**30**

Maschinenbau
Lehrstuhl für
Umformtechnik
und Gießereiwesen

Fabian Zgoll

Methodik zur maschinenoptimalen Werkzeugeinarbeitung durch virtuelle Kompensation der Werkzeug- und Pressendurchbiegung

*Schriftenreihe Umformtechnik
und Gießereiwesen*

Methodik zur maschinenoptimalen Werkzeugeinarbeitung durch virtuelle Kompensation der Werkzeug- und Pressendurchbiegung

Fabian Zgoll

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen
der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen
Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.) genehmigten Dissertation.

Vorsitzender:

Prof. Dr.-Ing. Veit Senner

Prüfer der Dissertation:

1. Prof. Dr.-Ing. Wolfram Volk
2. Prof. Dr.-Ing. Welf-Guntram Drossel

Die Dissertation wurde am 15.10.2020 bei der Technischen
Universität München eingereicht und durch die Fakultät für
Maschinenwesen am 22.03.2021 angenommen.

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation
in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische
Daten sind im Internet über <https://portal.dnb.de> abrufbar.

Impressum

1. Auflage

Copyright © 2021 TUM.University Press

Copyright © 2021 Fabian Zgoll

Alle Rechte vorbehalten

Reihe: Schriftenreihe Umformtechnik und Gießereiwesen

Herausgeber: Lehrstuhl für Umformtechnik und Gießereiwesen (utg),

Technische Universität München

Layout und Gestaltung: Fabian Zgoll

Umschlaggestaltung: Caroline Ennemoser

Umschlagabbildung: Fabian Zgoll

TUM.University Press

Technische Universität München

Arcisstrasse 21

80333 München

DOI: 10.14459/2021md1575129

ISSN: 2569-4928

ISBN der gedruckten Ausgabe: 978-3-95884-067-6

ISSN der gedruckten Ausgabe: 2364-6942

www.tum.de

Kurzfassung

Ein wichtiger Bestandteil im Produktentstehungsprozess eines Fahrzeugs ist die Herstellung von Karosseriebauteilen aus Stahl oder Aluminium. Diese werden überwiegend mittels umformenden Fertigungsverfahren produziert. Dabei werden Presswerkzeuge verwendet, die Bauteile mit hoher Fertigungsgenauigkeit und Ausbringung aus ebenen Blechen fertigen. Die Auslegung, Fertigung und Einarbeitung der Presswerkzeuge ist zeit- und kostenintensiv. Bei steigenden Qualitätsanforderungen (vor allem bei Außenhautbauteilen) sinkt die zur Verfügung stehende Zeit für den Werkzeugentstehungsprozess. Gleichzeitig dürfen sich die Herstellungskosten der Werkzeuge nicht erhöhen, um eine wirtschaftliche Fertigung sicherstellen zu können. Daraus resultiert eine notwendige Effizienzsteigerung, die über Optimierung und Automatisierung der bestehenden Fertigungsprozesse im Sinne von Industrie 4.0 erreicht werden kann.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird der Einfluss des elastischen Verhaltens von Werkzeug und Presse auf den Werkzeugschluss untersucht. Dazu wird ein universell einsetzbares Finite-Elemente-Ersatzmodell für Umformpressen entwickelt, welches basierend auf Messdaten eines multifunktionalen Pressenvermessungswerkzeugs auf das maschinenspezifische Verhalten angepasst werden kann.

Weiterhin werden zwei Ansätze zur Berücksichtigung des elastischen Werkzeug- und Pressenverhaltens für die Auslegung der Wirkflächen von Stempel und Matrize im virtuellen Werkzeugentstehungsprozess entwickelt und validiert. Beim entkoppelten Ansatz werden die resultierenden Kontaktkräfte am Blechbauteil im Unteren Totpunkt aus einer klassischen Umformsimulation mit starren Werkzeugwirkflächen mittels Mapping auf das entwickelte Ersatzmodell von Presse und Werkzeug übertragen. Im Gegensatz dazu werden beim gekoppelten Ansatz die Kontaktkräfte und Verschiebungen an den Wirkflächen regelmäßig zwischen Umform- und Struktursimulation in einem vorgegebenen Kopplungsintervall ausgetauscht.

Für beide Ansätze werden die resultierenden Verschiebungen an den Wirkflächen ausgewertet und für die Auslegung einer Bombierung zur Kompensation der Durchbiegung verwendet. Die Ergebnisse werden mit erfahrungsbasierten Praxiswerten verglichen und diskutiert. Dabei zeigt der gekoppelte Ansatz eine gute Übereinstimmung mit den Erfahrungswerten. Zusätzlich wird bei einem Versuchswerkzeug der Abstand zwischen Stempel und Matrize im Unteren Totpunkt mithilfe eines Bleiabdrucks experimentell bestimmt. Die Messwerte lassen sich mittels gekoppelter Simulation mit hoher Genauigkeit reproduzieren.

Anhand der Analyse der Ergebnisse wird deutlich, dass die gekoppelte Simulation einen signifikanten Mehrwert bei der Auslegung von Presswerkzeugen liefern kann. Für eine zielführende Integration der Methodik in die industrielle Praxis werden abschließend Handlungsempfehlungen beschrieben.

Erklärung

Ergebnisse, Meinungen und Schlüsse dieser Dissertation sind nicht notwendigerweise die der Volkswagen Aktiengesellschaft.

Executive Summary

An important component in the product development process of a vehicle is the production of body parts made of steel or aluminium. These are mainly produced using forming manufacturing processes. Pressing tools are used to produce components with high manufacturing accuracy and output from flat sheets. The design, manufacture and tryout of the pressing tools is time and cost intensive. With increasing quality requirements (especially for outer skin components), the time available for the tool development process decreases. At the same time, the manufacturing costs of the tools must not increase in order to ensure economical production. This results in a necessary increase in efficiency, which can be achieved by optimizing and automating the existing manufacturing processes as defined in Industry 4.0.

In the scope of the present work the influence of the elastic behaviour of tool and press on the tool closure is investigated. For this purpose, a universally applicable finite element replacement model for forming presses is developed, which can be adapted to the machine-specific behavior based on measurement data of a multifunctional press measuring tool.

Furthermore, two approaches for the consideration of the elastic tool and press behaviour for the design of the die surfaces of punch and die in the virtual tool creation process are developed and validated. In the decoupled approach, the resulting contact forces on the sheet metal part in bottom dead center are transferred from a conventional forming simulation with rigid die surfaces by means of mapping to the developed substitute model of press and die. In contrast to this, the contact forces and displacements at the active surfaces are regularly exchanged between forming and structure simulation in a given coupling interval.

For both approaches the resulting displacements at the active surfaces are evaluated and used for the design of a crowning to compensate for deflection. The results are compared and discussed with experience-based practical values. The coupled approach shows a good agreement with the empirical values. In addition, the distance between punch and die in the bottom dead center of a test tool is determined experimentally using a lead imprint. The measured values can be reproduced with high accuracy using coupled simulation.

The analysis of the results shows that coupled simulation can provide significant added value in the design of press tools. Finally, recommendations for action are described for a target-oriented integration of the methodology into industrial practice.

Disclaimer

The results, opinions and conclusions expressed in this thesis are not necessarily those of Volkswagen Aktiengesellschaft.

Inhaltsverzeichnis

Verzeichnis der Kurzzeichen.....	V
Verzeichnis der Abkürzungen.....	VII
1 Einleitung.....	1
2 Stand von Wissenschaft und Technik.....	4
2.1 Grundlagen zur Herstellung von Karosseriebauteilen.....	4
2.1.1 Fertigungsverfahren Karosserieziehen	4
2.1.2 Einflussgrößen auf die Bauteilqualität.....	7
2.1.3 Umformmaschinen.....	8
2.2 Werkzeugentstehungsprozess	12
2.3 Elastisches Verhalten von Presse und Werkzeug	16
2.3.1 Messung von Pressen- und Werkzeugeigenschaften	18
2.3.2 Ansätze zur Reduzierung des Einarbeitungsaufwands	22
2.4 Zwischenfazit	27
3 Zielsetzung, Lösungsansatz und Methodik	28
4 Aufnahme und Auswertung von Pressenkenndaten	31
4.1 Pressenfingerabdruck-Werkzeug	31
4.1.1 Konstruktiver Aufbau des Messwerkzeugs.....	32
4.1.2 Versuchsdurchführung	35
4.1.3 Aufbereitung der Messdaten.....	37
4.1.4 Auswertung der Messergebnisse.....	51
4.2 GOM PONTOS.....	55
4.2.1 Messsystem	56
4.2.2 Versuchsdurchführung	57
4.2.3 Aufbereiten der Messdaten.....	58
4.2.4 Auswertung der Messergebnisse.....	61
5 Modellbildung Presse.....	64
5.1 Grundlegender Modellierungsansatz	64
5.2 FE-Modell des Pressenfingerabdruck-Werkzeugs.....	66
5.3 FE-Modell des Schiebetisches.....	67
5.3.1 Modellentwicklung	67
5.3.2 Parameteroptimierung	70
5.3.3 Validierung	76
5.4 FE-Modell des Stößels.....	79
5.4.1 Modellentwicklung	80

5.4.2	Parameteroptimierung	81
5.4.3	Validierung	86
6	Auslegung der Werkzeugbombierung	90
6.1	Versuchswerkzeuge	90
6.2	Entkoppelter Ansatz	94
6.2.1	Vorgehensweise	94
6.2.2	Bewertung der Ergebnisse	98
6.3	Mehrschritt-Kopplung	100
6.3.1	Vorgehensweise	101
6.3.2	Bewertung der Ergebnisse	109
7	Validierung der Simulationsmethodik	115
7.1	Experimentelle Validierung der gekoppelten Simulation	115
7.2	Numerische Validierung der ausgelegten Werkzeugbombierung	118
8	Integration der Methodik in die industrielle Praxis	123
9	Zusammenfassung und Ausblick	128
A	Abbildungsverzeichnis	132
B	Tabellenverzeichnis	140
C	Literaturverzeichnis	141
D	Anhang	148

Verzeichnis der Kurzzeichen

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
α	°	Kurbelwinkel
b	mm	y-Achsenabschnitt lineare Regression
c	kN/mm	Federkonstante
c_{ers}	kN/mm	Ersatzfederkonstante
c_{vZ}	kN/mm	Vertikale Steifigkeit
c_{kA}	kNm/(mm/m)	Kippsteifigkeit um x-Achse
c_{kB}	kNm/(mm/m)	Kippsteifigkeit um y-Achse
d	mm	Abstandsmessung Lasersensoren
Δt	s	Kopplungsintervall
E	kN/mm ²	Elastizitätsmodul (E-Modul)
F_a	kN	Kraft äußere Gasdruckfedern
F_{ges}	kN	Gesamtkraft Gasdruckfedern
F_i	kN	Kraft innere Gasdruckfedern
$k+A$	mm/m	Lastfall Kippung um die x-Achse
$k+B$	mm/m	Lastfall Kippung um die y-Achse
k_A	mm/m	Kippung um die x-Achse
k_B	mm/m	Kippung um die y-Achse
k_{aA}	mm/m	Anfangskippung um die x-Achse
k_{aB}	mm/m	Anfangskippung um die y-Achse
l	m	Abstand Lasersensoren
m	mm/kN	Steigung lineare Regression
M	kNm	Kippmoment
n	-	Anzahl
p	bar	Druck in Gasdruckfeder
r	mm	Kolbenradius Gasdruckfeder
Δt	s	Kopplungsintervall
v_Z	mm	Verlagerung in z-Richtung

v_{aZ}	mm	Anfangsverlagerung in z-Richtung
\bar{x}	kN	Mittelwert x-Messwerte
\bar{y}	mm	Mittelwert y-Messwerte
x_i	kN	x-Messwerte
y_i	mm	y-Messwerte

Verzeichnis der Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
AF	AUTOFORM
BH	Blechhalter
CAD	Computer-aided design
CFK	Carbonfaserverstärkter Kunststoff
CNRB	Constrained-Nodal-Rigid-Body
E-Modul	Elastizitätsmodul
FE	Finite-Elemente
FEM	Finite-Elemente-Methode
KMD	Kraftmessdose
MQA	Mittlere Quadratische Abweichung
MW	Mittelwert
MTOCO	Multiple-Nodes-To-One-Node-Constraint
OT	Oberer Totpunkt
OP20	Ziehstufe eines Werkzeugsatzes (Volkswagen-Bezeichnung)
PEP	Produktentstehungsprozess
PC	PAM-CRASH
PS	PAM-STAMP
PFA	Pressenfingerring-Druck-Werkzeug
STA	Seitenteil außen
SUV	Sport Utility Vehicle
TAV	Tür außen vorne
UT	Unterer Totpunkt
VPS	VIRTUAL PERFORMANCE SOLUTION

1 Einleitung

Die deutsche Automobilindustrie steht vor großen Herausforderungen. Zum einen ist der Ausstieg aus der Nutzung fossiler Brennstoffe notwendig, um den menschengemachten Klimawandel zu reduzieren, was die Entwicklung von Fahrzeugen mit alternativen Antrieben erforderlich macht. Gleichzeitig steigt der globale Wettbewerbsdruck durch neue, innovative Unternehmen. Um den individuellen Kundenwünschen bestmöglich nachzukommen, steigen die Variantenvielfalt und die Geschwindigkeit der Markteinführung neuer Fahrzeuggenerationen mit innovativen Produkttechnologien. Daraus resultieren kürzere Produktlebenszyklen. (Griesbach, 2005, S. 105 f.), (Goede und Schmidt, 2016, S. 37), (Huber, 2016, S. 2)

Ein wichtiger Bestandteil im Produktentstehungsprozess (PEP) eines Fahrzeugs ist die Herstellung von Karosseriebauteilen aus Stahl oder Aluminium. Diese werden überwiegend mittels umformenden Fertigungsverfahren produziert. Dabei werden Presswerkzeuge verwendet, die Bauteile mit hoher Fertigungsgenauigkeit und Ausbringung aus ebenen Blechen fertigen. Die Auslegung, Fertigung und Einarbeitung der Presswerkzeuge ist zeit- und kostenintensiv. Bei steigenden Qualitätsanforderungen (vor allem bei Außenhautbauteilen) sinkt die zur Verfügung stehende Zeit für den Werkzeugentstehungsprozess. Gleichzeitig dürfen sich die Herstellungskosten der Werkzeuge nicht erhöhen, um eine wirtschaftliche Fertigung sicherstellen zu können. Daraus resultiert eine notwendige Effizienzsteigerung, die über Optimierung und Automatisierung der bestehenden Fertigungsprozesse im Sinne von Industrie 4.0 erreicht werden kann. (Griesbach, 2005, S. 109–111), (Drossel et al., 2016, S. 21 f.), (Huber, 2016, S. 3)

In Abbildung 1.1 ist die Kostenstruktur für die Herstellung von zwei Ziehwerkzeugen zur Produktion von linkem und rechtem Seitenteil außen (STA) einer viertürigen Limousine dargestellt. Die Gesamtkosten betragen 1,05 Mio. EUR, von denen etwa ein Viertel für die manuellen Korrekturen im Werkzeugbau und im Presswerk anfallen. (Birkert, Haage und Straub, 2013, S. 427)

Das manuelle Anpassen der Werkzeugwirkflächen, welche formgebend für das Bauteil sind, ist erforderlich, um die hohen Anforderungen an Form- und Maßhaltigkeit sowie Oberflächenqualität zu erreichen. Mithilfe des numerischen Berechnungsverfahrens Finite-Elemente-Methode (FEM) werden Umformprozesse im Vorfeld virtuell abgesichert und optimiert. In der Praxis ist heutzutage dennoch manuelle Nacharbeit erforderlich, da die Simulationen noch nicht in der Lage sind, komplexe Prozesse mit hinreichender Genauigkeit vorherzusagen. Ein großes Thema für die Form- und Maßhaltigkeit ist das elastische Rücksprungverhalten der Bauteile nach Entnahme aus den Werkzeugen. Die Verbesserung der Vorhersage des Bauteilrücksprungs ist Thema aktueller Forschung. Des Weiteren wird das elastische Verhalten von Werkzeugen und Presse aufgrund von erhöhtem Modellierungs- und Rechenaufwand bei der Umformsimulation in der industriellen Praxis in der Regel vernachlässigt. Folglich ergibt sich bei Inbetriebnahme der Werkzeuge ein inhomogenes Druckbild am Bauteil, das durch manuelle Einarbeitung korrigiert werden muss (Drossel et al., 2016, S. 24).

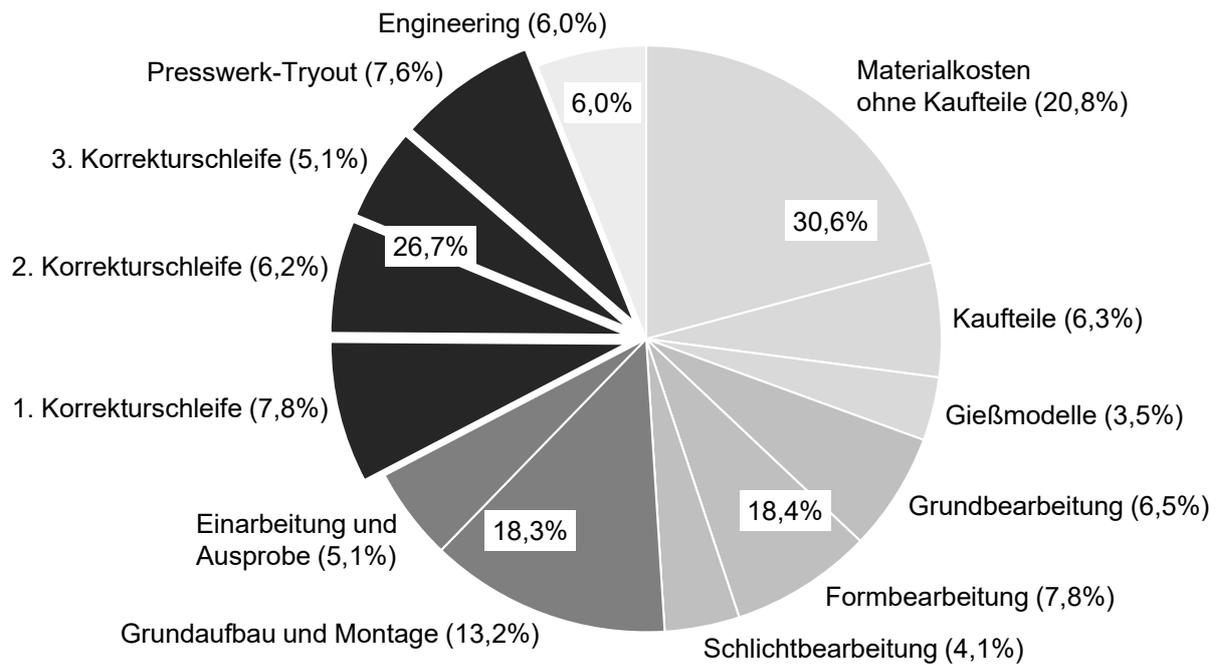


Abbildung 1.1: Kostenstruktur für die Herstellung der Ziehwerkzeuge links/rechts (OP20) zur Fertigung eines STA (Birkert, Haage und Straub, 2013, S. 427)

Anzustreben wäre eine frühzeitige virtuelle Auslegung des Durchbiegungsverhaltens unter Prozesslast, um das erforderliche Korrekturmaß für die Werkzeugwirkflächen bereits in den Fräsdaten vorzuhalten.

Damit die Werkzeug- und Pressenelastizität in der Umformsimulation berücksichtigt werden kann, ist die genaue Kenntnis des Pressenverhaltens unter Last unbedingt erforderlich. Weltweit gibt es insgesamt 32 Presswerke mit über 200 Pressenlinien zuzüglich einer großen Zahl an Einarbeitungspressen in den Marken des Volkswagen Konzerns. Die Standorte sind in Abbildung 1.2 zu erkennen.

Weil weltweit eine Vielzahl an unterschiedlichen Pressenherstellern und Pressentypen aus mehreren Jahrzehnten zum Einsatz kommt, treten deutliche Unterschiede im Pressenverhalten auf. Sollen darüber hinaus die Produktions- und Einarbeitungspressen von Partnerfirmen und Zulieferern mitberücksichtigt werden, ergibt sich ein noch komplexeres Gesamtbild. Daher ist die Verwendung einer standardisierten Messvorrichtung für die effiziente und reproduzierbare Erfassung der Pressenkennwerte unabdingbar. Die Aufbereitung und Auswertung der Messdaten sollte zudem möglichst automatisiert ablaufen.

Um das ermittelte maschinenspezifische Pressenverhalten effektiv in die Umformsimulation einbinden zu können, ist die Entwicklung eines digitalen Zwillings der realen Presse in Form eines effizienten FE-Modells zielführend. Weiterhin muss eine Simulationsmethodik unter Berücksichtigung der industriellen Randbedingungen erarbeitet werden, die den praktikablen Einsatz der erweiterten Simulation im Serienprozess ermöglicht. Darüber hinaus müssen die

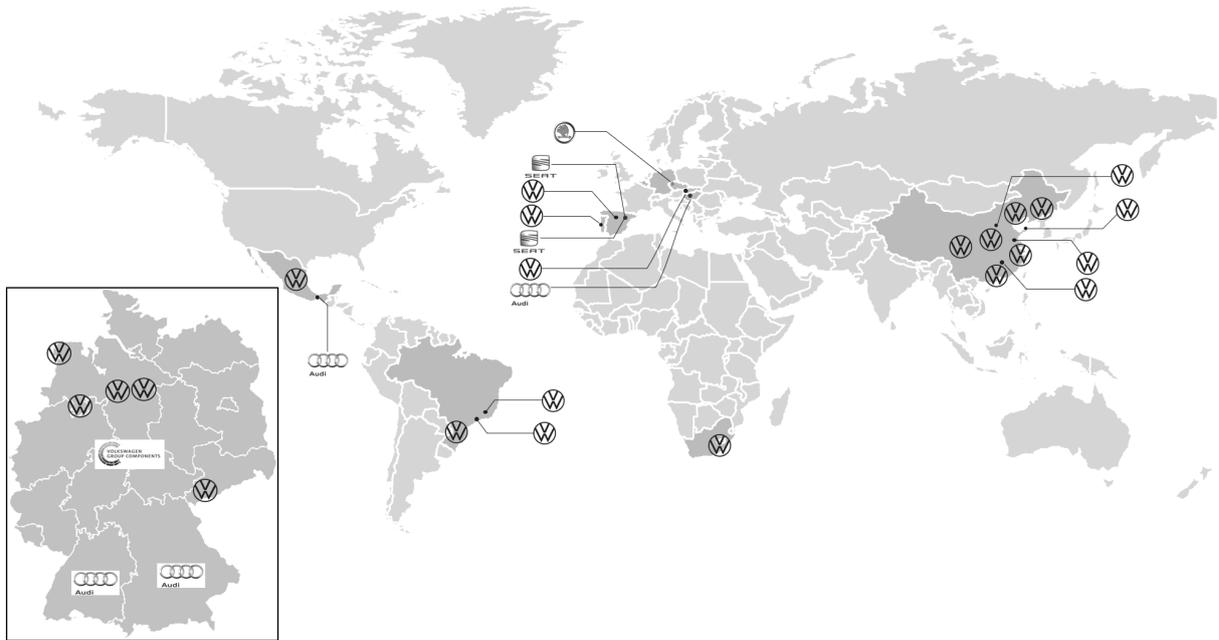


Abbildung 1.2: Standorte der Presswerke aller Marken des Volkswagen Konzerns inklusive Joint Ventures

resultierenden Durchbiegungswerte an den Werkzeugwirkflächen effektiv in den physischen Werkzeugentstehungsprozess übertragbar sein.

2 Stand von Wissenschaft und Technik

Im Folgenden wird der aktuelle Stand von Wissenschaft und Technik für die Herstellung von Karosseriebauteilen beschrieben. Dabei werden verfahrenstechnische Grundlagen zusammengefasst und der Werkzeugentstehungsprozess in der industriellen Praxis dargestellt. Der Schwerpunkt dieser Arbeit liegt auf dem Einfluss des elastischen Verhaltens von Presse und Werkzeug auf die Bauteilqualität. Im Zuge dessen wird der Stand der Forschung auf diesem Gebiet im Detail analysiert und hinsichtlich eines praktikablen Einsatzes in der Praxis bewertet.

2.1 Grundlagen zur Herstellung von Karosseriebauteilen

Bauteile für Karosserien in Schalenbauweise werden überwiegend mithilfe von umformenden Fertigungsverfahren hergestellt (Klocke, 2017, S. 352). Die Produktion komplexer Bauteile ist mit hohen Anforderungen an Form- und Maßhaltigkeit sowie Oberflächenqualität verbunden. Dank hoher Fertigungsgenauigkeit, hoher Ausbringung und maximalem Materialnutzungsgrad ist die umformtechnische Herstellung am wirtschaftlichsten. Unter bestimmten Voraussetzungen stellt die Verwendung von Gussteilen eine Ausnahme dar (Birkert, Haage und Straub, 2013, S. 6 f.). Speziell für Karosserien in Rahmenbauweise kommt Druckguss als Herstellungsverfahren vermehrt zum Einsatz (Kallas, 2019). Additive Fertigungsverfahren könnten zukünftig für den Karosseriebau interessant werden, die derzeitigen hohen Prozesszeiten schließen einen wirtschaftlichen Einsatz jedoch bisher aus. Somit wird die Umformtechnik auf absehbare Zeit das wichtigste Herstellungsverfahren für Karosseriebauteile bleiben.

Der Fertigungsprozess beginnt mit dem Blechwerkstoff, welcher in der Regel aufgewickelt als Coil bereitgestellt wird. In mehreren Operationsstufen wird das Bauteil über eine Verfahrenskombination aus Umformen (DIN 8582:2003) und Zerteilen (DIN 8588:2013) in Folgeverbundpressen oder Pressenlinien produziert. Die höchsten Prozesskräfte treten beim Erstellen der Hauptform zu Beginn der Operationsfolge in der sogenannten Ziehstufe (bei Volkswagen bezeichnet als OP20) auf. Die Qualität des finalen Bauteils hängt maßgeblich von der Prozessgenauigkeit beim Erstellen der Hauptform ab. Damit ist die Betrachtung dieser Stufe hinsichtlich elastischem Werkzeug- und Pressenverhalten in der vorliegenden Arbeit von besonderem Interesse. Im weiteren Verlauf werden die verfahrenstechnischen Grundlagen des Karosserieziehens erklärt sowie die wesentlichen Einflussgrößen auf den Prozess diskutiert.

2.1.1 Fertigungsverfahren Karosserieziehen

Bei der Herstellung von komplexen und unregelmäßigen Bauteilen kommt eine Kombination von mehreren umformtechnischen Verfahren zum Einsatz (Lange, 1990, S. 385), (Schuler GmbH, 1996, S. 22 f.). Birkert, Haage und Straub (2013, S. 231) definieren das als solches nicht genormte Fertigungsverfahren Karosserieziehen als eine Mischung aus Tiefziehen, Streckziehen und Biegen. Welches Verfahren dominiert, ist abhängig von der Bauteilgeometrie und der erreichten Ziehtiefe.

DIN 8580:2003 teilt den Gesamtbereich der Fertigungsverfahren in Hauptgruppen, Gruppen und Untergruppen, wobei das Umformen der Hauptgruppe 2 (DIN 8582:2003) zugeordnet wird. Weiterhin gehört das Tiefziehen zur Gruppe Zugdruckumformen und wird in DIN 8584:2003 wie folgt definiert:

„Zugdruckformen eines Blechzuschnittes (je nach Werkstoff auf einer Folie oder Platte, einer Tafel, eines Ausschnittes oder Abschnittes) zu einem Hohlkörper oder Zugdruckumformen eines Hohlkörpers zu einem Hohlkörper mit kleinerem Umfang ohne beabsichtigte Veränderung der Blechdicke.“

Das Streckziehen gehört zur Gruppe Zugumformen und weiterhin zur Untergruppe Tiefen, welche in DIN 8585:2003 näher beschrieben wird. Darin wird das Tiefen mit starrem Werkzeug wie nachfolgend definiert:

„Zugumformen zum Anbringen von Vertiefungen in einem ebenen oder gewölbten Werkstück aus Blech, wobei die Oberflächenvergrößerung durch Verringern der Blechdicke erreicht wird. Je nach Werkstoff wird das Werkstück Folie, Platte, Tafel, Ausschnitt oder Abschnitt genannt.“

Welches Verfahren in einem Bauteilbereich dominiert, lässt sich primär nach dem jeweils vorherrschenden Spannungszustand unterscheiden. Abbildung 2.1 veranschaulicht das Karosserieziehen anhand einer schematischen Prozessdarstellung.

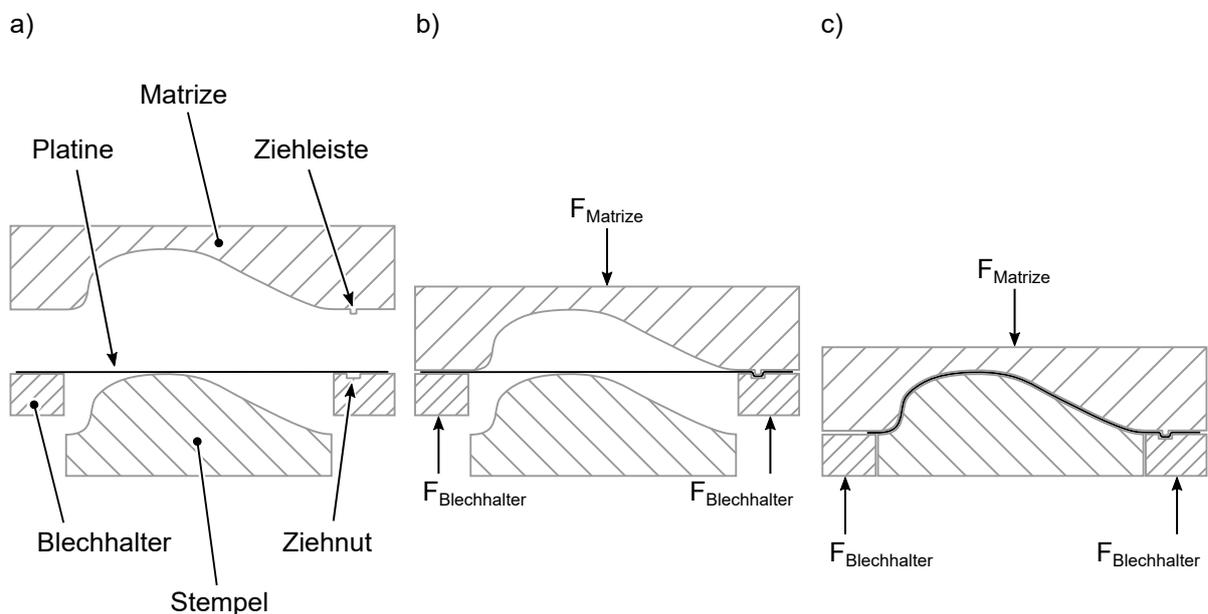


Abbildung 2.1: Prozessdarstellung des einfachwirkenden Karosserieziehens als Verfahrenskombination aus Tiefziehen und Streckziehen bei a) geöffnetem Werkzeug, b) geschlossenem Blechhalter und c) Prozessende

Zu Prozessbeginn (Abbildung 2.1 a) ist das Werkzeug geöffnet und die Platine liegt auf dem Blechhalter und Stempel auf. Der Stempel ist auf dem Pressentisch fixiert und bewegt sich nicht.

Kontrolliert durch die Zustellung des Ziehkissens unter dem Pressentisch wird der Blechhalter über Pinolen angesteuert. Um ein Durchhängen von großen Platinen unter Eigengewicht zu verhindern, werden in der Praxis Platinenstützen verwendet. Diese sind zu Prozessbeginn ausgefahren und werden nach dem Schließen des Blechhalters eingefahren. Um die richtige Lage der Platine zu gewährleisten, werden Einweiser am Werkzeugrand positioniert und eingestellt.

Im weiteren Verlauf beginnt die Stößelbewegung, bis die Platine zwischen Blechhalter und Matrize (welche am Stößel fixiert ist) eingeklemmt ist (Abbildung 2.1 b). Dabei wird die Blechhalterkraft in der Regel über hydraulische Verdrängungszylinder am Ziehkissen mit zunehmendem Stößelweg aufgebaut. Je nach Pressentyp sollte die eingestellte Blechhalterkraft nach wenigen Millimetern Blechhalterweg erreicht werden.

Mithilfe der Blechhalterkraft wird zum einen verhindert, dass das Material beim Tiefziehen im Flanschbereich Falten wirft, zum anderen wird das Einlaufverhalten des Materials aus dem Flansch in die Bauteilzarge gesteuert. Eine höhere Kraft sorgt für ein stärkeres Rückhalten der Platine. Bei unregelmäßigen Bauteilen werden zur zusätzlichen Steuerung des Materialflusses Ziehsticks, bestehend aus Ziehleiste (auch als Ziehstab bezeichnet) und Ziehnut, verwendet. Je nach Ausführung der Sickenradien wird der Materialfluss gebremst oder vollständig gesperrt. Das Ziel für einen robusten Prozess ist eine ausreichende Abstreckung des Materials bei gleichzeitiger Vermeidung von Rissen aufgrund von zu starker Blechausdünnung. Bei der Beispielgeometrie erfordert die hohe Ziehtiefe auf der linken Werkzeugseite ein Einlaufen des Materials aus dem Flansch und auf der rechten Seite ein Sperren des Materialflusses zur ausreichenden Abstreckung des Bauteils. Im Beispiel wird dies durch eine Sperrsicke am rechten Blechhalter erreicht. Beim Schließen des Blechhalters wird diese Sicke bereits vollständig ausgeformt und verhindert im weiteren Prozessverlauf das Nachfließen von Material. Aufgrund der geringen Relativbewegung zwischen Werkzeug und Material wird dieser Umformvorgang der Untergruppe Gesenkbiegen zugeordnet (DIN 8586:2003).

Am Ende des Ziehprozesses ist das Werkzeug vollständig geschlossen (Abbildung 2.1 c). Dieser tiefste Punkt der Stößelbewegung wird als Unterer Totpunkt (UT) oder Unterer Umkehrpunkt bezeichnet. Es ist zu erkennen, dass das Material auf der linken Werkzeugseite weiter eingelaufen ist, auf der rechten Seite hingegen dem relativen Ausgangszustand entspricht.

Unter der Voraussetzung, dass die Geometrie im Beispiel von oben betrachtet rund ist, würde auf der linken Seite durch das Einlaufen des Materials eine Zugdruckbeanspruchung im Flanschbereich vorliegen und somit das Umformverfahren Tiefziehen dominieren. Auf der rechten Seite sorgt die Sperrsicke dafür, dass das Material aus der Blechdicke fließen muss, wodurch sich eine reine Zugbelastung und folglich ein Streckziehprozess ergibt.

Die Stößelkraft beim Karosserieziehen steigt beim Schließen des Blechhalters sprunghaft an und erhöht sich im weiteren Verlauf zunächst langsam. Typischerweise kommt es erst kurz vor dem Erreichen des UTs zu einem weiteren starken Anstieg des Kraftverlaufs, da hier kleine Radien und Verprägungen sowie scharfkantige Designlinien vollständig ausgeformt werden.

2.1.2 Einflussgrößen auf die Bauteilqualität

Um Bauteile mit hohen Qualitätsanforderungen zuverlässig herstellen zu können, ist eine möglichst genaue Kenntnis der Einflussgrößen auf den Herstellungsprozess unabdingbar. Doege und Behrens (2016, S. 283 f.) fassen die wesentlichen Faktoren wie in Abbildung 2.2 dargestellt zusammen.

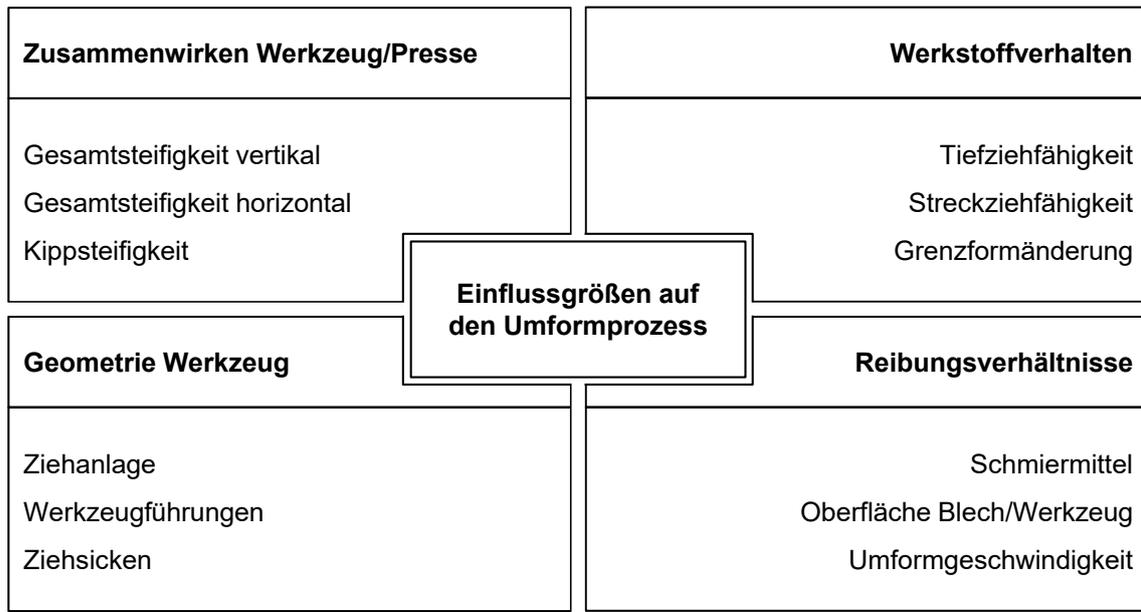


Abbildung 2.2: Einflussgrößen auf den Umformprozess (in Anlehnung an Doege und Behrens (2016, S. 284))

In der industriellen Praxis sollten darüber hinaus die den eigentlichen Umformprozess umgebenden Prozesse berücksichtigt werden. Dazu zählen der Mensch als Einflussgröße sowie die Peripherie im Presswerk. Mögliche Fehlerquellen können beispielsweise mechanische Beschädigungen der Platinen oder Bauteile beim Transport oder Lagern sein. (Doege und Hütte, 1998, S. 1 f.)

Die typischen Fehlerarten beim Karosserieziehen werden von Birkert, Haage und Straub (2013, S. 240) wie folgt unterschieden:

- Elementare Ziehfehler
- Maß- und Formfehler
- Oberflächenfehler

Zu den elementaren Ziehfehlern gehören Risse und Falten. Risse entstehen, wenn die induzierte Zugspannung in der Kraftübertragungszone die Zugfestigkeit des Werkstoffs überschreitet. Als Vorstufe von Rissen treten Einschnürungen in Form von hellen Schatten oder poröse Bereiche auf. Über die Reduzierung der Rückhaltekräfte ist es möglich, die resultierende Zugspannung zu

verringern und so die Rissbildung zu verhindern. Der Fehlertyp Falten resultiert aus tangentialen Druckspannungen beim Tiefziehen. Es wird im Allgemeinen zwischen Falten im Bauteilflansch (1. Ordnung) und in konisch zulaufenden Zargen (2. Ordnung) unterschieden. Während Falten 1. Ordnung durch eine Erhöhung der Blechhalterkraft direkt verhindert werden können, ist die Beeinflussung der Faltenbildung 2. Ordnung nur indirekt über eine Veränderung des Spannungszustands durch Anpassung der Blechhalterkraft möglich. (Birkert, Haage und Straub, 2013, S. 205–210)

Zusätzlich können beim Karosserieziehen Falten 0. Ordnung auftreten, welche aus plastischen Verformungen beim Schließen des Blechhalters resultieren. Mithilfe von FE-Simulationen können elementare Ziehfehler in der Regel frühzeitig während der Methodenerstellung identifiziert und behoben werden. (Birkert, Haage und Straub, 2013, S. 240 f.)

Die Form- und Maßhaltigkeit ist maßgeblich vom Rücksprungverhalten des umgeformten Bauteils abhängig, welches aus der im Bauteil vorhandenen Spannungsverteilung nach Abschluss des Umformprozesses resultiert. Diese Spannungen sorgen dafür, dass das Bauteil nach Entnahme aus dem Werkzeug elastisch aufspringt. Weitere Prozessschritte wie das Beschneiden des Bauteils sorgen für eine erneute Änderung der Spannungsverteilung und können dadurch eine wiederholte Formänderung zur Folge haben. Die Vorhersage und folglich die Kompensation der Rückfederung in der FE-Simulation ist aufgrund der hohen Komplexität bei unregelmäßigen Bauteilen bis heute nur bedingt möglich und ist nach wie vor Gegenstand aktueller Forschung. (Gan und Wagoner, 2004), (R. A. Lingbeek et al., 2008), (Birkert, Haage und Straub, 2013, S. 300–303), (Lee et al., 2019)

Neben der Rückfederung hat zudem das elastische Verhalten von Werkzeug und Presse einen wesentlichen Einfluss auf die Form- und Maßhaltigkeit. Da dies der Forschungsschwerpunkt der vorliegenden Arbeit ist, wird dieses Thema in Abschnitt 2.3 ausführlich analysiert.

Oberflächenfehler sind insbesondere bei Außenhautbauteilen kritisch, da sie auch nach dem Lackieren bei bestimmtem Lichteinfall und entsprechender Blickrichtung deutlich wahrnehmbar sind. Zur Vermeidung muss daher zum einen schon beim Design darauf geachtet werden, dass keine optisch wahrnehmbaren Unstetigkeiten erzeugt werden. Zum anderen müssen fertigungsbedingte Oberflächenfehler bei der Methodenerstellung (beispielsweise Einfallstellen und Antriebskanten) beziehungsweise während des Umformprozesses (beispielsweise Fremdkörper und Kratzer) beseitigt werden.

2.1.3 Umformmaschinen

Im Allgemeinen lassen sich Umformmaschinen anhand ihrer Antriebsart in drei Gruppen einteilen. Unter die arbeits- beziehungsweise energiegebundenen Maschinen fallen Hämmer und Spindelpressen, welche hauptsächlich in der Massivumformung zum Einsatz kommen und daher hier nicht näher betrachtet werden.

Wesentlich bedeutender für die Herstellung von Blechbauteilen mit hohen Anforderungen an

Ausbringung und Genauigkeit sind weggebundene Umformmaschinen, die auch als mechanische Pressen bezeichnet werden. Der Stößel wird über einen Kurbel- oder Exzenterantrieb bewegt, wobei die Kraft über ein Getriebe von der Antriebswelle mit Schwungrad bereitgestellt wird. In Abbildung 2.3 (links) ist das Funktionsprinzip einer einfachen Kurbelpresse schematisch dargestellt.

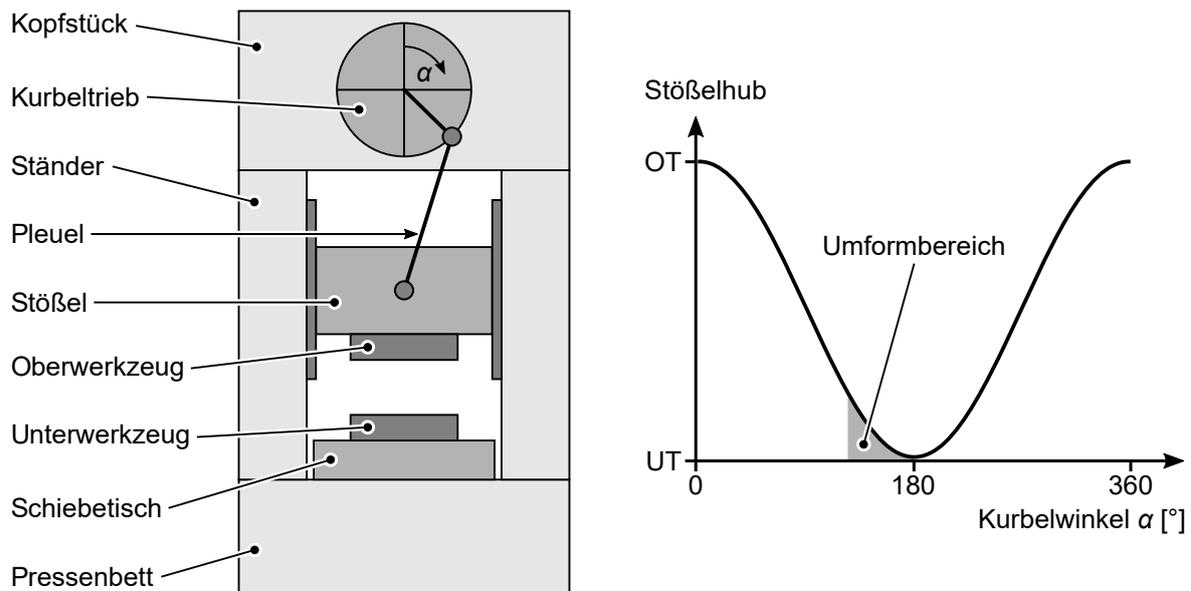


Abbildung 2.3: *Prinzipdarstellung und Stößelweg-Kurbelwinkel-Verlauf einer mechanischen Presse (nach Doege und Behrens (2016, S. 699))*

Der Kurbelwinkel α ist direkt mit der Position des Stößels verknüpft. Im Beispiel in Abbildung 2.3 (rechts) ergibt sich eine kosinusförmige Stößelkinematik, wobei die Nennkraft erst bei nahezu gestrecktem Pleuel zur Verfügung steht. Daraus resultiert ein kleiner Umformbereich, in dem sich die degressive Ziehgeschwindigkeit zusätzlich negativ auf den Umformprozess auswirkt. Zudem ist die Auftreffgeschwindigkeit des Oberwerkzeugs auf das Werkstück bei der gezeigten Kinematik sehr hoch, was zu Beschädigungen am Bauteil und stärkerem Verschleiß der Presse führen kann. Bei industriell eingesetzten mechanischen Pressen werden daher überwiegend komplexe sechs- oder achtgliedrige Gelenkantriebe verwendet, welche eine optimierte Stößelkinematik aufweisen (Schuler GmbH, 1996, S. 55–57). Ein Nachteil dieser Anlagen ist, dass die Kinematik konstruktiv bedingt ist und nicht flexibel angepasst werden kann. Positiv sind andererseits die hohe erreichbare Taktzahl und die einfach umsetzbare Mechanisierung. Wegen der resultierenden hohen Produktivität werden für Produktionspressen überwiegend mechanische Maschinen eingesetzt.

Die dritte Gruppe stellen die kraftgebundenen Pressen dar, bei denen die Kraft durch Zufluss von Öl über einen oder mehrere Hydraulikzylinder bereitgestellt wird. Abbildung 2.4 (links) zeigt den prinzipiellen Aufbau einer hydraulischen Presse.

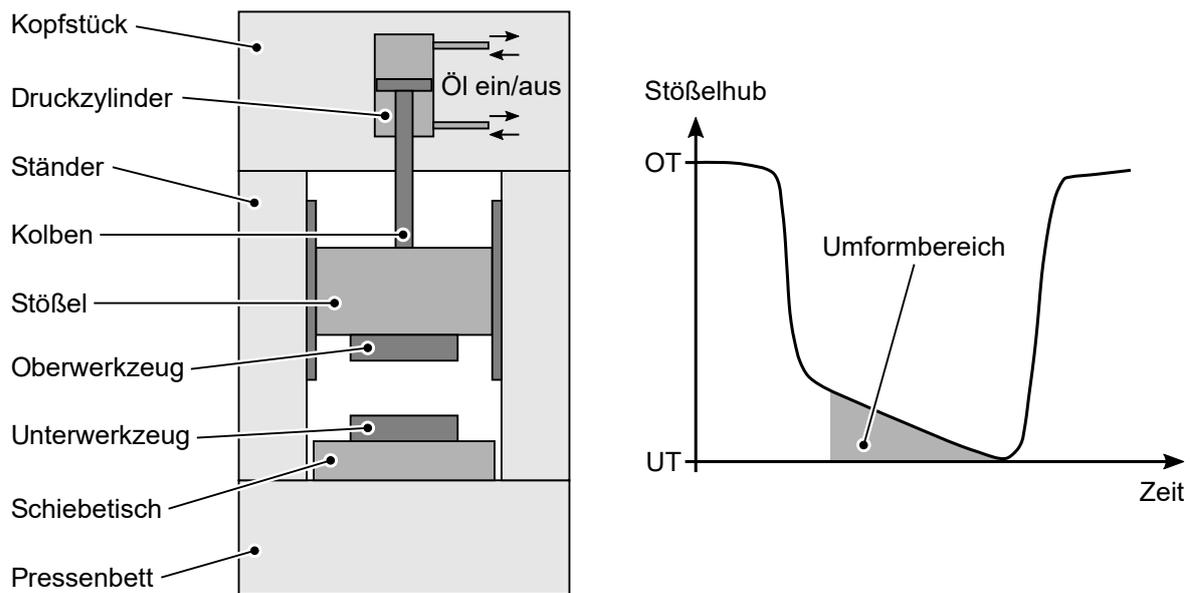


Abbildung 2.4: Prinzipdarstellung und Stößelweg-Zeit-Verlauf einer hydraulischen Presse (nach Doege und Behrens (2016, S. 700))

Im Gegensatz zu den weggebundenen Pressen steht die Nennkraft über den gesamten Ziehweg zur Verfügung. Ein weiterer Vorteil ist die frei einstellbare Stößelkinematik. Damit lassen sich Stößelweg-Zeit-Verläufe wie in Abbildung 2.4 (rechts) dargestellt realisieren. Diese ermöglichen ein gezieltes Abbremsen des Stößels kurz vor dem Kontakt der Werkzeuge und anschließend eine konstante Ziehgeschwindigkeit bis zum Erreichen des UTs. Der Umformbereich kann dadurch optimal ausgenutzt werden.

Aufgrund ihrer hohen Flexibilität werden hydraulische Pressen in der industriellen Praxis vornehmlich als Einarbeitungsspressen im Werkzeugbau oder Presswerk eingesetzt. Eine hohe Ausbringung ist in diesem Fall nicht erforderlich. (Doege und Behrens, 2016, S. 695–701)

Pressen der neusten Generation werden heute mit Servomotoren angetrieben. Wird die rotatorische Ausgangsbewegung direkt oder mittels eines gleichförmig übersetzenden Getriebes an den Pressenstößel übertragen, werden diese Maschinen den kraftgebundenen Antrieben zugeordnet. Grund ist, dass die Nennkraft unabhängig vom Hub bereitgestellt werden kann. Ist die Übersetzung im Getriebe ungleichmäßig wie beispielsweise bei einem Exzentergetriebe, ist die Nennkraft hubabhängig und die Presse folglich den weggebundenen Antrieben zuzuordnen (J. Dietrich, 2018, S. 408 f.). Neben den servomechanischen Pressen sind neuerdings zudem servohydraulische Pressen verfügbar (MetalForming Magazine, 2018).

Servopressen bieten gegenüber konventionellen hydraulischen und mechanischen Pressen diverse Vorteile. Beispielsweise lässt sich die Stößelkinematik auch bei mechanischen Pressen flexibel anpassen und gleichzeitig eine extrem hohe Taktzahl erreichen (J. Dietrich, 2018, S. 411). Darüber hinaus entfallen Verschleißteile am Antriebsstrang wie Kupplung und Bremse, was

Servopressen insgesamt wartungsärmer macht. Aufgrund der genannten Vorteile ist ein Einsatz sowohl bei Einarbeitungs- wie bei Produktionspressen sinnvoll.

Zur Aufbringung der Blechhalterkraft werden einfach- und doppelwirkende Pressen verwendet. Bei doppelwirkenden Pressen kommt neben dem Ziehstößel ein eigenständiger Blechhalterstößel zum Einsatz. Dieser eilt dem Ziehstößel voraus und klemmt die Platine zwischen dem Blechhalter und der auf dem Pressentisch befestigten Matrize ein. Der am Ziehstößel befestigte Stempel formt das Bauteil anschließend aus. Mit dieser Konstruktionsart sind einige Nachteile verbunden, beispielsweise müssen die Bauteile in der Regel für eine optimale Weiterverarbeitung in den Folgeoperationen gewendet werden. Zudem lässt sich die Blechhalterkraft nicht weg- und zeitabhängig steuern. Aus diesem Grund kommen doppelwirkende Pressen beim Karosserieziehen praktisch nicht zum Einsatz. Bei einfachwirkenden Pressen wird die Blechhalterkraft über eine in der Regel hydraulische Zieheinrichtung unter dem Pressentisch bereitgestellt. Wie in Abschnitt 2.1.1 dargestellt, wird der Blechhalter damit zu Beginn des Prozesses angesteuert und während des Ziehvorgangs von der Matrize verdrängt. Der schematische Aufbau einer hydraulischen Zieheinrichtung ist in Abbildung 2.5 dargestellt.

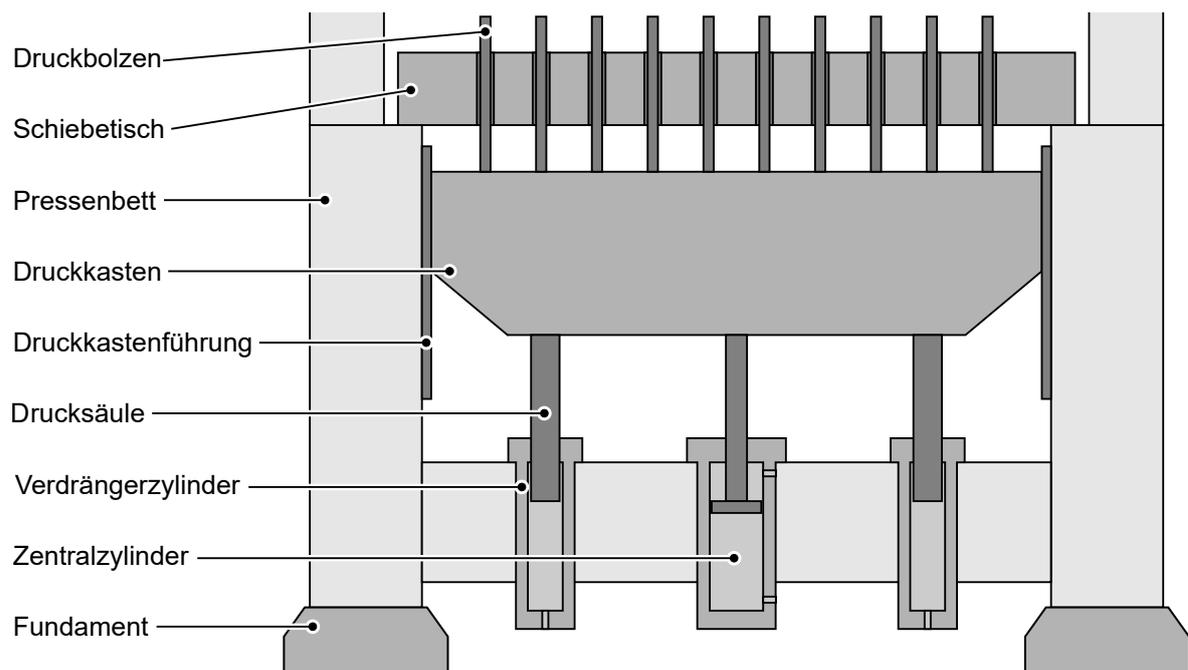


Abbildung 2.5: *Prinzipdarstellung einer hydraulischen Zieheinrichtung (in Anlehnung an Schuler GmbH (1996, S. 250))*

Im Pressentisch sowie im Werkzeugunterteil sind Löcher vorgehalten, durch welche die Druckbolzen die Kraft vom Blechhalter auf den Druckkasten übertragen. Sobald die Matrize beginnt, den Blechhalter zu verdrängen, wird das Öl in den Verdrängerzylindern komprimiert. Die Ziehkissen-Nennkraft steht erst nach einigen Millimetern Ziehweg zur Verfügung. Über ein gezieltes Steuern der Auslassventile an den Verdrängerzylindern kann die Ziehkissenkraft während des Umformvorgangs flexibel angepasst werden. Bei kleinen Pressen kommen hydraulische Zieheinrichtungen mit nur einem Verdrängerzylinder zum Einsatz, bei größeren Transferpressen

sind vier, sechs oder acht Druckpunkte üblich. Der Zentralzylinder fährt das Ziehkissen nach Öffnen der Presse in die Ausgangsposition zurück. Moderne hydraulische Zieheinrichtungen ermöglichen eine Vorbeschleunigung des Ziehkissens auf bis zu 90 % der Stößelgeschwindigkeit vor dem Auftreffen des Stößels auf den Blechhalter (Doege und Behrens, 2016, S. 787). Dadurch kann der induzierte Auftreffstoß signifikant reduziert werden, was eine Erhöhung der Bauteilqualität, Ausbringung und Standzeit zur Folge hat. Zusammen mit dem Vorlaufweg für den Kraftaufbau in den Verdrängerzylindern ergibt sich ein gesamter Vorlaufweg von etwa 30 mm, bis eine konstante Blechhalterkraft zur Verfügung steht. (Schuler GmbH, 1996, S. 46–48)

Darüber hinaus können Pressen nach Transferarten unterschieden werden. Bei Folgeverbundpressen werden keine Platinen zugeführt. Stattdessen wird das Material direkt vom Coil abgewickelt. Der Vorschub zwischen den einzelnen Operationsstufen erfolgt durch das sequentielle Vorschieben des Blechstreifens. Erst im letzten Prozessschritt werden die Bauteile vom Blechstreifen getrennt. Auf Folgeverbundpressen werden vornehmlich kleine Teile wie beispielsweise Verstärkungsteile hergestellt.

Bei der Produktion von mittelgroßen Bauteilen wie Dachquerträgern oder Türen in Einzelteilfertigung kommen häufig Stufenpressen zum Einsatz. Hierbei sind die Werkzeuge mehrerer Operationsstufen auf einem oder mehreren Stößeln und entsprechenden Tischen montiert. Das Material wird in Form von Platinen zugeführt. Der Transfer der Bauteile erfolgt in der Regel über seitliche Greiferschienen.

Die größten Karosserieteile wie Seitenteile, Dächer und Klappen werden auf Transferpressen (auch als Pressenstraßen bezeichnet) hergestellt. Bei diesen sind die Werkzeuge aller Operationsstufen an separaten Stößel-Tisch-Baugruppen montiert. Die Bauteile werden mithilfe von Robotern oder Transferbalken mit Saugern durch die Presse bewegt.

In dieser Arbeit liegt der Fokus auf Großteiltransferpressen und entsprechenden Einarbeitungspressen mit Aufspannflächen größer 4000×2400 mm und einer Werkzeug-Einbauhöhe von etwa 1500 mm.

2.2 Werkzeugentstehungsprozess

Um den Werkzeugentstehungsprozess so effizient wie möglich zu gestalten, werden heutzutage möglichst viele Teilaufgaben parallel abgearbeitet. Hier bietet vor allem die Absicherung der Herstellbarkeit schon während der Bauteilentwicklung großes Potenzial, um produktionsbedingte Änderungen bereits in der frühen Phase einzubringen. Dies wird allgemein als *Simultaneous Engineering* bezeichnet. (Meinhardt, Volk und Schmidt, 2002, S. 271–274), (Birkert, Haage und Straub, 2013, S. 363–367)

In Abbildung 2.6 ist der zeitliche Ablauf der Werkzeugentstehung von der Bauteilentwicklung bis zur Inbetriebnahme dargestellt. Es wird deutlich, dass die digitalen Prozess zu Beginn der Werkzeugauslegung weitgehend parallel ablaufen. Hoffmann, Spur und Neugebauer (2012, S. 738–752) sowie Birkert, Haage und Straub (2013, S. 363–387 und S. 527–629) beschreiben die

Teilaufgaben beim Werkzeugentstehungsprozess sehr detailliert. Die für diese Arbeit relevanten Teilschritte werden auf Basis der angegebenen Quellen im Folgenden weiter ausgeführt.

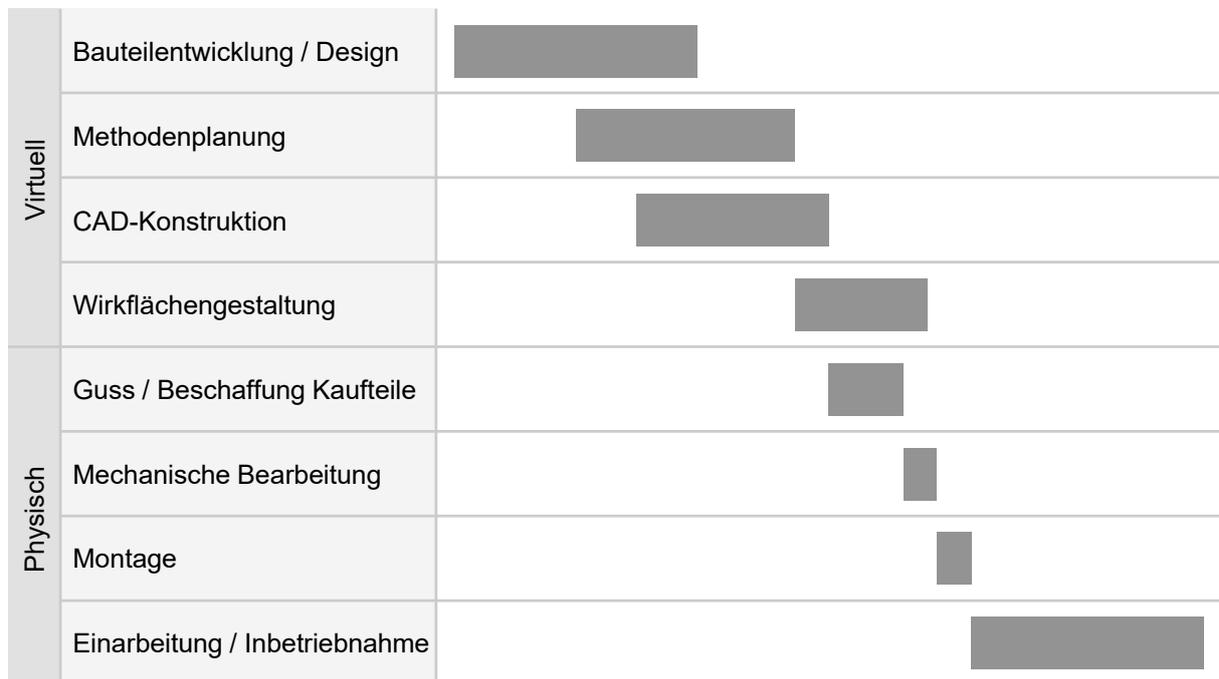


Abbildung 2.6: Übersicht zum zeitlichen Ablauf der Werkzeugentstehung (in Anlehnung an Birkert, Haage und Straub (2013, S. 364))

Methodenplanung Die CAD-Daten der zu fertigenden Bauteilgeometrie werden von der Entwicklung bereitgestellt. Auch wenn das finale Design noch nicht feststeht, kann bereits mit der Methodenplanung begonnen werden. Ziel ist die Erstellung des methodischen Ablaufs zur Herstellung des Bauteils. Neben der Geometrie sind der Werkstoff, technologische Anforderungen, der geplante Pressentyp einschließlich der Mechanisierung sowie die stückzahlabhängigen Qualitätsanforderungen weitere Eingangsgrößen für die Auslegung.

Während der sogenannten Grobplanung werden generelle Prämissen für die Herstellung des Bauteils festgelegt. Dazu zählt, ob beispielsweise eine Mehrfachfertigung in Frage kommt und wie viele Prozessstufen erforderlich sind. Mit fortschreitender Verfeinerung der Methode werden die Werkzeugflächen von der Bauteilgeometrie abgeleitet und Umformsimulationen auf Basis der FEM zur Absicherung der Herstellbarkeit durchgeführt. Dabei werden die CAD-Geometrien der Werkzeuge und der Platine in Finite-Elemente (FE) unterteilt und das physikalische Verhalten durch das numerische Lösen von Differenzialgleichungen analysiert. Dazu werden erforderliche Randbedingungen wie Materialeigenschaften, Kontaktbedingungen zwischen Körpern, Lagerbedingungen, vorgeschriebene Bewegungen und externe Kräfte definiert. Als Elementtypen kommen hauptsächlich Volumen-, Schalen- und Stab- beziehungsweise Balkenelemente zum Einsatz.

Der Modellaufbau wird im sogenannten *Präprozessor* durchgeführt. Zur Berechnung des physikalischen Verhaltens wird ein *Gleichungslöser (Solver)* eingesetzt. Die resultierenden Verschie-

bungen, Kräfte und Spannungen werden im *Postprozessor* visualisiert und ausgewertet.

Die Qualität des Simulationsergebnisses ist immer ein Kompromiss aus Genauigkeit und Rechenzeit. Um praktikable Berechnungszeiten zu erzielen, werden in der Regel vereinfachende Annahmen getroffen. Beispielsweise wird in der industriellen Praxis fast ausschließlich mit starren Werkzeugwirkflächen simuliert, obwohl diese in der Realität nachweislich ein elastisches Verhalten aufweisen.

Einer der letzten Schritte bei der Methodenplanung ist das Auslegen der Rückfederungskompensation. Hierbei werden die Wirkflächen iterativ manipuliert, bis das fertige, aufgesprungene Bauteil der Designgeometrie entspricht.

CAD-Konstruktion Aufgabe der CAD-Konstruktion ist das Erstellen der volumetrischen Werkzeugstruktur, aus der die Gießmodelle sowie technische Zeichnungen für die Montage abgeleitet werden. Eingangsdaten sind die Werkzeugwirkflächen und die Platine aus der Methodenplanung. Aus diesen können die Umrisse und folglich die Rippenstruktur für die Stempel-, Matrizen- und Blechhalterereinsätze sowie die Form und Größe der Werkzeugkassetten abgeleitet werden.

Grundsätzlich muss die Funktionalität aller Werkzeugelemente sichergestellt sein. Beispielsweise müssen bewegliche Komponenten wie Blechhalter und Schieber freigängig sein und Werkzeugführungen ausreichend Stabilität liefern. Darüber hinaus müssen Freimachungen für Druckbolzen, Kabel, Hydraulikschläuche, Abfallrutschen und Ölabbfluss vorgesehen werden. Funktion der Kassetten ist primär die Führung von Ober- und Unterteil während des Umformprozesses sowie das sichere Transportieren und Lagern der Werkzeuge.

Weiterhin sollte die Struktur so steif wie möglich sein, um unter Last eine möglichst geringe elastische Durchbiegung zuzulassen. Gleichzeitig ist es erforderlich, den Materialeinsatz zu minimieren, um Werkzeuggewicht und Materialkosten einzusparen. Zudem ist eine möglichst simple Montierbarkeit zielführend, um eine einfache Wartung des Werkzeugs zu ermöglichen.

Wirkflächengestaltung Die Eingangsdaten für die Wirkflächengestaltung sind die hinsichtlich der Rückfederung kompensierten Werkzeugwirkflächen aus der Methodenplanung. Aufgabe ist es, die Wirkflächen fertigungsgerecht aufzubereiten und einen Datensatz für die Erstellung der Fräsdaten zur Verfügung zu stellen. Fertigungsgerecht bedeutet hier, dass das Blechteil im UT nicht über die gesamte Fläche beidseitigen Kontakt mit den Wirkflächen von Ober- und Unterwerkzeug haben muss, sondern nur in bestimmten Druckbereichen. Bei Freiformflächen ist eine gewisse Toleranz in der Größenordnung von einigen Zehntel Millimetern zulässig.

Teilschritte bei der Wirkflächengestaltung umfassen unter anderem das Einbringen der geometrischen Ziehleisten und -nuten in Blechhalter und Matrize, das Überbiegen der Blechhalter- und Matrizenwirkfläche zur Kompensation des elastischen Durchbiegungsverhaltens, die Skalierung der Werkzeuge und das Einbringen von lokalen Aufmaßen sowie Freimachungen.

Für die Kompensation der Elastizität werden zunächst Blechhalter und Matrize mithilfe einer

gewölbten Fläche mit einem positiven Aufmaß versehen. Anschließend wird der Blechhalter zusätzlich überbogen, um die manuelle Einarbeitung zu erleichtern.

Zu den Aufmaßbereichen zählen Druckbänder an designkritischen Stellen wie Tornadolinien und Anlageflächen zur späteren Verbindung mit anderen Bauteilen. Tuschieraufmaße werden lokal eingesetzt, um den manuellen Einarbeitungsaufwand zu reduzieren. Freimachungen werden vor allem in nahezu senkrechten Bereichen eingebracht, um ein unerwünschtes Einklemmen des Bauteils aufgrund von Blechaufdickung zu verhindern.

Physische Werkzeugherstellung Parallel zur Wirkflächengestaltung werden die Gusskörper hergestellt und mechanisch bearbeitet. Dabei werden die Wirkflächen zunächst mit ausreichend Restmaterial vorgefräst und – sobald die finalen Flächendaten mit allen Anpassungen vorliegen – fertig gefräst. Nachdem alle sonstigen Funktionselemente eingebracht sind, wird das Werkzeug montiert. Sobald die grundsätzliche Funktionalität sichergestellt ist, beginnt der Einarbeitungsprozess in der Presse.

Einarbeitung und Inbetriebnahme Das erste Arbeitsziel ist das Einstellen des Druckbilds am Blechhalter. Dazu wird eine Platine im Blechhalterbereich beidseitig möglichst gleichmäßig mit blauer Tuschiefarbe bestrichen und in das Werkzeug eingelegt. Um das Blechhaltertragbild zu ermitteln, wird die Presse nach Kontakt von Matrize und Blechhalter nur soweit zusammengefahren, dass die volle Ziehkissenkraft zur Verfügung steht. Der Ziehweg ist abhängig von der eingestellten Vorbeschleunigung und dem Regelungsverhalten der Verdrängerzylinder. Als Richtwert kann von etwa 30 mm mit aktivierter Vorbeschleunigung ausgegangen werden. Nach dem Öffnen der Presse lässt sich anhand der Veränderung der Farbe auf dem Blechteil ein Rückschluss auf den Kontakt mit den Werkzeugen ziehen. In Bereichen mit hoher Kontaktkraft ist die Farbe nur noch schwach zu erkennen, während Bereiche ohne Kontakt weiterhin dunkelblau gefärbt sind. Bei der Bewertung der Tragbilder ist es entscheidend, beide Seiten des Bauteils zu betrachten, da nur bei beidseitigem Kontakt tatsächlich Druck vorliegt. Um ein möglichst gleichmäßiges Druckbild zu erreichen, wird die Blechhalterwirkfläche anhand der Erkenntnisse aus dem Tragbild manuell bearbeitet. In Bereichen mit hohem Druck wird solange Material abgetragen, bis ein annähernd homogenes Druckbild erzielt wird.

Im Anschluss wird das Einlaufverhalten des Blechteils eingestellt. Dazu wird die Ziehtiefe solange schrittweise erhöht, bis die Werkzeuge vollständig geschlossen sind. Der Platinenumriss eines in einem Zug hergestellten Bauteils wird mit den simulierten Werten verglichen und über das Bearbeiten der Ziehsicken an die Simulation angepasst. Gegebenenfalls muss das Einlaufverhalten aufgrund von Rissen oder Einschnürungen darüber hinaus verändert werden.

Sobald die Einzüge passen, beginnt die Einarbeitung der Matrize. Ziel ist das Einstellen der erforderlichen Druckverteilung in den Design- und Funktionsbereichen. Wie bei der Einarbeitung des Blechhalters werden dazu Druckbilder erstellt und wird entsprechend manuell Material an der Matrizenwirkfläche abgetragen. Da das Ein- und Ausbauen des Werkzeugs zeitaufwendig

ist, wird ein erheblicher Teil der Schleifarbeit über Kopf im eingebauten Zustand in der Presse durchgeführt. Neben der Einstellung des Druckbilds sind darüber hinaus Korrekturen hinsichtlich der Form- und Maßhaltigkeit des abgehenden Bauteils erforderlich.

Sind sowohl die Bauteilqualität als auch die Druckverteilung zufriedenstellend, wird das Werkzeug an das Presswerk übergeben. In den meisten Fällen sind weitere Korrekturschleifen im Presswerk erforderlich, bis die Qualitätsanforderungen in der Produktionspresse erreicht werden. Eine der wichtigsten Ursachen für den erneuten Aufwand ist das unterschiedliche Verhalten von Einarbeitungs- und Produktionspressen bedingt durch Struktur, Antriebsart und Regelungsverhalten.

2.3 Elastisches Verhalten von Presse und Werkzeug

R. Lingbeek (2008, S. 19–21) unterscheidet nach globalen Deformationen, welche entweder die gesamte Presse inklusive Pressenrahmen, nur die Komponenten Stößel und Schiebetisch oder ausschließlich die Werkzeuge umfassen. Zwar ist es theoretisch möglich, die Betrachtungsgrenzen entsprechend zu setzen, allerdings ergibt sich das resultierende elastische Verhalten immer aus der Kombination aller Komponenten.

Nach Großmann, Wiemer, Hardtmann, Penter und Kriechenbauer (2009, S. 4) kann zwischen lokalen Deformationen an den Wirkflächen aufgrund von hohen punktuellen Kontaktkräften, globaler Durchbiegung resultierend aus elastischem Werkzeug- und Pressenverhalten sowie globaler Stößelkipfung in Abhängigkeit der Stößelführungen und des Antriebs unterschieden werden.

Abbildung 2.7 zeigt schematisch das globale Durchbiegungsverhalten des Stößels, des Schiebetischs und des Druckkastens sowie das daraus resultierende Aufklaffen des Spalts zwischen Stempel- und Matrizenwirkfläche (Wirkfuge). In der Darstellung werden die elastischen Deformationen des Pressengestells vernachlässigt.

Während die Stößelkipfung durch konstruktive Maßnahmen in der Presse und durch eine Minimierung der außermittigen Krafteinleitung durch entsprechende Werkzeugauslegung minimiert werden sollte, ist das Kompensieren der lokalen und globalen Durchbiegung über eine Bombierung der Werkzeugwirkflächen zielführend. Das Prinzip der Wirkflächenbombierung ist in Abbildung 2.8 zu erkennen.

Die einzubringende Bombierung beruht in der Regel allein auf Erfahrungswerten. Um den manuellen Aufwand beim Tuschieren der Wirkflächen zu minimieren, wird im Zweifelsfall tendenziell eher eine etwas höhere Bombierung eingebracht, da so vom höchsten Punkt in der Mitte nach außen hin tuschiert werden kann. Aufgrund der kleineren zu bearbeitenden Fläche spart dies gegenüber dem Tuschieren von außen nach innen Zeit. In der industriellen Praxis ist es üblich, Werkzeuge einseitig¹ zu kompensieren (vergleiche Abbildung 2.8 Mitte). Material wird in diesem Fall ausschließlich an der Matrizenwirkfläche abgetragen, sodass der Stempel die

¹Durchbiegung von Ober- und Unterwerkzeug kumuliert

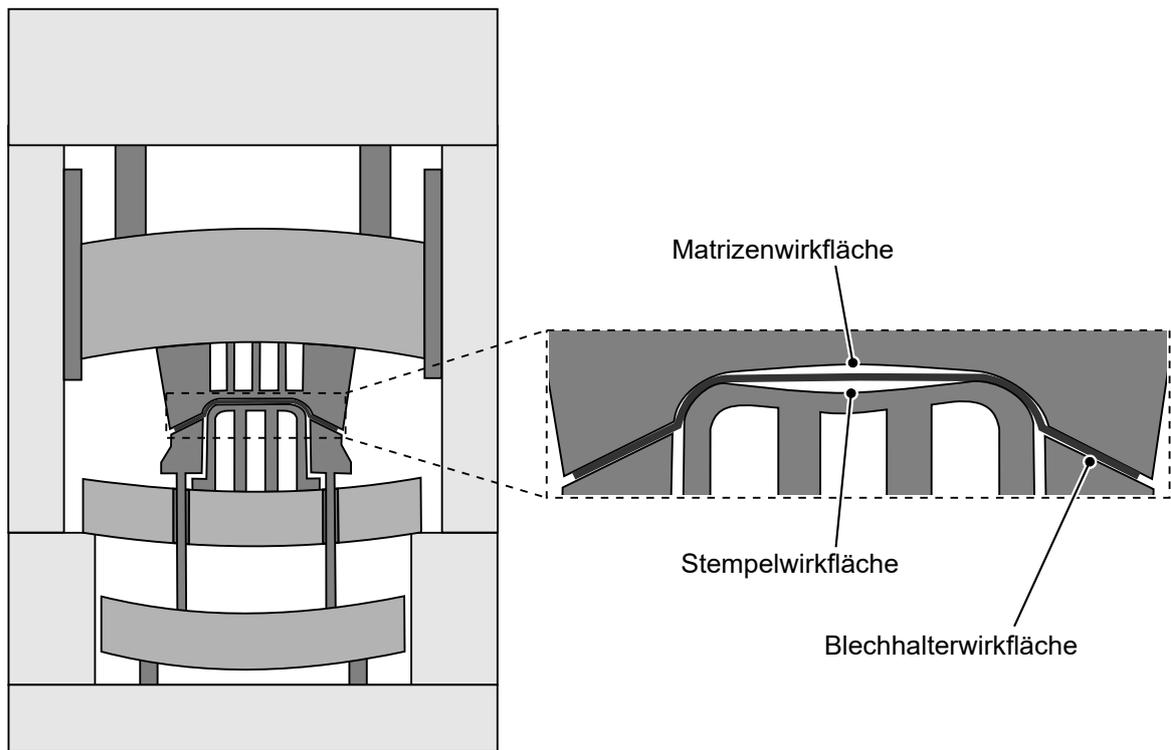


Abbildung 2.7: Schematische Darstellung des elastischen Durchbiegungsverhaltens von Presse und Werkzeug im UT sowie das resultierende Aufklaffen der Wirkfuge

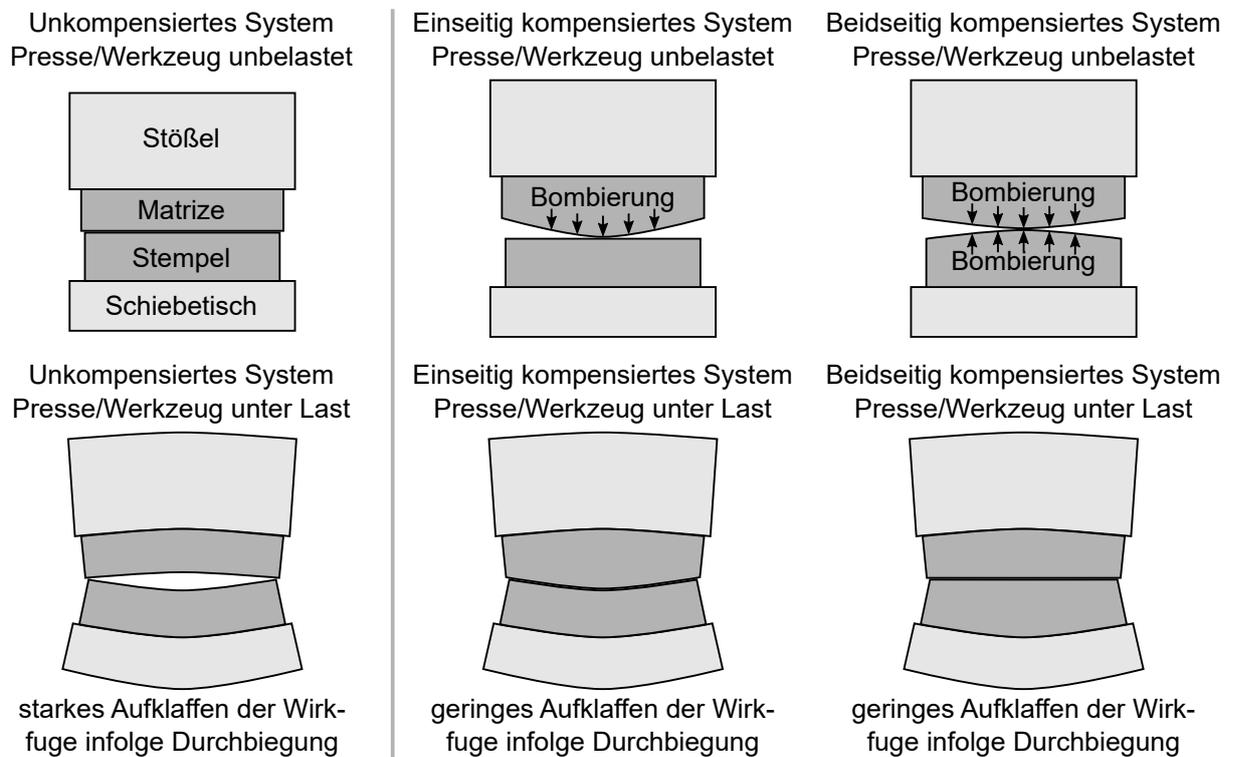


Abbildung 2.8: Ansätze zur Kompensation des Durchbiegungsverhaltens an den Werkzeugwirkflächen (in Anlehnung an Birkert, Haage und Straub (2013, S. 333))

Sollgeometrie beibehält und folglich als Referenzgeometrie dient. (Birkert, Haage und Straub, 2013, S. 334)

Diese Vorgehensweise hat allerdings den Nachteil, dass die so hergestellte Bauteilgeometrie nicht genau der Designgeometrie entspricht. Allerdings ist dieser Effekt im Vergleich zu den Maßabweichungen aufgrund des Rücksprungverhaltens als gering anzusehen. Bei beidseitiger² Kompensation könnte die Designgeometrie zumindest theoretisch genau hergestellt werden (vergleiche Abbildung 2.8 rechts).

Um die Anlaufzeit in der Produktionspresse zu minimieren, werden Werkzeuge zunächst auf Einarbeitungspresen eingearbeitet. Wegen ihrer Flexibilität werden überwiegend hydraulische Pressen für die Einarbeitung verwendet. Diese sollten nach Möglichkeit dem dynamischen Verhalten der späteren mechanischen Produktionspresse entsprechen. Aufgrund von konstruktiven Unterschieden kann speziell das elastische Kipp- und Durchbiegungsverhalten jedoch häufig nicht ausreichend genau abgebildet werden. Dies führt meistens zu erneutem manuellen Aufwand bei der Werkzeugenbetriebnahme im Presswerk. (Altan und Tekkaya, 2012, S. 198 f.)

2.3.1 Messung von Pressen- und Werkzeugeigenschaften

In DIN 55189-1:1988 und DIN 55189-2:1988 sind allgemeine Vorschriften zur statischen Messung von Mess- und Kenngrößen bei hydraulischen beziehungsweise mechanischen Pressen festgelegt. Diese umfassen die Verlagerung in Arbeitsrichtung, die Kippung zwischen Tisch und Stößel sowie die Verlagerung senkrecht zur Arbeitsrichtung (Versatz). Darüber hinaus werden Beispiele für Belastungseinrichtungen beschrieben. Diese Messvorschrift wird von Behrens, Werbs et al. (2006) weiterentwickelt und um die dynamische Pressenvermessung erweitert.

Im Folgenden werden unterschiedliche Messsysteme zur Erfassung von Pressen- und Werkzeugeigenschaften, eingeteilt nach Position der Datenaufnahme, vorgestellt.

Datenaufnahme an der Presse Eine Belastungsvorrichtung zur statischen und dynamischen Pressenvermessung mittels Hydraulikzylinder wird von Rühlicke und Krüger (1996) vorgestellt. Zur Vermessung der Verlagerung zwischen Schiebetisch und Stößel ist ein Wegmesssystem im Belastungszyylinder verbaut. Bei Verwendung von drei Zylindern ist die Verkippung der Stößels ebenfalls messbar.

Wagner und Wendenburg (2001) nutzen ein modulares Messsystem zur dynamischen Erfassung von Pressenkennwerten bei Verwendung von Produktionswerkzeugen. Gemessen werden unter anderem Kräfte an den Pleueln beziehungsweise den hydraulischen Überlastsicherungen sowie Verkippung und Verlagerung zwischen Tisch und Stößel mittels Lasersensoren.

Verlagerung und Verkippung zwischen Schiebetisch und Stößel werden ebenfalls von Arentoft und Wanheim (2005) gemessen. Jeweils vier induktive Wegaufnehmer messen die vertikale und horizontale Verlagerung. Dazu werden zwei Belastungsvorrichtungen separat eingesetzt,

²Durchbiegung von Ober- und Unterwerkzeug separat

welche aufgrund ihrer Konstruktion ausschließlich horizontale beziehungsweise vertikale Kräfte einleiten.

Ein ähnlicher Ansatz zur Trennung von horizontalen und vertikalen Belastungen wird von Salfeld (2015, S. 45–54) verwendet. Die Erfassung der Verlagerungen erfolgt hier durch das Tracking von Referenzmarken am Stößel mithilfe eines optischen Stereokamerasystems.

