sind farbig hervorgehoben. Wie zu erkennen ist, treten die höchsten Temperaturen am Messort 1 und 2 bei der Messung 12 und am Messort 3 bei der Messung 13 auf. Da die Temperaturen in den folgenden Messungen nicht weiter angestiegen sind, wurde der Versuch nach dem 15. Zyklus beendet. Die maximal gemessene Temperatur während des Dauerbetriebes beträgt  $47,1^{\circ}\text{C}$ . In der Abbildung 7-4 sind die Messwerte der Tabelle 7-3 grafisch in einem Diagramm dargestellt. Die Messwerte der Versuchsdurchläufe 1 und 2 waren nahezu identisch zu den abgebildeten Werten, wobei die größte Abweichung unter  $1^{\circ}\text{C}$  lag. Mit der laut Hersteller zulässigen Maximaltemperatur von  $125^{\circ}\text{C}$  und vor dem Hintergrund, dass im zukünftigen Serienbetrieb zwischen jeder Positionierfahrt die Kinematik für den eigentlichen Fügeprozess der Bauteile ca. 45 Sekunden still steht, ist die Temperaturentwicklung unkritisch zu bewerten.

Tabelle 7-3: Messwerttabelle Versuch 2.2 Temperaturentwicklung

Versuch 2.2: Temperaturentwicklung / Infrarot-Thermometer; $\epsilon = 0.95$																
Temperatur [ $^{\circ}\text{C}$ ]	Messung	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
	Messort 1		23,5	27,6	31,1	36,9	38,1	39,2	40,4	41,4	42,6	43,6	44,5	47,1	46,9	46,8
Messort 2		23,5	28,1	32,9	36,5	38,0	38,9	39,8	41,2	42,4	43,7	44,9	46,9	46,6	46,2	46,0
Messort 3		23,4	27,3	31,0	33,8	35,4	36,2	37,2	38,7	40,8	40,9	41,8	43,5	44,1	43,2	42,5

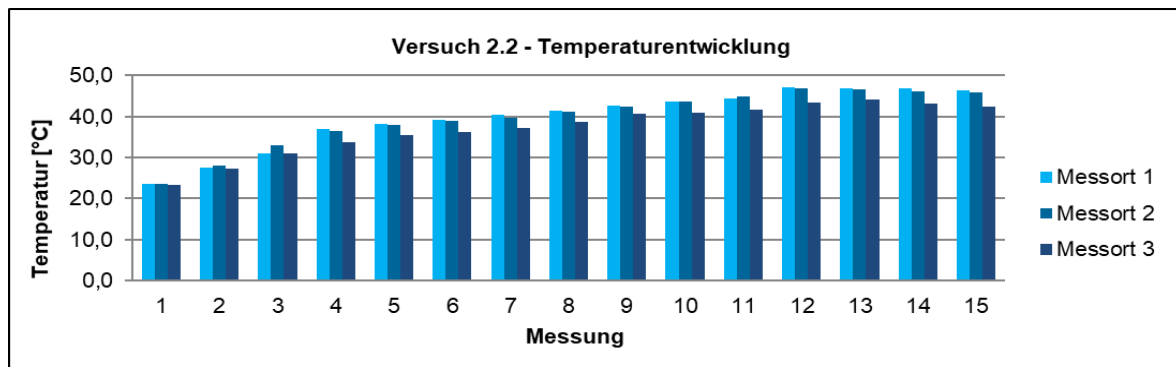


Abbildung 7-4: grafische Darstellung der Temperaturentwicklung

### Versuch 2.3 Auflösung

Der Wert für die Auflösung der Kinematikachse definiert in Bezug auf die Versuche die kleinste mögliche Schrittweite einer Achsbewegung. Für die Bestimmung der Auflösung wurde eine Messuhr verwendet, welche starr an der Grundplatte der Kinematik gemäß der schematischen Darstellung in der Abbildung 7-5 befestigt wurde. Die verwendete analoge Messuhr hat dabei eine eigene Auflösung von 0,001 mm.

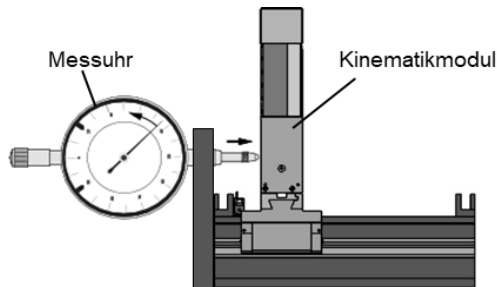


Abbildung 7-5: schematischer Versuchsaufbau zur Bestimmung der Auflösung

Für die Bestimmung der mittleren Auflösung wurde die Messuhr direkt an die Kinematik gesetzt. Anschließend wurde die Kinematik mit einem vorgegebenen Weg von 0,02 mm verfahren. Und der Ausschlag der Messuhr abgelesen. Von diesen Messungen wurden jeweils 10 Wiederholungen in negativer sowie in positiver X-Richtung durchgeführt. Anschließend wurden die jeweiligen Mittelwerte der 10 Messungen sowie der Gesamtmittelwert berechnet, welcher 0,028 mm beträgt. Die Messwerte sind in der Tabelle 7-4 aufgelistet und in der Abbildung 7-6 grafisch dargestellt.

Tabelle 7-4: Messwerttabelle Versuch 2.3 Auflösung

Versuch 2.3: Auflösung / Messmittel Messuhr											
Anfahren von oben ↓ (in Richtung -X)											
Messung	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Mittelwert
Messwert [mm]	0,026	0,023	0,022	0,028	0,025	0,033	0,028	0,031	0,026	0,031	0,0273
Anfahren von unten ↑ (in Richtung +X)											
Messung	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Messwert [mm]	0,031	0,033	0,025	0,028	0,029	0,027	0,030	0,033	0,029	0,031	0,0296
<b>Gesamtmittelwert [mm]</b>											<b>0,028</b>

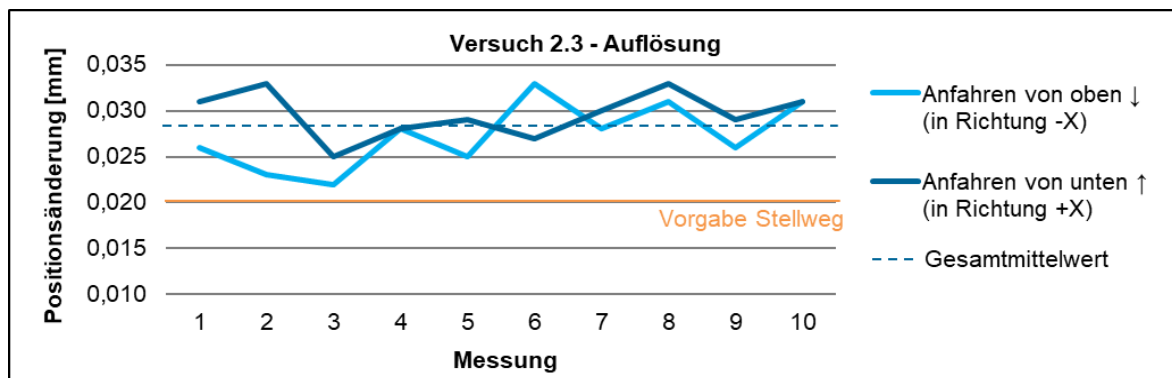


Abbildung 7-6: grafische Darstellung der Auflösung

Dabei sind die jeweiligen Messwerte für das Verfahren in positiver sowie in negativer Richtung in separaten Kurven abgebildet. Zum grafischen Vergleich sind der Vorgabewert des Stellweges und der Gesamtmittelwert ebenfalls dargestellt. Die Anforderung einer kleinstmöglichen Stellgröße von 0,1 mm ist mit der ermittelten Auflösung von 0,028 mm für die X-Achse mit Zahnstangenantrieb erfüllt.

#### **Versuch 2.4 Positionsstreuung; Umkehrspanne; Programmiergenauigkeit**

Die Bestimmungen der mittleren Positionsstreuung, der mittleren Umkehrspanne sowie der mittleren Programmiergenauigkeit wurden mit denselben Messwerten durchgeführt. Dabei wurden fünf Sollpositionen ( $j$ ) mit jeweils 10 Wiederholungen ( $i$ ) in negativer X-Richtung ( $\downarrow$ ) sowie in positiver X-Richtung ( $\uparrow$ ) angefahren. Am Beispiel der X-Achse mit Zahnstangenantrieb wurden die fünf Positionsvorgaben in Anlehnung an den anforderungsgerechten Verfahrbereich von 200 mm, welcher zwischen den Werten 75 mm und 275 mm definiert wurde, mit 80 mm, 123 mm, 142 mm, 253 mm und 270 mm gewählt. Die Positionswerte wurden direkt in die Kinematiksteuerung eingegeben und die angefahrenen Einzelpositionen mit einem Messarm der Firma *Romer* extern angemessen. Die aufgenommenen Messwerte sind in der Tabelle 7-5 abgebildet. Gemäß VDI 2861-3 wurden aus den Einzelmesswerten ( $x_{ij}$ ) die Sollpositionsspezifischen Mittelwerte ( $x_{j\downarrow\uparrow}$ ), die Standardabweichungen ( $s_{j\downarrow\uparrow}$ ) sowie die Programmierabweichungen ( $PP_{j\downarrow\uparrow}$ ) ermittelt. Aus den Mittelwerten der unterschiedlichen Verfahrrichtungen wurden die Sollpositionsspezifischen Werte für die mittlere Standardabweichung ( $s_{jges}$ ), die Positionsstreuung ( $PS_j$ ), die Umkehrspanne ( $U_j$ ) und die Programmierabweichung ( $PP_j$ ) berechnet. Abschließend wurden die jeweiligen Maximalwerte sowie die Mittelwerte als Ergebnisse der Versuche 2.4.1; 2.4.2 und 2.4.3 ermittelt. Die mittlere Positionsstreuung der X-Achse mit Zahnstangenantrieb beträgt  $PS = 0,108$  mm. Die mittlere Umkehrspanne beträgt  $U = 0,047$  mm und die mittlere Programmiergenauigkeit  $PP = 0,077$  mm. Die geforderte Absolutgenauigkeit von 0,1 mm kann mit den Versuchsergebnissen zur Programmiergenauigkeit als erfüllt bewertet werden. Die Wiederholgenauigkeit, welche als wiederholtes Anfahren einer Position aus einer gleichbleibenden Richtung betrachtet wird, lässt sich nach der Definition der VDI 2861-3 vergleichen mit der Differenz aus der mittleren Programmiergenauigkeit und der mittleren Umkehrspanne. Diese beträgt gemäß den Versuchsergebnissen  $PP - U = 0,03$  mm und erfüllt demnach die Festforderung von 0,05 mm. Lediglich die Wunschforderung zur Wiederholgenauigkeit von 0,01 mm wird nicht erfüllt. [VDI88]

Tabelle 7-5: Messwerttabelle Versuch 2.4.1 / 2.4.2 / 2.4.3 Genauigkeiten

Versuch 2.4: mittlere Positionsstreubreite; mittlere Umkehrspanne; mittlere Programmiergenauigkeit / Messmittel Romer-Messarm														
mit Korrekturwertrechnung														
Anfahren von oben ↓ (in Richtung -X)														
j	Soll	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Mittelwerte	Standard- abweichung	Prog.- abweichung
max	275,000											xj↓	sj↓	PPj↓
5	270,000	269,961	269,996	270,024	269,953	269,952	269,956	269,962	269,982	269,993	269,959	269,974	0,024	0,026
4	253,000	253,018	253,112	253,148	252,999	253,001	253,065	253,019	253,104	253,068	253,007	253,054	0,053	0,054
3	142,000	142,114	142,110	142,131	142,102	142,116	142,141	142,100	142,129	142,128	142,105	142,118	0,014	0,118
2	123,000	123,013	122,998	123,020	122,998	123,014	123,045	122,999	123,021	123,026	123,008	123,014	0,015	0,014
1	80,000	79,880	79,873	79,875	79,857	79,881	79,895	79,869	79,873	79,873	79,872	79,875	0,010	0,125
Anfahren von unten ↑ (in Richtung +X)														
j	Soll	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Mittelwerte	Standard- abweichung	Prog.- abweichung
min	75,000											xj↑	sj↑	PPj↑
1	80,000	79,928	79,937	79,943	79,961	79,952	79,953	79,931	79,947	79,951	79,950	79,945	0,011	0,055
2	123,000	123,010	123,017	123,013	123,017	123,042	123,034	123,032	123,032	123,024	123,045	123,027	0,012	0,027
3	142,000	142,076	142,096	142,083	142,095	142,113	142,098	142,107	142,101	142,090	142,112	142,097	0,012	0,097
4	253,000	252,971	252,969	252,944	252,969	252,964	252,966	252,967	252,942	252,937	252,969	252,960	0,013	0,040
5	270,000	269,943	269,958	269,933	269,952	269,938	269,945	269,948	269,898	269,924	269,929	269,937	0,017	0,063

Maximalwerte		
max. Pos.- Streubreite	U <sub>max</sub>	max. Prog.- abweichung
0,199	0,094	0,125

Mittelwerte		
mittl. Pos.- Streubreite	mittl. Umkehr- spanne	mittl. Prog.- genauigkeit
0,108	0,047	0,077

Positionsbezogene Werte		
mittl. Standard- abweichung	Positions- streubreite	Umkehr- spanne
S <sub>ges</sub>	PS <sub>j</sub>	U <sub>j</sub>
0,010	0,060	0,070
0,014	0,081	0,012
0,013	0,078	0,020
0,033	0,199	0,094
0,021	0,124	0,037

Programmier- abweichung		
PP <sub>j</sub>	0,125	0,027
0,118	0,054	0,063

**Versuch 2.4.1    2.4.2    2.4.3**

alle Werte in [mm]

### Versuch 2.5 / 2.6 Stromaufnahme und Drehmoment

Für die Analysen zur Stromaufnahme wurde die X-Achse innerhalb des vorgegebenen Verfahrweges zwischen den Positionen 75 mm und 275 mm mit insgesamt drei Wiederholungen verfahren. Im Versuch 1 sowie im Versuch 3 erfolgte die Verfahrbewegung in positiver X-Richtung und im Versuch 2 in negativer X-Richtung. Während der Verfahrbewegungen wurden die Motorströme über die Motorsteuerung mit einer Messfrequenz von ca. 300 Hz ausgelesen. Parallel wurde ebenfalls über die Motorsteuerung die Zeit vom Auslösen des Bewegungsbefehls bis zum Erreichen der vorgegebenen Zielposition gemessen. Das Diagramm in der Abbildung 7-7 zeigt die Kurven der Motorströme über der Verfahrzeit. Wie bereits im Versuch 2.4 zur Verfahrgeschwindigkeit beschrieben, wurde die Bewegung mit einer vorgegebenen Drehzahl von 2360 Umdrehungen pro Minute sowie einer Anfahr- und Anhalterampe von jeweils 10 mm vorgegeben. Am Beginn sowie am Ende der Kurven sind die Beschleunigungen anhand der Stromverläufe gut zu erkennen. Die Verläufe über die drei Versuche hinweg sind relativ homogen. Lediglich am Ende der positiven Beschleunigungsrampe bei ca. 0,2 s gibt es eine kurze Erhöhung der Stromaufnahme auf einen Maximalwert, welcher bei dem Versuch 1 bei 7,372 A liegt. Am Ende der Verfahrzyklen kurz vor dem Erreichen der Sollposition am Ende der negativen Beschleunigung kennzeichnet. Der Mittelwert der gesamten Stromaufnahme über alle drei Versuche beträgt 5,708 A. Mit der vom Hersteller angegebenen Stromkonstante von 0,024 A/mNm ergibt sich rechnerisch ein mittleres Drehmoment von 237,83 mNm. Das Nenndrehmoment für den Dauerbetrieb des Motors, welches laut Motordatenblatt 183 mNm beträgt, wird somit um ca. 30 % überschritten. Der Einsatz der Kinematik in einer Fügevorrichtung des Karosseriebaus mit Taktzeiten von 50 s bedingt eine Mindeststillstandszeit der Kinematik nach jedem Verfahrzyklus von 45 s. Gemäß den definierten Nennbetriebsarten der EN 60034-1 befindet sich die Kinematik bei einem Verfahren nach jedem Fertigungstakt in der Betriebsart „S3 - periodischer Aussetzbetrieb“. Bei einem Verfahren des gesamten Verfahrweges von 200 mm beträgt die Einschaltdauer maximal 10%. Der Betriebspunkt des Motors ist in dem Diagramm des Motordatenblattes in der Abbildung 7-8 orange gekennzeichnet.

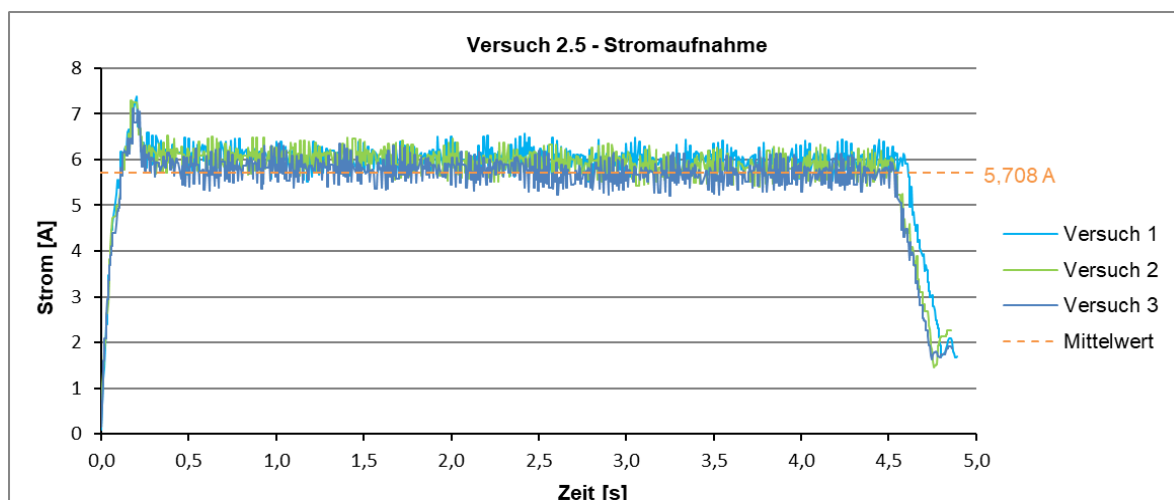


Abbildung 7-7: grafische Darstellung der Stromaufnahme

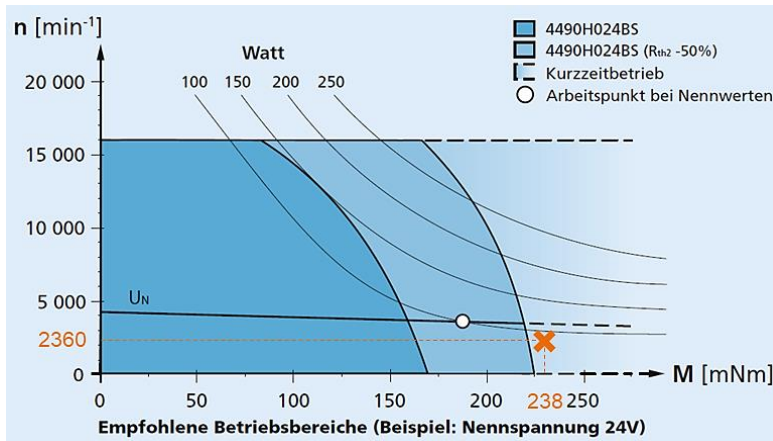
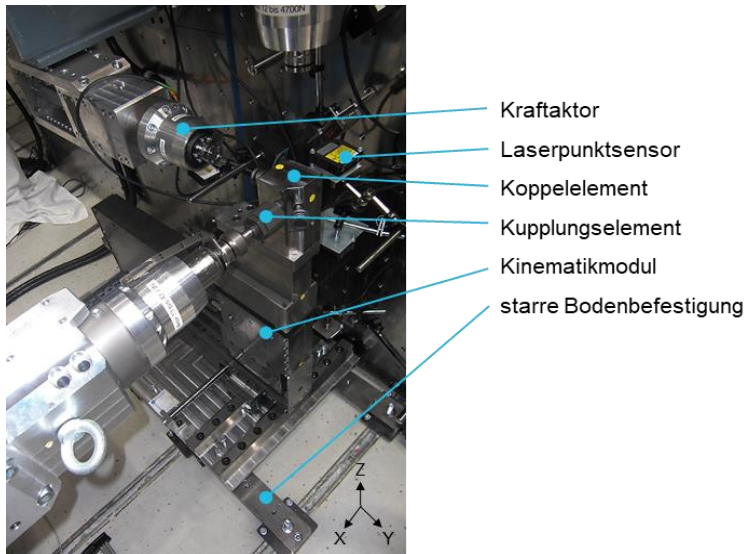


Abbildung 7-8: Motordatenblatt [FAU16] (ergänzt)

Der Betriebspunkt liegt im Bereich der unteren linken Ecke des Kurzzeitbetriebs und somit ist ein Überschreiten des Nenndrehmomentes in diesem Maß und mit der beschriebenen Betriebsart sowie der maximalen Einschaltdauer möglich und für den Motor nicht schadhaft.

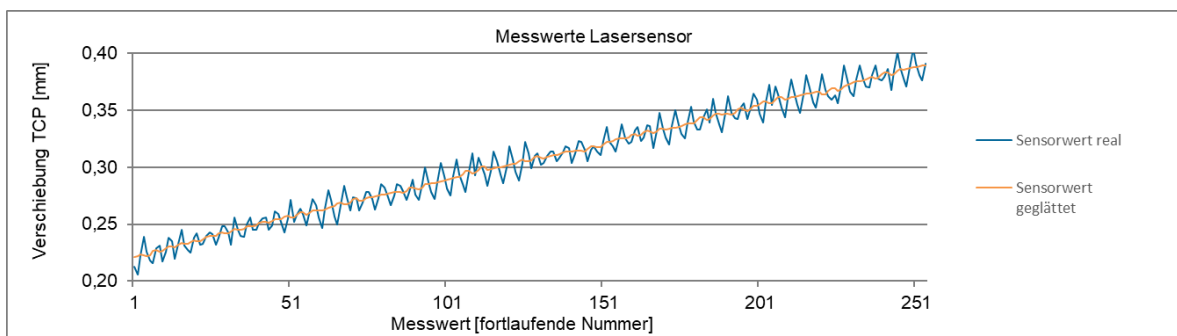
### Versuch 7.2 Nachgiebigkeit Gesamtkinematik mit Zahnstangenantrieb

Die Analyse der Nachgiebigkeit wurde am Gesamtaufbau der Kinematik durchgeführt. Dafür wurde die Kinematik über die Grundplatte starr befestigt und in der Höhe des TCP eines Standard-Spanners mit externen quasistatischen Lasteinträgen beaufschlagt. Die Lastaufbringung erfolgte mit Kraftaktoren innerhalb eines modularen Komponentenprüfstandes (MKPS) in 500 N-Schritten von 500 N bis 4500 N. Die Krafrichtung wurde ebenfalls variiert, sodass die Kinematik nacheinander in alle 6 Hauptrichtungen ( $\pm X$ ,  $\pm Y$ ,  $\pm Z$ ) belastet wurde. Für die Belastungsanalysen wurde die Kinematik in allen drei Achsen in die jeweilige Mittelposition verfahren. Für die Antragung der externen Lasten wurde anstelle des Spanners ein starres Koppellement auf der Kinematik befestigt. Für eine querkräftfreie Anbindung der Kraftaktoren an das Koppellement wurden Kupplungselemente eingesetzt, welche leichte axiale Verschiebungen und Winkelabweichungen ausgleichen können. Ein Belastungszyklus bestand aus dem kontinuierlichen Erhöhen der Druckkraft bis zu einem vorgegebenen Maximalwert von 4500 N, einem kurzen Verweilen bei dieser Maximallast, danach einem Absenken der Kraft mit Nulldurchlauf und direkt anschließender Erhöhung der Last in die entgegengesetzte Zugrichtung bis zu einem Maximalwert von -4500 N. Diese Maximalbelastung wurde wiederum kurzzeitig aufrechterhalten und anschließend auf 0 N zurückgefahren. Dieser Belastungszyklus mit Druck- und Zugbelastung wurde drei Mal wiederholt mit entsprechender Nullkalibrierung der Kraft- und Positionswerte im unbelasteten Zustand. Die Verschiebungen der Kinematik in Höhe des TCP wurden mittels Laserpunktsensoren vom Typ AWLG-040s der Firma Wenglor erfasst. Der Versuchsaufbau ist in der Abbildung 7-9 dargestellt. In der Darstellung sind drei Kraftaktoren zu erkennen, welche nacheinander an die Kinematik gekoppelt wurden und entlang der X-, Y- und Z-Achsen die zyklischen Belastungen zunächst als Druckkraft und anschließend als Zugkraft aufgebracht haben. Für die Reduzierung der Reflektionen am Koppellement und einer somit besseren Messwerterfassung mit den Lasersensoren wurden gelbe Klebepunkte angebracht.



**Abbildung 7-9: Versuchsaufbau zur Nachgiebigkeitsmessung**

Die Lastaufbringung und die Erfassung der Verschiebungswerte über die Laserpunktsensoren wurde über die Steuerung des MKPS synchronisiert, sodass die sich kontinuierlich ändernden Messwerte fortlaufend aufgezeichnet und direkt zugeordnet wurden. Ein Abgleich über die Versuchslaufzeit war somit nicht erforderlich. Für das kontinuierliche Erhöhen und Absenken der Kraft wurde eine Dauer von jeweils 40 s für 4500 N vorgegeben. Die Verweildauer im maximal belasteten Zustand wurde mit 5 s vorgegeben. Mit jeweils 5 s Vorlauf und Nachlauf im unbelasteten Zustand ergibt sich somit eine Gesamtzeit pro Belastungszyklus von 180 s. Die Messwerte wurden mit einer Frequenz von ca. 40 Hz aufgenommen, sodass pro Belastungszyklus über 7200 Datensätze aufgenommen wurden. Durch die Vielzahl der Datensätze konnte das Rauschen der hochauflösenden Lasersensoren ohne relevante Genauigkeitsverluste herausgerechnet werden. Dazu wurde aus jeweils 10 fortlaufenden Messwerten der Lasersensoren der Mittelwert gebildet. Mit der vorliegenden Messfrequenz ergeben sich somit Mittelwerte über 0,25 s. Für die Bildung der Mittelwerte wurden zu dem jeweiligen diskreten Messwert die vier vorangegangenen sowie die fünf nachfolgenden Werte herangezogen. Die Abbildung 7-10 zeigt einen Vergleich der realen Messwerte eines Lasersensors über einen Bereich von 250 Messwerten mit dem Verlauf der Mittelwerte aus jeweils 10 Messwerten. Die Amplitude der Kurve mit den realen Messwerten beträgt bis zu 0,03 mm und basiert auf dem Messrauschen des Sensors in Kombination mit der elastischen Verformung der Kinematik.



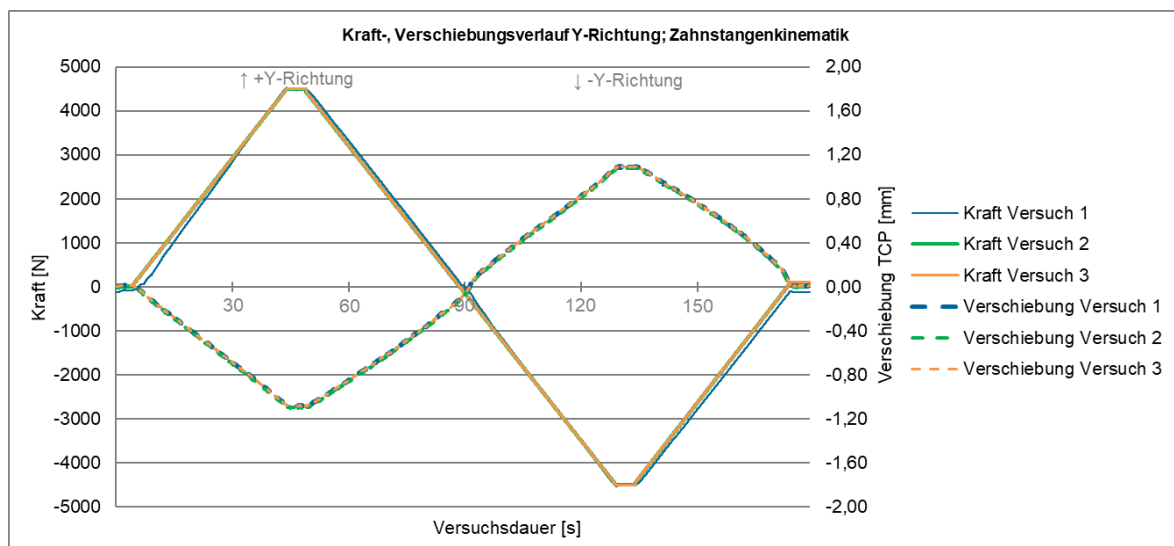
**Abbildung 7-10: Vergleich Sensordaten real / geglättet**



Wie die Grafik zeigt, ist das beschriebene Ausmitteln der Sensordaten zum Glätten der Kurve sehr gut geeignet. In der Tabelle 7-6 sind die Messwerte für die Versuche an dem Kinematikmodul mit Zahnstangenantrieb zu den Nachgiebigkeiten in Y-Richtung aufgelistet. Aufgrund der hohen Anzahl der Datensätze sind in der Tabelle lediglich die Maximalwerte für die drei Versuchszyklen sowie die Mittelwerte über die drei Versuche dargestellt. Zum grafischen Vergleich sind in der Abbildung 7-11 die dazugehörigen Kurvenverläufe der Kraftwerte und Verschiebungswerte in einem Diagramm dargestellt. Entsprechend der Anordnung des Kraftaktors, welcher in der Abbildung 7-9 für die Lastantragung in Y-Richtung markiert ist, startet der Belastungszyklus mit der positiven Druckkraft in positiver Y-Richtung. Da der Lasersensor auf der gegenüberliegenden Seite des Koppel-elementes die Verschiebung dessen misst, sind die Verschiebungswerte während der Druckbelastung relativ zur Ausgangslage negativ. In der zweiten Hälfte des Belastungszyklus ändert sich die Belastungsrichtung, sodass der Aktor eine negative Zugkraft in die negative Y-Richtung ausübt.