Wie oben erwähnt, werden die Standards zur statischen Pressenvermessung von Behrens, Werbs et al. (2006) erweitert. Anders als in den zuvor beschriebenen Arbeiten werden Schiebetisch und Stößel bei der Messung der vertikalen Verlagerung nicht mehr als Starrkörper betrachtet. Stattdessen werden Messpunkte in der Nähe sowie in größerer Entfernung zur Belastungseinrichtung positioniert, wodurch sich ein signifikantes Durchbiegungsverhalten der Aufspannflächen nachweisen lässt (S. 21–28). Für die separate Erfassung von Tisch und Stößeldurchbiegung werden unterschiedliche Varianten zur Anordnung der Wegsensoren präsentiert (S. 35–38). Zusätzlich werden unterschiedliche Konzepte für Belastungsvorrichtungen bei dynamischer Messung untersucht. Dabei stellt sich der Einsatz von Stickstoffedern im Vergleich zu Teller- und Kunststoffedern sowie Kraftmessdosen und Hydraulikzylindern am praktikabelsten heraus (S. 38–45).

Träger (2007, S. 23–42) nutzt eine Belastungsvorrichtung bestehend aus vier Hydraulikzylindern. Diese ermöglichen eine statische Lasteinleitung, entweder symmetrisch bei Aktivierung aller vier Zylinder oder asymmetrisch mit nur zwei aktiven Zylindern. Die Stößelkipfung wird über Wegsensoren in den Ecken des Schiebetischs ermittelt. Für die Messung der Durchbiegung kommen Messtaster zum Einsatz, die an einem mobilen, biegesteifen Messbalken montiert sind. Damit ist die separate Messung der Tisch- und Stößeldurchbiegung möglich. Für die Bestimmung des Kraftflusses kommen Weg- und Drucksensoren an den Pleueln und Überlastsicherungen zum Einsatz. Darüber hinaus wird das Regelungsverhalten des hydraulischen Ziehkissens durch Kombination des Drucks in den Verdrängerzylindern sowie des Stößel- und Ziehkissenwegs ausgewertet. Die Messvorrichtung wird ebenfalls von Roll und Bogon (2011, S. 12–14) eingesetzt.

Zur Messung der Tischdurchbiegung verfolgt Graf von Schwerin (2008, S. 84–97) einen ähnlichen Ansatz. An einem Aluminiumprofil werden analoge Messuhren befestigt und im Randbereich des Schiebetischs positioniert. Für die Krafteinleitung wird ein Produktionswerkzeug mit unterschiedlichen Presskräften belastet.

Behrens und Javadi (2009, S. 33–36) nutzen eine kompakte Belastungsvorrichtung mit einem Hydraulikzylinder zur statischen Pressenvermessung, welche mithilfe von Servoantrieben automatisiert unterschiedliche Messpositionen in der Presse anfahren kann. Dies ermöglicht eine geringe Messzeit bei maximaler Reproduzierbarkeit der Ergebnisse. Zur Erfassung von Verlagerung und Kippung werden Wegaufnehmer in den Ecken der Vorrichtung verwendet.

Um die Kraftverteilung in den Verdrängerzylindern des Ziehkissens untersuchen zu können, wird eine Messvorrichtung von Braedel (2009, S. 92–96) entwickelt. Mithilfe eines Zwischenstößels

werden Kräfte vom Pressenstößel direkt auf die hochgefahrenen Ziehkissenpinolen übertragen. Während des Hubs werden die Kräfte am Zwischenstößel mittels Kraftaufnehmern ermittelt und mit den Kräften in den Verdrängerzylindern verglichen. Das Messsystem ist patentiert (Braedel et al., 2011).

Der Aufbau der beschriebenen Messvorrichtung wird von Canti (2016, S. 67–69) übernommen und für die Vermessung des Stößelkissens abgewandelt. Die Kraft wird hier vom Schiebetisch über das Messgestell in die Druckbolzen des Stößelkissens eingeleitet. Für die Kraftmessung kommen Sensoren in den Druckbolzen sowie Druckmessdosen im Messgestell zum Einsatz. Auch diese Messvorrichtung ist patentiert (Canti et al., 2014).

Einen ähnlichen Ansatz verfolgt Hardtmann (2010, S. 75–77), wobei die Stößelkraft über eine Messplatte in die hochgefahrenen Ziehkissenpinolen geleitet wird. Durch die außermittige Positionierung der Kraftmessdose zwischen Messplatte und Stößel werden Kipplasten in das Ziehkissen übertragen. Die resultierende Kippung des Ziehkissens wird mittels Wegsensoren an der Messplatte bestimmt.

Struck (2010, S. 33–36) nutzt zur Messung der Tischdurchbiegung zwei separate Vorrichtungen. Mit inkrementellen Wegmessgebern, die an einem Messgestell befestigt sind, kann die Durchbiegung im Bereich außerhalb der Belastungseinrichtung beziehungsweise des Produktionswerkzeugs bestimmt werden. Um das elastische Verhalten ebenfalls in der Tischmitte analysieren zu können, wird ein Messbalken mit Wirbelstromsensoren in die Spannnuten der Aufspannfläche eingeführt und an den Enden gelagert. Die Messsysteme werden ebenfalls von Kulp et al. (2011, S. 66 f.) verwendet.

Für die standardisierte Vermessung einer großen Anzahl von Pressen stellen Walzl, Struck, Kappey et al. (2013, S. 22) ein multifunktionales Messsystem, genannt Pressenfingerabdruck-Werkzeug (PFA), vor. Das Werkzeug ermöglicht die dynamische Erfassung des Durchbiegungs- und Kippungsverhaltens von Schiebetisch, Stößel und Ziehkissen bei maximaler Reproduzierbarkeit und minimalem Zeitaufwand. Das Prüfwerkzeug ist patentiert (Walzl, Struck, Kerschner et al., 2014). Roth (2019, S. 52–64) nutzt das PFA für die Untersuchung von zehn verschiedenen Pressen.

Da die Messdaten des PFA Grundlage für die Untersuchungen in der vorliegenden Arbeit sind, wird dieses ausführlich in Abschnitt 4.1 vorgestellt. Zusätzlich wird eine PFA-Messung in Abschnitt 4.2 zur Erfassung der Verlagerungen außerhalb der Messgrenzen des PFAs mit einem optischen Messsystem kombiniert (Zgoll, Götze und Volk, 2017a).

Pilthammar, Sigvant, Hansson et al. (2017) präsentieren eine Methode zur statischen Erfassung der Durchbiegung am Schiebetisch mithilfe eines optischen Messsystems. Dazu werden vier Belastungssäulen mit Kraftmessdosen auf dem Schiebetisch positioniert. Die Presse fährt bis zum UT und wird für die Messzeit von mehreren Sekunden angehalten. Ein Stereokamerasystem zum optischen Tracking erfasst die Referenzmarken, die an Stößel, Schiebetisch, Belastungssäulen und Kraftmessdosen platziert sind.

Ein optisches Tracking-System wird ebenfalls von Müller, Kriechenbauer und Drossel (2019, S. 582–585) verwendet, um das elastische Verhalten einer Presse bei statischer symmetrischer und asymmetrischer Belastung zu analysieren. Referenzmarken sind an Tisch, Stößel, Antrieb und Pressengestell platziert. Die gemessenen Verlagerungen werden in Kombination mit den von der Belastungseinrichtung ermittelten Kräften und Verschiebungen ausgewertet.

Anstelle eines Stereokamerasystems kann alternativ ein Laser-Tracker zur optischen Vermessung von reflektierenden Referenzpunkten verwendet werden. Tehel, Päßler und Mihm (2019) nutzen dieses Messverfahren in Kombination mit vier Belastungssäulen zur Erfassung von Schiebetisch- und Stößeldurchbiegung.

Datenaufnahme an der Kontaktfläche Presse/Werkzeug Eine sehr frühe Ausarbeitung einer Kraftmesskoppelplatte zur Erfassung der Kraftverteilung bei Umformvorgängen wird von (Siegert und Ladwig, 1990) gezeigt. Vier Piezo-Kraftaufnehmer werden zwischen einer Grund- und Deckplatte fixiert. Die Vorrichtung kann zusammen mit einem Produktionswerkzeug in die Presse eingebaut werden.

Stillger (2004) nutzt das gleiche Prinzip zur Auslegung einer universellen Messeinrichtung zur Bestimmung der Presskraft für den Einsatz in Großteilpressen.

Auch von Struck (2010, S. 31 f.) wird dasselbe Konzept für die Konstruktion einer Kraftmesskoppelplatte verfolgt. Das Messsystem wird ebenfalls in Kulp et al. (2011, S. 65 f.) verwendet.

Ein alternativer Ansatz zur Messung der Kraftverteilung zwischen Werkzeug und Presse wird von Träger (2007, S. 43–45) und Graf von Schwerin (2008, S. 98–101) umgesetzt. Statt einer Messplatte wird Druckmessfolie an den Kontaktflächen positioniert und die Krafteinleitung anhand der Verfärbung der Folie nach erfolgtem Pressenhub analysiert. Neben der Anwendung an den Aufspanflächen von Schiebetisch und Stößel kann die Folie auch zur Analyse der Kraftübertragung zwischen Ziehkissen- und Blechhalterpinolen verwendet werden.

Mit dem Fokus auf ein möglichst flexibles und einfach zu integrierendes Kraftmesssystem präsentieren Zorn, Müller und Drossel (2015) ein modulares Sensorkonzept zum Einbau zwischen Werkzeug und Stößel- beziehungsweise Schiebetischauflagefläche. Quadratische Messplatten mit einer Kantenlänge von 150 mm können wahlweise mit piezoresistiven Drucksensoren oder elektroaktiven Polymeren verwendet werden. Das Messsystem ist patentiert (Zorn und Eppler, 2016).

Datenaufnahme am Werkzeug Für die Messung der Dehnung an den Gusskörpern der Werkzeuge sowie an Blechhalterpinolen werden häufig Dehnungsmessstreifen verwendet. Aus den Messdaten kann auf die eingeleiteten Kräfte geschlossen werden, vorausgesetzt, die Dehnungsmessstreifen wurden zuvor kalibriert. (Träger, 2007, S. 45–50), (Graf von Schwerin, 2008, S. 102–109), (Braedel, 2009, S. 29 f.)

Um die Prozesskräfte in den Blechhalterdistanzen auswerten zu können, verwendet Braedel (2009, S. 30 f.) piezoelektrische Sensoren, die in Durchgangsbohrungen in den Distanzblöcken eingesetzt werden.

2.3.2 Ansätze zur Reduzierung des Einarbeitungsaufwands

Grundsätzliche Voraussetzung für eine zielführende Kompensation und folglich eine signifikante Reduzierung des manuellen Einarbeitungsaufwands ist die Messung oder Berechnung des elastischen Verhaltens beziehungsweise damit verknüpfter Prozessgrößen. Es werden verschiedenste aktive und passive Konzepte zur Optimierung von Werkzeugen und Pressen verfolgt. Im Rahmen dieser Arbeit liegt der Fokus auf Ansätzen, die direkt oder indirekt Einfluss auf die virtuelle Werkzeugauslegung nehmen (vergleiche Abbildung 2.6). Zur besseren Übersichtlichkeit werden die analysierten Methoden bezüglich der Integration des elastischen Werkzeug- und Pressenverhaltens in die Umformsimulation unterteilt (Großmann, Wiemer, Hardtmann und Penter, 2008, S. 42).

Keine oder indirekte Integration der Pressenelastizität in Umformsimulation Mithilfe von Mehrkörpersimulationsmodellen untersucht Schrobbach (1996) den Einfluss von Presse und Werkzeug auf die Bauteilqualität. Es wird deutlich, dass ein Verkippen des Stößels aufgrund von Fertigungstoleranzen im Antrieb oder durch asymmetrische Lasten negative Auswirkungen auf die Qualität haben kann. Zur Kompensation der Stößelkippung während des Ziehvorgangs werden nachrüstbare servohydraulische Stellelemente an den Stößel-Druckpunkten verwendet. Neben der Reduzierung der Stößelkippung wird zudem die Belastung der Führungselemente verringert.

Der Einsatz von Kippregelungen ist heutzutage bei hydraulischen Pressen weit verbreitet. Mechanische Pressen weisen in der Regel eine ausreichend hohe Steifigkeit im Antrieb auf, sodass eine aktive Kippregelung nicht erforderlich ist.

Graf von Schwerin (2008) verwendet das vollständige CAD-Modell einer Presse und diskretisiert alle strukturelevanten Baugruppen für die Verwendung in der FE-Simulation. Die Umformwerkzeuge werden ebenfalls mit Volumenelementen vernetzt und in die virtuelle Presse eingebaut. Für die Belastung werden die maximalen Kontaktkräfte an den Werkzeugwirkflächen aus einer konventionellen Umformsimulation mit starren Werkzeugen auf das Strukturmodell übertragen und wird die resultierende Durchbiegung berechnet (S. 37–80). Eine Strategie zur Kompensation wird nicht näher ausgeführt. Der Autor kommt zu dem Schluss, dass die Integration des Maschinenverhaltens für die Vorhersage des elastischen Werkzeugverhaltens in der Umformsimulation erforderlich ist (S. 131).

Für die virtuelle Beschreibung des Durchbiegungsverhaltens von Schiebetisch und Stößel verfolgt Träger (2007) mehrere Ansätze. Zum einen wird ein analytisches Modell basierend auf der Plattentheorie nach Kirchhoff beschrieben (S. 56–66), zum anderen wird ein FE-Ersatzmodell

der Aufspannflächen entwickelt und anhand eines vollständigen Strukturmodells einer Presse validiert (S. 66–83).

Aus der optischen Vermessung der Werkzeugwirkflächen bei unterschiedlichen Einarbeitungsständen werden virtuelle Tuschiebilder abgeleitet. Unter der Annahme einer konstanten Blechdicke wird das Strukturmodell von Werkzeug und Presse statisch belastet. Die Kontaktbedingung an den Werkzeugwirkflächen ist dabei so modelliert, dass der lokale Kontaktdruck abhängig von der zuvor optisch gemessenen theoretischen Eindringtiefe ist. Dadurch kann gezeigt werden, dass die Verformung der Werkzeugwirkflächen abhängig von der Pressensteifigkeit und dem Einarbeitungszustand ist. Die Verwendung der virtuellen Tuschiebilder kann zu einer höheren Effizienz bei der Werkzeugeinarbeitung führen. (S. 84–115)

Bogon und Roll (2010) erstellen ein vereinfachtes FE-Ersatzmodell, ausgehend von einem komplexen vollständigen Pressenmodell. Dabei werden die einzelnen Baugruppen aus Schalen- und Balkenelementen modelliert. Die Elastizitätsmoduln (E-Moduln) werden so angepasst, dass das Durchbiegungsverhalten sowie die Stößelkipfung dem vollständigen Pressenmodell entsprechen. Durch das Aufbringen von statischen Flächenlasten auf ein simples Versuchswerkzeug werden verschiedene Untersuchungen zur Interaktion von Werkzeug und Presse durchgeführt. Eine Integration des Ersatzmodells in eine Umformsimulation findet nicht statt.

Aufbauend auf die beschriebene Untersuchung ergänzen Brost, Volk und Roll (2012) ein Modell des Ziehkissens und analysieren das Tragverhalten anhand eines vereinfachten Blechhalters durch Variation von Geometrie und Randbedingungen.

Ein alternatives Konzept für ein FE-Ersatzmodell von Schiebetisch und Stößel wird von Brost, Volk und Roll (2013) vorgestellt. Dabei werden die durch Schalenelemente repräsentierten Aufspannflächen auf Federelementen gelagert, wodurch eine gezielte Einstellung des Durchbiegungsverhaltens ermöglicht wird. Eine Anwendung des Modells wird im Ausblick beschrieben.

Um den Kontakt zwischen Werkzeug und Bauteil zu optimieren, entwickeln Chen et al. (2013) einen iterativen Algorithmus zur automatisierten Anpassung der Werkzeugwirkflächen. In jedem Schleifendurchlauf wird eine Umformsimulation mit starren Wirkflächen und anschließend eine Struktursimulation mit den resultierenden Kräften aus der Umformsimulation durchgeführt. Der Abstand zwischen den Wirkflächen wird berechnet und ein Kompensationsmaß ermittelt, bis das Abbruchkriterium erreicht ist. Bei der Berechnung des Werkzeugschlusses wird neben der elastische Durchbiegung der Wirkflächen ebenfalls die Blechdurchdünnung berücksichtigt.

Prexl (2013) nutzt einen segmentierten Blechhalter in der starren Umformsimulation und führt Sensitivitätsanalysen mit unterschiedlichen Flächenpressungen an den einzelnen Segmenten durch. Dabei wird die Bauteilqualität an verschiedenen kritischen Bereichen bewertet. Aus den Erkenntnissen können Handlungsempfehlungen für das manuelle Tuschieben des Blechhalters abgeleitet werden.

Zur Analyse der optimalen Verteilung der Kräfte in den Blechhalterpinolen untersuchen Volk, Hoffmann und Canti (2013) das Durchbiegungsverhalten vom Blechhalter eines Produktions-

werkzeugs. Dazu werden die Pinolen starr gelagert und eine gleichmäßige Flächenpressung auf die Wirkfläche aufgebracht. Die resultierenden Lagerkräfte ermöglichen Rückschlüsse auf eine zielführende Einstellung der Verdrängerzylinder am Ziehkissen.

Mithilfe der optischen Vermessung von eingearbeiteten Werkzeugwirkflächen verbessern Pilthammar, Sigvant und Kao-Walter (2016) sowie Pilthammar, Sigvant und Kao-Walter (2018) die Genauigkeit einer konventionellen Umformsimulation mit starren Werkzeugen. Dazu wird zunächst eine statische Belastung auf ein Strukturmodell bestehend aus elastischer oberer Kassette, Matrize, Blechhalter, Pinolen und Druckkasten aufgebracht. Der Stößel wird als starr betrachtet und statt mit einer Platine wird mit einer konstanten Kontaktdicke in Höhe der Blechstärke gearbeitet. Die unter Last resultierenden Wirkflächen von Blechhalter und Matrize werden in die Umformsimulation mit starren Werkzeugen übertragen.

Pilthammar, Wall und Sigvant (2017) sowie Pålsson und Hansson (2017) beschreiben eine Strategie zur iterativen Optimierung einer Blechhalterwirkfläche. Dazu wird ein Strukturmodell einer doppelwirkenden Presse bestehend aus Blechhalterstößel, Blechhalter, Matrize und Tisch aufgebaut. Das Modell wird über Krafteinleitung in den Stößel statisch belastet und das resultierende Durchbiegungsverhalten an der Wirkfläche der Matrize ausgewertet. In mehreren Iterationen werden die Abweichungen der belasteten Wirkfläche zur Ausgangsfläche kompensiert, bis die belastete Fläche der Designgeometrie entspricht.

Anhand eines Versuchswerkzeugs zeigen Tehel, Päßler und Bergmann (2020) den Einfluss des elastischen Durchbiegungsverhaltens von Schiebetisch und Stößel auf den Kontaktdruck zwischen Werkzeugwirkflächen und Bauteil. Dazu wird das Werkzeug in ein Pressenersatzmodell aus Schiebetisch und Stößel eingebaut. Das Ersatzmodell besteht aus einer Kombination von Volumen-, Schalen- und Federelementen und wird anhand von Messdaten kalibriert.

Direkte Integration der Pressenelastizität in Umformsimulation Um die horizontale und vertikale Verlagerung sowie die Kippung des Stößels in der Umformsimulation abbilden zu können, nutzen Großmann, Hardtmann und Wiemer (2006) Federelemente. Diese stützen den als Starrkörper modellierten Stößel im Bereich der Führungen und an den Antriebspunkten. Dabei werden die Werkzeuge weiterhin als starr angenommen. Ein Werkzeug zur Fertigung eines Rechtecknapfs wird außermittig im vereinfachten Pressenmodell platziert und der Umformprozess simuliert. Der Einfluss von Versatz und Kippung auf Blecheinzug und Bauteilqualität kann in der Simulation nachgewiesen werden.

Das beschriebene Simulationsmodell wird von Großmann, Hardtmann, Wiemer und Penter (2007, S. 30 f.) um einen elastisch modellierten Blechhalter ergänzt, durch welchen sich die Genauigkeit der Rechtecknapf-Simulation – verglichen mit einem experimentell hergestellten Bauteil – weiter verbessern lässt.

Darüber hinaus zeigen Großmann, Wiemer, Hardtmann und Penter (2008, S. 45 f.) eine Möglich-

keit zur Kompensation der Stößelkippung durch einen geeigneten Werkzeugeinbau am Beispiel eines S-Rail Demonstratorbauteils auf.

Haufe, Roll und Bogon (2008) diskutieren unterschiedliche Möglichkeiten zur effizienten Vernetzung und Berechnung von Werkzeug- und Pressenmodellen. Dabei werden der Ansatz der Statischen Kondensation, die Verwendung von Deformable-Rigid-Bodies und eine Hybridvernetzung bestehend aus Volumen- und Schalenelementen anhand einer S-Rail-Geometrie untersucht. Die Anwendbarkeit der besagten Methoden für ein komplexes Produktionswerkzeug wird von Haufe (2011) gezeigt. Brost, Roll und Volk (2013) greifen die Ergebnisse auf und untersuchen, wie sich eine leichte Veränderung der Blechhalterwirkfläche auf das Simulationsergebnis auswirkt.

Durch die elastische Modellierung des Blechhalters einschließlich der Pinolen sowie des Druckkastens einer Presse simuliert Braedel (2009, S. 44–54) das Tragverhalten beim Schließen des Blechhalters eines Seitenteils. Zur Reduzierung der Rechenzeit wird die Matrize als starr angenommen und es werden keine geometrischen Ziehsicken verwendet. Basierend auf dem Simulationsergebnis werden die Kräfte in den Verdrängerzylindern iterativ angepasst, bis eine gleichmäßige Druckverteilung am Blechhalter erreicht wird.

Eine Umformsimulation mit elastischer Modellierung von Matrize und Blechhalter aus Volumenelementen wird von Großmann, Wiemer, Hardtmann, Penter und Kriechenbauer (2009) sowie Großmann, Wiemer, Hardtmann, Penter und Kriechenbauer (2010) präsentiert, wobei der Stempel weiterhin als starr angenommen wird. Das Simulationsergebnis mit elastischen Werkzeugen unterscheidet sich deutlich von der Referenzsimulation mit starren Werkzeugen. Über eine iterative Kompensation des elastischen Verhaltens durch Manipulation der Wirkflächennetze kann das Ergebnis der starren Simulation erreicht werden. Anhand von Versuchen mit unkompenzierten sowie kompenzierten Werkzeugen kann die Effektivität der Optimierungsmaßnahmen experimentell bestätigt werden.

Struck (2010, S. 69–79) integriert die elastische Durchbiegung von Schiebetisch und Stempel in die Umformsimulation eines Strukturbauteils. Es werden mehrere Ansätze zur Reduzierung der Rechenzeiten miteinander verglichen. Mithilfe einer gewölbten Kompensationsplatte, die unter dem Stempel verbaut wird, kann die Durchbiegung an der Wirkfläche unter Last reduziert werden und dadurch eine Minimierung der zum Ausprägen des Bauteils erforderlichen Presskraft erreicht werden (S. 96–102).

Für eine gezielte Einstellung der Kräfte in den vier Verdrängungszylindern eines Ziehkissens verwenden Großmann, Penter et al. (2014) ein elastisches Modell des Druckkastens und Blechhalters. Das Kippverhalten des Stößels wird ebenfalls abgebildet. Bei außermittigem Einbau des Werkzeugs kann die Bauteilqualität über eine optimierte Einstellung der Kräfte in den Verdrängungszylindern im Rahmen der Simulation verbessert werden. Zudem wird ein positiver Effekt auf die Druckverteilung am Blechhalter durch ein lokales Morphing der Wirkfläche dargestellt.

Penter (2016) zeigt mehrere Ansätze zur effizienten Einbindung des elastischen Maschinenverhaltens in die Prozesssimulation. Neben der Hybridmodellierung von Werkzeugwirkflächen werden Schalenelemente ebenfalls für die Werkzeuggrippen eingesetzt. Damit lässt sich die Rechenzeit zusätzlich reduzieren (S. 43–47). Weiterhin wird eine zielführende Modellbildung für elastische Werkzeuge, Pinolen und Ziehstäbe ausgeführt (S. 48–53). Zur Berücksichtigung der elastischen Durchbiegung von Schiebetisch- und Stößelaufspannfläche werden Schalenelemente verwendet, welche in Bereiche mit unterschiedlichen E-Moduln und Schalendicken eingeteilt sind (S. 60–67). Auch für die elastische Modellierung des Ziehkissen-Druckkastens werden Ansätze beschrieben (S. 67–78).

Kopplung von Maschinen- und Umformsimulation Der Fokus dieser Arbeit liegt auf dem elastischen Verhalten von Werkzeugen und Presse. Daher werden Ansätze, bei denen das dynamische Maschinenverhalten mit der Umformsimulation gekoppelt wird, wie beispielsweise das Regelungsverhalten des Ziehkissens (Helduser und Lohse, 2007), (Großmann, Penter et al., 2014), (Schenke und Großmann, 2014) oder der zeitabhängige Verlauf der Stößelbewegung (Behrens, Ahrens, Poelmeyer et al., 2007), (Behrens, Ahrens, F. Dietrich et al., 2007), (Behrens, Matthias et al., 2008), im weiteren Verlauf nicht näher betrachtet.

Schapp, Brecher und Paepenmüller (2007) untersuchen den Einfluss der elastischen Modellierung einer Presse beim Massivumformen. Dazu wird die Dicke einer ringförmigen Stauchprobe nach dem Umformprozess im Experiment mit unterschiedlichen Simulationsergebnissen verglichen. Es zeigt sich, dass die Kopplung der Umformsimulation mit einem vollständig elastisch modellierten Mehrkörpermodell der Presse dem experimentell ermittelten Wert am nächsten kommt.

Um die elastischen Deformationen von Presse und Werkzeug effizient abbilden zu können, setzt R. Lingbeek (2008, S. 30–47) Deformable-Rigid-Bodies ein. Für die Einbindung in die Umformsimulation werden zwei unterschiedliche Konzepte beschrieben. Die vom Autor als *coupled* bezeichnete Methode beschreibt die direkte Einbindung der zusätzlichen Freiheitsgrade der Deformable-Rigid-Bodies in die Systemmatrix der Umformsimulation. Obwohl dieses Vorgehen deutliche Vorteile bei der Rechenzeit bietet, bewertet der Autor den hohen Aufwand bei der Implementierung als unpraktikabel. Stattdessen wird der als *decoupled* bezeichnete Ansatz präferiert. Dabei werden Kontaktkräfte und Verschiebungen an den Wirkflächen in regelmäßigen Abständen zwischen eigenständiger Umform- und Struktursimulation ausgetauscht.

Eine gekoppelte Simulation zur Berücksichtigung lokaler Deformationen an den Werkzeugwirkflächen wird von Wolf und Brodbeck (2011) präsentiert. Dabei werden regelmäßig Kontaktkräfte und Verschiebungen zwischen den Werkzeugwirkflächen der Umformsimulation in INDEED und der Struktursimulation in ABAQUS mithilfe der Schnittstellensoftware MPCCI ausgetauscht. Die Methode wird für die Umformsimulation eines Rechtecknapfs angewandt, wobei neben einer elastischen Modellierung von Matrize, Blechhalter und Stempel ebenfalls ein vereinfachtes

Ersatzmodell der Presse in der Struktursimulation zum Einsatz kommt (S. 225–228). Darüber hinaus wird der Herstellungsprozess eines Fahrzeugdachs ebenfalls gekoppelt simuliert. Dabei kommt das Pressenersatzmodell jedoch aus Rechenzeitgründen nicht zum Einsatz (S. 228–233).

2.4 Zwischenfazit

Anhand der Vielzahl an unterschiedlichen Messvorrichtungen und Versuchsaufbauten wird deutlich, dass die messtechnische Erfassung von Pressenkennwerten in Industrie und Forschung große Relevanz hat. Meist wird eine einzelne Presse ausführlich charakterisiert und es werden maschinenspezifische Maßnahmen abgeleitet. Eine umfassende Charakterisierung einer großen Anzahl unterschiedlicher Produktions- und Einarbeitungspressen, speziell hinsichtlich quantitativer und qualitativer Durchbiegung von Schiebetisch und Stößel, ist nicht bekannt.

In der Literatur werden unterschiedliche Arten von FE-Ersatzmodellen zur virtuellen Abbildung des Pressenverhaltens verwendet. Die Ansätze reichen von einer vollständigen oder reduzierten Modellierung der Pressenstruktur oder einzelner Baugruppen durch Volumenelemente bis hin zu abstrakteren Ersatzmodellen, häufig bestehend aus Schalen- und Federelementen. In der Regel sind diese FE-Ersatzmodelle in der Lage, das Verhalten einer einzelnen spezifischen Presse genau zu beschreiben. Es ist kein universell einsetzbares Ersatzmodell bekannt, das verschiedene Durchbiegungscharakteristiken mit größtmöglicher Genauigkeit bei minimaler Modellkomplexität und Rechenzeit abbilden kann.

Die Reduzierung des manuellen Einarbeitungsaufwands von Presswerkzeugen ist seit langem Thema in der akademischen und industriellen Forschung. Zahlreiche Forschungsprojekte beschreiben Ansätze, wie das elastische Verhalten von Pressen im Werkzeugentstehungsprozess berücksichtigt werden könnte. Dabei werden unter anderem Herangehensweisen zur Kompensation der elastischen Durchbiegung an den Werkzeugwirkflächen verfolgt. Eine Machbarkeit wird in der Regel an verhältnismäßig kleinen akademischen Versuchsgeometrien nachgewiesen. Die Herausforderung ist das Erarbeiten einer Simulations- und Kompensationsmethodik, welche in der industriellen Praxis hinsichtlich Genauigkeit, Komplexität und Rechenzeit praktikabel anwendbar ist.

3 Zielsetzung, Lösungsansatz und Methodik

Die manuelle Einarbeitung von Presswerkzeugen ist ein großer Kostenfaktor bei der Werkzeugentstehung. Um Werkzeuge auch zukünftig wirtschaftlich herstellen zu können, ist die Reduzierung des manuellen Einarbeitungsaufwands eine wirkungsvolle Maßnahme und folglich übergeordnetes Ziel dieser Arbeit. Der konkrete Lösungsansatz ist, den erfahrungsbasierten Ansatz zur Kompensation des elastischen Werkzeug- und Pressenverhaltens (im weiteren Verlauf auch als Werkzeugbombierung bezeichnet) durch einen evidenzbasierten Ansatz zu ersetzen.

Für Werkzeuge, die in ähnlicher Form bereits häufiger angefertigt wurden und die auf derselben Presse eingearbeitet werden, kann der erfahrungsbasierte Ansatz solide Kompensationswerte liefern. Allerdings liegt das wertvolle Wissen, wie ein Startdruckbild zu interpretieren ist und welche Anpassungen in der Kompensation für ein Folgeprojekt zielführend sein könnten, häufig bei einzelnen Mitarbeitern. Folglich kann nicht sichergestellt werden, dass dieses Wissen nachhaltig verfügbar ist.

Ein weiterer Nachteil ist, dass der Ansatz extrem anfällig gegenüber Änderungen ist. Wird das Werkzeug beispielsweise auf einer bisher unbekannten oder einer instandgesetzten Presse eingearbeitet, passt das Durchbiegungsverhalten gegebenenfalls nicht mehr. Ein weiteres Problem kann eine grundlegende Änderung in der Werkzeug-Rippenstruktur sein, welche zu einem anderen elastischen Werkzeugverhalten führen würde. In den beschriebenen Fällen muss eine passende Werkzeugbombierung erneut iterativ über mehrere Werkzeuge gleichen Typs ermittelt werden. Die dabei aufgrund des erhöhten manuellen Einarbeitungsaufwands anfallenden Kosten sollen mit dem evidenzbasierten Ansatz vermieden werden.

In Abbildung 3.1 wird die virtuelle Kompensation der Werkzeug- und Pressenelastizität als Teilaufgabe der Wirkflächengestaltung in den Werkzeugentstehungsprozess eingeordnet.

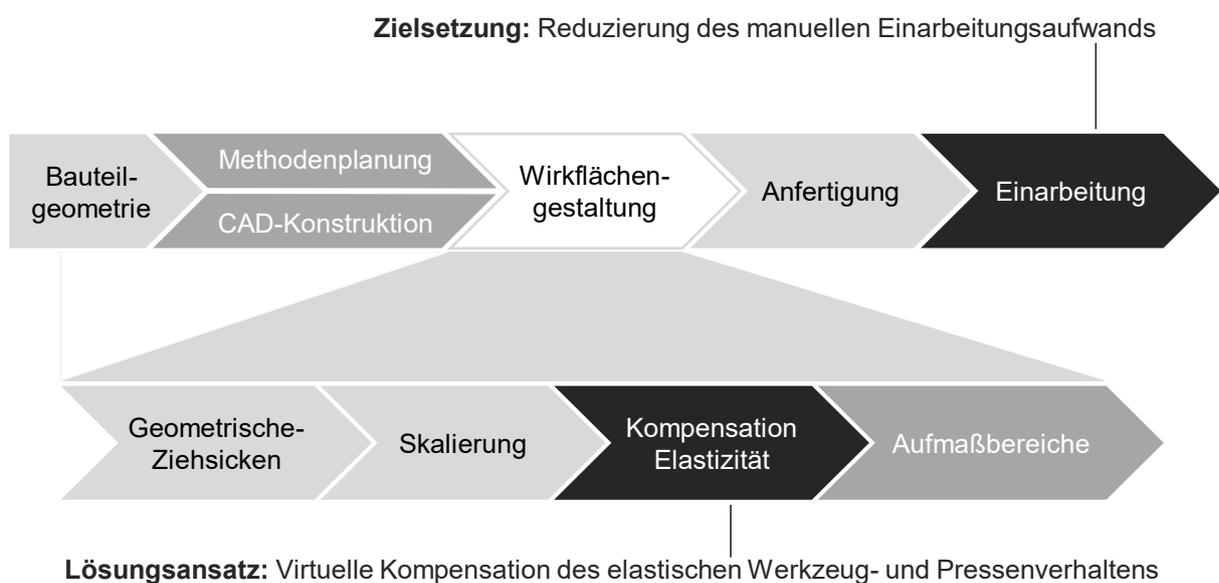


Abbildung 3.1: Einordnung der Zielsetzung in den Werkzeugentstehungsprozess

Zur besseren Übersichtlichkeit sind die einzelnen Teilschritte in Abbildung 3.1 vereinfacht in einer groben zeitlichen Abfolge angeordnet. Eine praxisnähere und detailliertere Darstellung des Werkzeugentstehungsprozesses ist in Abschnitt 2.2 beschrieben.

Neben der *Einarbeitung* und der *Kompensation Elastizität* sind die Teilschritte *Methodenplanung*, *CAD-Konstruktion* und *Aufmaßbereiche* ebenfalls hervorgehoben. Zwar liegt der Fokus dieser Arbeit nicht direkt auf der Weiterentwicklung der besagten Prozesse, dennoch liefert die Berücksichtigung der Elastizität ebenfalls eine Grundlage für Prozessoptimierungen in diesen Bereichen.

Das methodische Vorgehen zur Auslegung und Validierung der virtuellen Werkzeugbombierung ist in Abbildung 3.2 zusammengefasst.

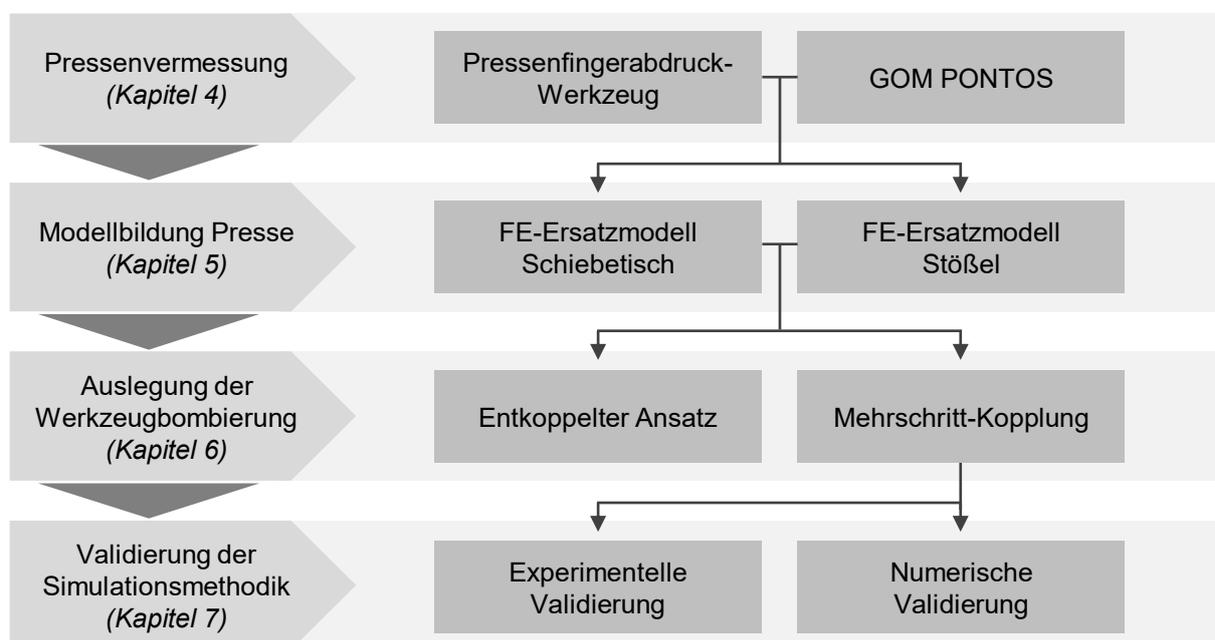


Abbildung 3.2: Methodik zur Auslegung und Validierung der virtuellen Werkzeugbombierung

Grundvoraussetzung für eine maschinenoptimale Bombierungsauslegung ist die genaue Kenntnis des elastischen Durchbiegungsverhaltens der Presse. Für die messtechnische Erfassung der Pressenkennwerte wird das PFA – eine Messvorrichtung der Volkswagen AG – verwendet. Der konstruktive Aufbau, die Versuchsdurchführung, die Aufbereitung und Auswertung der Messdaten sowie die Erweiterung der Standardmessung um ein optisches Messsystem werden in Abschnitt 4 detailliert beschrieben.

Auf Basis der Messdaten werden in Abschnitt 5 universell einsetzbare FE-Ersatzmodelle des Schiebetischs und des Stößels entwickelt, welche nach einer Parameteroptimierung alle zuvor identifizierten maschinenspezifischen Durchbiegungscharakteristiken ausreichend genau abbilden können. Für einen praktikablen Einsatz der Modelle im industriellen Umfeld liegt der Fokus auf maximaler Rechenzeiterparnis, einfacher Handhabung und automatisierbarem Aufbau der Modelle.

Für die Auslegung der Werkzeugbombierung werden in Abschnitt 6 zwei Ansätze evaluiert. Beim entkoppelten Ansatz werden die Kontaktkräfte am Bauteil im UT aus der Umformsimulation mit starren Werkzeugen auf das Strukturmodell von Werkzeugen und Presse übertragen. Im Falle der Mehrschritt-Kopplung laufen die Umformsimulation mit quasi starren Werkzeugen und die Struktursimulation mit elastischen Werkzeug- und Pressenmodellen parallel ab und tauschen regelmäßig Kontaktkräfte und Verschiebungen an den Wirkflächen aus. Die resultierende Durchbiegung an den Wirkflächen beziehungsweise die daraus ermittelte erforderliche Werkzeugbombierung werden für beide Ansätze ausgewertet und anhand von Praxiserfahrungen bewertet.

In Abschnitt 7 wird die ausgearbeitete Simulationsmethodik abschließend validiert. Dazu wird zum einen der experimentell ermittelte Ziehspalt unter Prozesslast im UT mit den numerisch bestimmten Abständen verglichen. Zum anderen werden die Werkzeugwirkflächen virtuell bombiert und der resultierende Werkzeugschluss nach erneuter Simulation ausgewertet.

4 Aufnahme und Auswertung von Pressenkenndaten

Im Rahmen dieser Arbeit werden ausschließlich einfachwirkende Pressen mit Tisch- und Stößelaufspannflächen von mindestens 4500×2400 mm untersucht. Dabei werden Maschinen von unterschiedlichen Herstellern, Baujahren und Antriebsarten aus mehreren Fabrikstandorten berücksichtigt. Bei den Kompaktsaugerpressen wird immer die Ziehstufe betrachtet. In Tabelle 4.1 sind die wichtigsten Merkmale der untersuchten Pressen aufgeführt. Die geometrischen Daten sind aus den Pressendatenblättern oder durch direkte Messungen an den Maschinen ermittelt worden. Die Dicke der Stößelaufspannfläche ließ sich dabei nicht immer eindeutig bestimmen, sodass die angegebenen Werte leicht von den tatsächlichen Werten abweichen können.

Tabelle 4.1: Technische Daten der untersuchten Pressen

#	Typ	Antrieb	Kraft [MN]	Aufspannfläche Tisch [mm]	Aufspannfläche Stößel [mm]
A	Einarbeitung	hydraulisch	25	$4700 \times 2500 \times 400$	$4500 \times 2500 \times 250$
B	Einarbeitung	mechanisch	21	$4500 \times 2400 \times 410$	$4500 \times 2400 \times 284$
C	Kompaktsauger	mechanisch	20	$4500 \times 2400 \times 390$	$4500 \times 2400 \times 180$
D	Kompaktsauger	mechanisch	21	$4500 \times 2400 \times 410$	$4500 \times 2400 \times 210$
E	Kompaktsauger	mechanisch	25	$4600 \times 2500 \times 435$	$4600 \times 2500 \times 290$
F	Einarbeitung	hydraulisch	21	$4500 \times 2500 \times 400$	$4500 \times 2400 \times 190$
G	Einarbeitung	hydraulisch	21	$4700 \times 2500 \times 400$	$4500 \times 2500 \times 250$
H	Kompaktsauger	mechanisch	21	$4500 \times 2400 \times 405$	$4500 \times 2400 \times 170$

Um das elastische Verhalten der Pressen unter Last virtuell abbilden zu können, ist eine hinreichend genaue Aufnahme der maschinenspezifischen Kenndaten erforderlich. Die Durchbiegung an den Aufspannflächen von Schiebetisch und Stößel sowie die Stößelkipfung und die eingeleiteten Kräfte werden mit einem speziell für diesen Zweck entwickelten Messwerkzeug, genannt Pressenfingerabdruck-Werkzeug (PFA), ermittelt (Waltl, Struck, Kerschner et al., 2014). Da der Messbereich des PFAs nicht die gesamten Aufspannflächen abdecken kann, wird eine PFA-Messung mit dem optischen Tracking-System GOM PONTOS kombiniert. In diesem Abschnitt werden die Messsysteme sowie die Durchführung und Auswertung der Versuche beschrieben.

4.1 Pressenfingerabdruck-Werkzeug

Das PFA ist ein mobiles Messwerkzeug zur Bestimmung von dynamischen Pressenkenngößen. Es wurde von Volkswagen in Kooperation mit dem Fraunhofer-Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik (IWU) entwickelt. Seit Juli 2012 wurden die Produktions- und Einarbeitungspressen aus dem XL-Segment des Presswerkverbunds weltweit vermessen, viele davon mehrfach. Das PFA kombiniert mehrere von den in Abschnitt 2.3.1 beschriebenen Messsystemen. Beispielsweise werden, wie von Behrens, Werbs et al. (2006, S. 48) beschrieben, Gasdruckfedern zum Kraftaufbau bei der dynamischen Messung verwendet. Die Messung der Kraftverteilung am

Stößel erfolgt in Anlehnung an die von Struck (2010, S. 31–32) entwickelte Kraftmesskoppelplatte. Zur Messung der Durchbiegung von Tisch- und Stößelaufspannplatte werden Messtaster an einem biegesteifen Messrahmen befestigt, ähnlich wie bei Träger (2007, S. 31–34). Der größte Vorteil des PFAs ist die unkomplizierte und wenig zeitaufwendige Durchführung der Messung bei maximaler Genauigkeit und Reproduzierbarkeit. Eine vollständige Pressenvermessung nach Standardmessplan mit Ein- und Ausbau des Werkzeugs kann in weniger als acht Stunden durchgeführt werden. Dabei werden symmetrische und asymmetrische Belastungen auf den Tisch und das Ziehkissen aufgebracht.

Die Messdaten des PFAs werden vielseitig verwendet (Roth, 2019, S. 51 f.). Schon während der Messung kann eine erste Aussage über den Zustand der Presse erfolgen. Auf dem Messrechner können in Echtzeit Durchbiegungskurven und Kippungswerte visualisiert werden. Auffälligkeiten wie ein stark asymmetrisches Kippverhalten oder Extremwerte bei der Durchbiegung lassen sich direkt identifizieren. Nach vollständiger Auswertung der Messdaten werden die Maschinenkennwerte in einem Abschlussbericht zusammengefasst und gegebenenfalls Handlungsmaßnahmen abgeleitet. Wiederholte Messungen in regelmäßigen Abständen lassen eine Zustandsüberwachung der Maschinenkennwerte und -funktionen zu. Durch geplante Instandhaltungsmaßnahmen können so die Maschinenverfügbarkeit sowie die Teilequalität erhöht werden. Ein weiteres Einsatzfeld für das Messwerkzeug ist die Neubeschaffung von Pressen. Durch die Kenntnis des Maschinenverhaltens der im Konzern vorhandenen Pressen lassen sich bei der Beschaffung konkrete Vorgaben bezüglich Durchbiegung, Kippsteifigkeit und dynamischem Maschinenverhalten machen. Dabei ist das Ziel, das Durchbiegungsverhalten von Produktions- und Einarbeitungspressen möglichst ähnlich auszulegen, um den notwendigen Tuschieraufwand bei Werkzeugverlagerungen und Werkzeugneuanläufen zu minimieren. Darüber hinaus lässt sich der Auslieferungszustand der Presse bei Maschinenabnahme mit dem PFA standardisiert dokumentieren. So können die im Lastenheft geforderten Maschinenkennwerte direkt überprüft werden.

Bei der Neuanfertigung von Werkzeugen kann die Einarbeitungszeit auf den Produktionspressen reduziert werden, indem Einarbeitungspressen mit ähnlichem Maschinenverhalten zur Qualifizierung der Werkzeuge ausgewählt werden. Des Weiteren können die Messdaten zur Erstellung von virtuellen Ersatzmodellen der Pressen verwendet werden, welche dann für Simulationen mit realitätsnahen Randbedingungen genutzt werden können. Dies ermöglicht eine maschinenoptimale Werkzeugkonstruktion, wodurch der Einarbeitungsaufwand weiter reduziert wird.

4.1.1 Konstruktiver Aufbau des Messwerkzeugs

Die Abmessungen des zusammengefahrenen PFAs sind $4000 \times 2000 \times 1489$ mm, was der Größe eines typischen Produktionswerkzeugs für Großteile entspricht. Das Messwerkzeug besteht aus unterem und oberem Werkzeugteil, welche mit jeweils zwölf Spannschrauben (bei Produktionspressen mit automatischen Oberwerkzeugspannern) an Schiebetisch und Stößel befestigt werden. Damit ist die Befestigung identisch zu Produktionswerkzeugen. Trotz der Spannelemente kann

die Verbindung zwischen Werkzeug und Aufspannflächen als schubweich angenommen werden, sodass die künstliche Versteifung der Presse durch das Werkzeug vernachlässigt werden kann (Roth, 2019, S. 57). Des Weiteren ist der Einfluss der Säulenführungen auf die Kippsteifigkeit des Stößels ebenfalls zu vernachlässigen (Roth, 2019, S. 55–57). Grundplatte und Stößelspanplatte sind aufgrund ihrer geringeren Dicke deutlich weicher als Schiebetisch und Stößel, sodass eine Spaltbildung an der Kontaktfläche ausgeschlossen ist. In Abbildung 4.1 ist das PFA im eingebauten Zustand abgebildet.

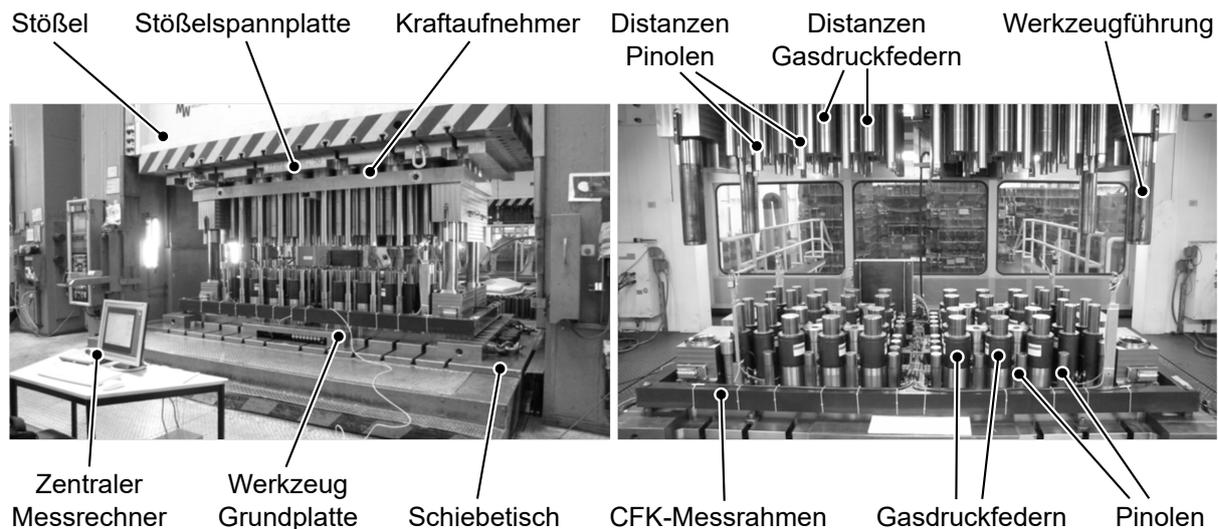


Abbildung 4.1: Messaufbau Pressenfingerabdruck-Werkzeug in Umformpresse

Für die Belastung des Schiebetischs werden 40 Gasdruckfedern verwendet. Diese sind in acht individuell regelbare Pakete aufgeteilt. An den beiden Stirnseiten sind jeweils zwei Pakete mit vier Gasdruckfedern positioniert. Diese haben einen Kolbendurchmesser von 90 mm und einen maximalen Hub von 200 mm. Der maximale Fülldruck beträgt 150 bar, was in einer Vorspannkraft von 95 kN pro Feder resultiert. Die vier Gasdruckfederpakete in der Werkzeugmitte bestehen aus jeweils sechs Federn, die einen maximalen Hub von 125 mm und einen Durchmesser von 130 mm haben. Bei 150 bar maximalem Fülldruck kann so eine Vorspannkraft von 200 kN pro Feder erzeugt werden. Die befüllten Gasdruckfedern sind in Abbildung 4.1 zu erkennen. Acht Drucksensoren werten den Druckanstieg in den Federn während des Messvorgangs aus.

Die Belastung des Ziehkissens erfolgt durch 44 Pinolen. Diese werden direkt über die Tischbolzen angesteuert. Der Ziehkissenweg bei Messungen beträgt 180 mm. Zur Messung der Höhe und Kippung des Ziehkissens werden vier Messpinolen mit magnetostriktiven Positionssensoren in den Ecken des Werkzeugs verwendet.

Vier Lasersensoren, die ebenfalls in den Ecken des unteren Werkzeugteils angebracht sind, messen den Stößelweg und die Stößelkippung. Die maximale Messdistanz der Laser beträgt 200 mm.

Zur Messung der Durchbiegung an der Tischaufspannfläche werden 24 taktile Sensoren verwendet, welche an einem biegesteifen Messrahmen aus carbonfaserverstärktem Kunststoff (CFK) befestigt sind. Der Rahmen ist an den vier Eckpunkten spannungsfrei und schwingungsgedämpft

gelagert. In Abbildung 4.2 sind die Positionen der Sensoren und Auflager dargestellt. Zusätzlich ist die Anordnung der Gasdruckfedern und der Pinolen zu erkennen.

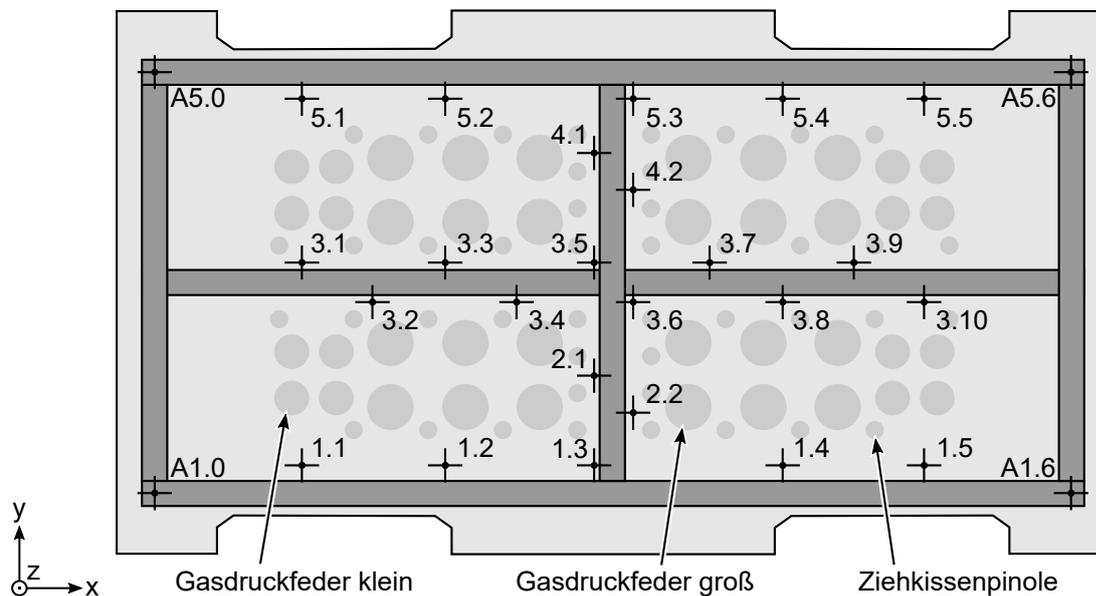


Abbildung 4.2: Lage der Messtaster zur Bestimmung der Durchbiegung am Schiebetisch

Die Erfassung der Durchbiegung an der Stößelaufspannfläche erfolgt analog zum Tisch. Seit der Erstinbetriebnahme ist das Werkzeug mehrfach überarbeitet und erweitert worden. In der ursprünglichen Version waren stößelseitig lediglich zwölf Messtaster am Messrahmen an den Außenkanten der Aufspannfläche montiert (Sensoren 1.1 bis 4.3 in Abbildung 4.3). Im Mai 2015 wurde der Rahmen erweitert wobei 15 zusätzliche Messtaster (Sensoren 5.1 bis 5.15) installiert wurden. Dadurch wurde die Erfassung der Durchbiegung in der Stößelmitte möglich. Zudem wurden Dämpfungsmatten am äußeren Messrahmen hinzugefügt, um die Schwingungen zu minimieren. Die Lage aller Messtaster und der vier Auflager des Messbalkens am Stößel sind der Abbildung 4.3 zu entnehmen.

Um die Kraftverteilung am Stößel messen zu können, sind 52 Kraftaufnehmer in einer Kraftmesskoppelplatte im oberen Werkzeug verbaut. Jeder Kraftaufnehmer kann Zug- und Druckbeanspruchungen von bis zu 500 kN erfassen. Die Lage der Sensoren ist in Abbildung 4.3 zu erkennen.

In Tabelle 4.2 werden die Spezifikationen aller Messsysteme des PFAs aufgelistet.

Tabelle 4.2: Spezifikation der Messsysteme des PFAs

Bezeichnung	Anzahl	Messbereich	Genauigkeit
Laser-Triangulationssensor	4	200 mm	$\pm 20 \mu\text{m}$
Optischer Messtaster	51	12 mm	$\pm 1 \mu\text{m}$
Magnetostriktiver Positionssensor	4	450 mm	$\pm 20 \mu\text{m}$
DMS Kraftaufnehmer	52	500 kN	$\pm 0,5 \text{ kN}$
Elektronischer Druckmessumformer	8	400 bar	$\pm 1 \text{ bar}$

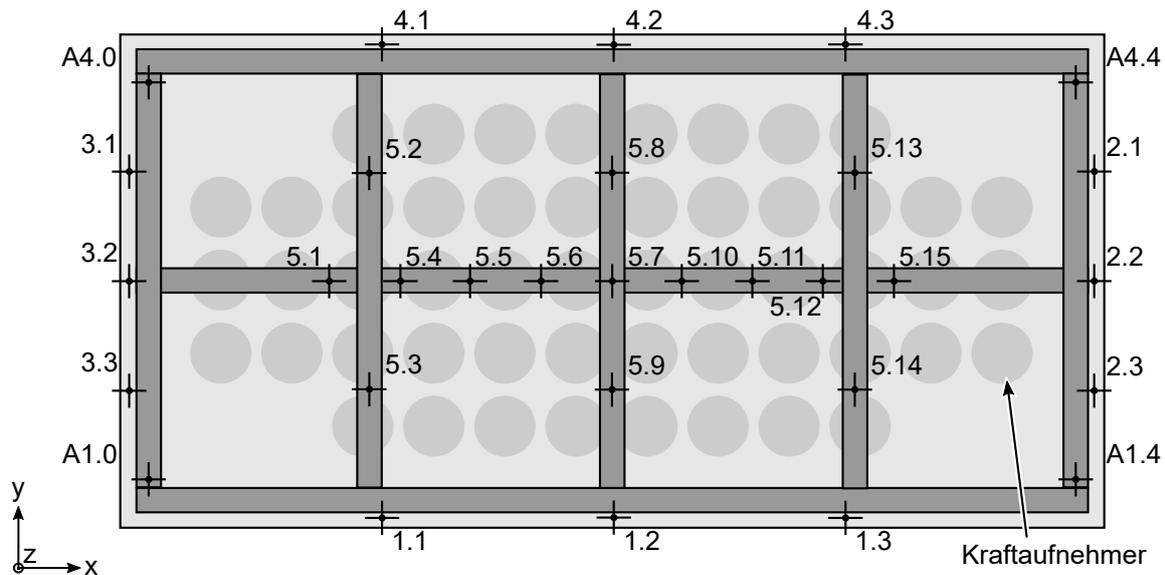


Abbildung 4.3: Lage der PFA-Messtaster zur Bestimmung der Durchbiegung am Stößel

Damit die Messdaten aller Systeme zueinander synchron sind, wird der Start- und Endzeitpunkt der Messung bei 300 mm Stößelposition vor UT festgelegt. Da der maximale Messbereich der Lasersensoren auf 200 mm begrenzt ist, wird zum Triggern ein Seilzug-Wegsensor verwendet. Die Messdaten werden auf dem zentralen Messrechner gespeichert. Über einen Vermessungsassistenten werden Ventile und Sensoren gesteuert. Mithilfe der Software können zudem die Sensordaten in Echtzeit visualisiert werden.

4.1.2 Versuchsdurchführung

Anders als bei Produktionswerkzeugen sind keine Freigängigkeiten für die Tischbolzen im PFA vorgehalten. Daher müssen vor dem Einbau des Messwerkzeugs alle bis auf die 48 verwendeten Tischbolzen gezogen werden. Des Weiteren müssen Stickstoffflaschen mit einem Fülldruck von mindestens 200 bar zur Verfügung stehen. Um das Befüllen der Gasdruckfedern zu beschleunigen, wird die Verwendung eines Stickstoffbündels mit einem Fülldruck von 300 bar empfohlen. Bei der Vermessung von hydraulischen Pressen ist zu prüfen, ob eine Kippregelung oder Parallelhalteregelung für den Stößel vorhanden ist. Abgesehen von der Funktionsprüfung der Parallelhaltung sollte diese für die Messungen deaktiviert werden, da sonst die schwankenden Drücke in den Stößelzylindern für eine inhomogene Kräfteinleitung während der Messung sorgen und damit die resultierenden Signale der Kraftmessdose (KMD) verfälscht werden können. Die Unterseite der PFA-Grundplatte wird direkt vor dem Einbau von unten mit einem Haarlineal untersucht und gereinigt. Bevor das Werkzeug auf dem herausgefahrenen Schiebetisch abgesetzt wird, muss dieser ebenfalls gründlich gereinigt werden. Fremdkörper werden gegebenenfalls entfernt. Sind die Flächen bereinigt, wird das Werkzeug auf zwei Zentrierbolzen abgestellt, sodass es mittig auf dem Schiebetisch liegt. Mit insgesamt zwölf Spannschrauben wird das Werkzeug auf dem Tisch befestigt.

Vor dem Einfahren des Schiebetischs werden die Werkzeugoberseite und die Stößelaufspannfläche ebenfalls gereinigt. Ist der Schiebetisch eingefahren und auf der Tischbaugruppe verspannt, werden die Stickstoffflaschen und der Messrechner angeschlossen. In diesem zusammengeführten Zustand werden die Lasersensoren sowie die Positionssensoren an den Messpinolen kalibriert. Dabei ist darauf zu achten, dass das Ziehkissen noch keinen Kontakt mit den Tischbolzen hat. Anschließend wird der Stößel bis zum Kontakt heruntergefahren. Diese Stößelposition entspricht dem UT für die Messung. Der obere Werkzeugteil wird automatisch oder manuell mit zwölf Spannelementen befestigt und die Presse wird auseinander gefahren.

Die ersten Messungen erfolgen ohne Belastung der Presse. So kann eine eventuelle Schiefstellung des Stößels identifiziert werden. Nach Standardmessplan wird anschließend das Ziehkissen vermessen. Dazu werden je nach Presse Ziehkissenkräfte von 1250 bis 6000 kN eingestellt. Abbildung 4.4 d) zeigt die kraftführenden Pinolen. Zunächst werden alle Verdrängungszylinder gleich gesteuert, sodass die Belastung symmetrisch ist. Bei jeder Kraft werden mehrere Messhübe durchgeführt, wobei Parameter wie Vorbeschleunigung des Ziehkissens und Stößelgeschwindigkeit variiert werden. Im Anschluss werden verschiedene asymmetrische Belastungen gemessen, indem einzelne oder mehrere Verdrängungszylinder höhere Kräfte erzeugen. Vor jedem Messhub werden die Kraftaufnehmer und die Messtaster am oberen Werkzeug genullt.

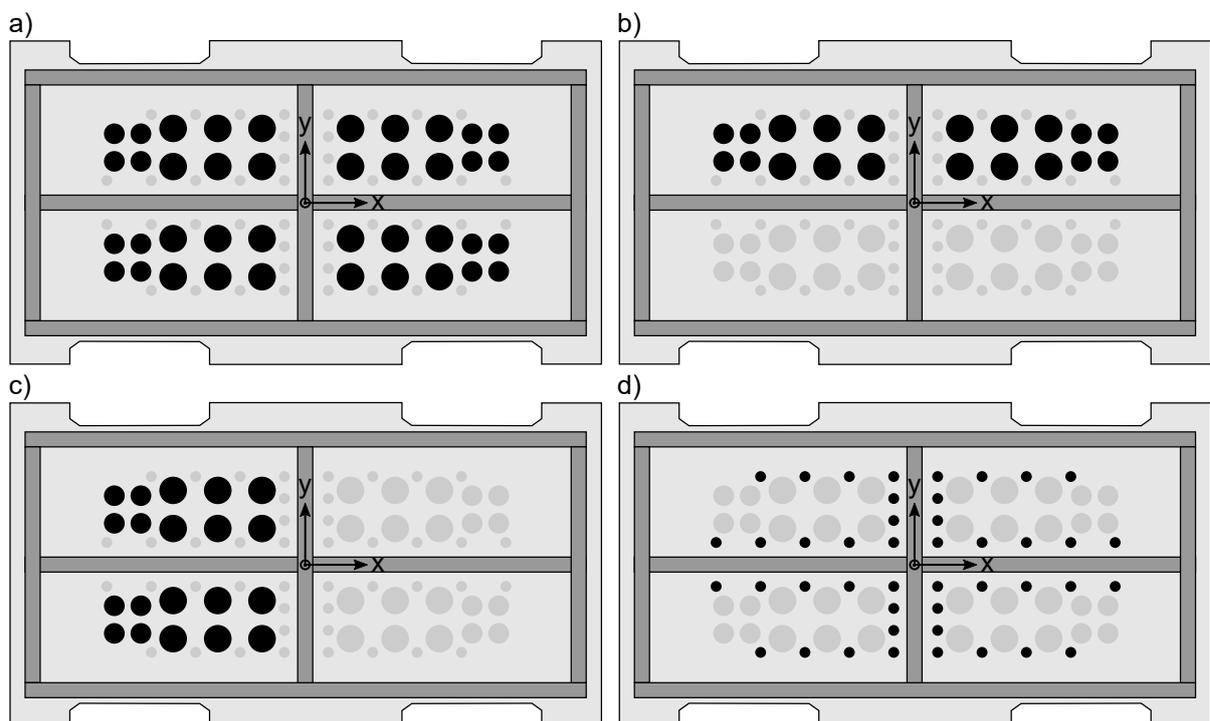


Abbildung 4.4: Aktive Gasdruckfedern bei a) symmetrischer Belastung, b) asymmetrischer Belastung $k+A$ und c) asymmetrischer Belastung $k+B$ sowie d) aktive Pinolen bei Ziehkissenbelastung

Ist der erste Teil der Messung abgeschlossen, wird das Ziehkissen deaktiviert und die Gasdruckfederkreise werden befüllt. Für die symmetrische Belastung werden alle Gasdruckfederkreise nacheinander mit 59, 90, 110 und 130 bar beaufschlagt. Dies resultiert in Gesamtkräften von

circa 4500 bis 11 000 kN. In Abbildung 4.4 a) sind die aktiven Gasdruckfedern bei symmetrischer Lasteinleitung dargestellt. Neben dynamischen Belastungen bei minimaler Dauerhubzahl werden zusätzlich mehrere statische Messungen durchgeführt. Dazu wird der Stößel im UT angehalten. Analog zur Vermessung des Ziehkissens werden vor jedem Messhub die Kraftmessdosen und die Messtaster am oberen und unteren Werkzeug genullt.

Im letzten Teil der Messung wird der Schiebetisch asymmetrisch belastet. Es werden vier unterschiedliche Lastfälle erzeugt, bei denen jeweils nur eine Hälfte der Gasdruckfedern aktiv ist. Die Kippung des Stößels um die x -Achse wird mit k_A und die Kippung um die y -Achse mit k_B bezeichnet. Die aktiven Gasdruckfedern für die Lastfälle $k+A$ und $k+B$ sind in Abbildung 4.4 b) und c) markiert. Die Messungen werden je nach maximal zulässiger asymmetrischer Belastung der Presse mit Fülldrücken von 34, 43, 53, 90, 110 oder 130 bar durchgeführt. Um das Kippverhalten des Ziehkissens zu analysieren, erfolgen die asymmetrischen Belastungen mit und ohne zugeschaltetem Ziehkissen.

Nach Beendigung der Messung wird das Werkzeug ausgebaut. Die Rohdaten werden mit dem Vermessungsassistenten auf dem Messrechner zur weiteren Verarbeitung als CSV-Dateien exportiert. In Abbildung 4.5 ist die beschriebene Versuchsdurchführung nach Standardmessplan zusammengefasst.

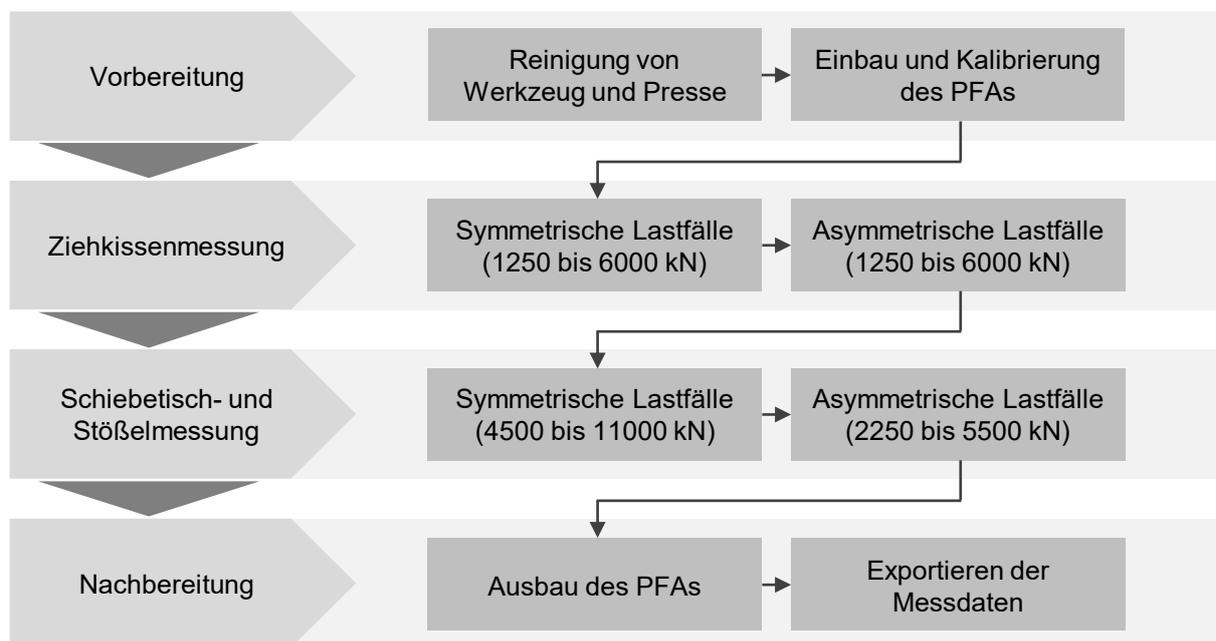


Abbildung 4.5: Ablaufdiagramm der Versuchsdurchführung nach Standardmessplan

4.1.3 Aufbereitung der Messdaten

Im Folgenden wird die Aufbereitung der Rohdaten der für diese Arbeit relevanten Messungen beschrieben. Zunächst werden die Messergebnisse bei symmetrischer und asymmetrischer Tischbelastung ohne Ziehkissen dargestellt. Dazu werden die Durchbiegungssensoren, die Kraftaufnehmer und die Lasersensoren betrachtet. Anschließend werden die Messwerte der Durch-

biegungssensoren am Stößel, der Kraftaufnehmer und der Positionssensoren bei symmetrischer Ziehkissenbelastung gezeigt. Zur Veranschaulichung der Datenaufbereitung wird eine Vermessung von der Kompaktsaugerpresse D verwendet. Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Excel-Tool mit VBA-Modulen entwickelt, welches das automatisierte Importieren, die Aufbereitung und das Auswerten der Messdaten ermöglicht.

Belastung des Schiebetischs In Abbildung 4.6 sind Rohdaten und gefilterte Daten des Mess-tasters 3.5 bei symmetrischer Tischbelastung mit einem Fülldruck der Gasdruckfedern von 130 bar dargestellt. Die Messfrequenz beträgt 1 kHz. Im Diagramm ist die gemessene Verlagerung in z-Richtung über der Messzeit aufgetragen. Der abgebildete Verlauf ist charakteristisch für das PFA. An den Rohdaten lassen sich die einzelnen Vorgänge während des Messhubs erkennen. Die Schwingungen bei 0,8 s werden durch das Auftreffen der Distanzen auf den äußeren Gasdruckfedern mit 200 mm Hub induziert. Sie klingen langsam ab, bis bei 1,4 s die inneren Gasdruckfedern mit 125 mm Hub in Kontakt kommen. Die durch diesen Stoß angeregten Schwingungen nehmen bis zum Erreichen des UTs ab, wobei die gemessene Verlagerung stetig zunimmt. Im Umkehrpunkt bei 2,9 s ist eine leichte Erhöhung der Schwingungsamplitude zu erkennen. Bei hydraulischen Pressen ist diese Anregung noch deutlicher ausgeprägt, da das Umschalten der Ventile an den Hydraulikzylindern einen Ruck am Stößel verursacht. Während der Stößel hochfährt, verringert sich die gemessene Verlagerung. Bei 3,7 s lösen sich die Distanzen von den Gasdruckfedern, was erneut zu starken Vibrationen führt.

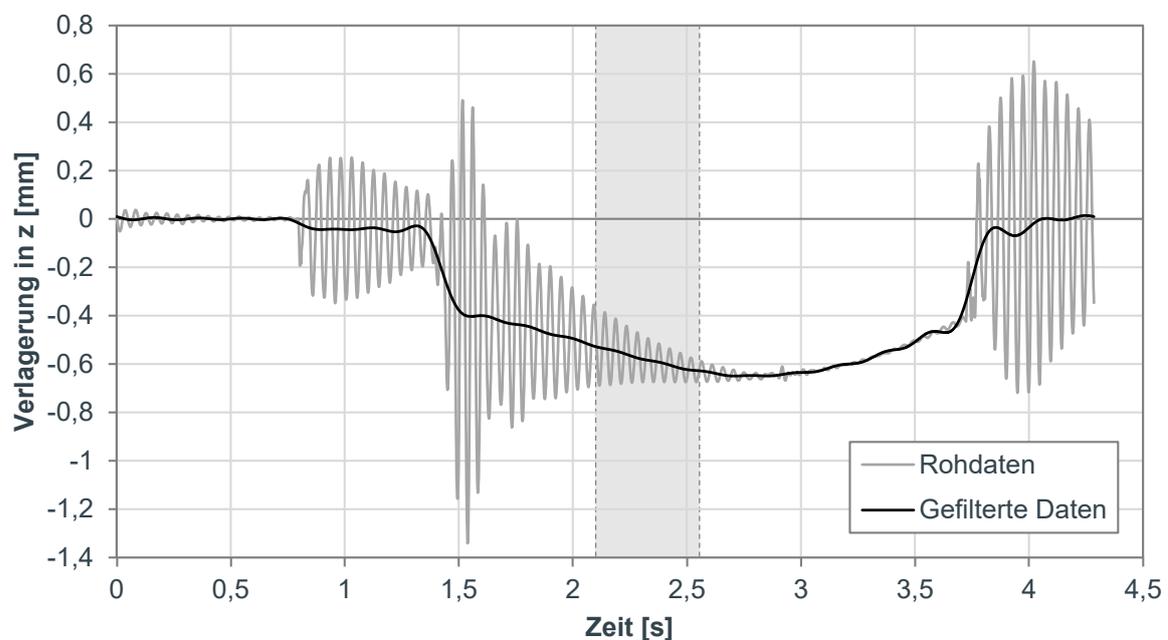


Abbildung 4.6: Rohsignal von Messtaster 3.5 bei 130 bar Vorspanndruck an Presse D

Die Rohdaten werden mithilfe eines bidirektionalen Butterworth-Tiefpassfilters mit einer Grenzfrequenz von 5 Hz bereinigt (Roth, 2019, S. 88–90). Dadurch wird der Verlauf der gemessenen Verlagerung deutlich. Die äußeren Gasdruckfedern sorgen zunächst nur für einen kleinen Anstieg

der Verlagerung. Das spätere Auftreffen auf die inneren Gasdruckfedern sorgt für einen starken Sprung in der Verlagerung. Durch das Eindrücken der Gasdruckfedern steigen die eingeleitete Gesamtkraft und damit die Verlagerung bis zum UT stetig an. Beim Öffnen der Presse sinkt die Verlagerung zunächst langsam und beim Lösen der Gasdruckfedern sprunghaft.

Für die automatisierte Aufbereitung der Durchbiegung bei unterschiedlichen Gesamtkräften werden nur die Messdaten im hervorgehobenen Bereich von 2,2 bis 2,6 s genutzt (Abbildung 4.6). Dies entspricht einem Auswertungsbereich von 40 bis 5 mm Stößelposition vor UT. In diesem Bereich sind die Schwingungen so weit abgeklungen, dass ein linearer Zusammenhang beim Visualisieren von gemessener Verlagerung über aufgebrachtener Gesamtkraft zu erkennen ist. Die Gesamtkraft wird aus den Drücken in den äußeren und inneren Gasdruckfedern berechnet:

$$F_{ges} = F_a + F_i = n_a p_a \pi r_a^2 + n_i p_i \pi r_i^2 \quad (\text{Gleichung 4.1})$$

Dabei steht n für die Anzahl der aktiven Gasdruckfedern, p für den Druck in der Gasdruckfeder und r für den Kolbenradius. Abbildung 4.7 zeigt den linearen Zusammenhang für drei Messungen mit Fülldrücken von 90, 110 und 130 bar.

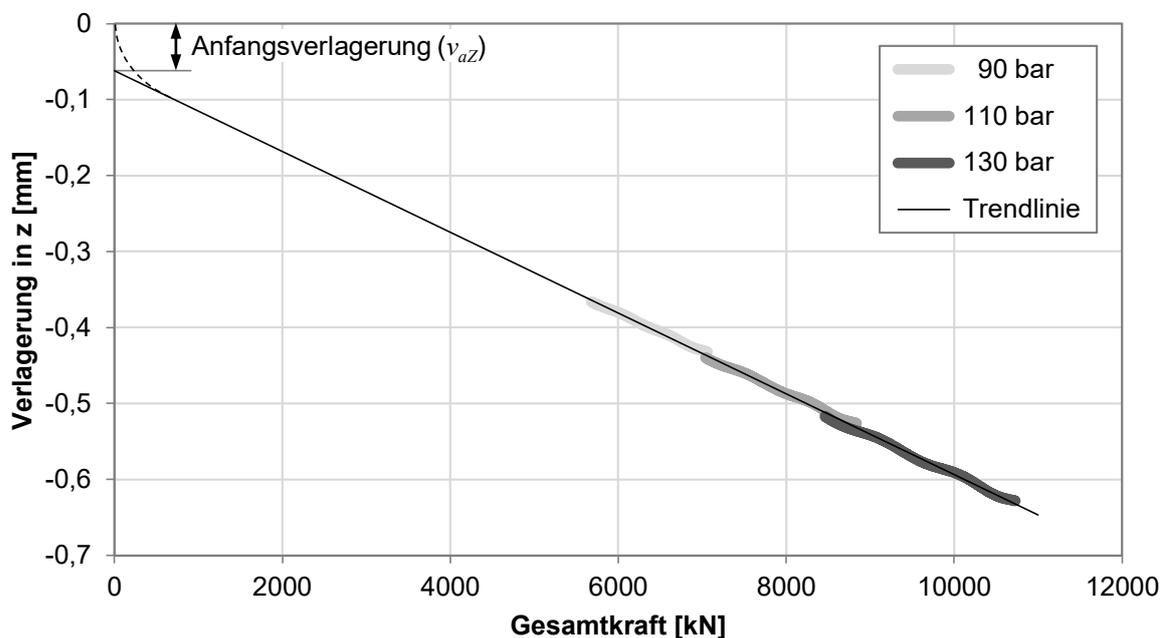


Abbildung 4.7: Gefilterte Signale im Bereich von 5 bis 40 mm vor UT von Messtaster 3.5 bei vier unterschiedlichen Vorspanndrücken an Presse D

Mithilfe der einfachen linearen Regression wird die Trendlinie bestimmt:

$$y = mx + b \quad (\text{Gleichung 4.2})$$

Die Regressionsparameter m und b werden wie folgt berechnet:

$$m = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (\text{Gleichung 4.3})$$

$$b = \bar{y} - m\bar{x} \quad (\text{Gleichung 4.4})$$

Die Symbole \bar{x} und \bar{y} beschreiben hierbei die Mittelwerte der Messdaten. x_i und y_i stehen für die einzelnen Messwerte. Der Kehrwert des Regressionsparameters m beschreibt die lokale vertikale Steifigkeit c_{vZ} und der Koeffizient b wird als Anfangsverlagerung v_{aZ} bezeichnet. Im gezeigten Beispiel kann die Verlagerung im Bereich von 5500 bis 11 000 kN interpoliert werden. Durch das Hinzufügen der Messung mit 59 bar Fülldruck kann dieser Bereich bis circa 3500 kN erweitert werden. Die hohe Bestimmtheit der Regression ermöglicht zudem das Extrapolieren der Verlagerung außerhalb des ausgewerteten Bereichs. Nach dieser Vorgehensweise werden die Daten der 24 Messtaster am unteren Werkzeug und der 27 Messtaster am oberen Werkzeug aufbereitet.

Um aus den gemessenen lokalen Verlagerungen an Tisch- und Stößelaufspanfläche das Durchbiegungsverhalten visualisieren zu können, werden die Messtaster in Gruppen zusammengefasst. Abbildung 4.8 zeigt die Messspuren am unteren Werkzeugteil. Die Auflager des Messrahmens werden den Gruppen x-Vorne und x-Hinten zugeordnet. Durch die Anordnung der Sensoren liegen die ausgewerteten Punkte einer Gruppe nicht genau in einer Flucht. So liegen die Auflager in y-Richtung um 105 mm weiter außen als die Messtaster. Bei den Messspuren x- und y-Mitte liegen die Sensoren um ± 80 mm versetzt von den Symmetrieachsen.

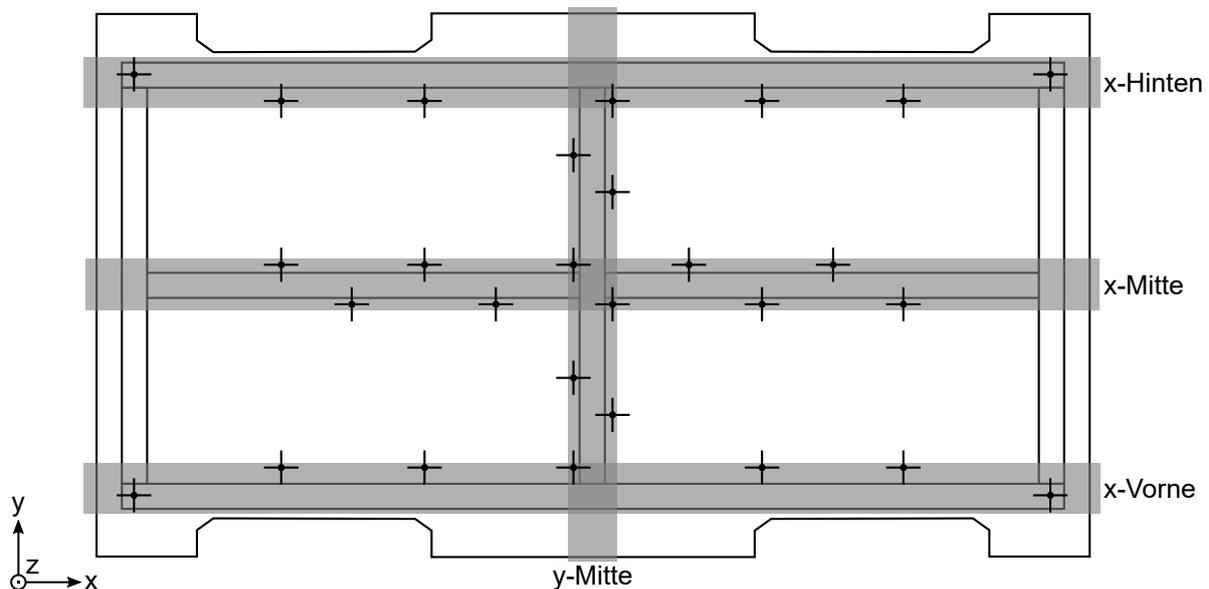


Abbildung 4.8: Gruppieren der Messtaster zu Durchbiegungskurven am PFA-Unterteil

Analog zum unteren Werkzeugteil werden die Messtaster und Auflager am Stößel ebenfalls gruppiert. Da die Sensoren gleichmäßiger über die gesamte Aufspannfläche verteilt sind, können mehr Messspuren gebildet werden. In x- und y-Richtung kommen so jeweils fünf Spuren zustande. Diese sind in Abbildung 4.9 dargestellt. Wie am Tisch liegen die Messpunkte nicht immer auf einer Linie. Die Auflager bei den Spuren x-Hinten Rand und x-Vorne Rand sind um 80 mm in y-Richtung nach innen versetzt. Bei den Spuren y-Links Rand und y-Rechts Rand beträgt der Abstand der Auflager in x-Richtung ebenfalls 80 mm. Für die Bestimmung der Verlagerung in der Mitte der Spuren y-Links und y-Rechts wird der Mittelwert der Sensoren 5.1 und 5.4 beziehungsweise 5.12 und 5.15 gebildet (siehe Abbildung 4.3).

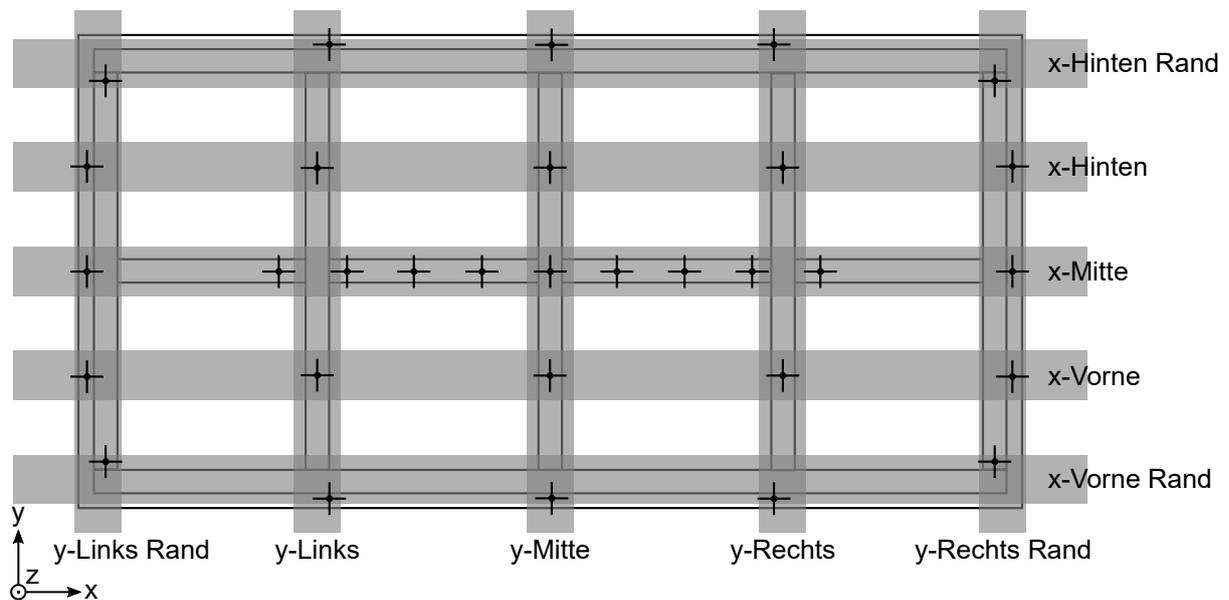


Abbildung 4.9: Gruppieren der Messtaster zu Durchbiegungskurven am PFA-Oberteil

Die sich ergebenden Durchbiegungskurven sind in den folgenden Abbildungen dargestellt. Zunächst werden die Kurven bei symmetrischer Tischbelastung gezeigt. In Abbildung 4.10 und Abbildung 4.11 ist die Durchbiegung am Schiebetisch in x- und y-Richtung bei einer Gesamtbelastung von 10 MN zu erkennen. In der rechten oberen Ecke werden die aktiven Gasdruckfedern und die abgebildeten Messspuren hervorgehoben. Die Verlagerungen werden mit und ohne Anfangsverlagerung v_{aZ} abgebildet (vergleiche Abbildung 4.7). Daraus ergeben sich pro Messspur zwei Kurven. Die maximale Durchbiegung in Tischmitte beträgt mit Anfangsverlagerung $-0,593$ mm und ohne $-0,533$ mm. Die Kurven in x- und y-Richtung verlaufen parabelförmig.

In Analogie zum Tisch werden in Abbildung 4.12 und Abbildung 4.13 die Durchbiegungskurven mit und ohne Anfangsverlagerung in x- und y-Richtung am Stößel gezeigt. Mit Anfangsverlagerung wird eine maximale Durchbiegung von $0,326$ mm am Sensor 5.6 gemessen. Nach Abzug der Anfangsverlagerung zeigen die beiden Messtaster neben dem mittleren eine Verlagerung von $0,251$ mm, wobei der Sensor in Stößelmitte mit $0,248$ mm minimal unter den beiden angrenzenden Sensoren liegt. Wie am Tisch sind fast alle Kurvenverläufe parabelförmig. Die einzige

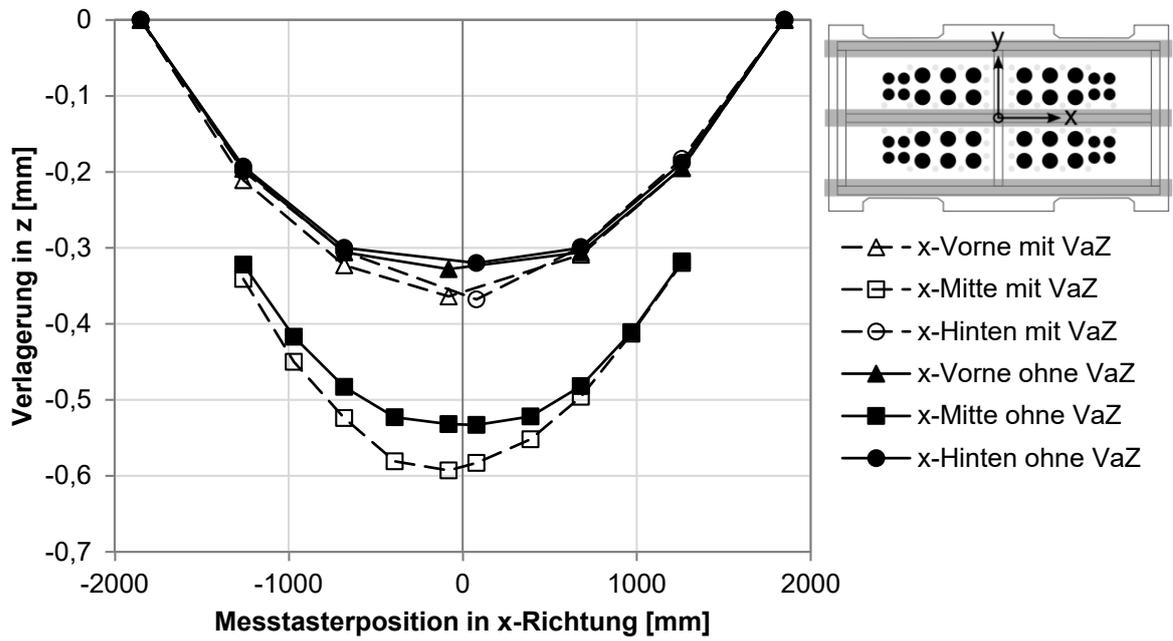


Abbildung 4.10: Durchbiegungskurven in x-Richtung am Tisch von Presse D mit und ohne Anfangsverlagerung (v_{aZ}) bei 10 MN symmetrischer Belastung

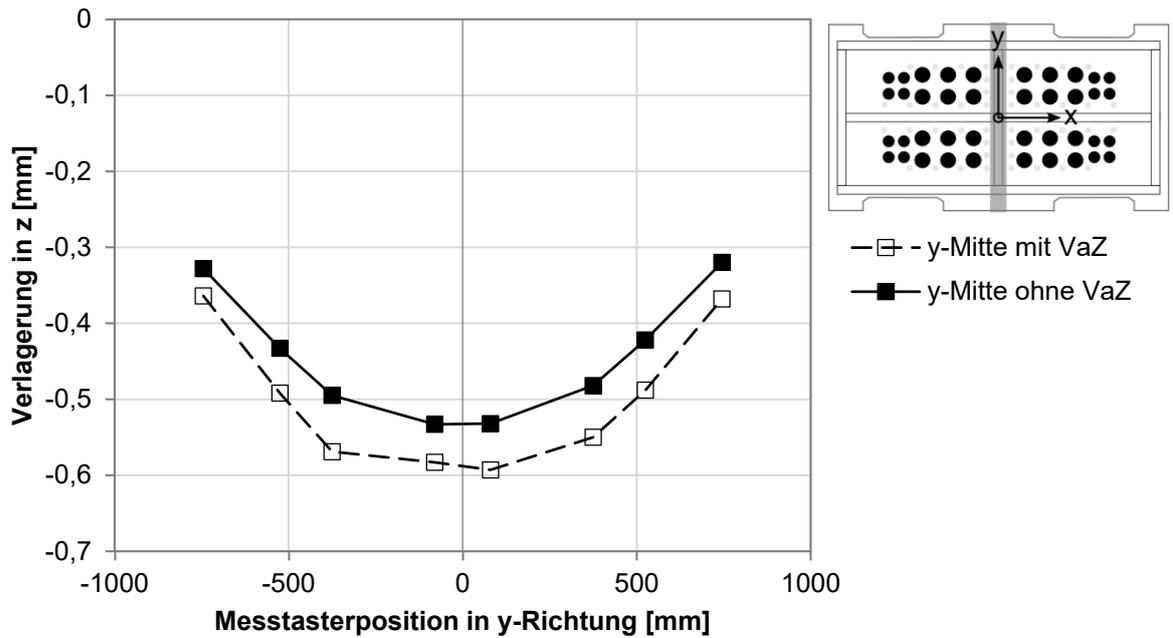


Abbildung 4.11: Durchbiegungskurven in y-Richtung am Tisch von Presse D mit und ohne Anfangsverlagerung (v_{aZ}) bei 10 MN symmetrischer Belastung

Ausnahme stellt die Messspur x-Mitte ohne Anfangsverlagerung dar, bei welcher der Verlauf M-förmig ist.

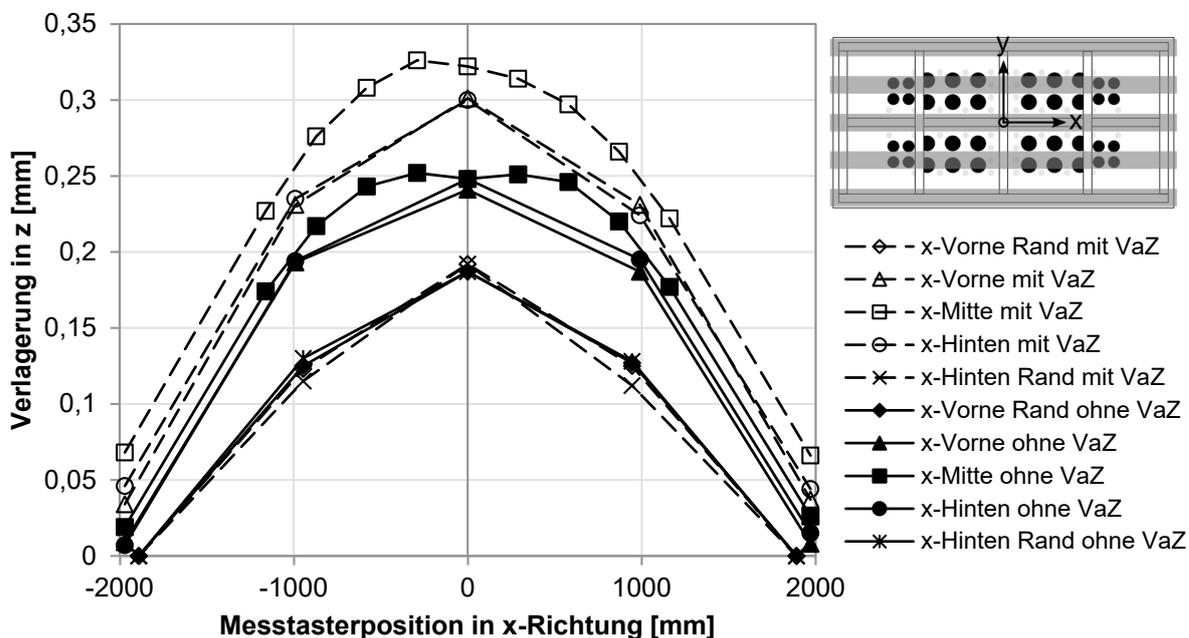


Abbildung 4.12: Durchbiegungskurven in x-Richtung am Stößel von Presse D mit und ohne Anfangsverlagerung (v_{aZ}) bei 10 MN symmetrischer Belastung

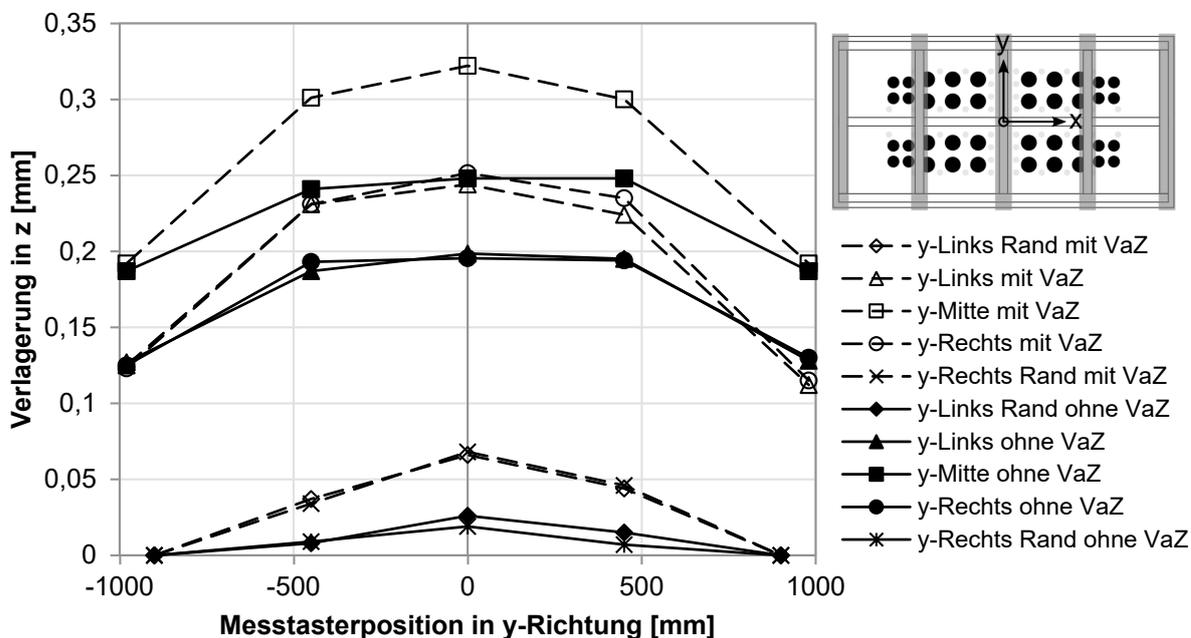


Abbildung 4.13: Durchbiegungskurven in y-Richtung am Stößel von Presse D mit und ohne Anfangsverlagerung (v_{aZ}) bei 10 MN symmetrischer Belastung

Bei den asymmetrischen Belastungen ist nur die Hälfte der Gasdruckfedern aktiv. Folglich ist die Gesamtkraft bei gleichem Fülldruck nur halb so groß wie bei symmetrischer Belastung. Ein Fülldruck von 130 bar führt damit zu einer maximalen Gesamtkraft von ungefähr 5500 kN. Für die

Auswertung der Durchbiegungskurven werden die Verlagerungen auf 10 MN skaliert. Zur Veranschaulichung der Kippbelastung um die x-Achse werden in Abbildung 4.14 und Abbildung 4.15 die Durchbiegungskurven in y-Richtung für den Lastfall k+A dargestellt. Die Kurvenverläufe zeigen ein deutlich asymmetrisches Verhalten. Die maximale Durchbiegung ist in die positive y-Richtung verschoben. Am Tisch beträgt die maximale Durchbiegung mit Anfangsverlagerung $-0,600$ mm und ohne $-0,548$ mm. Am Stößel liegt das Maximum mit Anfangsverlagerung bei $0,345$ mm und ohne bei $0,274$ mm. Das qualitative Durchbiegungsverhalten für den Lastfall k-A ist spiegelsymmetrisch. Die Durchbiegungskurven in x-Richtung sind in Abbildung D.1 und Abbildung D.2 im Anhang zu finden. Der zickzackförmige Verlauf am Tisch ist auf die versetzte Anordnung der Messtaster am mittleren Messbalken zurückzuführen.

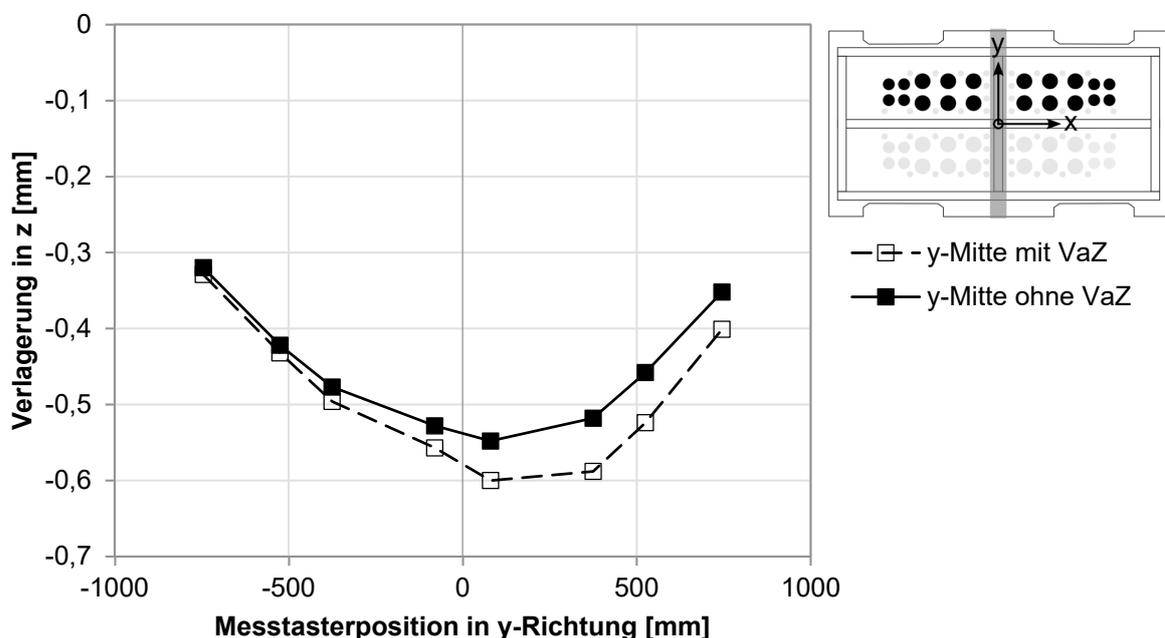


Abbildung 4.14: Durchbiegungskurven in y-Richtung am Tisch von Presse D mit und ohne Anfangsverlagerung (v_{aZ}) bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+A

In Abbildung 4.16 und Abbildung 4.17 sind die Durchbiegungskurven in x-Richtung bei Kippbelastung k+B an Tisch und Stößel dargestellt. Die Kurvenverläufe sind stark asymmetrisch. Die Maximalwerte sind in die negative x-Richtung verschoben. Am Tisch beträgt der Maximalwert mit Anfangsverlagerung an Sensor 3.4 $-0,702$ mm und ohne Anfangsverlagerung an Sensor 3.3 $-0,632$ mm. Stößelseitig tritt die höchste Durchbiegung an Messtaster 5.5 auf und beträgt mit Anfangsverlagerung $0,406$ mm und ohne $-0,328$ mm. Für den Lastfall k-B ergibt sich ein spiegelsymmetrisches Verhalten. Im Anhang sind die Durchbiegungskurven in y-Richtung in Abbildung D.3 und Abbildung D.4 dargestellt. Auch hier entsteht der zickzackförmige Verlauf am Tisch durch die Position der Messtaster.

Zur Fehlerabschätzung bei der Bestimmung der Durchbiegungskurven an Tisch und Stößel wurden die Messwiederholbarkeit und die Reproduzierbarkeit in Voruntersuchungen ausgewertet. Für die Analyse der Messwiederholbarkeit wurden mehrere Messhübe bei gleichbleibenden Ver-

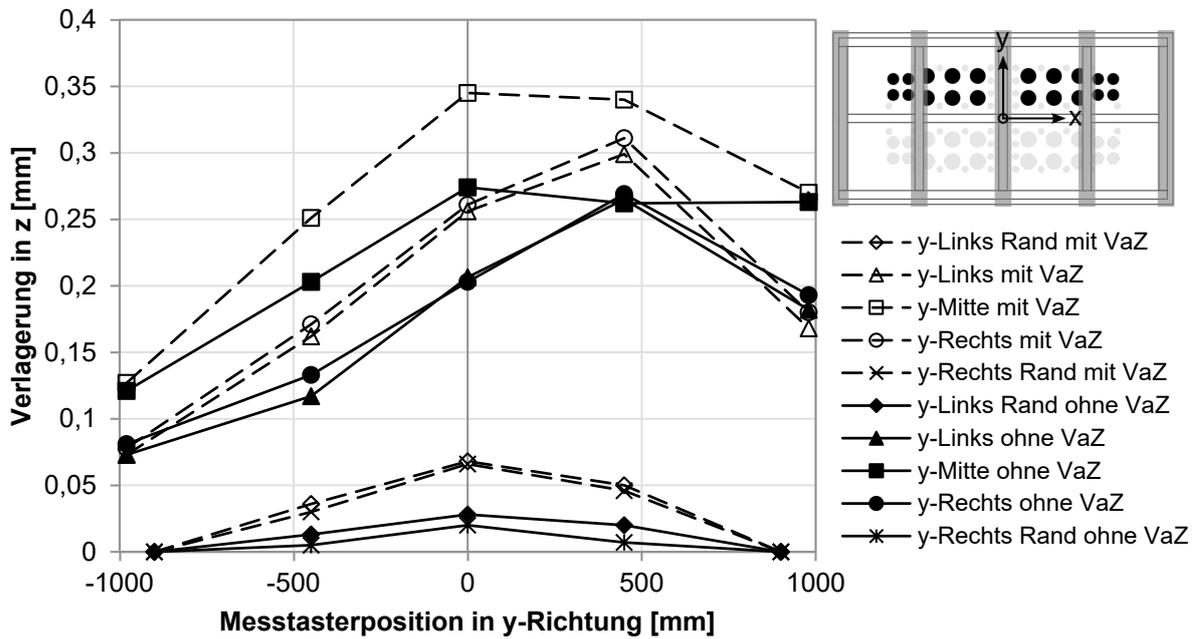


Abbildung 4.15: Durchbiegungskurven in y-Richtung am Stößel von Presse D mit und ohne Anfangsverlagerung (v_{aZ}) bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+A

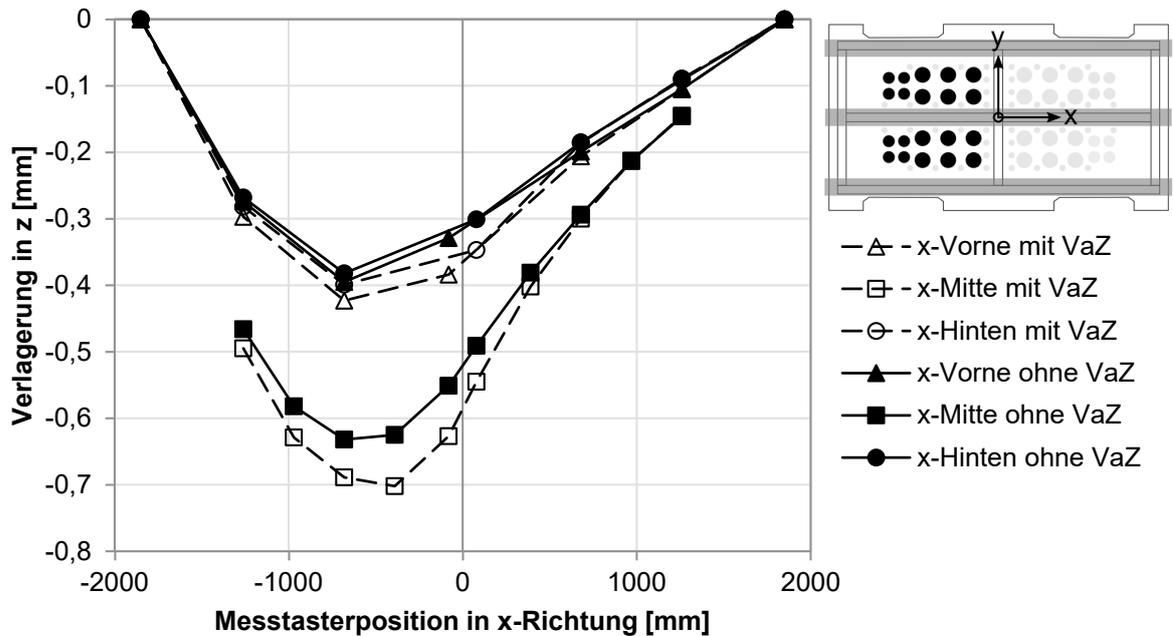


Abbildung 4.16: Durchbiegungskurven in x-Richtung am Tisch von Presse D mit und ohne Anfangsverlagerung (v_{aZ}) bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+B

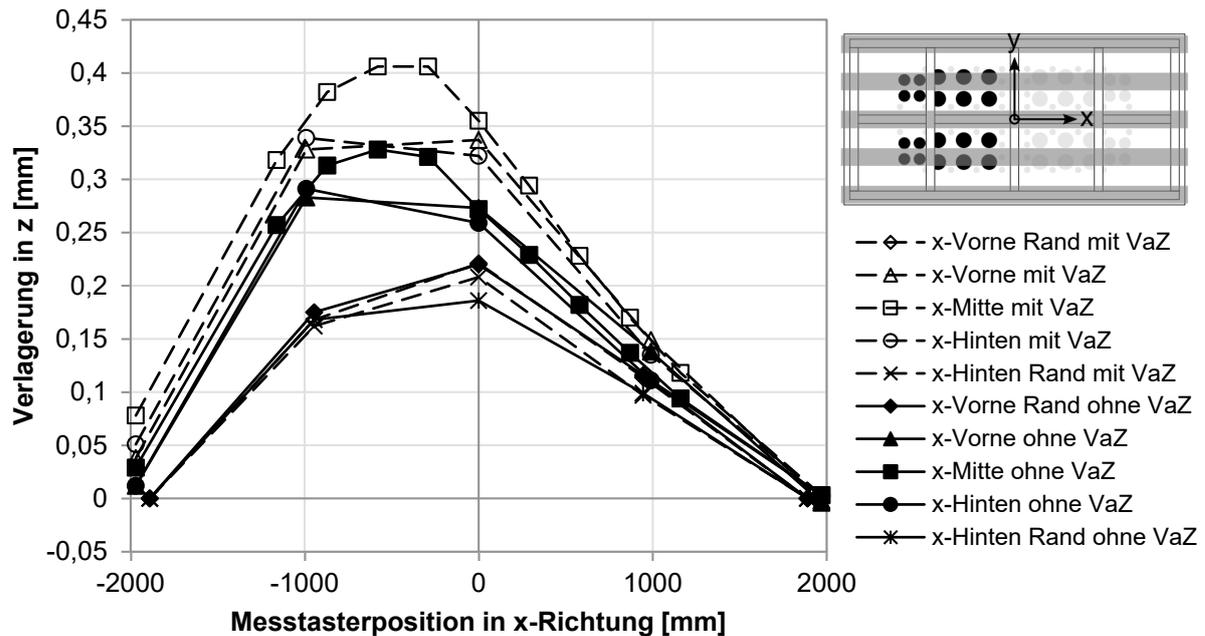


Abbildung 4.17: Durchbiegungskurven in x -Richtung am Stößel von Presse D mit und ohne Anfangsverlagerung (v_{aZ}) bei 10 MN asymmetrischer Belastung $k+B$

suchsbedingungen durchgeführt. Dementsprechend waren der Fülldruck in den Gasdruckfedern, die Stößelzustellung und die Stößelgeschwindigkeit konstant. Der Vergleich der resultierenden Durchbiegungskurven ergab Abweichungen im Bereich von wenigen Mikrometern, sodass die Messgenauigkeit für die Ermittlung des Durchbiegungsverhaltens an Tisch und Stößel ausreichend ist. Zur Beurteilung der Reproduzierbarkeit der Messergebnisse wurde das PFA zwischen mehreren Messungen mit identischen Versuchsbedingungen vollständig aus- und wieder eingebaut. In der Folge wurde das Werkzeug erneut in der Presse positioniert und verspannt. Auch hier ergaben sich lediglich minimale Abweichungen zwischen den Messungen, sodass auch die Reproduzierbarkeit der Pressenvermessung nachgewiesen werden konnte.

Die Messdaten der Kraftaufnehmer werden analog zu den Messtastern aufbereitet. Für jeden Kraftaufnehmer werden die gemessenen Kräfte im Bereich von 40 bis 5 mm Stößelposition vor UT ausgewertet. Diese Kräfte werden über der aus den Drücken der Gasdruckfederkreise berechneten Gesamtkraft aufgetragen. Die Messdaten aus den Messhüben mit unterschiedlichen Fülldrücken werden kombiniert und eine Trendlinie wird mittels einfacher linearer Regression ermittelt.

Zur anschaulichen Darstellung der Kraftverteilung eignet sich ein 3D-Säulendiagramm. Abbildung 4.18 zeigt die Kraftverteilung bei symmetrischer Tischbelastung mit 10 MN. Die größten Kräfte von bis zu 320 kN treten in den Ecken der Werkzeugfläche auf. Die Verteilung ist symmetrisch zur Werkzeugmitte in x - und y -Richtung.

Die asymmetrischen Tischbelastungen sind in Abbildung 4.19 und Abbildung 4.20 dargestellt. Um die Vergleichbarkeit zur symmetrischen Belastung herzustellen, wird die Gesamtkraft auf 10 MN skaliert. Dadurch liegen die Kräfte von einzelnen Kraftaufnehmern über deren

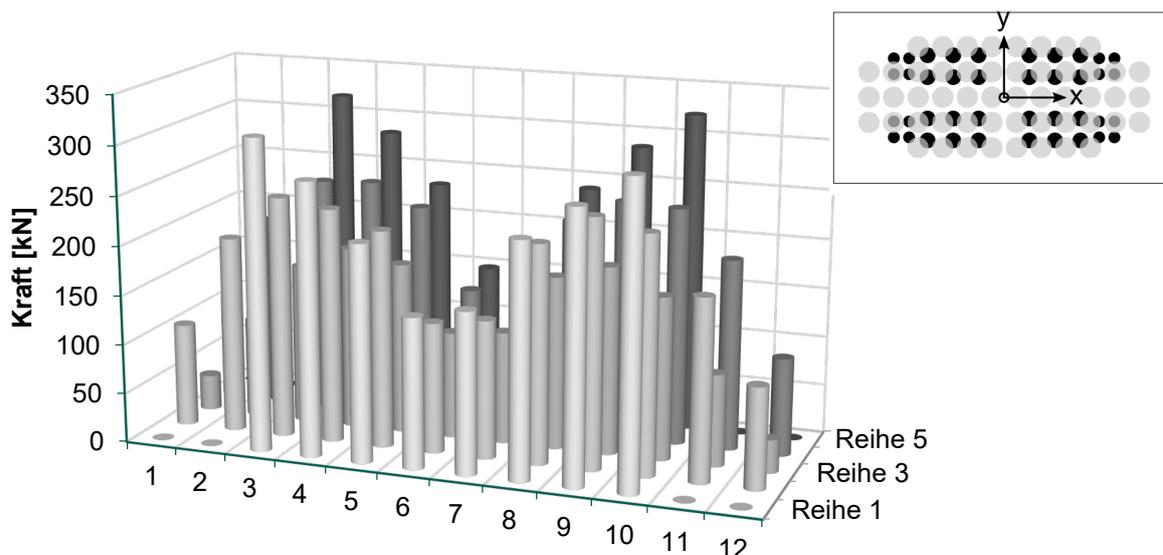


Abbildung 4.18: Signale der Kraftaufnehmer bei symmetrischer Tischbelastung mit 10 MN auf Presse D

Messbereich von 500 kN. Die Maxima liegen in den Ecken der belasteten Werkzeughälften bei 600 kN in der Spitze.

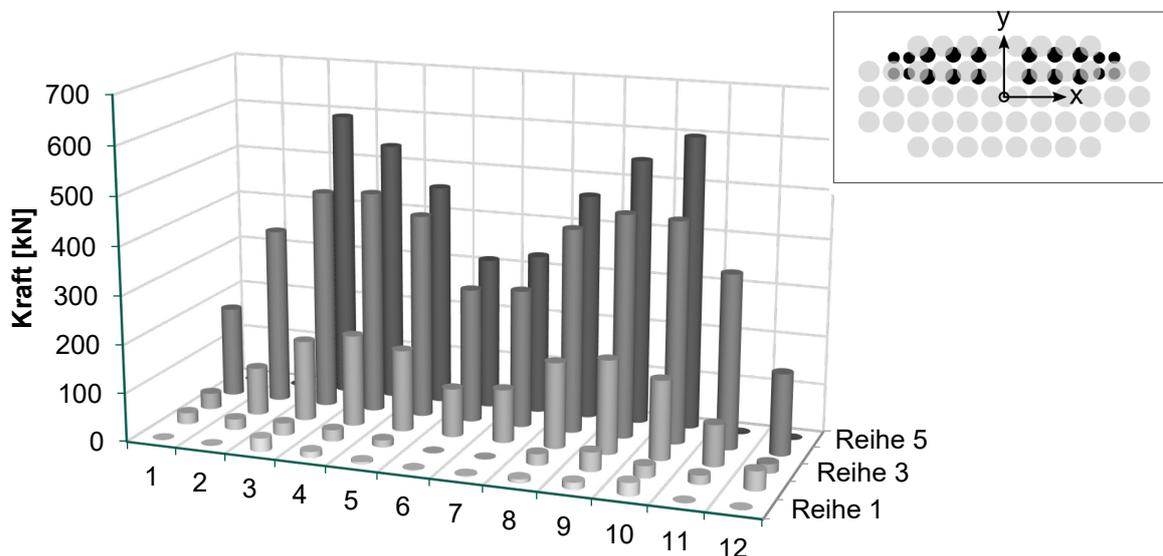


Abbildung 4.19: Signale der Kraftaufnehmer bei asymmetrischer Tischbelastung $k+A$ mit 10 MN auf Presse D

Die Kippung des Stößels gegenüber dem Schiebetisch wird mithilfe der vier Lasersensoren berechnet. Für die Kippung k_A um die x-Achse werden dazu die Mittelwerte der gemessenen Abstände an der vorderen und hinteren Werkzeugkante berechnet:

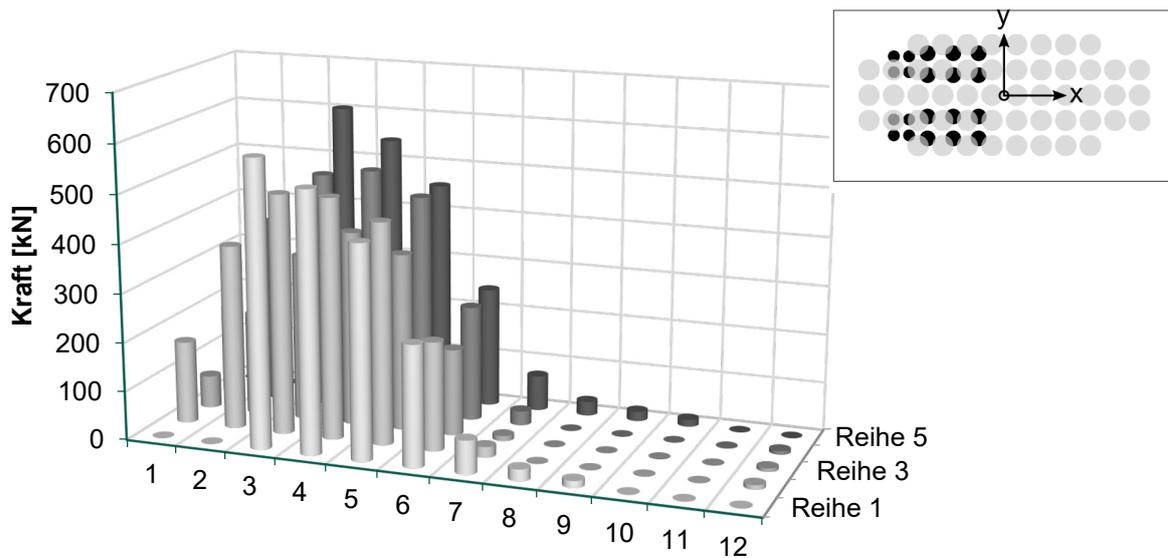


Abbildung 4.20: Signale der Kraftaufnehmer bei asymmetrischer Tischbelastung $k+B$ mit 10 MN auf Presse D

$$\bar{d}_{\text{Vorne}} = \frac{d_{\text{Vorne,Links}} + d_{\text{Vorne,Rechts}}}{2} \quad (\text{Gleichung 4.5})$$

$$\bar{d}_{\text{Hinten}} = \frac{d_{\text{Hinten,Links}} + d_{\text{Hinten,Rechts}}}{2} \quad (\text{Gleichung 4.6})$$

Daraus wird die Stößelkippung k_A in mm/m wie folgt berechnet:

$$k_A = \frac{\bar{d}_{\text{Vorne}} - \bar{d}_{\text{Hinten}}}{l_{\text{Vorne,Hinten}}} \quad (\text{Gleichung 4.7})$$

Dabei ist l der Abstand zwischen den Lasern vorne und hinten in y -Richtung. Die Berechnung der anderen Kippwerte folgt dem gleichen Schema. Zur Ermittlung der Kippsteifigkeit einer Presse wird die Kippung über dem eingeleiteten Kippmoment M aufgetragen. Für die Bestimmung des Kippmoments um x - und y -Achse werden die Kraftaufnehmer am Stößel verwendet:

$$M_x = \sum_{i=1}^5 \sum_{j=1}^{12} F_{ij} y_{ij} \quad (\text{Gleichung 4.8})$$

$$M_y = \sum_{i=1}^5 \sum_{j=1}^{12} F_{ij} x_{ij} \quad (\text{Gleichung 4.9})$$

Die Indizes i und j geben die Bezeichnung der Kraftaufnehmer in x- und y-Richtung an. Das Moment ergibt sich aus der Multiplikation der gemessenen Kraft F_{ij} mit dem Abstand x_{ij} beziehungsweise y_{ij} des Sensors zur Symmetrieachse. In Abbildung 4.21 sind die Kippungen k_{+A} und k_{-A} im Bereich 40 bis 5 mm Stößelposition vor UT bei verschiedenen Fülldrücken über dem Kippmoment dargestellt. Demnach führt eine außermittige Belastung bei einem Fülldruck von 130 bar zu einer Kippung des Stößels von $\pm 0,4$ mm/m, was bei einer Stößeltiefe von 2,5 m eine Höhendifferenz von 1 mm bedeutet.

Analog zur Aufbereitung der Messtasterdaten können die Kippsteifigkeiten $c_{k_{+A}}$ und $c_{k_{-A}}$ sowie die Anfangskippungen $k_{a_{+A}}$ und $k_{a_{-A}}$ mittels einfacher linearer Regression bestimmt werden (siehe Gleichung 4.2 ff.). Da sich je eine Kippsteifigkeit für positive und negative Kippung ergibt, wird die Gesamtkippsteifigkeit c_{k_A} aus den Werten $c_{k_{+A}}$ und $c_{k_{-A}}$ gemittelt. Des Weiteren lässt der Mittelwert der beiden Anfangskippungen $k_{a_{+A}}$ und $k_{a_{-A}}$ auf eine Schiefstellung des Stößels schließen.

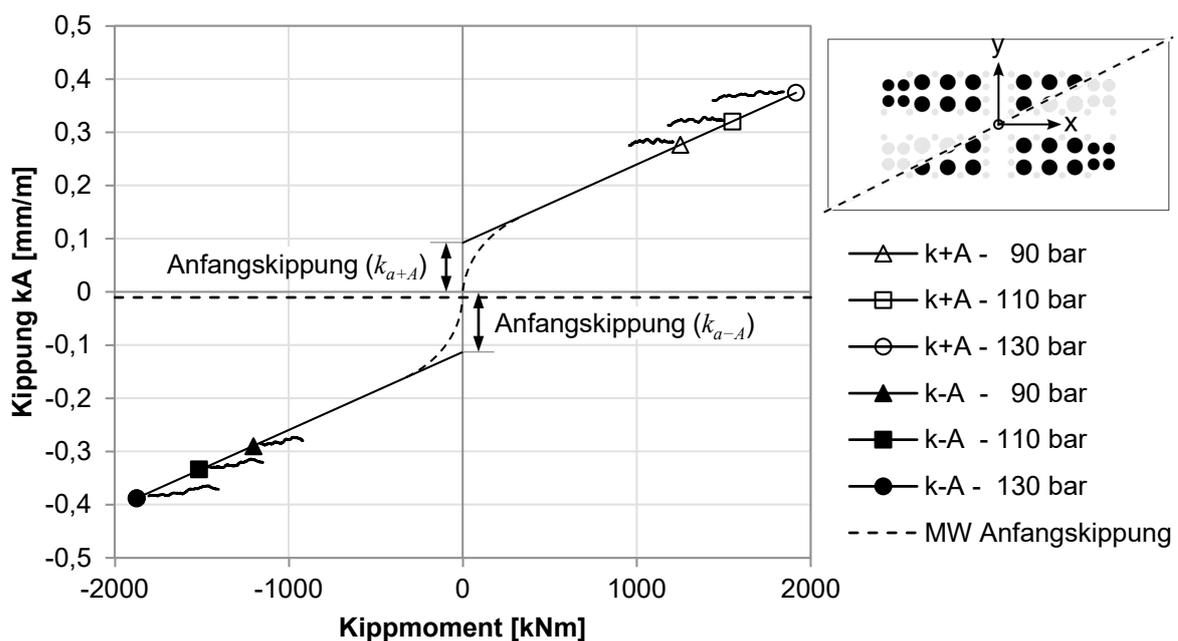


Abbildung 4.21: Kippung k_A bei drei unterschiedlichen Kräften pro Lastfall auf Presse D

Auf Basis der Gleichung 4.5 ff. werden ebenfalls die Kippungen k_{+B} und k_{-B} berechnet und in Abbildung 4.22 beispielhaft für Presse D dargestellt. Bei Betrachtung der einzelnen Kippungsverläufe ist auffällig, dass die Kippung bei steigendem Kippmoment bei allen sechs Lastfällen abnimmt. Dies lässt darauf schließen, dass die Kippsteifigkeit bis zum Erreichen des UT zunimmt. Da es sich bei Presse D um eine mechanische Presse handelt, könnte eine mögliche Begründung die Position der Pleuels sein. Erst kurz vor UT sind diese vollständig gestreckt und

erreichen so ihre maximale Steifigkeit. Der Mittelwert der Anfangskippungen k_{a+B} und k_{a-B} liegt bei $-0,082 \text{ mm/m}$.

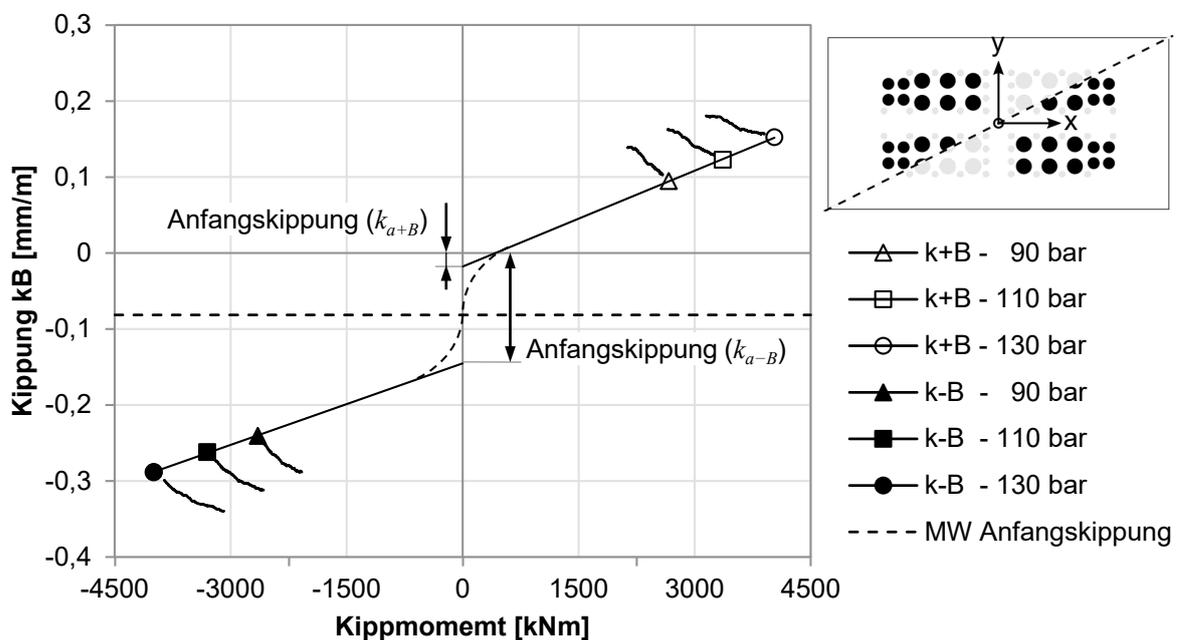


Abbildung 4.22: Kippung k_B bei drei unterschiedlichen Kräften pro Lastfall auf Presse D

Ziehkissenbelastung Bei der Ziehkissenbelastung sind die Gasdruckfedern inaktiv, stattdessen erfolgt der Kraftaufbau zwischen Stößel und Ziehkissenpinolen. Dazu wird zu Beginn der Messung das Ziehkissen angesteuert und die gewünschte Kraft in den Verdrängungszyllindern eingestellt. Abbildung 4.23 zeigt den Stößel- und Ziehkissenweg zusammen mit der gefilterten Summe der Kräfte in den Kraftaufnehmern über der Zeit bei einer Ziehkissenkraft von 6 MN. Der Stößelweg wird aus dem Mittelwert der vier Lasersensoren bestimmt und der Ziehkissenweg aus dem Mittelwert der vier Positionssensoren an den Messpinolen. Die Stößelgeschwindigkeit im gezeigten Beispiel beträgt 8 Hub/min und die Vorbeschleunigung des Ziehkissens ist aktiviert. Dadurch wird der Stoß beim Auftreffen der Distanzen vom Oberwerkzeug auf die Ziehkissenpinolen minimiert. Für die Bewertung der Vorbeschleunigung werden die Rohdaten der Kraftaufnehmer ausgewertet, für das Regelungsverhalten des Ziehkissens hingegen werden die Signale gefiltert (Roth, 2019, S. 82–87).

Wie bei der Tischbelastung mit den Gasdruckfedern können die Messtaster am Stößel ausgewertet werden, um die Durchbiegung der Stößelaufspanfläche zu visualisieren. Dazu werden die Verlagerungen von Messungen mit unterschiedlichen Gesamtkräften mittels einfacher linearer Regression zusammengefasst (vergleiche Abbildung 4.7). Im Gegensatz zu den kontinuierlichen Messsignalen im Bereich von 40 bis 5 mm Stößelposition vor UT bei der Tischbelastung lässt sich bei der Ziehkissenmessung aufgrund der nahezu konstanten Krafteinleitung nur ein Messwert pro Ziehkissenkraft für die Linearisierung nutzen. Analog zu den Messtastern können die einzelnen

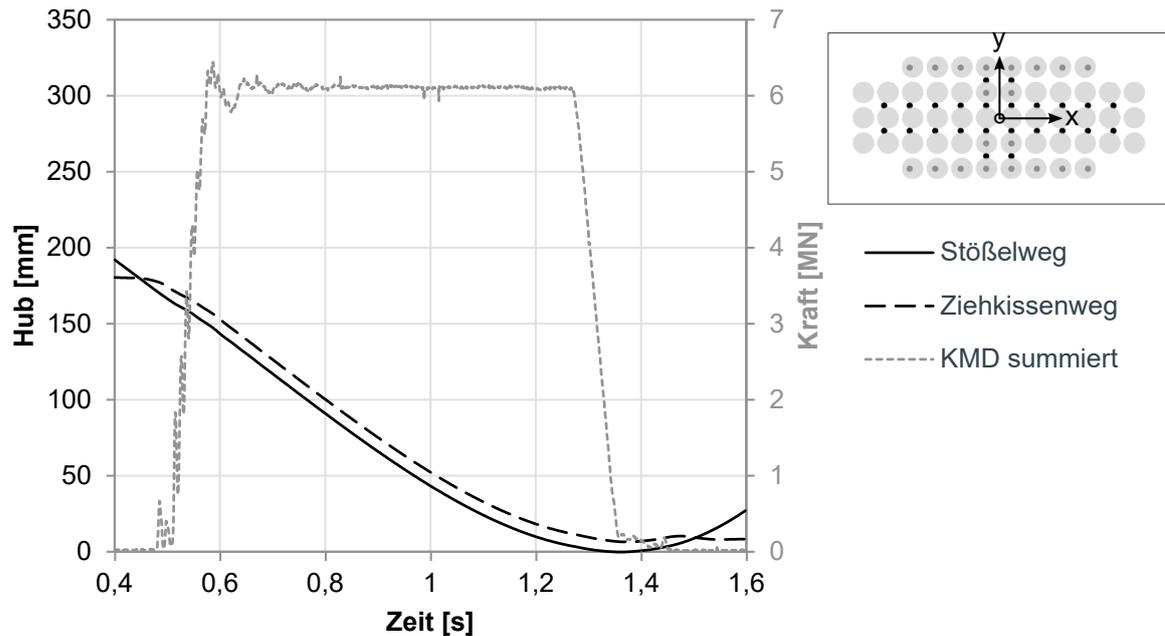


Abbildung 4.23: Stößel- und Ziehkissenweg sowie Summe der Kräfte in den Kraftmessdosen bei symmetrischer Ziehkissenkraft von 6 MN auf Presse D

Kraftaufnehmer ausgewertet werden, um die Kraftverteilung am Stößel untersuchen zu können (vergleiche Abbildung 4.18).

4.1.4 Auswertung der Messergebnisse

Bei der linearen Regression der Messtastersignale in Abbildung 4.7 wurde die Anfangsverlagerung v_{aZ} eingeführt. Sie beschreibt den nicht-linearen Anteil der gemessenen Verlagerung. Die Hauptursache für die Anfangsverlagerung sind Spalte zwischen den Baugruppen. Am unteren Werkzeug können diese an der Kontaktfläche von PFA-Grundplatte und Schiebetischauflagefläche sowie an der Auflagefläche vom Schiebetisch auf dem Pressentisch entstehen. Stößelseitig ist die Kontaktfläche von Stößelspannplatte und Stößelaufspannfläche entscheidend. Die Spalte können durch Unebenheiten in den Flächen aufgrund von Fertigungstoleranzen, Verunreinigungen oder Beschädigungen entstehen. Eine weitere Ursache für die Anfangsverlagerung kann eine ungleichmäßige oder unzureichende Verspannung des Werkzeugs an der Presse sein.

Eine eindeutige Trennung der Anfangsverlagerung in Werkzeug- und Maschinenanteile ist nicht ohne Weiteres möglich. Allerdings lassen sich Tendenzen durch den Vergleich von mehreren Messungen auf unterschiedlichen Pressen ableiten. In Abbildung 4.24 sind die Anfangsverlagerungen der Messtaster in Tischmitte von allen untersuchten Pressen dargestellt. Die Kurvenverläufe zeigen alle eine leichte Asymmetrie. Die maximalen Verlagerungen sind fast durchgängig in die negative x-Richtung verschoben. Dieses systematische Verhalten deutet auf eine werkzeugseitige Ursache, zum Beispiel eine Konkavität der Grundfläche, hin.

Analog zum Schiebetisch sind in Abbildung 4.25 die Anfangsverlagerungen für die mittige Messspur in x-Richtung am Stößel dargestellt. Während die qualitativen Verläufe am Tisch

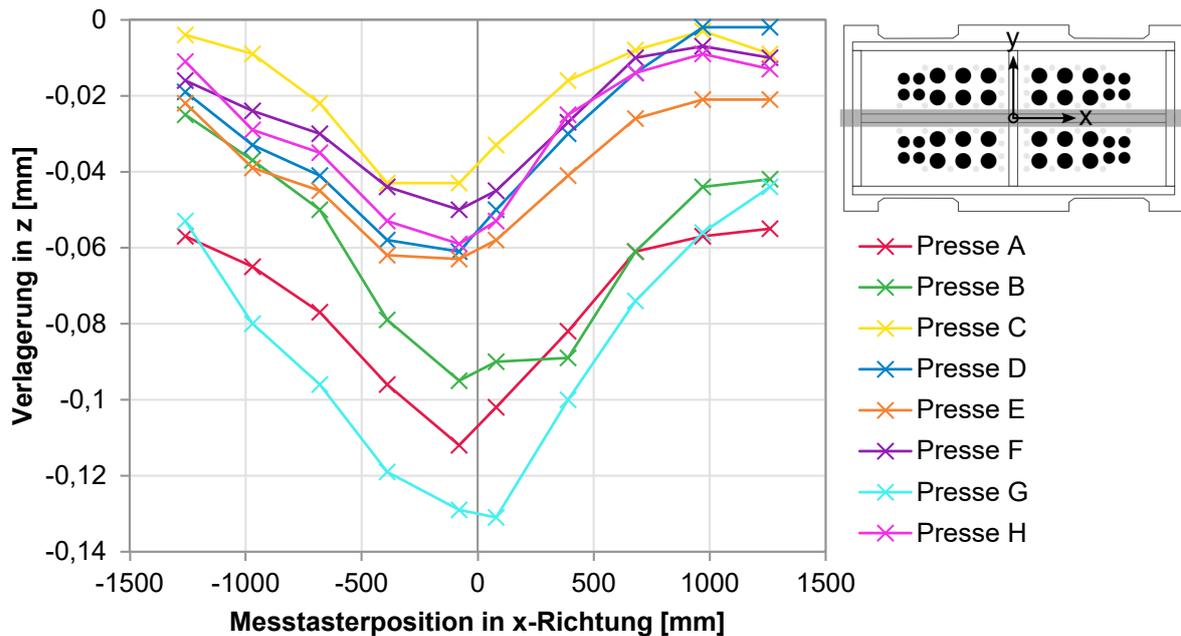


Abbildung 4.24: Anfangsverlagerung der mittleren Messtaster in x-Richtung am Tisch von allen untersuchten Pressen bei symmetrischer Belastung

gleich sind, zeigt sich am Stößel kein einheitliches Verhalten. Bei den Pressen C, E und F ist die Anfangsverlagerung in der Stößelmitte minimal, während sie bei allen anderen Pressen in der Mitte maximal ist. Ursache für dieses Verhalten können Unterschiede in der Konstruktion der Stößel sein. So haben zum Beispiel nur die Einarbeitungspressen A, B, F und G ein Stößelkissen. Des Weiteren sind die Positionen der Kraftangriffspunkte der Pleuels oder Hydraulikzylinder von Presse zu Presse unterschiedlich. Besonders auffällig ist die Anfangsverlagerung an Presse G. Die maximale Verlagerung liegt hier um ein Vielfaches über den anderen Pressen. Mögliche Ursachen könnten eine unzureichende Verspannung des Oberwerkzeugs bei der Vermessung oder eine starke Konkavität in der Stößelaufspannfläche sein.

Im weiteren Verlauf dieser Arbeit werden Tisch- und Stößeldurchbiegung ohne Anfangsverlagerung verwendet. Die Berücksichtigung der nicht-linearen Anteile in den FE-Modellen würde einen unverhältnismäßig hohen Aufwand bei der Analyse der Ursachen und eine nicht zielführende Komplexitätssteigerung der Modelle nach sich ziehen. Da in den vereinfachten Simulationsmodellen keine Fertigungstoleranzen und Verschleißerscheinungen von Werkzeugen und Pressen berücksichtigt werden, kommt es folglich auch nicht zu einem nicht-linearen Verhalten durch das Schließen von Spalten. Die Verwendung der Durchbiegungswerte ohne Anfangsverlagerung ist dementsprechend sinnvoll.

In Abbildung 4.26 sind die mittleren Durchbiegungskurven in x-Richtung am Schiebetisch ohne Anfangsverlagerung bei einer symmetrischen Belastung von 10 MN von allen acht untersuchten Pressen dargestellt. Die Verlagerungen in der Tischmitte reichen von $-0,344$ mm bei Presse A bis $-0,616$ mm bei Presse B.

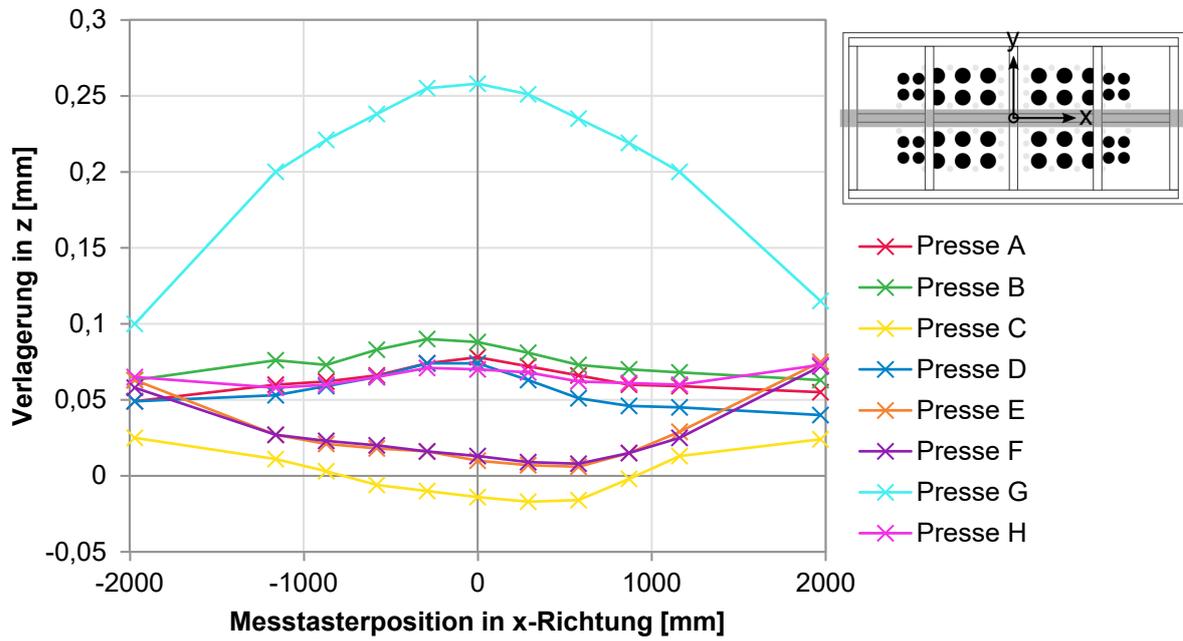


Abbildung 4.25: Anfangsverlagerung der mittleren Messtaster in x-Richtung am Stößel von allen untersuchten Pressen bei symmetrischer Belastung

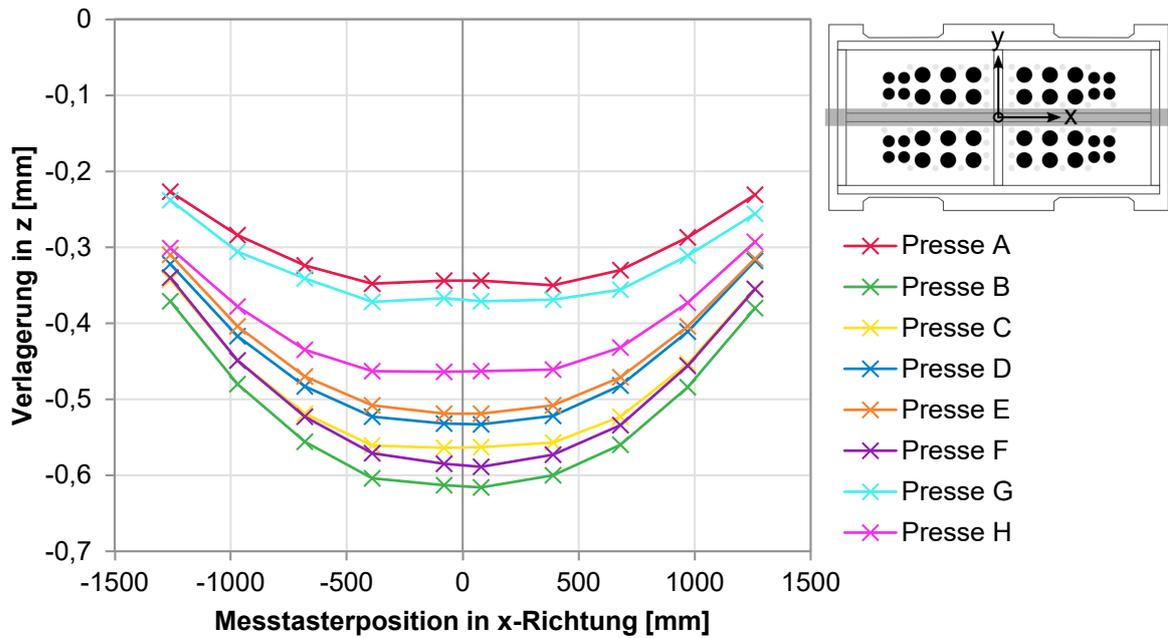


Abbildung 4.26: Durchbiegungskurven in x-Richtung am Tisch von allen untersuchten Pressen ohne Anfangsverlagerung bei 10 MN symmetrischer Belastung

Neben den quantitativen Unterschieden weisen die Durchbiegungskurven zusätzlich qualitative Unterschiede auf. Die Kurven lassen sich in die Kategorien Parabel, Plateau und W-Profil unterteilen. Als Unterscheidungskriterium wird die Verlagerung der mittleren vier Sensoren verwendet. Dazu wird die prozentuale Abweichung $\Delta\%_{\text{Tisch}}$ des Mittelwerts der Sensoren 3.5 und 3.6 ($\bar{v}_{3.5,3.6}$) vom Mittelwert der Sensoren 3.4 und 3.7 ($\bar{v}_{3.4,3.7}$) berechnet (vergleiche Abbildung 4.2):

$$\Delta\%_{\text{Tisch}} = \frac{\bar{v}_{3.5,3.6} - \bar{v}_{3.4,3.7}}{\bar{v}_{3.4,3.7}} \times 100 \quad (\text{Gleichung 4.10})$$

Die Einteilung in die drei Kategorien erfolgt nach folgenden Kriterien:

- W-Profil: $\Delta\% < 0\%$
- Plateau: $0\% \leq \Delta\% \leq 1\%$
- Parabel: $\Delta\% > 1\%$

Daraus folgt die Zuordnung der Pressen A und G in die Kategorie W-Profil und der Pressen C und H in die Kategorie Plateau. Alle anderen Verläufe sind parabelförmig. In Analogie zu den Durchbiegungskurven in der Tischmitte werden auch die äußeren Messspuren in x-Richtung charakterisiert. Dazu werden die Mittelwerte der Sensoren 1.3 und 5.3 mit den gemittelten Werten der Sensoren 1.2, 1.4, 5.2 und 5.4 verglichen. Daraus ergibt sich außen für Presse H ein W-Profil und für die Presse C ein Plateau. Alle anderen Pressen zeigen außen einen parabelförmigen Verlauf. Die Durchbiegungskurven aller Pressen in Tischmitte in y-Richtung sind der Abbildung D.5 im Anhang zu entnehmen. Alle Verläufe in y-Richtung sind parabelförmig.

Die Auswertung der Stößeldurchbiegung erfolgt analog zum Tisch. Abbildung 4.27 zeigt die Durchbiegungskurven ohne Anfangsverlagerung mittig am Stößel in x-Richtung für alle untersuchten Pressen bei einer symmetrischen Belastung von 10 MN. In der Stößelmitte wird die minimale Durchbiegung von 0,187 mm an Presse E und die maximale Durchbiegung von 0,361 mm an Presse G gemessen. Aus dem Vergleich mit den Durchbiegungswerten am Tisch wird deutlich, dass die Stößeldurchbiegung zwar geringer ist, der Einfluss dennoch relevant für den Produktionsprozess ist.

Wie beim Tisch lassen sich die Kurvenverläufe am Stößel ebenfalls kategorisieren. Für die Berechnung der prozentualen Abweichung $\Delta\%_{\text{Stößel}}$ wird das Verhältnis vom mittleren Sensor 5.7 zu dem Mittelwert der beiden nebenliegenden Sensoren 5.6 und 5.10 betrachtet (vergleiche Abbildung 4.3):

$$\Delta\%_{\text{Stößel}} = \frac{v_{5.7} - \bar{v}_{5.6,5.10}}{\bar{v}_{5.6,5.10}} \times 100 \quad (\text{Gleichung 4.11})$$

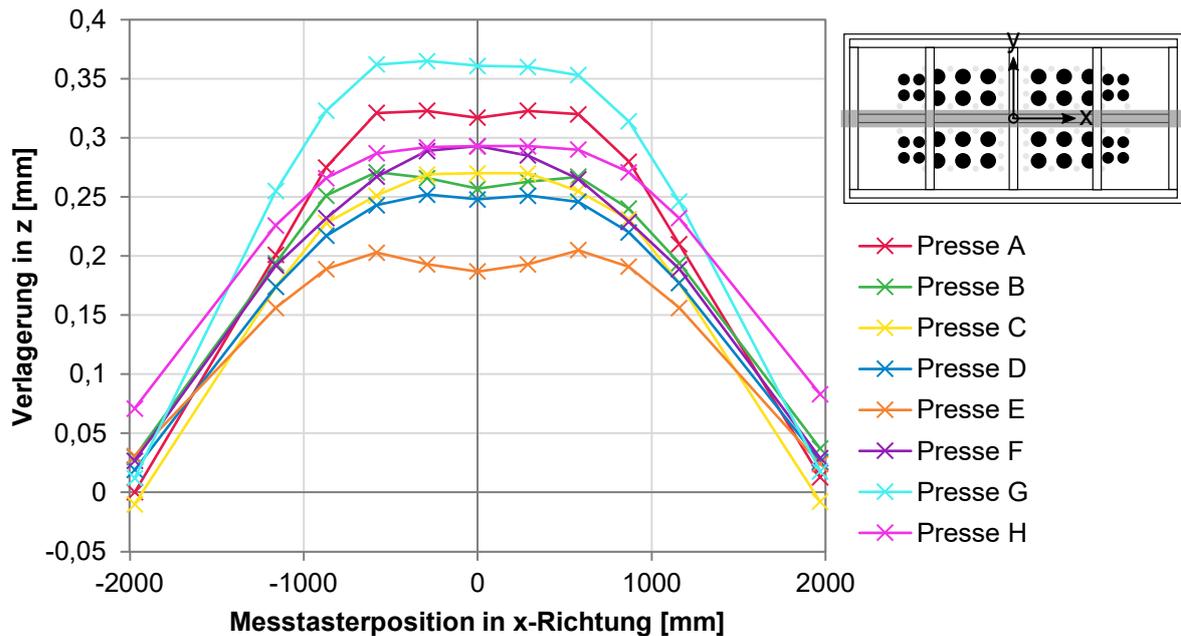


Abbildung 4.27: Durchbiegungskurven in x-Richtung am Stößel von allen untersuchten Pressen ohne Anfangsverlagerung bei 10 MN symmetrischer Belastung

Die Einteilung in die drei Kategorien erfolgt genau wie beim Tisch. Allerdings wird das W-Profil am Stößel als M-Profil bezeichnet. Daraus ergibt sich für Presse C ein parabelförmiger Verlauf und für die Pressen A, F und G ein Plateau. Die restlichen Pressen weisen ein unterschiedlich stark ausgeprägtes M-Profil auf. Wie in Abbildung D.5 im Anhang zu erkennen, sind die Durchbiegungskurven in y-Richtung am Stößel überwiegend parabelförmig. Die einzige Ausnahme ist Presse H, bei welcher der Verlauf eher eine Glockenkurve gleicht. Tabelle 4.3 gibt einen Überblick über die Durchbiegungstypen an Tisch und Stößel für alle untersuchten Pressen.

Tabelle 4.3: Charakterisierung der Durchbiegungskurven in x-Richtung von allen untersuchten Pressen

#	Tischmitte	Tisch außen	Stößelmitte
A	W-Profil	Parabel	M-Profil
B	Parabel	Parabel	M-Profil
C	Plateau	Plateau	Parabel
D	Parabel	Parabel	M-Profil
E	Parabel	Parabel	M-Profil
F	Parabel	Parabel	Parabel
G	W-Profil	Parabel	M-Profil
H	Plateau	W-Profil	Plateau

4.2 GOM PONTOS

Die Auflager des unteren PFA-Messrahmens spannen eine Fläche von 3700 × 1700 mm auf. Innerhalb dieser Fläche messen die Sensoren die Verlagerungen relativ zum Messrahmen. Der

Bereich außerhalb des Messrahmens bis zu den Ecken der Aufspannfläche vom Schiebetisch kann somit nicht erfasst werden. Bei den untersuchten Pressen beträgt die minimale Aufspannfläche am Tisch 4500×2400 mm. Da die Auflager ebenfalls eine Verlagerung erfahren, sind die absoluten Verlagerungen an den Messtastern geringfügig höher. Abbildung 4.28 verdeutlicht den Effekt der Messrahmenverlagerung.

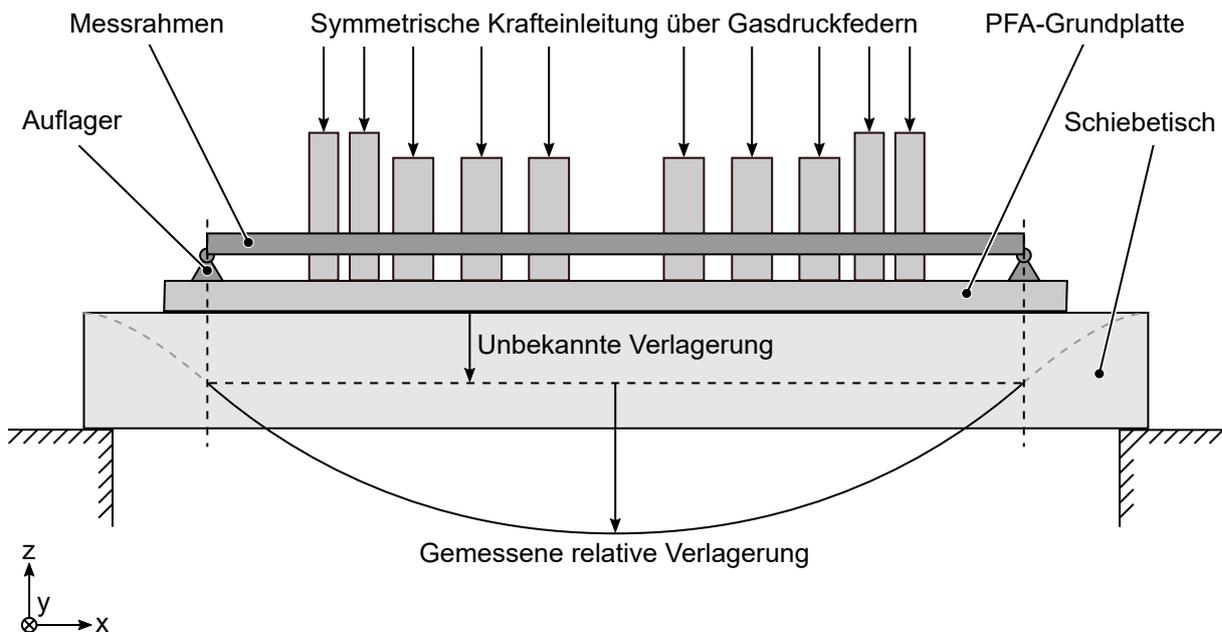


Abbildung 4.28: Schematische Darstellung der PFA-Messrahmenverlagerung am Schiebetisch bei symmetrischer Belastung

Um die Messdaten des PFAs zur Kalibrierung von Pressen-Ersatzmodellen verwenden zu können, muss die Verlagerung des Messrahmens berücksichtigt werden. Ein möglicher Ansatz zur Bestimmung des globalen Durchbiegungsverhaltens ist die Extrapolation der PFA-Daten bis an die Ränder der Aufspannflächen. Roth (2019, S. 93–100) stellt eine entsprechende Methode für die Extrapolation am Schiebetisch vor. Um die Verlagerung des Messrahmens experimentell bestimmen zu können, wird im Rahmen dieser Arbeit eine PFA-Messung mit dem optischen Tracking-System PONTOS der Firma GOM kombiniert. Aus den Ergebnissen wird ein universeller Korrekturfaktor für die Durchbiegungskurven abgeleitet.

4.2.1 Messsystem

Das PONTOS-System der Firma GOM kann zum optischen Tracking von Referenzpunkten verwendet werden. Mit einem Stereokamerasystem werden Bilder mit hoher Frequenz aufgenommen, aus denen anschließend die 3D-Positionen von Referenzmarken trianguliert werden können. Das Messsystem ist in Abbildung 4.29 a) dargestellt. Die beiden Kameras sind an einem mobilen biegesteifen Messrahmen mit einem Abstand von 1,60 m montiert. Zwei Ringe aus Blitzlampen sorgen für eine hinreichende Beleuchtung der Marken während der Messung.

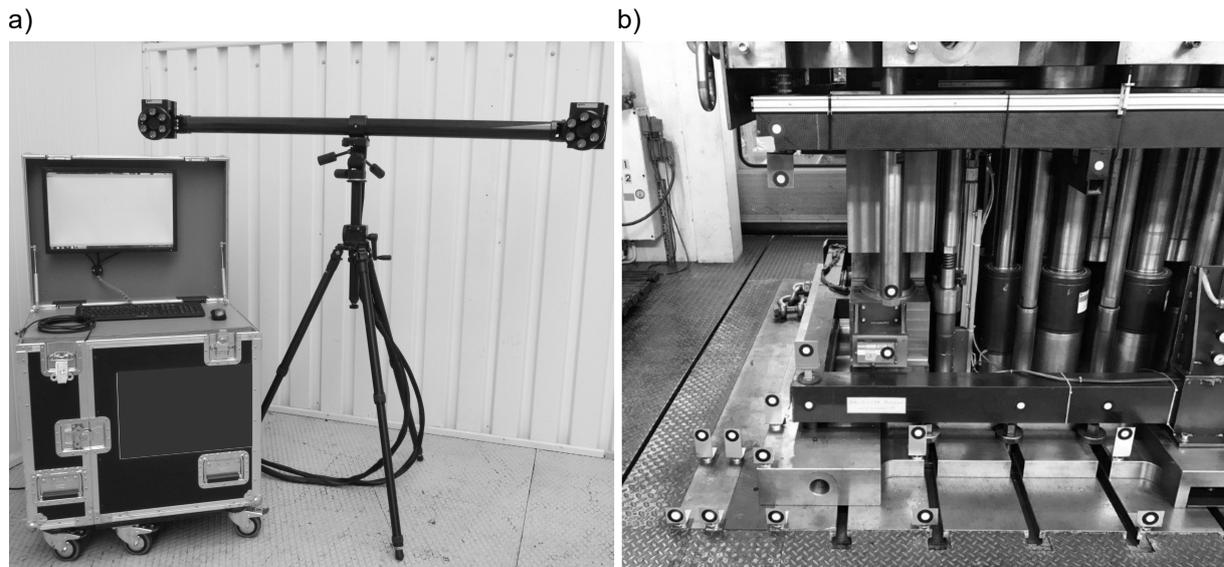


Abbildung 4.29: a) PONTOS Messsystem mit Messrechner und b) Referenzmarken am PFA und am Schiebetisch von Presse B

Ein Ausschnitt der Referenzmarken ist in Abbildung 4.29 b) zu erkennen. Die Marken sind am Schiebetisch und am PFA befestigt. Da nur am CFK-Messrahmen des PFAs eine glatte vertikale Fläche zum Ankleben der Marken vorhanden ist, werden die restlichen Marken mithilfe von Metallwinkeln mit Magnetfüßen befestigt. Bei der Positionierung ist zu beachten, dass jede Marke von beiden Kameras des Messsystems während der gesamten Messung erfasst werden kann. Um zu verhindern, dass die Referenzpunkte sich gegenseitig verdecken, werden Winkel in drei verschiedenen Höhen verwendet.

4.2.2 Versuchsdurchführung

Die PONTOS-Messung wird an der mechanischen Einarbeitungspresse B durchgeführt, deren Schiebetisch eine Größe von 4500×2400 mm hat. Das Messvolumen des PONTOS-Systems spannt einen mit zunehmender Entfernung vom Messsystem größer werdenden Pyramidenstumpf auf, bei dem die minimale und maximale Querschnittsfläche vom Winkel zwischen den beiden Kameras abhängt. Bis zu einem maximalen Messabstand von 5000 mm wird die Messgenauigkeit von $40 \mu\text{m}/\text{m}$ angegeben. Im Versuch beträgt die Messfläche 3800×3050 mm in einem Abstand von 4515 mm. Das bedeutet, dass der gesamte Schiebetisch nicht in einer Messung erfasst werden kann. Daher wird für die PONTOS-Untersuchung nur die linke Hälfte des Schiebetischs umfassend untersucht. Bei einer vergangenen PFA-Messung zeigte die Presse B ein klar symmetrisches Verhalten. Zur Validierung des symmetrischen Verhaltens auch außerhalb des PFA-Messbereichs werden am Ende der Messung mehrere Hübe durchgeführt, bei denen die rechte Seite des Tisches durch das PONTOS-System analysiert wird. Vor Messbeginn muss das PONTOS-System für das Messvolumen kalibriert werden.

In Abbildung 4.30 sind die Positionen der Referenzmarken dargestellt. Die Messpunkte 1.1 bis 1.6 befinden sich an der vorderen Kante des Schiebetischs, die Punkte 2.1 bis 2.3 sind am

vorderen Rand der PFA-Grundplatte platziert und die Punkte 3.1 bis 3.7 befinden sich auf der Höhe des Auflagers des PFA-Messrahmens. Der einzelne Referenzpunkt 4.1 misst die Durchbiegung in der Schiebetischmitte. Am Auflager sind zwei Marken an der identischen Messposition platziert, wobei Punkt 3.4 an den Messrahmen angeschraubt und Punkt 3.5 angeklebt wird. Die Koordinaten der Messpunkte sind im Anhang in Tabelle D.1 aufgelistet. Weitere Referenzmarken werden am oberen Werkzeug und am Stößel angebracht.

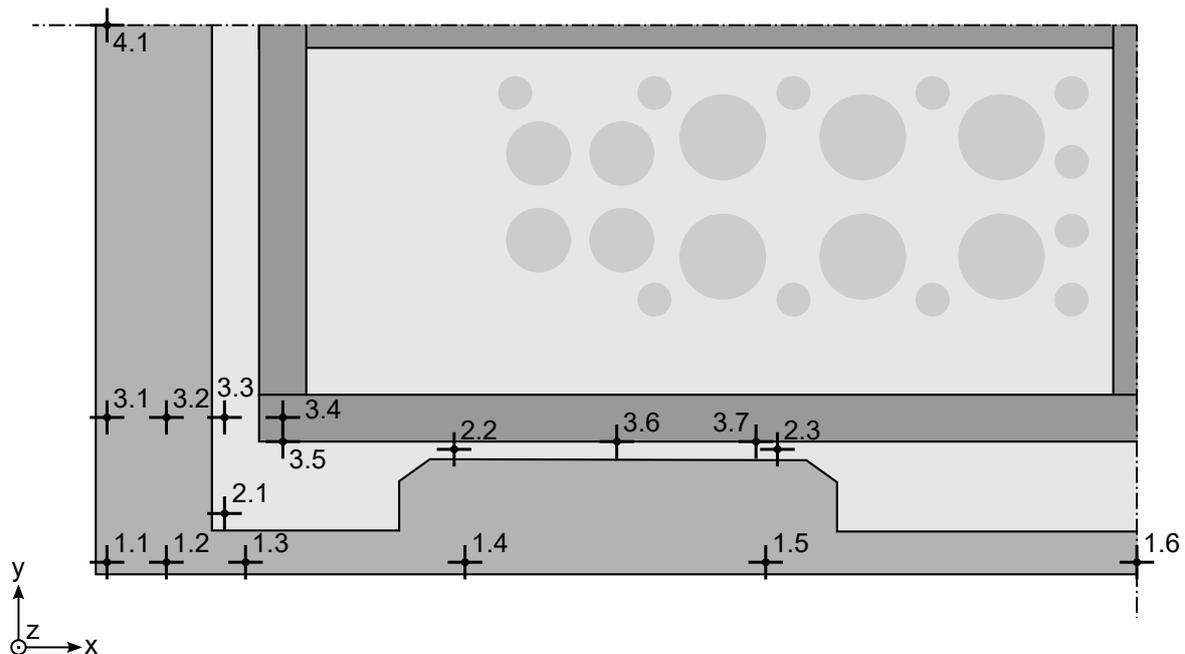


Abbildung 4.30: Positionen der PONTOS-Referenzmarken an Schiebetisch und PFA

Die PFA-Messung verläuft nach dem in Abschnitt 4.1.2 beschriebenen Standardmessplan, wobei zusätzliche symmetrische Belastungen mit Fülldrücken von 100 und 120 bar durchgeführt werden. Für die oben beschriebenen Validierungsmessungen werden die Gasdruckfedern mit 90, 110 und 130 bar gefüllt.

Damit die Referenzmarken auf den beiden Kamerabildern mit der Software GOM Inspect automatisch ausgewertet werden können, müssen beim Start der PONTOS-Messung alle Referenzmarken für beide Kameras sichtbar sein. Zu Beginn des Messhubs befinden sich jedoch einige Marken am Stößel noch oberhalb des PONTOS-Messvolumens. Daher wird der Startzeitpunkt der PONTOS-Messung manuell ausgelöst, sobald alle Marken im Messvolumen erkannt werden, jedoch bevor es zum Kontakt zwischen Ober- und Unterwerkzeug kommt. Die Kameras nehmen Einzelbilder mit einer Frequenz von 100 Hz auf.

4.2.3 Aufbereiten der Messdaten

Nach Abschluss der Messung werden die aufgenommenen Bilder in GOM Inspect analysiert. Dabei werden die Marken einmalig manuell definiert und anschließend in allen Bildern der beiden Kameras automatisch erkannt und zugeordnet. Mithilfe des Abstands zwischen den Ka-

meras kann die 3D-Position für die Referenzpunkte bestimmt werden. Um die Bewegungen der Messpunkte senkrecht zur Aufspannfläche auswerten zu können, muss ein Koordinatensystem erzeugt werden. Die z-Achse wird aus der Bewegung eines Punktes am Stößel erzeugt und für die x-Achse werden mehrere Punkte an der vorderen Kante des Stößels verwendet. Neben der oben angegebenen Messgenauigkeit kann es beim Umwandeln der Kamerabilder in 3D-Positionen zu Transformationsfehlern kommen.

Die Verlagerung in z-Richtung für die einzelnen Referenzmarken wird aus GOM Inspect exportiert. Die Rohdaten sind beispielhaft für den Punkt 1.6 bei symmetrischer Belastung mit einem Fülldruck von 130 bar in Abbildung 4.31 dargestellt. Grundsätzlich ist der qualitative Verlauf ähnlich zu dem Signal der PFA-Messtaster (vergleiche Abbildung 4.6). Allerdings sind die gemessenen Schwingungen um ein Vielfaches stärker als bei den Durchbiegungssensoren. Während der PFA-Messbalken schwingungsgedämpft auf der Werkzeuggrundplatte gelagert ist, steht das PONTOS-Messsystem in 4500 mm Entfernung zum Schiebetisch auf einer Metallplattform, welche konstruktiv mit der Presse verbunden ist. Vibrationen, die zum Beispiel durch den Antrieb der Presse induziert werden, können so bis zum Messsystem übertragen werden. Durch die weite Messentfernung sorgen schon kleine Anregungen des Messsystems für starke Schwingungen in den Messdaten. Über die Berechnung des gleitenden zentrierten Mittelwerts mit einer Breite von elf Datenpunkten können die Daten, wie ebenfalls in Abbildung 4.31 zu erkennen, bereinigt werden.

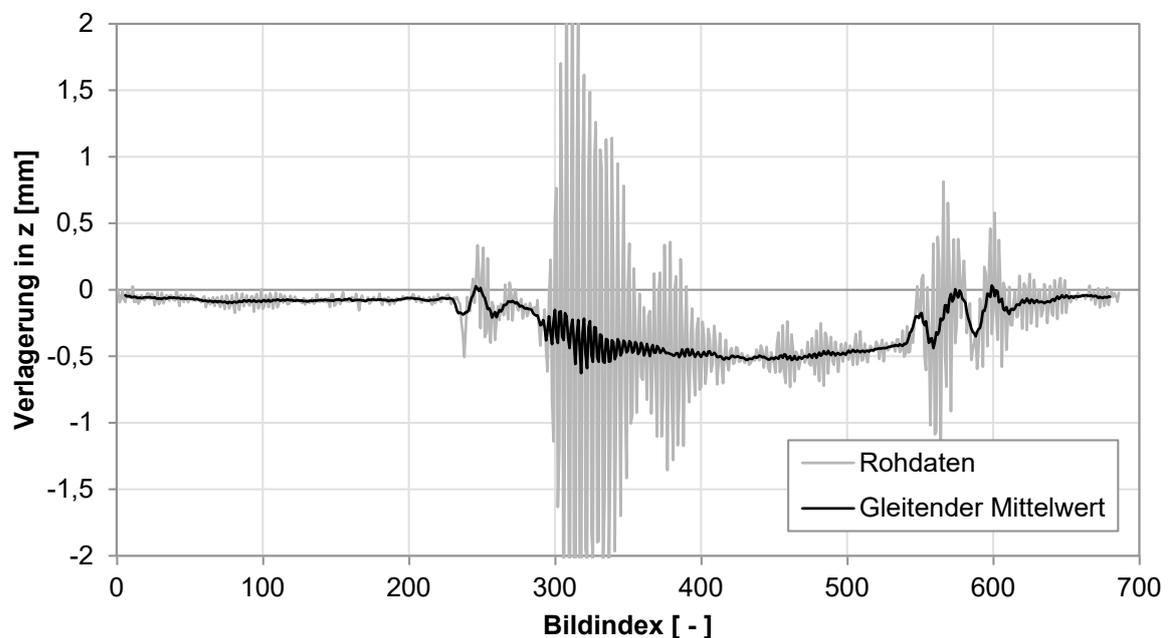


Abbildung 4.31: Messdaten der Referenzmarke 1.6 bei symmetrischer Belastung mit 130 bar Fülldruck an Presse B

Eine weitere Auffälligkeit in den Rohdaten ist der Anfangsbereich bis zum Bild 230. Obwohl noch keine Kräfte über die Gasdruckfedern übertragen werden, beträgt die gemessene Verlagerung fast $-0,1$ mm. Dies liegt daran, dass alle Verlagerungen auf den ersten gemessenen

Wert bezogen werden. Je nach Schwingungsanregung an diesem ersten Punkt hat dies eine Verschiebung der gesamten Messergebnisse zur Folge. Um diesen Effekt zu korrigieren, werden die Rohdaten um den Mittelwert der Datenpunkte vor Krafteinleitung verschoben.