**Tabelle 7-6: Messwerttabelle Versuch 7.2 Nachgiebigkeit Y-Richtung**

Nachgiebigkeit Y-Richtung Zahnstange		maximale TCP-Verschiebung	maximale Kraft	Nachgiebigkeit
		[mm]	[N]	[ $\mu\text{m}/\text{N}$ ]; [mm/kN]
Versuch 1	↓ -Y-Richtung	1,0852	4525,46	0,2398
	↑ +Y-Richtung	1,0960	4530,06	0,2419
	$\Delta$ gesamt	2,1812	9055,51	0,2409
Versuch 2	↓ -Y-Richtung	1,0994	4499,33	0,2443
	↑ +Y-Richtung	1,0818	4499,33	0,2404
	$\Delta$ gesamt	2,1812	8998,66	0,2424
Versuch 3	↓ -Y-Richtung	1,0852	4499,33	0,2412
	↑ +Y-Richtung	1,0960	4499,33	0,2436
	$\Delta$ gesamt	2,1812	8998,66	0,2424
Mittelwert	↓ -Y-Richtung	1,0899	4508,04	0,2418
	↑ +Y-Richtung	1,0913	4509,57	0,2420
	$\Delta$ gesamt	2,1812	9017,61	<b>0,2419</b>



**Abbildung 7-11: Kraft-, Verschiebungsverlauf Y-Richtung Zahnstangenkinematik**

Das Koppellement der Kinematik bewegt sich in diesem Fall vom Sensor weg, sodass die Entfernungswerte des Sensors größer werden. Zu Beginn der Kurvenverläufe sowie an den Maximallastbereichen als auch am Ende des Belastungszyklus sind die konstanten Haltezeiten von 5 s erkennbar. Die maximalen Verschiebungen liegen in beiden Belastungsrichtungen bei ca. 1,1 mm, wie auch der Tabelle zu entnehmen ist. An den Kurvenverläufen der Kraftwerte ist eine leichte Verschiebung der Werte des Versuch 1 im Vergleich zu den Versuchen 2 und 3 zu erkennen. Diese Verschiebung resultiert aus einer zu Beginn unsaubereren Kalibrierung des Kraftaktors, hat aber auf die Versuchsergebnisse keinen relevanten Einfluss. Die nahezu deckungsgleichen Verläufe der gestrichelt dargestellten Verschiebungen zeigen, dass über die drei Versuche hinweg sehr homogene Verschiebungswerte hervorgerufen wurden. Dies ist auch an den berechneten Nachgiebigkeiten in der rechten Spalte der Tabelle 7-6 ersichtlich. Der Gesamtmittelwert der Nachgiebigkeit beträgt 0,2419 mm/kN. Der kleinste Wert ist mit 0,2398 mm/kN um nur 0,0021 mm/kN kleiner und der größte Wert von 0,2443 mm/kN um nur 0,0024 mm/kN größer, was einer Abweichung von lediglich 1% entspricht. Bei genauer Betrachtung des Diagrammes ist zu erkennen, dass der Nulldurchgang der Verschiebungswerte nicht genau mit dem Nulldurchgang der Kraftwerte übereinstimmt, sondern etwas verspätet, erst nach der Kraftumkehr eintritt. Zum Vergleich sind in der Abbildung 7-12 und in der Abbildung 7-13 die Belastungsverläufe der X- und der Z-Achse dargestellt. Bei der X-Achse der Zahnstangenkinematik in der Abbildung 7-12 ist dieser Effekt am größten. Beim Nulldurchgang der Kraft beträgt die Verschiebung am TCP noch ca. 4 mm. Im Vergleich dazu beträgt die Verschiebung des TCP's der Spindelkinematik nur ca. 2 mm. Die Ursache dieser unterschiedlichen Verschiebungen liegt zu einem Anteil in den unterschiedlichen Antriebssträngen der Einzelachsen. Die Y-Achse, mit der relativ geringen Verschiebung beim Kraftnulldurchgang von ca. 0,05 mm wird durch eine Spindel angetrieben, an deren Ende direkt die Haltebremse angeflanscht ist. Somit ist in diesem Fall nur ein sehr geringes Nachsetzen im Antriebsstrang der Spindel-Mutter-Verbindung möglich. Die X-Achse der Spindelkinematik wird über eine Spindel und eine zusätzliche Stirnradstufe angetrieben.

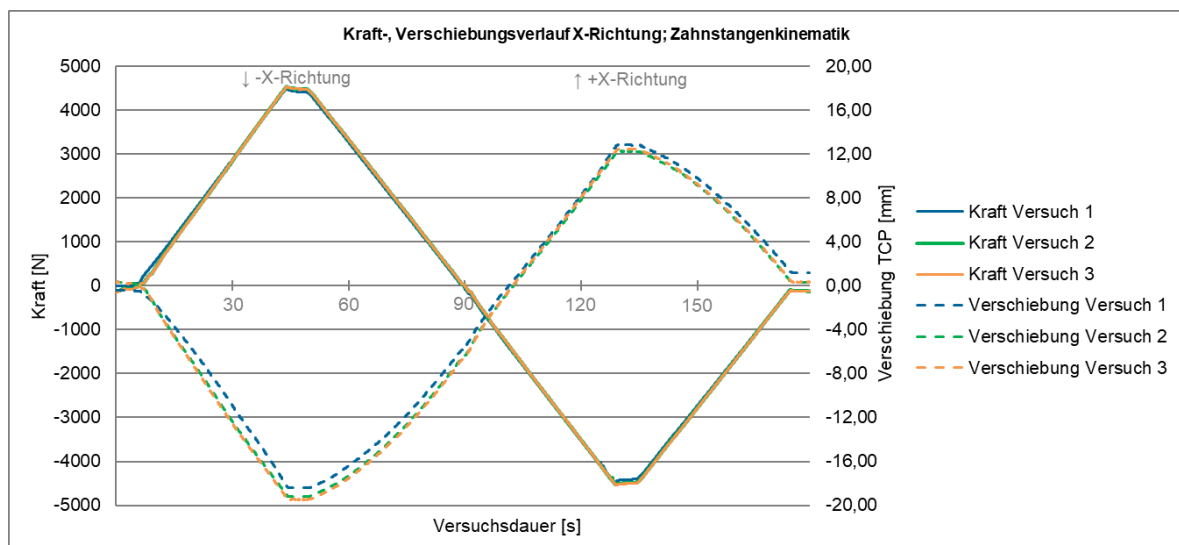


Abbildung 7-12: Kraft-, Verschiebungsverlauf X-Richtung Zahnstangenkinematik

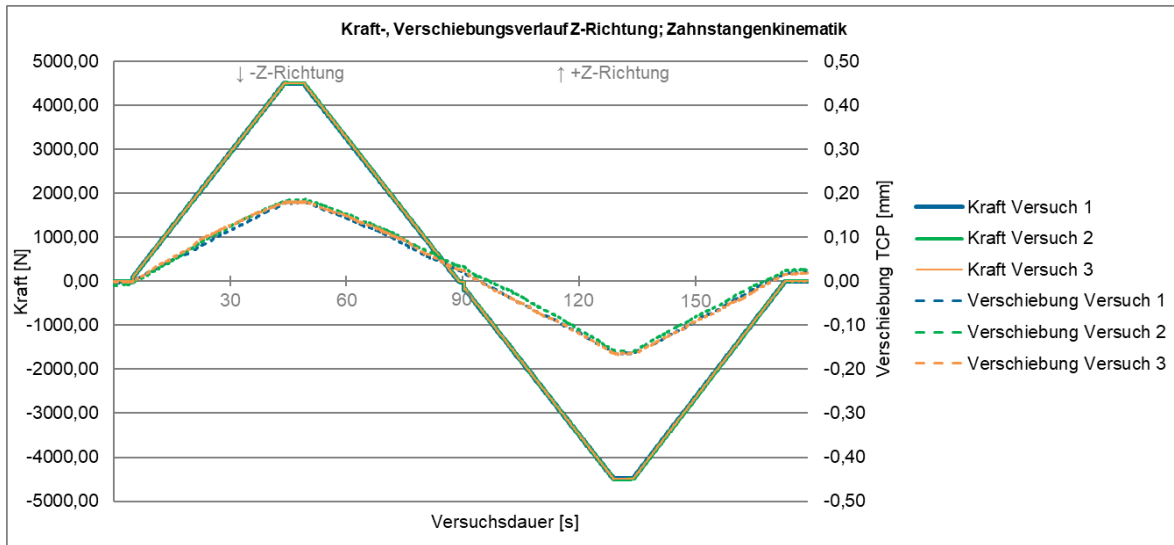


Abbildung 7-13: Kraft-, Verschiebungsverlauf Z-Richtung Zahnstangenkinematik

Die Zahnstangenkinematik hingegen wird über eine Zahnstange angetrieben, wobei zwischen dem Antriebsritzel und der Bremse ein Übersetzungsgetriebe und ein zusätzliches Winkelgetriebe liegen, wie bereits in der Abbildung 7-2 dargestellt ist. Trotz der spielarmen Verzahnungen kommt es in deren Summe zu dieser relativ hohen Verschiebung. Hinzu kommen in der Belastung in X-Richtung weitere Setzungserscheinungen, welche aus der schmalen Bauweise und der damit verbundenen Lastübertragung über die Gehäusebauteile mit einer Vielzahl von Verschraubungen resultieren. Am Verlauf der Belastungszyklen in Z-Richtung, welche in der Abbildung 7-13 dargestellt sind, ist ebenfalls ein Versatz des Nulldurchganges der Verschiebungen zu erkennen. Die Z-Achse wird ebenfalls über eine Spindel angetrieben, allerdings ist aufgrund des beengten Bauraumes, die Haltebremse erst nach zwei Stirnradstufen am Antriebsstrang angeordnet, wodurch es zu diesem Setzungsverhalten kommt. In Summe beträgt diese Verschiebung bei dem Kraftnulldurchgang an der Z-Achse aber lediglich ca. 0,02 mm und beeinträchtigt die Gesamtgenauigkeit nur unwesentlich. Zur Verdeutlichung der TCP-Verschiebungen bei Maximalbelastungen von 4500N sind die Hysteresen für die drei Achsen der Spindelkinematik in den Diagrammen der Abbildung 7-14 dargestellt. Die verbleibenden Verschiebungen beim Kraftnulldurchgang der Spindelkinematik betragen in X-Richtung ca. 2 mm, in Y-Richtung ca. 0,05 mm und in Z-Richtung ca.0,02 mm.

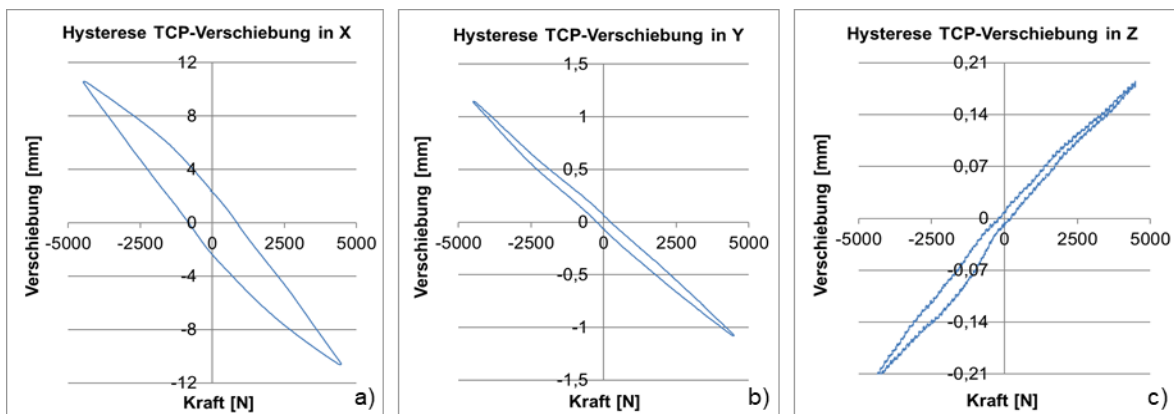


Abbildung 7-14: Hysterese der TCP-Verschiebungen der Spindelkinematik

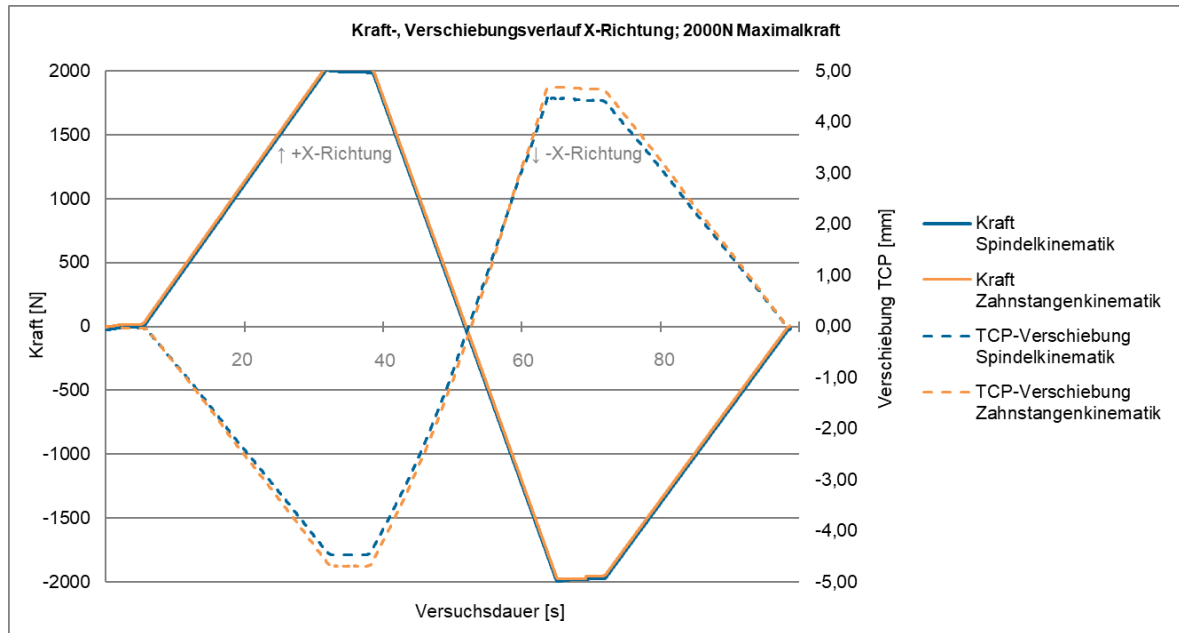
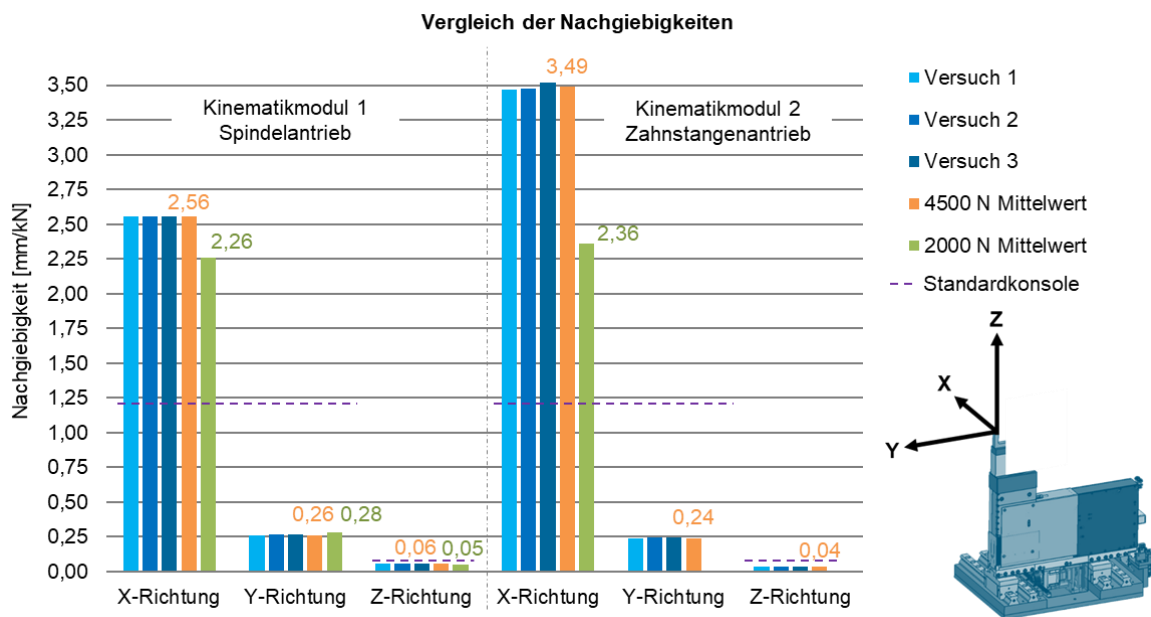


Abbildung 7-15: Kraft-, Verschiebungsverläufe X-Richtung bei 2kN Maximallast

Die Hysteresewerte für die Y- und Z-Richtung sind relativ gering. Aufgrund der relativ großen Verschiebung vor allem in X-Richtung bis zu 19 mm wurden die Belastungsversuche für die X- und Y-Richtung erneut mit einer geringeren Maximallast von  $\pm 2000$  N durchgeführt. Dieser Wert entspricht der Festforderung für die Lastaufnahme in X- und Y-Richtung. Die Versuche wurden ebenfalls mit drei Wiederholungen durchgeführt. Die Laständerungen erfolgen mit einem definierten Wert von 20 s für 2000 N, wodurch sich inklusive der jeweiligen 5 s Haltezeiten eine Gesamtzykluszeit von 100 s ergibt. In der Abbildung 7-15 sind die über die jeweiligen drei Versuche gemittelten Verschiebungsverläufe im Abgleich mit den Lastverläufen dargestellt. Die Kurven der Spindelkinematik sind blau und die Kurven der Zahnstangenkinematik sind orange eingefärbt. In dem Diagramm ist zu erkennen, dass die Nulldurchgänge der Verschiebungen nahezu identisch mit den Nulldurchgängen der Kraftverläufe sind. Die Abweichungen beider Nulldurchgänge betragen bei beiden Kinematiken weniger als 0,1 mm. Zudem liegen die Verschiebungsverläufe beider Kinematiken dicht beieinander, sodass die Zahnstangenkinematik mit einer maximalen TCP-Verschiebung von 4,77 mm nur leicht höher ist, als die Maximalverschiebung der Spindelkinematik mit 4,54 mm. Für den Vergleich der Nachgiebigkeiten der Y- und Z-Richtung, wurden die Belastungstests mit 2000 N an der Spindelkinematik auch in diese Richtungen durchgeführt.

Der Vergleich aller Nachgiebigkeitswerte der einzelnen Achsen der beiden Kinematiken mit den Maximallasten von 4500 N sowie mit den Maximallasten von 2000 N an den X-Achsen sowie an den Y- und Z-Achsen der Spindelkinematik ist in dem Diagramm der Abbildung 7-16 dargestellt. Die Nachgiebigkeiten der jeweiligen drei Einzelversuche mit 4500 N sind durch die unterschiedlich blauen Balken dargestellt und die jeweiligen Mittelwerte in orange. Die Mittelwerte der Nachgiebigkeiten bei 2000 N Maximalbelastung sind in grün dargestellt. Zudem sind die gemittelten Nachgiebigkeitswerte an den Balken mit der Einheit [mm/kN] angetragen. In dem Diagramm sind deutlich die unterschiedlichen Nachgiebigkeiten der einzelnen Achsen zu erkennen.



**Abbildung 7-16: Vergleich der Nachgiebigkeitswerte**

Am geringsten ist die Nachgiebigkeit in vertikaler Z-Richtung mit Werten von 0,06 bzw. 0,04 mm/kN. Dies bedeutet, dass bei einer maximalen Belastung von 4500 N der TCP um 0,27 bzw. 0,18 mm in Z-Richtung verschoben wird. Die Nachgiebigkeiten in Y-Richtung sind ca. fünf Mal so groß und der TCP verschiebt sich bei Maximalbelastung von 4500 N um 1,17 bzw. 1,08 mm. In Bezug auf die Belastung von 4500 N und im Vergleich mit aktuell eingesetzten Stahlkonsolen sind die Verschiebungen in Y- und in Z-Richtung sehr gering. Zum Vergleich sind in dem Diagramm die Werte für eine Standardstahlkonsole mit Rechteckprofil von 60x60 mm und einer Höhe von 200 mm mit lila gestrichelten Linien angetragen. Diese Nachgiebigkeitswerte wurden mit derselben Messmethode ermittelt wie die der Kinematiken und betragen in horizontaler X- und Y-Richtung 1,22 mm/kN und in vertikaler Z-Richtung 0,09 mm/kN. Im Vergleich ist zu erkennen, dass die Kinematiken in Y- und Z-Richtungen steifer sind, als die Standardkonsole. Zudem wurde die Konsole in einer Höhe von nur 200 mm und die Kinematiken in einer Höhe von 840 mm belastet und deren Verschiebung gemessen. In X-Richtung sind die Nachgiebigkeiten der Kinematiken aufgrund der schmalen Bauweise erwartungsgemäß größer und betragen bei der Belastung mit 4500 N an dem Kinematikmodul mit Spindeltrieb 2,56 mm/kN und an dem Kinematikmodul mit Zahnstangenantrieb 3,49 mm/kN. Im Vergleich dieser beiden Werte ist ein relevanter Unterschied zu erkennen, welcher mit der Ausführung der unterschiedlichen Antriebsstränge zu begründen ist. Wie bereits beschrieben, verbleibt eine Abweichung des TCP der Zahnstangenkinematik bei dem Nulldurchgang der Kraft von ca. 4 mm. Bei der Spindelkinematik tritt diese Hysterese in einem deutlich kleineren Maß von ca. 2 mm auf. Diese Verschiebungen sind in der Berechnung der Gesamtnachgiebigkeiten enthalten. Die Nachgiebigkeitswerte der X-Richtungen mit den reduzierten Maximallasten von 2000 N liegen bei beiden Kinematiken mit 2,26 mm/kN und 2,36 mm/kN sehr nah beieinander. Da bei der verringerten Last die Hystereseerscheinungen stark reduziert und die Nachgiebigkeiten angeglichen werden konnten, wird für die horizontalen Belastungen in X-Richtung ein Maximalwert von 2000 N vorgegeben und

somit die Festforderung erfüllt. Im Vergleich der Nachgiebigkeiten der Y- und Z-Richtungen der Spindelkinematik zwischen den Maximallasten von 4500 N und 2000 N ist zu erkennen, dass diese Werte nahezu identisch sind und nur geringe Abweichungen im Bereich der Mess- und Berechnungstoleranzen aufweisen. Dies bestätigt die Unabhängigkeit dieser Werte von der Maximallast.

### **Gesamtauswertung der Funktionsparameteranalysen**

Alle Versuchsergebnisse für die einzelnen Kinematikachsen der beiden umgesetzten Prototypen sind in der Tabelle 7-7 zusammengefasst. Hinsichtlich der Verfahrgeschwindigkeiten ist zu erkennen, dass außer bei der X-Achse der Spindelvariante die maximale Verfahrszeit von 5 s für den anforderungsgerechten Verfahrweg eingehalten wird. Die Spindelkinematik benötigt für die 200 mm Verfahrweg in X-Richtung 14,9 s bei einer Überschreitung des Nenndrehmomentes um 114%. Für einen Einsatz unter den geforderten Randbedingungen müsste der Antrieb entsprechend überarbeitet werden. Bei den anderen Achsen werden die Verfahrszeiten eingehalten und die Nenndrehmomentwerte der Motoren größtenteils nicht überschritten. Lediglich bei der X-Achse der Zahnstangenkinematik ist das erforderliche Drehmoment größer, liegt aber, wie bereits in den Erläuterungen zu dem Versuch 2.1 beschrieben, innerhalb der betriebsgerechten Parameter des Motors. Die maximalen Temperaturen bei einem Dauerbetrieb mit 10 alternierenden Verfahrzyklen liegen bei allen Achsen unter 60°C und somit stets unter den maximalen Betriebstemperaturen, welche in Bezug auf den Motor der Z-Achsen bei 100°C und bezüglich der Motoren der X- und Y-Achsen bei 125°C liegen. Die Werte für die Auflösungen, mittleren Positionsstrebereiten, mittleren Umkehrspannen sowie für die mittleren Programmiergenauigkeiten liegen alle unterhalb bzw. genau im Bereich der geforderten Absolutgenauigkeit von 0,1 mm.

**Tabelle 7-7: Versuchsergebnisse zur Parameterbestimmung**

		1. Spindelkinematik			2. Zahnstangenkinematik		
Nr.	Versuchsparameter	X-Achse (X-Richtung)	Y-Achse (Y-Richtung)	Z-Achse (Z-Richtung)	X-Achse (X-Richtung)	Y-Achse (Y-Richtung)	Z-Achse (Z-Richtung)
1	Verfahrgeschwindigkeit (Verfahrzeit)	13,4 mm/s (14,9 s)	48,8 mm/s (4,1 s)	15,4 mm/s (3,9 s)	40,8 mm/s (4,9 s)	50 mm/s (4,0 s)	14,6 mm/s (4,1)
2	Temperaturentwicklung	46,7°C	56,5°C	36,9°C	47,1°C	58,9°C	37,2°C
3	Auflösung	0,021 mm	0,022 mm	0,0185 mm	0,028 mm	0,028 mm	0,0191 mm
4.1	(mittlere) Positionsstrebereite	0,057 mm	0,071 mm	0,053 mm	0,108 mm	0,039 mm	0,060 mm
4.2	(mittlere) Umkehrspanne	0,022 mm	0,018 mm	0,026 mm	0,047 mm	0,017 mm	0,026 mm
4.3	(mittlere) Programmiergenauigkeit	0,021 mm	0,025 mm	0,062 mm	0,077 mm	0,069 mm	0,033 mm
5	Stromaufnahme	9,9A	6,1 A	0,76 A	5,7 A	7,6 A	0,7 A
6	Drehmoment Motor	408 mNm (214% vom Nennmoment)	145 mNm (73% vom Nennmoment)	28 mNm (80% vom Nennmoment)	237 mNm (130% vom Nennmoment)	182 mNm (92% vom Nennmoment)	26 mNm (74% vom Nennmoment)
7	Nachgiebigkeit	2,26 mm/kN	0,26 mm/kN	0,06 mm/kN	2,36 mm/kN	0,24 mm/kN	0,04 mm/kN
7b	Maximallastaufnahme	2000 N	4500 N	4500 N	2000 N	4500 N	4500 N

Die geforderte Wiederholgenauigkeit von 0,05 mm als wiederholtes Anfahren einer Position aus gleicher Richtung ergibt sich aus der Differenz der mittleren Programmiergenauigkeit und der mittleren Umkehrspanne und wird ebenfalls bei allen Achsen erfüllt. Bei den X- und Y-Achsen der Spindelkinematik sowie bei der Z-Achse der Zahnstangenkinematik wurde sogar die Wunschforderung der Wiederholgenauigkeit von 0,01 mm erfüllt. Die Werte der Stromaufnahmen dienen lediglich für die Ermittlung der Drehmomente mit den motorspezifischen Stromkonstanten und wurden darüber hinaus nicht weiter ausgewertet.

### 7.2.2 Verformungsanalyse bei Belastung in X-Richtung

Ergänzend zu den Analysen der Verschiebungen am TCP wurden weitere Messungen in Bezug auf das Verformungsverhalten der Kinematik in X-Richtung durchgeführt. Diese Analysen sollen zum einen aufzeigen, in welchen Bereichen sich die Kinematik zu welchem Anteil verformt und zum anderen für die Qualifizierung eines Simulationsmodelles herangezogen werden. Für die experimentellen Analysen wurde die Kinematik mit Spindeltrieb erneut mit den Kraftaktoren des MKPS in X-Richtung belastet. Die Lastantragung erfolgte identisch wie bei den Analysen der Nachgiebigkeiten mit 2000 N in Höhe des TCP. Die Detektion der Verschiebungen erfolgte jedoch mit mehreren Laserpunktsensoren und an unterschiedlichen Positionen. Die Verteilung der Messpunkte ist in der Abbildung 7-17 dargestellt. Die Messpunkte 1 und 2 liegen an der unteren Traverse direkt über den Führungswagen der X-Achse. Diesbezüglich können Verschiebungen bzw. Verkippungen der unteren Führungselemente sowie ein möglicher Versatz der parallelen Führungswagen detektiert werden. Der Messpunkt 3 liegt an dem Gehäuseteil, welches direkt mit dem Führungswagen der Y-Achse verbunden ist. Der Messpunkt 5 ist am oberen Bereich des Gehäuses der Z-Achse positioniert und der Messpunkt 6 kurz unterhalb des Lasteinleitungspunktes, welcher sich in Höhe des TCP befindet.

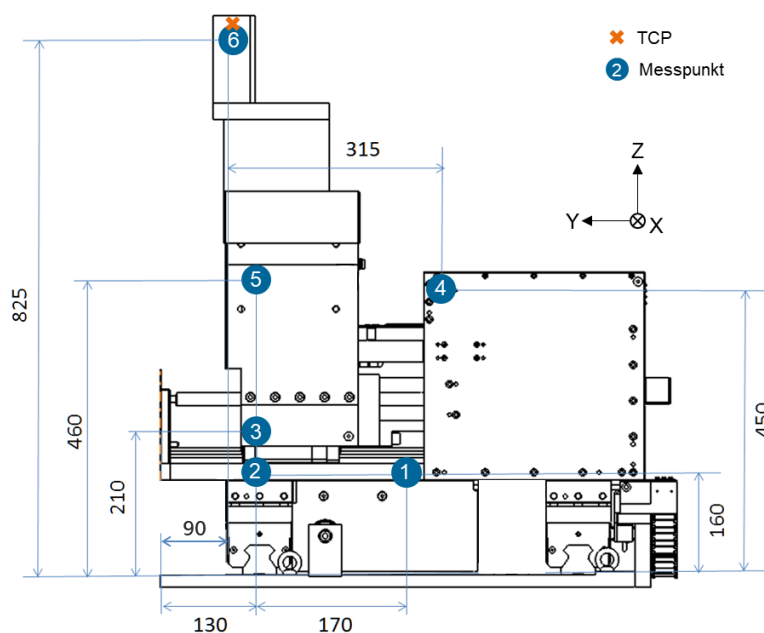


Abbildung 7-17: Verteilung der Messpunkte zur Verformungsanalyse



Tabelle 7-8: Verschiebungen an den diskreten Messpunkten

Messpunkt	Messhöhe [mm]	Verschiebung [mm]				Abweichung Mittelwert zu	
		Versuch 1	Versuch 2	Versuch 3	Mittelwert	Minimalwert	Maximalwert
1	160	0,2012	0,2045	0,2038	0,2032	-0,0020	0,0013
2	160	0,2183	0,2214	0,2196	0,2198	-0,0015	0,0016
3	210	0,3672	0,3715	0,3679	0,3689	-0,0017	0,0026
4	450	1,1730	1,1988	1,1762	1,1827	-0,0097	0,0161
5	460	1,6298	1,6621	1,6480	1,6466	-0,0168	0,0155
6	825	3,7675	3,8422	3,8062	3,8053	-0,0378	0,0369

Des Weiteren wurde am oberen Gehäuserand der Y-Achse der Messpunkt 4 angeordnet, um eine mögliche Verwindung der Y-Achse zu detektieren. Für eine bessere Übertragbarkeit in ein Simulationsmodell wurden die Messpunkte auf ganzzahlige Abstände in Bezug auf die vordere Kante der Grundplatte ausgerichtet und entsprechend der angetragenen Werte mit einer Genauigkeit von ca.  $\pm 1$  mm am Versuchsaufbau positioniert. Die Kinematikachsen befanden sich bei den Messungen in den jeweiligen Mittelpositionen. Die Belastungen wurden nur in die negative X-Richtung aufgebracht und die Messungen wurden mit drei Wiederholungen durchgeführt sowie der jeweilige Mittelwert der Verschiebungen bestimmt. Die Messergebnisse der Verschiebungen an den Messpunkten sind in der Tabelle 7-8 zusammengefasst abgebildet. Zunächst ist zu erkennen, dass die Messwerte über die drei Einzelversuche hinweg relativ konstant sind. Die Abweichungen der Mittelwerte zu den Minimal- bzw. zu den Maximalwerten liegen im Bereich zwischen 0,001 mm und 0,038 mm und betragen ca. 1% in Bezug auf den jeweiligen Mittelwert. Im Vergleich der Verschiebungen der Messpunkte 1 und 2 ist eine Schrägstellung der Traverse an der X-Achse mit einem relativen Versatz von 0,0166 mm zu erkennen. Auch zwischen den Messpunkten 4 und 5 ist ein Versatz mit einer Differenz an den Messpunkten von 0,4639 mm detektierbar. Dieser Versatz zeigt eine leichte Torsion der gesamten Kinematik um die Z-Achse bei der Belastung des TCP in X-Richtung, welcher aufgrund der außermittigen Lastantragung und der schmalen Bauweise zu erwarten war. In Bezug auf die Gesamtverschiebung am TCP von ca. 3,8 mm liegt diese Torsion in einem akzeptablen Verhältnis. Die Messpunkte 2, 3, 5 und 6 wurden bewusst in einer möglichst vertikalen Linie angeordnet, um die vertikale Biegelinie der Kinematik bei seitlicher Belastung ermitteln zu können. Für die bessere Darstellung der Verschiebungen an der Kinematik, wurden in dem Diagramm der Abbildung 7-18 die Höhen der Messpunkte über den jeweiligen Verschiebungswerten dargestellt. Für den Abgleich der überhöht dargestellten Biegelinie des Diagrammes mit der Kinematik, ist diese in der rechten Bildseite in der Vorderansicht und den jeweiligen Messpunkten im entsprechenden Größenverhältnis dargestellt. Im Verlauf der Biegelinie ist zu erkennen, dass die Anstiege der einzelnen Kurvenabschnitte mit zunehmender Messhöhe abnehmen. Ein gleichbleibender Anstieg zweier Kurvenabschnitte würden bedeuten, dass zwischen diesen beiden Segmenten keine zusätzliche Verformung der Kinematik stattfindet. Im Gegenzug bedeutet eine größere Abnahme des Anstieges zum darunterliegenden Segment eine größere Verformung der Kinematik in diesem Bereich.