Zur weiteren Verarbeitung müssen die PONTOS-Messdaten mit den PFA-Daten synchronisiert werden. Zunächst werden die Bildindizes mithilfe der Messfrequenz von 100 Hz in Messzeit umgewandelt. Anschließend können charakteristische Punkte wie die Stöße beim Auftreffen der Distanzen auf die Gasdruckfedern oder der UT verwendet werden, um das PONTOS-Signal zeitlich auf das PFA abzustimmen. Durch das manuelle Starten der PONTOS-Messungen muss diese Anpassung für jeden Messhub individuell erfolgen.

Aufgrund des stärkeren Rauschens der PONTOS-Messdaten ist eine vollautomatisierte Aufbereitung ungenau. Daher werden die Verlagerungen am UT manuell aus den bereinigten Rohsignalen ermittelt. Analog zum PFA werden die einzelnen Messpunkte zur Visualisierung der Durchbiegung in Messspuren zusammengefasst. Die Abbildung 4.32 zeigt die Durchbiegungskurven an der vorderen Kante des Schiebetischs bei symmetrischer Belastung mit sechs unterschiedlichen Fülldrücken. Die Kurvenverläufe sind qualitativ ähnlich, abgesehen von kleineren Abweichungen wie beispielsweise in der Tischmitte bei 90 bar Fülldruck. Es wird deutlich, dass die Durchbiegung nicht parabelförmig ist, sondern zum Randbereich abflacht. An der Ecke des Schiebetischs wird eine minimale Verlagerung von $-0,108$ mm und eine maximale von $-0,203$ mm gemessen. In der Tischmitte beträgt die minimale Durchbiegung $-0,210$ mm und die maximale $-0,436$ mm.

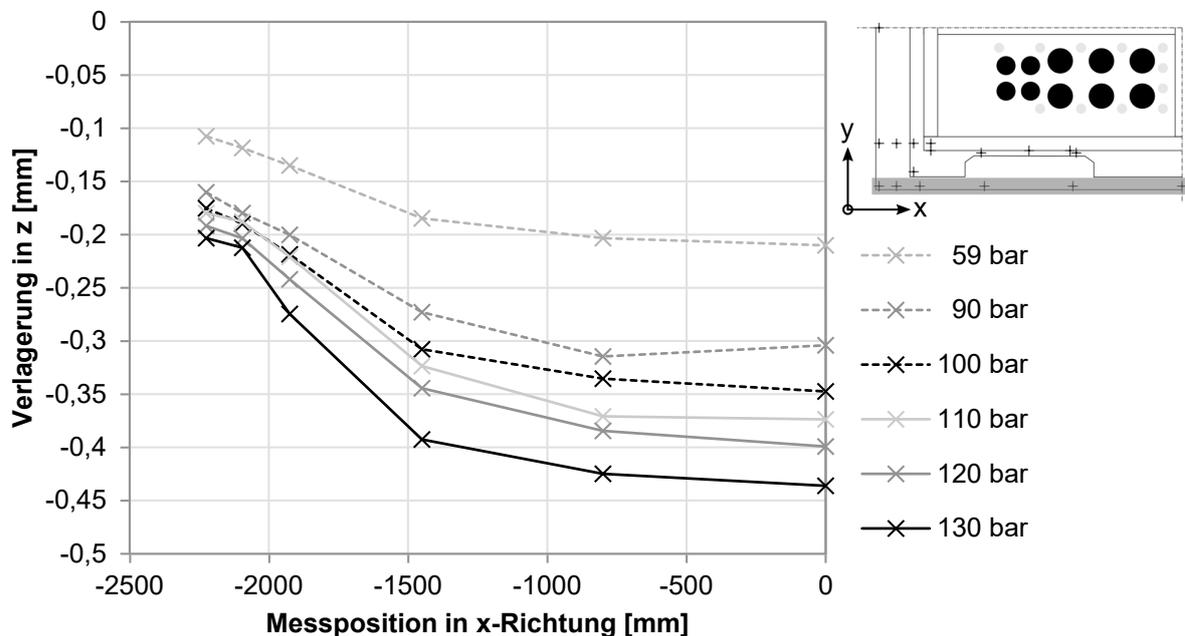


Abbildung 4.32: Durchbiegungskurven an der Kante des Schiebetischs bei symmetrischer Belastung mit Fülldrücken von 59 bis 130 bar an Presse B

Trotz der relativ hohen Messtoleranz des PONTOS-Systems und der starken Schwingungen sind die ermittelten Durchbiegungskurven am Pressentisch vertrauenswürdig. Dank der hohen Messfrequenz lassen sich die überlagerten Schwingungen eindeutig identifizieren und herausfiltern.

Ein Abtastfehler kann somit ausgeschlossen werden. Die Genauigkeit hinsichtlich der Mess-toleranz des PONTOS-Systems und möglicher Transformationsfehler wird über eine Analyse der Messwiederholbarkeit validiert. Dazu werden mehrere Messhübe bei gleichbleibenden Ver-suchsbedingungen durch das PONTOS-System aufgezeichnet und die Messdaten nach der oben beschriebenen Methodik aufbereitet. Die Abweichungen zwischen den einzelnen Messungen liegen im Bereich weniger Mikrometer, was für die Untersuchung des Durchbiegungsverhaltens hinreichend genau ist.

Am Stößel bringt die Auswertung der Messdaten bei der beschriebenen Messmethode keine aussagekräftigen Ergebnisse. Zum einen sind die Referenzpunkte am oberen Werkzeug und am Stößel noch wesentlich stärker von Schwingungen beeinflusst als am Schiebetisch. Zum anderen kann aus den Rohdaten keine eindeutige Referenzposition ermittelt werden. Beim manuellen Starten der PONTOS-Messung ist der Stößel bereits in Bewegung. In den PONTOS-Daten wird primär der Stößelweg erfasst. Um die relativen Verlagerungen der Punkte am Stößel zu ermitteln, muss ein Referenzpunkt gewählt werden, von welchem die anderen Signale subtrahiert werden. Dieser Referenzpunkt ist aber ebenfalls durch Schwingungen überlagert. Dies führt zu gemessenen Verlagerungen im Bereich von mehreren Millimetern. Folglich ist eine vertrauenswürdige Aussage zum Durchbiegungsverhalten am Stößel mit dieser Messmethode nicht möglich.

4.2.4 Auswertung der Messergebnisse

In der Praxis kommt es auch über den Schiebetisch hinaus am Pressentisch bis zu den Pressenständern zu Verlagerungen. Dies wird bei Betrachtung des Messpunkts 1.1 in der Ecke des Schiebetischs deutlich (siehe Abbildung 4.32). Die im weiteren Verlauf dieser Arbeit verwendeten Pressen-Ersatzmodelle bilden jedoch ausschließlich die Aufspannfläche ab, sodass die Eckpunkte des Schiebetischs als Referenz für die Beurteilung der Messrahmenverlagerung verwendet werden. Entscheidend für die Bestimmung der Messrahmenverlagerung ist daher die Differenz zwischen den Messpunkten 1.1 und dem Mittelwert aus 3.4 und 3.5. Dazu werden die manuell ermittelten Verlagerungen im UT für die sechs symmetrischen Belastungen über der wirkenden Gesamtkraft aufgetragen und mittels einfacher linearer Regression analysiert (vergleiche Abbildung 4.7). Für den Messpunkt 1.1 sowie für die gemittelten Werte aus 3.4 und 3.5 ergibt sich je eine Geradengleichung. Die Differenz der beiden Steigungen ergibt die Messrahmenverlagerung in Abhängigkeit zur Gesamtkraft. An der untersuchten Presse B ergibt sich ein Wert von $-0,0139 \text{ mm/MN}$. In Abbildung 4.33 sind die Ergebnisse der PONTOS-Messung zusammen mit den korrigierten PFA-Durchbiegungswerten der Messspur x-Vorne dargestellt (vergleiche Abbildung 4.8). Der Fülldruck von 130 bar resultiert in einer Gesamtkraft von 11 173,3 kN. Folglich beträgt die berechnete Messrahmenverlagerung $-0,155 \text{ mm}$. Die PFA-Werte werden um diesen Betrag verschoben. Die beiden Messpunkte 3.6 und 3.7 am Messrahmen liegen in der Praxis auf gleicher Höhe wie das Auflager. Die Abweichungen lassen sich durch die Messungenauigkeiten erklären. Der Messpunkt 4.1 verdeutlicht das Durchbiegungsverhalten am Tischrand

in y-Richtung. Verglichen mit der maximalen Durchbiegung am Tischrand in x-Richtung ist der Wert bedeutend geringer.

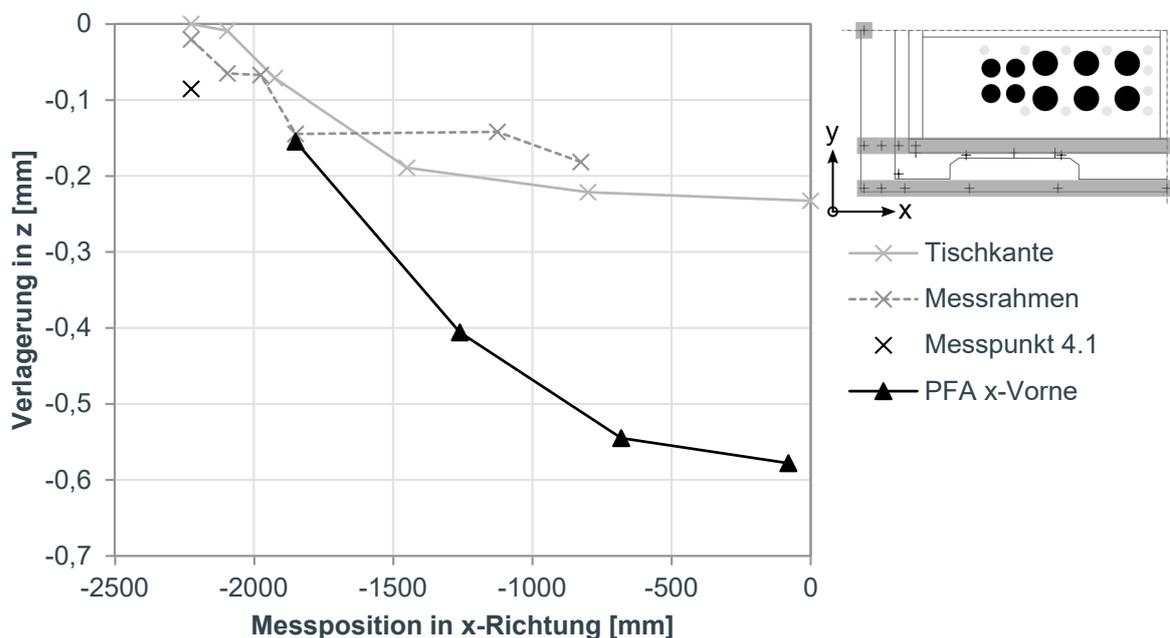


Abbildung 4.33: PONTOS-Ergebnisse zusammen mit den um die Messrahmenverlagerung korrigierten PFA-Durchbiegungswerten bei symmetrischer Belastung mit 130 bar Fülldruck an Presse B

Da der zusätzliche Aufwand der PONTOS-Messung bei einer großen Anzahl von Pressen nicht wirtschaftlich wäre, wird der an Presse B ermittelte Korrekturwert verallgemeinert. Der Betrag der Messrahmenverlagerung hängt jedoch maßgeblich von der Pressenkonstruktion ab, sodass die Annahme einer konstanten Messrahmenverlagerung für unterschiedliche Pressen zu größeren Fehlern führen könnte. Wie in Abbildung 4.26 dargestellt, variieren die Durchbiegungskurven bei unterschiedlichen Pressen qualitativ und quantitativ. Daher wird der universelle Korrekturwert auf die maximale Durchbiegung in der Tischmitte bezogen. Dazu wird der Mittelwert der PFA-Messtaster 3.5 und 3.6 berechnet (vergleiche Abbildung 4.2). Für die untersuchte Presse B beträgt die maximale Durchbiegung in Tischmitte $-0,615$ mm bei 10 MN. Damit kann der universelle prozentuale Korrekturfaktor $v\%_{\text{Kor}}$ wie folgt berechnet werden:

$$v\%_{\text{Kor}} = \frac{v_{\text{Messrahmen}}}{\bar{v}_{3.5,3.6}} \times 100 = \frac{-0,139 \text{ mm}}{-0,615 \text{ mm}} \times 100 = 22,6\% \quad (\text{Gleichung 4.12})$$

Die geringste Durchbiegung in Tischmitte tritt an Presse A auf und beträgt $-0,344$ mm bei 10 MN (siehe Abbildung 4.26). Über den universellen Korrekturfaktor kann die Messrahmenverlagerung von $-0,076$ mm berechnet werden.

Bei asymmetrischer Belastung werden die Auflager des Messrahmens unterschiedlich stark verlagert. Dies führt zu einer Verkippung des Rahmens, wie in Abbildung 4.34 dargestellt.

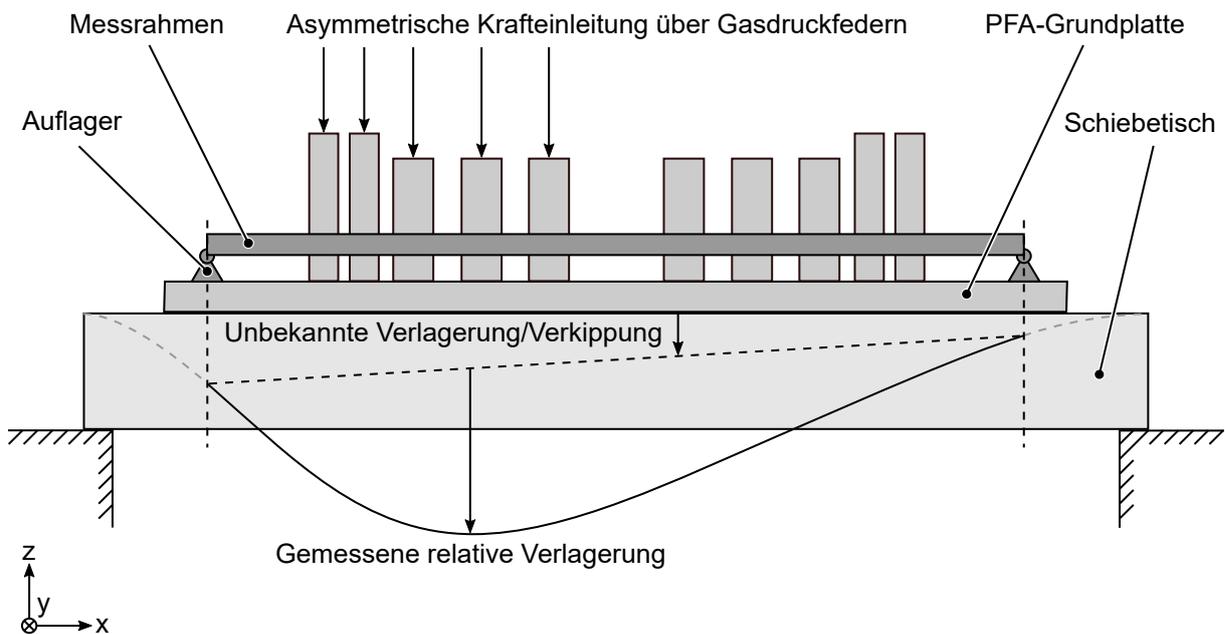


Abbildung 4.34: Schematische Darstellung der PFA-Messrahmenverlagerung und Verkipfung am Schiebetisch bei asymmetrischer Belastung

Die Bestimmung eines Korrekturfaktors beziehungsweise einer Korrekturfunktion für die einzelnen Messtaster ist auf Basis der durchgeführten Messungen nicht mit ausreichender Vertrauenswürdigkeit möglich. Zum einen konnten aufgrund des begrenzten Messvolumens nicht zwei Auflager gleichzeitig erfasst werden, sodass die Ergebnisse der Lastfälle $k+A$ und $k-A$ beziehungsweise $k+B$ und $k-B$ kombiniert werden müssten. Allerdings stehen hier pro Lastfall nur drei Messungen mit unterschiedlichen Presskräften zur Verfügung, wodurch die Bestimmtheit der einfachen linearen Regression verglichen mit den sechs Presskräften bei der symmetrischen Belastung geringer ist. Zum anderen wäre die Verallgemeinerung der Korrekturfunktion auf andere Pressen allein in Abhängigkeit zur maximalen Durchbiegung nicht zielführend, da nicht sichergestellt ist, dass die prozentualen Verlagerungen an den unterschiedlichen Auflagern bei verschiedenen Pressen identisch sind.

5 Modellbildung Presse

Für die virtuelle Abbildung von Umformpressen sind verschiedene Ansätze bekannt. Der nahe-
liegendste Ansatz ist die vollständige FE-Modellierung aller strukturelevanten Komponenten
aus Volumen- und/oder Schalenelementen, basierend auf den CAD-Konstruktionsdaten. Dabei
werden entweder einzelne Baugruppen (Keum et al., 2005) oder gesamte Pressen einschließlich
Pressenständern, Kopfstück und Pressenbett vernetzt (Graf von Schwerin, 2008, S. 51 f.), (Bogon,
Reisinger und Roll, 2010), (Struck, 2010, S. 69–72), (Brost, Roll und Volk, 2013).

Eine weitere Möglichkeit zur virtuellen Abbildung der Pressenbaugruppen stellt die Modellre-
duktion dar (Pilthammar, Sigvant, Hansson et al., 2017), (Tehel, Päßler und Mihm, 2019).

Alternativ werden häufig vereinfachte Ersatzmodelle verwendet. Ziel ist die Reduzierung der
Komplexität der Simulationsmodelle. Dazu werden meist Schalen-, Stab- und Balkenelemente
verwendet. Um die realen Begebenheiten trotzdem mit ausreichender Genauigkeit abbilden zu
können, werden Auflager, Federn oder Dämpfer eingesetzt (Großmann, Hardtmann und Wiemer,
2006), (Träger, 2007, S. 66 f.), (Del Pozo et al., 2008), (Struck et al., 2008), (Struck, 2010, S. 69–
72), (Penter, 2016, S. 61–64), (Tehel, Päßler und Mihm, 2019). Um die Rechenzeiten weiter
zu reduzieren, können Ansätze wie die Statische Kondensation oder Deformable-Rigid-Bodies
genutzt werden (Haufe, Roll und Bogon, 2008), (R. Lingbeek, 2008, S. 27–33), (Struck et al.,
2008), (Bogon, Reisinger und Roll, 2010).

Weiterhin werden Mehrkörpersimulationsmodelle verwendet, um das kinematische und dynami-
sche Verhalten von physikalischen Systemen beschreiben zu können. Dabei werden Starrkörper
mithilfe von masselosen Federn, Dämpfern und Gelenken miteinander verbunden und mit Kräf-
ten und Momenten belastet (Schrobbach, 1996, S. 37–45), (Neugebauer, Hupfer und Riedel,
2002), (Schapp, Brecher und Paepenmüller, 2007), (Behrens, Matthias et al., 2008).

Darüber hinaus verwendet Träger (2007, S. 56–66) eine rein analytische Beschreibung des
elastischen Durchbiegungsverhaltens am Schiebetisch mithilfe der Plattentheorie nach Kirchhoff.

5.1 Grundlegender Modellierungsansatz

Im Rahmen dieser Arbeit steht die Anwendbarkeit der elastischen Pressenmodelle in der industri-
ellen Praxis im Vordergrund. Daher muss der Modellierungsansatz bestmöglich an die gegebenen
Rahmenbedingungen angepasst sein. Ein entscheidender Faktor ist die Rechenzeit. Zwar lassen
sich heute durch die Verwendung von Hochleistungsrechnern auch komplexe Simulationen in
verhältnismäßig kurzen Zeiten durchführen, allerdings sind damit in der Regel höhere Hardware-
und Lizenzkosten verbunden. Daher ist die Verwendung von weniger komplexen Simulationsmo-
dellen deutlich wirtschaftlicher.

Eine weitere wichtige Randbedingung ist der erforderliche Aufwand bei der Modellbildung. Die
Pressenlandschaft in großen Unternehmen ist in aller Regel inhomogen. Sollen darüber hinaus
ebenfalls Pressen von Partner- und Zulieferunternehmen berücksichtigt werden, steigt die Zahl
der Maschinentypen weiter. Die Pressen an den verschiedenen Standorten unterscheiden sich je

nach Antriebsart, Hersteller und Baujahr. Wenn die Pressen vollständig abgebildet werden sollen, muss für jeden Maschinentyp ein individuelles FE-Modell erstellt werden. Insbesondere bei Pressen älteren Baujahrs sind häufig keine Konstruktionsdaten verfügbar, sodass die benötigten Informationen durch aufwendiges „Reverse Engineering“ beschafft werden müssten. Darüber hinaus müssen selbst bei der vollständigen Modellierung bestimmte Vereinfachungen getroffen werden, sodass die realitätsgetreue Abbildung des Maschinenverhaltens nicht sichergestellt ist. Zudem kann der Verschleiß nicht berücksichtigt werden, sodass kein gesicherter Rückschluss auf das tatsächliche Verhalten möglich wäre.

Die genannten Gründe machen die Verwendung von vollständigen FE-Pressenmodellen unpraktisch. Stattdessen werden in dieser Arbeit stark vereinfachte, universell einsetzbare Ersatzmodelle für Schiebetisch und Stößel entwickelt, welche anhand der PFA-Messdaten für jede Maschine spezifisch kalibriert werden. Unter der Voraussetzung, dass das Modell in der Lage ist, alle der in Abschnitt 4.1.4 identifizierten Durchbiegungscharakteristiken abbilden zu können, wird die realitätsnahe Nachbildung der Durchbiegung sichergestellt. Des Weiteren ist bei der Entwicklung des Ersatzmodells zu beachten, dass es im Rahmen der Anforderungen physikalisch plausibel und robust ist.

Um den Aufwand der Modellerstellung zu minimieren, sind die Modelle so simpel wie möglich. Die Simulationen werden mit dem FE-Solver LS-DYNA durchgeführt. Der Schiebetisch sowie die Stößelaufspannplatte werden durch vollständig integrierte Schalenelemente repräsentiert, welche durch fest gelagerte lineare Federelemente gestützt werden. Die Entwicklung der beiden Modelle wird in den folgenden Unterabschnitten ausführlich beschrieben. Die grundsätzliche Vorgehensweise ist bei beiden identisch. Die Erstellung der Geometrie sowie die Vernetzung erfolgen automatisiert durch ein Skript in HYPERMESH. Im Skript müssen vom Nutzer lediglich Länge und Breite der Aufspannfläche sowie die Anzahl der Pinolenlöcher und Spannnuten vorgegeben werden. Die vernetzte Fläche und die Federelemente werden als LS-DYNA Keyword-Datei exportiert. Diese kann anschließend in eine bestehende LS-DYNA Simulationvorlage eingebunden werden. Diese beinhaltet das FE-Modell des PFAs sowie alle Randbedingungen und Kontaktdefinitionen. Zwischen Werkzeug und Aufspannfläche wird ein symmetrischer Reibkontakt definiert. Dieser lässt abhängig von der Reibungszahl Verschiebungen in der Kontaktebene zu. Für die Materialpaarung Stahl auf Stahl wird eine Reibungszahl von 0,15 angenommen (Kuchling, 2014, S. 617). Durch die Nutzung eines „Tied-Kontakts“, welcher zwei Körper fest miteinander verbindet, lässt sich zwar die Rechenzeit reduzieren, allerdings wird das Modell dadurch künstlich versteift. Um die reale Verspannung des Werkzeugs möglichst genau abbilden zu können, wird das PFA-Modell an den Spannnuten mit den Knoten der Aufspannfläche verbunden. Dazu werden „Constrained-Nodal-Rigid-Bodies (CNRBs)“ verwendet. Im Gegensatz zur Verbindung mittels „Constrained-Interpolation“ sorgen CNRBs für eine lokale Versteifung, welche durch die Vorspannkraft der Spannschrauben in der Praxis ebenfalls erreicht wird (Laird und Pathy, 2017).

Für die Kalibrierung wird die Optimierungssoftware LS-OPT verwendet. Vor der Optimierung

müssen die gemessenen maschinenspezifischen Verlagerungen angepasst werden. Es werden die Durchbiegungswerte ohne Anfangsverlagerung verwendet. Am Tisch werden die Messwerte mit dem in Abschnitt 4.2.4 hergeleiteten Korrekturfaktor für die Messrahmenverlagerung korrigiert. Stößelseitig wird ein Korrekturwert von 4,5 % angenommen, der auf Basis anderer verfügbarer Daten von einem alternativen Messsystem hergeleitet wurde (Graule, 2019, S. 52–55). Die Werte können aus dem Excel-Tool zur Auswertung der PFA-Daten im benötigten Format exportiert werden. Während der Optimierungsrechnung werden die Federsteifigkeiten und der E-Modul der Schalenelemente solange iterativ variiert, bis die Abweichungen zwischen vorgegebenen und simulierten Verlagerungen minimal sind. Der E-Modul wird freigegeben, da Material und Struktur der Schiebetische in der Regel nicht bekannt ist. Zudem wird der zusätzliche Optimierungsparameter benötigt, um eine ausreichend genaue Übereinstimmung mit den gemessenen Verlagerungen zu erreichen. Hinsichtlich der zuvor angesprochenen physikalischen Plausibilität des Ersatzmodells sollte der E-Modul nicht zu stark von Literaturwerten für Gusseisen oder Stahlguss abweichen. Ein deutlich geringerer E-Modul deutet auf eine ungenaue Modellierung der Lagerbedingungen hin. Statt des E-Moduls kann alternativ die Dicke der Schalenelemente zur Optimierung freigegeben werden. Da diese jedoch leicht bestimmt werden kann, ist es sinnvoll, den tatsächlichen Wert zu verwenden. Das Ergebnis der Parameteroptimierung ist das kalibrierte, maschinenspezifische FE-Ersatzmodell.

Der Einfluss der Gravitation wird grundsätzlich vernachlässigt. Die durch das Eigengewicht der Werkzeuge induzierte Kraft ist gering, verglichen mit den Presskräften. Bei einem angenommenen Gewicht eines Werkzeug-Unterteils von 25 t ergibt sich eine Gewichtskraft von 245 kN, während Presskräfte in der Größenordnung von 10000 kN auftreten.

5.2 FE-Modell des Pressenfingrabdruk-Werkzeugs

Das PFA wird mit vollständig integrierten Tetraederelementen modelliert. Die mittlere Elementkantenlänge beträgt 50 mm, beziehungsweise 35 mm an den Kontaktflächen. Um die Anzahl der Elemente zu minimieren werden nur strukturmechanisch relevante Komponenten abgebildet. Zum Beispiel werden die Blockdistanzen an den Stirnseiten des Werkzeugs nicht berücksichtigt, da diese während der Messung keine Kräfte übertragen und die Gewichtskräfte vernachlässigt werden. Insgesamt besteht das Modell aus 72968 Knoten und 264774 Elementen. Als Material wird Stahlguss mit einer Dichte von $7,856 \text{ g/cm}^3$, einem E-Modul von 215 kN/mm^2 und einer Querkontraktionszahl von 0,28 zugewiesen. Abbildung 5.1 zeigt das FE-Ersatzmodell des PFAs.

In Abschnitt 4.1.1 wurde zudem erläutert, dass die Säulenführungen keinen nennenswerten Einfluss auf die Messung haben, sodass diese ebenfalls entfallen können. Des Weiteren werden die Gasdruckfedern nicht modelliert, sondern lediglich deren Sockel. Zur Auswertung der Kräfte in den Kraftaufnehmern im Werkzeugoberteil können die entsprechenden Volumenelemente durch Balkenelemente ersetzt werden.

Die Verlagerungen der Messtaster werden direkt an entsprechend positionierten Knoten an den Oberflächen der Grundplatte beziehungsweise der Stößelspannplatte ausgewertet. Alternativ

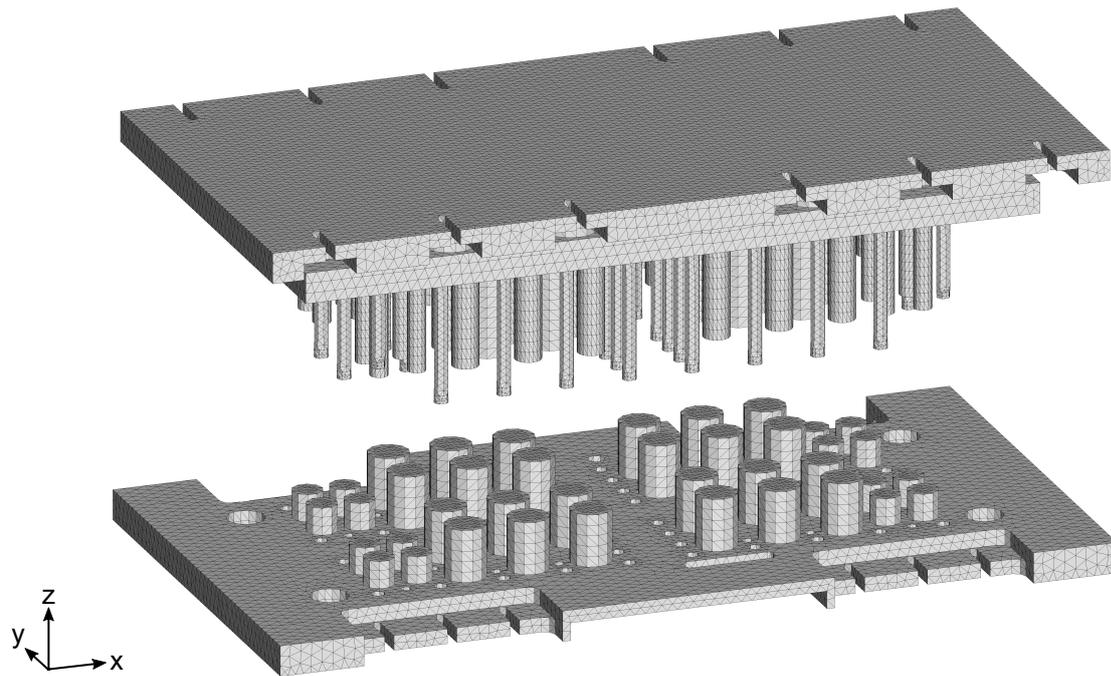


Abbildung 5.1: FE-Ersatzmodell des PFA

können die Verlagerungen direkt an den Aufspannflächen ausgelesen werden, wodurch jedoch die Anteile der Verformungen im Werkzeug entfallen. Damit sinkt die Vergleichbarkeit mit den experimentell ermittelten Werten. Die Krafteinleitung erfolgt am Unterteil an den Sockeln der Gasdruckfedern beziehungsweise am Oberteil an den Distanzen. Dazu wird ein Hilfsknoten pro Gasdruckfeder definiert, der mithilfe eines CNRBs die auf ihn wirkende Kraft auf die Knoten der Sockel beziehungsweise der Distanzen verteilt.

5.3 FE-Modell des Schiebetischs

Das FE-Ersatzmodell des Schiebetischs soll das elastische Durchbiegungsverhalten an der Aufspannfläche beschreiben. Im Folgenden wird die Modellentwicklung unter Berücksichtigung der zuvor identifizierten Durchbiegungstypen beschrieben. Die Ergebnisse der Parameteroptimierung werden für drei charakteristische Pressen präsentiert. Zur Überprüfung der Robustheit werden die kalibrierten Modelle mithilfe von asymmetrischen Belastungen validiert.

5.3.1 Modellentwicklung

Im Rahmen von mehreren studentischen Arbeiten wurden verschiedene Modellierungsansätze für den Schiebetisch untersucht. Dabei wurden Volumen- und Schalenelemente verglichen sowie verschiedene Methoden zur Lagerung des Modells mittels Zwangsbedingungen, Federelementen, Stabwerken und Kontaktbedingungen gegenübergestellt. Basierend auf den Bewertungskriterien Genauigkeit, Modellierungsaufwand und Rechenzeit ist die Verwendung von Schalenelementen gelagert auf linearen Federelementen am effizientesten. Die Knoten an den freien Enden der Federn sind per Zwangsbedingungen in allen drei translatorischen Freiheitsgraden fixiert.

Zunächst wurde eine Segmentierung der Aufspannfläche in Bereiche mit unterschiedlichen E-Moduln vorgesehen. Durch Verbesserungen der Federlagerung ist diese Segmentierung im finalen Entwicklungsstand nicht mehr erforderlich. (Zgoll, Götze und Volk, 2017b)

Der größte Aufwand bei der Modellentwicklung besteht in der Definition der Anzahl und Position der Federelemente sowie in der Unterteilung der Federn in Gruppen mit identischer Federsteifigkeit. Um die Anzahl der erforderlichen Simulationen bei der Parameteroptimierung gering zu halten, sollte die Anzahl der freigegebenen Parameter nicht zu hoch sein. Die Position der Federelemente sollte physikalisch plausibel sein. Es wäre beispielsweise nicht zielführend, an jeder Messtasterposition ein Federelement mit freigegebener Steifigkeit zu positionieren und einen geringen E-Modul vorzugeben, obwohl sich dadurch ein perfektes Optimierungsergebnis erzielen ließe. Das Problem bei einem solchen Ansatz ist die fehlende Robustheit des Modells. Für den in der Optimierung vorgegebenen Lastfall reagiert das Modell wie erwartet, ändert sich jedoch die Belastung, ist das Modell nicht mehr valide. In einer entsprechenden Untersuchung ergab die Parameteroptimierung einen sehr geringen Wert für den E-Modul, was zu einer starken Welligkeit der Aufspannfläche führte. Aus diesem Grund ist die Berücksichtigung der realen physikalischen Randbedingungen erforderlich.

In der Praxis liegt der Schiebetisch an den Außenkanten auf dem Pressenbett auf. In der Regel sind keine weiteren Verstärkungen in der Schiebetischmitte vorhanden, da dieser Bauraum für das hydraulische Ziehkissen benötigt wird. Grob lassen sich zwei Konstruktionsarten der Schiebetische unterscheiden. In der einfachsten Bauform liegt der quaderförmige Schiebetisch direkt auf dem Pressenbett auf. Bei moderneren Pressen ist die Schiebetischplatte häufig durch Wände an den Außenkanten erhöht gelagert. Dies bietet Vorteile bei der Konstruktion des hydraulischen Ziehkissens. Die umlaufenden Wände liegen auf dem Pressenbett auf. Bei beiden Konstruktionsarten erfolgt die Lagerung ausschließlich an den Außenkanten. Dies wird bei der Ersatzmodellierung berücksichtigt, sodass alle Federelemente an den Rändern platziert werden. Um das Verhalten im Randbereich ausreichend genau abbilden zu können, wird neben der Federreihe am äußeren Rand eine zweite Reihe um 100 mm nach innen versetzt eingeführt. Dieser Abstand entspricht im Mittel der Breite der Auflagefläche am Pressenbett. Für das in Abschnitt 4.1.4 beschriebene parabelförmige Durchbiegungsverhalten ist die Verwendung von jeweils zwei Federreihen an den Längs- und an den Stirnseiten ausreichend. Die Federn einer Reihe haben dabei alle die gleiche Steifigkeit. Da das Modell symmetrisch aufgebaut ist, ergeben sich daraus einschließlich des E-Moduls fünf Optimierungsparameter.

Mit diesem einfachen Modellansatz lässt sich der Durchbiegungstyp Plateau nicht ausreichend genau abbilden. Aus diesem Grund werden die beiden Federreihen an den Längsseiten zusätzlich unterteilt. Die Federn im mittleren Drittel werden neuen Gruppen zugeordnet, sodass ihre Steifigkeiten in der Optimierung als separate Parameter angepasst werden können. Folglich ergeben sich insgesamt sieben freigegebene Parameter.

Der Durchbiegungstyp W-Profil tritt nur bei den untersuchten Pressen A und G auf. Diese beiden Maschinen weisen eine konstruktive Besonderheit auf. In der Tischmitte sind mehre-

re Verstärkungselemente vorhanden, durch die der Schiebetisch mittig zusätzlich abgestützt wird. Dies erklärt neben den qualitativen Auffälligkeiten im Durchbiegungsverlauf auch die insgesamt geringere Verlagerung verglichen mit den anderen untersuchten Pressen (vergleiche Abbildung 4.27). In Abbildung 5.2 sind die Verstärkungen sowie die Auflagefläche des Pressenbetts bei herausgefahretem Schiebetisch zu erkennen. Die Stützen sind per Schweißkonstruktion mit dem Pressenbett verbunden.

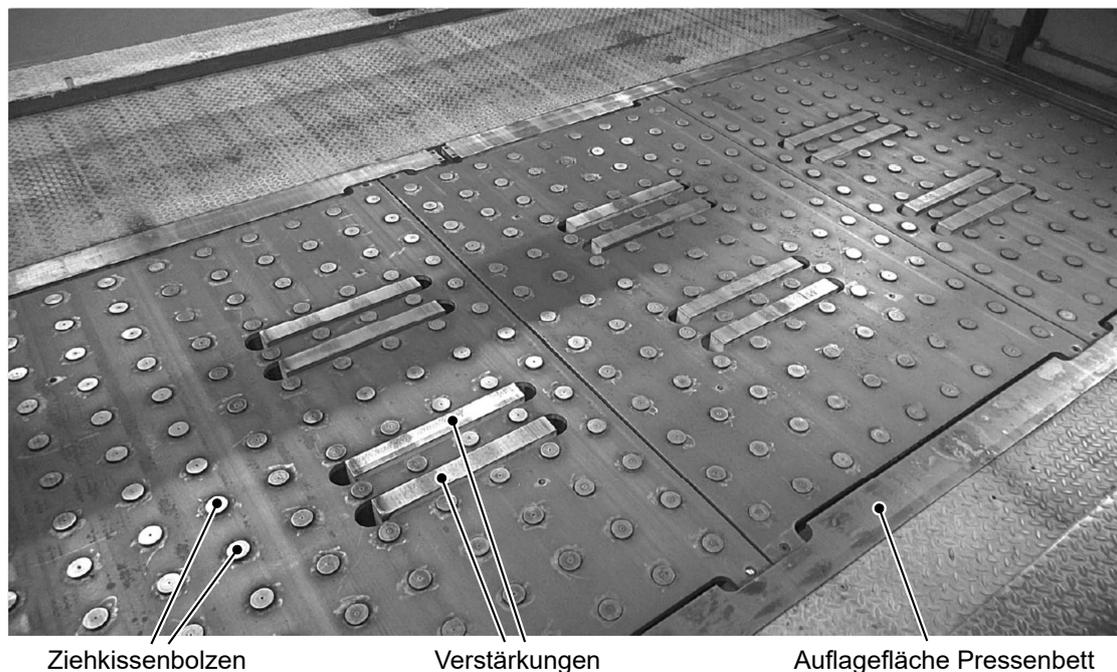


Abbildung 5.2: Verstärkungen in Pressentischmitte an Presse A

Damit das Ersatzmodell ebenfalls das W-Profil darstellen kann, werden Federelemente an den Positionen der Verstärkungen hinzugefügt. Da die mittleren Stützen nicht direkt mit den äußeren verbunden sind, bekommen beide Gruppen eine unabhängige Steifigkeit. Sind alle Parameter in der Optimierung aktiv, ergeben sich insgesamt neun Optimierungsparameter. Das universelle FE-Ersatzmodell des Schiebetisches von Presse B mit allen Federpositionen ist in Abbildung 5.3 dargestellt.

Die Abmessungen betragen 4500×2400 mm. Insgesamt sind 13×27 Pinolenlöcher im Tisch vorhanden. Die Standard-Elementkantenlänge beträgt 30 mm, womit das gezeigte Modell von Presse B aus 13741 Knoten, 24404 Schalenelementen und 544 Federelementen besteht. Die Steifigkeiten $c_{\text{Tisch},1}$ und $c_{\text{Tisch},2}$ werden den Federreihen an den Stirnseiten zugeordnet. An den Längsseiten sind die Federreihen unterteilt. In den äußeren Dritteln werden die Steifigkeiten $c_{\text{Tisch},3}$ und $c_{\text{Tisch},4}$ verwendet, im mittleren Bereich der Längsseiten $c_{\text{Tisch},5}$ und $c_{\text{Tisch},6}$. Den Federn in der Tischmitte werden die Steifigkeiten $c_{\text{Tisch},7}$ und $c_{\text{Tisch},8}$ zugewiesen.

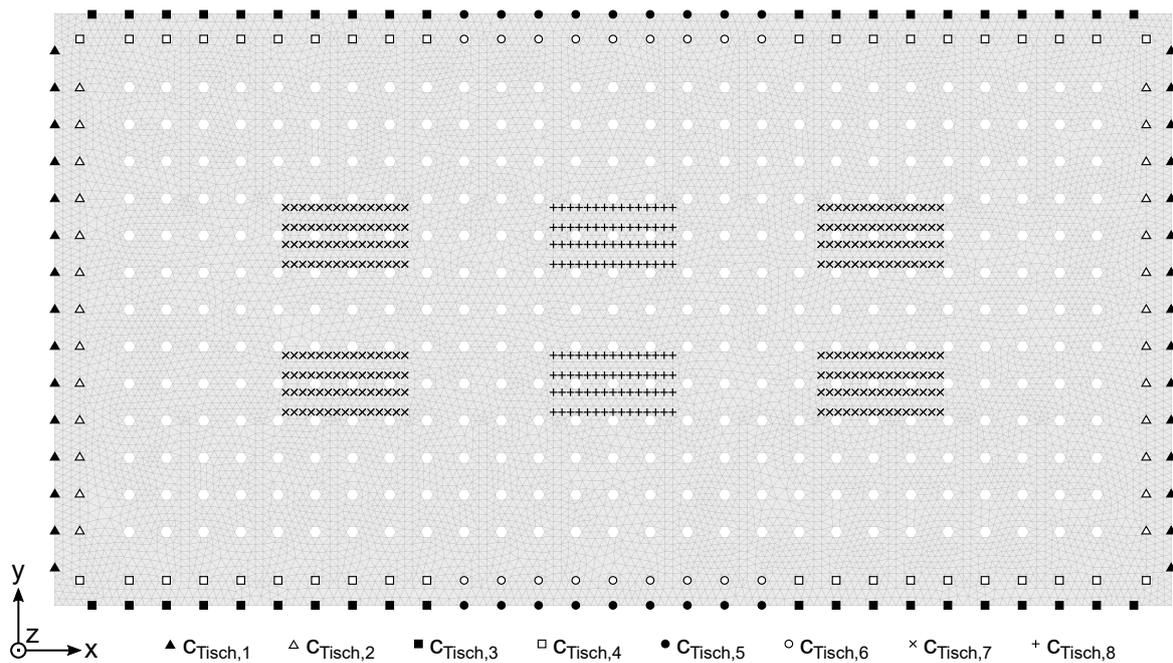


Abbildung 5.3: Universelles FE-Ersatzmodell des Schiebetischs am Beispiel von Presse B

5.3.2 Parameteroptimierung

Die Belastung der Modelle erfolgt quasi-statisch, sodass sich die Verwendung des impliziten Lösungsverfahrens mit dem Solver LS-DYNA anbietet. Die symmetrische Kraft von 10 MN wird über die Simulationszeit von 0,1 s bei einer initialen Schrittweite von 0,01 s aufgebaut. Während der Simulation wird die Schrittweite automatisch angepasst. Mit diesen Einstellungen dauert eine einzelne Simulation auf einem CPU-Kern im Schnitt 3 min.

In LS-OPT werden der Metamodell-Typ Polynom mit quadratischer Näherungsordnung und die Punktauswahl nach D-Optimalem Versuchsplan gewählt. Um sicherzustellen, dass die nach innen versetzten Federreihen keine höhere Steifigkeit als die Federn an den Außenkanten annehmen können, werden folgende Zwangsbedingungen erstellt:

- $c_{\text{Tisch},1} - c_{\text{Tisch},2} \geq 0$
- $c_{\text{Tisch},3} - c_{\text{Tisch},4} \geq 0$
- $c_{\text{Tisch},5} - c_{\text{Tisch},6} \geq 0$

Zur Überprüfung der Übereinstimmung der einzelnen Simulationen mit den vorgegebenen Zielwerten aus der PFA-Messung wird die Mittlere Quadratische Abweichung (MQA) ausgewertet, welche wie folgt berechnet wird:

$$\text{MQA} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 \quad (\text{Gleichung 5.1})$$

Dabei bezeichnet n die Anzahl der Zielwerte, y_i den simulierten Wert und \hat{y}_i die gemessene Verlagerung. Je kleiner die MQA, desto besser passt das Simulationsergebnis zu den Messwerten. Alle 28 Zielwerte werden gleich stark gewichtet. Verändert sich das Optimierungsergebnis zwischen zwei Iterationen nicht mehr wesentlich oder wird die maximale Anzahl von zehn Iterationen erreicht, wird die Optimierung beendet. Mit den ermittelten Parametern wird abschließend eine Validierungssimulation durchgeführt.

Für die Veranschaulichung der Kalibrierung einer Presse mit parabelförmigem Durchbiegungsverhalten wird Presse B verwendet. Wie im vorherigen Abschnitt beschrieben, müssen die Federreihen an den Längsseiten nicht einzeln optimiert werden, sodass die Parameter $c_{\text{Tisch},3}$ und $c_{\text{Tisch},5}$ sowie die Parameter $c_{\text{Tisch},4}$ und $c_{\text{Tisch},6}$ gleichgesetzt werden können. Da bei Presse B keine zusätzlichen Verstärkungen in der Tischmitte vorhanden sind, werden die Parameter $c_{\text{Tisch},7}$ und $c_{\text{Tisch},8}$ gleich Null gesetzt. Folglich sind fünf Parameter aktiv, sodass bei den oben genannten Einstellungen in LS-OPT 32 Simulationen pro Iteration mit unterschiedlichen Parameterkombinationen durchgeführt werden.

Das Optimierungsergebnis nach zehn Iterationen ist in Abbildung 5.4 dargestellt. Im Diagramm sind die um die Messrahmenverlagerung korrigierten Durchbiegungskurven in x-Richtung aus der PFA-Messung zusammen mit den Kurven des kalibrierten Ersatzmodells zu erkennen. Messung und Simulation liegen in fast allen Messpunkten sehr gut übereinander. Die größten Abweichungen von maximal 0,019 mm treten mittig an den Messspuren x-Vorne und x-Hinten auf. In Abbildung D.7 im Anhang sind die Durchbiegungskurven in y-Richtung zu finden. Die Wurzel aus der MQA beträgt 0,008 mm. Die optimierten Steifigkeiten sind in Tabelle 5.1 am Ende dieses Abschnitts zusammengefasst.

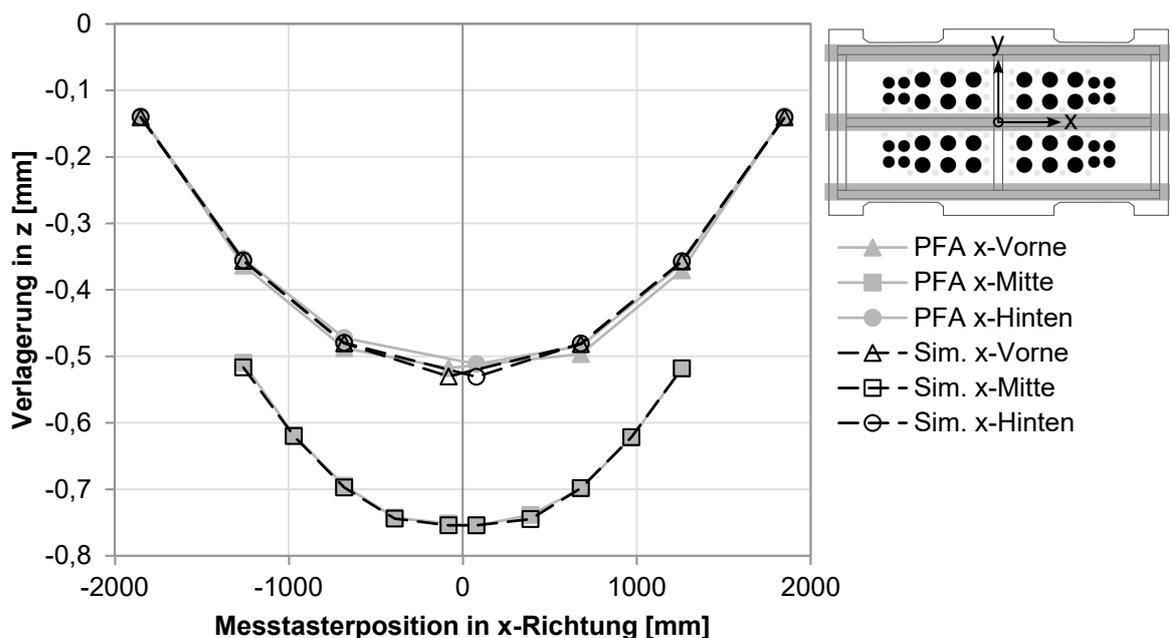


Abbildung 5.4: Optimierungsergebnis in x-Richtung am Schiebetisch von Presse B bei 10 MN symmetrischer Belastung

Abbildung 5.5 zeigt den Konturplot der Durchbiegung am Schiebetisch von Presse B. Die gleichmäßig oval verlaufenden Isolinien verdeutlichen einen stetigen Anstieg der Verlagerung von den Rändern zur Tischmitte.

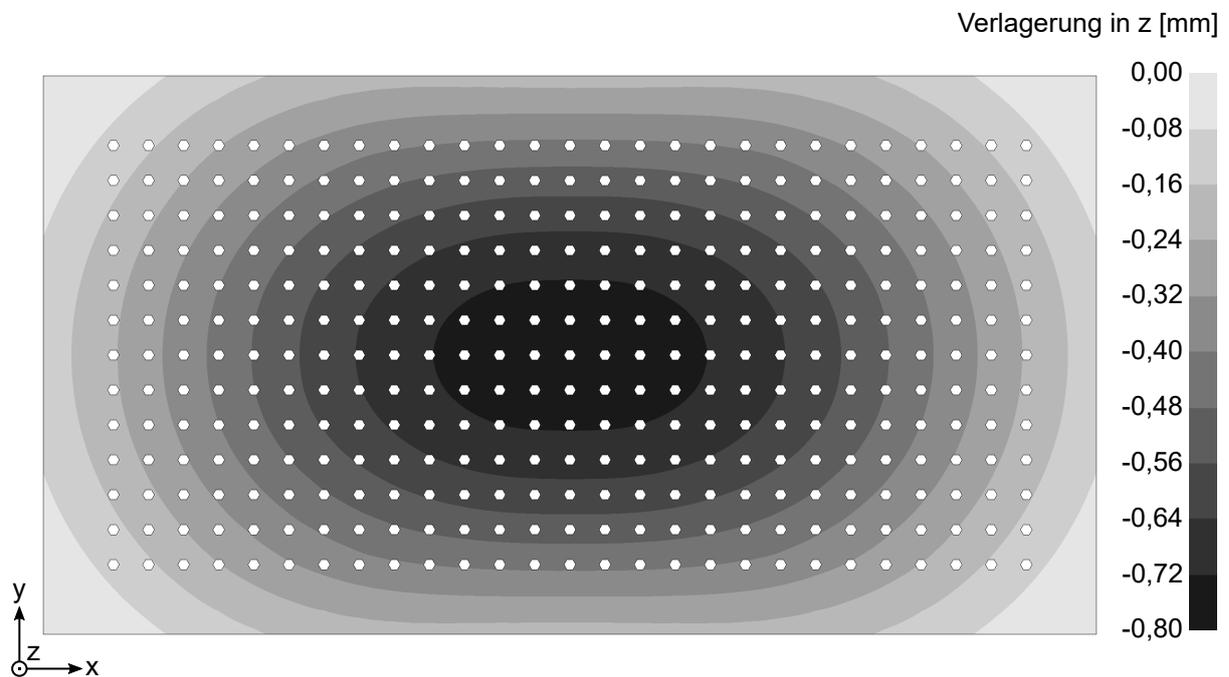


Abbildung 5.5: Konturplot der Durchbiegung am Schiebetisch von Presse B bei 10 MN symmetrischer Belastung

Der Durchbiegungstyp Plateau wird anhand von Presse C erläutert. Um den Verlauf in der Schiebetischmitte ausreichend genau abbilden zu können, werden die Parameter $c_{\text{Tisch},5}$ und $c_{\text{Tisch},6}$ zur Optimierung freigegeben. Presse C hat ebenfalls keine Verstärkungen in der Tischmitte, sodass die Steifigkeiten der mittleren Federn gleich Null sind. Bei sieben aktiven Parametern werden 55 Simulationen pro Iteration benötigt.

Nach zehn Iterationen ergibt sich das in Abbildung 5.6 dargestellte Optimierungsergebnis. Wie beim parabelförmigen Durchbiegungsverhalten beschrieben, werden die PFA-Messergebnisse mit den Simulationen verglichen. Die größten Abweichungen von bis zu 0,018 mm ergeben sich mittig an den Messspuren x-Vorne und x-Hinten. Im Anhang sind die Ergebnisse in Abbildung D.8 in y-Richtung dargestellt. Bei dieser Optimierung ergibt sich ein Wert von 0,007 mm für die Wurzel der MQA. Die ermittelten Federsteifigkeiten sind der Tabelle 5.1 am Ende des Abschnitts zu entnehmen.

Im Gegensatz zum Konturplot beim Durchbiegungstyp Parabel verlaufen die in Abbildung 5.7 zu erkennenden Isolinien für die plateauartige Durchbiegung nicht gleichmäßig oval. Stattdessen sind die Linien im Randbereich „achtförmig“. Dies ist auf die Aufteilung der Federelemente an den Längsseiten in zwei separate Gruppen zurückzuführen. Zur Tischmitte hin werden die Isolinien zunehmend oval.

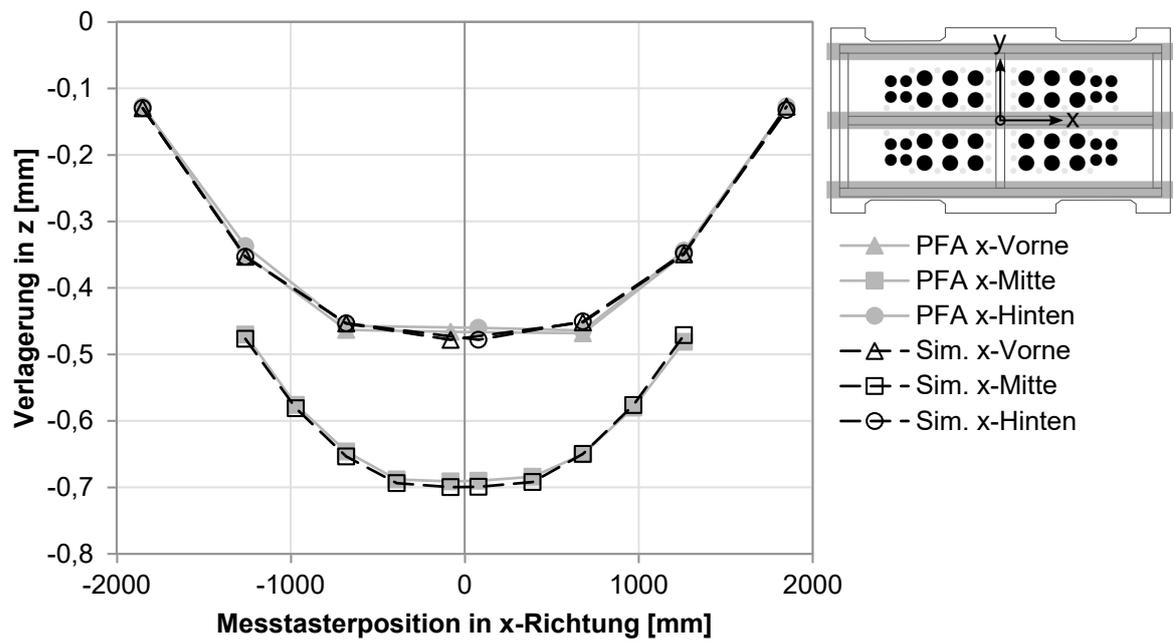


Abbildung 5.6: Optimierungsergebnis in x-Richtung am Schiebetisch von Presse C bei 10 MN symmetrischer Belastung

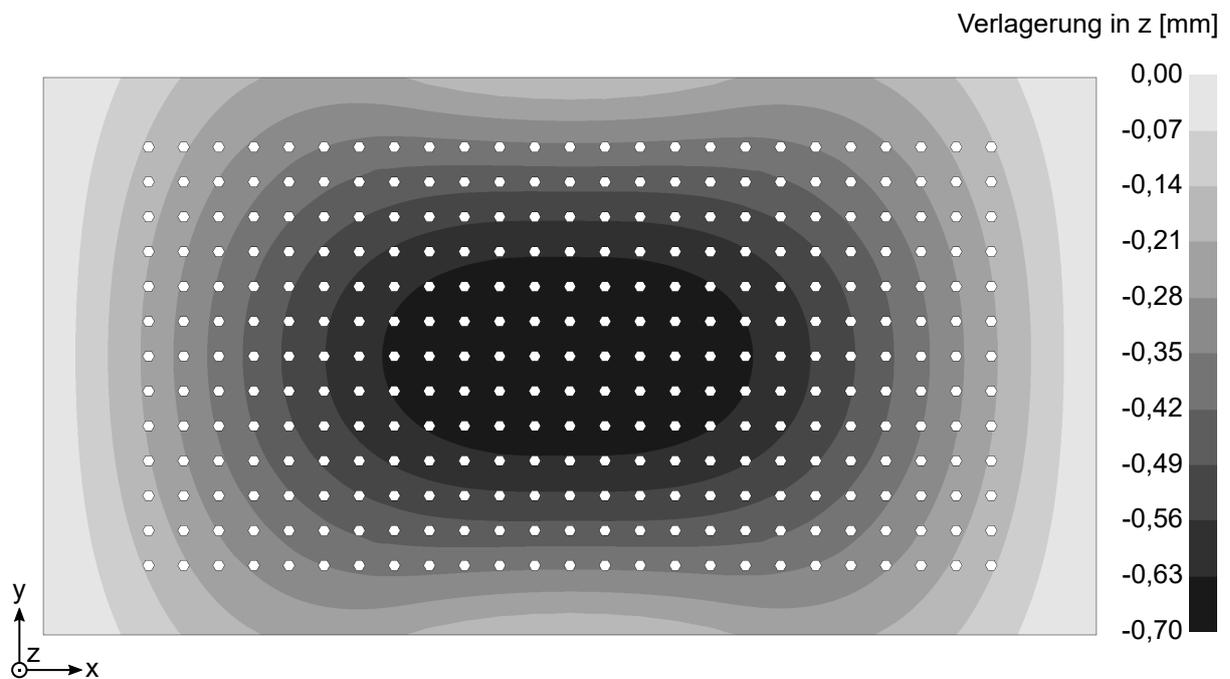


Abbildung 5.7: Konturplot der Durchbiegung am Schiebetisch von Presse C bei 10 MN symmetrischer Belastung

Der letzte Durchbiegungstyp W-Profil wird an Presse A erläutert. Diese hat zusätzliche Verstärkungselemente in der Tischmitte (vergleiche Abbildung 5.2), sodass die Parameter $c_{\text{Tisch},7}$ und $c_{\text{Tisch},8}$ optimiert werden. Folglich sind alle neun im Ersatzmodell vorgehaltenen Parameter aktiv, sodass 83 Simulationsvarianten pro Iteration berechnet werden.

Analog zu den beiden vorherigen Varianten wird das Optimierungsergebnis beim W-Profil analysiert. Abbildung 5.8 zeigt die gemessenen Werte zusammen mit dem Simulationsergebnis nach neun Iterationen. Durch die zusätzlichen Federelemente in der Tischmitte kann das W-Profil mit hoher Genauigkeit im Modell reproduziert werden. Die größten Unterschiede zwischen Messung und Simulation betragen 0,008 mm an der Messspur x-Mitte bei Messpunkt 3.3. Wie bei den zuvor gezeigten Modellen sind die Kurven in y-Richtung in Abbildung D.9 im Anhang beigefügt. Verglichen mit den anderen beiden Modellen ergibt sich mit 0,005 mm der geringste Wert für die Wurzel der MQA. Tabelle 5.1 fasst die optimierten Federsteifigkeiten der drei gezeigten Beispiele zusammen.

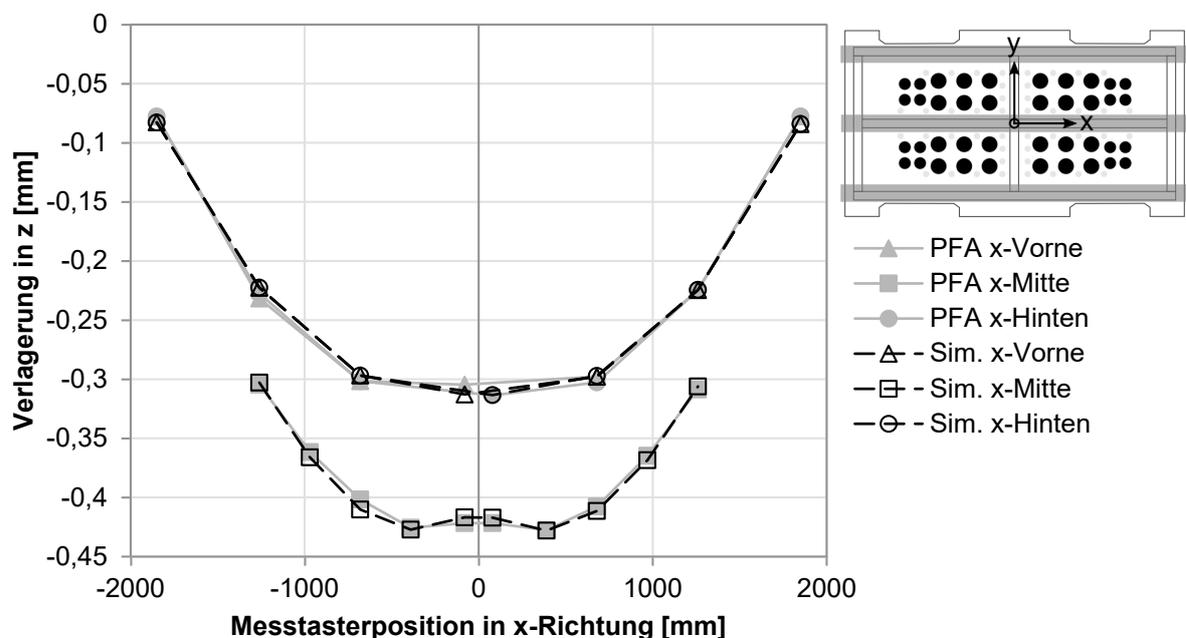


Abbildung 5.8: Optimierungsergebnis in x-Richtung am Schiebetisch von Presse A bei 10 MN symmetrischer Belastung

Der in Abbildung 5.9 dargestellte Konturplot zeigt im Randbereich ein leicht achtförmiges Verhalten, welches wie beim Plateau auf die Segmentierung der Federelemente an den Längsseiten zurückzuführen ist. Zur Tischmitte nehmen die Isolinien zunächst einen ovalen Verlauf an. Im Zentrum sorgen die zusätzlichen Federelemente wiederum für einen achtförmigen Verlauf der Isolinien.

Beim Vergleich der in Tabelle 5.1 zusammengefassten optimierten Federsteifigkeiten ist zu beachten, dass die Werte mit der Anzahl der Federelemente ins Verhältnis gesetzt werden müssen. Die Ersatzfederkonstante c_{ers} für parallel geschaltete Federn ergibt sich aus:

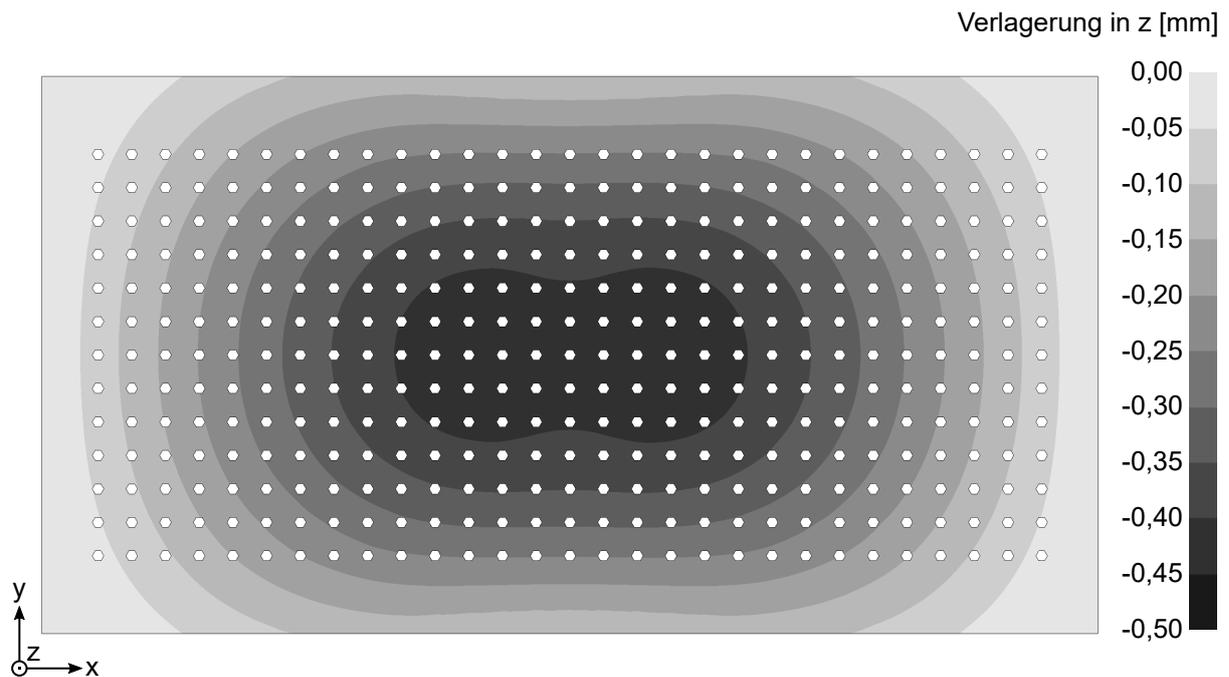


Abbildung 5.9: Konturplot der Durchbiegung am Schiebetisch von Presse A bei 10 MN symmetrischer Belastung

$$c_{ers} = \sum_{i=1}^n c_i \quad (\text{Gleichung 5.2})$$

Dabei beschreibt n die Anzahl der parallel geschalteten Federelemente und c_i die Steifigkeit einer einzelnen Feder. Da die Steifigkeiten aller Federn in einer Gruppe identisch sind, kann die Formel vereinfacht werden:

$$c_{ers} = nc \quad (\text{Gleichung 5.3})$$

Die Ersatzsteifigkeit ist somit umgekehrt proportional zur Anzahl der Federn. Die Gruppe mit der Steifigkeit $c_{\text{Tisch},8}$ in der Tischmitte besteht im Modell aus 120 Federn. Würde nur die Hälfte der Federelemente verwendet werden, müsste die Steifigkeit doppelt so groß sein.

Durch die hohe Anzahl an aktiven Variablen sind bei der Kalibrierung einer Presse mit W-Profil 83 Simulationen mit unterschiedlichen Parameterkombinationen pro Iteration erforderlich. Bei zehn Iterationen und einer gemittelten Rechenzeit von 3 min für eine einzelne Simulation auf einem CPU-Kern ergibt sich eine Gesamtzeit von ungefähr 3 h bei Verwendung von 16 Kernen. Verglichen mit der Kalibrierung einer Presse mit parabelförmigem Verhalten, bei der 32 Simulationen pro Iteration durchgeführt werden, ist die Zeit für die Kalibrierung somit fast dreimal höher. Da die Parameteroptimierung für jede Presse beziehungsweise für jede Vermessung einer Presse nur einmalig durchgeführt werden muss, ist diese Rechenzeit auch für eine größere Anzahl

Tabelle 5.1: Zusammenfassung der Optimierungsparameter am Schiebetisch für die drei unterschiedlichen Durchbiegungscharakteristiken

Einstellungen			Parabel (Presse B)		Plateau (Presse C)		W-Profil (Presse A)	
Parameter	Min	Max	Aktiv	Ergebnis	Aktiv	Ergebnis	Aktiv	Ergebnis
E-Mod. [kN/mm ²]	120	250	ja	125,866	ja	163,827	ja	137,274
c _{Tisch,1} [kN/mm]	0	3000	ja	253,760	ja	2421,905	ja	2339,926
c _{Tisch,2} [kN/mm]	0	3000	ja	179,222	ja	2381,502	ja	2205,087
c _{Tisch,3} [kN/mm]	0	3000	ja	512,767	ja	373,760	ja	934,110
c _{Tisch,4} [kN/mm]	0	3000	ja	416,646	ja	0	ja	9,360
c _{Tisch,5} [kN/mm]	0	3000	nein	= c _{Tisch,3}	ja	925,535	ja	550,688
c _{Tisch,6} [kN/mm]	0	3000	nein	= c _{Tisch,4}	ja	747,407	ja	540,832
c _{Tisch,7} [kN/mm]	0	100	nein	0	nein	0	ja	28,051
c _{Tisch,8} [kN/mm]	0	100	nein	0	nein	0	ja	40,493

von Maschinen vertretbar. Ist es dennoch erforderlich, die Zeit der Parameteroptimierung zu reduzieren, können mithilfe einer vorgeschalteten Sensitivitätsanalyse Parameter mit geringem Einfluss identifiziert werden. Diesen kann dann für die eigentliche Optimierung ein konstanter Wert zugewiesen werden, sodass die Anzahl der aktiven Variablen sinkt.

Grundsätzlich ist die erzielte Genauigkeit der Ersatzmodelle für die Verwendung in der Umformsimulation bei den drei gezeigten Beispielen ausreichend. Der größte Wert für die Wurzel aus der MQA beträgt 0,042 mm an Presse B. Bei der Bewertung der MQA ist zu berücksichtigen, dass das universelle Ersatzmodell symmetrisch aufgebaut ist und somit ein asymmetrisches Durchbiegungsverhalten nicht exakt abgebildet werden kann. Sind die PFA-Messwerte leicht asymmetrisch, kann aufgrund der Randbedingungen kein perfektes Optimierungsergebnis erreicht werden. Durch die Unterteilung der symmetrisch angeordneten Federpakete in separate Optimierungsparameter könnte das Modell auch ein asymmetrisches Verhalten darstellen. Allerdings wird dadurch die Anzahl der aktiven Variablen in der Optimierung nahezu verdoppelt. Dieser Mehraufwand wäre erst bei einem deutlich asymmetrischen Maschinenverhalten gerechtfertigt. Solange die Asymmetrie im Bereich der Messtoleranz liegt, ist der zusätzliche Aufwand nicht zielführend.

5.3.3 Validierung

Zur Validierung der Robustheit des entwickelten universellen Ersatzmodells des Schiebetischs werden die asymmetrischen Lasten k+A und k+B aufgebracht und die resultierenden Verlagerungen mit den PFA-Messergebnissen verglichen. Aus den in Abschnitt 4.2.4 beschriebenen Gründen ist die Korrektur der Messrahmenverlagerung bei asymmetrischer Belastung auf Basis der PONTOS-Messung nicht möglich. Daher werden die PFA-Verlagerungen an die simulierten Werte angepasst. Die Differenz zwischen Messung und Simulation wird an allen Messtastern berechnet und über der Messtasterposition aufgetragen: bei Lastfall k+A über der y-Position und bei k+B über der x-Position. Aus den Punkten wird die Korrekturfunktion mittels einfacher linearer Regression bestimmt. Die ermittelte Geradengleichung beschreibt die simulierte Mess-

rahmenverlagerung. Wird die x - beziehungsweise y -Position eines Sensors in die entsprechende Gleichung eingesetzt, ergibt sich der lokale Korrekturwert.

Nach diesem Vorgehen werden die PFA-Messwerte von Presse B bei 10 MN asymmetrischer Belastung $k+A$ korrigiert und zusammen mit den simulierten Verlagerungen in Abbildung 5.10 in x -Richtung dargestellt. Die Kurvenverläufe sind nahezu identisch, wobei die Wurzel der MQA 0,018 mm beträgt. Der zickzackförmige Verlauf an der mittleren Messspur kommt durch die versetzte Anordnung der Messtaster in y -Richtung zustande. Abbildung D.10 im Anhang zeigt den Kurvenverlauf in y -Richtung.

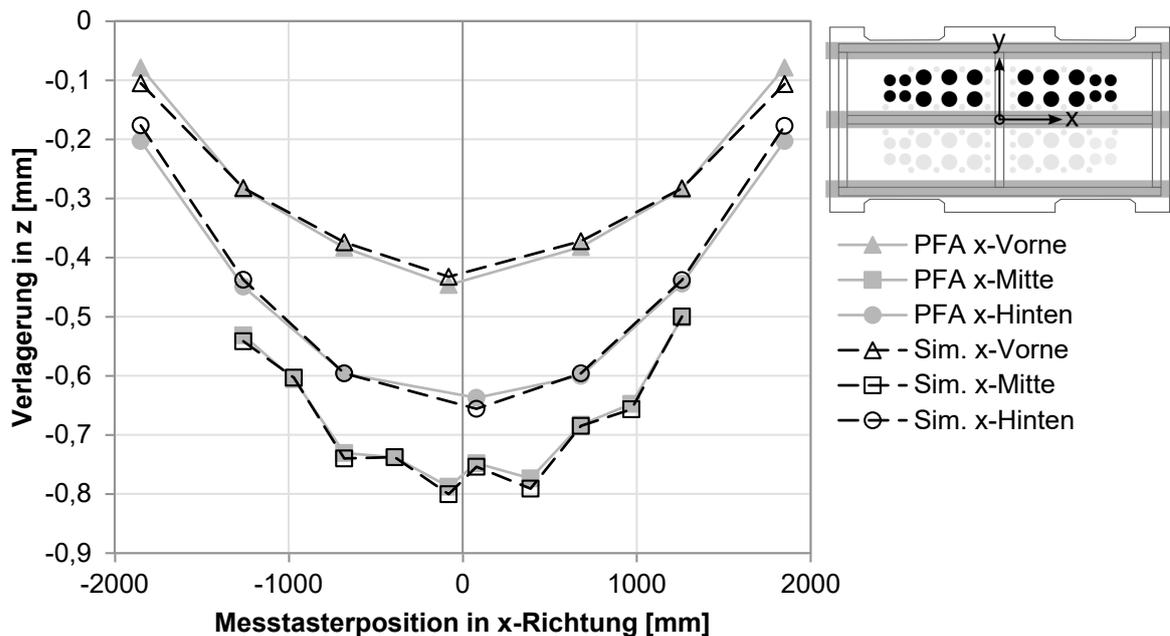


Abbildung 5.10: Validierung des Tischersatzmodells von Presse B in x -Richtung bei 10 MN asymmetrischer Belastung $k+A$

In Abbildung 5.11 ist der Konturplot der Verlagerung in z -Richtung am Tischersatzmodell bei asymmetrischer Belastung $k+A$ zu erkennen. Der qualitative Verlauf der Isolinien ist ähnlich zu Abbildung 5.5, allerdings ist der Bereich der maximalen Durchbiegung in die positive y -Richtung verschoben. Dadurch, dass die gleiche Gesamtkraft auf einen kleineren Bereich eingeleitet wird, liegt die maximale Durchbiegung um circa 0,05 mm höher als bei symmetrischer Belastung.

Analog zum Lastfall $k+A$ werden die angepassten PFA-Messwerte bei Belastung $k+B$ in Abbildung 5.12 mit dem Simulationsergebnis verglichen. Auch hier stimmen die Kurvenverläufe gut überein. Allerdings ist die Wurzel der MQA mit 0,036 mm doppelt so groß, verglichen mit dem Wert bei Belastung $k+A$. Aufgrund des weiter außen liegenden Kraftschwerpunkts und des Verhältnisses von x - zu y -Länge des Tisches ist die Kippung beim Lastfall $k+B$ grundsätzlich stärker. Folglich zeigen sich Abweichungen im Ersatzmodell deutlicher als beim Lastfall $k+A$. Die Kurvenverläufe in y -Richtung sind der Abbildung D.11 im Anhang zu entnehmen.

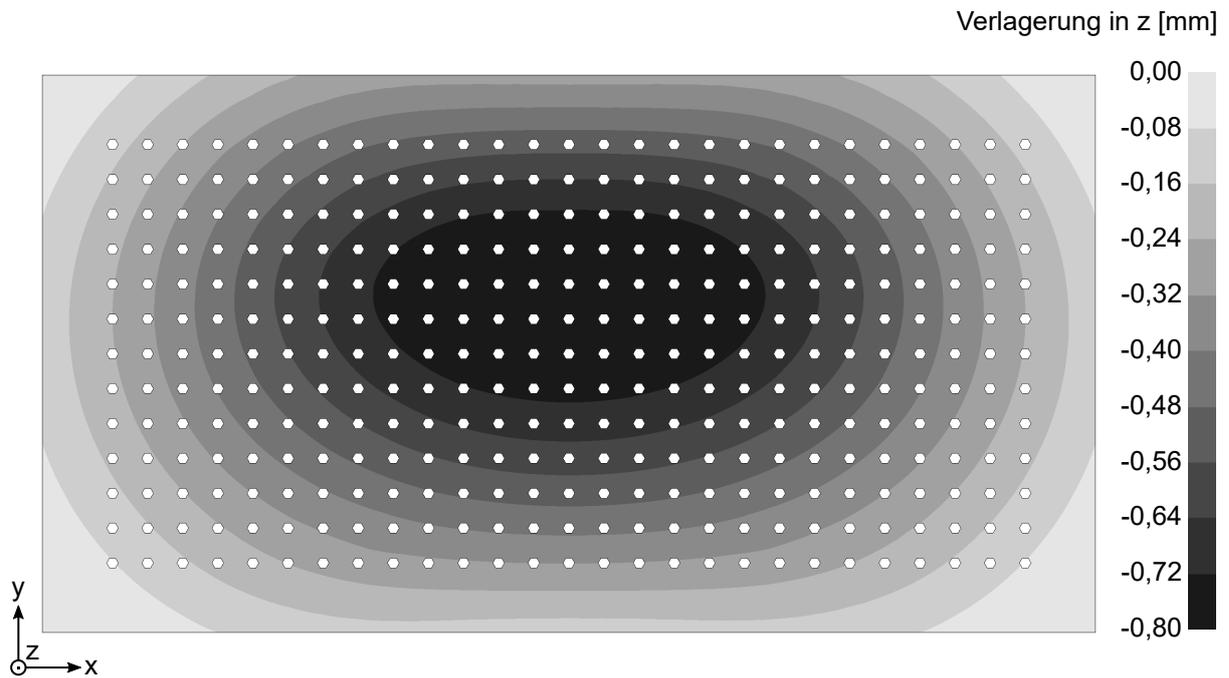


Abbildung 5.11: Konturplot der Durchbiegung am Schiebetisch von Presse B bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+A

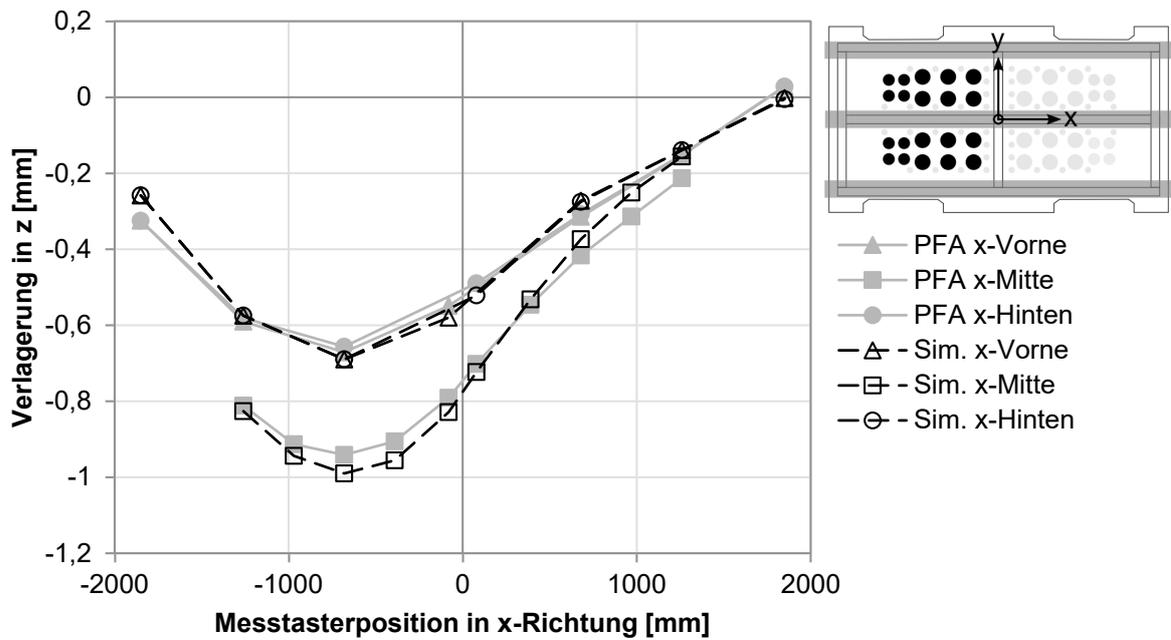


Abbildung 5.12: Validierung des Tischersatzmodells von Presse B in x-Richtung bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+B

Auf dem Konturplot in Abbildung 5.13 ist die asymmetrische Belastung deutlich zu erkennen. Die maximale Durchbiegung ist in negativer x -Richtung verschoben und verglichen mit der symmetrischen Belastung um 0,25 mm stärker. Am Maximum der Verlagerung verlaufen die Isolinien nahezu kreisförmig.

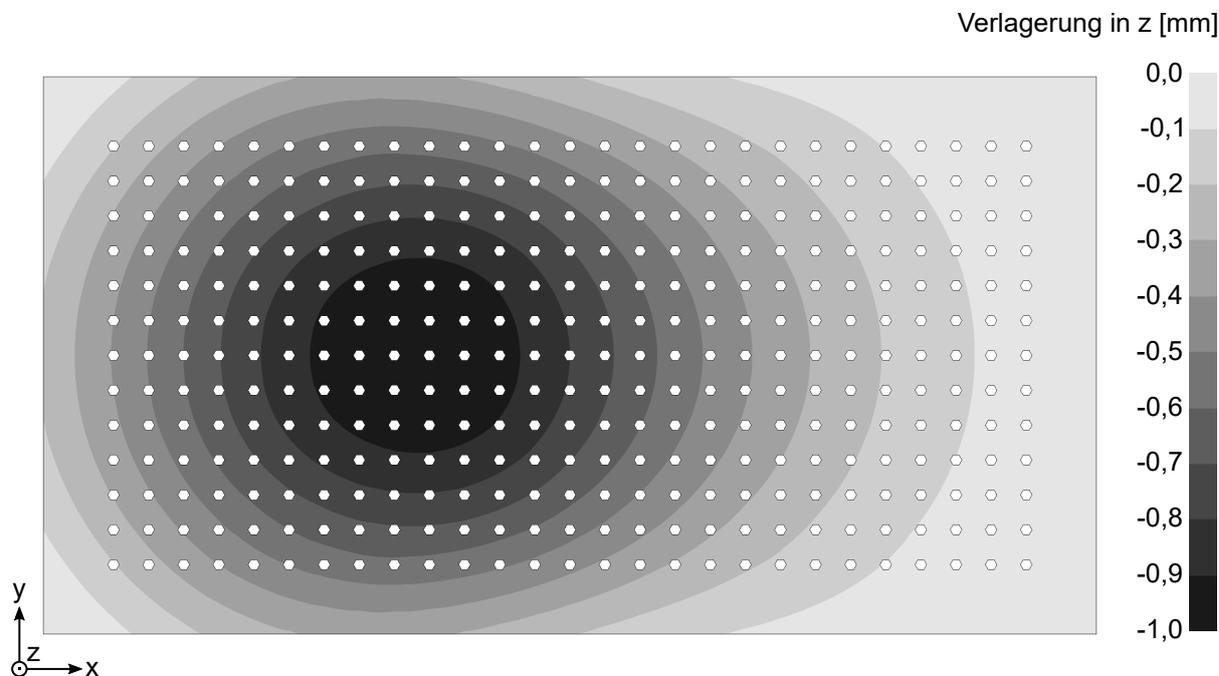


Abbildung 5.13: Konturplot der Durchbiegung am Schiebetisch von Presse B bei 10 MN asymmetrischer Belastung $k+B$

Insgesamt zeigt sich eine gute Übereinstimmung der Simulationsergebnisse mit den Messdaten des PFAs. Auch wenn die Zahlenwerte durch die Anpassung der Messwerte an die Simulationsergebnisse nicht ohne Weiteres vertrauenswürdig sind, so ergibt sich aus der guten Übereinstimmung der qualitativen Kurvenverläufe dennoch eine belastbare Validierung des universellen Tischersatzmodells. Vor allem muss berücksichtigt werden, dass der Kraftschwerpunkt bei den asymmetrischen PFA-Belastungen wesentlich stärker nach außen verschoben ist als bei Produktionswerkzeugen üblich. Selbst bei asymmetrischen Doppelteil-Werkzeugen treten keine vergleichbar starken außermittigen Lasten auf. Folglich ist das zu erwartende Durchbiegungsverhalten näher am symmetrischen Lastfall, welcher für die Kalibrierung der Ersatzmodelle verwendet wird.

5.4 FE-Modell des Stößels

Entsprechend dem Tischersatzmodell soll das Ersatzmodell des Stößels das elastische Durchbiegungsverhalten an der Stößelaufspannfläche nachbilden. Dabei soll das universelle Modell die drei charakterisierten Durchbiegungstypen mit ausreichender Genauigkeit darstellen können. Die grundsätzliche Vorgehensweise ist ähnlich wie bei der Erstellung des Tischmodells. Nach der Beschreibung der Modellentwicklung werden die Optimierungsergebnisse an drei Pressen ver-

anschaulicht. Analog zum Tisch wird das Stößelersatzmodell bei asymmetrischen Belastungen validiert.

5.4.1 Modellentwicklung

Bei der Entwicklung des Stößelersatzmodells wird auf die Erkenntnisse bei der Erstellung des Tischmodells zurückgegriffen. So werden ebenfalls Schalenelemente verwendet, die mit Federelementen verbunden sind. Ein wesentlicher Unterschied zum Tischmodell ist die Lagerung der Stößelaufspannplatte. Anders als beim Tisch liegt die Platte nicht nur am Randbereich auf, sondern ist über eine Schweißkonstruktion mit den Kraftangriffspunkten verbunden. Diese Konstruktion ist beispielsweise je nach Antriebsart, Lage der Kraftangriffspunkte oder Ausführung der Überlastsicherung unterschiedlich. Zudem ist bei Einarbeitspressen häufig ein Stößelkissen vorhanden, welches bei Ziehstufen von Produktionspressen entfällt. Eine Anforderung an das Ersatzmodell ist die universelle Einsetzbarkeit bei unterschiedlichen Pressen, sodass eine individuelle Nachbildung der Schweißkonstruktionen jeder einzelnen Maschine nicht zielführend wäre. Stattdessen wird eine für alle Durchbiegungstypen geeignete Anordnung der Federpakete iterativ ermittelt. Dazu werden mehrere Parameteroptimierungen mit Modellen durchgeführt, bei denen viele Federgruppen gleichmäßig über die Aufspannfläche verteilt sind. Mithilfe von Sensitivitätsanalysen werden Federpakete zusammengefasst oder entfernt. Dadurch kann die Anzahl der Federgruppen auf sechs reduziert werden, welche in Abbildung 5.14 am Beispiel von Presse C dargestellt sind.

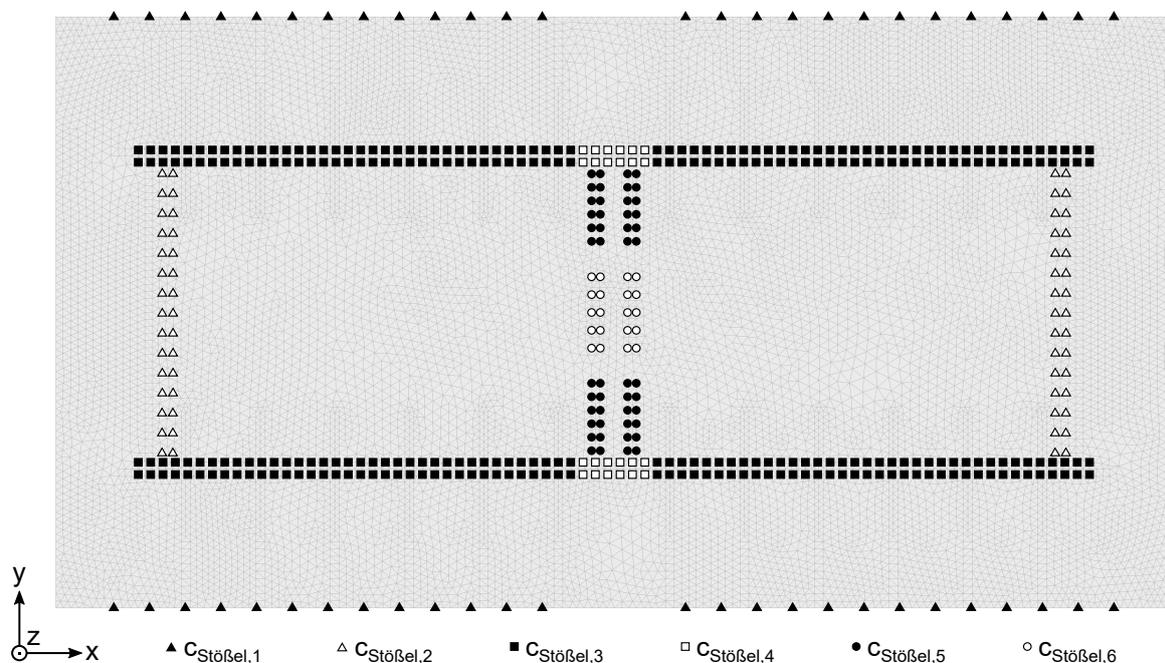


Abbildung 5.14: Universelles FE-Ersatzmodell des Stößels am Beispiel von Presse C

Da Presse C kein Stößelkissen hat, sind keine Pinolenlöcher im Modell vorhanden. Die Abmessungen betragen 4500×2400 mm. Wie am Tisch beträgt die Elementkantenlänge 30 mm. An

den Längsseiten sind Federn mit der Steifigkeit $c_{\text{Stößel},1}$ positioniert. Aufgrund ihrer geringen Sensitivität entfallen die Federn an den Stirnseiten. Die Federreihen mit den Steifigkeiten $c_{\text{Stößel},2}$, $c_{\text{Stößel},3}$ und $c_{\text{Stößel},4}$ spannen eine Rechteckfläche auf, deren Eckpunkte nahe der gemittelten Position der Kraftangriffspunkte von allen analysierten Pressen liegen. Um die Unterschiede im Durchbiegungsverhalten in der Stößelmitte ausreichend genau abbilden zu können, werden die Federgruppen mit den Steifigkeiten $c_{\text{Stößel},5}$ und $c_{\text{Stößel},6}$ verwendet.

In dem entwickelten universellen Stößelersatzmodell sind Translationen der Knoten an den freien Enden der Federn wie beim Tisch mittels Zwangsbedingungen gesperrt. Dadurch ist das Modell nicht in der Lage, eine Verkipfung des Stößels abzubilden. Grundsätzlich ist die Erweiterung des Modells möglich. Dazu wird ein unabhängiger Knoten im Zentrum der Aufspannfläche als Drehpunkt eingeführt. Dieser wird mittels CNRB mit den freien Enden der Federelemente sowie mit den vier Eckpunkten der Aufspannfläche verbunden. Per Zwangsbedingungen werden alle translatorischen Freiheitsgrade sowie Rotationen um die z-Achse im Drehpunkt gesperrt. Alle anderen Zwangsbedingungen an den Federn und an den Eckknoten entfallen. Über zwei Torsionsfedern, die mit dem Knoten am Drehpunkt verbunden sind, wird die Kippsteifigkeit um die x- und y-Achse gesteuert. Die Kippsteifigkeit der Maschine lässt sich aus der PFA-Messung ermitteln (vergleiche Abbildung 4.21 und Abbildung 4.22). Durch diese Anpassungen lässt sich das Kippverhalten im Stößelersatzmodell abbilden, jedoch erhöht sich die Komplexität und damit die Rechenzeit des Modells. Unter der Annahme, dass die Kippung aufgrund einer hohen Kippsteifigkeit und einer verhältnismäßig mittigen Krafterleitung bei den meisten Werkzeugen gering ist, rechtfertigt der Mehrwert der Modellerweiterung nicht die erhöhten Rechenzeiten. Daher wird die Kippung im universellen Ersatzmodell nicht berücksichtigt. Für spezielle Anwendungsfälle kann auf das erweiterte Modell zurückgegriffen werden.

5.4.2 Parameteroptimierung

Die Methodik der Parameteroptimierung ist identisch zum in Abschnitt 5.3.2 beschriebenen Vorgehen. Durch die andere Aufteilung der Federpakete sind jedoch keine Zwangsbedingungen zwischen den einzelnen Steifigkeitswerten erforderlich. Am Stößel sind die 31 Zielwerte, verglichen mit dem Tisch, gleichmäßiger über die gesamte Fläche verteilt. Um sicherzustellen, dass das Durchbiegungsverhalten in der Stößelmitte ausreichend genau abgebildet wird, werden die Zielwerte der Messspur x-Mitte bei der Optimierung doppelt gewichtet.

Für die Kalibrierung des parabelförmigen Durchbiegungsverhaltens wird Presse C ausgewählt. Zur Reduzierung der Optimierungszeit wird der Parameter $c_{\text{Stößel},6}$ bei Parabelprofilen gleich Null gesetzt. Folglich bleiben mit den fünf übrigen Federsteifigkeiten und dem E-Modul der Schalenelemente sechs aktive Parameter übrig. In LS-OPT werden bei den zuvor beschriebenen Einstellungen 43 Simulationen pro Iteration durchgeführt.

Das Ergebnis der Optimierung nach zehn Iterationen ist der Abbildung 5.15 zu entnehmen. Im Diagramm sind die korrigierten Messwerte zusammen mit den simulierten Durchbiegungswerten dargestellt. Die Kurven liegen fast identisch übereinander, abgesehen von den Messspuren

x-Vorne und x-Hinten. Bei diesen beträgt die maximale Abweichung am mittleren Messtaster 0,027 mm. In Abbildung D.12 im Anhang sind die Durchbiegungskurven in y-Richtung dargestellt. Dort sind die Unterschiede an den Spuren y-Mitte sowie y-Links und y-Rechts ebenfalls deutlich zu erkennen. Während die gemessenen Kurven y-Mitte, y-Links und y-Rechts ein Plateau darstellen, verlaufen die Simulationswerte eher parabelförmig. Beim Vergleich der Abweichungen mit den Ergebnissen vom Tischersatzmodell muss die unterschiedliche Skalierung berücksichtigt werden. Die maximalen Durchbiegungswerte sind am Schiebetisch bei den ausgewählten Pressen etwa zwei- bis dreimal höher als am Stößel. Dadurch zeigen sich Unterschiede in den Kurven deutlich stärker, obwohl die absoluten Zahlenwerte nur geringfügig größer sind. Für die Wurzel der MQA ergibt sich ein Wert von 0,010 mm. Die kalibrierten Steifigkeitswerte sind in Tabelle 5.2 am Ende dieses Abschnitts aufgeführt.

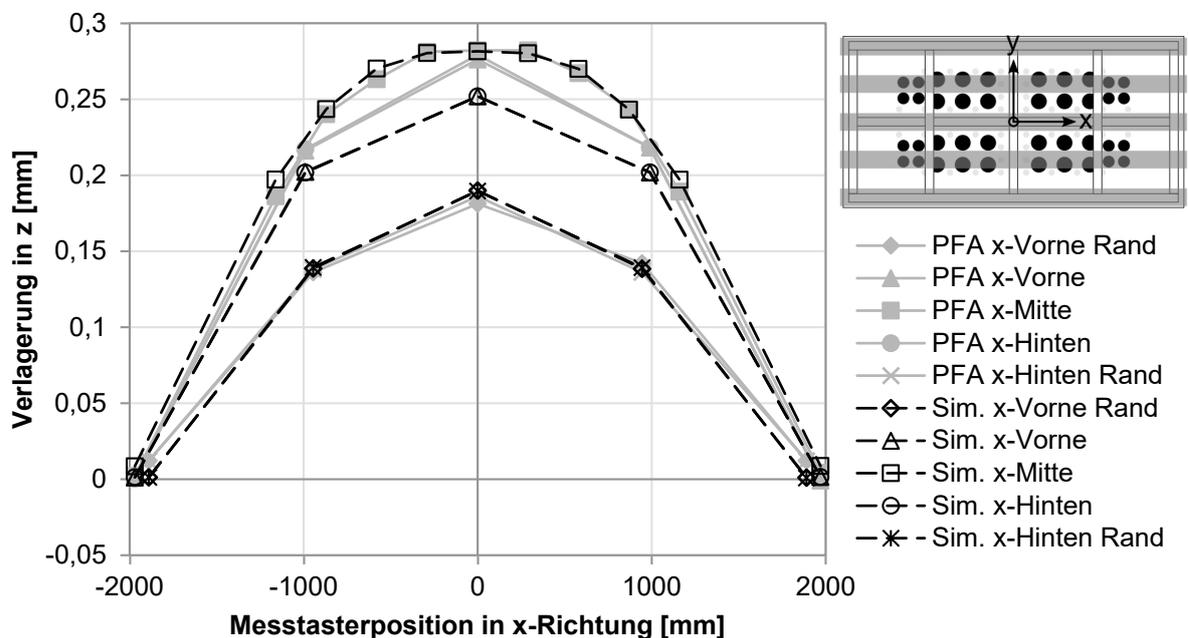


Abbildung 5.15: Optimierungsergebnis in x-Richtung am Stößel von Presse C bei 10 MN symmetrischer Belastung

Abbildung 5.16 zeigt den Konturplot des kalibrierten Stößelersatzmodells. Der Verlauf der Isolines unterscheidet sich deutlich von den zuvor gezeigten Tischersatzmodellen. Besonders auffällig sind die fast parallel zur y-Achse liegenden Isolines an den Stirnseiten, was darauf schließen lässt, dass sich der Stößel vornehmlich um die y-Achse wölbt. Da die Stößelaufspannplatte anders als der Schiebetisch an den Längsseiten nicht abgestützt, sondern nur von den weit außen liegenden Kraftangriffspunkten gehalten wird, ist dieses Durchbiegungsverhalten schlüssig. Zur Mitte hin verlaufen die Isolines zunächst kreisförmig und dann zunehmend oval.

Der Durchbiegungstyp Plateau wird an Presse H veranschaulicht. Anders als beim parabelförmigen Durchbiegungsverhalten werden die Federn mit Steifigkeitswert $c_{\text{Stößel},6}$ aktiviert. Stattdessen werden die daneben angeordneten Federpakete mit Steifigkeit $c_{\text{Stößel},5}$ gleich Null gesetzt. Damit bleibt die Gesamtanzahl von sechs aktiven Parametern in der Optimierung und

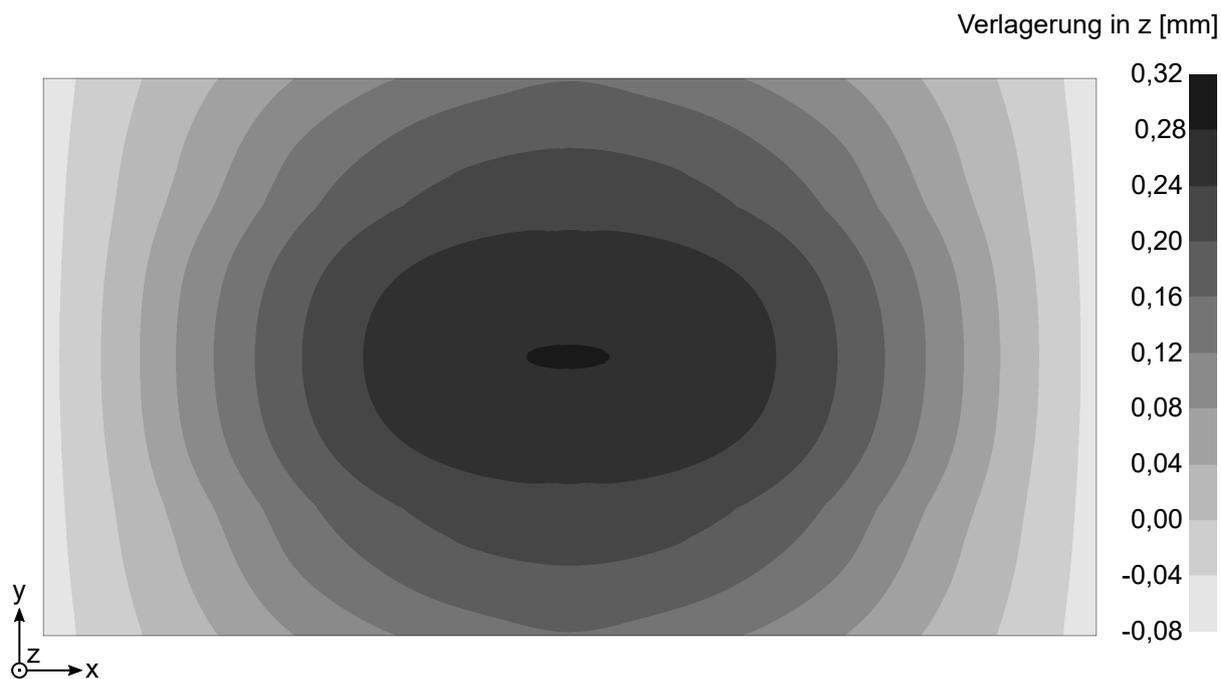


Abbildung 5.16: Konturplot der Durchbiegung am Stößel von Presse C bei 10 MN symmetrischer Belastung

folglich die Anzahl von 43 Simulationen pro Iteration gleich.

Das Optimierungsergebnis nach zehn Iterationen ist in Abbildung 5.17 dargestellt. Die Abweichungen sind überwiegend gering. Wie beim vorherigen Ergebnis treten die größten Abweichungen von bis zu 0,029 mm an den mittleren Punkten der Messspuren x-Vorne und x-Hinten auf. Anders als beim gezeigten Beispiel für den Durchbiegungstyp Parabel liegen die Verlagerungen in der Simulation über den PFA-Messwerten. In Abbildung D.13 im Anhang, welche die Durchbiegungskurven in y-Richtung zeigt, ist zu erkennen, dass die Messpunkte der Kurven y-Mitte sowie y-Links und y-Rechts spitz zulaufen. In der Simulation verlaufen diese Kurven eher parabelförmig. Die Wurzel der MQA beträgt wie beim vorherigen Modell 0,010 mm. Alle optimierten Parameter sind weiter unten in Tabelle 5.2 aufgelistet.

Der in Abbildung 5.18 gezeigte Konturplot zeigt ein tendenziell ähnliches Verhalten wie der vom Parabelprofil. Allerdings verlaufen die Isolinien an den Stirnseiten nicht parallel zur y-Achse, sondern sind auf der gesamten Fläche oval.

Als dritter Durchbiegungstyp wird das M-Profil am Beispiel von Presse E kalibriert. Die Parametereinstellungen sind identisch zum Typ Plateau, sodass alle Steifigkeiten bis auf $c_{\text{Stößel},5}$ in der Optimierung aktiv sind. Daher werden wie bei den beiden anderen Typen 43 Simulationen pro Iteration durchgeführt.

Wie bei den Modellen zuvor wird das Ergebnis der Optimierung in Abbildung 5.19 dargestellt. Die Simulationswerte liegen insgesamt nah an den Zielwerten, wobei die maximalen Abweichungen von 0,011 mm erneut an den Kurven x-Vorne und x-Hinten auftreten. Verglichen mit den anderen Modellen wird das Durchbiegungsverhalten am besten nachgebildet. Dies wird auch an der guten Übereinstimmung der Kurven in y-Richtung deutlich, welche in Abbildung D.14

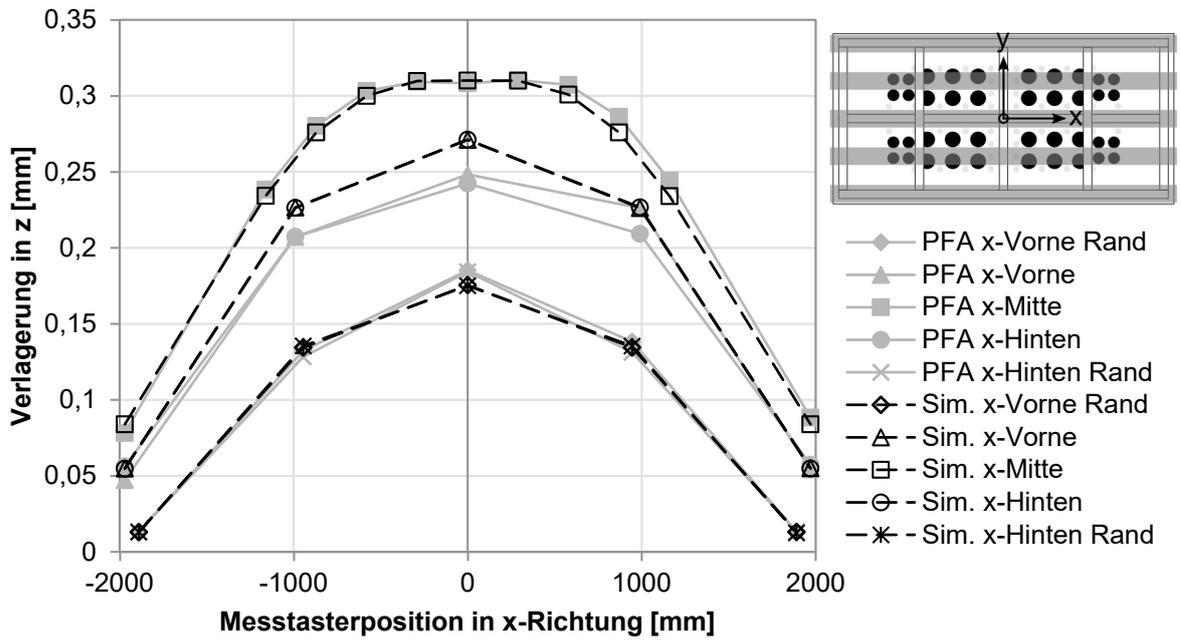


Abbildung 5.17: Optimierungsergebnis in x-Richtung am Stößel von Presse H bei 10 MN symmetrischer Belastung

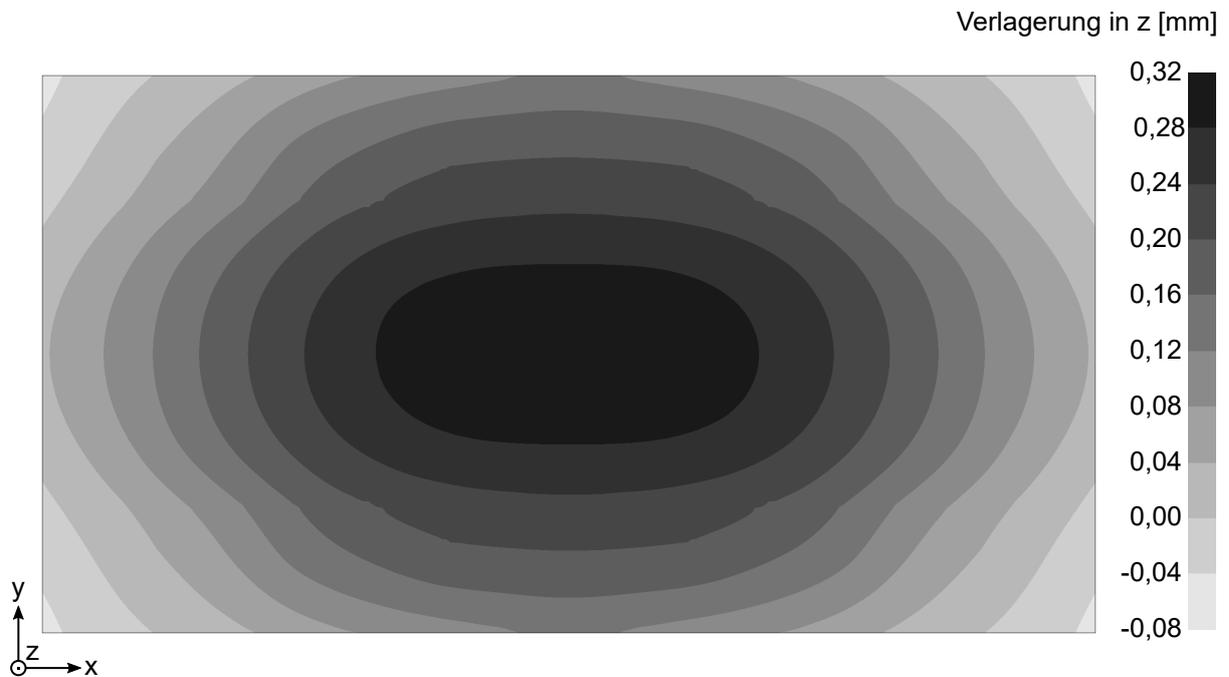


Abbildung 5.18: Konturplot der Durchbiegung am Stößel von Presse H bei 10 MN symmetrischer Belastung

im Anhang zu sehen sind. Wie zu erwarten ist die Wurzel der MQA bei diesem Modell mit 0,006 mm am geringsten. Tabelle 5.2 fasst die optimierten Parameter der drei diskutierten Modelle zusammen.

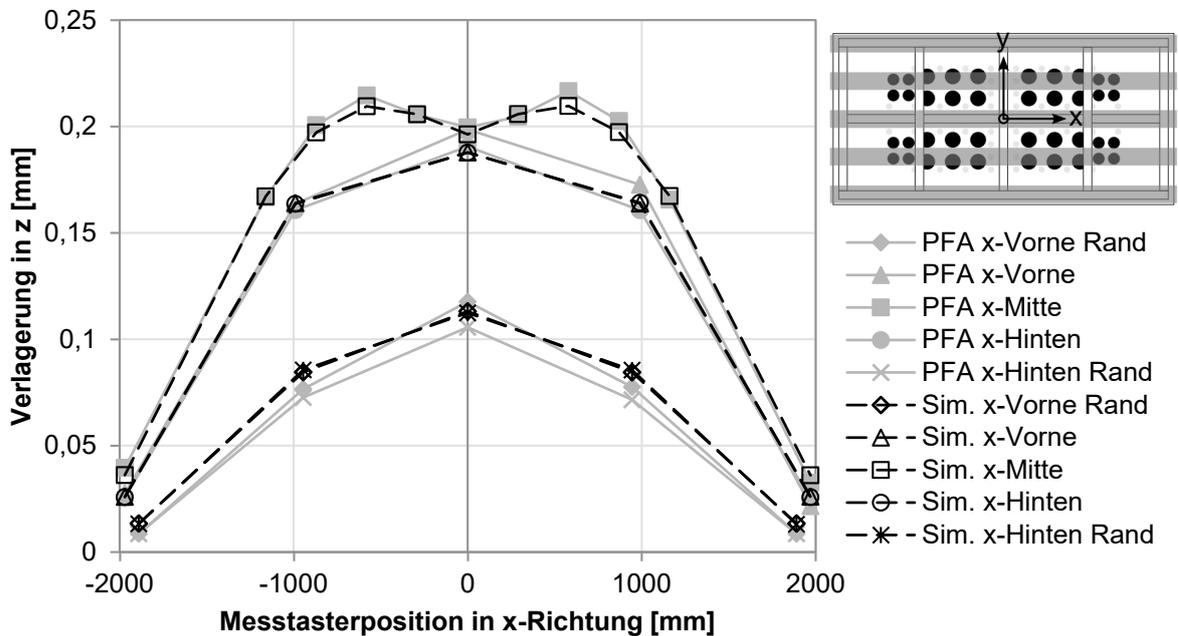


Abbildung 5.19: Optimierungsergebnis in x-Richtung am Stößel von Presse E bei 10 MN symmetrischer Belastung

In Abbildung 5.20 ist der Konturplot für den Durchbiegungstyp M-Profil zu erkennen. Die beiden lokalen Maxima in der Stößelmitte sind deutlich zu erkennen. Alle weiteren Isolinien verlaufen oval, wobei die Tendenz der Wölbung primär um die y-Achse bei dieser Presse am schwächsten ausgeprägt ist.

Beim Vergleich der in Tabelle 5.2 aufgelisteten Optimierungsparameter der drei gezeigten Modelle ist wie beim Tischmodell der umgekehrt proportionale Zusammenhang zwischen Federanzahl und Steifigkeitswert zu berücksichtigen (siehe Gleichung 5.3).

Tabelle 5.2: Zusammenfassung der Optimierungsparameter am Stößel für die drei unterschiedlichen Durchbiegungscharakteristiken

Parameter	Einstellungen		Parabel (Presse C)		Plateau (Presse H)		M-Profil (Presse E)	
	Min	Max	Aktiv	Ergebnis	Aktiv	Ergebnis	Aktiv	Ergebnis
E-Mod. [kN/mm ²]	100	250	ja	249,910	ja	120,517	ja	100,922
c _{Stößel,1} [kN/mm]	0	3000	ja	207,367	ja	225,424	ja	2920,283
c _{Stößel,2} [kN/mm]	0	1000	ja	673,916	ja	45,462	ja	317,758
c _{Stößel,3} [kN/mm]	0	1000	ja	278,007	ja	280,629	ja	293,088
c _{Stößel,4} [kN/mm]	0	1000	ja	16,218	ja	199,544	ja	15,617
c _{Stößel,5} [kN/mm]	0	500	ja	88,924	nein	0	nein	0
c _{Stößel,6} [kN/mm]	0	1000	nein	0	ja	28,929	ja	396,986

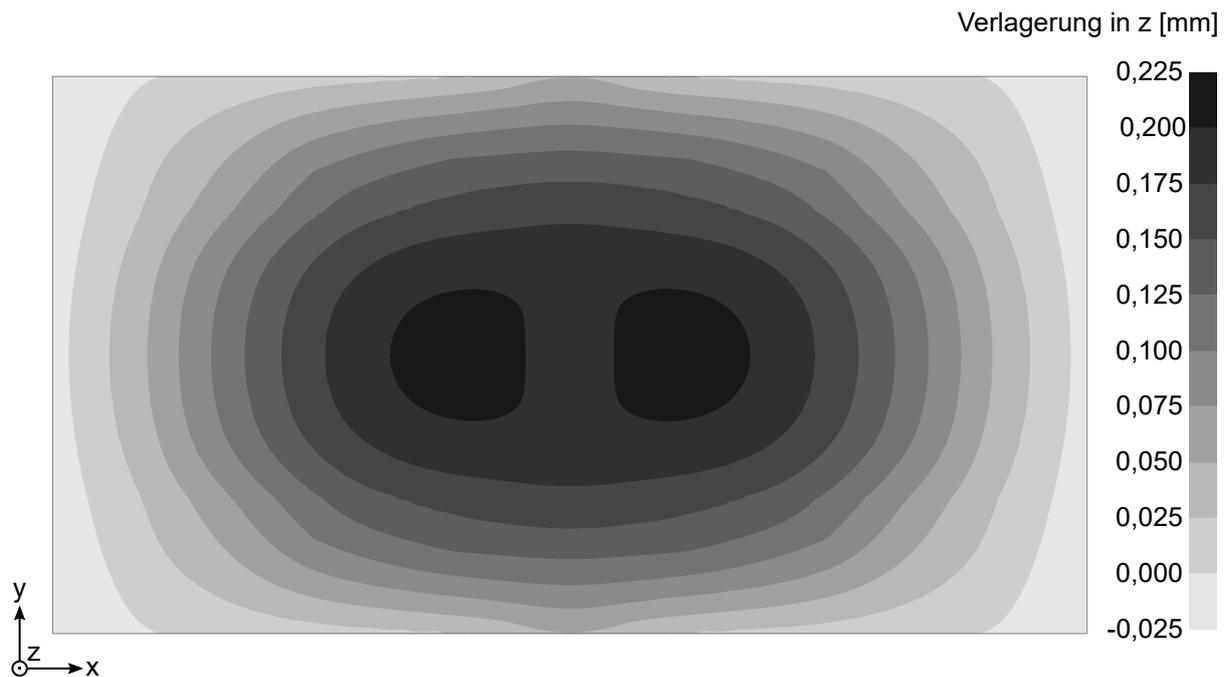


Abbildung 5.20: Konturplot der Durchbiegung am Stößel von Presse E bei 10 MN symmetrischer Belastung

Wie beim Tischmodell dauert eine einzelne Simulation mit den in Abschnitt 5.3.2 beschriebenen Einstellungen 3 min auf einem CPU-Kern. Für eine Parameteroptimierung des Stößelersatzmodells mit 43 Simulationen pro Iteration und maximal zehn Iterationen ergibt sich eine Gesamtzeit von etwa 1,5 h bei Verwendung von 16 Kernen. Da die Anzahl der Federpakete im Rahmen der Modellentwicklung bereits stark verringert wurde, sollte von einer weiteren Reduzierung abgesehen werden.

Verglichen mit den drei gezeigten Schiebetischersatzmodellen sind die erzielten Optimierungsergebnisse am Stößel etwas schlechter. Die Hauptursache dafür sind die großen Unterschiede in der Schweißkonstruktion am Stößel bei verschiedenen Pressen. Das verwendete Ersatzmodell mit der geringen Anzahl an Parametern kann unmöglich jeden Konstruktionstyp bis ins letzte Detail abbilden. Um die Genauigkeit weiter zu erhöhen, müssten mehr Federn mit individuellen Steifigkeiten im Modell verwendet werden. Damit wäre jedoch erneut eine Erhöhung der Rechenzeit verbunden. Für die im Rahmen dieser Arbeit angestrebte Verwendung der Ersatzmodelle in der Umformsimulation ist die erzielte Genauigkeit ausreichend und die Rechenzeit auch in der industriellen Praxis vertretbar.

5.4.3 Validierung

Die Validierung erfolgt nach der in Abschnitt 5.3.3 für das Tischersatzmodell beschriebenen Vorgehensweise. Demnach wird das Stößelersatzmodell mit den asymmetrischen Lastfällen k+A und k+B belastet und das resultierende Durchbiegungsverhalten ausgewertet. Aufgrund der unbekanntenen PFA-Messrahmenverlagerung werden die Messergebnisse an die Simulationsergebnisse angepasst. Anschließend wird qualitative Übereinstimmung der Kurvenverläufe bewertet.

Für die Validierung des Ersatzmodells wird beispielhaft Presse E ausgewählt.

In Abbildung 5.21 sind die Simulationsergebnisse zusammen mit den angepassten Messwerten des PFA in y-Richtung bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+A dargestellt. Für die mittleren drei Messspuren passen die Verläufe qualitativ gut zusammen, wobei die größten Abweichungen von bis zu 0,027 mm am Rand in positiver y-Richtung auftreten. An den Messbereichen y-Links Rand und y-Rechts Rand zeigen sich größere Abweichungen. Tendenziell passen die Kurvenverläufe, jedoch liegen die Messwerte in der Mitte bis zu 0,050 mm über den simulierten Verlagerungen. Die Wurzel der MQA für die 31 Messpunkte beträgt 0,018 mm. Abbildung D.15 im Anhang zeigt die Kurvenverläufe in x-Richtung. Auch bei asymmetrischer Belastung ist das M-Profil in der Messung und Simulation deutlich zu erkennen.

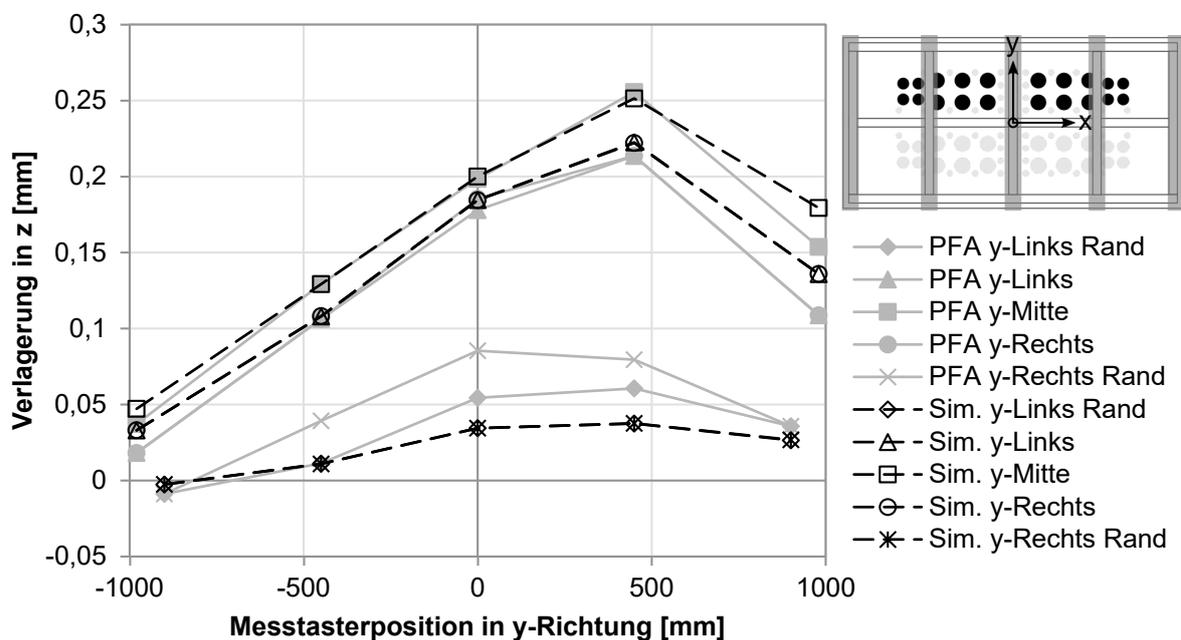


Abbildung 5.21: Validierung des Stößelersatzmodells von Presse E in y-Richtung bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+A

Der Konturplot in Abbildung 5.22 zeigt das asymmetrische Verhalten deutlich. Der Bereich der höchsten Durchbiegung ist in die positive y-Richtung verschoben. Anders als in Abbildung 5.20 sind nicht zwei lokale Maxima zu erkennen. Trotzdem lässt der Verlauf der Isolinien in der Stößelmitte auf das M-förmige Durchbiegungsverhalten schließen. Zum Stößelrand hin werden die Isolinien zunehmend oval.

Analog zum Lastfall k+A sind in Abbildung 5.23 die Durchbiegungskurven in x-Richtung für den Lastfall k+B dargestellt. Auch hier sind die Kurvenverläufe qualitativ ähnlich. Die größten Abweichungen von bis zu 0,043 mm treten an der Messspur x-Mitte jeweils ganz außen sowie an den beiden Messbereichen am vorderen und hinteren Rand bei ungefähr -1000 mm auf. Insgesamt beträgt die Wurzel der MQA 0,022 mm. Die Kurven in y-Richtung sind der Abbildung D.16 im Anhang zu entnehmen. Hier zeigt sich ein deutlicher Unterschied im qualitativen

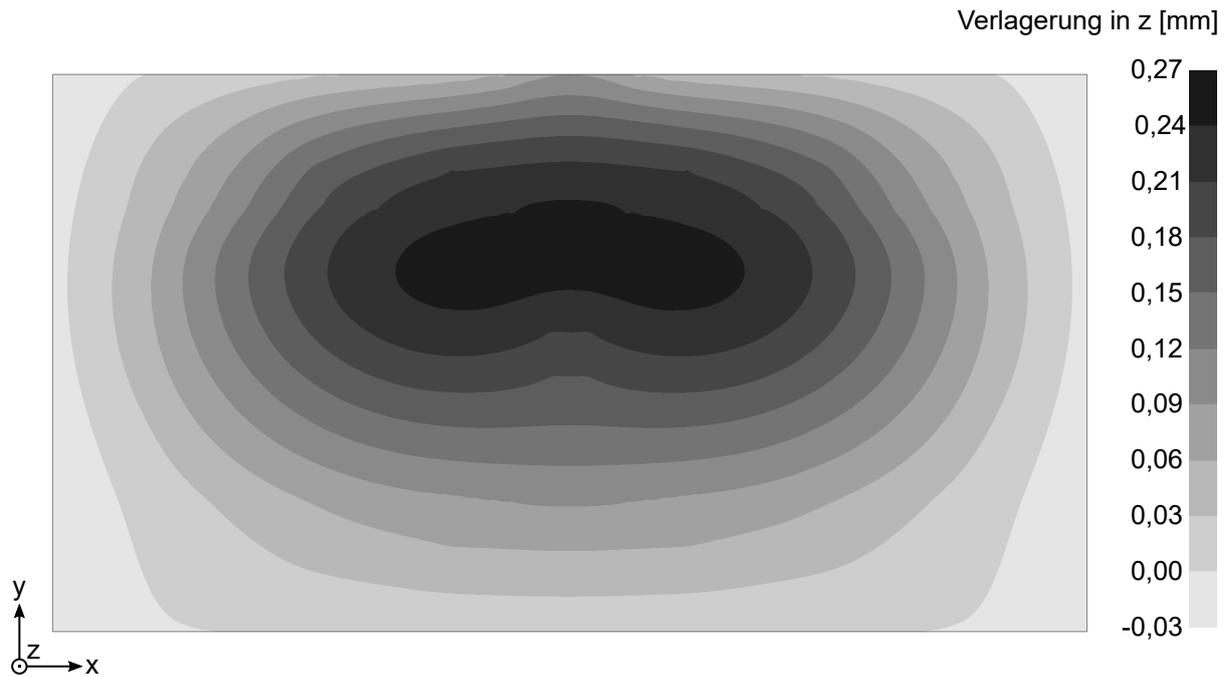


Abbildung 5.22: Konturplot der Durchbiegung am Stößel von Presse E bei 10 MN asymmetrischer Belastung $k+A$

Verlauf der Messspur y-Links Rand. Wie beim Messbereich y-Rechts Rand liegen die simulierten Verlagerungen deutlich unter den Messergebnissen.

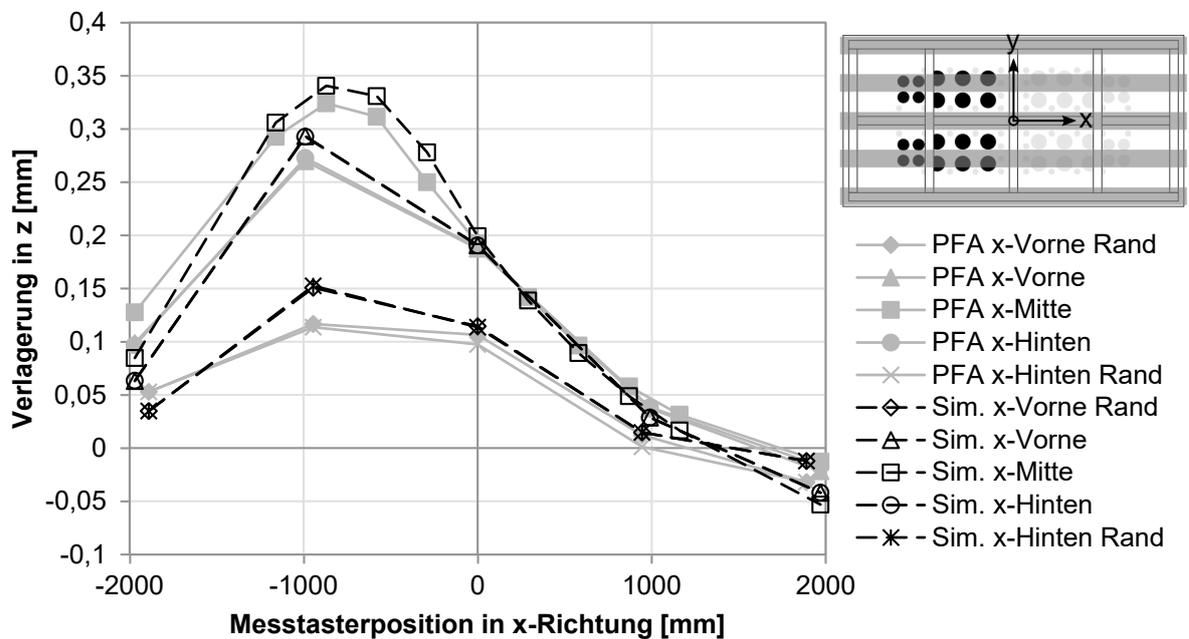


Abbildung 5.23: Validierung des Stößelersatzmodells von Presse E in x-Richtung bei 10 MN asymmetrischer Belastung $k+B$

Auch beim in Abbildung 5.24 dargestellten Konturplot ist die asymmetrische Belastung eindeutig an der außermittigen maximalen Durchbiegung zu erkennen. Die Isolinien verlaufen einheitlich oval.

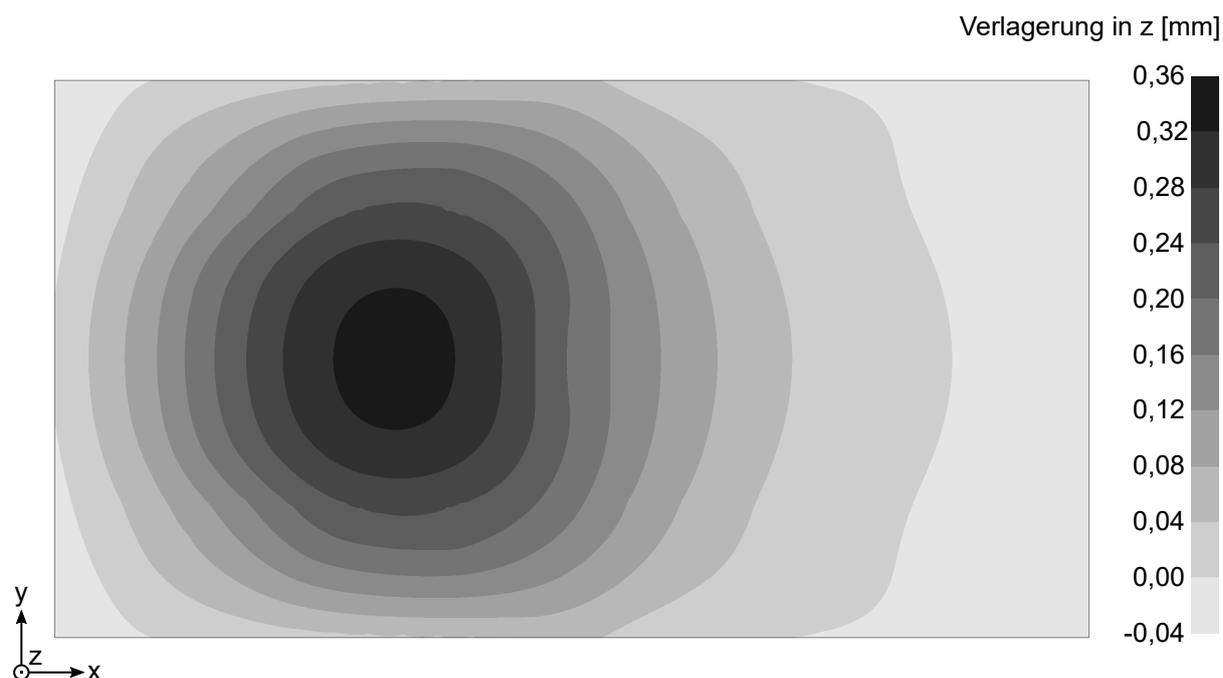


Abbildung 5.24: Konturplot der Durchbiegung am Stößel von Presse E bei 10 MN asymmetrischer Belastung $k+B$

Insgesamt zeigt sich eine gute Übereinstimmung der qualitativen Kurvenverläufe zwischen Ersatzmodell und angepassten Messwerten. Die größten Abweichungen treten bei den beiden analysierten Lastfällen an den Rändern auf. Bei den Optimierungsergebnissen lässt sich diese Tendenz nicht wiederfinden. Dies lässt darauf schließen, dass bei den außermittigen Belastungen an den Stirnseiten zusätzliche Federelemente erforderlich wären, um das Verhalten im Randbereich noch genauer abbilden zu können. Allerdings sind die Abweichungen im Randbereich bei den asymmetrischen Lasten verhältnismäßig unkritisch, sodass der dadurch entstehende Mehraufwand bei der Parameteroptimierung nicht gerechtfertigt wäre. Zum einen liegen die Kraftschwerpunkte bei den asymmetrischen PFA-Lastfällen, wie schon in Abschnitt 5.3.3 beschrieben, deutlich weiter außen als bei Produktionswerkzeugen. Zum anderen haben Abweichungen am äußeren Randbereich kaum Einfluss auf das Durchbiegungsverhalten der aktiven Werkzeugwirkflächen.

6 Auslegung der Werkzeugbombierung

Als Werkzeugbombierung wird im Rahmen dieser Arbeit die gezielte Überwölbung der Werkzeugwirkflächen zur Kompensation der elastischen Durchbiegung von Presse und Werkzeug unter Last bezeichnet. Ziel ist es, einen vollständigen Werkzeugschluss und folglich ein gleichmäßiges Druckbild zu erreichen (siehe Abschnitt 2.2). Die Kompensation der Rückfederung der Bauteile bei Entlastung wird unabhängig davon während der Methodenplanung durchgeführt. Bisher basiert die Werkzeugbombierung in der industriellen Praxis ausschließlich auf Erfahrungswerten. Das liegt daran, dass das elastische Werkzeug- und Pressenverhalten bei komplexen Bauteilen nicht ohne Weiteres in die Umformsimulation integriert werden kann. Zum einen sind Aufbau und Optimierung der elastischen Umformsimulation sehr anspruchsvoll, verglichen mit einer Simulation mit starren Werkzeugen. Zum anderen werden die Rechenzeiten deutlich erhöht, sodass ein wirtschaftlicher Einsatz heute unmöglich ist. In Abschnitt 2.3.2 wurden bereits einige Ansätze beschrieben, wie das elastische Verhalten dennoch in der Umformsimulation berücksichtigt werden könnte. Während die direkte Integration bisher nur bei kleinen Versuchsgeometrien erfolgreich angewendet werden kann (Brost, Roll und Volk, 2013), (Großmann, Penter et al., 2014), (Penter, 2016), stellt die Kopplung von zwei unabhängigen Simulationen auch für komplexe Bauteile eine zielführende Alternative dar (R. Lingbeek, 2008, S. 30–47), (Wolf und Brodbeck, 2011). Für die Auslegung der Bombierung werden im Folgenden zwei Ansätze vorgestellt, in denen starre Umformsimulation und elastische Struktursimulation miteinander kombiniert werden.

Wie in Abschnitt 2.2 beschrieben, werden sowohl der Blechhalter als auch die Matrize bombiert. Während der Einarbeitung der Werkzeuge wird als erstes der Blechhalter tuschiert, bis eine gleichmäßige Druckverteilung erreicht wird. Anschließend werden die Blecheinzüge durch Anpassung der Ziehsicken nach Vorgabe aus der Herstellbarkeitssimulation der Methodenplanung eingestellt. Erst dann wird mit dem Tuschieren der Matrize begonnen. Bei den in der vorliegenden Arbeit durchgeführten Simulationen wird der Blechhalter als starr angenommen, was hinsichtlich der gleichmäßigen Druckverteilung dem eingearbeiteten Zustand in der Praxis entspricht. Es kann also angenommen werden, dass die Ausgangssituation für die Auslegung der Matrizenbombierung in Realität und Simulation annähernd identisch ist.

6.1 Versuchswerkzeuge

Die Ansätze zur Auslegung der virtuellen Bombierung werden anhand von zwei Versuchswerkzeugen vorgestellt und bewertet. Bei der ersten Geometrie handelt es sich um ein Seitenteil außen (STA) (wird auch als Seitenwandrahmen bezeichnet) eines SUVs. Untersucht wird die linke Seite, wobei die rechte Seite spiegelsymmetrisch ist. Das Bauteil hat eine nominale Blechdicke von 0,7 mm und wird aus weichem Tiefziehstahl gefertigt. Die FE-Modelle des unteren und oberen Werkzeugteils sind in Abbildung 6.1 dargestellt.

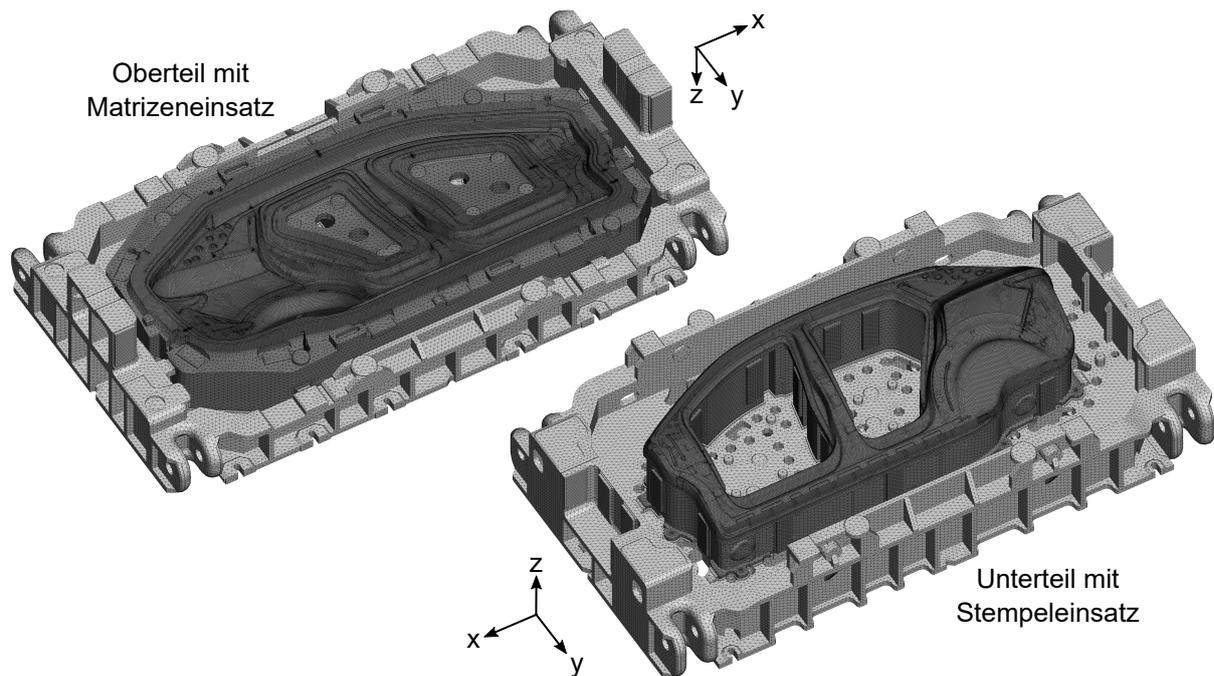


Abbildung 6.1: FE-Modelle des unteren und oberen STA-Werkzeugs mit Stempel- und Matrizeinsatz.

Zu sehen sind die untere Kassette mit Stempelsatz und die obere Kassette mit Matrizeinsatz. Der äußere und die beiden inneren Blechhalter sind nicht im Modell enthalten, da sie in der Simulation wie oben beschrieben als starr angenommen werden. Im zusammengeführten Zustand betragen die Abmessungen $4480 \times 2380 \times 1380$ mm. An der unteren Kassette sind umlaufend acht Werkzeugdistanzen platziert. Die Stollenführungen an den Stirnseiten zentrieren die Werkzeugteile während des Ziehvorgangs zueinander.

Die erfahrungsbasierte matrizenzeitige Bombierung für diesen Werkzeugtyp, ausgelegt auf Einarbeitungspressen A, ist in Abbildung 6.2 dargestellt. Zur Erzeugung der Verformungsvorschrift wird eine gewölbte Fläche aus mehreren Stützpunkten generiert, die etwas größer als die Matrizenwirkfläche ist. An vier Eckpunkten mit den Abmessungen 3630×1770 mm ist die Bombierung gleich Null. Nahe der B-Säule wird ein Maximalwert von 0,2 mm angenommen. Mittig am Dach und am Schweller beträgt die Bombierung 0,1 mm. Mithilfe der resultierenden elliptisch gewölbten Fläche wird die Matrizenwirkfläche überbogen.

Das zweite untersuchte Werkzeug ist ein Tandem-Werkzeug für die Herstellung von linker und rechter Tür außen vorne (TAV) eines Kompaktwagens. Die Bauteile sind spiegelsymmetrisch und werden aus Dualphasen-Stahl mit einer Blechdicke von 0,6 mm gefertigt. Dabei werden zwei einzelne Platinen verwendet. In Abbildung 6.3 sind die vernetzten FE-Modelle von Werkzeugunter- und oberteil zu erkennen.

Auch hier sind die beiden Blechhalter nicht im Modell enthalten. Wie beim STA-Werkzeug sind acht Werkzeugdistanzen an der unteren Kassette und zwei Stollenführungen an den Stirnsei-

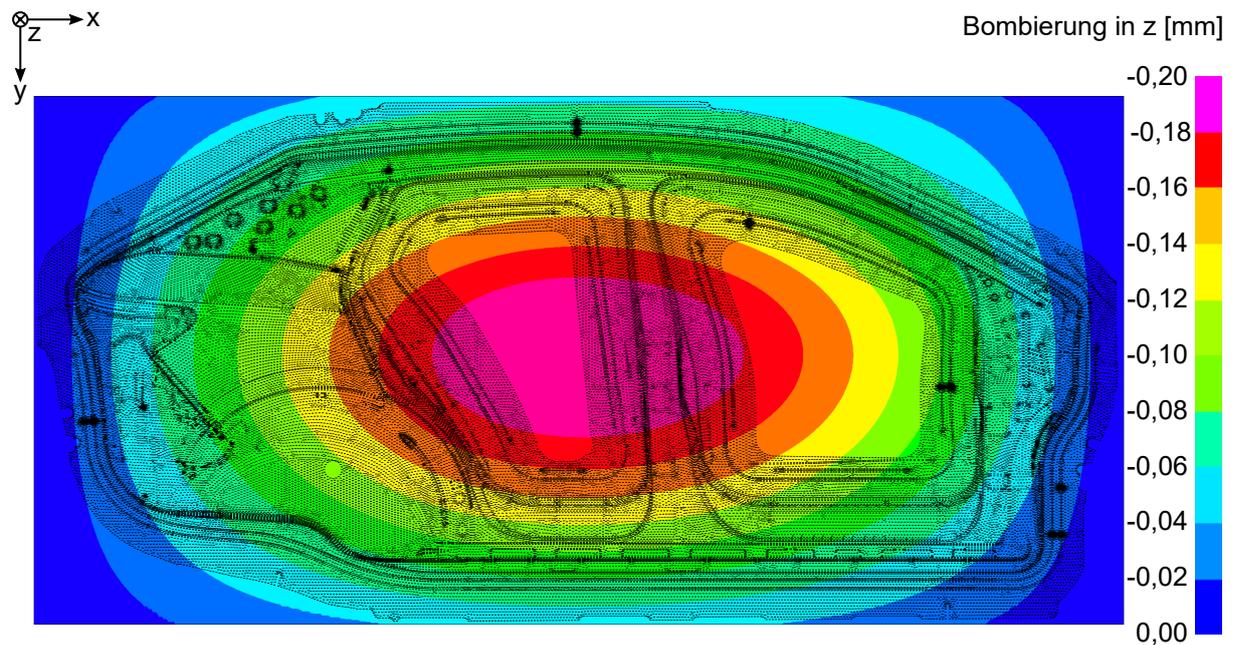


Abbildung 6.2: *Erfahrungsbasierte Bombierung in z-Richtung an der Matrizenwirkfläche des STA-Werkzeugs für Presse A*

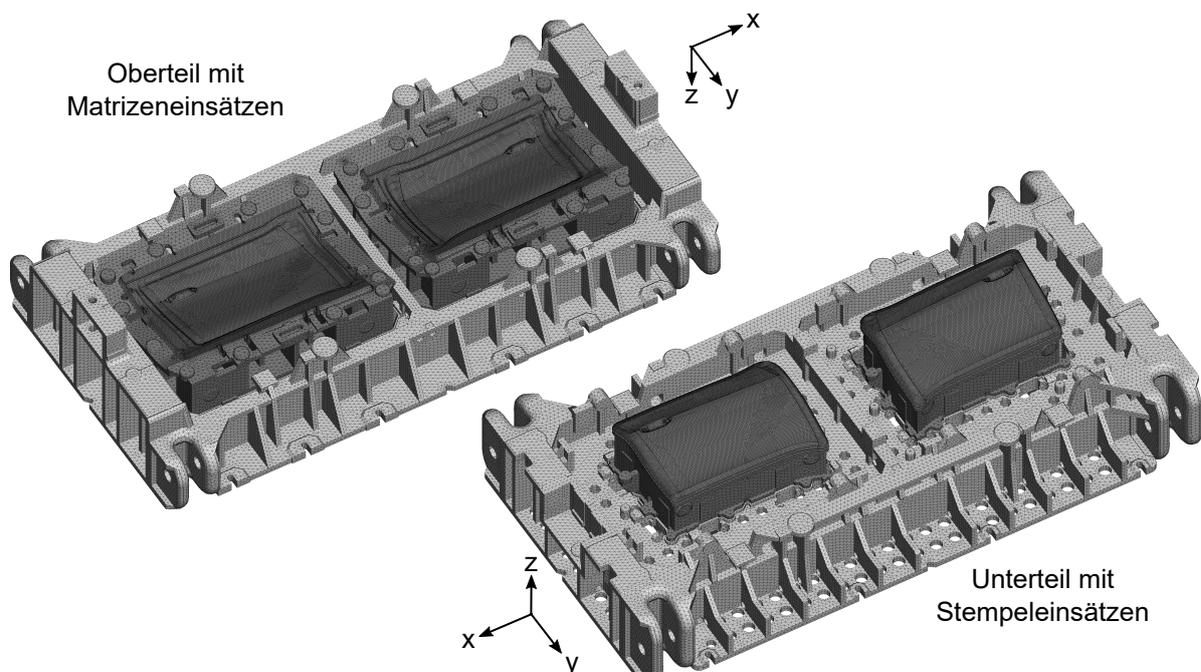


Abbildung 6.3: *FE-Modelle des unteren und oberen STA-Werkzeugs mit Stempel- und Matrizeninserten*

vorgegeben, um die Bauteilflächen ausreichend genau abbilden zu können. Die aus den genannten Einstellungen resultierenden Elementzahlen sind in Tabelle 6.1 aufgelistet.

Tabelle 6.1: Übersicht der Knoten- und Elementanzahl der beiden Versuchswerkzeuge

Körper	STA-Werkzeug		TAV-Werkzeug	
	Knoten	Elemente	Knoten	Elemente
Unterteil	129 348	476 147	130 340	452 670
Stempel	126 660	449 746	2×29 811	2× 98 171
Oberteil	109 690	396 304	130 824	473 561
Matrize	174 989	601 910	2×50 065	2×170 047

Nach dem Vernetzen werden die Werkzeuge als LS-DYNA Keyword-Dateien exportiert und in LS-PREPOST für die Simulation vorbereitet. Es werden vollständig integriert Volumenelemente verwendet. Den Werkzeugkassetten wird ein elastisches Materialverhalten mit einer Dichte von $7,2 \text{ g/cm}^3$, einem E-Modul von 110 kN/mm^2 und einer Querkontraktionszahl von $0,26$ zugewiesen. Bei den Einsätzen beträgt die Dichte $7,1 \text{ g/cm}^3$, der E-Modul 170 kN/mm^2 und die Querkontraktionszahl $0,27$.

Wie beim Kontakt von PFA-Werkzeug und Presse (siehe Abschnitt 5.1) wird zwischen Kassette und Einsatz ebenfalls ein symmetrischer Reibkontakt mit einer Reibungszahl von $0,15$ verwendet. Die Schrauben werden auch hier mithilfe von CNRBs abgebildet.

6.2 Entkoppelter Ansatz

Bei dem ersten vorgestellten Ansatz wird eine vorhandene konventionelle Umformsimulation mit starren Werkzeugen in AUTOFORM verwendet und die im UT auftretenden Kontaktkräfte am Bauteil werden exportiert. Mittels Mapping-Software werden die Kräfte auf die Werkzeugwirkflächen des Strukturmodells übertragen und die resultierenden Verschiebungen nach Berechnung in LS-DYNA ausgewertet. Dieses Vorgehen wird als entkoppelt bezeichnet, da keine Informationen an die Umformsimulation zurückfließen. Um die Vergleichbarkeit mit der erfahrungsbasierten Bombierung herzustellen, wird das Ersatzmodell von Einarbeitspresse A in der Simulation verwendet. Die Methodik wird detailliert am STA-Werkzeug beschrieben. Die entsprechenden Abbildungen zum TAV-Werkzeug sind dem Anhang zu entnehmen. Der Ansatz wird auf Basis der Ergebnisse beider Werkzeuge bewertet.

6.2.1 Vorgehensweise

Als Basis für die Auslegung der virtuellen Bombierung wird eine bestehende AUTOFORM Umformsimulation mit starren Werkzeugen verwendet. Allerdings muss darauf geachtet werden, dass sowohl Blechhalterschluss als auch Ziehvorgang mit geometrischen Ziehsicken simuliert werden. Bei der Verwendung von analytischen Sicken können die Kontaktkräfte an den Ziehleisten nicht exportiert werden. Die resultierenden Kraftverläufe in z-Richtung sind in Abbildung 6.5 dargestellt.

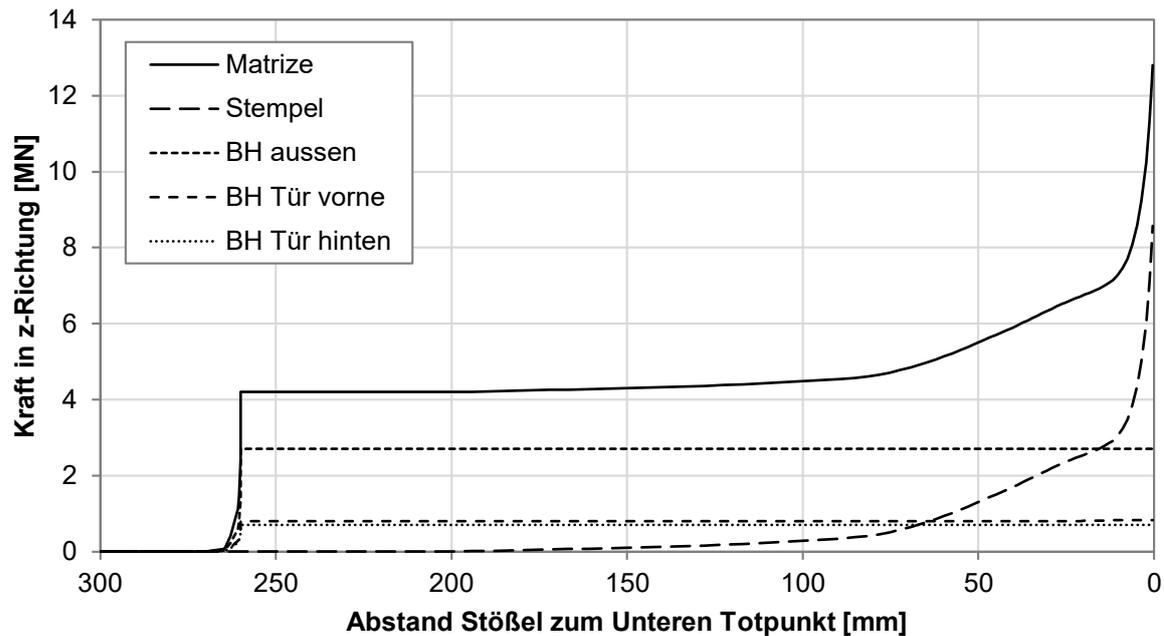


Abbildung 6.5: Beträge der Werkzeugkräfte aus AUTOFORM über dem Stößelweg für das STA

Ab einem Abstand von 260 mm sind die drei Blechhalter geschlossen und wirken mit konstanter Kraft bis zum UT auf das Bauteil. Die Reaktionskraft an der Matrize ist die Summe der Blechhalterkräfte. Die Platine wird zu diesem Zeitpunkt ausschließlich an den Blechhalterflächen und über die Platinenstützen gehalten. Dementsprechend ist die Stempelkraft zunächst gleich Null. Mit zunehmender Ziehtiefe steigen Stempel- und Matrizenkraft parallel zueinander erst langsam und kurz vor UT sprunghaft an.

Bei der Auslegung der virtuellen Bombierung ist der Zeitpunkt mit maximaler Krafteinleitung und damit maximaler Durchbiegung entscheidend. Die größten Kräfte treten beim Ausprägen des Bauteils im UT auf. Für das STA betragen die Kräfte in z-Richtung im UT 13,497 MN an der Matrize und 9,267 MN am Stempel. Beim TAV-Werkzeug betragen die Kräfte pro Matrize 4,295 MN und pro Stempel 1,796 MN. Die Kraftverläufe sind der Abbildung D.17 im Anhang zu entnehmen. Anders als beim STA treten bereits beim Schließen der Blechhalter Kontaktkräfte am Stempel auf. Des Weiteren steigen Stempel und Matrizenkraft kurz vor dem UT weniger stark an, was auf die geringe Anzahl an Verprägungen zurückzuführen ist.

Um die lokalen Deformationen ausreichend genau abbilden zu können, ist es entscheidend, die lokale Krafteinleitung in der Struktursimulation möglichst genau zu übernehmen. Daher ist es nicht zielführend, die Gesamtkraft gleichmäßig auf die Werkzeugwirkfläche wirken zu lassen. Stattdessen werden die elementbasierten Kontaktkräfte am Blechteil im UT als CSV-Datei zusammen mit dem Bauteilnetz im STL-Format exportiert. Dabei werden die Kontaktkräfte sowie das FE-Netz an der Ober- und Unterseite des Bauteils separat gespeichert.

Da das exportierte Bauteilnetz deutlich feiner als das Wirkflächennetz der zuvor erstellten Volumenmodelle ist, müssen die Kontaktkräfte mithilfe einer Mapping-Software übertragen werden. Dazu wird eine bei Volkswagen entwickelte Applikation verwendet. Das Mapping für

Stempel und Matrize erfolgt unabhängig voneinander. Für den Stempel wird das AUTOFORM STL-Netz der Bauteilunterseite zusammen mit den entsprechenden Kontaktkräften importiert. Anschließend wird das aus dem Stempel-Volumenmodell extrahierte Oberflächennetz der Werkzeugwirkfläche importiert. Die Flächen werden zueinander ausgerichtet und die Kontaktkräfte übertragen. Zur Kontrolle werden die eingelesenen und übertragenen Kräfte ausgegeben und die beim Mapping nicht berücksichtigten Elemente angezeigt. War der Mapping-Vorgang erfolgreich, werden abschließend die gemappten Kräfte als LS-DYNA Knotenkräfte exportiert. Das Mapping wird analog an der Matrize mit den entsprechenden Daten durchgeführt.

Die exportierten Knotenkräfte können direkt in das im vorherigen Abschnitt beschriebene Strukturmodell eingebunden werden. Ober- und Unterteil werden in zwei separaten Simulationen analysiert. Die in Abschnitt 5 entwickelten Ersatzmodelle von Schiebetisch und Stößel werden in die jeweilige Simulation importiert. Als Kontakttyp zwischen Werkzeug und Aufspannfläche wird erneut ein symmetrischer Reibkontakt mit einer Reibungszahl von 0,15 verwendet und die Spannelemente werden mittels CNRBs modelliert. Da die dynamischen Effekte vernachlässigt werden können, wird die Simulation wie in Abschnitt 5.3.2 beschrieben in LS-DYNA statisch implizit mit einer Simulationszeit von 1 s gelöst. In Abbildung 6.6 ist die resultierende absolute Durchbiegung in z-Richtung am Ober- und Unterteil dargestellt. Die maximale Verlagerung am Stempel von 0,613 mm tritt mittig am Dachrahmen auf und nimmt von dort nach Fahrzeug vorne und hinten ab. An der Matrize tritt die maximale Durchbiegung von 0,519 mm an der B-Säule auf, wobei ein weiteres lokales Maximum von 0,513 mm über dem hinteren Radlauf zu erkennen ist. Die Isolinien verlaufen ansatzweise oval.

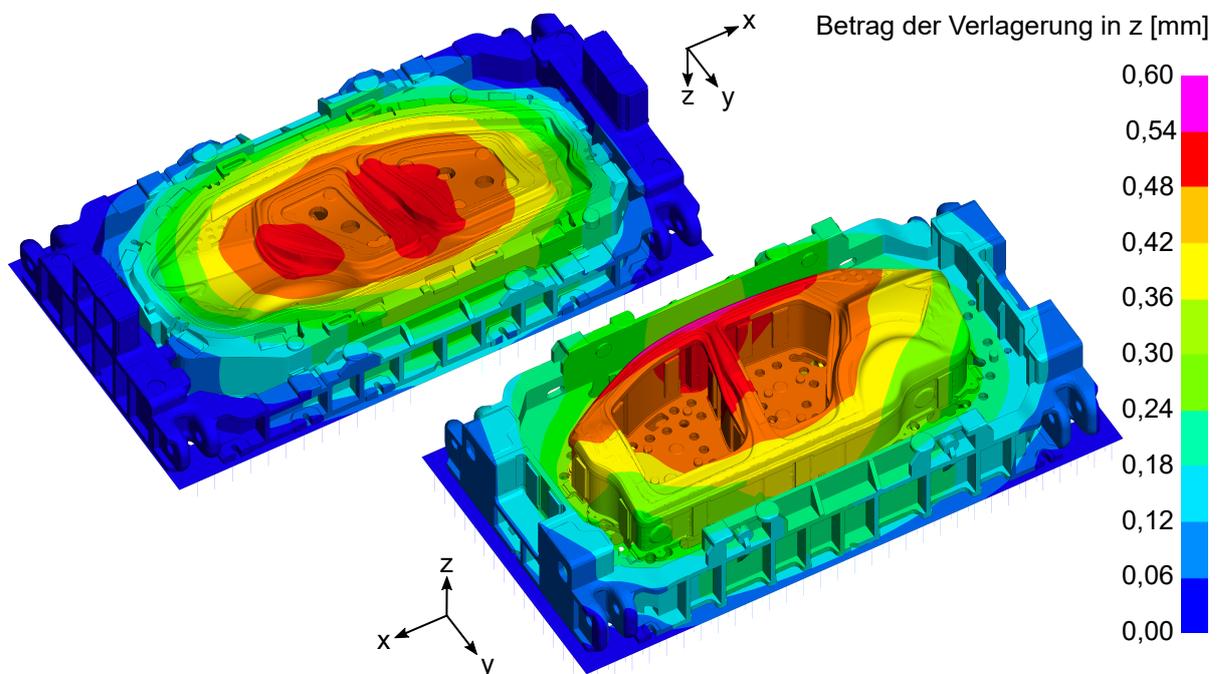


Abbildung 6.6: Betrag der absoluten Verlagerung in z-Richtung am Ober- und Unterteil des STA-Werkzeugs bei Belastung mit Kontaktkräften aus AUTOFORM

Neben den gezeigten Verlagerungen in z-Richtung treten ebenfalls geringe Verschiebungen in x- und y-Richtung von bis zu 0,1 mm auf. Da die Stützwirkung der Werkzeugführungen und der Blechhalter nicht im Modell berücksichtigt wird, sind die Werte tendenziell noch geringer und können somit vernachlässigt werden.

Die absolute Durchbiegung für das TAV-Werkzeug ist in Abbildung D.18 im Anhang beigefügt. Die maximalen Verlagerungen in z-Richtung betragen hier 0,215 mm am Stempel und 0,340 mm an der Matrize und liegen in der Werkzeugmitte beziehungsweise jeweils an der vorderen oberen Ecke der Türen.

An den Stempelwirkflächen setzt sich die gesamte Verlagerung zu etwa zwei Dritteln aus der Durchbiegung der Schiebetisch-Aufspannfläche und zu einem Drittel aus der elastischen Stauchung der Werkzeuge zusammen. An der Matrize beträgt der Anteil der Stößeldurchbiegung 90 % und der Stauchung lediglich 10 %. Diese Verhältnisse sind maßgeblich von der Pressensteifigkeit und der Werkzeugkonstruktion abhängig.

Die absoluten Verlagerungen beinhalten neben der lokalen Deformation in der Wirkfläche ebenfalls den globalen Versatz der Einsätze durch die Durchbiegung von Kassetten und Aufspannfläche. Für die Auslegung der Bombierung ist jedoch nicht die absolute, sondern die relative Durchbiegung an den Wirkflächen entscheidend, da der Stößelweg in der Praxis bis zum Erreichen des Werkzeugschlusses angepasst wird. Daher werden die Verlagerungen der Knoten an der Stempel- und Matrizenwirkfläche exportiert und um den Betrag des jeweiligen Minimums reduziert. Am Stempel beträgt das Minimum 0,280 mm und an der Matrize 0,133 mm. Die relativen Verlagerungen in z-Richtung an den Wirkflächen sind in Abbildung 6.7 dargestellt. Für den Stempel beträgt der resultierende relative Maximalwert 0,333 mm und für die Matrize 0,386 mm.

Analog zum STA wird die relative Durchbiegung an den Wirkflächen des TAV-Werkzeugs ausgewertet. Die Verlagerungen der Knoten werden um 0,139 mm am Stempel und um 0,092 mm an der Matrize reduziert. Abbildung D.19 im Anhang zeigt die resultierenden relativen Verlagerungen. Die relativen Maxima betragen 0,076 mm am Stempel und 0,248 mm an der Matrize.

Zur Ableitung der erforderlichen Bombierung werden die relativen Verschiebungen direkt kompensiert. Dazu wird der Betrag der Durchbiegung als Aufmaß auf die Werkzeugwirkflächen beaufschlagt. Unter der Annahme, dass die Kontaktkräfte identisch bleiben, würden die Wirkflächen unter Last nahezu der Designgeometrie entsprechen, sodass ein ausreichend genauer Werkzeugschluss erzielt würde. In der Praxis wird die Bombierung bisher ausschließlich in die Matrizenwirkfläche eingebracht. Tuschiert wird ebenfalls nur an der Matrize. Grund hierfür ist, dass das gleichzeitige Anpassen von Stempel und Matrize die Interpretation der manuellen Anpassungen deutlich komplexer machen würde. Für die Auslegung der virtuellen Bombierung bedeutet dies, dass die relativen Verlagerungen von Stempel und Matrize addiert werden müssen. Allerdings sind die FE-Netze der Wirkflächen unterschiedlich, sodass die Knotenwerte nicht direkt addiert werden können. Mit einem PYTHON-Skript werden daher zwei gleichmäßige

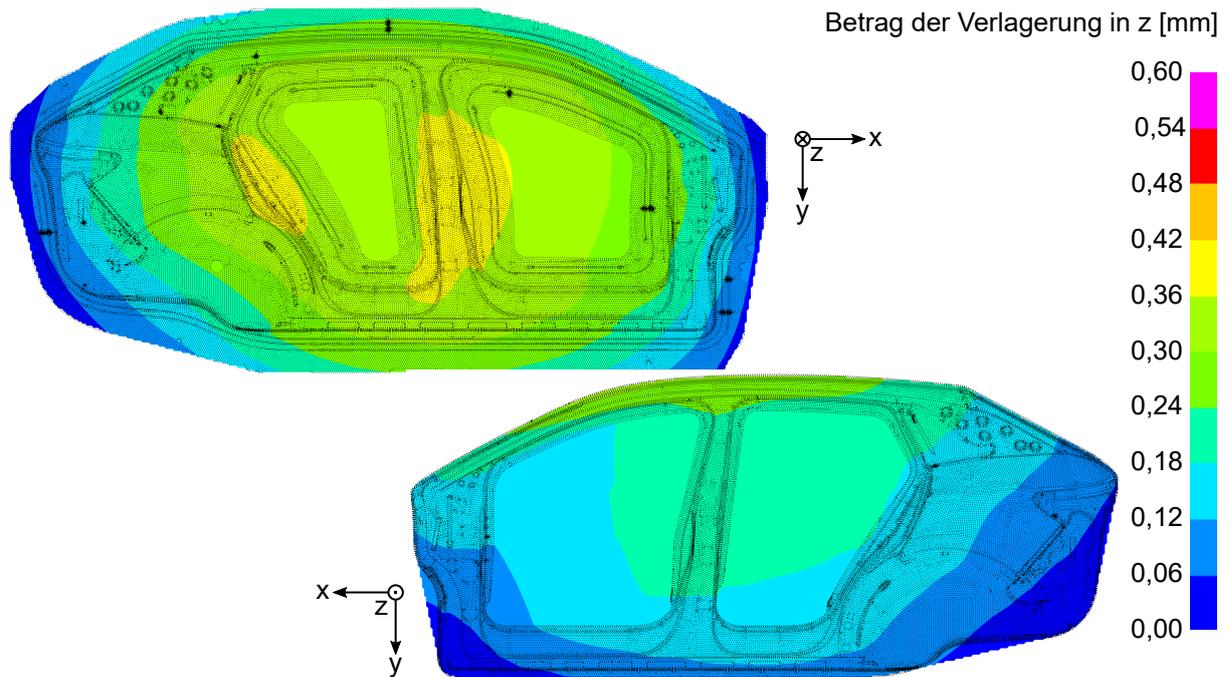


Abbildung 6.7: Betrag der relativen Verlagerung in z-Richtung an der Stempel- und Matrizenwirkfläche des STA-Werkzeugs bei Belastung mit Kontaktkräften aus AUTOFORM

Gitter aus Punkten mit einem Abstand von 10 mm erzeugt. Die Verlagerungen an den x- und y-Koordinaten der Knoten werden importiert und mithilfe bestimmter Interpolationsfunktionen werden die Verlagerungen von Stempel und Matrize auf die regelmäßigen Gitter übertragen. Diese beiden Gitter können anschließend addiert werden. Daraus resultiert die in Abbildung 6.8 dargestellte Bombierung mit einem Maximalwert von 0,519 mm. Der qualitative Verlauf der Isolinien ist außen tendenziell oval, wobei sich der Bereich der höchsten Bombierung in der Mitte von der B-Säule bis hoch zum Dachrahmen erstreckt.

Nach der gleichen Vorgehensweise wird die Bombierung für das TAV-Werkzeug ausgelegt. Das Resultat ist in Abbildung 6.9 zu sehen. Der Maximalwert der Bombierung beträgt 0,277 mm an den jeweiligen vorderen oberen Ecken der Türen. Die Isolinien verlaufen diagonal bis zur jeweiligen hinteren unteren Ecke der Bauteile.

6.2.2 Bewertung der Ergebnisse

Die virtuelle Bombierung am STA-Werkzeug zeigt im Vergleich zum erfahrungsbasierten Ansatz deutliche Abweichungen. Zum einen ist der Maximalwert von 0,519 mm an der B-Säule fast dreimal so hoch wie beim konventionellen Ansatz. Zum anderen sind die qualitativen Verläufe der Isolinien unterschiedlich. Besonders auffällig sind die hohe Bombierung am Dachrahmen und das lokale Maximum am hinteren Radlauf. Die Maximalwerte am Radlauf und an der B-Säule sind aufgrund der Bauteilgeometrie und der Pressencharakteristik nachvollziehbar. Der Bereich am Dachrahmen hingegen deutet auf eine ungewöhnlich hohe lokale Kräfteinleitung hin. Beim TAV-Werkzeug ist die virtuelle Bombierung quantitativ näher an der erfahrungsbasierten.