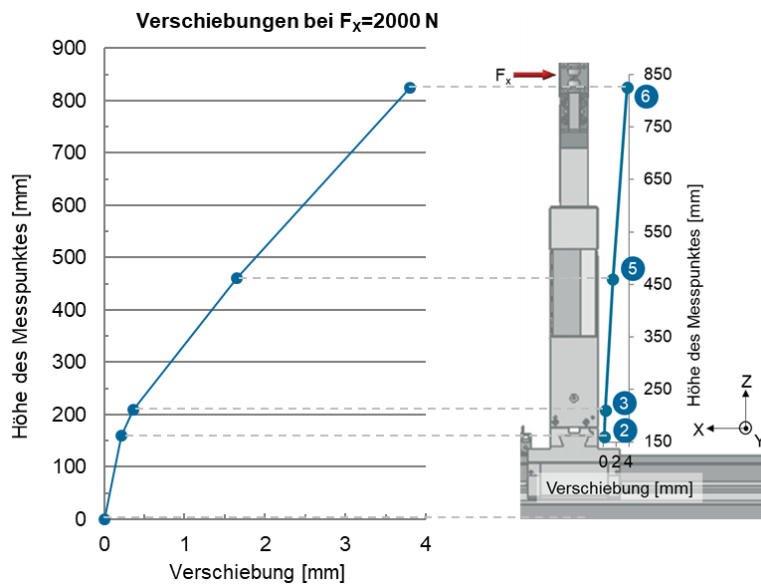


Abbildung 7-18: Verschiebungen und vertikale Biegelinie bei Belastung mit  $F_x = |2000 \text{ N}|$

Demnach ist zu erkennen, dass vor allem in dem Bereich zwischen den Messpunkten 2 und 3 sowie zwischen den Messpunkten 3 und 5 die größte Verformung der Kinematik erfolgt. Auch im Bereich der unteren Führung zwischen der Grundplatte und dem Messpunkt 2 ist eine relativ große Verformung zu erkennen. Zwischen den Messpunkten 5 und 6 hingegen ist die Verformung der Kinematik sehr gering und diese gemessenen Verschiebungen resultieren vorwiegend aus den Verformungen der unteren Kinematikbereiche. In Bezug auf den konstruktiven Aufbau der Kinematik ist vor allem im Bereich der Y-Achse zwischen den Messpunkten 2 und 5 Optimierungspotential vorhanden. Der Bereich der oberliegenden Z-Achse ist relativ steif ausgeführt und die Verformung im Bereich der untenliegenden X-Achse resultiert alleinig aus den Linearführungskomponenten und deren Anbindung. Für die weitere Quantifizierung der Verformungsanteile sowie zum Abgleich der experimentellen Ergebnisse wurde eine entsprechende FEM-Analyse der Konstruktionsdaten in ANSYS durchgeführt. Die simulationsbasierten Verformungsanteile der Kinematikkonstruktion sind in dem Kreisdiagramm der Abbildung 7-19 prozentual dargestellt.

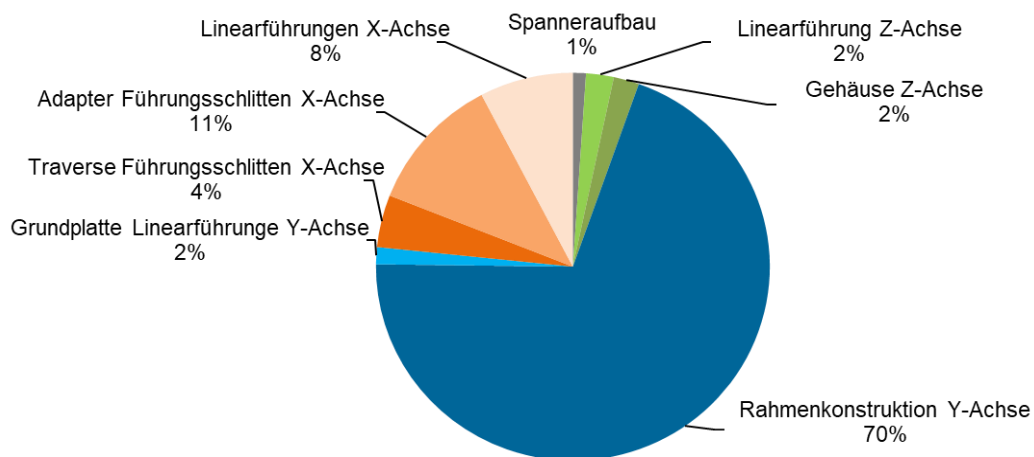


Abbildung 7-19: simulationsbasierte Verformungsanteile der Kinematikkonstruktion

Die Konstruktionsbestandteile der X- Achse sind unterschiedlich orange, die der Y-Achse blau und die der Z-Achse in grün dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die blau eingefärbten Komponenten der Y-Achse mit 72% für fast dreiviertel der Gesamtverformung verantwortlich sind. Die grün eingefärbten Komponenten der Z-Achse, welche in Gehäuse und Linearführung unterteilt wurden, verantworten jeweils nur 2% der Gesamtverformung. Das Diagramm zeigt zudem, dass auch in der X-Achse weiteres Optimierungspotential in Bezug auf die Traverse, welche die beiden Führungswagen verbindet sowie in Bezug auf die Adapterkomponenten, welche ein gegenseitiges Unterfahren der Wagen benachbarter Kinematikmodule ermöglichen, besteht. Anhand dieser Ergebnisse ist für eine Steigerung der Steifigkeit des Kinematikmoduls in erster Linie eine Optimierung der Rahmenkonstruktion der Y-Achse zu empfehlen. Die Abbildung 7-20 zeigt die Vergleichsspannungen innerhalb der Kinematikkonstruktion bei einer Belastung in negativer X-Richtung von 4500 N in Höhe des TCP. Anhand der Färbungen sind die hochbelasteten Bauteile zu erkennen, welche einen entsprechenden Anteil an den Verformungen tragen. In dem eingekreisten Bereich tritt die größte Spannung mit einem Maximalwert von 462,8 N/mm<sup>2</sup> in Form einer Kerbspannung am Gehäuserahmen auf. Mit entsprechenden Versteifungen und Optimierungen der Konstruktion können sowohl die Steifigkeiten erhöht als auch die Bauteilspannungen verringert werden. In Bezug auf die bei den Prototypen eingesetzten Werkstoffe für die Gehäuseteile ist zu beachten, dass die Streckgrenze des S235 an dieser Stelle laut Simulation überschritten wird. Dies ist ein weiterer Beleg für die Begrenzung der Maximallast in X-Richtung auf 2000 N. Alternativ müsste ein höherwertiger Stahl wie beispielsweise 38Cr2 eingesetzt werden. Die simulativ ermittelte Maximalspannungen bei einer Belastung von 4500 N in Y-Richtung beträgt 111,6 N/mm<sup>2</sup> und bei einer Belastung in Z-Richtung 64,5 N/mm<sup>2</sup>. Diese Spannungswerte liegen deutlich unterhalb der Streckgrenze des eingesetzten Baustahls.

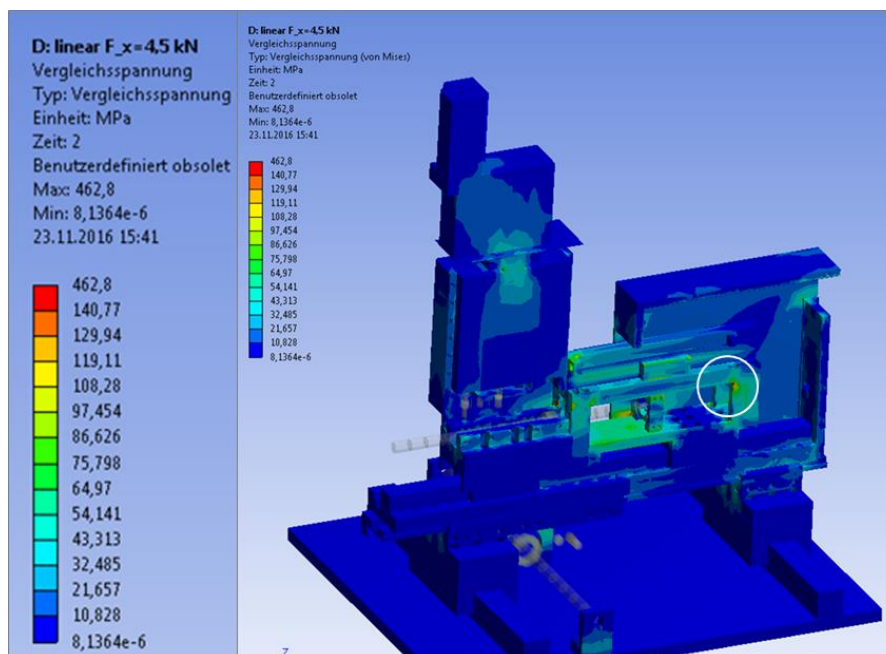


Abbildung 7-20: Vergleichsspannungen im Konstruktionsmodell bei  $F_x=4,5\text{kN}$

### 7.2.3 Dauerversuche im Laborumfeld

Im Laboraufbau des MKPS wurde die Spindelkinematik nach den Nachgiebigkeitsuntersuchungen einem Dauertest unterzogen. Dabei wurde die Kinematik in den Achsmittelpositionen in alle drei kartesischen Raumachsen sequentiell nacheinander mit 4500 N am TCP belastet. Anschließend wurden alle Kinematikachsen über den gesamten anforderungsgerechten Verfahrenswege verfahren und wieder in die Ausgangsstellung der jeweiligen Achsmittelpositionen gebracht. Für dieses Wechselspiel aus Belastungs- und Verfahrenssequenz musste die permanente Verbindung zwischen Kraftaktoren und Koppellement der Kinematik aufgelöst werden und die Kraftaufbringung erfolgte lediglich als Druckkraft gemäß dem Aufbau in der Abbildung 7-21.

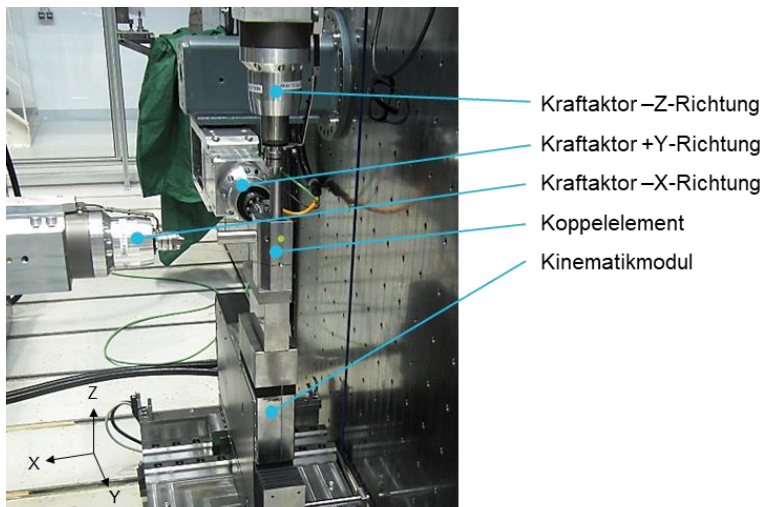


Abbildung 7-21: Dauerversuchsaufbau im Laborumfeld

Der Ablauf eines gesamten Belastungszyklus ist wie folgt aufgebaut:

- Anfahren der Mittelpositionen aller drei Kinematikachsen;
- Lasterhöhung über 15 s bis auf 4500 N mit 1 s Haltezeit in -Z-Richtung und Entlastung;
- Lasterhöhung über 15 s bis auf 4500 N mit 1 s Haltezeit in Y-Richtung und Entlastung;
- Lasterhöhung über 15 s bis auf 4500 N mit 1 s Haltezeit in -X-Richtung und Entlastung;
- teilparalleles Verfahren der Kinematikachsen in positive und negative Richtungen.

Dieser Zyklus wurde mit insgesamt 10.000 Wiederholungen abgefahren. Während und nach dem Test wurden keinerlei akustische oder optische Veränderungen beim Verfahren der Kinematik festgestellt. Zur Überprüfung der Funktionsparameter der Kinematik wurden im Anschluss an den Dauertest erneut die Nachgiebigkeiten sowie die Positioniergenauigkeiten ermittelt. In der Tabelle 7-9 sind die Werte der Nachgiebigkeiten vor und nach dem Dauertest aufgeführt. Die Nachgiebigkeiten nach dem Dauertest sind nahezu identisch mit den Nachgiebigkeiten vor dem Dauertest. Zumindest sind keine signifikanten Erhöhungen der Nachgiebigkeitswerte erkennbar, welche auf eine negative Beeinflussung der Konstruktion durch den Dauertest hinweisen würden. Die geringen Abweichungen der Y- und Z- Richtungen von 0,01 mm/kN lassen sich durch die Messungenauigkeiten sowie leichte Abweichungen in dem erneuten Messaufbau begründen.

**Tabelle 7-9: Nachgiebigkeiten vor und nach dem Dauertest im Labor**

	Nachgiebigkeit	
	vor Dauertest	nach Dauertest
X-Richtung	2,26 mm/kN	2,10 mm/kN
Y-Richtung	0,26 mm/kN	0,27 mm/kN
Z-Richtung	0,06 mm/kN	0,05 mm/kN

Die Verringerung der Nachgiebigkeit der X-Achse um 0,16 mm/kN könnte auf ein leichtes Setzverhalten der Konstruktion hinweisen, ist aber in diesem geringen Ausmaß nicht relevant. Die Werte für die Positionsstreubreite, die Umkehrspanne und für die Programmiergenauigkeit vor sowie nach dem Dauertest sind in der Tabelle 7-10 gegenübergestellt. Zunächst ist insgesamt keine signifikante Verschlechterung der Werte zu erkennen. Lediglich der Wert für die Umkehrspanne der Y-Achse hat sich vergrößert. Dies deutet auf ein leichtes Einarbeiten der Antriebskomponenten hin, welche bei der Y-Achse aus einer Spindel und Spindelmutter bestehen. Der Wert von 0,074 mm liegt aber nach wie vor innerhalb der Genauigkeitsanforderungen. Auffällig sind die niedrigeren Werte aller drei Achsen bezüglich der Programmiergenauigkeit. Über die Vielzahl der Verfahrenzyklen während des Dauertests wurden die Schmiermittel der Antriebs- und Führungskomponenten wiederholt verteilt, was zu leichtgängigeren und homogeneren Bewegungsabläufen führt. Das Anfahren der programmierten Positionen ist somit weniger widerstandsbehaftet und genauer, was zu den geringeren Werten der Programmiergenauigkeit führt. In Summe wird der Dauertest als positiv und ohne erkennbare Mängel des Kinematikaufbaus bewertet.

**Tabelle 7-10: Genauigkeitsparameter vor und nach dem Dauertest im Labor**

	Positionsstreubreite [mm]		Umkehrspanne [mm]		Programmiergenauigkeit [mm]	
	vorher	nachher	vorher	nachher	vorher	nachher
X-Achse	0,057	0,038	0,022	0,026	0,021	0,003
Y-Achse	0,071	0,068	0,018	0,074	0,025	0,006
Z-Achse	0,053	0,020	0,026	0,029	0,062	0,009

#### 7.2.4 Dauerversuche in industrieller Schweißumgebung

Ergänzend zu dem Dauerversuch in Laborumgebung wurde ein weiterer Dauerversuch mit beiden Kinematikprototypen in seriennaher Schmutzumgebung durchgeführt. Für einen sicheren Betrieb der Kinematiken wurden diese in einer Gitterbox platziert. Diese Gitterbox mit den beiden Kinematikmodulen wurde innerhalb einer Laserschweißzelle neben einer Serienvorrichtung im Karosseriebau platziert. Die Abbildung 7-22 zeigt die Gitterbox mit den zwei Kinematikprototypen. Neben den Kinematikmodulen ist in der Abbildung ein Einbau mit Aluminiumprofilen zu erkennen. Dieser Einbau wurde für einen zyklischen Lasteintrag in die Kinematiken in der Gitterbox eingebaut.





Abbildung 7-22: Gitterbox mit Kinematikmodulen für Schmutzdauertest

Der Lasteintrag erfolgt indirekt über die auf den Kinematiken montierten Spanner. Dazu sind an den Spannarmen um  $45^\circ$  um die Z-Achse orientierte Kugellager angebracht. Beim Schließen der Spanner drücken diese Kugellager auf starre Auflagen, welche an dem Profleinbau montiert sind. Diese Auflagen sind ebenfalls um  $45^\circ$  um die Z-Achse sowie um  $45^\circ$  um die X-Achse geneigt. Dabei sind für jede Kinematik zwei dieser geneigten Auflagen vorhanden. Jeweils eine Auflage pro Kinematik befindet sich im Bereich der Achsendlagen in -X-, +Y- und -Z-Richtung, welche in negativer Richtung um die X-Achse geneigt ist und die andere Auflage im Bereich der Achsendlagen in +X-, -Y- und +Z-Richtung, welche in positiver Richtung um die X-Achse geneigt ist. In der Abbildung 7-23 ist der Spanner der Spindelkinematik mit den Lasteinbauten sowie den resultierenden Kräften dargestellt. In der linksseitigen Endlage der Kinematik wird beim Schließen des Spanners infolge des Spannerdrehmomentes  $M_{Sp}$  ein Lasteintrag  $F_{K1}$  mit Kraftanteilen in  $F_x$ ,  $-F_y$  und  $F_z$  in die Kinematik erzeugt. In der rechtsseitigen Endlage wirkt gemäß der Abbildung ein entsprechender Lasteintrag  $F_{K2}$  mit Kraftanteilen in  $-F_x$ ,  $F_y$  und  $F_z$ . Die Spanner wurden nach jedem Anfahren der jeweiligen Endlage geschlossen, für zwei Sekunden in der geschlossenen Position gehalten und anschließend wieder geöffnet.

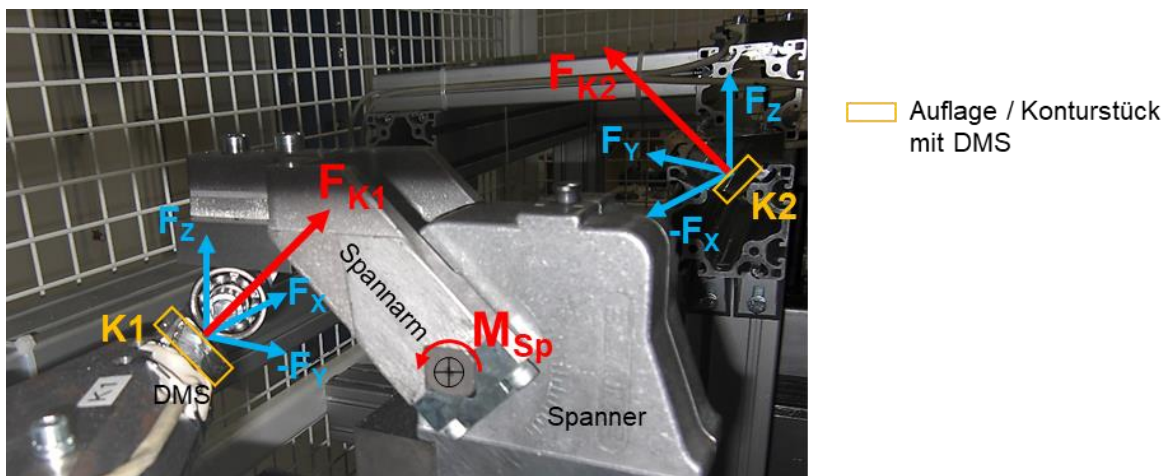


Abbildung 7-23: wechselseitiger Lasteintrag in die Kinematiken über die Spanner

An den Auflagen wurden DMS appliziert, mit denen die Lasteinträge der jeweiligen Gesamtkräfte  $F_K$  kalibriert und gemessen wurden. Durch den Vergleich der Lasteinträge vor sowie nach dem Dauertest kann eine Veränderung der Spannposition detektiert werden. Eine veränderte Spannposition ist ein Indiz auf eine Abweichung oder Abnutzung infolge des Schmutzdauertests, dessen Ursprung dann genauer eruiert werden kann. Um eine Abnutzungen an den Spannkonturen möglichst gering zu halten, wurden die Kugellager an den Spannarmen angebracht. Somit erfolgt kein Reib- sondern ein Rollkontakt an der Spannstelle, welcher weniger verschleißbehaftet ist. Nach der Platzierung der Gitterbox in der Laserschweißzelle lief der Schmutztest mit der Spindelkinematik über 30.000 Zyklen und mit der Zahnstangenkinematik über 15.800 Zyklen. Ein Zyklus, welcher das Verfahren in die linksseitige Endlage, Schließen und Öffnen des Spanners, Verfahren in die rechtsseitige Endlage und erneutes Schließen und Öffnen des Spanners beinhaltet, benötigte bei beiden Kinematiken ca. 30 Sekunden. Der Schmutztest wurde dabei durch das Anlagenpersonal aufgrund von Inspektions- und Wartungsarbeiten in der Schweißzelle wiederholt gestoppt und wieder gestartet. Der Grund für die vorzeitige Beendigung der Zyklen der Zahnstangenkinematik lag in einem Teilausfall der Steuerung. Diese wurde gemeinsam mit der Gitterbox innerhalb der Laserschweißzelle platziert und unterlag somit ebenfalls dem extremen Schmutzeintrag, welcher zur Beschädigung der elektronischen Bauteile führte. In der Abbildung 7-24, in der die Kinematikmodule nach dem Schmutztest dargestellt sind, ist der Schmutzeintrag nach ca. sechs Monaten in der Laserschweißzelle deutlich zu erkennen. Nach dem Schmutztest wurden zunächst ohne jedwede Säuberungen an den Kinematiken oder der Gitterbox die Spannkkräfte an den Auflagen gemessen und mit den Werten vor dem Test abgeglichen.



Abbildung 7-24: Gitterbox und Kinematik nach dem Schmutzdauertest



Tabelle 7-11: Spannkraften vor und nach dem Schmutztest

Konturstück / Auflage	Spannkraft		
	vor Schmutztest	nach Schmutztest	Differenz
K1-Spindel links	1722 N	1789 N	67 N
K2-Spindel rechts	1744 N	1590 N	-154 N
K3-Zahnstange links	1422 N	1378 N	-44 N
K4-Zahnstangerechts	1867 N	1815 N	-52 N

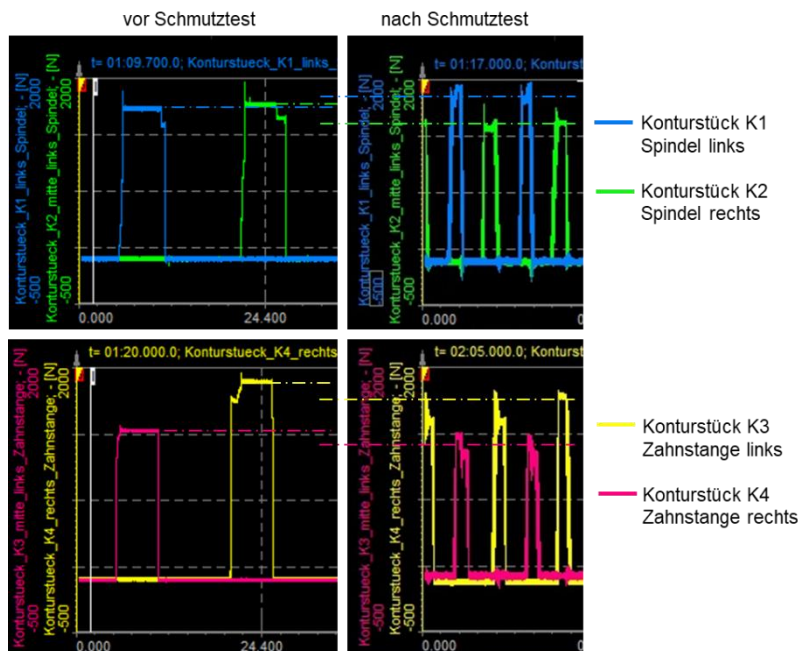


Abbildung 7-25: Spannkraftverläufe an den Konturstücken der Gitterbox

In der Abbildung 7-25 sind Ausschnitte der Spannkraftverläufe der vier Konturstücke in der Gitterbox dargestellt. Die beiden linken Diagramme zeigen die Spannkraften vor dem Schmutztest und die beiden rechten Diagramme die Spannkraften nach dem Schmutztest. In der Tabelle 7-11 sind die durchschnittlichen Spannkraften über jeweils fünf Spannzynen sowie die Differenzen der Werte vor und nach dem Schmutztest zusammengefasst. Die grundlegende Absicht des Aufbringens der Spannkraften war die zyklische und wechselseitige Lasteinbringung in die Kinematikmodule ohne weitere Zusatzfaktoren. Dementsprechend wurden die Spannkraften vor dem Schmutztest mit den Endlagenpositionen der Kinematiken so definiert, dass ca. 80% des maximalen Spannmomentes der Spanner aufgebracht werden. Dies sichert ein möglichst fehlerfreies Spannen ohne Fehlfunktionen der Spanner aufgrund überhöhter Spannmomente. Die Lasteinträge in die Kinematik liegen somit unterhalb der zulässigen Maximalkräfte von 4500 N bzw. 2000 N je nach Lastrichtung. An den Werten der Tabelle 7-11 sowie in den Diagrammen der Abbildung 7-25 ist zu erkennen, dass die Spannkraften an den Konturstücken K3 und K4 der Zahnstangenkinematik nach dem Schmutztest ca. 3% geringer sind als davor. Diese Abweichungen sind sehr gering und deuten auf nur sehr geringe Einlaufvorgänge in den Führungskomponenten der Kinematik hin. Auffällig ist die Erhöhung

der Spannkraften nach dem Schmutztest am Konturstück K1 um ca. 4%, wobei die Spannkraften an dem Konturstück K2 um ca. 9% geringer sind. Dies deutet darauf hin, dass der Spanner der Spindelkinematik in Relation zu dem Lasteinbau in beiden Kinematikendlagen leicht in die negative X- und/oder in die negative Y-Richtung verschoben ist. Dies erklärt eine gleichzeitige Erhöhung der Kraft an K1 und Reduzierung der Kraft an K2. Ein identisches Verschieben des Spanners in den beiden Endlagen bis zu einer gleichen Kraftgröße an K1 und K2 würde ebenfalls zu einer Verringerung der beiden Spannkraften um ca. 3% führen, wie es bei der Zahnstangenkinematik der Fall ist. Dies führt zu der Schlussfolgerung, dass es entweder eine leichte Verschiebung im mechanischen Versuchsaufbau der Spindelkinematik oder des Lasteinbaus gab oder dass es zu einer leichten Verschiebung der Antriebskomponenten in der Y- bzw. in der X-Achse der Spindelkinematik gekommen ist. Im Anschluss an den Schmutztest wurden mit beiden Kinematiken die Steifigkeitsanalysen analog zu den Untersuchungen vor dem Schmutztest mit 2000 N Maximalkraft in X-Richtung sowie 4500 N Maximalkraft in Y- und Z-Richtung durchgeführt. In der Tabelle 7-12 sind die Ergebnisse der ermittelten Nachgiebigkeiten vor und nach dem Schmutztest gegenübergestellt. Anhand der Werte sind an der Spindelkinematik nur leicht erhöhte Nachgiebigkeiten in X- und Y-Richtung um ca. 0,15 mm/kN bzw. um 0,1 mm/kN zu erkennen. Die Veränderung der Nachgiebigkeit in Z-Richtung ist mit 0,01 mm/kN vernachlässigbar klein. Bei der Zahnstangenkinematik sind die Nachgiebigkeiten der Y- und Z-Richtung ebenfalls nahezu identisch zu den Werten vor dem Schmutztest. Allerdings ist bei der Zahnstangenkinematik eine durchaus relevante Verschlechterung der Nachgiebigkeit in X-Richtung um 0,75 mm/kN zu erkennen. Für eine weitere Eruiierung dieser Veränderung wurde an beiden Kinematiken eine Analyse des Lastwechselspiels vorgenommen. Dazu wurde im unteren Bereich der jeweiligen Kinematiken direkt an der X-Achse eine Messuhr positioniert und die Abweichung bei wechselnder Belastung in  $\pm$  X-Richtung gemessen. Die wechselnde Belastung mit 2000 N wurde mit 10 Wiederholungen durchgeführt und zwischendurch die jeweiligen Verschiebungen gemessen. Die Auswertung ergab ein Lastwechselspiel an der Spindelkinematik von 0,010 mm und an der Zahnstangenkinematik von 0,669 mm. Dieses Lastwechselspiel von ca. 0,7 mm begründet die erhöhte Nachgiebigkeit in der X-Richtung der Zahnstangenkinematik. Weitere Untersuchungen ergaben, dass die Ursache des Lastwechselspiels in einem erhöhten Verzahnungsspiel im Antriebsstrang der Kinematik nach dem Schmutztest liegt. Demzufolge sollte zukünftig das Verzahnungsspiel der Antriebskomponenten als nachstellbar umgesetzt werden.