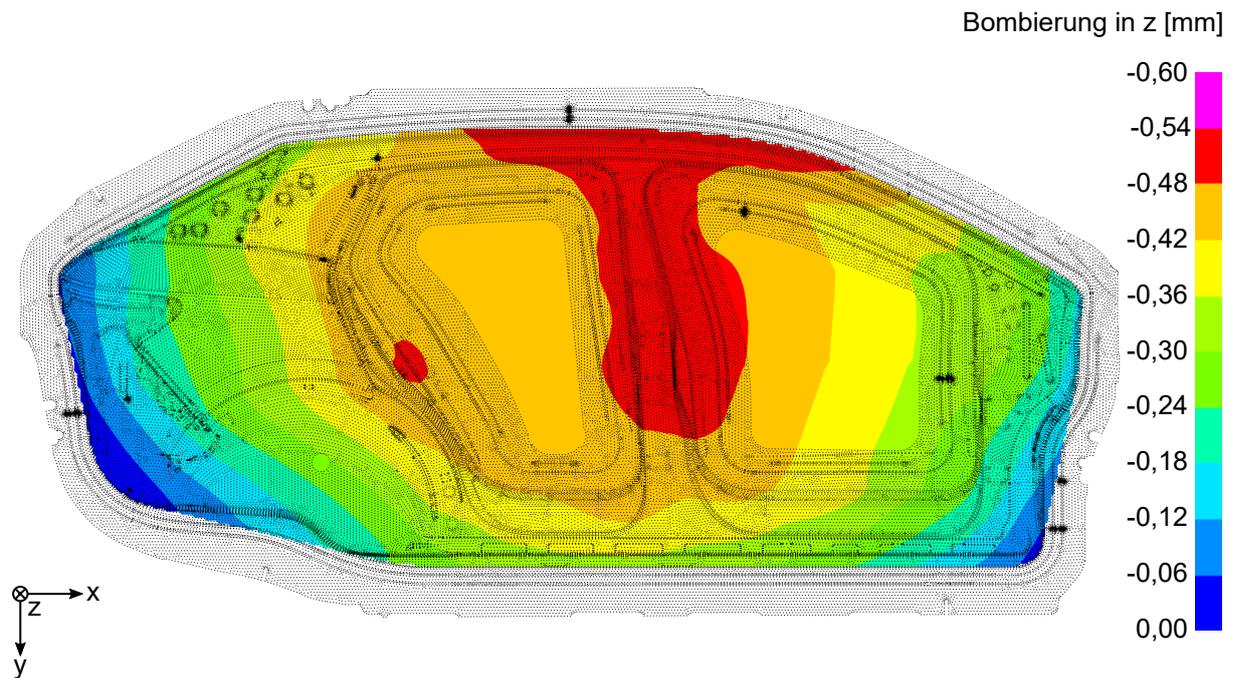


Abbildung 6.8: Resultierende Bombierung in z-Richtung, berechnet aus der Summe der relativen Verlagerungen an Stempel- und Matrizenwirkfläche des STA-Werkzeugs für Presse A

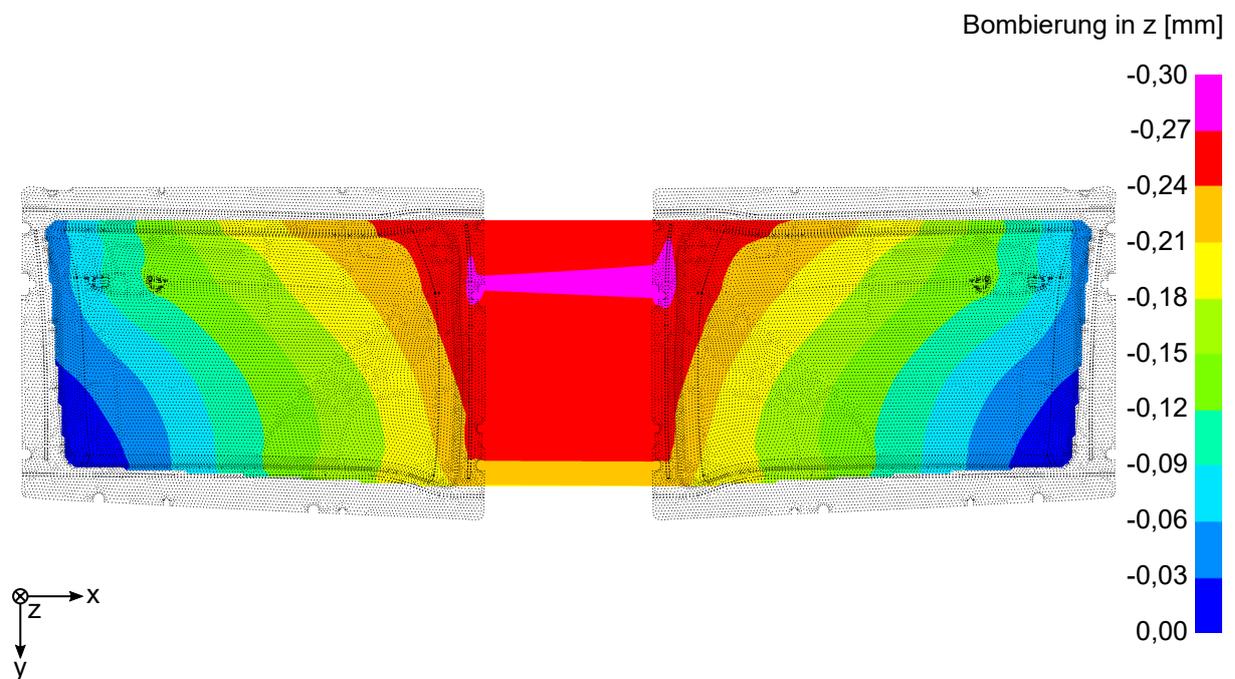


Abbildung 6.9: Resultierende Bombierung in z-Richtung, berechnet aus der Summe der relativen Verlagerungen an Stempel- und Matrizenwirkfläche des TAV-Werkzeugs für Presse A

In der Mitte betragen die Maximalwerte jeweils etwa 0,3 mm. An den Außenkanten der Wirkflächen liegt die Bombierung beim erfahrungsbasierten Ansatz aufgrund des Überstehens der Verformungsvorschrift minimal bei 0,05 mm, sodass die relative Bombierung der Wirkfläche tatsächlich 0,25 mm beträgt. Deutlich unterschiedlich ist allerdings der qualitative Verlauf der Isolinien. Während diese beim konventionellen Ansatz strikt senkrecht liegen, verlaufen sie bei der virtuellen Bombierung jeweils diagonal von der vorderen oberen zur hinteren unteren Ecke der Türen. Dies ist aufgrund der höheren Kräfte an der Designlinie auf Höhe der Türgriffe schlüssig.

Zusammenfassend zeigen sich signifikante Unterschiede zwischen der virtuell ermittelten Bombierung und den Erfahrungswerten. Während die qualitativen Unterschiede abgesehen vom Dachrahmen des STA insgesamt schlüssig sind, ist der deutliche quantitative Unterschied am STA problematisch. Versuche in der Praxis mit Bombierungswerten von bis zu 0,45 mm an der B-Säule zeigten kein gleichmäßiges Druckbild, sodass die Plausibilität des Simulationsergebnisses zumindest am STA-Werkzeug fraglich ist. Eine mögliche Ursache der Differenzen könnte das Mapping der Kräfte aus der Umformsimulation mit starren Werkzeugen sein. Die starren Wirkflächen können während des Ziehvorgangs nicht auf lokale Kraftspitzen reagieren, während die Werkzeuge in der Praxis lokal nachgeben und sich dadurch eine gleichmäßigere Verteilung der Kräfte über die gesamte Werkzeugfläche einstellt.

Vorteile des entkoppelten Ansatzes sind der geringe Aufwand und die kurzen Rechenzeiten bei der Auslegung der virtuellen Bombierung. Dem gegenüber steht der fehlende Einfluss der elastischen Werkzeuge auf den Ziehvorgang und auf die Bauteilqualität. Der größte Nachteil des entkoppelten Ansatzes ist jedoch, dass die Wirksamkeit der ausgelegten Bombierung nicht virtuell überprüft werden kann. Durch die Bombierung wird der Abstand zwischen Stempel- und Matrizenwirkfläche kleiner als die Blechdicke, sodass eine Umformsimulation mit starren bombierten Werkzeugen keine plausiblen Ergebnisse liefern kann.

6.3 Mehrschritt-Kopplung

Im Gegensatz zum entkoppelten Ansatz werden bei der Mehrschritt-Kopplung in regelmäßigen Abständen Kontaktkräfte und Verschiebungen an der Wirkfläche während des Ziehvorgangs zwischen Umform- und Struktursimulation ausgetauscht. Dies setzt voraus, dass die eigentlich starren Wirkflächen in der Umformsimulation während der Simulation manipuliert werden können. Grundsätzlich wäre eine Umsetzung des gekoppelten Ansatzes in AUTOFORM und LS-DYNA denkbar, die Umsetzung wäre jedoch aufgrund von fehlenden Schnittstellen mit extrem hohem Aufwand verbunden. Um die Methode in der industriellen Praxis wirtschaftlich einsetzen zu können, wird daher PAM-STAMP in Kombination mit dem PAM-CRASH-Modul der Software VIRTUAL PERFORMANCE SOLUTION (VPS) verwendet, welche die Kopplung über die integrierte XMX-Schnittstelle ermöglichen (Zgoll, Kuruva et al., 2019).

Um sicherzustellen, dass die mit LS-DYNA kalibrierten Pressen-Ersatzmodelle in VPS zu vergleichbaren Ergebnissen führen, wird die Validierungssimulation der Parameteroptimierung für

Tisch und Stößel der Presse A in VPS durchgeführt. Die FE-Modelle werden in das PC-Format umgewandelt, sodass Knoten und Elemente identisch sind. Auch die Materialeigenschaften werden übernommen. Für die Aufspannfläche werden vollständig integrierte elastische Schalenelemente verwendet. Das Modell des PFA-Werkzeugs besteht aus elastischen Volumenelementen mit der Formulierung der inkompatiblen Modi. Für den Kontakt zwischen Werkzeug und Aufspannfläche wird ein asymmetrischer Small-Sliding-Kontakttyp mit einer Reibungszahl von 0,15 gewählt. Die Spannelemente werden analog zu den CNRBs in LS-DYNA mithilfe von Multiple-Nodes-To-One-Node-Constraints (MTOCOs) abgebildet. Das Ergebnis der Simulationen in LS-DYNA und VPS ist in Abbildung 6.10 dargestellt.

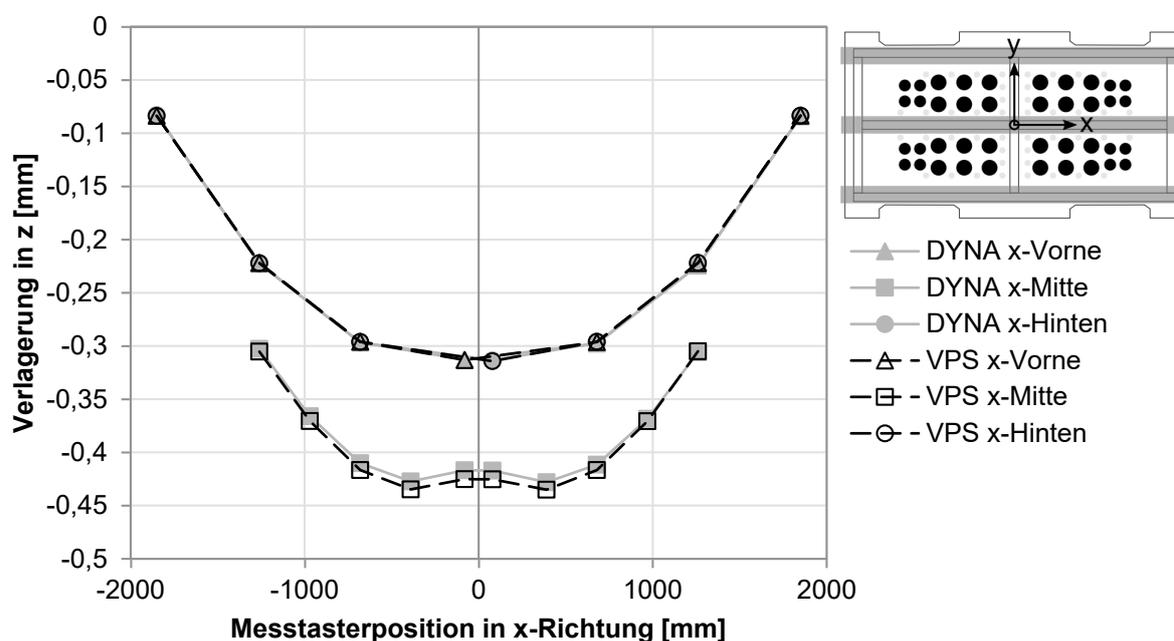


Abbildung 6.10: Vergleich der in LS-DYNA und VPS simulierten Verlagerungen am Tischersatzmodell der Presse A bei 10 MN symmetrischer Belastung

Die Kurven vorne und hinten liegen praktisch identisch übereinander, lediglich an den mittleren sechs Messpunkten der mittigen Messspur zeigen sich leichte Unterschiede von maximal 0,008 mm. Auch beim im Anhang in Abbildung D.20 beigefügten Stößelersatzmodell sind die Unterschiede mit maximal 0,005 mm vernachlässigbar klein, sodass die Ersatzmodelle ohne weitere Anpassung auch in VPS nutzbar sind.

6.3.1 Vorgehensweise

Das grundlegende Prinzip der gekoppelten Simulation ist in Abbildung 6.11 dargestellt. Zunächst läuft die Umformsimulation, bis das voreingestellte Kopplungsintervall Δt erreicht wird. Die Simulation wird angehalten und die Kontaktkräfte an den Wirkflächen von Stempel und Matrize werden per Mapping auf die Werkzeugwirkflächen der Struktursimulation übertragen. Anschließend werden die elastischen Verformungen von Presse und Werkzeugen berechnet und die resultierenden Verschiebungen an den Wirkflächen wiederum mittels Morphing auf die Werk-

zeugnetze der Umformsimulation übertragen. Die eigentlich starren Werkzeuge werden somit während des Ziehvorgangs geometrisch manipuliert. Mit den angepassten Wirkflächen wird die Umformsimulation fortgesetzt, bis das Kopplungsintervall erneut erreicht und der Austausch von Kräften und Verschiebungen wiederholt wird. Die Anzahl der Kopplungsvorgänge über den Ziehvorgang ist abhängig vom Intervall Δt .

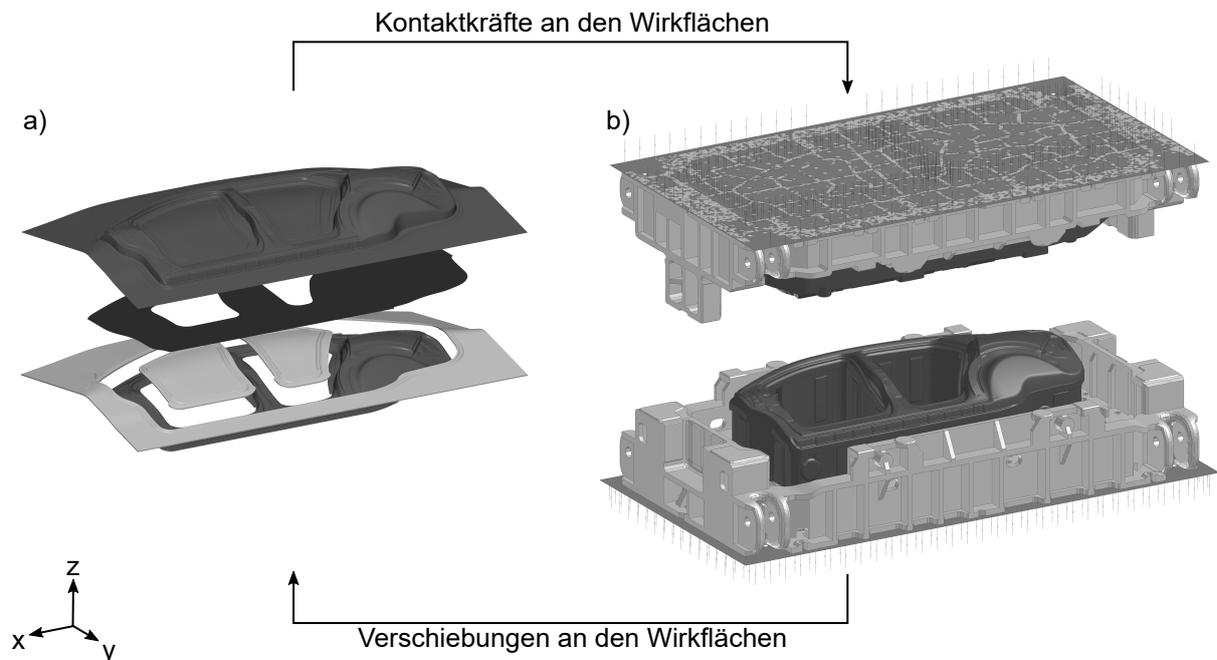


Abbildung 6.11: Prinzip der Kopplung von a) starrer Umformsimulation und b) elastischer Struktursimulation am Beispiel des STA-Werkzeugs

Um die gekoppelte Simulation durchführen zu können, müssen zunächst die beiden einzelnen Simulationen aufgebaut werden. Die Umformsimulation wird mit PAM-STAMP aufgebaut, wobei die meisten Prozessparameter aus der bestehenden AUTOFORM-Simulation übernommen werden können. Insgesamt werden die drei Stufen Gravitation, Blechhalterschluss und Ziehvorgang simuliert.

Basierend auf den importierten Matrizen- und Blechhaltergeometrien werden die vernetzten Werkzeugwirkflächen erzeugt und im Falle des Stempels mit einem negativen Offset in Höhe der 1,1-fachen Blechstärke versehen. Es werden einfach integrierte Schalenelemente verwendet. Für die gekoppelte Simulation ist wichtig, dass mit geometrischen Ziehsicken gerechnet wird, damit die Kontaktkräfte beim Mapping berücksichtigt werden können.

Im nächsten Schritt wird die Platine definiert. Dazu werden Blechdicke, Material und Walzrichtung eingestellt. Die initiale Elementkantenlänge beträgt 40 mm und kann während der Simulation bis zu sechsmal adaptiv verfeinert werden.

Bei Machbarkeitssimulationen wird eine konstante Stößelgeschwindigkeit von 5000 mm/s empfohlen. Zur Validierung der Herstellbarkeit können damit ausreichend genaue Ergebnisse erzielt werden. Da die Simulation mit starren Werkzeugen im Falle der gekoppelten Simulation jedoch zusätzlich als Referenz zur Bewertung der Form und Lage im UT genutzt werden soll, wird

die Stößelgeschwindigkeit über die in Abbildung 6.12 dargestellten Kurven für STA und TAV gesteuert. Die Fläche unter den Kurven entspricht dem gesamten Stößelweg, welcher beim STA 260 mm über 0,0992 s Simulationszeit und bei der TAV 25 mm über 0,053 s beträgt. Der Stößelweg für die beiden Werkzeuge über der Simulationszeit ist auf der Sekundärachse aufgetragen. Für die letzten 3 mm wird die Geschwindigkeit stark reduziert, um die dynamischen Effekte im UT zu reduzieren. In den letzten 0,005 s Simulationszeit ist die Geschwindigkeit gleich Null.

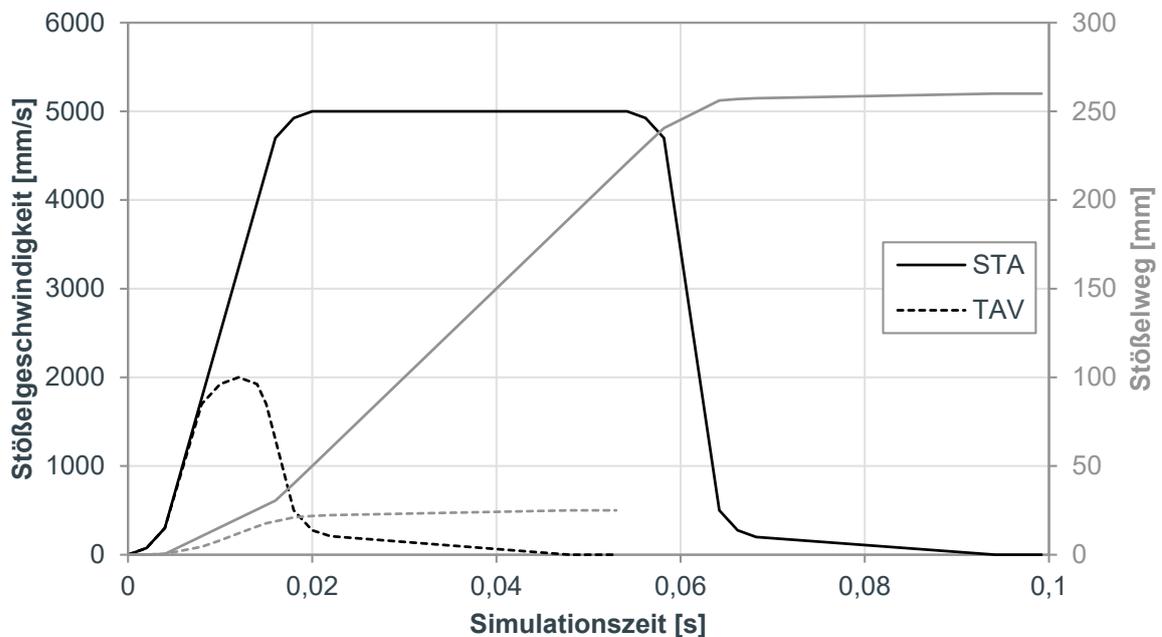


Abbildung 6.12: Stößelgeschwindigkeit in der Umformsimulation beim STA und bei der TAV

Die Blechhalter sind kraftgesteuert, wobei die Kräfte wie in Abbildung 6.5 und Abbildung D.17 zu erkennen eingestellt werden. Beim STA betragen diese 2,7 MN am äußeren Blechhalter und 0,8 MN beziehungsweise 0,7 MN an den inneren Blechhaltern. Auf die beiden Blechhalter der TAV wirken jeweils 2,5 MN. Zu Beginn des Ziehvorgangs stehen die Blechhalter 260 mm beim STA beziehungsweise 25 mm bei der TAV über UT. Die translatorische Bewegung in z-Richtung bis minimal -5 mm unter UT sind freigegeben.

Zwischen Werkzeugen und Platine wird ein „Accurate-Kontakt“ mit einer Reibungszahl von 0,1 gewählt (ESI Group, 2019, S. 306, 359). Mit den genannten Einstellungen betragen die Rechenzeiten für alle drei Stufen auf 16 CPU-Kernen beim STA 14,5 h und bei der TAV 1,5 h. Die Unterschiede in der Rechenzeit kommen durch die deutlich höhere Elementanzahl der Platinen am Ende der Simulation (STA: 1 572 665 Elemente, TAV: $2 \times 176 840$ Elemente) und durch die geringere Ziehtiefe bei der TAV zustande.

Mit den genannten Einstellungen können die Umformsimulationen in PAM-STAMP erfolgreich durchgeführt werden. Die resultierenden Kraftverläufe im Vergleich zur AUTOFORM-Simulation des STA sind in Abbildung 6.13 zu erkennen. Insgesamt verlaufen die Kurven fast identisch zueinander, wobei die größten Abweichungen im Bereich 14 bis 1 mm vor UT auftreten. Ursache könnten dynamische Effekte resultierend aus der Reduzierung der Stößelgeschwindigkeit

von 5000 auf 500 mm/s sein. Die Maximalkräfte in PAM-STAMP liegen an der Matrize mit 13,649 MN und am Stempel mit 9,449 MN sehr nah an den AUTOFORM Werten. Einlaufverhalten, Abstreckung und Blechausdünnung zeigen geringfügige Abweichungen.

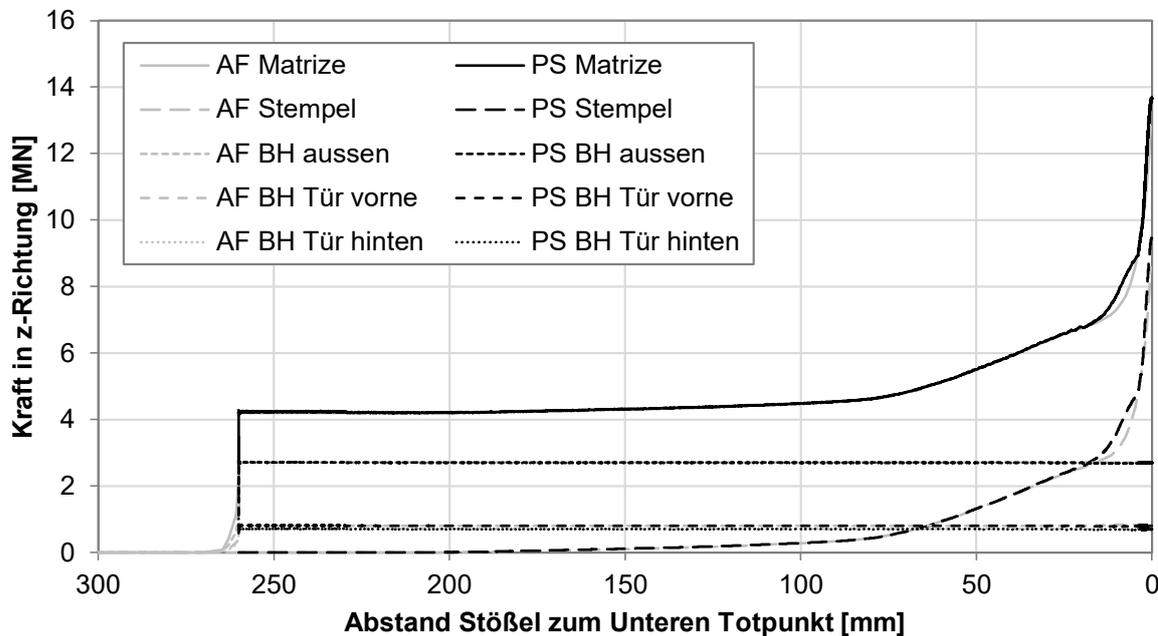


Abbildung 6.13: Beträge der Werkzeugkräfte aus PAM-STAMP (PS) mit starren Werkzeugen über dem Stößelweg für das STA verglichen mit AUTOFORM (AF)

Beim TAV-Werkzeug treten Maximalkräfte von 4,248 MN pro Matrize und 1,748 MN pro Stempel auf, welche fast identisch zu den Werten aus AUTOFORM sind. Auch die im Anhang in Abbildung D.21 dargestellten Kraftverläufe sind nahezu deckungsgleich.

Wie beschrieben liefern die Umformsimulationen mit starren Werkzeugen in PAM-STAMP eine ausreichend genaue Basis für die Auslegung der Bombierung für die beiden Versuchswerkzeuge. Für den Fall, dass die Simulation in PAM-STAMP mit den aus AUTOFORM übernommenen Einstellungen keine plausiblen Ergebnisse liefert, können Blechhalterkräfte und Reibungszahl iterativ angepasst werden. Wünschenswert wäre eine Validierung mit den Praxiswerten, allerdings stehen diese zum Zeitpunkt der Bombierungsauslegung in der Regel nicht zur Verfügung. Während die höchstmögliche Genauigkeit in der Umformsimulation grundsätzlich immer erstrebenswert sein sollte, ist eine perfekte Übereinstimmung von Umformsimulation und Praxis für die Auslegung der virtuellen Bombierung nicht zwangsläufig erforderlich. Da sich die Kontaktkräfte vor allem im UT aufgrund von leichten Unterschieden im Einlaufverhalten nur geringfügig ändern, wird eine rissfreie Umformsimulation als Ausgangsbasis für die Bombierungsauslegung als generell ausreichend angesehen.

Für die Auswertung der elastischen Deformationen während des Ziehvorgangs wird die Struktursimulation bestehend aus dem Pressen-Ersatzmodell (siehe Abschnitt 5) und den Volumenmodellen der Werkzeuge (siehe Abschnitt 6.1) aufgebaut. Dazu wird das PAM-CRASH-Modul in

VISUAL-ENVIRONMENT 14.5 verwendet. Die Konfiguration der Parameter erfolgt wie bei der in Abschnitt 6.3 beschriebenen Validierung des Ersatzmodells. Neu hinzu kommt der Kontakt zwischen den Kassetten und Einsätzen. Zum aktuellen Zeitpunkt wird der an der Aufspannfläche verwendete asymmetrische Small-Sliding-Kontakt bei Volumen-Volumen-Kontakten vom VPS-Solver nicht unterstützt. Daher wird ein „Tied-Kontakt“ verwendet. Der Effekt der dadurch erzeugten künstlichen Versteifung wird in LS-DYNA untersucht. Dazu wird die zuvor durchgeführte Belastungssimulation des STA-Werkzeugs (vergleiche Abbildung 6.6) erneut mit einem „Tied-Kontakt“ durchgeführt. Die Abweichungen zur Simulation mit symmetrischem Reibkontakt und CNRBs an den Verschraubungspunkten sind vernachlässigbar. Somit kann der „Tied-Kontakt“ zur Fixierung der Einsätze an den Kassetten verwendet werden. Zwischen Aufspannflächen und Kassetten wird jedoch weiterhin ein asymmetrischer Small-Sliding-Kontakt verwendet, da der „Tied-Kontakt“ hier zu deutlichen Unterschieden im Durchbiegungsverhalten führt.

Die Kontaktkräfte an den Wirkflächen werden in der gekoppelten Simulation per Mapping direkt auf die Wirkflächen als konzentrierte Last aufgebracht. Dementsprechend bewegt sich der obere Werkzeugteil in der Struktursimulation nicht. Folglich kann die Lagerung des Ersatzmodells wie in Abschnitt 5 beschrieben übernommen werden. Zur zusätzlichen Stabilisierung der Werkzeuge gegen horizontale Verlagerung werden Translationen an den Knoten der Werkzeugstollenführungen in x- beziehungsweise y-Richtung gesperrt. In der Praxis sorgen darüber hinaus die Kontakte zwischen Blechhaltern, Einsätzen und Kassetten sowie speziell die Verriegelung von Blechhaltern und Matrize mittels Fangbacken für eine zusätzliche Stabilisierung. Der Einfluss auf das Durchbiegungsverhalten wurde untersucht, indem die Blechhalter und sämtliche Kontaktbedingungen in einer gekoppelten Simulation ergänzt wurden. Das Resultat war ein deutlicher Anstieg der Rechenzeit bei minimalem Unterschied im Ergebnis, sodass die zusätzlichen Randbedingungen in der Simulation vernachlässigt werden.

Zur Verbesserung der Handhabung des Modells wird der obere Werkzeugteil vom geschlossenen Zustand aus um 1500 mm in z-Richtung verschoben. Zum Testen des Simulationsmodells wird eine gleichmäßig verteilte Last von 10 MN auf die Wirkflächen aufgebracht. Die Berechnung mit dem VPS-Solver erfolgt statisch implizit.

Bevor die gekoppelte Simulation durchgeführt werden kann, müssen die Bereiche für das Mapping der Kontaktkräfte und das Morphing der Verschiebungen definiert werden. Für die Umform- und Struktursimulation wird je eine Datei im PC-Format erstellt, welche alle Knoten der Wirkflächen von Stempel und Matrize enthält. Damit die Knoten eindeutig zugeordnet werden können, müssen die Positionen der Wirkflächen in den beiden Dateien identisch sein. Daher wird die Matrizenwirkfläche in der Umformsimulation vor dem Exportieren der Knoten um 1500 mm in z-Richtung vom UT verschoben.

In PAM-STAMP wird die Konfigurationsdatei für die gekoppelte Simulation erstellt. In dieser werden die Input-Dateien der beiden Simulationen sowie die Dateien mit den Mapping-Bereichen spezifiziert. Zudem werden die gesamte Simulationszeit t und das Kopplungsintervall Δt angege-

ben. Die Steuerung des Stößelwegs über Geschwindigkeitskurven mit sehr geringer Geschwindigkeit wenige Millimeter vor dem UT ist sinnvoll, da so bei einem konstanten Kopplungsintervall von 0,001 s sehr viele Kopplungsschritte im Bereich der maximalen Kräfte kurz vor dem UT liegen (vergleiche Abbildung 6.12). Folglich können die elastischen Effekte auch während des Ausprägens ausreichend genau abgebildet werden. Darüber hinaus ist es empfehlenswert, die Simulation nach Erreichen des UTs noch einige Kopplungsintervalle lang weiterlaufen zu lassen, da beim Mapping der Kräfte und beim Morphing der Verschiebungen immer der Mittelwert der letzten fünf Kopplungsschritte gebildet wird. Dieser Filter wird verwendet, um große Kraft- und Verlagerungssprünge zu verhindern. Ohne Filter kann es zu einem oszillierenden Verhalten und zu Konvergenzproblemen kommen.

Der Abstand für die Zuordnung beim Mapping wird über den Parameter *Vicinity Length* gesteuert. Je schlechter die Mapping-Flächen zueinander passen, desto größer muss der Parameter gewählt werden, da ansonsten einzelne Knoten beziehungsweise ganze Bereiche nicht verknüpft werden. Da die Wirkflächen bei den Versuchswerkzeugen nahezu identisch sind, wird mit einer *Vicinity Length* von 1 ein gutes Mapping-Ergebnis erzielt. In der Struktursimulation muss gegebenenfalls die Testbelastung entfernt und die Simulationszeit angepasst werden.

Das Ergebnis für die gekoppelte Simulation des STA-Werkzeugs ist in Abbildung 6.14 zu erkennen. Der Konturplot stellt die absoluten Verlagerungen in z-Richtung dar. Es wird deutlich, dass die eigentlich starren Wirkflächen in der Umformsimulation die gleiche Verlagerung wie die Volumenmodelle in der Struktursimulation aufweisen. Die betragsmäßig größten Verlagerungen von $-0,236$ mm und $0,279$ mm treten an den Wirkflächen von Stempel und Matrize auf. Ähnlich der LS-DYNA-Simulation überwiegt der Anteil der Pressendurchbiegung mit etwa 90 %, während der Rest durch die elastische Stauchung der Werkzeuge zustande kommt. Dieses Verhältnis hängt maßgeblich von der Pressencharakteristik und der Werkzeugkonstruktion ab.

Aus der Simulationszeit von 0,0992 s und dem Kopplungsintervall 0,001 s ergeben sich insgesamt 99 Kopplungsschritte. In Summe beträgt die Rechenzeit 15,37 h, wobei 11,56 h für die Umform- und 3,81 h für die Struktursimulation anfallen. Die Zeit für das Mapping und Morphing ist vernachlässigbar.

In Analogie zum STA ist das Ergebnis der gekoppelten Simulation an der TAV in Abbildung D.22 im Anhang beigefügt. Die größten Verlagerungen betragen hier $-0,161$ mm beziehungsweise $0,168$ mm. Bei 53 Kopplungsschritten dauert die Umformsimulation 2,18 h und die Struktursimulation 1,11 h. Folglich beträgt die Gesamtrechenzeit 3,29 h.

Um statt der absoluten Durchbiegung die relativen Verlagerungen in der Wirkfläche auswerten zu können, werden wie beim entkoppelten Ansatz die betragsmäßig kleinsten Verschiebungen an den Wirkflächen von Stempel und Matrize identifiziert und jeweils von den absoluten Werten abgezogen. Beim STA werden die absoluten Werte am Stempel um $0,166$ mm und an der Matrize um $0,113$ mm reduziert. Die resultierenden Beträge der relativen Verlagerungen in z-Richtung sind in Abbildung 6.15 dargestellt. Am Stempel beträgt das relative Maximum

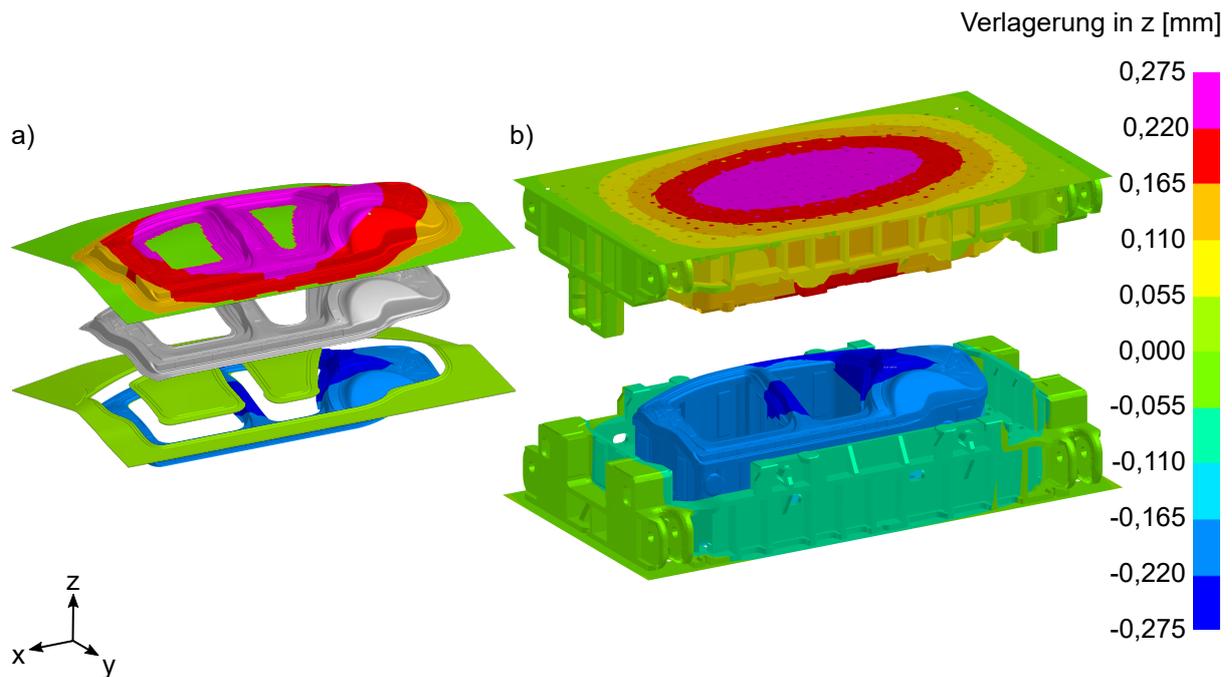


Abbildung 6.14: Resultierende absolute Verlagerung im UT in z-Richtung bei Kopplung von a) Umformsimulation (in Explosionsdarstellung) und b) Struktursimulation am STA-Werkzeug auf Presse A

0,070 mm und tritt am oberen Bereich des hinteren Radlaufs auf. Qualitativ ergibt sich ein großer Bereich vom unteren Rand der B-Säule über den Dachbereich bis zum hinteren Radlauf mit einer Durchbiegung von mehr als 0,051 mm. Von diesem Bereich aus nimmt die Durchbiegung gleichmäßig nach außen hin ab. Lediglich an den Verprägungen im vorderen Bereich zeigt sich ein lokales Maximum. Der relative Maximalwert an der Matrize von 0,166 mm liegt mittig auf der B-Säule. Ein weiteres lokales Maximum von 0,163 mm tritt über dem Radlauf an der hinteren Tür auf. Zu den Rändern nimmt die Durchbiegung gleichmäßig elliptisch ab.

Nach gleicher Vorgehensweise wird das Simulationsergebnis für die TAV ausgewertet. Die relativen Verlagerungen in z-Richtung sind der Abbildung D.23 im Anhang zu entnehmen. An den Stempeln wird der Maximalwert um 0,082 mm auf 0,079 mm reduziert. An beiden Stempелеinsatzen liegen die Maxima jeweils an den vorderen oberen Ecken der Türen. Die Durchbiegung nimmt zunächst schräg und im weiteren Verlauf zunehmend horizontal zur jeweils hinteren unteren Ecke der Bauteile ab. Bei den Matrizen wird die maximale Verlagerung um 0,098 mm auf 0,070 mm verringert. Die Maxima treten auf Höhe der Designlinie an den jeweils vorderen Kanten der Türen auf. Bis zur jeweils hinteren unteren Ecke nimmt die Durchbiegung gleichmäßig ab.

Anders als beim entkoppelten Ansatz kann die resultierende Bombierung direkt durch die Messung der Abstände zwischen den verformten Werkzeugwirkflächen der Umformsimulation im UT ermittelt werden. Allerdings wird zuvor der Versatz der Einsätze abgezogen, damit nicht die absoluten, sondern die relativen Abstände gemessen werden. Dazu wird in VISUAL-ENVIRONMENT die kürzeste Distanz zwischen den Elementen ausgewertet. Der Abstand setzt

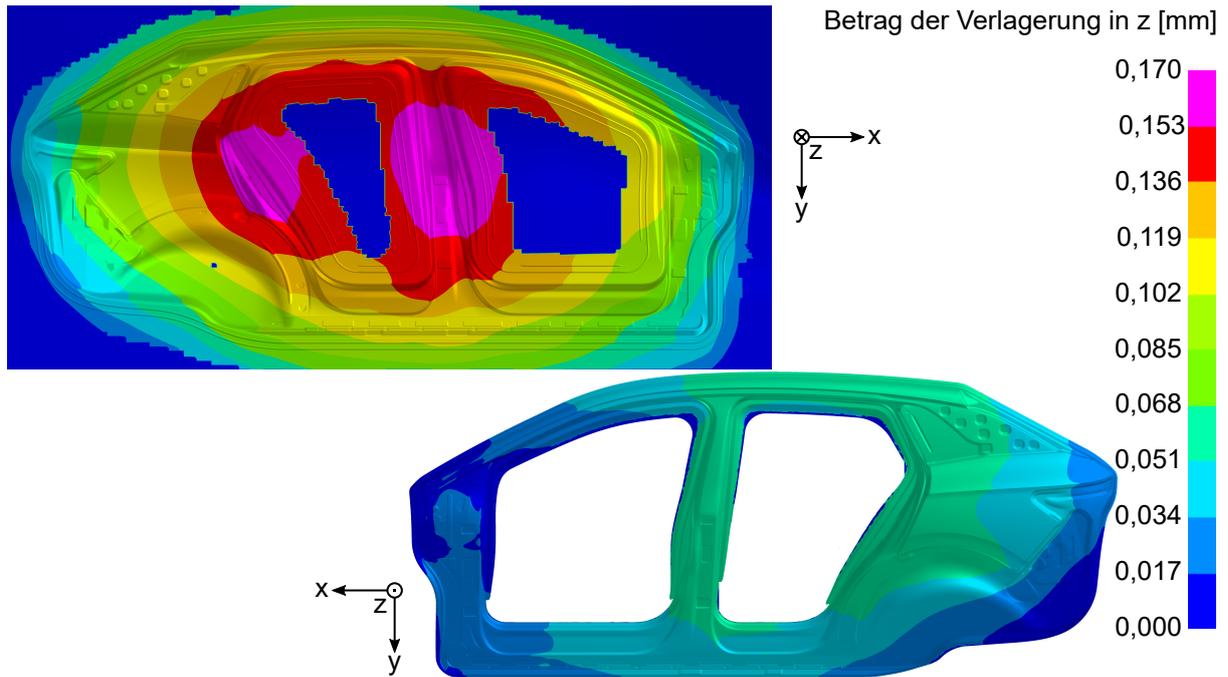


Abbildung 6.15: Betrag der relativen Verlagerung in z-Richtung an der Stempel- und Matrizenwirkfläche des STA-Werkzeugs bei gekoppelter Simulation

sich aus dem Ziehspalt von 1,1-facher Blechstärke und der Durchbiegung der Wirkflächen zusammen. Zur Ableitung der Bombierung wird der Ziehspalt vom gemessenen Wert abgezogen. Beim STA beträgt dieser 0,77 mm. Die zur Kompensation der Durchbiegung erforderliche Bombierung ist in Abbildung 6.16 dargestellt. Der Konturplot wird aus Gründen der besseren Übersichtlichkeit auf der Stempelwirkfläche gezeigt.

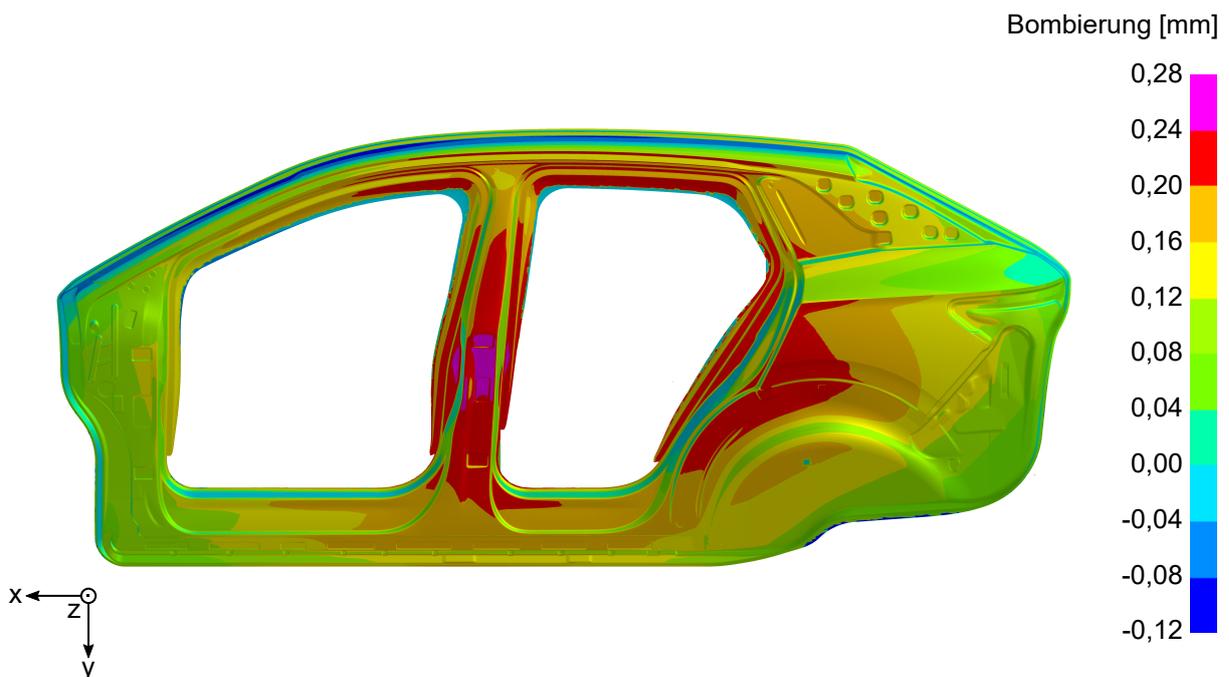


Abbildung 6.16: Resultierende Bombierung, berechnet aus dem Abstand der Stempel- und Matrizenwirkfläche des STA-Werkzeugs im theoretischen UT für Presse A

Die maximale Bombierung beträgt 0,264 mm in der Mitte der B-Säule und die Isolinien verlaufen elliptisch. An einigen nahezu senkrechten Bereichen – zum Beispiel in den Türeinsteigen und am Dachrahmen – wird eine negative Bombierung ermittelt. Diese resultiert aus horizontalen Verlagerungen und kann zu einem Klemmen des Blechteils führen. Daher sollten die Wirkflächen in diesen Bereichen freigemacht werden.

Nach identischer Vorgehensweise wird die Bombierung für das TAV-Werkzeug ausgelegt, wobei der Ziehspalt 0,66 mm beträgt. Das Ergebnis ist in Abbildung 6.17 zu erkennen.

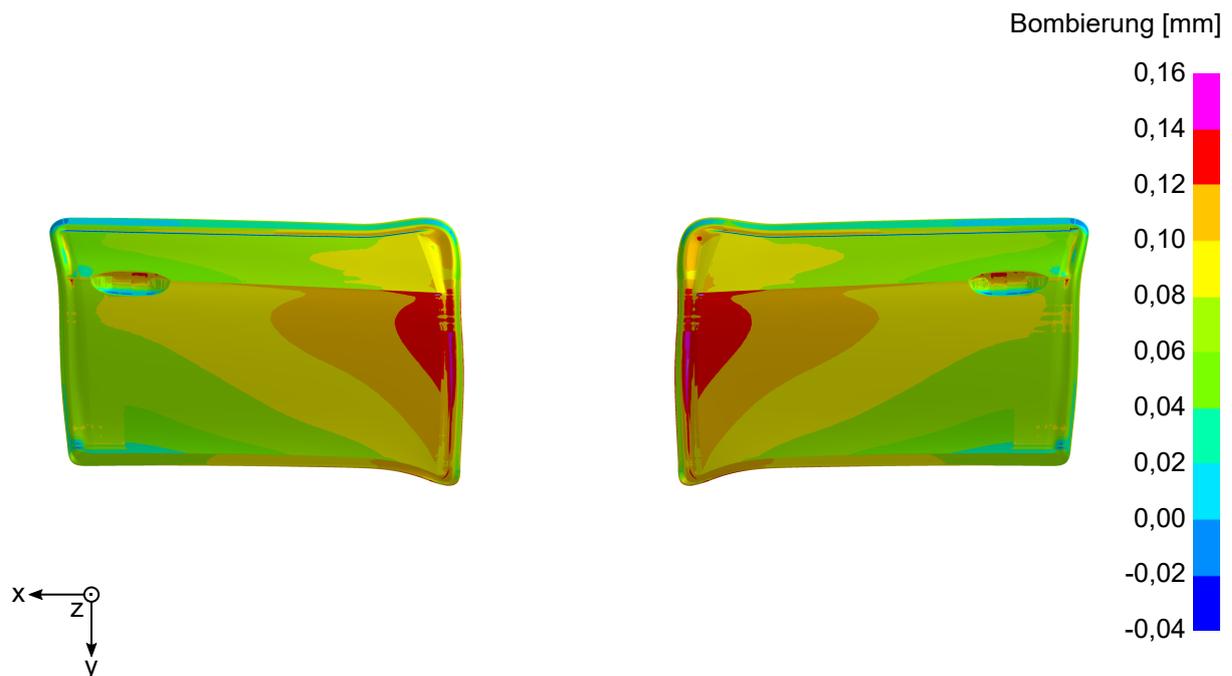


Abbildung 6.17: Resultierende Bombierung, berechnet aus dem Abstand der Stempel- und Matrizenwirkflächen des TAV-Werkzeugs im theoretischen UT für Presse A

Insgesamt ist das Ergebnis für beide Türen fast symmetrisch. An der links dargestellten Tür beträgt das Maximum 0,156 mm und an der rechts dargestellten Tür 0,159 mm. Die Maxima liegen mittig an den jeweiligen hinteren Kanten der Türen und die Isolinien verlaufen diagonal. Wie beim STA werden negative Bombierungen an den nahezu senkrechten Bereichen entlang der Außenkanten der Türen ermittelt.

6.3.2 Bewertung der Ergebnisse

Für das STA stimmt die mit dem gekoppelten Ansatz berechnete Bombierung in Abbildung 6.16 sehr gut mit dem Erfahrungswissen überein (vergleiche Abbildung 6.2). Der simulierte Maximalwert von 0,264 mm liegt nur geringfügig über dem Erfahrungswert und der elliptische Verlauf der Isolinien findet sich im Simulationsergebnis wieder. Verglichen mit dem Ergebnis des entkoppelten Ansatzes ist das erzielte Resultat der gekoppelten Simulation wesentlich vertrauenswürdiger. Zum einen ist die Bombierung quantitativ näher an den Praxiswerten und zum anderen tritt die zweifelhafte starke Durchbiegung im Dachbereich des Stempels nicht auf.

Am TAV-Werkzeug ergibt die gekoppelte Simulation in Abbildung 6.17 eine etwas geringere Bombierung, verglichen mit dem erfahrungsbasierten Ansatz (siehe Abbildung 6.4). Auch wenn von einem maximalen relativen Erfahrungswert von 0,25 mm ausgegangen wird, liegt die Simulation ungefähr 0,1 mm darunter. Auch der qualitative Verlauf der Isolinien entspricht nicht der Praxis, sondern ist ähnlich wie beim entkoppelten Ansatz eher diagonal. Bis dato wurde in der Praxis an Tandemwerkzeugen aufgrund von fehlenden Untersuchungen zum Durchbiegungsverhalten noch keine komplexere Bombierung als die zylindrische Wölbung eingebracht. Die asymmetrische Bauteilgeometrie und vor allem der erhöhte Kraftbedarf an der Designlinie lassen jedoch vermuten, dass eine asymmetrische Bombierung zielführend sein müsste. Daher ist es gut möglich, dass der diagonale Verlauf der Bombierung in der Praxis zu einer Verbesserung des Druckbilds führen könnte.

Neben der Bewertung der resultierenden Durchbiegung ermöglicht die gekoppelte Simulation eine wesentlich tiefere Analyse des Einflusses der elastischen Werkzeuge auf den Umformprozess und die Bauteilqualität. Beispielweise lassen sich die Kraftverläufe an Stempel und Matrize analysieren. Abbildung 6.18 zeigt die Kräfte am STA bei Simulation mit starren Werkzeugen und bei gekoppelter Simulation.

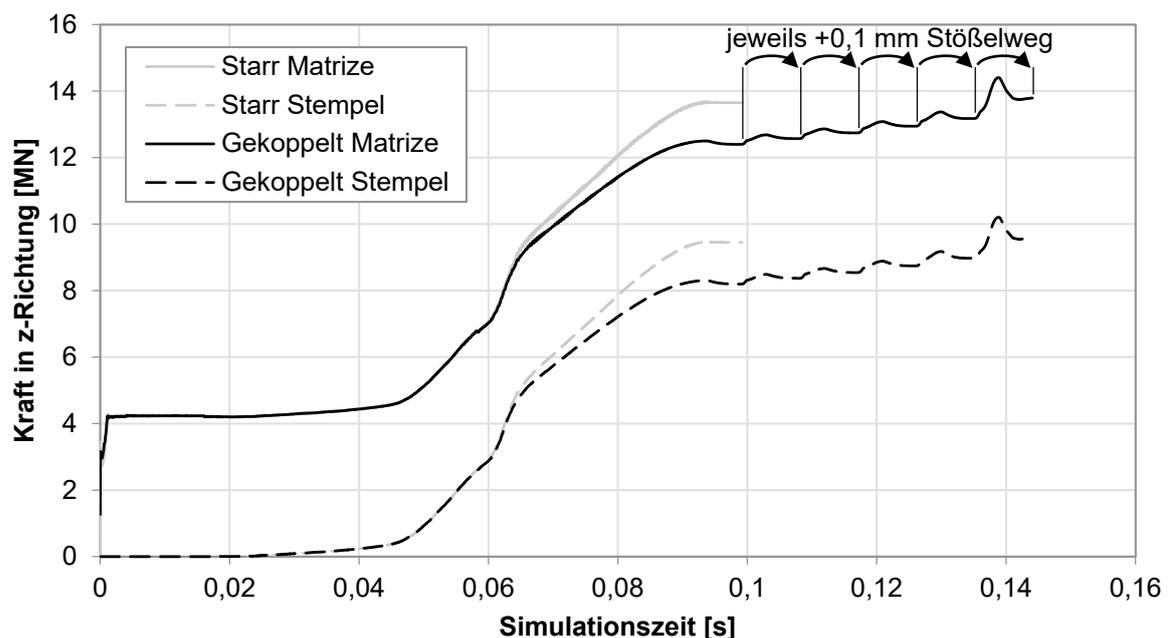


Abbildung 6.18: *Beträge der Werkzeugkräfte aus PAM-STAMP bei gekoppelter Simulation mit verlängertem Stößelweg über der Simulationszeit für das STA verglichen mit der starren Simulation*

Der theoretische UT wird in beiden Simulationen bei 0,0992 s erreicht. Während die Simulation mit starren Werkzeugen zu diesem Zeitpunkt eine Matrizenkraft von 13,649 MN zeigt, liegt der Wert bei der gekoppelten Simulation mit 12,398 MN deutlich darunter. Ab ungefähr 0,065 s Simulationszeit – was einem Abstand von circa 3,5 mm vor UT entspricht – zeigen die beiden Kraftverläufe eine stetig zunehmende Abweichung. Hier wird eindrucksvoll deutlich, welchen

Einfluss die Elastizität auf den Ziehvorgang hat. Wie zuvor beschrieben beträgt der absolute Abstand zwischen den Wirkflächen aufgrund der Verlagerung der Werkzeugeinsätze mindestens³ 1,049 mm und höchstens 1,285 mm. Somit ist das Bauteil mit einer Materialstärke von 0,7 mm abzüglich Ausdünnung nicht vollständig ausgeformt. Dies erklärt die geringeren Kräfte gegenüber der starren Simulation.

Um den Versatz der Einsätze auszugleichen und die Werkzeuge trotz Durchbiegung vollständig zu schließen, wird die Simulation in Schritten von 0,1 mm über den theoretischen UT hinaus fortgeführt. In der Abbildung 6.18 ist der daraus resultierende Kraftanstieg zu erkennen. Bis zu einem zusätzlichen Stößelweg von 0,4 mm sind die Ergebnisse plausibel, da dieser Wert etwa der Summe aus Versatz, zusätzlichem Ziehspalt und Blechausdünnung entspricht. Zu diesem Zeitpunkt von 0,1352 s beträgt die Matrizenkraft 13,177 MN. Bei der zusätzlichen Bewegung auf 0,5 mm Überdrückung steigt die Kraft stark an, was auf ein Einklemmen des Blechteils hindeutet. Da die maximale Durchbiegung in der Werkzeugmitte auftritt, wird das Blechteil zunächst im Randbereich eingeklemmt. Auch durch eine weitere Erhöhung der Kraft wird das Teil in der Werkzeugmitte nicht vollständig ausgeformt. Eine Bombierung der Wirkflächen ist somit für einen gleichmäßigen Werkzeugschluss unabdingbar.

Für die Tür wird ebenfalls eine Simulation mit verlängertem Stößelweg durchgeführt. Die sich ergebenden Kraftverläufe sind in Abbildung 6.19 dargestellt. Auch hier liegt die gekoppelte Simulation im theoretischen UT mit 4,105 MN Matrizenkraft unter der starren. Bis zu einer Überdrückung von 0,3 mm ist der Kraftverlauf plausibel. Danach treten Kraftspitzen auf, die auf numerische Fehler und somit physikalisch unrealistisches Verhalten hindeuten. Dieses Verhalten ist darauf zurückzuführen, dass die Schalenelemente des Bauteils in einigen Bereichen stark eingeklemmt werden und die eingesetzte Elementformulierung dieses Werkstoffverhalten nicht abbilden kann.

Dadurch, dass die Bauteile bei gekoppelter Simulation nicht vollständig ausgeformt werden, lässt sich die Form- und Maßhaltigkeit analysieren. Um dem Praxisvergleich möglichst nahe zu kommen, wird die Maßhaltigkeit nach Rückfederung betrachtet. Die Untersuchung des Aufsprungs direkt nach der Ziehstufe ist jedoch unüblich. Interessanter ist der Einfluss auf das finale Bauteil. Um diesem Zustand mit minimalem Aufwand möglichst nahe zu kommen, wird zunächst der umlaufende Beschnitt (abgewickelt auf das Ziehteil) und anschließend der Rücksprung in PAM-STAMP simuliert. Auf alle sonstigen komplexeren Beschnitt-, Nachform- und Lochoperationen wird verzichtet. Der Rücksprung wird ohne Gravitation berechnet. Als Ausrichtungspunkte für die Lagerung des STA werden die beiden sichtbaren Löcher am vorderen und hinteren Ende des Bauteils sowie ein weiterer Punkt am oberen Ende der B-Säule unter dem Dachrahmen gewählt.

In Abbildung 6.20 ist der Abstand der Bauteile aus starrer und gekoppelter Simulation nach

³Ziehspalt + Versatz Stempel + Versatz Matrize = 0,77 mm + 0,166 mm + 0,113 mm = 1,049 mm

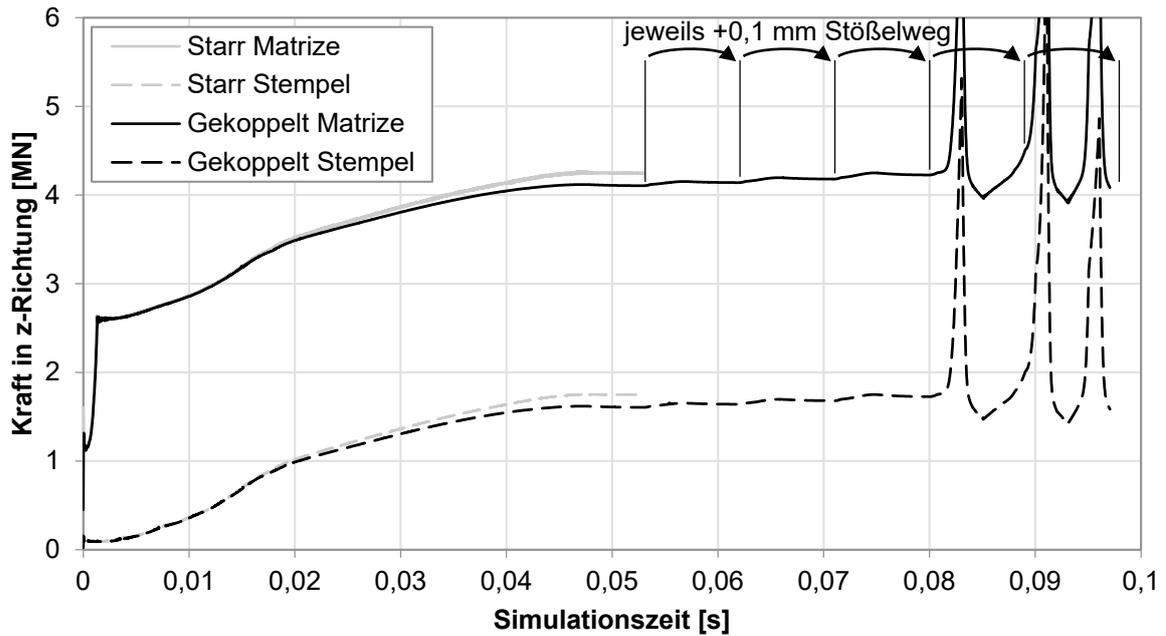


Abbildung 6.19: Beträge der Werkzeugkräfte aus PAM-STAMP bei gekoppelter Simulation mit verlängertem Stößelweg über der Simulationszeit für die TAV verglichen mit der starren Simulation

Beschnitt und Rücksprung dargestellt. Gemessen wird von starr zu gekoppelt simuliertem Bauteil, wobei ein negativer Abstand eine Abweichung nach Fahrzeug außen bedeutet.

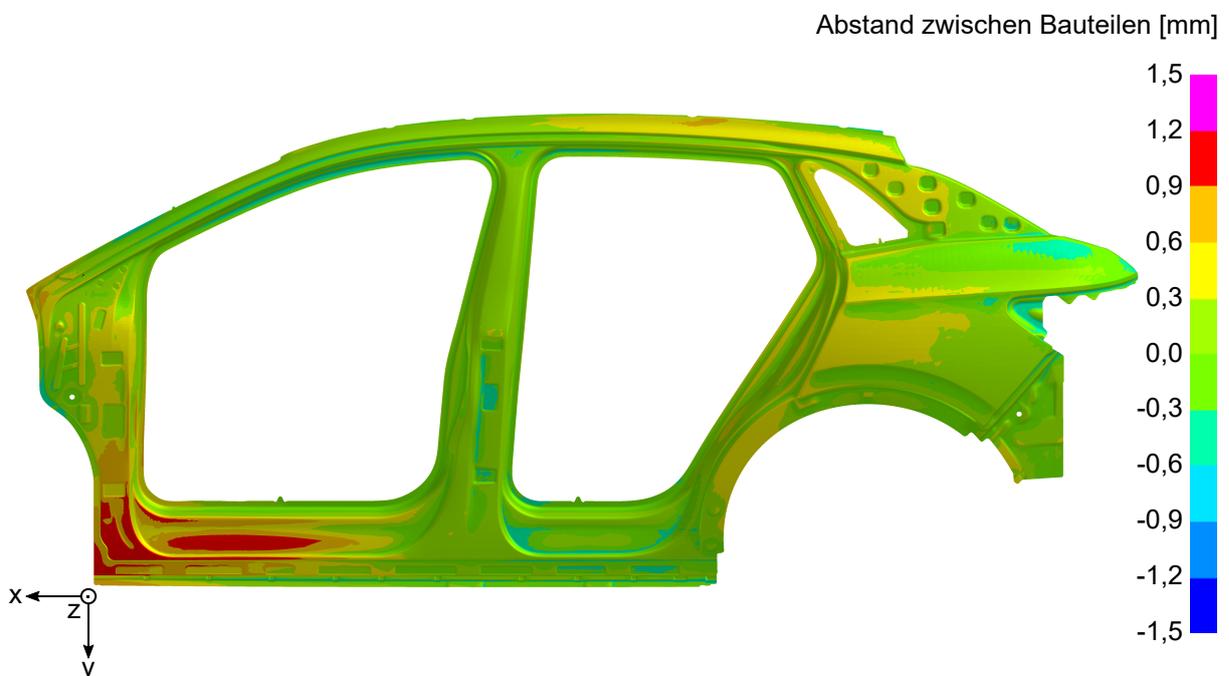


Abbildung 6.20: Abstand zwischen den beschnittenen und aufgesprungenen STA-Bauteilen aus starrer und gekoppelter Umformsimulation

Die betragsmäßig größten Abweichungen von minimal $-0,763$ mm und maximal $1,203$ mm treten am hinteren Ende über der Rückleuchte beziehungsweise an der vorderen Ecke des

Schwellers auf. Insgesamt ist der Konturplot sehr inhomogen mit vielen lokalen Extrema. Vor allem an den Verprägungen wird deutlich, dass das gekoppelt simulierte Bauteil nicht vollständig ausgeformt ist. Je nachdem, welche Werkzeugseite im betrachteten Bereich konvex und damit formgebend ist, zeigt sich eine negative oder positive Abweichung. So ergibt sich beispielsweise für die rechteckigen Prägungen an der B-Säule eine negative Abweichung, da hier die Matrize formgebend ist. An der doppelkreuzförmigen entgegengesetzten Prägung im vorderen Bereich ist hingegen ein positiver Abstand erkennbar.

Aufgrund ihrer flachen Geometrie und der fehlenden verstärkenden Einflüsse durch Nachformen und Abstellen der Flansche sind die TAV-Bauteile hinsichtlich ihres Rücksprungverhaltens wesentlich instabiler. Um eine Vergleichbarkeit zwischen den Bauteilen herzustellen, werden die Türen an insgesamt vier Punkten und dadurch statisch überbestimmt gelagert. Zwei Punkte liegen jeweils außen auf der Designlinie auf Höhe der Türgriffe und die anderen beiden auf der Fläche über der unteren Linie. Insgesamt ist der in Abbildung 6.21 dargestellte Konturplot sehr inhomogen.

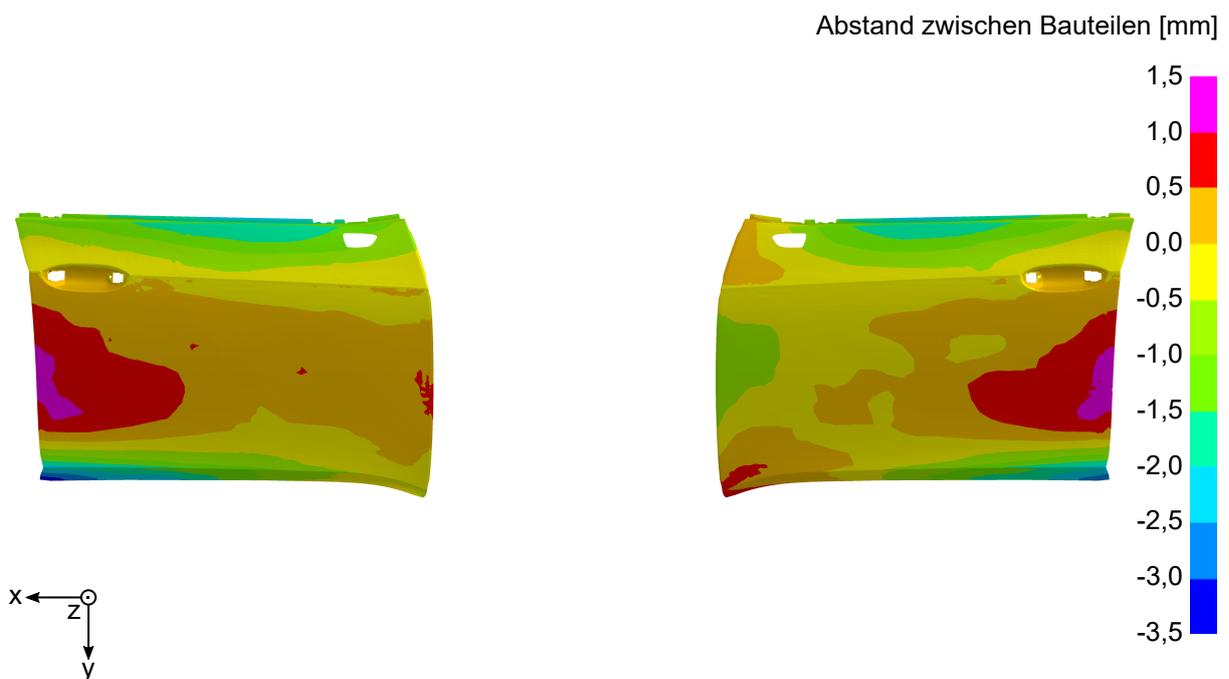


Abbildung 6.21: Abstand zwischen den beschnittenen und aufgesprungenen TAV-Bauteilen aus starrer und gekoppelter Umformsimulation

Mit $-3,372$ mm und $1,385$ mm liegen die betragsmäßig größten Abweichungen zwischen den Bauteilen aus starrer und gekoppelter Simulation trotz überbestimmter Lagerung deutlich über den Werten am STA.

Neben der Form- und Maßhaltigkeit wird zudem die Bauteilqualität ausgewertet. Ein Vergleich von Grenzformänderungsdiagrammen, Blechausdünnung und Einzugsverhalten von starrer und gekoppelter Simulation zeigt nur marginale Unterschiede. Dies ist damit zu erklären, dass das Blecheinzugsverhalten maßgeblich von der Druckverteilung an den Blechhaltern beeinflusst

wird. Diese werden in den durchgeführten Simulationen als starr angenommen. Die signifikante Durchbiegung der Wirkflächen tritt erst bei höheren Kräften nahe dem UT auf, sodass das Material bereits eingelaufen ist.

Aus der Analyse der Ergebnisse wird deutlich, dass die gekoppelte Simulation einen signifikanten Mehrwert für die Auslegung von Umformwerkzeugen bietet. Die aus der Praxis bekannten Einflüsse des elastischen Werkzeug- und Pressenverhaltens auf den Ziehprozess lassen sich in der Simulation reproduzieren. Dabei sorgt die Trennung von Umform- und Struktursimulation für verhältnismäßig geringe Rechenzeiten, die den Einsatz der Methode in der industriellen Praxis ermöglichen. Verglichen mit dem entkoppelten Ansatz ist der Aufwand beim *Prä-* und *Postprozessing* zwar geringfügig höher, der generierte Mehrwert rechtfertigt diesen Mehraufwand jedoch eindeutig.

7 Validierung der Simulationsmethodik

Um die Validität der gekoppelten Simulation mit elastischem Werkzeug- und Pressenverhalten und der damit ausgelegten Bombierung zu überprüfen, werden mehrere Untersuchungen durchgeführt. Zum einen werden die Abstände der Stempel- und Matrizenwirkfläche im UT an mehreren Messstellen für das STA experimentell ermittelt und mit der gekoppelten Simulation verglichen. Zum anderen wird die gekoppelte Berechnung mit bombierten Wirkflächen für die beiden Versuchsgeometrien wiederholt. Die Ergebnisse werden hinsichtlich Kraftverlauf, erreichtem Werkzeugschluss im UT und resultierender Bauteilgeometrie nach Beschnitt und Rücksprung bewertet.

7.1 Experimentelle Validierung der gekoppelten Simulation

Die Messung der Abstände zwischen Stempel- und Matrizenwirkflächen im UT erfolgt in der Praxis mittels Bleiabdruck. Dazu wird ein Bauteil aus der Platine abgepresst und die verwendete Stößelkraft notiert. Anschließend werden an den gewählten Messpunkten Löcher in das Blechteil gebohrt. Bei deaktiviertem Ziehkissen wird das präparierte Bauteil erneut in das Werkzeug eingelegt. In den Bohrungen wird Bleidraht mit einem Durchmesser von 1 mm fixiert. Von der zuvor notierten Stößelkraft wird die Ziehkissenkraft abgezogen und die Presse mit der verbleibenden Kraft geschlossen. Nach dem erneuten Öffnen der Werkzeuge kann mittels Schieblehre die Dicke der Bleidrähte gemessen werden, die dem minimalen Abstand zwischen Stempel- und Matrizenwirkfläche während der Belastung entspricht.

Für die Validierung der gekoppelten Simulation wird ein Bleiabdruck am linken STA-Werkzeug durchgeführt. In Abbildung 7.1 sind zwei Fotos des präparierten Bauteils dargestellt. Zum Zeitpunkt des Bleiabdrucks sind die Blechhalter bereits vollständig eintuschiert und die Einzüge hergestellt. An der Matrize wurde nur minimal am vorderen Ende der Designlinie über dem hinteren Radlauf Material durch manuelles Tuschieren abgetragen. Somit ist die Matrizenwirkfläche nahezu identisch zu den Fräsdaten.

Für die Validierung wird eine gekoppelte Simulation mit Wirkflächen auf Basis der Fräsdaten durchgeführt. Anders als bei der Auslegung der Bombierung im vorherigen Abschnitt beinhalten die Wirkflächen eine Bombierung zur Kompensation der Pressendurchbiegung, Druckbänder, Tuschieraufmaße und Freimachungen (vergleiche Abschnitt 2.2). Da trotz der zusätzlichen Aufmaße nicht sichergestellt ist, dass das Werkzeug im theoretischen UT vollständig geschlossen ist, wird die Simulation wie in Abschnitt 6.3.2 in Schritten von 0,1 mm über den UT hinaus fortgeführt. Die resultierenden Kraftverläufe von Stempel und Matrize sind zusammen mit den Kräften der starren und gekoppelten Simulation ohne Bombierung in Abbildung 7.2 zu erkennen.

Aufgrund der Bombierung liegen die Kräfte der Simulation auf Basis der Fräsdaten etwas über der einfachen gekoppelten Berechnung ohne Kompensationsaufmaße, jedoch unter der starren Simulation. Bis zu einem zusätzlichen Stößelweg von 0,3 mm erscheint der Kraftverlauf

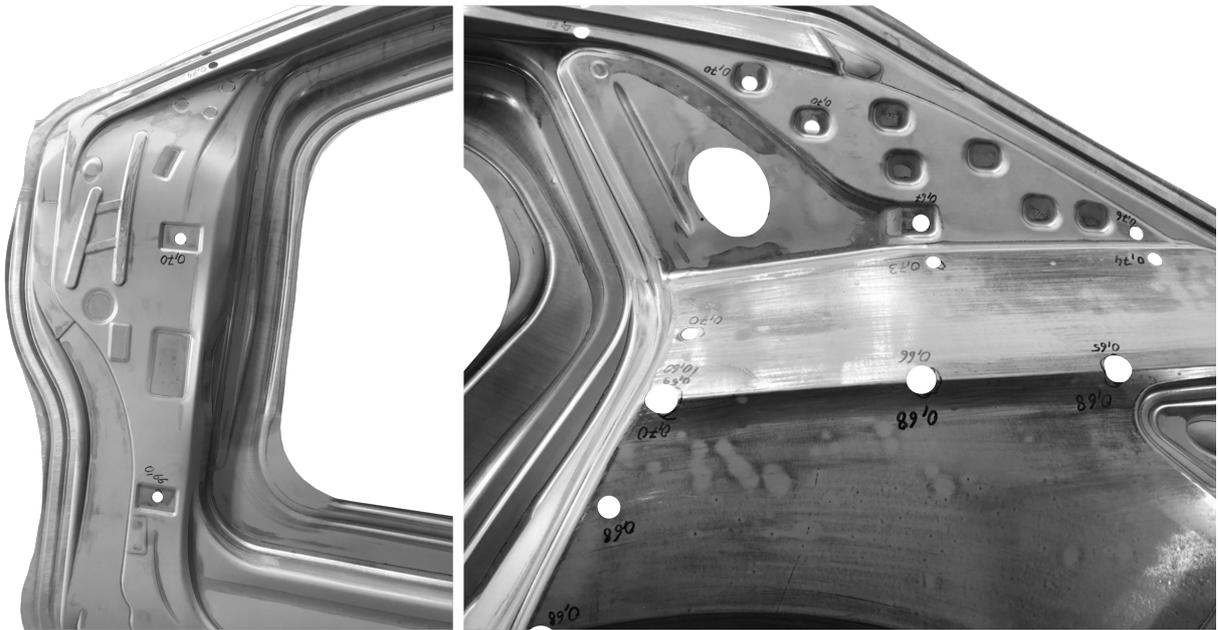


Abbildung 7.1: Experimentelle Bestimmung der Abstände von Stempel- zu Matrizenwirkfläche im UT mittels Bleiabdruck am STA

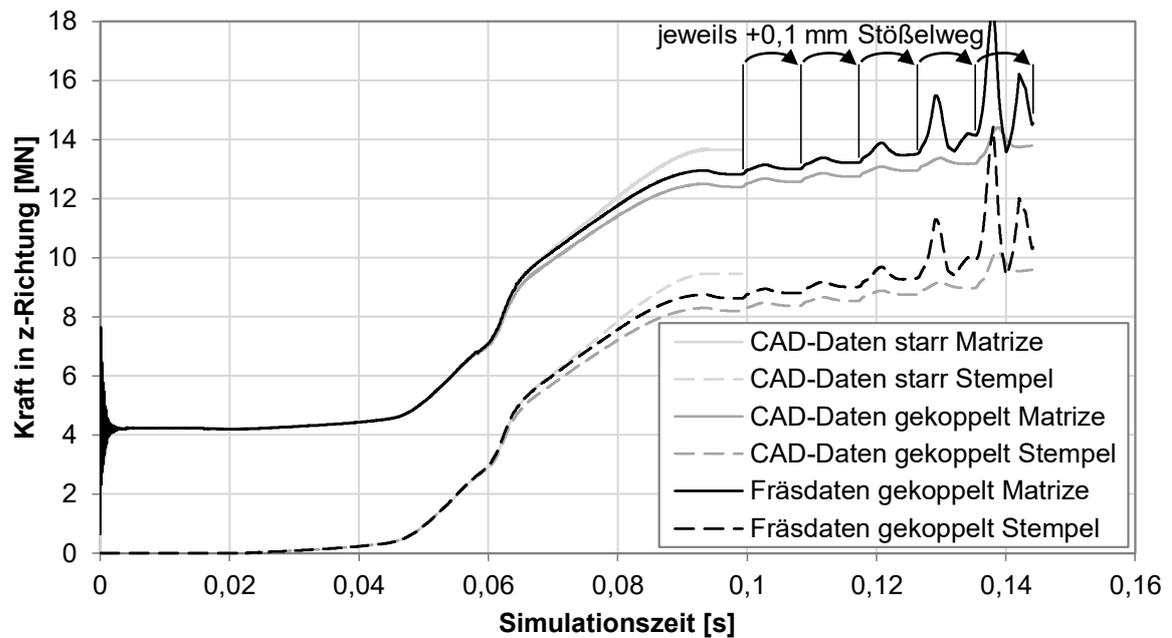


Abbildung 7.2: Beträge der Werkzeugkräfte aus PAM-STAMP bei Umformsimulation mit Fräsdaten über der Simulationszeit für das STA verglichen mit der starren und der gekoppelten Simulation

plausibel. Im weiteren Verlauf treten dann unrealistische Kraftsprünge auf, bedingt durch das Einklemmen des Bauteils. Bei +0,3 mm beträgt die Matrizenkraft 13,502 MN.

Im Versuch wird der Abstand zwischen Stempel- und Matrizenwirkfläche an insgesamt 26 Punkten gemessen. Diese sind in Abbildung 7.3 markiert.

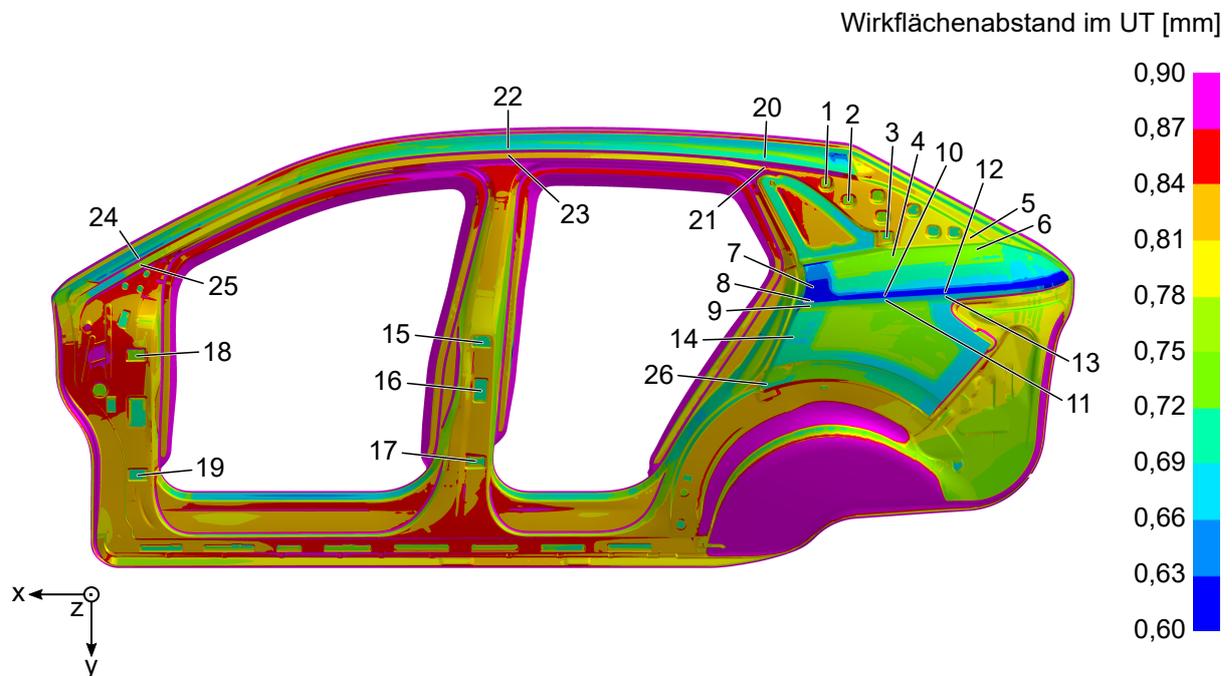


Abbildung 7.3: Abstand von Stempel- zu Matrizenwirkfläche bei 0,3 mm Überdrückung bei gekoppelter Umformsimulation mit Fräsdaten des STA und nummerierte Messstellen für den Vergleich mit den realen Messwerten

Um die gemessenen Werte mit den berechneten vergleichen zu können, wird der Abstand zwischen Stempel und Matrize in PAM-STAMP ausgewertet und die resultierenden Werte werden an den 26 Messstellen analysiert. Die experimentell ermittelten Abstände sind zusammen mit den berechneten Werten ab UT bis 0,5 mm Überdrückung in Tabelle D.2 im Anhang aufgelistet. Zur weiteren Analyse wird die Differenz aus Messwerten und berechneten Abständen gebildet. Mithilfe des arithmetischen Mittels der Absolutwerte können die Abweichungen zwischen Versuch und Simulation bestimmt werden. Die geringste durchschnittliche Abweichung mit 0,035 mm ergibt sich bei einer Überdrückung von 0,3 mm. Der entsprechende Konturplot ist in Abbildung 7.3 zu erkennen. Die Druckbereiche im Bereich der hinteren Designlinie sowie die Aufmaße in den Verprägungen sind deutlich sichtbar. Auch die Freimachung am hinteren Rad ist gut zu sehen.

Die größten lokalen Abweichungen zwischen Versuch und Simulation treten zum einen an den Punkten 7 und 8 auf. Hier zeigt die Berechnung einen um 0,074 mm beziehungsweise 0,069 mm geringeren Abstand. Da zum Zeitpunkt des Bleiabdrucks an diesen Punkten durch das manuelle Tuschieren bereits geringfügig Material abgetragen wurde, ist die Abweichung schlüssig. Zum anderen zeigen die Messpunkte 23 und 24 in der Simulation jeweils einen um 0,106 mm größeren Abstand als im Experiment. Wie diese Unterschiede zustande kommen, kann nicht abschließend

begründet werden. Ursachen könnten eine ungünstige Vernetzung im Bereich der Messstellen oder manuelle Messfehler beim Ausmessen der Bleidrähte sein.

Insgesamt betragen die Abweichungen zwischen experimentell ermittelten und berechneten Abständen bei 0,3 mm Überdrückung nur wenige Hundertstel Millimeter, sodass die Methodik der gekoppelten Simulation grundsätzlich valide Ergebnisse liefert.

7.2 Numerische Validierung der ausgelegten Werkzeugbombierung

Die in Abschnitt 6.3.1 ausgelegte Bombierung zur Kompensation der Werkzeug- und Pressendurchbiegung für das STA und die TAV wird in die Wirkflächen eingebracht und mittels gekoppelter Simulation validiert. Dazu werden die Positionen der Knoten der Wirkflächennetze direkt mittels PYTHON-Skript manipuliert. Zunächst wird die Verschiebung jedes Knotens in x-, y- und z-Richtung im theoretischen UT ausgewertet, indem die Koordinaten im Endzustand von den Anfangskordinaten subtrahiert werden. Der resultierende Vektor wird negiert und zu den Ausgangskordinaten addiert. Somit werden die im UT vorliegenden Verschiebungen direkt als Kompensationsaufmaß vorgehalten. Die Vorgehensweise ist ähnlich dem von Großmann, Wiemer, Hardtmann, Penter und Kriechenbauer (2009, S. 6) vorgestellten Ansatz.

Anders als aktuell in der Praxis üblich werden Stempel und Matrize einzeln bombiert. So wird der Aufwand beim Manipulieren der Wirkflächen minimiert, da ein Aufsummieren der Verlagerungen aufgrund der unterschiedlichen Vernetzungen von Stempel und Matrize nicht ohne Weiteres möglich wäre. Es werden sowohl die Wirkflächen der Umformsimulation als auch der Struktursimulation bombiert, um ein möglichst genaues Mapping-Ergebnis zu erzielen. Da die Verlagerungen im theoretischen UT ausgewertet werden, beinhaltet die Bombierung nicht nur die relative Durchbiegung, sondern auch die absoluten Verschiebungen. Folglich ist bei der Validierungssimulation kein zusätzlicher Stößelweg erforderlich, stattdessen sollten die Werkzeuge im theoretischen UT vollständig geschlossen sein.

In Abbildung 7.4 sind die Kraftverläufe der kompensierten gekoppelten Simulation zusammen mit den Kräften der starren und der ursprünglichen gekoppelten Berechnung aufgetragen. Es wird deutlich, dass die Kräfte der bombierten Simulation wesentlich näher an der starren Berechnung liegen. Die Kurven sind bis kurz vor Erreichen des UTs bei 0,0942 s fast identisch. Hier beträgt die Matrizenkraft in der starren Simulation 13,657 MN und die der kompensierten 13,490 MN. In den letzten 0,005 s, in denen keine Stößelbewegung mehr stattfindet, fällt die Kraft in der kompensierten Simulation leicht ab.