Tabelle 7-12: Nachgiebigkeiten vor und nach dem Schmutztest

F <sub>x</sub> = 2000 N F <sub>y</sub> = 4500 N F <sub>z</sub> = 4500 N	Nachgiebigkeit			
	Spindelkinematik		Zahnstangenkinematik	
	vor Schmutztest	nach Schmutztest	vor Schmutztest	nach Schmutztest
X-Richtung	2,10 mm/kN	2,27 mm/kN	2,36 mm/kN	3,11 mm/kN
Y-Richtung	0,27 mm/kN	0,36 mm/kN	0,24 mm/kN	0,24 mm/kN
Z-Richtung	0,05 mm/kN	0,06 mm/kN	0,04 mm/kN	0,03 mm/kN

Nach diesen Analysen wurden die Kinematiken teilweise demontiert und weitere Sichtprüfungen hinsichtlich Schmutzeintrag und Verschleiß durchgeführt. An den Z-Achsen der beiden Kinematiken wurden keine funktionalen Beeinträchtigungen festgestellt. Im Innenraum sowie an den Weggebern war nur minimaler Schmutzeintrag in Form von Staub vorhanden. Die Laufflächen der Linearführungen wiesen lediglich typische optische aber keine haptischen Oberflächenveränderungen auf. Die Y-Achsen zeigten vor allem an den relativ zueinander bewegten Gehäuseblechteilen deutliche Abriebspuren. Im Innenraum und an den Weggebern waren sowohl feiner Staub als auch gröberer Schmutz anzufinden. An den Antriebsspindeln und an den Haltebremsen war ebenfalls feiner Staub angelagert. Die Führungsschienen wiesen genau wie bei den Z-Achsen lediglich typische optische aber keine haptischen Oberflächenveränderungen auf. Die X-Achsen, welche lediglich eine teilweise Einhausung der Antriebskomponenten besitzen, zeigten ebenfalls keinerlei haptische Oberflächenveränderungen der Laufflächen der Führungsschienen. Die Maßverkörperungen der Weggeber waren sehr stark verschmutzt aber dennoch funktional fehlerfrei. Die Spindel der Spindelkinematik war durch die Teleskopschutzfeder sehr gut vor jeglichem Schmutzeintrag geschützt. Die Zahnstange der Zahnstangenkinematik hingegen wies eine sehr starke Schmutzanhaftung auf. Zusammenfassend können die Auswertungen des Schmutztests als positiv bewertet werden. Lediglich der frühzeitige Ausfall der Steuerung der Zahnstangenkinematik ist unbefriedigend, beruht jedoch auf einer falschen Platzierung der Versuchssteuerung. Aufgrund der feinen Metallstäube ist die Verwendung der magnetischen Maßverkörperungen des Weggebers eher ungeeignet und sollte entweder durch ein alternatives Messprinzip ausgetauscht oder durch den Einsatz eines Abstreifers geschützt werden. Trotz der Staubablagerung an den Maßverkörperungen gab es keine funktionalen Störungen. Wie bereits beschrieben, sollten die Komponenten des Zahnstangenantriebes einstellbar gestaltet werden, sodass das Verzahnungsspiel beeinflussbar ist. Darüber hinaus ist kein relevanter Verschleiß oder Abrieb an den Komponenten der Kinematiken erkennbar.

### **7.2.5 Zusammenfassung der Funktionstests**

In der Gesamtheit der durchgeführten experimentellen Analysen wurde die Eignung der entwickelten Kinematiken für den Einsatz im Karosseriebau unter den gegebenen Randbedingungen und den definierten Anforderungen nachgewiesen und bestätigt. Die eruierten Schwachstellen sind durch die definierten Anpassungen behebbar. Dabei ist in Bezug auf die Spindelkinematik in erster Linie der Motor der unteren Achse auszutauschen, sodass die geforderten Fahrzeiten eingehalten werden können. Bei der Zahnstangenkinematik liegt die zu behebende Schwachstelle in dem Verzahnungsspiel des X-Achsenantriebes, welches durch eine konstruktive Anpassung einstellbar gestaltet werden sollte. Aufgrund der schmalen Bauweise, welche in Bezug auf die Erreichbarkeiten der Spannungspunkte bei der gegebenen Spannungsdichte oberste Priorität hat, sind die Nachgiebigkeiten in X-Richtung bei hohen Belastungen relativ groß. Eine weitere Aussteifung der Kinematiken in dem vorhandenen Bauraum ist nur sehr begrenzt möglich. Um diese Nachgiebigkeiten dennoch ausgleichen zu können, wurde ein Regelungskonzept entwickelt, welches im nachfolgenden Kapitel beschrieben wird.

## 8 Ableitung eines Regelungskonzeptes zur Nachgiebigkeitskompensation

Anhand der unter 7.2 durchgeführten Steifigkeitsuntersuchungen wurde ermittelt, in welchem Maße die Kinematik auf bestimmte externe Belastungen reagiert. Aufgrund des schmalen Aufbaus der Kinematik sind die Spannungtabweichungen vor allem in X-Richtung erwartungsgemäß hoch. Die externen Belastungen in X-Richtung auf eine einzelne Kinematik sind auf Basis des grundlegenden Vorrichtungsaufbaus mit mehreren benachbarten Spannern eher selten. Dennoch können vor allem vereinzelte Spanner derartige Belastungen erfahren. Die geometrischen Abweichungen der zu spannenden Bauteile in der kinematikbezogenen X-Y-Ebene sind eher gering, da diese geometriebestimmenden Konturen meistens Beschnittkanten nach dem Umformprozess sind. Externe Belastungen in dem Maße, wie sie bei den experimentellen Untersuchungen aufgebracht wurden, treten im späteren Fertigungsprozess sowie im Vorrichtungsverbund vor allem in Z-Richtung auf. Diese Belastungen können unterschiedlicher Herkunft sein und aus den folgenden Ursachen resultieren:

- Geometrieabweichungen der Einzelteile zum geplanten CAD-Null-Modell aufgrund der vorangegangenen Urform- und Umformprozesse;
- Bewusste Vorspannung der Fügepartner für zielgerichtete Geometriebeeinflussung des Zusammenbauteils;
- Bauteilverzüge aufgrund des thermischen Fügens (Widerstandspunktschweißen)
- Verdrücken der Bauteile bei fehlendem oder defektem Fügezangenausgleich bzw. durch temporäre Anhaftung der Fügeelektroden am Bauteil.

Mit den Kinematiken besteht zum einen die Möglichkeit die unter Punkt zwei genannten Vorspannungen über die Steuerung einzubringen und zum andern die auftretenden Spannpositionsabweichungen aufgrund externer Lasten steuerungstechnisch auszugleichen. Im Folgenden wird eine Lösung für die Kompensation der Spannungverlagerungen aufgrund externer Prozesslasten entwickelt. Da das Einlegen und Spannen der Bauteile sowie der Fügeprozess im statischen Zustand der Kinematiken stattfinden, kann in diesen Betrachtungen das dynamische Verhalten der Kinematiken vernachlässigt und sich auf das statische Verhalten konzentriert werden. Durch dieses Regelungskonzept kann die potentielle, negative Qualitätsbeeinflussung der Bauteile aufgrund der konstruktionsbedingten Nachgiebigkeiten der Kinematiken verhindert werden. Darüber hinaus ist sogar eine Steigerung der prozesslastbedingten Spannungsgenauigkeiten im Vergleich zu bisherigen Vorrichtungen mit starren Spanneraufbauten möglich.

### 8.1 Vorbetrachtungen zur Kompensation statischer Strukturverformungen

Definitionsgemäß wirken kompensatorische Maßnahmen nicht präventiv, sondern reagierend auf einen Zustand. Dieser Zustand ist hier eine externe Last, welche aufgrund der Nachgiebigkeit der Kinematik zu einer Verlagerung des Spannungspunktes führt. Da der konstruktive Spielraum hinsichtlich einer Optimierung der Steifigkeit aufgrund des eingeschränkten Bauraumes nahezu ausgeschöpft ist, kann die Verlagerung diesbezüglich nicht präventiv verhindert werden.

### 8.1.1 Auswahl des Ansatzes zur Verformungskompensation

Ähnlich wie bei der Auslegung verschiedener Werkzeugmaschinen wird bei den Kinematiken zunächst eine Verformung zugelassen und deren Auswirkung auf die Arbeitsgenauigkeit im Nachhinein kompensiert. Zum Ausgleich statischer Strukturverformungen können drei unterschiedliche Ansätze genutzt werden.

1. Direkte Messung der Verlagerung → Kompensation
2. Messung der statischen Prozesslast → Berechnung der Verlagerung → Kompensation
3. Messung des Antriebsstromes → Berechnung der statischen Prozesslast → Berechnung der Verlagerung → Kompensation

Eine direkte Vermessung der Spannungsverlagerungen (vgl. Punkt 1.) von mehreren Kinematiken in einem Vorrichtungsverbund ist messtechnisch betrachtet sehr aufwändig und störanfällig. Eine Messung der Antriebsströme (vgl. Punkt 3.) der einzelnen Kinematikachsen zur Berechnung der Prozesslasten ist nicht möglich, da die Kinematiken derart ausgelegt sind, dass die hohen Prozesslasten ausschließlich über integrierte Bremsmodule abgeführt werden. Die Antriebe können lediglich die geringen Drehmomente für die lastfreie Verstellung der Achsen aufbringen. Somit wird der zweite Ansatz (vgl. Punkt 2.) über die Aufnahme der statischen Prozesslasten für die Nachgiebigkeitskompensation herangezogen. [WEC06; PFE06]

Das Konzept für den Ausgleich der Nachgiebigkeiten der Kinematiken basiert auf der Aufnahme der Lastdaten während der Spannprozesse und der Kompensation der Spannungtabweichungen über einen modellbasierten Regelungsansatz. Dabei werden positionsabhängige Steifigkeiten der Kinematiken in einer Datenbank hinterlegt und durch Korrelation mit zugehörigen Justageparametern der Steuerung zur Verfügung gestellt. Sollte innerhalb des Spannprozesses am Kinematikmodul eine Last, welche einen definierten Schwellwert übersteigt, gemessen werden, können über die Datenbank die entsprechenden Stellwerte (Justagewerte) für die drei Verfahrachsen der Kinematik bereitgestellt und automatisch eine Justage über die Achsantriebe durchgeführt werden. Zu beachten ist dabei, dass vor einem Verstellvorgang die Spannkraft durch Öffnen des jeweiligen Spanners gelöst wird, da die Kinematiken nur kraftfrei verfahren werden dürfen.

Die Ermittlung der positionsabhängigen Steifigkeiten für den gesamten dreidimensionalen Arbeitsraum einer Kinematik wird mit Hilfe von drei unterschiedlicher Methoden, welche miteinander kombiniert werden, durchgeführt. Zunächst werden experimentelle Steifigkeitsuntersuchungen an wenigen unterschiedlichen diskreten Positionen der Dreiachskinematik durchgeführt. Diese Steifigkeitswerte können direkt bei der ohnehin notwendigen Erstkalibrierung der Kinematik durchgeführt werden. Des Weiteren wird ein Simulationsmodell mit diesen ermittelten Steifigkeitswerten abgeglichen. Mit diesem Simulationsmodell wird eine Studie des Lastverhaltens der Kinematik an weiteren definierten Positionen durchgeführt. Abschließend werden die Steifigkeitswerte zwischen den definierten Positionen interpoliert, sodass kontinuierlich über den gesamten dreidimensionalen Arbeitsraum der Kinematik lastabhängige Spannungtabweichungen mit entsprechenden Justagewerten vorhanden sind.

Umso genauer die Nachbildung der realen Kinematik für die simulative Steifigkeitswertermittlung ist, desto genauer sind die entsprechenden Justagewerte und desto weniger experimentell zu ermittelnde Steifigkeitswerte sind erforderlich.

### **8.1.2 Definition der Simulationsmethode und -umgebung**

Die Finite-Elemente-Methode (FEM) ist eine geeignete Methodik zur Simulation der Reaktionen von Festkörpern auf äußere Lasten. Die externen Lasten, welche auf ein Spannmodul wirken, kommen erst zum Tragen, nachdem die Spanner im Vorrichtungsverbund geschlossen sind. Dabei führen entweder Geometrieabweichungen der Bauteile zu deren Verformung und reaktionär zu Kräften, welche über die Spannkinematiken abgeführt werden. Des Weiteren können durch die thermischen Fügeprozesse Verformungen und Eigenspannungen in den Bauteilen auftreten, welche ebenfalls über die geschlossenen Spanner und Spannkinematiken abgeführt werden. Sobald die Spanner geöffnet werden, werden auch die geschlossenen Kraftkreise geöffnet, die Bauteile können sich entsprechend verformen und die Spannkinematiken sind nahezu lastfrei. Demnach wirken die relevanten externen Lasten ausschließlich im statischen Zustand auf die Spannkinematiken. Da es sich somit weder um die Bewegungsanalyse von komplexen kinematischen Systemen noch um die Ermittlung dynamischer Bauteilbelastungen handelt, ist eine statische Betrachtung mit Hilfe einer reinen FEM-Analyse ausreichend. Die nachfolgenden Aufbereitungen der Simulationsmodelle und FEM-Analysen wurden mit der Software *ANSYS Workbench* durchgeführt.

## **8.2 Simulationsgerechte Aufbereitung der Komponenten**

Die weiteren Detaillierungen und Untersuchungen wurden am Beispiel der Spindelkinematik durchgeführt. Für die Übertragung der realen Mehrachskinematik in eine strukturmechanisch analysierbare Form sollte die Komplexität der Konstruktion in Teilbereichen begrenzt sowie geeignete Vereinfachungen oder Ersatzmodelle verwendet werden. Entscheidend für die Qualität der Ergebnisse ist dabei die Wahl geeigneter Diskretisierungsansätze.

Die konstruktiven Einzelelemente einer Spannkinematik lassen sich grundsätzlich in drei Kategorien einteilen, welche entsprechend ihren Auswirkungen auf das statische Verhalten unter Last unterschiedlich modelliert werden. Zum einen werden Gestellbauteile mit Volumenelementen automatisch durch den FE-Präprozessor vernetzt. Zum Zweiten werden Teile des Antriebstranges mithilfe eindimensionaler Balkenelemente vereinfacht und zum Dritten werden die Verbindungselemente zwischen den Strukturkörpern (Gestellbauteile und Balkenelemente) mit Hilfe von Federelementen gemäß ihren elastischen Bindungseigenschaften abstrahiert. Diese drei Kategorien lassen sich weiterhin in Komponentenklassen aufteilen, deren Diskretisierungsansätze in Tabelle 8-1 zusammengefasst sind.

Tabelle 8-1: Diskretisierungsansätze in Bezug auf die Komponentenklassen

Komponentenklasse	Diskretisierungsansatz
Gestellstruktur	Strukturkörper; Vernetzung durch die FE-Software mit Volumenelementen
Welle	Strukturkörper aus Balkenelementen
Schraubenverbindungen	a: idealisierte Verbindung der verschraubten Komponenten, indem diese als verschweißt oder verklebt angenommen werden b: detaillierte Abbildung der Schraube mit Definition nichtlinearer, abhebender Kontakte und Schraubenvorspannkraft
Lager	Verbindungselement mit elastischen Bindungen in Radial- und ggf. Axialrichtung
Linearführung	Verbindungselement mit elastischen Bindungen aller gefesselten Freiheitsgrade
Kugelgewindetrieb	Verbindungselement mit elastischen Bindungen in den sechs Raumfreiheitsgraden
Getriebestufe	Verbindungselement mit kinematischer (Übersetzungsverhältnis) und elastischer (Ritzelsteifigkeit) Kopplung der An- und Abtriebsknoten

### 8.2.1 Linearführungen und Lager

Für die Nachbildung der realen Steifigkeitsverhältnisse stellen die Komponentenhersteller zum Teil die spezifischen Informationen in Form von Federkennlinien zur Verfügung. Mit diesen Daten, wie sie beispielsweise in Abbildung 8-1 dargestellt sind, können die realen elastischen Bindungseigenschaften durch idealisierte Federelemente nachgebildet und simuliert werden. Ist der Belastungsbereich bekannt und hinreichend klein, kann die Federkennlinie um einen Betriebspunkt als linear angenommen und als Ersatzsteifigkeit in die Simulation aufgenommen werden. Bei großem Einfluss der Lagersteifigkeit auf das Gesamtergebnis der Simulation sollte eine derart nichtlineare Kennlinie durch viele einzelne Punkte angenähert und in die Simulation integriert werden.

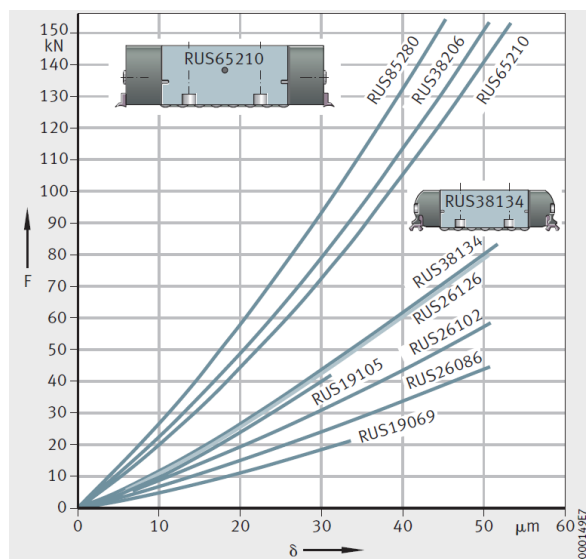


Abbildung 8-1: Federkennlinie für Rollenumlaufschuhe (RUS) [SCH16]



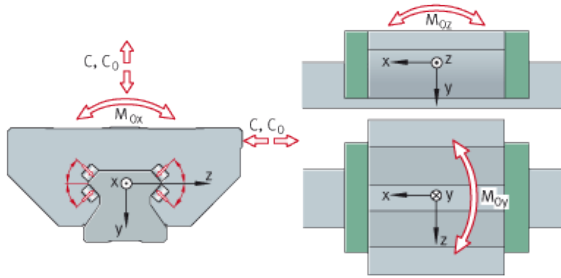


Abbildung 8-2: Lastaufnahme von Rollenumlaufeinheiten (RUE) [SCH20]

Im Gegensatz zu den in der Abbildung 8-1 dargestellten Rollenumlaufschuhen, welche lediglich Lasten in eine Richtung aufnehmen, können Linearführungsschlitten wie in der Abbildung 8-2 abgebildet, Kräfte und Momente aus allen Richtungen mit Ausnahme der Verfahrrichtung aufnehmen. Aufgrund der schmalen konstruktiven Gestaltung der Spannkinematiken sind vor allem die Steifigkeiten bei der Momentenbelastung um die Kinematik-Y-Achse relevant. Mit Hilfe des Berechnungsprogramms *BEARINX-online Easy Linear* des Komponentenherstellers wurden die in der Konstruktion eingesetzten Linearführungseinheiten hinsichtlich ihres Kippverhaltens (Rollen, Gieren, Nicken) untersucht und die auftretenden Verkippungen bei Momentenbelastung in die entsprechende Kippsteifigkeit nach Formel (3) umgerechnet. Da das Einfederungsverhalten bei den Rollenumlaufeinheiten (RUE55 und RUE35) nahezu linear ist, kann die entsprechende Ersatzsteifigkeit auch bei größeren Belastungsbereichen in der Simulation verwendet werden. Die Nachgiebigkeitswerte für die in der Konstruktion eingesetzten Flachkäfigführungen (M/V7040) wurden direkt vom Kundenservice bezogen, da diese in dem Berechnungsprogramm nicht berücksichtigt werden. In der Tabelle 8-2 sind die ermittelten Ersatzsteifigkeiten der unterschiedlichen Linearführungen zusammengefasst. [SCH20]

In dem Simulationsprogramm *ANSYS Workbench* wurde die Implementierung der Steifigkeitskoeffizienten mit der Funktion „Buchse“ realisiert. Dabei handelt es sich um ein diskretes Feder-element, mit dem die richtungsabhängigen Steifigkeiten idealisierter Bauteile abgebildet und alle vorhandenen Freiheitsgrade elastisch gebunden werden können. Die Führungskomponenten wurden derart idealisiert, dass auf die Abbildung von Wälzkörpern, Schrauben oder sonstiger Details verzichtet und dafür die Steifigkeitskoeffizienten eingesetzt wurden.

Tabelle 8-2: Steifigkeitswerte der Linearführungen

Belastung	Symbol	Einheit	RUE55-E-HL	RUE35-E-HL	RUS19105	M/V7040
Zug/Druck	$c_{F_y \bar{y}}$	$\frac{\text{N}}{\text{mm}}$	$2,37 \cdot 10^6$	$1,5 \cdot 10^6$	$1 \cdot 10^6$	$8,3 \cdot 10^6$
quer	$c_{F_z \bar{z}}$	$\frac{\text{N}}{\text{mm}}$	$1,67 \cdot 10^6$	$9,67 \cdot 10^5$	-	$8,3 \cdot 10^6$
Rollen	$c_{M_y \hat{y}}$	$\frac{\text{Nmm}}{\mu\text{rad}}$	$3,66 \cdot 10^5$	$1,17 \cdot 10^5$	-	$1,67 \cdot 10^7$
Gieren	$c_{M_y \hat{y}}$	$\frac{\text{Nmm}}{\mu\text{rad}}$	$9,73 \cdot 10^6$	$2,18 \cdot 10^6$	-	$1,8 \cdot 10^7$
Nicken	$c_{M_z \hat{z}}$	$\frac{\text{Nmm}}{\mu\text{rad}}$	$6,32 \cdot 10^6$	$1,91 \cdot 10^6$	-	$1,8 \cdot 10^7$

Steifigkeit	Pro Einheit X (mm)	Pro Einheit Y (mm)	Pro Einheit Z (mm)	Pro Einheit $\theta_x$ (°)	Pro Einheit $\theta_y$ (°)	Pro Einheit $\theta_z$ (°)
$\Delta X$ -Kraft (N)	0,					
$\Delta Y$ -Kraft (N)	0,	2,3684e+006				
$\Delta Z$ -Kraft (N)	0,	0,	1,6667e+006			
$\Delta X$ -Moment (N-mm)	0,	0,	0,	6,3856e+006		
$\Delta Y$ -Moment (N-mm)	0,	0,	0,	0,	1,6987e+008	
$\Delta Z$ -Moment (N-mm)	0,	0,	0,	0,	0,	1,1036e+008

Abbildung 8-3: Beispieleingabematrix der richtungsabhängigen Steifigkeitskoeffizienten

In der Abbildung 8-3 ist beispielhaft die Eingabematrix von Steifigkeitskoeffizienten in ANSYS abgebildet. Die eingesetzten Wälzlager wurden ebenso wie die Linearführungen in Form von elastischen Bindungen mit Hilfe von Federelementen diskretisiert, deren Steifigkeitswerte von den Herstellern bezogen wurden. Zur Lagerung der Spindelwellen werden Schrägkugellagereinheiten eingesetzt, die jeweils fünf Freiheitsgrade binden und nur den Rotationsfreiheitsgrad zur Drehung der gelagerten Spindelwellen frei lassen.

### 8.2.2 Antriebsstrang

Bei allen drei Antriebsachsen der Spannkinematik wurden Kugelgewindetriebe bestehend aus Spindelwelle, Spindelmutter und entsprechender Lagerung als mechanische Übertragungssysteme gewählt. Da die Kugelgewindetriebe im statischen Zustand die externen Lasten entlang der jeweiligen Verfahrrichtungen übertragen, dürfen deren Steifigkeiten in der simulativen Abbildung nicht vernachlässigt werden. Da die Spindel-Spindelmutter-Verbindungen keine Selbsthemmung aufweisen, müssen die nachgelagerten Komponenten, welche die Lasten weiterleiten und ableiten ebenfalls in der Simulation berücksichtigt werden. In der Abbildung 8-4 ist der Kraftfluss schematisch über die involvierten Komponenten dargestellt. Der Kraftanteil, welcher in Achsrichtung der Gewindespindel wirkt, wird durch die kinematischen Verhältnisse des Wälzkontaktes der Spindelmutter zum Teil in ein Moment gewandelt, welches über eine Zahnradstufe sowie einer Verbindungswelle über eine Bremse in die Gestellstruktur abgeleitet wird. Die in Reihe geschaltete Verkettung von Maschinenelementen mit jeweiligen Eigensteifigkeiten wurde nach [OER08] den Bedürfnissen einer statischen Berechnung angepasst und entsprechend vereinfacht. Die Spindelwelle wurde gemäß dem gewählten Modellierungskonzept nach Tabelle 8-1 durch Balkenelemente diskretisiert. Die an den Wellenenden entstehenden Knoten werden zur Lagerung genutzt. Bei angetriebener Spindelmutter wird der Kontakt der Wellenenden als Multi-Point-Constraint (MPC) mit Sperrung sämtlicher Freiheitsgrade ausgeführt und somit das Balkenelement mit einem Volumenelement verbunden.



Abbildung 8-4: Kraftfluss im Antriebsstrang im statischen Belastungsfall

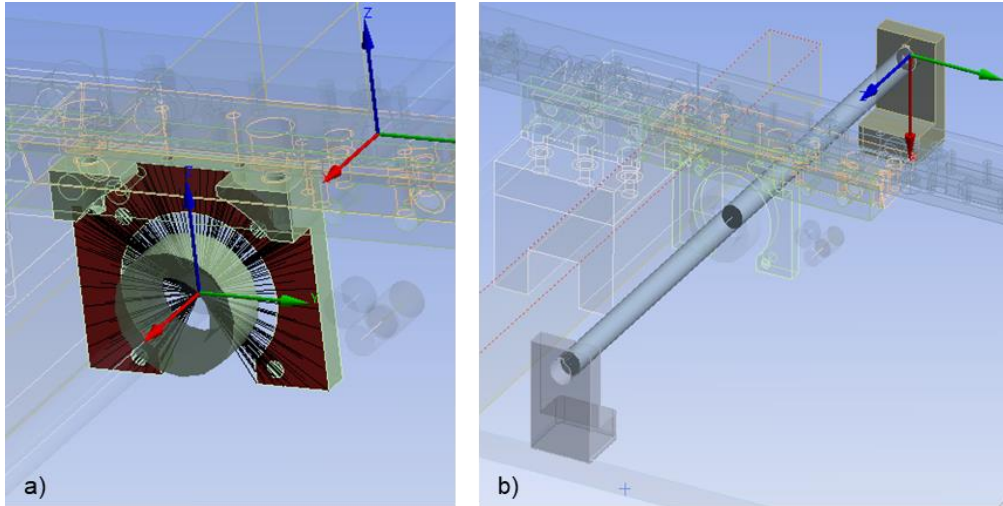


Abbildung 8-5: a) drehbare Lagerung der Spindelmutter; b) Teilung der Spindelwelle

Die Verbindung der Spindelmutter zum Schlitten wurde mittels eines MPC-Kontaktes realisiert bei dem der Rotationsfreiheitsgrad entsprechend frei gelassen wurde (vgl. Abbildung 8-5 a). Für die positionsabhängige Verschiebung der Verbindungsparameter wurde die Spindel in zwei Balkenelemente aufgeteilt (vgl. Abbildung 8-5 b). Der dadurch entstandene Knoten und gemeinsame Punkt beider Balkenelemente wurde auf ein Bauteil, welches in der translatorischen Verschiebung enthalten ist, referenziert und wird somit ebenfalls verschoben. Um sicherzustellen, dass Spindelknoten und Mutterknoten stets deckungsgleich auf der Spindelachse liegen, wurde der Referenzpunkt der Mutter auf die gleich Weise modelliert. Diese Referenzknoten wurden durch ein Ersatzmodell für den realen Kugelgewindetrieb miteinander gekoppelt. Die komplexen Steifigkeitseigenschaften in diesem Wälzkontakt wurden über Federn im Modell abgebildet, deren Steifigkeitswerte nach den hergeleiteten Formeln (9), (10), (11) und (12) in Anlehnung an [OER08] berechnet wurden.

$$C_{rad} = \frac{C_{ax}(\sin^2 \beta + \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta)}{2 \cdot \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta} \quad (9)$$

$$C_{tor} = \frac{d_n^2}{4} C_{ax} \tan^2 \alpha \quad (10)$$

$$C_{schr} = -C_{ax} \frac{d_n}{2} \tan \alpha \quad (11)$$

$$C_{kippr} = \frac{d_n^2}{8} C_{ax} + \frac{C_{rad}}{4} (l_d^2 + l_D l_M + \frac{1}{3} l_M^2) \quad (12)$$

Mit den so ermittelten Steifigkeitswerten lässt sich die Steifigkeitsmatrix  $C_{KGT}$  des Kugelgewindetriebs nach Formel (13) aufstellen.

$$C_{KGT} = \begin{bmatrix} C_{11} & -C_{12} \\ -C_{21} & C_{22} \end{bmatrix} \text{ mit } C_{ij} = \begin{bmatrix} C_{ax} & 0 & 0 & C_{schr} & 0 & 0 \\ 0 & C_{rad} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_{rad} & 0 & 0 & 0 \\ C_{schr} & 0 & 0 & C_{tor} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{kippr} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{kippr} \end{bmatrix} \quad (13)$$

Steifigkeit	Pro Einheit X (mm)	Pro Einheit Y (mm)	Pro Einheit Z (mm)	Pro Einheit $\theta_x$ (°)	Pro Einheit $\theta_y$ (°)	Pro Einheit $\theta_z$ (°)
$\Delta$ X-Kraft (N)	3,152e+005					
$\Delta$ Y-Kraft (N)	0,	1,5947e+005				
$\Delta$ Z-Kraft (N)	0,	0,	1,5947e+005			
$\Delta$ X-Moment (N-mm)	2,5083e+005	0,	0,	1,996e+005		
$\Delta$ Y-Moment (N-mm)	0,	0,	0,	0,	6,4682e+007	
$\Delta$ Z-Moment (N-mm)	0,	0,	0,	0,	0,	6,4682e+007

Abbildung 8-6: Steifigkeitskoeffizienten des Kugelgewindetriebes (KGT)

In der Abbildung 8-6 ist die Eingabemaske des Simulationsprogramms ANSYS mit den entsprechend eingetragenen Steifigkeitskoeffizienten des Kugelgewindetriebes dargestellt. Die Schraubsteifigkeit  $C_{schr}$  ist nur einmal eingetragen, da bei der Eingabe nur symmetrische Steifigkeitsmatrizen zulässig sind infolge dem Einträge oberhalb der Hauptdiagonalen ausgegraut sind. Die Getriebestufe wurde vereinfacht als Knotenstruktur modelliert, welche in der Abbildung 8-7 schematisch dargestellt ist. Da die dynamischen Eigenschaften des auf der Antriebswelle sitzenden Ritzels und des auf der Spindelmutter verschraubten Rades nicht relevant sind, wurde auf deren Abbildung im Simulationsmodell verzichtet. Somit ist eine elastisch kinematische Kopplung zwischen der Spindelmutter und der Antriebswelle für die Abbildung des Übersetzungsmechanismus' ausreichend. Entsprechend der Herstellerangaben kann das Nachgiebigkeitsverhalten der Verzahnung auf eine Torsionsfeder reduziert werden. Die Übersetzung wird mit Hilfe eines MPC-Kontaktes berücksichtigt, dessen Zwangsbedingung für Zahnradgetriebe mit Drehrichtungsumkehr direkt in die Simulation eingegeben werden kann. Bei Bedarf kann dieses Knotenmodell um weitere Eigenschaftskennwerte wie z.B. Torsionssteifigkeiten der Welle-Nabe-Verbindungen oder weitere Übersetzungsstufen erweitert werden.