Die höheren Kräfte der bombierten Simulation gegenüber der unkompensierten deuten darauf hin, dass das Bauteil weiter ausgeformt wird. Bei der Bewertung der Kraftverläufe sollte beachtet werden, dass die Kräfte aus der starren Simulation nicht unbedingt die realen Kräfte wiedergeben. Durch ein Aufdicken des Materials kann es in der starren Simulation zum Einklemmen des Bauteils und folglich zu einem Überschätzen der Kräfte kommen. Ziel sollte daher nicht das Erreichen des Kraftverlaufs der starren Simulation sein, sondern die Herstellbarkeit eines

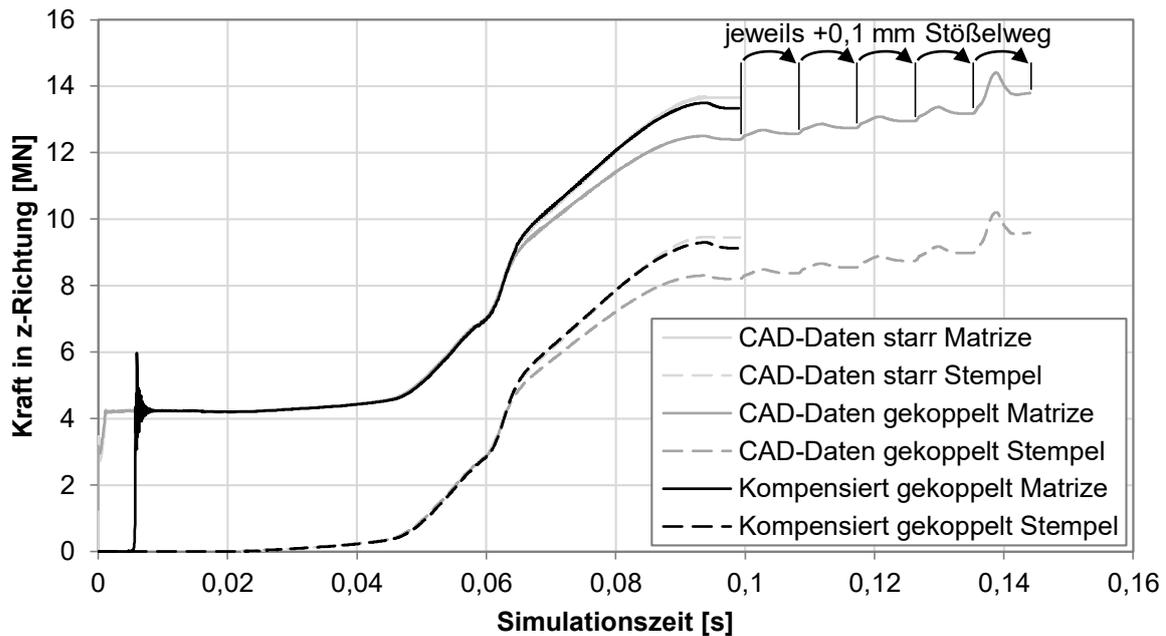


Abbildung 7.4: Beträge der Werkzeugkräfte aus PAM-STAMP bei kompensierter Simulation über der Simulationszeit für das STA verglichen mit der starren und der gekoppelten Simulation

vollständig ausgeformten Bauteils bei minimalem Kraftbedarf.

Abbildung D.24 im Anhang zeigt den Kraftverlauf der kompensierten gekoppelten Simulation für die TAV. Auch in diesem Fall sind starre und bombierte Simulation nahezu deckungsgleich.

Um die resultierende Form der bombierten Stempel- und Matrizenwirkfläche im UT bewerten zu können, werden die Abstände zwischen den Wirkflächen im Endzustand der gekoppelten Simulation mit der ursprünglichen Designgeometrie verglichen. Der entsprechende Konturplot ist in Abbildung 7.5 für das STA dargestellt. Das angestrebte Ziel ist eine möglichst geringe Abweichung zur Designgeometrie. An der Matrize beträgt der maximale Abstand mittig am Dachrahmen 0,039 mm und an der B-Säule des Stempel 0,044 mm. Folglich verbleibt eine geringe Durchbiegung im Bereich von wenigen Hundertstel Millimetern. Gegenüber dem un-kompensierten Ergebnis ist jedoch eine klare Verbesserung durch die eingebrachte Bombierung sichtbar (vergleiche Abbildung 6.14).

Beim TAV-Werkzeug ergibt sich ein ähnliches Ergebnis. Die verbleibenden maximalen Abweichungen betragen 0,016 mm am Stempel und 0,019 mm an der Matrize. Die zugehörigen Konturplots sind der Abbildung D.25 im Anhang zu entnehmen.

Zur Beurteilung des tatsächlichen Werkzeugschlusses wird erneut der Abstand zwischen der Stempel- und Matrizenwirkfläche im UT ausgewertet. Der Konturplot für das STA ist in Abbildung 7.6 dargestellt. Verglichen mit der Abstandsmessung bei nicht kompensierten Wirkflächen (siehe Abbildung 6.16) ergibt sich ein nahezu konstanter Werkzeugschluss. Die Abstände liegen im Bereich von 0,75 bis 0,85 mm, womit sie dem angestrebten Wert von 0,77 mm sehr nahe

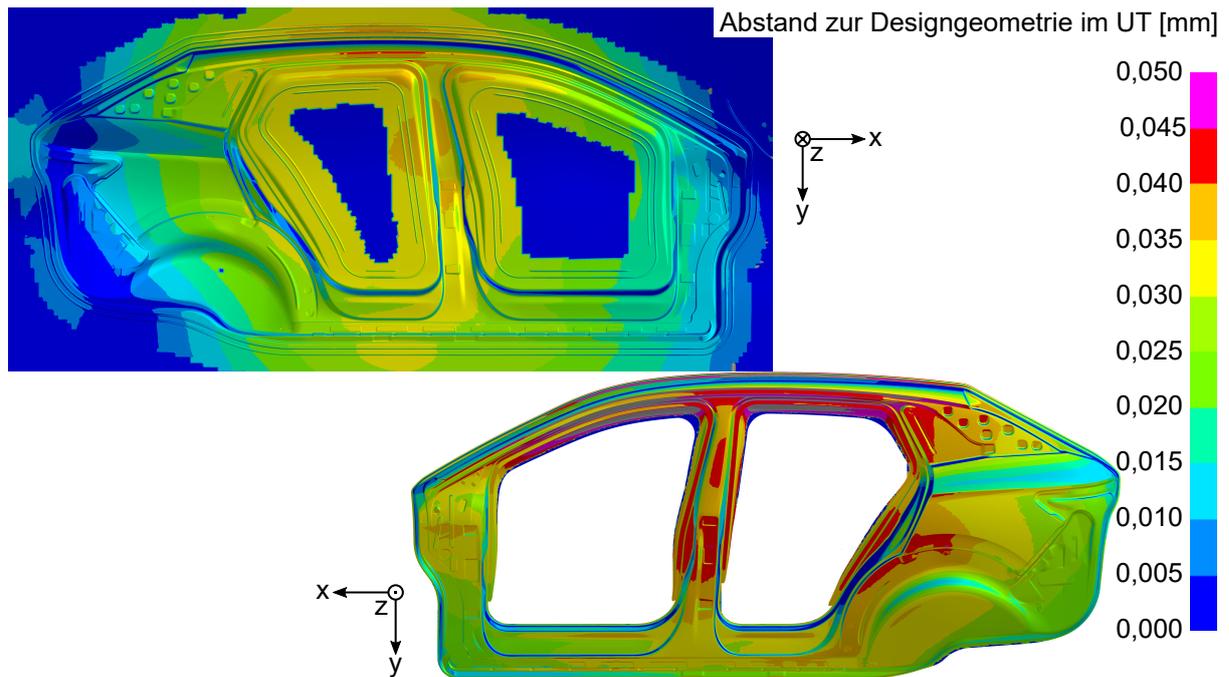


Abbildung 7.5: Abstand von Stempel- und Matrizenwirkfläche zur jeweiligen Designgeometrie im UT bei kompensierter Umformsimulation des STA

kommen. Für eine weitere Verbesserung des Werkzeugschlusses kann die Bombierung ausgehend vom Ergebnis der Simulation mit kompensierten Wirkflächen iterativ weiterentwickelt werden, bis die angestrebte Genauigkeit erreicht wird.

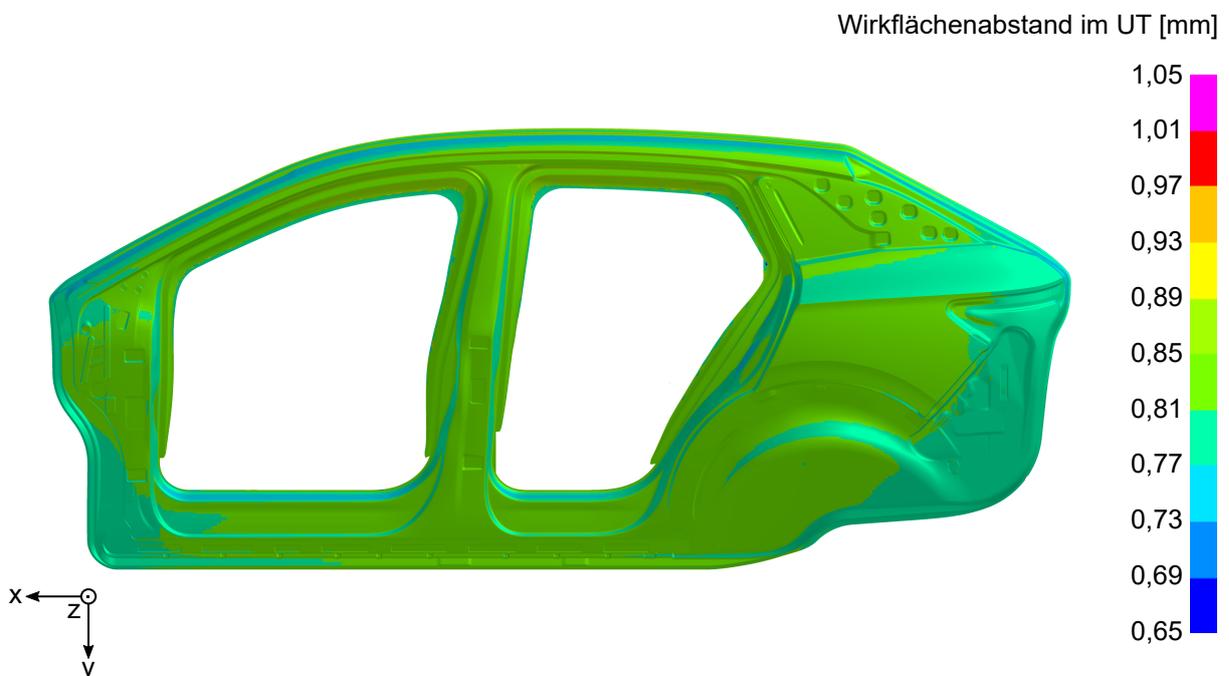


Abbildung 7.6: Abstand von Stempel- zu Matrizenwirkfläche im UT bei kompensierter Umformsimulation des STA

Auch beim in Abbildung 7.7 gezeigten Abstandsplot vom bombierten TAV-Werkzeug im UT ergibt sich ein homogeneres Bild als bei der Simulation ohne Kompensation (vergleiche Ab-

bildung 6.17). Die ermittelten Werte reichen von 0,655 bis 0,700 mm, was ebenfalls nur eine geringe Abweichung vom Auslegungswert von 0,66 mm bedeutet.

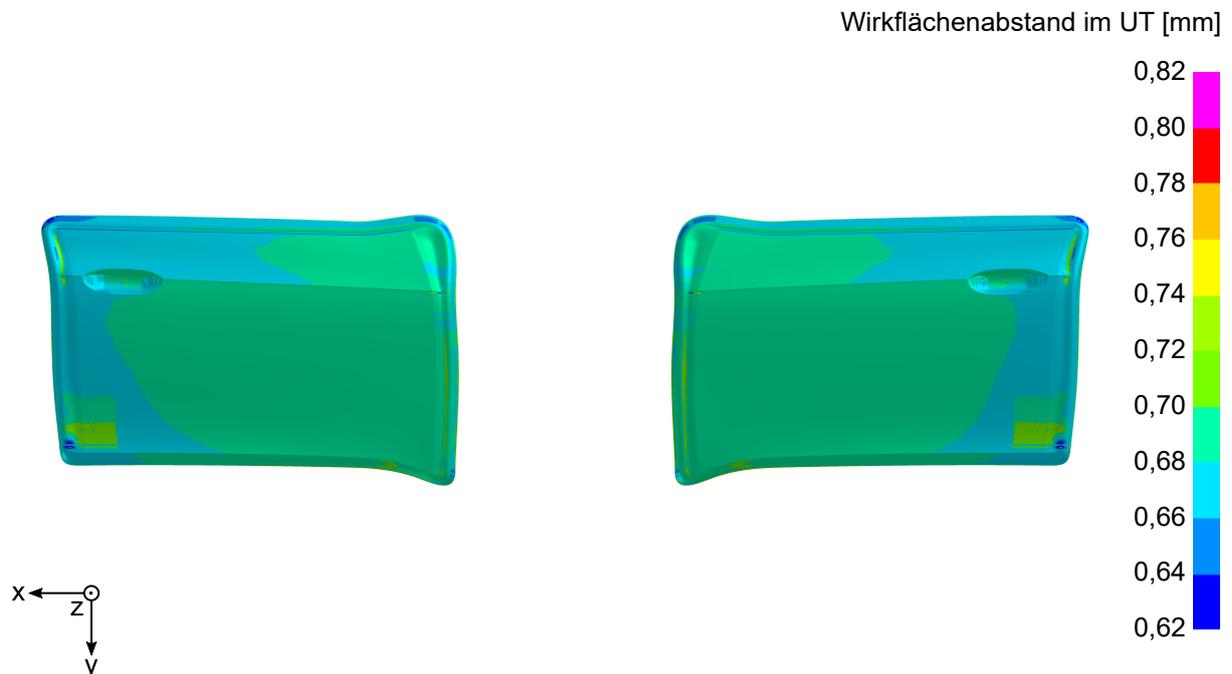


Abbildung 7.7: Abstand von Stempel- zu Matrizenwirkfläche im UT bei kompensierter Umformsimulation der TAV

Aus der Analyse des Einflusses der mithilfe der gekoppelten Simulation ausgelegten Bombierung auf den Werkzeugschluss wird deutlich, dass sich eine signifikante Verbesserung durch ein direktes Kompensieren der unter Last auftretenden Verschiebungen erzielen lässt. Welchen Effekt dies auf die Form- und Maßhaltigkeit der Versuchsbauteile hat, wird nach dem in Abschnitt 6.3.2 beschriebenen Vorgehen mit einem vereinfachten umlaufenden Beschnitt und Rücksprung simuliert. Die aufgesprungenen Bauteile werden wie zuvor beschrieben an den selben Punkten gelagert und der Abstand zum Bauteil aus der Simulation mit starren Werkzeugen ermittelt.

In Abbildung 7.8 ist das Ergebnis für das STA-Bauteil dargestellt. Verglichen mit dem Seitenteil aus der nicht bombierten gekoppelten Simulation (siehe Abbildung 6.20) ergibt sich ein deutlich homogenerer Konturplot. Es liegen kaum lokale Extrembereiche vor, besonders klar ist dies an den Verprägungen zu erkennen. Anders als beim nicht vollständig ausgeformten Bauteil zeichnen sich die Prägungen nicht durch helle oder dunkle Flecken ab. Zwar liegen die betragsmäßig größten lokalen Abweichungen mit $-1,339$ mm an der hinteren Spitze und $1,267$ mm am hinteren Ende des Schwellers geringfügig über den Abweichungen des Bauteils ohne Bombierung, nichtsdestotrotz ist das Ergebnis des vollständiger ausgeformten Bauteils mit kompensierten Wirkflächen eindeutig zu bevorzugen.

Analog werden die TAV-Bauteile nach Kompensation der Wirkflächen in Abbildung 7.9 gezeigt. Verglichen mit den Bauteilen aus der Simulation ohne Bombierung ist eine leichte Verbesserung zu erkennen. Vor allem die Flächen oberhalb der Designlinie am Türgriff sind deutlich homogener. Die Zahl der lokalen Minima und Maxima ist ebenfalls geringer. Auch die betragsmäßigen

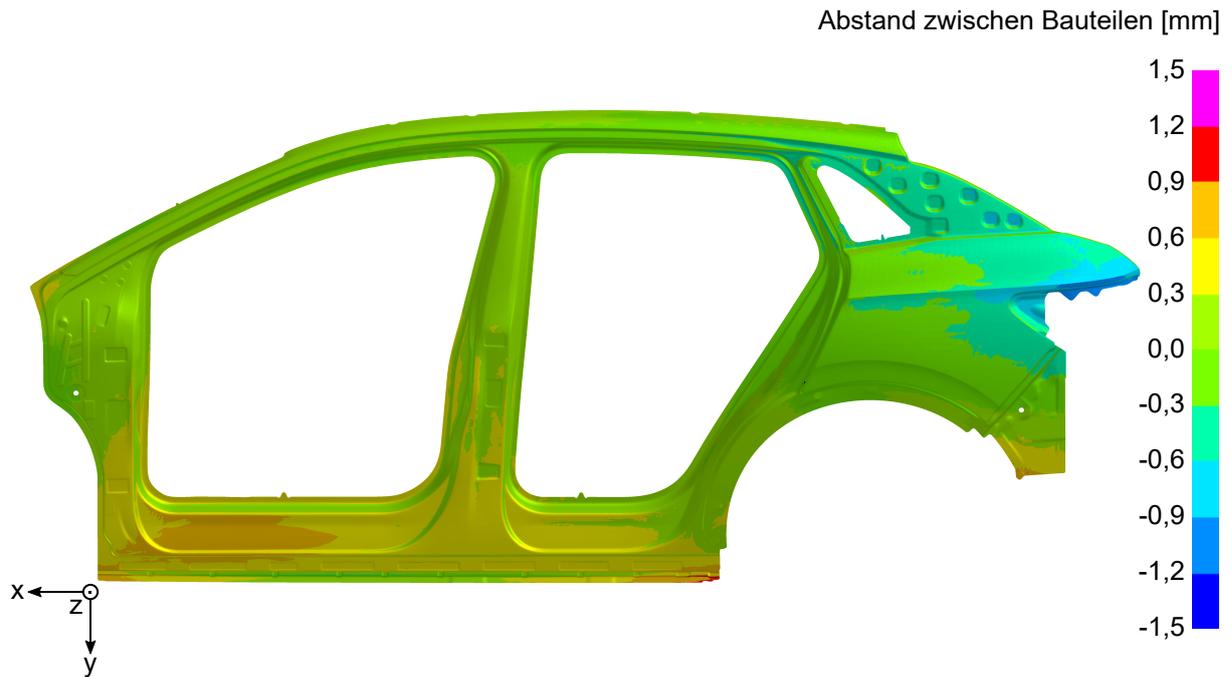


Abbildung 7.8: Abstand zwischen den beschnittenen und aufgesprungenen STA-Bauteilen aus starrer und kompensierter Umformsimulation

Maximalwerte liegen mit $-2,980$ mm und $1,374$ mm etwas unter denen der Simulation ohne Kompensation.

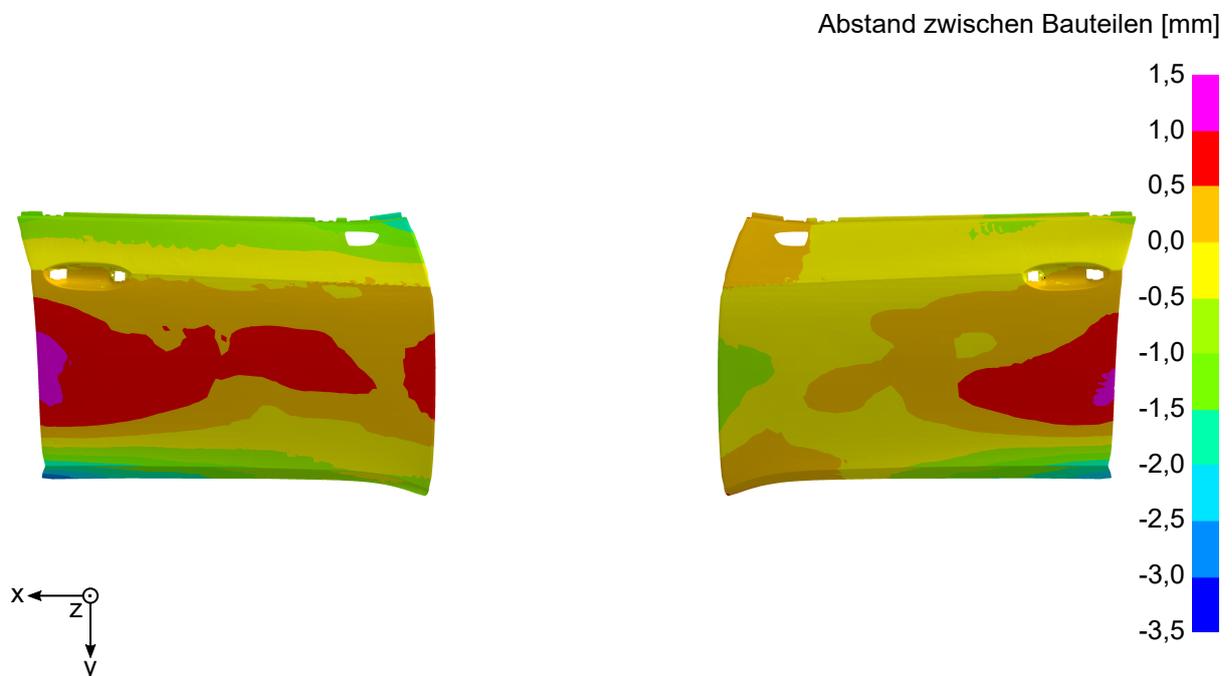


Abbildung 7.9: Abstand zwischen den beschnittenen und aufgesprungenen TAV-Bauteilen aus starrer und kompensierter Umformsimulation

8 Integration der Methodik in die industrielle Praxis

In den vorherigen Kapiteln wurde gezeigt, dass die Kopplung von Umform- und Struktursimulation im Werkzeugentstehungsprozess einen deutlichen Mehrwert bietet. Speziell die Auslegung von werkzeug- und pressenspezifischen Bombierungen zur Kompensation der elastischen Durchbiegung unter Prozesslast ermöglicht eine effizientere Inbetriebnahme von Werkzeugen und kann zu Kosten- und Zeiteinsparungen führen. Jedoch ist die Integration von komplexen Methoden in den Serienbetrieb in der industriellen Praxis häufig mit größeren Hürden verbunden.

Zum einen sorgen die Durchführung der gekoppelten Simulation sowie die Auslegung der Bombierung in einigen Fachbereichen zunächst für eine zusätzliche Belastung, auch wenn insgesamt Zeit gespart wird. Die erforderlichen Kapazitäten sind aufgrund des in der Regel eng getakteten Tagesgeschäfts nicht ohne Weiteres verfügbar.

Zum anderen erfordert die Umsetzung neuer Vorgehensweisen im Serienbetrieb immer ein gewisses Maß an Risikobereitschaft, da vom bekannten Standard abgewichen wird. Im ungünstigsten Fall können Mehrkosten und Zeitverzögerungen im PEP die Folge sein.

Um den wirtschaftlich sinnvollen Einsatz der entwickelten Methodik in der industriellen Praxis sicherzustellen, werden im Folgenden Potenziale, Voraussetzungen und Handlungsempfehlungen für die Umsetzung diskutiert.

Zunächst sollte sichergestellt werden, dass der manuelle Tuschieraufwand tatsächlich auf eine unzureichende Berücksichtigung der elastischen Werkzeug- und Pressendurchbiegung zurückzuführen ist. Andere Ursachen könnten beispielsweise zu hohe Fertigungstoleranzen beim Fräsen oder Konstruktions- beziehungsweise Montagefehler sein. Diese potenziellen Fehlerquellen können mithilfe von 3D-Oberflächenmessungen der unbelasteten montierten Werkzeughälften mit geringem Mehraufwand ausgeschlossen werden.

Ist diese Grundvoraussetzung erfüllt, sollten die potenziellen Einsparungen beim manuellen Tuschieren der Werkzeugwirkflächen gegenüber dem erforderlichen Mehraufwand zur Durchführung und Auswertung der gekoppelten Simulation analysiert werden. Dabei muss eine Vielzahl an Randbedingungen beachtet werden:

- Wie hoch ist der Aufwand für das manuelle Tuschieren erfahrungsgemäß, unter Berücksichtigung von Bauteilgeometrie und Einarbeitungspreise?
- Mit welcher Zeitersparnis kann gerechnet werden, vorausgesetzt, das gewünschte Startdruckbild wird erreicht?
- Hat die potenzielle Reduzierung der Überkopf-Schleifarbeit einen positiven Effekt auf die Ergonomiebewertung des Arbeitsplatzes?
- Wie hoch ist das Risiko, dass die Wirkflächen aufgrund eines nicht korrekturfähigen Startdruckbilds erneut gefräst werden müssen?

- Sind die erforderliche Kapazität und das Fachwissen zur Durchführung und Interpretation der Simulation im Fachbereich vorhanden?
- Welche Teilschritte der Bombierungsauslegung lassen sich automatisieren oder an externe Dienstleister vergeben?
- Liegen alle benötigten Eingangsdaten rechtzeitig vor oder hat die Bombierungsauslegung eine Verlängerung des PEPs zur Folge?

Darüber hinaus sollte geprüft werden, inwiefern sich Synergien zwischen ähnlichen Bauteilen nutzen lassen. Beispielsweise sind STA-Werkzeuge von Derivaten in der Regel sehr ähnlich. Somit könnte eine ausgelegte Bombierung für mehrere Fahrzeugprojekte eingesetzt werden. Folgende Indikatoren deuten auf einen potenziell wirtschaftlichen Einsatz der entwickelten Methodik hin:

- Es liegen keine oder unzureichende Erfahrungswerte für eine zielführende Bombierung des Bauteils vor.
- Das Werkzeug soll auf einer instandgesetzten oder bisher unbekanntem Presse eingearbeitet werden.
- Die Rippenstruktur der Kassetten oder Einsätze wird signifikant gegenüber dem Standard abgeändert.

Kommt der Einsatz der gekoppelten Simulation in Frage, sollte das Durchbiegungsverhalten der verwendeten Presse analysiert werden. Für Großteil-Pressen konnte in dieser und anderen Arbeiten (siehe unter anderem Struck (2010), Wolf und Brodbeck (2011), Pilthammar, Wall und Sigvant (2017)) ein maßgeblicher Einfluss der Maschinensteifigkeit auf den Werkzeugschluss nachgewiesen werden. Für kleinere Pressen oder bei geringeren Umformkräften könnte der Anteil des Maschineneinflusses geringer sein als die Stauchung der Werkzeuge und die lokalen Deformationen der Wirkflächen. Sind die Konstruktionsdaten der Werkzeuge verfügbar, ist eine Analyse der Steifigkeit unter Annahme von konstanten Lasten ohne größeren Aufwand möglich. Ist der Einfluss der Presse relevant für den Einarbeitungsprozess, muss das Verhalten unter Last charakterisiert werden.

Das in dieser Arbeit verwendete PFA bietet eine Reihe an Vorteilen für die Erfassung des Maschinenverhaltens. Die hohe Genauigkeit, Flexibilität und Reproduzierbarkeit bei minimalem Messaufwand ermöglicht die effiziente Vermessung einer großen Anzahl an Pressen. Verglichen mit einfacheren Messsystemen machen die erhöhten Investitionskosten eine Messvorrichtung wie das PFA jedoch erst ab einem gewissen Messumfang wirtschaftlich.

Zur erfolgreichen Umsetzung der gekoppelten Simulation ist nicht zwangsläufig eine Messung mit dem Umfang des PFAs erforderlich. Für die Kalibrierung der FE-Ersatzmodelle wird lediglich eine ausreichend genaue Erfassung der Durchbiegung über die gesamten Aufspanflächen

benötigt. Damit das linear-elastische Durchbiegungsverhalten hinreichend genau bestimmt werden kann, sollten mindestens drei, besser fünf unterschiedliche Kräfte pro Lastfall aufgenommen werden.

Grundsätzlich ist eine Pressenvermessung mit kontinuierlicher Stößelbewegung zu bevorzugen, da so das dynamische Verhalten im Prozess am genauesten erfasst wird. Allerdings ist die dynamische Messung in der Regel aufwendiger als eine statische Belastung. Daher kann auch eine statische Messung unter Umständen zielführend sein. Vor allem bei älteren Pressen sollte von einer ausschließlichen Beschreibung des Pressenverhaltens auf Basis der 3D-Konstruktionsdaten abgesehen werden, da nicht sichergestellt ist, dass die reale Presse aufgrund von Verschleiß und Instandhaltungsmaßnahmen dem theoretischen Idealverhalten entspricht.

Generell ist es empfehlenswert, die Pressenvermessung in regelmäßigen Abständen zu wiederholen. Ein Intervall von drei bis fünf Jahren scheint sinnvoll zu sein. Damit können zum einen die virtuellen Ersatzmodelle aktuell gehalten werden, zum anderen lassen sich aus der Änderung des Maschinenverhaltens Rückschlüsse auf den Verschleiß ziehen.

Die in dieser Arbeit entwickelten Ersatzmodelle von Schiebetisch und Stößel sind aufgrund der erzielten Genauigkeit bei gleichzeitig minimaler Rechenzeit prädestiniert für den Einsatz in der gekoppelten Simulation. Pro Pressenvermessung muss die Parameteroptimierung des Modells nur einmalig durchgeführt werden. Theoretisch wäre der Einsatz von komplexeren Pressenmodellen in der Struktursimulation ebenfalls möglich, allerdings ist dies nur auf Kosten höherer Berechnungszeit umsetzbar.

Eine zusätzliche Rechenzeiterparnis kann durch eine effiziente Vernetzung der Volumenkörper erreicht werden. Beispielsweise sind die äußeren Bereiche der Kassetten für die Auslegung der Bombierung nicht ausschlaggebend, sodass hier eine deutlich gröbere Vernetzung hinreichend wäre. Die Werkzeugwirkflächen hingegen sollten sowohl in der Umform- als auch in der Struktursimulation möglichst fein vernetzt werden, um das bestmögliche Mapping-Ergebnis zu erzielen. Auch wenn das Offsetieren der Stempelwirkfläche um die Blechdicke in den CAD-Daten einen größeren Mehraufwand bedeutet, ist dieser nach derzeitigem Entwicklungsstand der XMX-Schnittstelle in PAM-STAMP unabdingbar für ein ausreichend genaues Mapping.

Aufgrund der effizienten Prozessgestaltung dauert die Auslegung einer Werkzeugbombierung mit Simulationsaufbau, Berechnung und Auswertung nur wenige Tage. Für die Anwendung im Serienprozess ist es erforderlich, dass alle notwendigen Eingangsdaten rechtzeitig vorliegen. Dazu ist es empfehlenswert, im PEP verbindliche Meilensteine festzulegen, die dokumentieren, welche Daten in welchem Entwicklungsstand von wem zur Verfügung gestellt werden müssen. Des Weiteren sollte der Prozess zur Auslegung der Bombierung detailliert beschrieben werden, sodass klar ist, wer zu welchem Zeitpunkt mit den Daten arbeitet und wann die Ergebnisse an wen übergeben werden müssen. Diese Randbedingungen klingen trivial, sind jedoch für eine erfolgreiche Umsetzung in der industriellen Praxis nicht zu unterschätzen.

Bei der Durchführung der gekoppelten Simulation sollten die in Abschnitt 6.3.1 beschriebenen Einstellungen wie beispielsweise die Steuerung des Stößelwegs mittels Geschwindigkeitskurve

berücksichtigt werden. Sollen die Ergebnisse der gekoppelten Simulation zusätzlich mit der starren Berechnung verglichen werden, ist die Verwendung der Geschwindigkeitskurve auch in der starren Simulation zu empfehlen.

Um die Güte der virtuell ausgelegten Bombierung zu prüfen, ist es empfehlenswert, eine zweite gekoppelte Simulation mit kompensierten Wirkflächen durchzuführen (siehe Abschnitt 7.2). Basierend auf den Ergebnissen kann die Bombierung weiter verfeinert werden. Theoretisch sind weitere Iterationsschleifen denkbar, allerdings sind diese aufgrund des engen Zeitplans im Werkzeugentstehungsprozess in der Regel nicht realisierbar.

Zur Überführung der berechneten Bombierung in die CAD-Wirkflächen gibt es mehrere Möglichkeiten. Die einfachste Methode ist die manuelle Anpassung der in Abschnitt 6.1 beschriebenen Verformungsvorschrift zur Überwölbung der Wirkflächen. Dazu können zusätzliche Stützstellen eingeführt werden, um die Form der generierten Fläche an die berechnete Bombierung anzupassen. Zwar lässt sich dieser Ansatz mit geringem Aufwand umsetzen, allerdings muss davon ausgegangen werden, dass die Bombierung gewisse Abweichungen zum Simulationsergebnis aufweist. Ein genaueres Ergebnis lässt sich mittels Morphing in einer geeigneten Software erzielen. Dabei werden die CAD-Wirkflächen automatisch an die bombierten Werkzeugnetze angepasst. Allerdings muss hier darauf geachtet werden, dass die Oberflächenqualität – speziell bei Außenhautteilen – beibehalten wird.

Es ist außerdem zu bedenken, ob die Werkzeugbombierung wie bisher üblich nur kumuliert matrizenseitig eingebracht werden sollte oder ob eine separate Bombierung an Stempel und Matrize sinnvoll wäre. In der Theorie sollte das beidseitige Kompensieren zur Form- und Maßhaltigkeit beitragen, da die geschlossenen Werkzeuge so am ehesten der Designgeometrie entsprechen und das Bauteil nicht wie bei einseitiger Bombierung „überdrückt“ wird. Allerdings ist dieser Einfluss verglichen mit der Unsicherheit im Rücksprungverhalten des Bauteils vermutlich vernachlässigbar. Andererseits könnte die beidseitige Bombierung wiederum einen positiven Einfluss auf die Rückfederung haben. Aufgrund des zusätzlichen Aufwands der beidseitigen Kompensation erscheint die kumulierte matrizenseitige Bombierung beim manuellen Anpassen der Verformungsvorschrift eher praktikabel. Jedoch spricht beim automatisierten Morphing der Werkzeugflächen nichts gegen eine beidseitige Bombierung.

Weiterhin ist es unabdingbar, zusätzliche Maßnahmen zur Einstellung der Druckverteilung am Bauteil zu berücksichtigen. Der Druck an einem einzelnen Punkt des Bauteils resultiert aus der lokalen Blechdicke und dem Abstand zwischen den Wirkflächen an diesem Punkt. Dieser lokale Abstand wiederum hängt vom vorgehaltenen Ziehspalt, vom Betrag der Werkzeug- und Pressendurchbiegung, von der Bombierung zur Kompensation der Durchbiegung und vom vorgehaltenen Druckband ab. Über die Simulation und Kompensation der Pressendurchbiegung sollte der Werkzeugschluss näherungsweise dem gewünschten Ziehspalt entsprechen. Damit Druck am Bauteil anliegt, müssen also die Druckbänder auf die Blechdicke abgestimmt werden. Dies ist wichtig für die Auslegung der Druckbereiche, da die unveränderte Anwendung der erfahrungsbasierten Aufmaße gegebenenfalls zu schlechten Ergebnissen beim Startdruckbild führen könnten. Eine

mögliche Ursache könnte sein, dass die erfahrungsbasierten Werte nur im Zusammenspiel mit einer unzureichenden Kompensation der Pressendurchbiegung zielführende Ergebnisse geliefert haben. Bei der Bewertung der simulationsgestützten Auslegung der Bombierung in der Praxis müssen diese Einflüsse unbedingt beachtet werden.

Eine Herausforderung, die trotz der verbesserten Genauigkeit der Bombierung bleibt, ist der erneute Einarbeitungsaufwand nach Transfer der Werkzeuge von der Einarbeitspresse auf die Serienpresse. Häufig zeigt die Produktionspresse ein anderes Durchbiegungsverhalten, was zu erneutem manuellen Tuschieraufwand führt.

Die entwickelte Methodik bietet das Potenzial, diese unerwünschte Doppelarbeit zu vermeiden. Bisher wird viel Wert auf die Erstellung des Druckbilds in der Einarbeitung gelegt, auch wenn dieses nur bedingt aussagekräftig für die Bauteilqualität in der Serienpresse ist. Unter der Voraussetzung, dass das Startdruckbild aufgrund der simulationsgestützten Bombierung nur eine minimale manuelle Nacharbeit erfordert, wäre es denkbar, die hohen Anforderungen an das Druckbild in der Einarbeitung zu senken und stattdessen die für die Serienpresse erforderliche Kompensation einzufräsen. Um dies in der Praxis umsetzen zu können, muss jedoch ein ausreichendes Vertrauen in die Methodik vorhanden sein, das am besten über den Nachweis der Einarbeitungsreduzierung an einer Reihe unterschiedlicher Bauteile aufgebaut werden kann.

Ein anderer Ansatz zur Vermeidung von Doppelarbeit ist das Anpassen des Durchbiegungsverhaltens der Einarbeitungspresse auf die Serienpresse. Ist das elastische Verhalten beider Maschinen bekannt, kann das Durchbiegungsverhalten von Umformwerkzeugen in der Einarbeitung gezielt mithilfe von bombierten Adapterplatten manipuliert werden. Diese Platten könnten entweder aktiv steuerbar sein, um mit einer einzelnen Vorrichtung unterschiedliche Pressencharakteristiken einstellen zu können, oder passiv in Form von gewölbten Stahlplatten, die lediglich eine Charakteristik ermöglichen. Wesentliche Vorteile der passiven Platten wären geringe Investitionskosten und praktisch keine Instandhaltungskosten.

Bei allen diskutierten Punkten ist es von großer Wichtigkeit, alle beteiligten Fachbereiche frühzeitig einzubinden, beginnend bei den Pressen-Verantwortlichen hinsichtlich der durchzuführenden Messungen über die Fachbereiche des Werkzeugbaus wie Konstruktion, Methodenplanung und Wirkflächengestaltung bis zur Einarbeitung. Durch das aktive Einbeziehen der Experten in den Entwicklungsprozess können frühzeitig Schwächen oder Stolpersteine in der Vorgehensweise erkannt und beseitigt werden. Darüber hinaus wird so von Anfang an das Vertrauen in die Methodik gestärkt und die Bereitschaft zur späteren Umsetzung im Serienbetrieb erhöht.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Steigende Variantenvielfalt und kürzere Produktlebenszyklen in der Automobilbranche machen die Entwicklung effizienterer Fertigungsprozesse erforderlich. Die Herstellung von Presswerkzeugen zur Fertigung von Karosseriebauteilen spielt im Produktentstehungsprozess (PEP) eines Fahrzeugs eine zentrale Rolle. Vor allem die manuelle Einarbeitung von Werkzeugen ist zeit- und kostenintensiv. In der vorliegenden Arbeit wird ein Beitrag zur Reduzierung des manuellen Aufwands erarbeitet, indem die elastische Durchbiegung von Werkzeugen und Pressen unter Last in der Umformsimulation berücksichtigt und kompensiert wird.

Für die Erfassung der Pressenkennwerte wird das Pressenfingerabdruck-Werkzeug (PFA) der Volkswagen AG verwendet. Diese Messvorrichtung ermöglicht eine umfassende Vermessung von XL-Pressen bei minimalem Zeitaufwand. Wegen der großen Anzahl an Einarbeitungs- und Produktionspressen in den Presswerken des Volkswagen Konzerns wird ein Excel-Tool mit VBA-Modulen zur automatisierten Aufbereitung und Auswertung der Messdaten entwickelt. Im Rahmen dieser Arbeit werden acht Pressen mit maximaler Diversität in ihrem Verhalten zur Analyse ausgewählt. Der Fokus liegt auf der Charakterisierung des elastischen Durchbiegungsverhaltens von Schiebetisch und Stößel. Es werden jeweils die drei Durchbiegungstypen Parabel, Plateau und W-Profil (beziehungsweise M-Profil am Stößel) identifiziert.

Damit die PFA-Messdaten für die Erstellung der Ersatzmodelle verwendet werden können, wird eine Standardmessung des PFAs um ein optisches Tracking-System erweitert. Dieses erfasst das Durchbiegungsverhalten im Randbereich der Aufspannfläche, welcher nicht vom PFA erfasst werden kann. Aus der erweiterten Messung wird ein universeller Korrekturfaktor abgeleitet.

Um das elastische Pressenverhalten im digitalen Werkzeugentstehungsprozess berücksichtigen zu können, werden FE-Ersatzmodelle für Schiebetisch und Stößel entwickelt. Zu den Anforderungen an die Modelle zählt eine möglichst genaue Abbildung der drei zuvor identifizierten Durchbiegungstypen bei minimaler Komplexität, um geringe Simulationszeiten zu ermöglichen. Es werden lediglich die Aufspannflächen von Tisch und Stößel modelliert. Hier hat sich die Verwendung von Schalenelementen in Kombination mit linearen Federelementen als zielführend erwiesen. Mittels Parameteroptimierung werden die Federsteifigkeiten solange angepasst, bis das simulierte Durchbiegungsverhalten den gemessenen Werten entspricht. Es wird gezeigt, dass die Universalmodelle nach maschinenspezifischer Kalibrierung in der Lage sind, alle Durchbiegungstypen hinreichend genau abzubilden. Die entwickelten Ersatzmodelle werden mithilfe asymmetrischer Belastungen validiert.

Anhand von zwei Versuchswerkzeugen (STA und TAV) werden zwei Ansätze zur virtuellen Analyse des Durchbiegungsverhaltens und der daraus resultierenden Bombierungsauslegung verfolgt. Beim entkoppelten Simulationsansatz werden die Kontaktkräfte am Bauteil im UT aus einer konventionellen Umformsimulation mit starren Werkzeugen exportiert und per Mapping auf die Wirkflächen des Strukturmodells – bestehend aus Pressenersatzmodell und Werkzeugvolumenmodell – übertragen. Der Vergleich der ausgelegten Bombierung mit den Erfahrungswerten aus der Praxis zeigt jedoch deutliche Unterschiede. Die Durchbiegung in der Simulation ist

wesentlich stärker, was möglicherweise auf eine unrealistische Kontaktkraftverteilung in der starren Umformsimulation zurückzuführen ist.

Beim zweiten verfolgten Ansatz, der Mehrschritt-Kopplung, laufen Umformsimulation mit quasi starren Werkzeugen und Struktursimulation parallel ab. Dabei werden abhängig vom Kopplungsintervall die Kontaktkräfte an den Werkzeugwirkflächen aus der Umformsimulation an die Struktursimulation übertragen, welche das elastische Durchbiegungsverhalten auswertet und die resultierende Verlagerung an den Wirkflächen an die Umformsimulation zurückgibt. Die mittels Mehrschritt-Kopplung ausgelegte Bombierung liefert wesentlich praxisnähere Ergebnisse. Darüber hinaus lässt sich die Auswirkung der Elastizität auf den Umformprozess und auf die Bauteilqualität analysieren. Folglich wird dieser Ansatz weiterverfolgt.

Zur Validierung der erarbeiteten Simulationsmethodik wird der Abstand zwischen Stempel und Matrize im UT mittels Bleiabdruck experimentell ermittelt und mit den numerisch bestimmten Abständen verglichen. Es ergibt sich eine sehr gute Übereinstimmung. Die Effektivität der virtuell ausgelegten Bombierung wird anhand einer weiteren gekoppelten Simulation mit kompensierten Wirkflächen für beide Versuchswerkzeuge analysiert. Wie zu erwarten, zeigen die Simulationen mit Bombierung eine deutliche Verbesserung des Werkzeugschlusses im UT.

Abschließend werden Handlungsempfehlungen zum wirtschaftlichen Einsatz und zur zielführenden Umsetzung der erarbeiteten Simulationsmethodik in der industriellen Praxis gegeben.

Die beschriebene FE-Modellierung birgt das Potenzial in sich, die Rechenzeiten noch weiter zu reduzieren. Durch eine optimierte Vernetzung der Volumenkörper, speziell eine gröbere Abbildung der weniger relevanten Bereiche der Werkzeugkassetten, kann die Elementanzahl mit minimalem Aufwand reduziert werden. Hierzu sollten weitere Untersuchungen zur optimalen Vernetzung durchgeführt werden. Darüber hinaus wäre es denkbar, Ansätze wie die Hybridvernetzung oder die Statische Kondensation (siehe Haufe, Roll und Bogon (2008), Struck (2010, S. 69–79), Penter (2016)) in der gekoppelten Simulation zu nutzen. Voraussetzung ist, dass die Ansätze in VPS integrierbar sind. Dabei sollte aber unbedingt geprüft werden, ob die mögliche Rechenzeiterparnis den zusätzlichen Modellierungsaufwand im industriellen Umfeld rechtfertigt.

Wie bei der Beschreibung der Modellbildung diskutiert, lässt sich das Kippverhalten des Stößels mit geringem zusätzlichem Aufwand ebenfalls im Ersatzmodell darstellen. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde das Kippverhalten aufgrund der relativ mittigen Krafteinleitung der beiden Versuchswerkzeuge jedoch aus Gründen der Rechenzeiterparnis vernachlässigt. Bei Werkzeugen mit deutlich asymmetrischer Krafteinleitung oder bei nur einseitiger Beladung eines Tandem-Werkzeugs hat die Stößelkippung vermutlich einen wichtigen Einfluss auf den Umformprozess. Bei entsprechender Aufgabenstellung sollte die gekoppelte Simulation mit drehelastischem Stößel genauer analysiert werden.

Um den manuellen Einarbeitungsaufwand nicht nur beim Tuschieren der Matrize, sondern auch beim Anpassen der Blechhalter reduzieren zu können, sollte die Integration eines geeigneten Ziehkissenersatzmodells in die gekoppelte Simulation das nächste Entwicklungsziel sein. Die größte Herausforderung dabei ist die standardisierte Erfassung beziehungsweise Auswertung des Durchbiegungsverhaltens am Druckkasten. Anders als an den Aufspannflächen von Schiebetisch und Stößel kann die Durchbiegung mit dem PFA nicht direkt über taktile Sensoren gemessen werden. Erste Untersuchungen zu einer indirekten Bestimmung des elastischen Verhaltens über die Stößeldurchbiegung bei Belastung des Ziehkissens wurden bereits durchgeführt. Simulationsseitig sind alle Voraussetzungen für eine praktikable Integration des Ziehkissens bereits erfüllt.

Durch die geringen Rechenzeiten und die einfache Anwendung der Simulationsmethodik ist die Grundlage für eine Berücksichtigung der Elastizität in der Herstellbarkeits- und Rückfederungssimulation im Rahmen der Methodenplanung geschaffen worden. Vor allem nach Integration des elastischen Ziehkissen- und Blechhalterverhaltens würde sich eine genauere Vorhersage des Einzugsverhaltens und der Blechdurchdünnung ergeben, mit der das Auftreten von Rissen in der Werkzeugeinarbeitung noch zuverlässiger verhindert werden könnte. Zudem sollte die Genauigkeit der Rückfederungssimulation ebenfalls steigen. Allerdings hätte die Integration der gekoppelten Simulation in der Methodenplanung massive Änderungen in der bisherigen Aufgabenstruktur und im Ablauf zur Folge. Das liegt daran, dass die Kompensation der Elastizität bereits integraler Bestandteil der Herstellbarkeitssimulation werden würde, da sich ohne Bombierung keine zielführende Umformsimulation durchführen ließe. Gleichzeitig könnten die Aufmaßbereiche ebenfalls schon in der Herstellbarkeitssimulation erstellt und der Einfluss auf das resultierende Bauteil – vor allem nach Rückfederung – analysiert werden. Ob sich eine solch grundlegende Änderung und die damit verbundene Komplexitätssteigerung in der Methodenplanung durch eine extreme Minimierung des manuellen Einarbeitungsaufwands unter dem Strich rechnen würden, muss anhand von zukünftigen Projekten detailliert analysiert werden.

Die automatisierte Überführung der ausgelegten diskreten Bombierung vom FE-Netz in die Geometriedaten im industriellen Umfeld ist bisher nicht ausreichend untersucht worden. R. Lingbeek (2008, S. 89–111) zeigt, dass ein Morphing unter Beibehaltung der Oberflächenqualität der Geometriedaten grundsätzlich möglich ist. Für eine praktikable Anwendung ist jedoch die Integration der Methodik in eine kommerzielle Software erforderlich.

Wie im vorherigen Abschnitt bereits diskutiert, sollte mithilfe der gekoppelten Simulation untersucht werden, ob das matrizenseitige Einbringen der kumulierten Bombierung negative Auswirkungen auf die Bauteilqualität hat. Dabei sollte unter anderem die Form- und Maßhaltigkeit der Bauteile nach Rücksprung im Vergleich zwischen ein- und beidseitiger Bombierung untersucht werden.

Grundsätzlich ist die erarbeitete Methodik der gekoppelten Simulation ebenfalls geeignet, ein virtuelles Tuschierbild zur Bewertung der Druckverteilung am Bauteil – speziell zur optimalen

Gestaltung der Aufmaßbereiche wie Druckbänder und Tuschieraufmaße sowie Freimachungen – zu erstellen. Dazu sollten jedoch dicke Schalenelemente verwendet werden, die eine Kompression in Normalenrichtung abbilden können. In welchem Maße die Simulationszeit durch die rechenintensiveren Elemente erhöht wird und inwiefern sich ein experimentell erzeugtes Blaubild vorhersagen lässt, sollte näher untersucht werden.

Mit den Erkenntnissen aus dem resultierenden Durchbiegungsverhalten von Werkzeug und Presse während des Umformprozesses könnten Rückschlüsse auf eine optimale Gestaltung der Gusskörper gezogen werden. Im einfachsten Fall könnten Position und Dicke von Gussrippen in den Einsätzen und in den Werkzeugkassetten manuell iterativ angepasst werden. Für eine hinsichtlich Spannung, Steifigkeit, Gewicht und Materialeinsatz optimierte Auslegung der Gusskörper kann das Durchbiegungsverhalten eine zentrale Randbedingung zur Topologieoptimierung darstellen.

A Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1:	Kostenstruktur für die Herstellung der Ziehwerkzeuge links/rechts (OP20) zur Fertigung eines STA (Birkert, Haage und Straub, 2013, S. 427).....	2
Abbildung 1.2:	Standorte der Presswerke aller Marken des Volkswagen Konzerns inklusive Joint Ventures.....	3
Abbildung 2.1:	Prozessdarstellung des einfachwirkenden Karosserieziehens als Verfahrenskombination aus Tiefziehen und Streckziehen bei a) geöffnetem Werkzeug, b) geschlossenem Blechhalter und c) Prozessende	5
Abbildung 2.2:	Einflussgrößen auf den Umformprozess (in Anlehnung an Doege und Behrens (2016, S. 284))	7
Abbildung 2.3:	Prinzipdarstellung und Stößelweg-Kurbelwinkel-Verlauf einer mechanischen Presse (nach Doege und Behrens (2016, S. 699))	9
Abbildung 2.4:	Prinzipdarstellung und Stößelweg-Zeit-Verlauf einer hydraulischen Presse (nach Doege und Behrens (2016, S. 700))	10
Abbildung 2.5:	Prinzipdarstellung einer hydraulischen Zieheinrichtung (in Anlehnung an Schuler GmbH (1996, S. 250))	11
Abbildung 2.6:	Übersicht zum zeitlichen Ablauf der Werkzeugentstehung (in Anlehnung an Birkert, Haage und Straub (2013, S. 364))	13
Abbildung 2.7:	Schematische Darstellung des elastischen Durchbiegungsverhaltens von Presse und Werkzeug im UT sowie das resultierende Aufklaffen der Wirkfuge	17
Abbildung 2.8:	Ansätze zur Kompensation des Durchbiegungsverhaltens an den Werkzeugwirkflächen (in Anlehnung an Birkert, Haage und Straub (2013, S. 333)).....	17
Abbildung 3.1:	Einordnung der Zielsetzung in den Werkzeugentstehungsprozess	28
Abbildung 3.2:	Methodik zur Auslegung und Validierung der virtuellen Werkzeugbombierung	29
Abbildung 4.1:	Messaufbau Pressenfingerabdruck-Werkzeug in Umformpresse.....	33
Abbildung 4.2:	Lage der Messtaster zur Bestimmung der Durchbiegung am Schiebetisch	34
Abbildung 4.3:	Lage der PFA-Messtaster zur Bestimmung der Durchbiegung am Stößel	35
Abbildung 4.4:	Aktive Gasdruckfedern bei a) symmetrischer Belastung, b) asymmetrischer Belastung $k+A$ und c) asymmetrischer Belastung $k+B$ sowie d) aktive Pinolen bei Ziehkissenbelastung	36

Abbildung 4.5:	Ablaufdiagramm der Versuchsdurchführung nach Standardmessplan	37
Abbildung 4.6:	Rohsignal von Messtaster 3.5 bei 130 bar Vorspanndruck an Presse D ...	38
Abbildung 4.7:	Gefilterte Signale im Bereich von 5 bis 40 mm vor UT von Messtaster 3.5 bei vier unterschiedlichen Vorspanndrücken an Presse D.....	39
Abbildung 4.8:	Gruppieren der Messtaster zu Durchbiegungskurven am PFA-Unterteil..	40
Abbildung 4.9:	Gruppieren der Messtaster zu Durchbiegungskurven am PFA-Oberteil...	41
Abbildung 4.10:	Durchbiegungskurven in x-Richtung am Tisch von Presse D mit und ohne Anfangsverlagerung (v_{aZ}) bei 10 MN symmetrischer Belastung	42
Abbildung 4.11:	Durchbiegungskurven in y-Richtung am Tisch von Presse D mit und ohne Anfangsverlagerung (v_{aZ}) bei 10 MN symmetrischer Belastung	42
Abbildung 4.12:	Durchbiegungskurven in x-Richtung am Stößel von Presse D mit und ohne Anfangsverlagerung (v_{aZ}) bei 10 MN symmetrischer Belastung	43
Abbildung 4.13:	Durchbiegungskurven in y-Richtung am Stößel von Presse D mit und ohne Anfangsverlagerung (v_{aZ}) bei 10 MN symmetrischer Belastung	43
Abbildung 4.14:	Durchbiegungskurven in y-Richtung am Tisch von Presse D mit und ohne Anfangsverlagerung (v_{aZ}) bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+A.....	44
Abbildung 4.15:	Durchbiegungskurven in y-Richtung am Stößel von Presse D mit und ohne Anfangsverlagerung (v_{aZ}) bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+A.....	45
Abbildung 4.16:	Durchbiegungskurven in x-Richtung am Tisch von Presse D mit und ohne Anfangsverlagerung (v_{aZ}) bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+B	45
Abbildung 4.17:	Durchbiegungskurven in x-Richtung am Stößel von Presse D mit und ohne Anfangsverlagerung (v_{aZ}) bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+B	46
Abbildung 4.18:	Signale der Kraftaufnehmer bei symmetrischer Tischbelastung mit 10 MN auf Presse D.....	47
Abbildung 4.19:	Signale der Kraftaufnehmer bei asymmetrischer Tischbelastung k+A mit 10 MN auf Presse D	47
Abbildung 4.20:	Signale der Kraftaufnehmer bei asymmetrischer Tischbelastung k+B mit 10 MN auf Presse D	48
Abbildung 4.21:	Kippung kA bei drei unterschiedlichen Kräften pro Lastfall auf Presse D	49
Abbildung 4.22:	Kippung kB bei drei unterschiedlichen Kräften pro Lastfall auf Presse D	50

Abbildung 4.23: Stößel- und Ziehkissenweg sowie Summe der Kräfte in den Kraftmessdosen bei symmetrischer Ziehkissenkraft von 6 MN auf Presse D	51
Abbildung 4.24: Anfangsverlagerung der mittleren Messtaster in x-Richtung am Tisch von allen untersuchten Pressen bei symmetrischer Belastung	52
Abbildung 4.25: Anfangsverlagerung der mittleren Messtaster in x-Richtung am Stößel von allen untersuchten Pressen bei symmetrischer Belastung	53
Abbildung 4.26: Durchbiegungskurven in x-Richtung am Tisch von allen untersuchten Pressen ohne Anfangsverlagerung bei 10 MN symmetrischer Belastung.	53
Abbildung 4.27: Durchbiegungskurven in x-Richtung am Stößel von allen untersuchten Pressen ohne Anfangsverlagerung bei 10 MN symmetrischer Belastung.	55
Abbildung 4.28: Schematische Darstellung der PFA-Messrahmenverlagerung am Schiebetisch bei symmetrischer Belastung	56
Abbildung 4.29: a) PONTOS Messsystem mit Messrechner und b) Referenzmarken am PFA und am Schiebetisch von Presse B	57
Abbildung 4.30: Positionen der PONTOS-Referenzmarken an Schiebetisch und PFA	58
Abbildung 4.31: Messdaten der Referenzmarke 1.6 bei symmetrischer Belastung mit 130 bar Fülldruck an Presse B	59
Abbildung 4.32: Durchbiegungskurven an der Kante des Schiebetischs bei symmetrischer Belastung mit Fülldrücken von 59 bis 130 bar an Presse B	60
Abbildung 4.33: PONTOS-Ergebnisse zusammen mit den um die Messrahmenverlagerung korrigierten PFA-Durchbiegungswerten bei symmetrischer Belastung mit 130 bar Fülldruck an Presse B	62
Abbildung 4.34: Schematische Darstellung der PFA-Messrahmenverlagerung und Verkipfung am Schiebetisch bei asymmetrischer Belastung	63
Abbildung 5.1: FE-Ersatzmodell des PFAs	67
Abbildung 5.2: Verstärkungen in Pressentischmitte an Presse A	69
Abbildung 5.3: Universelles FE-Ersatzmodell des Schiebetischs am Beispiel von Presse B	70
Abbildung 5.4: Optimierungsergebnis in x-Richtung am Schiebetisch von Presse B bei 10 MN symmetrischer Belastung	71
Abbildung 5.5: Konturplot der Durchbiegung am Schiebetisch von Presse B bei 10 MN symmetrischer Belastung	72
Abbildung 5.6: Optimierungsergebnis in x-Richtung am Schiebetisch von Presse C bei 10 MN symmetrischer Belastung	73

Abbildung 5.7:	Konturplot der Durchbiegung am Schiebetisch von Presse C bei 10 MN symmetrischer Belastung	73
Abbildung 5.8:	Optimierungsergebnis in x-Richtung am Schiebetisch von Presse A bei 10 MN symmetrischer Belastung	74
Abbildung 5.9:	Konturplot der Durchbiegung am Schiebetisch von Presse A bei 10 MN symmetrischer Belastung	75
Abbildung 5.10:	Validierung des Tischersatzmodells von Presse B in x-Richtung bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+A	77
Abbildung 5.11:	Konturplot der Durchbiegung am Schiebetisch von Presse B bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+A	78
Abbildung 5.12:	Validierung des Tischersatzmodells von Presse B in x-Richtung bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+B	78
Abbildung 5.13:	Konturplot der Durchbiegung am Schiebetisch von Presse B bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+B	79
Abbildung 5.14:	Universelles FE-Ersatzmodell des Stößels am Beispiel von Presse C	80
Abbildung 5.15:	Optimierungsergebnis in x-Richtung am Stößel von Presse C bei 10 MN symmetrischer Belastung	82
Abbildung 5.16:	Konturplot der Durchbiegung am Stößel von Presse C bei 10 MN symmetrischer Belastung	83
Abbildung 5.17:	Optimierungsergebnis in x-Richtung am Stößel von Presse H bei 10 MN symmetrischer Belastung	84
Abbildung 5.18:	Konturplot der Durchbiegung am Stößel von Presse H bei 10 MN symmetrischer Belastung	84
Abbildung 5.19:	Optimierungsergebnis in x-Richtung am Stößel von Presse E bei 10 MN symmetrischer Belastung	85
Abbildung 5.20:	Konturplot der Durchbiegung am Stößel von Presse E bei 10 MN symmetrischer Belastung	86
Abbildung 5.21:	Validierung des Stößelersatzmodells von Presse E in y-Richtung bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+A	87
Abbildung 5.22:	Konturplot der Durchbiegung am Stößel von Presse E bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+A	88
Abbildung 5.23:	Validierung des Stößelersatzmodells von Presse E in x-Richtung bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+B	88

Abbildung 5.24: Konturplot der Durchbiegung am Stößel von Presse E bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+B	89
Abbildung 6.1: FE-Modelle des unteren und oberen STA-Werkzeugs mit Stempel- und Matrizeneinsatz	91
Abbildung 6.2: Erfahrungsbasierte Bombierung in z-Richtung an der Matrizenwirkfläche des STA-Werkzeugs für Presse A	92
Abbildung 6.3: FE-Modelle des unteren und oberen STA-Werkzeugs mit Stempel- und Matrizeneinsätzen	92
Abbildung 6.4: Erfahrungsbasierte Bombierung in z-Richtung an der Matrizenwirkfläche des TAV-Werkzeugs für Presse A	93
Abbildung 6.5: Beträge der Werkzeugkräfte aus AUTOFORM über dem Stößelweg für das STA	95
Abbildung 6.6: Betrag der absoluten Verlagerung in z-Richtung am Ober- und Unterteil des STA-Werkzeugs bei Belastung mit Kontaktkräften aus AUTOFORM.	96
Abbildung 6.7: Betrag der relativen Verlagerung in z-Richtung an der Stempel- und Matrizenwirkfläche des STA-Werkzeugs bei Belastung mit Kontaktkräften aus AUTOFORM	98
Abbildung 6.8: Resultierende Bombierung in z-Richtung, berechnet aus der Summe der relativen Verlagerungen an Stempel- und Matrizenwirkfläche des STA-Werkzeugs für Presse A.....	99
Abbildung 6.9: Resultierende Bombierung in z-Richtung, berechnet aus der Summe der relativen Verlagerungen an Stempel- und Matrizenwirkfläche des TAV-Werkzeugs für Presse A.....	99
Abbildung 6.10: Vergleich der in LS-DYNA und VPS simulierten Verlagerungen am Tischersatzmodell der Presse A bei 10 MN symmetrischer Belastung	101
Abbildung 6.11: Prinzip der Kopplung von a) starrer Umformsimulation und b) elastischer Struktursimulation am Beispiel des STA-Werkzeugs	102
Abbildung 6.12: Stößelgeschwindigkeit in der Umformsimulation beim STA und bei der TAV	103
Abbildung 6.13: Beträge der Werkzeugkräfte aus PAM-STAMP (PS) mit starren Werkzeugen über dem Stößelweg für das STA verglichen mit AUTOFORM (AF)	104
Abbildung 6.14: Resultierende absolute Verlagerung im UT in z-Richtung bei Kopplung von a) Umformsimulation (in Explosionsdarstellung) und b) Struktursimulation am STA-Werkzeug auf Presse A	107

Abbildung 6.15: Betrag der relativen Verlagerung in z-Richtung an der Stempel- und Matrizenwirkfläche des STA-Werkzeugs bei gekoppelter Simulation	108
Abbildung 6.16: Resultierende Bombierung, berechnet aus dem Abstand der Stempel- und Matrizenwirkfläche des STA-Werkzeugs im theoretischen UT für Presse A.....	108
Abbildung 6.17: Resultierende Bombierung, berechnet aus dem Abstand der Stempel- und Matrizenwirkflächen des TAV-Werkzeugs im theoretischen UT für Presse A.....	109
Abbildung 6.18: Beträge der Werkzeugkräfte aus PAM-STAMP bei gekoppelter Simulation mit verlängertem Stößelweg über der Simulationszeit für das STA verglichen mit der starren Simulation.....	110
Abbildung 6.19: Beträge der Werkzeugkräfte aus PAM-STAMP bei gekoppelter Simulation mit verlängertem Stößelweg über der Simulationszeit für die TAV verglichen mit der starren Simulation.....	112
Abbildung 6.20: Abstand zwischen den beschnittenen und aufgesprungenen STA-Bauteilen aus starrer und gekoppelter Umformsimulation.....	112
Abbildung 6.21: Abstand zwischen den beschnittenen und aufgesprungenen TAV-Bauteilen aus starrer und gekoppelter Umformsimulation.....	113
Abbildung 7.1: Experimentelle Bestimmung der Abstände von Stempel- zu Matrizenwirkfläche im UT mittels Bleiabdruck am STA	116
Abbildung 7.2: Beträge der Werkzeugkräfte aus PAM-STAMP bei Umformsimulation mit Fräsdaten über der Simulationszeit für das STA verglichen mit der starren und der gekoppelten Simulation.....	116
Abbildung 7.3: Abstand von Stempel- zu Matrizenwirkfläche bei 0,3 mm Überdrückung bei gekoppelter Umformsimulation mit Fräsdaten des STA und nummerierte Messstellen für den Vergleich mit den realen Messwerten	117
Abbildung 7.4: Beträge der Werkzeugkräfte aus PAM-STAMP bei kompensierter Simulation über der Simulationszeit für das STA verglichen mit der starren und der gekoppelten Simulation	119
Abbildung 7.5: Abstand von Stempel- und Matrizenwirkfläche zur jeweiligen Designgeometrie im UT bei kompensierter Umformsimulation des STA	120
Abbildung 7.6: Abstand von Stempel- zu Matrizenwirkfläche im UT bei kompensierter Umformsimulation des STA	120
Abbildung 7.7: Abstand von Stempel- zu Matrizenwirkfläche im UT bei kompensierter Umformsimulation der TAV	121

Abbildung 7.8:	Abstand zwischen den beschnittenen und aufgesprungenen STA-Bauteilen aus starrer und kompensierter Umformsimulation.....	122
Abbildung 7.9:	Abstand zwischen den beschnittenen und aufgesprungenen TAV-Bauteilen aus starrer und kompensierter Umformsimulation.....	122
Abbildung D.1:	Durchbiegungskurven in x-Richtung am Tisch von Presse D mit und ohne Anfangsverlagerung bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+A...	148
Abbildung D.2:	Durchbiegungskurven in x-Richtung am Stößel von Presse D mit und ohne Anfangsverlagerung bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+A...	148
Abbildung D.3:	Durchbiegungskurven in y-Richtung am Tisch von Presse D mit und ohne Anfangsverlagerung bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+B...	149
Abbildung D.4:	Durchbiegungskurven in y-Richtung am Stößel von Presse D mit und ohne Anfangsverlagerung bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+B...	149
Abbildung D.5:	Durchbiegungskurven in y-Richtung am Tisch von allen untersuchten Pressen ohne Anfangsverlagerung bei 10 MN symmetrischer Belastung.	150
Abbildung D.6:	Durchbiegungskurven in y-Richtung am Stößel von allen untersuchten Pressen ohne Anfangsverlagerung bei 10 MN symmetrischer Belastung.	150
Abbildung D.7:	Optimierungsergebnis in y-Richtung am Tisch von Presse B bei 10 MN symmetrischer Belastung	151
Abbildung D.8:	Optimierungsergebnis in y-Richtung am Tisch von Presse C bei 10 MN symmetrischer Belastung	152
Abbildung D.9:	Optimierungsergebnis in y-Richtung am Tisch von Presse A bei 10 MN symmetrischer Belastung	152
Abbildung D.10:	Validierung des Tischersatzmodells von Presse B in y-Richtung bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+A	153
Abbildung D.11:	Validierung des Tischersatzmodells von Presse B in y-Richtung bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+B	153
Abbildung D.12:	Optimierungsergebnis in y-Richtung am Stößel von Presse C bei 10 MN symmetrischer Belastung	154
Abbildung D.13:	Optimierungsergebnis in y-Richtung am Stößel von Presse H bei 10 MN symmetrischer Belastung	154
Abbildung D.14:	Optimierungsergebnis in y-Richtung am Stößel von Presse E bei 10 MN symmetrischer Belastung	155
Abbildung D.15:	Validierung des Stößelersatzmodells von Presse E in x-Richtung bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+A	155

Abbildung D.16: Validierung des Stößelersatzmodells von Presse E in y-Richtung bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+B	156
Abbildung D.17: Beträge der Werkzeugkräfte aus AUTOFORM über dem Stößelweg einer einzelnen TAV	156
Abbildung D.18: Betrag der absoluten Verlagerung in z-Richtung am Ober- und Unterteil des TAV-Werkzeugs bei Belastung mit Kontaktkräften aus AUTOFORM	157
Abbildung D.19: Betrag der relativen Verlagerung in z-Richtung an der Stempel- und Matrizenwirkfläche des TAV-Werkzeugs bei Belastung mit Kontaktkräften aus AUTOFORM	157
Abbildung D.20: Vergleich der in LS-DYNA und VPS simulierten Verlagerungen am Stößelersatzmodell der Presse A bei 10 MN symmetrischer Belastung ...	158
Abbildung D.21: Beträge der Werkzeugkräfte aus PAM-STAMP (PS) mit starren Werkzeugen über dem Stößelweg für eine einzelne TAV verglichen mit AUTOFORM (AF)	158
Abbildung D.22: Resultierende absolute Verlagerung im UT in z-Richtung bei Kopplung von a) Umformsimulation (in Explosionsdarstellung) und b) Struktursimulation am TAV-Werkzeug auf Presse A	159
Abbildung D.23: Betrag der relativen Verlagerung in z-Richtung an der Stempel- und Matrizenwirkfläche des TAV-Werkzeugs bei gekoppelter Simulation	159
Abbildung D.24: Beträge der Werkzeugkräfte aus PAM-STAMP bei kompensierter Simulation über der Simulationszeit für die TAV verglichen mit der starren und der gekoppelten Simulation	161
Abbildung D.25: Abstand von Stempel und Matrizenwirkfläche zur jeweiligen Designgeometrie im UT bei kompensierter Umformsimulation der TAV	161

B Tabellenverzeichnis

Tabelle 4.1:	Technische Daten der untersuchten Pressen.....	31
Tabelle 4.2:	Spezifikation der Messsysteme des PFAs.....	34
Tabelle 4.3:	Charakterisierung der Durchbiegungskurven in x-Richtung von allen untersuchten Pressen.....	55
Tabelle 5.1:	Zusammenfassung der Optimierungsparameter am Schiebetisch für die drei unterschiedlichen Durchbiegungscharakteristiken.....	76
Tabelle 5.2:	Zusammenfassung der Optimierungsparameter am Stößel für die drei unterschiedlichen Durchbiegungscharakteristiken	85
Tabelle 6.1:	Übersicht der Knoten- und Elementanzahl der beiden Versuchswerkzeuge	94
Tabelle D.1:	Koordinaten der PONTOS-Messpunkte zur Ermittlung der Verlagerungen außerhalb des PFA-Messbereichs an Presse B. Ursprung des Koordinatensystems liegt in der Werkzeugmitte.	151
Tabelle D.2:	Gemessene Abstände in mm zwischen Stempel und Matrizenwirkflächen im Versuch und in der gekoppelten Simulation mit Fräsdaten.....	160

C Literaturverzeichnis

- ALTAN, T., A. E. TEKKAYA, Hrsg. (2012). *Sheet metal forming: Fundamentals*. Materials Park, Ohio: ASM International. ISBN: 978-1615038428.
- ARENTOFT, M., T. WANHEIM (2005). A new approach to determine press stiffness. In: *CIRP Annals* **54.1**, 265–268. ISSN: 00078506. DOI: 10.1016/S0007-8506(07)60099-7.
- BEHRENS, B.-A., M. AHRENS, F. DIETRICH, J. POELMEYER (2007). Modellbildung zur Berücksichtigung des Maschineneinflusses in der numerischen Simulation von Umformprozessen mittels gekoppelter Simulation. In: *12. Dresdner Werkzeugmaschinen-Fachseminar*, 34–39.
- BEHRENS, B.-A., M. AHRENS, J. POELMEYER, R. KRIMM (2007). Consideration of interactions between the forming machine and the forming process in a coupled simulation. In: *Forming the future : innovations in sheet metal forming*. Hrsg. von M. TISZA. Győr, 389–396.
- BEHRENS, B.-A., M. JAVADI (2009). Exakte und kostenkünstige Qualitätskontrolle an Pressen der Blechverarbeitungsindustrie. In: *UTF science 2*.
- BEHRENS, B.-A., T. MATTHIAS, M. CZORA, J. POELMEYER, M. AHRENS (2008). Improving the accuracy of numerical investigations of multistage sheet metal processes by coupling a process FE analysis with the machine simulation. In: *Proceedings of 1st International Conference on Process Machine Interaction*, 133–139.
- BEHRENS, B.-A., M. WERBS, C. BRECHER, M. HORK (2006). *Entwicklung und Erweiterung standardisierter Messverfahren zur statischen und dynamischen Pressenvermessung: Ergebnisse eines Vorhabens der industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF)*. Nr. **250**. EFB-Forschungsbericht. Hannover: EFB. ISBN: 978-3-86776-210-6.
- BIRKERT, A. R., S. HAAGE, M. STRAUB (2013). *Umformtechnische Herstellung komplexer Karosserieteile: Auslegung von Ziehanlagen*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. ISBN: 978-3-642-34669-9.
- BOGON, P., K. REISINGER, K. ROLL (2010). Verschiedene Methoden zur Kompensation der elastischen Werkzeugdeformation. In: *Tagungsband / 2nd International Conference on Advanced Metal Forming Processes in Automotive Industry, AutoMetForm 2010 ; in Verbindung mit 17. Sächsische Fachtagung Umformtechnik, SFU 2010*. Hrsg. von R. KAWALLA. Freiberg: Inst. für Metallformung, 365–386. ISBN: 978-3-86012-412-3.
- BOGON, P., K. ROLL (2010). Ein Ansatz zur Berechnung und Kompensation der elastischen Werkzeugdeformation bei Ziehwerkzeugen. In: *Bauteile der Zukunft*. **31**. Tagungsband / Europäische Forschungsgesellschaft für Blechverarbeitung e.V. Hannover: EFB, 59–80. ISBN: 978-3-86776-343-1.
- BRAEDEL, M. (2009). *Optimierung des Werkzeugeinarbeitsprozesses für Karosserieaußenhautbauteile: Zugl.: München, Techn. Univ., Diss., 2009*. Als Typoskript gedr. **51**. utg-Forschungsberichte. München: Hieronymus. ISBN: 978-3-89791-401-8.
- BRAEDEL, M., R. MORK, B. GRIESBACH, M. WAHL (2011). „Prüfvorrichtung für eine Tiefziehpresse“. Patentschrift DE102010033001B3.
- BROST, A., K. ROLL, W. VOLK (2013). Berücksichtigung der elastischen Eigenschaften von Umformmaschine und Umformwerkzeug. In: *Umformen, Schneiden, Verbinden im Leichtbau*. **T 36**. Tagungsband / Europäische Forschungsgesellschaft für Blechverarbeitung e.V. Hannover: EFB, 325–334. ISBN: 978-3-86776-400-1.

- BROST, A., W. VOLK, K. ROLL (2012). Methoden zur virtuellen Werkzeugeinarbeitung unter Berücksichtigung der elastischen Wechselwirkung zwischen Werkzeug und Maschine. In: *4th International Conference on Accuracy in Forming Technology*. Hrsg. von R. NEUGEBAUER. **66**. Berichte aus dem IWU. Auerbach: Verl. Wiss. Scripten, 267–282. ISBN: 978-3-942267-61-8.
- BROST, A., W. VOLK, K. ROLL (2013). Methods for virtual tool try-out considering the elastic interaction between tool and machine tool. In: *Proceedings of Forming Technology Forum 2013*. Hrsg. von W. VOLK.
- CANTI, R. (2016). „Analyse für eine belastungsgerechte Auslegung von Presswerkzeugen am Beispiel Niederhalter und Schiebersystem“. Dissertation. München: Technische Universität München.
- CANTI, R., L. SCHALLER, S. JANSEN, C. DISCH (2014). „Messvorrichtung für ein Stößelkissen einer Presse“. Patentschrift DE102012013371B4.
- CHEN, J., D. XU, G. XIA, X. LI, J. CHEN, J. ZHANG, W. YAN, Y. LI (2013). Geometric compensation for automotive stamping die design integrating structure deflection and blank thinning. In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* **66**.9-12, 1449–1456. ISSN: 0268-3768. DOI: 10.1007/s00170-012-4422-7.
- DEL POZO, D., L. N. LÓPEZ DE LACALLE, J. M. LÓPEZ, A. HERNÁNDEZ (2008). Prediction of press/die deformation for an accurate manufacturing of drawing dies. In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* **37**.7-8, 649–656. ISSN: 0268-3768. DOI: 10.1007/s00170-007-1012-1.
- DIETRICH, J., Hrsg. (2018). *Praxis der Umformtechnik*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden. ISBN: 978-3-658-19529-8. DOI: 10.1007/978-3-658-19530-4.
- DIN 55189-1:1988-12, *Werkzeugmaschinen; Ermittlung von Kennwerten für Pressen der Blechverarbeitung bei statischer Belastung; Mechanische Pressen* (1988). DIN. Berlin.
- DIN 55189-2:1988-12, *Werkzeugmaschinen; Ermittlung von Kennwerten für Pressen der Blechverarbeitung bei statischer Belastung; Hydraulische Pressen* (1988). DIN. Berlin.
- DIN 8580:2003-09, *Fertigungsverfahren - Begriffe, Einteilung* (2003). DIN. Berlin. DOI: 10.31030/9500683.
- DIN 8582:2003-09, *Fertigungsverfahren Umformen - Einordnung; Unterteilung, Begriffe, Alphabetische Übersicht* (2003). DIN. Berlin. DOI: 10.31030/9500643.
- DIN 8584-3:2003-09, *Fertigungsverfahren Zugdruckumformen - Teil_3: Tiefziehen; Einordnung, Unterteilung, Begriffe* (2003). DIN. Berlin. DOI: 10.31030/9500652.
- DIN 8585-4:2003-09, *Fertigungsverfahren Zugumformen - Teil_4: Tiefen; Einordnung, Unterteilung, Begriffe* (2003). DIN. Berlin. DOI: 10.31030/9500660.
- DIN 8586:2003-09, *Fertigungsverfahren Biegeumformen - Einordnung, Unterteilung, Begriffe* (2003). DIN. Berlin. DOI: 10.31030/9500661.
- DIN 8588:2013-08, *Fertigungsverfahren Zerteilen - Einordnung, Unterteilung, Begriffe* (2013). DIN. Berlin. DOI: 10.31030/2047900.
- DOEGE, E., B.-A. BEHRENS (2016). *Handbuch Umformtechnik: Grundlagen, Technologien, Maschinen*. 3., überarbeitete Auflage. VDI-Buch. Berlin: Springer Vieweg. ISBN: 978-3-662-43891-6.

- DOEGE, E., H. HÜTTE (1998). Genauigkeit im Preßwerk - eine Voraussetzung für den Präzisionsbau. In: *Genauigkeit in der Blechverarbeitung ; EFB-Tagungsband*. T 18, 1–38.
- DROSSEL, W.-G., D. LANDGREBE, W. ZORN, T. GRÜNING, S. SCHEFFLER, M. WABNER (2016). Industrie 4.0 im Presswerk. In: *Prozesstechnik in der Blechverarbeitung - Interaktion Maschine | Werkzeug*. T42. Tagungsband EFB-Kolloquium Blechverarbeitung. Hannover: Europäische Forschungsgesellschaft für Blechverarbeitung e.V, 21–31. ISBN: 9783867764773.
- ESI GROUP, Hrsg. (2019). *PAM-STAMP 2019.5 User's Guide - Volume I*.
- GAN, W., R. H. WAGONER (2004). Die design method for sheet springback. In: *International Journal of Mechanical Sciences* 46.7, 1097–1113. ISSN: 00207403. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2004.06.006.
- GOEDE, M., H. SCHMIDT (2016). Industrie 4.0 aus Sicht der Produktion eines Automobilherstellers. In: *Prozesstechnik in der Blechverarbeitung - Interaktion Maschine | Werkzeug*. T42. Tagungsband EFB-Kolloquium Blechverarbeitung. Hannover: Europäische Forschungsgesellschaft für Blechverarbeitung e.V, 37–45. ISBN: 9783867764773.
- GRAF VON SCHWERIN, M. (2008). *Entwicklung einer Methodik zur optimierten Gestaltung von Umformwerkzeugen: Zugl.: München, Techn. Univ., Diss., 2006*. Als Typoskr. gedr. 43. utg-Forschungsberichte. München: Hieronymus. ISBN: 978-3-89791-379-0.
- GRAULE, R. (2019). „Beitrag zur simulationsgestützten Auslegung von Tiefziehwerkzeugen durch die Berücksichtigung von elastischem Werkzeug- und Pressenverhalten“. Masterarbeit. München: Technische Universität München.
- GRIESBACH, B. (2005). Innovationen im Werkzeugbau. In: *Umformtechnik - Zukunftstechnologie mit Tradition*. Hrsg. von B.-A. BEHRENS. Hannover, 105–123. ISBN: 3-00-015681-X.
- GROSSMANN, K., A. HARDTMANN, H. WIEMER (2006). Simulation des Blechumformprozesses: Unter Berücksichtigung des statischen Verhaltens der Pressmaschine. In: *ZWF Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb* 101.10, 600–605.
- GROSSMANN, K., A. HARDTMANN, H. WIEMER, L. PENTER (2007). FEM-basierte Modellierung und Simulation des Blechumformprozesses mit den elastischen Wechselwirkungen zur Maschine und zum Werkzeug. In: *12. Dresdner Werkzeugmaschinen-Fachseminar*, 21–33.
- GROSSMANN, K., L. PENTER, C.-C. SCHENKE, A. HARDTMANN, J. WEBER, H. LOHSE, T. SCHULZE (2014). FE forming models including press behaviour allow for realistic computation of blankholder forces. In: *Conference proceedings IDDRG 2014*.
- GROSSMANN, K., H. WIEMER, A. HARDTMANN, L. PENTER (2008). The advanced forming process model including the elastic effects of the forming press and tool. In: *Archives of Civil and Mechanical Engineering* 8.3, 41–54. ISSN: 16449665. DOI: 10.1016/S1644-9665(12)60162-9.
- GROSSMANN, K., H. WIEMER, A. HARDTMANN, L. PENTER, S. KRIECHENBAUER (2009). Adjusting the Contact Surface of Forming Tools in Order to Compensate for Elastic Deformations during the Process. In: *7th European LS-DYNA Conference*. Hrsg. von DYNAMORE GMBH.
- GROSSMANN, K., H. WIEMER, A. HARDTMANN, L. PENTER, S. KRIECHENBAUER (2010). Static compensation for elastic tool and press deformations during deep drawing. In: *Production Engineering* 4.2-3, 157–164. ISSN: 0944-6524. DOI: 10.1007/s11740-010-0216-7.