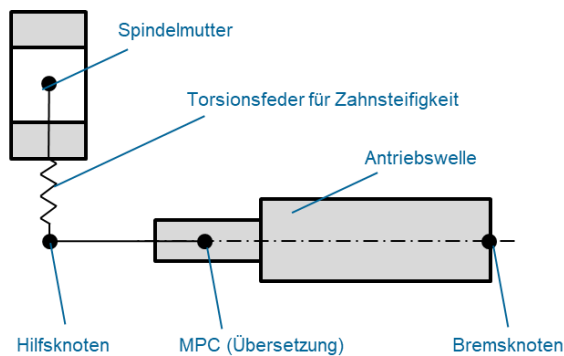
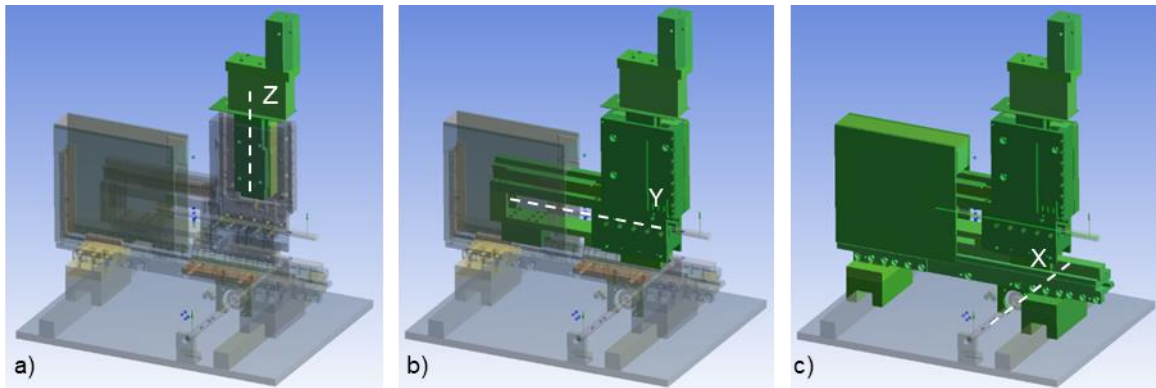


Abbildung 8-7: Modellierung der Getriebestufe

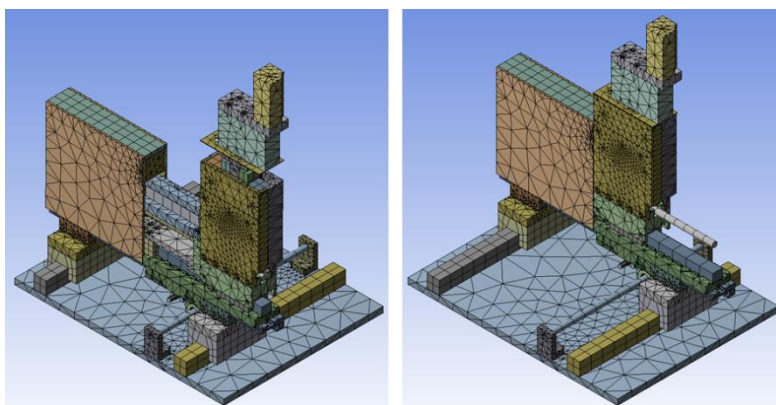
### 8.2.3 Gesamtmodell

Da das statische Verhalten der Mehrachskinematik von den unterschiedlichen Achspositionen abhängig ist, müssen die Steifigkeitsparameter im gesamten Arbeitsraum analysiert werden. Die Gesamtheit aller vom TCP anfahrbaren Positionen gleicht aufgrund der orthogonal zueinander ausgerichteten Antriebsachsen einem Quader. Um die Baugruppen in ANSYS Workbench zu positionieren, wurde das Gesamtmodell im ANSYS DesignModeler aufbereitet. Mit Hilfe einer Transformationsmethode sind Verschiebungen oder Verdrehungen von Geometrien zueinander möglich.



**Abbildung 8-8: Vergleich der achsbezogenen Verschiebungsdefinitionen**

Bei der seriellen Kinematik mit drei aufeinander aufbauenden Linearachsen wird bei der Definition der Transformation mit dem letzten Glied der kinematischen Kette begonnen, welches die Spindelwelle ist. Wie bereits in 8.2.2 beschrieben, wurden die Linienzüge, welche die Balkenelemente der Spindelwellen definieren, auf sich verschiebende Baugruppenelemente referenziert um einen sich mitbewegenden Spindelknoten zu definieren. Da das letzte Glied der kinematischen Kette selbst von zwei anderen Achsen positioniert wird, muss das Balkenelement der Spindelwelle des letzten Gliedes als Ganzes verschoben werden und in den zwei nachfolgenden Verschiebungsdefinitionen enthalten sein. Hierbei ist unbedingt die richtige Reihenfolge einzuhalten, da andernfalls in der Verschiebungsdefinition die Spindelachsen nicht enthalten wären und sich nach der Transformation nicht mehr im Model befinden würden. In der Abbildung 8-8 sind die in den jeweiligen achsbezogenen Verschiebungsdefinitionen enthaltenen Bauteile in grün dargestellt. Die Linienzüge der Gewindespindeln sind mit weißen gestrichelten Linien markiert. In der Darstellung a) sind die Bauteile eingefärbt, welche bei einer Verschiebung in Z-Richtung, in der Darstellung b) in Y-Richtung und in der Darstellung c) in X-Richtung verschoben werden. Mit vorab definierten Positionswerten erfolgt anschließend die Modellierung und Vernetzung im *ANSYS Preprozessor*. Zwei der extremen Achspositionen im Arbeitsraum sind in der Abbildung 8-9 vergleichend dargestellt. Durch die vorherige Aufbereitung im *DesignModeler* werden bei allen Varianten im Arbeitsraum die automatischen Vernetzungen zwar immer wieder neu durchgeführt, aufgrund des sehr geringen Zeitanteils der Vernetzung in der gesamten FE-Berechnung ist dies jedoch vertretbar.



**Abbildung 8-9: Vergleich zweier unterschiedlicher Achspositionen im *ANSYS Preprozessor***

Diesbezüglich kann nicht von einem reinen stellungsflexiblen FE-Modell gesprochen werden. Der Vorteil der gewählten Umsetzung liegt darin, dass bei der Berechnung vieler unterschiedlicher Arbeitspunkte die Stellwerte der einzelnen Achsen als Parameter in Form von Design Points (DP) an *ANSYS Workbench* übergeben werden können, um mit dem Parametermanager automatisch die unterschiedlichen Varianten berechnen zu lassen.

#### 8.2.4 Validierung des Simulationsmodelles

Zur Validierung des Simulationsmodelles mit allen eingebrachten Definitionen und Diskretisierungen wurden zum einen die simulierten Lastreaktionen einzelner Komponenten mit den Steifigkeitswerten aus den Herstellerangaben abgeglichen und zum anderen die Lastreaktion des Gesamtmodules mit den experimentell ermittelten Steifigkeitswerten verglichen.

Die Herstellerangabe zur Steifigkeit für den Führungswagen RUE55-E-HL, welcher beispielhaft in der Abbildung 8-10 dargestellt ist, beträgt in der dargestellten Richtung  $2,368 \times 10^6$  N/mm, wie bereits in der Tabelle 8-2 eingetragen. Bei fixierter Lagerung der Führungsschiene und einer vorgegebenen Verschiebung des Führungswagens von 0,02 mm ergibt sich gemäß Formel (1) bzw. Formel (2) eine Reaktionskraft von  $F_Y=47368$  N, welche exakt mit dem Ergebniswert der Simulation in der Abbildung 8-10 übereinstimmt. Diese Validierung wurde mit allen Führungselementen und den jeweiligen gebundenen Freiheitsgraden erfolgreich durchgeführt. Die Aufbringung einer Verschiebung zur Ermittlung einer Reaktionskraft ist hierbei die zuverlässigere Methode, da bei der Aufbringung einer Kraft am Führungswagen eine ungleichmäßige Deformation am Wagen auftreten würde, wodurch kein eindeutiger Verschiebungswert ausgelesen werden kann. [GEB14]

In Bezug auf den Antriebstrang mit den sich positionsabhängig ändernden Lasteinleitungspunkten an den Spindelwellen wurden weitere Validierungen durchgeführt, welche in der Abbildung 8-11 beispielhaft veranschaulicht sind.

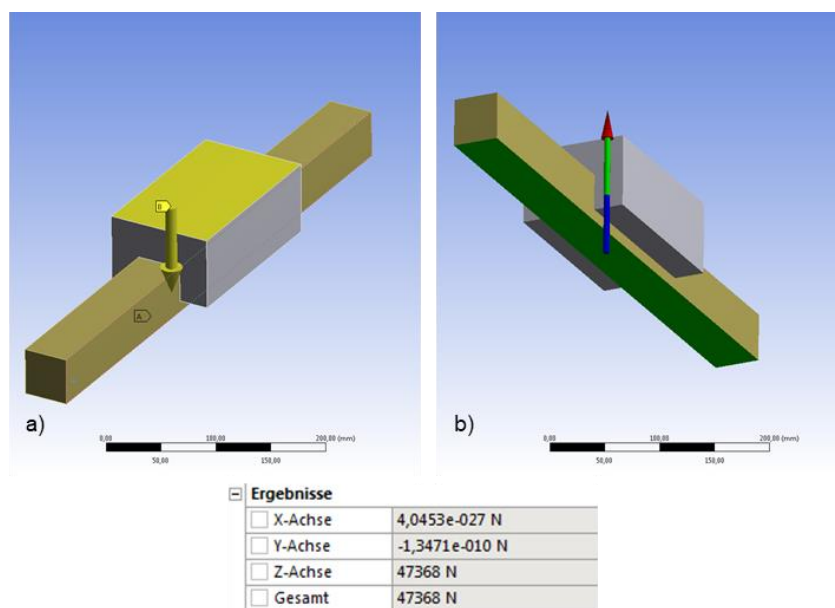


Abbildung 8-10: a) vorgegebene Verschiebung; b) berechnete Lastreaktion der Führung



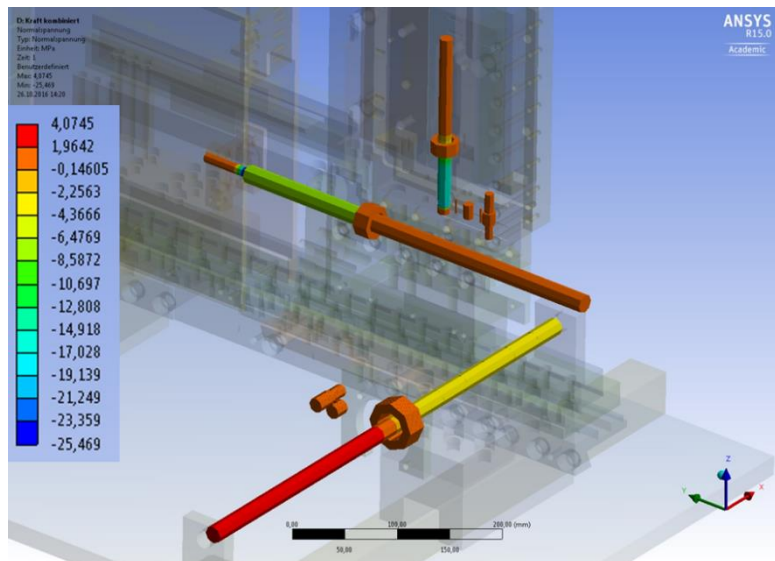


Abbildung 8-11: Normalspannung in den Spindelwellen bei kombinierter Belastung

In der Tabelle am linken Rand sind die farblich gekennzeichneten Bereiche der Normalspannungswerte aufgelistet, wobei die negativen Werte Druckspannungen und die positiven Werte Zugspannungen darstellen. In der Abbildung ist zu erkennen, dass die Spindel der unteren Achse sowohl auf Zug als auch auf Druck belastet wird, da diese Spindel beidseitig gelagert ist. Die Spindelwellen der beiden oberen Achsen hingegen haben jeweils auf einer Seite der Spindelmutter einen spannungsfreien Bereich, welcher entsprechend der Skala orange eingefärbt ist, was darauf zurückzuführen ist, dass dieses Ende der Spindel in einem Loslager gelagert ist. Die Kräfteinleitungspunkte in Höhe der Spindelmutter werden in der Simulation ebenfalls korrekt abgebildet, was in dem Farbwechsel der Spindelwellen auf der Höhe der Spindelmutter zu erkennen ist. Somit kann auch die Definition des Antriebsstranges in der Simulation positiv validiert werden. Für die Validierung des Gesamtmodells wurden die unter 7.2 beschriebenen experimentellen Last- und Verformungsanalysen als Vergleichswerte für die Simulation herangezogen. Für den Abgleich mit den experimentell ermittelten Verformungswerten wurden die gleichen Versuchsparameter der Achspositionen, Belastungswerte sowie Lasteinleitungspunkte und Verschiebungsmesspunkte in der simulativen Berechnung vorgegeben. Die Anordnung der Messpunkte in den experimentellen Untersuchungen zur Aufnahme der Verschiebungen an der Gesamtkinematik in X-Richtung sind in der Abbildung 8-12 dargestellt. Der Lasteinleitungspunkt des beispielhaften Vergleichs, bei dem eine externe Last von  $F_x=2000\text{ N}$  in X-Richtung aufgebracht wurde, ist auf gleicher Höhe wie der Messpunkt 6. Für die übersichtlichere Darstellung des beispielhaften Vergleiches werden in den nachfolgenden Diagrammen nur die Messpunkte 2, 3, 5 und 6 dargestellt.



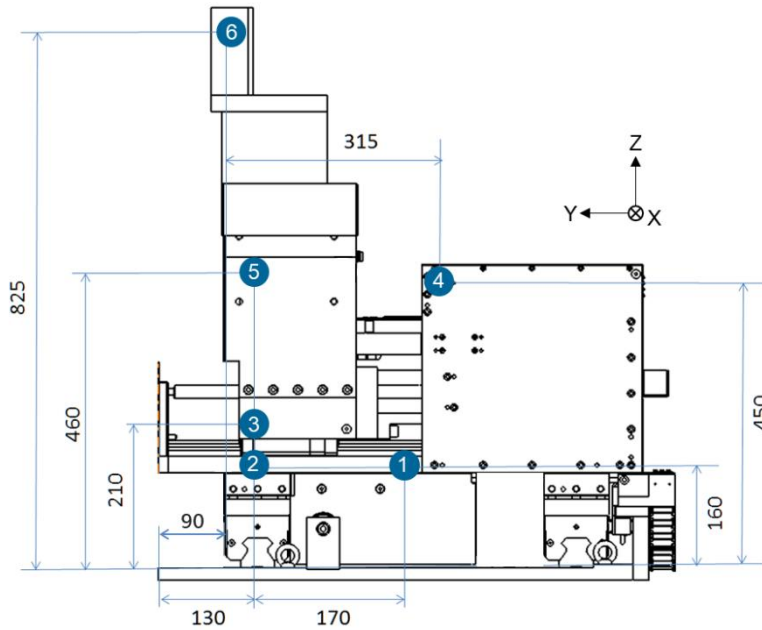


Abbildung 8-12: Messpunkte der experimentellen Verformungsanalysen

In der Abbildung 8-13 sind die Verschiebungswerte aus dem Experiment und der Simulation als Graphen übereinandergelegt und zeigen wie weit sich die Kinematik an den jeweiligen Messpunkten in X-Richtung verformt. Die Kurven im Diagramm sind derart abgebildet, dass diese als Flanke der Kinematik mit überhöht dargestellte Verschiebung betrachtet werden können. Wie in dem Diagramm zu erkennen ist, beträgt der experimentell ermittelte Verschiebungswert am Messpunkt 6 ca. 3,8 mm und der simulativ ermittelte Wert 2,5 mm. Respektive weist das Simulationsmodell ein steiferes Verhalten auf als das reale Funktionsmuster. Des Weiteren ist in dem Diagramm zu erkennen, dass die Messpunkte 3, 5 und 6 annähernd auf einer Linie liegen.

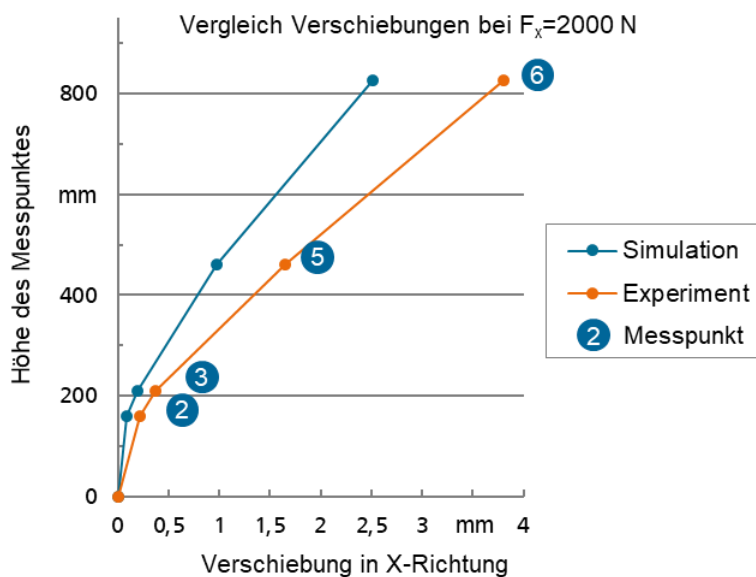


Abbildung 8-13: Vergleich experimenteller und simulativer Verschiebungswerte

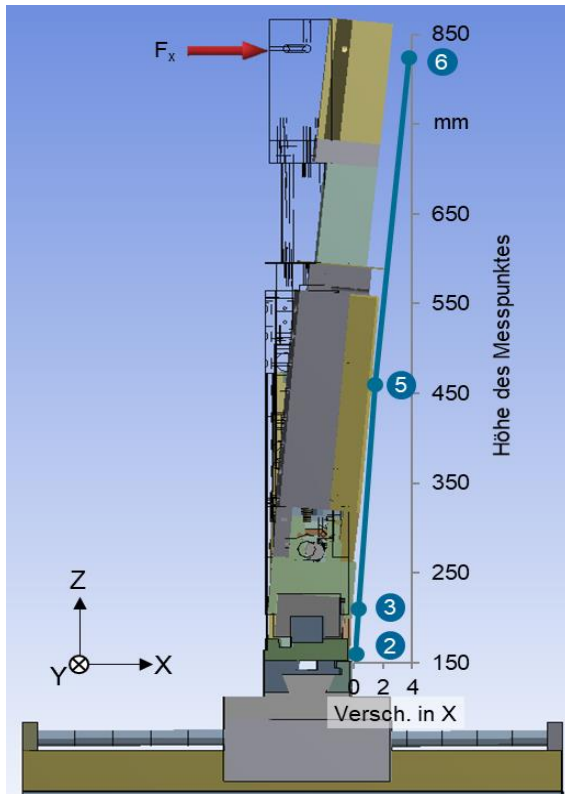


Abbildung 8-14: Kinematik und Graph aus der Verschiebungssimulation

Daraus lässt sich schließen, dass die Kinematik vorwiegend im Bereich der unteren und der mittleren Führungsschleife bzw. an den jeweiligen Schnittstellen und Gehäuseteilen, wo die Messpunkte 2 und 3 liegen, elastisch verformt wird. In der Abbildung 8-14 ist zur Verdeutlichung der Zugehörigkeit von Messpunkten und Kinematikabschnitten der Verschiebungsgraph gemeinsam mit dem Kinematikmodell aus der Simulation dargestellt.

Mit der Erkenntnis, dass der untere und mittlere Bereich der Gesamtkinematik in ANSYS zu steif modelliert ist, wurden weitere Modellierungsanpassungen in Bezug auf die Schraubenverbindungen zur Befestigung des Schlittens auf den unteren Linearführungen sowie im gesamten Gehäuse der mittleren Linearachse und in der Anbindung zur Hubachse durchgeführt. Für die optimierte Modellierung der Schraubenverbindungen, wurden diese als abhebende nichtlineare und reibungsbehaftete Kontakte definiert. Die Reibwerte wurden gemäß der Literatur mit 0,1 für die Paarung Stahl-Stahl der verschraubten Gestellbauteile gewählt. Die Werte für die Vorspannkräfte der Schrauben wurden entsprechend der Schraubengröße nach [GOM14] definiert. [STE12; GOM14] Mit der Überarbeitung der Schraubverbindungsdefinitionen im Berechnungsmodell konnte das Steifigkeitsverhalten in diesen Bereichen wesentlich genauer abgebildet werden. Eine erneute Simulation mit identischem Lastantrag zeigt die Verbesserung des Verformungsverhaltens und die entsprechende Angleichung der Simulation an die experimentell ermittelten Verschiebungswerte. Die Abbildung 8-15 zeigt die Graphen der experimentellen Verschiebungswerte an den definierten Messpunkten sowie die Simulationsergebnisse vor und nach der Optimierung der Simulationsparameter der Schraubenverbindungen.

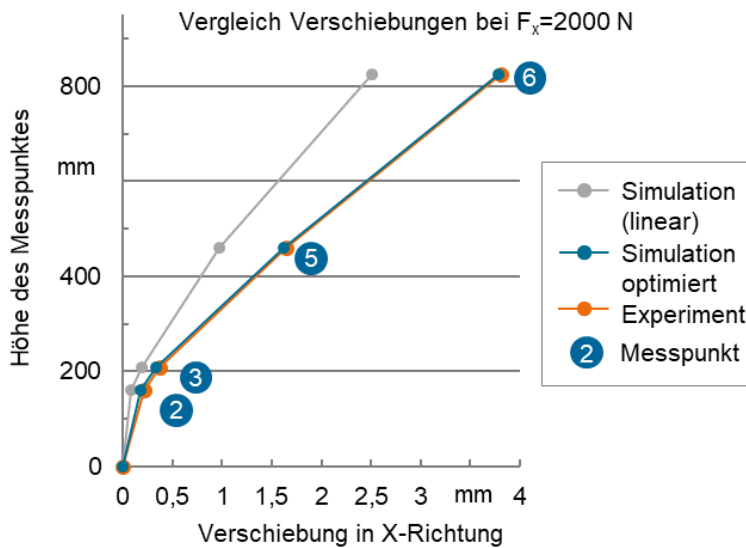


Abbildung 8-15: Vergleich experimenteller und optimierter simulativer Verschiebungswerte

Es ist deutlich zu erkennen, dass mit den Optimierungen in der Modellerstellung die in der Simulation berechneten Verschiebungswerte sehr genau an die experimentell ermittelten Werten angeglichen werden konnten. Zum Vergleich der experimentellen und simulativen Ergebnisse sind in der Tabelle 8-3 sowohl die Verschiebungswerte in X-Richtung als auch die Verschiebungswerte in Y- und Z-Richtung bei jeweiliger Belastung mit 2000 N in selbige Richtung gegenübergestellt. Die Differenzen zwischen den Simulationswerten und den jeweiligen Experimentalwerten sind in allen Achsrichtungen kleiner als 0,03 mm. In Z-Richtung beträgt die Differenz der beiden Werte weniger als 0,01 mm. Mit dem erweiterten Simulationsmodell sind die Verlagerungswerte des TCP hinreichend genau in Bezug auf die experimentell ermittelten Werte. Damit ist die Grundlage für die simulationsbasierte Arbeitsraumstudie der Kinematik geschaffen.

Tabelle 8-3: Vergleich der Verschiebungswerte am Messpunkt 6 bei 2kN

Belastungs- / Verschiebungsrichtung	Verschiebung experimentell [mm]	Verschiebung simulativ [mm]	Abweichung [mm]
X	3,805	3,789	0,016
Y	0,417	0,393	0,024
Z	0,075	0,068	0,007

### 8.3 Durchführung der Arbeitsraumstudien

Aus dem konstruktiven Aufbau der Kinematik lässt sich ableiten, dass eine Umpositionierung der Führungswagen der unteren Achse der Kinematik keinen nennenswerten Einfluss auf die Steifigkeit der Gesamtkinematik hat. Diese These wurde sowohl simulativ als auch experimentell validiert. In der Abbildung 8-16 sind beispielhaft die experimentell ermittelten Verschiebungen des TCP in X-Richtung bei einem Lasteintrag von 2000 N ebenfalls in X-Richtung in Abhängigkeit von der Position der unteren Achse (X-Achse) dargestellt. Die Differenz der gemessenen X-Verschiebungen über die unterschiedlichen X-Positionen liegt bei 0,013 mm, die der Y-Verschiebungen bei 0,023 mm und die der Z-Verschiebungen bei 0,006 mm. Aufgrund dieser geringen Sensitivität der Verschiebungen in Bezug auf die unterschiedlichen X-Positionen der Kinematik, kann bei den Arbeitsraumstudien diese Achse vernachlässigt werden. Somit reduziert sich der Analysebereich auf die Y-Z- Ebene des Arbeitsbereiches der Kinematik. Für die Arbeitsraumstudien wurden innerhalb des Verfahrbereichs der Y-Achse (200 mm) in Summe sechs sowie innerhalb des Verfahrbereichs der Z-Achse (60 mm) in Summe sieben diskrete, äquidistant verteilte Positionen definiert. Aus dem Produkt der Positionen ergeben sich 42 Arbeitspunkte. An jedem Arbeitspunkt wurden drei getrennte Simulationen durchgeführt, bei denen die Kinematik in jede Richtung des kartesischen Raumes mit jeweils 2000 N belastet wurde. Pro Lastfall wurde der jeweilige Verschiebungswert in jede der drei Raumrichtungen berechnet, sodass an jedem der 42 Arbeitspunkte neun Verschiebungswerte simulativ ermittelt wurden. Diese Verschiebungswerte wurden mit den Belastungswerten in die jeweiligen Steifigkeiten umgerechnet. Da die Kinematik in ihrer späteren Verwendung nicht mit einer Momentenbelastung beaufschlagt wird, kann auf eine derartige Lastfallsimulation verzichtet werden. Somit reduziert sich die statisch vollständige Steifigkeitsmatrix aus Formel (4) für jeden Arbeitspunkt entsprechend der Formel (14). Die Hauptsteifigkeit  $c_{F_x \vec{x}}$  aus der Formel (14), im weiteren Verlauf mit  $c_{xx}$  bezeichnet, errechnet sich aus der Verschiebung des TCP der Kinematik in X-Richtung bei einer Belastung am TCP ebenfalls in X-Richtung.

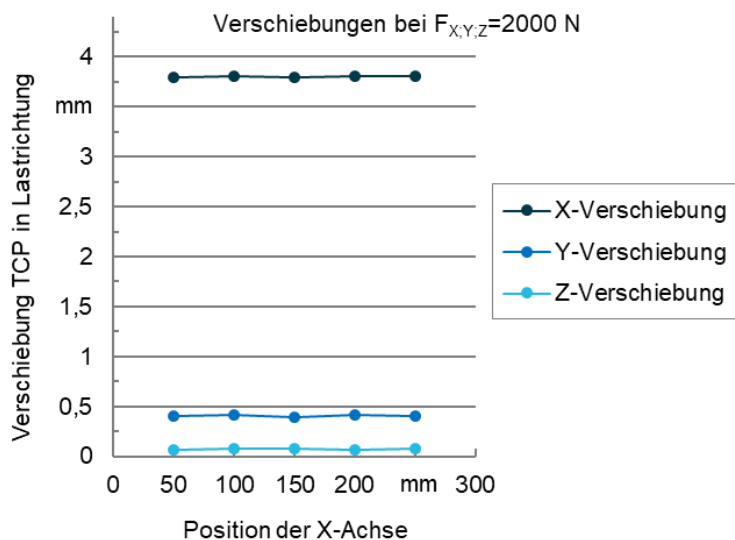
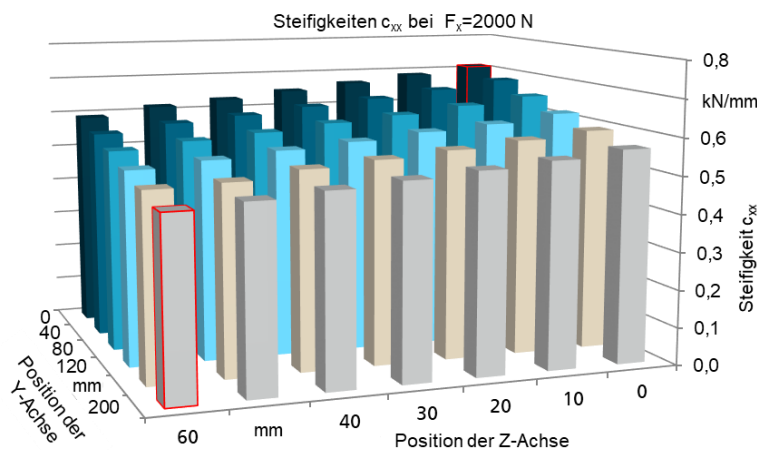


Abbildung 8-16: Einfluss der X-Achsenposition auf die Verschiebungen am Messpunkt 6

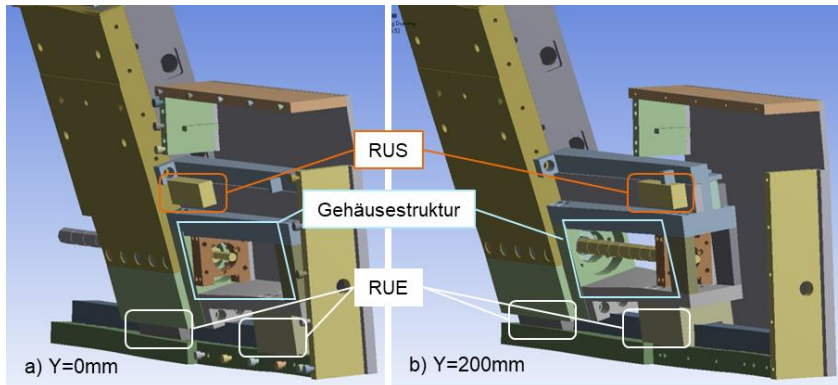
$$\begin{bmatrix} c_{F_x \bar{x}} & c_{F_x \bar{y}} & c_{F_x \bar{z}} \\ c_{F_y \bar{x}} & c_{F_y \bar{y}} & c_{F_y \bar{z}} \\ c_{F_z \bar{x}} & c_{F_z \bar{y}} & c_{F_z \bar{z}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{F_x}{\bar{x}} & \frac{F_x}{\bar{y}} & \frac{F_x}{\bar{z}} \\ \frac{F_y}{\bar{x}} & \frac{F_y}{\bar{y}} & \frac{F_y}{\bar{z}} \\ \frac{F_z}{\bar{x}} & \frac{F_z}{\bar{y}} & \frac{F_z}{\bar{z}} \end{bmatrix} \quad (14)$$

Im Vergleich dazu errechnet sich beispielsweise die Kreuzsteifigkeit  $c_{F_y \bar{z}}$ , im weiteren Verlauf mit  $c_{yz}$  bezeichnet, aus der Belastung der Kinematik am TCP in Y-Richtung und der resultierenden Verschiebung des TCP in Z-Richtung. In der Abbildung 8-17 sind die Steifigkeiten  $c_{xx}$  für die 42 definierten Arbeitspunkte der Kinematik in einem Diagramm sowie in tabellarischer Form dargestellt. Der Steifigkeitswert der Position [Y = 200 mm; Z = 60 mm] beträgt 0,474 kN/mm. Der Steifigkeitswert an der Position [Y = 0; Z = 0] hingegen beträgt 0,710 kN/mm. Der Vergleich dieser beiden, in der Abbildung 8-17 rot gekennzeichneten Steifigkeitswerte, ergibt eine Differenz von ca. 33% und verdeutlicht die Abhängigkeit des statischen Verhaltens der Kinematik von der jeweiligen Achsposition. Die Verringerung der Steifigkeit bei Vergrößerung des Positionswertes der Z-Achse basiert auf der Vergrößerung der Hebellänge des Lastangriffspunktes am TCP zur Lastableitung über die unteren Rollenumlaufeinheiten (RUE) und der damit einhergehenden Erhöhung der Momentenbelastung der gesamten Kinematik. Die abnehmende Steifigkeit bei Vergrößerung des Positionswertes der Y-Achse basiert auf der sich ändernden Position des Rollenumlaufschuhs (RUS), wie in Abbildung 8-18 dargestellt ist. Der RUS leitet die Kraft über die Gehäusestruktur der Kinematik ab wobei die zueinander veränderten Positionen bei einer Y-Verstellung eine veränderte Verformung der auf Biegung und Torsion belasteten Gehäusestruktur bewirken. Bei einer Belastung von  $F_x = 2000$  N am TCP erhöht sich das Kippmoment in den unteren RUE zwischen den beiden Extrempositionen der Y-Achse um ca. 130 Nm, was in einer um  $0,0628^\circ$  erhöhten Neigung der Kinematik resultiert.



	60	50	40	30	20	10	0
0	0,593	0,618	0,632	0,652	0,669	0,689	0,710
40	0,567	0,590	0,605	0,624	0,640	0,660	0,683
80	0,544	0,563	0,578	0,596	0,612	0,632	0,652
120	0,519	0,536	0,553	0,567	0,585	0,599	0,621
160	0,498	0,506	0,529	0,544	0,560	0,577	0,595
200	0,474	0,488	0,504	0,518	0,533	0,549	0,569

Abbildung 8-17: Hauptsteifigkeit  $c_{xx}$  in Abhängigkeit von Y- und Z-Position



**Abbildung 8-18: unterschiedliche Relativpositionen von RUS und Gehäusestruktur**

Allein durch die Starrkörperbewegung vergrößert sich die Verschiebung am 630 mm entfernten TCP nach der Formel (15) um 0,691 mm. Anhand der Steifigkeitswerte aus Abbildung 8-17 lassen sich die X-Verschiebungen des TCP für diesen Lastfall an beiden Positionen nach der Formel (16) errechnen.

$$\Delta u_{x \text{ starr}} = \sin(0,0628^\circ) \cdot 630 \text{ mm} = 0,691 \text{ mm} \quad (15)$$

$$\Delta u_x = u_x(y_{200}) - u_x(y_0) = \frac{F_x}{c_{F_x \bar{x}}(y_{200})} - \frac{F_x}{c_{F_x \bar{x}}(y_0)} = \frac{2 \text{ kN}}{0,569 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}} - \frac{2 \text{ kN}}{0,71 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}} = 0,698 \text{ mm} \quad (16)$$

Es ergibt sich eine Verschiebungsdifferenz von 0,698 mm. Der Vergleich lässt erkennen, dass die beiden Verschiebungswerte  $\Delta u_{x \text{ starr}}$  und  $\Delta u_x$  annähernd identisch sind, was darauf hinweist, dass die Abhängigkeit von der Y-Position der hier betrachteten Steifigkeit vorwiegend aus der Verkipfung der Kinematik resultiert. Da die Steifigkeitseigenschaften der unteren Führungswagen RUE unabhängig von der Verfahrensposition sind, lässt dies darauf schließen, dass die Verformung der Gehäusestruktur die primäre Ursache für die unterschiedlichen Steifigkeiten ist. In der grafischen Darstellung in der Abbildung 8-17 ist weiterhin zu erkennen, dass sowohl mit zunehmender Y-Position als auch mit zunehmender Z-Position die Steifigkeitswerte abnehmen. Dieses Verhalten ist nahezu bei allen Haupt- und Nebensteifigkeiten der neun Lastfälle zu beobachten. Eine Ausnahme fällt bei der Auswertung der Nebensteifigkeit  $c_{xy}$  auf, deren positionsabhängige Steifigkeitswerte in der Abbildung 8-19 dargestellt sind. Die Nebensteifigkeit  $c_{xy}$  errechnet sich aus der Belastung in X-Richtung und der resultierenden Verschiebung des TCP in Y-Richtung. In der Abbildung 8-19 rot markiert ist zu erkennen, dass die Steifigkeitswerte bei voll ausgefahrener Z-Achse mit 60 mm vor allem im Bereich der Y-Position = 0 entgegen der allgemeinen Tendenz wieder ansteigen. Dieses Verhalten ergründet sich aus dem Anfahren der jeweiligen mechanischen Endanschläge der Achsen, welche die Verschiebung des TCP reduzieren. In der Formel (17) ist beispielhaft die Steifigkeitsmatrix mit den neun Lastfällen, welche aus den drei Hauptsteifigkeiten ( $c_{xx}$ ,  $c_{yy}$ ,  $c_{zz}$ ) sowie den sechs Nebensteifigkeiten ( $c_{xy}$ ,  $c_{xz}$ ,  $c_{yx}$ ,  $c_{yz}$ ,  $c_{zx}$ ,  $c_{zy}$ ) bestehen, im Arbeitspunkt mit den Kinematikpositionen  $[Y = 0; Z = 0]$  berechnet. Beim Vergleich der Steifigkeitswerte ist deutlich das lastrichtungsabhängige Verhalten der Kinematik zu erkennen.

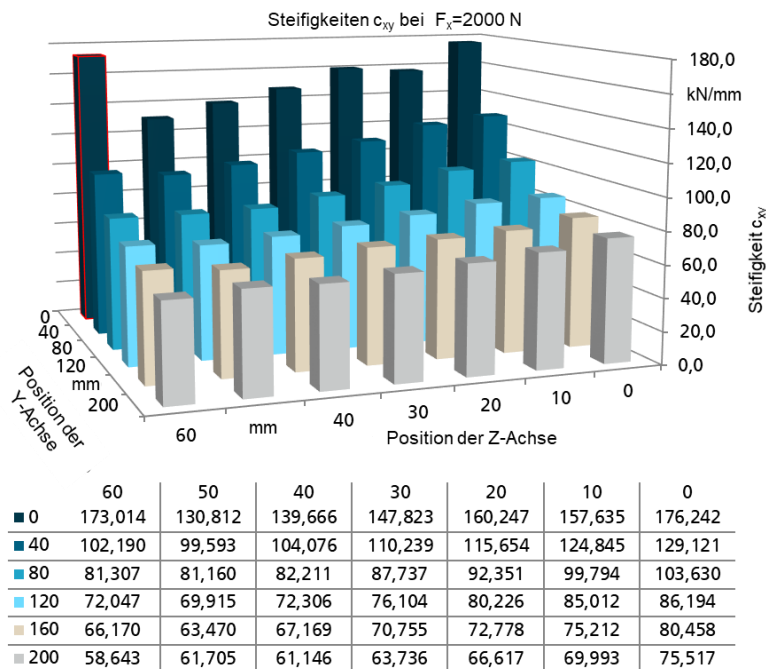


Abbildung 8-19: Nebensteifigkeit  $c_{xy}$  in Abhängigkeit von Y- und Z-Position

Gemäß der Auslegung und konstruktiven Gestaltung der Kinematik ist die Steifigkeit in Z-Richtung ca. um den Faktor 50 größer als die Steifigkeit in X-Richtung. Die Steifigkeit in Y-Richtung ist ebenfalls konstruktionsbedingt ca. um den Faktor 10 größer als in X-Richtung. Zur Verifizierung der Steifigkeitswerte wurden an den definierten Arbeitspunkten weitere Simulationen mit unterschiedlichen Belastungsgrößen in 250 N-Schritten von 500 N bis 2500 N durchgeführt. In der Formel (18) sind beispielhaft die doppelten Standardabweichungen  $2\sigma$  zu den Mittelwerten der unterschiedlichen Lastsimulationen am Beispiel der Steifigkeitsmatrix in der Position  $[Y = 0; Z = 0]$  angegeben.

$$\begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} & c_{xz} \\ c_{yx} & c_{yy} & c_{yz} \\ c_{zx} & c_{zy} & c_{zz} \end{bmatrix}_{y=0,z=0} = \begin{bmatrix} 0,710 & 176,242 & 56,523 \\ 51,327 & 6,471 & 27,107 \\ 77,539 & 32,612 & 37,629 \end{bmatrix}_{y=0,z=0} \quad \text{kN/mm} \quad (17)$$

$$\begin{bmatrix} 2\sigma_{c_{xx}} & 2\sigma_{c_{xy}} & 2\sigma_{c_{xz}} \\ 2\sigma_{c_{yx}} & 2\sigma_{c_{yy}} & 2\sigma_{c_{yz}} \\ 2\sigma_{c_{zx}} & 2\sigma_{c_{zy}} & 2\sigma_{c_{zz}} \end{bmatrix}_{Y=0;Z=0} = \begin{bmatrix} 0,028 & 16,447 & 1,23 \\ 1,617 & 0,114 & 0,51 \\ 0,618 & 2,602 & 0,625 \end{bmatrix}_{Y=0;Z=0} \quad \text{kN/mm} \quad (18)$$

Die doppelten Standardabweichungen der Steifigkeitswerte an den weiteren Arbeitspunkten lagen in ähnlichen Relationen zu den jeweiligen Mittelwerten, wie im Beispiel der Formel (18). In der Tabelle 8-4 sind die Steifigkeitsmatrizen mit den arithmetischen Mittelwerten der simulativ berechneten Steifigkeiten für alle 42 Arbeitspunkte gemäß Vorlage aus der Formel (17) abgebildet.



**Tabelle 8-4: Steifigkeitsmatrizen der 42 Arbeitspunkte in kN/mm**

Z-Position		Y-Position [mm]																																			
[mm]		Y = 0						Y = 40						Y = 80						Y = 120						Y = 160						Y = 200					
0		0,710	176,242	56,523				0,683	129,121	53,552				0,652	103,63	50,434				0,621	86,194	47,632				0,595	80,458	45,852				0,569	75,517	43,765			
		51,327	6,471	27,107				46,047	6,371	27,052				40,566	6,306	26,399				38,497	6,212	26,172				35,366	6,219	25,949				33,601	6,226	25,884			
		77,539	32,612	37,629				80,747	32,342	37,661				83,14	31,645	37,24				87,211	31,412	37,151				82,054	31,003	36,768				83,609	30,847	36,65			
10		0,689	157,635	55,374				0,66	124,845	52,534				0,632	99,794	49,565				0,599	85,012	46,721				0,577	75,212	44,808				0,533	66,617	41,815			
		49,349	6,278	26,906				44,664	6,167	26,42				39,507	6,15	26,012				36,817	6,047	25,709				34,078	6,082	25,679				29,805	5,927	25,133			
		77,247	32,339	37,047				80,458	31,52	36,766				82,182	31,176	36,57				81,308	30,897	36,393				82,339	30,637	36,21				72,529	30,284	35,546			
20		0,669	160,247	54,304				0,64	115,654	51,102				0,612	92,351	48,544				0,585	80,226	46,236				0,56	72,778	44,073				0,563	81,16	46,354			
		48,179	6,231	26,729				41,248	6,112	26,207				38,11	5,994	25,946				35,236	5,966	25,736				32,453	5,973	25,471				34,317	5,651	25,069			
		74,085	32,252	36,614				72,662	31,652	36,416				79,873	31,004	36,109				78,644	30,791	35,953				77,009	30,379	35,73				74,8	30,099	34,454			
30		0,652	147,823	53,758				0,624	110,239	50,666				0,596	87,737	47,894				0,567	76,104	45,238				0,544	70,755	43,465				0,518	63,736	41,216			
		45,62	6,091	26,426				40,695	5,909	25,899				36,063	5,849	25,583				33,761	5,89	25,421				31,498	5,838	25,178				29,261	5,781	24,779			
		70,691	31,965	36,02				74,641	31,012	35,675				79,499	30,743	35,219				74,988	30,696	35,503				74,535	30,108	35,103				72,734	29,827	34,969			
40		0,632	139,666	52,681				0,605	104,076	49,512				0,578	82,211	46,791				0,533	72,306	44,675				0,529	67,169	42,715				0,504	61,146	40,536			
		46,208	5,964	26,178				38,727	5,843	25,643				35,223	5,749	25,47				32,631	5,695	25,124				30,202	5,731	24,99				28,47	5,719	24,846			
		73,33	31,88	35,567				70,363	31,006	35,302				76,579	30,51	35,077				75,095	30,079	34,87				72,05	29,864	34,692				72,056	29,973	34,618			
50		0,618	130,812	52,182				0,59	99,593	49,069				0,533	66,617	41,815				0,536	69,915	43,87				0,506	63,47	41,67				0,488	61,705	39,91			
		43,799	5,901	26,307				38,902	5,731	25,514				29,805	5,927	25,133				32,1	5,617	25,084				30,059	5,618	24,815				27,78	5,568	24,497			
		70,246	31,919	35,204				74,34	30,6	34,723				72,529	30,284	35,546				74,123	30,255	34,524				73,427	29,683	34,141				71,11	29,484	34,074			
60		0,593	173,014	50,912				0,567	102,19	47,673				0,544	81,307	45,429				0,519	72,047	43,148				0,498	66,17	41,459				0,474	58,643	39,203			
		44,606	5,67	25,54				36,501	5,508	25,027				33,82	5,539	24,875				31,08	5,479	24,563				28,872	5,493	24,594				26,909	5,436	24,2			
		69,177	30,773	34,319				68,613	30,178	34,141				74,902	29,813	33,966				73,386	29,409	33,797				70,296	29,32	33,757				70,923	29,117	33,552			

Für die positionsabhängige Regelung der Kinematik können diese Steifigkeitswerte in der Steuerung hinterlegt werden. Sobald eine externe Last am TCP des Kinematikmoduls detektiert wird, können die resultierenden Verschiebungen berechnet und im entsprechenden Zustellwert der Kinematik ausgeglichen werden. Um die Genauigkeit weiter Korrekturstellwerte zu erhöhen, können die Steifigkeitswerte zwischen den ermittelten Werten der diskret definierten Arbeitspunkte mathematisch interpoliert werden. In den Diagrammen der Abbildung 8-20, Abbildung 8-21 und Abbildung 8-22 sind die Steifigkeitswerte der Hauptsteifigkeiten  $c_{xx}$ ,  $c_{yy}$ , und  $c_{zz}$  als dreidimensionale Kurven in Abhängigkeit der X- und Y-Achsenpositionen dargestellt. In allen drei Diagrammen ist eine Abnahme der Steifigkeit mit zunehmenden Achsenpositionen erkennbar. Zudem sind die stark differierenden Steifigkeitsbereiche an den unterschiedlichen Skalierungen der Diagramme erkennbar. Die Hauptsteifigkeit  $c_{xx}$  liegt in einem Wertebereich von 0,4 bis 0,8 kN/mm und ist demnach um ein vielfaches geringer als die Hauptsteifigkeit  $c_{zz}$  mit einem Wertebereich von 32 bis 38 kN/mm. Die Hauptsteifigkeit  $c_{yy}$  liegt in dem Bereich zwischen 5 und 7 kN/mm. Diese Unterschiede sind, wie bereits beschrieben, auf die konstruktive Gestaltung des Kinematikmoduls zurückzuführen.

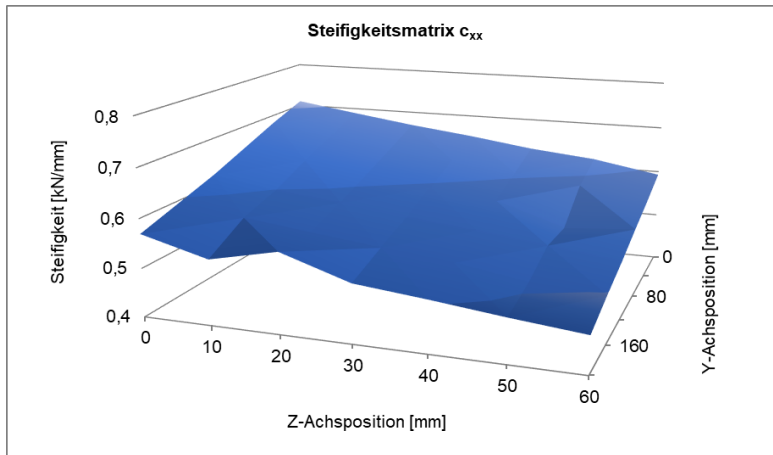


Abbildung 8-20: grafische Darstellung der Hauptsteifigkeit  $c_{xx}$

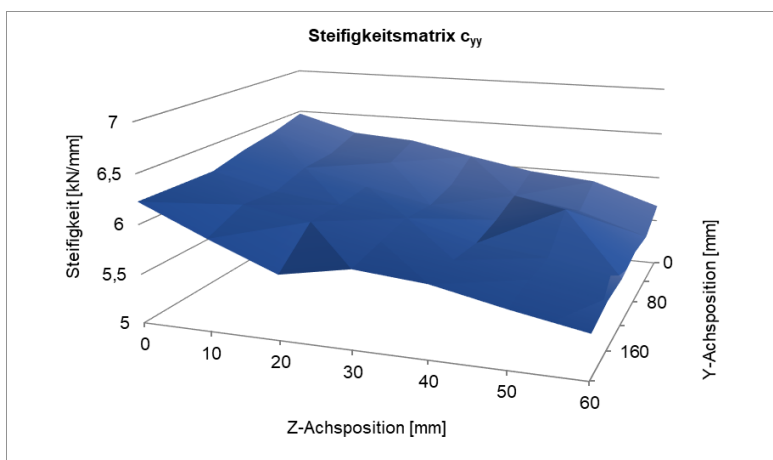


Abbildung 8-21: grafische Darstellung der Hauptsteifigkeit  $c_{yy}$

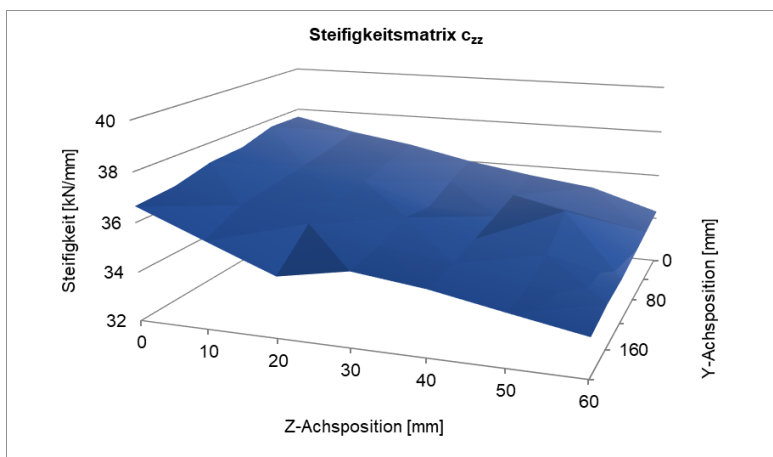


Abbildung 8-22: grafische Darstellung der Hauptsteifigkeit  $c_{zz}$

## 8.4 Konzeptionierung der Positionsregelung

Wie bereits beschrieben, wird die Prozesslast als verantwortliche verformungsauslösende Größe als Regelgröße für die Nachgiebigkeitskompensation herangezogen. Diese wird durch geeignete, in der Kinematik integrierte Sensorik wie zum Beispiel Dehnungsmessstreifen oder Kraftmesselemente ermittelt und an die Regelung übergeben. Die Regelung berechnet dann mit Hilfe der vorher berechneten und hinterlegten Steifigkeitsmatrizen die Gesamtverlagerung des TCP's an der entsprechenden Kinematikposition. Anhand der berechneten Verformungswerte werden entsprechende Offsetwerte ermittelt und die Position des TCP über die Achsantriebe korrigiert. Da die Korrektur der Position des TCP's bei eingespanntem Bauteil einen direkten Einfluss auf die Bauteilgeometrie hat, ändert sich aufgrund dessen Eigensteifigkeit der Lasteintrag in die Kinematik. Dies hat zur Folge, dass sich durch die Nachgiebigkeit der Kinematik erneut die Position des TCP ändert und zusätzlich korrigiert werden muss. Daher sollte das Bauteil für die Positionskorrektur temporär entspannt werden. Um ein Aufschwingen der Positionsregelung bzw. eine zu lang andauernde Regelschleife zu vermeiden, müssen zudem geeignete Abbruchkriterien mit Hysteresebereichen definiert werden [MUN07b]. Ein geeigneter Hysteresebereich ist beispielsweise 0,1 mm bei der Lagekorrektur entsprechend der geforderten Genauigkeit für die TCP-Position. Somit erfolgt eine Positionskorrektur nur dann, wenn die berechnete Verschiebung des TCP aufgrund externer Lasten größer als 0,1 mm beträgt.

### 8.4.1 Simulationsbasierte Nachgiebigkeitsregelung

In Korrelation der berechneten Steifigkeitswerte und der zu erwartenden Lasteinträge ist die Korrektur der Z-Positionen lediglich bei größeren externen Lasten im Maximalbereich erforderlich. Nach der Tabelle 8-4 tritt die geringste Steifigkeit in Z- Richtung bei der Position [Y=200;Z=60] und bei der reinen Belastung in Y-Richtung auf und beträgt hier 24,2 kN/mm. Eine Verschiebung des TCP über 0,1 mm tritt bei dieser Steifigkeit gemäß Formel (19) erst bei einer Belastung über 2,42 kN auf.

$$F_y = c_{yz} \cdot 0,1 \text{ mm} = 24,2 \frac{\text{kN}}{\text{mm}} \cdot 0,1 \text{ mm} = 2,42 \text{ kN} \quad (19)$$

In X- und in Y-Richtung treten Verschiebungen über 0,1 mm bereits bei kleineren Lasten auf, da vor allem die Hauptsteifigkeiten  $c_{xx}$  und  $c_{yy}$  gemäß Tabelle 8-4 entsprechend niedrig sind. Demzufolge ist in diesen Richtungen eine regelmäßige Positionskorrektur zu erwarten. Die Abbildung 8-23 zeigt den Ablauf der TCP-Positionsregelung auf Basis der externen Lasten am TCP. Ein TCP-nah integriertes Kraftmesssystem detektiert dabei die richtungsbezogenen externen Lasten in Form von Spannungsänderungen in den Kraftmessaufnehmern und leitet die Informationen zur Steuerung weiter. Daraus werden die anliegenden Lasten  $F_j$  in den entsprechenden Lastrichtungen berechnet. Mit Hilfe der Steifigkeitsmatrizen werden die jeweiligen Verschiebungswerte berechnet. Dabei werden die einzelnen Verschiebungen aus den Haupt- und Nebensteifigkeiten richtungsbezogen miteinander aufsummiert. Die resultierenden Verschiebungen  $u_i$  in X-, Y- und Z-Richtung werden mit

dem definierten Schwellwert von  $\pm 0,1$  mm verglichen. Bei Überschreitung des Schwellwertes erfolgt die Entspannung des Bauteils durch Öffnung des Spanners und die anschließende Positionskorrektur des TCP. Dabei werden die berechneten Verschiebungswerte direkt von den Sollpositionswerten  $P0_i$  abgezogen und in der Kinematiksteuerung als neue Positionswerte  $Pist_j$  definiert. Nach der Positionskorrektur wird der Spanner wieder geschlossen und der Regelkreis beginnt von vorn. Bei der erneuten Prüfung der Verschiebungen, müssen die bereits durchgeführten Verschiebungskorrekturen berücksichtigt werden. Dies geschieht durch die Verrechnung der Sollposition  $P0_i$  mit dem aktuellen Positionswert  $Pist_i$ . Beim Start der ersten Regelschleife wird der aktuelle Positionswert  $Pist_i$  gleich dem Sollpositionswert  $P0_i$  gesetzt. Der aktuelle Positionswert wird in den folgenden Regelschleifen stets überschrieben. Liegen die berechneten resultierenden Verschiebungen unterhalb des definierten Schwellwertes von  $\pm 0,1$  mm erfolgt die Freigabe des Fügeprozesses und die Regelschleife wird bis zum nächsten Spannprozess deaktiviert.

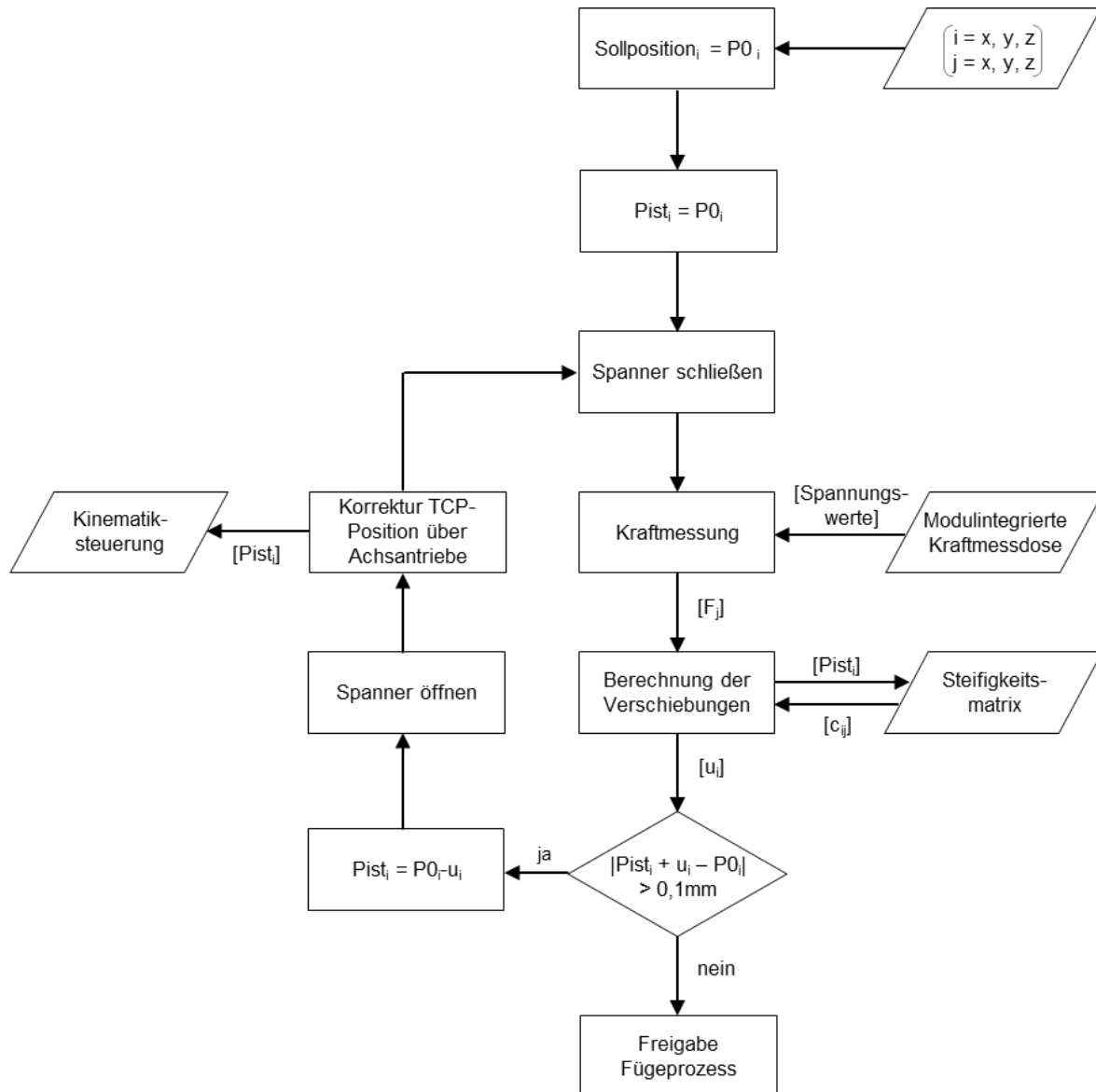


Abbildung 8-23: Ablaufdiagramm Positionsregelung

#### **8.4.2 Realwertbasierte Nachgiebigkeitsregelung**

Aufgrund des standardisierten Aufbaus der Kinematikmodule können die simulativ ermittelten Steifigkeitswerte modulübergreifend verwendet werden. Alternativ dazu besteht die Möglichkeit, jedes gefertigte Modul bei der Erstinbetriebnahme und Grundkalibrierung an definierten Arbeitspunkten bzgl. dessen spezifischer Steifigkeitswerte zu prüfen und die hinterlegte, simulativ berechnete Steifigkeitsmatrix an diesen Positionen direkt sowie an den Zwischenpositionen interpolierend anzupassen. Die modulspezifische Steifigkeitsmatrix kann gemeinsam mit den Kalibrierwerten der Achsantriebe beispielsweise über einen modulintegrierten RFID-Chip oder über ein beschreibbares Speichermodul direkt in dem Kinematikmodul gespeichert werden.