- HARDTMANN, A. (2010). *Entwicklung und Bewertung eines erweiterten Blechumformprozessmodells unter besonderer Berücksichtigung der elasto-statischen Wechselwirkungen zwischen Maschine und Prozess: Zugl.: Dresden, Techn. Univ., Diss., 2010*. Lehre, Forschung, Praxis. Dresden: Techn. Univ. Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen. ISBN: 9783867801898.
- HAUFE, A. (2011). Elastische Werkzeuge und weitere Optimierung der Umformsimulation. In: *Innovative Methoden zur Auslegung von Umformwerkzeugen im Fahrzeugbau (IMAUF)*. Hrsg. von K. ROLL. **679**. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 2, Fertigungstechnik. Düsseldorf: VDI-Verl., 236–247. ISBN: 978-3-18-367902-7.
- HAUFE, A., K. ROLL, P. BOGON (2008). Sheet metal forming simulation with elastic tools in LS-DYNA. In: *7th International conference and workshop on numerical simulation of 3D sheet metal forming processes*. Hrsg. von P. HORA. Zurich: ETH Zurich, 743–748.
- HELDUSER, S., H. LOHSE (2007). Antriebs- und Prozessoptimierung hydraulischer Tiefziehpressen mit Hilfe der gekoppelten Simulation. In: *12. Dresdner Werkzeugmaschinen-Fachseminar*, 40–59.
- HOFFMANN, H., G. SPUR, R. NEUGEBAUER (2012). *Handbuch Umformen. 2.*, vollst. neu bearb. Aufl. Edition Handbuch der Fertigungstechnik. Carl Hanser Fachbuchverlag. ISBN: 978-3-446-42778-5. DOI: 10.3139/9783446430044.
- HUBER, W. (2016). *Industrie 4.0 in der Automobilproduktion*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden. ISBN: 978-3-658-12731-2. DOI: 10.1007/978-3-658-12732-9.
- KALLAS, M. K. (2019). „Multi-directional unibody casting machines for a vehicle frame and associated method“. Patentschrift WO2019143496.
- KEUM, Y. T., I. H. AHN, I. K. LEE, M. H. SONG, S. O. KWON, J. S. PARK (2005). Simulation of Stamping Process of Automotive Panel Considering Die Deformation. In: *AIP Conference Proceedings* **778**.1, 90–95. ISSN: 0094-243X. DOI: 10.1063/1.2011199.
- KLOCKE, F. (2017). *Fertigungsverfahren 4: Umformen*. 6. Auflage. VDI-Buch. Berlin: Springer Vieweg. ISBN: 978-3-662-54714-4.
- KUCHLING, H. (2014). *Taschenbuch der Physik: Mit zahlreichen Tabellen*. 21., aktualisierte Aufl. München: Fachbuchverl. Leipzig im Carl-Hanser-Verl. ISBN: 978-3-446-44218-4.
- KULP, S., R. STRUCK, P. WEIGERT, H. VERHOEVEN, O. JAHNCKE (2011). Virtuelle Planung und Inbetriebnahme. In: *Innovative Methoden zur Auslegung von Umformwerkzeugen im Fahrzeugbau (IMAUF)*. Hrsg. von K. ROLL. **679**. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 2, Fertigungstechnik. Düsseldorf: VDI-Verl., 60–88. ISBN: 978-3-18-367902-7.
- LAIRD, G., S. PATHY (2017). A roadmap to linear and nonlinear implicit analysis in LS-DYNA. In: *11th European LS-DYNA Conference*. Hrsg. von DYNAMORE GMBH.
- LANGE, K. (1990). *Umformtechnik: Handbuch für Industrie und Wissenschaft*. Zweite, völlig neubearbeitete und erweiterte Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. ISBN: 978-3-662-10686-0. DOI: 10.1007/978-3-662-10686-0.
- LEE, S., M. EDER, D. MAIER, W. VOLK (2019). Stress-Based Compensation of Geometrical Deviations in Metal Forming. In: *Advances in Production Research*, 647–656.
- LINGBEEK, R. (2008). *Virtual tool reworking: New strategies in die design using finite element forming simulations*. Enschede. ISBN: 978-90-77172-38-4.
- LINGBEEK, R. A., W. GAN, R. H. WAGONER, T. MEINDERS, J. WEIHER (2008). Theoretical verification of the displacement adjustment and springforward algorithms for springback

- compensation. In: *International Journal of Material Forming* **1.3**, 159–168. ISSN: 1960-6206. DOI: 10.1007/s12289-008-0369-5.
- MEINHARDT, J., W. VOLK, H. SCHMIDT (2002). Virtuelle Prozessentwicklung von Presswerkzeugen im industriellen Umfeld. In: *Umformtechnik - Erschließung wirtschaftlicher und technologischer Potenziale*. Hrsg. von E. DOEGE. Hannover: HFF, 271–284. ISBN: 3-00-008989-6.
- METALFORMING MAGAZINE, Hrsg. (2018). *Energy-Efficient Servo-Hydraulic Press*.
- MÜLLER, P., S. KRIECHENBAUER, W.-G. DROSSEL (2019). Experimental analysis of the elastic boundary conditions of press machines for modelling the deep-drawing process. In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* **101.1-4**, 579–592. ISSN: 0268-3768. DOI: 10.1007/s00170-018-2824-x.
- NEUGEBAUER, R., P. HUPFER, M. RIEDEL (2002). Simulation des Betriebsverhaltens von Zieheinrichtungen in Tiefziehpressen. In: *UTF science* **1**, 4–9.
- PÁLSSON, E., M. HANSSON (2017). „Press Measurements and Virtual Rework of Stamping Dies“. Master’s Thesis. Karlskrona, Sweden: Blekinge Institute of Technology.
- PENTER, L. (2016). „Qualifizierung von FE-Prozessmodellen zur Inbetriebnahme von Karosserieziehwerkzeugen“. Dissertation. Dresden: Technische Universität Dresden.
- PILTHAMMAR, J., M. SIGVANT, M. HANSSON, E. PÁLSSON, W. RUTGERSSON (2017). Characterizing the Elastic Behaviour of a Press Table through Topology Optimization. In: *Journal of Physics: Conference Series* **896**, 012068. ISSN: 1742-6588. DOI: 10.1088/1742-6596/896/1/012068.
- PILTHAMMAR, J., M. SIGVANT, S. KAO-WALTER (2016). Including die and press deformations in sheet metal forming simulations. In: *Journal of Physics: Conference Series* **734**. ISSN: 1742-6588. DOI: 10.1088/1742-6596/734/3/032036.
- PILTHAMMAR, J., M. SIGVANT, S. KAO-WALTER (2018). Introduction of elastic die deformations in sheet metal forming simulations. In: *International Journal of Solids and Structures* **151**, 76–90. ISSN: 00207683. DOI: 10.1016/j.ijsolstr.2017.05.009.
- PILTHAMMAR, J., J. WALL, M. SIGVANT (2017). Framework for simulation-driven design of stamping dies considering elastic die and press deformations. In: *Proceedings of the 20th International ESAFORM Conference on Material Forming*. AIP Conference Proceedings. DOI: 10.1063/1.5008124.
- PREXL, A. A. K. (2013). *Entwicklung einer Methodik zur simulationsgestützten Inbetriebnahme von Karosseriewerkzeugen: Zugl.: München, Techn. Univ., Diss., 2013*. Als Typoskript gedr. **61**. utg-Forschungsberichte. München: Hieronymus. ISBN: 9783897914216.
- ROLL, K., P. BOGON (2011). Werkzeugtechnik und Optimierung. In: *Innovative Methoden zur Auslegung von Umformwerkzeugen im Fahrzeugbau (IMAUF)*. Hrsg. von K. ROLL. **679**. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 2, Fertigungstechnik. Düsseldorf: VDI-Verl., 11–59. ISBN: 978-3-18-367902-7.
- ROTH, T. (2019). *Ermittlung von Kennwerten von einfachwirkenden Umformmaschinen für die zustandsorientierte Instandhaltung und die Qualifizierung des Werkzeugentstehungsprozesses: Berichte aus dem IWU, Band 107*. 1. Auflage. **107**. Berichte aus dem IWU. Auerbach /Vogtl.: Wissenschaftliche Scripten. ISBN: 978-3957350961.

- RÜHLICKE, I., K. KRÜGER (1996). Hydraulische Prüfeinrichtung zur statischen und dynamischen Pressenuntersuchung. In: *Ölhydraulik, Pneumatik: O + P* 40, 126–130.
- SALFELD, V. (2015). *Experimentelle und numerische Untersuchungen zur Verlagerung des Pressenstößels infolge einer Horizontalkraft: Dissertation*. 6. Berichte aus dem IFUM. Garbsen: PZH Produktionstechn. Zentrum. ISBN: 978-3-95900-036-9.
- SCHAPP, L., C. BRECHER, F. PAEPENMÜLLER (2007). Kopplung von Umformsimulation mit nicht-linearen Pressenmodellen. In: *Schmiede-Journal* 20, 22–24.
- SCHENKE, C.-C., K. GROSSMANN (2014). Modellierungsansätze und Simulationsmethoden zur Berücksichtigung dynamischer Maschineneigenschaften bei der Blechumformsimulation. In: *13. LS-DYNA Anwenderforum*. Hrsg. von DYNAMORE GMBH.
- SCHROBBACH, H. (1996). *Kompensation der Stößelkipfung an mechanischen Zweipunktpressen unter Berücksichtigung des Horizontalversatzes im Werkzeugsystem*. 1. Berichte aus dem IWU. Zwickau: Verl. Wiss. Scripten. ISBN: 9783937524283.
- SCHULER GMBH (1996). *Handbuch der Umformtechnik*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. ISBN: 978-3-662-07703-0. DOI: 10.1007/978-3-662-07703-0.
- SIEGERT, K., J. LADWIG (1990). Neuere Entwicklungen in der Blechumformung. In: *Symposium Neuere Entwicklungen in der Blechumformung*. Oberursel: DGM-Informationsges. Verl., 261–275. ISBN: 3-88355-158-9.
- STILLGER, M. (2004). Finite Element Analysis of Press forces at Stamping Processes using LS-DYNA and Comparison with Test Results. In: *3. LS-DYNA Anwenderforum*. Hrsg. von DYNAMORE GMBH.
- STRUCK, R. (2010). *Bestimmung der minimal notwendigen Pressenkraft zur Herstellung von Karosseriestrukturbauteilen im Automobilbau: Zugl.: Hannover, Univ., Diss., 2010*. 3. Berichte aus dem IFUM. Garbsen: PZH Produktionstechn. Zentrum. ISBN: 978-3941416659.
- STRUCK, R., M. MEDŘICKÝ, M. DÜNGEN, S. KULP (2008). Considering tool and press elasticity within the forming simulation and experimental validation. In: *7. LS-DYNA Anwenderforum*. Hrsg. von DYNAMORE GMBH.
- TEHEL, R., T. PÄSSLER, M. BERGMANN (2020). Effective FE models for simulating the elasto-mechanical characteristics of forming machines. In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 106.7-8, 3505–3514. ISSN: 0268-3768. DOI: 10.1007/s00170-019-04832-6.
- TEHEL, R., T. PÄSSLER, M. MIHM (2019). Modeling elastic behavior of forming machine components to reduce tool manufacturing time. In: *Procedia Manufacturing* 27, 177–184. ISSN: 23519789. DOI: 10.1016/j.promfg.2018.12.062.
- TRÄGER, M. (2007). *Untersuchung des Einflusses der Pressenelastizität auf den Einarbeitsprozess von Karosseriewerkzeugen: Zugl.: München, Techn. Univ., Diss., 2007*. Als Typoskr. gedr. Bd. 42. utg-Forschungsberichte. München: Hieronymus. ISBN: 978-3-89791-368-4.
- VOLK, W., H. HOFFMANN, R. CANTI (2013). Auswirkungen der Schnittstelle Presse-Werkzeug auf die Werkzeug- und Bauteilqualität. In: *Umformen, Schneiden, Verbinden im Leichtbau*. T 36. Tagungsband / Europäische Forschungsgesellschaft für Blechverarbeitung e.V. Hannover: EFB, 63–73. ISBN: 978-3-86776-400-1.

- WAGENER, H. W., A. WENDENBURG (2001). Analysis system. In: *Journal of Materials Processing Technology* **116.1**, 55–61. ISSN: 09240136. DOI: 10.1016/S0924-0136(01)00842-1.
- WALTL, H., R. STRUCK, J. KAPPEY, A. ECKERT, D. BARTH (2013). Reduced ramp-up time and robust process control in automotive manufacturing. In: *Conference proceedings IDDRG 2013, International Deep Drawing Research Group*. Hrsg. von P. HORA. Zürich: Institute of Virtual Manufacturing ETH Zurich, 21–26. ISBN: 978-3-906031-34-7.
- WALTL, H., R. STRUCK, M. KERSCHNER, C. HEIN (2014). „Prüfwerkzeug zur Ermittlung der Eigenschaften einer Umformpresse unter Realbedingungen“. Patentschrift DE 10 2012 013 722 B4.
- WOLF, K., C. BRODBECK (2011). Methodik zur Koppelung von Simulationsprogrammen. In: *Innovative Methoden zur Auslegung von Umformwerkzeugen im Fahrzeugbau (IMAUF)*. Hrsg. von K. ROLL. **679**. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 2, Fertigungstechnik. Düsseldorf: VDI-Verl., 223–235. ISBN: 978-3-18-367902-7.
- ZGOLL, F., T. GÖTZE, W. VOLK (2017a). Influence of the elastic behaviour of a moving bolster on the active surface of a punch: A numerical investigation. In: *Proceedings of Forming Technology Forum 2017*. Hrsg. von T. VAN DEN BOOGAARD.
- ZGOLL, F., T. GÖTZE, W. VOLK (2017b). Building a substitute model of a bolster based on experimentally determined deflection. In: *Journal of Physics: Conference Series* **896**, 012044. ISSN: 1742-6588. DOI: 10.1088/1742-6596/896/1/012044.
- ZGOLL, F., S. KURUVA, T. GÖTZE, W. VOLK (2019). Virtual die spotting: Compensation of elastic behavior of forming presses. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* **651**, 012021. ISSN: 1757-899X. DOI: 10.1088/1757-899X/651/1/012021.
- ZORN, W., C. EPPLER (2016). „Messvorrichtung und Umformvorrichtung mit einer Messvorrichtung“. Patentschrift DE102015101326B4.
- ZORN, W., P. MÜLLER, W.-G. DROSSEL (2015). Modulares Kraftmesssystem: Prozesssensorik für Industrie 4.0 im Presswerk. In: *Umformtechniker angepasst bei Industrie 4.0!* Hrsg. von M. LIEWALD. **105**, 680–686.

D Anhang

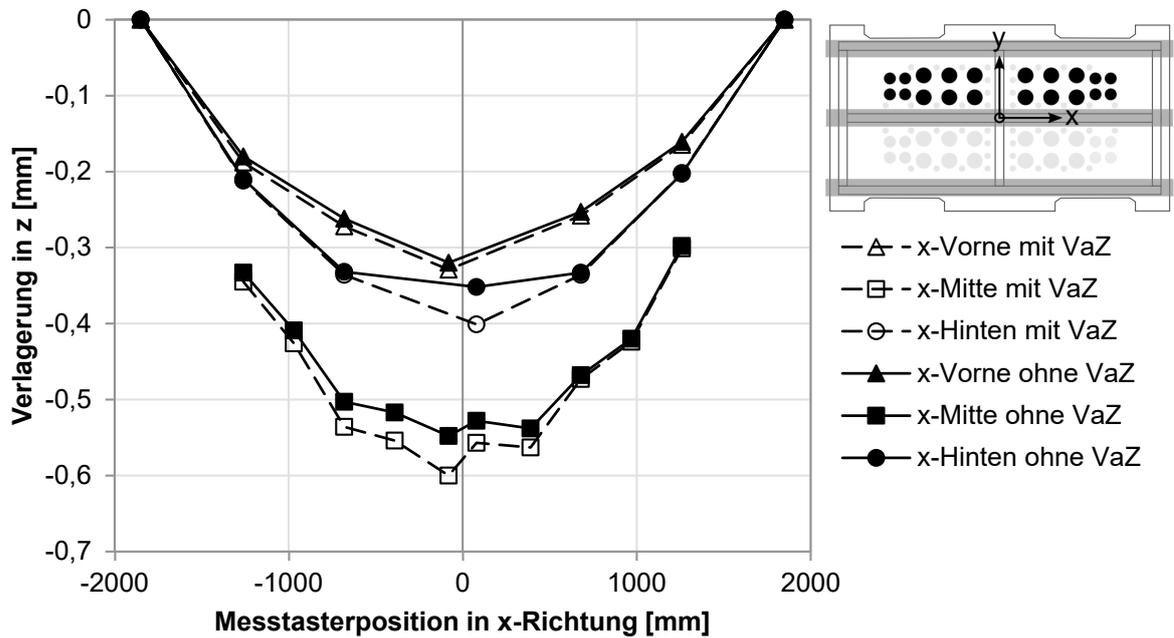


Abbildung D.1: Durchbiegungskurven in x-Richtung am Tisch von Presse D mit und ohne Anfangsverlagerung bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+A

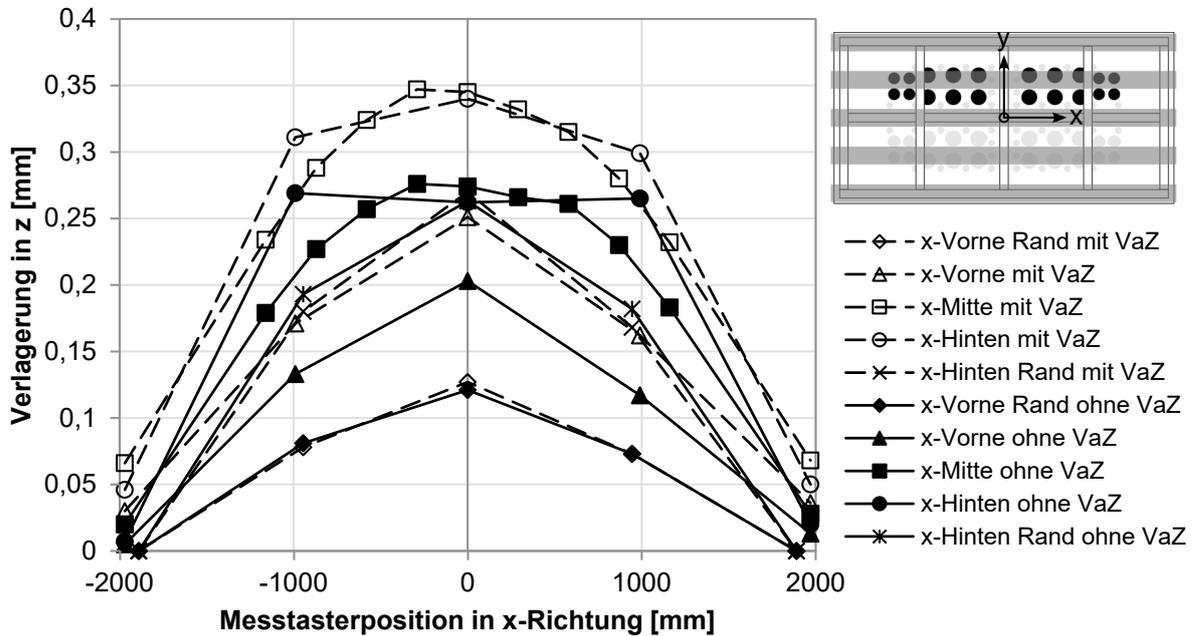


Abbildung D.2: Durchbiegungskurven in x-Richtung am Stößel von Presse D mit und ohne Anfangsverlagerung bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+A

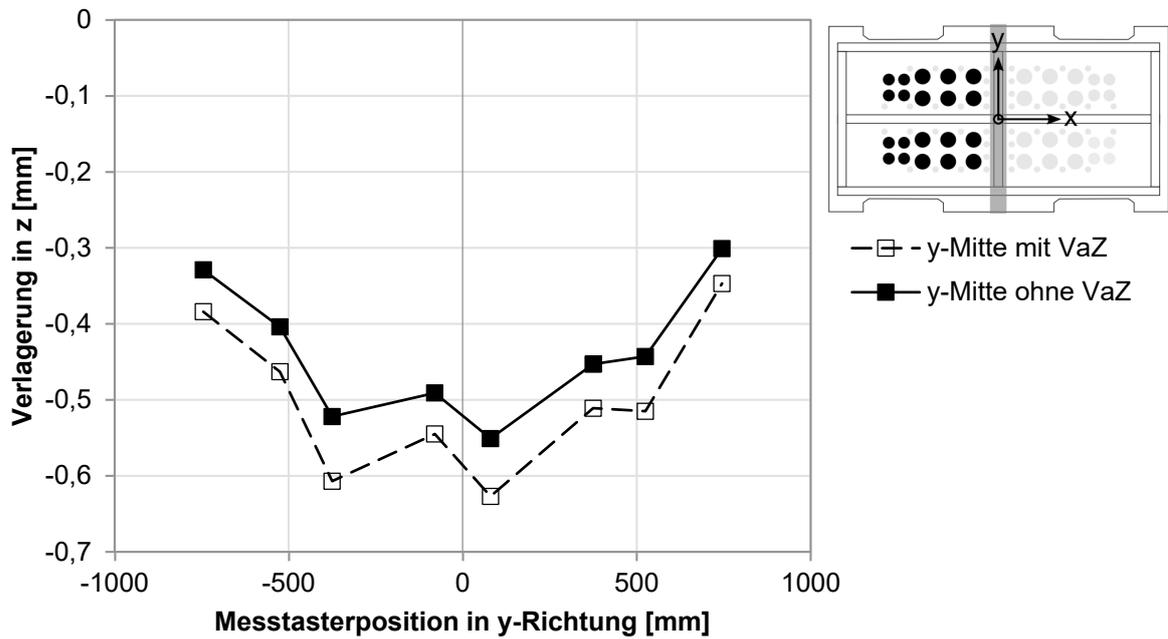


Abbildung D.3: Durchbiegungskurven in y-Richtung am Tisch von Presse D mit und ohne Anfangsverlagerung bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+B

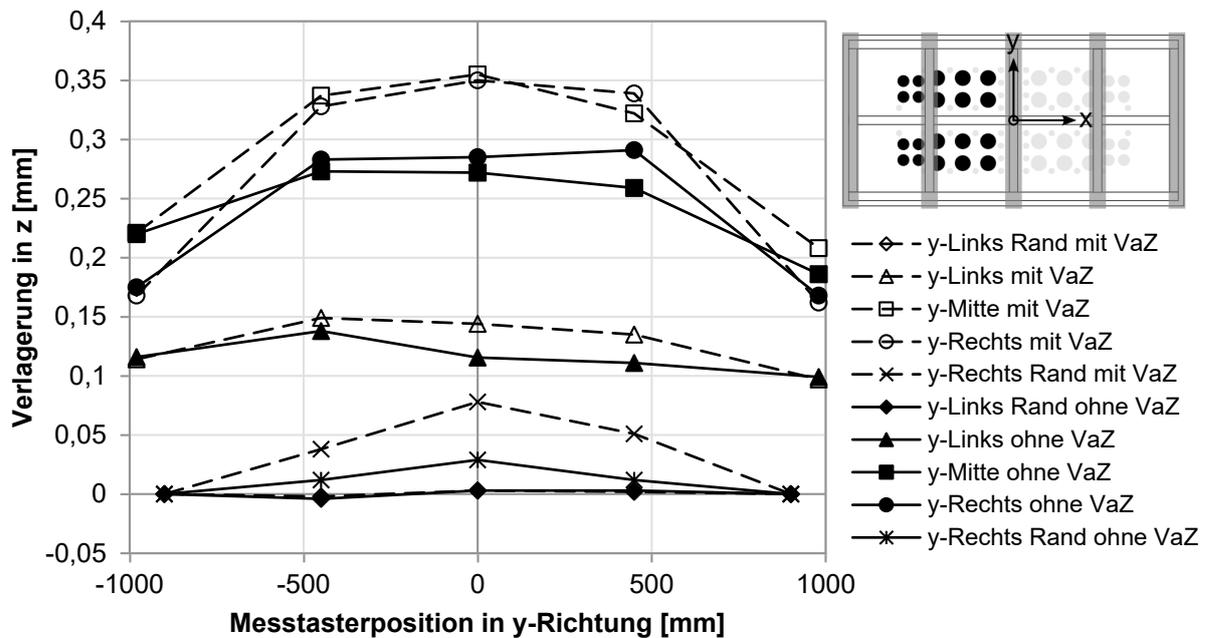


Abbildung D.4: Durchbiegungskurven in y-Richtung am Stößel von Presse D mit und ohne Anfangsverlagerung bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+B

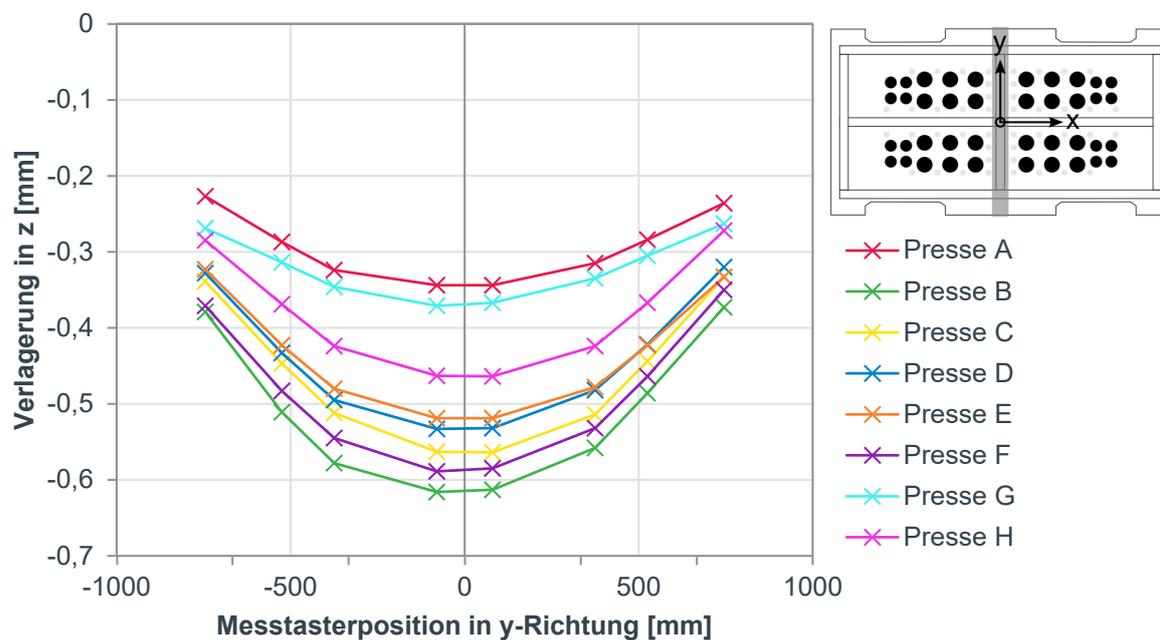


Abbildung D.5: Durchbiegungskurven in y-Richtung am Tisch von allen untersuchten Pressen ohne Anfangsverlagerung bei 10 MN symmetrischer Belastung

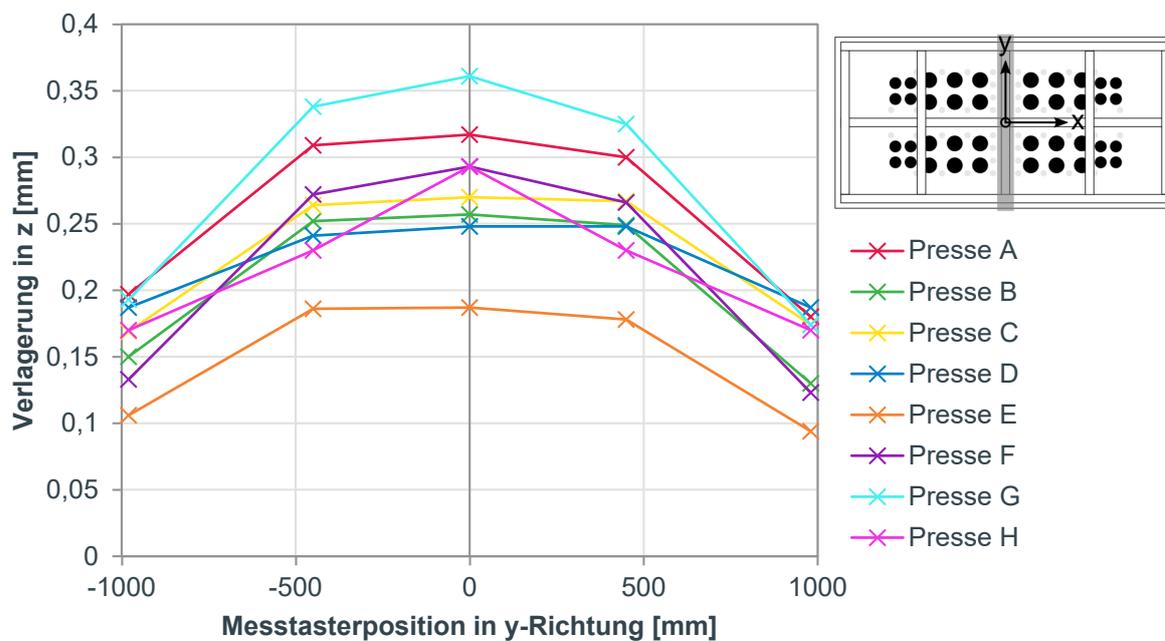


Abbildung D.6: Durchbiegungskurven in y-Richtung am Stößel von allen untersuchten Pressen ohne Anfangsverlagerung bei 10 MN symmetrischer Belastung

Tabelle D.1: Koordinaten der PONTOS-Messpunkte zur Ermittlung der Verlagerungen außerhalb des PFA-Messbereichs an Presse B. Ursprung des Koordinatensystems liegt in der Werkzeugmitte.

Nr.	X [mm]	Y [mm]
1.1	-2225	-1175
1.2	-2095	-1175
1.3	-1925	-1175
1.4	-1450	-1175
1.5	-800	-1175
1.6	0	-1175
2.1	-1975	-1075
2.2	-1472,5	-925
2.3	-777,5	-925
3.1	-2225	-850
3.2	-2095	-850
3.3	-1975	-850
3.4	-1850	-850
3.5	-1850	-900
3.6	-1125	-900
3.7	-825	-900
4.1	-2225	0

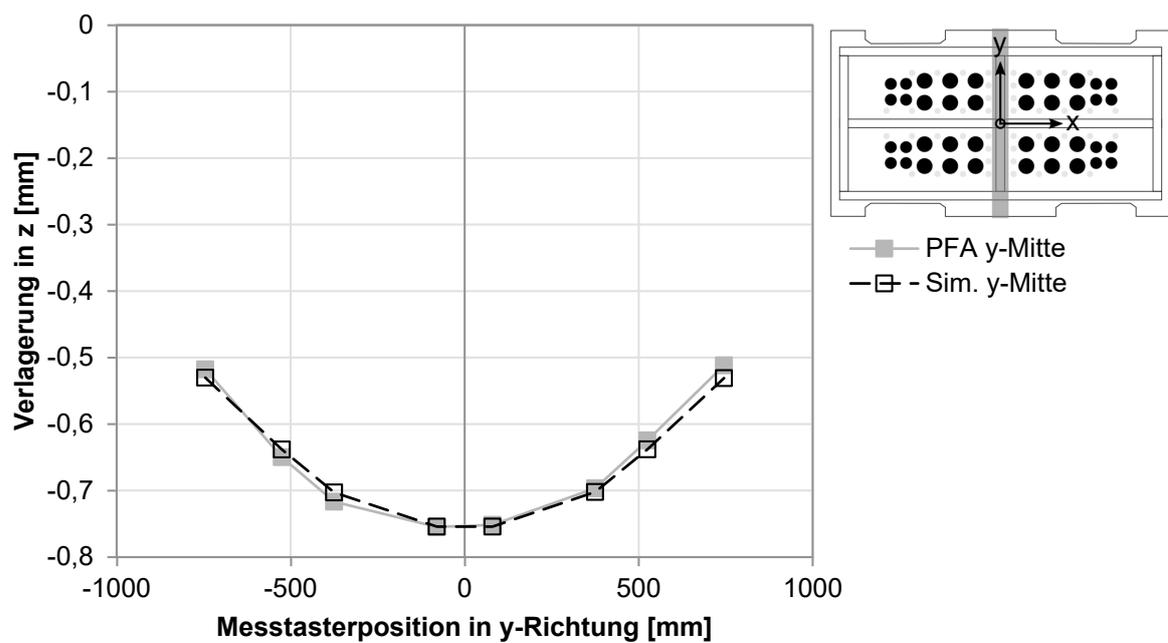


Abbildung D.7: Optimierungsergebnis in y-Richtung am Tisch von Presse B bei 10 MN symmetrischer Belastung

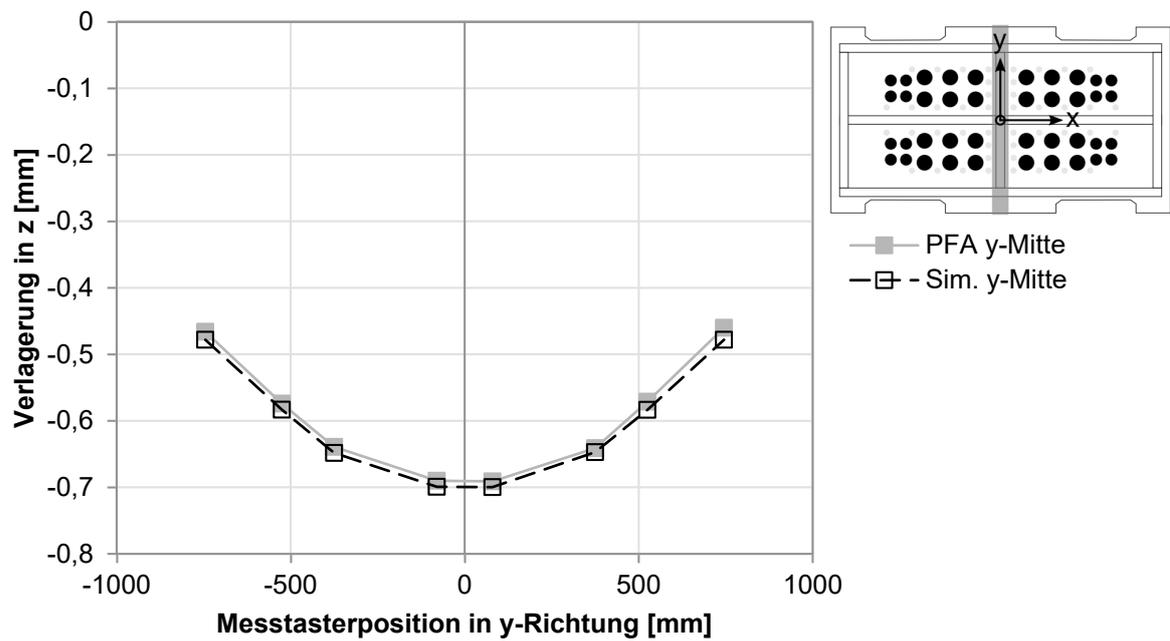


Abbildung D.8: Optimierungsergebnis in y-Richtung am Tisch von Presse C bei 10 MN symmetrischer Belastung

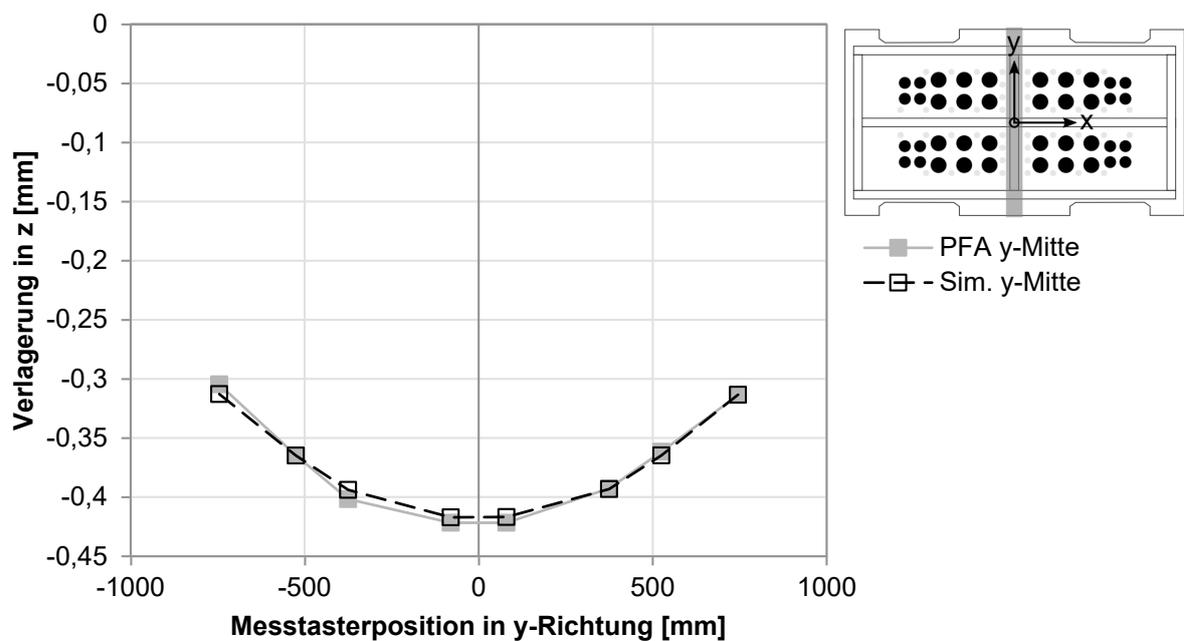


Abbildung D.9: Optimierungsergebnis in y-Richtung am Tisch von Presse A bei 10 MN symmetrischer Belastung

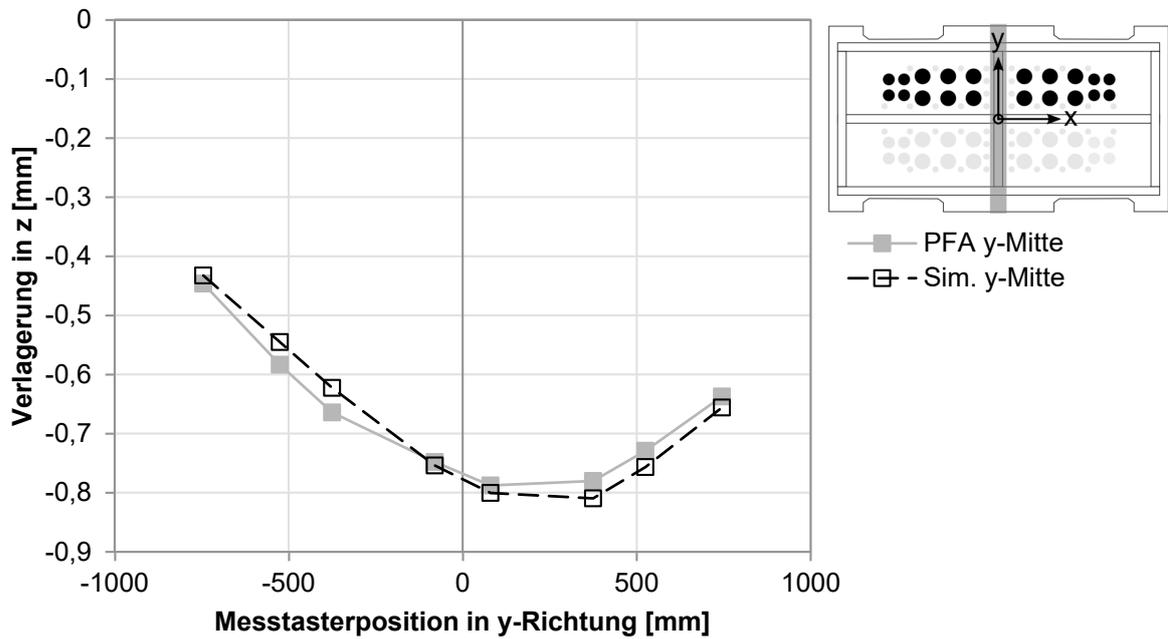


Abbildung D.10: Validierung des Tischersatzmodells von Presse B in y-Richtung bei 10 MN asymmetrischer Belastung $k+A$

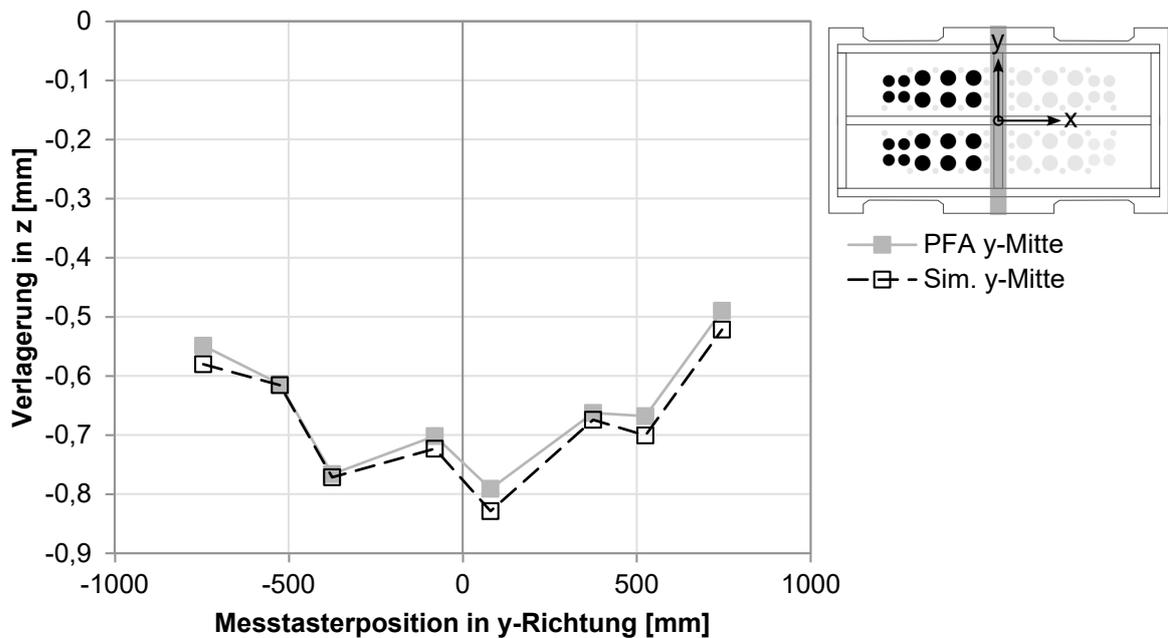


Abbildung D.11: Validierung des Tischersatzmodells von Presse B in y-Richtung bei 10 MN asymmetrischer Belastung $k+B$

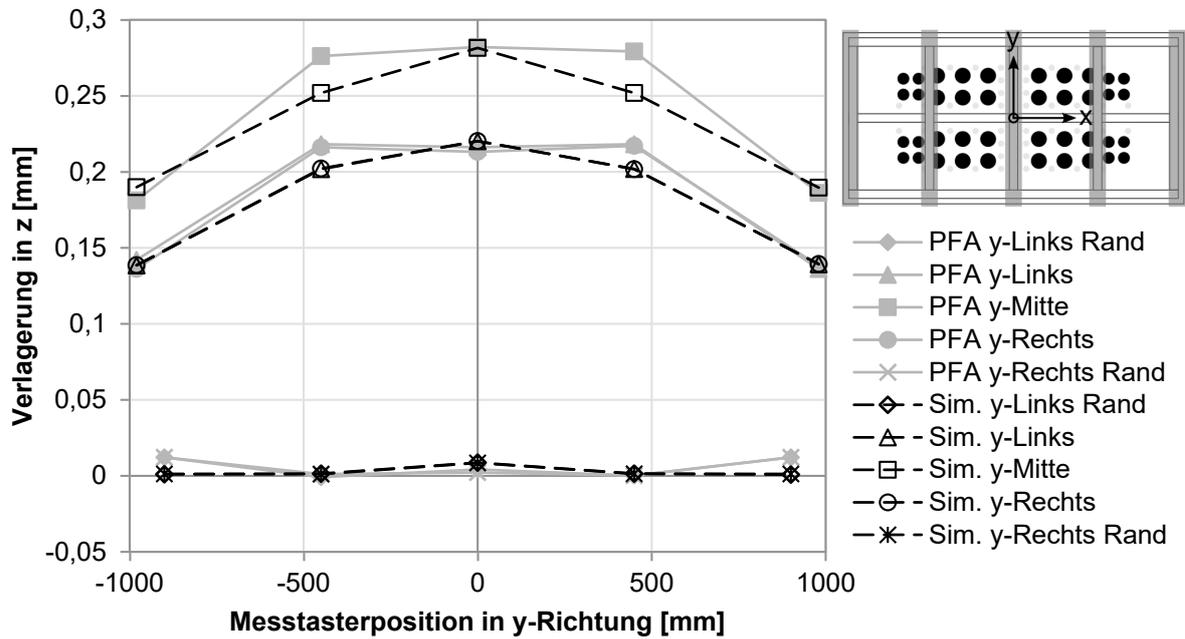


Abbildung D.12: Optimierungsergebnis in y-Richtung am Stößel von Presse C bei 10 MN symmetrischer Belastung

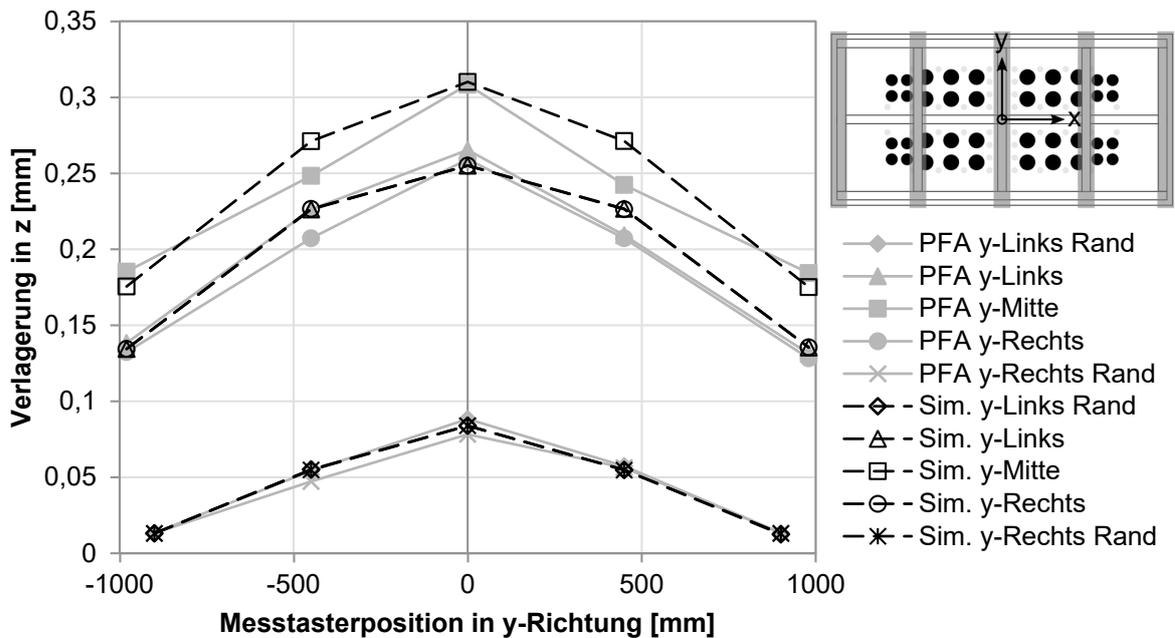


Abbildung D.13: Optimierungsergebnis in y-Richtung am Stößel von Presse H bei 10 MN symmetrischer Belastung

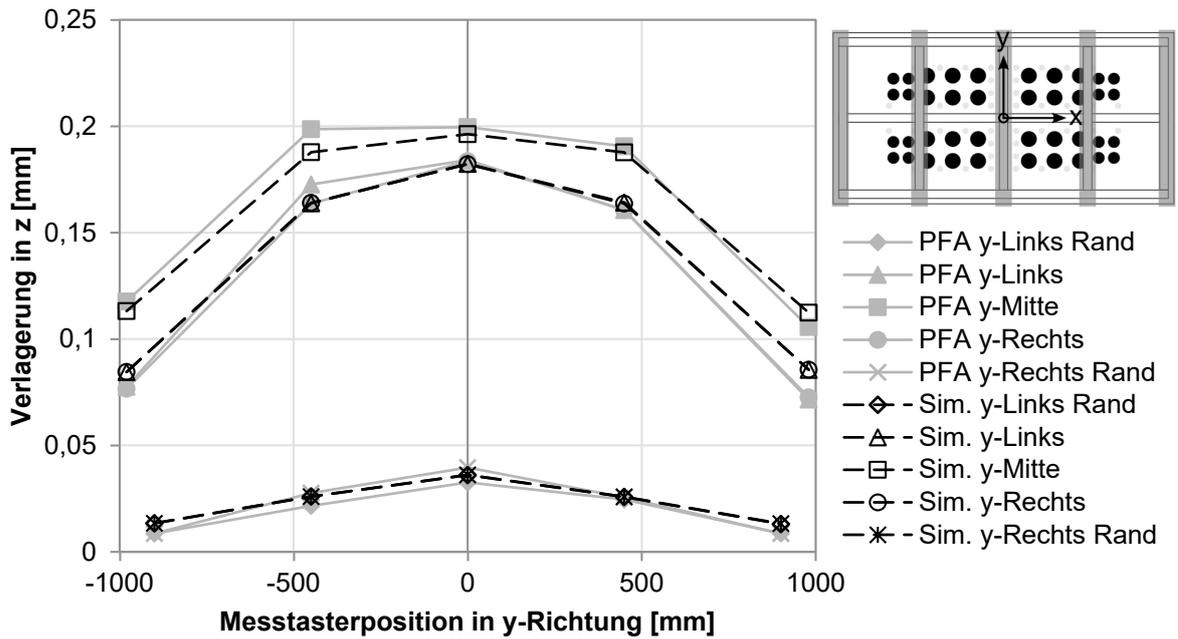


Abbildung D.14: Optimierungsergebnis in y-Richtung am Stößel von Presse E bei 10 MN symmetrischer Belastung

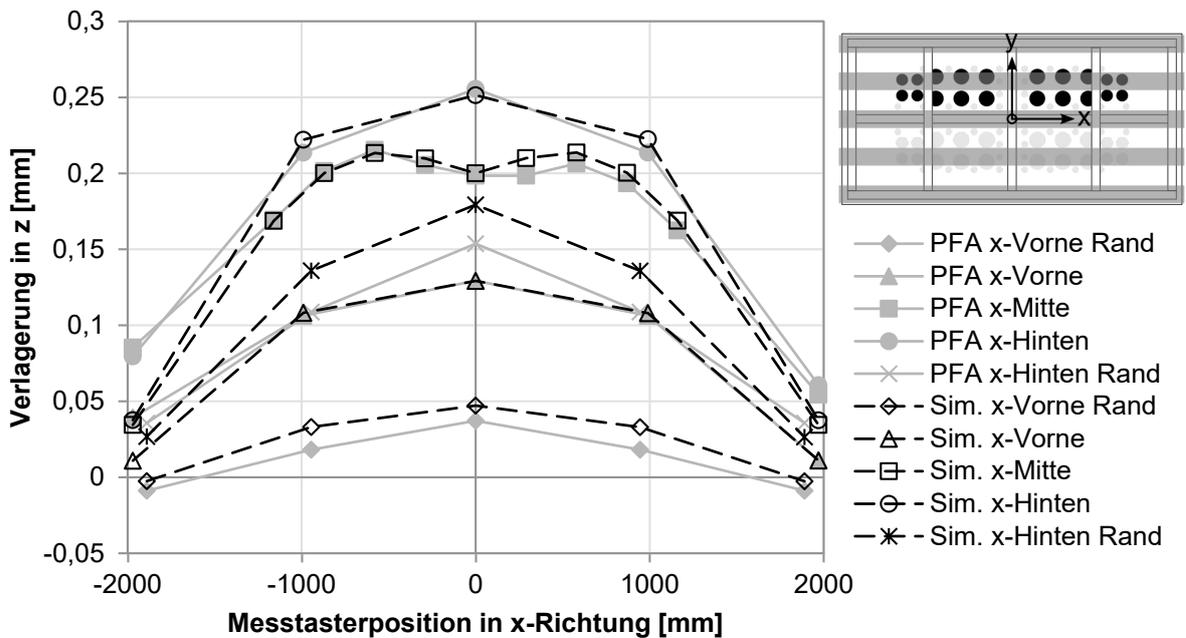


Abbildung D.15: Validierung des Stößelersatzmodells von Presse E in x-Richtung bei 10 MN asymmetrischer Belastung k+A

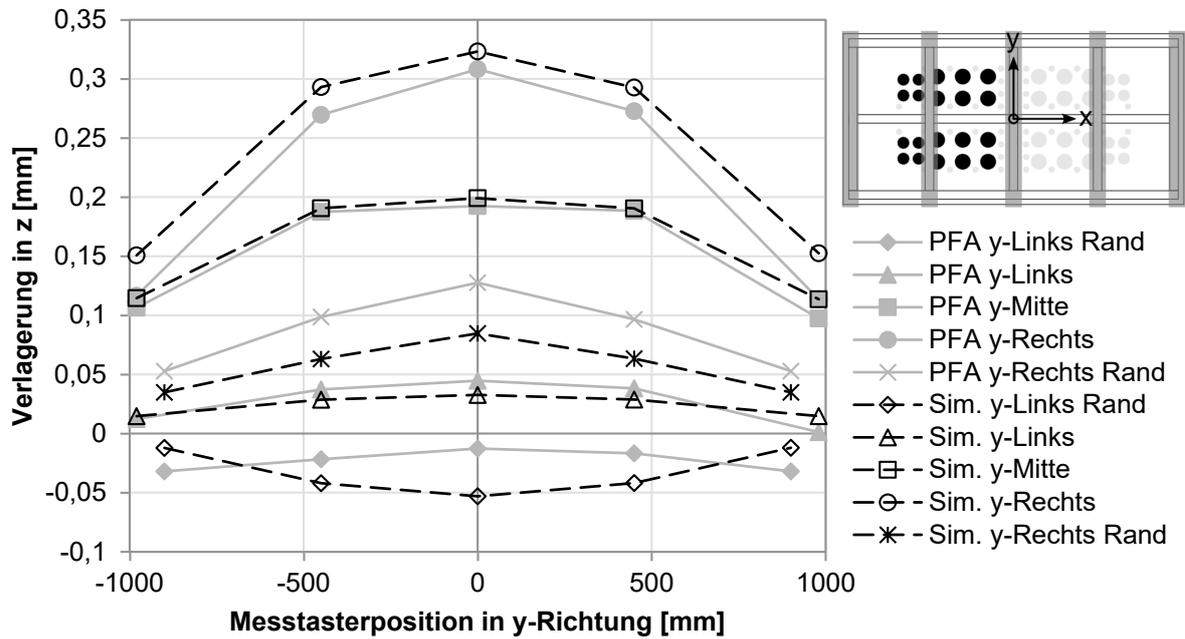


Abbildung D.16: Validierung des Stößelersatzmodells von Presse E in y-Richtung bei 10 MN asymmetrischer Belastung $k+B$

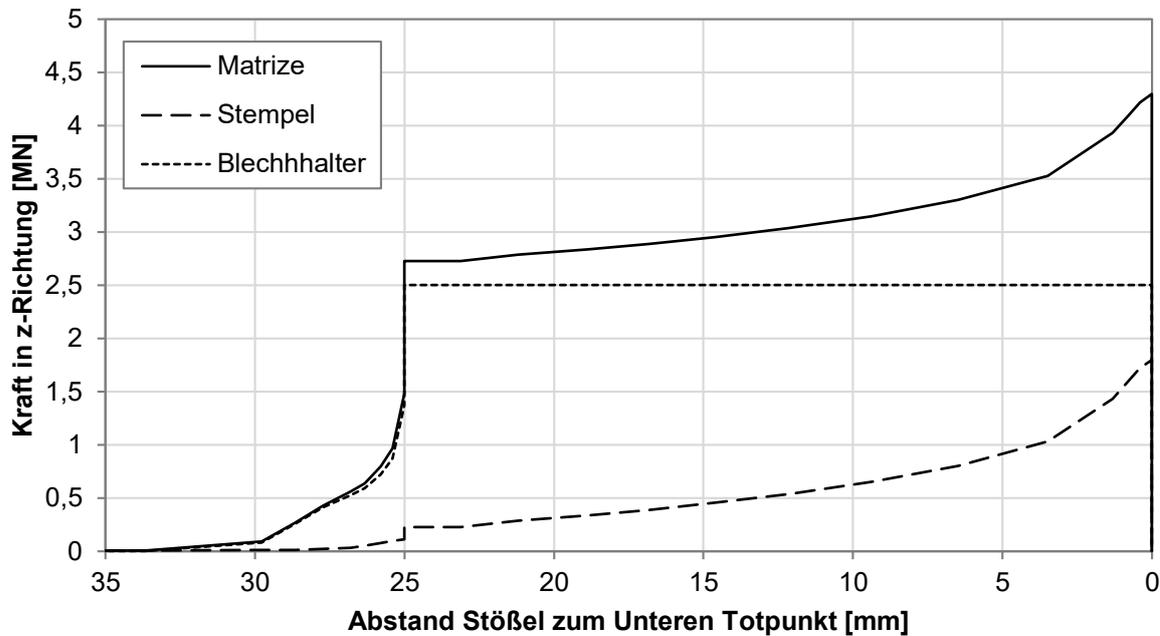


Abbildung D.17: Beträge der Werkzeugkräfte aus AUTOFORM über dem Stößelweg einer einzelnen TAV

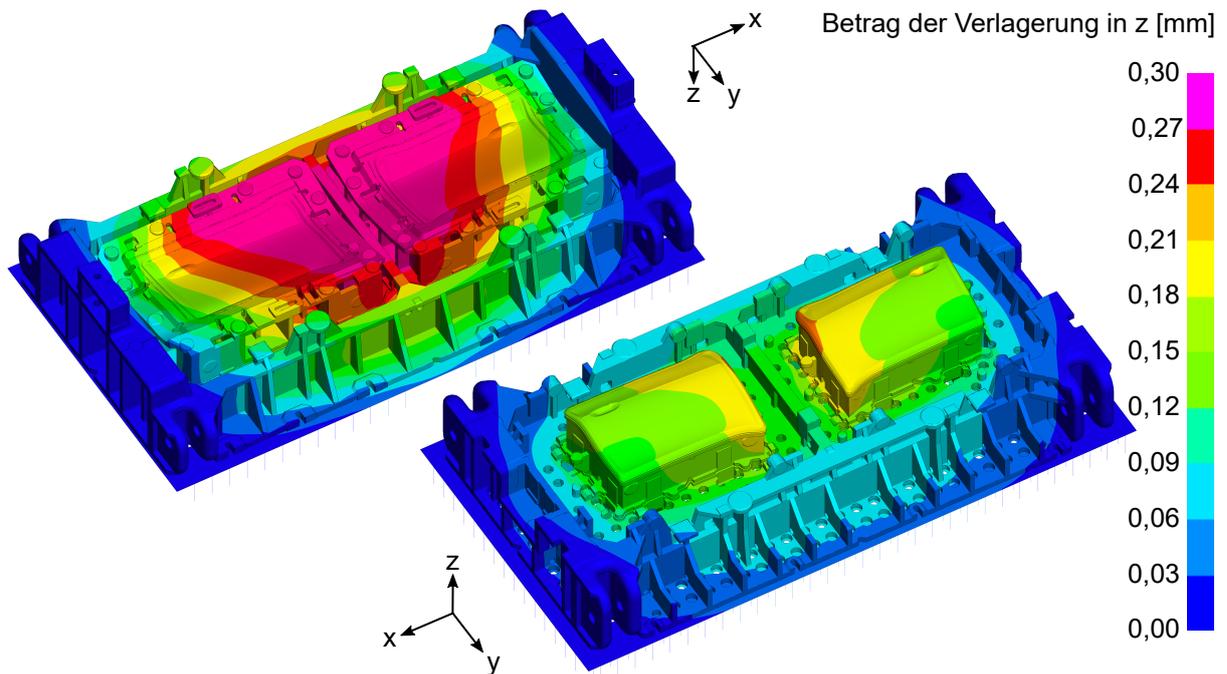


Abbildung D.18: Betrag der absoluten Verlagerung in z-Richtung am Ober- und Unterteil des TAV-Werkzeugs bei Belastung mit Kontaktkräften aus AUTOFORM

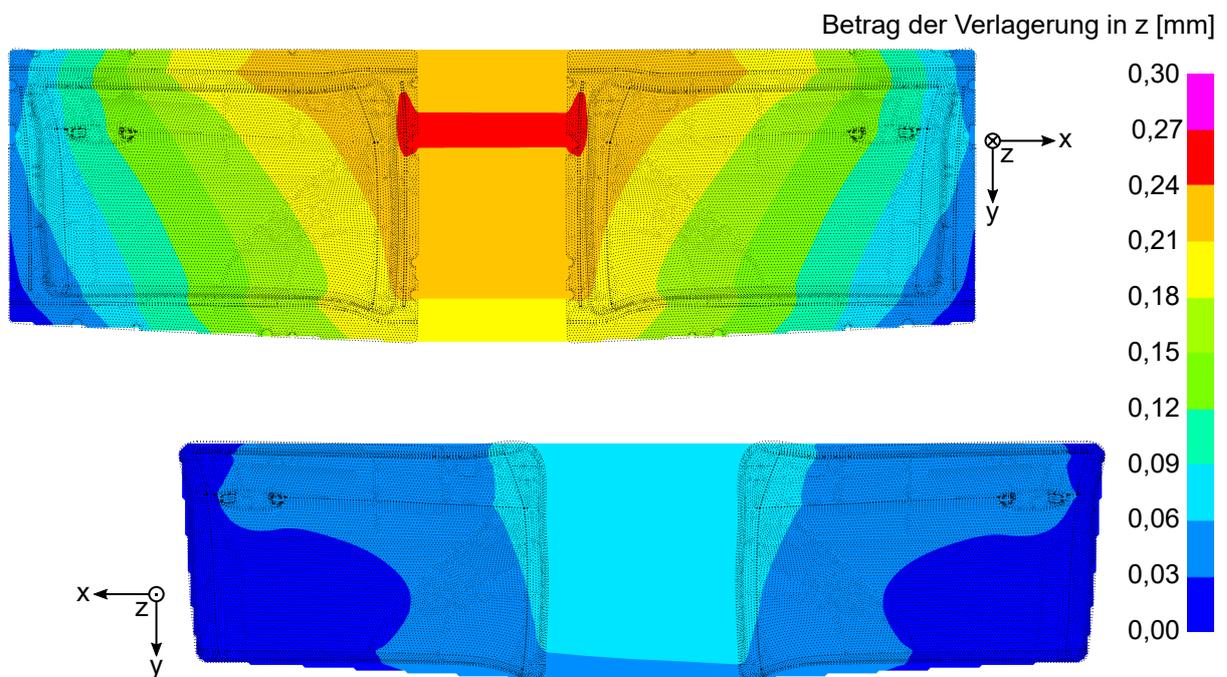


Abbildung D.19: Betrag der relativen Verlagerung in z-Richtung an der Stempel- und Matrizenwirkfläche des TAV-Werkzeugs bei Belastung mit Kontaktkräften aus AUTOFORM

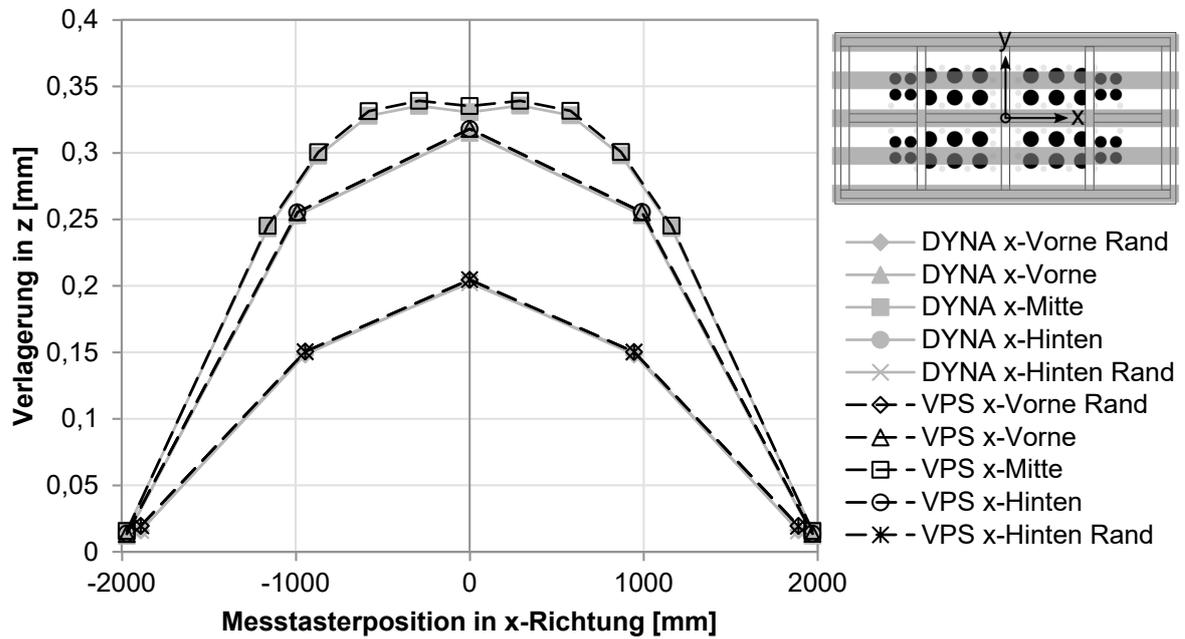


Abbildung D.20: Vergleich der in LS-DYNA und VPS simulierten Verlagerungen am Stößelersatzmodell der Presse A bei 10 MN symmetrischer Belastung

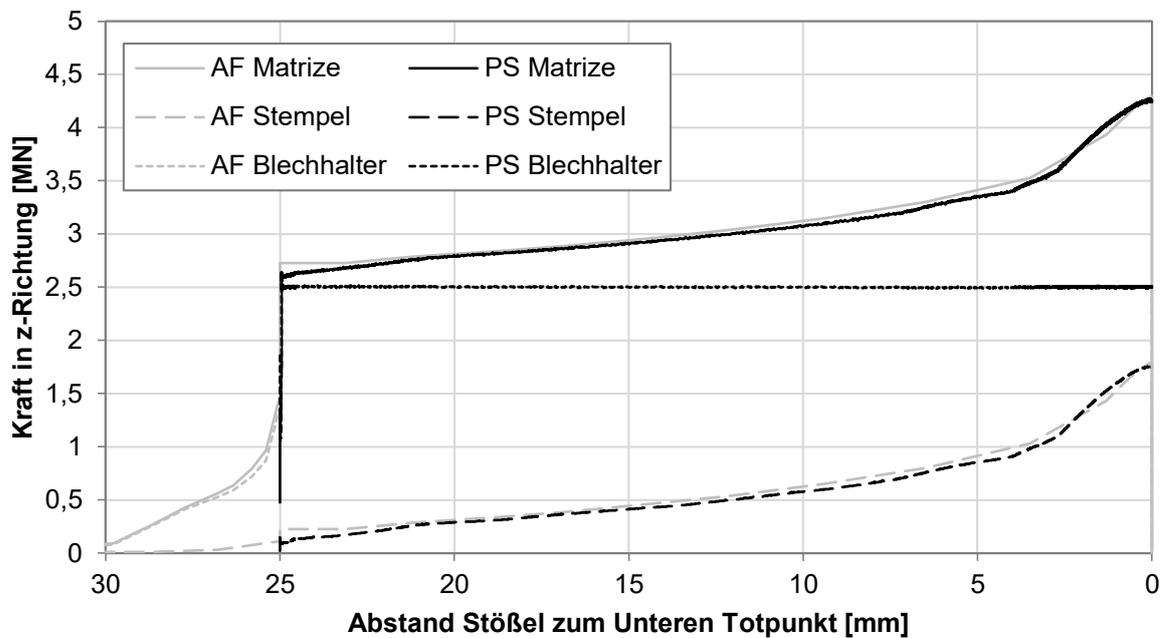


Abbildung D.21: Beträge der Werkzeugkräfte aus PAM-STAMP (PS) mit starren Werkzeugen über dem Stößelweg für eine einzelne TAV verglichen mit AUTOFORM (AF)

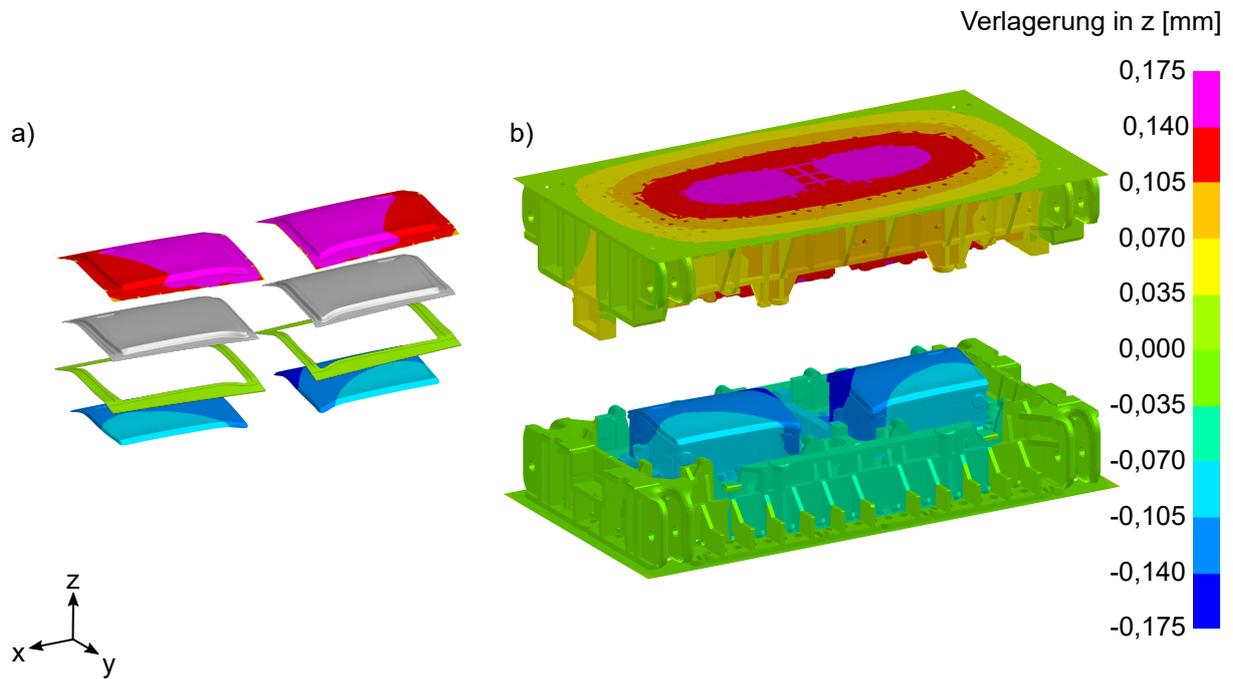


Abbildung D.22: Resultierende absolute Verlagerung im UT in z-Richtung bei Kopplung von a) Umformsimulation (in Explosionsdarstellung) und b) Struktursimulation am TAV-Werkzeug auf Presse A

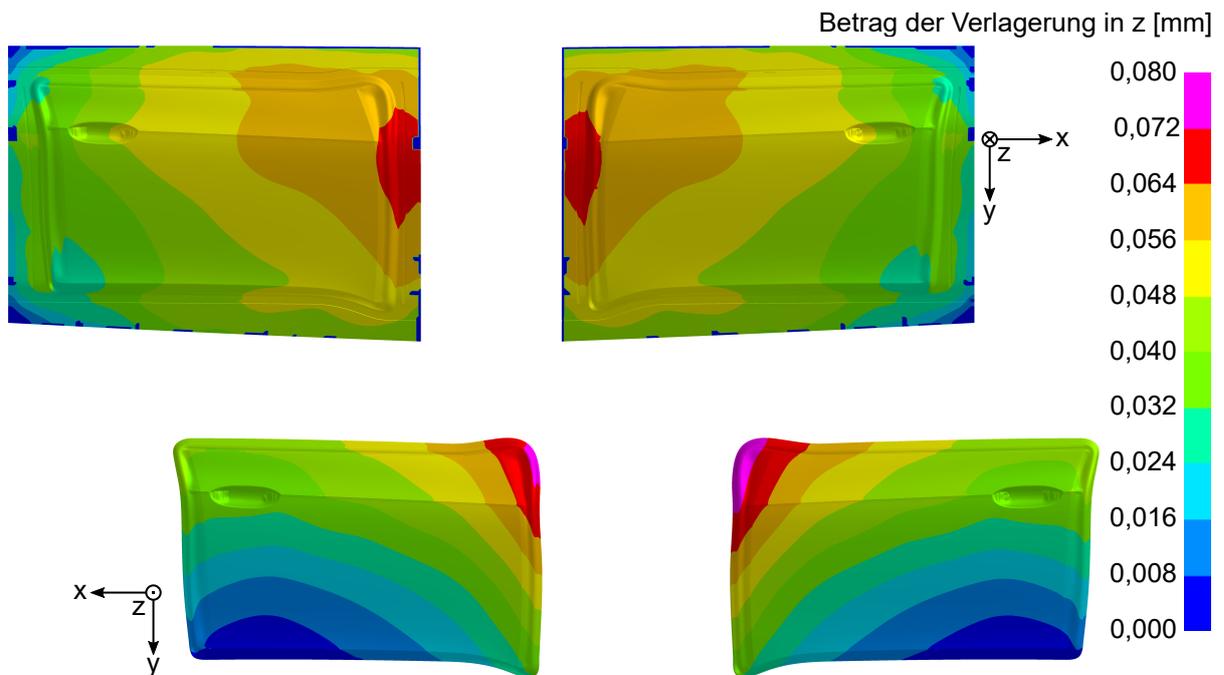


Abbildung D.23: Betrag der relativen Verlagerung in z-Richtung an der Stempel- und Matrizenwirkfläche des TAV-Werkzeugs bei gekoppelter Simulation

Tabelle D.2: Gemessene Abstände in mm zwischen Stempel und Matrizenwirkflächen im Versuch und in der gekoppelten Simulation mit Fräsdaten

Nr.	Versuch	Gekoppelte Simulation mit zusätzlichem Stößelweg [mm]					
		UT	+0,1	+0,2	+0,3	+0,4	+0,5
1	0,70	1,001	0,914	0,829	0,750	0,688	0,669
2	0,70	0,989	0,902	0,816	0,738	0,678	0,660
3	0,67	0,970	0,882	0,796	0,718	0,661	0,647
4	0,73	0,982	0,897	0,814	0,745	0,700	0,695
5	0,76	1,037	0,949	0,864	0,788	0,735	0,721
6	0,74	0,968	0,883	0,802	0,732	0,689	0,684
7	0,70	0,803	0,733	0,668	0,626	0,604	0,610
8	0,59	0,711	0,637	0,568	0,521	0,493	0,495
9	0,70	0,955	0,869	0,786	0,714	0,660	0,648
10	0,66	0,815	0,737	0,663	0,606	0,576	0,582
11	0,68	0,933	0,846	0,760	0,685	0,635	0,629
12	0,65	0,813	0,734	0,659	0,602	0,575	0,583
13	0,68	0,926	0,838	0,753	0,677	0,631	0,627
14	0,68	0,945	0,857	0,772	0,698	0,642	0,628
15	0,69	0,937	0,854	0,772	0,692	0,624	0,591
16	0,69	0,940	0,856	0,774	0,694	0,627	0,597
17	0,69	0,958	0,874	0,790	0,709	0,639	0,603
18	0,70	0,973	0,889	0,805	0,723	0,650	0,607
19	0,66	0,959	0,872	0,786	0,701	0,631	0,589
20	0,70	0,924	0,844	0,766	0,698	0,647	0,632
21	0,80	1,079	0,994	0,911	0,836	0,779	0,760
22	0,68	0,902	0,826	0,751	0,683	0,629	0,606
23	0,71	1,064	0,979	0,895	0,816	0,749	0,714
24	0,67	1,034	0,946	0,859	0,776	0,706	0,663
25	0,74	0,895	0,822	0,750	0,682	0,630	0,602
26	0,68	0,951	0,865	0,781	0,705	0,645	0,627

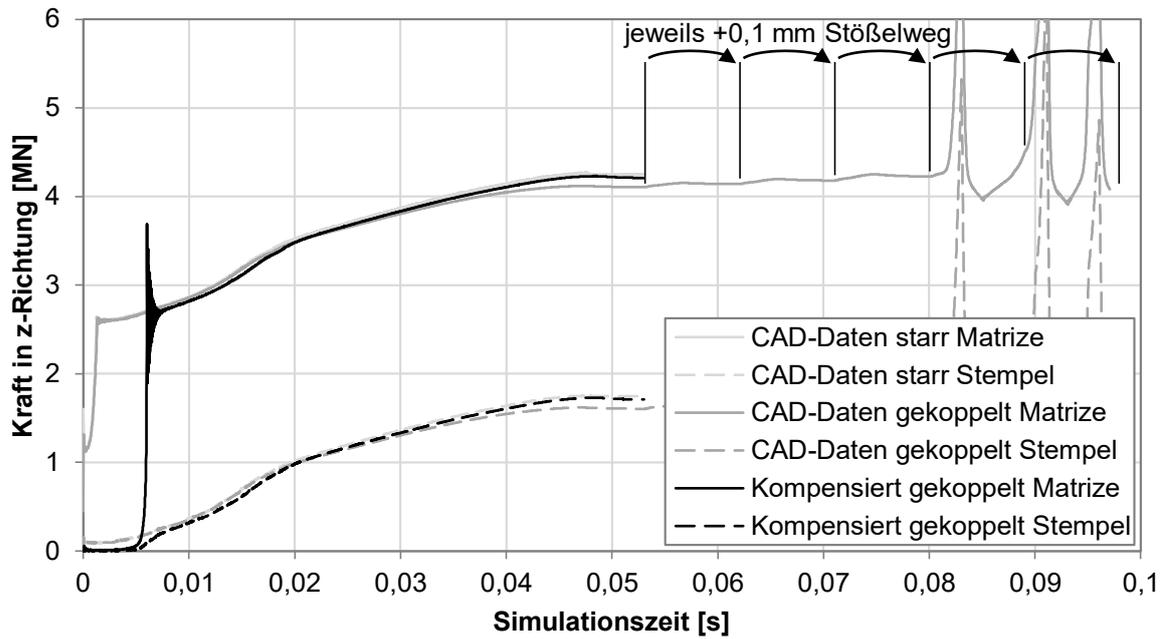


Abbildung D.24: Beträge der Werkzeugkräfte aus PAM-STAMP bei kompensierter Simulation über der Simulationszeit für die TAV verglichen mit der starren und der gekoppelten Simulation

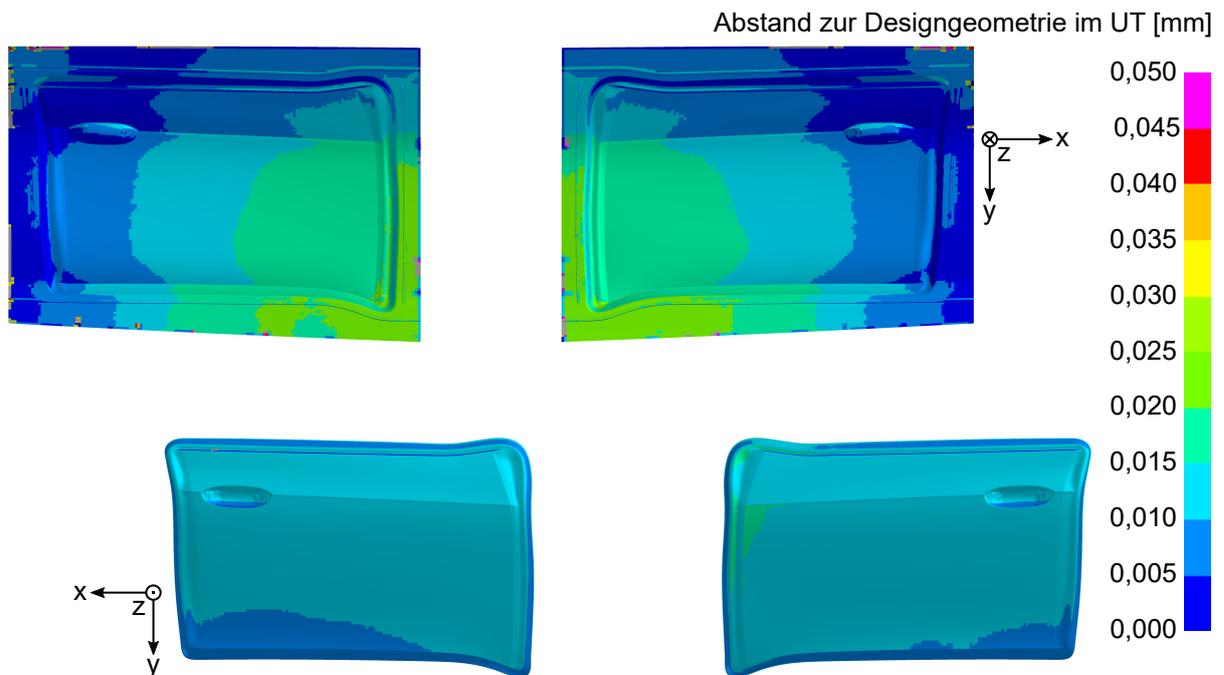


Abbildung D.25: Abstand von Stempel und Matrizenwirkfläche zur jeweiligen Designgeometrie im UT bei kompensierter Umformsimulation der TAV

Dissertationen des Lehrstuhls für Umformtechnik und Gießereiwesen, Prof. Dr.-Ing. Wolfram Volk

- 01 *Felix Zimmermann*
Generierung von maßgeschneiderten Bauteileigenschaften in PHS-Bauteilen durch Anlassen mittels Flamme; 2014; ISBN: 978-3-95884-007-2
- 02 *Christopher Joseph Thoma*
Simulationsgestützte Optimierung der Maßhaltigkeit in der Prozesskette Druckguss; 2015; ISBN: 978-3-73699-009-8
- 03 *Joung Sik Suh*
Verbesserung der Kaltumformbarkeit von AZ31 Mg-Blech durch Equal Channel Angular Pressing (ECAP); 2015; Urn: urn:nbn:de:bvb:91-diss-20151215-1271570-1-8
- 04 *Robert Ramakrishnan*
3-D-Drucken mit einem anorganischen Formstoffsystem; 2016; Urn: urn:nbn:de:bvb:91-diss-20160129-1276474-1-5
- 05 *Patrick Saal*
Quantitative Phasenanalyse von ausferritischem Gusseisen mithilfe der Neutronendiffraktometrie; 2017; Urn: urn:nbn:de:bvb:91-diss-20170125-1304161-1-8
- 06 *Peter Sachnik*
Methodik für gratfreie Schnittflächen beim Scherschneiden; 2017; Urn: urn:nbn:de:bvb:91-diss-20160406-1304184-1-8
- 07 *Thomas Martin Kopp*
Einfluss der Werkzeugsteifigkeit auf Scherschneidprozess und Werkzeugverschleiß beim offenen Schnitt; 2017; Urn: urn:nbn:de:bvb:91-diss-20170426-1327352-1-7
- 08 *Simon Josef Maier*
Inline-Qualitätsprüfung im Presswerk durch intelligente Nachfolgewerkzeuge; 2018; ISBN: 978-3-95884-004-1
- 09 *David Jocham*
Bestimmung der lokalen Einschnürung nach linearer und nichtlinearer Umformhistorie sowie Ermittlung dehnungs- und geschwindigkeitsabhängiger Materialkennwerte; 2018; ISBN: 978-3-95884-012-6

- 10 *Christoph Kaiser*
Effiziente Produkt- und Prozessabsicherung für gefalzte Karosseriebauteile durch ein metamodellbasiertes Assistenzsystem; 2018; ISBN: 978-3-95884-018-8
- 11 *Daniel Marian Opriteacu*
Risikominimale Überbrückung von Kapazitätsengpässen im Presswerksverbund der Automobilindustrie; 2018; ISBN: 978-3-95884-020-1
- 12 *Maria Anna Hiller*
Fügen durch Clinchen mit rotierender Werkzeugbewegung; 2019; ISBN: 978-3-95884-024-9
- 13 *Hannes Alois Weiss*
Fertigung effizienter Elektromotoren; 2019; ISBN: 978-3-95884-037-9
- 14 *Wan-Gi Cha*
Formability Consideration in Bead Optimization to stiffen Deep Drawn Parts; 2019; ISBN: 978-3-95884-036-2
- 15 *Sven Peter Jansen*
Methodik zur Auslegung konturnaher Temperiersysteme in Druckgusswerkzeugen; 2019; ISBN: 978-3-95884-035-5
- 16 *Georg Baumgartner*
Das mikromechanische Verhalten von binären Aluminium-Silizium-Legierungen unter Last; 2019; ISBN: 978-3-95884-032-4
- 17 *Simon Vogt*
Entwicklung eines Verfahrens zur Herstellung von verpressten Spulen für effizientere E-Traktionsantriebe; 2019; Urn: urn:nbn:de:bvb:91-diss-20191001-1483133-1-0
- 18 *Patrick Thomas Helmut Woisetschläger*
Beitrag zur Optimierung der Schichtenanbindung bei thermisch gespritzten Zylinderlaufflächen im Verbrennungsmotor; 2020; ISBN: 978-3-95884-042-3
- 19 *Michael Walter Krinninger*
Ansätze zur Reduzierung der prozessbedingten Flitterbildung beim Scherschneiden von Aluminiumblechen im offenen Schnitt; 2020; ISBN: 978-3-95884-045-4
- 20 *Tim Benkert*
Blechraddkörper für Leichtbauzahnäder – Eine Machbarkeitsstudie zur Herstellung von tiefgezogenen und feingeschnittenen Innenteilen mehrteiliger Zahnäder; 2020; ISBN: 978-3-95884-046-1

- 21 *Benjamin Himmel*
Material Jetting of Aluminium – Analysis of a Novel Additive
Manufacturing Process; 2020; ISBN: 978-3-95884-049-2
- 22 *Florian Martin Hofbauer*
Großserientaugliche Umsetzung von dünnwandigem Stahlguss
für den Automobilbau; 2020; ISBN: 978-3-95884-050-8
- 23 *Annika Weinschenk*
Simulative und experimentelle Untersuchungen zur Detektion und
Prävention von Einfallstellen in Außenhautbauteilen; 2020;
ISBN: 978-3-95884-052-2
- 24 *Florian Heilmeier*
Ermittlung schwindungsbedingter Gussteilspannungen mit Hilfe
eingegossener, faseroptischer Dehnungssensoren; 2020;
ISBN: 978-3-95884-053-9
- 25 *Ferdinand Neumayer*
Ermittlung und Auswirkung der Durchbruchkraft beim Scherschneiden;
2020; Urn: urn:nbn:de:bvb:91-diss-20200729-1530885-1-5
- 26 *Manuel Pintore*
Gießtechnische Herstellung und technologische Charakterisierung
von Kupfer-Aluminium-Schichtverbunden; 2021;
ISBN: 978-3-95884-059-1
- 27 *Tim Mittler*
Verbundstranggießen von Kupferwerkstoffen; 2021;
ISBN: 978-3-95884-058-4
- 28 *Christoph Hartmann*
Spatio-Temporal Optical Flow Methods for Process Analysis
– Robust Strain, Strain Rate, and Crack Propagation Measurement
in Shear Cutting; 2021; ISBN: 978-3-95884-066-9
- 29 *Marco Raupach*
Simulationsbasierte Konstruktionsmethodik zur Herstellung markanter
Bauteilradien im Karosseriebau
- 30 *Fabian Zgoll*
Methodik zur maschinenoptimalen Werkzeugeinarbeitung durch
virtuelle Kompensation der Werkzeug- und Pressendurchbiegung;
2021; ISBN: 978-3-95884-067-6