## 9 Auswertung und Zusammenfassung

Mit der Motivation für eine ressourcenschonendere und effizientere Produktion im hochautomatisierten Fahrzeugkarosseriebau unter der Maßgabe die steigenden Individualitäts- und Flexibilitätsansprüche zu gewährleisten stand der Fokus dieser Arbeit in der Entwicklung einer adaptiven Vorrichtungstechnik, mit der ohne Taktzeit- und Qualitätseinbußen Karosseriebauteile mehrerer unterschiedlicher Fahrzeugmodelle gefügt werden können. Durch analytische Betrachtungen und experimentelle Analysen auf Basis aktueller Vorrichtungstechnik sowie durch die Entwicklung bauteilspezifischer als auch allgemeingültiger Methoden konnte eine adaptive und modular einsetzbare Kinematik entwickelt werden, mit der modellflexible Spannvorrichtungen unter den spezifischen Anforderungen realisiert werden können. Bei den softwaregestützten Analysen wurden für die Lösung multikriterieller Optimierungsprobleme teilweise spezifisch entwickelte Softwaretools genutzt. Zudem wurden experimentelle Untersuchungen durchgeführt und empirische Erfahrungen aus Gesprächen mit Anlagenbetreibern, Planern und Vorrichtungsbauern herangezogen um die spezifischen Anforderungen zu qualifizieren und quantifizieren.

Am Beispiel von Fahrzeugtüren, deren Fügevorrichtungen mit zu den anspruchsvollsten Vorrichtungen im Karosseriebau in Bezug auf Spannungsdichte, Lastaufnahmen und Qualitätsmerkmalen zählen, wurden konkrete Anforderungen definiert. Dazu wurden Analysen der Spannkonturen, welche die Schnittstellen der Vorrichtungstechnik zu den Bauteilen darstellen, Prozesslastanalysen an aktuellen Vorrichtungen sowie Analysen in Bezug auf die optimierte Ausrichtung der modellflexiblen Bauteile und Bauraumuntersuchungen durchgeführt.

Auf Basis der analytischen und experimentell spezifizierten Anforderungen wurden Konzepte hinsichtlich möglicher kinematischer Prinzipien zur Realisierung der geforderten Freiheitsgrade erstellt sowie zwei Prototypen einer universell einsetzbaren Dreiachskinematik umgesetzt. Mit Hilfe umfangreicher experimenteller Analysen sowie Dauer- und Schmutztests wurden die Prototypen getestet und deren Funktionsparameter evaluiert. Anhand der experimentellen Untersuchungen wurde abschließend mit Hilfe von Simulationen ein Regelungskonzept zur steuerungstechnischen Nachgiebigkeitskompensation der Kinematiksysteme entwickelt.

Die Abbildung 9-1 zeigt einen verallgemeinerten Überblick zur Synthese einer flexiblen Spannvorrichtung mit der Verknüpfung der einzelnen, in dieser Arbeit generierten Methoden. Die im Verlauf dieser Arbeit bereits mit Hilfe von spezifisch entwickelten Softwaretools umgesetzten Methoden sind in der Darstellung grün hinterlegt. Für eine effiziente Generierung von flexiblen Vorrichtungen für unterschiedliche Bauteilklassen sollten alle Rechtecke der Darstellung durch Softwarelösungen automatisiert werden. Erst dann ist durch die Vielzahl der unterschiedlichen Auslegungsversionen eine nahezu optimale und wirtschaftliche Vorrichtungssynthese möglich. Im Nachgang dieser Arbeit wurde die grün-gestreift markierte Kinematikpositionierung auf Basis der in dieser Arbeit entwickelten Methode ebenfalls teilweise in einem weiteren Softwaretool umgesetzt. Blau gekennzeichnet ist ein zusätzlicher Pfad für den zukünftigen Fall, dass die entwickelten Kinematiken trotz der Verallgemeinerungen zu keiner umfangreichen Lösung der Synthese führen.

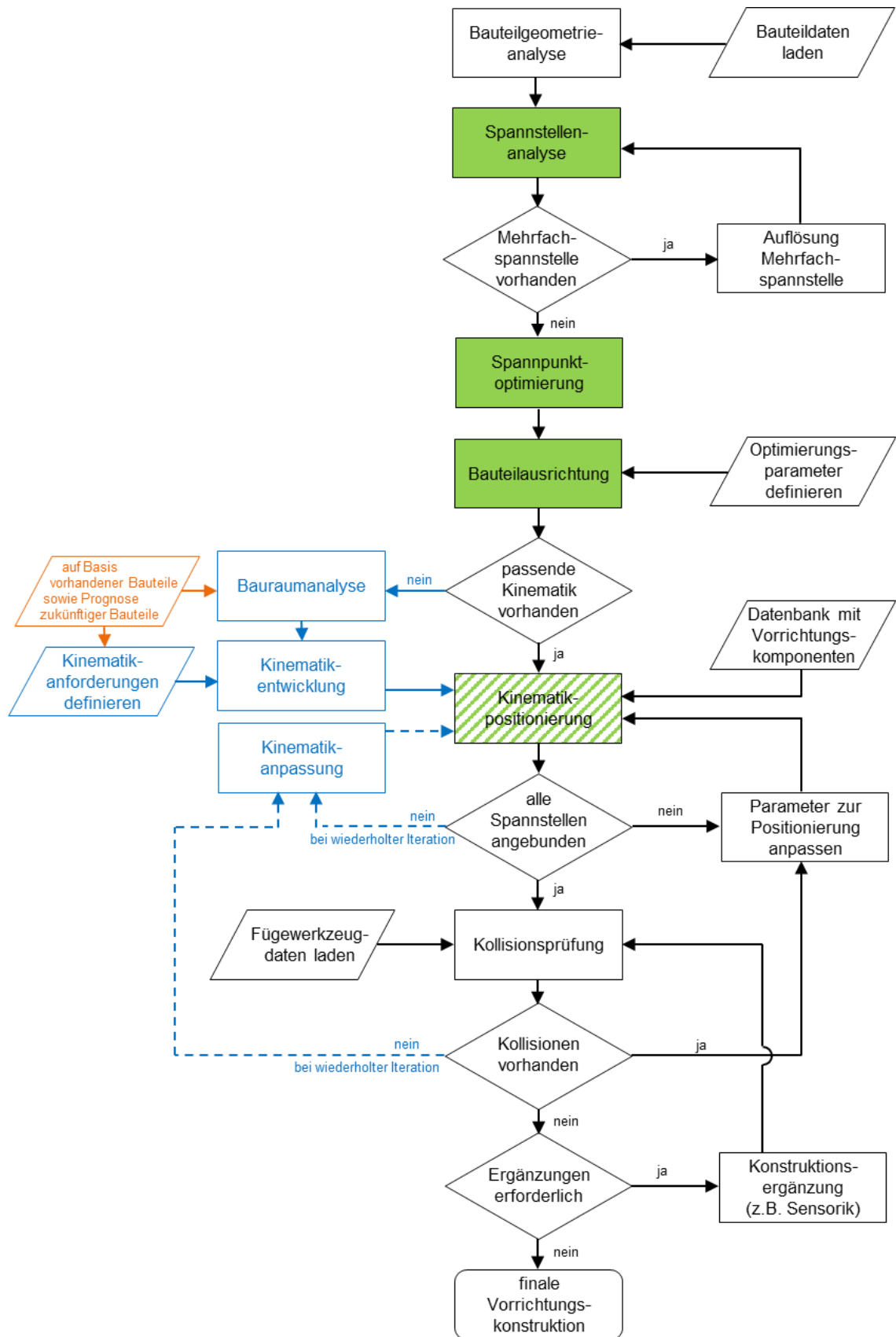


Abbildung 9-1: Methode zur Synthese einer flexiblen Vorrichtung



Die zu Beginn der Arbeit aufgestellten Hypothesen konnten im Verlauf der Arbeit und mit den umgesetzten Kinematiksystemen verifiziert werden.

Durch die Entwicklung der Optimierungsmethoden zur Vereinheitlichung von Spann- und RPS-Punkten sowie zur optimierten und homogenisierten Ausrichtung unterschiedlicher Bauteile einer Bauteilklasse konnten die Anforderungen an die zu entwickelnden Kinematiken reduziert und standardisiert werden. Somit konnte die Komplexität einer flexiblen Vorrichtung reduziert und eine Standardkinematik für einen modularen Einsatz entwickelt werden.

Die generierten Optimierungsmethoden vor allem in Bezug auf die relative Bauteilausrichtung sind aufgrund der unzähligen Suboptima nicht rein manuell anwendbar. Durch die Implementierung der Methoden in K.I.-gestützte Softwaretools sowie durch die Definition spezifischer Zielkriterien konnte für die Beispielbauteile ein eindeutiges Optimum für die Bauteilpositionierung gefunden werden. Diese softwaregestützten Methoden sind auch an anderen Bauteilklassen anwendbar.

Durch die Einbindung empirischer Erfahrungen von Anlagenbetreibern, Planern und Vorrichtungsbauern in Verbindung mit den durchgeführten Lastanalysen und Bauraum-untersuchungen konnten universell anwendbare Anforderungen und somit ein modular einsetzbares Kinematiksystem entwickelt werden. In umfänglichen Funktions- und Dauertests konnten das Kinematiksystem in Bezug auf die gestellten Anforderungen validiert werden.

Hinsichtlich der Nachgiebigkeiten des Kinematiksystems bei hohen Lastenträgen konnte ein simulationsbasiertes Regelungskonzept erarbeitet werden, mit dem die lastspezifischen Positionsabweichungen steuerungsseitig kompensierbar sind.

## 10 Ausblick

Für einen serientauglichen Einsatz der Kinematiken sollten die eruierten Optimierungsvorschläge eingearbeitet und ein entsprechendes Reengineering durchgeführt werden. Anschließend sollten weitere Tests mit mehreren dieser Kinematiken in einem gemeinsamen Vorrichtungverbund durchgeführt werden. Für die Umsetzung einer ersten Vorrichtungssteuerung empfiehlt sich zunächst der Einsatz einer CNC-basierten Steuerung (Computerized Numerical Control), da diese im Gegensatz zu einer SPS (Speicherprogrammierbare Steuerung) einfachere Anpassungs- und Erweiterungsprogrammierungen zulässt um die optimalen Steuerungsparameter zu eruiieren. Später kann dann die entwickelte Steuerungsstruktur in eine SPS überführt werden.

Mit den simulativen FEM-Arbeitsraummodellen des Kinematiksystems konnten entsprechende Steifigkeitsmatrizen für das Nachgiebigkeitsverhalten der Kinematiken erstellt werden, welche in die Steuerung implementiert werden sollten. Diesbezüglich sind kinematikinterne Kraftsensoren erforderlich, welche die externen Lasteinträge in den kartesischen Koordinatenachsen detektieren. Diese Kraftsensoren sind in dem dafür vorgesehenen Bauraum direkt unter der Spanneranbindung zu spezifizieren und zu integrieren. Bei konstruktiven Anpassungen der Kinematik, welche die Steifigkeiten oder die Abstände der Lasteinleitungspunkte beeinflussen, müssen die FEM-Arbeitsraummodelle entsprechend aktualisiert werden.

Die zukünftige Einbindung einer K.I.-basierten Auswertesoftware in die Datenbank der Steifigkeitsmatrizen ermöglicht zum einen eine schnellere und fortlaufende Optimierung der Nachgiebigkeitskorrekturwerte aufgrund von geometrischen Qualitätskenngrößen der Zusammenbauteile und zum anderen eine Verkettung der Vorrichtungsparameter in weiteren Folgetakten der Fertigungslinie zur automatisierten ZSB-Qualitätssteigerung. Derartige Fügevorrichtungen wären nicht nur produktflexibel mit automatischen Prozesslastenausgleich, sondern zudem in der Lage eine autonome Justage der Spannpositionen aufgrund abweichender Qualitätskenngrößen der Einzelteile und Zwischen-ZSB's vorzunehmen.

Für eine Steigerung der Regelfrequenz auf Basis von geometrischen Qualitätsparametern, sollten die Messprozesse anlagennah bzw. innerhalb der Fertigungslinie erfasst werden. Dies ermöglicht eine Korrektur der Prozessparameter sowohl für das direkt folgende zu fertigende Zusammenbauteil als auch für den nächsten Prozessschritt des gemessenen Zusammenbauteils. Mit Hilfe einer 100 %-igen Qualitätserfassung der Einzelteile kann die Regelgüte noch weiter gesteigert werden, sodass die Prozessparameter bereits vor dem ersten Fügeschritt angepasst werden können.

Die entwickelten Softwaretools zur optimierten Konfiguration einer neuen bauteilflexiblen Vorrichtung sollten für einen serientauglichen Einsatz mit Hilfe umfänglicher Anwendertests weiterentwickelt und optimiert werden. Zudem sollten die noch nicht softwarespezifisch umgesetzten Methoden zur Spannstellenauflösung, Kinematikpositionierung und -konfigurierung sowie Kollisionsprüfung ebenfalls in Form geeigneter Softwaretools programmiert werden. Eine weitere Implementierung aller Optimierungstools in einer einzigen Software würde die Synthese der flexiblen Vorrichtungen weiter automatisieren. Zudem wäre damit eine methodenübergreifende und parallele Optimierung

der unterschiedlichen Kriterien durch wiederholt iterative Schleifen möglich, was zu einem noch besseren Ergebnis der Vorrichtungssynthese führt. Ein weiterer Ausbauschritt wäre die Integration einer K.I.-Methode in diese Software, welche die internen Optimierungsmethoden und -reihenfolgen erfahrungsbasiert verbessert. So könnten beispielsweise innerhalb der Berechnungssoftware die Wichtungsfaktoren für unterschiedliche Optimierungskriterien oder für spezifische Schwerpunkte auf einzelne Spann- oder Referenzpunktgruppierungen automatisch angepasst werden.

Die entwickelten Methoden sind ausgelegt für die Synthese einer neuen flexiblen Vorrichtung. Zukünftig sollten die Methoden innerhalb der Softwarelösung dahingehend erweitert werden, dass eine Integration eines neuen Modells einer Bauteilkategorie in eine bestehende flexible Vorrichtung möglich ist. Die Software sollte in erster Linie das neue Modell in die Spannsituation integrieren und die modellspezifischen Stellparameter der vorhandenen Kinematiken generieren. Für den Fall dass eine rein steuerungstechnische Anpassung der Kinematiken nicht ausreichend ist, um das neue Modell anforderungsgerecht zu spannen, sollte die Software eine automatische Neuberechnung der Vorrichtungskonstellation mit allen produktionstechnisch relevanten Modellen durchführen und eine möglichst geringe mechanische Neukonfiguration der Vorrichtung berechnen.

Für die Gestaltung von dreidimensional geformten und konturflexiblen Spannstellen sollten die vorhandenen Lösungen der Nadelkissen weiter qualifiziert sowie die Lösungsansätze zu den adaptiven Kunststoffen weiter erforscht werden.

**Literaturverzeichnis**

- [ABO19] Abouel Nasr, E.; Al-Ahmari, A.; Khan, A. A.; Mian, S. H.; Abdulhameed, O.; Kamrani, A.: Integrated system for automation of process, fixture and inspection planning. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, Vol. 42, 2019.
- [ABU12] Abulawi, J.: Ansatz zur Beherrschung der Komplexität von vernetzten 3DCAD- Modellen. Dissertation. Helmut-Schmidt-Universität, Hamburg, 22.08.2012.
- [ACK19] Ackert, P.: Promess Measuring Device. Die flexible Messvorrichtung. Online verfügbar unter <https://www.iwu.fraunhofer.de/de/forschung/leistungsangebot/kompetenzen-von-a-bis-z/fuegen/mechanisches-fuegen/promess-measuring-device.html>, zuletzt geprüft am 07.11.2019.
- [AKE92] Akeel, H. A.; Rochester Hills, M.; Hautau, L.; Utica, M.: Anlage zur flexiblen Positionierung von Bauteilen in einer Montagesation und Anlage zur flexiblen Montage von Bauteilen. Patentschrift, 07.02.1992 (DE 42 90 927), zuletzt geprüft am 16.09.2019.
- [AL-03] Al-Habaibeh, A.; Gindy, N.; Parkin, R. M.: Experimental design and investigation of a pin-type reconfigurable clamping system for manufacturing aerospace components. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Journal of Engineering Manufacture: IMechE*, 2003, S. 1771–1777.
- [ARZ03] Arzanpour, S.; Mills, J. K.; Cleghorn, W. L.: Three Fingered Flexible Fixture Design. *ASME Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. 19th Biennial Conference on Mechanical Vibration and Noise. Chicago, USA, 06.09.2003*, S. 1625–1632.
- [ARZ06] Arzanpour, S.; Fung, J.; Mills, J. K.; Cleghorn, W. L.: Flexible fixture design with applications to assembly of sheet metal automotive body parts. *Assembly Automation: Emerald Group Publishing Limited*, 2006, S. 143–153.
- [ASA84] Asada, H.; Bernard, A.: Implementing automatic setup change via robots to achieve adaptable assembly. *American Automatic Control Conference: IEEE, New York, 1984*, S. 1876–1882.
- [ASA85a] Asada, H.; Fields, A.: Design of flexible fixtures reconfigured by robot manipulators: *Robotics and Manufacturing Automation, Miami Beach, USA, 1985*, S. 251–257.
- [ASA85b] Asada, H.; By, A. B.: Kinematic Analysis of Workpart Fixturing for Flexible Assembly with Automatically Reconfigurable Fixtures: *IEEE Journal of Robotics and Automation*, 1985. Online verfügbar unter <https://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?arnumber=1087007>, zuletzt geprüft am 15.05.2019.
- [AUT19] AUT-TECH Group: 3-fach Drehtisch für Fronttür Pkw. Online verfügbar unter <https://aut-tech-group.com/falzsysteme/>, zuletzt geprüft am 17.09.2019.

- 
- [AWI05] Awiszus, B.; Bast, J.; Dürr, H.; Matthes, K.-J.: Grundlagen der Fertigungstechnik. 2. Auflage: Carl Hanser Verlag, München Wien, 2005.
- [BAK13] Bakker, O. J.; Papastathis, T. N.; Popov, A. A.; Ratchev, S. M.: Active fixturing: literature review and future research directions. International Journal of Production Research: Taylor & Francis, 2013, S. 3171–3190.
- [BAN02] Banham, R.; Newman, P.: Das Ford-Jahrhundert. Ford Motor Company und die Innovationen, die die Welt geprägt haben: Tehabi Books, San Diego, CA., 2002.
- [BEC15a] Beckmann, A.; Bohn, M.; Gust, P.: Tolerance Simulation in the Assembling Process Based on Experimental Data from Series Production. Procedia CIRP: Elsevier B.V., 2015, S. 35–40.
- [BEC15b] Beckmann, A.; Litwa, F.; Bohn, M.; Gust, P.: Meta modelling of body-in-white processes as a sustainable knowledge base during series production. NAFEMS World Congress inc. the 2nd International SPDM Conference. San Diego, CA., 24.06.2015.
- [BEN19] Bender, S.: Ein außergewöhnlicher Manager, Geschäftsmann und Erfinder - Henry Ford. Zitate und Weisheiten von Henry Ford. Online verfügbar unter <https://www.henry-ford.net/deutsch/zitate.html>, zuletzt geprüft am 08.01.2019.
- [BIR13] Birkert, A. R.; Haage, S.; Straub, M.: Umformtechnische Herstellung komplexer Karosserieteile. Auslegung von Ziehanlagen: Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 2013.
- [BI01] Bi, Z. M.; Zhang, W. J.: Flexible fixture design and automation: Review, issues and future directions. International Journal of Production Research: Taylor & Francis, 2001, S. 2867–2894.
- [BOH98] Bohn, M.: Toleranzmanagement im Entwicklungsprozess. Reduzierung der Auswirkungen von Toleranzen auf Zusammenbauten der Automobil-Karosserien. Dissertation. Universität Karlsruhe, 23.11.1998.
- [BOY11] Boyle, I.; Rong, Y.; Brown, D. C.: A review and analysis of current computer-aided fixture design approaches. Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, Volume 27: Elsevier Ltd., 2011, S. 1–12.
- [BRA07] Braess, H.-H.; Seiffert, U.: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. 5. überarbeitete und erweiterte Auflage: Vieweg, Wiesbaden, 2007.
- [CHA90] Chan, K. C.; Benhabib, B.; Dai, M. Q.: A reconfigurable fixturing system for robotic assembly. Journal of Manufacturing Systems: Elsevier Ltd., 1990, S. 206–221.
- [CHA96] Chan, K. C.; Lin, C. S.: Development of a Computer Numerical Control (CNC) Modular Fixture - Machine Design of a Standard Multifinger Module. International Journal of Advanced Manufacturing Technology: Springer-Verlag London Limited, 1996, S. 18–26.

- [CON15] Conrad, K.-J.: Taschenbuch der Werkzeugmaschinen. 3. neu bearbeitete Auflage: Fachbuchverlag Leipzig im Carl-Hanser-Verlag, 2015.
- [DAI17] Daimler AG: Mercedes-Benz Cars: Der Rohbau der Zukunft ist flexibel. Stuttgart: Daimler Communications, 26.10.2017. Online verfügbar unter [https://media.daimler.com/go/rohbau\\_der\\_zukunft](https://media.daimler.com/go/rohbau_der_zukunft), zuletzt geprüft am 19.11.2017.
- [DAN13] Dankert, J.; Dankert, H.: Technische Mechanik. Statik, Festigkeitslehre, Kinematik/Kinetik. 7. ergänzte Auflage: Springer Vieweg, Wiesbaden, 2013.
- [DEM21] Demlehner, Q.; Schoemer, D.; Laumer, S.: How can artificial intelligence enhance car manufacturing? A Delphi study-based identification and assessment of general use cases. International Journal of Information Management, Volume 58: Elsevier Ltd., 2021.
- [DOM07] Dombrowski, U.; Schulze, S.; Quack, S.: Flexible Fertigungsmodule für eine wandlungsfähige Produktion. Industrie Management, Ausgabe 23. Informationszentrum Technik und Naturwissenschaften, Universitätsbibliothek Leibnitz, 2007, S. 75–78.
- [DRO17] Drossel, W.-G.; Landgrebe, D.; Putz, M.: Karosseriebau im Wandel. 8. Chemnitzer Karosseriekolloquium - CBC. Berichte aus dem IWU, Band 100: Verlag Wissenschaftliche Scripten, Auerbach, 2017.
- [DU98] Du, H.; Lin, G. C. I.: Development of an automated flexible Fixture for planar objects. Robotics and Computer-Integrated Manufacturing 14: Elsevier Science Ltd., 1998, S. 173–183.
- [END12] Endres, M.: Entwicklung einer aktiven Steuerung für die geometrischen Qualitätsziele der Prozesskette Karosseriebau in der Vorserie. Audi Dissertationsreihe: Cuvillier Verlag, Göttingen, 2012.
- [ERD17] Erdem, I.: Flexible Fixtures - A Treatise on Fixture Design and Efficiency. Dissertation. Chalmers University of Technology, Gothenburg: Chalmers Reproservice, 2017.
- [ERT13] Ertel, W.: Grundkurs Künstliche Intelligenz. Eine praxisorientierte Einführung. 3. Auflage: Springer Fachmedien, Wiesbaden, 2013.
- [FAN09] FANUC Robotics North America Inc.: F100iA Fixturing System. Online verfügbar unter <http://www.fanurobotics.com/file-repository/DataSheets/Robots/F-100iA-Fixturing-System.pdf>, zuletzt geprüft am 29.05.2019.
- [FAU16] Faulhaber: Bürstenlose DC-Motoren - Datenblatt. Online verfügbar unter [https://www.faulhaber.com/fileadmin/Import/Media/DE\\_4490\\_BS\\_FMM.pdf](https://www.faulhaber.com/fileadmin/Import/Media/DE_4490_BS_FMM.pdf), zuletzt geprüft am 17.09.2019.

- [FEL19] Feldbauer, M.: Automation-Robotik. OEM-Lösungen. Online verfügbar unter <https://www.fee.de/automation-robotik/oem-loesungen.html>, zuletzt geprüft am 23.09.2019.
- [FES18] Festo Vertrieb GmbH & Co. KG; Scania AB: Fertigung auf der Überholspur. Trends in Automation, 2018. Online verfügbar unter [https://www.festo.com/net/SupportPortal/Files/493521/tia\\_1\\_2018\\_Scania\\_DE.pdf](https://www.festo.com/net/SupportPortal/Files/493521/tia_1_2018_Scania_DE.pdf), zuletzt geprüft am 08.01.2019.
- [FOR52] Ford, H.: Erfolg im Leben – Mein Leben und Werk.: List Verlag, München, 1952.
- [FOU14] Fountas, N. A.; Stergiou, C. I.; Vaxevanidis, N. M.: Programmable Support Functions to Assist Process Planning for Aeronautical Parts Manufacturing. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 12th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis: ASME, 2014, S. 4139–4157.
- [FRI11a] Fritzsche, R.; Richter, A.; Pfeifer M.: Karosserieteile effizient und ressourcenarm zusammenfügen. Maschinenmarkt, 2011, S. 26–28. Online verfügbar unter [https://www.green-carbody.de/csdata/download/1/de/2011\\_produktion\\_umformtechnik\\_artikel\\_199.pdf](https://www.green-carbody.de/csdata/download/1/de/2011_produktion_umformtechnik_artikel_199.pdf), zuletzt geprüft am 16.01.2019.
- [FRI11b] Fritzsche, R.; Pfeifer, M.; Todtermuschke, M.; Seeger, H.: Einspannsystem, Justiermittel für dieses und automatisches Bauteilausrichtungs- und -spannsystem. Offenlegungsschrift, 25.11.2011 (DE 10 2011 116 808), zuletzt geprüft am 16.09.2019.
- [FRI12] Fritzsche, R.: Justiervorrichtung, Positionierstütze mit Justiervorrichtung und Werkzeugmaschine. Patent, 10.07.2012 (DE 10 2012 013 661), zuletzt geprüft am 16.09.2019.
- [FRI15] Fritzsche, R.; Pfeifer, M.; Putz, M.: Montagetechnik und Robotik. Fraunhofer-Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik IWU, 2015. Online verfügbar unter <https://www.aida-zertifikat.de/de/Ueber-uns/M Montagetechnik/Tukan.html>, zuletzt geprüft am 04.02.2020.
- [FRI16] Fritzsche, R.; Richter, A.; Putz, M.: Automatic Adjustment of Car Body Fixtures Using Artificial Intelligence. 10th CIRP Conference on Intelligent Computation in Manufacturing Engineering - ICME: Elsevier B.V., 2016, S. 600–605.
- [FRI17] Fritzsche, R.; Richter, A.; Putz, M.: Product Flexible Car Body Fixtures with Position-dependent Load Balancing Based on Finite Element Method in Combination with Methods of Artificial Intelligence. 11th CIRP Conference on Intelligent Computation in Manufacturing Engineering - ICME: Elsevier B.V., 2017, S. 452–457.
- [FRI18] Fritzsche, R.; Müller, P.; Rössinger, M.; Hesse, J.: Kinematikmodule zur flexiblen Positionierung von Vorrichtungskomponenten. Offenlegungsschrift, 07.02.2018 (DE 10 2018 102 717), zuletzt geprüft am 16.09.2019.
- [FRI19] Fritzsche, R.; Voigt, E.; Schaffrath, R.; Todtermuschke, M.; Röber, M.: Automated design of product-flexible car body fixtures with software-supported part alignment using



- particle swarm optimization. 13th CIRP Conference on Intelligent Computation in Manufacturing Engineering - ICME: Elsevier Ltd., 2019, S. 157–162.
- [FRI20] Fritzsche, R.; Schaffrath, R.; Todtermuschke, M.: Software assisted clamping point classification and position optimization for the efficient flexibilization of carbody fixtures using mathematical geometry-based search algorithms. 14th CIRP Conference on Intelligent Computation in Manufacturing Engineering - ICME: Elsevier B.V., 2020, S. 466–471.
- [FUN14] Funda, P.: Globales Wachstum - Chance oder Risiko? Analyse und Prognose der Automobilproduktion in Deutschland, Europa und weltweit: VDA - Verband der Automobilindustrie e.V., 2014. Online verfügbar unter [https://www.pwc.de/de/automobilindustrie/assets/pwc\\_studie\\_automotive\\_globales-wachstum.pdf](https://www.pwc.de/de/automobilindustrie/assets/pwc_studie_automotive_globales-wachstum.pdf), zuletzt geprüft am 30.01.2019.
- [GEB14] Gebhardt, C.: Praxisbuch FEM mit ANSYS Workbench. Einführung in die lineare und nichtlineare Mechanik. 2. überarbeitete Auflage: Hanser, München, 2014.
- [GME13] Gmeiner, T.; Shea, K.: An Ontology for the Autonomous Reconfiguration of a Flexible Fixture Device. Journal of Computing and Information Science in Engineering, 22.04.2013.
- [GOM14] Gomeringer, R.; et al.: Tabellenbuch Metall. Europa-Fachbuchreihe für Metallberufe. 46. neu bearbeitete und erweiterte Auflage: Verlag Europa Lehrmittel, Haan-Gruiten, 2014.
- [GRA02] Grasse, J.: Beitrag zur Gestaltung eines Qualitätsmethodenverbundes in der Karosserieentwicklung und -planung. Dissertation. Technischen Universität Berlin, 26.07.2002.
- [GRI19] Grimm, A.: Robotergeführte, scannerbasierte optische Kohärenztomografie für das Remote-Laserstrahlschweißen zur Flexibilisierung von Prozessketten im Karosseriebau (RoKtoLas). Projektsteckbrief. Förderinitiative „Photonik für die flexible, vernetzte Produktion – Optische Sensorik“, 2019. Online verfügbar unter <https://www.photonikforschung.de/projekte/photonische-prozessketten/projekt/roktolas.html>, zuletzt geprüft am 12.09.2019.
- [GRO17] Grosch, W.; Watzlawek, G.: Automatisierung hoch zwei: IHKplus - Das Online-Magazin der Industrie- und Handelskammer, Köln, 2017. Online verfügbar unter [https://www.ihk-plus.de/Automatisierung\\_hoch\\_zwei.AxCMS](https://www.ihk-plus.de/Automatisierung_hoch_zwei.AxCMS), zuletzt geprüft am 09.01.2019.
- [HAN18] Hansen, J. O.; Kampker, A.; Trieb, J.: Approaches for flexibility in the future automobile body shop: results of a comprehensive cross-industry study. CIRP Conference on Manufacturing Systems: Elsevier B.V., 2018, S. 995–1002.
- [HAP23] Happach, V.: Ausgleichsrechnung nach der Methode der Kleinsten Quadrate in Ihrer Anwendung auf Physik Maschinenbau, Elektrotechnik und Geodäsie. Teubners Technische Leitfäden: Springer Fachmedien, Wiesbaden, 1923.

- [HBM21] HBM Deutschland: Funktionsweise von Dehnungssensoren. Online verfügbar unter <https://www.hbm.com/de/6896/dehnungsmessungen-und-experimentelle-spannungs-analyse/>, zuletzt geprüft am 29.01.2021.
- [HU04] Hu, X.; Shi, Y.; Eberhart, R.: Recent advances in particle swarm. *Journal of Artificial Evolution and Applications*, Congress on Evolutionary Computation: IEEE, 2004, S. 90–95.
- [KAM20] Kampker, A.; Triebs, J.; Hansen, J. O.: Approach to increase flexibility in automobile body shops through component-integrated fixture functions. 9th International Conference on Engineering, Project, and Production Management - EPPM: EDP Sciences, 2020.
- [KAT15] Katzenbach, A.: *Automotive. Concurrent Engineering in the 21st Century*: Springer International Publishing Switzerland, 2015, S. 607–638.
- [KEL13a] Keller, C.; Drossel, W.-G.; Pfeifer, M.: Shape memory polymer based contact faces for flexible car body fixtures. 22nd International Conference on Production Research - ICPR. Iguassu Falls, Brasilien, 2013.
- [KEL13b] Keller, C.: Verfahren zur Ermittlung eines Soll-Stellmaßes zum Fügen einer Baugruppe sowie Anordnung zur Ermittlung eines Soll-Stellmaßes und/oder zum Fügen einer Baugruppe. *Offenlegungsschrift*, 02.10.2013 (DE 10 2013 016 450), zuletzt geprüft am 16.09.2019.
- [KEL18] Keller, C.: Qualifizierung von Spannvorrichtungen zur gezielten Qualitätssteigerung im Karosseriebau am Beispiel des Shimens. *Dissertation*. Technische Universität Chemnitz, 20.07.2018.
- [KEN95] Kennedy, J.; Eberhart, R.: Particle Swarm Optimization. 4th International Conference on Neural Networks: IEEE, Perth, 1995, S. 1942–1948.
- [KIH02] Kihlman, H.; Engström, M.: Affordable Reconfigurable Tooling. Automated Fastening Conference & Exhibition. *Transactions Journal of Aerospace*: SAE International, 2002, S. 363–372.
- [KIH07] Kihlman, H.; Engström, M.: Flexible Fixtures with Low Cost and Short Lead-Times. *SAE Technical Paper Series*: SAE International, 2007.
- [KLE06] Kleinhenz, G. D.; Heblich, S.; Gold, R.: *Das BMW Werk Regensburg. Wirtschaftliche und soziale Vernetzung in der Region*. Wissenschaftsverlag Richard Rothe, Passau, 2006.
- [KOH11] Kohrs, P.: Entwicklung und Erprobung einer neuen Vorschubeinheit für kleine Werkzeugmaschinen. *Dissertation*. Helmut-Schmidt-Universität, Hamburg, 03.03.2011.

- [KON19] Konrad, T.: Simulative Auslegung der Spann- und Fixierkonzepte im Karosserierohbau. Bewertung der Baugruppenmaßhaltigkeit unter Berücksichtigung schwankender Einflussgrößen. FAU Studien aus dem Maschinenbau, Band 319. FAU University Press, Erlangen, 2019.
- [KOR99] Koren, Y.; Heisel, U.; Jovane, F.; Moriwaki, T.; Pritschow, G.; Ulsoy, G.; van Brussel, H.: Reconfigurable Manufacturing Systems. Keynote Paper. CIRP Annals Vol. 48/2, 1999, S. 527–540.
- [KRO15] Kroh, R.: Die Endmontage verlangt eine intelligente Automatisierung. Maschinenmarkt. Vogel Communications Group, 10.08.2015. Online verfügbar unter <https://www.maschinenmarkt.vogel.de/die-endmontage-verlangt-eine-intelligente-automatisierung-a-500458/>, zuletzt geprüft am 09.01.2019.
- [KRO09] Kropik, M.: Produktionsleitsysteme in der Automobilfertigung: Springer, Berlin Heidelberg, 2009.
- [KRU53] Krumme, W.; Reindl, R.: Klingelberg Technisches Hilfsbuch: Springer, Berlin Heidelberg, 1953.
- [KUH07] Kuhn D.: Moderner Karosseriebau erfordert neue Fertigungs- und Automatisierungslösungen. Internationaler Rohbau-Expertenkreis. Maschinenmarkt, 08.11.2007. Online verfügbar unter <https://www.maschinenmarkt.vogel.de/moderner-karosseriebau-erfordert-neue-fertigungs-und-automatisierungsloesungen-a-97821/>, zuletzt geprüft am 22.12.2018.
- [KUK18] Kuka Automotive: Anlagenbau für die Automobilbranche, 2018. Online verfügbar unter <https://www.kuka.com/de-de/produkte-leistungen/produktionsanlagen/anlagenbau-automotive>, zuletzt geprüft am 30.01.2019.
- [KUK15] KUKA Systems GmbH: Stützeinrichtung. Gebrauchsmusterschrift, 08.06.2015 (DE 20 2015 102 943), zuletzt geprüft am 30.01.2019.
- [KUK19] KUKA Systems GmbH: Industrie 4.0 Matrix-Produktion, 2019. Online verfügbar unter <https://www.kuka.com/de-de/branchen/loesungsdatenbank/2016/10/solution-systems-matrix-produktion>, zuletzt geprüft am 19.11.2020.
- [LEO13] Leonardo, L. d.; Zoppi, M.; Xiong, L.; Zlatanov, D.; Molino, R. M.: SwarmItFIX: a multi-robot-based reconfigurable fixture. Industrial Robot, Vol. 40 No. 4: Emerald Group Publishing Limited, 2013, S. 320–328.
- [LIC02] Lichtenstein, P.; Erhorn, H.; van Hoorn, D.; Lenz, B.; Jürdens, M.; Neupert, F.-G. et al.: Verfahren und Messsystem zur Qualitätssicherung. Offenlegungsschrift, 14.09.2002 (DE 102 42 811), zuletzt geprüft am 16.09.2019.

- [LOH06] Lohse, N.; Hirana, H.; Ratchev, S.: Equipment ontology for modular reconfigurable assembly systems. *International journal of flexible manufacturing systems: Springer Science*, 2006, S. 301–314.
- [LON21] Long, X.; Li, H.; Du, Y.; Mao, E.; Tai, J.: A knowledge-based automated design system for mechanical products based on a general knowledge framework. *Expert Systems with Applications*, Volume 178: Elsevier Ltd., 2021.
- [LÜE96] Lürer, S.: Konzernnorm VW 010 55 1996-12. Reference Point System -RPS-. Drawing specifications. Volkswagen AG, 1996. Online verfügbar unter <http://www.delta-mold.com/FTP/VOLKSWAGEN%20reference%20point%20system.pdf>, zuletzt geprüft am 25.02.2019.
- [MAR13] Mario, H.; Dietrich, W.; Gfrerrer, A.; Lang, J.: *Integrated Computer-Aided Design in Automotive Development*: Springer, Berlin Heidelberg, 2013.
- [MAT03] Matthes, K.-J.; Riedel F.: *Fügetechnik. Überblick-Löten-Kleben-Fügen durch Umformen*: Carl Hanser Verlag, München Wien, 2003.
- [MAT16] Matthes, K.-J.; Schneider, W.: *Schweißtechnik. Schweißen von metallischen Konstruktionswerkstoffen*. 6. aktualisierte Auflage: Carl Hanser Verlag, München, 2016.
- [MEI07a] Meichsner, T. P.: *Migrationskonzept für einen modell- und variantenflexiblen Automobilkarosseriebau*. Berichte aus dem IPH, Band 01/2007: Institut für Integrierte Produktion, Hannover, 2007.
- [MEI07b] Meier-Maletz, F.; Niehues, D.; Mischke, M.: *Verfahren und Vorrichtung zum Korrigieren der Form eines Blechteils und/oder einer Baugruppe*. Offenlegungsschrift, 16.01.2007 (DE 10 2007 002 320), zuletzt geprüft am 16.09.2019.
- [MER04] Merks, V.: *Karosserie, Quo Vadis?* csi referenzen: csi entwicklungstechnik GmbH, 2004. Online verfügbar unter [https://www.csi-online.de/fileadmin/yag/Referenzen\\_PDFs/csi\\_referenzen\\_Karosserie\\_062015\\_01\\_QUO\\_VADIS.pdf](https://www.csi-online.de/fileadmin/yag/Referenzen_PDFs/csi_referenzen_Karosserie_062015_01_QUO_VADIS.pdf), zuletzt geprüft am 09.01.2019.
- [MET53] Metropolis, N.; Rosenbluth, A. W.; Rosenbluth, M. N.; Teller, A. H.; Teller, E.: *Equation of State Calculations by Fast Computing Machines*. *The Journal of Chemical Physics*, Volume 21, Number 6: American Institute of Physics, 1953. Online verfügbar unter <https://aip.scitation.org/doi/pdf/10.1063/1.1699114?class=pdf>, zuletzt geprüft am 10.04.2019.
- [MÜL12] Müller-Gronbach, T.; Novak, E.; Ritter, K.: *Monte Carlo-Algorithmen*: Springer, Berlin Heidelberg, 2012.
- [MUN07a] Munro, C.; Walczyk, D.: *Reconfigurable Pin-Type Tooling: A Survey of Prior Art and Reduction to Practice*. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, Volume 129: ASME, 2007, S. 551–565.

- [MUN07b] Munzinger, C.: Adaptronische Strebe zur Steifigkeitssteigerung von Werkzeugmaschinen. Dissertation. Universität Karlsruhe, 2007.
- [NEU12] Neubauer, W.; Rudow, B.: Trends in der Automobilindustrie. Entwicklungstendenzen, Betriebsratsarbeit, Steuer- und Fördertechnik, Gießereitechnik, Informationstechnologie und -systeme: Oldenbourg Wissenschaftsverlag, 2012.
- [NEU10] Neugebauer, R.; Putz, M.; Pfeifer, M.; Todtermuschke, M.: Improving flexibility in car body assembly systems. 3rd CIRP Conference on Assembly Technologies and Systems - CATS. Chemnitz, Germany, 2010.
- [NEU11] Neugebauer, R.: Karosserien fertigen - nachhaltig und effizient. Manufacture of car bodies - sustainable and efficient. Berichte aus dem IWU, Band 59: Verlag Wissenschaftliche Scripten, Auerbach, 2011.
- [NOR19] norelem Normelemente KG: Pendelauflagen, 2019. Online verfügbar unter <https://www.norelem.de/de/de/Produkte/Produkt%C3%BCbersicht/Flexibles-Normteilesystem/Pendelauflagen-F%C3%BC%C3%9Fe-Spannunterlagen-Abst%C3%BCtzelemente/Pendelauflagen/Pendelauflagen-Neigungswinkel-14-Grad-20-Grad.html>, zuletzt geprüft am 08.10.2019.
- [NYH08] Nyhuis, P.; Reinhart, G.; Abele, E.: Wandlungsfähige Produktionssysteme - Heute die Industrie von morgen gestalten: PZH Produktionstechnisches Zentrum, Hannover, 2008.
- [OER08] Oertli, T.: Strukturmehchanische Berechnung und Regelungssimulation von Werkzeugmaschinen mit elektromechanischen Vorschubantrieben. Dissertation. Technische Universität, München, 2008.
- [OHL07] Ohle, P.: Marktsegmentierung im Automobilmarkt unter besonderer Berücksichtigung der Milieu-Modelle: GRIN Verlag GmbH, München, 2007.
- [OKA99] Okazaki, S.; Asano, Y.; Imai, S.; Takeishi, N.; Bundo, I.: Method of combining workpieces. Patent, 16.12.1996 (US 00 590 14 26), zuletzt geprüft am 16.09.2019.
- [PFE06] Pfeifer, T.; Schmitt, R.: Autonome Produktionszellen. Komplexe Produktionsprozesse flexibel automatisieren. VDI-Buch: Springer Verlag, Berlin, 2006.
- [PIS16] Pischinger, S.; Seiffert, U.: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. ATZ / MTZ-Fachbuch. 8. aktualisierte und erweiterte Auflage: Springer Vieweg, Wiesbaden, 2016.
- [RIC14] Richter, A.; Fritzsche, R.; Pfeifer M.: Verfahren und Einrichtung zum Fügen einer Baugruppe. Patent, 28.01.2014 (DE 10 2014 001 140), zuletzt geprüft am 15.05.2019.
- [RIZ19] Rizzi, C.; Andrisano, A. O.; Leali, F.; Gherardini, F.; Pini, F.; Vergnano, A.: Design Tools and Methods in Industrial Engineering. International Conference on Design Tools and Methods in Industrial Engineering: Springer International Publishing, 2019.

- [ROL07] Roland, M.: Photogrammetrische Auswertung der Aggregatbewegung im Sicherheitsversuch aus einer Fotogrube. Diplomarbeit. Leibnitz Universität Hannover, 22.05.2007, S. 13. Online verfügbar unter [https://www.ipi.uni-hannover.de/fileadmin/institut/pdf/2007-05-22-Roland\\_Diplomarbeit.pdf](https://www.ipi.uni-hannover.de/fileadmin/institut/pdf/2007-05-22-Roland_Diplomarbeit.pdf), zuletzt geprüft am 25.02.2019.
- [RUK15] Rukshan, K. H. I.; Chaminie, W. A. N.; Madushan, M. D.; Jayaweera, N.: Design and Development of Flexible Fixturing System for Handling Irregular Shaped Components. Moratuwa Engineering Research Conference - MERCon: IEEE, 2015, S. 171–176.
- [RZA18] Rzasinski, R.; Kochanski, L.: Selected aspects of modular fixtures design for car body production. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 400, Issue 2: IOP Publishing Ltd., 2018.
- [SCH14] Schaal, S.: Mobilität 2025: In Megacities entsteht der Verkehr der Zukunft: WirtschaftsWoche, Handelsblatt GmbH, 31.12.2014. Online verfügbar unter <https://www.wiwo.de/technologie/mobilitaet/mobilitaet-2025-in-megacities-entsteht-der-verkehr-der-zukunft/11132534.html>, zuletzt geprüft am 20.05.2019.
- [SCH16] Schaeffler Gruppe: Flachkäfigführungen Rollenumläufführungen, 2018. Online verfügbar unter <http://www.ina.de/content.ina.de/de/mediathek/library/library-detail-language.jsp?id=68264128>, zuletzt geprüft am 26.09.2018.
- [SCH20] Schaeffler Gruppe: Rollenumlaufeinheiten. Belastbarkeit und Druckwinkel. Online verfügbar unter <https://medias.schaeffler.com/medias/de!hp.info/RUE.-E-HL>, zuletzt geprüft am 07.12.2020.
- [SCH12] Scholze-Stubenrecht, W.: Duden - die deutsche Rechtschreibung. 25. völlig neu bearbeitete und erweiterte Auflage: Dudenverlag, Mannheim, 2012.
- [SCH08] Schulze, C. P.; Klemke, T.; Doroudian, S.; Nyhuis, P.: Wandlungsfähig und schlank. Anforderungen an zukunftsrobuste Produktionssysteme. ZWF Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb: Carl Hanser Verlag, München, 2008, S. 580–584.
- [SCH11] Schupp, M.; Thullner, K.-H.; Hüftle, E.; Klenk, F.: Flexible Fertigungszelle. Offenlegungsschrift, 10.02.2011 (DE 10 2011 010 944), zuletzt geprüft am 16.09.2019.
- [SEI17] Seiwert, M.; Reccius, S.: So abhängig ist Deutschland von der Autoindustrie: WirtschaftsWoche, Handelsblatt GmbH, 27.07.2017. Online verfügbar unter <https://www.wiwo.de/unternehmen/auto/diesel-skandal-und-kartellverdacht-so-abhaengig-ist-deutschland-von-der-autoindustrie/20114646.html>, zuletzt geprüft am 23.01.2019.
- [SEK91] Sekine, Y.; Koyama, S.; Imazu, H.: Nissan's New Production System: Intelligent Body Assembly System. Journal of Materials & Manufacturing, Vol. 100: SAE International, 1991, S. 790–801.

- [SEL97] Sela, M. N.; Gaudry, O.; Dombre, E.; Benhabib, B.: A reconfigurable modular fixturing system for thin-walled flexible objects. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Volume 13: Springer-Verlag London Limited, 1997, S. 611–617.
- [SHI97] Shimokawa, K.; Jürgens, U.; Fujimoto, T.: *Transforming Automobile Assembly. Experience in Automation and Work Organization*: Springer, Berlin Heidelberg, 1997.
- [SHI93] Shirinzadeh, B.: Issues in the design of the reconfigurable fixture modules for robotic assembly. *Journal of Manufacturing Systems*, Volume 12: Elsevier Ltd., 1993, S. 1–14.
- [SHI94] Shirinzadeh, B.: CAD-based design and analysis system for reconfigurable fixtures in robotic assembly. CSIRO Division of Manufacturing Technology. *Computing & Control Engineering Journal*, 1994, S. 41–46.
- [SPR19] SPREITZER GmbH & Co. KG: Clamping technology. Alumess basic pin support, 2019. Online verfügbar unter <https://www.spreitzer.de/clamping-technology/alumess-fixture-system-cmm/alumess-basic-supporting-and-positioning-elements/alumess-basic-pin-support/>, zuletzt geprüft am 08.10.2019.
- [STA19] Statista: Anzahl der weltweiten Neuzulassungen von Pkw in den Jahren 2013 bis 2019: Statista Datenbank, 2019. Online verfügbar unter <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/247129/umfrage/weltweite-neuzulassungen-von-pkw/>, zuletzt geprüft am 20.05.2019.
- [STE06] Stein, H.; Garbe, S.; Seidel, W.: Fertigungseinrichtung für Bauteile, insbesondere Karosseriebauteile von Kraftfahrzeugen. Patentschrift, 27.12.2006 (DE 10 2006 062 442), zuletzt geprüft am 16.09.2019.
- [STE12] Steinhilper, W.; Sauer, B.; Albers, A.: *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1. Grundlagen der Berechnung und Gestaltung von Maschinenelementen*. Springer-Lehrbuch. 8. Auflage: Springer, Berlin Heidelberg, 2012.
- [TAM87] Tamura, K.; Kawada, S.; Sekine, Y.; Abe, K.; Ishikawa, R.; Yokota, Y.: Machine for holding workpiece. Patent, 08.09.1987 (US 004 691 905), zuletzt geprüft am 16.09.2019.
- [TEI20] Teiwes, H.: *Systematische Steigerung der Energieeffizienz im Karosseriebau*. AutoUni – Schriftenreihe, Band 150: Springer Fachmedien, Wiesbaden, 2020.
- [TEM06] Tempelmeier, H.; Schwer, K.; Schwarz, M.: Simultane Optimierung der Taktzeiten und Puffergrößen im Karosseriebau. *ZWF Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb*, Band 101: Carl Hanser Verlag, München, 2006, S. 35–41.
- [TOD20] Todtermuschke, M.; Voigt, A.; Fritzsche, R.; Lippmann, J. H.; Zastera, J.: *The Fully Flexible Body Shop – A Holistic Approach for the Vehicle Production of Tomorrow*. Stuttgarter conference on automotive production - SCAP, 2020, S. 478–485.



- [TZO16] Tzotzis, A.; Garcia-Hernandez, C.; Huertas-Talon, J.-L.; Tzetzis, D.; Kyratsis, P.: Engineering applications using CAD based application programming interface. The 4th International Conference on Computing and Solutions in Manufacturing Engineering - CoSME, 2016.
- [VAS10] Vasilash, G. S.: GM + NASA = Remarkable Robots: Automotive Design & Production, 2010. Online verfügbar unter <https://www.adandp.media/blog/post/gm-nasa-remarkable-robots>, zuletzt geprüft am 09.10.2019.
- [VDA18] VDA - Verband der Automobilindustrie e.V.: Zahlen und Daten. Produktion der deutschen Hersteller, 2018. Online verfügbar unter <https://www.vda.de/de/services/zahlen-und-daten/zahlen-und-daten-uebersicht.html>, zuletzt geprüft am 23.01.2019.
- [VDI88] VDI - Verein Deutscher Ingenieure e.V.: VDI Richtlinie 2861. Montage- und Handhabungstechnik; Kenngrößen für Industrieroboter; Prüfung der Kenngrößen: VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1988.
- [VDI98] VDI - Verein Deutscher Ingenieure e.V.: VDI Richtlinie 2225 Blatt 3. Technisch-wirtschaftliche Bewertung: Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1998.
- [VER19] Vergnano, A.; Gherardini, F.; Petruccioli, A.; Bonazzi, E.; Leali, F.: Robust Parameter Analysis of Compliant Part Models for Computer Aided Tolerancing. Design Tools and Methods in Industrial Engineering, 2019, S. 241–254.
- [VIZ21] viZaar industrial imaging AG: Emissionsgrad-Tabelle, 2021. Online verfügbar unter <http://vizaar-xtra.de/emissionsgrad-tabelle/>, zuletzt geprüft am 07.03.2021.
- [VOL16] Volkswagen Newsroom: Produktion Volkswagen Touran, Konzernframer im Karosseriebau: Volkswagen AG, 2016. Online verfügbar unter <https://www.volkswagen-newsroom.com/de/bilder/detail/volkswagen-werk-wolfsburg-5847>, zuletzt geprüft am 24.09.2019.
- [WAL00] Walczyk, D. F.; Longtin, R. S.: Fixturing of Compliant Parts Using a Matrix of Reconfigurable Pins. Journal of Manufacturing Science and Engineering, Vol. 122: ASME, 2000, S. 766–772.
- [WAN10] Wang, H.; Rong, Y.; Li, H.; Shaun, P.: Computer aided fixture design: Recent research and trends. Computer-Aided Design, Volume 42: Elsevier B.V., 2010, S. 1085–1094.
- [WAN13a] Wang, Z. J.; Wang, Y.: Research on Reconfigurable Pin Fixture Design: A Review. Advanced Materials Research: Trans Tech Publications Ltd, 2013, S. 3029–3035.
- [WAN13b] Wan, N.; Wang, Z.; Mo, R.: An intelligent fixture design method based on smart modular fixture unit. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol. 69: Springer Nature Switzerland, 2013, S. 2629–2649.

- [WEC06] Weck, M.: Werkzeugmaschinen 4. Automatisierung von Maschinen und Anlagen. 6. Auflage: Springer, Berlin Heidelberg, 2006.
- [WIE02] Wiendahl; H.-P.: Wandlungsfähigkeit. Schlüsselbegriff der zukunftsfähigen Fabrik. wt Werkstattstechnik online: VDI Fachmedien GmbH & Co. KG, 2002, S. 122–127. Online verfügbar unter [https://www.werkstattstechnik.de/wt/get\\_article.php?data\[article\\_id\]=419](https://www.werkstattstechnik.de/wt/get_article.php?data[article_id]=419), zuletzt geprüft am 13.08.2019.
- [YEU12] Yeum, J.-W.: Vorrichtung zum Einspannen eines Blechs für ein Fahrzeug. Offenlegungsschrift, 21.06.2012 (DE 10 2012 210 546), zuletzt geprüft am 16.09.2019.
- [YEU02] Yeung, B.H.B.; Mills, J. K.: Development of a six degree-of-freedom reconfigurable gripper for flexible fixtureless assembly. International Conference on Robotics & Automation: IEEE, Washington, DC, 2002, S. 888–893.
- [YEU04] Yeung, B.H.B.; Mills, J. K.: Design of a Six DOF Reconfigurable Gripper for Flexible Fixtureless Assembly. Transactions on Systems, Man and Cybernetics, Part C - Applications and Reviews, Vol. 34: IEEE, 2004, S. 226–235.
- [YU18] Yu, K.; Wang, S.; Wang, Y.; Yang, Z.: A flexible fixture design method research for similar automotive body parts of different automobiles. Advances in Mechanical Engineering: SAGE Publishing, 2018.
- [ZEC21] Zech, A.; Stetter, R.; Till, M.; Rudolph, S.: Automated Generation of Clamping Concepts and Assembly Cells for Car Body Parts for the Digitalization of Automobile Production. Advances in Automotive Production Technology – Theory and Application: Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 2021, S. 293–301.
- [ZEL03] Zell, A.: Simulation neuronaler Netze. 4. unveränderter Nachdruck: Oldenbourg Verlag, München, 2003.
- [ZHA15] Zhang, F. P.; Zhang, T. H.; Yan, Y.: Intelligent fixture structure design based on knowledge ontology. International Conference on Industrial Engineering and Engineering Management - IEEM: IEEE, 2015, S. 1820–1824.
- [ZHA18] Zhang, F. P.; Wu, D.; Zhang, T. H.; Yan, Y.; Butt, S. I.: Knowledge component-based intelligent method for fixture design. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol. 94: Springer Nature Switzerland, 2018, S. 4139–4157.
- [ZHA09] Zhang, J.; Yang, J.; Li, B.: Development of a reconfigurable welding fixture system for automotive body. ASME/IFTOMM International Conference on Reconfigurable Mechanisms and Robots - REMAR: IEEE, 2009, S. 171–176.
- [ZIM85] Zimmer, E.: Verfahren und Bearbeitungsstation zum automatischen Fügen und Bearbeiten. Patentschrift, 22.02.1985 (DE 35 06 314), zuletzt geprüft am 16.09.2019.

---

**Lebenslauf**

Rayk Fritzsche

Werdegang:

- 1984 – 1987: Kinder- und Jugendsportschule Karl-Marx-Stadt
- 1987 – 1990: Wilhelm-Firl-Oberschule Karl-Marx-Stadt
- 1990 – 1991: Obere Luisenschule Chemnitz
- 1991 – 1992: Kinder- und Jugendsportschule Chemnitz
- 1992 – 1996: Sportgymnasium Chemnitz, Abschluss Abitur
- 1996 – 1997: Vorbereitung Juniorenweltmeisterschaft Eisschnelllauf;  
Aushilfstätigkeit als Monteur
- 1997 – 2005: Sportsoldat Bundeswehr (Oberfeldwebel),  
Profisportler in der Nationalmannschaft im Eisschnelllauf,  
Teilnahme an diversen internationalen Wettkämpfen, Weltcups und  
Weltmeisterschaften
- 2004 – 2009: Maschinenbaustudium mit der Vertiefung Konstruktions- und Antriebstechnik  
an der TU Chemnitz, Abschluss Diplom-Ingenieur
- 2007 – 2008: Praktikum im Qualitätsmanagement im BMW Werk Leipzig,  
Produkt- und Prozessanalyse
- 2008 – 2009: Werkstudent IAV GmbH in Chemnitz,  
Powertrain Entwicklung - Getriebe Engineering
- 2009 – 2010: Hilfswissenschaftler am Fraunhofer IWU Chemnitz, Abteilung Montagetechnik
- 2010 – 2013: wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fraunhofer IWU Chemnitz,  
Abteilung Karosseriebau und Montage
- 2014 – 2017: Gruppenleiter am Fraunhofer IWU Chemnitz,  
Anlagen für Karosseriebau und Montage
- 2018 – 2020: stellv. Abteilungsleiter am Fraunhofer IWU, Karosseriebau und Montage
- 2018 – 2022: Dissertation an der TU Dresden
- seit 2021: Gruppenleiter am Fraunhofer IWU Chemnitz, Wandlungsfähige Systeme

## **Eigene Veröffentlichungen**

### ***Patente und Offenlegungen***

- 2011 Fritzsche, R.; Pfeifer, M.; Todtermuschke, M.; Seeger, H.: Einspannsystem, Justiermittel für dieses und automatisches Bauteilausrichtungs- und Spannsystem; Patent DE102011116808; 25.10.2011.
- 2012 Fritzsche, R.: Justiervorrichtung, Positionierstütze mit Justiervorrichtung und Werkzeugmaschine; Patent DE102012013661; 10.07.2012.
- 2013 Fritzsche, R.; Richter, A.; Keller, C.: Einspannvorrichtung zur Aufnahme und zum Einspannen eines Bauteils sowie Einspannsystem mit einer solchen Einspannvorrichtung; Offenlegung DE102013209111; 16.05.2013.
- 2014 Richter, A.; Fritzsche, R.; Pfeifer, M.: Verfahren und Einrichtung zum Fügen einer Baugruppe; Patent DE102014001140; 28.01.2014.
- 2016 Fritzsche, R.; Hennig, M.: Schaltschrank-Montageplatte mit integriertem Leistungs- und Signalnetz; Patent DE102016121588; 10.11.2016.
- 2018 Fritzsche, R.; Müller, P.; Rössinger, M.; Hesse, J.: Kinematikmodule zur flexiblen Positionierung von Vorrichtungskomponenten; Offenlegungsschrift DE 102018102717; 07.02.2018.

### ***Artikel und Konferenzbeiträge***

***(Scopus autor ID: 57194543028)***

- 2011 Fritzsche, R.; Richter A.; Pfeifer M.: Karosserieteile effizient und ressourcenarm zusammenfügen; Maschinenmarkt 18/2011.
- 2014 Fritzsche, R.; Richter, A.: System for the automatic adjustment of car body fixtures; Automatica 2014 - Internationale Fachmesse für Automation und Mechatronik; 06.06.2014.
- 2014 Schneider, H.; Fritzsche, R.; et al: Innovationen für Montageprozesse und Qualitätssicherung; ZWF - Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb; 08/2014.
- 2014 Fritzsche, R.; Richter, A.: Automatisierungslösungen für den Justageprozess; Carbody Colloquium Chemnitz - CBC; 08.10.2014.
- 2015 Fritzsche, R.: Intelligent software assistance system, to support the adjustment of car body fixtures; Hannover Messe - HMI 2015; 03/2015.
- 2016 Fritzsche, R.; Richter, A.; Putz, M.: Automatic Adjustment of Car Body Fixtures Using Artificial Intelligence; 10th CIRP Conference on Intelligent Computation in Manufacturing Engineering - ICME'16; 22.07.2016.
- 2017 Fritzsche, R.; Richter, A.; Putz, M.: Product Flexible Car Body Fixtures with Position-dependent Load Balancing Based on Finite Element Method in Combination with Methods of Artificial Intelligence; 11th CIRP Conference on Intelligent Computation in Manufacturing Engineering - ICME'17; 19.07.2017.

- 
- 2019 Fritzsche, R.; Voigt, E.; Schaffrath, R.; Todtermuschke, M.: Automated design of product-flexible car body fixtures with software-supported part alignment using particle swarm optimization; 13th CIRP Conference on Intelligent Computation in Manufacturing Engineering - ICME'19; 18.07.2019.
- 2019 Knopp, S.; Klimant, P.; Schaffrath, R.; Fritzsche R.: Hololens AR - Using Vuforia-based marker tracking together with text recognition in an assembly scenario; IEEE International Symposium on Mixed and Augmented Reality Adjunct - ISMAR 2019; 14.10.2019.
- 2020 Fritzsche, R.; Schaffrath, R.; Todtermuschke, M.: Software assisted clamping point classification and position optimization for the efficient flexibilization of carbody fixtures using mathematical geometry-based search algorithms; 14th CIRP Conference on Intelligent Computation in Manufacturing Engineering - ICME'20; 16.07.2020.
- 2020 Todtermuschke, M.; Voigt, A.; Fritzsche, R.; Lippmann, J. H.; Zastera, J.: The fully flexible body shop - a holistic approach for the vehicle production of tomorrow; Stuttgarter Conference on automotive Production - SCAP 2020; 10.11.2020.
- 2022 Oberfichtner L.; Ahrens A.; Fritzsche R.; Richter-Trummer V.; Todtermuschke M.: Solving a multi-dimensional matching problem for grouping clamping points on car body parts; 9th CIRP Conference on Assembly Technology and Systems - CATS 2022; 06.04.2022.
- 2022 Fritzsche R.; Ahrens A.: Software support for the development of flexible plant technology in highly automated and high-rate body-in-white production; 16th CIRP Conference on Intelligent Computation in Manufacturing Engineering - ICME'22; 15.07.2022.